

INSTITUTUL POLITEHNIC "TRAIAN VUIA" TIMISOARA  
FACULTATEA DE MECANICA

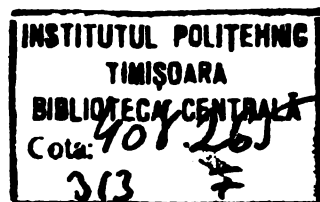
ING. NICOARA V. IOAN

CONTRIBUTII LA ANALIZA SI SINTEZA MECANISMELOR STANDURILOR  
IN CIRCUIT INCHIS PENTRU INCERCAREA SI RODAREA ANGINAJELOR

- TEZA DE DOCTORAT -

BIBLIOTECA CENTRALĂ  
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"  
TIMIȘOARA

CONDUCATOR ȘTIINȚIFIC,  
PROF. DR. ING. FRANCISC KOVÁCS



## INTRODUCERE

Perfecționarea parametrilor energo-funcționali ai sistemelor mecanice mobile este condiționată de cunoașterea și adoptarea unui ansamblu de măsuri tehnico-organizatorice care să cuprindă deopotrivă proiectarea, execuția și exploatarea acestora.

Cercetarea avansată cât și acumularea unei bogate experiențe în ceea ce privește procesul și fazele elaborării unui produs (proiectarea constructivă și tehnologică, execuția, controlul și rodajul) au făcut posibilă prescrierea unor recomandări sau a unor norme normative cu privire la realizarea dezideratelor de calitate, productivitate, preț de cost etc. În același timp, pentru problemele amintite mai înainte, literatura tehnică de specialitate oferă un larg câmp informațional care conține prezentări fenomenologice, fundamente și metode de calcul, soluții constructive, criterii de selecție a variantelor optime etc., venind astfel în întâmpinarea specialiștilor din proiectare și producție.

Celelalte etape, în general, sînt mai puțin reprezentate în literatura de specialitate cât și în preocupările cercetătorilor.

Delimitînd convențional aceste etape în : pregătirea pentru rodaj în exploatare (rodarea, încercarea, omologarea, ambalarea, transportul, instalarea și punerea în stare de funcționare) precum și aplicarea propriu-zisă (starea normală de funcționare, întreținerea și repararea), se constată că acoperirea cu informații a unora din fazele enumerate mai sus este deficitară. Se menționează în acest sens aspectele specifice rodării și testării produselor tehnice și în mod deosebit a transmisiilor mecanice - domeniu preponderent al construcției de mașini.

Aceasta se datorează, pe de o parte, faptului că transmisiile mecanice constituie obiect de studiu predilect doar în ceea ce privește proiectarea și execuția, iar pe de altă parte, interesului major pe care-l manifestă încă unele întreprinderi producătoare pentru aspectele cantitative.

Odată cu acordarea importanței cuvenite calității produselor s-a introdus obligativitatea întreprinderilor de a cuprinde în procesul tehnologic atât rodarea cât și încercările funcționale ale tuturor produselor tehnice pe care le execută.

Rodajul reprezintă o etapă deosebit de importantă în funcționarea unei piese sau a unui produs. Dacă rodajul este executat atent

și are la bază histograma rațională, se pot îmbunătăți atât performanțele produsului din perioada de funcționare normală cât și cele caracteristicile de fiabilitate și mentenabilitate. Se poate estima că durata de staționare a produsului pe stand se poate recupera deosebit de economic prin prelungirea duratei de funcționare normală (raportul dintre durata de prelungire a funcționării și durata staționării pe stand fiind de ordinul sutelor).

În perioada de rodaj are loc ameliorarea calității suprafețelor în contact cu mișcare relativă, depistarea și înlăturarea unor imperfecțiuni de execuție și montaj, eliminarea unor jocuri etc. Ca efect, se remarcă micșorarea pericolului apariției unor tipuri de uzură defavorabile funcționării (gripare, ciupire etc.), asigurarea unei repartizări mai uniforme a forțelor în cuplurile cinematice, pregătirea suprafețelor pentru posibilitatea preluării rapide a sarcinilor nominale etc.

Eficiența rodajului trebuie reflectată în ridicarea calității produselor, în proiectarea rațională a acestora, în prelungirea duratei de funcționare, în îmbunătățirea caracteristicilor tehnico-economice.

Încercarea produselor tehnice este o etapă obligatorie în faza premergătoare omologării și definitivării acestora. Asemenea cercetări își propun ca obiectiv analiza gradului în care produsul corespunde cerințelor funcționale impuse respectiv să stabilească o prognoză a fiabilității lui. Se pun astfel în evidență performanțele limită pe care acestea le asigură, tronsoanele cinematice sub sau supra-dimensionate, cauzele ieșirii din uz respectiv ale defectării unor organe sau a unor subansamble.

Prin testare se certifică - în final - calitățile de ansamblu ale unui produs. Primele observații vizează de obicei aspectele estetice și ergonomice, silențiozitatea, posibilitățile de montaj, interschimbabilitatea etc., concluziile fiind deseori subiective întrucât aceste calități nu necesită standuri de încercare, aparatură de măsură și control.

Performanțele pe care le asigură o mașină sau un agregat trebuie atestate prin încercări pe standuri de obicei specializate pentru produsul respectiv.

Aceste rezultate se constituie baza unor prescripții judiciare pentru formă, material, tehnologie, calitate, preț de cost etc.

## Capitolul 1

### STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRIILOR PRIVIND CONSTRUCȚIA ȘI FUNCȚIONAREA SISTEMELOR MECANICE ÎN CIRCUIT ENERGETIC ÎNCHIS. METODE ȘI STANDURI DE ÎNCERCARE A ANGRENAJELOR.

#### 1.1. Scurt istoric

Roțile dințate - deși cunoscute din timpuri străvechi - au avut o evoluție relativ lentă până în secolul al XX-lea. Au contribuit la aceasta atât tehnologiile rudimentare de execuție ale angrenajelor (primele roți fiind din materiale nemetalice) cât și cunoștințele - de-abia acumare - din domeniul tribologiei. Dezvoltarea accentuată a forțelor de producție de la sfârșitul secolului al XIX-lea și începutul secolului al XX-lea a creat premisele dezvoltării industriei constructoare de mașini, progresul cel mai rapid caracterizând industria mijloacelor de transport (în special de automobile).

Aceasta a impus angrenajelor condiții cinematice, energetice și de gabarit deosebite, care nu se măi puteau asigura decât modernizând metodele de proiectare și tehnologiile de execuție respectiv îmbunătățind substanțial aspectele tribologice.

Noile condiții de funcționare ale angrenajelor au relevat fenomene necunoscute până atunci de cercetători, în mod deosebit semnalandu-se procesul evolutiv al degradării flancurilor. Bazate pe această observație, multe centre de cercetări și-au propus ca obiectiv studiul fenomenelor implicate în distrugerea flancurilor.

Astfel Lancaster ajunge la concluzia că pittingul apare ca efect al încălzirii flancurilor după o durată îndelungată de funcționare : în zonele încălzite apar, datorită dilatărilor și contracțiilor repetate, fisuri care conduc la desprinderi de material sub formă de așchii.

Fluke și Hofman preocupându-se de uzura roților dințate în general și de uzura prin coroziune în special, ajung la concluzia că gropițele apar ca efect al coroziunii metalelor.

Un studiu sistematic al durabilității roților dințate este întreprins de Buckingham [3], modelarea procesului de angrenare făcându-se pe standuri cu role.

Rezultatele experiențelor sale au fost publicate într-un

"Indrumător pentru proiectarea roților dințate". Se menționează posibilitatea apariției ciupiturilor și la sarcini mici, la o durată îndelungată de funcționare.

Studiul durabilității cât și a căilor de sporire a acestora, a constituit principala temă a cercetărilor lui Way. În lucrările sale [207] se fac referiri la dependența pittingului - ca fenomen de oboseală - de caracteristicile lubrifiantului, duritatea materialelor și calitatea suprafețelor în contact.

În Japonia, Mișihora și Koboiashi de la Universitatea din Kioto, fac, în deceniile patru și cinci, încercări pe mașini de tip Amster, cu roțe, simulând rostogolirea cu alunecare. Tot aici se obțin primele curbe de oboseală a flancurilor.

Se semnalează influența alunecărilor relative asupra degradării flancurilor precum și aglomerarea ciupiturilor în jurul polului pe flancurile roții conduse.

Meldahl [112], propunându-și să studieze mai profund influența alunecărilor relative, adaptează la una din roțe viteză variabilă. Totodată precizează cu cât este mai ridicată rezistența la contact a bagelului dintelui în raport cu rezistența piciorului dintelui.

În U.R.S.S., Prohin și Petrusievici (1957), comunicau primele curbe de oboseală a flancurilor, ridicate direct pe roți dințate [200]. În același timp la standurile cu roțe Petrusievici procedeauă la înlocuirea rozelor cilindrice cu roțe conice, ceea ce reprezintă o etapă superioară în studiul contactului flancurilor roților dințate.

Din 1955 Trubin [200] reia cercetările în domeniul angrenajelor concentrându-se asupra dependenței dintre viscozitatea lubrifiantului și capacitatea portantă a flancurilor.

Bazele unui studiu sistematic, profund și multilateral asupra angrenajelor au fost puse în Germania, la München, de unde Niemann și colaboratorii săi fac importante comunicări cu privire la solicitarea de contact și la bază a dinților [126 - 132]. Se poate aprecia că prin aceste cercetări se fundamentează în fapt, calculul modern al roților dințate.

Cu timpul, aria preocupărilor s-a extins tot mai mult [v. § 3.2], cercetările fiind orientate și spre cunoașterea factorilor care stau la sorginta altor forme de degradare a flancurilor cum sînt: uzura adhezivă, abrazivă, corosivă, de cavitație, de fretare, de exfoliere etc. asemenea au fost luate în studiu noi fenomene : zgor-

metul, șocurile, vibrațiile, ungerea elastohidrodinamică etc. Multe din cercetările care vizează aceste aspecte sînt în curs de desfășurare.

Analiza bibliografică dezvăluie preocupări ale unui număr foarte mare de cercetători cu rezultate remarcabile în domeniul angrenajelor. În aceste condiții se menționează contribuțiile valoroase și relativ recente obținute de colectivele conduse de V.N. Gheșkin, H. Glaubitz, B. Horovitz, Fr. Kovács, V.M. Kudriavțev, D. Maroș, A. Rădulescu, H. Retting, E. Szekely, W.A. Tuplin, I. Vöröș, H. Winter, V. Zeman ș.a.

Se poate conchide că influențele directe ale unor parametri sînt foarte greu de delimitat, precum tot foarte dificilă este surprinderea integrală a interdependențelor dintre aceștia.

## 1.2. Metode de încercare a angrenajelor

Intrucît principalele cauze ale scoaterii din uz a angrenajelor sînt ruperea dinților la bază și degradarea flancurilor (în mod frecvent prin ciupire) - cvasiadmise ca fenomene de oboseală - analiza factorilor care definesc aceste fenomene se poate face prin metode specifice studierii oboselei metalelor, cu particularizări pentru roți dințate, precum și prin metode exclusiv utilizate la încercarea angrenajelor.

Stăpînirea și prezentarea fenomenului de oboseală este deseori dificilă și subiectivă întrucît amorsele de distrugere încep înainte de a fi sesizate (uneori în adîncime - în zone inaccesibile mijloacelor obișnuite de investigare [7]), dispersia rezultatelor este mai mare decît la alte tipuri de încercări, iar influența formei, mărimei și a materialului este esențială.

În studiul roților dințate se aplică metodele directe și anume : metoda clasică (Wöhler) sau cu sarcină constantă, respectiv cu sarcină variabilă (progresivă sau după o altă lege).

Metoda clasică este relativ comodă și precisă însă necesită un timp îndelungat, un număr mare de epruvete, rezultatele obținîndu-se la un preț de cost ridicat. Rezistența la oboseală, definită experimental, reprezintă valoarea maximă a tensiunii la care, pentru un număr de cicluri de bază  $N_b$ , nu intervine distrugerea roții dințate-epruvetă.

M. Prot a introdus - în studiul oboselii metalelor - o tehnică deosebită menită să evite principalele dezavantaje ale metodei încercării cu sarcină constantă [174]. Conform acestei metode, solicitarea crește cu numărul de cicluri; numărul de epruvete și timpul necesar încercărilor scăzând considerabil.

Metoda sarcinii progresive a fost pentru prima dată utilizată la încercarea angrenajelor în cadrul cercetărilor întreprinse în Laboratorul de Organe de mașini și mecanisme din cadrul Institutului politehnic "Traian Vuia" Timișoara, de B. Horovitz, M. Crudu, D. Ferju, M. Balekios [63, 57].

Această metodă permite o modelare mai fidelă a condițiilor reale de lucru a angrenajelor (sarcini ciclice cu amplitudini variabile), o determinare mai rapidă a rezistenței limită la oboseală cât și posibilități mai favorabile de încercări la durabilitate limitată.

Conform acestei metode, după un număr  $n$  de cicluri, sarcina pe dinte va fi :

$$F = F_0 + \mu_F \cdot n \quad (1.1)$$

unde  $F_0$  este forța inițială, iar  $\mu_F$  - viteza de creștere a forței.

Dezvoltând această teorie și adoptând principiul cumularii deteriorărilor (al lui Miner), se ajunge la concluzia că viteza de creștere a tensiunii de contact descrește hiperbolic cu numărul de cicluri :

$$\mu_K = C_F \cdot (n)^{-1/2} \quad (1.2)$$

ceea ce oferă avantajul de a dispune de viteze mai mari de creștere a sarcinii la început și de a evita astfel rularea îndelungată la sarcini mici. Acest avantaj poate fi exploatat într-un mod superior în cazul standurilor de rodare, în vederea executării unui rodaj eficient și rapid.

O altă metodă modernă de investigare a angrenajelor este Testul FZG-pitting [32, 157], pus la punct în laboratoarele de cercetare conduse de prof. Niemann. În prealabil s-au făcut sute de încercări ale roților dințate (până la  $10^8$  cicluri), ceea ce a permis autorilor să caracterizeze destul de precis pittingul.

Conform acestui test, timpul necesar ridicării unei curbe de durabilitate se reduce la 15% din timpul afectat metodei clasice, pentru definirea curbei fiind suficientă o singură pereche de roți dințate. Aceasta a permis stabilirea unor interdependențe dintre capacitatea pe tangentă a flancurilor și caracterul sarcinii (stative,

sau dinamice), viteză periferică, modul, unghi de angrenare, deplasări de profil, clasa de precizie, lăţimea roţii, condiţii de ungere etc. Incărcarea urmează a se modifica în trepte după o schemă proprie laboratorului. Testul stabileşte ca limită admisibilă la cizpire un anumit raport între suprafaţa totală a ciupiturilor (de pe ambele flancuri) şi suprafaţa activă a flancurilor dinţilor (2 %) şi este astfel conceput încît la sfîrşitul încercărilor suprafaţa relativă ciupită să fie mai mică de 4 %.

O variantă îmbunătăţită este prezentată în [7], treptele suprafeţei relative ciupite  $\Delta A$  sînt mai puţine, ordonarea lor făcîndu-se în intervale a căror limite se înscriu într-o progresie geometrică. Prin aceasta se asigură o testare mai raţională şi mai rapidă a angrenajelor.

### 1.3. Tipuri de standuri pentru încercarea roţilor dinate

În cadrul sistemelor mecanice mobile sursei energetice îi pot reveni mai mulţi consumatori. Dispunerea şi caracteristicile acestora determină traseele şi parametrii fluxurilor energetice. Funcţie de tipul traseelor energetice respectiv de modul de ordonare a componentelor pe traseu, sistemele mecanice mobile pot fi cu subsansabile dispuse în serie, în paralel, pe contur închis sau combinat (serie-paralel, serie-paralel-închis etc.) - v. tab. 1.1.

Tabelul 1.1

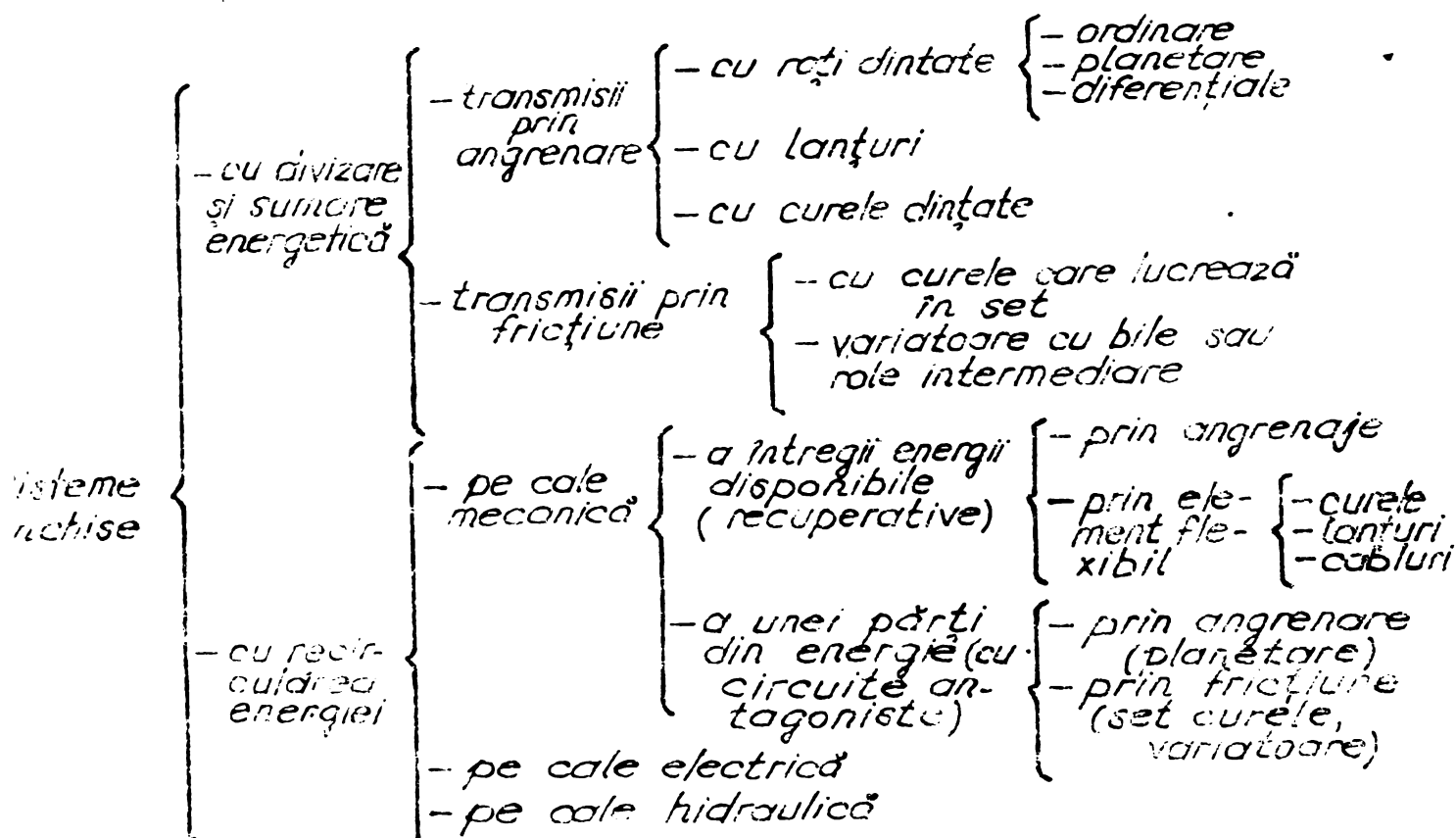
Dispunerea componentelor în sistemele mecanice mobile	}	- în serie	}	
		- în paralel		
		- în contur închis		- simplu
				- cu bucle multiple
		- combinat		- serie-paralel
				- serie-paralel-închis, etc

Se observă că sistemele cu contur închis - abordate mai larg în lucrare - constituie o categorie individualizată prin proprietăţile lor intrinseci. Se pot constata unele asemănări între sistemele închise, simple şi sistemele în serie respectiv între sistemele închise cu bucle multiple şi sistemele cu componente dispuse în paralel. Dar, după cum va rezulta în continuare, apar şi elemente care le diferenţiază net.

La rîndul lor, sistemele închise se întîlnesc într-o mare varietate constructivă (tabelul 1.2).



Tabelul 1.2



În fig.1.1 se dau câteva scheme de sisteme mecanice cu componente dispuse pe contur închis și trasee ale fluxurilor energetice.

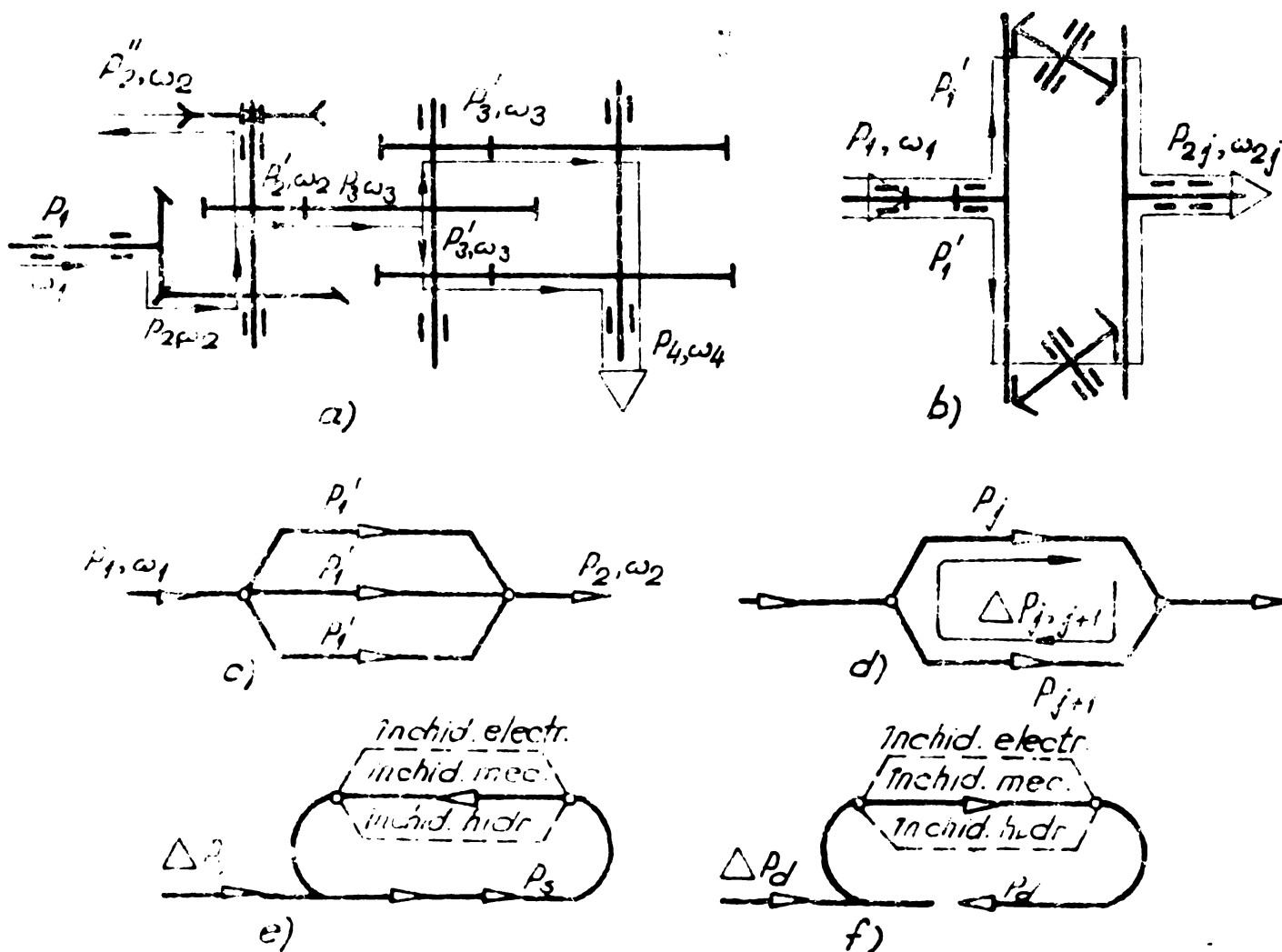


Fig.1.1

Din tabelul 1.2 și fig.1.1 rezultă că recircularea energiei poate constitui o calitate esențială a sistemului închis respectiv un obiectiv major pe care și-l propune cercetătorul (în cazul standurilor destinate testării sau rodării unor mecanisme) sau poate apărea intempestiv, ca urmare a încălcării neechilibrate pe divizori energetici (când se pun în evidență circuite energetice antagoniste, cu efecte de perturbare a transferului energetic integral).

Prin urmare recircularea numai a unei părți a energiei este asociată sistemelor închise cu divizare și sumare energetică [46;204].

Circuitele energetice recuperative sînt utilizate în laboratoarele de cercetări și sînt destinate încercării și rodării unor componente ale transmisțiilor mecanice sau a transmisțiilor mecanice în ansamblu.

În practică se întîlnesc diverse căi de recirculare a energiei: mecanice (roți dințate, lanțuri, curele, cabluri etc.), electrice și hidraulice.

Într-un circuit cu componente mecanice sensurile fluxurilor energetice pot diferi funcție de sensurile de rotație respectiv de sensurile de torsionare pe cînd la celelalte circuite sensurile sînt unice.

Sistemele închise cu componente mecanice sînt mai răspîndite, relativ mai simple, mai ieftine și mai ușor de întreținut. Prezintă interes deosebit sistemele mecanice prevăzute cu posibilități de tensionare în mers (automat sau semiautomat). Aceste circuite în regim normal au un grad de mobilitate, iar în regim tranzitoriu două. Une sînt cazuri particulare ale mecanismelor cu conexiuni dinamice (noțiuni introduse în literatura tehnică de Fr.Kovacs și M.Crudu [46;204]).

Studiul particularităților funcționale ale roților dințate se poate face pe mai multe tipuri de instalații și anume : cu role ; cu roți dințate-epuravete și cu subansamble funcționale care au în componența lor angrenaje.

Așa cum s-a arătat în § 1.1, primele studii sistematice asupra roților dințate s-au făcut pe standuri cu role. Unele rezultate ale cercetărilor pe astfel de role sînt prezentate și în lucrări mai recente.

În principiu, fiecare pereche de role în contact simulează condițiile de funcționare ale unui punct de pe linia de angrenare.

Contactul poate modela rostogolirea pură, (prin utilizarea role-

lor cilindrice), fără a reuși reproducerea caracteristicilor de funcționare în pol sau rostogolirea cu alunecare (prin adoptarea unei viteze variabile la una din role sau prin experimentarea pe role conice).

Modelarea cât mai fidelă a fenomenelor asociate contactului a două flancuri a impus exigențe tehnice deosebite la execuția, tratamentul și montarea rolor precum și în realizarea sistemului de apăsare.

Ținând seama și de particularitățile tribologice ale unor asemenea standuri, de incertitudinile de interpretare a rezultatelor - având în vedere contactul real a două flancuri - de imposibilitatea reproducerii pe astfel de standuri a unor parametri deosebit de importanți pentru angrenaje (gradul de acoperire, rigiditatea dinților și a obezii, deplasările de profil, eroarea cumulată a pasului pe cercul de bază etc.), aceste standuri au cunoscut o extindere limitată.

Incercările pe standuri cu roți dințate epruvete oferă posibilități complexe de investigare, practic înlocuind complet testele pe standurile cu role.

Incercările pe roți dințate epruvete se pot executa atât pe standuri cu pulsatoare de diverse tipuri cât și pe standuri în circuit.

Utilizarea pulsatoarelor oferă posibilități de testare a angrenajelor cu privire la rezistența la oboseală a bazei dinților, durabilitate limitată, influența unor factori tehnologici și geometrici etc. [10]

Standurile cu roți dințate-epruvete, în circuit, permit definierea interdependenței unor parametri care caracterizează funcționarea angrenajelor, pe când standurile care conțin subansamble independente cu roți dințate decelează aspectele funcționale specifice unui anumit tip de transmisie mecanică.

Din punct de vedere constructiv și funcțional standurile cu roți dințate pot fi : cu flux energetic deschis ; cu flux energetic închis.

Standurile cu flux energetic deschis, principial sînt redată în fig.1.2.



Fig.1.2

Se remarcă în componența standului : motorul electric pentru acționare M<sub>E</sub> (ca sursă curentă de energie), transmisia mecanică testată T<sub>M</sub> și disipatorul de energie D<sub>E</sub>. Consumatorii (disipatorii) de energie pot fi : frâne mecanice (cu bandă, cu discuri, Prony etc.), frâne hidraulice, pompe hidraulice, frâne electrice, frâne pneumatice (sau hidropneumatice) etc.

Caracteristic acestor tipuri de standuri este disiparea energiei - de obicei sub formă calorică - în mediul exterior (de unde și denumirea de standuri nerecuperative). Din cauza consumului mare de energie, la o funcționare de duranță se impun dispozitive suplimentare pentru răcire.

Aceste standuri se prevăd mai mult pentru teste funcționale (în special pentru determinarea randamentului) și mai puțin pentru rodaj.

Standurile cu flux energetic deschis prezintă avantajul unei reproduceri mai fidele - în timpul testelor - a condițiilor reale de funcționare precum și a unui grad mare de universalitate.

Cînd se prevăd subansamble tipizate sau standardizate sînt relativ ușor de realizat.

Consumul și disiparea mare de energie exclude practic utilizarea acestor standuri de la încercări de durabilitate și rezistență, precum și în tehnologiile de rodare.

Se pot concepe ca standuri care să măsoare randamentul, temperatura, zgomotul, vibrațiile, să verifice anumite condiții de montaj respectiv să releveze zonele subdimensionate sau cele cu un grad sporit de vulnerabilitate.

Uneori din cauza lungimii lanțului cinematic și a raportului de transmitere, ieșirea la o transmisie mecanică este caracterizată prin dimensiuni mari și turații mici - condiții rareori compatibile cu funcționarea frinelor. Pentru a acorda regimurile cinematice normale ale funcționării frinelor și ale prizelor de putere, la ieșire se prevăd angrenaje suplimentare multiplicatoare, ceea ce încarcă sarcina tehnico-economică a standului, micșorează randamentul global și mărește consumul de energie.

Deși aceste standuri lasă impresia că sînt mai simple din punct de vedere constructiv, realizarea efectivă a acestora infirmă, în mod curent, aparențele.

Pe măsura dezvoltării tehnicii cercetările au beneficiat de mijloace de investigare tot mai complexe.

Primul pas cu adevărat mare în ceea ce privește instalațiile de încărcare a angrenajelor, a transmisiilor mecanice în general, l-a făcut K. Rikli [173] în 1911, când a propus pentru teste standul cu flux energetic închis. Asemenea standuri, pe lângă posibilitățile superioare de cercetare pe care le asigură, este caracterizat printr-un consum redus de energie. Pentru simularea funcționării în sarcină (prin torsionarea arborilor) M. Kutzbach, în 1926, propune cuplajul cu flanșe cu găuri alungite [95].

Acest tip de cuplaj a stat la baza construcției standurilor pînă în deceniul cinci.

Principial, standul cu flux energetic închis este prezentat în fig. 1.3.

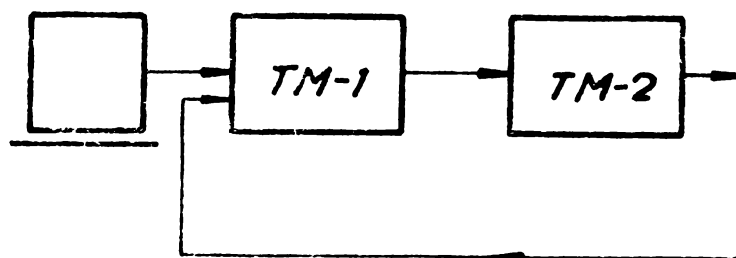


Fig. 1.3

În componența unui asemenea stand intră transmisiile mecanice TM-1 și TM-2 asupra cărora urmează a se face investigații. Între cele două transmisii are loc o recirculare a energiei (standul avînd un caracter recuperativ), sursa de energie exterioară acoperind pierderile mecanice din circuit.

Inchiderea circuitului se poate face pe cale mecanică, electrică sau hidraulică.

Majoritatea tipurilor de standuri sînt prevăzute cu închidere mecanică. Această variantă are avantajul că permite testarea sau rodarea simultană a două sau chiar patru transmisii mecanice.

Construcția de principiu a unui asemenea stand este arătată în fig. 1.4.

Conform acestei figuri, în componența standului se deosebesc: o sursă exterioară de energie A (obișnuit un motor electric asincron trifazat), două transmisii mecanice identice din punct de vedere cinematic B și C, cuplajul torsional D, cuplajele de legătură E, arbori intermediari F, dispozitive și aparate de măsură și control (pentru viteza unghiulară, cuplu, temperatură, zgomot, vibrații etc.).

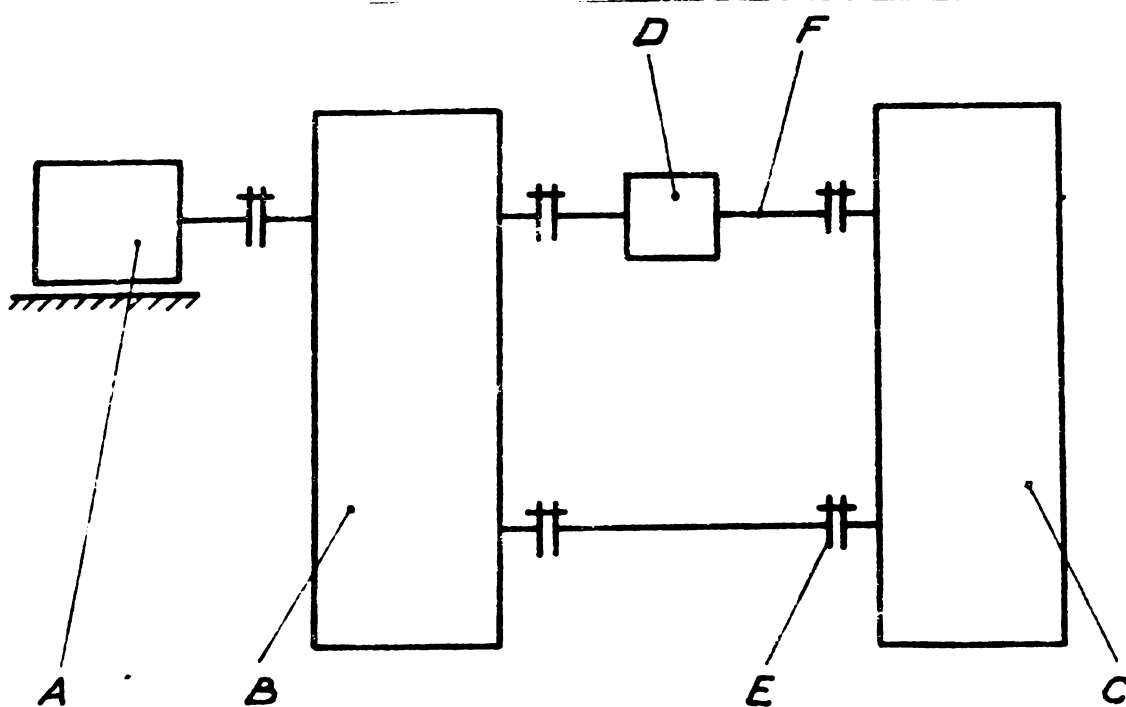


Fig.1.4

Cuplajele torsionale au rolul de a tensiona circuitul și de a simula funcționarea în sarcină a angrenajelor.

Datorită pierderilor mecanice pe circuit, încărcarea transmisiilor mecanice nu este egală. Din această cauză la încercările care utilizează roți dințate-epruvete, una din transmisiile are doar rolul de returnare.

De asemenea trebuie menționat faptul că datorită uzurii și a jocurilor, la unele tipuri de standuri încărcarea nu se menține constantă în timp (transmisia se relaxează).

Cu toate aceste dezavantaje (dintre care unele se pot elimina), în condițiile actuale, când energia constituie o serioasă preocupare pentru toți, este de neconceput un alt mijloc de testare și rodare a transmisiilor mecanice de putere decât circuitul cu flux energetic închis.

Modele de standuri cu închidere mecanică sînt arătate în figurile [65; 69; 614; 631; 635], iar cu închidere electrică în figurile [640; 641].

#### 1.4. Mijloace și procedee de încărcare a sistemelor mecanice închise.

Intr-un circuit mecanic închis - destinat încercării sau rodării - problema cea mai complexă revine proiectării și construcției dispozitivului de încărcare. Rolul principal al acestuia

constă în introducerea unei stări de tensiune în circuit (a unui cuplu) respectiv în simularea funcționării în sarcină a transmisiilor.

În circuitele recuperative dispozitivele de încărcare se pot considera cuplaje specializate (cuplaje torsionale).

Modificarea încărcării se poate face în repaus sau în mișcare iar unghiul de rotire relativă poate fi limitat sau nelimitat prin construcția dispozitivului.

Caracteristici de funcționare superioare atestă dispozitivele care asigură varierea încărcării în mers respectiv acelea care nu sînt restrictive sub aspectul valorii unghiului de torsiune.

Primul deziderat are drept consecință crearea condițiilor pentru automatizarea regimului de încărcare iar al doilea, posibilități de utilizare universală.

Sub aspect constructiv aceste dispozitive sînt mai complicate iar din punct de vedere al tehnologiilor de execuție și montaj, mai pretențioase.

Dispozitivele cu reglare în repaus dispun, în general, de o construcție mai simplă, în schimb, valențele tehnice sînt mult mai modeste.

Nu se asigură continuitatea procesului de tensionare, pornirea se face în sarcină ; nu se elimină jocurile în funcționare (datorită uzurii în primul rînd), nu se realizează constanța încărcării pe trepte și nu îndeplinesc condițiile necesare automatizării încercării sau redării.

Deși literatura consemnează relativ multe variante de dispozitive și procedee de încărcare în repaus, se poate conchide că majoritatea acestora nu se ridică peste calitățile cuplajului cu flanșe, de tip Kutzbach. Se urmărește, în variantele ulterioare tipului Kutzbach, în general comoditatea încărcării. În schimb, soluțiile tehnice sînt de complexitate ridicată. Întrucît nici varianta de referință nu ridică practic probleme în ceea ce privește tensionarea în repaus, se poate aprecia ca soluție funcțional superioară, doar varianta din fig. 1.6, la care unghiul de rotire relativă a arborilor nu este o mărime restrictivă, prin construcția cuplajului.

Din punct de vedere al fineții încărcării dispozitivele de încărcare pot fi :

- cu încărcare în trepte ;
- cu încărcare continuă.

... și  
- tensiunile din  
- tensiunile în energie  
de deformare a  
arborilor  
(Fig. 1.36... 1.38)

7) Forțele centrifuge  
(Fig. 1.39... 1.44)

8) Tensiunile din cablu  
(Fig. 6.6... 6.)

9) Forțele de frecare  
(Fig. 1.45)

10) Forțele elastice  
(Fig. 1.46)

1) Generator de c.c.  
și generator de c.a  
(Fig. 6.40)

2) Generator de c.c.  
și convertor de curent  
(Fig. 6.41)

B.  
INCHIDERE ELECTRICA

C. INCHIDERE  
HIDRAULICA

- flanșe cu roți unisare și cremaliere
- flanșe cu mecanisme cu bare rulante
- mecanism romboid deformabil
- pișghie cu sectoare dințate
- mecanisme cu bare articulate
- mecanisme cu came și bare rulante
- mecanisme cu bare cu sectoare dințate
- mecanisme cu plan înclinat
- mecanisme cu pene radiale mobile
- închidere prin cabluri
- ambreiaje cu alunecare forțată
- arcuri



În mod obișnuit dispozitivele prevăzute cu încărcare continuă pot funcționa și la încărcări în trepte.

În cel de-al doilea caz se poate aplica metoda sarcinii progresive, prin care, așa cum s-a arătat, se poate asigura un rodaj rapid.

Funcțiile de variația încărcării pe ciclu cuplajele torsionale pot fi cu încărcare ovasiconstantă sau cu încărcare variabilă.

Varianta a doua - în care modificarea încărcării are loc pe un ciclu cinematic - este utilizată predilect pentru încercări la vibrații torsionale.

Rezultate interesante se pot obține în cazul în care un astfel de dispozitiv lucrează în serie, cu un alt dispozitiv de tensionare, care să asigure încărcări variabile în timp (de exemplu încărcare progresivă).

Pentru încărcări variabile pe ciclu se pot utiliza came amovibile, roți dinate necirculare sau cu dantură neuniformă.

Date interesante și utile referitoare la construcția standurilor cu flux energetic închis, la procedeele și mijloacele de tensionare a acestora se găsesc în lucrări elaborate de : G. Breidenbach [10], B. Davidov [26], M. D. Ghenkin [41-43], G. Hennings [54], F. Jarkow [55], F. Klinger [67], Fr. Kovács [77-87], V. N. Kudriavțev [93-94], K. Langenbeck [95], D. Mișetovici [10], Gh. Miloșiu [117], G. Shipley [179] ș.a.

Cele peste 50 de tipuri de procedee și dispozitive de torsionare (din care 15 cu caracter de noutate) sînt reduse sintetic în tabelul 1.3 (prezentarea grafică este selectivă).

Pînă în prezent, preocupările autorului lucrării de față s-au materializat prin întocmirea a 11 protocoale de colaborare cu producția, publicarea a 18 articole și comunicarea a 10 lucrări precum și obținerea a 5 brevete de invenții.

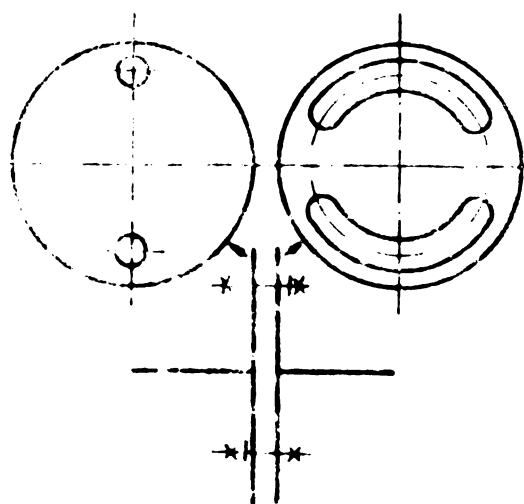


Fig. 15

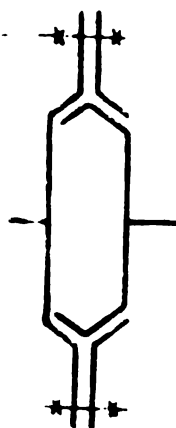


Fig. 16

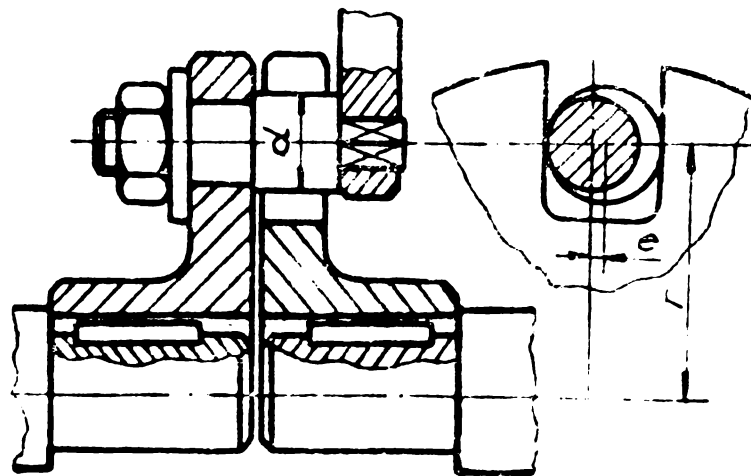


Fig. 17

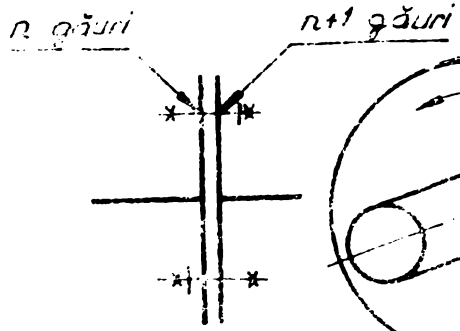


Fig. 1.8

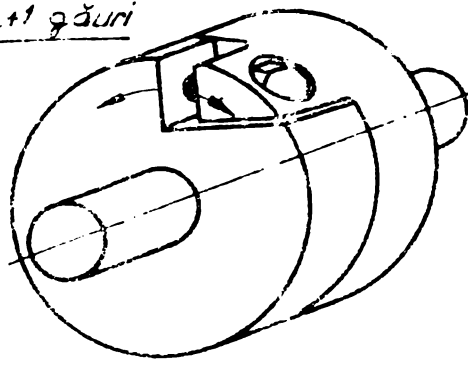


Fig. 1.9

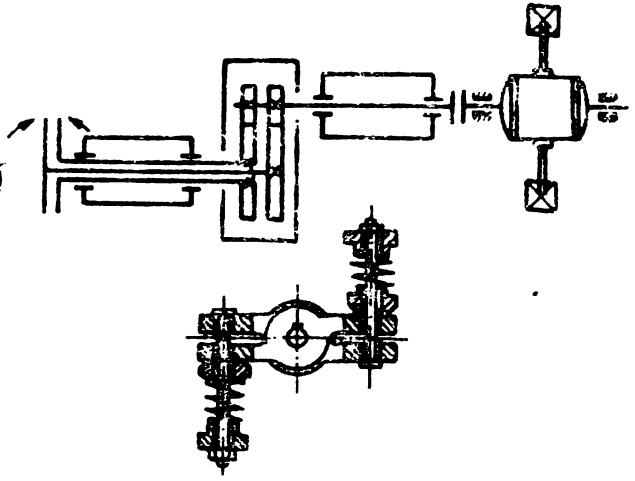


Fig. 1.10

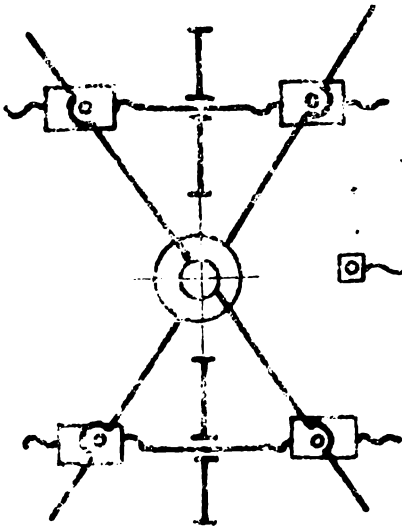


Fig. 1.11

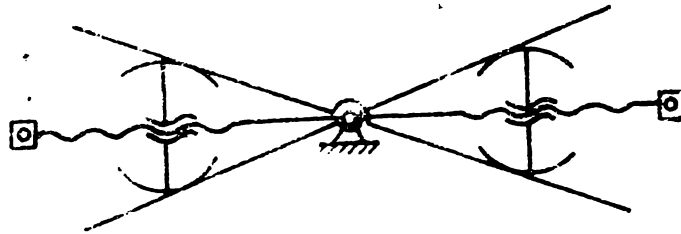


Fig. 1.12

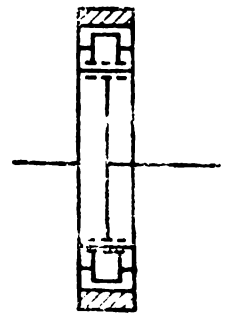


Fig. 1.13

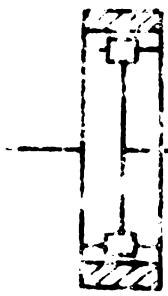


Fig. 1.14

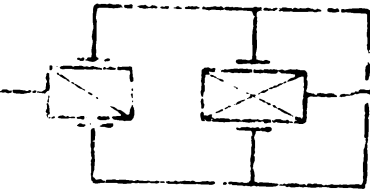


Fig. 1.15

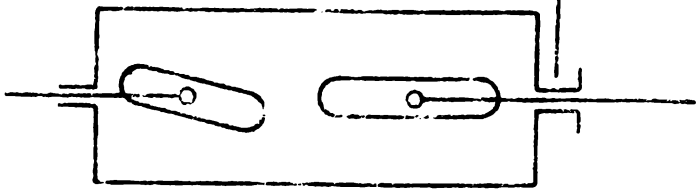


Fig. 1.16

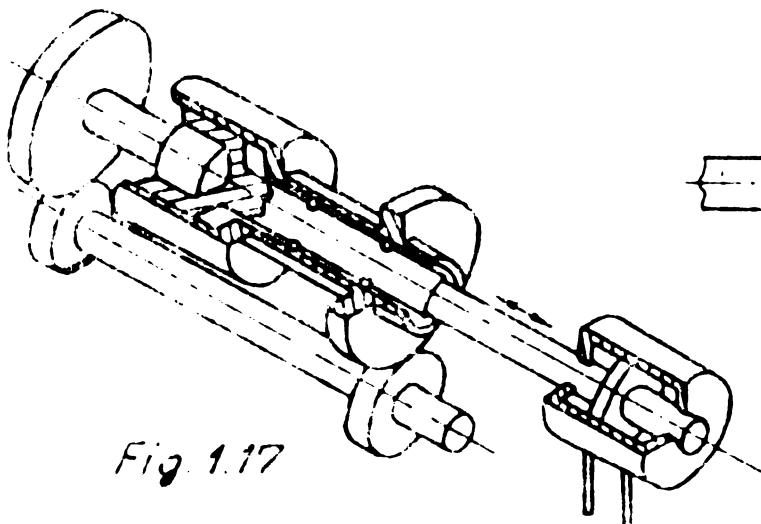
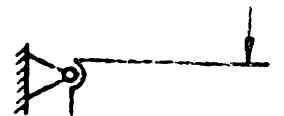


Fig. 1.17

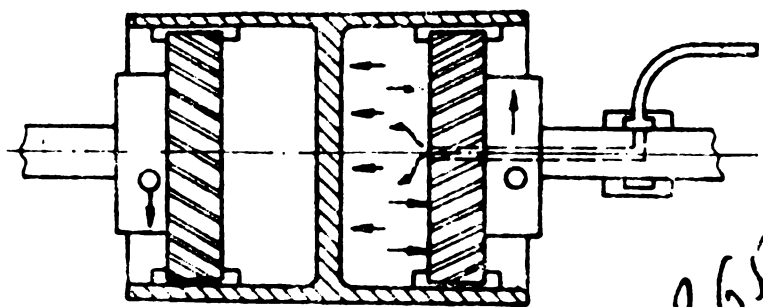


Fig. 1.18

408 265  
313 F

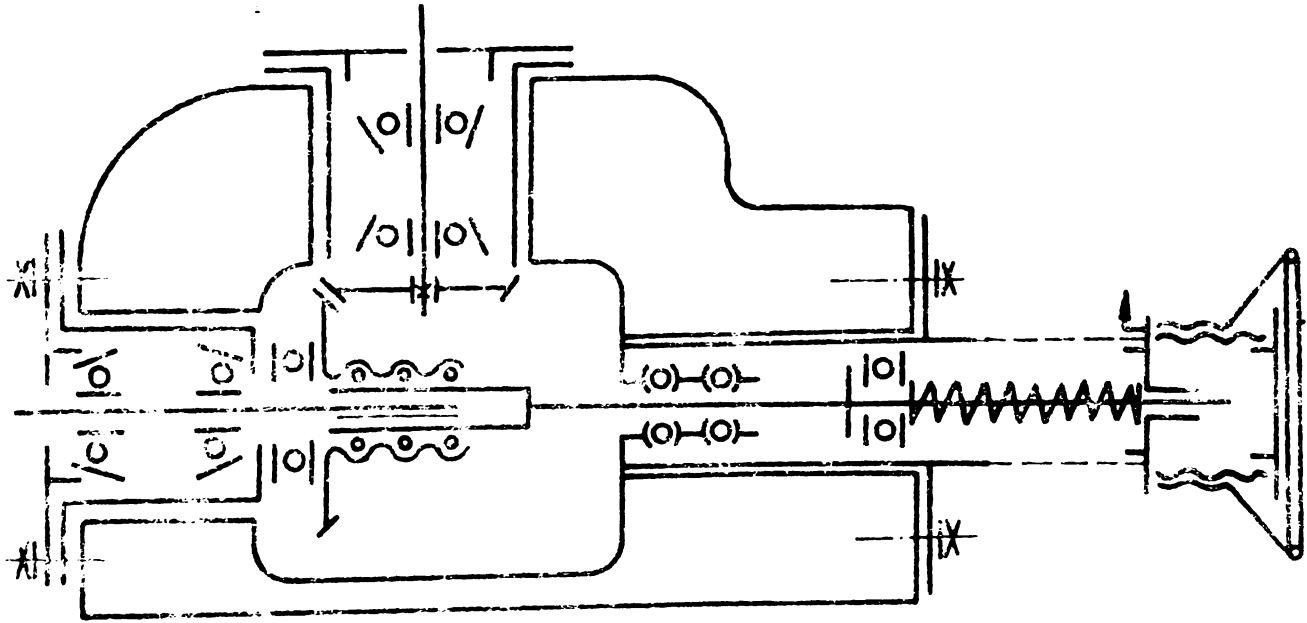


Fig. 1.19

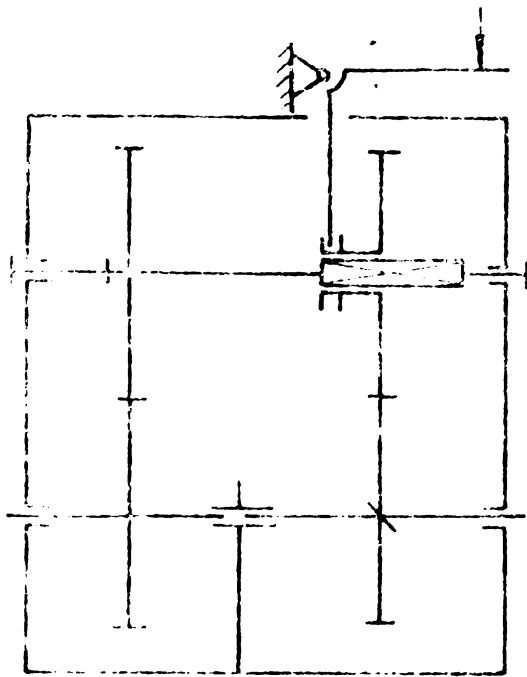


Fig. 1.20

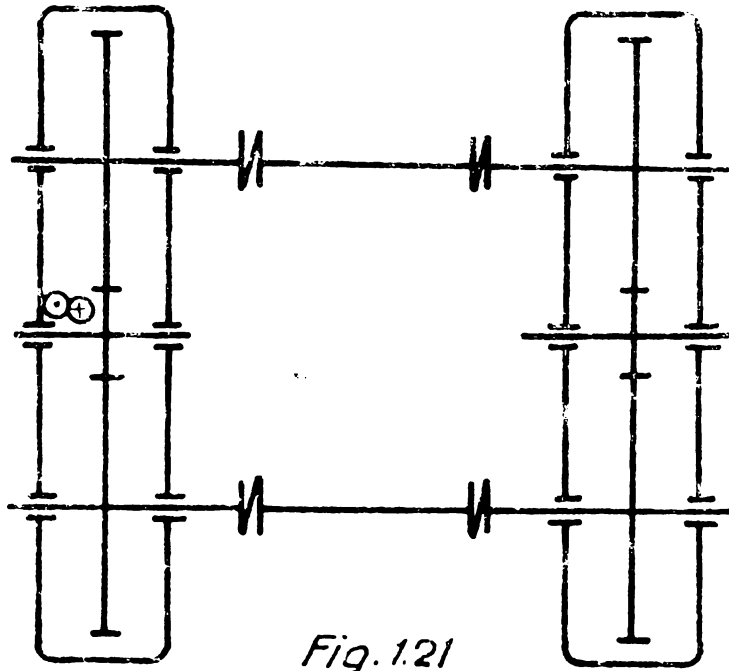


Fig. 1.21

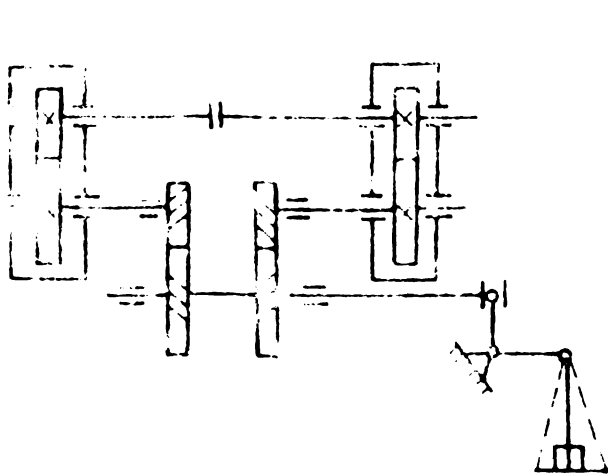


Fig. 1.22

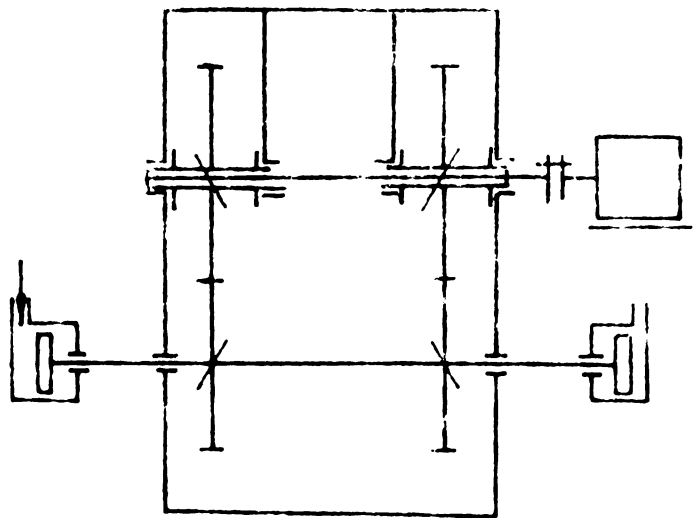


Fig. 1.23

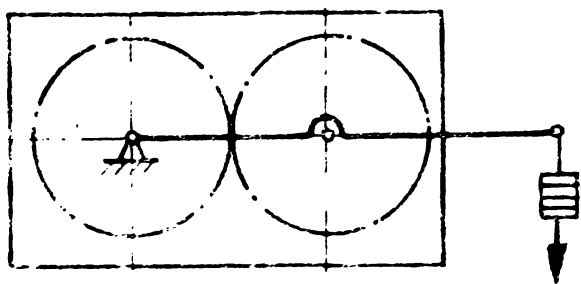


Fig. 1.24

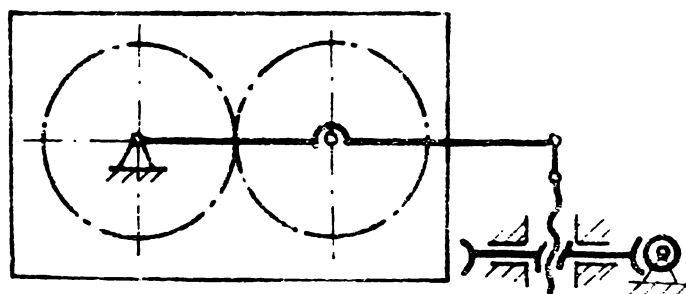
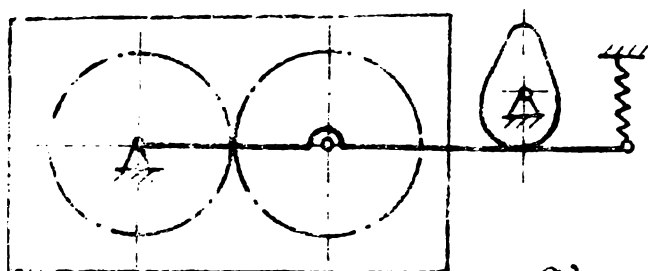
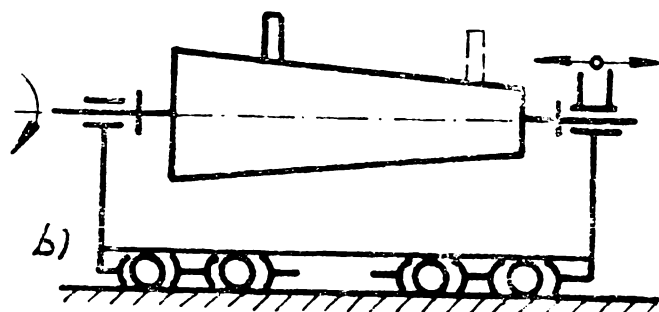


Fig. 1.25



a)



b)

Fig. 1.26

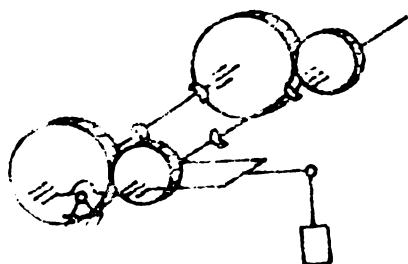


Fig. 1.27

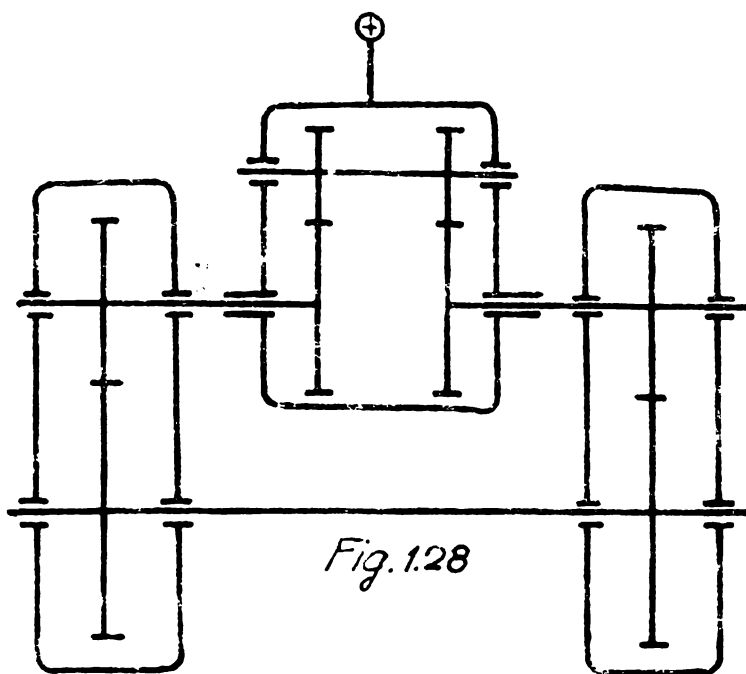


Fig. 1.28

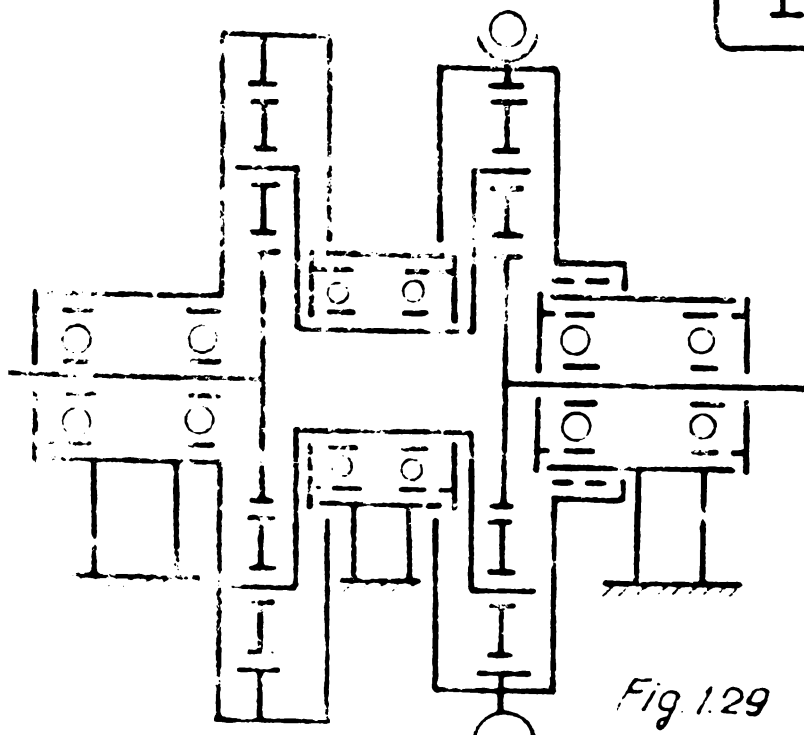


Fig. 1.29

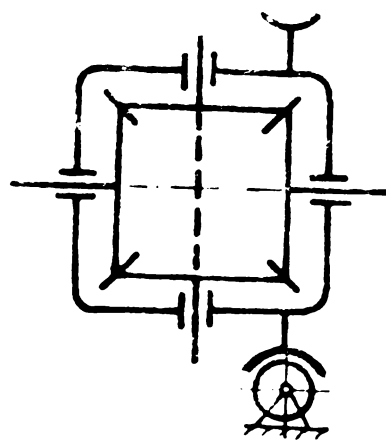


Fig. 1.30

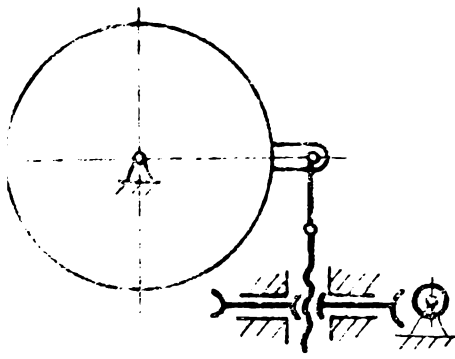
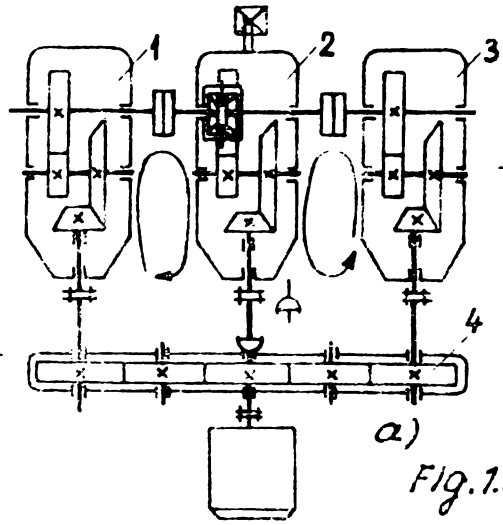
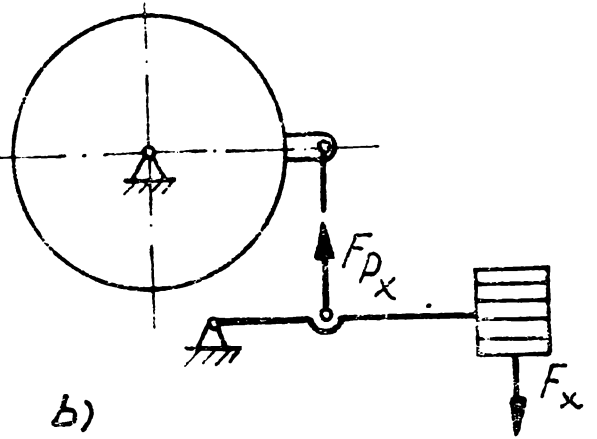


Fig. 1.31



a)

Fig. 1.32



b)

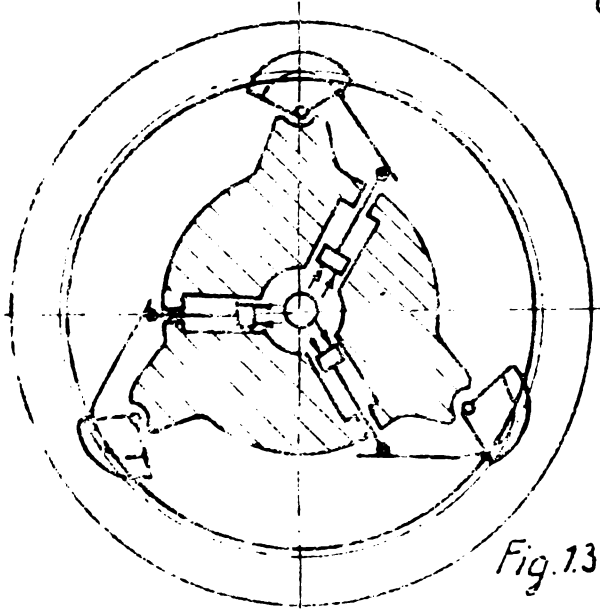


Fig. 1.33

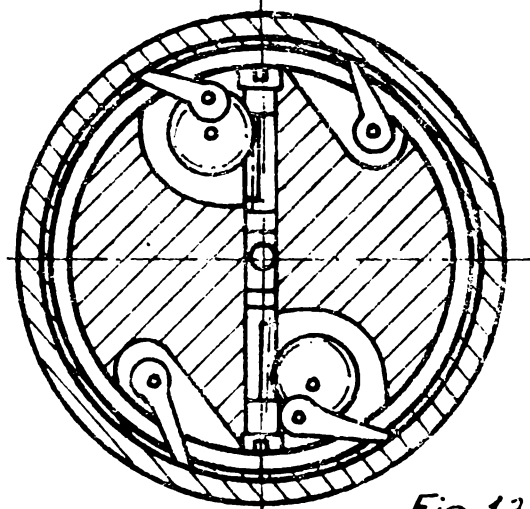


Fig. 1.34

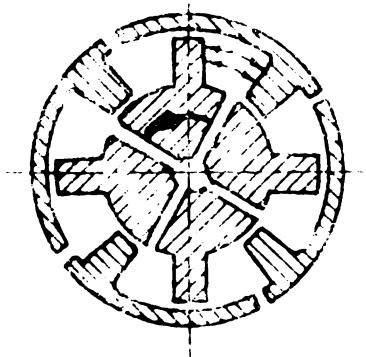


Fig. 1.35

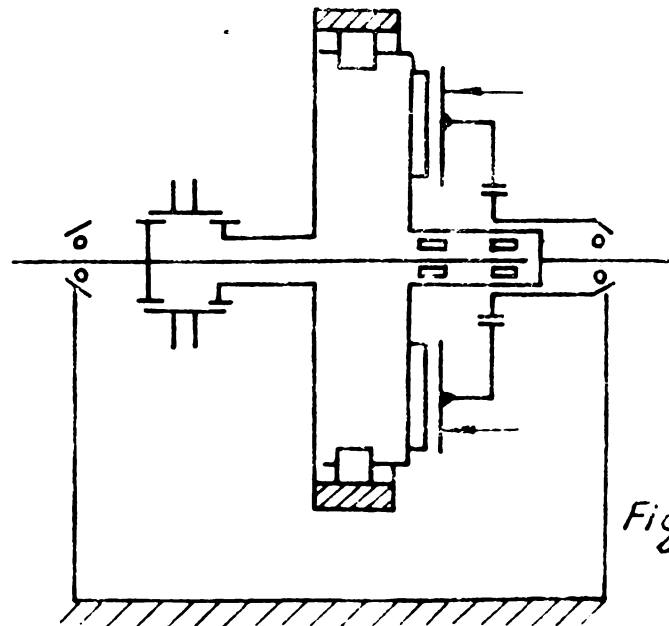


Fig. 1.36

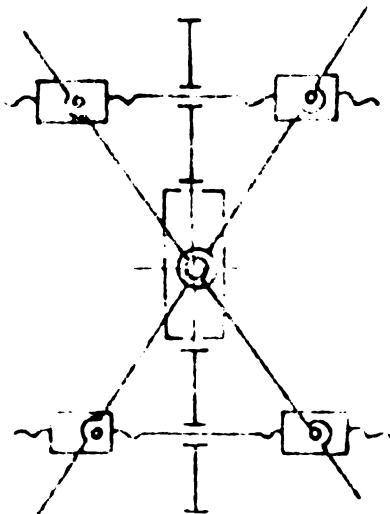


Fig. 1.37

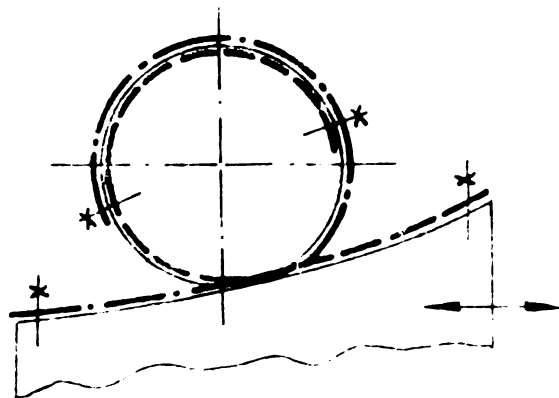


Fig. 1.38

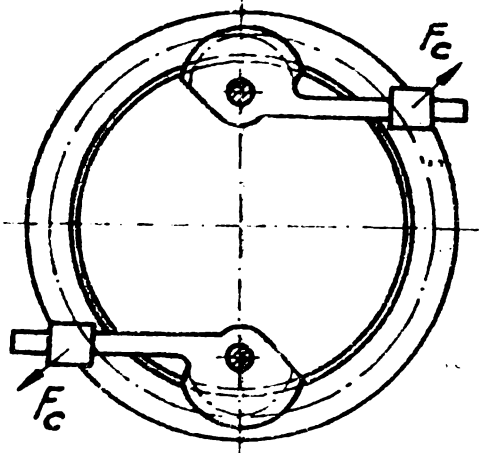


Fig. 1.39

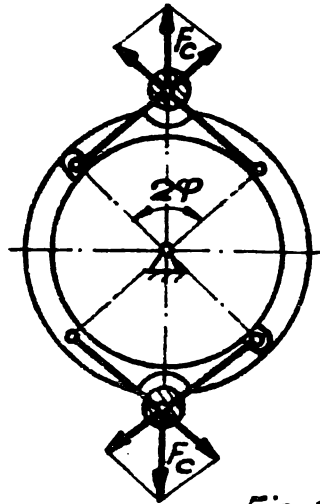


Fig. 1.40

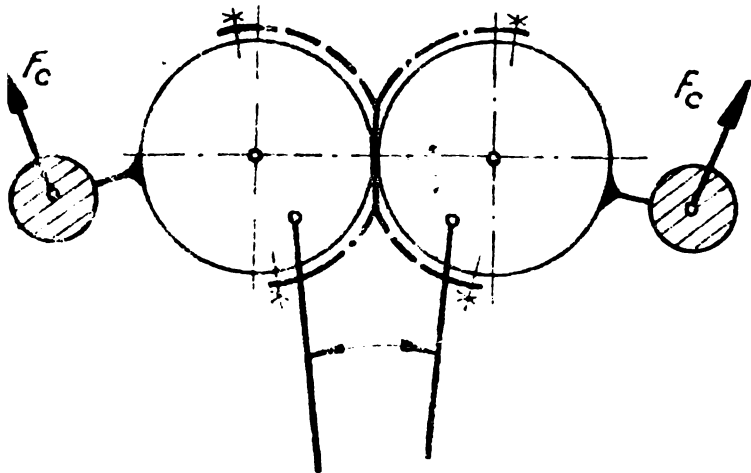


Fig. 1.41

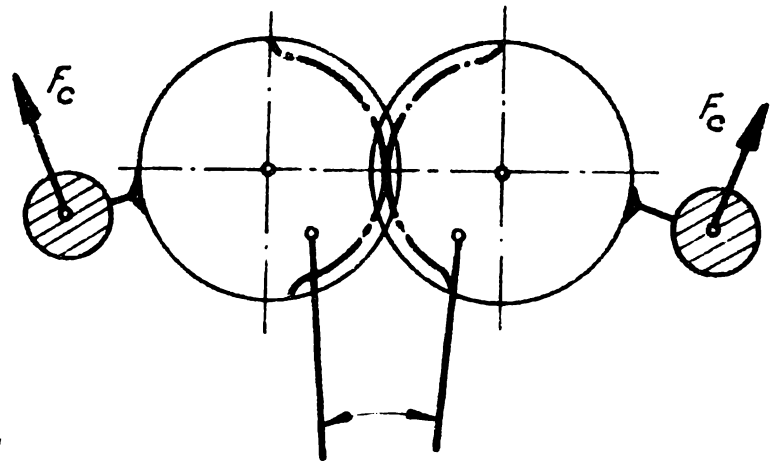


Fig. 1.42

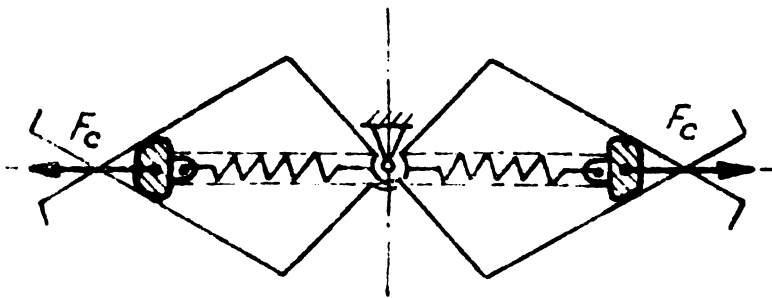


Fig. 1.43

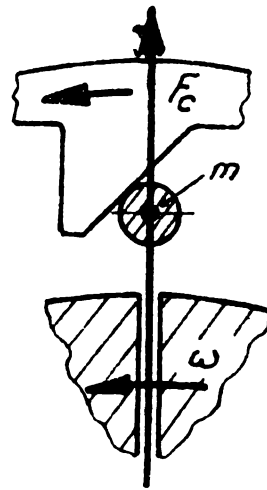


Fig. 1.44

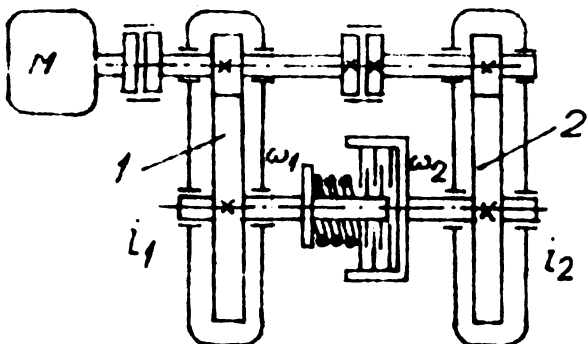
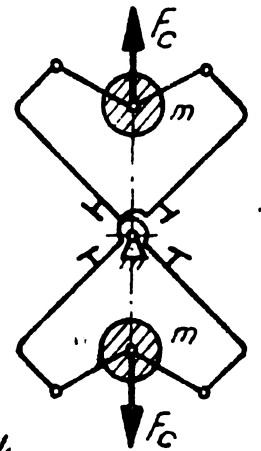


Fig. 1.45

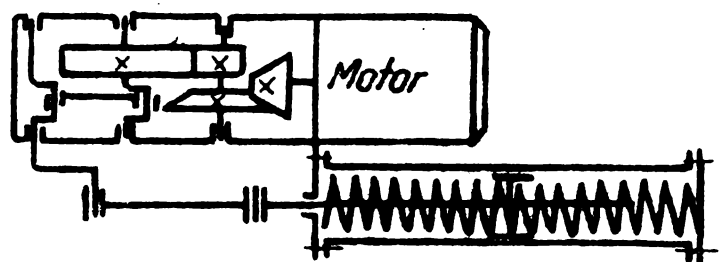


Fig. 1.46

## Capitolul 2

### SCOPUL LUCRĂRII

Procesul de fabricație al bunurilor materiale diferențiază produsele de același tip prin proprietăți care reflectă calitatea lor. Aceste proprietăți reprezintă o esență a tuturor factorilor care contribuie - mijlocit sau nemijlocit - la definirea produsului respectiv.

Prin importanța pe care o are, calitatea constituie un factor discriminator în schimbul mondial de valori, un parametru determinant al competitivității, un mijloc de creștere a avuției naționale, un element de referință în aprecierea nivelului de trai, o componentă strategică a politicii de partid și de stat.

Indicatorii calitativi, metodele de optimizare cât și procedeele pentru determinarea caracteristicilor de calitate ale produselor fac obiectul calimetriei, știința relativ recentă, în plină dezvoltare.

Practica a demonstrat că nu este suficient ca aceste caracteristici de calitate să fie cunoscute doar în faza de exploatare, ci trebuie stabilite atât în faze intermediare ale execuției cât mai ales la finele procesului de fabricație. Cunoașterea și îmbunătățirea acestor caracteristici implică - așa cum s-a arătat și în Cap. 1 - încercarea și rodarea tuturor produselor tehnice. Încercarea și rodarea produselor tehnice se deosebesc net atât ca tehnologie cât și ca mijloace și procedee de procesele similare, specifice altor categorii de produse.

Din analiza bibliografiei rezultă că multe probleme cu privire la analiza și sinteza standurilor cu flux energetic închis destinate încercării și rodării angrenajelor nu sînt pe deplin elucidate.

În acest context, prezenta teză își propune clarificarea unor aspecte fundamentale referitoare la fenomenele care însoțesc transferul energetic în cadrul standurilor de încercare și rodare a angrenajelor precum și la problemele specifice de analiză și sinteză a acestor categorii de sisteme mecanice.

Aria de preocupări deși vizează transmisiile mecanice prin angrenaje, sînt posibile extensii și la alte categorii de transmisiile mecanice respectiv la organele auxiliare aferente lor.

Încercarea respectiv rodarea angrenajelor se fac prin tensiionarea, după o anumită lege, a sistemului mecanic. Acestui scop trebuie

să-i fie subordonată corelația dintre mijloacele și procedeele de tensionare, avînd în vedere realizarea unei sinteze corespunzătoare de ansamblu a standului.

Luînd în considerare cerința de reversibilitate a mișcării la transmisile prin angrenaje, lucrarea își propune să stabilească factorii care determină sensul fluxului energetic, în circuitul principal, condițiile de compatibilitate la standurile cu mai multe bucle energetice, corelația dintre încărcările efective, pe diverse tronsoane și sensul fluxului (ținînd seama și de fluxul de compensare).

Se menționează că neconsiderarea acestor dependențe cît și a particularităților dinamice de funcționare ale standurilor constituie frecvente surse de erori în prelucrarea și interpretarea datelor, în prescrierea tipului de stand cît și a metodicii de încercare, justificînd parțial dispersia mare a rezultatelor experimentale.

În scopul realizării analizei funcționale a standurilor pe baza unor criterii obiective, în cadrul lucrării se propun o serie de indicatori cinematici, dinamici și energetici de apreciere.

În vederea optimizării soluțiilor constructive și a preliminarilor caracteristicilor de funcționare în raport cu diverși parametri impuși, în lucrare se prezintă unele metode de modelare dinamică și electrică a standurilor cu flux energetic închis.

Intrucît modernizarea standurilor de încercare și rodare implică condiția de funcționare automată la un regim de încărcare ampus, teza tratează de asemenea sinteza mecanismelor sistemului mecanic destinat transmiterii mișcării și reglării sarcinii.

Diverse lucrări de cercetare respectiv de colaborare cu producția au prilejuit autorului analiza, sinteza și experimentarea unor standuri avînd la bază diferite principii constructiv-funcționale. Totodată teza urmărește să prezinte modele de histogramme realizate cu ajutorul dispozitivelor produse și care să răspundă unei game foarte largi de tipuri de solicitări.



ANALIZA CINEMATICA, CINETOSTATICA SI DINAMICA A  
SISTEMELOR MECANICE IN CIRCUIT ENERGETIC INCHIS.

3.1. Stabilirea sensului fluxului energetic  
în circuitele mecanice închise.

Intr-un sistem mecanic mobil deschis sensul fluxului energetic este totdeauna definit fără echivoc : de la sursa de energie spre disipatorul de energie

Aceeași constatare se poate face și în legătură cu circuitele închise electric, întrucât nici acestea nu creează alternative la sensul fluxului energetic. Si într-un asemenea circuit sensul fluxului energetic este invariabil orientat de la sursa de energie, prin transmisia mecanică, la generatorul de curent alternativ (fig. 6.40). Intr-un asemenea circuit generatorul de curent alternativ are rolul și dispunerea disipatoului de la sistemele deschise.

In schimb particularitățile constructive și de acționare ale sistemelor recuperative mecanice pot determina sensuri diferite ale fluxului energetic pe contur.

In multe lucrări în care se tratează problematica circuitelor mecanice, se face fie abstracție de sensul de circulație al fluxului energetic, fie că acesta este admis convențional [26; 54; 16; 98; 160] .

In alte lucrări sensul adoptat pentru fluxul energetic nu este corelat cu sensul torsionării arborilor respectiv cu sensul rotirii semiflanșelor cuplajului torsional.

Se impune precizat de la început faptul că la circuitele mecanice simple (într-o singură buclă) această problemă are o importanță mai mică decât la circuitele cu bucle multiple și trasee comune.

In primul caz, cunoașterea fluxului energetic oferă informații asupra mărimii parametrilor energetici specifici unui anumit tronson cinematic, asupra pierderilor mecanice și a randamentului, respectiv semnalează - indirect - modalitatea de organizare optimă a circuitului.

In al doilea caz, cunoașterea și prevederea corectă a sensului fluxului asociază informațiilor anterioare condițiile de compati-

bilitate funcțională.

În continuare se vor preciza elementele determinante ale sensului fluxului energetic.

În această analiză se face observația că, indiferent de tipul sistemului mecanic, sensul fluxului energetic este stabilit prin pozițiile relative ale roților motoare și conduse, în angrenare.

Cunoașterea pentru două roți în angrenare a sensurilor de aplicare a cuplurilor exterioare și a sensurilor de rotație oferă posibilitatea determinării rețelei omoloage de contact.

Astfel din fig.3.1 rezultă condiția ca pe un tronson  $j$  al circuitului mecanic o roată în angrenare să aibă funcția motoare :

$$\forall j \Rightarrow \text{sign} (M_j) = \text{sign} (\omega_j) \quad (3.1)$$

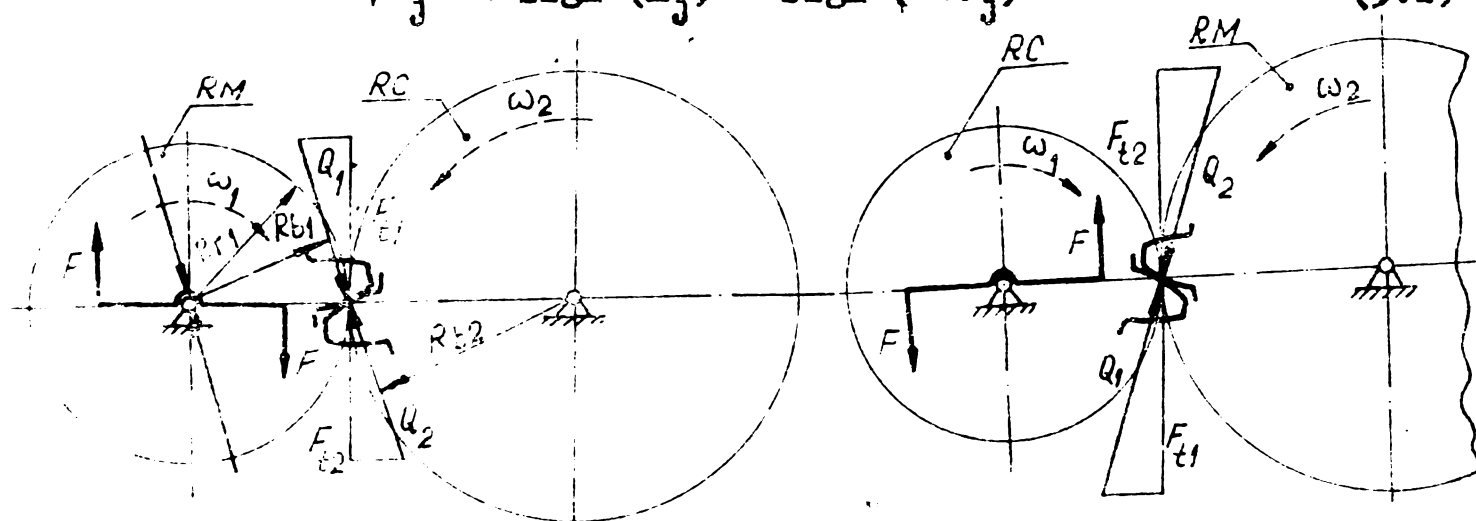


Fig.3.1

Luând spre analiză cel mai simplu sistem mecanic închis (fig. 3.2 a,b) rezulta, stabilind succesiv tipul roții (motoare respectiv conduse), sensurile fluxurilor energetice.

Se observă că menținând sensul de rotație al motorului de acționare a staudului dar schimbând sensul de torsionare al arborilor, se schimbă și sensurile fluxurilor energetice.

Intrucât pierderile mecanice din circuit sînt compensate de motorul de acționare, în cunoașterea completă a caracteristicilor fluxurilor energetice rezultă că are importanță locul de amplasare al motorului în raport cu cuplajul torsional.

La circuitele mecanice simple, de tipul celor prezentate în fig.3.2, această analiză conduce la stabilirea exactă a nivelului de solicitare a componentelor sistemului mecanic, a pierderilor mecanice, a randamentului global, a fiabilității de ansamblu (v. § 4.1; 4.2).

Se observă din fig.3.2 că lungimea traseului componentei fluxului energetic de compensare diferă funcție de sensul fluxului

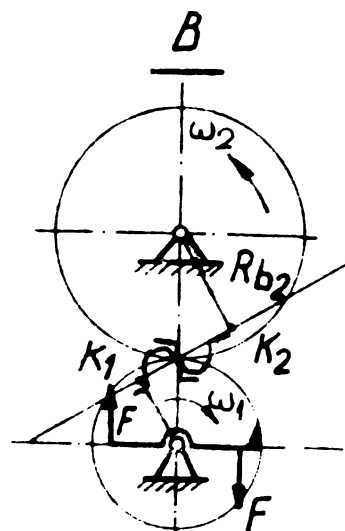
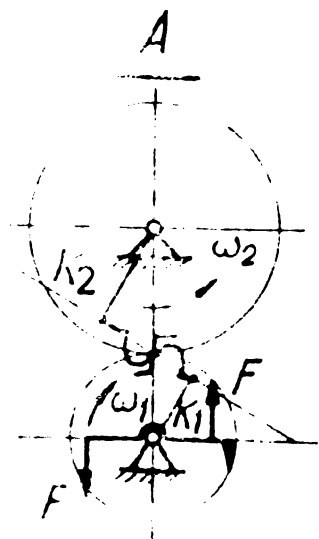
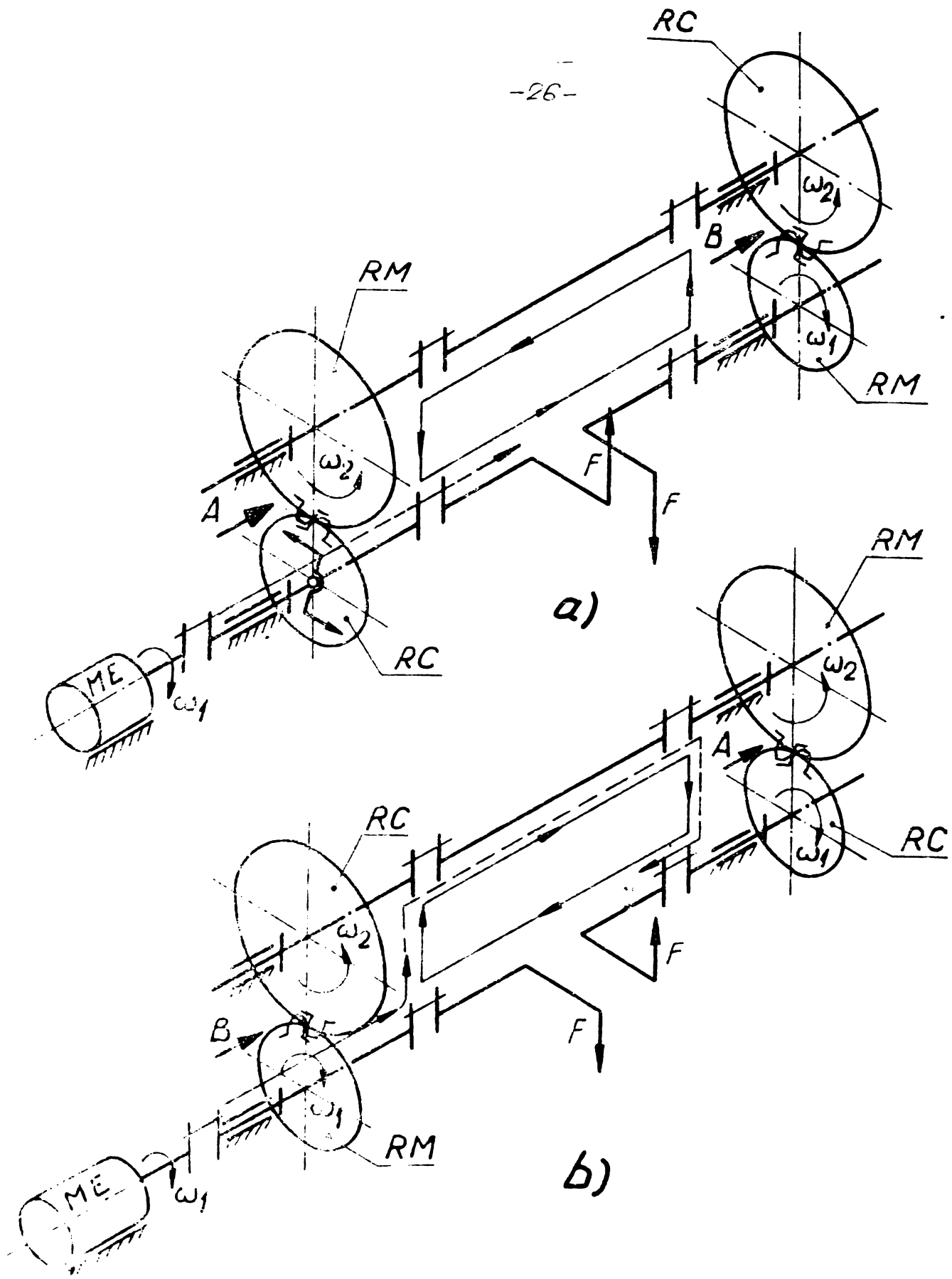


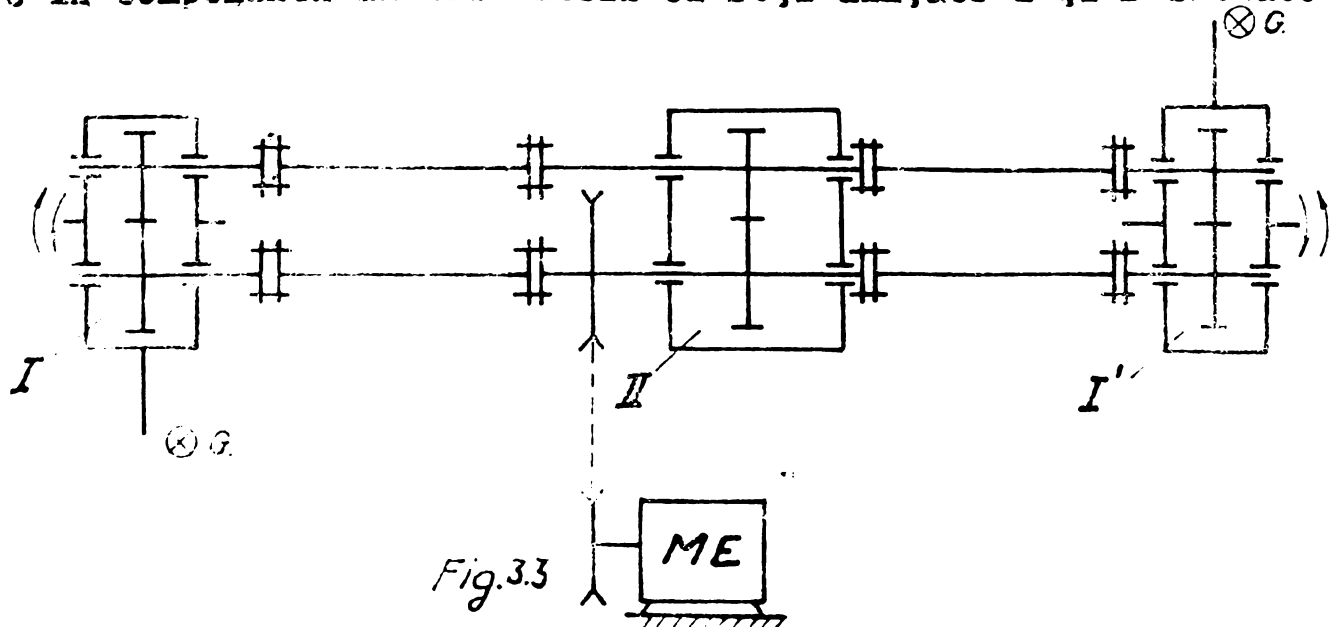
Fig. 3.2

energetic principal. De asemenea se menționează că sensul fluxului principal determină și sensul fluxului de compensație.

Astfel fluxul secundar va avea un traseu mult mai scurt în cazul circuitului din fig. 3.2 a (între motor și cuplajul torsional direct) decât în cazul circuitului din fig. 3.2 (când traseul străbate aproape tot circuitul).

Acupra unor aspecte proprii acestor circuite se va reveni în § 3.3, 3.4]

Foarte utilă este această analiză în cazul sistemului mecanic cu două bucle, din fig. 3.3. După cum se observă, acest sistem are în componența sa două cutii cu roți dințate I și I' situate la



capete și o cutie, centrală, de returnare II.

Pentru asigurarea unor funcții standului (testarea simultană a două perechi de roți dințate în angrenare - la parametrii dați) se impune cunoașterea sensurilor fluxurilor energetice create de cele două sisteme de tensionare (prin basculare sau prin cuplaje torsionale - fig. 3.4).

Spre exemplificare s-a luat circuitul cu două bucle din fig. 3.4.

Urmărind sensurile fluxurilor mecanice se constată imposibilitatea practică a transferului energetic pe roțile de returnare; fiecare roată din componența angrenajului de returnare are o funcție dublă în raport cu roțile situate la capetele liniilor de arbori.

Astfel roata 1 este motoare față de angrenajul I și condusă față de angrenajul I'. Același rol dublu îl are și roata 2 din angrenajul II; motoare în raport cu angrenajul I' și condusă în raport cu angrenajul I.

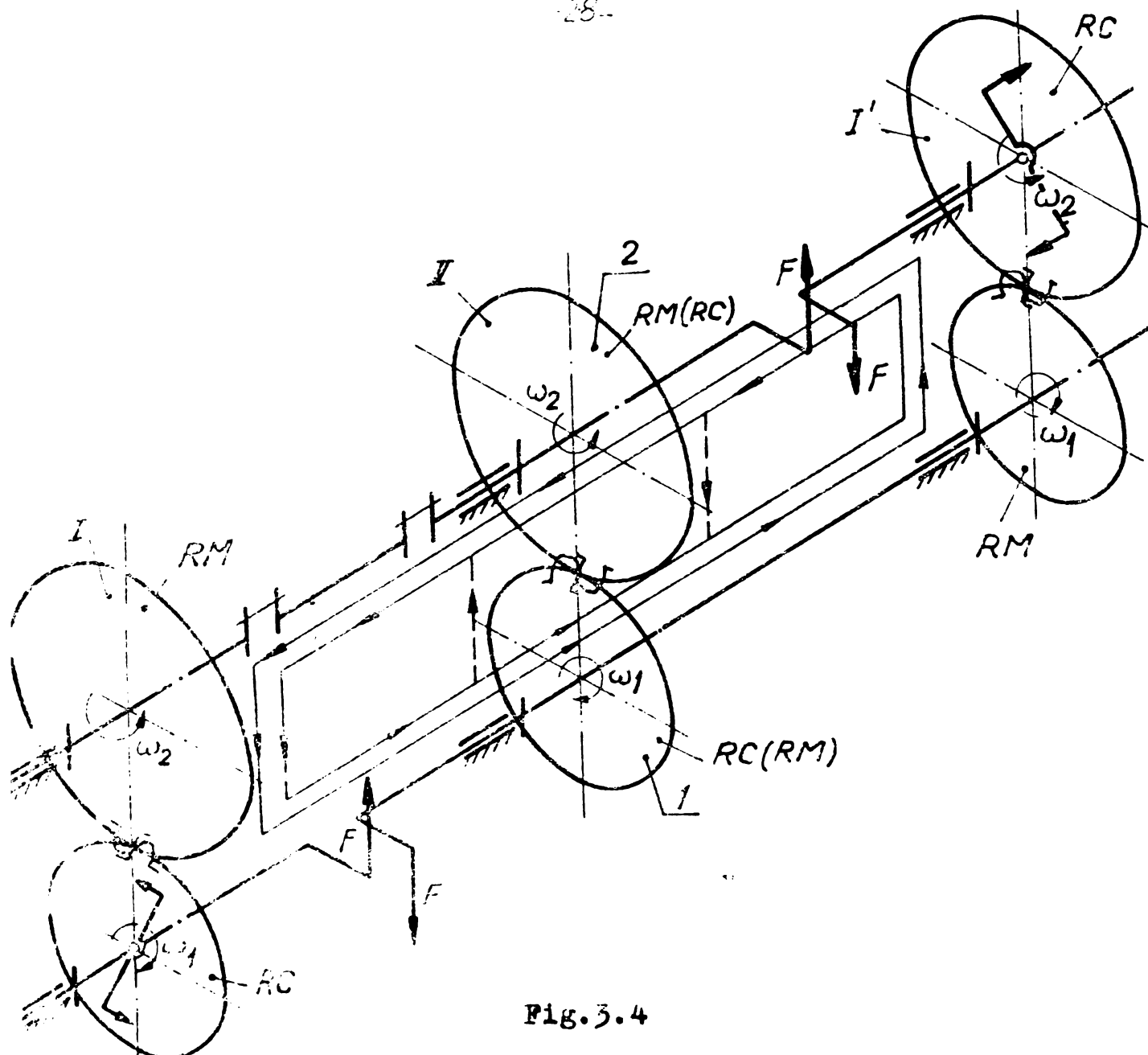


Fig. 3.4

Ca urmare prin angrenajul II fluxurile energetice de pe cele două contururi vor avea tendința să circule în contrasens - contactul urmînd a fi asigurat simultan atît de rețeaua omoloagă cît și de rețeaua contraomoloagă.

O asemenea funcționare devine imposibilă. Prin urmare fluxurile se vor manifesta numai pe conturul exterior, care va fi astfel încărcat cu  $2 M_t$  în loc de  $M_t$  (în cazul în care cuplurile ar fi egale).

Ca efect, standul va fi caracterizat printr-o funcționare foarte agmotoasă, vibrațiile se accentuează, la sorginte fiind tocmai particularitățile angrenării perechii de roți dințate de returnare.

În fig. 3.6 se indică modul corect de tensionare, care să conducă la o funcționare normală a standului.

Se asigură astfel o succesiune firească a funcțiilor roților dințate din circuitul mecanic de pe orice contur.

Schematic fluxurile energetice din cele două cazuri se pot

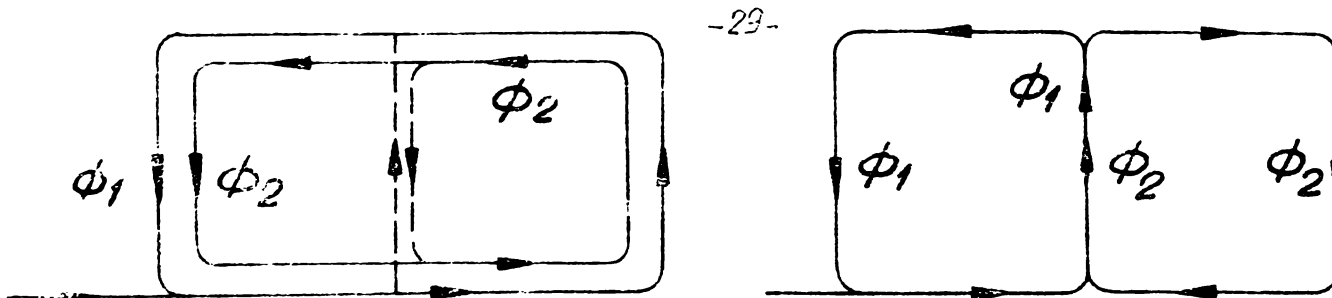


Fig.3.5

reprezenta în fig.3.5.

Totodată se pune în evidență condiția de compatibilitate în funcționare și de sinteză a standurilor cu două circuite și anume :

- la dispunerea cuplajelor torsionale pe aceeași linie de arbori sensurile de torsionare trebuie să fie aceleași (fig.3.6).

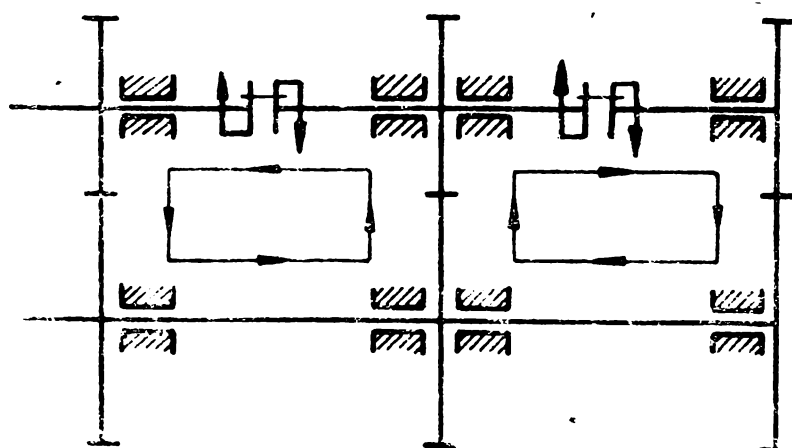


Fig.3.6

- la dispunerea cuplajelor pe linii diferite de arbori sensurile de torsionare trebuie să fie inverse (fig.3.7).

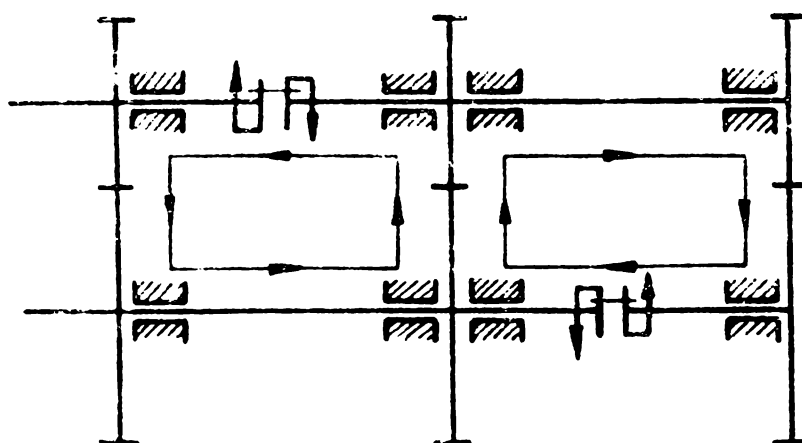


Fig.3.7

3.2. Calculul vitezelor și accelerațiilor ținând seama de erorile de execuție și de rigiditatea finită a dinților în contact.

Condiția îmbunătățirii performanțelor mașinilor și agregatelor a antrenării, reconsiderarea unor aspecte funcționale implicate

în primul rînd de creşterea parametrilor cinematici (a vitezelor şi acceleraţiilor) şi energetici (încărcări nominale, încărcări specifice etc.).

Acestor creşteri le sînt asociate un complex de fenomene (zgomot, şocuri, vibraţii, suprasolicitări, modificări ale fiabilităţii etc.), remarcat prompt de cercetători

În cazul unor transmisii cu roţi dinţate aceste fenomene au la bază factori proprii - reflectaţi în condiţiile de execuţie, montaj şi material ale roţilor dinţate - şi factori de influenţă desprinşi din particularităţile funcţionale ale maşinii motoare şi ale maşinii de lucru.

Cuprinderea într-o teorie unitară generală, a tuturor acestor factori este practic imposibilă. Studiile întreprinse au făcut abstracţie fie de factorii de influenţă (considerînd efectul caracteristicilor proprii asupra dinamicităţii angrenajelor), fie de factorii proprii (angrenajul considerîndu-se geometric ideal), studiul axîndu-se pe răspunsul angrenajului la factorii de influenţă.

Complexitatea factorilor proprii rezultă din considerarea influenţei următoarelor grupe de parametri studiate separat de autori sau în combinaţii preferenţiale :

- geometrici (modul, număr de dinţi, deplasări de profil, distanţe dintre axe, raza de racordare la bază, flancare, grad de acoperire, unghi de angrenare, unghi de înclinare) ;

- de material (caracteristici mecanice, tratamente chimice, termochimice) ;

- geometrici şi de material (rigiditatea dinţilor şi a obziei, masa roţilor dinţate etc.) ;

- de precizie - în execuţie şi montaj - (abaterea pasului de bază, eroarea formei profilului, eroarea direcţiei dinţilor, eroarea de la paralelismul axelor, abaterea distanţei dintre axe, eroarea unghiului de angrenare, bătaia radială, bătaia frontală etc.) ;

- cinematici (turaţie, raport de transmitere, viteza periferică) ;

- energetici, tribologici şi de exploatare (încărcare nominală, pe dinte, variaţia încărcării pe dinte, sensul forţelor de frecare, cantitatea, calitatea şi temperatura de funcţionare a lubrifiantului).

Dintre factorii de influenţă, mai frecvent luaţi în considera-

re sînt cei care reflectă caracteristicile funcționale ale organelor conexe (rigiditatea și vibrațiile arborilor, lagărelor și carcaserelor) precum și mărimea și variația momentelor motor și rezistent.

Interdependența fenomenelor nu permite decelarea precisă a influenței și contribuției fiecărui parametru la dinamicitatea de ansamblu a mașinilor și agregatelor.

Analiza dinamică - oricît de amplă ar fi - nu poate cuprinde integral grupul de parametri precizat anterior.

În aceste condiții cercetătorii au considerat, în mod diferit, preponderent un grup sau altul de parametri.

În consecință s-au consemnat rezultate de o mare dispersie, reflectînd diversitatea condițiilor inițiale și a ipotezelor de calcul admise, precum și neconcordanțe între aceste rezultate și concluziile teoretice la care s-a ajuns.

Analiza dinamică a sistemelor mecanice mobile este condiționată de cunoașterea parametrilor geometrici ai elementelor componente și caracteristicilor de funcționare ale mașinii de lucru și ale mașinii motoare și implică modelarea mecanică, electrică sau analogică precum și utilizarea calculatoarelor electronice.

Pînă în prezent s-au făcut analize și s-au conceput modele pentru transmisii mecanice deschise (simple sau ramificate) respectiv pentru transmisii închise, cu divizare și sumare energetică.

Circuitele recuperative pînă acum n-au constituit în mod deosebit obiect de analiză și sinteză dinamică.

În cazul sistemelor mecanice cu roți dințate rigiditatea danturii este mult superioară rigidității arborilor sau a altor componente ale transmisiei. De aceea mulți autori [80; 108; 131; 202; 203] în studiile cinematice și cinetodinamice au considerat mai important efectul erorilor pasului de bază și a erorii cumulate asupra dinamicii transmisiilor decît efectul rigidității variabile și finite a danturii.

Dinții angrenajelor fiind caracterizați de abateri de la geometria ideală vor provoca diferențe considerabile în diagrama reală sarcină timp în raport cu diagrama teoretică. Pe de altă parte constanța raportului de transmitere (cerință a legii angrenării) impune ca dinții să fie distanțați riguros egal și să aibă flancurile evolvente perfecte. Or, neîntrunirea riguroasă a acestor condiții atrage consecințe cinematice (neregularități ale vitezelor unghiulare) și dinamice (aparitia forțelor dinamice ca efect



al accelerațiilor unghiulare).

Pentru studiul accelerațiilor, în modelul mecanic al lui Tuplin [202,203] eroarea de pas este simulată prin pene foarte subțiri, cu baza  $\Delta p_b$ , introduse între dinți cu o viteză corelată cu parametri cinematici și geometrici ai angrenajului.

Cercetările privind influența erorilor de pas și a rezistenței dinților asupra comportamentului dinamic al roților dințate au avut ca obiect tipuri particulare de roți dințate.

În mod firesc, pentru atestarea concluziilor se impun analize pe angrenaje a căror dinți să aibă o rigiditate finită și la care să se ia în considerare abaterile de la geometria ideală.

În modelul lui Tuplin s-au admis următoarele ipoteze :

- componentele mecanice de pe tronsonul cinematic cuprins între motorul de antrenare și angrenajul studiat au rigiditatea echivalentă și momentul de inerție masic total foarte mari ;
- forțele de rezistență utilă sînt invariabile cu poziția punctului lor de aplicare.

De asemenea nu se precizează cît este intervalul de timp  $t$  în care este introdusă sau retrasă penna.

Cercetările întreprinse la Catedra de Organe de Mașini, Mecanisme și desen tehnic din cadrul Institutului politehnic "Traian Vuia" Timișoara, sub conducerea prof.dr.ing.Fr.Kovács, au contribuit la elucidarea unor fenomene legate de funcționarea dinamică a roților dințate. S-au urmărit astfel influența erorii pasului de bază asupra cinematicii angrenajelor cilindrice cu dinți dreți respectiv asupra solicitărilor dinamice suplimentare, zgomotului și durabilității.

În acest scop s-au utilizat roți dințate dintr-o clasă curentă de precizie executate conform fig.3.8.

Caracteristica acestor roți este preponderența erorii pasului în raport cu celelalte erori, roțile dințate avînd fiecare al doilea gol rectificat ulterior.

S-au realizat astfel pe cercul de bază distanțele între două flancuri vecine  $p_b + \Delta p_b$  respectiv  $p_b - \Delta p_b$ .

Se notează cu  $M'$  și  $M''$  punctele de intersecție ale evolventelor cu linia de angrenare. Punctul de contact  $M \in \overline{M'M''}$ . Deformația în lungul liniei de angrenare se notează  $\Delta p_{b0}$ .

În continuare lucrarea își propune să studieze condițiile angrenării și a transferului energetic între flancuri realizate cu

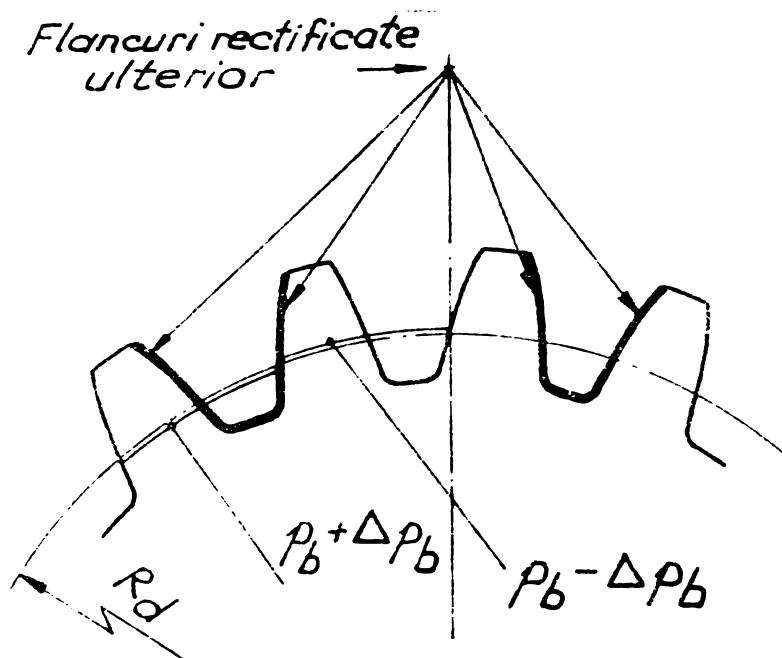


Fig.3.8

erori de pas sau de profil.

Datorită contactului sub sarcină are loc o deformare elastică a dinților respectiv o micșorare a pasului danturii.

Ca urmare, la începutul angrenării duble contactul dintre cea de-a doua pereche de dinți va avea loc, în cazul danturilor cu geometrie ideală, în afara segmentului de angrenare și înaintea punctului  $S_2$  (fig.3.9).

În aceste condiții preluarea sarcinii de către cea de a doua pereche de dinți se va face cu șoc, prin accelerarea roții conduse, ceea ce va avea ca efect creșterea intensității reacțiunii dintre flancurile dinților.

În cazul în care dantura roții conducătoare 1 este executată cu erori de pas, distanța dintre cele două profile omoloage vecine, măsurată pe linia de angrenare este  $p_b + \Delta p_b$ .

Dacă distanța sus-menționată este  $p_b - \Delta p_b$ , intrarea în angrenare a unei noi perechi de dinți are loc într-un mod similar cu cel descris anterior, mișcarea fiind însoțită de accelerații - generatoare de sarcini dinamice (s-a considerat  $\Delta p_{b0} = 0$ ).

Dacă  $\Delta p_{b0} \neq 0$  condițiile de funcționare se înrăutățesc, cazul fiind similar cu angrenarea unor roți dințate cu erori cumulate ( $\Delta p_b + \Delta p_{b0}$ ).

În ipoteza distanței dintre profile  $p_b + \Delta p_b$  și a rigidității infinite a danturii ( $\Delta p_{b0} = 0$ ), prima pereche de dinți rămâne în angrenare până în  $S_1$ , după care contactul dinților dispare, mișcarea roții conduse se încetinește iar flancurile celei de-a doua

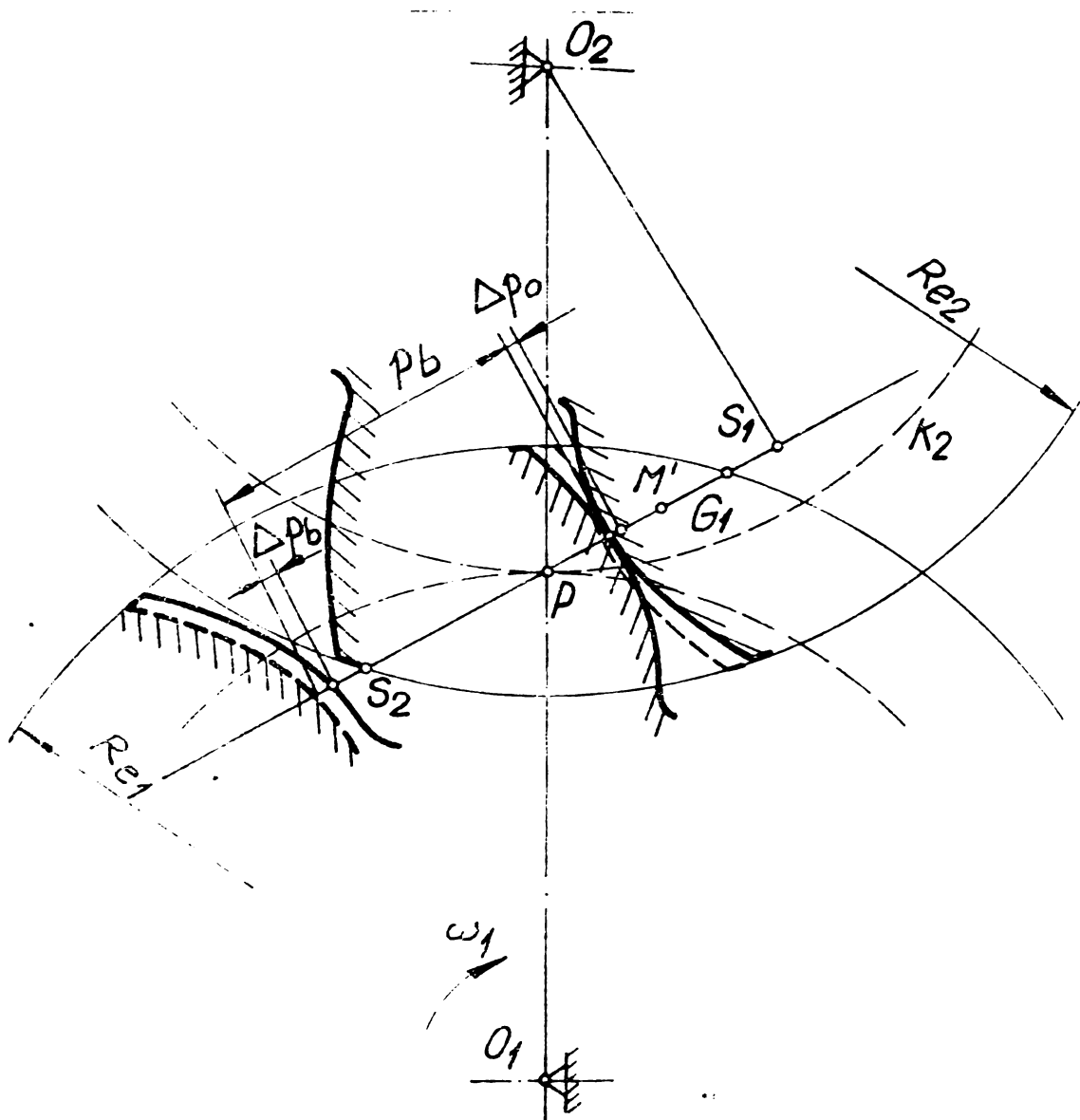


Fig. 3.9

perechi de dinți intră în contact prin ciocnire, în apropierea punctului  $G_1$  (fig. 3.10).

Considerînd cazul rigidității finite a danturii, efectul erorii pasului de bază se va traduce prin preluarea de către contactul celei de-a doua perechi de dinți, în intervalul  $S_2G_1$ , a unei cote părți mai reduse din reacțiunea în cupla superioară, urmată de o creștere bruscă a acestei încărcări după punctul  $G_1$ .

Ca urmare, rigiditatea finită a danturii are ca efect o compensare a erorii de pas, în cazul cînd distanța dintre flancuri măsurată pe linia de angrenare este  $p_b + \Delta p_b$  (fig. 3.11).

Un caz mai defavorabil din punct de vedere al caracteristicilor dinamice se va analiza mai în detaliu, cu ajutorul fig. 3.12.

Conform acestei figuri, în ipoteza distanței dintre două profile oncloage vecine de  $p_b - \Delta p_b$ , contactul dintre profilul dintelui roții 1 și vârful dintelui roții 2, va avea loc în punctul  $M$ , în afara liniei de angrenare, într-o poziție în care profilul  $\pi_1$

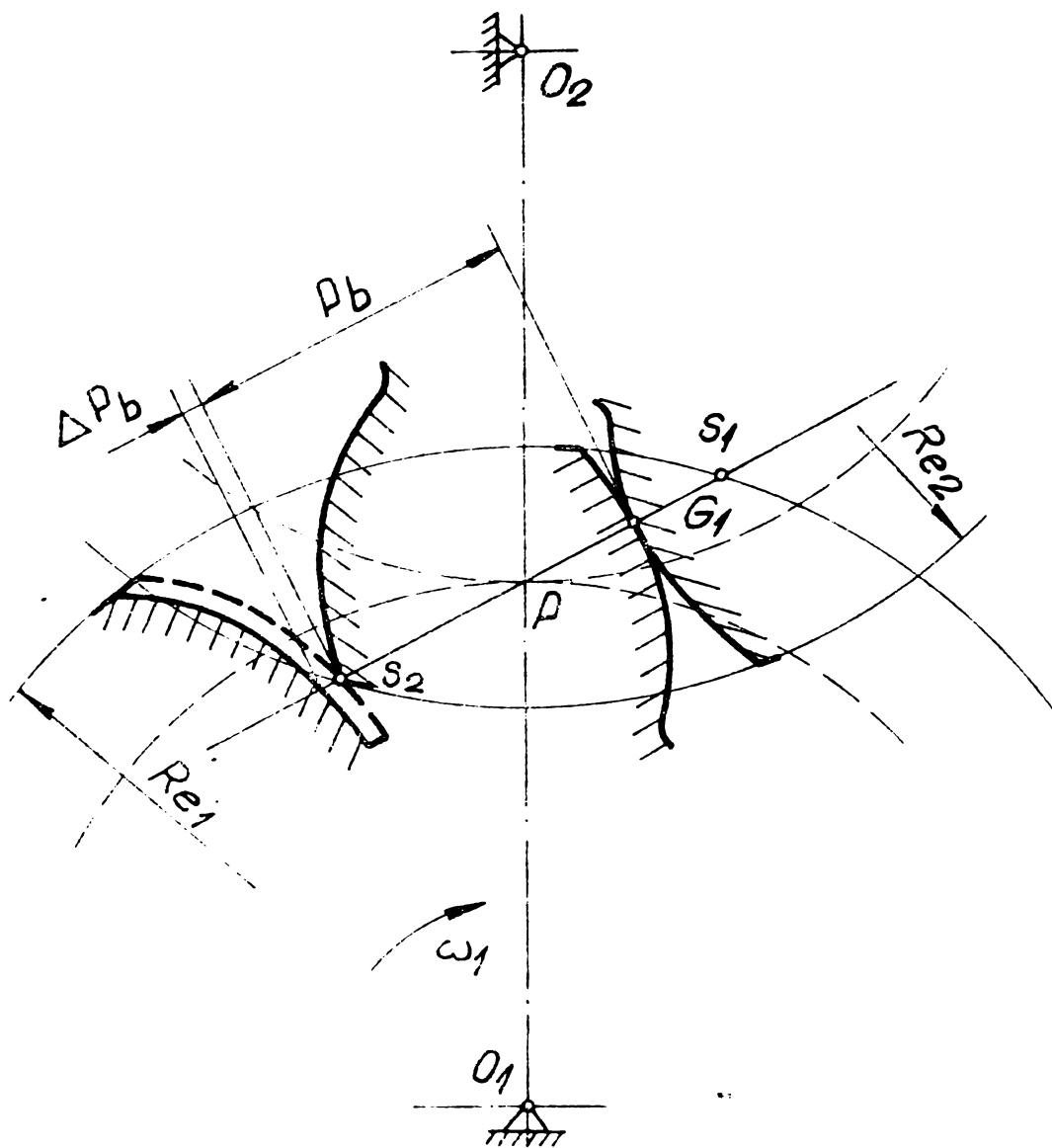


Fig.3.10

ul dintelui roții 1 se găsește la distanța  $x$  de punctul  $S_2$ , de intrare în angrenare.

Pentru analiză se alege un sistem cartezian de coordonate  $xoy$   $U \equiv S_2$ .

Ca urmare a contactului în afara liniei de angrenare se va înregistra o accelerare a mișcării roții 2 în intervalul de timp în care punctul de intersecție dintre profilul  $\Pi_1$  și linia de angrenare parcurge segmentul de lungime  $x$ .

În momentul contactului în  $M$ , perechea anterioară de profile ariate în contact în  $G_1$  se va desprinde datorită accelerației roții 2.

Considerind timpul necesar ajungerii punctelor  $L$  și  $M$  în  $S_2$  același, rezultă :

$$MS_2 \approx LS_2 \frac{R_{e2}}{R_{b2}} = (\Delta p_b + x) \cdot \theta \approx \theta = \frac{R_{e2}}{R_{b2}} = \frac{1}{\cos \alpha_e} \quad (3.2)$$

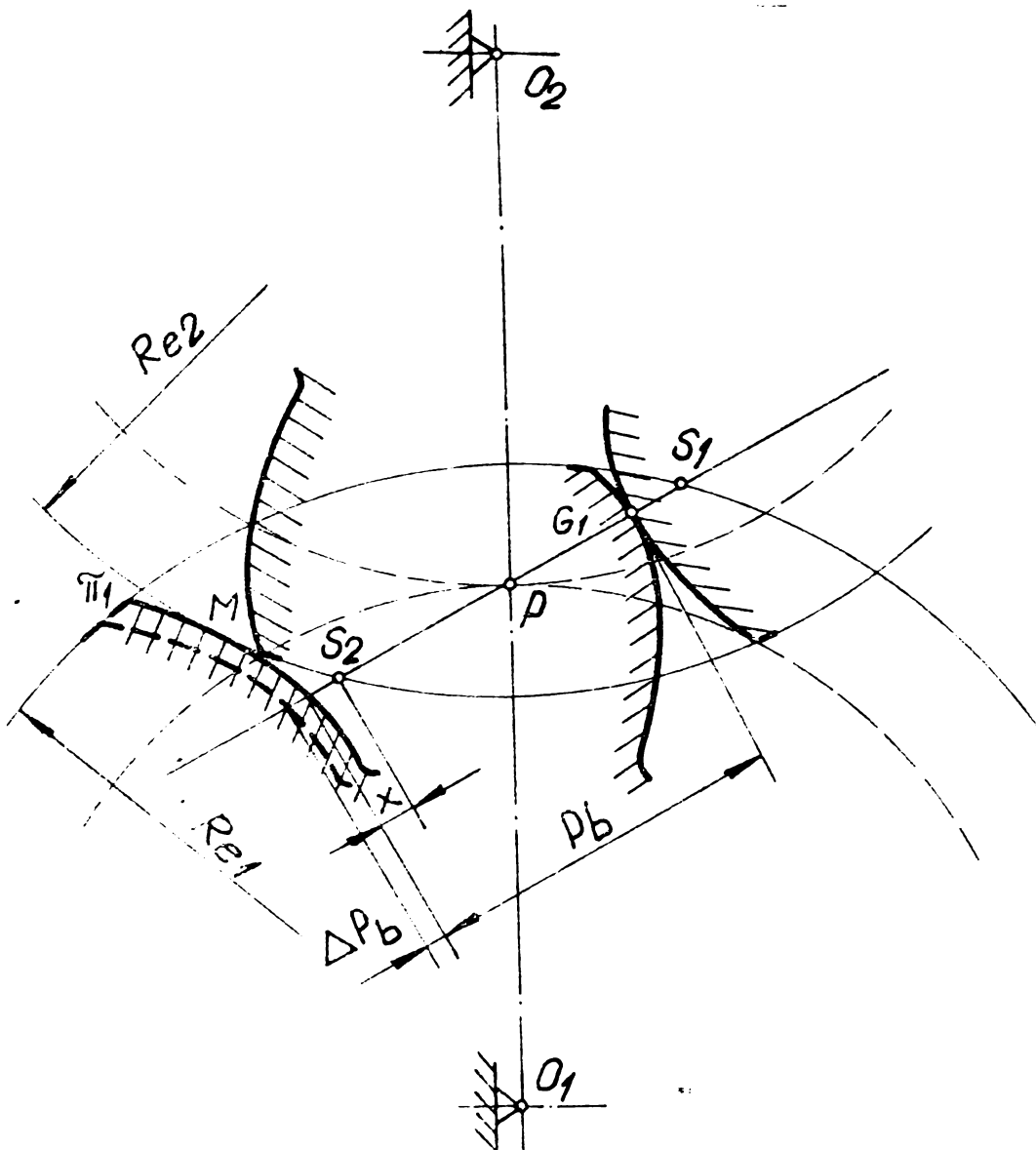


Fig.3.11

In raport cu sistemul de axe  $XS_2Y$ , coordonatele punctului  $O_2$  vor fi :

$$O_2 \Rightarrow \begin{cases} X = R_{e2} \cos \alpha_e \\ Y = R_{e2} \sin \alpha_e \end{cases} , \quad (3.3)$$

iar a punctului  $M$  rezultă din sistemul :

$$\begin{cases} (X_M - R_{e2} \sin \alpha_e)^2 + (Y_M - R_{e2} \cos \alpha_e)^2 = R_{e2}^2 \\ Y_M = x \end{cases} \quad (3.4)$$

unde

$$\sin \alpha_e = \frac{R_{b2} S_2}{R_{e2}} = \frac{\sqrt{R_{e2}^2 - R_{b2}^2}}{R_{e2}} \quad \cup \quad \cos \alpha_e = \frac{R_{b2}}{R_{e2}} , \quad (3.5)$$

de unde ordonata punctului  $M$  devine :

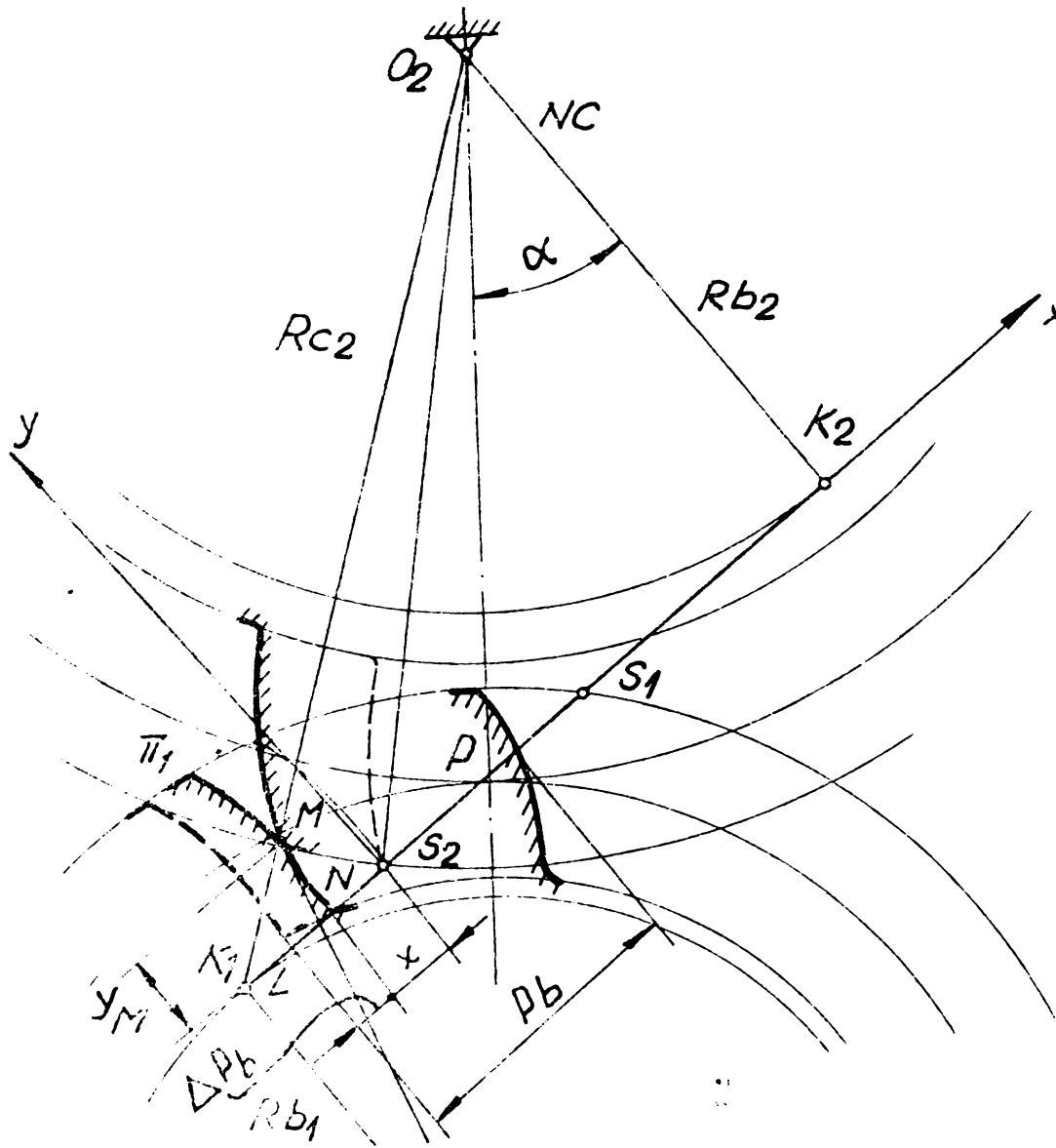


Fig.3.12

$$Y_M = R_{b2} - \sqrt{R_{\theta 2}^2 - (x + \sqrt{R_{\theta 2}^2 - R_{b2}^2})^2} \quad (3.6)$$

Admițînd  $\widehat{MS}_2 \approx \overline{MS}_2$ , din  $\triangle NMS_2$ , rezultă :

$$(\Delta p_b + x)^2 \theta^2 = R_{b2}^2 - R_{b2} \sqrt{R_{\theta 2}^2 - [x + (R_{\theta 2}^2 - R_{b2}^2)^{1/2}]^2} + R_{\theta 2}^2 - [x + (R_{\theta 2}^2 - R_{b2}^2)^{1/2}]^2 + x^2 \quad (3.7)$$

Ecuația de mai sus se mai poate scrie sub forma :

$$x^4 \theta^4 + 4 \theta^2 x^3 [\Delta p_b \theta^2 + (R_{\theta 2}^2 - R_{b2}^2)^{1/2}] + 2 \theta^2 x^2 [R_{\theta 2}^2 + 3 \Delta p_b^2 \theta^2 - 2 R_{b2}^2 \theta^2 + 4 (R_{\theta 2}^2 - R_{b2}^2)^{1/2} \Delta p_b \theta^2 +$$

$$+ 4\Delta p_b \theta^2 x \left[ \Delta p_b^2 - 2 R_{b2}^2 + (R_{e2}^2 - R_{b2}^2)^{1/2} \Delta p_b \right] +$$

$$+ \Delta p_b^2 \theta^2 (\Delta p_b^2 \theta^2 - 4 R_{b2}^2) = 0 \quad (3.8)$$

Intrucît o asemenea ecuație în x nu se poate rezolva prin metode clasice s-a apelat la serviciile calculatorului electronic.

Rezultate ale calculului ecuației, pentru cîteva valori ale parametrilor independenți sînt prezentate în tabelul 3.1.

Tabelul 3.1

Modul m [mm]	Nr. de dinți z	R <sub>e2</sub> [mm]	R <sub>b2</sub> [mm]	p <sub>b</sub> [mm]	Δp <sub>b</sub> [mm]	x [mm]	t [sec]
3	30	96	84,57234	8,85639	0,050	0,0313158	7,40568.10 <sup>-6</sup>
3	33	105	93,02957	8,85639	0,060	0,037436	8,04828.10 <sup>-6</sup>
4	35	148	131,55697	11,80853	0,090	0,0560347	8,51869.10 <sup>-6</sup>

În mod similar se procedează și pentru cazul cînd angrenajul se consideră fără erori ale pasului de bază dar are o rigiditate finită.

Intr-o asemenea situație Δ<sub>pb</sub> este suma săgeților celor doi dinți în contact în momentul intrării în angrenare a perechii următoare de dinți.

În ipoteza unor danturi executate cu erori de pas și avînd rigiditate finită, Δ<sub>pb</sub> se consideră deci suma săgeților celor doi dinți în contact și eroarea pasului de bază al danturii.

Cînd distanța dintre cele două profile omoloage vecine este p<sub>b</sub> + Δ<sub>pb</sub>, efectul erorii de pas compensează parțial sau total, în cursul angrenării, efectul deformației danturii.

Timpul de accelerare a roții 2 se poate calcula cu relația:

$$t_{ac} = \frac{x}{v_b} = \frac{x}{\omega_1 R_{b1}} = \frac{2x}{\omega_1 m s_1 \cos \alpha} \quad (3.9)$$

unde v<sub>b</sub> este viteza periferică a cercului de bază a roții 1.

Valori calculate pentru timpul t sînt consemnate în tabelul 3.1.

În mod analog, calculele de mai sus sînt aplicabile și la studiul cinematicii angrenării danturilor cu geometrie ideală și ri-

găditate finită.

În acest caz  $\Delta p_b$  este suma deformațiilor celor doi dinți în contact în momentul intrării în angrenare a perechii următoare de dinți.

### 3.3. Stabilirea forțelor dinamice din angrenare

Multiplele experiențe realizate de-a lungul unor decenii de cercetări au relevat dependența sarcinilor dinamice de regimul cinematic (viteze unghiulare, viteze periferice), de precizia de execuție (erori ale pasului de bază, eroarea cumulată, bătaia radială etc.), de dimensiunile angrenajului și masa acestuia etc. respectiv de caracteristicile mașinii sau agregatului care includ trenul de roți dințate considerat.

Relațiile teoretice au fost confirmate numai parțial întrucât urmărindu-se efectul unui grup de factori nu se puteau exclude total ceilalți factori paraziți într-un anumit context propus.

În ceea ce privește abaterile pasului de bază s-a constatat că influența erorilor negative este precumpănitoare.

În anumite condiții, erori de transmitere egale și de semn opuse produc aceleași creșteri dinamice ca și o singură eroare egală cu suma lor:  $\Delta p_b = \Delta p_{b1} + \Delta p_{b2}$ .

Este de menționat totuși că într-o succesiune normală a erorilor aleatorii este puțin probabil ca situația semnalată să aibă loc cu frecvență mare.

Ținând seama de faptul că sarcinile transmise de cele două angrenaje sînt sensibil diferite, că rigiditățile dinților în contact sînt inegale iar roțile de returnare pot avea - prin rectificare - un profil aproape ideal, modelul dinamic propus pentru studiul forțelor dinamice este prezentat în fig. 3.13.

Astfel sistemul elastic al roților în contact, avînd rigiditatea pe direcția liniei de angrenare  $k_2$  se reduce la un arc cu coeficientul de rigiditate  $k_2$ ; momentul de inerție masic al roții 2 și a jumătății din arborele A se reduce la masa  $m_2$  așezată pe linia de angrenare. Efectul elasticității arborelui A se modelează prin arcul cu coeficientul de rigiditate

$$k_3 = \frac{\chi}{R b_2} \quad (3.10)$$

unde  $\chi$  este rigiditatea la torsiune a arborelui A. Momentul de inerție masic al roții 3 și al elementelor mecanismului legat în



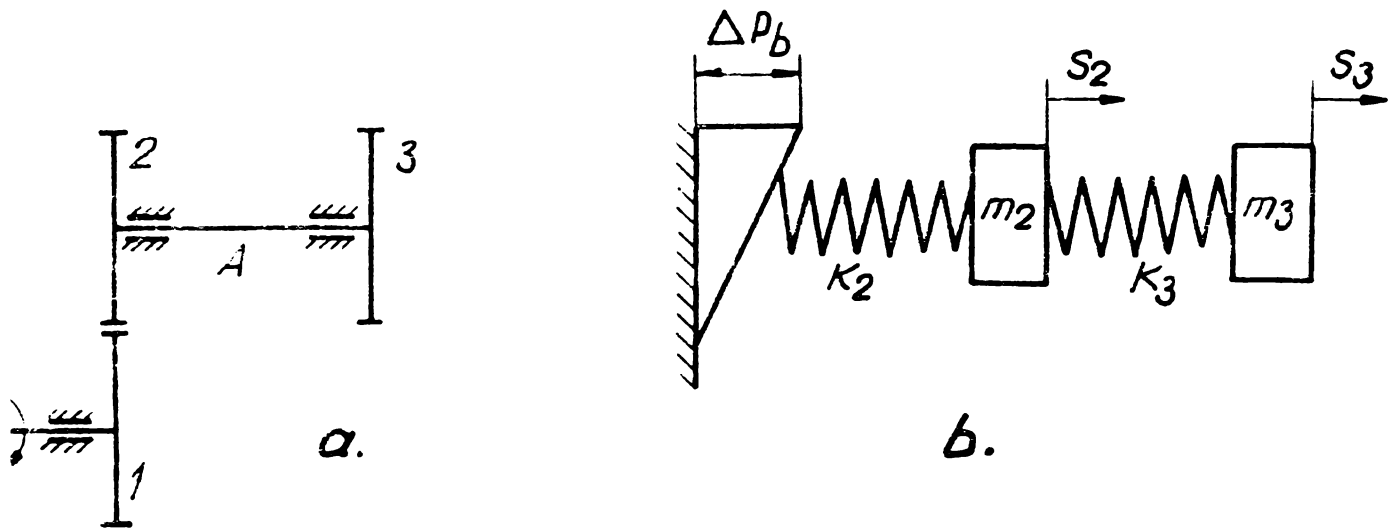


Fig. 3.13

continuare se reduce la masa  $m_3$ , așezată și ea pe linia de angrenare.

Scriind pe rînd ecuațiile de echilibru ale maselor  $m_2$  și  $m_3$  se obțin relațiile :

$$m_2 \ddot{s}_2 + k_2 (s_2 - \Delta p_b) + k_3 (s_2 - s_3) = 0 , \quad (3.11)$$

respectiv

$$m_3 \ddot{s}_3 + k_3 (s_3 - s_2) = 0 \quad (3.12)$$

unde  $s_2$  și  $s_3$  sînt deplasările maselor  $m_2$  respectiv  $m_3$  în timpul  $t$  cu accelerațiile :

$$\ddot{s}_2 = \frac{2 s_2}{t^2} \quad (3.13)$$

respectiv

$$\ddot{s}_3 = \frac{2 s_3}{t^2} \quad (3.14)$$

Cu aceasta relațiile (3.11) și (3.12) devin :

$$\begin{aligned} & 2 m_2 s_2 (2 m_3 + k_3 t^2) + k_2 s_2 (2 m_3 + k_3 t^2) - \\ & - k_2 \Delta p_b t^2 (2 m_3 + k_3 t^2) + k_3 s_2 t^2 (2 m_3 + k_3 t^2) - \\ & - s_2 k_3^2 t^4 = 0 \end{aligned} \quad (3.15)$$

respectiv

$$2 m_3 s_3 + k_3 t^2 (s_3 - s_2) = 0 \quad (3.16)$$

Din relațiile (3.15) și (3.16) rezultă deplasările  $s_2$  și  $s_3$ :

$$s_2 = \Delta p_b \frac{k_2 t^2 (2 m_3 + k_3 t^2)}{(2 m_2 + k_2 t^2)(2 m_3 + k_3 t^2) + 2 k_3 m_3 t^2} \quad (3.17)$$

și

$$s_3 = \Delta p_b \frac{k_2 k_3 t^4}{(2 m_2 + k_2 t^2)(2 m_3 + k_3 t^2) + 2 k_3 m_3 t^2} \quad (3.18)$$

Valcarea maximă a sarcinii pe dinte, la intrarea în angrenare se va atinge în momentul când punctul de contact al profilelor ajunge în  $S_2$  (fig.3.9) :

$$Q ds_2 = -k_2 (s_2 - \Delta p_b) \quad (3.19)$$

sau :

$$Q ds_2 = k_2 \Delta p_b \left[ 1 - \frac{k_2 t^2}{2 m_2 + (k_2 + k_3 \frac{1}{1+\lambda}) t^2} \right] \quad (3.20)$$

unde :

$$\lambda = \frac{k_3 t^2}{2 m_3} \quad (3.21)$$

Se observă că forța dinamică este cu atât mai mare cu cât intervalul de timp  $t$  în care se parcurge distanța  $x$  și are loc accelerația, este mai mic.

Se consideră în continuare mecanismul standului din fig.3.14.

Analizând mișcarea pe faze și anume prima parte corespunzătoare danturilor executate fără erori de pas iar a doua corespunzătoare introducerii între dinții angrenajului A a penei de lățime  $\Delta p_b$ , se observă că în decursul celei de-a doua faze, roata 1' fiind în repaus împreună cu roata 1, va rămâne nemiscată și roata 2, iar rotirii reții 2 îi corespunde o torsionare a arborelui 2.

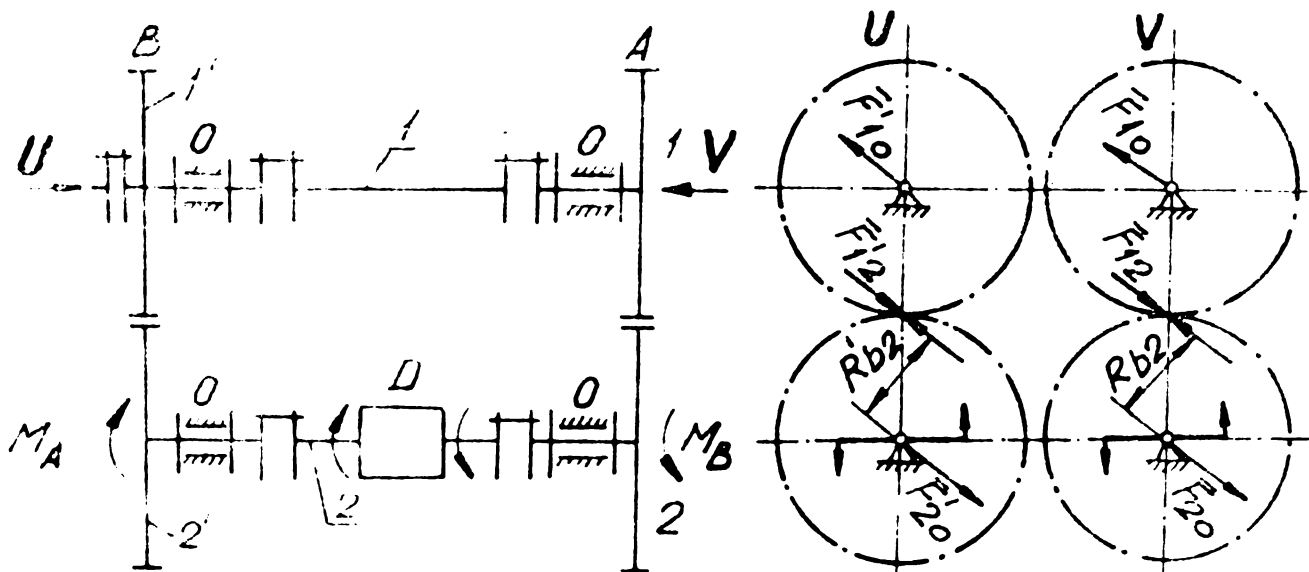


Fig.3.14

În consecință se va dispune de un model mecanic modificat, conform fig.3.15, la care  $m_3 = 0$ , iar arcul cu coeficientul de rigiditate  $k_3$  se sprijină pe un corp fix.

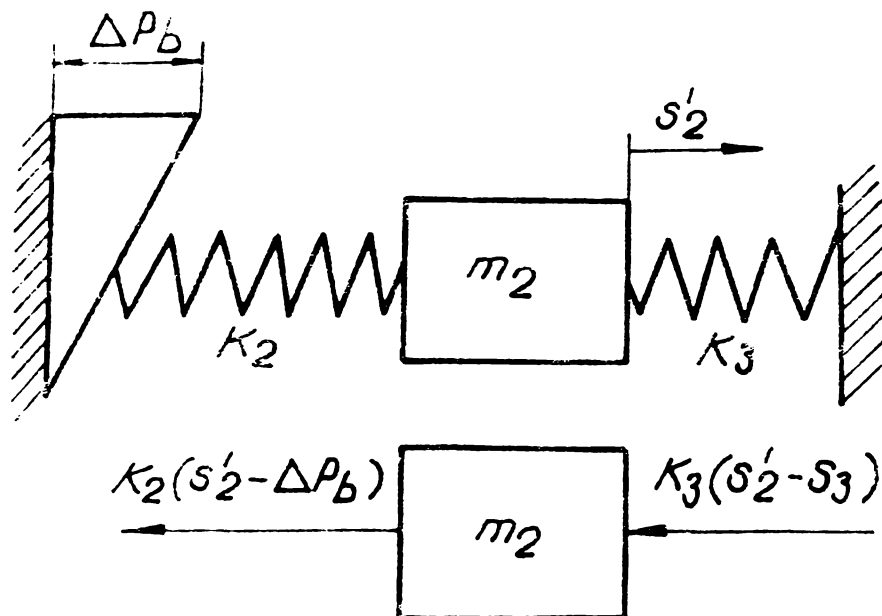


Fig.3.15

Ecuatia de echilibru a masei  $m_2$  în acest caz va fi :

$$m_2 \ddot{s}_2 = -k_2 (s_2 - \Delta p_b) - k_3 (s_2 - s_3) \quad (3.22)$$

Pentru :

$$s_3 = 0 \Rightarrow m_2 \ddot{s}_2 = -k_2 (s_2 - \Delta p_b) = k_2 s_2, \quad (3.23)$$

$s_2$  fiind deplasarea masei  $m_2$ .

Valoarea maximă a sarcinii pe dinte, la intrarea în angrenare se va atinge în momentul când punctul de contact al profilelor ajunge în  $S_2$  :

$$Q' ds_2 = k_2 (\Delta p_b - s_2) = k_2 \Delta p_b \left[ 1 - \frac{k_2 t^2}{2 m_2 + (k_2 + k_3) t^2} \right] \quad (3.24)$$

Dacă angrenajele 1-2 (fig.3.14) sînt identice din punct de vedere constructiv, atunci modelele lor mecanice vor întruni aceleași valori pentru parametrii  $k_j$ ,  $m_j$ ,  $t$ ,  $\Delta p_b$ .

Din compararea relațiilor (3.20) și (3.24) rezultă :

$$Q ds_2 < Q ds_2' \quad (3.25)$$

În concluzie, asupra dinților unui angrenaj montat într-un stand de încercare cu flux energetic închis vor acționa sarcini dinamice mai mari decît în cazul când același angrenaj este montat într-un stand cu flux energetic deschis.

### 3.4. Vibrațiile sistemelor mecanice în circuit energetic închis

#### 3.4.1. Vibrațiile proprii ale unui sistem mecanic în circuit închis, izolat de sursa de energie.

În paragrafele anterioare s-a arătat dependența unor parametri cinematici și dinamici de proprietățile circuitului mecanic, de precizia de execuție a roților dințate fără a se considera vibrațiile sistemului mecanic, sursa și efectele acestora.

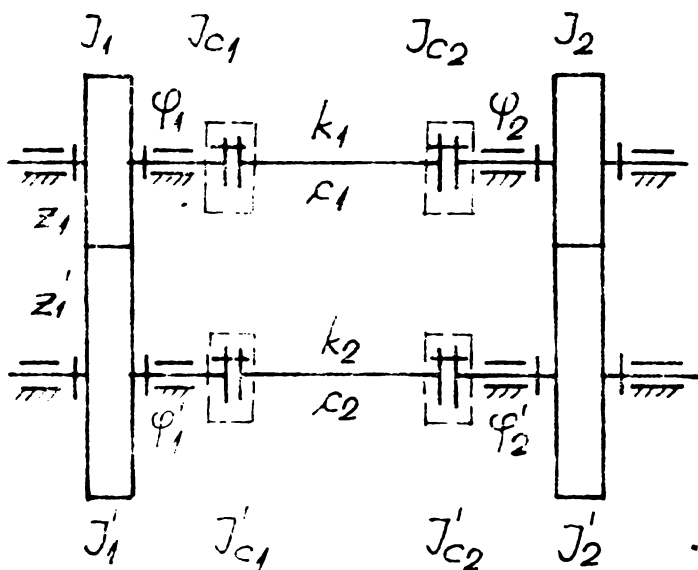


Fig. 3.16

Se consideră circuitul mecanic din fig. 3.16 căruia urmează să i se determine pulsațiile proprii. În componența acestui circuit se disting perechile de roți dințate  $z_1, z_1'$  și  $z_2, z_2'$ , arbori, lagăre și cuplaje de legătură.

Pentru calculul vibrațiilor se admit următoarele ipoteze :

- momentele de inerție ale arborilor sînt neglijabile ;
- cuplajele de legătură se consideră în fază cu roțile dințate ;
- rigiditatea dinților în angrenare depășește cu mult rigiditatea arborilor ( $k_{ed} \gg k_{ea}$ ).

Semnificațiile notațiilor din figura 3.16 sînt următoarele:

- $J_1, J_1', J_2, J_2'$  - momentele de inerție ale roților dințate  $z_1$  respectiv  $z_1', z_2, z_2'$  ;
- $J_{c1}, J_{c1}', J_{c2}, J_{c2}'$  - momentele de inerție ale cuplajelor din componența circuitului mecanic ;
- $\varphi_1, \varphi_1', \varphi_2, \varphi_2'$  - unghiurile de poziție ale roților dințate (fazele mișcării) ;
- $k_1, k_2$  - constantele elastice echivalente pentru cele două linii de arbori ;
- $c_1, c_2$  - coeficienți de amortizare viscoasă.

Ecuatiile diferențiale de mișcare ale unui sistem mecanic se pot scrie utilizând metoda ecuațiilor lui Lagrange :

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_c}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial E_c}{\partial q_j} = Q_j \quad \text{U } j \in [1; 2 \dots n], \quad (3.26)$$

unde  $E_c$  este energia cinetică a elementelor în mișcare, din componența circuitului mecanic ;

$q_j$  - parametrii independenți (coordonate generalizate) care determină poziția sistemului vibrant ; în cazul de față:  $q_j \Rightarrow \varphi_1, \varphi_2$  ;

$Q_j$  - forțele generalizate, corespunzătoare coordonatei generalizate, cu termeni funcție de categoriile de forțe ce acționează asupra sistemului.

Cu acestea, ecuațiile lui Lagrange se pot scrie :

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_c}{\partial \dot{\varphi}_j} \right) - \frac{\partial E_c}{\partial \varphi_j} = Q_j \quad \text{U } j = 1; 2 \quad (3.27)$$

Introducînd funcția lui Lagrange  $L = E_c - E_p$ , ecuația (3.27) devine :

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}_j} \right) - \frac{\partial L}{\partial \varphi_j} = Q_j \quad (3.28)$$

unde  $E_p$  este energia potențială a sistemului ;

$Q_j$  - forța generalizată, din care lipsesc termenii corespunzători forțelor conservative (elastice) :  $\frac{\partial E_p}{\partial \varphi_j}$  .

Scrierea ecuațiilor diferențiale de mișcare se face, în cazul circuitului mecanic din figura 3.16, cu neglijarea forței de amortizare constantă (corespunzătoare frecării uscate) :

$$Q_{co} = - (\text{sign } \dot{\varphi}_j) Q \quad (3.29)$$

unde  $\dot{\varphi}_j$  reprezintă vitezele unghiulare ale punctelor caracteristice ale sistemului vibrant.

Introducînd funcția disipativă a lui Reuleaux :

$$E_d_j = \frac{1}{2} c_j \varphi_j^2 \quad (3.30)$$

precum și termenul corespunzător din forța generalizată  $\frac{\partial E_d_j}{\partial \varphi_j}$ , ecuația (3.28) se mai poate scrie :

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_c}{\partial \dot{\varphi}_j} \right) - \frac{\partial E_c}{\partial \varphi_j} + \frac{\partial E_p}{\partial \varphi_j} + \frac{\partial E_d}{\partial \varphi_j} = 0 \quad (3.31)$$

Particularizînd relația lui Koenig, numai pentru componente în mișcare de rotație, energia cinetică a sistemului mecanic se poate scrie :

$$E_c = \sum_{j=1}^n E_{c_j} = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^n J_j \dot{\varphi}_j^2 \quad (3.32)$$

sau

$$E_c = \frac{1}{2} (J_1 + J_{c_1}) \dot{\varphi}_1^2 + (J_2 + J_{c_2}) \dot{\varphi}_2^2 + (J_1' + J_{c_1}') \dot{\varphi}_1'^2 + (J_2' + J_{c_2}') \dot{\varphi}_2'^2 \quad (3.33)$$

Tinînd seama de compatibilitatea cinematică a mișcării :

$$\forall \left( \frac{\varphi_1}{\varphi_1'} = i_1 \cup i_2 = \frac{\varphi_2}{\varphi_2'} \right) \Rightarrow i_1 = i_2 = i, \quad (3.34)$$

relația (3.43) devine :

$$E_c = \frac{1}{2i^2} \left\{ \left[ i^2 (J_1 + J_{c_1}) + J_1' + J_{c_1}' \right] \dot{\varphi}_1^2 + \left[ i^2 (J_2 + J_{c_2}) + J_2' + J_{c_2}' \right] \dot{\varphi}_2^2 \right\} \quad (3.35)$$

Energia potențială a sistemului este :

$$E_p = \frac{1}{2i^2} (i^2 k_1 + k_2) (\varphi_1 - \varphi_2)^2 \quad (3.36)$$

În mod analog se scrie funcția de disipare a energiei :

$$E_d = \frac{1}{2i^2} (i^2 c_1 + c_2) (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)^2 \quad (3.37)$$

Relațiile (3.33), (3.34) și (3.35) permit acum scrierea componentelor ecuațiilor Lagrange pentru sistemul mecanic din fig.3.16:

$$\frac{\partial E_c}{\partial \dot{\varphi}_1} = \frac{1}{i^2} \left[ i^2 (J_1 + J_{c_1}) + J_1' + J_{c_1}' \right] \dot{\varphi}_1 \quad (3.38)$$

$$\frac{\partial E_c}{\partial \dot{\varphi}_2} = \frac{1}{i^2} \left[ i^2 (J_2 + J_{c_2}) + J_2' + J_{c_2}' \right] \dot{\varphi}_2 \quad (3.39)$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_c}{\partial \dot{\varphi}_1} \right) = \frac{1}{i^2} \left[ i^2 (J_1 + J_{c_1}) + J_1' + J_{c_1}' \right] \ddot{\varphi}_1 \quad (3.40)$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_c}{\partial \dot{\varphi}_2} \right) = \frac{1}{i^2} \left[ i^2 (J_2 + Jc_2) + J_2' + Jc_2' \right] \ddot{\varphi}_2 \quad (3.41)$$

$$\frac{\partial E_c}{\partial \varphi_1} = 0 \quad (3.42)$$

$$\frac{\partial E_c}{\partial \varphi_2} = 0 \quad (3.43)$$

$$\frac{\partial E_p}{\partial \varphi_1} = \frac{1}{i^2} (i^2 k_1 + k_2) (\varphi_1 - \varphi_2) \quad (3.44)$$

$$\frac{\partial E_p}{\partial \varphi_2} = - \frac{1}{i^2} (i^2 k_1 + k_2) (\varphi_1 - \varphi_2) \quad (3.45)$$

$$\frac{\partial E_d}{\partial \dot{\varphi}_1} = \frac{1}{i^2} (i^2 c_1 + c_2) (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) \quad (3.46)$$

$$\frac{\partial E_d}{\partial \dot{\varphi}_2} = - \frac{1}{i^2} (i^2 c_1 + c_2) (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) \quad (3.47)$$

Făcînd notațiile :

$$J_{o1} = \frac{1}{i^2} \left[ i^2 (J_1 + Jc_1) + J_1' + Jc_1' \right] ;$$

$$J_{o2} = \frac{1}{i^2} \left[ i^2 (J_2 + Jc_2) + J_2' + Jc_2' \right] ; \quad (3.48)$$

$$c_o = \frac{1}{i^2} (i^2 c_1 + c_2) ;$$

$$k_o = \frac{1}{i^2} (i^2 k_1 + k_2) ,$$

fiile lui Lagrange se pot scrie sub forma următorului sistem:

$$\begin{cases} J_{o1} \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} + c_o \frac{d}{dt} (\varphi_1 - \varphi_2) + k_o (\varphi_1 - \varphi_2) = 0 \\ J_{o2} \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} - c_o \frac{d}{dt} (\varphi_1 - \varphi_2) - k_o (\varphi_1 - \varphi_2) = 0 \end{cases} \quad (3.49)$$

Acest sistem de ecuații diferențiale omogene cu coeficienți

constanți admite soluții de forma :

$$\begin{cases} \varphi_1 = \varphi_{10} \exp(\lambda t) \\ \varphi_2 = \varphi_{20} \exp(\lambda t) \end{cases} \quad (3.50)$$

unde  $\varphi_{10}$  și  $\varphi_{20}$  sînt amplitudinile celor două faze ale mișcării.

Derivînd succesiv relațiile (3.50), sistemul (3.49) ia forma:

$$\begin{cases} (J_{01} \lambda^2 + c_0 + k_0) \varphi_{10} - (c_0 \lambda + k_0) \varphi_{20} = 0 \\ (J_{02} \lambda^2 + c_0 + k_0) \varphi_{20} - (c_0 \lambda + k_0) \varphi_{10} = 0 \end{cases} \quad (3.51)$$

cu soluțiile banale  $\varphi_{10} = \varphi_{20} = 0$ .

Prin urmare :

$$\forall (\varphi_{10} \neq 0, \varphi_{20} \neq 0) \exists \Delta(\lambda) = \begin{vmatrix} J_{01} \lambda^2 + c_0 + k_0 & -(c_0 \lambda + k_0) \\ -(c_0 \lambda + k_0) & J_{02} \lambda^2 + c_0 \lambda + k_0 \end{vmatrix} = 0 \quad (3.52)$$

cu soluțiile :

$$\lambda_{1,2} = - \frac{(J_{01} + J_{02}) c_0}{2 J_{01} J_{02}} \pm \left[ \frac{(J_{01} + J_{02})^2 c_0^2}{4 J_{01}^2 J_{02}^2} - \frac{k_0 (J_{01} + J_{02})}{J_{01} J_{02}} \right]^{1/2} \cup \lambda_{3,4} = 0 \quad (3.53)$$

Pentru valori curențe ale parametrilor  $c_0, k_0, J_{01}$  și admițînd condiția  $J_{01} \cong J_{02}$  rezultă clar inegalitatea :

$$c_0^2 - 2 k_0 J_{01} < 0, \quad (3.54)$$

ceea ce permite notația :

$$p^2 = \frac{k_0 (J_{01} + J_{02})}{J_{01} J_{02}} - \frac{(J_{01} + J_{02})^2 c_0^2}{4 J_{01}^2 J_{02}^2}, \quad (3.55)$$

$p$  fiind pulsația proprie a sistemului ,



Prin urmare relația (3.53) se poate rescrie sub forma :

$$\lambda_{1,2} = -\xi \pm ip \cup \xi = \frac{(J_{01} + J_{02}) c_0}{2 J_{01} J_{02}} \quad (3.56)$$

Cu aceste notații sistemul (3.50) devine :

$$\begin{cases} \varphi_1 = \varphi_{10} \exp(-\xi t) \exp(\pm ip) t \\ \varphi_2 = \varphi_{20} \exp(-\xi t) \exp(\pm ip) t \end{cases} \quad (3.57)$$

sau

$$\begin{cases} \varphi_1 = \varphi_{10} \exp(-\xi t) \cos(pt + \alpha) \\ \varphi_2 = \varphi_{20} \exp(-\xi t) \cos(pt + \alpha) = \mu^*(\lambda) \varphi_{10} \exp(-\xi t) \cos(pt + \alpha + \beta), \end{cases} \quad (3.58)$$

( $\alpha$  fiind unghiul de poziție inițială (faza inițială),

iar

$$\mu^*(\lambda) = R_\theta \mu(\lambda) \cup \mu(\lambda) = \frac{\varphi_{20}}{\varphi_{10}} = R_\theta \mu(\lambda) + i I_m \mu(\lambda), \quad (3.59)$$

respectiv

$$\beta = \arctg I_m \mu(\lambda) \quad (3.60)$$

Tinând seama de relațiile (3.51), (3.56) și (3.59) se poate scrie :

$$\mu(\lambda) = \frac{J_{01} \lambda^2 + c_0 \lambda + k_0}{c_0 \lambda + k_0} = \frac{a \pm ipb}{c \pm c_0 ip} \quad (3.61)$$

cu :

$$\begin{aligned} a &= J_{01} \xi^2 - J_{01} p^2 - c_0 \xi + k_0 \\ b &= c_0 - 2 J_{01} \xi \\ c &= k_0 - c_0 \xi \end{aligned} \quad (3.62)$$

sau

$$\mu(\lambda) = \frac{A}{c} + i \frac{B}{c} \cup (R_\theta \mu(\lambda) = \frac{A}{c} ; I_m \mu(\lambda) = \frac{B}{c}) \quad (3.63)$$

unde

$$\begin{aligned} A &= J_{01} k_0 \xi^2 - J_{01} c_0^2 - J_{01} k_0 p^2 - 2 c_0 k_0 \xi + c_0^2 \xi^2 + k_0^2 + p^2 c_0^2 - J_{01} p^2 c_0 \xi \\ B &= p J_{01} (c_0 \xi^2 - 2 k_0 \xi + c_0 p^2) \\ C &= k_0^2 - 2 k_0 c_0 \xi + c_0^2 \xi^2 + c_0^2 p^2 \end{aligned} \quad (3.64)$$

În relațiile (3.58) necunoscute sînt mărimile  $\varphi_{10}$  și  $\alpha$ . Determinarea lor se face din condițiile la limită.

$$\nabla t = 0 \exists \begin{cases} \frac{\tilde{\pi}}{\mu_{j(0)}} = \varphi_{10} \cos \alpha \\ \dot{\varphi}_1(1_0) = 0 \Rightarrow -\xi \cos \alpha = p \sin \alpha \end{cases} \quad (3.65)$$

De unde

$$\varphi_{10} = \frac{\tilde{\pi} \sqrt{\xi^2 + p^2}}{\mu_{j(0)} p} \cup \alpha = \operatorname{arctg} \left( -\frac{\xi}{p} \right) \quad (3.66)$$

$\frac{\tilde{\pi}}{\mu_{j(0)}}$  fiind unghiul de rotire inițial.

Cu aceasta, expresiile (3.58) iau forma :

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= \frac{\tilde{\pi} \sqrt{1 + \left(\frac{\xi}{p}\right)^2}}{\mu_{j(0)}} \exp(-\xi t) \cos \left[ pt + \operatorname{arctg} \left( -\frac{\xi}{p} \right) \right] \\ \varphi_2 &= \frac{\tilde{\pi} \sqrt{1 + \left(\frac{\xi}{p}\right)^2}}{\mu_{j(0)}} \cdot \frac{J_{01} k_0 \xi^2 - J_{01} c_0 \xi^2 - J_{01} k_0 p^2 - 2c_0 k_0 \xi + c_0^2 \xi^2 + k_0^2 + p^2 c_0^2 - J_{01} p^2 c_0 \xi}{k_0^2 - 2k_0 c_0 \xi + c_0^2 \xi^2 + c_0^2 p^2} \\ &\cdot \exp(-\xi t) \cos \left[ pt + \operatorname{arctg} \left( -\frac{\xi}{p} \right) + \right. \\ &\left. + \operatorname{arctg} \frac{p J_{01} (c_0 \xi^2 - 2k_0 \xi + c_0 p^2)}{k_0^2 - 2k_0 c_0 \xi + c_0^2 \xi^2 + c_0^2 p^2} \right] \end{aligned} \quad (3.67)$$

unde  $\xi$  și  $p$  se determină cu relațiile (3.55) și (3.56) iar  $J_{01}$ ,  $J_{02}$ ,  $c_0$  și  $k_0$  cu relațiile (3.48).

Analizîndu-se termenul :

$$I_m \mu(j_0) = \frac{p J_{01} (c_0 \xi^2 - 2k_0 \xi + c_0 p^2)}{k_0^2 - 2k_0 c_0 \xi + c_0^2 \xi^2 + c_0^2 p^2} \quad (3.68)$$

se constată că  $\beta = 0$  întrucît :

$$c_0 \left[ \frac{(J_{01} + J_{02})^2 c_0^2}{(2 J_{01} J_{02})} + \frac{k_0 (J_{01} + J_{02})}{J_{01} J_{02}} \right] -$$

$$\left[ - \frac{(J_{o1} + J_{o2})^2 c_o^2}{4 J_{o1}^2 J_{o2}^2} \right] - \frac{2 k_o (J_{o1} + J_{o2}) c_o}{2 J_{o1} J_{o2}} = 0 \quad (3.69)$$

Prin urmare, în circuitul mecanic închis din fig.3.22 :

$$\nabla (J_{o1}, J_{o2}, c_o, k_o) \neq 0 \Rightarrow I_m \mu(\lambda) \wedge \beta = 0$$

ceea ce înseamnă că cele două oscilații sînt în fază, ele deosebindu-se prin amplitudini.

Ca atare relațiile (3.58) se pot rescrie sub forma :

$$\begin{cases} \varphi_1 = \frac{\pi \sqrt{1 + \left(\frac{\varepsilon}{p}\right)^2}}{\mu_{j(o)}} \exp(-\varepsilon t) \cos \left[ pt + \arctg \left( -\frac{\varepsilon}{p} \right) \right] \\ \varphi_2 = \frac{\pi \sqrt{1 + \left(\frac{\varepsilon}{p}\right)^2}}{\mu_{j(o)}} \cdot \frac{A}{C} \cdot \exp(-\varepsilon t) \cos \left[ pt + \arctg \left( -\frac{\varepsilon}{p} \right) \right] \end{cases} \quad (3.70)$$

ceea ce reprezintă o particularitate a sistemului mecanic închis.

Studiul acestor vibrații se poate face pe calculator, în Anexa 1 prezentîndu-se ordinograma de calcul.

### 3.4.2. Vibrațiile unui sistem mecanic în circuit închis conectat la sursa de energie.

În capitolul precedent nu s-au considerat particularitățile transmiterii mișcării prin angrenare, mișcarea rezultînd din caracteristicile funcționale ale mecanismelor cu bare rulante.

Legea de mișcare a sistemului mecanic închis va trebui să reflecte elementele specifice angrenării : timpul de angrenare total, timpul de angrenare singulară și dubla, gradul de acoperire, viteza unghiulară, numerele de dinți.

Astfel pentru o roată dințată cu turația  $n$  [rot/min] și viteza unghiulară  $\omega$  [rad/s], frecvența de rotație va fi :

$$f_n = \frac{n}{60} = \frac{\omega}{2\pi} \quad (3.71)$$

iar perioada

$$T_n = \frac{60}{n} = \frac{2\pi}{\omega}$$

Frecvența de intrare în angrenare pentru cei  $z$  dinți ai unei

roți va fi :

$$f_z = z \cdot f_n = \frac{z\omega}{2\pi} = \frac{\omega_0}{2\pi}, \quad (3.72)$$

căreia îi corespunde o perioadă de parcurgere a unei distanțe egale cu pasul pe cercul de bază din segmentul de angrenare :

$$T_0 = \frac{2\pi}{\omega_0} = \frac{60}{nz} \quad (3.73)$$

Timpul de contact al unei perechi de roți dințați pe segmentul de antrenare  $s_1s_2$  este :

$$T_{s_1s_2} = \varepsilon_0 T_0 = \frac{\varepsilon_0 60}{nz} = \frac{\varepsilon_0 2\pi}{\omega_0} \quad (3.74)$$

unde  $\varepsilon_0$  este gradul de acoperire (3.24).

Din fig.3.17 rezultă :

$$s_1 G_2 = p_b (\varepsilon_0 - 1)$$

iar

$$G_1 G_2 = p_b (2 - \varepsilon_0)$$

$p_b$  fiind pasul pe cercul de bază.

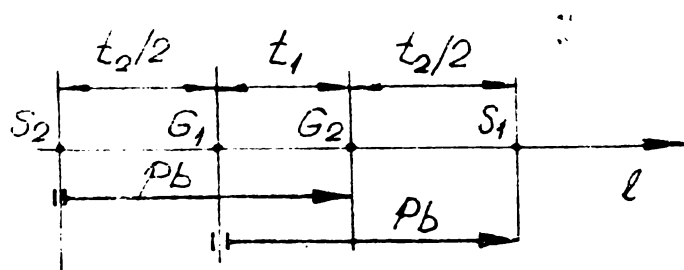


Fig.3.17

Timpii de angrenare singulară respectiv dublă vor fi :

$$t_1 = T_0 (2 - \varepsilon_0) = \frac{60}{nz} (2 - \varepsilon_0) \quad (3.75)$$

$$t_2 = 2 T_0 (\varepsilon_0 - 1) = 2 \frac{60}{nz} (\varepsilon_0 - 1)$$

Studiile teoretice și cercetările experimentale au atestat caracteristici dinamice maxime în cazul unui angrenaj cu grad de acoperire  $\varepsilon_0 = 1,5$ . [99;119]

Comportamentul dinamic al unui sistem mecanic este condiționat și de caracteristicile forțelor generalizate perturbatoare (mă-

rimea și variația acestora).

Pentru angrenaje variația forței perturbatoare este corelată cu gradul de acoperire real.

În continuare se vor analiza două cazuri, pentru fiecare din ele urmînd a se lua în considerare o lege care să aproximeze cît mai fidel situația reală :

A). Gradul de acoperire real  $\varepsilon_0 \geq 2$  (angrenajele cu dinți înclinați) ;

B). Gradul de acoperire real  $\varepsilon_0 < 2$ .

A). Angrenaje cu grad de acoperire real  $\varepsilon_0 = 2$ .

Se consideră sistemul mecanic închis, din fig.3.18, acționat din exterior de motorul electric  $M_e$ . Cuplajul torsional poate fi dispus pe linia de arbori 1 sau pe linia de arbori 2. Parametrii cinematici și energetici se reduc la arborele 1 (conf.3.13 b - cînd dispozitivul de încărcare este amplasat pe arborele 2 și cînd dispozitivul torsional este dispus pe arborele 1).

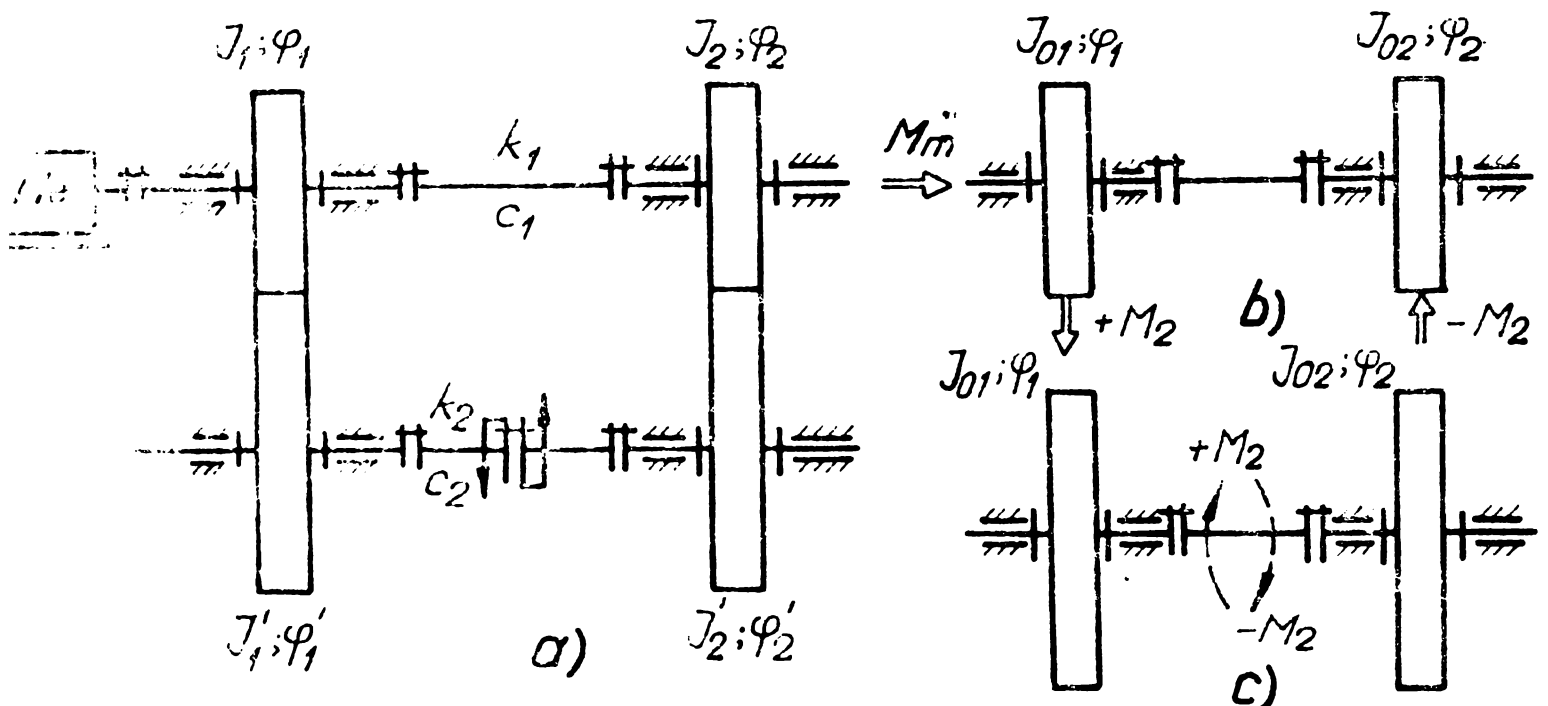


Fig.3.18

Avînd în vedere sistemul de ecuații ( 3.49 ) legea de mișcare pentru sistemul din fig.3.18 a se poate scrie :

$$\begin{cases} J_{01} \ddot{\varphi}_1 + c_0 (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + k_0 (\varphi_1 - \varphi_2) = M_m + M_2 \\ J_{02} \ddot{\varphi}_2 - c_0 (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - k_0 (\varphi_1 - \varphi_2) = -M_2 \end{cases} \quad (3.76)$$

Tinând seama de valoarea gradului de acoperire, se pot admite ca legi de variație pentru forțele generalizate perturbatoare, pe perioada angrenării, expresiile :

$$\bar{M}_m = M_{o1} + M_o \cos \omega t \quad (3.77)$$

$$\bar{M}_2 = M_{o2} = \text{const.}$$

cu care sistemul (3.76) devine :

$$\begin{cases} J_{o1} \ddot{\varphi}_1 + c_o(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + k_o(\varphi_1 - \varphi_2) = \bar{M}_{o1} + M_o \cos \omega t + M_{o2} \\ J_{o2} \ddot{\varphi}_2 - c_o(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - k_o(\varphi_1 - \varphi_2) = -M_{o2} \end{cases} \quad (3.78)$$

Acest sistem în  $\varphi_1$  și  $\varphi_2$  se transformă într-un sistem în

$$\begin{cases} \varphi_r = \varphi_1 - \varphi_2 \quad \text{și} \\ \varphi_2 \end{cases}$$

după cum urmează :

$$\begin{cases} \ddot{\varphi}_r + \frac{c_o(J_{o1} + J_{o2})}{J_{o1} J_{o2}} \dot{\varphi}_r + \frac{k_o(J_{o1} + J_{o2})}{J_{o1} J_{o2}} \varphi_r = \\ = \frac{1}{J_{o1}} (M_{o1} + M_o \cos \omega t) + \frac{(J_{o1} + J_{o2}) M_{o2}}{J_{o1} J_{o2}} \\ J_{o2} \ddot{\varphi}_2 - c_o \dot{\varphi}_r - k_o \varphi_r = -M_{o2} \end{cases} \quad (3.79)$$

avînd prima ecuație independentă, în  $\varphi_r$ .

Notînd :

$$2 \xi = \frac{c_o(J_{o1} + J_{o2})}{J_{o1} J_{o2}} \quad \text{și} \quad p^2 = \frac{k_o(J_{o1} + J_{o2})}{J_{o1} J_{o2}}, \quad (3.80)$$

Prima ecuație a sistemului (3.79) ia forma :

$$\ddot{\varphi}_r + 2 \xi \dot{\varphi}_r + p^2 \varphi_r = \frac{1}{J_{o1}} (M_{o1} + M_o \cos \omega t) + M_{o2} \cdot \frac{p^2}{k_o} \quad (3.81)$$

care are ca soluție particulară a ecuației neomogene expresia :

$$\varphi_{rg} = A_1 + A_2 \cos \omega t + A_3 \sin \omega t , \quad (3.82)$$

în care  $A_1, A_2, A_3$  sînt constante care rezultă din sistemul de ecuații :

$$\begin{cases} -A_2 \omega^2 + 2 \xi A_3 \omega + A_2 p^2 = \frac{M_0}{J_{01}} \\ -A_3 \omega^2 - 2 \xi A_2 \omega + A_3 p^2 = 0 \\ A_1 p^2 = \frac{M_{01}}{J_{01}} + \frac{M_{02} \cdot p^2}{k_0} \end{cases} \quad (3.83)$$

după cum urmează :

$$\begin{aligned} A_1 &= \frac{M_{01}}{J_{01} p^2} + \frac{M_{02}}{k_0} \\ A_2 &= \frac{M_0}{J_{01}} \cdot \frac{p^2 - \omega^2}{(p^2 - \omega^2)^2 + (2 \xi \omega)^2} = \frac{M_0}{J_{01} p^2} \cdot \frac{1 - \left(\frac{\omega}{p}\right)^2}{\left[1 - \left(\frac{\omega}{p}\right)^2\right]^2 + \left(\frac{2 \xi}{p}\right)^2 \cdot \left(\frac{\omega}{p}\right)^2} \\ A_3 &= \frac{M_0}{J_{01}} \cdot \frac{2 \xi \omega}{(p^2 - \omega^2)^2 + (2 \xi \omega)^2} = \frac{M_0}{J_{01} p^2} \cdot \frac{\left(\frac{2 \xi}{p}\right) \cdot \left(\frac{\omega}{p}\right)}{\left[1 - \left(\frac{\omega}{p}\right)^2\right]^2 + \left(\frac{2 \xi}{p}\right)^2 \left(\frac{\omega}{p}\right)^2} \end{aligned} \quad (3.84)$$

Soluția ecuației neomogene se mai poate scrie:

$$\begin{aligned} \varphi_{rg} &= A_1 + A_{23} \sin(\omega t + \theta_1) \text{ U } (A_{23} = \sqrt{A_2^2 + A_3^2}), \\ \theta_1 &= \text{arctg} \frac{A_2}{A_3} \end{aligned} \quad (3.85)$$

sau

$$\begin{aligned} \varphi_{rg} &= \frac{M_{01}}{J_{01} p^2} + \frac{M_{02}}{k_0} + \frac{M_0}{J_{01}} \left[ (p^2 - \omega^2) + \right. \\ &\quad \left. + (2 \xi \omega)^2 \right]^{-1/2} \sin \left[ \omega t + \text{arctg} \left( \frac{p^2 - \omega^2}{2 \xi \omega} \right) \right] \end{aligned}$$

Pentru analiza oscilațiilor libere se consideră ecuația diferențială omogenă :

$$\ddot{\varphi}_r + 2 \varepsilon \dot{\varphi}_r + \varphi_r p^2 = 0 \quad (3.86)$$

și ecuația caracteristică a acesteia :

$$r^2 + 2 \varepsilon r + p^2 = 0, \quad (3.87)$$

a cărei rădăcini se pot scrie :

$$r_{1,2} = -\varepsilon \pm i\sqrt{p^2 - \varepsilon^2} \quad (3.88)$$

Aceste rădăcini conduc la soluțiile reale corespunzătoare :

$$\begin{cases} \varphi_{r1} = \exp(-\varepsilon t) \cos \sqrt{p^2 - \varepsilon^2} t \\ \varphi_{r2} = \exp(-\varepsilon t) \sin \sqrt{p^2 - \varepsilon^2} t, \end{cases} \quad (3.89)$$

respectiv la o soluție generală de formă :

$$\varphi_{rp} = \exp(-\varepsilon t) (B_1 \cos \sqrt{p^2 - \varepsilon^2} t + B_2 \sin \sqrt{p^2 - \varepsilon^2} t)$$

sau

$$\varphi_{rp} = B_0 \exp(-\varepsilon t) \sin(\sqrt{p^2 - \varepsilon^2} t + \theta_0) \cup \begin{cases} B_0 = (B_1^2 + B_2^2)^{1/2} \\ \theta_0 = \operatorname{arctg} \frac{B_1}{B_2}, \end{cases} \quad (3.90)$$

constantele  $B_1, B_2, B_0, \theta_0$  se determină din condițiile la limită și anume :

$$\left. \begin{aligned} B_1 &= \varphi_{r \max} \\ B_2 &= \frac{\varphi_{r \max}}{\sqrt{p^2 - \varepsilon^2}} \end{aligned} \right\} \Rightarrow B_0 = \frac{\varphi_{r \max} \cdot p}{\sqrt{p^2 - \varepsilon^2}} \quad (3.91)$$

$$\theta_0 = \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{p^2 - \varepsilon^2}}{\varepsilon}$$

Cu acestea soluția ecuației neomogene ia forma :

$$\varphi_{r,u} = A_1 + A_2 \sin(\omega t + \theta_1) + B_0 \exp(-\varepsilon t) \sin(\sqrt{p^2 - \varepsilon^2} t + \theta_0) \quad (3.92)$$

adică :

$$\varphi_{r,u} = \frac{\varphi_{r \max} \cdot p}{\sqrt{p^2 - \varepsilon^2}} \exp(-\varepsilon t) \sin\left(\sqrt{p^2 - \varepsilon^2} t + \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{p^2 - \varepsilon^2}}{\varepsilon}\right) + \frac{M_{01}}{J_{01} p^2} + \frac{M_{02}}{k_2} + \frac{M_0}{J_{01} [(p^2 - \omega^2)^2 + (2\varepsilon\omega)^2]^{1/2}} \sin\left[\omega t + \operatorname{arctg} \frac{p^2 - \varepsilon^2}{2\varepsilon\omega}\right] \quad (3.92')$$



Ecuatia fazei  $\varphi_2$  rezultă din a doua relație a sistemului (3.79) :

$$\ddot{\varphi}_2 = \frac{k_0}{J_{02}} \varphi_r + \frac{c_0}{J_{02}} \cdot \dot{\varphi}_r - \frac{M_{02}}{J_{02}} \quad (3.93)$$

în care :

$$\begin{aligned} \dot{\varphi}_{rgn} = & A_{23} \cos(\omega t + \theta_1) - B_0 \xi \exp(-\xi t) \sin(\sqrt{p^2 - \xi^2} t + \theta_0) + \\ & + B_0 \sqrt{p^2 - \xi^2} \exp(-\xi t) \cos(\sqrt{p^2 - \xi^2} t + \theta_0) \end{aligned}$$

sau

$$\dot{\varphi}_{rgn} = \omega A_{23} \cos(\omega t + \theta_1) - B_0 p \exp(-\xi t) \sin \sqrt{p^2 - \xi^2} t \quad (3.94)$$

Prin urmare ecuația (3.93) devine :

$$\begin{aligned} \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} = & \frac{k_0}{J_{02}} \left[ A_1 + A_{23} \sin(\omega t + \theta_1) + B_0 \exp(-\xi t) \right. \\ & \left. \sin(\sqrt{p^2 - \xi^2} t + \theta_0) \right] + \frac{c_0}{J_{02}} \left[ \omega A_{23} \cos(\omega t + \right. \\ & \left. + \theta_1) - B_0 p \exp(-\xi t) \sin \sqrt{p^2 - \xi^2} t \right] - \frac{M_{02}}{J_{02}}, \end{aligned}$$

de unde :

$$\begin{aligned} \frac{d \varphi_2}{dt} = & \frac{k_0}{J_{02}} \left[ A_1 t - \frac{A_{23}}{\omega} \cos(\omega t + \theta_1) - \frac{B_0}{p} \exp(-\right. \\ & \left. - \xi t) \sin(\sqrt{p^2 - \xi^2} t + 2\theta_0) \right] + \frac{c_0}{J_{02}} \left[ A_{23} \sin(\omega t + \right. \\ & \left. + \theta_1) - B_0 \exp(-\xi t) \sin(\sqrt{p^2 - \xi^2} t + \theta_0) \right] - \frac{M_{02}}{J_{02}} t + c_1, \end{aligned} \quad (3.95)$$

respectiv :

$$\begin{aligned} \varphi_2 = & \frac{k_0}{J_{02}} \left[ A_1 \frac{t^2}{2} - \frac{A_{23}}{\omega^2} \sin(\omega t + \theta_1) + \right. \\ & \left. + \frac{B_0}{p^2} \exp(-\xi t) \sin(\sqrt{p^2 - \xi^2} t + 3\theta_0) \right] + \\ & + \frac{c_0}{J_{02}} \left[ - \frac{A_{23}}{\omega} \cos(\omega t + \theta_1) - \frac{B_0}{p} \exp(-\right. \\ & \left. - \xi t) \sin(\sqrt{p^2 - \xi^2} t + 2\theta_0) \right] - \frac{M_{02} t^2}{2 J_{02}} + c_1 t + c_2 \end{aligned} \quad (3.96)$$

sau :

$$\varphi_2 = \frac{B_0}{J_{02} \cdot p} \exp(-\xi t) \left[ \frac{k_0}{p} \sin(\sqrt{p^2 - \xi^2} t + 3\theta_0) - c_0 \sin(\sqrt{p^2 - \xi^2} t + 2\theta_0) \right] - \frac{A_{23}}{J_{02} \omega^2} \sin(\omega t + \theta_2) + \frac{k_0 A_1 - M_{02}}{2 J_{02}} t^2 + c_1 t + c_2 U \begin{cases} \theta' = \arctg \frac{c_0 \omega}{k_0} \\ \theta_2 = \theta_1 + \theta_1' \end{cases} \quad (3.97)$$

Din condițiile la limită rezultă constantele de integrare, după cum urmează :

$$c_1 = \frac{A_{23} \sqrt{c_0^2 \omega^2 + k_0^2}}{J_{02}} \cos \theta_2 - \frac{B_0}{J_{02}} \left[ c_0 \sin \theta_0 - \frac{k_0}{p} \sin 2\theta_0 \right]$$

$$c_2 = \frac{A_{23} \sqrt{c_0^2 \omega^2 + k_0^2}}{J_{02}} \cos \theta_2 + \frac{B_0}{J_{02}} \left[ 2 \frac{k_0}{p} \cos \theta_0 - c_0 \right] \sin \theta_0 \quad (3.98)$$

respectiv

$$c_2 = - \frac{B_0}{J_{02} \cdot p} \cdot \frac{k_0}{p} \sin 3\theta_0 + \frac{B_0}{J_{02}} \cdot \frac{c_0}{p} \sin 2\theta_0 + \frac{A_{23}}{J_{02} \omega^2} \sin \theta_2, \quad (3.99)$$

la care ecuația fazei  $\varphi_2$  devine :

$$\varphi_2 = \frac{B_0}{J_{02} \cdot p} \exp(-\xi t) \left[ \frac{k_0}{p} \sin(\sqrt{p^2 - \xi^2} t + 3\theta_0) - c_0 \sin(\sqrt{p^2 - \xi^2} t + 2\theta_0) \right] - \frac{A_{23}}{J_{02} \omega^2} \sin(\omega t + \theta_2) + \frac{k_0 A_1 - M_{02}}{2 J_{02}} t^2 + \left[ \frac{A_{23} \sqrt{c_0^2 \omega^2 + k_0^2}}{J_{02} \omega} \cos \theta_2 - \frac{B_0}{J_{02}} (c_0 \sin \theta_0 - \frac{k_0}{p} \sin 2\theta_0) \right] t - \frac{B_0}{J_{02} \cdot p} \cdot \frac{k_0}{p} \sin 3\theta_0 + \frac{B_0}{J_{02}} \cdot \frac{c_0}{p} \sin 2\theta_0 + \frac{A_{23}}{J_{02} \omega^2} \sin \theta_2. \quad (3.100)$$

Tinând seama de particularitățile circuitului recuperativ, între momentele  $M_{o1}$  și  $M_{o2}$  respectiv  $M_o$  și  $M_{o1}$  există corespondențe biunivoce (v. § 41 ).

$$M_{o1} = \psi_1 \cdot M_{o2} \quad (3.101)$$

$$M_o = \psi_2 \cdot M_{o1} = \psi_o M_{o2} \text{ U } \psi_o = \psi_1 \cdot \psi_2$$

unde  $\psi_1$  este un coeficient de pierderi iar  $\psi_2$  un coeficient de amplitudini.

Cu aceasta  $\varphi_{rgn}$  devine :

$$\begin{aligned} \varphi_{rgn} = & \frac{\varphi_{rmax}}{\sqrt{1 - (\frac{\xi}{p})^2}} \exp(-\xi t) \sin \left( p \sqrt{1 - (\frac{\xi}{p})^2} t + \arctg \frac{\sqrt{1 - (\frac{\xi}{p})^2}}{(\frac{\xi}{p})} \right) + \\ & + \frac{M_{o2}}{k_o} + \frac{M_{o2}}{p^2} \left[ \frac{\psi_1}{J_{o1}} + \frac{\psi_o}{\sqrt{[1 - (\frac{\xi}{p})]^2 + 4(\frac{\xi}{p})^2 (\frac{\omega}{p})}} \sin(\omega t + \right. \\ & \left. + \arctg \frac{1 - (\frac{\omega}{p})^2}{2(\frac{\xi}{p}) \cdot (\frac{\omega}{p})} \right) \end{aligned} \quad (3.102)$$

Vibrațiile proprii se vor amortiza repede (exponențial) amplitudinea maximă depinzând de factorul de amplificare :

$$\nabla_1 = \frac{1}{\sqrt{1 - (\frac{\xi}{p})^2}} = \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{c_o^2}{4k_o} \left[ \frac{1}{J_{o1}} + \frac{1}{J_{o2}} \right]}} \quad (3.103)$$

respectiv :

$$\nabla (J_{o1} = J_{o2}) \Rightarrow \nabla_1 = \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{c_o}{k_o} \cdot \frac{c_o}{2J_{o1}}}} \quad (3.104)$$

Intrucît în condiții normale  $\frac{c_o}{k_o} < 1$  și  $\frac{c_o}{2J_{o1}} \ll 1$ ,

rezultă clar că amplitudinea maximă a vibrațiilor libere este limitată. Caracteristica vibrațiilor forțate este în mare măsură dependentă de factorul de amplificare :

$$\nabla_2 = \frac{1}{\sqrt{[1 - (\frac{\omega}{p})^2]^2 + 4(\frac{\xi}{p})^2 (\frac{\omega}{p})^2}} \quad (3.105)$$

ce pune în evidență condiția de rezonanță :

$$\nabla(\omega = pU\xi \rightarrow 0) \exists \nabla^2 \rightarrow \infty \quad (3.106)$$

Din analiza relației (3.105) rezultă că, practic, condițiile pentru instalarea rezonanței nu se îndeplinesc.

Altfel spus, cu cât raportul  $(\frac{\xi}{p})$  este mai mare (amortizare puternică) pericolul rezonanței se micșorează.

Dacă pe durata unei perioade de angrenare,  $M_{o2}$  s-a considerat constant, într-un interval mai larg această forță generalizată perturbatoare poate să rămână constantă sau să varieze după anumite legi, funcție de mijloacele și metodele de tensionare adoptate. Astfel modificarea momentului  $M_{o2}$  se poate face aleatoriu sau după o relație de forma :

$$\begin{aligned} M_{o2} &= M_{o2}(t) \\ M_{o2} &= M_{o2}(\omega) \\ M_{o2} &= M_{o2}(t, \omega) \quad (\omega = \omega(t)) \end{aligned} \quad (3.107)$$

În Anexa 2 se prezintă ordinograma de calcul adoptată pentru acest caz.

Din ecuația de mișcare a agregatului se poate stabili relația :

$$\begin{aligned} M &= \frac{\omega^2}{2} \frac{dJ_{red}}{d\varphi} + J_{red} \frac{d\omega}{dt} U \frac{dJ_{red}}{d\varphi} = 0 \Rightarrow (3.108) \\ \Rightarrow M &= J_{red} \frac{d\omega}{dt} = J_{red} \cdot \xi' \end{aligned}$$

unde  $J_{red}$  este momentul de inerție redus al sistemului iar  $\xi'$  este accelerația unghiulară.

Ținând seama de ecuațiile (3.92) și (3.94) se poate deduce accelerația unghiulară  $\xi' = \ddot{\varphi}_{rgn}$  și anume :

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi}_{rgn} &= \frac{d}{dt} [\omega A_{23} \cos(\omega t + \theta_1) - B_0 p \exp(-\xi t) \sin(\sqrt{p^2 - \xi^2} t)] \\ \text{sau} \quad \ddot{\varphi}_{rgn} &= -\omega^2 A_{23} \sin(\omega t + \theta_1) + B_0 p^2 \exp(-\xi t) \sin(\sqrt{p^2 - \xi^2} t + \theta_0) \end{aligned} \quad (3.109)$$

Prin urmare variațiile momentului de torsiune datorită oscilațiilor sistemului mecanic închis vor fi :

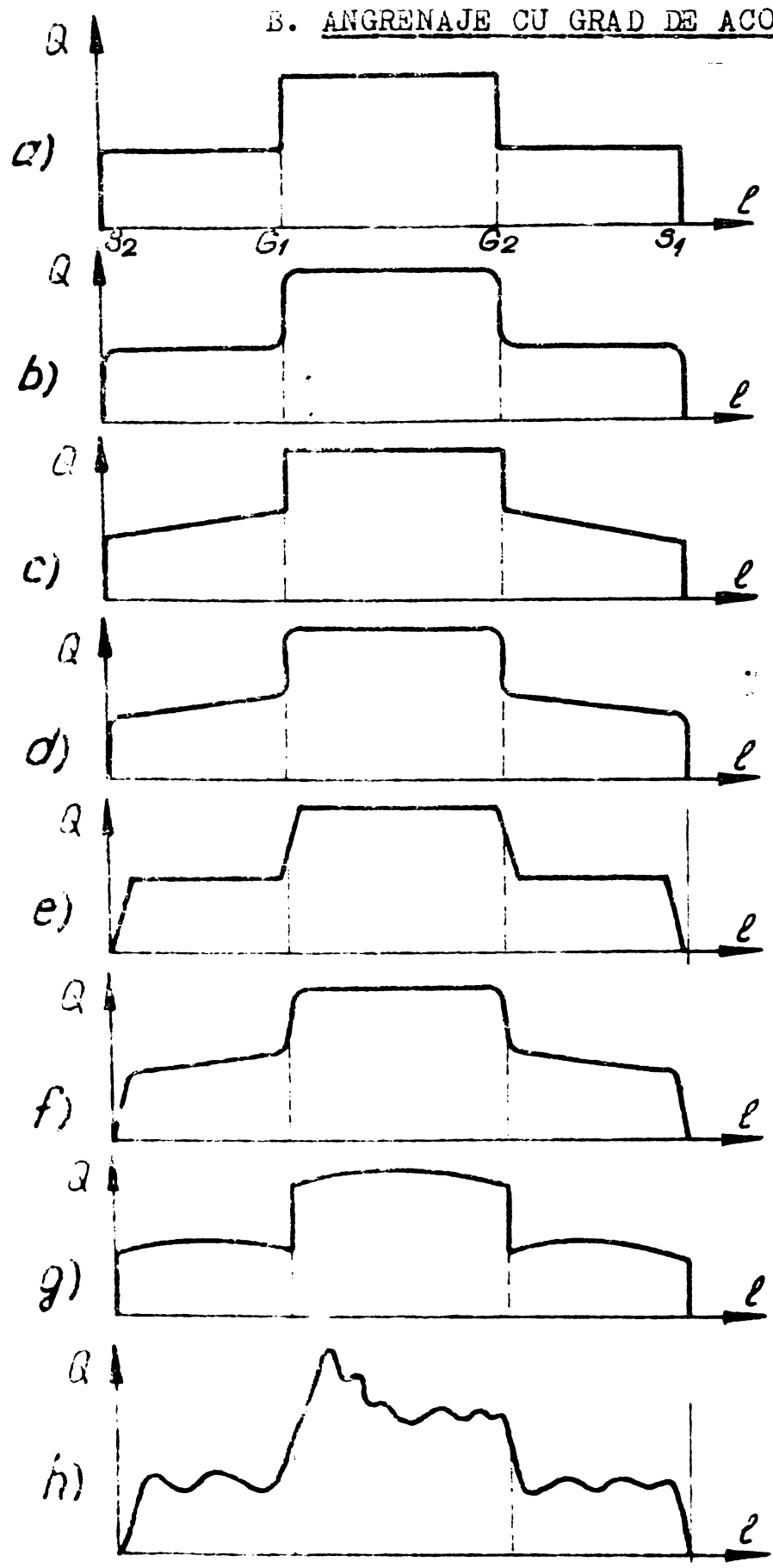
$$M_v = J_{red} [-\omega^2 A_{23} \sin(\omega t + \theta_1) + B_0 p^2 \exp(-\xi t)]$$

$$\sin (\sqrt{p^2 - \xi^2} t + \theta_0) \tag{3.110}$$

unde  $A_{23}$  și  $\theta_1$  se determină cu relația (3.85),  $B_0$  și  $\theta_0$  cu relația (3.91),  $\xi$  și  $p$  cu relațiile (3.80).

Introducînd instrucțiil corespunzătoare în programul pentru calculator se pot obține informații foarte utile cu referire la corelația dintre aceste legi și vibrațiile sistemului mecanic.

B. ANGRENAJE CU GRAD DE ACOPERIRE  $\xi_0 \neq 2$



Din analiza procesului de angrenare rezultă că forța  $Q$  - normală pe suprafețele de contact - este transmisă de roata motoare și preluată de roata condusă, pe intervalele angrenării duble ( $S_2G_1$  și  $G_2S_1$  - fig.3.17) prin două perechi de dinți în contact iar pe intervalul  $G_1G_2$  printr-o singură pereche.

Variabilitatea forței pe o pereche de dinți în contact - de-a lungul segmentului de angrenare - constituie o sursă permanentă de vibrații și conduce la solicitări dinamice în sistem.

În calcule s-au imaginat mai multe modele ale epurelor de distribuție a forței  $Q$  pe perechile de dinți în contact.

Fig. 319

Pentru angrenaje cu geometrie ideală, mers uniform și rigiditate infinită a dinților, epura corespunzătoare este redată în fig. 3.19 a. Se remarcă variațiile bruște ale forței în  $S_1, G_2, G_1$  și  $S_2$ .

Modelul din figura 3.19 b ține seama de elasticitatea dinților și de profilul convex al flancurilor acestora. Se remarcă înlocuirea zonelor de capăt a salturilor cu racordări, mărimea acestora depinzând de caracteristicile danturii.

În fig. 3.19 c se redă epura corespunzătoare forței pentru contactul unor dinți cu rigiditate finită și variabilă iar în fig. 3.19 d se iau în considerare salturile cu racordare, menționate pentru epura din fig. 3.19 b.

În epura din fig. 3.19 e se înlocuiește saltul de la intrarea în angrenare singulară cu linii înclinate (transferul de forțe făcându-se în intervalul de timp  $\Delta t$ ).

Epura cea mai adecvată o constituie diagrama redată în fig. 3.19 f (în care se regăsesc particularitățile ale epurelor din figurile d și e).

În fig. 3.19 g funcția  $Q(t)$  se aproximează prin arce de parabolă. Aceste modele permit tratarea funcției  $Q$  (și implicit a momentului  $M_{02}$ ) cu ajutorul seriilor trigonometrice.

Se face mențiunea că funcțiile  $Q$  și  $M_{02}$  sînt periodice, nearmonice.

Înregistrările pe osciloscop sau cu aparate seismice de mare sensibilitate au pus în evidență epure de forma celor din fig. 3.19 h pe care se observă vîrfuri de solicitare, dintre care mai periculoase se prezintă cele din zona angrenării singulare. Acestea au ca efect o majorare a sarcinii cu mult peste valoarea nominală. S-a constatat experimental că vîrfurile de solicitare sînt cu atît mai pronunțate cu cît vitezele unghiulare și erorile de execuție și montaj sînt mai mari.

Intrucît studiul analitic al unor funcții de genul celor reprezentate în figurile 3.19 b, d, h, f este foarte dificil, cercetătorii au reținut ca variante operabile cele din fig. a, c, f, g - care, așa cum s-a arătat, permit tratarea prin serii trigonometrice.

Dacă funcția  $M_{02}$  (sau  $Q$ ) satisface următoarele condiții :

1. este integrabilă ;
2. se poate scrie sub forma seriei trigonometrice :

$$M_{o2}(t) = M_0 + M_1 \cos \omega_0 t + M_2 \cos 2\omega_0 t + \\ + \dots + N_1 \sin \omega_0 t + N_2 \sin 2\omega_0 t + \dots \quad (3.111)$$

3). Seria (3.111) se poate integra termen cu termen, atunci seria (3.111) se numește serie Fourier, atașată funcției  $M_{o2}(t)$ . Coeficienții au următoarele expresii :

$$M_0 = \frac{1}{T_0} \int_{T_a}^{T_a + T_0} M_{o2}(t) dt$$

$$M_j = \frac{2}{T_0} \int_{T_a}^{T_a + T_0} M_{o2}(t) \cos j \omega_0 t dt \quad (3.112)$$

$$N_j = \frac{2}{T_0} \int_{T_a}^{T_a + T_0} M_{o2}(t) \sin j \omega_0 t dt$$

și se numesc coeficienți Fourier ai funcției  $M_{o2}(t)$  iar seria (3.111) construită cu ajutorul acestor coeficienți se numește serie Fourier a funcției  $M_{o2}(t)$  și se scrie :

$$M_{o2}(t) \sim M_0 + \sum_{j=1}^{\infty} (M_j \cos j \omega_0 t + N_j \sin j \omega_0 t) \quad (3.113)$$

Condiția pentru calculul coeficienților seriei Fourier se reduce la definirea funcției  $M_{o2}(t)$  pe intervalul  $[0, 2\pi]$ .

De asemenea se face observația că toți termenii seriei trigonometrice (3.113) sînt funcții periodice de perioada  $T_0 = \frac{2\pi}{\omega_0}$  ( $\omega_0$  fiind pulsația acestora).

Dându-se polinomul trigonometric de ordin  $n$  :

$$M(t) = m_0 + \sum_{j=1}^n (m_j \cos j \omega_0 t + \\ + n_j \sin j \omega_0 t) \cup (m_j, n_j) = \text{const} \in \mathbb{R},$$

se cere să se determine coeficienții  $m_0, m_j, n_j$  astfel ca acest polinom să facă minimă funcția :

$$\Delta M_{O_2}(t) = \frac{1}{2\pi} \int_0^{T_0} [M_{O_2}(t) - M(t)]^2 dt \quad (3.114)$$

numită abatere patratică mijlocie de la funcția  $M_{O_2}(t)$ .

Se poate demonstra că polinomul  $M(t)$  care satisface în mod absolut această condiție este polinomul pentru care :

$$\forall j \exists (m_j = M_j \cup n_j = N_j) \quad (3.115)$$

Polinoamele  $M(t)$  se obțin prin neglijarea termenilor începînd cu un rang oarecare (funcție de nivelul aproximației impuse). În acest sens se poate demonstra teorema potrivit căreia

$$\forall j \rightarrow \infty \exists (M_j, N_j) \rightarrow 0 \quad (3.116)$$

De asemenea se face observația că egalarea funcției  $M_{O_2}(t)$  cu seria sa Fourier pentru orice  $t$  în care funcția este continuă este condiționată de satisfacerea următorului corolar (denumit și criteriul de convergență a lui Dirichlet) :

- Funcția periodică  $M_{O_2}(t)$  este mărginită pe intervalul  $T_a, T_a + T_0$  și are cel mult un număr finit de puncte de discontinuitate ;

- Intervalul  $T_a, T_a + T_0$  se poate împărți într-un număr finit de subintervale, în care funcția este monotonă.

Suma acestei serii este egală cu  $M_{O_2}(t)$  pentru orice  $t$  în care  $M_{O_2}(t)$  este continuă și cu  $\frac{M_{O_2}(t+0) + M_{O_2}(t-0)}{2}$  în care funcția  $M_{O_2}(t)$  este discontinuă.

Se remarcă faptul că funcția  $M_{O_2}(t)$  îndeplinește condițiile enunțate mai înainte și anume :

- este mărginită ;
- în intervalul  $T_a, T_a + T_0$  are două discontinuități ;
- în intervalele  $tS_2G_1, TG_1G_2, tG_2S_1$  funcția  $M_{O_2}(t)$  este monotonă.

În cele ce urmează se vor reține pentru analiza legii de mișcare epurale din fig. 2.20.

Limitele de integrare, funcție de gradul de acoperire  $\xi_0$  au fost stabilite prin relațiile (3.75) :  $T_0(\xi_0 - 1)$  și  $T_0(2 - \xi_0)$ .



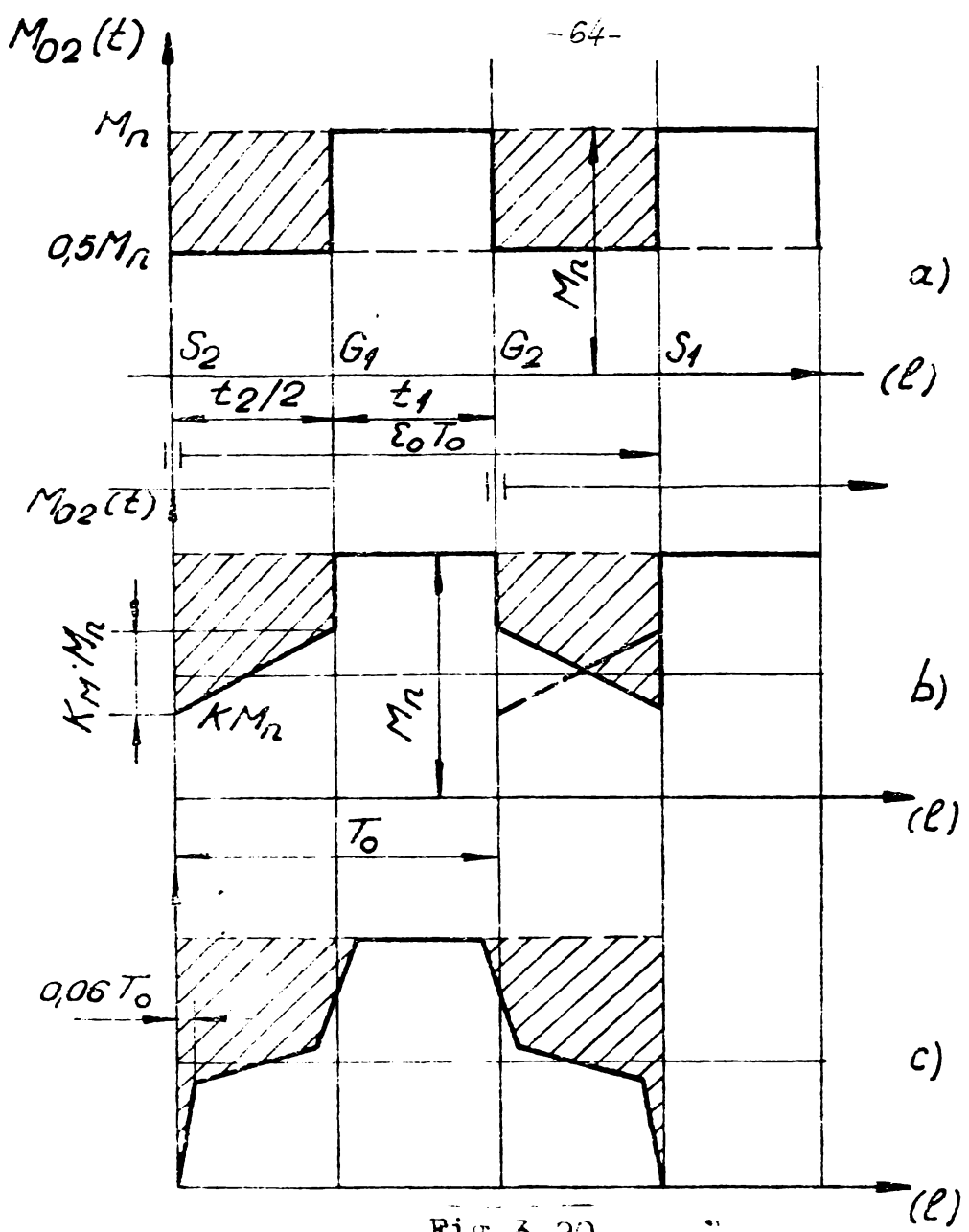


Fig.3.20

Astfel :

$$t \in \left[ 0 ; \frac{t_2}{2} \right] \Rightarrow \begin{cases} \text{a) } M_{02}(t) = 0,5 M_n \\ \text{b) } M_{02}(t) = KM_n + \frac{K_M \cdot M_n}{\left(\frac{t_2}{2}\right)} \cdot t \end{cases} \quad (3.117)$$

respectiv :

$$t \in \left( \frac{t_2}{2} , \frac{t_2}{2} + t_1 \right] \Rightarrow \begin{cases} \text{a) } M_{02}(t) = M_n \\ \text{b) } M_{02}(t) = M_n \end{cases}$$

3.1. Calculul vibrațiilor pentru cazul cînd legea forței generalizate perturbatoare este de forma dată în fig.3.20 a

Așa cum s-a precizat în rel.(3.111), legea momentului  $M_{02}(t)$  este dată de relația :

$$M_{02}(t) = M_0 + \sum_{j=1}^n M_j \cos j \omega_0 t + \sum_{j=1}^n N_j \sin j \omega_0 t$$

Coeficienții seriei Fourier se determină integrând această lege pe intervale :

$$M_0 = \frac{1}{T_0} \int_0^{T_0(\xi_0-1)} \frac{M_n}{2} dt + \frac{1}{T_0} \int_{T_0(\xi_0-1)}^{T_0} M_n dt, \quad (3.118)$$

de unde rezultă :

$$M_0 = \frac{3 - \xi_0}{2} M_n \quad (3.119)$$

Coeficienții  $M_j$  se determină din integralele :

$$M_j = \frac{2}{T_0} \int_0^{T_0(\xi_0-1)} \frac{M_n}{2} \cos j \omega_0 t dt + \frac{2}{T_0} \int_{T_0(\xi_0-1)}^{T_0} M_n \cos j \omega_0 t dt \quad (3.120)$$

sau :

$$M_j = - \frac{M_n}{2\pi j} \sin 2\pi j (\xi_0 - 1) \quad (3.121)$$

In mod similar se stabilesc coeficienții  $N_j$  :

$$N_j = \frac{2}{T_0} \int_0^{T_0(\xi_0-1)} \frac{M_n}{2} \sin j \omega_0 t dt + \frac{2}{T_0} \int_{T_0(\xi_0-1)}^{T_0} M_n \sin j \omega_0 t dt, \quad (3.122)$$

de unde, efectuînd calculele, rezultă :

$$N_j = - \frac{M_n}{2\pi j} \left[ 1 - \cos 2\pi j (\xi_0 - 1) \right] \quad (3.123)$$

Cu aceasta, relația (3.113) devine :

$$M_{02}(t) = M_n \left\{ \frac{3 - \xi_0}{2} - \frac{1}{2\pi} \left[ \sum_{j=1}^n \frac{1}{j} \sin 2\pi j (\xi_0 - 1) \cos j \omega_0 t + \sum_{j=1}^n \frac{1}{2} (1 - \cos 2\pi j (\xi_0 - 1)) \sin j \omega_0 t \right] \right\} \quad (3.124)$$

Relația (3.124) face posibilă scrierea ecuației diferențiale de mișcare :

$$\frac{d^2 \varphi_r}{dt^2} + 2 \xi \frac{d \varphi_r}{dt} + p^2 \varphi_r = \frac{M_{01}}{J_{01}} + \frac{p^2}{k_0} M_{02}(t) \quad (3.125)$$

în formă restrînsă :

$$\begin{aligned} \frac{d^2 \varphi_r}{dt^2} + 2 \xi \frac{d \varphi_r}{dt} + p^2 \varphi_r = \frac{M_{01}}{J_{01}} + \frac{p^2}{k_0} \left[ M_0 + \right. \\ \left. + \sum_{j=1}^n (M_j \cos j \omega t + N_j \sin j \omega_0 t) \right] \end{aligned} \quad (3.126)$$

sau

$$\begin{aligned} \frac{d^2 \varphi_r}{dt^2} + 2 \xi \frac{d \varphi_r}{dt} + p^2 \varphi_r = \frac{M_{01}}{J_{01}} + \frac{p^2}{k_0} \cdot \frac{(3 - \xi_0) M_n}{2} + \\ + \frac{p^2 M_n}{2 \pi k_0} \left[ \sum_{j=1}^n - \frac{1}{j} \sin 2 \pi j (\xi_0 - 1) \cos j \omega_0 t + \right. \\ \left. + \sum_{j=1}^n - \frac{1}{j} (1 - \cos 2 \pi j (\xi_0 - 1)) \sin j \omega_0 t \right] \end{aligned} \quad (3.127)$$

Ecuația de mai sus se mai poate scrie :

$$\begin{aligned} \frac{d^2 \varphi_r}{dt^2} + 2 \xi \frac{d \varphi_r}{dt} + p^2 \varphi_r = M_{ma} + \sum_{j=1}^n M_{j0} \cos j \omega_0 t + \\ + \sum_{j=1}^n N_{j0} \sin j \omega_0 t \end{aligned} \quad (3.128)$$

și care :

$$M_{ma} = \frac{M_{01}}{J_{01}} + \frac{p^2}{k_0} \cdot \frac{(3 - \xi_0) M_n}{2}$$

$$M_{j0} = - \frac{p^2 M_n}{2 \pi j k_0} \sin 2 \pi j (\xi_0 - 1) \quad (3.129)$$

$$N_{j0} = - \frac{p^2 M_n}{2 \pi j k_0} [1 - \cos 2 \pi j (\xi_0 - 1)]$$

In formă mai restrînsă ecuația diferențială de mișcare apare :

$$\frac{d^2\varphi_r}{dt^2} + 2\varepsilon \frac{d\varphi_r}{dt} + p^2\varphi_r = M_{ma} + \sum_{j=1}^n M_{jMN} \sin(j\omega_0 t + \delta) \quad (3.130)$$

unde :

$$M_{jMN} = \frac{p^2 M_n}{\pi j k_0} \sin \pi j (\varepsilon_0 - 1) U \delta = \arctg \frac{\sin 2\pi j (\varepsilon_0 - 1)}{1 - \cos 2\pi j (\varepsilon_0 - 1)} \quad (3.131)$$

Această ecuație diferențială are soluția particulară a ecuației neomogene de forma :

$$\varphi_{rp} = \phi_0 + \sum_{j=1}^n \phi_{jM} \cos j \omega_0 t + \sum_{j=1}^n \phi_{jN} \sin j \omega_0 t \quad (3.132)$$

sau :

$$\varphi_{rp} = \phi_0 + \sum_{j=1}^n \phi_{jMN} \sin(j\omega_0 t + \gamma) U \begin{cases} \phi_{jMN} = (\phi_{jM}^2 + \phi_{jN}^2)^{1/2} \\ \gamma = \arctg \frac{\phi_{jM}}{\phi_{jN}} \end{cases} \quad (3.133)$$

asa încît soluția ecuației neomogene devine :

$$\varphi_{rgn} = B_0 \exp(-\varepsilon t) \sin(\sqrt{p^2 - \varepsilon^2} t + \theta_0) + \phi_0 + \sum_{j=1}^n \phi_{jMN} \sin(j\omega_0 t + \gamma) \quad (3.134)$$

Prima parte a acestei expresii este soluția generală a ecuației diferențiale omogene (v. rel. 3.90).

Derivînd succesiv relația (3.132) se obține :

$$\begin{aligned} \dot{\varphi}_{rp} &= \sum_{j=1}^n -j\omega_0 \phi_{jM} \sin j\omega_0 t + \sum_{j=1}^n j\omega_0 \phi_{jN} \cos j\omega_0 t, \\ \ddot{\varphi}_{rp} &= \sum_{j=1}^n -(j\omega_0)^2 \phi_{jM} \cos j\omega_0 t + \sum_{j=1}^n -(j\omega_0)^2 \phi_{jN} \sin j\omega_0 t \end{aligned} \quad (3.135)$$

care fac ecuația diferențială (3.130) neomogenă de forma :

$$\begin{aligned}
 & \sum_{j=1}^n - (j \omega_0)^2 \phi_{jM} \cos j \omega_0 t + \sum_{j=1}^n - (j \omega_0)^2 \phi_{jN} \sin j \omega_0 t + \\
 & + \sum_{j=1}^n - 2 \varepsilon j \omega_0 \phi_{jM} \sin j \omega_0 t + \sum_{j=1}^n 2 \varepsilon j \omega_0 \phi_{jN} \cos j \omega_0 t + \\
 & + p^2 \phi_0 + \sum_{j=1}^n p^2 \phi_{jM} \cos j \omega_0 t + \sum_{j=1}^n p^2 \phi_{jN} \sin j \omega_0 t = \\
 & = M_{ma} + \sum_{j=1}^n M_{jo} \cos j \omega_0 t + \sum_{j=1}^n N_{jo} \sin j \omega_0 t
 \end{aligned} \tag{3.136}$$

Din sistemul de ecuații :

$$\begin{cases}
 p^2 \phi_0 = M_{ma} \\
 p^2 \phi_{jM} - (j \omega_0)^2 \phi_{jM} + 2 \varepsilon j \omega_0 \phi_{jN} = M_{jo} \\
 p^2 \phi_{jN} - (j \omega_0)^2 \phi_{jN} - 2 \varepsilon j \omega_0 \phi_{jM} = N_{jo}
 \end{cases} \tag{3.137}$$

obține :  $\phi_0 = \frac{M_{ma}}{p^2}$

$$\phi_{jM} = \frac{M_{jo} \left[ 1 - \left( \frac{j \omega_0}{p} \right)^2 \right] - 2 \left( \frac{\varepsilon}{p} \right) \cdot \left( \frac{j \omega_0}{p} \right) N_{jo}}{p^2 \left\{ \left[ 1 - \left( \frac{j \omega_0}{p} \right)^2 \right]^2 + 4 \left( \frac{\varepsilon}{p} \right)^2 \left( \frac{j \omega_0}{p} \right)^2 \right\}} \tag{3.138}$$

$$\phi_{jN} = \frac{N_{jo} \left[ 1 - \left( \frac{j \omega_0}{p} \right)^2 \right] + 2 \left( \frac{\varepsilon}{p} \right) \cdot \left( \frac{j \omega_0}{p} \right) M_{jo}}{p^2 \left\{ \left[ 1 - \left( \frac{j \omega_0}{p} \right)^2 \right]^2 + 4 \left( \frac{\varepsilon}{p} \right)^2 \left( \frac{j \omega_0}{p} \right)^2 \right\}}$$

respectiv :

$$\phi_{jMN} = \frac{M_{jMN}}{p^2 \left\{ \left[ 1 - \left( \frac{j \omega_0}{p} \right)^2 \right]^2 + 4 \left( \frac{\varepsilon}{p} \right)^2 \left( \frac{j \omega_0}{p} \right)^2 \right\}^{1/2}} \tag{3.139}$$

și

$$\varphi = \operatorname{arctg} \frac{M_{j0} \left[ 1 - \left( \frac{j\omega_0}{p} \right)^2 \right] - 2 \left( \frac{\xi}{p} \right) \left( \frac{j\omega_0}{p} \right) N_{j0}}{N_{j0} \left[ 1 - \left( \frac{j\omega_0}{p} \right)^2 \right] + 2 \left( \frac{\xi}{p} \right) \left( \frac{j\omega_0}{p} \right) M_{j0}}$$

Tinând seama de condițiile la limită, în ecuația (3.134), constantele au valoarea :

$$B_1 = \varphi_{r \max} ;$$

$$B_2 = \varphi_{r \max} \left. \frac{\left( \frac{\xi}{p} \right)}{\sqrt{1 - \left( \frac{\xi}{p} \right)^2}} \right\} \Rightarrow B_0 = \frac{\varphi_{r \max}}{\sqrt{1 - \left( \frac{\xi}{p} \right)^2}} U \theta_0 = \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{1 - \left( \frac{\xi}{p} \right)^2}}{\left( \frac{\xi}{p} \right)}$$

(3.140)

Tinând seama de relațiile (3.138), (3.139) și (3.140), expresia (3.134) devine :

$$\varphi_{\text{reg}} = \frac{\varphi_{r \max} \cdot \exp(-\xi t)}{\sqrt{1 - \left( \frac{\xi}{p} \right)^2}} \sin \left[ p \sqrt{1 - \left( \frac{\xi}{p} \right)^2} t + \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{1 - \left( \frac{\xi}{p} \right)^2}}{\left( \frac{\xi}{p} \right)} \right] +$$

$$+ \frac{M_{M2}}{p^2} + \sum_{j=1}^n \frac{M_n \sin \pi j (\xi_0 - 1)}{\pi j k_0 \sqrt{\left[ 1 - \left( \frac{j\omega_0}{p} \right)^2 \right]^2 + 4 \left( \frac{\xi}{p} \right)^2 \left( \frac{j\omega_0}{p} \right)^2}}$$

$$+ \operatorname{arctg} \frac{M_{j0} \left[ 1 - \left( \frac{j\omega_0}{p} \right)^2 \right] - 2 \left( \frac{\xi}{p} \right) \left( \frac{j\omega_0}{p} \right) N_{j0}}{N_{j0} \left[ 1 - \left( \frac{j\omega_0}{p} \right)^2 + 4 \left( \frac{\xi}{p} \right)^2 \left( \frac{j\omega_0}{p} \right)^2 \right]} \quad (3.141)$$

B<sub>2</sub>. Vibrațiile sistemului mecanic pentru cazul în care epura forței generalizate perturbatoare este de forma dată în fig. 3.20, b.

În acest caz se ține seama de rigiditatea finită a dinților și prin urmare de încărcarea treptată a perechii de dinți în angrenare pe intervalul  $(0 ; \frac{t_2}{2})$ .

Expresiile momentului  $M_{o2}(t)$  pe cele două intervale sînt redate în relațiile (3.117).

Coefficienții Fourier  $M_0, M_j$  și  $N_j$  în acest caz se stabilesc cu

expresiile (3.142 ... 3.147) :

$$M_0 = \frac{1}{T_0} \int_0^{T_0 (\varepsilon_0 - 1)} (K M_n + K_M M_n \frac{t}{t_{20}}) dt + \frac{1}{T_0} \int_{T_0 (\varepsilon_0 - 1)}^{T_0} M_n dt \quad U \quad t_{20} = \frac{t_2}{2} \quad (3.142)$$

sau

$$M_0 = M_n \left[ \frac{2K + K_M}{2} (\varepsilon_0 - 1) + (2 - \varepsilon_0) \right] \quad (3.143)$$

$$M_j = \frac{2}{T_0} M_n \int_0^{T_0 (\varepsilon_0 - 1)} (K + K_M \frac{t}{t_{20}}) \cos j \omega_0 t dt + \int_{T_0 (\varepsilon_0 - 1)}^{T_0} \cos j \omega_0 t dt \quad (3.144)$$

de unde :

$$M_j = \frac{M_n}{\pi j} \left[ (K + K_M - 1) \sin 2\pi j (\varepsilon_0 - 1) + \frac{K_M}{2\pi j (\varepsilon_0 - 1)} (\cos 2\pi j (\omega_0 - 1) - 1) \right] \quad (3.145)$$

iar

$$N_j = \frac{2}{T_0} M_n \left\{ \int_0^{T_0 (\varepsilon_0 - 1)} K \sin j \omega_0 t dt + \int_0^{T_0 (\varepsilon_0 - 1)} \frac{K_M}{t_{20}} t \sin j \omega_0 t dt + \int_{T_0 (\varepsilon_0 - 1)}^{T_0} \sin j \omega_0 t dt \right\} \quad (3.146)$$

de unde :

$$N_j = \frac{M_n}{\pi j} \left[ (1 - K - K_M) \cos 2\pi j (\varepsilon_0 - 1) - K - 1 + \frac{K_M}{2\pi j (\varepsilon_0 - 1)} \sin 2\pi j (\varepsilon_0 - 1) \right] \quad (3.147)$$

cu acești coeficienți se poate construi seria Fourier :

$$M_{02}(t) = M_n \left\{ \frac{2K + K_M}{2} (\varepsilon_0 - 1) + 2 - \varepsilon_0 + \sum_{j=1}^n \frac{1}{\pi j} \left[ (K + K_M - 1) \sin 2\pi j (\varepsilon_0 - 1) + \frac{K_M}{2\pi j (\varepsilon_0 - 1)} (\cos 2\pi j (\varepsilon_0 - 1)) \right] \right\}$$

$$\begin{aligned} & \cdot \cos j \omega_0 t + \sum_{j=1}^n \frac{1}{\pi j} \left[ (1 - K - K_M) \cos 2\pi j (\varepsilon_0 - 1) + \right. \\ & \left. + K - 1 + \frac{K_M}{2\pi j (\varepsilon_0 - 1)} \sin 2\pi j (\varepsilon_0 - 1) \right] \sin j \omega_0 t \} \end{aligned} \quad (3.148)$$

Ecuatia diferențială a mișcării relative are în acest caz forma :

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi}_R + 2 \varepsilon \dot{\varphi}_R + p^2 \varphi_R &= \frac{M_{01}}{J_{01}} + \frac{p^2}{k_0} M_0 + \\ &+ \sum_{j=1}^n M_{j0} \cos j \omega_0 t + \sum_{j=1}^n N_{j0} \sin j \omega_0 t \end{aligned} \quad (3.149)$$

sau

$$\ddot{\varphi}_R + 2 \varepsilon \dot{\varphi}_R + p^2 \varphi_R = M_{mb} + \sum_{j=1}^n M_{jMN} \sin(j \omega_0 t + \delta) \quad (3.150)$$

în care :

$$M_{mb} = \frac{M_{01}}{J_{01}} + M_n \frac{p^2}{k_0} \left[ \frac{(2K + K_M)(\varepsilon_0 - 1)}{2} + (2 - \varepsilon_0) \right] \quad (3.151)$$

$$\begin{aligned} M_{j0} &= \frac{M_n p^2}{\pi j k_0} \left[ (K + K_M - 1) \sin 2\pi j (\varepsilon_0 - 1) \right] + \\ &+ \frac{K_M}{2\pi j (\varepsilon_0 - 1)} (\cos 2\pi j (\varepsilon_0 - 1) - 1) \end{aligned} \quad (3.152)$$

$$\begin{aligned} N_{j0} &= \frac{M_n p^2}{\pi j k_0} \left[ (1 - K - K_M) \cos 2\pi j (\varepsilon_0 - 1) + \right. \\ &+ (K - 1) + \left. \frac{K_M}{2\pi j (\varepsilon_0 - 1)} \sin 2\pi j (\varepsilon_0 - 1) \right] \end{aligned} \quad (3.153)$$

$$M_{jMN} = (M_{j0}^2 + N_{j0}^2)^{1/2} \cup \delta = \arctg \frac{M_{j0}}{N_{j0}} \quad (3.154)$$



Notînd :

$$K + K_M^{-1} = K_{OM} \quad \text{și} \quad \frac{K_M}{2\pi j (\varepsilon_0 - 1)} = K_j \varepsilon_0 \quad (3.155)$$

rezultă :

$$M_{j0} = \frac{M_n p^2}{\pi j k_0} \left[ K_{OM} \sin 2\pi j (\varepsilon_0 - 1) + K_j \varepsilon_0 (\cos 2\pi j (\varepsilon_0 - 1) - 1) \right] \quad (3.156)$$

respectiv :

$$N_{j0} = \frac{M_n p^2}{j k_0} \left[ -K_{OM} \cos 2\pi j (\varepsilon_0 - 1) + (K - 1) + K_j \varepsilon_0 \sin 2\pi j (\varepsilon_0 - 1) \right] \quad (3.157)$$

Soluția particulară a ecuației diferențiale neomogene este formal asemănătoare cu cea din cazul precedent (v.rel.3.132).

$$\begin{aligned} \phi_{TP} &= \phi_0 + \sum_{j=1}^n \phi_{jM} \cos j \omega_0 t + \sum_{j=1}^n \phi_{jN} \sin j \omega_0 t = \\ &= \phi_0 + \sum_{j=1}^n \phi_{jMN} \sin (j \omega_0 t + \gamma). \end{aligned} \quad (3.158)$$

Pentru calculul coeficienților  $\phi_{jM}$ ,  $\phi_{jN}$ , în relațiile (3.138) se introduc valorile parametrilor  $M_{j0}$  și  $N_{j0}$  obținute cu expresiile (3.152) și (3.153),

iar

$$\phi_0 = \frac{m_{01}}{J_{01} p^2} + \frac{M_n}{k_0} \left[ \frac{2K + K_M}{2} (\varepsilon_0 - 1) + (2 - \varepsilon_0) \right] \quad (3.159)$$

$$\phi_{jMN} = \frac{M_n}{k_0 \pi j} \left[ \frac{k_{OM}^2 + 2kj^2 \varepsilon_0 + (k-1) - 2kj \varepsilon_0 k_M \sin 2\pi j (\varepsilon_0 - 1) - 2[kj \varepsilon_0 + k_{OM}(k-1)] \sin 2\pi j (\varepsilon_0 - 1)}{\left[ 1 - \left( \frac{j \omega_0}{p} \right)^2 \right]^2 + 4 \left( \frac{\varepsilon}{p} \right)^2 \left( \frac{j \omega_0}{p} \right)^2} \right] \quad (3.160)$$

respectiv

$$\gamma = \arctg \frac{M_{j0} \left[ 1 - \left( \frac{j \omega_0}{p} \right)^2 \right] - 2 \left( \frac{\varepsilon}{p} \right) \left( \frac{j \omega_0}{p} \right) N_{j0}}{N_{j0} \left[ 1 - \left( \frac{j \omega_0}{p} \right)^2 \right] + 2 \left( \frac{\varepsilon}{p} \right) \left( \frac{j \omega_0}{p} \right) M_{j0}} \quad (3.161)$$

Cu această soluția ecuației diferențiale devine :

$$\varphi_{rgn} = \frac{\varphi_{rmax} \cdot \exp(-\xi t)}{\sqrt{1 - (\frac{\xi}{p})^2}} \sin \left[ p \sqrt{1 - (\frac{\xi}{p})^2} t + \arctg \frac{\sqrt{1 - (\frac{\xi}{p})^2}}{(\frac{\xi}{p})} \right] + \frac{M_{mb}}{p^2} +$$

$$\frac{M_n}{k_o \pi} \sum_{j=1}^n \frac{1}{j} \left[ \frac{k_{OM}^2 + 2k_j \varepsilon_o + (k-1)^2 - 2k_j \varepsilon_o k_M \sin 2\pi j (\varepsilon_o - 1) - 2(k_j \varepsilon_o + k_{OM}(k-1)) \cos 2\pi j (\varepsilon_o - 1)}{\left[ 1 - \left( \frac{j \omega_o}{p} \right)^2 \right]^2 + 4 \left( \frac{\xi}{p} \right)^2 \left( \frac{j \omega_o}{p} \right)^2} \right]^{1/2}$$

$$\sin \left[ j \omega_o t + \arctg \frac{M_{j0} \left( 1 - \frac{j \omega_o}{p} \right)^2 - 2 \left( \frac{\xi}{p} \right) \left( \frac{j \omega_o}{p} \right) N_{j0}}{N_{j0} \left[ 1 - \left( \frac{j \omega_o}{p} \right)^2 \right] + 2 \left( \frac{\xi}{p} \right) \left( \frac{j \omega_o}{p} \right) M_{j0}} \right] \quad (3.162)$$

Pentru coeficientul  $K = K(\varepsilon_o)$  din figura de referință 3.20b literatura de specialitate indică limitele  $K \in [0, 4 \dots 0, 5]$ .

În [119] se dă o corespondență numerică între  $K$  și  $\varepsilon_o$ .

B3. Vibrațiile sistemului mecanic în cazul în care epura forței generalizate perturbatoare este de forma dată în fig. 3.20 c.

În mod firesc la timpii  $t = 0$ ;  $t = \frac{t_2}{2}$ ;  $t = T_o$ ;  $t = \varepsilon_o T_o$ , deși variația încărcării se poate considera bruscă, practic, această modificare nu este realizată instantaneu. De aceea se poate aprecia că epura forțelor generalizate perturbatoare este redată mai exact în fig. 3.20 c.

Transferul real de sarcină se face într-un interval de timp  $\Delta t$  greu de stabilit cu exactitate. Oricum se poate preciza că mărirea acestui interval depinde de aceiași parametri care influențează și funcționarea dinamică (rigiditatea danturii și a coroanei, erorile de execuție și montaj, regimul cinematic etc.).

Apreciind acest interval  $\Delta t \approx 0,06 T_o$ , intervalul  $T_o$  se împarte în 4 subintervale :

1.  $t \in [0 ; 0,06 T_o]$
  2.  $t \in [0,06 T_o ; \frac{t_2}{2} - 0,03 T_o]$
  3.  $t \in \left( \frac{t_2}{2} - 0,03 T_o ; \frac{t_2}{2} + 0,03 T_o \right]$
  4.  $t \in \left( \frac{t_2}{2} + 0,03 T_o ; 0,97 T_o \right]$
- (3.163)

In sistemul de coordonate  $M = M(t)$ , momentele  $M_{o2}(t)$ , pe intervale au expresiile :

$$(1) \quad M_{o2} = \left( \frac{K M_n}{0,06 T_0} + \frac{2 K_M M_n}{t_2} \right) t \quad (3.164)$$

$$(2) \quad M_{o2} = K M_n + \frac{2 K_M M_n}{t_2} \cdot t \quad (3.165)$$

$$(3) \quad M_{o2} = M_n (K_M + K_{MT} t) U \begin{cases} K_M \varepsilon = K_{oM} + 2 - \frac{0,03 K_M}{2(\varepsilon_0 - 1)} \left( 1 + \frac{\varepsilon_0 - 1}{0,03} \right) \\ K_{MT} = \frac{K_M}{2 T_0 (\varepsilon_0 - 1)} \end{cases} \quad (3.166)$$

$$(4) \quad M_{o2} = M_n \quad (3.167)$$

Seria Fourier care aproximează funcția  $M(t)$  este dată de relația (3.113).

Coefficienții acestei serii au expresii mai complicate.

Astfel :

$$M_o = \frac{1}{T_0} \int_0^{0,06 T_0} \left( \frac{K M_n}{0,06 T_0} + \frac{2 K_M M_n}{t_2} \right) t dt + \frac{1}{T_0} \int_{0,06 T_0}^{T_0 (\varepsilon_0 - 1,03)} \left( K M_n + \frac{2 K_M M_n}{t_2} t \right) dt +$$

$$+ \frac{1}{T_0} \int_{T_0 (\varepsilon_0 - 1,03)}^{T_0 (\varepsilon_0 - 0,97)} M_n (K_M \varepsilon + K_{MT} t) dt + \frac{1}{T_0} \int_{T_0 (\varepsilon_0 - 0,97)}^{0,97 T_0} M_n dt \quad (3.168)$$

Efectuând calculele rezultă :

$$M_o = M_n \left\{ 0,03 K + K_M \left( \frac{0,06}{\varepsilon_0 - 1} \right)^2 + K (\varepsilon_0 - 1,09) + \frac{K_M}{2(\varepsilon_0 - 1)} \left[ (\varepsilon_0 - 0,97) (\varepsilon_0 - 1,09) \right] + 0,06 (K_M \varepsilon + K_M) + 1,94 - \varepsilon_0 \right\} \quad (3.169)$$

$$M_j = \frac{2}{T_0} \int_0^{T_0} M_{o2}(t) \cos j \omega_0 t dt \quad (3.170)$$

sau

$$\begin{aligned}
 M_j = & \frac{2}{T_0} \int_0^{0,06 T_0} \left( \frac{K M_n}{0,06 T_0} + \frac{2 K_M M_n}{t_2} \right) \cos j \omega_0 t \, dt + \\
 & + \frac{2}{T_0} \int_{0,06 T_0}^{T_0 (\varepsilon_0 - 1,03)} \left( K M_n + \frac{2 K_M M_n}{t_2} t \right) \cos j \omega_0 t \, dt + \\
 & + \frac{2}{T_0} \int_{T_0 (\varepsilon_0 - 1,03)}^{T_0 (\varepsilon_0 - 0,97)} M_n (K_M + K_{MT} \cdot t) \cos j \omega_0 t \, dt + \frac{2}{T_0} \int_{T_0 (\varepsilon_0 - 0,97)}^{0,97 T_0} M_n \cos j \omega_0 t \, dt
 \end{aligned} \tag{3.171}$$

De unde :

$$\begin{aligned}
 M_j = & \frac{2 \cdot M_n}{j \omega_0 T_0} \left\{ \frac{1}{T_0} \left( \frac{K}{0,06} + \frac{K_M}{\varepsilon_0 - 1} \right) \left[ 0,06 T_0 \sin 0,06 T_0 j \omega_0 + \right. \right. \\
 & + \frac{1}{j \omega_0} (\cos 0,06 j \omega_0 T_0 - 1) \left. \right] + K \left[ \sin j \omega_0 T_0 (\varepsilon_0 - 1,03) - \sin j \omega_0 \cdot 0,06 T_0 \right] + \frac{K_M}{j \omega_0 T_0 (\varepsilon_0 - 1)} \left[ \cos j \omega_0 T_0 (\varepsilon_0 - 1,03) - \cos 0,06 T_0 j \omega_0 \right] + \frac{K_M}{\varepsilon_0 - 1} \left[ (\varepsilon_0 - 1,03) \sin T_0 (\varepsilon_0 - 1,03) j \omega_0 - 0,06 \sin 0,06 T_0 j \omega_0 \right] + K_{MT} \left[ \sin j \omega_0 T_0 (\varepsilon_0 - 0,97) - \sin j \omega_0 T_0 (\varepsilon_0 - 1,03) \right] + K_{MT} \left\{ \frac{1}{j \omega_0} \cos j \omega_0 T_0 (\varepsilon_0 - 0,97) - \cos j \omega_0 T_0 (\varepsilon_0 - 1,03) \right\} + T_0 \left[ (\varepsilon_0 - 0,97) \sin j \omega_0 T_0 (\varepsilon_0 - 0,97) - (\varepsilon_0 - 1,03) (\sin j \omega_0 T_0 (\varepsilon_0 - 1,03)) \right] + \sin 0,97 j \omega_0 T_0 - \sin j \omega_0 T_0 (\varepsilon_0 - 0,97) \left. \right\}
 \end{aligned} \tag{3.172}$$

Coeficienții  $N_j$  se calculează în mod similar :

$$N_j = \frac{2}{T_0} \int_0^{T_0} M_{o2}(t) \sin j\omega_0 t dt \quad (3.173)$$

sau :

$$\begin{aligned} N_j = & \frac{2}{T_0} \int_{0,06 T_0}^{0,06 T_0} \left( \frac{K M_n}{0,06 T_0} + \frac{2 K_M M_n}{t_2} \right) \sin j\omega_0 t dt + \\ & + \frac{2}{T_0} \int_{0,06 T_0}^{T_0 (\xi_0 - 1,03)} \left( K M_n + \frac{2 K_M M_n}{t_2} t \right) \cos j\omega_0 t dt + \\ & + \frac{2}{T_0} \int_{T_0 (\xi_0 - 0,97)}^{T_0 (\xi_0 - 0,97)} M_n (K_M \xi + K_{MT} t) \cos j\omega_0 t dt + \frac{2}{T_0} \int_{T_0 (\xi_0 - 0,97)}^{0,97 T_0} M_n \cos j\omega_0 t dt \end{aligned} \quad (3.174)$$

După efectuarea integralelor se obține :

$$\begin{aligned} N_j = & \frac{2 M_n}{T_0 j \omega_0} \left\{ \frac{1}{T_0} \left( \frac{K}{0,06} + \frac{K_M}{\xi_0 - 1} \right) \left( \frac{\sin j\omega_0 0,06 T_0}{j\omega_0} - \right. \right. \\ & - 0,06 T_0 \cos 0,06 j\omega_0 T_0) + K \left[ \cos j\omega_0 0,06 T_0 - \right. \\ & \left. \left. - \cos j\omega_0 T_0 (\xi_0 - 1,03) \right] + \right. \\ & + \frac{K_M}{T_0 (\xi_0 - 1)} \left[ \frac{\sin j\omega_0 T_0 (\xi_0 - 1,03) - \sin 0,06 j\omega_0 T_0}{j\omega_0} + \right. \\ & \left. + 0,06 T_0 \cos 0,06 j\omega_0 - T_0 (\xi_0 - 1,03) \cos j\omega_0 T_0 \cdot \right. \\ & \left. \left. \cdot (\xi_0 - 1,03) \right] + K_M \xi \left[ \cos j\omega_0 T_0 (\xi_0 - 1,03) - \right. \right. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & -\cos j \omega_0 T_0 (\varepsilon_0 - 0,97) \Big] + K_{MT} \left\{ \left[ \frac{\sin j \omega_0 T_0 (\varepsilon_0 - 0,97) - \sin j \omega_0 T_0 (\varepsilon_0 - 1,03)}{j \omega_0} \right] - \right. \\
 & - T_0 \left[ (\varepsilon_0 - 0,97) \cos j \omega_0 T_0 (\varepsilon_0 - 0,97) + (\varepsilon_0 - 1,03) \cos j \omega_0 T_0 (\varepsilon_0 - 1,03) \right] \Big\} + \\
 & + \left. \cos j \omega_0 T_0 (\varepsilon_0 - 0,97) - \cos 0,97 j \omega_0 T_0 \right\}. \tag{3.175}
 \end{aligned}$$

Cu acestea legea momentului  $M_{o2}(t)$  pentru cazul din fig. 3.20 c este :

$$\begin{aligned}
 M_{o2}(t) = M_n \Big\{ & 0,03 K + K_M \left( \frac{0,06}{\varepsilon_0 - 1} \right)^2 + K (\varepsilon_0 - 1,09) + \frac{K_M}{2(\varepsilon_0 - 1)} \left[ (\varepsilon_0 - \right. \\
 & \left. - 0,97) (\varepsilon_0 - 1,09) \right] + 0,06 (K_M \varepsilon + K_M) + 1,94 - \varepsilon_0 \Big\} + \\
 & + \frac{2 M_n}{T_0} \sum_{j=1}^n \frac{1}{j \omega_0} \left\{ \frac{1}{T_0} \left( \frac{K}{0,06} + \frac{K_M}{\varepsilon_0 - 1} \right) \left[ 0,06 T_0 \sin 0,06 T_0 j \omega_0 + \right. \right. \\
 & \left. \left. + \frac{1}{j \omega_0} (\cos 0,06 j \omega_0 T_0 - 1) \right] + K \left[ \sin j \omega_0 T_0 (\varepsilon_0 - 1,03) - \right. \right. \\
 & \left. \left. - \sin j \omega_0 \cdot 0,06 T_0 \right] + \frac{K_M}{j \omega_0 T_0 (\varepsilon_0 - 1)} \left[ \cos j \omega_0 T_0 (\varepsilon_0 - \right. \right. \\
 & \left. \left. - 1,03) - \cos 0,06 T_0 j \omega_0 \right] + \frac{K_M}{\varepsilon_0 - 1} \left[ (\varepsilon_0 - 1,03) \sin T_0 (\varepsilon_0 - \right. \right. \\
 & \left. \left. - 1,03) j \omega_0 - 0,06 \sin 0,06 T_0 j \omega_0 \right] + K_M \varepsilon \left[ \sin j \omega_0 (\varepsilon_0 - \right. \right. \\
 & \left. \left. - 0,97) - \sin j \omega_0 T_0 (\varepsilon_0 - 1,03) \right] + K_{MT} \left\{ \left[ \frac{1}{j \omega_0} \cos j \omega_0 T_0 (\varepsilon_0 - \right. \right. \right. \\
 & \left. \left. - 0,97) - \cos j \omega_0 T_0 (\varepsilon_0 - 1,03) \right] + T_0 \left[ (\varepsilon_0 - 0,97) \sin j \omega_0 T_0 (\varepsilon_0 - \right. \right.
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & - 0,97) - (\varepsilon_0 - 1,03) \sin j \omega_0 T_0 (\varepsilon_0 - 1,03) \Big] \Big\} + \sin 0,97 j \omega_0 T_0 - \\
 & - \sin j \omega_0 T_0 (\varepsilon_0 - 0,97) \Big\} \cos j \omega_0 t + \frac{2 M_n}{T_0} \sum_{j=1}^n \frac{1}{j \omega_0} \left\{ \frac{1}{T_0} \left( \frac{K}{0,06} + \right. \right. \\
 & + \left. \left. \frac{K_M}{\varepsilon_0 - 1} \right) \left( \frac{\sin j \omega_0 \cdot 0,06 T_0}{j \omega_0} - 0,06 T_0 \cos 0,06 T_0 j \omega_0 \right) + \right. \\
 & + K \left[ \cos j \omega_0 \cdot 0,06 T_0 - \cos j \omega_0 T_0 (\varepsilon_0 - 1,03) \right] + \\
 & + \frac{K_M}{T_0 (\varepsilon_0 - 1)} \left[ \frac{\sin j \omega_0 T_0 (\varepsilon_0 - 1,03) - \sin 0,06 j \omega_0 T_0}{j \omega_0} + \right. \\
 & + 0,06 T_0 \cos 0,06 j \omega_0 - T_0 (\varepsilon_0 - 1,03) \cos j \omega_0 T_0 (\varepsilon_0 - \\
 & - 1,03) \Big] + K_{ME} \left[ \cos j \omega_0 T_0 (\varepsilon_0 - 1,03) - \cos j \omega_0 T_0 (\varepsilon_0 - \right. \\
 & - 0,97) \Big] + K_{MT} \left\{ \frac{\sin j \omega_0 T_0 (\varepsilon_0 - 0,97) - \sin j \omega_0 T_0 (\varepsilon_0 - 1,03)}{j \omega_0} - \right. \\
 & - T_0 \left[ (\varepsilon_0 - 0,97) \cos j \omega_0 T_0 (\varepsilon_0 - 0,97) + (\varepsilon_0 - 1,03) \cdot \right. \\
 & \cdot \left. \cos j \omega_0 T_0 (\varepsilon_0 - 1,03) \right] \Big\} + \cos j \omega_0 T_0 (\varepsilon_0 - 0,97) - \\
 & - \left. \cos 0,97 j \omega_0 T_0 \right\} \sin j \omega_0 t \tag{3.176}
 \end{aligned}$$

Practic o asemenea ecuație nu se poate rezolva decât cu ajutorul calculatorului. Ordinograma pentru această ecuație este formal identică cu ordinogramele întocmite pentru celelalte cazuri.

Odată cunoscute valorile coeficienților de integrare în cazurile tratate anterior precum și ecuația mișcării relative,  $\varphi_r$ , devi-

ne operantă a doua ecuație diferențială din sistemul (3.79) respectiv relația (3.93) :

$$\ddot{\varphi}_2 = \frac{1}{J_{o2}} (k_o \varphi_r + c_o \dot{\varphi}_r - M_{o2}(t)) \quad (3.177)$$

unde :

$$\begin{aligned} \dot{\varphi}_2 = & d_o \exp(-\xi t) \sin(\sqrt{p^2 - \xi^2} t + \theta_o) - d_1 t \exp(- \\ & - \xi t) \sin(\sqrt{p^2 - \xi^2} t + \theta_o) - d_2 t \exp(- \\ & - \xi t) \cos(\sqrt{p^2 - \xi^2} t + \theta_o) + \sum_{j=1}^n a_{oj} \cos j \omega_o t + \\ & + \sum_{j=1}^n b_{oj} \sin j \omega_o t + K_\phi t + c_1 . \end{aligned} \quad (3.178)$$

în care :

$$\begin{aligned} d_o &= \frac{c_o B_o}{J_{o2}} \\ d_1 &= \frac{k_o B_o \xi}{J_{o2} p^2} \\ d_2 &= \frac{k_o B_o \sqrt{p^2 - \xi^2}}{J_{o2} p^2} \\ K_\phi &= \frac{k_o \phi_o - M_o}{J_{o2}} \end{aligned} \quad (3.179)$$

$$a_{oj} = \frac{c_o}{J_{o2}} \phi_{jM} - \frac{k_o \phi_{jN}}{J_{o2} j \omega_o} + \frac{N_{jo}}{J_{o2} j \omega_o}$$

$$b_{oj} = \frac{c_o}{J_{o2}} \phi_{jN} + \frac{k_o \phi_{jM}}{J_{o2} j \omega_o} - \frac{M_{jo}}{J_{o2} j \omega_o}$$

Cu acestea  $\varphi_2$  rezultă după cum urmează :

$$\varphi_2 = - \frac{d_o}{p} \exp(-\xi t) \sin(\sqrt{p^2 - \xi^2} t + 2\theta_o) + \frac{t}{p} \exp(-$$



$$\begin{aligned}
 & - \xi t) \cdot \left[ d_1 \sin (\sqrt{p^2 - \xi^2} t + 2\theta_0) + d_2 \cos (\sqrt{p^2 - \xi^2} t + 2\theta_0) \right] - \\
 & - \frac{p^2}{\xi^4} \exp (-\xi t) \left[ d_1 \sin (\sqrt{p^2 - \xi^2} t + \theta_3) - d_2 \cos (\sqrt{p^2 - \xi^2} t + \theta_3) \right] + \\
 & + \sum_{j=1}^n \frac{a_{oj}}{j\omega_0} \sin j\omega_0 t - \sum_{j=1}^n \frac{b_{oj}}{j\omega_0} \cos j\omega_0 t + K\phi \frac{t^2}{2} + c_1 t + c_2
 \end{aligned}
 \tag{3.180}$$

sau

$$\begin{aligned}
 \varphi_2 = \exp (-\xi t) & \left\{ \frac{td_{12}}{p} \sin (\sqrt{p^2 - \xi^2} t + 2\theta_0 + \theta_4) - \right. \\
 & - \frac{d_0}{p} \sin (\sqrt{p^2 - \xi^2} t + 2\theta_0) - \frac{p^2 d_{12}}{\xi^4} \sin (\sqrt{p^2 - \xi^2} t + \theta_3 - \theta_4) \left. \right\} + \\
 & + \sum_{j=1}^n \frac{a_{oj}}{j\omega_0} \sin j\omega_0 t - \sum_{j=1}^n \frac{b_{oj}}{j\omega_0} \cos j\omega_0 t + K\phi \frac{t^2}{2} + c_1 t + c_2
 \end{aligned}
 \tag{3.181}$$

Din condițiile la limită rezultă :

$$c_1 = - \left( \frac{c_0 B_0}{j_{o2}} \sin \theta_0 + \sum_{j=1}^n \left( \frac{c_0}{j_{o2}} \phi_{jM} - k_0 \frac{\phi_{jN}}{j_{o2} j\omega_0} + \frac{N_{j0}}{j_{o2} j\omega_0} \right) \right)$$

și

$$c_2 = + \frac{d_0}{p} \sin 2\theta_0 + \frac{p^2 d_{12}}{\xi^4} \sin (\theta_3 - \theta_4) + \sum_{j=1}^n \frac{b_{oj}}{j\omega_0}$$

(3.182)

în care :

$$\theta_0 + \theta_3' = \theta_3 \cup \theta_3' = \operatorname{arctg} \frac{2\xi \sqrt{p^2 - \xi^2}}{2\xi^2 - p^2}$$

$$\theta_4 = \operatorname{arctg} \frac{d_2}{d_1}$$

(3.183)

$$d_{12} = \sqrt{d_1^2 + d_2^2}$$

Cu aceasta expresia pentru  $\varphi_2$  ia forma :

$$\begin{aligned} \varphi_2 = \exp(-\xi t) & \left\{ \frac{t d_{12}}{p} \sin(\sqrt{p^2 - \xi^2} t + 2\theta_0 + \theta_4) - \right. \\ & \left. - \frac{d_0}{p} \sin(\sqrt{p^2 - \xi^2} t + 2\theta_0) - \frac{p^2 d_{12}}{\xi^4} \sin(\sqrt{p^2 - \xi^2} t + \theta_3 - \theta_4) \right\} + \\ & + \sum_{j=1}^n \frac{a_{0j}}{j\omega_0} \sin j\omega_0 t + \sum_{j=1}^n \frac{b_{0j}}{j\omega_0} (1 - \cos j\omega_0 t) + K\phi \frac{t^2}{2} + \\ & + \sum_{j=1}^n (a_{0j} - d_0 \sin \theta_0) t + \frac{d_0}{p} \sin 2\theta_0 + \frac{p^2 d_{12}}{\xi^4} \sin(\theta_3 - \theta_4) \end{aligned} \quad (3.184)$$

În Anexa 3 se prezintă ordinograma de calcul adaptată pentru cazul din fig. 3.20 b.

Ținând seama de ecuația de mișcare a agregatului (v. rel. 3.108) și de ecuația :

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi}_{\text{rgn}} = \frac{d^2}{dt^2} & \left[ B_0 \exp(-\xi t) \sin(\sqrt{p^2 - \xi^2} t + \theta_0) + \right. \\ & \left. + \phi_0 + \sum_{j=1}^n \phi_{jMN} \sin(j\omega_0 t + \gamma) \right] \end{aligned} \quad (3.185)$$

se obține

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi}_{\text{rgn}} = B_0 p^2 \exp(-\xi t) & \sin(\sqrt{p^2 - \xi^2} t + \theta_0) - \\ & - \sum_{j=1}^n (j\omega_0)^2 \phi_{jMN} \sin(j\omega_0 t + \gamma). \end{aligned} \quad (3.186)$$

Cu aceasta se pot calcula variațiile momentului de torsiune datorită oscilațiilor sistemului mecanic :

$$\begin{aligned} m_V = J_{\text{red}} & \left[ b_{cp}^2 \exp(-\xi t) \sin(\sqrt{p^2 - \xi^2} t + \theta_0) - \right. \\ & \left. - \sum_{j=1}^n (j\omega_0) \phi_{jMN} \sin(j\omega_0 t + \gamma) \right] \end{aligned} \quad (3.187)$$

unde  $\phi_{jMN}$  și  $\gamma$  se determină cu relațiile (3.139),  $B_0$  și  $\theta_0$  cu relațiile (3.140).

## Capitolul 4

### METODE DE APRECIERE A STANDURILOR CU FLUX ENERGETIC ÎNCHIS PE CALE MECANICĂ

Utilizarea predilectă a sistemelor mecanice cu flux energetic închis pentru rodarea și încercarea angrenajelor comportă probleme specifice de răspuns, eficiență, optimizare, modelare și automatizare. Extensia acestor caracteristici la circuitele închise, cu una, două sau patru transmisii respectiv la sistemele închise cu una sau mai multe bucle energetice oferă criterii obiective de apreciere a standurilor.

Intrucît în literatură nu sînt consemnate asemenea metode, în tab.4.1 se propune introducerea unor criterii după cum urmează;

Tab.4.1

Metode de apreciere a standurilor cu flux.	}	- determinarea parametrilor circuitului mecanic dependenți direct de sensul fluxului energetic	}	- stabilirea încărcărilor nominale și a pierderilor mecanice
				- pierderile de putere
				- variația încărcării la schimbarea sensului fluxului principal
				- variația încărcării relative
				- coeficientul încărcării reversibile
				- randamentul circuitului mecanic
				- traseul fluxului de compensare
				- raportul transformărilor cinematico-energetice
				„
		- coeficientul dinamic al scîndului		
		- modelare mecanică electrică		
		- automatizarea regimului de încărcare		

#### 4.1. Determinarea parametrilor circuitului mecanic, dependenți direct de sensul fluxului energetic.

##### 4.1.1. Stabilirea momentelor nominale și a pierderilor mecanice.

Din punct de vedere al naturii pierderilor mecanice, circuitele recuperative nu prezintă deosebiri esențiale în raport cu sistemele mecanice deschise. Deoarece componentele principale ale circuitelor mecanice sînt roțile dințate, pierderile mecanice din circuit vor reflecta particularitățile transferului energetic prin angrenaje. Astfel apar disipări în procesul angrenării, în reazeme, în contactul roților dințate cu lubrifianțul și cu aerul, în cuplaje etc.

În cele ce urmează se va analiza încărcarea pe un circuit mecanic închis oarecare (fig.4.1).

Așa cum s-a arătat în § 3.1, sensul fluxului energetic principal poate fi  $\phi_A$  sau  $\phi_B$ . Acest flux determină traseul, lungimea și mărimea fluxului de compensare ( $\phi_c$ ). Ca urmare, pe același tronson cinematic valorile parametrilor energetici vor fi diferite, funcție de sensurile fluxurilor energetice.

În analiza ce urmează se admite premisa că, indiferent de sensul fluxului principal, momentul de răsucire  $M_{CT}$  dat de cuplajul torsional CT este același.

Circuitul mecanic din fig.4.1 are  $k$  trepte cinematice respectiv  $n_j$  pierderi mecanice pe treapta de ordin  $j \in [1 ; k]$ .

Circuitul mecanic fiind închis, raportul total de transmitere este :

$$i_T = \prod_{j=1}^k i_j = 1 \quad (4.1)$$

Dacă transmisiile mecanice din circuit sînt simetrice (cazul cel mai frecvent), atunci rapoartele de transmitere se găsesc în următoarea corespondență :

$$\left. \begin{array}{l} i_1 = i_k \\ i_2 = i_{k-1} \\ i_3 = i_{k-2} \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \end{array} \right\} \cup k = 2 k_0 \quad (k_0 \in \mathbb{N}) \quad (4.2)$$

— Se consideră sensul orar al fluxului energetic ( $\phi_A$ ).

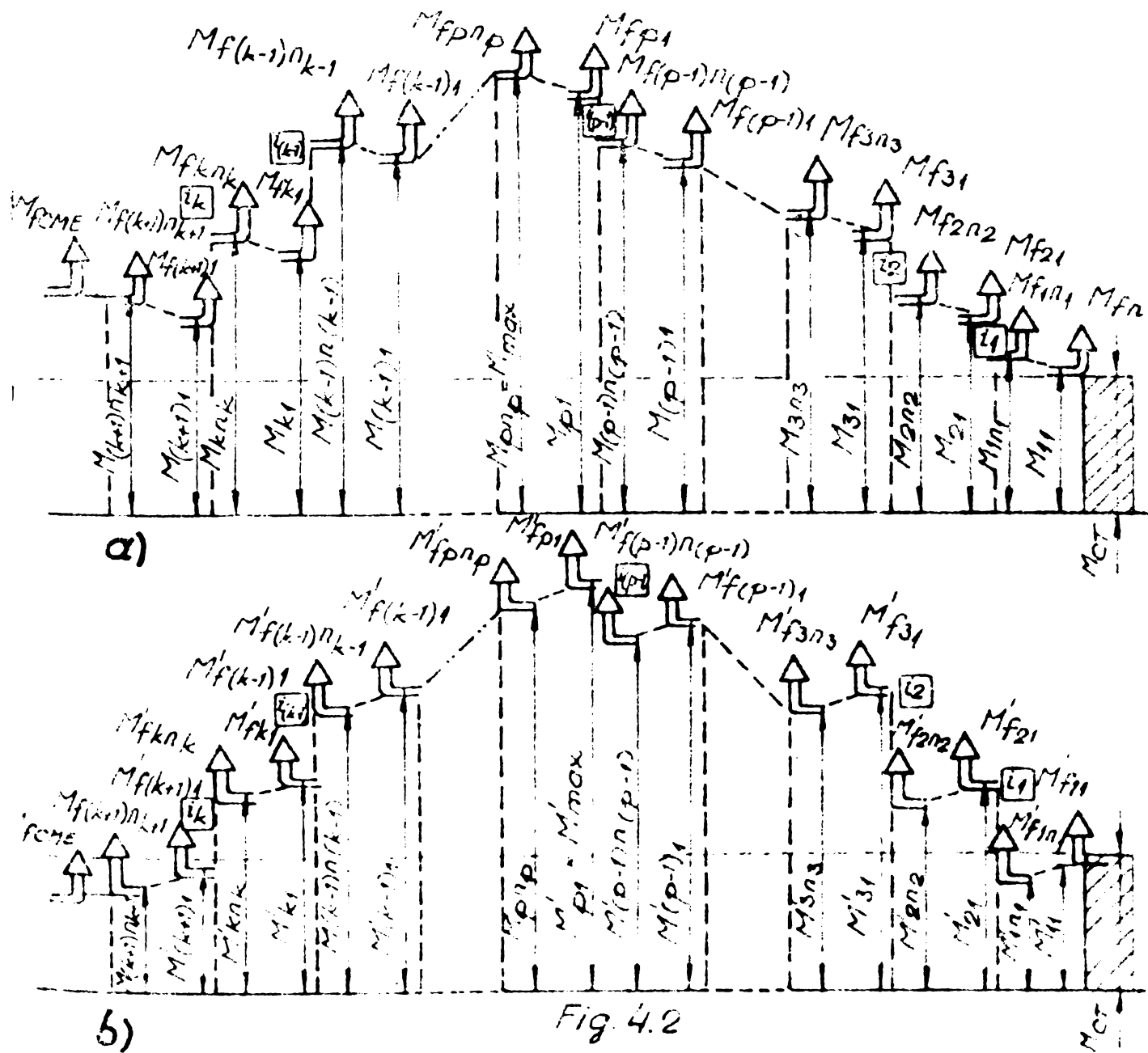
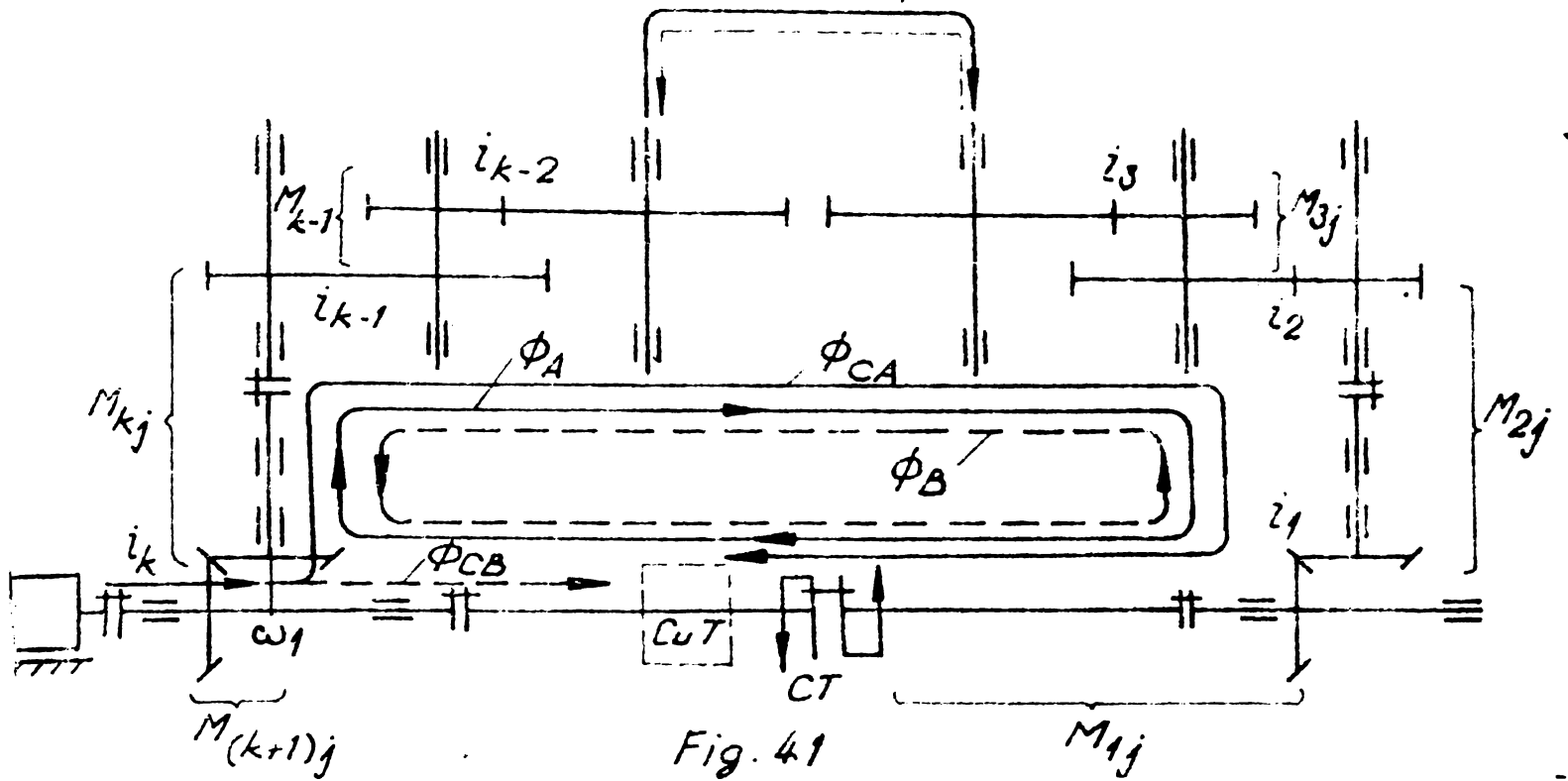
Momentele de răsucire și pierderile mecanice sînt ilustrate cu ajutorul fig.4.2, a.

Se notează :

- $M_{jn_j}$  - momentele de răsucire nominale din circuit pe tronsonul de ordin  $j \in [1 \dots (k+1)]$  ;
- $\eta_{jn_j}$  - randamentele mecanice care intervin în circuit ;
- $M_{fjn_j}$  - momentele pierdute prin frecare.

Pe primul tronson, de o parte și de alta a cuplajului torsional vor exista momentele  $M_{1j}$  respectiv  $M_{(k+1)j}$ .

Momentele de răsucire  $M_{jn_j}$  și momentele de frecare  $M_{fjn_j}$  se pot scrie concentrat în tablourile :



$$M_{jn_j} = \begin{pmatrix} M_{11} & M_{21} & \dots & M_{k1} & M_{(k+1)1} \\ M_{12} & M_{22} & \dots & M_{k2} & M_{(k+1)2} \\ \vdots & \vdots & & \vdots & \vdots \\ M_{1(n_1-1)} & M_{2(n_2-1)} & \dots & M_{k(n_k-1)} & M_{(k+1)(n_{k+1}-1)} \\ M_{1n_1} & M_{2n_2} & \dots & M_{kn_k} & M_{(k+1)n_{k+1}} \end{pmatrix} \quad (4.3)$$

respectiv :

$$M_{fjn_j} = \begin{pmatrix} M_{f11} & M_{f21} & \dots & M_{fk1} & M_{f(k+1)1} \\ M_{f12} & M_{f22} & \dots & M_{fk2} & M_{f(k+1)2} \\ \vdots & \vdots & & \vdots & \vdots \\ M_{f1(n_1-1)} & M_{f2(n_2-1)} & \dots & M_{fk(n_k-1)} & M_{f(k+1)(n_{k+1}-1)} \\ M_{f1n_1} & M_{f2n_2} & \dots & M_{fkn_k} & M_{f(k+1)n_{k+1}} \end{pmatrix} \quad (4.4)$$

In relația (4.3) momentele  $M_{jn_j}$  se determină după cum urmează :

$$M_{11} = \frac{1}{\eta_{11}} \cdot M_{CT} \quad (4.5)$$

$$M_{12} = \frac{M_{11}}{\eta_{12}} = \frac{M_{CT}}{\prod_{j=1}^2 \eta_{1j}} \quad (4.6)$$

$$M_{1(n_1-1)} = \frac{M_{1(n_1-2)}}{\eta_{1(n_1-1)}} = \frac{M_{CT}}{\prod_{j=1}^{n_1-1} \eta_{1j}} \quad (4.7)$$

$$M_{1n_1} = \frac{M_{1(n_1-1)}}{\eta_{1n_1}} = \frac{M_{CT}}{\prod_{j=1}^{n_1} \eta_{1j}} \quad (4.8)$$

$$M_{(k-1)n_{k-1}} = \frac{M_{(k-1)(n_{k-1}-1)}}{\eta_{(k-1)n_{k-1}}} = \prod_{j=1}^{k-2} i_j \frac{M_{CT}}{\prod_{j=1}^{n_{k-1}} \eta_{(k-1)j} \prod_{j=1}^{n_{k-2}} \eta_{(k-2)j} \dots \prod_{j=1}^{n_2} \eta_{2j} \prod_{j=1}^{n_1} \eta_{1j}} \quad (4.9)$$

$$M_{k_1 = i_{k-1}} \frac{M_{(k-1)n_{k-1}}}{\eta_{k_1}} = \prod_{j=1}^{k-1} i_j \frac{M_{CT}}{\eta_{k_1} \prod_{j=1}^{n_{k-1}} \eta_{(k-1)j} \prod_{j=1}^{n_{k-2}} \eta_{(k-2)j} \dots \prod_{j=1}^{n_2} \eta_{2j} \prod_{j=1}^{n_1} \eta_{1j}} \quad (4.10)$$

$$M_{k(n_{k-1})} = \frac{M_k(n_{k-2})}{\eta_{k(n_{k-1})}} = \prod_{j=1}^{k-1} i_j \frac{M_{CT}}{\prod_{j=1}^{n_{k-1}} \eta_{kj} \prod_{j=1}^{n_{k-1}} \eta_{(k-1)j} \dots \prod_{j=1}^{n_2} \eta_{2j} \prod_{j=1}^{n_1} \eta_{1j}} \quad (4.11)$$

$$M_{knk} = \frac{M_k(n_{k-1})}{\eta_{knk}} = \prod_{j=1}^{k-1} i_j \frac{M_{CT}}{\prod_{j=1}^{n_k} \eta_{kj} \prod_{j=1}^{n_{k-1}} \eta_{(k-1)j} \dots \prod_{j=1}^{n_2} \eta_{2j} \prod_{j=1}^{n_1} \eta_{1j}} \quad (4.12)$$

$$M_{(k+1)1} = i_k \frac{M_{knk}}{\eta_{(k+1)1}} = \prod_{j=1}^k i_j \frac{M_{CT}}{\eta_{(k+1)1} \prod_{j=1}^{n_k} \eta_{kj} \prod_{j=1}^{n_{k-1}} \eta_{(k-1)j} \dots \prod_{j=1}^{n_2} \eta_{2j} \prod_{j=1}^{n_1} \eta_{1j}} \quad (4.13)$$

Ținând seama de rel.(4.1), relația (4.13) devine:

$$M_{(k+1)1} = \frac{M_{CT}}{\eta_{(k+1)1} \prod_{j=1}^{n_k} \eta_{kj} \prod_{j=1}^{n_{k-1}} \eta_{(k-1)j} \dots \prod_{j=1}^{n_2} \eta_{2j} \prod_{j=1}^{n_1} \eta_{1j}} \quad (4.14)$$

$$M_{(k+1)(n_{k+1}-1)} = \frac{M_{CT}}{\prod_{j=1}^{n_{(k+1)-1}} \eta_{(k+1)j} \prod_{j=1}^{n_k} \eta_{kj} \prod_{j=1}^{n_{k-1}} \eta_{(k-1)j} \dots \prod_{j=1}^{n_2} \eta_{2j} \prod_{j=1}^{n_1} \eta_{1j}} \quad (4.15)$$

$$M_{(k+1)n_{k+1}} = \frac{M_{CT}}{\prod_{j=1}^{n_{k+1}} \eta_{(k+1)j} \prod_{j=1}^{n_k} \eta_{kj} \dots \prod_{j=1}^{n_2} \eta_{2j} \prod_{j=1}^{n_1} \eta_{1j}} \quad (4.16)$$

Dacă circuitul are  $k$  trepte cinematice și se prezintă simetric, momentul maxim va fi pe treapta de ordin  $k/2$ :

$$M_{\frac{k}{2}n_{\frac{k}{2}}} = \prod_{j=1}^{\frac{k-1}{2}} i_j \frac{M_{CT}}{\prod_{j=1}^{n_{\frac{k}{2}}} \eta_{\frac{k}{2}j} \prod_{j=1}^{n_{(\frac{k}{2}-1)}} \eta_{(\frac{k}{2}-1)j} \dots \prod_{j=1}^{n_2} \eta_{2j} \prod_{j=1}^{n_1} \eta_{1j}} \quad (4.17)$$

Momântul motor, necesar acoperirii pierderilor mecanice din circuit rezultă (v.fig.4.2,a) :

$$\Delta M_{\phi A} = M_{(k+1)n_{k+1}} - M_{CT}$$

sau

$$\Delta M_{\phi A} = M_{CT} \left[ \frac{1}{\prod_{j=1}^{n_{k+1}} \eta_{(k+1)j} \prod_{j=1}^{n_k} \eta_{kj} \dots \prod_{j=1}^{n_2} \eta_{2j} \prod_{j=1}^{n_1} \eta_{1j}} - 1 \right]$$

respectiv

(4.18)

$$\Delta M_{\phi A} = M_{CT} \left[ \frac{1 - \prod_{j=1}^{n_{k+1}} \eta_{(k+1)j} \prod_{j=1}^{n_k} \eta_{kj} \dots \prod_{j=1}^{n_2} \eta_{2j} \prod_{j=1}^{n_1} \eta_{1j}}{\prod_{j=1}^{n_{k+1}} \eta_{(k+1)j} \prod_{j=1}^{n_k} \eta_{kj} \prod_{j=1}^{n_{k-1}} \eta_{(k-1)j} \dots \prod_{j=1}^{n_2} \eta_{2j} \prod_{j=1}^{n_1} \eta_{1j}} \right]$$

-- Se consideră senzul trigonometric al fluxului energetic ( $\phi_B$ ):  
 Momentele de răsucire și pierderile de momente sînt redată  
 cu ajutorul epurei din fig.4.2 b și se pot grupa în tablourile :

$$(M'_{jn_j}) = \begin{pmatrix} M'_{11} & M'_{21} & \dots & M'_{k1} & M'_{(k+1)1} \\ M'_{12} & M'_{22} & \dots & M'_{k2} & M'_{(k+1)2} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ M'_{1(n_1-1)} & M'_{2(n_2-1)} & \dots & M'_{k(n_k-1)} & M'_{(k+1)(n_{k+1}-1)} \\ M'_{1n_1} & M'_{2n_2} & \dots & M'_{kn_k} & M'_{(k+1)n_{k+1}} \end{pmatrix} \quad (4.19)$$

respectiv :

$$(M'_{fjn_j}) = \begin{pmatrix} M'_{f11} & M'_{f21} & \dots & M'_{f(k-1)} & M'_{f(k+1)1} \\ M'_{f12} & M'_{f22} & \dots & M'_{fk2} & M'_{f(k+1)2} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ M'_{f1n_1} & M'_{f2(n_2-1)} & \dots & M'_{fk(n_k-1)} & M'_{f(k+1)(n_{k+1})} \\ M'_{f1(n_1+1)} & M'_{f2n_2} & \dots & M'_{fkn_k} & M'_{f(k+1)(n_{k+1}-1)} \end{pmatrix} \quad (4.20)$$



In acest caz lungimea fluxului compensator este mult mai mică. Momentele  $M_{jn_j}$  din tabloul (4.19) se pot explicita prin relațiile :

$$M'_{11} = M'_{CT} \cdot \eta_{11} \quad \cup \quad M'_{CT} = \text{const.} = M_{CT} \quad (4.21)$$

$$M'_{12} = M'_{11} \cdot \eta_{12} = M_{CT} \prod_{j=1}^2 \eta_{1j} \quad (4.22)$$

$$\vdots$$

$$M'_{1n_1} = M'_{1(n_1-1)} \eta_{1n_1} = M_{CT} \prod_{j=1}^{n_1} \eta_{1j} \quad (4.23)$$

$$M'_{21} = i_1 (M'_{1n_1} - M'_{f1n_1}) \cup M'_{f1n_1} = M'_{1n_1} (1 - \eta_{21}) \quad (4.24)$$

sau

$$M'_{21} = i_1 M'_{1n_1} \eta_{21} = i_1 M_{CT} \eta_{21} \prod_{j=1}^{n_1} \eta_{1j}$$

$$\vdots$$

$$M'_{2n_2} = M'_{2(n_2-1)} \eta_{2n_2} = i_1 M_{CT} \prod_{j=1}^{n_2} \eta_{2j} \prod_{j=1}^{n_1} \eta_{1j} \quad (4.25)$$

$$M'_{k1} = i_{(k-1)} [M'_{(k-1)n_{k-1}} - M'_{f(k-1)n_{k-1}}] \cup M'_{f(k-1)n_{k-1}} =$$

$$= M'_{(k-1)n_{k-1}} (1 - \eta_{k1}) \quad (4.26)$$

$$\vdots$$

$$M'_{kn_k} = M'_{k(n_k-1)} \eta_{kn_k} =$$

$$= M_{CT} \prod_{j=1}^{k-1} i_j \prod_{j=1}^{n_k} \eta_{kj} \prod_{j=1}^{n_{k-1}} \eta_{(k-1)j} \dots \prod_{j=1}^{n_2} \eta_{2j} \prod_{j=1}^{n_1} \eta_{1j} \quad (4.27)$$

$$\vdots$$

$$M'_{(k+1)1} = i_k [M'_{kn_k} - M'_{fkn_k}] \cup M'_{fkn_k} = M'_{kn_k} (1 - \eta_{(k+1)1}) \quad (4.28)$$

Tinând seama de relația (4.1) expresia (4.28) se mai poate scrie :

$$M'_{(k+1)1} = M_{CT} \eta_{(k+1)1} \prod_{j=1}^{n_k} \eta_{kj} \prod_{j=1}^{n_{k-1}} \eta_{(k-1)j} \dots \prod_{j=1}^{n_2} \eta_{2j} \prod_{j=1}^{n_1} \eta_{1j}$$

$$\vdots$$

$$M'_{(k+1)(n_{k+1}-1)} = M'_{(k+1)1} (\eta_{(k+1)2} \eta_{(k+1)3} \dots \eta_{(k+1)(n_{k+1}-1)}) =$$

$$= M_{CT} \prod_{j=1}^{n_{k+1}-1} \eta_{(k+1)j} \prod_{j=1}^{n_k} \eta_{kj} \dots \prod_{j=1}^{n_2} \eta_{2j} \prod_{j=1}^{n_1} \eta_{1j} \quad (4.29)$$

$$\begin{aligned}
 M'_{(k+1)n_{k+1}} &= M'_{(k+1)(n_{k+1}-1)} \eta_{(k+1)(n_{k+1})} = \\
 &= M_{CT} \prod_{j=1}^{n_{k+1}} \eta_{(k+1)j} \prod_{j=1}^{n_k} \eta_{kj} \dots \prod_{j=1}^{n_2} \eta_{2j} \prod_{j=1}^{n_1} \eta_{1j}
 \end{aligned} \tag{4.30}$$

Momentul maxim va fi :

$$M'_{\frac{k}{2}n_{\frac{k}{2}}} = M_{CT} \prod_{j=1}^{\frac{k}{2}-1} \eta_j \prod_{j=1}^{\frac{n_k}{2}} \eta_{\frac{k}{2}j} \prod_{j=1}^{\frac{n_{(\frac{k}{2}-1)}}} \eta_{(\frac{k}{2}-1)j} \dots \prod_{j=1}^{n_2} \eta_{2j} \prod_{j=1}^{n_1} \eta_{1j} \tag{4.31}$$

Momentul motor necesar acoperirii pierderilor mecanice rezultă (v.fig.4.2 b) :

$$\Delta M_{\phi B} = M_{CT} - M'_{(k+1)(n_{k+1})} = M_{CT} \left[ 1 - \prod_{j=1}^{n_{k+1}} \eta_{(k+1)j} \prod_{j=1}^{n_k} \eta_{kj} \dots \prod_{j=1}^{n_2} \eta_{2j} \prod_{j=1}^{n_1} \eta_{1j} \right] \tag{4.32}$$

#### 4.1.2. Pierderile de putere

- pierderile de putere, pe circuitul energetic, pînă la un tronson oarecare, se stabilesc cu relația :

$$\Delta P_{CT} = P_{CT} - P_{nj} = \sum_{n=1}^{k+1} \sum_{j=1}^{n_k} \Delta P_{nj} \tag{4.33}$$

în care  $P_{CT}$  este puterea la cuplajul torsional ;

- pierderile relative de putere :

$$\psi_{P_{CT}} = \frac{\Delta P_{CT}}{P_{CT}} = 1 - \frac{P_{nj}}{P_{CT}} \tag{4.34}$$

#### 4.1.3. Variația încărcării la schimbarea sensului fluxului principal.

După cum rezultă din relațiile (4.5-4.16 ; 4.21-4.31), pe aceeași treaptă, momentele de torsiune sînt dependente de sensul fluxului energetic și anume :  $M_{\phi jA}$  pentru fluxul  $\phi_A$  și  $M_{\phi jB}$  pentru fluxul  $\phi_B$ . Diferențele de încărcare la schimbarea sensului se pot scrie în tabloul ;

$$\Delta M_{\phi jAB} = \begin{pmatrix} M_{11} - M'_{11} & M_{21} - M'_{21} & \dots & M_{k1} - M'_{k1} & M_{(k+1)1} - M'_{(k+1)1} \\ M_{12} - M'_{12} & M_{22} - M'_{22} & \dots & M_{k2} - M'_{k2} & M_{(k+1)2} - M'_{(k+1)2} \\ \vdots & \vdots & \dots & \vdots & \vdots \\ M_{1n_1} - M'_{1n_1} & M_{2n_2} - M'_{2n_2} & \dots & M_{kn_k} - M'_{kn_k} & M_{(k+1)n_{k+1}} - M'_{(k+1)n_{k+1}} \end{pmatrix} \quad (4.35)$$

Schimbarea sensului fluxului mai determină :

- variația pierderilor prin frecare :

$$\Delta M_{f\phi jAB} = M_{f\phi jA} - M'_{f\phi jB}$$

- variația momentului motor :

$$\Delta M_{\phi AB} = \Delta M_{\phi A} - \Delta M_{\phi B}$$

$$\Delta M_{\phi AB} = M_{CT} \frac{\left[ 1 - \prod_{j=1}^{n_{k+1}} \eta_{(k+1)j} \prod_{j=1}^{n_k} \eta_{kj} \dots \prod_{j=1}^{n_2} \eta_{2j} \prod_{j=1}^{n_1} \eta_{1j} \right]^2}{\prod_{j=1}^{n_{k+1}} \eta_{(k+1)j} \prod_{j=1}^{n_k} \eta_{kj} \dots \prod_{j=1}^{n_2} \eta_{2j} \prod_{j=1}^{n_1} \eta_{1j}} \quad (4.36)$$

Notînd

$$\psi_0 = 1 - \prod_{j=1}^{n_{k+1}} \eta_{(k+1)j} \prod_{j=1}^{n_k} \eta_{kj} \dots \prod_{j=1}^{n_2} \eta_{2j} \prod_{j=1}^{n_1} \eta_{1j}$$

numit coeficient de pierderi, relația ( 4.36 ) devine :

$$\Delta M_{\phi jAB} = \frac{\psi_0^2}{1 - \psi_0} M_{CT} \quad (4.37)$$

Diferența maximă între momentele de pe același tronson, la schimbarea sensului fluxului se va înregistra pe treapta de ordin  $k/2$  (în cazul circuitelor cu două transmisii identice din punct de vedere cinematic) :

$$\max(\Delta M_{\phi jAB}) = M_{\frac{k}{2} n_{\frac{k}{2}}} - M'_{\frac{k}{2} n_{\frac{k}{2}}}$$

$$\max(\Delta M_{\phi jAB}) = M_{CT} \prod_{j=1}^{\frac{k-1}{2}} \eta_j \frac{\left[ 1 - \prod_{j=1}^{\frac{n_{\frac{k}{2}}}{2}} \eta_{\frac{k}{2}j} \prod_{j=1}^{n(\frac{k-1}{2})} \eta_{(\frac{k-1}{2})j} \dots \prod_{j=1}^{n_2} \eta_{2j} \prod_{j=1}^{n_1} \eta_{1j} \right]^2}{\prod_{j=1}^{\frac{n_{\frac{k}{2}}}{2}} \eta_{\frac{k}{2}j} \prod_{j=1}^{n(\frac{k-1}{2})} \eta_{(\frac{k-1}{2})j} \dots \prod_{j=1}^{n_2} \eta_{2j} \prod_{j=1}^{n_1} \eta_{1j}} \quad (4.38)$$

Se observă că această diferență este cu atât mai pronunțată cu cît momentul introdus de cuplajul torsional  $M_{CT}$  este mai mare

iar traseul fluxului energetic mai lung (k mare) respectiv cu cât randamentele parțiale ale transmisiei sînt mai mici. Rezultă de aici că pentru o transmisie mecanică dată ce urmează a fi încercată sau rodată ( $M_{CT}$  cunoscut) încărcările pe flancurile omoloage și contraomoloage vor diferi cu atît mai mult cu cît numărul transmisiilor incluse în circuit va fi mai mare.

Prin urmare, din condiția de limitare a diferenței de încărcare pe flancuri la schimbarea sensului fluxului energetic principal, rezultă că nu se recomandă depășirea numărului minim de transmisii cu încărcare reversibilă în circuit.

Diferențele de încărcare se pot exprima și funcție de putere:

$$\Delta P_{\phi jAB} = P_{\phi jA} - P_{\phi jB}$$

respectiv

$$\Delta P_{f\phi jAB} = P_{f\phi jA} - P_{f\phi jB}$$

4.1.4. Variația încărcării relative se definește prin relația :

$$\overline{\Delta M}_{\phi jAB} = \frac{\Delta M_{\phi jAB}}{M_{CT}} = \frac{M_{\phi jA} - M_{\phi jB}}{M_{CT}} \quad (4.39)$$

Variația maximă a încărcării relative se înregistrează pe

tronsoanel (k+1) și are valoarea :

$$\overline{\Delta M}_{(k+1)} = \frac{M_{(k+1)n(k+1)} - M'_{(k+1)n(k+1)}}{M_{CT}} = \frac{1 - \left[ \prod_{j=1}^{n_{k+1}} \eta_{(k+1)j} \cdot \prod_{j=1}^{n_k} \eta_{kj} \cdots \prod_{j=1}^{n_2} \eta_{2j} \cdot \prod_{j=1}^{n_1} \eta_{1j} \right]^2}{\prod_{j=1}^{n_{k+1}} \eta_{(k+1)j} \cdot \prod_{j=1}^{n_k} \eta_{kj} \cdot \prod_{j=1}^{n_2} \eta_{2j} \cdot \prod_{j=1}^{n_1} \eta_{1j}} \quad (4.40)$$

4.1.5. Coefficientul încărcării reversibile.

Introducînd coefficientul încărcării reversibile ca raport al momentelor de torsiune corespunzătoare celor două sensuri ale fluxurilor energetice

$$\Psi_{M\phi jAB} = \frac{M_{\phi jA}}{M_{\phi jB}} = \frac{P_{\phi jA}}{P_{\phi jB}} = \Psi_{P\phi jAB} \quad (4.41)$$

nu poate stabili mai concludent limita eficienței introducerii mai multor transmisii în circuit. Se menționează faptul că diverse lucrări tehnice, prospecte etc. indică în mod eronat posibilitatea rodarii simultane a patru transmisii cu mai multe trepte fiecare.

4.1.6. Randamentul circuitului mecanic

Indicatorul cel mai sintetic care reflectă nivelul perfecțiunii tehnice a unui produs precum și modul cum sînt îndeplinite condițiile optime de exploatare este randamentul. Tinînd seama că referirile se fac la un sistem mecanic recuperativ toate componentele randamentului sînt de natură mecanică și se pot scrie în tablourile :

$$(\eta_{jn_j}) = \begin{pmatrix} \eta_{11} & \eta_{21} & \dots & \eta_{k1} & \eta_{(k+1)1} \\ \eta_{12} & \eta_{22} & & \eta_{k2} & \eta_{(k+1)2} \\ \vdots & \vdots & & \vdots & \vdots \\ \eta_{1(n_1-1)} & \eta_{21(n_2-1)} & & \eta_{k(n_k-1)} & \eta_{(k+1)(n_{k+1}-1)} \\ \eta_{1n_1} & \eta_{2n_2} & & \eta_{kn_k} & \eta_{(k+1)n_{k+1}} \end{pmatrix} \quad (4.42)$$

pentru fluxul  $\phi_A$  și

$$(\eta'_{jn_j}) = \begin{pmatrix} \eta'_{11} & \eta_{21} & \dots & \eta_{k1} & \eta_{(k+1)1} \\ \eta'_{12} & \eta_{22} & & \eta_{k2} & \eta_{(k+1)2} \\ \vdots & \vdots & & \vdots & \vdots \\ \eta'_{1n_1} & \eta_{2(n_2-1)} & & \eta_{k(n_k-1)} & \eta_{(k+1)(n_{k+1}-2)} \\ \eta'_{1(n_1+1)} & \eta_{2n_2} & & \eta_{kn_k} & \eta_{(k+1)(n_{k+1}-1)} \end{pmatrix} \quad (4.43)$$

pentru fluxul  $\phi_B$ .

În cele două tablouri (4.42) și (4.43) s-au menținut pentru indici semnificațiile adoptate în fig.4.1 și 4.2. Altminteri, cele două tablouri sînt formal identice.

Cunoașterea și îmbunătățirea randamentului constituie o preocupare permanentă a constructorilor de mașini, componentele  $\eta_{jn_j}$  fiind studiate după natura lor.

Cercetătorii au reușit să stabilească atât relații teoretice pentru evaluarea randamentului (cu precizarea dependenței între parametri care-l definesc) cît și metode și mijloace experimentale pentru determinarea sa. Astfel în literatura de specialitate se dau relații pentru estimarea randamentului angrenării, a pierderilor în lagare, în cuplaje, prin contactul cu lubrifianul etc.

Prezenta lucrare nu-și propune o discuție mai amplă pe tema randamentelor parțiale.

Tea ce interesează în mod deosebit la un asemenea circuit în-în-în este randamentul total.

Teoretic acest randament poate fi determinat prin relațiile

(4.16) și (4.31) și anume :

- pentru sensul  $\phi_A$  :

$$\eta_{TOT} = \frac{M_{CT}}{M_{(k+1)} n_{k+1}} \quad (4.44)$$

- pentru sensul  $\phi_B$  :

$$\eta_{TOT} = \frac{M_{(k+1)} n_{k+1}}{M_{CT}} \quad (4.45)$$

Din relațiile (4.44) și (4.45) rezultă că randamentul este determinat cunoscând, în circuitul mecanic, valorile momentelor  $M_{CT}$  și  $M_{(k+1)} n_{k+1}$  respectiv  $M_{(k+1)} n_{k+1}$ .

Determinarea experimentală a randamentului se poate face prin mai multe căi :

- cunoașterea puterii sau a momentului de acționare la arborele motorului electric ;
- citirea temperaturii lubrifianțului transmisiilor mecanice ;
- cunoașterea momentului printr-o cuplă torsionometrică introdusă în circuit.

Este de reținut faptul că în toate cazurile se impune cunoașterea cuplului de pe un anumit tronson cinematic (în mod obișnuit cel dat de dispozitivul de tensionare).

Cunoașterea acestui parametru se poate realiza fie menținând în circuit un cuplaj torsionometric pe toată perioada funcționării, fie etalonând standul cu ajutorul cuplajului ulterior acesta fiind independent, măsurarea momentului din circuit fiind un alt parametru (viteza unghiulară, timpul, variația unei lungimi, deviația unui spot, unghiul de poziție etc.).

Puterea motorului electric se poate stabili cunoscând parametrii electrici ai circuitului de alimentare a motorului.

Pentru determinarea momentului la arborele motor, în mod obișnuit, sursa de energie se dispune pe lagăre basculante. Măsurarea momentului se face prin pendul asociat cu mecanisme de transmitere și transformare a mișcării sau pe cale tensometrică.

Măsurarea temperaturii uleiului din transmisiile circuitului mecanic permite evaluarea teoretică a randamentului. Această metodă implică condiția evidentă ca temperatura să fie funcție exclusiv

de pierderile mecanice, condiție imposibil de realizat în mod normal. Din această cauză metoda este inexactă și utilizarea sa este restrânsă.

Intrucât precizia asigurată decuplajetorsionometric este foarte bună, utilizarea acestora pentru etalonarea standurilor cât și pentru stabilirea randamentului este absolut necesară. În § 6.1 se exemplifică modul de utilizare acuplajelortensometric pentru determinarea randamentului la un sistem mecanic închis.

În cazul că fluxul energetic este  $\phi_A$ , randamentul se poate determina, cu două cuplaje (fig. 4.3) prin relația (v. și rel. 4.18) :

$$\eta_{TOT} = \frac{M_{CT}}{M_{CT} + \Delta M \phi_A} = \frac{P_{CT}}{P_{CT} + \Delta P \phi_A} \quad (4.46)$$

unde :

$$P_{CT} = M_{CT} \cdot \omega_{CT}$$

este puterea transmisă prin cuplajul torsional iar

$$\Delta P \phi_A = \Delta M \phi_A \cdot \omega_M \cup \omega_M = \omega_{CT}$$

este puterea transmisă de motorul de acționare.

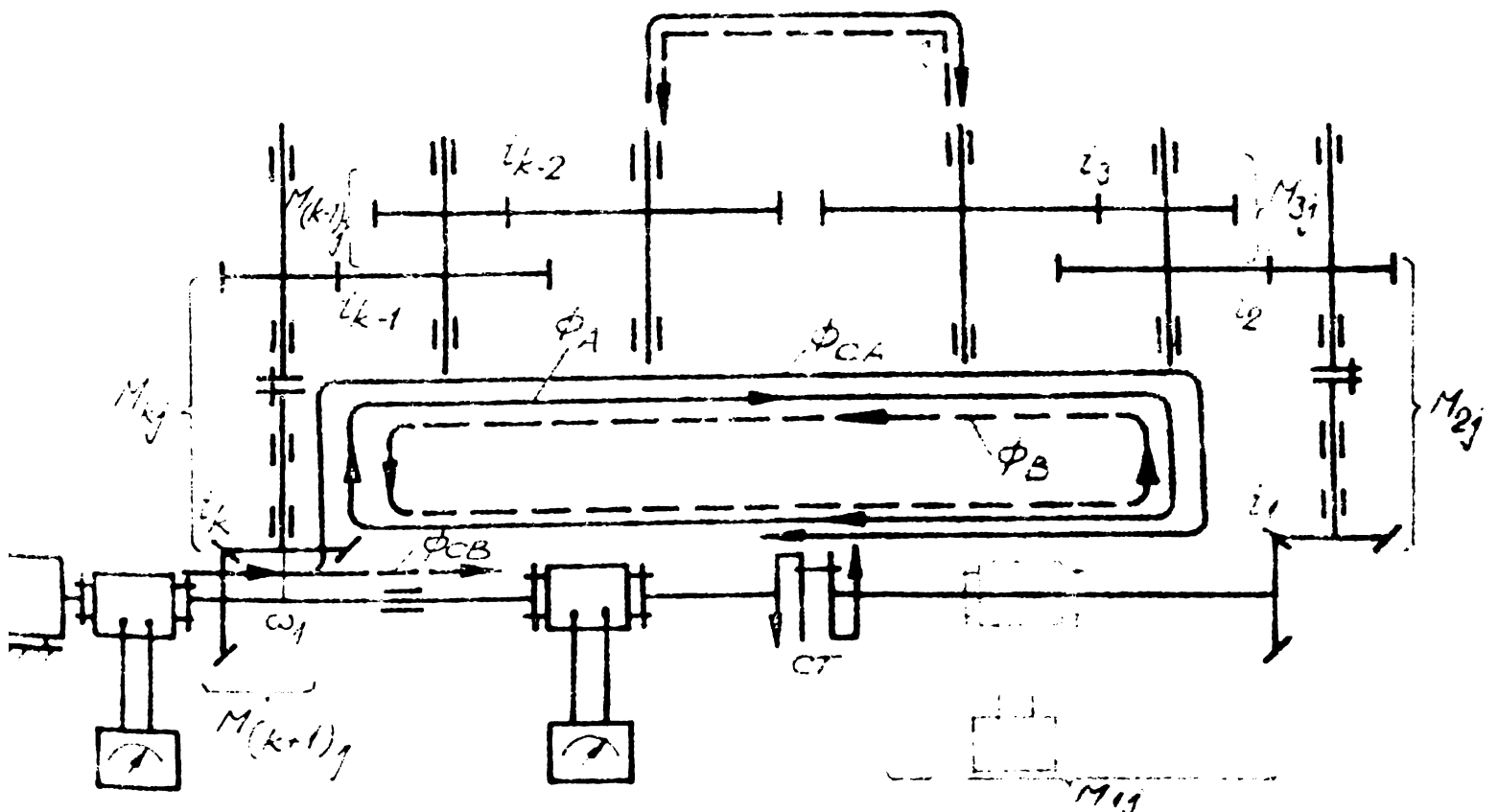


Fig. 4.3

Pentru sensul  $\phi_B$  al fluxului energetic randamentul circuitului se poate scrie :

$$\eta_{TOT} = \frac{M_{CT} - \Delta M \phi_B}{M_{CT}} = \frac{P_{CT} - \Delta P \phi_B}{P_{CT}} \quad (4.47)$$

unde

$$\Delta P \phi_B = \Delta M \phi_B \cdot \omega_M \quad \omega_M = \omega_{CT}$$

Foarte practic și relativ exact este sistemul gravimetric de măsurare a cuplurilor din circuit (fig.4.20, 4.22), măsura încărcării nominale fiind forța sau lungimea brațului.

Din compararea relațiilor (4.46) și (4.47) rezultă că pentru un calcul corect al randamentului, pe lângă parametrii  $M_{CT}$ ,  $\omega_{CT}$ ,  $\Delta M \phi_{A,B}$ ,  $\Delta P \phi_{A,B}$  trebuie cunoscute sensurile fluxurilor energetice din circuit.

#### 4.1.7. Traseul fluxului de compensare (secundar)

Din analiza figurilor 4.1 și 4.2 rezultă că lungimea traseului fluxului de compensare  $\phi_C$ , pentru cele două sensuri ale fluxului principal  $\phi_A$  și  $\phi_B$  este diferită și anume :

$$\Gamma_{\phi_{CA}} = \Gamma_{1,k}$$

respectiv

$$\Gamma_{\phi_{CB}} = \Gamma_{k,k+1} \quad (4.48)$$

Se observă că :

$$\Gamma_{\phi_{CA}} + \Gamma_{\phi_{CB}} = \Gamma_{1,k} + \Gamma_{k,k+1} = \Gamma_{1,k+1} = \Gamma_T = \Gamma_{\phi_A} = \Gamma_{\phi_B} \quad (4.49)$$

Diferența lungimii traseelor se stabilește prin relația :

$$\Delta \Gamma_{\phi_{CAB}} = \Gamma_{\phi_{CA}} - \Gamma_{\phi_{CB}} = 2\Gamma_{1,k} - \Gamma_T \quad (4.50)$$

În aprecierea standului prezintă importanță raportul traseelor (numit și coeficient de traseu)

$$\psi_{\Gamma_{\phi_{AB}}} = \frac{\Gamma_{\phi_{CA}}}{\Gamma_{\phi_{CB}}} \quad (4.51)$$

Cu aceste notații se pot defini lungimile relative ale traseelor :

$$\psi_{\Gamma_{\phi_{CA}}} = \frac{\Gamma_{\phi_{CA}}}{\Gamma_T} \quad (4.52)$$

$$\psi_{\Gamma_{\phi_{CB}}} = \frac{\Gamma_{\phi_{CB}}}{\Gamma_T}$$

respectiv diferența relativă între cele două trasee :

$$\Delta \overline{\Gamma}_{\phi_{CAB}} = \frac{\Gamma_{1,k} - \Gamma_{k,k+1}}{\Gamma_T} \quad (4.53)$$



#### 4.1.8. Raportul transformărilor cinematico-energetice

O măsură a lungimii traseelor fluxurilor de compensare o poate constitui numărul de transformări cinematico-energetice care caracterizează fiecare flux :  $T_{nj} \quad U_n \in [1...k+1]$

$$T\phi_{CA} + T\phi_{CB} = T_T \quad (4.54)$$

Raportul acestor transformări se poate scrie :

$$\psi_{T\phi_{CAB}} = \frac{T\phi_{CA}}{T\phi_{CB}} \quad (4.55)$$

iar diferența relativă :

$$\Delta T\phi_{CAB} = \frac{T_{1,k} - T_{k,k+1}}{T_T} \quad (4.56)$$

În cele ce urmează se analizează două circuite concrete, formate fiecare din două transmisii mecanice simetrice.

Standul din fig.4.4 prezintă o construcție tipică utilizată pentru încercarea angrenajelor.

O asemenea transmisie are în componența sa două perechi de roți dințate identice din punct de vedere geometric, din care una este de încercare iar cealaltă este de returnare.

Pentru roțile dințate epruvete s-a adoptat soluția clasică de angrenaje supuse unor încercări de durabilitate. Standul este echipat cu aparatură pentru citirea momentelor de răsucire, a turației și a temperaturii uleiului.

Cuplajul torsionometric se introduce pe tronsonul cinematic 7.

Pierderile mecanice se pot localiza în cuplaje (1,6,7,8,13,14), lagăre (2,4,9,12), contactul cu lubrifiantul (5,10) și în angrenare (3,11).

Se neglijează pierderile prin ventilare.

Pentru randamente se admit următoarele valori :

$$\eta_{1,6,7,8,13,14} = 0,99 \quad ;$$

$$\eta_{2,4,9,12} = 0,995 \quad ;$$

$$\eta_{3,11} = 0,99 \quad ;$$

$$\eta_{5,10} = 0,985 \quad .$$

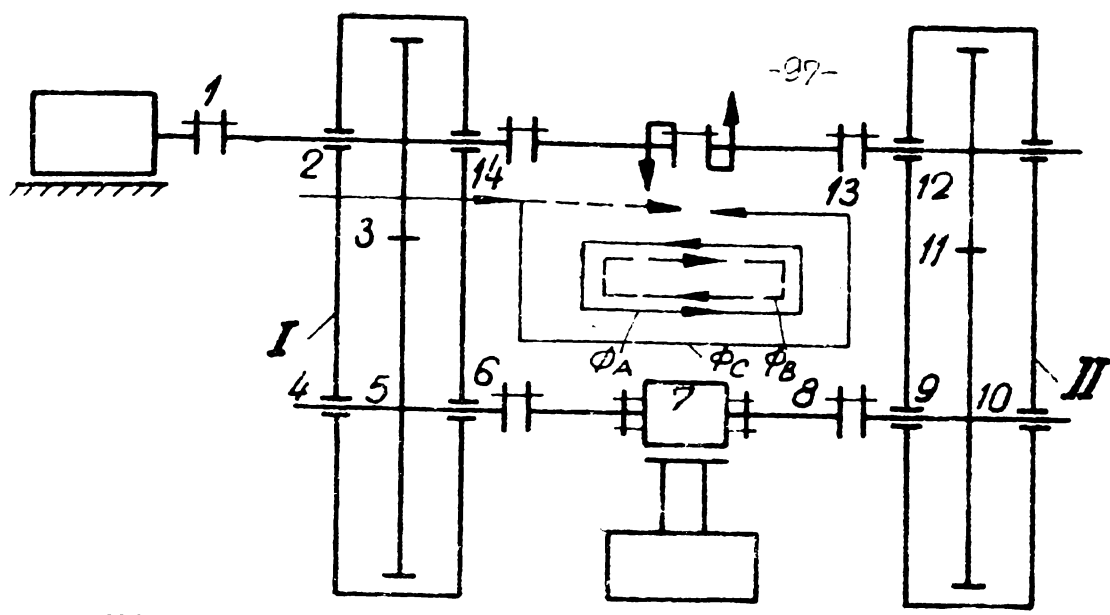


Fig. 4.4

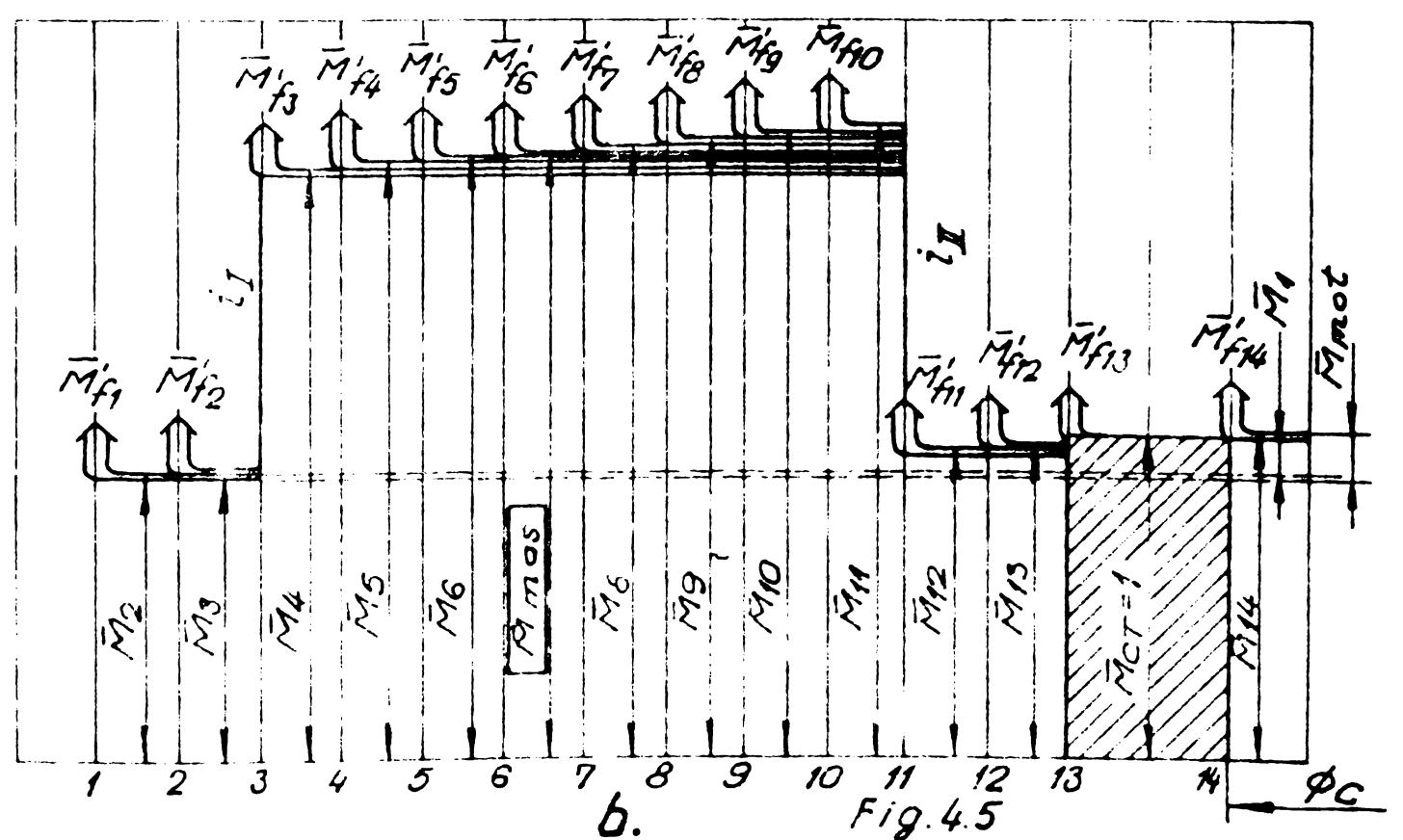
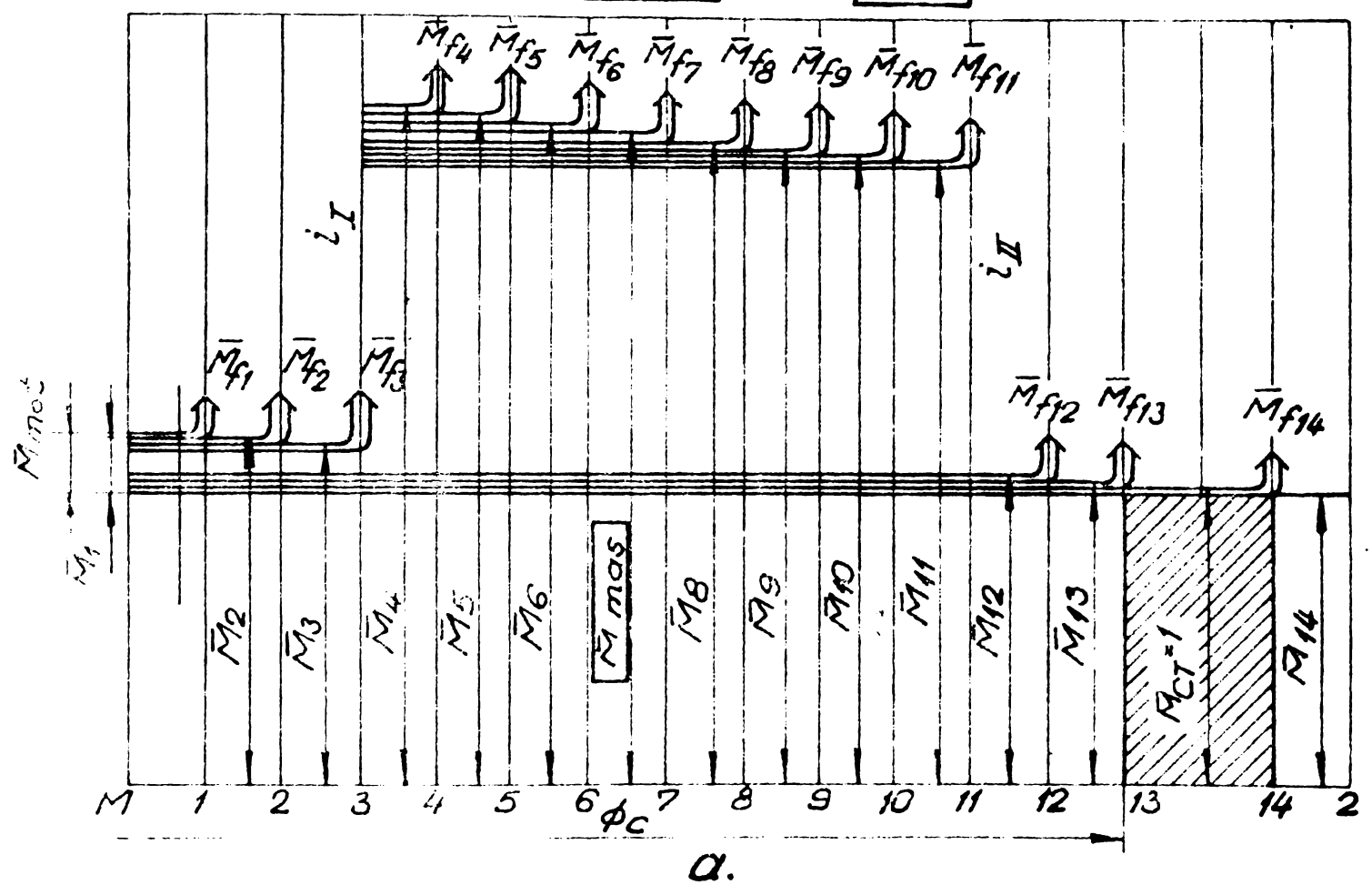


Fig. 4.5

Pentru început sensul fluxului se consideră cel indicat prin  $\phi_A$  (fig.4.4).

Momentele de răsucire se pot exprima cu ajutorul relațiilor (4.5 - 4.27) scrise sub forma :

$$M_{14} = M_{CT} \quad (4.57)$$

$$M_{13} = M_{14} + M_{f13} \quad (4.58)$$

$$M_{12} = M_{CT} + \sum_{j=12}^{13} M_{fj} \quad (4.59)$$

$$M_{11} = i_1 \cdot M_{12} + M_{f11} = i_1 (M_{CT} + \sum_{j=12}^{13} M_{fj}) + M_{f11} \quad (4.60)$$

$$\begin{aligned} & \vdots \\ & \vdots \\ M_7 &= M_{m\grave{a}s} = i_1 (M_{CT} + \sum_{j=12}^{13} M_{fj}) + \sum_{j=7}^{11} M_{fj} \quad (4.61) \\ & \vdots \\ & \vdots \end{aligned}$$

$$M_4 = i_1 (M_{CT} + \sum_{j=12}^{13} M_{fj}) + \sum_{j=4}^{11} M_{fj} \quad (4.62)$$

$$M_3 = \frac{M_4}{i_2} + M_{f3} = M_{CT} + \sum_{j=12}^{13} M_{fj} + \frac{1}{i_1} \sum_{j=4}^{11} M_{fj} + M_{f3} \quad (4.63)$$

$$M_2 = M_{CT} + \sum_{j=12}^{13} M_{fj} + \sum_{j=2}^3 M_{fj} + \frac{1}{i_1} \sum_{j=4}^{11} M_{fj} \quad (4.64)$$

$$M_1 = M_2 - (M_{CT} - M_{f14}) = \sum_{j=12}^{14} M_{fj} + \sum_{j=2}^3 M_{fj} + \frac{1}{i_1} \sum_{j=4}^{11} M_{fj} \quad (4.65)$$

Momentul motor în acest caz va fi :

$$M_{mot} = M_1 + M_{f1} = \sum_{j=12}^{14} M_{fj} + \sum_{j=1}^3 M_{fj} + \frac{1}{i_1} \sum_{j=4}^{11} M_{fj} \quad (4.66)$$

Pentru sensul fluxului notat cu  $\phi_B$  (fig.4.4) calculul momentelor are la bază relațiile (4.32-4.48), scrise sub forma :

$$M'_{14} = M_{CT} \quad (4.67)$$

$$M'_{13} = M'_{14} - M'_{f13} \quad (4.68)$$

$$M'_{12} = M'_{13} - \sum_{j=12}^{13} M'_{fj} \quad (4.69)$$

$$M'_{j1} = i_1 (M'_{12} - M'_{f11}) = i_1 (M_{CT} - \sum_{j=11}^{13} M'_{fj}) \quad (4.70)$$

$$M'_{10} = M'_{11} - M'_{f10} = i_1 (M_{CT} - \sum_{j=11}^{13} M'_{fj}) - M'_{f10} \quad (4.71)$$

⋮

⋮

$$M'_7 = M_{mas} = i_1 (M_{CT} - \sum_{j=11}^{13} M'_{fj}) - \sum_{j=7}^{10} M'_{fj} \quad (4.72)$$

⋮

⋮

$$M'_4 = i_1 (M_{CT} - \sum_{j=11}^{13} M'_{fj}) - \sum_{j=4}^{10} M'_{fj} \quad (4.73)$$

$$M'_3 = (M'_4 - M'_{f3}) \cdot \frac{1}{i_2} = M_{CT} - \sum_{j=11}^{13} M'_{fj} - \frac{1}{i_1} - \sum_{j=3}^{10} M'_{fj} \quad (4.74)$$

$$M'_2 = M_{CT} - \sum_{j=11}^{13} M'_{fj} - M'_{f2} - \frac{1}{i_1} \sum_{j=3}^{10} M'_{fj} \quad (4.75)$$

$$M'_1 = (M_{CT} + M'_{f14}) - M'_2 = \sum_{j=11}^{14} M'_{fj} + M'_{f2} + \frac{1}{i_1} \sum_{j=3}^{10} M'_{fj}, \quad (4.76)$$

Iar momentul motor necesar acționării standului va fi :

$$M'_{mot} = M'_1 + M'_{f1} = \sum_{j=1}^2 M'_{fj} + \sum_{j=11}^{14} M'_{fj} + \frac{1}{i_1} \sum_{j=3}^{10} M'_{fj} \quad (4.77)$$

Analizând relațiile (4.66) și (4.77) rezultă că atât formal

cît și cantitativ  $M_{\text{mot}} \neq M'_{\text{mot}}$ .

De asemenea se relevă faptul că, la același moment dezvoltat de dispozitivul de încărcare, momentele măsurate la cupla torsionometrică sînt diferite :

$$\Delta M_7 = M_7 - M'_7 = i \left( \sum_{j=12}^{13} M_{fj} + \sum_{j=11}^{13} M'_{fj} \right) + \sum_{j=7}^{11} M_{fj} + \sum_{j=7}^{10} M'_{fj} \quad (4.78)$$

Rezultatele calculelor făcute în baza rel. 4.57-4.80 sînt consemnate în Anexa 4, în care s-au introdus următoarele notații :

$$\overline{M}_j = \frac{M_j}{M_{CT}} \quad ; \quad \overline{\Delta M}_{jAB} = \frac{\Delta M_{jAB}}{M_{CT}} \cdot 100 \quad ; \quad (4.79)$$

$$\overline{M}_{fj} = \frac{M_{fj}}{M_{CT}} \cdot 100 \quad ; \quad \overline{\Delta M}_{fjAB} = \frac{\Delta M_{fjAB}}{M_{CT}} \cdot 100$$

Anexa 4 pune în evidență diferențe relative sensibile între momentele de pe contur corespunzătoare sensurilor fluxurilor  $\phi_A$  respectiv  $\phi_B$ .

Amplasarea unui cuplaj torsionometric pe tronsonul 7 dă posibilitatea citirii momentelor din această zonă și anume :

$$M_7 = 2,13504 M_{CT}$$

$$M'_7 = 1,8734975 M_{CT}$$

din care rezulta o diferență la schimbarea sensului fluxului de :

$$\Delta M_7 = M_7 - M'_7 = 0,2615461 M_{CT}$$

Valori absolute ale acestei diferențe  $\Delta M_{jAB} = \overline{\Delta M}_{jAB} \cdot M_{CT}$ , pentru diferite momente nominale  $M_{CT}$  sînt date în Anexa 5 .

În diagramele din fig. 4.6 se trasează diferențe absolute între momentele corespunzătoare fluxului  $\phi_A$  respectiv  $\phi_B$ .

Se observă că diferențele maxime absolute se înregistrează pe tronsonul 4 (între  $M_4$  și  $M'_4$ ).

În continuare se prezintă rezultatele calculelor făcute pentru momentele nominale și pierderile mecanice în cazul unui stand utilizat pentru rodarea unor reductoare conico-cilindrice (fig. 4.7) -

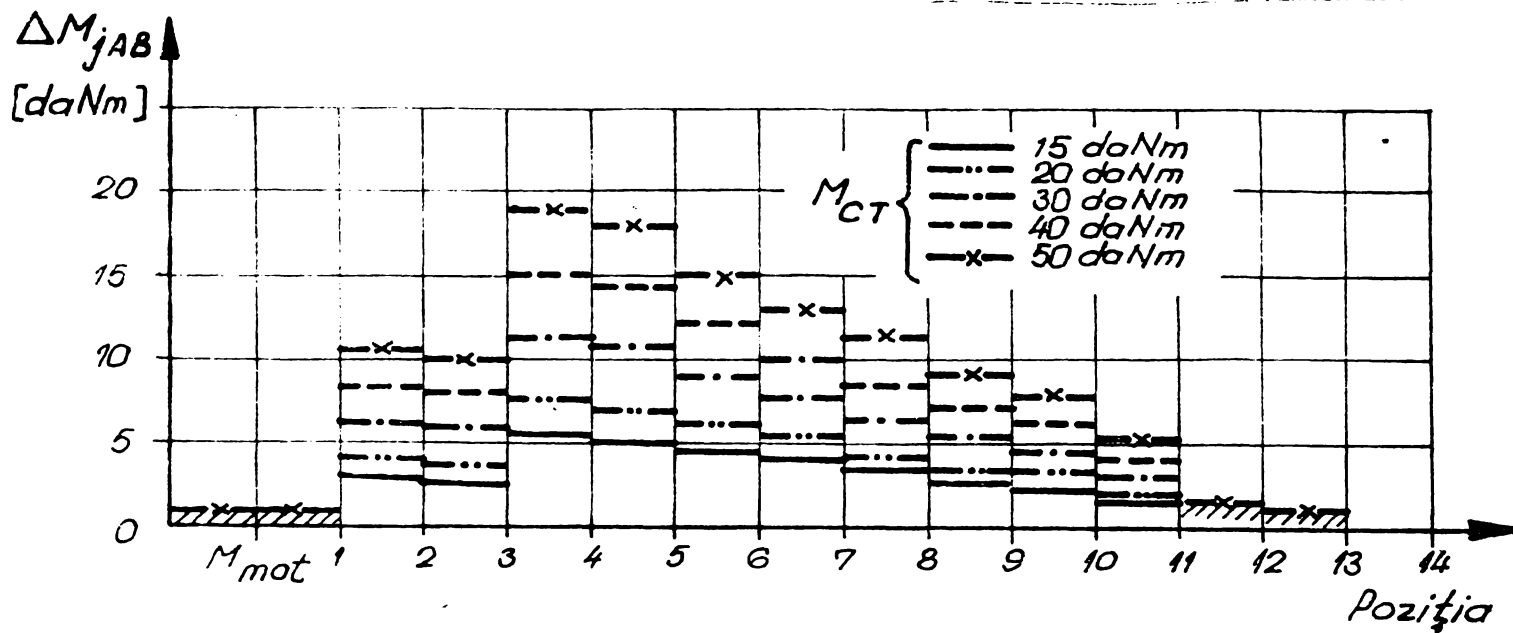


Fig.4.6

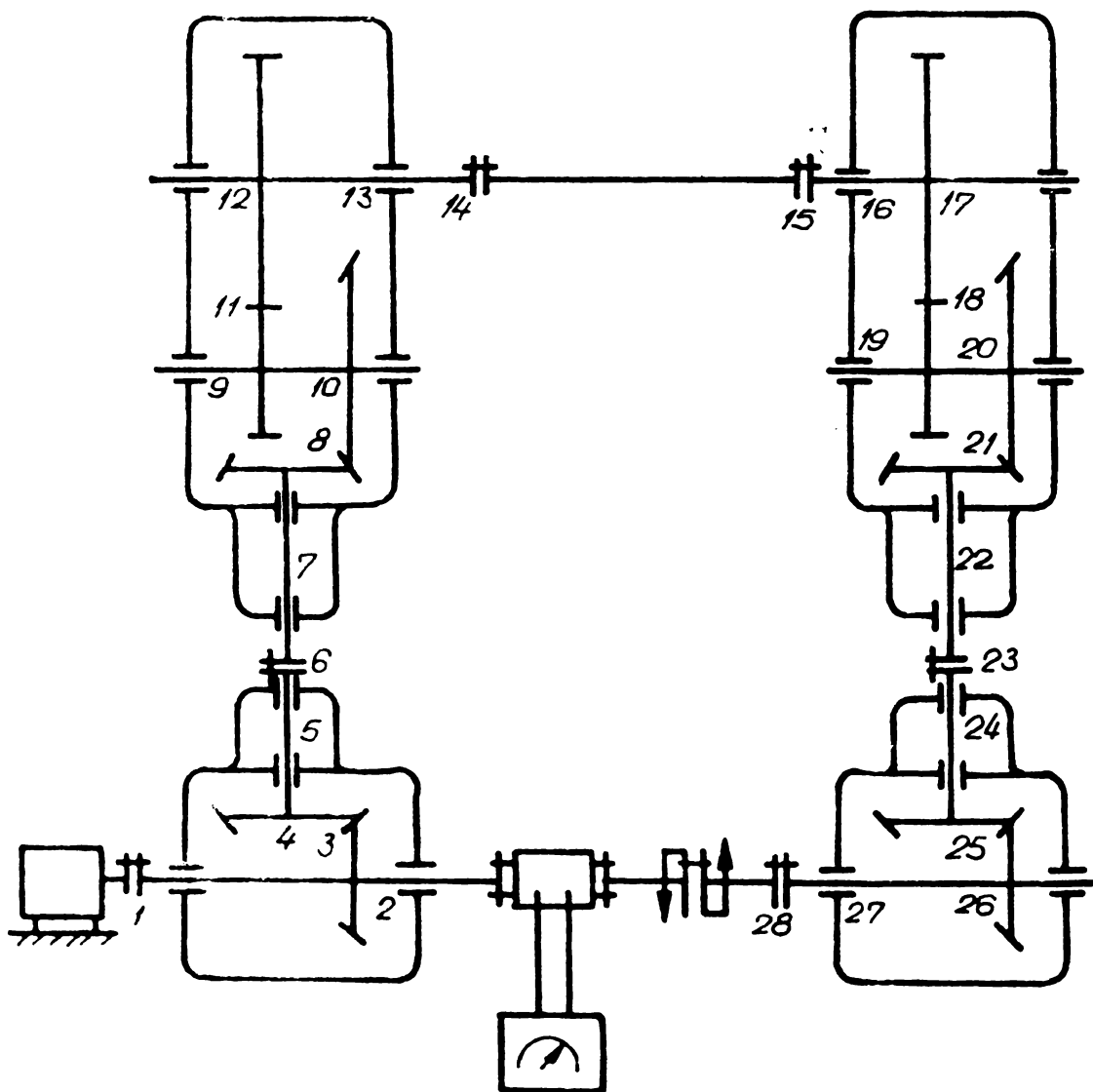


Fig.4.7

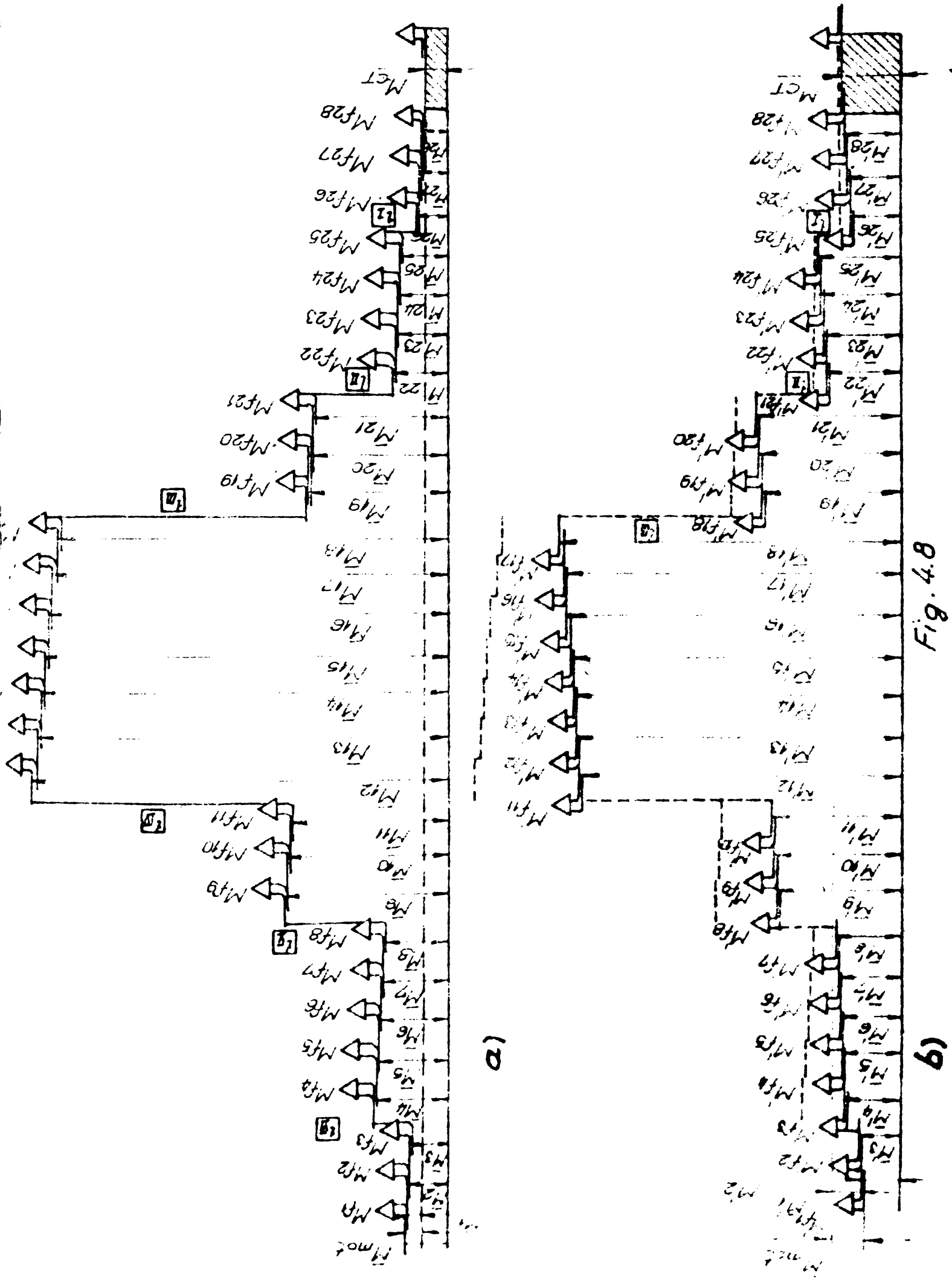


Fig. 4.8

transmisii foarte mult utilizate în construcția de mașini.

Valorile randamentelor parțiale s-au menținut de la cazul precedent.

Rapoartele de transmitere adoptate sînt :  $i_1 = 1,5$  ;  $i_2 = 2$  ;  $i_3 = 2,5$  ;  $i_4 = 0,4$  ;  $i_5 = 0,5$  ;  $i_6 = 1/1,5$ .

Din analiza standului rezultă pierderi mecanice în 28 de puncte.

Epurele momentelor nominale și rezultatele calculelor sînt prezentate în fig.4.8 și anexa 6, iar momentele relative în anexa 7.

Analiza acestor diagrame pune în evidență cîteva elemente importante și anume :

- pentru fluxul  $\phi_A$  momentul maxim apare în secțiunea 12 ;  $M_{12} = 8,809095 M_{CT}$ , iar în cazul fluxului  $\phi_B$  în secțiunea 18 ;  $M'_{18} = 6,782689 M_{CT}$ .

- diferențele maxime între valorile momentelor pentru un sens sau altul al fluxului se înregistrează în poz.12. Astfel pentru  $M_{CT} = 50 \text{ daNm} \Rightarrow \Delta M_{12AB} = 121,183 \text{ daNm}$  iar pentru  $M_{CT} = 100 \text{ daNm} \Rightarrow \Delta M_{12AB} = 242,3654 \text{ daNm}$ . Prin urmare, în cazul transmisiilor cu mai multe trepte, din cauza diferențelor mari de sarcini pe cele două flancuri, este contraindicată înscrierea în circuit a mai mult de două reductoare.

#### 4.2. Coeficientul dinamic al standurilor de încercare cu flux energetic închis mecanic.

Dinamica angrenajelor a fost în majoritatea cazurilor asociată transferului energetic de la o roată la alta, comportamentul dinamic fiind subliniat prin relații de calcul fie pentru forța dinamică suplimentară [18;190;195] fie pentru coeficientul dinamic al angrenajelor [18;113;119;201;209]. Principali factori luați în considerare au fost : sarcina nominală (sau încărcarea nominală specifică), turația, viteza periferică, gradul de acoperire, unghiul de angrenare, unghiul de înclinare, pasul pe cercul de bază, eroarea pasului de bază, eroarea cumulată a pasului circular (sau alte erori), modulul, distanța dintre axe, lățimea roții, rigiditatea medie flexională a unei perechi de dinți în angrenare, caracteristicile mecanice ale materialelor roților etc.

Cercetările nu s-au extins asupra dinamicii standului propriu-  
is pentru încercare și rodare.



În § 3.3 s-au stabilit expresii pentru calculul forței dinamice din circuit și s-a demonstrat că asupra unui angrenaj montat într-un circuit mecanic închis va acționa o sarcină dinamică superioară celei care apare într-un stand nerecuperativ.

Pentru a releva modul în care un anumit tip de stand reacționează - din punct de vedere dinamic - la aceiași stimuli exteriori, se propune introducerea unui indice de referință ; coeficientul dinamic al standului.

Se consideră mecanismul din fig.3.13 și cazul limită când arborele A nu antrenează nimic. Prin urmare  $m_3 = 0$ .

În consecință, expresia sarcinii dinamice (v. rel.3.34) ia forma :

$$Q_{ds2} = k_2 \Delta p_b \left[ 1 - \frac{k_2 t^2}{2 m_2 + k_2 t^2} \right] \quad (4.80)$$

Se definește coeficient dinamic al standului de încercare cu flux energetic închis mecanic raportul :

$$C_D = \frac{Q + Q_{ds2}}{Q + Q_{ds2}} = \frac{Q + k_2 \Delta p_b \left[ 1 - \frac{k_2 t^2}{2 m_2 + (k_2 + k_3) t^2} \right]}{Q + k_2 \Delta p_b \left[ 1 - \frac{k_2 t^2}{2 m_2 + k_2 t^2} \right]} \quad (4.81)$$

și coeficient de amplificarea dinamică a standului :

$$C_D = \frac{Q_{ds2}}{Q_{ds2}} = \frac{1 - \frac{k_2 t^2}{2 m_2 + (k_2 + k_3) t^2}}{1 - \frac{k_2 t^2}{2 m_2 + k_2 t^2}} \quad (4.82)$$

unde  $Q$  este forța din angrenare.

Se observă dependența coeficientului dinamic de viteza unghiulară a elementului motor (prin intermediul timpului  $t$ ), de forța din angrenare și de erorile de execuție, de constantele elastice și masele antrenate.

Acest coeficient permite evaluarea corectă a rezultatelor încercărilor efectuate pe standurile cu flux energetic închis mecanic, prin aprecierea creșterii reale a solicitării dinților datorită funcționării roților în stand cu circuit închis.

În mod obișnuit coeficientul dinamic al standului se determină pe cale experimentală, prin măsurarea amplitudinii maxime a momentului de torsiune la arborele 1.

#### 4.3 . Modelarea mecanică și electrică a standurilor cu circuit energetic închis.

În multe cazuri analiza unor sisteme mecanice se face înlocuind aceste sisteme prin modele astfel încât se poate prevedea din timp și obiectiv funcționarea unui anumit tip de transmisie. Analiza se poate face pe modele mecanice, care la rândul lor se pot substitui prin circuite electrice sau analogice. Aceste operații au la bază analogia dintre răspunsul unui circuit mecanic la o excitație mecanică și răspunsul unui circuit electric la o excitație electrică.

În principiu modelarea electrică se poate face prin circuite pasive, constituite din rezistențe, capacități și inductanțe, care imprimă circuitului un răspuns dinamic similar cu răspunsul circuitului mecanic și prin circuite active, componentele fiind amplificatoare de curent continuu.

La baza analogiei dinamice stă observația ca legile de mișcare a lui Newton-D'Alembert scrise pentru o masă din sistemul mecanic ( $\sum F - ma = 0$ ), au o formă analoagă legilor lui Kirchhoff scrise pentru circuitele electrice.

Admițând că forțele care acționează într-un punct al unui sistem mecanic au ca și corespondență căderile de tensiune de pe conturul închis al unui circuit electric, atunci bucla electrică este analogul nodului (punctului) mecanic în care acționează forțele. Această analogie forță-tensiune se mai numește și analogie directă.

Dacă în schimb forțelor care acționează într-un nod al sistemului mecanic le corespund curenții dintr-un nod al circuitului electric atunci nodul electric este analogul nodului mecanic (analogie inversă).

Astfel izolând un corp de masă  $m$ , aflat sub acțiunea forței  $F$  și introducând legăturile impuse de deformarea elastică a arcului

și de amortizarea vîscoasă, echilibrul forțelor este redat prin ecuația :

$$F - m\ddot{x} - c\dot{x} - kx = 0 \quad (4.83)$$

Pe baza ecuației de mai sus se poate compune un circuit electric pentru care legile lui Kirchoff se redau prin relația :

$$e - L\ddot{q} - R\dot{q} - \frac{1}{c} q = 0 \quad (4.84)$$

Sub altă formă ecuațiile (4.93) și (4.94) se pot scrie :

$$F - m \frac{dv}{dt} - cv - k \int v dt = 0 \quad (4.85)$$

respectiv

$$e - L \frac{di}{dt} - Ri - \frac{1}{c} \int i dt = 0 \quad (4.86)$$

sau în cazul transformării indirecte :

$$i - C \frac{de}{dt} - G.e - \frac{1}{k} \int e dt = 0 \quad (4.87)$$

Prin compararea ecuațiilor (4.83) - (4.86) se constată analogii între forța  $F$  și tensiunea  $e$ , între sarcina electrică  $q$  și deplasarea  $x$ , între curentul  $i$  și viteza  $\dot{x}$ , între inductanța  $L$  și masa  $m$ , între rezistența  $R$  și coeficientul de amortizare  $c$ , între capacitatea  $C$  și flexibilitatea  $1/k$ .

În cel de-al doilea caz analogiile se constată între : curentul  $i$  și forța  $F$ , căderea de tensiune  $e$  și viteza  $\dot{x}$ , capacitatea  $C$  și masa  $m$ , conductanța  $G$  și coeficientul de amortizare vîscoasă  $c$ , inductanța  $L$  și flexibilitatea  $1/k$ .

În acest mod se poate observa că exprimînd elementele de excitație (forță, tensiune) cu aceeași funcție de timp, atunci mărimile tensiunilor și curenților se constituie în măsuri ale forțelor, vitezelor și deplasărilor din sistemul mecanic.

Dinamica angrenării constituind preocupări mai vechi [108;160;166;208] modelele mecanice adoptate au reprodus cazurile angrenării singulare și angrenării duble, luîndu-se în considerare rigiditatea finită a dinților și într-o măsură mai mică, amortizarea elastohidrodinamică asigurată de pelicula de ulei de pe flancuri.

În cazul angrenării duble perechile de dinți în contact sînt modelate prin perechi de arcuri legate în paralel.

Așa cum s-a arătat în § 3.4, particularitățile transmiterii sarcinilor prin contactul flancurilor, au drept consecință oscilații periodice ale rigidității totale (echivalente) și a deformațiilor, fenomene care se pot analiza riguros cu ajutorul modelelor.

Astfel în fig. 4.9 se prezintă modelul mecanic pentru standul din fig. 3.16 (se conservă premisele de la § 3.3.1).

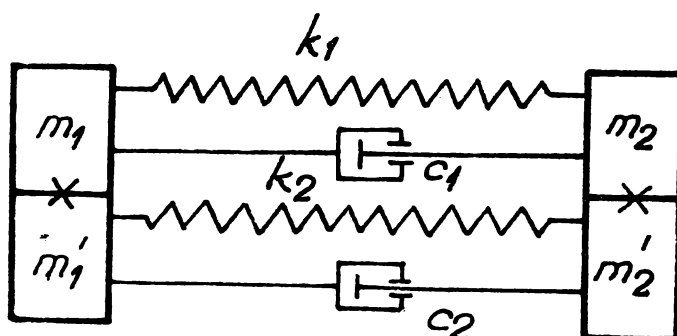


Fig.4.9

Ecuațiile diferențiale de mișcare se pot scrie :

$$m_{o1} \frac{d^2 x_1}{dt^2} + c_o \frac{d}{dt} (x_1 - x_2) + k_o (x_1 - x_2) = 0 \quad (4.88)$$

$$m_{o2} \frac{d^2 x_2}{dt^2} - c_o \frac{d}{dt} (x_1 - x_2) - k_o (x_1 - x_2) = 0,$$

forma fiind analoagă relațiilor (3.49)

Pentru circuitul din fig. 3.18, modelul mecanic se redă în fig.4.10

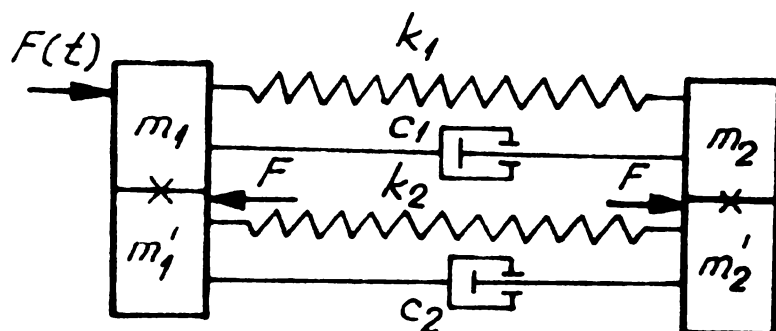


Fig.4.10

iar ecuațiile de mișcare corespunzătoare sînt :

$$\begin{aligned}
 m_{o1} \frac{d^2 x_1}{dt^2} + c_o \frac{d}{dt} (x_1 - x_2) + k_o (x_1 - x_2) &= F(t) \\
 m_{o2} \frac{d^2 x_2}{dt^2} - c_o \frac{d}{dt} (x_1 - x_2) - k_o (x_1 - x_2) &= -F(t)
 \end{aligned}
 \tag{4.89}$$

formă analoagă relațiilor (3.76)

Modelul mecanic pentru un stand în circuit închis cu considerarea rigidității finite a dinților în angrenare precum și a amortizării vîscoase este redat în fig.4.11

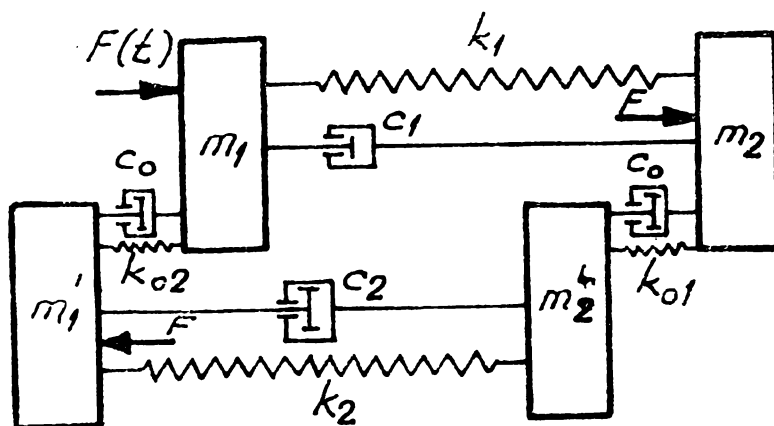


Fig. 4.11

Ecuațiile de mișcare în acest caz sînt :

$$\left\{ \begin{aligned}
 m_1 \ddot{x}_1 + c_1 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1 (x_1 - x_2) + c_1' (\dot{x}_1 - \dot{x}_1') + k_1' (x_1 - x_1') &= F(t) \\
 m_2 \ddot{x}_2 - c_1 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - k_1 (x_1 - x_2) + c_2' (\dot{x}_2 - \dot{x}_2') + k_2' (x_2 - x_2') &= -F(t) \\
 m_1' \ddot{x}_1' - c_1' (\dot{x}_1 - \dot{x}_1') - k_1' (x_1 - x_1') + c_2 (\dot{x}_1' - \dot{x}_2') + k_2 (x_1' - x_2') &= F(t) \\
 m_2' \ddot{x}_2' - c_2' (\dot{x}_2 - \dot{x}_2') - k_2' (x_2 - x_2') - c_2 (\dot{x}_1' - \dot{x}_2') - k_2 (x_1' - x_2') &= -F(t)
 \end{aligned} \right.
 \tag{4.90}$$

Tinînd seama și de erorile pasului de bază  $\Delta p_{b1}$  și  $\Delta p_{b2}$ ,

specifice angrenării celor două perechi de roți dințate, modelul din fig.4.11 devine redat în fig.4.12 când ecuațiile de mișcare iau forma :

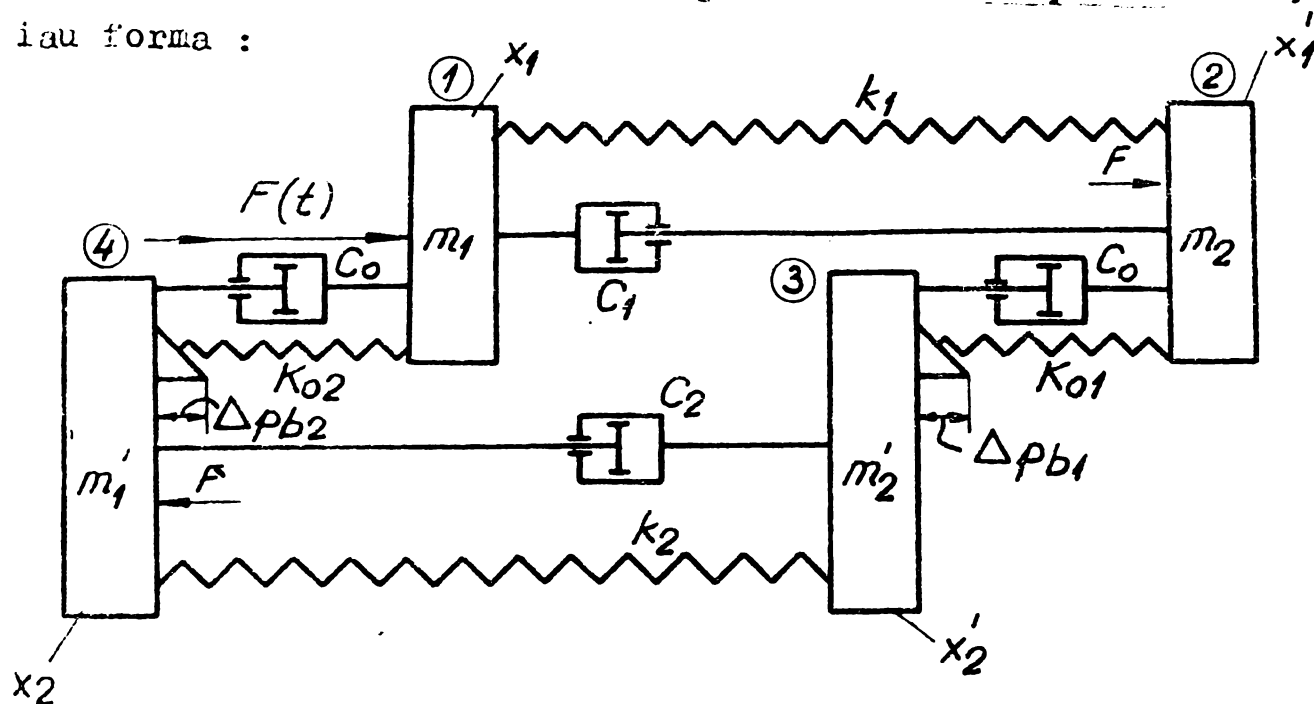


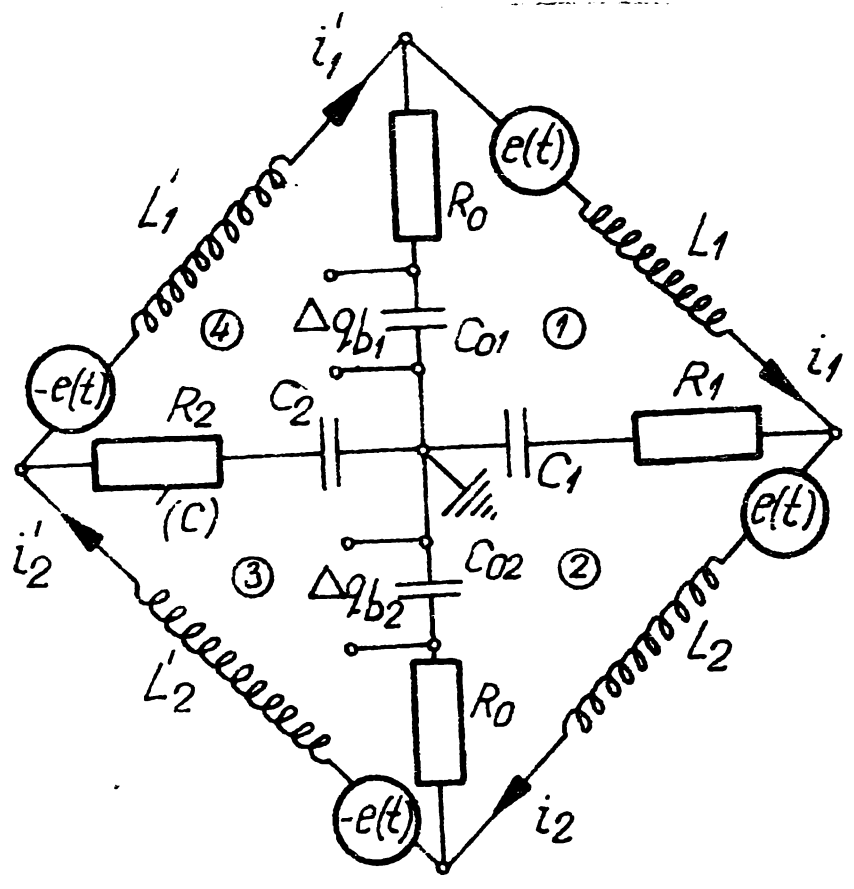
Fig.4.12

$$\begin{cases}
 m_1 \ddot{x}_1 + c_1 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1 (x_1 - x_2 + \Delta p_{b1}) + c'_1 (\dot{x}_1 - \dot{x}'_1) + k'_1 (x_1 - x'_1) = F(t) \\
 m_2 \ddot{x}_2 - c_1 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - k_1 (x_1 - x_2 + \Delta p_{b2}) + c'_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}'_2) + k'_2 (x_2 - x'_2) = -F(t) \\
 m'_1 \ddot{x}'_1 - c'_1 (\dot{x}_1 - \dot{x}'_1) - k'_1 (x_1 - x'_1 - \Delta p_{b1}) + c_2 (\dot{x}'_1 - \dot{x}'_2) + k_2 (x'_1 - x'_2) = F(t) \\
 m'_2 \ddot{x}'_2 - c'_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}'_2) - k'_2 (x_2 - x'_2 - \Delta p_{b2}) - c_2 (\dot{x}'_1 - \dot{x}'_2) - k_2 (x'_1 - x'_2) = -F(t)
 \end{cases}
 \tag{4.91}$$

Modelul electric corespunzător modelului mecanic din fig. 4.12 este reprodus în fig. 4.13 (v.anexa 8)

Scrierea legilor lui Kirchhoff conduce la următorul sistem de ecuații integro-diferențiale :

$$\begin{cases}
 m_1 \dot{i}_1 + c_1 (i_1 - i_2) + \frac{1}{k_1} \int (i_1 - i_2) dt + \frac{1}{k'_1} \int (i_1 - i'_1) dt + c'_1 (i_1 - i'_1) = F(t) \\
 m_2 \dot{i}_2 - c_1 (i_1 - i_2) - \frac{1}{k_1} \int (i_1 - i_2) dt + \frac{1}{k'_2} \int (i_2 - i'_2) dt + c'_2 (i_2 - i'_2) = -F(t) \\
 m'_1 \dot{i}'_1 - c'_1 (i_1 - i'_1) - \frac{1}{k_1} \int (i_1 - i_2) dt + \frac{1}{k_2} \int (i'_2 - i'_2) dt - c_2 (i'_1 - i'_2) = -F(t) \\
 m'_2 \dot{i}'_2 - c'_2 (i_2 - i'_2) - \frac{1}{k_1} \int (i_1 - i_2) dt + \frac{1}{k_2} \int (i'_1 - i'_2) dt + c_2 (i'_1 - i'_2) = F(t)
 \end{cases}
 \tag{4.92}$$



Fif.4.13

Se observă că sistemele de ecuații (4.90) și (4.91) scrise pentru modelele mecanice sînt analoge cu sistemul de ecuații (4.92) scris pentru modelul electric. Parametrii circuitului electric sînt redați în Anexa 8 (pentru un caz concret ales).

4.4. Automatizarea regimurilor de încărcare a sistemelor mecanice în circuit energetic închis.

În capitolul 1 s-au prezentat tipurile de standuri cu circuite mecanice recuperative. Așa cum s-a precizat în acest capitol, standurile prevăzute cu posibilități de încărcare numai în repaus - deși unele dispun de o construcție mai simplă - sînt caracterizate de o serie de dezavantaje funcționale pentru care nu s-a recomandat utilizarea lor. Unul din principalele dezavantaje îl constituie imposibilitatea realizării automatizării regimurilor de încărcare. O asemenea cerință trebuie să îndeplinească orice stand modern destinat încercării și rodării transmisiilor mecanice, avantajele fiind atît funcționale cît și economice.

Soluțiile adoptate vizează în primul rînd reproducerea unui anumit tip de histogramă pentru încărcare (v. § 6.2).

Tensionarea poate avea caracter cvasistaționar sau variabil pe ciclu (cu amplitudini variabile sau constante).

Creșterea încărcării se poate realiza în trepte sau continuu

(formă liniară, parabolică sau după o lege oarecare).

Standurile prevăzute cu sisteme de automatizare a încărcării au un circuit principal pentru circulația fluxului energetic și un circuit secundar, de comandă a încărcării.

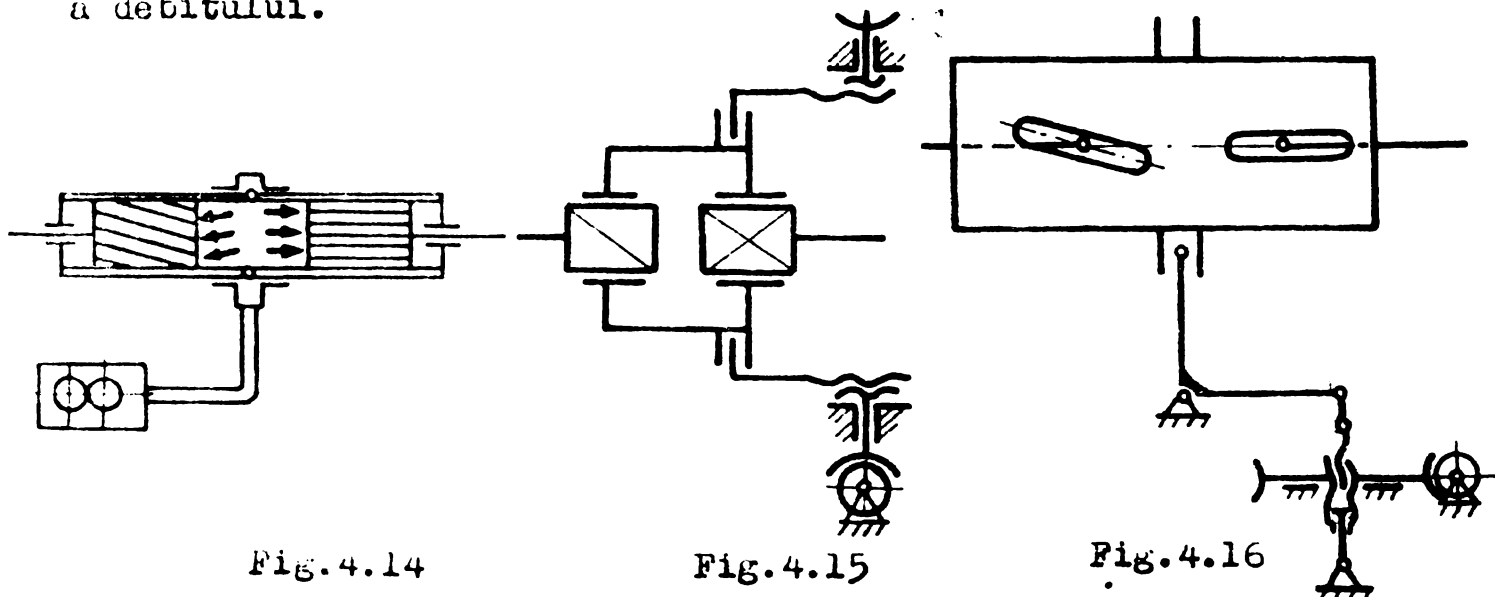
Acționarea elementului de comandă se poate face pe cale mecanică, hidraulică, pneumatică, electrică sau combinații ale acestora.

Elementele de comandă a încărcării pot prelua, în general, fie mișcări de translație (axiale) fie mișcări de rotație (tangențiale).

În cele ce urmează se prezintă câteva soluții care se pot adopta pentru a realiza mișcarea relativă continuă la elementul de comandă.

În fig. 4.14-4.19 se dau exemple pentru realizarea mișcării de translație a elementelor de comandă.

Astfel în fig. 4.14 deplasarea axială continuă a manșonului dublu canelat se realizează prin acționare hidrostatică de la o motopompă, care poate funcționa la caracteristica  $P \cdot Q = \text{const.}$ , în circuit fiind prevăzut un relee cu reglare automată continuă a debitului.



În fig. 4.15 se prezintă o variantă a soluției din fig. 4.16, comanda deplasării axiale a manșonului dublu canelat asigurându-se de la mecanismul șurub-piuliță antrenat printr-o transmisie reductoare (angrenaje melcate sau planetare). O variantă asemănătoare se poate prescrie pentru deplasarea axială a manșonului cu canal înclinat din fig. 4.16

În fig. 4.17 se vedă soluția de încărcare continuă adoptată în cazul unui dispozitiv de tensionare care are în construcția sa un șurub cu bile iar în fig. 4.18 se indică un dispozitiv cu



cremalieră adoptat pentru încărcarea standului din fig.6.15.

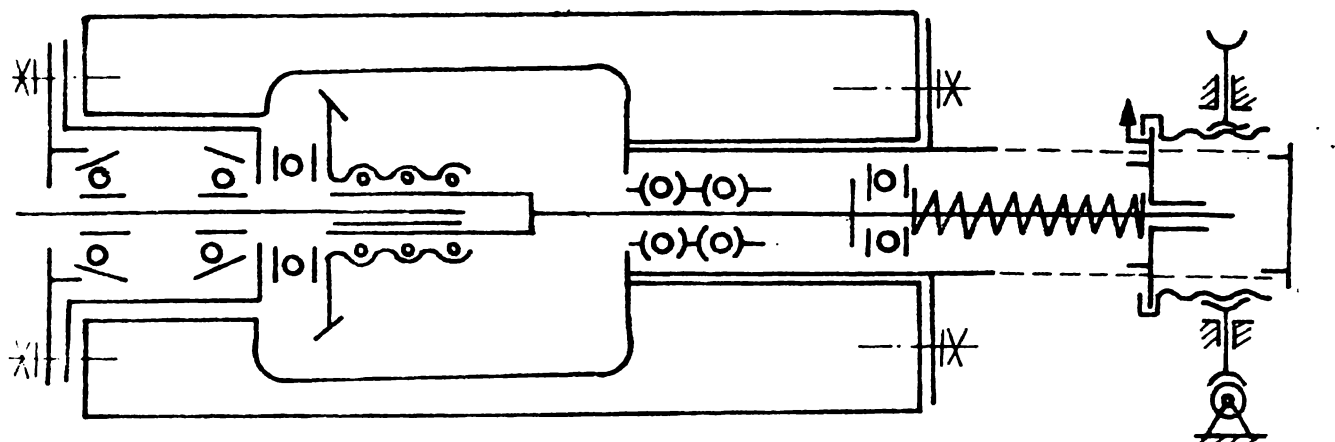


Fig.4.17

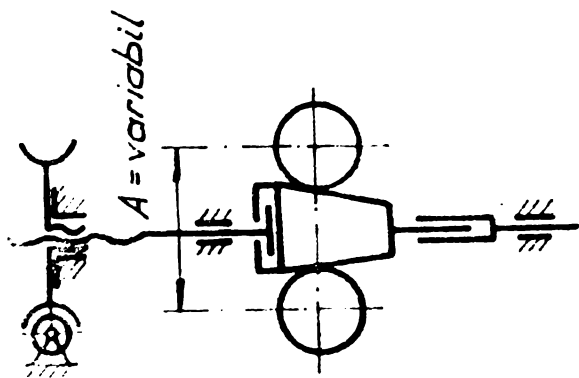


Fig.4.18

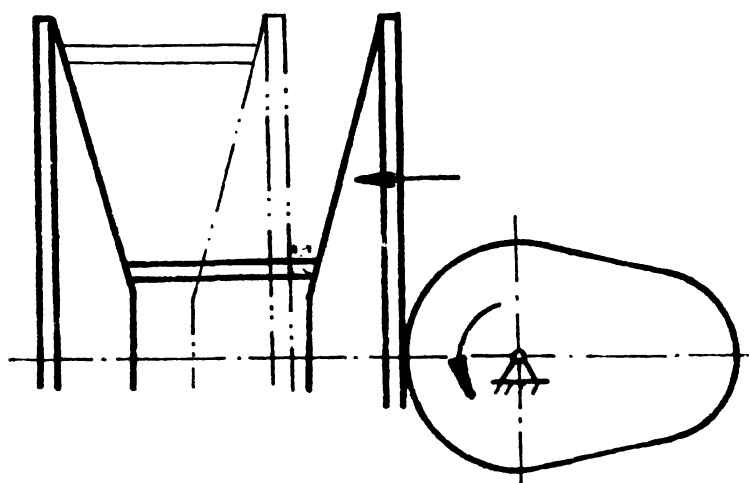


Fig.4.19

Pentru deplasarea automată a discului mobil de la un variator de turație (utilizat la un stand inerțial) se poate prevedea o acționare printr-un mecanism cu camă (fig.4.19).

Sistemele de mai sus se pot utiliza și pentru standurile bazate pe împingerea axială a roților dințate cu dantură înclinată.

Foarte accesibile pentru automatizare sînt standurile care se tensionează prin bascularea unor carcase.

Astfel în fig.4.20 și 4.21 se prezintă două standuri tip Kudriavțev, primul acționat printr-un mecanism cu șurub-piuliță iar celălalt acționat prin mecanisme cu camă (cu brațe constante ale forțelor).

În fig.4.22 este redat un procedeu de încărcare continuă bazat pe variația brațului forței.

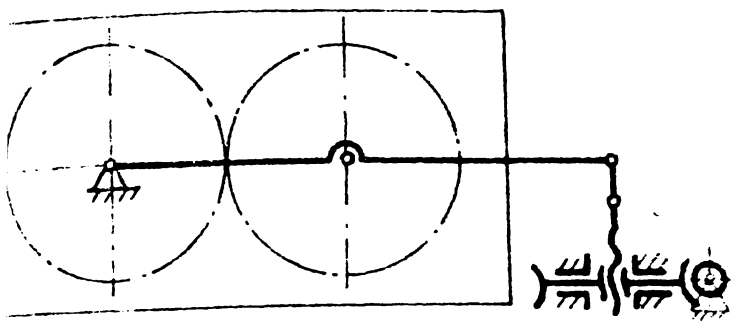


Fig.4.20

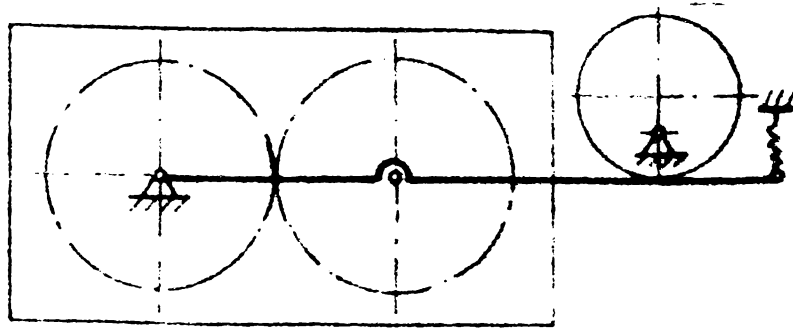


Fig.4.21

Foarte practice sînt pentru încărcare continuă sistemele cu comandă hidrostatică,electrică sau electronică.

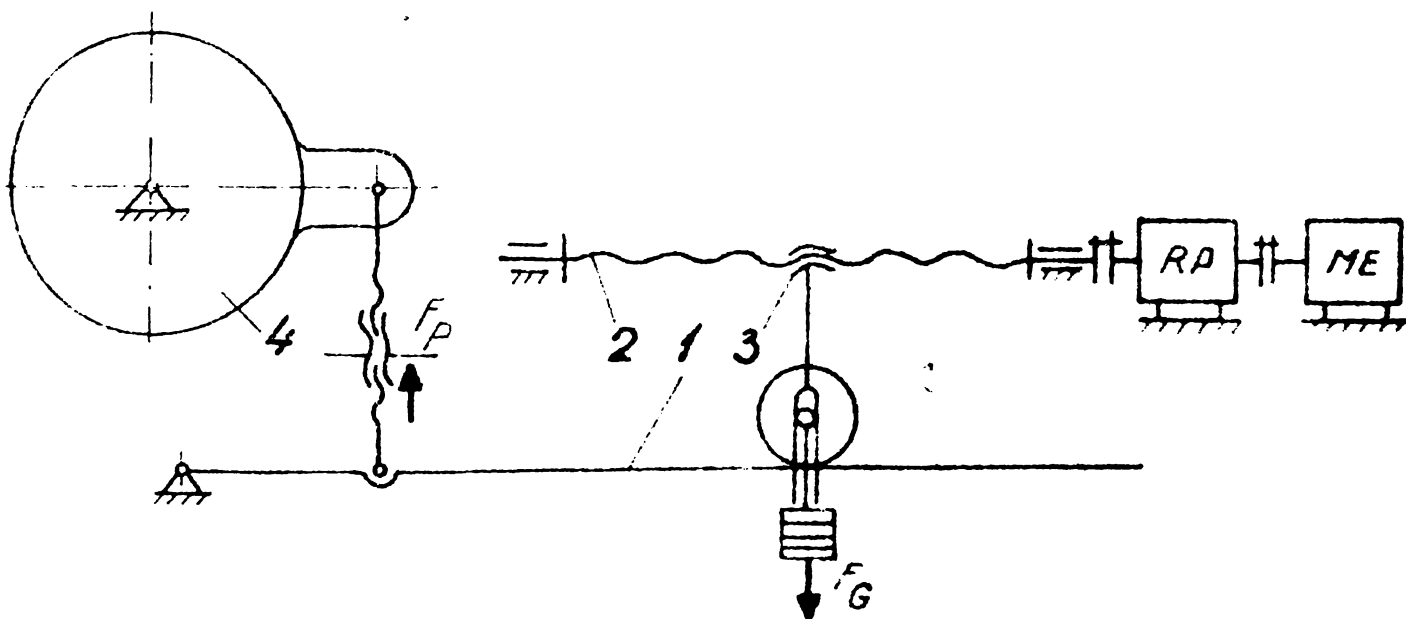


Fig.4.22

În vederea încărcării cu sarcini variabile (v.Ş 6.2) se pot inseria dispozitivele care realizează încărcarea nominală după o anumită lege cu generatoare de pulsații.

## Capitolul 5

### SINTEZA MECANISMELOR STANDURILOR DE INCERCARE SI RODARE A ANGRINAJELOR

Standurile moderne, destinate încercării și rodării transmisiilor mecanice, cuprind în structura lor un circuit principal, ca suport material al fluxului energetic de bază și un circuit secundar, de comandă.

Mecanismele din circuitul principal - roți dințate, cuplaje etc. - au constituit obiectul unor preocupări de sinteză și analiză, larg extinse și în prezent

În schimb, circuitul secundar, în majoritatea cazurilor n-a fost prevăzut și nici n-a constituit obiect de sinteză funcțională.

În componența acestor circuite intră :

- mecanisme pentru transmiterea mișcării ;
- mecanisme pentru reglarea sarcinii.

În ansamblu, rolul acestor mecanisme este de a transmite și transforma mișcarea după legi determinate și de a asigura caracteristici corespunzătoare fluxului energetic principal.

Prin urmare, parametrii geometrici, cinematici și cinetostatici ai mecanismelor din circuitul secundar vor rezulta - prin sinteză - pornind de la legile impuse fluxului energetic de bază.

Aceasta are avantajul că, funcție de regimul cinematic adaptat pentru circuitul principal și de durata încercării lor se pot obține, cu eforturi tehnico-economice minime, diverse histograme de încărcare, pe baza cărora să se poată determina varianta optimală.

#### 5.1. Sinteza mecanismelor pentru transmiterea mișcării din circuitul secundar.

Aceste mecanisme au rolul de a acorda parametrii cinematici ai mecanismelor de reglare a sarcinii cu ai motorului de acționare.

În mod obișnuit mecanismele de comandă a mișcării reduc turația la valori foarte mici, funcție de perioada de staționare pe stand impusă produsului.

Cea mai simplă soluție o prezintă reductoarele melcate înseriate sau reductoare planetare simple, în trepte sau complexe.

În cazul reductoarelor planetare, condiția de realizare a unor rapoarte de transmitere foarte mari este satisfăcută de schemele

h-P-a (cu raport de transmitere negativ) și h-P-b (cu raport de transmitere pozitiv), h fiind elementul motor iar b și a - elementele receptoare.

Raportul de transmitere al mecanismului de bază  $i_0$  trebuie să fie apropiat de unitate.

Mecanismele de bază care îndeplinesc această condiție sînt : P-C-SI, P-C-EE, P-C-II și P-K-EE.

Dintre mecanismele de bază se preferă P-C-II ca avînd randament mai bun.

Schema cinematică pentru reductorul planetar utilizat pentru comanda mecanismelor de reglare este de tipul h-P-C-II-b (fig.5.1) (v.anexa nr.9)

Raportul de transmitere se poate scrie (în baza relației lui Willis) funcție de vitezele unghiulare ale elementelor a, b și s respectiv funcție de numerele de dinți :

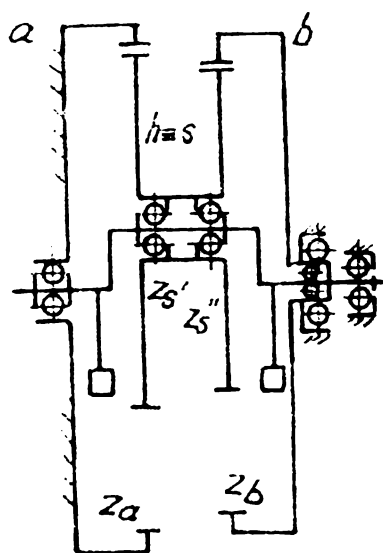


Fig.5.1

$$i_{a,b}^s = \frac{\omega_a - \omega_s}{\omega_b - \omega_s} \cup \omega_a = 0 \quad (5.1)$$

sau

$$i_{ab}^s = \frac{z_{s'}}{z_a} \cdot \frac{z_b}{z_{s''}} \quad (5.2)$$

Din relațiile (5.1) și (5.2) rezultă :

$$\omega_s \left( \frac{z_{s'}}{z_a} \cdot \frac{z_b}{z_{s''}} - 1 \right) = \omega_b \frac{z_{s'}}{z_a} \cdot \frac{z_b}{z_{s''}} \quad (5.3)$$

ceea ce permite scrierea raportului de transmitere între elementele a și b :

$$i_{sb} = \frac{\omega_s}{\omega_b} = \frac{1}{1 - \frac{z_a}{z_{s'}} \cdot \frac{z_{s''}}{z_b}} \quad (5.4)$$

Numerele de dinți și de sateliți, deplasările de profil, se vor alege astfel încît să satisfacă rapoartele de transmitere dorite precum și condițiile de vecinătate, coaxialitate și de montaj.

Aceste mecanisme sînt caracterizate prin rapoarte de transmitere constante. Un asemenea tip de reductor a fost conceput pentru

încărcarea progresivă a mai multor standuri de cercetare sau de rodare [85] v. Anexa 9

Ca alternativă la acest tip de reductoare este recomandat reductorul special RI-0 [85], funcționând pe principiul numărătoarelor de ture. Din cauza vitezei unghiulare foarte mici la ieșire și a elasticității transmisiei, intermitența mișcării practic nu este resimțită la arborele de ieșire. Un asemenea reductor are pe câte un arbore o roată dințată împănată și n roți liber rotitoare.

Pentru ca arborele cu camă, de la ieșire, să facă o rotație completă, roata conjugată roții de pe acest arbore trebuie să facă  $z_1$  rotații, următoarea  $z_1^2$ , ș.a.m.d., iar roata de pe arborele primar  $z_1^n$  rotații. Prin urmare raportul de transmitere va fi :

$$i_{TOT} = z_1^n \quad (5.5)$$

iar turația arborelui motor :

$$n_{MOT} = \frac{z_1^n}{60 Lh} U Lh \text{ [ore]} \quad (5.6)$$

## 5.2. Sinteza mecanismelor de reglare a sarcinii

### 5.2.1. Mecanisme cu pîrghii cu brațul forței variabil.

Mecanismul din fig. 5.2 are rolul de a modifica, în mers și în mod continuu, brațul forței  $F_G$ , care acționează asupra carcasei cvasi-diferențialului 4.

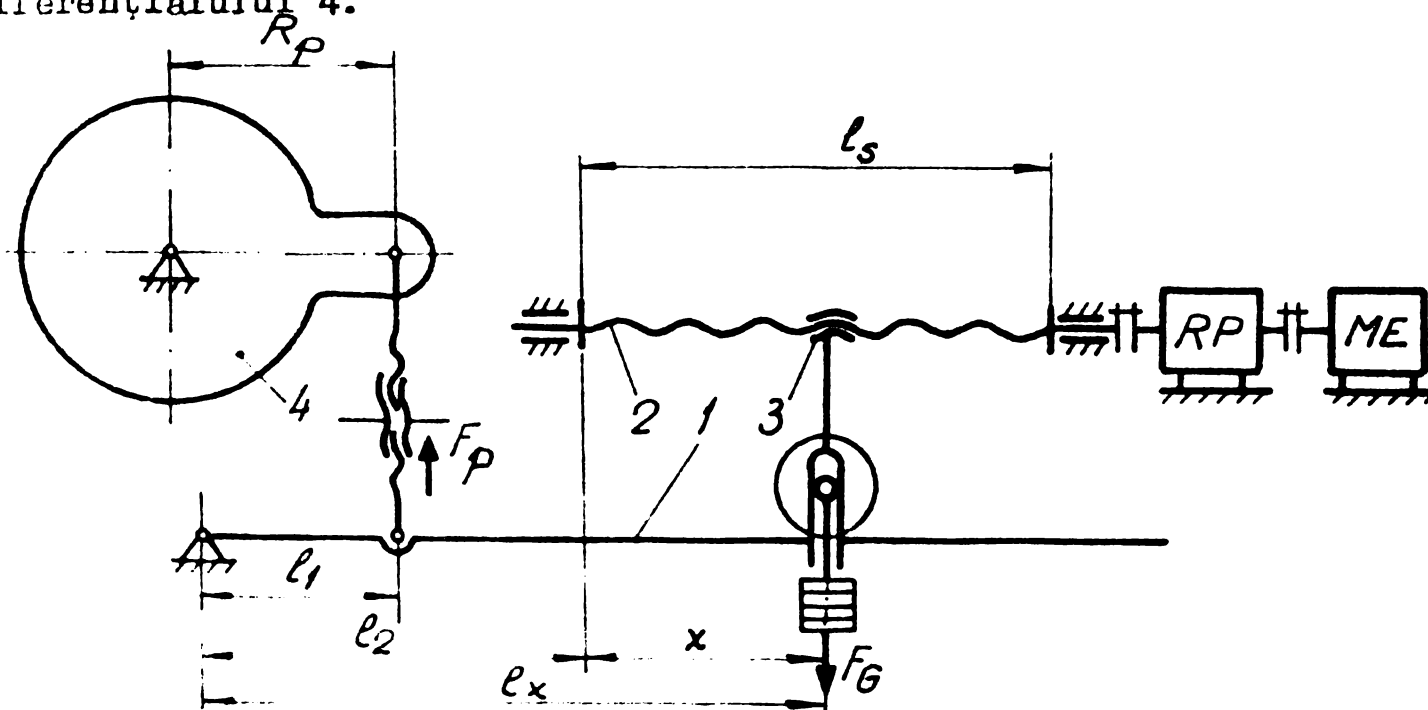


Fig. 5.2

Mecanismul pentru comanda mișcării este format din reductorul planetar RP acționat de motorul electric ME (un mecanism asemănător (v. § 1.2) a fost utilizat pentru prima dată pentru încercarea angrenajelor la laboratorul de Organe de mașini din cadrul Institutului politehnic "Traian Vuia" din Timișoara v. anexele 10,11)

Momentul care se transmite carcasei va fi :

$$M_e = F_g \cdot \ell_x = F_p \cdot R_p \cup \begin{cases} \ell_x = \ell_2 + x \\ F_g = \text{const.} \end{cases} \quad (5.7)$$

Cursa maximă a piuliței,  $\max(x) = \ell_s$  este impusă din condiții de gabarit și de limitare a unghiului de rotire a pîrghiei 1.

Lungimea șurubului 2 este parcursă, în timpul afectat rodării, de piulița 3 :

$$\ell_s = p_s \cdot n_o \cup n_o = n_s \cdot t_r \quad (5.8)$$

în care  $n_o$  este numărul de rotații pe care-l face șurubul în timpul de rodare,  $t_r$  [min] ;

$n_s$  - turația șurubului [rot/min].

Cursa  $x$  se poate exprima funcție de timp prin relația :

$$x = p_s \cdot n_x \cup n_x = n_s \cdot t_x \quad (5.9)$$

Din (5.8) rezultă turația șurubului :

$$n_s = \frac{\ell_s}{p_s \cdot t_r} \quad (5.10)$$

ceea ce permite stabilirea raportului total de transmitere a reductorului planetar :

$$i_{TOTP} = \frac{p_s \cdot t_r \cdot n_{MOT}}{\ell_s} \quad (5.11)$$

Evitarea unor valori prea mari ale raportului de transmitere total este condiționată de prescrierea unui filet cu pas fin respectiv a unei lungimi mai mari a șurubului conducător.

La un timp  $t_x$  oarecare, momentul exterior transmis carcasei (4) este :

$$M_e = M_o + F_p \cdot p_s \cdot n_s \cdot t_x \cup M_o = F_g \cdot \ell_2 = \text{const.} \quad (5.12)$$

Se observa din relația (5.12) că variația momentului  $M_e$  în

timp este liniară (cu condiția ca turația motorului de acționare să fie constantă).

O altă lege de încărcare se poate obține introducând în circuitul secundar un variator VT cu comandă automată SCA, fig.5.3.

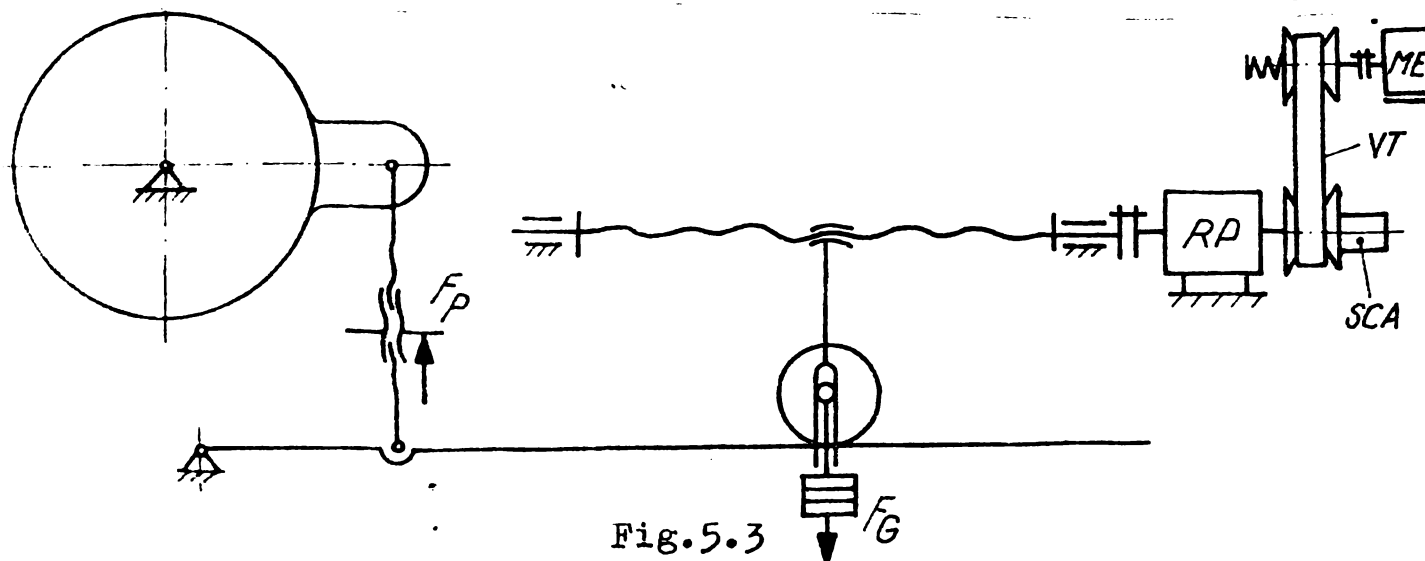


Fig.5.3

5.2.2. Sinteza unor dispozitive de încărcare având în componență mecanisme cu bare rulante.

Se dă mecanismul cu bare rulante din fig.5.4, a, b, utilizat pentru tensionarea unui circuit mecanic prin rotirea relativă a flanșelor (1) și (2) fixate pe două capete de arbori apropiați (v. § 6.1.3).

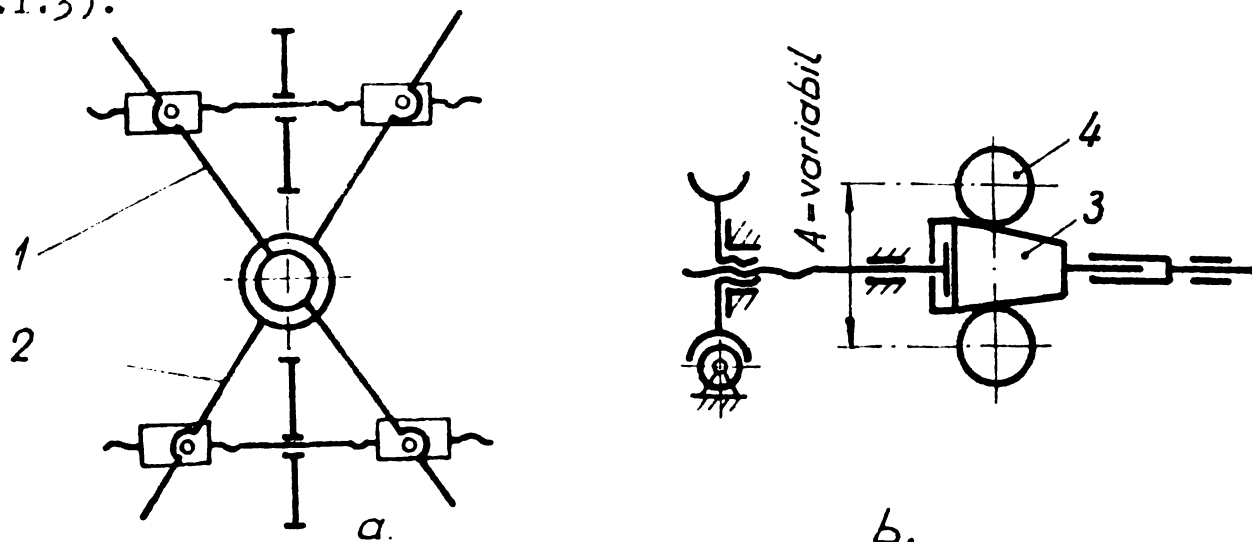


Fig.5.4

Ca alternativă la mecanismul cu bare rulante se poate prevedea un angrenaj roată dințată - cremalieră (cu planele de referință inclinate).

Sinteza trebuie să soluționeze două probleme :

- tangența elementului profilat (3) și a rolei (4) respectiv tangența liniei de referință a cremalierii și diametrul de divizare a roții dințate ;

- deplasarea axială a elementului de comandă funcție de legea de încărcare impusă.

Din fig.5.5 rezultă ordonata  $y_{oj}$  a centrului de articulare a piuliței [ v. § 6.1.4 ] :

$$y_{oj} = R \sqrt{1 - \left( \sin \frac{\varphi_1}{2} + \frac{p_s \cdot \ell_j}{2\pi R_d \cdot R} \right)^2} \quad (5.13)$$

unde  $\varphi_1$  este unghiul de poziție inițial ;

$p_s$  - pasul șurubului ;

$R$  - raza pe care se înscrie articulația piuliței ;

$R_d$  - raza de divizare a roții dințate (4) (pentru angrenarea cu cremalieră).

Ordonata punctului de contact va fi :

$$y_j = R \left[ \sqrt{1 - \left( \sin \frac{\varphi_1}{2} + \frac{p_s}{2\pi R_d \cdot R} \cdot \ell_j \right)^2} - \frac{R_d}{R} \right] \quad (5.14)$$

Realizarea unui profil atât pentru camă cât și pentru cremalieră, după această lege este foarte dificilă din punct de vedere tehnologic.

Soluția optimă din punct de vedere funcțional și tehnologic se obține cu ajutorul calculatorului electronic .

În proiectul standului existent cursa maximă a elementului de comandă a încărcării s-a limitat constructiv la 50 mm.

Prin selecție s-au reținut câteva cazuri, în care puterea transmisă în circuit este de 50 kW (50,279,50,010,51,788).

În continuare, în cadrul sintezei se caută un optimum, pentru profilul camii sau cremalierei, din punct de vedere funcțional și tehnologic .

Evident că profilul tehnologic indicat este cel cu suprafețe plane în ambele cazuri. Se pune problema dacă acest profil este compatibil din punct de vedere funcțional.

Pentru aceasta se scriu ecuațiile dreptelor care ar reprezenta liniile de referință ale cremalierei sau proiecția plană a suprafeței camii.

$$\begin{aligned} y_j (P_1) &= 54,047 - 0,01762 x \\ y_j (P_2) &= 56,569 - 0,0134 x \\ y_j (P_3) &= 58,982 - 0,0147 x \end{aligned} \quad (5.15)$$



Diferențele la diverse cote  $x$  între ordonatele  $y_j$  (P) din relațiile (5.15) și  $y_j$  din relația (5.14), pentru un caz concret se dau în Anexa 12 .

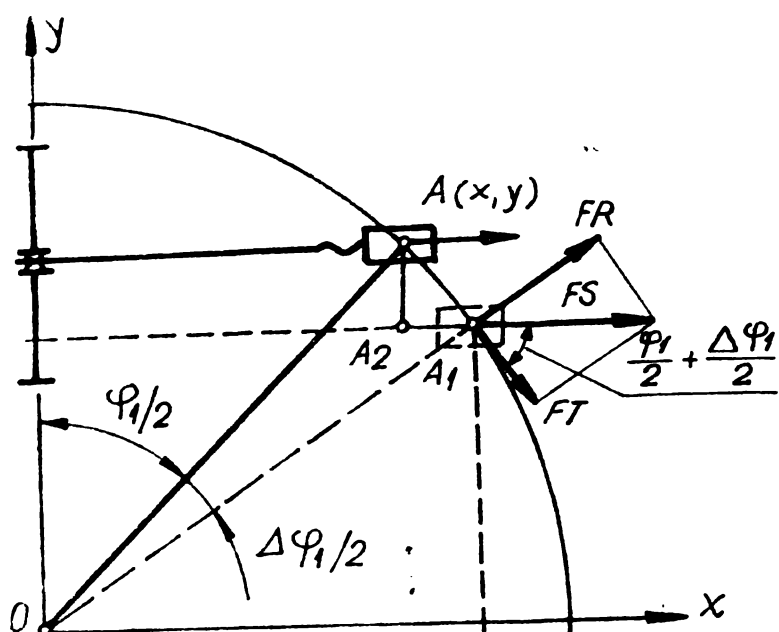


Fig.5.5

malierile se pot executa cu suprafețe active plane (rel.5.15), care aproximează foarte bine relația (5.14).

Nu se recomandă abateri pozitive ale ordonatei  $y$ , întrucât acestea pot conduce la înțepeniri ale elementului de reglare sau la dezvoltarea unor eforturi locale de contact mari.

Legea de încărcare este asigurată prin deplasarea axială a elementului de reglare 3.

Din fig.5.5 rezultă relația dintre deplasarea axială  $l_j$  și momentul de răsucire :

$$l_j = \frac{\left[ \sin \left( \frac{\varphi_1}{2} + \frac{M_{tj}}{2k} \right) - \sin \frac{\varphi_1}{2} \right] R_d \cdot R}{r_2 \operatorname{tg} \beta} \quad (5.16)$$

În ecuația (5.16)  $k$  este constanta elastică a circuitului ;  $r_2$  - raza medie a filetelui iar  $\beta$  - unghiul de înclinare al eliciei filetelui.

Se observă că, în ipoteza adoptării unui anumit tip de histogramă de încărcare, deplasarea axială  $l_j$  a elementului de reglare care asigură această histogramă este comandată prin camă. Relația (5.16) stă la baza profilării acesteia.

În continuare, pentru sinteza camei va folosi programul specializat DISTRIB

5.2.3. Sinteza mecanismelor cu came în mișcare de translație pentru realizarea unor legi de încărcare impuse.

Literatura de specialitate consemnează ca frecvent procedeu de încărcare deplasarea axială a unui manșon cu două canale drepte, din care unul orientat în lungul generatoarelor iar celălalt dispus înclinat față de axa manșonului [21; 58; 168].

În general, pornind de la legile de variație ale momentului de răsucire se poate determina profilul canalului înclinat astfel ca aceste legi să fie satisfăcute.

Un asemenea tip de camă este prezentat în fig.5.6.

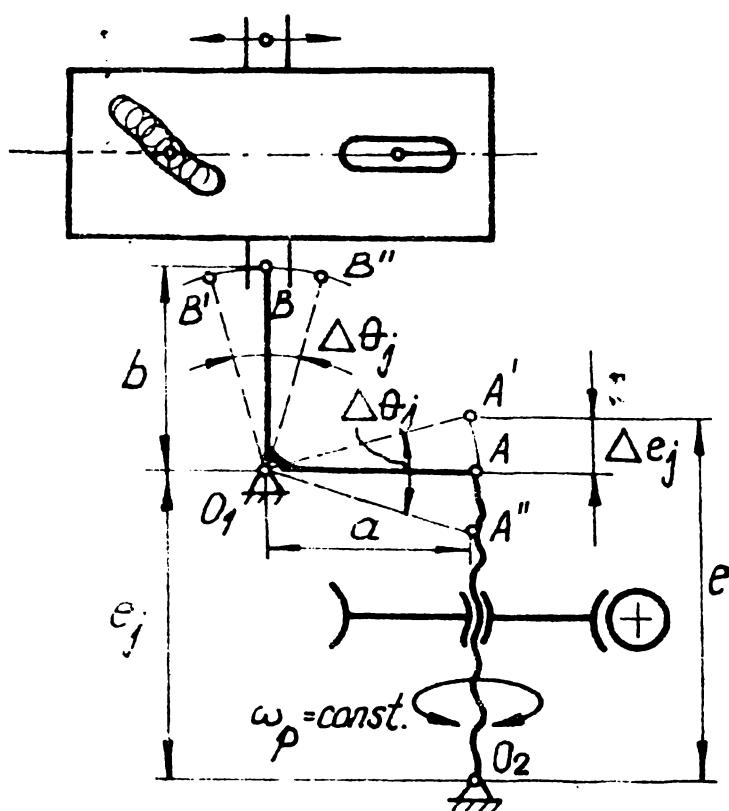


Fig.5.6

Considerând viteza unghiulară a piuliței constantă ( $\omega_p = \text{const}$ ), (obținută de la mecanismele de comandă a mișcării), variația, în timp, a lungimii brațului  $e$  este liniară :

$$e_j = e - \Delta e_j \quad \Delta e_j = p_s \cdot n_j \quad (5.18)$$

în care :

$$n_j = n_p \cdot t_j = \frac{30 \omega_p}{\pi} t_j \quad (5.19)$$

este numărul de rotații ale șurubului la timpul  $t_j$ .

Cunoscând turația motorului electric,  $n_{ME}$ , și impunând o anumită cursă maximă a camei :

$$\Delta e_{\max} = p_s \cdot n_o \cdot t_{\max} \quad (5.20)$$

rezultă condiția cinematică pentru mecanismul de transmitere a mișcării :

$$i_{TOT} = \frac{n_{ME} \cdot p_s \cdot t_{\max}}{\Delta e_{\max}} \quad (5.21)$$

Variația lungimii brațului e la momentul  $t_j$  va fi :

$$\Delta e_j = p_s \cdot \frac{30 \omega_p}{\pi} t_j \quad (5.22)$$

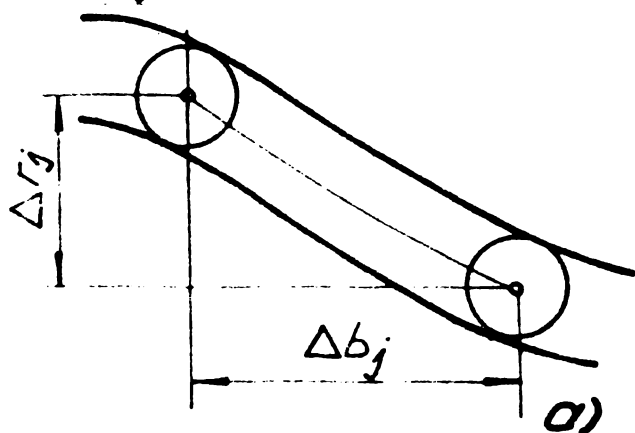
Considerînd, pe intervale mici de timp,  $\Delta e_j \approx \widehat{\Delta e_j}$  și  $\overline{\Delta b_j} \approx \widehat{\Delta b_j}$  se poate scrie :

$$\Delta e_j \approx a \cdot \Delta \theta_j \cup \Delta \theta_j = \frac{30 \omega_p \cdot p_s \cdot t_j}{\pi a} \quad (5.23)$$

respectiv

$$\Delta b_j \approx b \Delta \theta_j = b \frac{30 \omega_p \cdot p_s \cdot t_j}{\pi a} \quad (5.24)$$

unde  $\Delta \theta_j$  este variația unghiului de poziție a brațelor a și b.



Din detaliul redat în fig. 5.7, se observă că deplasării axiale cu  $\Delta b_j$  îi corespunde o deplasare tangențială  $\Delta r_j$  :

$$\Delta r_j = \Delta b_j \operatorname{tg} \beta_j \quad (5.25)$$

sau

$$\Delta r_j = b \Delta \theta_j \operatorname{tg} \beta_j \quad (5.26)$$

Pe de altă parte, din fig. 5.7 b se poate scrie :

$$\widehat{\Delta r_j} \approx \overline{\Delta r_j} = r \cdot \Delta \varphi_j \quad (5.27)$$

r fiind raza de contact a camei iar  $\Delta \varphi_j$  unghiul de torsionare a sistemului.

Fig. 5.7. b)

Din (5.27) rezultă :

$$\Delta \varphi_j = \frac{b}{r} \Delta \theta_j \operatorname{tg} \beta_j \quad , \quad (5.28)$$

unghiul  $\Delta \varphi_j$  fiind și o măsură a cuplului din circuit :

$$M_{tj} = k \Delta \varphi_j = k \frac{b}{r} \Delta \theta_j \operatorname{tg} \beta_j \quad (5.29)$$

sau

$$M_{tj} = k_0 \cdot t_j \cdot \operatorname{tg} \beta_j \cup k_0 = k \frac{b}{a} \frac{p_s}{r} \cdot \frac{30 \omega_p}{\pi} \quad (5.30)$$

ecuație care stă la baza profilării camei.

- Să considerăm o variație liniară a momentului de răsucire:

$$M_{tj} = m_1 t_j \cup t_j \in [t_0, t_{10}] \quad (5.31)$$

Din egalarea relațiilor (5.30) și (5.31) rezultă :

$$\beta_j = \beta_0 = \operatorname{const} = \operatorname{arctg} \frac{m_1}{k_0} = \operatorname{arctg} \frac{\pi m_1 a r}{30 k_b p_s \cdot \omega_p} \quad (5.32)$$

ceea ce era de așteptat.

- Să considerăm în continuare o variație parabolică a momentului de răsucire :

$$k_0 t_j \operatorname{tg} \beta_j = a_1 t_j^2 + a_2 t_j + a_3 \cup t_j \in [t_{11}, t_{20}] \quad (5.33)$$

Intervalul  $[t_1, t_2]$  îl împărțim în  $n$  intervale :

$$t_{11} ; t_{12} , t_{13} \dots t_{20} = t_{1n_1}$$

Din relația (5.33) se poate scrie :

$$\beta_{11} = \operatorname{arctg} \frac{a_1 t_{11}^2 + a_2 t_{11} + a_3}{k_0 t_{11}}$$

$$\beta_{12} = \operatorname{arctg} \frac{a_1 t_{12}^2 + a_2 t_{12} + a_3}{k_0 t_{12}}$$

$$\beta_{13} = \operatorname{arctg} \frac{a_1 t_{13}^2 + a_2 t_{13} + a_3}{k_0 t_{13}}$$

:

$$\therefore \beta_{1n_1} = \operatorname{arctg} \frac{a_1 t_{1n_1}^2 + a_2 t_{1n_1} + a_3}{k_0 t_{1n_1}} \text{ U } t_{1n_1} = t_{20} \quad (5.34)$$

Cunoașterea unghiurilor  $\beta_{1j}$  dă posibilitatea calculării deplasărilor tangențiale  $\Delta r_{1j}$ :

$$\begin{aligned} \Delta r_{11} &= b \Delta \theta_{11} \operatorname{tg} \beta_{11} \\ \Delta r_{12} &= b \Delta \theta_{12} \operatorname{tg} \beta_{12} \\ &\vdots \\ \Delta r_{1n_1} &= b \Delta \theta_{1n_1} \operatorname{tg} \beta_{1n_1} \end{aligned} \quad (5.35)$$

Relațiile (5.34) și (5.35) permit trasarea profilului teoretic și real al camei (fig.5.8).

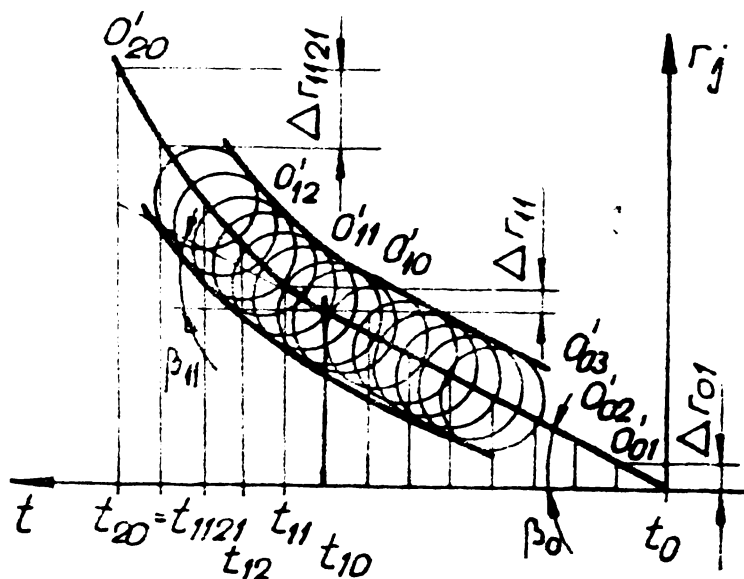


Fig.5.8

#### 5.2.4. Sinteza mecanismelor de reglare de tip camă în mișcare de rotație.

a). Mecanisme cu came cu tchet în mișcare de rotație (oscilant).

Aceste mecanisme se pot aplica foarte bine la dispozitivele cu carcasă oscilantă (standuri Kudriavțev)-fig.5.9.

Pentru un asemenea stand se dă diagrama  $M_j = M_j(t)$  din care se deduce diagrama  $\psi_j = \psi_j(t)$  (fig.5.10 a,b),  $\psi$  fiind unghiul de poziție al brațului I.

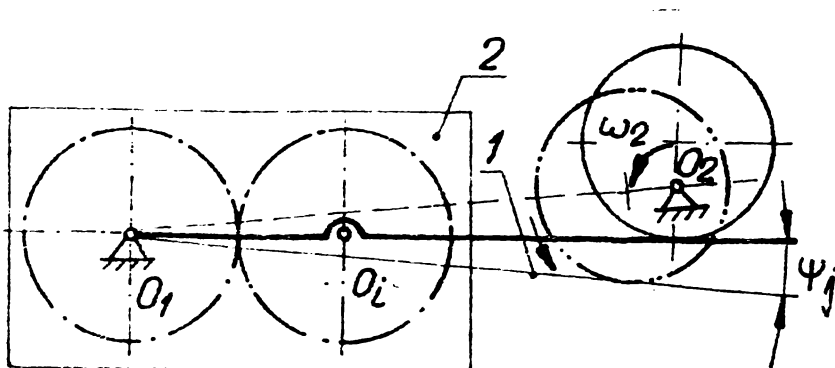


Fig.5.9

Pentru trasarea profilului camei se recurge la metoda clasică sau la programare pe calculator [v. program DISTRIB 4].

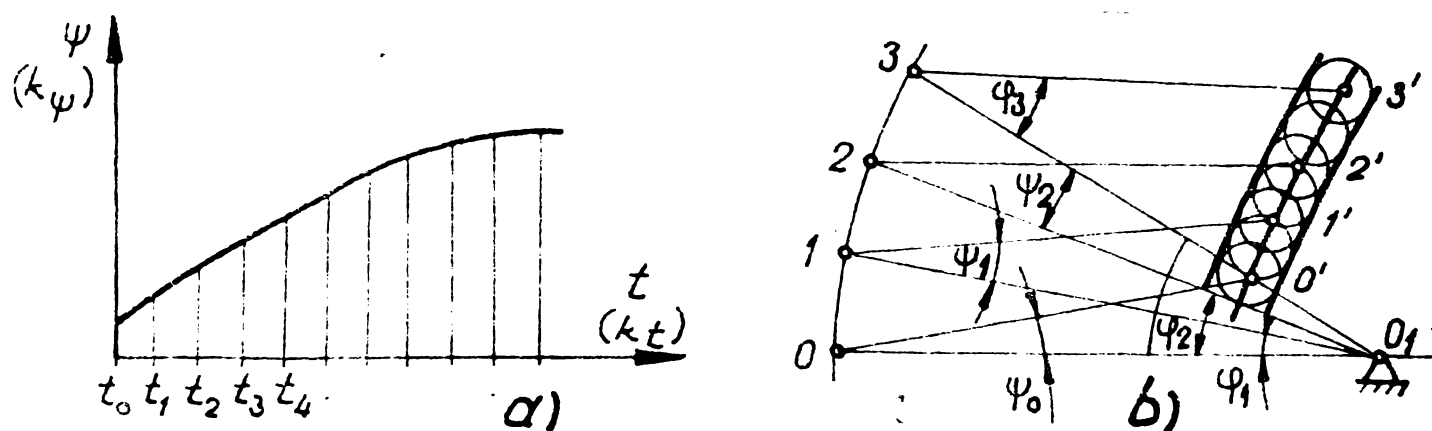


Fig.5.10

b). Mecanisme cu came în mișcare de rotație și tchet în mișcare de translație - pentru acționarea variatoarelor.

Aceste mecanisme echipează standurile bazate pe încărcarea inerțială. La asemenea standuri  $M_{tj} = M_{tj} (\omega_{2x})$  (v. § 6.1.6).

Histograma dorită se poate obține acționând în principal asupra vitezei unghiulare  $\omega_{2x}$ .

Pentru aceasta circuitul de reglare are în componența sa un variator de turație și un mecanism cu camă pentru reglarea poziției axiale a discului mobil.

De obicei variatorul este cu curea trapezoidală lată cu conuri deplasabile, datorită simplității și siguranței pe care le prezintă în funcționare.

În mișcare, discurile mobile ale variatorului se vor deplasa în sensuri opuse. Unul din discuri va fi împins axial de către camă iar celălalt va fi prevăzut cu revenire forțată (prin arc).

Sinteza unui asemenea mecanism vizează profilarea camei astfel

ca, pe perioada funcționării produsului pe stand, să se respecte legea de încărcare impusă. Poziția axială a discului cu revenire forțată este determinată de echilibrul forței din arc și componenta axială a interacțiunii curea-disc.

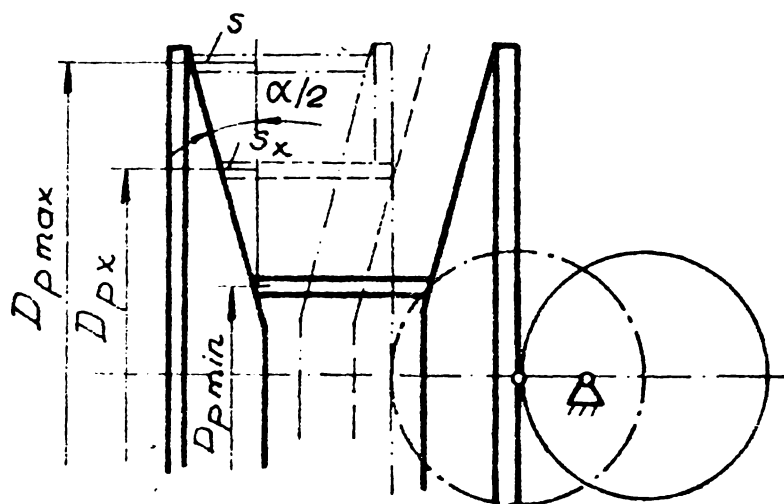


Fig.5.11

Fie discurile din fig.5.11.

Deplasarea axială, funcție de elementele geometrice ale variatorului este :

$$s_x = D_p \min \left[ \frac{D_{px}}{D_p \min} - 1 \right] \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \quad (5.36)$$

de unde rezultă viteza unghiulară a arborelui condus :

$$\omega_{2x} = \omega_{2\min} \left[ 1 + \frac{s_x}{D_p \min \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} \right]^2 \quad (5.37)$$

La aceste standuri dependența  $M_t(\omega_{2x})$  este parabolică.

Adoptînd un mecanism cu camă plană, legea  $M_t(t_j)$  poate fi oarecare.

1). Considerăm legea de tip parabolic  $M_t(\omega_{2x})$  și liniară  $M_t(t_j)$  :

$$M_{t_j} = A \omega_{2x}^2 + B \omega_{2x} + C = m_1 t_j \quad (5.38)$$

unde A, B, C sînt constante ale cuplajului torsional.

Ecuția (5.33) se mai poate scrie :

$$M_t = A \omega_2^2 \min \left( 1 + \frac{s_x}{D_p \min \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} \right)^2 +$$

$$+ B \omega_2 \min \left( 1 + \frac{s_x}{D_p \min \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} \right) + C = m_1 t \quad (5.39)$$

sau

$$M_t = A_0 (1 + a_0 s_x)^2 + B_0 (1 + a_a s_x) + C = m_1 t \quad (5.40)$$

unde :

$$A_0 = A \omega_2^2 \min$$

$$B_0 = B \omega_2 \min \quad (5.41)$$

$$A_0 = \left( D_p \min \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \right)^{-1}$$

Ecuatia (5.40) se mai poate scrie :

$$M_t = A_0 a_0^4 s_x^4 + 4 A_0 a_0^3 s_x^3 + a_0^2 (6 A_0 + B_0) s_x^2 +$$

$$+ 2 a_0 (2 A_0 + B_0) s_x + A_0 + B_0 + C = m_1 t \quad (5.42)$$

Dacă termenul care conține  $\omega_{2x}$  lipsește, ecuația (5.42) devine :

$$M_t = A_0 a_0^4 s_x^4 + 4 A_0 a_0^3 s_x^3 + 6 A_0 a_0^2 s_x^2 + 4 A_0 a_0 s_x + A_0 + C_0 \quad (5.43)$$

b<sub>2</sub>. Să considerăm următorul tip de histogramă :

$$M_t = m_1 t + n \quad \text{Ute} \quad [t_0, t_{10}]$$

$$M_t = b_1 t^2 + b_2 t + b_3 \quad \text{Ute} \quad [t_{10}, t_{20}]$$

Scrisind succesiv ecuația (5.43) pentru  $t_{01}, t_{02}, t_{03} \dots$

$$A_0 a_0^4 s_x^4 + 4 A_0 a_0^3 s_x^3 + 6 A_0 a_0^2 s_x^2 + 4 A_0 a_0 s_x + A_0 + C_0 = m_1 t_{01} + n$$



$$A_0 a_0^4 s_x^4 + 4 A_0 a_0^3 s_x^3 + 6 A_0 a_0^2 s_x^2 + 4 A_0 a_0 s_x + A_0 + C_0 = m_1 t_{02} + n$$

$$\vdots \quad \quad \quad \vdots \quad \quad \quad \vdots \quad \quad \quad \vdots \quad \quad \quad \vdots$$

se obțin deplasările conului mobil :

$$s_x(t_{01}) ; s_x(t_{02}) ; s_x(t_{03}) \dots$$

În mod similar se obțin deplasările

$$s_x(t_{11}) ; s_x(t_{12}) ; s_x(t_{13}) \dots$$

care constituie datele de bază în sinteza mecanismului cu cama cu tchet cu talpă.

Ecuațiile (5.42) sau (5.43) se pot introduce și pe calculator pentru o sinteză dimensională riguroasă a camei.

5.2.5. Sinteza mecanismelor cu bare articulate.

Să considerăm mecanismul cu bare articulate (pentalater degenerat) din fig.5.12, întrebuintat drept cuplaj torsional(v. § 6.1.8).

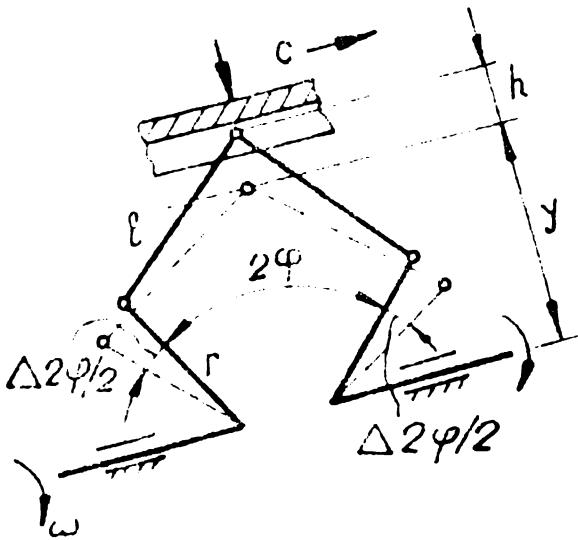


Fig. 5.12

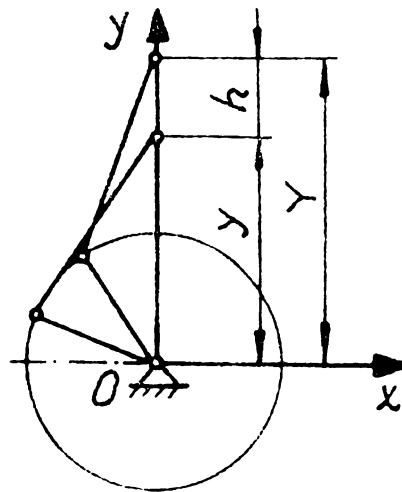


Fig. 5.13

Sinteza dimensională a acestuia își propune să determine profilul canalului c funcție de legea impusă momentului de răsucire:

$$M_t = M_t(t) = M_t(\Delta 2 \varphi_j)$$

Din fig. 5.13 rezultă :

$$\Delta 2 \varphi_j = 2 \left[ \arccos \frac{r^2 - \ell^2 + y^2}{2 ry} - \frac{2\varphi_0}{2} \right]$$

Să presupunem că variația momentului în timp este liniară ;

$$M_{t_j} = k \Delta 2 \varphi_j = m_1 t_j \cup t_j \in [t_0 ; t_1]$$

sau

$$M_{t_j} = 2 k \arccos \left[ \frac{r^2 - \ell^2 + y^2}{2 ry} - \frac{2\varphi_0}{2} \right] = m_1 t_1$$

de unde :

$$\frac{r^2 - \ell^2 + y^2}{2 ry} = \cos (m_{10} t + \varphi_0) \cup m_{10} = \frac{m_1}{2k}$$

relație care se mai poate scrie :

$$y^2 - 2 ry \cos (m_{10} t + \varphi_0) + r^2 - \ell^2 = 0 \quad (5.44)$$

Din (5.44) se obține ordonata  $y$  a centrului articulației rolei :

$$y_{1,2} = r \cos (m_{10} t + \varphi_0) \pm \sqrt{\cos^2 (m_{10} t + \varphi_0) - r^2 + \ell^2} \quad (5.45)$$

sau

$$y_{1,2} = r \cos (m_{10} t + \varphi_0) \pm \ell \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 (m_{10} t + \varphi_0)} \cup \lambda = \frac{r}{\ell} \quad (5.46)$$

Pentru a simplifica expresia (5.46) radicalul se dezvoltă în serie Taylor. Întrucît seria este rapid cōnvergentă se rețin pentru calcule numai primii termeni :

$$\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 (m_{10} t + \varphi_0)} = 1 - \frac{1}{2} [\lambda \sin (m_{10} t + \varphi_0)]^2 - \frac{1}{8} [\lambda \sin (m_{10} t + \varphi_0)]^4 \dots \quad (5.47)$$

Cu aceasta soluția (5.46) devine :

$$y_{1,2} = r \cos (m_{10} t + \varphi_0) \pm \left\{ 1 - \frac{1}{2} \frac{r^2}{\ell^2} [1 - \cos^2 (m_{10} t + \varphi_0)] \right\} \quad (5.48)$$

Funcția

$$y_c = y_1 + r_r \quad (5.49)$$

dă profilul real al canalului din tambur ( $r_r$  este raza rolei).

Deoarece prelucrarea interioară a canalului  $c$  după o lege  $y = y(t)$  este dificilă (uneori imposibilă), s-au stabilit abaterile profilului canalului liniar față de curba  $y = y(t)$  și efectele acestora asupra parametrilor fluxului energetic. Se deduce că utilizînd pentru canalul din tambur un profil liniar, practic variația momentului  $M_t(\ell_x)$  rămîne liniară.

## Capitolul 6

### FOLOSIREA SISTEMELOR MECANICE CU FLUX ENERGETIC INCHIS PENTRU INCERCAREA SAU RODAREA ANGRENAJELOR

Accentuarea crizei energetice, creșterea importanței acordate calității produselor, gospodărirea chibzuită a tuturor fondurilor materiale, ridicarea cotei de export, executarea unor produse competitive pe plan mondial, realizarea cu forțe proprii a unor mașini și agregate altădată importate, reprezintă deziderate care au adus în actualitate probleme moderne de testare și rodare.

Aceste faze - inerente vieții oricărui produs - ridică multe semne de întrebare.

Este explicabil de ce, în acest context, colectivul Catedrei de Organe de mașini, mecanisme și desen tehnic de la Institutul politehnic "Traian Vuia" Timișoara, la solicitarea întreprinderilor economice, a încercat să dea răspuns la o serie de aspecte generale dar și particulare legate de acest domeniu tehnic .

#### 6.1. Tipuri de standuri de concepție originală.

##### 6.1.1. Standuri bazate pe bascularea unor carcase.

Aceste standuri sînt abordate într-o mare varietate constructivă îndeosebi în ce privește mecanismele pentru comanda mișcării și reglare. Adoptînd un mecanism de reglare adecvat pentru acest tip de stand, se pot reproduce orice histograme propuse.

În lucrările contractuale ale catedrei s-au prevăzut pentru încărcare mecanisme de tip cvasidiferențial cu roți conice (fig.6.1).

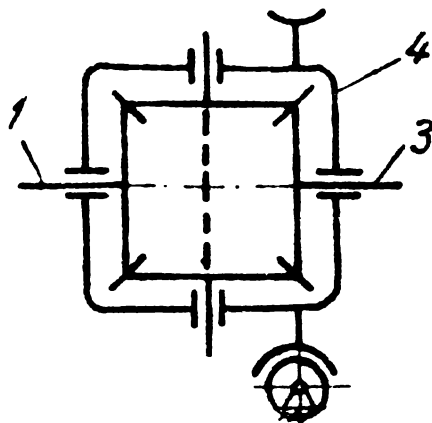


Fig.6.1

Conform teoremei lui Willis, raportul de transmitere se poate scrie :

$$i_{13}^{(4)} = \frac{\omega_1 - \omega_4}{\omega_3 - \omega_4} = - \frac{z_3}{z_1} = - 1 \cup \omega_4 = 0 , \quad (6.1)$$

pentru carcasa diferențialului blocată.

Imprimînd o viteză unghiulară  $\omega_4$  carcasei diferențialului, relația (6.1) devine :

$$i_{13} = \frac{\omega_1}{-\omega_1 + 2\omega_4} \cup \omega_4 \neq 0 \quad (6.2)$$

Prin urmare, în intervalul de timp  $t$ , arborii 1 și 3 se vor roti relativ cu unghiul  $\varphi$ .

Preferința pentru aceste standuri se justifică prin posibilitatea automatizării regimului de încărcare și cunoașterea directă a cuplurilor din circuit.

Detalii ale soluțiilor constructive ale cvasidiferențialului și ale mecanismelor de comandă și reglare a sarcinii sînt date în anexele 15, qb.

#### 6.1.2. Stand în circuit mecanic închis utilizînd transmisia prin cablu.

În construcția electropalanelor se semnalează o serie de particularități care au făcut ca pînă în prezent aceste dispozitive să fie încercate exclusiv pe standuri nerecuperative. Dificultatea legării electropalanelor în circuite mecanice închise constă în faptul că intrarea - de la motorul electric - și ieșirea - pentru acționarea tamburului sînt coaxiale.

Pe de altă parte acționarea intermitentă și în ambele sensuri a transmisiei ridică noi dificultăți în construcția unui stand recuperativ. Pentru a cupla două electropalane și a realiza închiderea circuitului, transmisiile electropalanelor se vor separa de motoarele electrice proprii, pentru acționare utilizîndu-se o sursă din exteriorul circuitului. Închiderea circuitului se va realiza prin cablul propriu al electropalanelor și doi tamburi auxiliari în montaj paralel cu cele două transmisi.

Cablul propriu are rolul de a realiza conexiunea directă a celor doi tamburi, funcțional făcînd parte și din dispozitivul de încărcare.

##### a. Principiul dispozitivului de încărcare

În cele ce urmează se analizează posibilitatea de închidere

și torsionare a circuitului mecanic prin intermediul unei transmisii cu fir flexibil și inextensibil.

În fig.6.2 se reprezintă o transmisie prin cablu cu rolă de întindere.

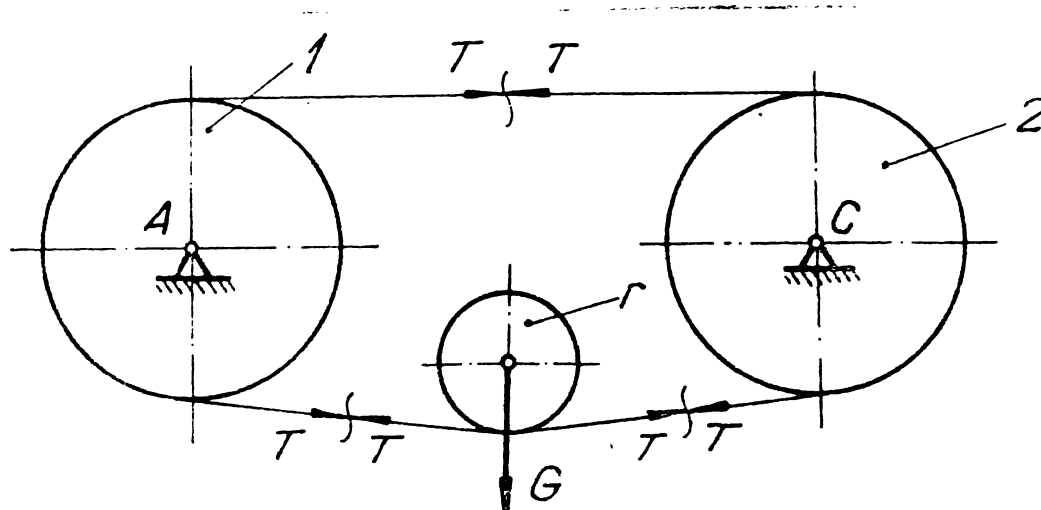


Fig.6.2

Datorită greutateii  $G$ , în ramurile transmisiei cu cablu apar forțele  $T$ . Dacă se consideră momentul rezistent nul și se neglijează forțele de frecare din cuplele cinematice, eforturile din cele două ramuri, atât în repaus cât și în timpul funcționării, devin egale.

Înterupând cablul, undeva pe lungimea sa, și legând cele două capete la doi tamburi diferiți, se transmite fiecărui tambur câte un moment de torsiune  $M_t = TR$  (fig.6.3).

În fig.6.4 se prezintă rola  $r$  împreună cu elementul de cablu aferent ei.

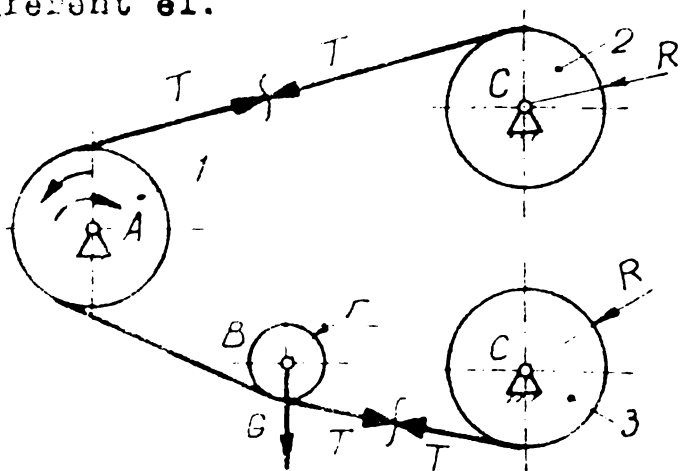


Fig.6.3

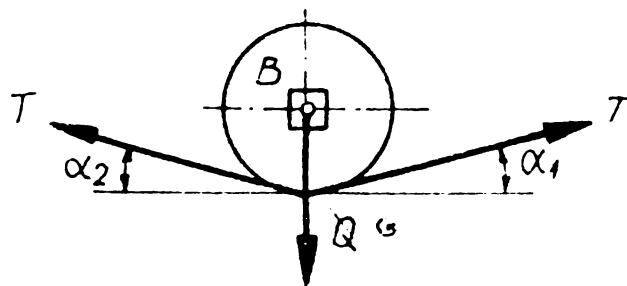


Fig.6.4

Scrind ecuațiile de echilibru în ipoteza că reacțiunea din cupla B este nulă, rezultă :

$$T \cos \alpha_1 = T \cos \alpha_2 \quad (6.3)$$

deci

$$\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha \quad (6.4)$$

și

$$T = \frac{G}{2 \sin \alpha} \quad (6.5)$$

Din relația (6.5) reiese că forța din cablu  $T$  este funcție de greutatea  $G$  și unghiul  $\alpha$ .

Unghiul  $\alpha$  depinde de geometria transmisiei prin cablu. Momentul de torsiune din contur poate fi reglat prin intermediul greutății  $G$  și a unghiului  $\alpha$ .

Încărcarea standului poate fi realizată și prin alte mijloace, spre exemplu deplasarea tamburului 1, utilizarea unui tambur tronconic etc.

Așa cum rezultă din figura 6.3, standul realizat după schema propusă nu poate funcționa continuu în același sens, deoarece lungimea cablului este finită.

Dacă tamburul 1 se rotește în sens trigonometric, atunci el se va putea mișca pînă la desfășurarea întregului cablu de pe tamburul 2. Din acest motiv, înainte de a se ajunge la capătul cablului, trebuie să se schimbe sensul de rotație (sens orar) astfel încît cablul să se înfășoare pe tamburul 2 și să se desfășoare de pe tamburul 3. Timpul de funcționare într-un sens, pentru o lungime a cablului pe tamburii 2 sau 3 egală cu  $L_C$  și cu o viteză unghiulară  $\omega$  va fi :

$$T = \frac{L}{\omega R} \quad (6.6)$$

Așa cum se observă din relația (6.6), timpul maxim de rotire într-un sens crește cu lungimea cablului înfășurat  $L_C$  și scade cu  $\omega$  și  $R$ .

Din considerentele de mai sus, se recomandă ca dispozitivul să fie amplasat pe ramura circuitului închis cu viteză mică.

Standul conceput pentru testarea electropalanelor este prezentat în fig. 6.5. În construcția standului se disting următoarele elemente principale : motorul electric pentru acționare,  $M_E$ , cu rol de a compensa pierderile mecanice din circuit ; transmisiile mecanice de încercare  $TM1$  și  $TM2$  ; dispozitivul de tensionare format din rola  $R1$  și cablurile de legătură  $C1$  și  $C2$  (fig. 6.5), considerate fire flexibile și inextensibile ; cupla torsionometrică  $CT$ , pentru fază de etalonare ; releele de temporizare  $RT1$  și  $RT2$ , care împreună cu contactele  $K1$  și  $K2$  sînt conectate la circuitul de comandă al motorului electric.

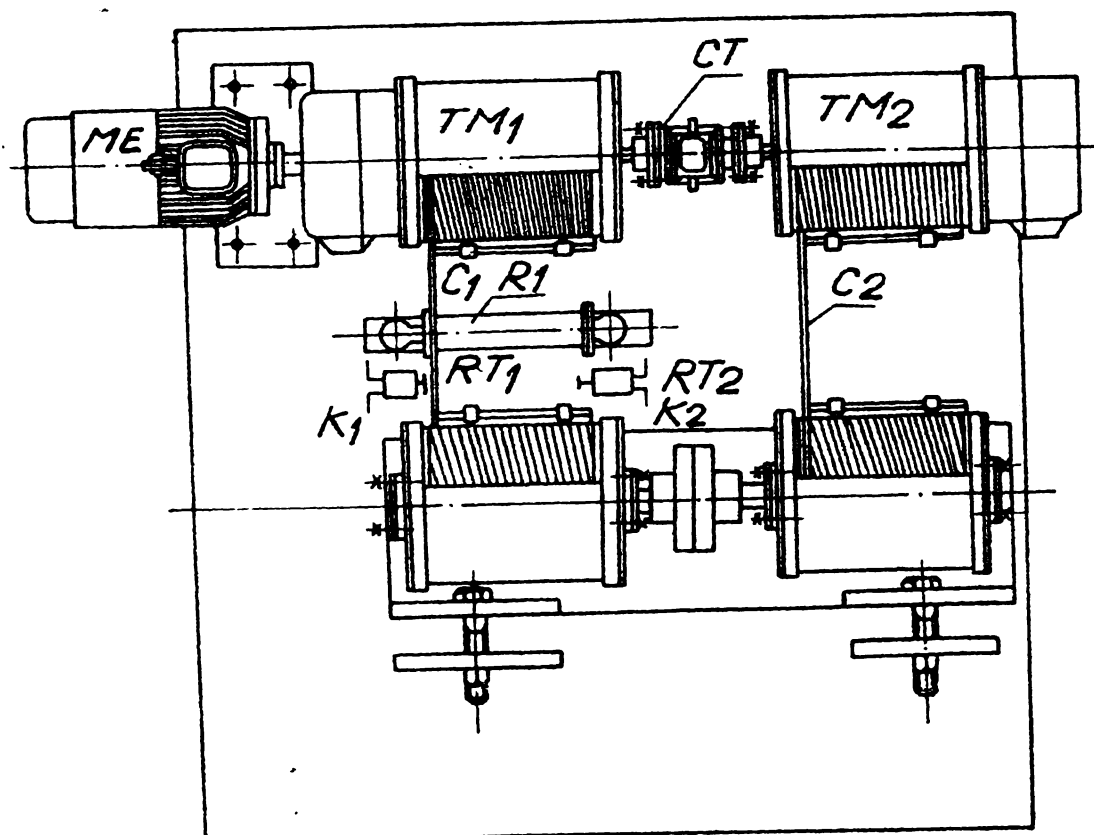


Fig.6.5

b). Elemente geometrice specifice transmisiei prin cablu

In fig.6.9 este redată schematic transmisia prin cablu,utilizată în cadrul standului de încercat electropalane.

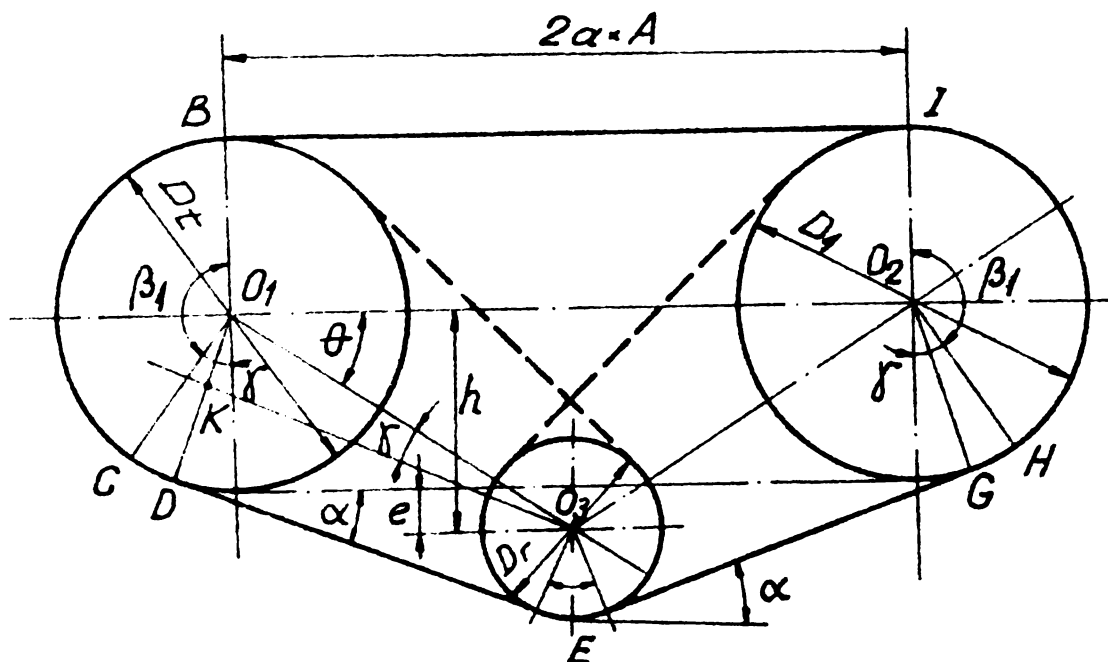


Fig.6.6

In conturul închis se deosebesc tamburii electropalanelor de încercare și de închidere avînd diametrul  $D_t$  de înfășurare a cablului și rola de încărcare cu diametrul  $D_r$ .

Se notează :  $2a = A$ ,distanța între axele tamburilor ;  $h$ ,cota centrului rolei în raport cu linia axelor tamburilor ;  $\theta$ ,unghiul

de poziție al centrului rolei față de linia axelor ;  $\alpha$  - unghiul ramurilor transmisiei prin cablu cu orizontala.

Se consideră că rola se dispune la mijlocul distanței dintre axe.

Din fig.6.6 se observă că :

$$\alpha + \gamma = \theta \quad (6.4)$$

Notînd

$$\Delta = \frac{Dt - Dr}{2} \quad (6.5)$$

iar

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{h}{a} \quad (6.6)$$

și admițînd următoarele aproximații :

$$\sin \gamma = \frac{\Delta}{\sqrt{a^2 + h^2}} \approx \gamma \quad (6.7)$$

$$\cos \gamma \approx 1 - \frac{1}{2} \frac{\Delta^2}{a^2 + h^2}, \quad (6.8)$$

lungimea conturului transmisiei prin cablu devine :

$$L = 2a + \pi Dt - 2 \Delta \operatorname{arctg} \frac{h}{a} + \frac{\Delta^2}{\sqrt{a^2 + h^2}} + 2\sqrt{a^2 + h^2} \quad (6.9)$$

Explicitînd  $L = L(\theta)$ , se obține :

$$L = 2a + \pi Dt - 2 \Delta \theta + \frac{\Delta^2}{a} \cos \theta + \frac{2a}{\cos \theta} \quad (6.10)$$

Pentru analiza variației lungimii conturului în raport cu poziția centrului rolei se calculează derivata expresiei (6.9) în raport cu  $h$  :

$$\frac{\partial L}{\partial h} = \frac{\Delta^2}{a^2} \sin^3 \theta + 2 \frac{\Delta}{a} \sin^2 \theta + \left(2 - \frac{\Delta^2}{a^2}\right) \sin \theta - 2 \frac{\Delta}{a} \quad (6.11)$$

unde :

$$\sin \theta = \frac{h}{\sqrt{a^2 + h^2}} \quad (6.12)$$

Făcînd notațiile :

$$\frac{\Delta}{a} = n \quad (6.13)$$



$$\sin \Theta = p, \quad (6.14)$$

relația (6.11) devine :

$$\frac{\partial L}{\partial h} = n^2 p^3 + 2 np^2 + (2-n^2)p - 2n = y \quad (6.15)$$

Din studiul derivatei  $\frac{\partial y}{\partial p}$ , rezultă că funcția  $y$ , pentru valorile uzuale ale lui  $p \in [0,1 \dots 0,35]$  și  $n \in [0,1 \dots 0,25]$ , variază continuu, fără maxime și minime.

În fig 6.7 se prezintă familia de curbe  $\frac{\partial L}{\partial h} = \frac{\partial L}{\partial h}(h)$ , pentru  $a = 600$ . Asemenea familii de curbe se obțin pentru diverse valori ale parametrului  $a$ . În acest sens s-a prevăzut utilizarea calculatorului electronic.

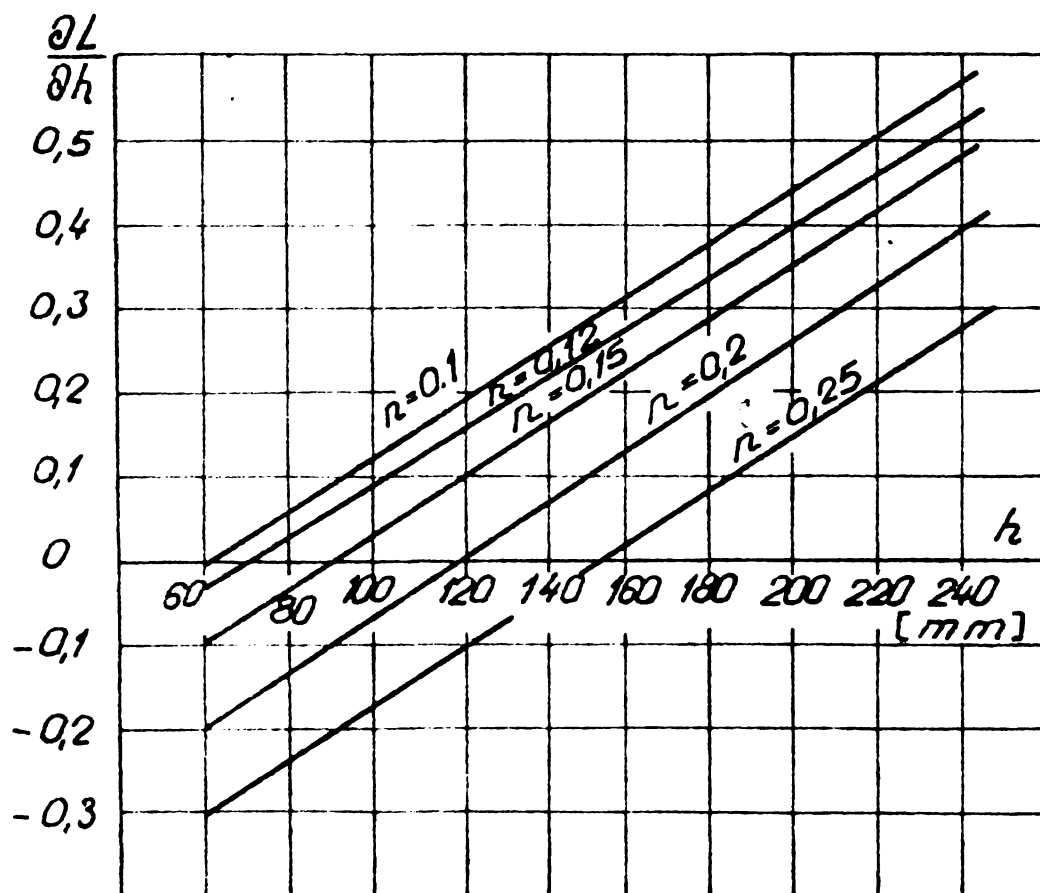


Fig.6.7

Se observă că pentru fiecare curbă corespunzătoare lui  $n = \text{const}$ , funcția  $y$  se anulează într-un singur punct, care marchează condiția de lungime minimă a cablului, respectiv  $h = \Delta$ .

Din figura 6.7 reiese că pentru a întinde cablu direct, gravimetric trebuie îndeplinită condiția :

$$h_{\min} > \Delta \quad (6.16)$$

În exploatare, considerînd acțiunea gravimetrică a rolei, domeniul real de utilizare este delimitat inferior sau superior de

axa oh (fig.6.7). In mod obișnuit rola este amplasată deasupra cablului, ceea ce implică utilizarea zonei  $\frac{\partial L}{\partial h} > 0$ .

In general :

$$m \left( \frac{\partial L}{\partial h}, h \right) \in D = \mathbb{E}_2 \setminus \left\{ m = \left( \frac{\partial L}{\partial h}, h \right) \frac{\partial L}{\partial h} = 0 \right\} \quad (6.17)$$

Pentru domeniile valorilor uzuale ale parametrilor n și p, variația funcției y se poate aproxima cu o lege liniară. Datorită acestei particularități, lungimea Lf a cablului, după o deplasare cu Δh a centrului rolei se poate determina cu relația :

$$L_f = L_i + \frac{\partial L}{\partial h} (\Delta h) + \frac{1}{2} \frac{\partial^2 L}{\partial h^2} (\Delta h)^2 \quad (6.18)$$

unde :  $(\Delta h) = h_f - h_i$  ; hf, i fiind cotele pozițiilor finale respectiv inițiale ale centrului rolei.

Dacă în timpul funcționării standului, pe intervalul înfășurării respectiv desfășurării complete a cablului, unghiul dintre ramuri se modifică, în cabluri vor apare tensiuni variabile care se transmit angrenajelor (rel.6.5). Astfel dacă diametrul unuia din tamburi va fi cu puțin diferit de-al celuilalt, în timpul rotirii,

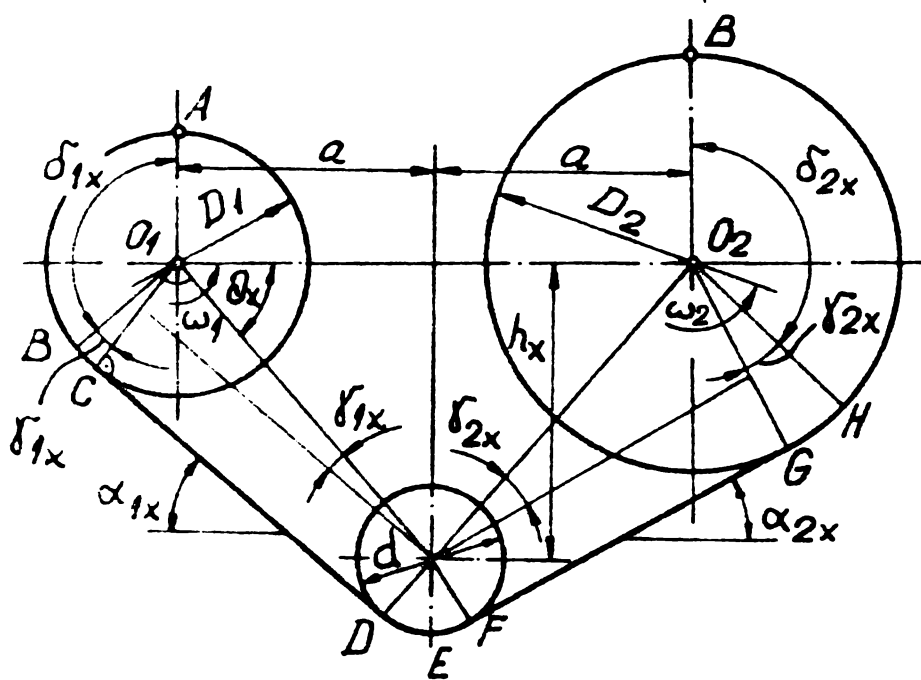


Fig.6.8

lungimile de cablu înfășurat  $L'_{1x}$  respectiv desfășurat  $L'_{2x}$  diferă (fig.6.8) :

$$\forall \omega_1 = \omega_2 (\varphi_1 = \varphi_2) \cup D_1 \neq D_2 \rightarrow L'_{1x} \neq L'_{2x} \quad (6.19)$$

$$|L'_{2x} - L'_{1x}| = \Delta L_x = \pi n_x (D_2 - D_1) = k_D \cdot n_x U \quad (6.20)$$

$$U k_D = \pi (D_2 - D_1),$$

unde  $n_x$  este numărul de rotații al tamburului, pe intervalul înfășurării respectiv desfășurării.

Scrindu-se lungimea conturului transmisiei prin cablu între două puncte fixe ale acestuia (A-E-B), rezultă (fig. 6.9) :

$$L_x = \frac{D_1}{2} (\pi - \alpha_{1x}) + \sqrt{a^2 + h_x^2} \cos \gamma_{1x} + \frac{d}{2} (\alpha_{1x} + \alpha_{2x}) + \sqrt{a^2 + h_x^2} \cos \gamma_{2x} + \frac{D_2}{2} (\pi - \alpha_{2x}) \quad (6.21)$$

Dacă se consideră următoarele relații :

$$\delta_{1x} + \gamma_{1x} = \pi - \alpha_{1x} \quad \text{și} \quad \delta_{2x} + \gamma_{2x} = \pi - \alpha_{2x} \quad (6.22)$$

respectiv

$$\alpha_{1x} + \gamma_{1x} = \theta_x = \alpha_{2x} + \gamma_{2x} \quad (6.23)$$

$$\sin \gamma_{1x} = \frac{R_1 - r}{\sqrt{a^2 + h_x^2}} = \frac{D_1 - d}{2\sqrt{a^2 + h_x^2}} \approx \gamma_{1x} \quad (6.24)$$

$$\sin \gamma_{2x} = \frac{D_2 - d}{2\sqrt{a^2 + h_x^2}} \approx \gamma_{2x}$$

$$\cos \gamma_{1x} = \sqrt{1 - \sin^2 \gamma_{1x}} \approx 1 - \frac{\gamma_{1x}^2}{2} \quad (6.25)$$

$$\cos \gamma_{2x} = \sqrt{1 - \sin^2 \gamma_{2x}} \approx 1 - \frac{\gamma_{2x}^2}{2}$$

$$\Delta_1 = \frac{D_1 - d}{2} ; \quad \Delta_2 = \frac{D_2 - d}{2} ; \quad \frac{D_1 + D_2}{2} = D_m \quad (6.26)$$

expresia (6.21) devine :

$$L_x = \pi D_m - (\Delta_1 + \Delta_2) \theta_x + \frac{\cos \theta_x}{a} (\Delta_1^2 + \Delta_2^2) +$$

$$+ \frac{2a}{\cos \theta_x} - \frac{1}{2} \frac{\cos \theta_x}{a} (\Delta_1^2 + \Delta_2^2)$$

sau

$$L_x = \pi D_m - (\Delta_1 + \Delta_2) \theta_x + \frac{1}{2} \frac{\cos \theta_x}{a} (\Delta_1^2 + \Delta_2^2) + \frac{2a}{\cos \theta_x} \quad (6.27)$$

$L_x$  se mai poate scrie :

$$L_x = L_x - L_{\min} = n_x \pi (D_2 - D_1) = k_D \cdot n_x$$

sau

$$\max (\Delta L_x) = L_{\max} - L_{\min} = k_D \cdot n \quad (6.28)$$

Admițînd notațiile :

$$\Delta_1 + \Delta_2 = k_1 ; \quad \frac{\Delta_1^2 + \Delta_2^2}{2a} = k_2 ; \quad 2a = k_3 \quad (6.29)$$

relațiile (6.27) și (6.28) devin :

$$L_x = \pi D_m - k_1 \theta_x + k_2 \cos \theta_x + k_3 \cos^2 \theta_x$$

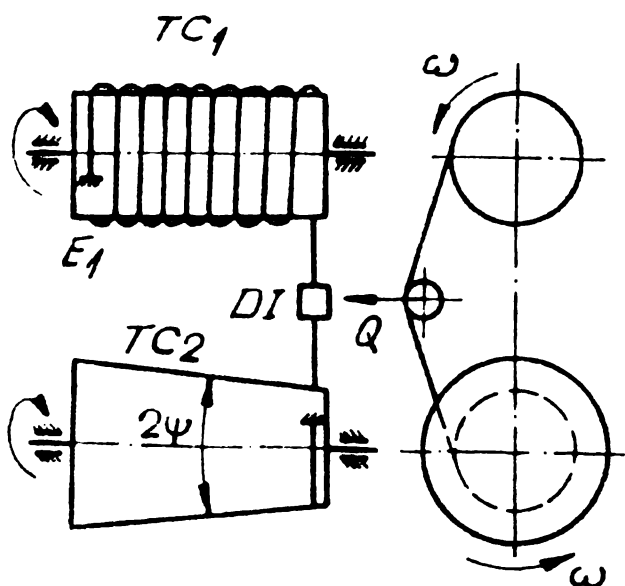


Fig. 6.9

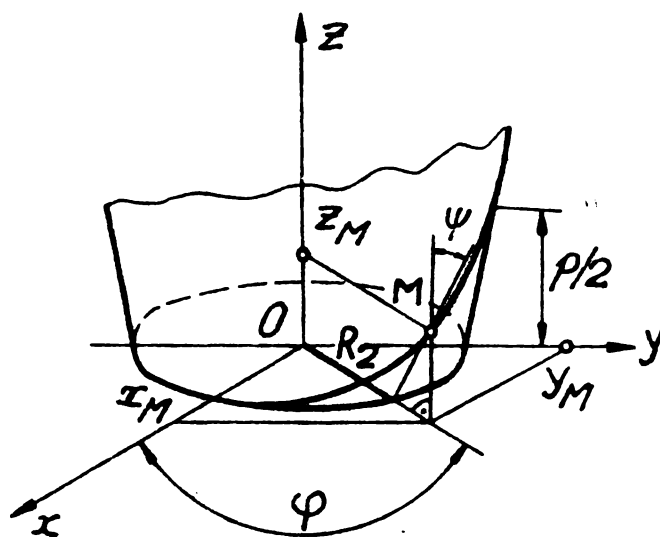


Fig. 6.10

respectiv

$$L_x = k_3 ((\cos \theta_x)^{-1} - (\cos \theta_{\min})^{-1}) - k_1 (\theta_x - \theta_{\min}) - k_2 (\cos \theta_{\min} - \cos \theta_x) = k_D \cdot n_x \quad (6.30)$$

iar :

$$\Delta L_{\max} = k_3 \left[ (\cos \Theta_{\max})^{-1} - (\cos \Theta_{\min})^{-1} \right] - k_1 (\Theta_{\max} - \Theta_{\min}) - k_2 (\cos \Theta_{\min} - \cos \Theta_{\max}) = k_D \cdot n$$

Dacă unul din tamburi se concepe cu conicitate (fig.6.9), variația tensiunilor în cablu, pe intervalul unui ciclu energetic, este mai pronunțată. Luînd un punct curent M de pe elicea înfășurată pe o suprafață conică, lungimea traiectoriei acestui punct va fi :

$$L_{2M} = \int_0^t \sqrt{(\dot{X}_M)^2 + (\dot{Y}_M)^2 + (\dot{Z}_M)^2} dt \quad (6.31)$$

unde :

$$\begin{aligned} X_M &= \left( \frac{D_2}{2} + \varphi \frac{P}{2} \operatorname{tg} \psi \right) \cos \varphi \\ Y_M &= \left( \frac{D_2}{2} + \varphi \frac{P}{2} \operatorname{tg} \psi \right) \sin \varphi \\ Z_M &= \varphi \frac{P}{2\pi} \end{aligned} \quad (6.32)$$

reprezintă coordonatele punctului M în sistemul trirectangular XOYZ (fig.6.10), iar :

$$\begin{aligned} \dot{X}_M &= \omega_2 \left[ \frac{P}{2\pi} \operatorname{tg} \psi \cos \varphi - \left( R_2 + \varphi \frac{P}{2\pi} \operatorname{tg} \psi \right) \sin \varphi \right] \\ \dot{Y}_M &= \omega_2 \left[ \frac{P}{2\pi} \operatorname{tg} \psi \sin \varphi + \left( R_2 + \varphi \frac{P}{2\pi} \operatorname{tg} \psi \right) \cos \varphi \right] \\ \dot{Z}_M &= \omega_2 \frac{P}{2\pi} \end{aligned} \quad (6.33)$$

Cu aceasta relația (6.31) devine :

$$L_{2M} = \omega_2 \int_0^t \sqrt{\left( \frac{D_2}{2} + \varphi k \operatorname{tg} \psi \right)^2 + k^2 (1 + \operatorname{tg}^2 \psi)} dt \quad (6.34)$$

unde  $2\psi$  este unghiul generatoarelor tamburului conic, iar  $k = \frac{P}{2\pi}$ .

Dacă se iau în considerare valorile  $\psi \in [1...3]^\circ$  și  $k \in [0,95...2]$ , termenul  $k^2 (1 + \operatorname{tg}^2 \psi) \ll \left( \frac{D_2}{2} + k \operatorname{tg} \psi \right)^2$ , și ca atare, se poate neglija. Prin urmare :

$$L_{2M} \approx \omega_2 \int_0^t \left( \frac{D_2}{2} + k\varphi \operatorname{tg}\psi \right) dt = \omega_2 \int_0^t \left( \frac{D_2}{2} + k\omega t \operatorname{tg}\psi \right) dt \quad (6.35)$$

sau

$$L_{2M} \approx \frac{D_2}{2} \varphi_2 + k \frac{\varphi^2}{2} \operatorname{tg}\psi \quad (6.36)$$

Lungimea spirei înfășurate pe tamburul cilindric este :

$$L_1 = \omega_1 \frac{D_1}{2} \int_0^t dt = \varphi_1 \frac{D_1}{2} = \varphi_2 \frac{D_2}{2} \quad (6.37)$$

(pentru  $\omega_1 = \omega_2$ )

Variația lungimii  $\Delta L$  va fi :

$$\Delta L = \frac{D_2 - D_1}{2} \varphi + k \frac{\varphi^2}{2} \operatorname{tg}\psi. \quad (6.38)$$

Pentru  $\varphi = 2\pi n_x$ ,  $\Delta L$  devine :

$$\Delta L_x = \pi (D_2 - D_1) n_x + 2\pi^2 n_x^2 k \operatorname{tg}\psi, \quad (6.39)$$

$n_x$  fiind numărul de rotații făcut de tambur în timpul  $t$ .

Acceptându-se ovasisimetria ramurilor cablului și scriind lungimea conturului transmisiei prin cablu la un moment dat :

$$L_x = \pi \left( \frac{D_1 + D_{2x}}{2} \right) - 2\Delta\theta_x + \frac{\Delta^2}{a} \cos\theta_x + \frac{2a}{\cos\theta_x}, \quad (6.40)$$

se poate calcula diferența dintre aceasta și lungimea inițială  $L_i$ :

$$\Delta L_x = L_x - L_i \quad (6.41)$$

Pentru efectuarea calculelor se poate admite că unghiul  $\theta_x$  variază după legea :

$$\theta_x = \theta_{in} - \frac{\theta_{in} - \theta_f}{n} \cdot n_x \quad (6.42)$$

unde  $\theta_{in}, \theta_f$ , reprezintă valorile inițiale respectiv finale a unghiului  $\theta$ .

### c). Comportarea sistemului mecanic la diverse perturbații

Din analiza subsansamblelor componente ale standului reiese că

principalii factori care pot să introducă perturbații în sistem sînt erorile de execuție și montaj ale tamburilor și rozelor (erorile cablului putîndu-se neglija). Astfel la tamburi și role se înregistrează erori de circularitate, cilindricitate, paralelism a axelor, bătăi radiale etc. Decelarea separată a influenței componentelor amintite mai sus este deosebit de dificil de surprins dată fiind interdependența acestora cît și corelația lor cu mărimile cinematice.

În ipoteza că predomină erorile de execuție și că variațiile bruște sînt puțin probabile (cauzate doar de căderea cablului din canalul corespunzător), variația lungimii cablului între tamburii ( $L_t \Leftrightarrow DEFG$ , fig. 6.6) se poate admite o funcție armonică de forma :

$$\Delta L_t = (\Delta L_t)_{\max} \left(1 - \sin \frac{2\pi}{T} t\right) \quad (6.43)$$

unde :

- ( $\Delta L_t$ )<sub>max</sub> este variația maximă a lungimii cablului ;
- T - timpul rotației tamburului cu unghiul  $\tilde{\pi}$  (considerînd că pot apare maximum două asemenea variații la o rotație) ;
- t - timpul parcurs de la începutul variației pînă la un moment dat.

În ipoteza de mai sus, perioada T se poate determina în funcție de viteza unghiulară a tamburului,  $\omega$ , cu relația :

$$T_0 = \frac{\tilde{\pi}}{\omega} \quad (6.44)$$

Ținînd seama de relația (6.43), rezultă că variația maximă a lui  $L_t$  va fi :

$$\max (\Delta L_t) = 2 (\Delta L_t)_{\max} \quad (6.45)$$

și se atinge după timpul  $\frac{T}{2}$ .

Notînd cu  $L_t \min$ , lungimea minimă a cablului între tamburi (la  $t = 0$ ), lungimea  $L_t$  la un moment dat se poate scrie :

$$L_t = L_t \min + (\Delta L_t) \quad (6.46)$$

Correspondent unui anumit h, admis pentru momentul  $t = 0$ , valoarea  $L_t \min$  rezultă din relația (6.9).

Din relația (6.18), pentru  $L_i = L_t \min$  și  $L_f = L_t \max = L_t \min + (\Delta L_t)_{\max}$ , rezultă :

$$(\Delta h)_{\max} = \frac{-\frac{\partial L}{\partial h} + \left[ \left( -\frac{\partial L}{\partial h} \right)^2 + 2 \frac{\partial^2 L}{\partial h^2} (\Delta Lt)_{\max} \right]^{1/2}}{\frac{\partial^2 L}{\partial h^2}} \quad (6.47)$$

Pentru aceste variații ale înălțimii centrului rolei, timpul de cădere liberă a rolei împreună cu cablul va fi :

$$T_g = \left[ \frac{2 (\Delta h)_{\max}}{g} \right]^{1/2} \quad (6.48)$$

Pentru ca rola să nu se desprindă de cablu și pentru a asigura întinderea continuă a acestuia, este necesar să se respecte următoarea condiție :

$$\frac{T_0}{2} \geq T_g \quad (6.49)$$

Cu cât  $(\Delta h)_{\max}$  este mai mic, cu atât  $T_g$  se micșorează în raport cu  $\frac{T_0}{2}$ , respectiv cu atât încărcarea transmisiei va avea asigurat un regim mai apropiat de cel staționar.

Conform fig.6.11, reacțiunea  $Q$  dintre rolă și cablu va avea expresia :

$$Q = mg \pm m (\ddot{\Delta h}) \pm F_f \quad (6.50)$$

Intrucît forța de frecare  $F_f$  se poate scrie :

$$F_f = \mu_1 \mu_2 Q \approx \mu^2 Q, \quad (6.51)$$

aportul ei devine neglijabil.

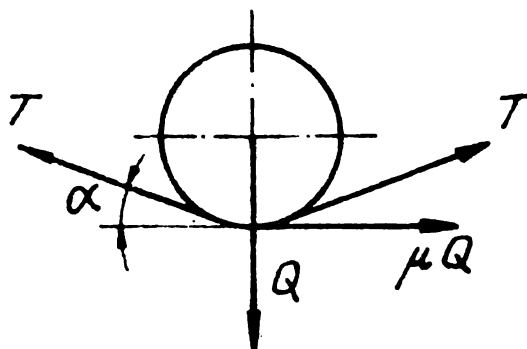


Fig.6.11

În relația (6.51)  $\mu_{1,2}$  reprezintă coeficienții de frecare dintre cablu și rolă respectiv din ghidajul vertical.

În această ipoteză reacțiunea  $Q$  rezultă :

$$Q = mg \pm m (\ddot{\Delta h}) \quad (6.52)$$



Tinând seama de relația (6.18),  $(\Delta \ddot{h})$  are expresia :

$$(\Delta \ddot{h}) = \frac{\Delta \ddot{L}t - (\Delta \dot{h})^2 \frac{\partial^2 L}{\partial h^2}}{\frac{\partial L}{\partial h} + (\Delta h) \frac{\partial^2 L}{\partial h^2}} \quad (6.53)$$

Pe de altă parte, pe baza relației (6.6) se poate scrie :

$$\operatorname{tg} \Theta_{\max} = \frac{h_{\max}}{a} \quad (6.54)$$

respectiv

$$\operatorname{tg} \Theta_{\min} = \frac{h_{\min}}{a} \quad (6.55)$$

sau

$$\operatorname{tg} \Theta_{\max} - \operatorname{tg} \Theta_{\min} = \frac{(\Delta h)_{\max}}{a} \quad (6.56)$$

Din expresia (6.56) se poate explicita :

$$\Delta \Theta = \operatorname{arc} \sin \frac{a (\Delta h)_{\max}}{\sqrt{(a^2 + h_{\max}^2) (a^2 + h_{\min}^2)}} \quad (6.57)$$

Tinându-se seama de relațiile (6.4), (6.7) și (6.57) rezultă variația unghiului de înclinare al ramurilor cablurilor în raport cu orizontala :

$$\Delta \alpha = \operatorname{arcsin} \frac{a (\Delta h)}{\sqrt{(a^2 + h_{\max}^2) (a^2 + h_{\min}^2)}} + \frac{\sqrt{a^2 + h_{\max}^2} - \sqrt{a^2 + h_{\min}^2}}{\sqrt{(a^2 + h_{\max}^2) (a^2 + h_{\min}^2)}} \Delta \quad (6.58)$$

Forța nominală din cablu - utilizată direct pentru încărcarea transmisiei mecanice - variază cu unghiul  $\alpha$  (v. rel. 6.5).

Tinând seama de relațiile (6.4), (6.5), (6.6) și (6.7) efortul din cablu va fi :

$$T = \frac{[m g + (\Delta \ddot{h})]}{2 \sin \left[ \operatorname{arctg} \frac{h}{a} - \frac{\Delta}{\sqrt{a^2 + h^2}} \right]} \quad (6.59)$$

Cu variația lui  $Lt$ , se modifică cota  $h$  ceea ce conduce la modificări ale eforturilor în ramurile cablului respectiv ale momentului de torsiune :

$$(\Delta Mt) = (T_{\max} - T_{\min}) \frac{Dt}{2} \quad (6.60)$$

Pentru ca aceste variații să fie cât mai mici la o anumită valoare a lui  $(\Delta L_t)$  este necesar ca  $h$  să fie cât mai mare, respectiv  $n$  cât mai mic.

Din fig. 6.10, pentru  $a = 600$  mm,  $n = 0,1$  și  $h = 200$ , la un  $(\Delta L)_{\max} = 1$  mm (ceea ce reprezintă o eroare grosolană pentru tambur) rezultă o variație

$$\Delta T = \frac{T_{\max} - T_{\min}}{T_{\text{med}}} \cdot 100 < 1 \% \quad (6.61)$$

Din cele de mai sus rezultă că la o proiectare corespunzătoare și pentru erori curente de execuție și montaj ale instalației, încărcarea rămîne constantă.

În ipoteza alegerii nepotrivite a parametrilor adimensionali (în apropierea curbei  $\frac{\Delta L}{h} = 0$ ), pentru aceleași erori,  $\Delta T \approx 70$  %.

În cele ce urmează se expun alte modalități de încărcare, favorabile studiului dinamic al unui asemenea stand. Astfel, dacă rola pentru tensionarea cablului va avea axul său fixat în articulația din A (fig. 6.12), tensiunile  $T_x$  se modifică funcție de poziția  $x$  a cablului față de articulația aceasta, la aceeași sarcină exterioară  $Q = \text{const.}$  (care încorporează și greutatea tamburului mobil):

$$Q_c = Q \frac{\ell}{x} \in \left[ Q_{c\max} = Q \frac{\ell}{a}, Q_{c\min} = Q \frac{\ell}{b} \right] \quad (6.63)$$

Intrucît tamburii sînt prevăzuți cu canale elicoidale pentru cablu, distanța  $x$  se poate explicita după cum urmează :

$$x = \frac{\omega \cdot p}{2\pi} \cdot t = k_\omega \cdot t \left[ \omega = \text{const.} \cup k_\omega = \frac{\omega \cdot p}{2\pi} \right], \quad (6.64)$$

unde  $p$  este pasul canalului elicoidal iar  $\omega$  - viteza unghiulară a tamburului. Deci tensiunile din cablu variază după legea :

$$T_x = \frac{Q_c}{2 \sin \alpha} = Q \frac{\ell}{2x \sin \alpha} = Q \frac{\ell}{2k_\omega t \sin \alpha} = k_0 \cdot t^{-1} U \quad (6.64)$$

$$U k_0 = \frac{Q \ell}{2 k_\omega \sin \alpha} = \frac{2\pi Q \ell}{2 \omega p \sin \alpha} = \text{const.}$$

Dacă se reprezintă grafic, pe perioada unui ciclu energetic, tensiunile din cablu rezultă conform graficelor din fig. 6.16.

In fig.6.14 se prezintă vederi ale standului din fig.6.5.  
Soluțiile adoptate prezintă avantaje funcționale și construc-  
tive și anume :

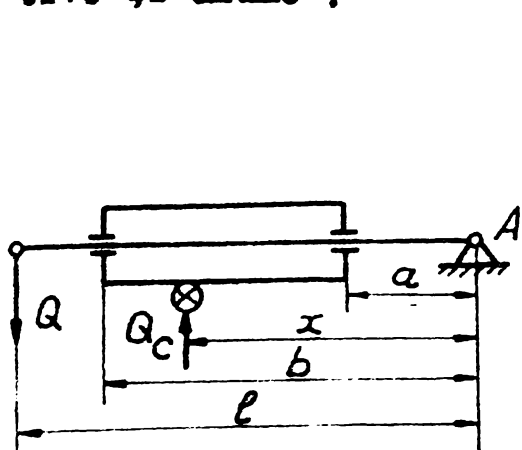


Fig.6.12

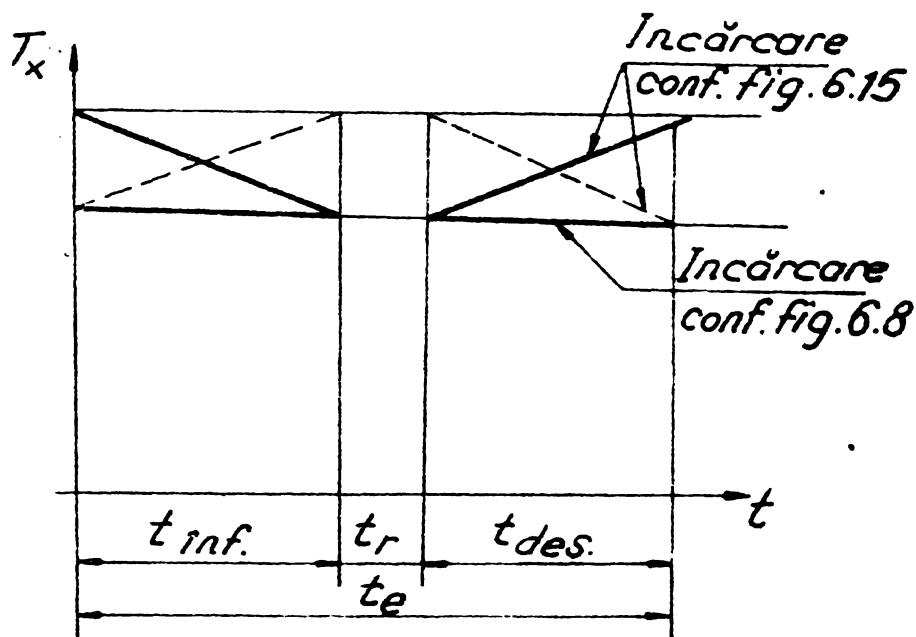


Fig.6.13

- condițiile de încercare se apropie foarte mult de condițiile reale de exploatare ;

- în circuitul standului intră - în marea majoritate - componente din construcția electropalanelor, permițînd astfel ușurarea efortului de fabricație, iar din punct de vedere funcțional, nu afectează caracteristicile electropalanelor ;

- standul este relativ simplu de executat și întreținut ;

- dispozitivul de tensionare oferă posibilități multiple de variere a încărcării admițînd testarea după diverse regimuri pre-scrise.

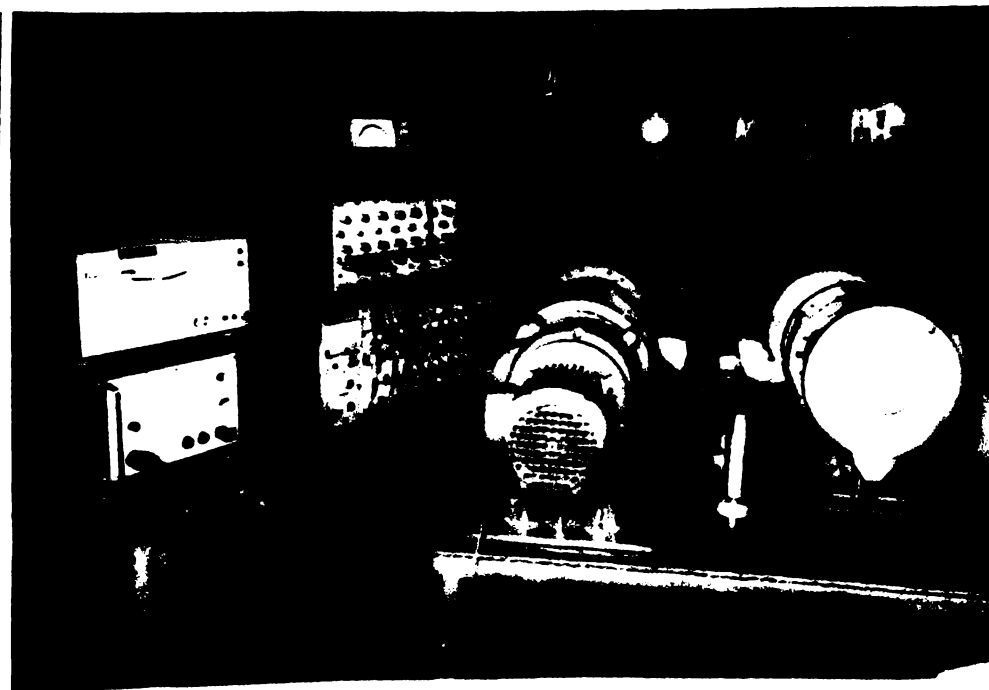


Fig.6.14

**6.1.3. Stand care utilizează pentru încărcare  
mecanisme cu cremaliere sau cu bare rulante**

Pentru circuitele mecanice cu rigiditate mare (care includ arbori scurți și robuști, cuplaje neelastice etc.) trebuie să fie prevăzute dispozitive de torsionare adecvate, care să admită o finețe corespunzătoare la unghiuri de răsucire mici.

În fig.6.14 a,b se prezintă un astfel de stand care este dotat cu un dispozitiv care transformă energia potențială a sistemului în energie de deformare elastică a arborilor.

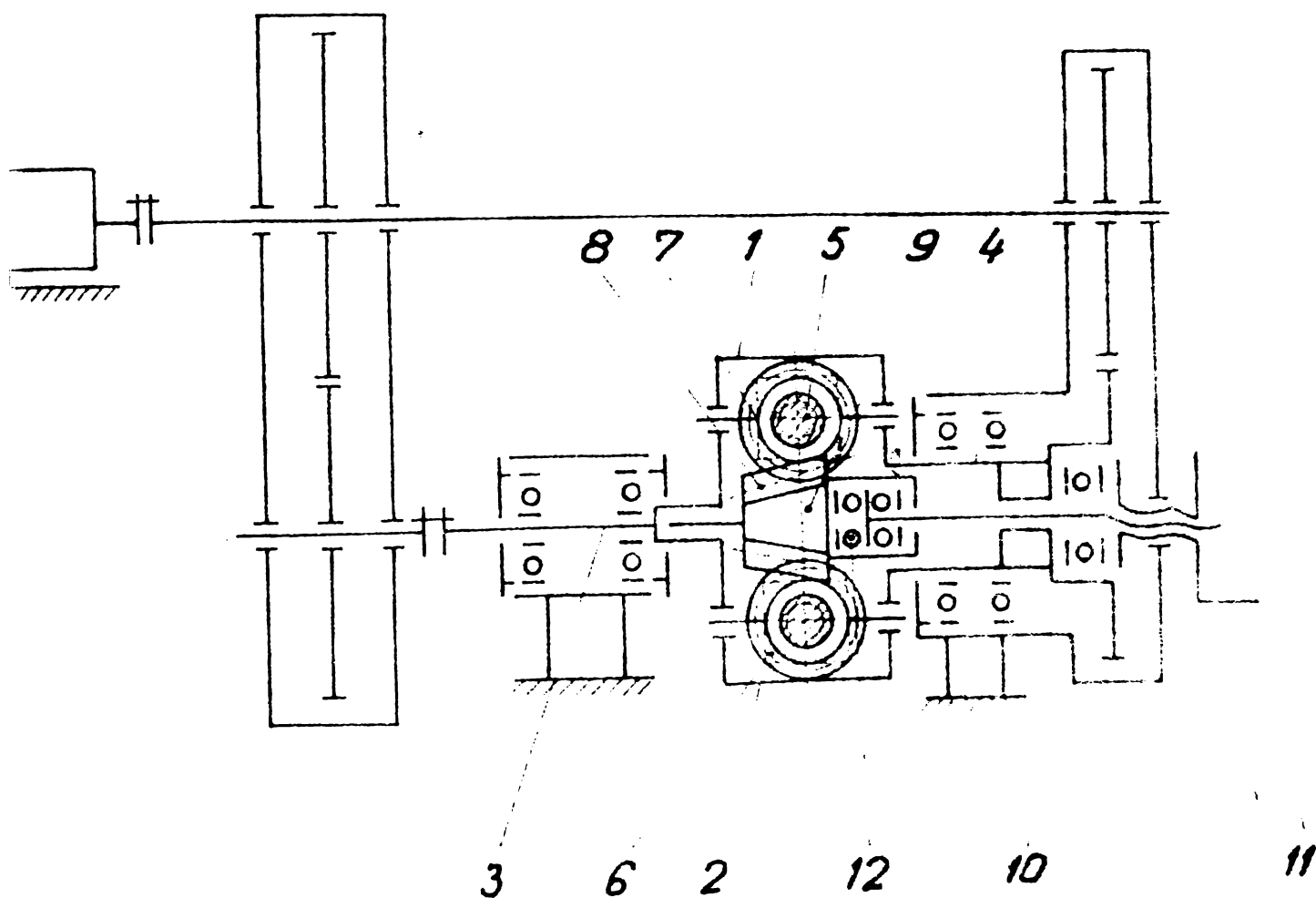


Fig.6.14 a

Conexiunile între brațele 1 și 2 se fac prin intermediul tijelor 5, filetate în sensuri opuse la cele două capete. Pe tronsonul central al tijei 5 se montează roata dințată 7 în angrenare cu cremaliera 8.

Tija filetată este ancorată la brațele 1 și 2 prin două articulații articulate 6. Șurubul 10 și rulmentul axial cu șabla 12, asigură suportului central o mișcare de translație.

Deplasarea axială a cremalierelor are ca efect rotirea tijelor

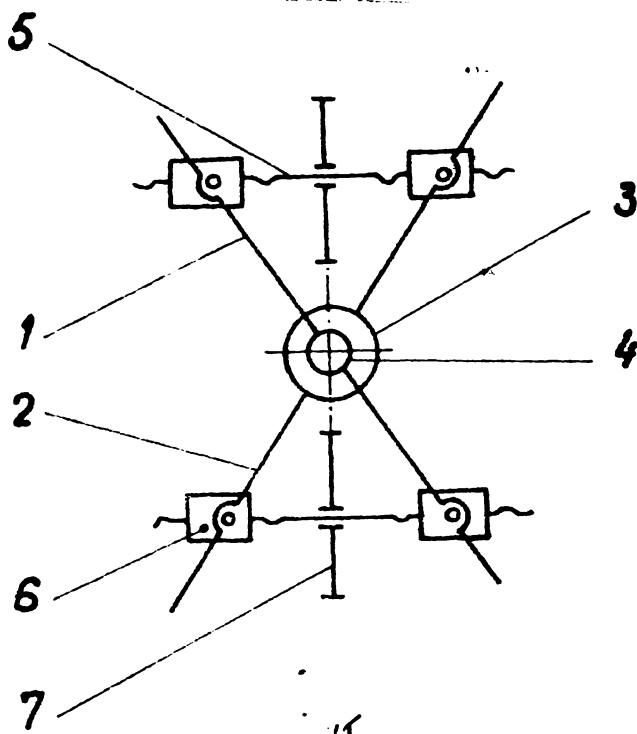


Fig. 6.14 b

5 și a roților 7, respectiv îndepărtarea sau apropierea articulațiilor piulițelor 6.

Surubul 10 este blocat împotriva rotirii, acceptând funcțional - numai mișcarea de translație.

a). Geometria și cinematica mecanismului de reglare a sarcinii.

Geometria și cinematica dispozitivului rezultă din figura 6.15.

Deplasării pe orizontală a cremalierei,  $l_x$ , îi corespunde

rotirea cu unghiul  $\varphi_d$  a tijei filetate :

$$l_x = R_d \cdot \varphi_d \quad (6.91)$$

unde :

$R_d$  este raza de divizare a roții dințate 7.

Deplasarea în plan orizontal a punctului A (articulația piuliței) va fi :

$$\Delta x = p \frac{\varphi_d}{2\pi} = r_2 \varphi_d \cdot \operatorname{tg} \beta \quad (6.92)$$

unde :

$p$  este pasul filetului, iar  $r_2$  - diametrul mediu al filetului.

Notînd  $\varphi_d = \frac{l_x}{R_d}$ ,  $\Delta x$  devine :

$$\Delta x = \frac{d}{R_d} \cdot l_x \cdot \operatorname{tg} \beta = p \frac{l_x}{\Gamma_d} \quad (6.93)$$

unde :

$\Gamma_d$  este perimetrul cercului de divizare.

Abscisa curentului a punctului A va fi :

$$x = O_2A_1 = O_2A_2 + A_2A_1 = O_1A + A_2A_1 = X + \Delta x \quad (6.94)$$

unde :

$$O_1A = X = R \sin \frac{\varphi_1}{2} \quad (6.95)$$

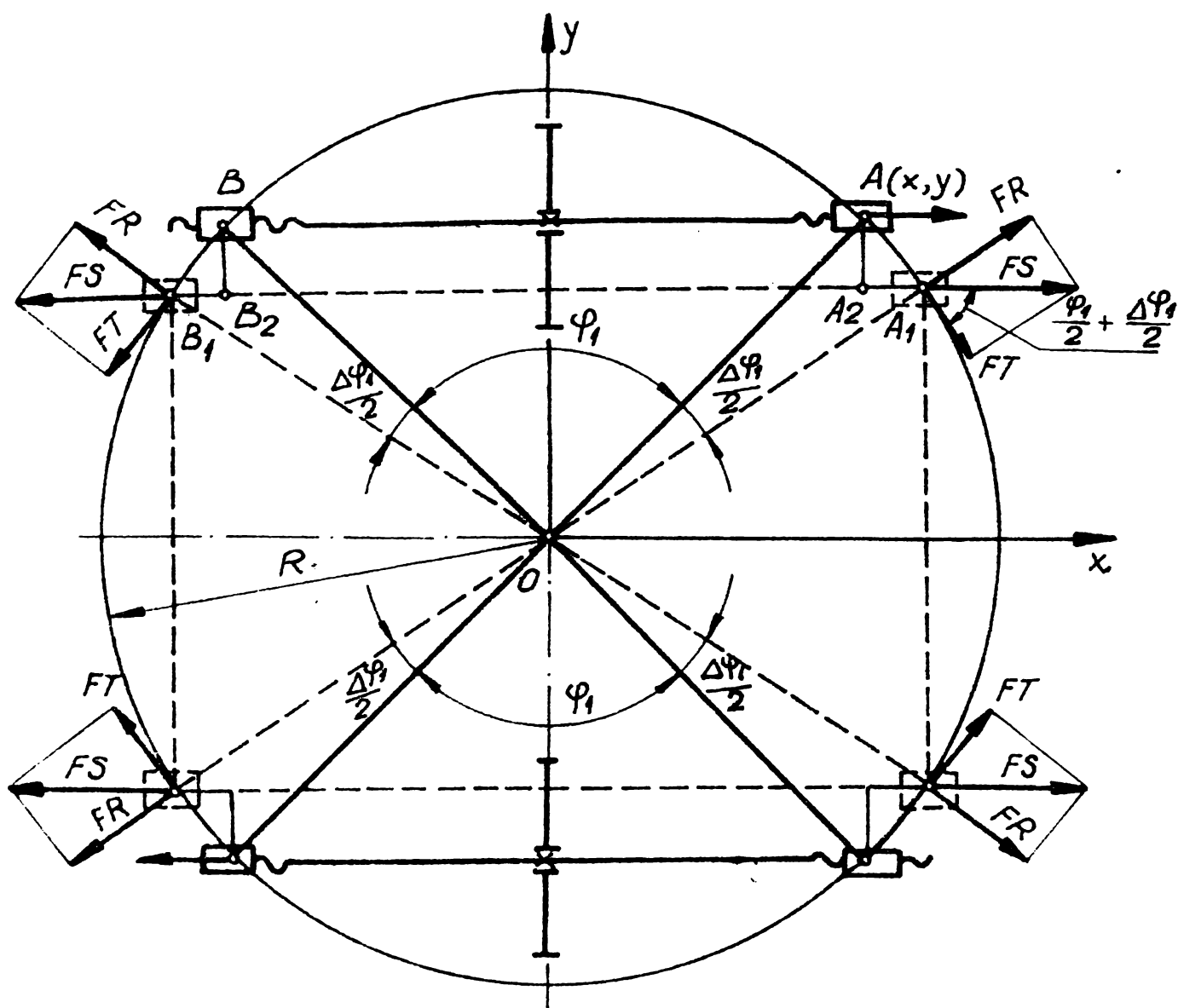


Fig.6.15 c

R fiind raza cercului pe care sînt înscrise articulațiile piulițelor.

Cu acestea rezultă :

$$x = R \sin \frac{\varphi_1}{2} + p \frac{l_x}{\Gamma_d}$$

Analog deplasarea pe verticală a punctului A este :

$$\Delta y = OO_1 - OO_2 = R \left[ \cos \frac{\varphi_1}{2} - \cos \left( \frac{\varphi_1}{2} + \frac{\Delta\varphi_1}{2} \right) \right] \quad (6.69)$$

În acest caz, expresia ordonatei curente a punctului A va fi :

$$y_C = y - \Delta y = R \cos \left[ \frac{\varphi_1}{2} + \arcsin \left( \sin \frac{\varphi_1}{2} + \frac{p}{R} \frac{l_x}{\Gamma_d} \right) - \frac{\varphi_1}{2} \right] \quad (6.70)$$

Prin urmare punctul A va avea coordonatele :

$$\begin{cases} x = R \sin \frac{\varphi_1}{2} + p \frac{\ell_x}{\Gamma_d} \\ y = R \sqrt{1 - \left( \sin \frac{\varphi_1}{2} + \frac{\ell_x p}{R \Gamma_d} \right)^2} \end{cases} \quad (6.71)$$

Așa cum s-a arătat în § 5.2.2, relația (6.71) pune probleme specifice de sinteză dimensională cu implicații funcționale și tehnologice. S-a demonstrat că o linie de referință dreaptă pentru cremalieră (înlocuirea a funcției  $y$  din rel. 6.71) nu afectează rezultatul propus dacă legea de variație a momentului este și ea liniară.

Pentru optimizarea elementelor constructive și funcționale s-a întocmit programul pentru calculator, ordinograma fiind prezentată în Anexa 14

Tot cu ajutorul calculatorului se stabilește modalitatea de înlocuire a cremalierelor cu sectoare de roți dințate (fig. 6.16).

În fig. 6.17 se prezintă o schemă, conform căreia tijele 5 sînt fixate în lagărele unui suport 15 iar brațele 1 și 2 sînt prevăzute cu ghidaje de translație după direcție radială, asigurîndu-se astfel paralelismul liniilor de referință ale cremalierelor cu axa suportului central.

În varianta din fig. 6.18 acționarea tijelor filetate se realizează prin intermediul unor mecanisme isocinetice (în cazul de față, cuple de clasa a V-a, superioare, cu bare rulante). Pentru aceasta roata dințată 7 se înlocuiește cu rola 17. Mișcarea de rotație a rolei este comandată prin bare rulante 16, fixate, cu un capăt pe role și cu celălalt pe suportul central.

#### b). Cinetostatica mecanismului de reglare a încărcării

Sub efectul forțelor din mecanism, sistemul mecanic înregistrează o deformație la răsucire:

$$\begin{aligned} \Delta\varphi_j &= \frac{M_{tj}}{G} \left[ \frac{\ell_1}{I_{p1}} + \frac{\ell_2}{I_{p2}} + \dots + \frac{\ell_n}{I_{pn}} \right] = \\ &= \frac{M_{tj}}{G} \sum_{j=1}^n \frac{\ell_j}{I_{pj}} \end{aligned} \quad (6.72)$$

Forța tangențială din articulația piuliței are expresia :

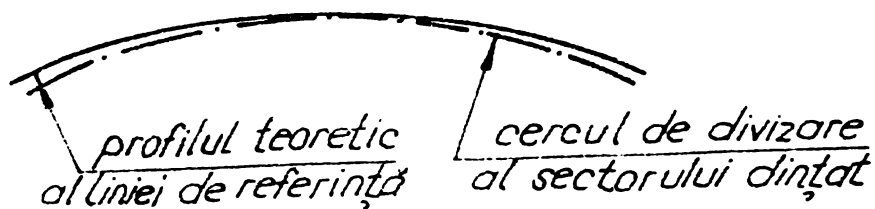


Fig. 6.16

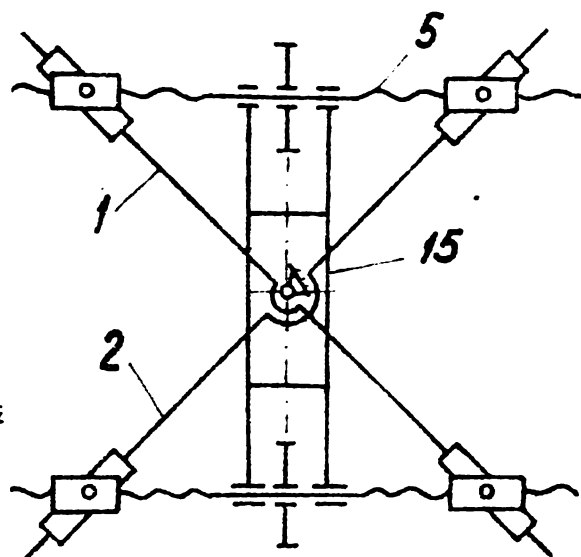


Fig. 6.17

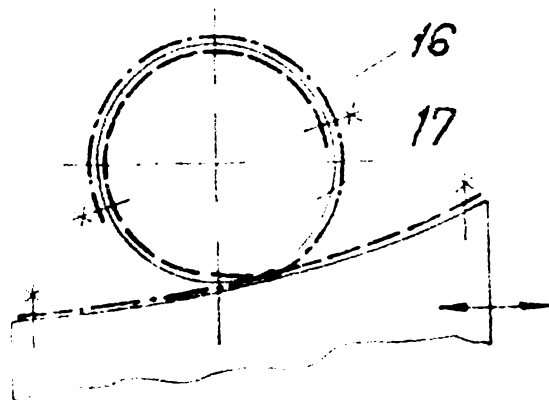


Fig. 6.18

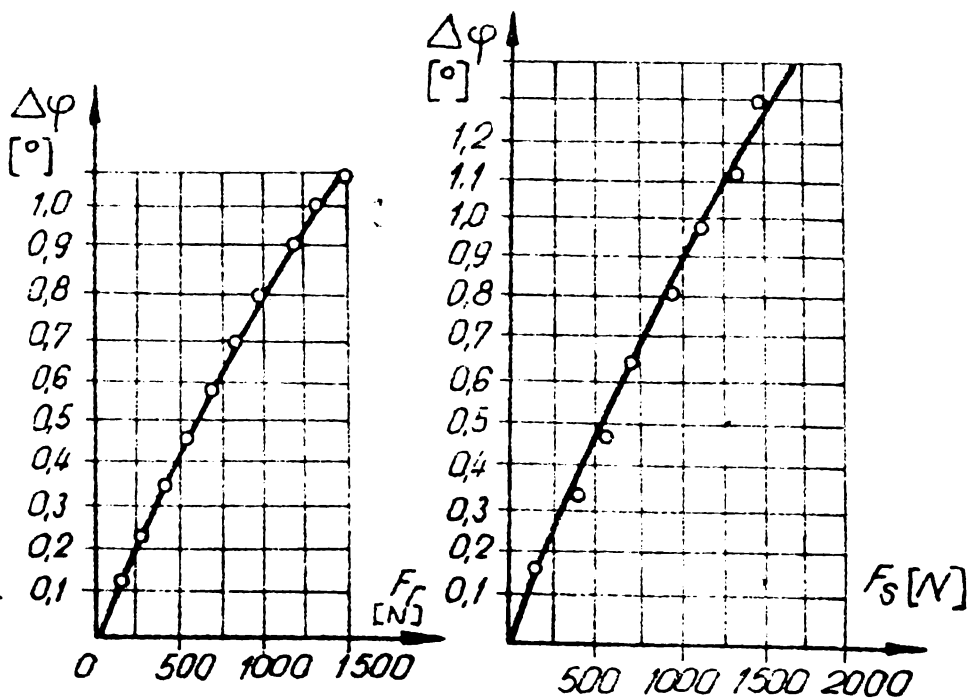


Fig. 6.19

$$F_t = \frac{M_t}{D}$$

Cu aceasta, forța din șurub și forța radială devin :

$$F_r = \frac{F_t}{\cos\left(\frac{\varphi_1}{2} + \frac{\Delta\varphi_1}{2}\right)} = \frac{F_t}{\sqrt{1 - \left(\sin\frac{\varphi_1}{2} + \frac{P}{\pi} \frac{l_x}{\Gamma_d}\right)^2}} \quad (6.73)$$

respectiv



$$F_r = \frac{F_t}{\sin\left(\frac{\varphi_1}{2} + \frac{\Delta\varphi_1}{2}\right)} = \frac{F_t}{\sin\frac{\varphi_1}{2} + \frac{P}{R} \frac{l_x}{\Gamma_d}} \quad (6.74)$$

Cunoscîndu-se caracteristicile geometrice și de material ale elementelor înscrise în lanțul cinematic al standului, cuplul și puterea vor avea ca expresii :

$$M_t = \frac{\Delta\varphi_j G}{\sum_{j=1}^n \frac{l_j}{I_{pj}}} \quad (6.75)$$

respectiv

$$P = \frac{\Delta\varphi_j \cdot G \cdot \omega}{10^6 \sum_{j=1}^n \frac{l_j}{I_{pj}}}$$

Cu ajutorul calculatorului s-au stabilit valori ale forțelor  $F_t$ ,  $F_r$  și  $F_t$  pentru mai multe variante. Două asemenea grafice sînt reproduse în fig. 6.19

Standul acesta deși este conceput și realizat ca stand didactic, principiul de încărcare poate fi utilizat și la standuri industriale.

O vedere a acestui stand este prezentată în fig. 6.20...

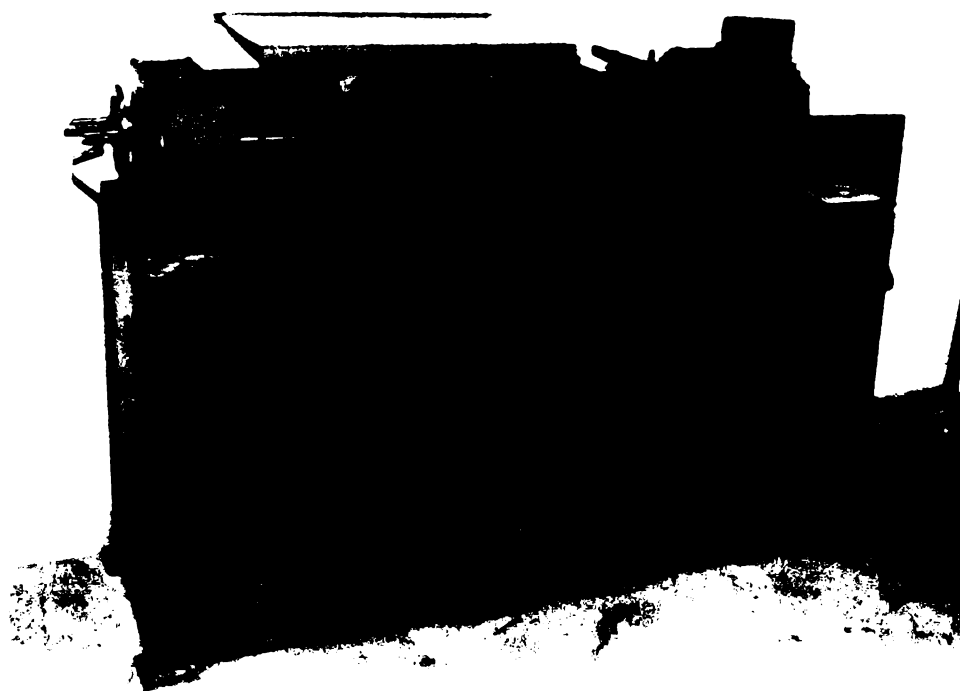


Fig. 6.20

6.1.4 Stand cu circuit mecanic închis cu încărcare hidrostatică.

Literatura tehnică consemnează foarte multe soluții de încărcare hidrostatică a circuitelor mecanice. Acest lucru se datorează în bună parte atât perfecționării echipamentelor hidraulice cât și ușurinței cu care se pot regla - manual sau automat - parametrii circuitului hidraulic. Principalul dezavantaj al standurilor cu încărcare pe cale hidraulică constă în menținerea în stare de funcționare a tuturor componentelor circuitului, pe întreaga durată a încercării sau rodării.

În cele ce urmează se prezintă un stand cu circuit mecanic închis, prevăzut cu comenzi hidraulice pentru tensionare și care elimină principalul neajuns amintit anterior (fig.6.21)

a). Construcția standului

Circuitul mecanic al standului are în componență arbori elastici, arc bară de torsiune 4 și 5, cu rol de a asigura unghiuri mari de răsucire, arbori tubulari 2, purtători ai roților dințate 1.

Rotirea relativă între arborii 2 și 4 se realizează prin intermediul dispozitivului de încărcare acționat hidrostatic. Din structura dispozitivului fac parte arborii 6 și 7 cuplați cu arborii

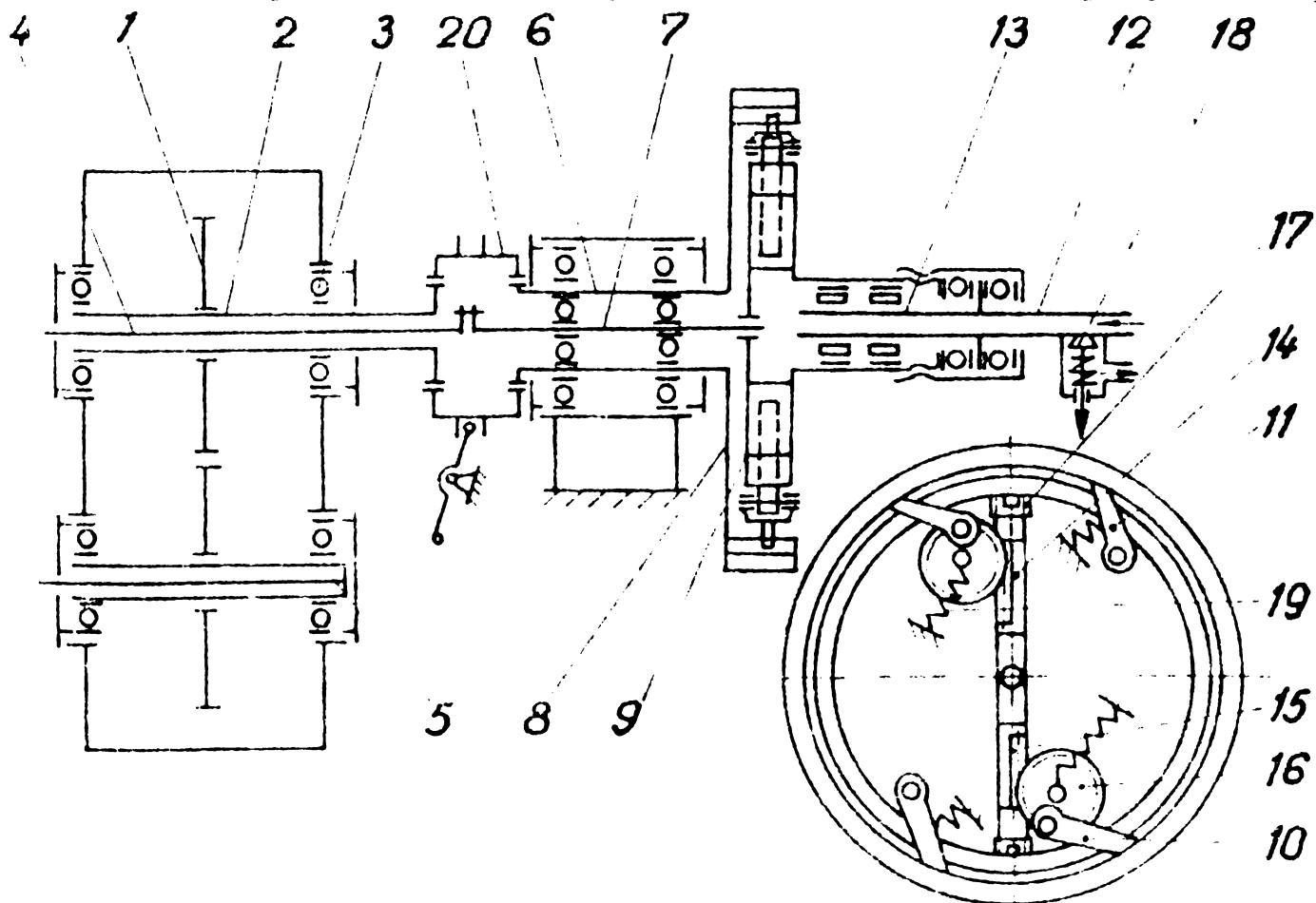


Fig.6.21

rii 2 și 4, discul 8 solidar cu arborele 6 și discul 9 fixat pe arborele 7. Între cele două discuri mișcarea se transmite intermitent prin clicheții 10 respectiv 11. Clicheții 10 transmit mișcarea în regim tranzitoriu (în vederea realizării unei noi trepte de încărcare), pe cînd clicheții 11 au rolul de a menține starea de încărcare atinsă.

Realizarea unei noi trepte de încărcare se face sub acțiunea forței hidrostatice a uleiului. Pentru aceasta în discul 9 sînt practicate alezaje radiale în care sînt introduse pistoane-cremalie-re 15, în angrenare cu roți dințate 16, purtătoare a clicheților 10.

Sub acțiunea forței hidrostatice pistoanele 15 se deplasează radial antrenînd în mișcare de rotație roțile dințate 16, care prin clicheții 10 vor deplasa tangențial discul 8 în raport cu discul 9.

Aceasta corespunde regimului tranzitoriu de încărcare. Regimul staționar este asigurat de clicheții 11, care permit rotirea relativă a discurilor 9 și 8 numai în sensul încărcării. La consumarea cursei pistoanelor, releul de presiune va întrerupe funcționarea motorului de acționare a pompei, arcurile readucînd pistoanele în poziția inițială.

#### b). Schema circuitului hidraulic

Schema de principiu a sistemului de acționare hidrostatic este prezentată în fig. 6.22.

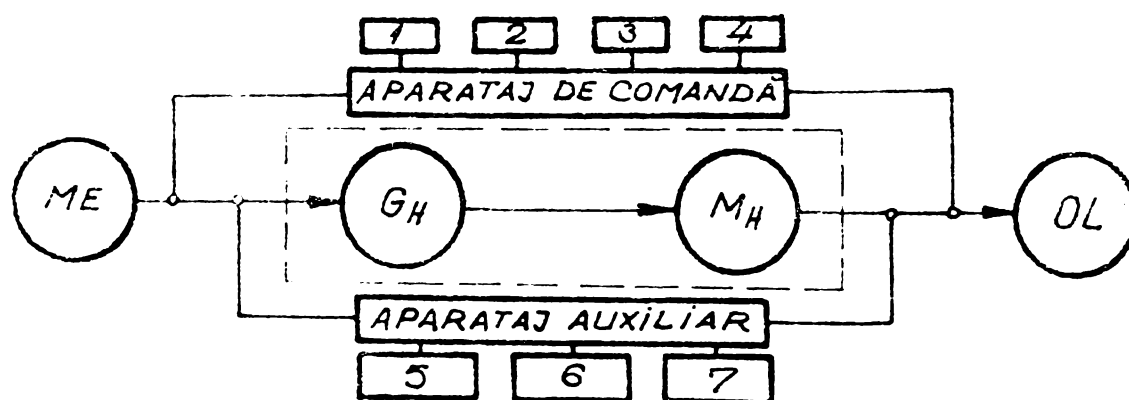


Fig. 6.22

În structura acestuia intră : generatorul hidraulic  $G_H$ , cu rol de a transforma energia mecanică primită de la motorul electric  $M_E$ , în energie hidraulică a lichidului ; motorul hidraulic  $M_H$  pus în mișcare de energia hidraulică pe care, la rîndul său o transformă în energie mecanică transmisă organului de lucru OL (roți dințate, clicheți etc.) ; aparatul de comandă și control (pentru distribuție 1,

reglare 2, control 3,4) și aparataj auxiliar (rezervor 5, elemente pentru transportul lichidului 6 și pentru filtrare 7). Pe stand s-a adaptat o pompă cu debit mic ( $Q = 69,6 \text{ cm}^3/\text{min}$  la 940 rot/min turația motorului de acționare) și presiune mare (100 bar) - pompe de injecție cu pistonase în linie și cursă activă variabilă.

Schema sistemului hidraulic de încărcare utilizat pe standul IHRD2-00 este prezentată în fig.6.23.

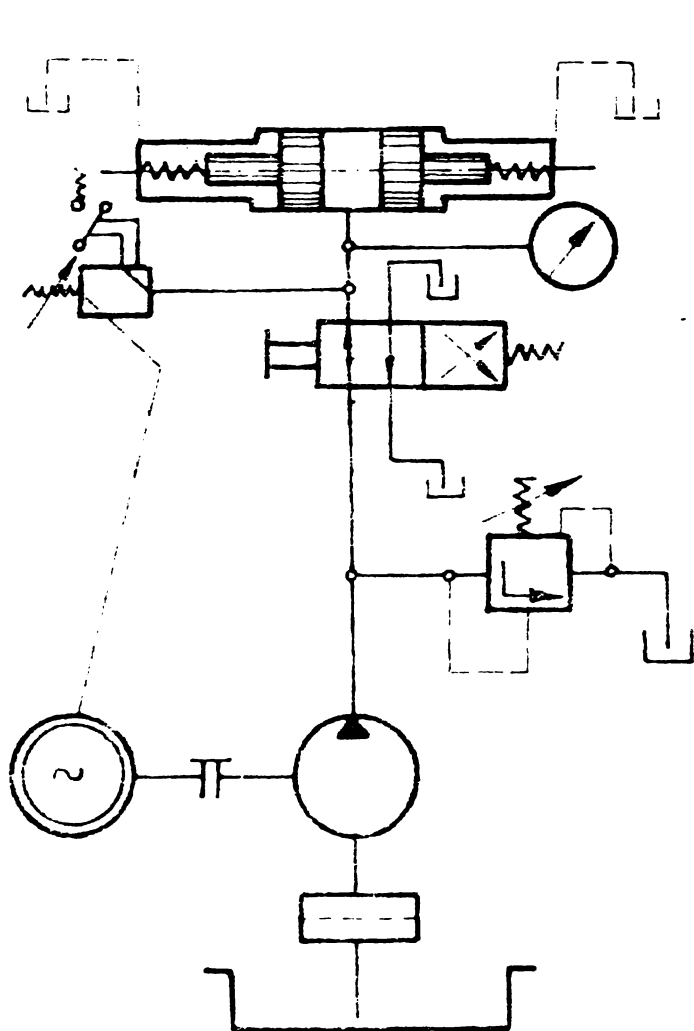


Fig. 6.23

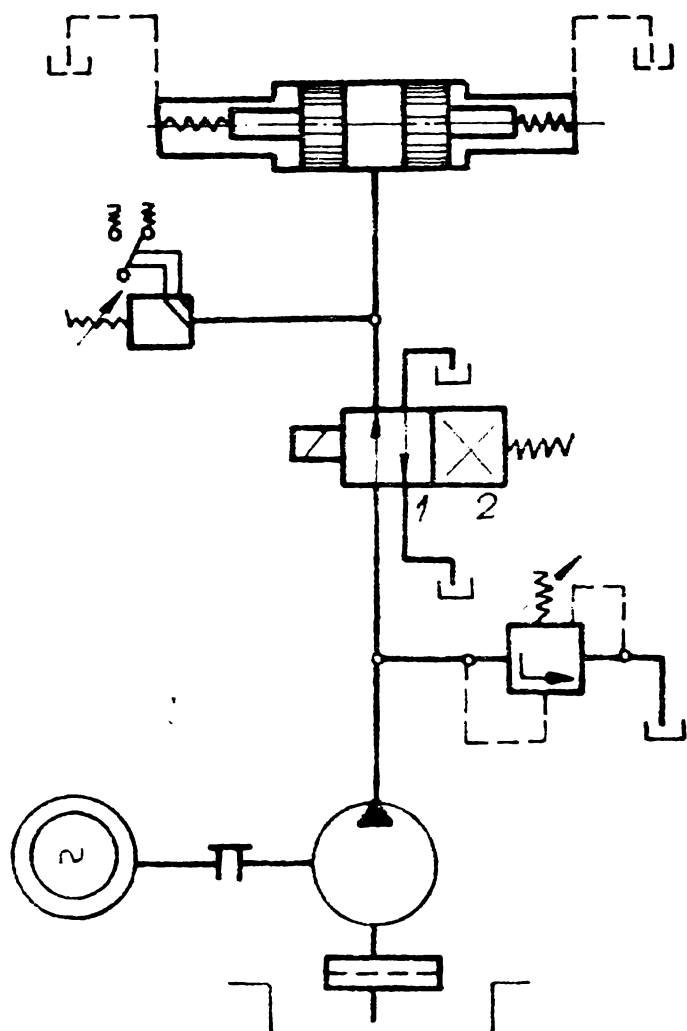


Fig. 6.24

O schemă de sistem hidraulic ce se pretează la automatizare este prezentată în fig.6.24. Deosebirea dintre cele 2 sisteme constă în înlocuirea distribuitorului cu comandă manuală, cu un distribuitor cu comandă electromagnetă, caz în care releul de presiune și supapa de descărcare își schimbă funcțiile. Releul de presiune întrerupe funcționarea motorului electric atunci când există tendința de tensionare a arborilor peste limita admisă.

În fig.6.25 este prezentată o schemă de automatizare.

De la un generator de impulsuri, numit element de programare impulsuri, se trimit impulsuri comandate astfel încât durata dintre impulsuri să corespundă condițiilor de încărcare impuse. Generatorul

de impulsuri își închide contactul normal deschis EPl, punînd sub tensiune bobina electromagnetului EM. Distribuitorul trece pe poziția de lucru 1. După consumarea cursei hidromotoarelor presiunea crește brusc, releul de presiune RP își deschide contactul normal închis, se întrerupe alimentarea bobinei electromagnetului EM. Distribuitorul trece pe poziția de lucru 1. După consumarea cursei hidromotoarelor presiunea crește brusc, releul de presiune RP își deschide contactul normal închis, se întrerupe alimentarea bobinei electromagnetului EM și distribuitorul trece pe poziția 2. Pompa și hidromotoarele se descarcă în rezervor. Ciclul continuă pînă cînd un element de comparare programat la numărul de impulsuri cerut, întrerupe prin contactul său normal închis ECl instalația de comandă și printr-un alt contact normal închis, alimentarea motorului electric.

Parametrii circuitului mecanic și ai sistemului hidraulic sînt prezentați în Anexa 15.

c). Elemente de geometrie și cinematică a dispozitivului.

Mecanismul înlocuitor al dispozitivului este prezentat în fig. 6.26, unde  $l_1$  este lungimea razei canelurilor,  $l_2$  - lungimea clichetului,  $l_3$  - lungimea manivelei,  $l_4$  - distanța dintre centrele de articulație ale bielei și manivelei.

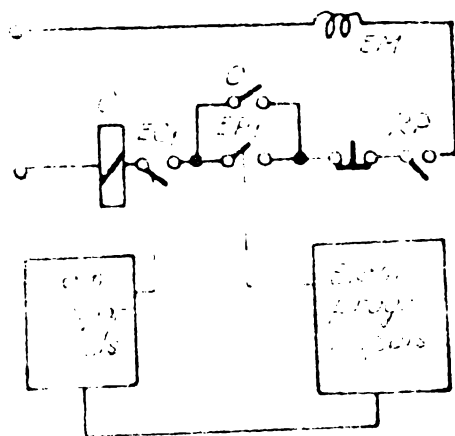


Fig. 6.25

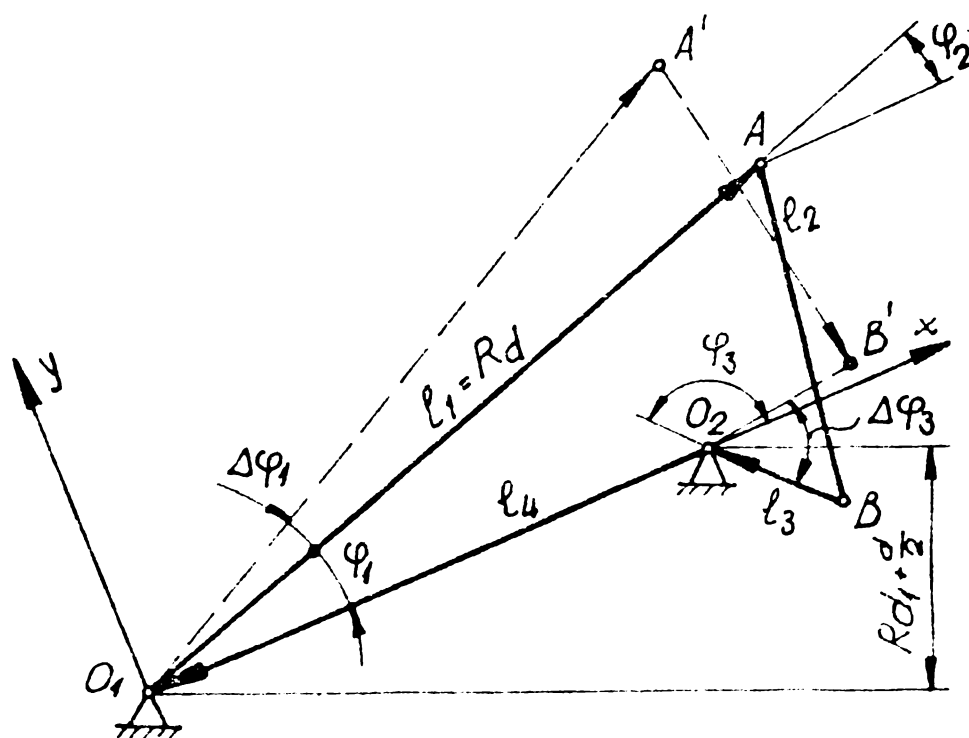


Fig. 6.26

Scriind ecuația vectorială :

$$\bar{l}_1 + \bar{l}_2 + \bar{l}_3 + \bar{l}_4 = \bar{0} \quad (6.76)$$

și proiectând-o pe sistemul de axe, se obține :

$$\varphi_3 = \arccos \left[ -\frac{w_1 q_1^2}{\mu_1^2 + q_1^2} \pm \frac{1}{\mu_1^2 + q_1^2} \sqrt{w_1^2 q_1^4 - (\mu_1^2 + q_1^2)(w_1^2 q_1^2 - \mu_1^2)} \right] \quad (6.77)$$

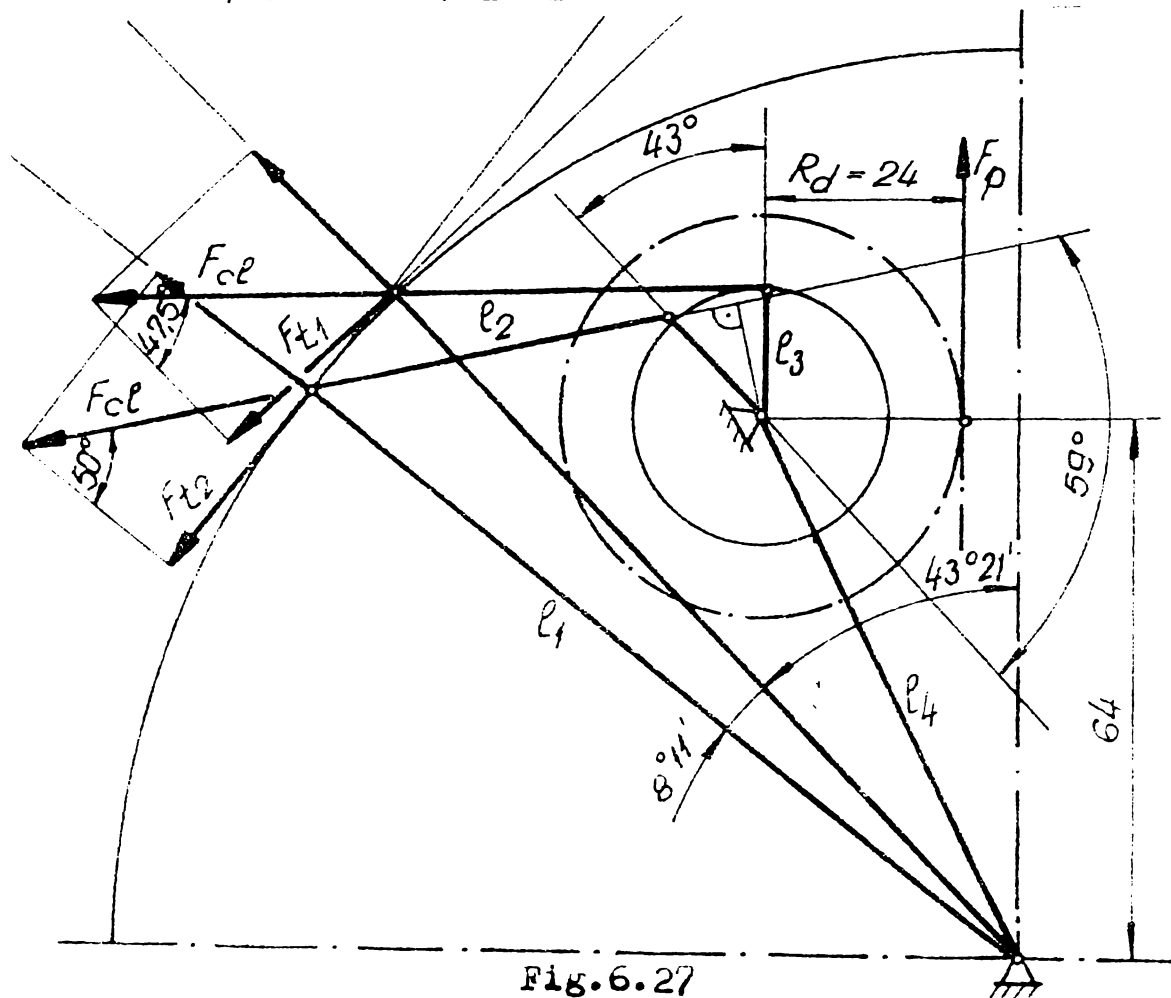


Fig.6.27

unde :

$$\begin{aligned} q_1 &= l_4 - l_1 \cos \varphi_1 \\ \mu_1 &= l_1 \sin \varphi_1 \\ w_1 &= \frac{l_2^2 - l_3^2 - q_1^2 - \mu_1^2}{2 q_1 l_3} \end{aligned} \quad (6.78)$$

Scriind aceeași ecuație după rotirea balansierului cu unghiul

$$\Delta \varphi_1 = \frac{2\pi}{z}$$

se obține unghiul de rotire al manivelei :

$$\Delta \varphi_3 = \arccos \left[ -\frac{w_2 q_2^2}{\mu_2^2 + q_2^2} \pm \frac{1}{\mu_2^2 + q_2^2} \sqrt{w_2^2 q_2^4 - (\mu_2^2 + q_2^2)(w_2^2 q_2^2 - \mu_2^2)} \right] - \varphi_3 \quad (6.79)$$

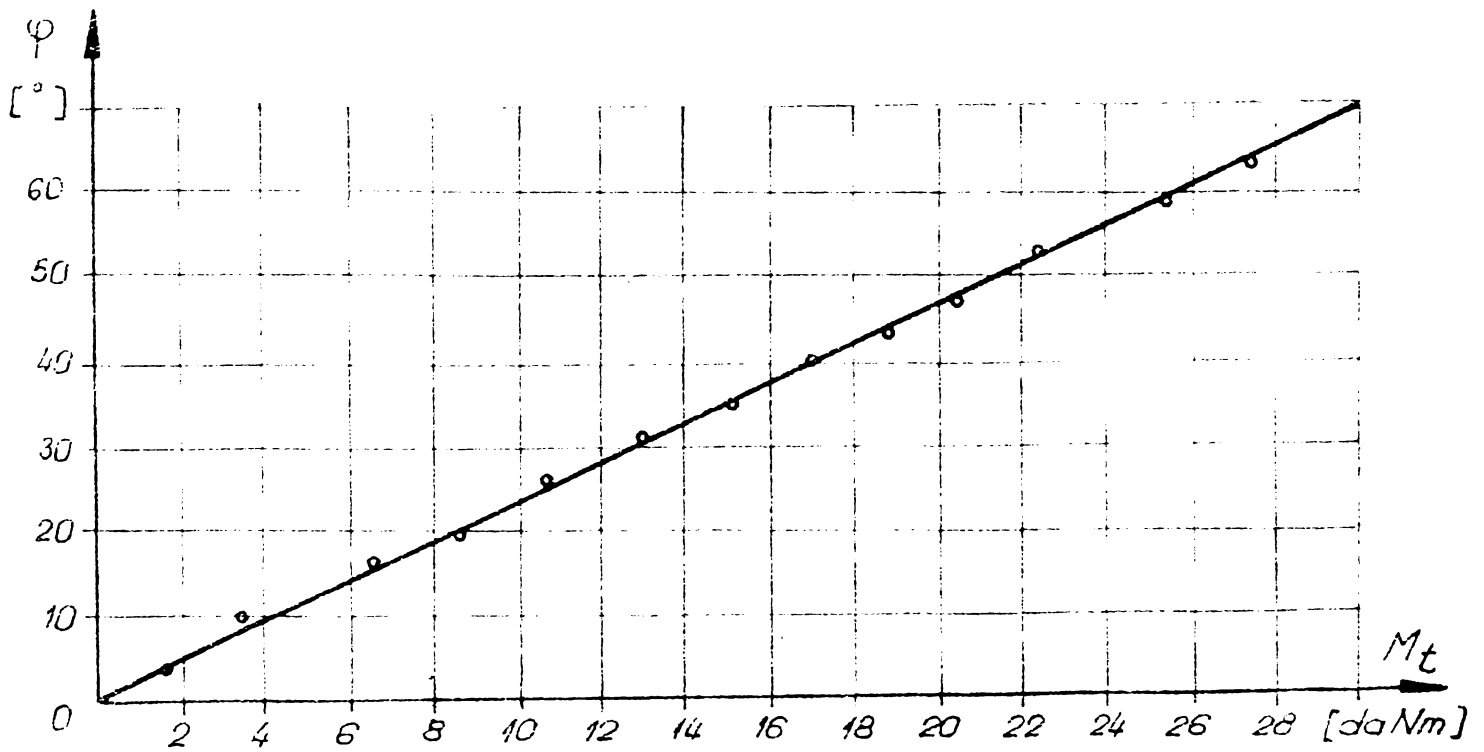


Fig.6.28

unde :

$$q_2 = \ell_4 - \ell_1 \cos(\varphi_1 + \Delta_1 \varphi_1)$$

$$w_2 = \ell_1 \sin(\varphi_1 + \Delta_1 \varphi_1)$$

$$w_2 = \frac{\ell_2^2 - \ell_3^2 - q_2^2 - w_2^2}{2 q_2 \ell_3}$$

z - numărul de caneluri



Fig.6.29

Mecanismul, în două poziții succesive, este reprezentat în figura 6.27.

În figura 6.28 este prezentat graficul funcției  $M_t = m_t(\varphi)$  etalonat pe standul IHRD-00.

Vederea generală a standului este relatată în figura 6.29.

### 6.1.5. Standuri cu încărcare inerțială

Foarte practice și sigure în funcționare sînt cuplajele torsionale inerțiale, cuplaje care se bazează pe efectul forțelor centrifuge.

Literatura consemnează cîteva modele de astfel de dispozitive [25-26; 117; 146; 150] utilizate la încărcarea sistemelor mecanice închise. Se menționează dintre acestea cuplajul inerțial CP2 cunoscut în laboratoarele de încercări de la noi din țară (fig.6.30).

Aceasta realizează rotirea relativă a discurilor 1 și 2 sub acțiunea forțelor centrifuge transmise discurilor printr-un mecanism cu bare articulate.

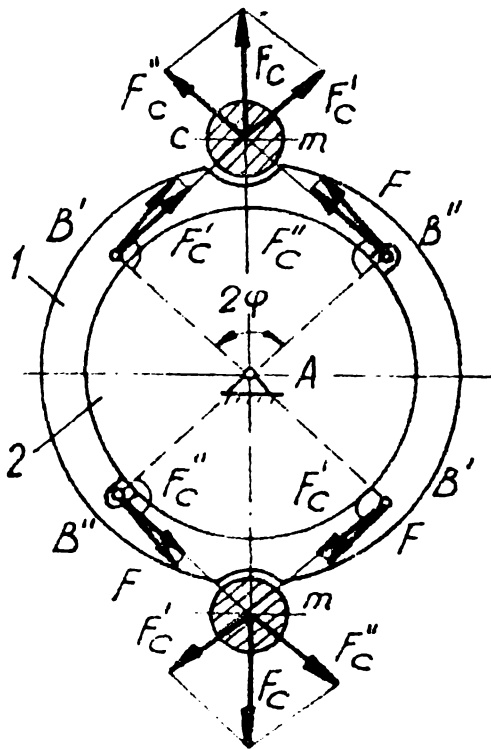


Fig.6.30

Deplasarea radială a punctului C, unde se consideră concentrată masa, sub acțiunea forței centrifuge corespunde cu o variație a unghiului la centru  $2\varphi$  cu  $2\Delta\varphi$ .

Cuplul cu care se încarcă în mișcare standul este

$$M = k m \omega^2 r^2 z M_0$$

unde :

$m$  este masa concentrată în punctul C ;

$$\lambda = \frac{r}{l} ;$$

$z$  - numărul perechilor de bare articulate ;

$k$  - factor de geometrie al dispozitivului.

În cele ce urmează se prezintă patru noi dispozitive inerțiale destinate tensionării - în mers - a sistemelor mecanice închise utilizate la încercarea și rodarea transmisiilor prin angrenare (fig.6.31 ; 6.32 ; 6.33 ; 6.34).

Conform fig.6.31 rotirea relativă a celor doi arbori apropiați și coaxiali - 1 și 2 - se realizează de către camele 5 și 6, fixate articulat pe brațele 3 și 4 (solidare cu arborii 1 respectiv 2), sub acțiunea forțelor centrifuge, considerate concentrate în centrele de masă ale camelor.



Ca efect al acestor forțe centrifuge, unghiul  $\varphi$  dintre direcțiile radiale ale articulațiilor camelor și linia mediană t-t va deveni  $\varphi + \Delta\varphi$ .

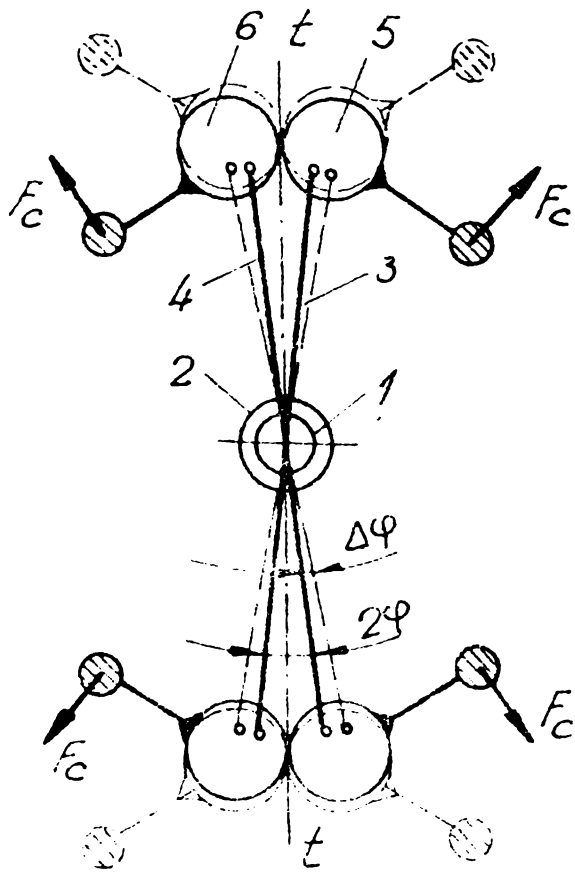


Fig. 6.31

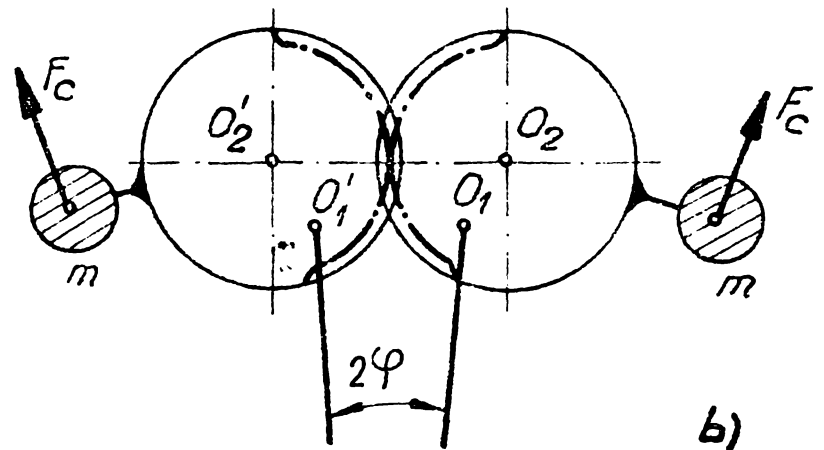
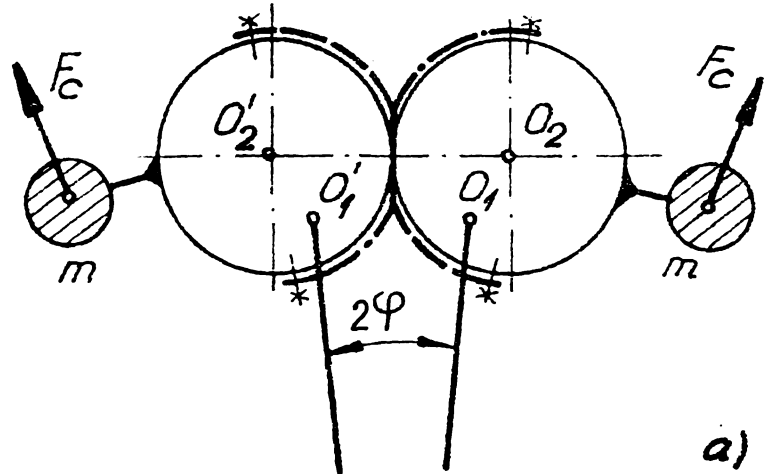


Fig. 6.32

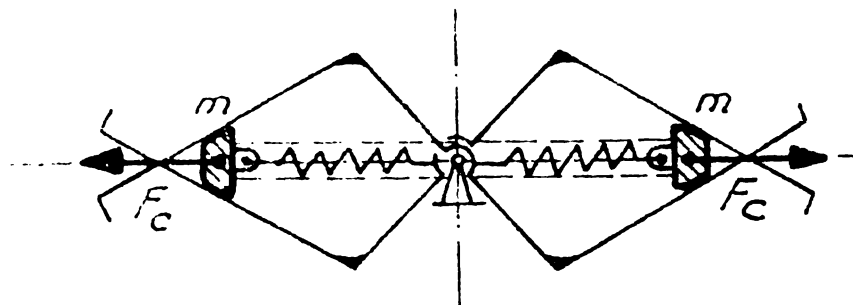


Fig. 6.33

Având în vedere anumite erori - inerente în execuția și montajul pieselor componente - asigurarea unor poziții de perfectă

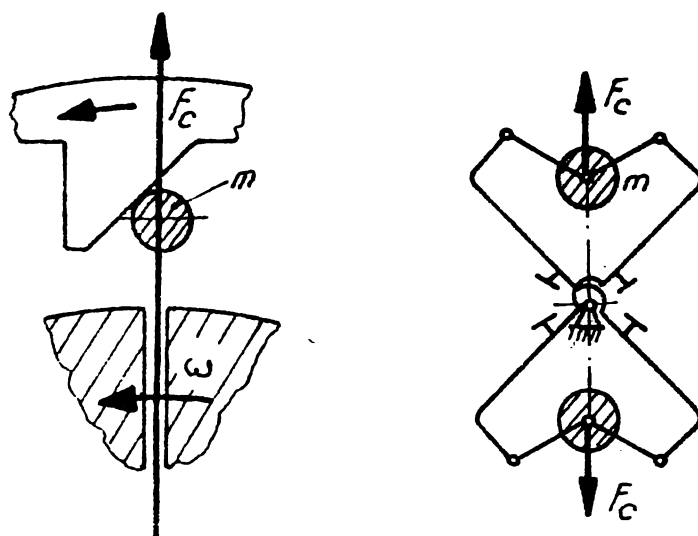


Fig.6.34

simetrie a camelor în timpul funcționării standului (cea ce implică o rostogolire fără alunecare a profilelor în contact) se face prin adaptarea la dispozitiv a unor bare rulante (fire sau benzi inextensibile fixate cu un capăt pe o camă și cu celălalt pe cama conjugată). Prin aceasta se realizează o echilibrare corectă a camelor în timpul mișcării de rotație.

În fig.6.35 se prezintă schematic elementul activ al dispozitivului.

Se acceptă ca date inițiale principale :

- $r$  - raza de articulare a camei ;
- $\ell_m$  - distanța dintre centrul articulației și centrul de masă al camei ;
- $r_m$  - raza centrului de masă al camei, variabilă ca mărime și direcție ;
- $r_o$  - raza de curbură a profilului camei ;
- $e$  - excentricitatea camei ;  $\lambda = r/e$  ;
- $s$  - ordonata centrului de curbură al profilului camei ;
- $M_{tmax}$  - cuplul maxim dezvoltat de dispozitiv ;
- $\omega_{max}$  - viteza unghiulară maximă a tronsonului cinematic pe care s-a fixat dispozitivul de tensionare.

După cum s-a arătat anterior, la aceste dispozitive încărcarea este condiționată cu prioritate de parametrii care definesc forța centrifugă.

Scriind echilibrul elementului 6 rezultă :

$$F_t \cdot e \cos \varphi + F_a \cdot (r - r_1) \sin \delta - F_c \cdot r \sin \alpha = 0$$

unde :

$$F_t = \frac{M_t}{r} \cdot \frac{\lambda}{\lambda \cos \varphi + \cos \psi} \quad (6.80)$$

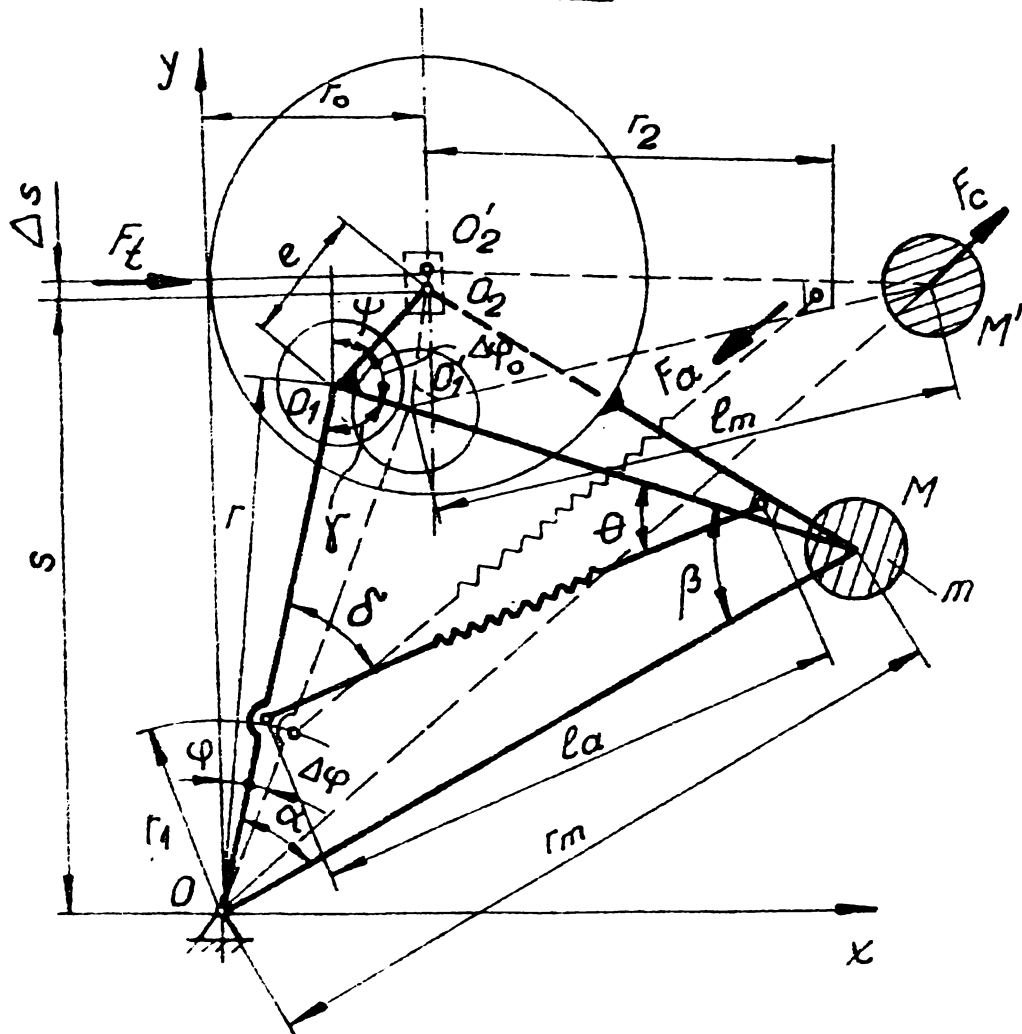


Fig.6.35

reprezintă forța tangențială din sistem, redusă în punctul de contact al camelor.

Forța dezvoltată prin deformarea arcului are expresia :

$$F_a = k_a \cdot h_j$$

unde :

$k_a$  este constanta elastică a arcului ;

$h_j = h_0 + \Delta h_j$  - deformația arcului ;

$h_0$  fiind deformația inițială a arcului, iar  $\Delta h_j$  - deformația suplimentară din timpul funcționării standului.

Forța centrifugă care acționează în centrul de masă al camei este :

$$F_c = m \omega_j^2 r_m$$

În relația (6.80) unghiurile  $\psi$ ,  $\delta$  și  $\alpha$  sînt funcție de elementele geometrice inițiale ale mecanismului din fig.6.35, variația acestora în timpul funcționării standului fiind corelată cu variația unghiului  $\varphi$  prin relația :

$$\Delta\varphi = \frac{1}{G} \sum_{j=1}^n \frac{M_{tj} l_j}{I_{pj}} \quad (6.81)$$

n fiind numărul tronsoanelor torsionate pentru care caracteristicile geometrice ( $\ell_j$  și  $I_{pj}$ ) și energetice ( $M_{tj}$ ) sînt constante, iar  $G$  este modulul de elasticitate transversal.

Deformația maximă,  $\Delta\varphi_{\max}$ , care condiționează valorile limită ale diversilor parametri liniari și unghiulari ai dispozitivului, se obține din relația (6.81) pentru  $M_{tj} = M_{tj \max}$ .

Considerînd profilul camei circular, din fig.6.35 se obține :

$$\psi = \arcsin (\lambda_0 - \lambda \sin \varphi) \quad (6.82)$$

respectiv

$$s = r \left[ \cos \varphi + \lambda \sqrt{1 - (\lambda_0 - \lambda \sin \varphi)^2} \right] \quad (6.83)$$

in care

$$\lambda_0 = \frac{r_0}{e} \quad (6.84)$$

Variația unghiului  $\psi$  este dată de relația :

$$\Delta\psi = \arcsin [\lambda_0 - \lambda \sin (\varphi + \Delta\varphi)] - \arcsin [\lambda_0 - \lambda \sin \varphi] \quad (6.85)$$

iar valoarea sa maximă este dată de expresia

$$\Delta\psi_{\max} = \arcsin \left[ \lambda_0 - \sin \left( \varphi + \frac{1}{G} \sum_{g=1}^n \frac{M_{tj \max} \cdot \ell_j}{I_{pj}} \right) \right] - \arcsin [\lambda_0 - \lambda \sin \varphi] \quad (6.86)$$

Analog, variația maximă a brațului forței  $F_t$  este :

$$\Delta s_{\max} = r \left\{ \cos \left[ \varphi + \frac{1}{G} \sum_{j=1}^n \frac{M_{tj \max} \cdot \ell_j}{I_{pj}} \right] - \cos \varphi + \right. \\ \left. + \lambda \left\{ \sqrt{1 - \lambda_0 - \lambda \sin \left( \varphi + \frac{1}{G} \sum_{j=1}^n \frac{M_{tj \max} \cdot \ell_j}{I_{pj}} \right)^2} - \sqrt{1 - [\lambda_0 - \lambda \sin \varphi]^2} \right\} \right\} \quad (6.87)$$

Legile de variație ale mărimilor  $\alpha$  și  $r_m$  sînt :

$$\alpha = \arctg \frac{\sin \varphi + \lambda'_0 \sin (\varphi + \psi_0)}{\cos \varphi + \lambda'_0 \cos (\varphi + \psi_0)} - \varphi \quad (6.88)$$

unde :

$$\lambda'_0 = \frac{r}{\ell_m} \quad (6.89)$$

respectiv

$$r_m = r \frac{\cos \varphi + \lambda'_0 \cos (\psi + \psi_0)}{\cos (\varphi + \alpha)} \quad (6.90)$$

Valoarea maximă a razei  $r_m$  este :

$$r_m = r \frac{\cos(\varphi + \frac{1}{G} \sum_{j=1}^n \frac{M_{tjmax} \ell_j}{I_{pj}}) + \lambda'_0 \cos [\psi + \Delta\psi(\Delta\varphi_{max}) + \psi_0]}{\cos(\varphi + \frac{1}{G} \sum_{j=1}^n \frac{M_{tjmax} \ell_j}{I_{pj}} + \alpha + \Delta\alpha_{max})} \quad (6.91)$$

unde :

$$\Delta\alpha_{max} = \arctg \frac{\sin(\varphi + \Delta\varphi_{max}) + \lambda'_0 \sin [\psi + \Delta\psi(\Delta\varphi_{max}) + \psi_0]}{\cos(\varphi + \Delta\varphi_{max}) + \lambda'_0 \sin [\psi + \Delta\psi(\Delta\varphi_{max}) + \psi_0]} -$$

$$- \arctg \frac{\sin\varphi + \lambda_0 \sin(\psi + \psi_0)}{\cos\varphi + \lambda_0 \cos(\psi + \psi_0)} - \Delta\varphi_{max} \quad (6.92)$$

Unghiul  $\delta$ , făcut de direcția forței  $F_a$  cu elementul  $OO_1$  este:

$$\delta = \arctg \left[ \frac{r_2 - (r-r_1)}{r_2 + (r-r_1)} \operatorname{ctg} \frac{\pi - (\alpha + \beta)}{2} \right] + \frac{\alpha + \beta}{2} \quad (6.93)$$

unde :  $\beta = \arcsin(\lambda'_0 \sin \alpha)$ .

Ecuația (6.80) la limită, cu luarea în considerare a relației (6.81), se poate scrie sub forma :

$$M_{tmax} \frac{\cos(\varphi + \Delta\varphi_{max})}{\cos(\varphi + \Delta\varphi_{max}) + \cos[\psi + \Delta\psi(\Delta\varphi_{max})]} +$$

$$+ k_a h_j (\Delta\varphi_{max}) r_2 \lambda'_0 \sin \alpha (\Delta\varphi_{max}) -$$

$$- m \omega_j^2 r_m (\Delta\varphi_{max}) \cdot \sin \alpha (\Delta\varphi_{max}) = 0 \quad (6.94)$$

Masa  $m$  se poate calcula din relația (6.94) funcție de condițiile la limită. Considerând  $m = \text{const.}$ , din ecuația (6.94) rezultă variația încărcării realizate de dispozitiv pentru diverse valori ale vitezei unghiulare  $\omega_j$ :  $M_T = M_T(\omega_j)$ .

Profilul camei poate fi proiectat și corespunzător unei legi de variație a cuplului, impusă inițial. Această sinteză este relativ mai dificilă deoarece majoritatea parametrilor depind de timp și  $\omega$ .

Dispozitivul inerțial cu came a fost realizat în două variante, constructiv distincte: came cu bare rulante și bare cu sectoare dințate (fig. 6.52).

În fig. 6.56 se prezintă vederi și detalii ale standurilor cu cele două tipuri constructive de dispozitive redată în fig. 6.51 și fig. 6.52.

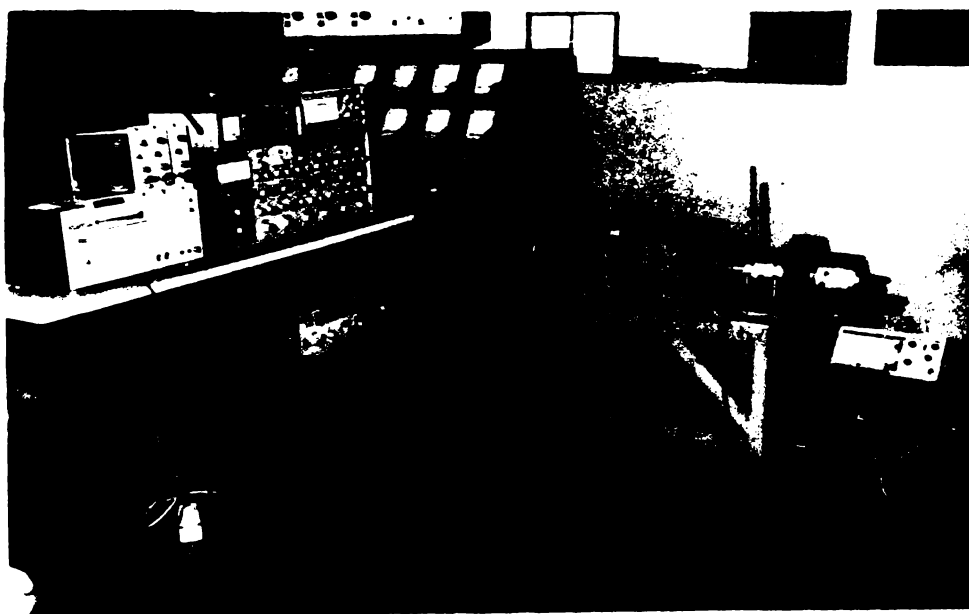


Fig. 6.56

Diagramele  $M_T = M_T(\omega_j)$  pentru cele două variante sînt prezentate în fig. 6.51.

Standul are posibilitatea prestensionării și a eliminării jocurilor printr-un cuplu cu suprafețe active conice. Prin armare la o turație trezită menționat momentul de torsiune inițial.

Încercările pe standul de probă au pus în evidență variații ale momentului de torsiune care apar la dispozitivul cu sectoare dințate (fig. 6.52) din cauza utilizării cameilor cu bare rulante (fig. 6.53).

Schema cinematică a unui stand cu dispozitiv inertial CP-2; proiectată pentru încercarea reductoarelor TR-4 este prezentată în Anexa 16

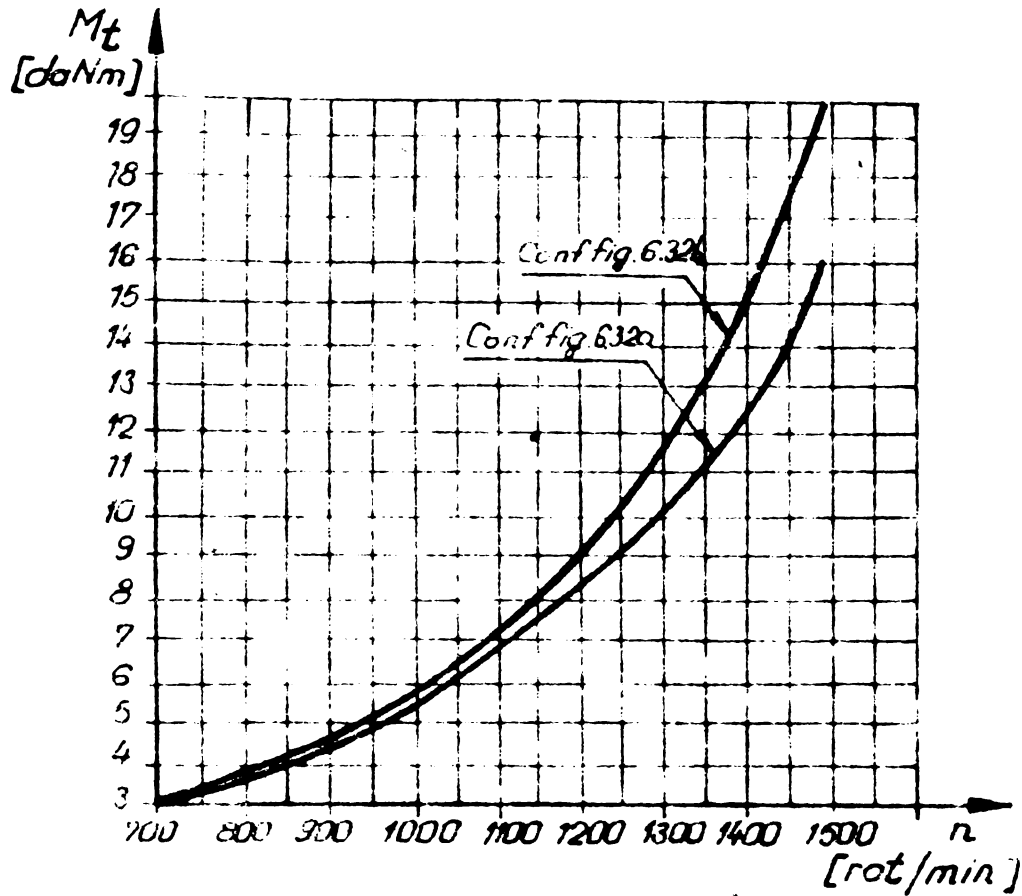


Fig. 6.37

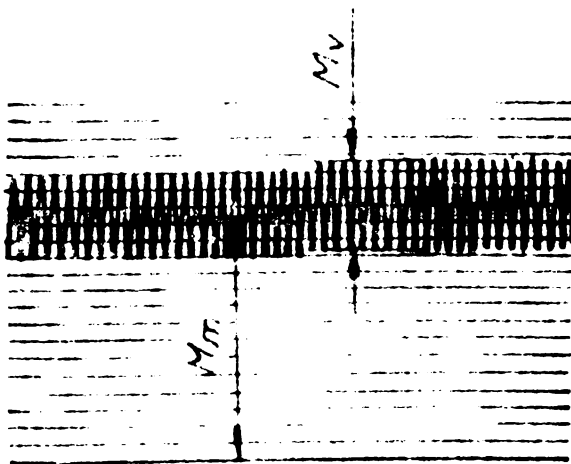


Fig. 6.38



Fig. 6.39

Dispozitivul din fig. 6.31 a fost utilizat și pentru încercarea reductoarelor transportoarelor cu racleți TR-3 și a reductoarelor de la mașinile de încărcat minereu [85,143,145] în cadrul unor contracte de colaborare.

### 6.1.6. Standuri cu circuit energetic închis pe cale electrică

O răspândire relativ mare o au și standurile de încercare și rodare în circuit închis pe cale electrică.

În cele ce urmează se prezintă două tipuri de standuri pentru încercare și rodare universale, concepute pentru laboratoare industriale. Ambele standuri sînt acționate de la rețeaua trifazică complet comandată cu tiristoare, în circuit fiind prevăzute două cutii de viteze CV1 și CV2. Varianta din fig. 6.40 mai conține un generator de c.c. GCC, un motor de c.c. MCC, a cărui turație reglată corespunzător face ca generatorul de c.a. GCA să debiteze în rețea, închizînd astfel, pe cale electrică, circuitul.

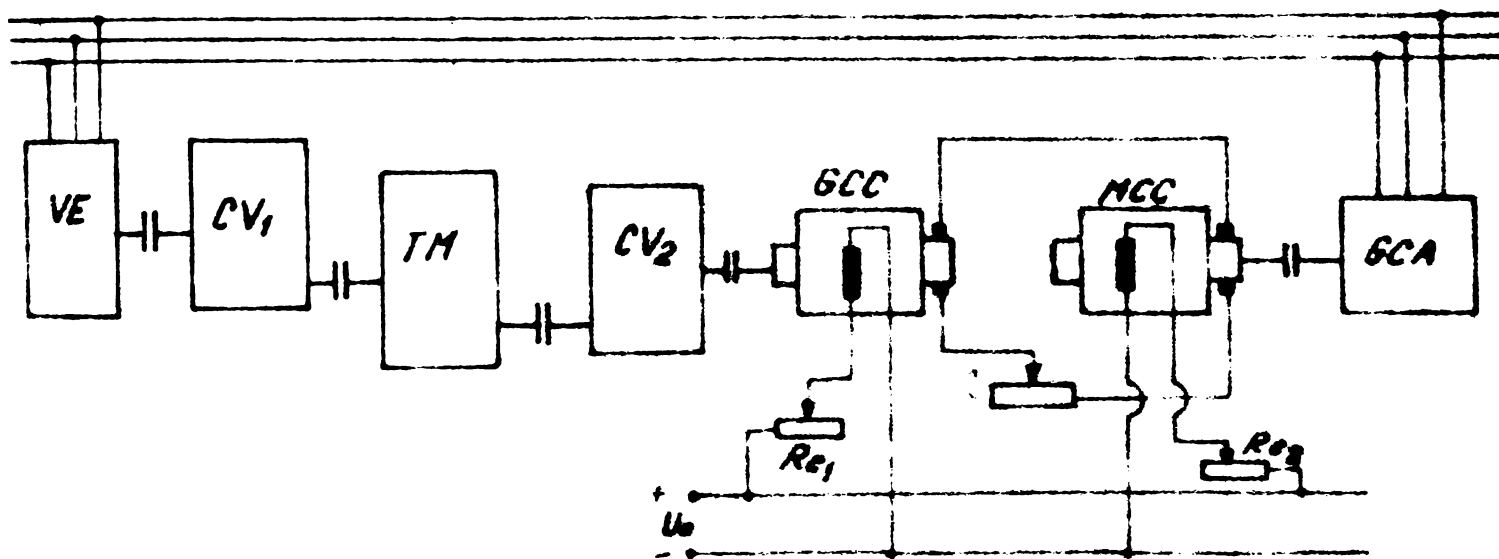


Fig. 6.40

Varianta din fig. 6.41 utilizează un invertor de curent IC în locul MCC și a GCC.

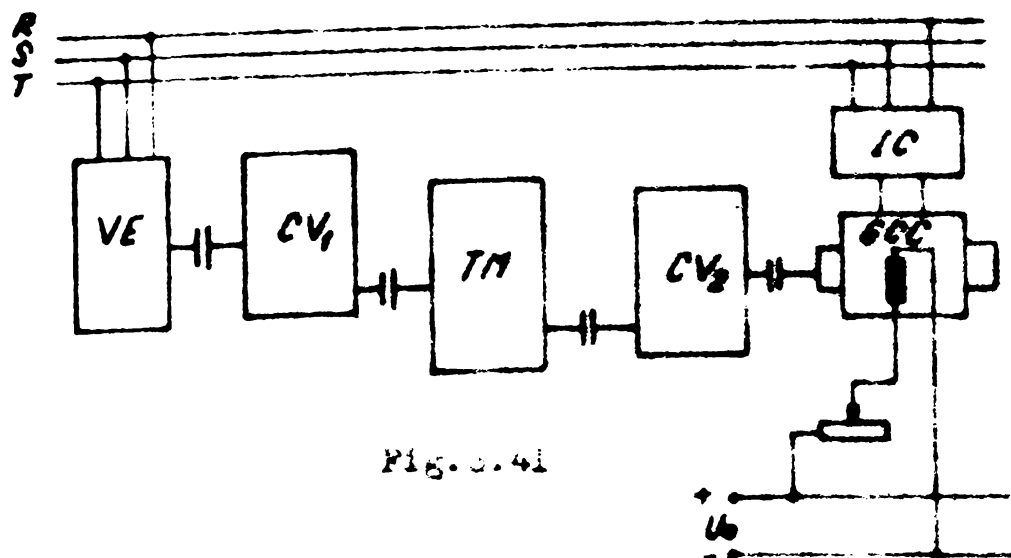


Fig. 6.41

Standurile acestea au dezavantajul unei investiții inițiale relativ ridicate și a unei suprafețe mari pentru platforma de amplasare.



## 6.2. Histograme de încercare și rodare

Încercarea și mai ales rodarea transmisiilor mecanice implică probleme care vizează :

- mijloacele de tensionare (standuri, dispozitive etc.);
- tehnologiile de rodare (tipul uleiului, a aditivilor, a tratamentelor prealabile etc.) ;
- regimurile de încărcare (histogramele).

În ceea ce privește unele din aceste aspecte specifice transmisiilor mecanice, literatura prezintă o oarecare discreție. În alte domenii tehnice (motoare și turbine termice, turbine hidraulice etc.) procesul de rodare și încercare este mai bine stăpînit, tehnologia și regimul de încărcare fiind cunoscute.

Astfel în cazul angrenajelor, literatura consemnează recomandări pentru durata de rodaj de la cîteva zeci de minute pînă la peste 100 de ore respectiv de la rodajul „în gol” la rodajul în sarcină pînă la de două ori încărcarea nominală.

Spre exemplu, G.T. Skundin și G.A. Akopian [188-189] studiind randamentul și durata rodajului la transmisiile mecanice de la tractoare, în cadrul Institutului NATI, au ajuns la concluzia că durata rodajului pe stand este de 150 ore (după această perioadă randamentul se stabilizează). Unitățile producătoare de tractoare de la noi din țară prescriu pentru tractoare rodarea cu sarcină gradată, pe durata a 54 ore, prin forțe tehnologice.

Histogramele recomandate pentru angrenaje cilindrice sau melcate [56;175] , au o extindere pe 3...3,5 ore ș.a.m.d.

Standurile mai vechi, cu încărcare în repaus, realizează tensionarea exclusiv în trepte. Din cauza uzurii și a jocurilor care apar în circuit, acestea se relaxează și ca urmare, încărcarea practică nu rămîne constantă (fig. 6.42).

Standurile cu arbori elastici, cu acționarea intermitentă a mecanismului de comandă a mișcării se caracterizează de asemenea prin încărcări în trepte (fig. 6.43).

Standurile cu încărcare progresivă, cu brațul forței variabil vor asigura o creștere liniară a momentului (fig. 6.44) iar standurile inerțiale vor da histograme de tip parabolic (fig. 6.44).

Aceste regimuri de încărcare se pot asocia și cu încărcări variabile (fig. 6.45 a-f).

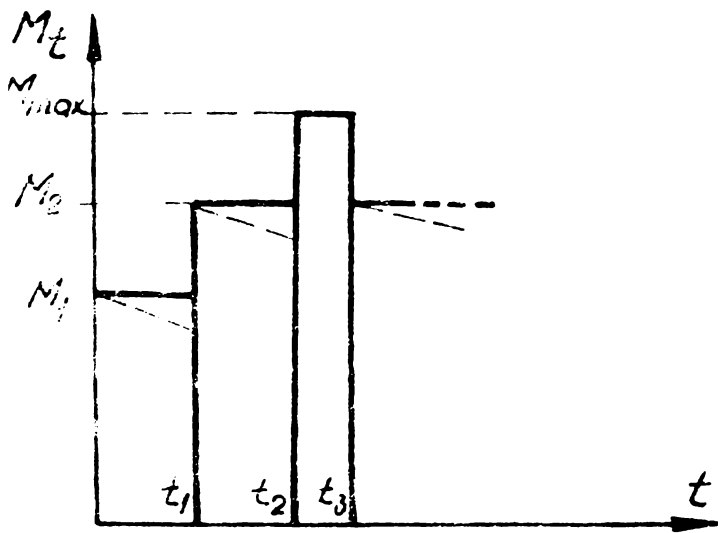


Fig. 6.42

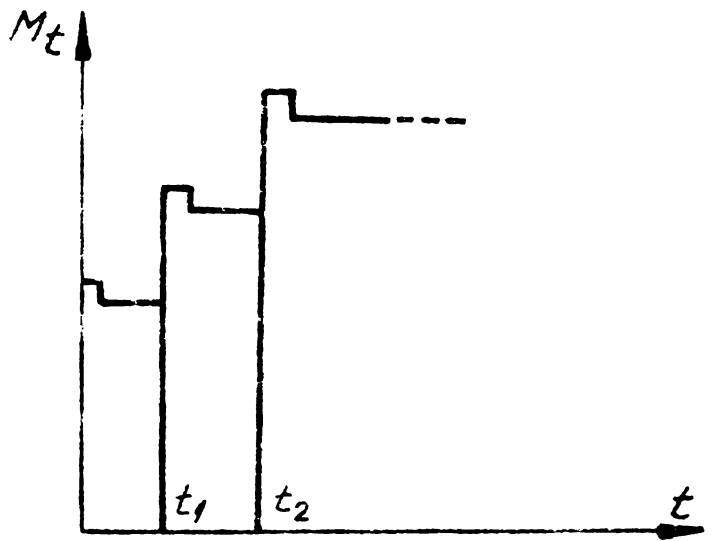


Fig. 6.43

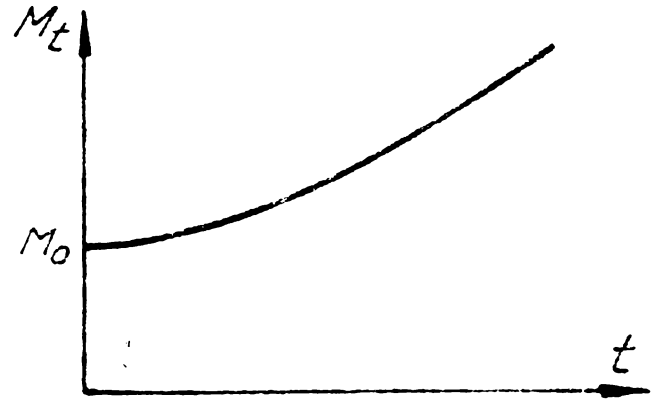
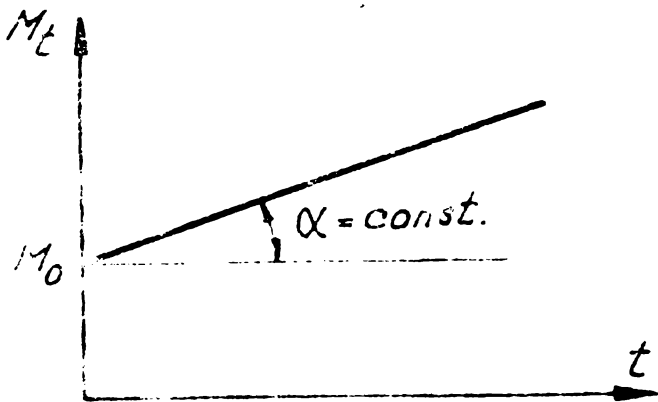


Fig. 6.44

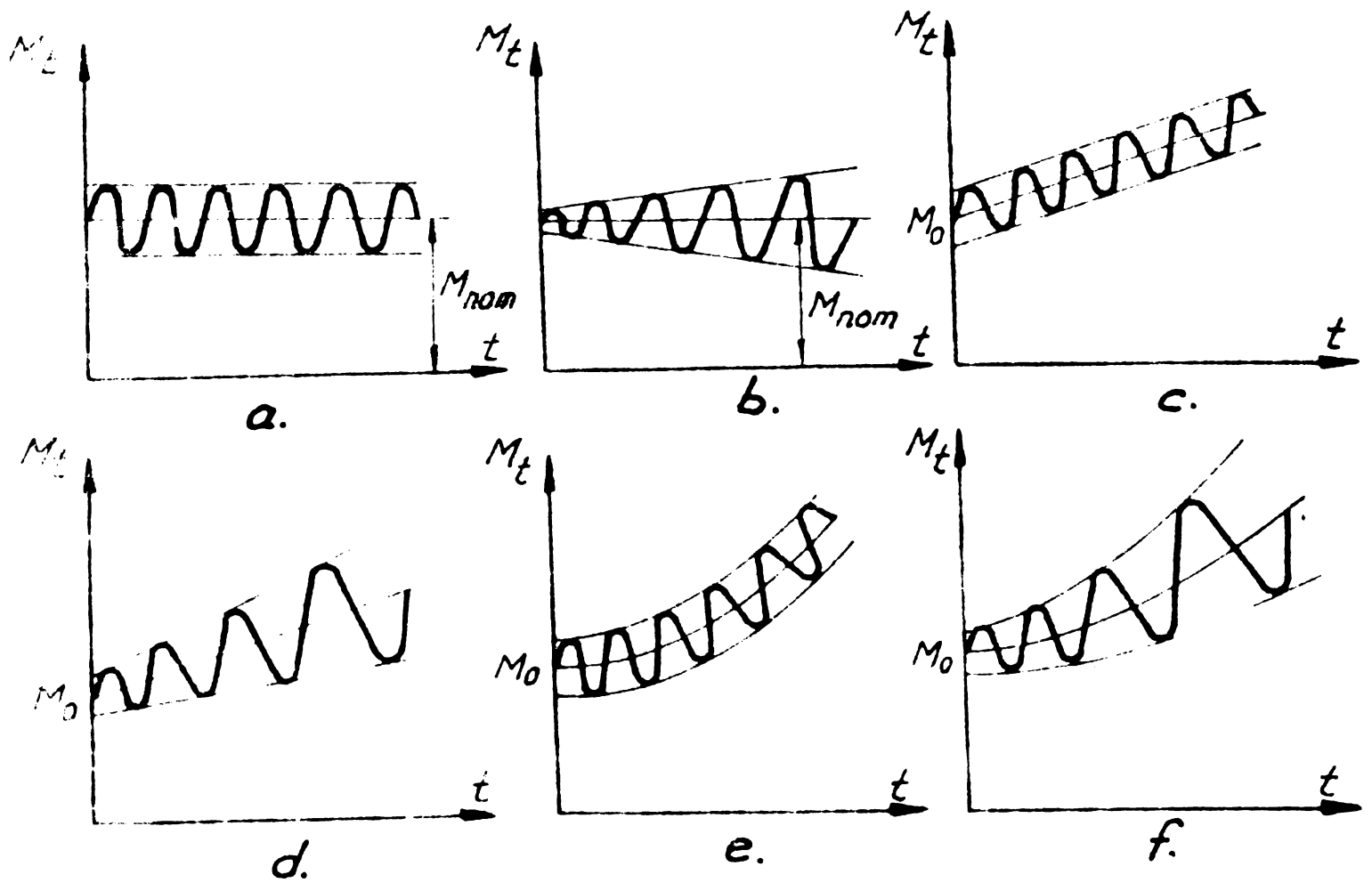


Fig. 6.45

Introducînd în mecanismul de reglare elemente profilate, așa cum s-a arătat în cap.5, se poate realiza orice tip de histogramă (fig.6-46 - 6.49).

Astfel se observă că histogramele din fig. 6.46 - 6.48 se compun, în principiu, din modele prezentate anterior, eșalonate într-o succesiune dată.

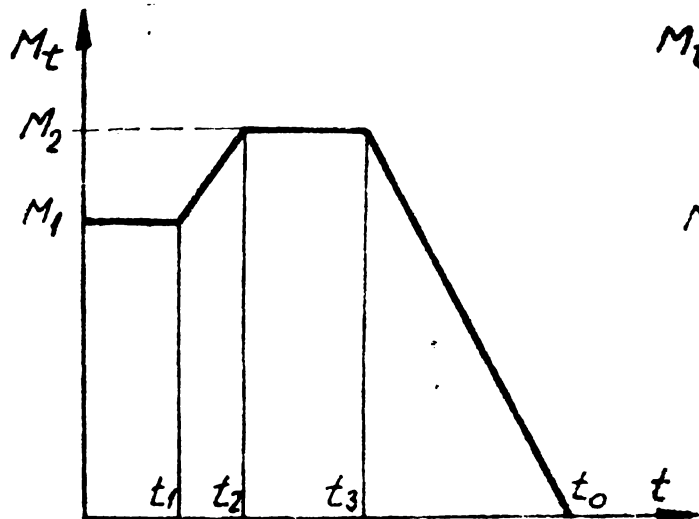


Fig. 6.46

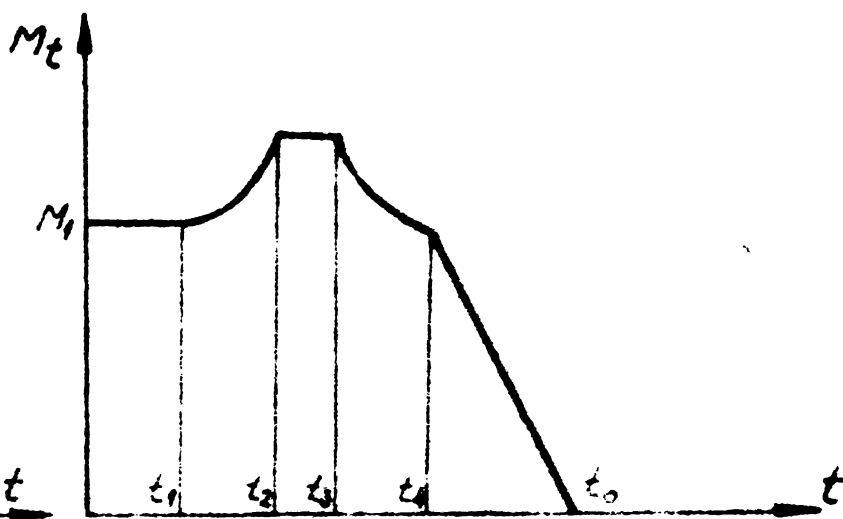


Fig. 6.47

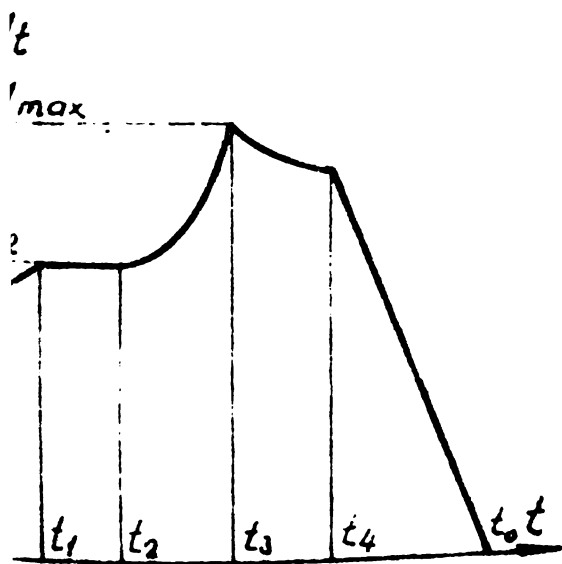


Fig. 6.48

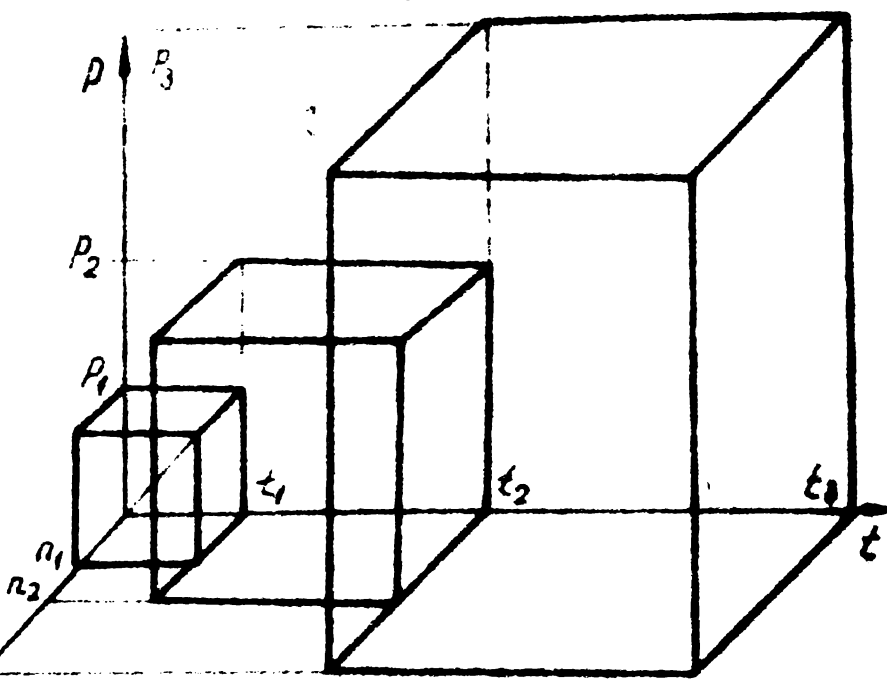


Fig. 6.49

Stabilirea unor histograme optime poate fi rodul unor noi, îndelungi și minuțioase cercetări în domeniu.

## Capitolul 7

### CONCLUZII SI CONTRIBUTII ORIGINALE

Lucrarea de doctorat prezintă principalele rezultate ale cercetărilor fundamentale și aplicative întreprinse de autor în domeniul analizei și sintezei mecanismelor standurilor în circuit închis, destinate încercării și rodării angrenajelor. Concluziile și contribuțiile originale, reieșite din abordarea unei asemenea teme, se redau în cele ce urmează :

1. Perfecționarea tehnicii de cercetare în domeniul încercării transmisiilor prin angrenaje este condiționată de optimizarea corelațiilor dintre metodele, mijloacele și tehnologiile de încercare.

Mărimea eficienței investițiilor de cercetare (considerând și actuala conjunctură energetică) a impus în cazul încercării și rodării transmisiilor de putere utilizarea exclusivă a standurilor recuperative.

În lucrare se face o prezentare sintetică a sistemelor închise, precizându-se locul și particularitățile funcționale ale sistemelor mecanice cu flux energetic închis (s.m.f.e.î.) în raport cu alte sisteme închise. De asemenea este redată o clasificare a metodelor și mijloacelor de torsionare a s.m.f.e.î., prezentându-se în acest sens peste 70 de tipuri de procedee și dispozitive, din care 15 originale.

2. Prescrierea rațională a tipului de stand cât și interpretarea corectă a rezultatelor sînt legate de cunoașterea parametrilor cinematici, cinetostatici și dinamici ai s.m.f.e.î. Aprecierea acestor parametri este condiționată în primă instanță de stabilirea exactă a sensului fluxului energetic. Aceasta este o particularitate care diferențiază s.m.f.e.î. de standurile cu flux energetic deschis, iar închiderea pe cale mecanică de alte soluții de închidere. Sînt semnalati factorii care trebuie luați în considerare la definirea sensului fluxului energetic : sensul de torsionare al arborilor (rezultat din particularitățile constructive ale dispozitivului de torsionare) și sensul de rotație.

Cunoașterea sensului fluxului energetic în cazul standurilor cu un singur circuit permite stabilirea riguroasă a încărcărilor nominale și a pierderilor mecanice în diverse secțiuni ale circuitului iar în cazul standurilor cu circuite multiple și trasee comune profilează însăși condițiile de compatibilitate funcțională.

Se desprinde de asemenea concluzia că, din considerente funcțio-

le și constructive, standurile cu mai multe circuite (consemnate frecvent în literatura de specialitate) nu constituie soluția optimă și ca urmare nu se recomandă.

Creșterea parametrilor cinematici și energetici ai angrenajelor este asociată unor fenomene complexe cum sînt : șocurile și vibrațiile, zgomotul, modificări ale particularităților tribologice și de fiabilitate etc. Factorii implicați în aceste fenomene sînt grupați în lucrare în factori proprii și factori de influență. Prin multitudinea lor acești factori nu pot fi cuprinși într-o teorie unitară și nici nu se poate realiza decelarea absolută a contribuției fiecăruia la procesul de ansamblu al transferului energetic. Studiile întreprinse pînă în prezent s-au făcut pe modele care reproduceau standurile cu flux energetic deschis. În aceste cercetări s-a făcut abstracție fie de factorii de influență (urmărindu-se dependența parametrilor dinamici de factorii proprii) fie de factorii proprii (angrenajul considerîndu-se ideal).

Pornind de la modelul propus de Tuplin pentru analiza dinamică a angrenajelor, prof.dr.ing. Fr. Kovács și colaboratorii au perfecționat acest model, ceea ce a permis o aprofundare a analizei dinamice și obținerea unor rezultate mai concludente. În acest sens în lucrare se dezvoltă analiza dinamică a s.m.f.e.î. stabilindu-se o serie de particularități funcționale ale unor angrenaje cu erori ale pasului de bază ( $p_b + \Delta p_b$  și  $p_b - \Delta p_b$ ), cu rigiditate finită ( $\Delta p_{b0} \neq 0$ ) sau infinită ( $\Delta p_{b0} = 0$ ) a dinților.

Rezultă concluzia că în cazul în care pasul pe cercul de bază este  $p_b + \Delta p_b$ , rigiditatea finită a dinților are ca efect compensarea parțială sau totală a erorii de pas.

Cazul cel mai dezavantajos îl prezintă angrenajul cu erori de pas negative,  $p_b - \Delta p_b$ , cu considerarea rigidității finite a dinților.

Cu ajutorul calculatorului electronic s-au stabilit, funcțiile de elementele geometrice ale danturii, distanța de pe linia de angrenare în care are loc mișcarea accelerată a roții și timpul necesar dintelui pentru parcurgerea acestei distanțe.

Analiza modelului mecanic adoptat permite obținerea relațiilor pentru calculul forțelor dinamice. Din aceste relații se desprinde concluzia că sarcinile dinamice care acționează asupra danturii angrenajului inclus într-un circuit recuperativ sînt mai mari decît în cazul în care același angrenaj ar funcționa într-un sistem cu flux energetic deschis.

Pentru realizarea unei analize dinamice complexe se scriu ecua-

țiile diferențiale de mișcare ale s.m.f.e.î. cu neglijarea forței de amortizare constantă (corespunzătoare frecării uscate). Aceste ecuații se formulează pentru sistemul mecanic izolat de sursa de energie respectiv pentru sistemul mecanic cuplat la motorul electric de acționare.

În primul caz soluțiile ecuațiilor de mișcare revelează faptul că cele două oscilații sînt în fază, ele deosebindu-se prin amplitudini. Cazul al doilea a fost analizat în două situații convențional distincte :

- angrenajele au un grad de acoperire real 2, sistemul mecanic fiind sub efectul vibrațiilor proprii și al legii de mișcare a motorului.

Soluțiile ecuațiilor diferențiale de mișcare conduc la concluzia că vibrațiile proprii se vor amortiza repede (exponențial), amplitudinea maximă fiind limitată. Totodată se constată că, practic, condițiile pentru instalarea rezonanței nu sînt întrunite, pericolul acestuia micșorîndu-se cu creșterea raportului  $\varepsilon/p$ .

Oscilațiile sistemului mecanic închis determină variații ale momentului de răsucire și în consecință, modificări ale stărilor de tensiune din sistem.

Calcululele fiind relativ laborioase s-au programat în limbaj FORTRAN IV la calculatorul electronic.

- angrenaje cu grad de acoperire  $\neq 2$  ; variabilitatea forței pe o pereche de dinți în contact, de-a lungul segmentului de angrenare constituie o permanentă sursă de vibrații.

Dintre variantele teoretice ale epurelor forțelor pe dinții în contact s-au reținut pentru calculul vibrațiilor trei cazuri mai semnificative.

Tratarea analitică a acestor funcții s-a făcut cu ajutorul seriilor trigonometrice. În acest scop s-au determinat separat pentru fiecare caz în parte limitele de integrare funcție de gradul de acoperire real  $\varepsilon_0$ . Soluțiile ecuațiilor diferențiale de mișcare permit cunoașterea variației momentului de răsucire, datorită oscilațiilor sistemului mecanic. Un calcul efectiv, cu urmărirea unor interdependențe este posibil numai cu ajutorul calculatorului electronic, programele fiind întocmite pentru toate cazurile analizate.

3. Pentru a cunoaște modul în care un anumit tip de stand reacționează din punct de vedere dinamic și energetic, la aceiași stimuli exteriori respectiv cum influențează particularitățile constructive ale standului asupra rezultatelor care se obțin, în lucrare s-au in-

trodus o serie de parametri prin care să se caracterizeze complex s.m.f.e.î.

Se menționează în acest sens : momentele nominale și pierderile mecanice, variația încărcării la schimbarea sensului fluxului principal coeficientul încărcării reversibile, randamentul circuitului mecanic, traseul fluxului de compensare, raportul transformărilor cinematico-energetice, coeficientul dinamic al standului etc.

Relațiile de calcul pentru acești parametri au fost scrise în caz general, pentru ambele sensuri ale fluxului energetic. Particularizările au vizat două tipuri de standuri, unul specific încercărilor pe roți dințate epruvete, iar celălalt avînd o utilizare industrială.

Se impune concluzia că pentru a nu afecta domeniul rațional al diversilor parametri ai standului, nu se recomandă depășirea lungimii minime a conturului închis (realizată de obicei cu două transmisii de bază simetrice). De asemenea rezultă importanța alegerii corecte, a locului de amplasare a cuplajelor torsionometrice funcție de sensul fluxului energetic și a obiectivelor urmărite.

Estimarea funcționării dinamice a standurilor, cu considerarea influenței rigidității dinților și a arborilor, a erorilor de execuție, a mărimii maselor antrenate etc. se poate face prin analiza unor modele mecanice sau electrice adecvate s.m.f.e.î., pentru care se scriu ecuațiile diferențiale (sau integro-diferențiale) de mișcare.

Un factor important în aprecierea nivelului de tehnicitate a unui stand îl constituie posibilitățile de automatizare a regimurilor de încărcare. Un rol important în acest sens îl au mecanismele din circuitul secundar pentru comanda mișcării și reglarea sarcinii. În lucrare se menționează câteva soluții originale, adoptate în acest scop.

4. Modernizarea proceselor de încercare și rodare pe standuri precum și ridicarea eficienței acestora este asociată cu o sinteză corespunzătoare a dispozitivului de torsionare precum și a mecanismelor de comandă a mișcării și reglare a sarcinii. Sinteza acestor mecanisme are în vedere legea de încărcare impusă (o variație continuă-liniară sau neliniară- respectiv în trepte, a sarcinii). Astfel s-au realizat sinteze ale unor mecanisme cu pîrghii cu brațul forței variabil, mecanisme isocinetice cu bare rulante, mecanisme cu roți dințate și cremaliere, mecanisme cu came (plane și spațiale), mecanisme cu came și bare articulate etc.

Relațiile pentru sinteza geometrică, cinematică, cinetostatică etc. se obțin cunoscând tipul mecanismului pentru reglarea sarcinii și legea de variație a momentului de răsucire funcție de timp.

Optimizarea unor condiții de sinteză s-a obținut cu ajutorul calculatorului electronic.

5. În cadrul lucrării de doctorat se prezintă o serie de contribuții la analiza și sinteza unor standuri, de concepție originală, aplicate în laboratoare industriale sau în laboratoare didactice. Se menționează în acest sens :

- Standuri bazate pe bascularea unor carcase.

În cadrul unor lucrări de colaborare cu producția respectiv de laborator, autorul a realizat sinteza unor standuri cu încărcare progresivă, pentru care în circuitul principal au fost prevăzute cvasidiferențiale. Momentul de torsiune se realizează aplicând fie forțe constante la braț variabil fie forțe variabile la braț de lungime constantă. Printr-o construcție adecvată se poate obține orice altă lege de încărcare dorită, introducând în circuitul de reglare a sarcinii mecanisme corespunzătoare (de ex. variator cu comandă programată a discului mobil condus).

Aceste standuri sînt relativ simple, sigure în exploatare, mențin încărcarea, elimină automat jocurile (din montaj și uzură), oferă indicații certe asupra valorii momentului de torsiune aplicat sistemului mecanic fără a fi necesare mijloace specializate în acest sens.

În teză sînt prezentate și unele soluții constructive adoptate pentru dispozitivul de torsionare respectiv pentru mecanismele de reglare a sarcinii.

- Stand care utilizează pentru tensionare și închidere transmisia prin cablu.

Pînă în prezent, încercarea transmisiilor electropalanelor s-a făcut exclusiv pe standuri cu flux energetic deschis. În sinteza unor s.m.f.e.î., destinate încercării electropalanelor trebuie să se țină seama de particularitățile constructive și funcționale ale transmisiilor acestora (intrări și ieșiri coaxiale și de aceeași parte, frecvențe porniri și opriri, acționare reversibilă etc.). În teza se prezintă principiul care stă la baza funcționării standului și mai multe soluții pentru varierea încărcării în mers. Totodată s-a procedat la analiza complexă (geometrică, cinematică, cinetostatică și dinamică) a standului precum și la sinteza optimală a mecanismelor acestuia.



Tinând seama de forma relațiilor obținute și de particularitățile diversilor parametri, o serie de detalii referitoare la analiza și sinteza mecanismelor standului s-au obținut cu ajutorul calculatorului electronic.

În urma analizei care se face se conturează influența principalilor factori perturbatori asupra cinematicii și dinamicii sistemului mecanic.

Construcția standului este relativ simplă, în componența sa intrând, cu pondere ridicată, subansamble din structura electropalanelor.

- Stand care utilizează pentru încărcare energia potențială a sistemului mecanic.

În cadrul laboratorului de OM s-a realizat un stand cu circuit energetic închis care utilizează pentru torsionare mecanisme care transformă energia potențială a sistemului mecanic în energie de deformare elastică a arborilor. Mecanismele prevăzute au în structura lor fie roți dințate și construcții particulare de cremaliere fie mecanisme isocinetice cu bare rulante. Analiza și sinteza optimă a unui asemenea stand s-a făcut pe baza datelor de la calculator.

Standul este foarte practic, cu o încărcare sigură; se poate adapta la o gamă foarte largă de regimuri de încărcare, cu varierea în mers a momentului de torsiune.

- Stand cu încărcare hidrostatică.

În multe centre de cercetări a transmisiilor mecanice este practică, în diverse variante, încărcarea hidrostatică. Dezavantajul soluțiilor existente constă în menținerea circuitului de comandă sub presiune pe toată durata încercărilor. Soluția concepută și realizată de autor elimină acest dezavantaj.

Circuitul secundar conține componente mecanice, hidraulice și electrice pentru comanda și reglarea încărcării. Standul este astfel conceput încât să permită automatizarea regimului de testare prin prescrierea corespunzătoare a duratei de funcționare la un anumit nivel de încărcare. Dispozitivul torsional propriu-zis nu este restrictiv sub aspectul unghiului de răsucire (acesta depinde exclusiv de caracteristicile circuitului mecanic).

- Stand cu încărcare inerțială.

Foarte practice și sigure în exploatare se dovedesc a fi cuplajele torsionale inerțiale (mecanisme cu conexiuni dinamice). Acestea mențin, la un regim cinematic constant, automat, încărcarea; elimină

jocurile respectiv permit adaptarea la diverse legi de încărcare sau rodare impuse.

Sinteza mecanismelor standului presupune cunoscută legea de încărcare în timp. Pentru tensionarea în mers, circuitului mecanic trebuie să i se asocieze un variator de turație. Relațiile de calcul obținute reflectă analiza cinematică și cinetostatică a sistemului mecanic și stau la baza sintezei mecanismelor din circuitul de reglare a sarcinii. În lucrare se prezintă mai multe tipuri de dispozitive originale de încărcare bazate pe forțele centrifuge. Dintre acestea, au fost materializate variantele cu elemente active având sectoare dințate respectiv bare rulante și came.

Încercările au relevat condiții dinamice mai dezavantajoase în cazul utilizării dispozitivelor cu elemente active sectoare dințate.

- Standuri cu flux energetic închis pe cale electrică.

Unele lucrări de colaborare cu producția au condus la necesitatea sintezei unor standuri industriale cu închidere electrică a fluxului energetic.

Pentru închidere s-au prevăzut fie un generator de c.a. acționat de la un motor și generator de c.c. fie un invertor de curent legat la un generator de c.c. Pentru a adapta cinematic și energetic standul la diverse tipuri de transmisii prin angrenaje, în componența acestuia s-au prevăzut grupuri de cutii de viteze și variatoare electrice. Standurile au în structura lor ansamble mecanice și electrice modulare, sînt relativ simple, iar prin parametrii la care pot funcționa, au un caracter universal.

6. Pentru obținerea unor rezultate concludente și rapide ale încercărilor sau pentru mărirea eficienței rodajului, foarte importante sînt legile de încărcare propuse. Lucrarea de doctorat conține mai multe modele de regimuri de încărcare, posibil de adoptat funcție de tipurile de mecanisme din construcția standului și a dispozitivului de torsionare.

Corelația optimă dintre metodele, mijloacele și tehnologiile propriu-zise de încărcare și rodare pot constitui noi și interesante direcții de cercetare.

x

x

x

Incheierea acestei lucrări prilejuiește autorului exprimarea unor gânduri de profundă recunoștință și prețuire pentru toți acei

care într-o formă sau alta l-au ajutat la realizarea tezei de doctorat și anume :

- Profesorului dr.ing. Francisc Kovács, decanul Facultății de mecanică - conducător științific - reputat specialist în domeniul analizei și sintezei mecanismelor cu roți dințate, pentru sprijinul, îndemnul și sfaturile acordate pe tot parcursul elaborării tezei precum și pentru atenta analiză a manuscrisului. Discuțiile laborioase și ideile transmise cu generozitate au contribuit la îmbunătățirea calității lucrării, oferind totodată un model de coordonare științifică a unei teze de doctorat ;

- Profesorului dr.ing. Dan Perju, șeful catedrei de OMMA, pentru interesul permanent cu care a urmărit elaborarea lucrării și sprijinul deosebit acordat în tot acest interval de timp atât în aprofundarea unor aspecte din teză cât și în crearea unor condiții de cercetare adecvate ;

- Profesorului dr.ing. Nicolae Gheorghiu, pentru ideile sugerate cu ocazia diverselor discuții care le-a avut cu autorul pe această temă ;

- Tuturor colegilor din catedră, al căror sprijin și îndemn le-a simțit permanent ;

- Povarășelor Ana Cristea și Angela Gioncu, pentru aportul adus la prezentarea îngrijită a lucrării.

BIBLIOGRAFIE

1. Achiriloaie, I. - Procedeu pentru incercarea accelerată a cuplajelor cu fricțiune. In : Simpozionul de Mecanisme și transmisii mecanice, T-șoara, 1980.
2. Alenkin, G. I. - Obzhatocino-ispitatelnie stendî dlea mekhanicheskikh pereuaci. In: V. mașinostroeniia nr.4, 1971.
3. Anghel, St., Vela, I., Anghel, I. - Cu privire la determinarea durabilității roții flexibile a transmisiei armonice dințate. In : Simpozionul de Mecanisme și transmisii mecanice. Timișoara, 1980.
4. Angot, A. - Elemente de matematici. București, Editura tehnică, 1966.
5. Aristov, M. G. A. - Ustanovka dlea issledovania visokoskorostnîh zubciatîh pereuaci moșcinîh reductorov. In : V. mașinostroeniia nr.3, 1967.
6. Anray, Z. - Razmatranja uzroka stvaranja buke zubčanika. In : Aktuelni problemi proizvodnje zubčanika. Beograd, 1973.
7. Balekics, M., Balekics, G. - Determinarea limitei la ciupire a flancurilor roților dințate cu ajutorul testului COMT-B. In : Bul. I. P. P., Fasc. 1, 1978.
8. Barman, G. A. - Vibor režimov ispitania na iznosostoičnost materialov zubciatîh koles eskavatorov. In : Stroitelniie i ucrojnîe mașini, nr. 8, 1970.
9. Baron, T. - Metode statistice pentru analiza și controlul calității produselor, București, Editura didactică și pedagogică, 1979.
10. Benedict, G. R., Kelley, B. W. - Instantaneous coefficients of Gear Tooth Friction. In: ASLE Transactions nr. 4, 1961.
11. Bogatirev, I. S., Frocin, B. A. - Mașini dlea ispitania remennîh pereuaci na tiagovnin sposobnosti i KPD. In : V. mașinostroeniia, nr. 10, 1951.
12. Bogdanovici, S. - Mașina dlea ispitania na kontaktnuiu procičnosti. In : Zavadskaia Laboratoria, nr. 6, 1952.
13. Bollinger, I. G. - Darstellung der dynamischen Verhaltens eines nicht linearen Zahnradgetriebsystems auf dem Analogrechner. In : Industrie Anzeiger, Nr. 46, 1963.
14. Bollinger, I. G., Bosch, M. - Ursachen und Auswirkungen dynamischer Zahnkräfte in Stirnradgetriebe. In : Industrie Anzeiger nr. 19, 1964.
15. Breitenbach, G. - Untersuchungen über Belastung und Lebensdauer von Stirnradgetrieben. In : Industrie-Anzeiger, Nr. 15, 1971.
16. Breitenbach, G. - Zahnradprüfstände für Lebensdaueruntersuchungen unter veränderlichen Belastungen. In : Industrie Anzeiger 92, Nr. 61, 1970.
17. Srousil, I. - Příklad z dynamickým poměrům uvnitř s o zubnyh koly. In : Strojirenstvi 19, nr. 12, 1969.
18. Buckingham, R. - Hertz contact stresses effect teeth. SAE Journal Vol. 58, nr. 10.

19. Budich, W.B. - Ergebnisse von Versuchen an geschmierten thermoplastischen Zahnrädern. In : Konstruktion, nr.10, 1970.
20. Bugakov, I.S. - Ob iznosetraktornih zubciatih peredaci v usloviah nizkih temperatur. In : V.mašinstroeniia, Nr. 9, 1970.
21. Chişiu, A. ş.a. - Maşină universală de încercat roţi dinţate. In : Bul.ş.t.şi tehnic. Institutul politehnic Cluj-Napoca, 1961.
22. Crudu, M. - Contribuţii la studiul mecanismelor cu conexiuni dinamice. Teza de doctorat. Institutul polit. "Gh.Gh.Dej" Bucureşti, 1971.
23. Crudu, M., Perju, D. - Un nou dispozitiv de încărcare pentru sisteme funcţionând în circuit închis. In : Bul.ş.t.şi tehnic al Inst.polit. "Traian Vuia" Timişoara, Tom 12 (26), fasc.2, 1967.
24. Crudu, M., Perju, D. - Dispozitiv pentru încărcarea inerţială pentru sisteme în circuit mecanic închis. In : Construcţia de maşini nr.10, 1967.
25. Crudu, M., Perju, D. - Dispozitiv de încărcare a standurilor pentru încercarea transmisiilor cu roţi dinţate. Brevet de invenţie nr.51353/1969.
26. Davidov, B.L. ş.a. - Reductori. Maşghiz. Moskva, 1963.
27. Dirmeier, H., Böhm, R. - Entwicklung eines elektrohydraulischen Torsionserregers zur Untersuchung von umlaufenden Getrieben. In : Industrie-Anzeiger, 93, Nr.26, 1971.
28. Dorn, W.S., Mc Crakeen, D.D. - Metode numerice cu programare în FORTRAN, Bucureşti, Ed. tehnică, 1976.
29. Drăghici, I. ş.a. - Calculul şi construcţia cuplajelor. Bucureşti, Edit. tehnică, 1978.
30. Dranga, M., Manolescu, N. - Algoritm matricial pentru analiza răspunsului dinamic al mecanismelor cu două grade de mobilitate. In : Noutăţi în Mecanisme şi Organe de maşini. Braşov, 1978.
31. Drozdov, N.I., Pavlov, - Trenie u k.p.d. zubciatih peredaci v vacuume. In : V.mašinstroeniia, Nr.2, 1970.
32. Efimov, N.P. - Eksperimentalnoe issledovanie dinamiki priamozubih peredaci. In : Izv.VUZ. Mašinstroenie Nr.2, 1970.
33. Eglit, I.M., Ciunihin, V.A. - Novie stendi dlea ispitaniia šesteren. In : Tractori i selhozmaşini, Nr.2, 1962.
34. Evans, L., Founet, R. - The wear and pitting of bronze disk generated under simulated worm-gear conditions. In : Journal of Institute of Petroleum, Vol.58, Nr.344.
35. Federn, K. ş.a. - Drehschwingungs - Prüfmaschinen für umlaufende maschinenelemente. Entwicklung unter schwingungstechnischen, and Konstruktion methodischen Aspekten. Teil 1, 2. In : Konstruktion 26, Nr.9, 10, 1974.

36. Fronius, St.,  
Friedrich, G. - Zahnfußfestigkeit und Flankenfestigkeit bei Zahnradgetrieben. In ; ASUG Mitteilungen, Nr. 5, 1957.
37. Gadolin, W. L. - Riemenprufund im geschlossenen Leistungskreis. In ; Maschinenbautechnik, nr. 11, 1974.
38. Gadolin, W. L. - Stenđi s zamknutim konturom dlea issledovaniia remennih peredaci. Procinnost i nadejnost detalei mašini (Podred. Rešetov, D. N.). Trudı MVTU. Moskva, 1977.
39. Gafițeanu, M. - Contribuții la studiul capacității portante a angrenajelor cu roți dințate cilindrice din poliamide pe roți dințate din oțel cu considerarea influenței modulului, a numărului de dinți și a unghiului de înclinare a dinților. Rezumatul tezei de doctorat. I. P. București, 1968.
40. Gafanovici, A. A. - O metodike na izlom zubiev țilindriceskih i coniceskih zubciatih koles. In ; V. Mašinstroeniia, nr. 9, 1959.
41. Ghenkin, M. D. - Isledovanie dinamiceskih proțesov v sudovih reductorah. Nadejnost i kacestvo zubciatih peredaci. Moskva. NIIMAS 1969.
42. Ghenkin, M. D. ș. a. - Eksperimentalnie zavisimosti dlea opredele-  
nia koeffițientov trenia v kontakte zubiev-  
zubciatih koles. In ; V. Mašinstroeniia,  
Nr. 4, 1959.
43. Ghenkin, M. D.,  
Grincevici, V. K. - Dinamiceskie nagruzki v peredaciah s koso-  
zubinii kolesami. Moskva. Izd. - vo. AH. URSS,  
1961.
44. Ghenkin, M. D., ș. a. - Voprosizaedania zubciatih koles. Izdatelstvo  
Akademii Nauk. URSS, 1959.
45. Gheorghiu, N.,  
Nicoară, I.,  
Mádăras, L.,  
Bodeanu, V. - Unele particularități funcționale ale tran-  
smisiei electrocarului EC-3. In ; Simpozio-  
nul Mecanisme și transmisii mecanice Reșița,  
1976.
46. Gheorghiu, N.,  
Feimer, I. - Asupra sistemelor de încarcare a transmisii-  
lor prin frecare cu element flexibil. In ;  
Bul. șt. și tehnic al I. P. Timișoara, Fasc. 2,  
1964.
47. Gheorghiu, N.,  
Andrescu, I. - Considerații asupra calculului și alegerii  
barelor de torsiune de la cuplajele torsio-  
metrice. In ; Construcția de mașini, nr. 10,  
1968.
48. Glaubitz, H. - Die dynamischen Kräfte and Getriebezähnen.  
In ; Konstruktion, nr. 5, 1957.
49. Grokov, G. L.,  
Mulțev, V. F. - Metoda ispitanii na rolikovoi mašine. Rasciot  
konstruirovanie i issledovanie peredaci. In ;  
Isdanie Očessokogo politehniceskogo insti-  
tute, 1959.
50. Groșanu, I. - Dinamica unui agregat cu moment de inerție  
variabil. In ; Construcția de mașini, 26, nr.  
5-6, 1974.
51. Groșanu, I. - Considerații privind optimizarea regimului

staționar al unui agregat cu legături rigide. In Conferința "Vibrații în construcția de mașini" Timișoara, 1980.

52. Harris, C., Crede, Ch. - Socuri și vibrații. Vol. I, II, III. București, Editura tehnică, 1968.
53. Harrison, W.A. - Belastungsproben an Stirnräder mit Zähnen nach dem Wildhaber-Novikov Siptem. In : VDI-Z, nr. 47, 1961.
54. Hennigs, G. - Ein Zahnradverspannungsprüfstand mit einstellbarem Belastungsprogramm. In : Maschinenbautechnik 19, nr. 5, 1970.
55. Hidveggy, I., Veles, P. - Skúsanie rázovej húzevntosti zubov o zubnych kolies. In : Strojirenstvi 21, nr. 6, 1971.
56. Horovitz, B. - Organe de mașini. București. Edit. did. și ped. 1969.
57. Horovitz, B. - Ein neues Zahnrad-Prüfverfahren. In : Maschinenmarkt nr. 2, 1970.
58. Horovitz, B., Kovács, Fr. - Cercetări experimentale asupra angrenajelor. In : Construcția de mașini, nr. 6, 7, 1966.
59. Horovitz, B., Kovács, Fr. - Contribuții la teoria și calculul angrenajelor cilindrice din oțel. In : Construcția de mașini 23, nr. 2, 1971.
60. Horovitz, B., Kovács, Fr. - Contribuții la încercarea roților dințate cilindrice din oțel. In : Construcția de mașini, nr. 6, 1971.
61. Horovitz, B., Kovács, Fr., Micșa, I. - Stand pentru încercarea angrenajelor. Brevet de invenție nr. 47656/27 iul. 1967.
62. Horovitz, B., Kovács, Fr., Micșa, I. - Instalație experimentală pentru încercarea roților dințate. Comunicare la Sesiunea de comunicări științifice a I.P.T., 1960.
63. Horovitz, B., Crudu, M., Perju, D., Balekics, M. - Aplicarea metodei sarcinii progresive la încercarea roților dințate. In : Construcția de mașini, nr. 10, 1966.
64. Horovitz, B., Gheorghiu, N. - Der Einfluss der Fertigungstoleranzen auf den Betrieb der Mehrstrang-Keilriemen. In : Konstruktion, nr. 10, 1966.
65. Ionescu, D.V. - Ecuații diferențiale și integrale. București. Editura did. și ped., 1972.
66. Jarkov, F. ș. a. - Planeten- und Überlagerungsgetriebe. In : Antriebstechnik 6, nr. 11, 12, 1967.
67. Jitkova, S.A. ș. a. - Stend dlea issledovania privodovstroitelnih i dorojnih mašin. In : Stroitelnie i dorojnie mașini, Nr. 6, 1970.
68. Juravlev, G.A. - Metodika issledovania zaedania zubciatih Koles. In : V. Mașinostroenia, nr. 9, 1969.
69. Karin, I.N., Reznik, G.I. - Stend dlea ispitania i obkatki cerviacinih reduktorov s nagrujeniem pozamknutomu konturu. Trudî Celiabinskovo politehniceskovo instituta. Nr. 59, 1969.

70. Kilimov, I.M. : - Nagruzocinoi sposobnosti zubciatîh pere-  
daci pri ispotizovanii effecta perepada  
tvernosti. In : V.Maşinostroenia nr.3,  
1959.
71. Klingenbach, K. - Überlagerungsgetriebe für den Antrieb von  
Erzförderpumpen. In : Antriebstechnik 8,  
nr.10, 1969.
72. Klinger, F. - Servohydraulische Prüfstände für Ermü-  
dungsversuche mit dynamischer Torsion-  
belastung an Kraftfahrzeugteilen. In ;  
ATZ 73, Nr.3, 1971.
73. Klinger, F. - Prüfstände für Getriebe, Wellen, Kupplun-  
gen. Lebensdauertest unter Drehmoment-  
Wechselast. In ; Antribstechnik 11, Nr.9,  
1972.
74. Klinger, F.,  
Ross, R. - Mehraxiale servohydraulische Prüfstände  
für Schwingfestigkeits-Untersuchungen an  
Kraftfahrzeug-Achsen. In : ATZ, 74, Nr.4,  
1972.
75. Koh, P.I. - Maşina dlea ispitania peecinozubciatîh  
peredaci. In : V.Maşinostroenia, Nr.3,  
1968.
76. Koravlev, A.I.,  
Fraiman, V.E. - Povîsenie rabotsposobnosti zubciatîh pe-  
redaci s zubciatîmi kolesami-valikami.  
In : V.Maşinostroenia, nr.3, 1970.
77. Kovács, Fr. - Contribuţii la elaborarea unei metode  
unitare de sinteză a mecanismelor. Teză  
de doctorat. I.P.Timişoara, 1969.
78. Kovács Fr.,  
Perju, D.,  
Savii, G. - Metode noi în sinteza mecanismelor. Timi-  
şoara. Editura Facla, 1976.
79. Kovács, Fr.,  
Perju, D.,  
Oprea, I. - Curs de Teoria mecanismelor şi dinamica  
maşinilor. Lito IPT, 1969.
80. Kovács, Fr.,  
Perju, D.,  
Crudu, M.,  
Bogoevici, Gh., - Incercări privind stabilirea influenţei  
erorii pasului de bază a danturii asupra  
rezistenţei la pitting a flancurilor ro-  
ţilor dinţate cilindrice cu dinţi dreپţi  
din oţel. In ; Bul.şt.şi tehnic al IPT,  
Tom 15 (27), 1968.
81. Kovács, Fr.,  
Horovitz, B.,  
Müller, A.,  
Crudu, M.,  
Perju, D.,  
Micşa, I. - Incercări în vederea stabilirii influen-  
ţei solicitării la încovoiere a dintelui  
asupra fenomenului de pitting, la roţi din-  
ţate cilindrice cu dinţi dreپţi. In ; Bul.  
ştiinţific şi tehnic al I.P.Timişoara,  
Fasc.1, 1965.
82. Kovács, Fr.,  
Horovitz, B. - Contribuţii la studiul funcţionării an-  
grenajelor ale căror profile de dinţi nu  
satisfac legea angrenării. In ; Bul.şt.  
şi tehnic al I.P.Timişoara, Fasc.2, 1961.
83. Kovács, Fr.,  
Perju, D.,  
Bogoevici, Gh. - Influenţa erorii de paralelism asupra re-  
zistenţei flancurilor dinţilor roţilor  
cilindrice din oţel la solicitări de con-  
tact. In; Bul.şt.şi tehn.al IPT, Fasc.2, 1969.



84. Kovács, Fr.,  
Perju, D.,  
Nicoară, I. - Dispozitiv de încărcare în mers a sistemelor mecanice închise. Brevet nr. 66343/1.11.1977.
85. Kovács, Fr.,  
Nicoară, I. ș. a. - Contracte "Încercarea și rodarea angrenajelor" nr. 75/75, Prot. 1, 2/75, Prot. 1, act. ad. nr. 1/1976, Prot. nr. 1/1977, 1978; Contr. nr. 82 - Prot. nr. 1, 2/1976, 1977; Contr. 364 - Prot. 1, 2/1979, 1980.
86. Kovács, Fr.,  
Nicoară, I. - Dinamica standurilor în circuit închis utilizate la încercarea electropalanelor. In ; Simpozionul Mecanisme și transmisii mecanice, Timișoara, 1980.
87. Kovács, Fr.,  
Nicoară, I. - Contribuții la studiul dinamic al standurilor de încercare a angrenajelor. In ; Simpozionul Mecanisme și transmisii mecanice, Reșița, 1976.
88. Kovalev, A. K. - O dinamiceskoi nagruzke zubceatovozațeplenia. In ; Izvestia A. N. URSS-OTN, nr. 2, 1960.
89. Kriukov, A. D. - Opitnoe issledovanie k. p. d. planetarnih mehanizmov s vnutrennim. In ; V. Mașinostroeniia, nr. 9, 1959.
90. Kudinov, V. G. - Stend s zamenetim silovim konturam dlea isledovania reduktorov. In ; V. Mașinostroeniia, nr. 5, 1974.
91. Kudriavțev, L. A. - Vlianie peremennoi jestkosti zațepliainșihsia zubev na kolebania i șuma priamozuboi peredaci. In ; Stanki i instrument, nr. 10, 1962.
92. Kudriavțev, L. A. - Eksperimentalnoe issledovanie uglavnih kolevanii i șuma preamozuboi peredaci. Voprosi geometrii i dinamiki zubciatih peredaci. Moskva, Nauka, 1964.
93. Kudriavțev, V. N. - O metodah rasceta zubciatih peredaci. In ; Izvestiia an SSSR, nr. 8, 1958.
94. Kudriavțev, V. N. - Planetarnie peredaci. Moskva. Mașghiz, 1966.
95. Kutzbach, M. - Reibung und Abnutzung von Zahnräder. In ; VDI-Z. Nr. 30, 1926.
96. Kútsan, A. - Smarovanie i uszkodzenia przekladni zebatyh. In ; Energetyka, nr. 2, 1970.
97. Langenbeck, K.,  
Benthake, H. - Getriebe-Verspannungsprüfstände für forschung und Entwicklung. In ; VDI-Z, 115, Nr. 2, 1973.
98. Langenbeck, K. - Überlagerungsgetriebe für den Antrieb von Erzförderpumpen. In ; Antriebstechnik, 8, nr. 10, 1969.
99. Lidner, W. - Zahnräder, Bd. I-II. In ; Springer Verlag, Berlin, 1954.
100. Linhart, V. - Nitridovaná ozubená kola a jejich únosnost. In ; Strojirenstvi 19, nr. 8, 1969.

101. Litvinenco, G.P.,  
Natanson, M.E. - Tehnologia ulucişeniia prirobotki zubciatîh koles. In : Tehnologhia i organizaţiaia proizvodstva, nr. 3, 1970.
102. Lopatkin, M.G. ş.a. - Plastmassovîe vkladisi dlea nniversalnîh splindelei. In : V. Maşinostroeniia, nr. 11, 1970.
103. Mádáras, L.,  
Idiţoiu, I.,  
Puri, G.,  
Anghel St. - Stand pentru încercarea transmisiilor armonice dinţate. In : Simpozionul de Mecanisme şi transmisii mecanice. Reşiţa, 1976.
104. Manolescu, N.I.,  
Kovács, Fr.,  
Oránescu, A. - Teoria mecanismelor şi a maşinilor. Bucureşti, Edit. didactică şi pedagogică, 1972.
105. Manolescu, N.I.  
Maroş, D. - Teoria mecanismelor şi a maşinilor. Cinetostatica şi dinamica. Bucureşti, Editura tehnică, 1958.
106. Maroş, D. - Angrenaje melcate. Bucureşti, Editura tehnică, 1966.
107. Maroş, D. - Teoria mecanismelor şi a maşinilor. Cinematica roţilor dinţate. Bucureşti, Editura tehnică, 1958.
108. Masahiro Utagava,  
Tatsuo Herrada - Dynamic Loads on spur gear teeth at high speed. In : Bull ISME, nr. 16, 1961.
109. Matieşan, D. - Contribuţii la studiul uzurii prin ciupituri (pitting) la roţile dinţate cilindrice cu dinţi dreپti. Rezumat - Teza de doctorat, I.P. Iaşi, 1973.
110. Matvienko, V.P. - Ustanovka dlea ispitanii cerviacinîh peredaci. In : V. Maşinostroeniia, nr. 4, 1965.
111. Meluahl, A. - The Brawn-Boveri Testing Apparatur for Gear Wheel Material, vol. 148, nr. 3836, 1939.
112. Meluahl, A. - Testing gear materials. In : The Automobile Engineer, nr. 408, 1941.
113. Merrit, E.N. - Gear Teeth Design. In : Machinery, vol. 103, 1957.
114. Merticaru, V. - Discontinuităţi de angrenare în funcţionarea mecanismelor cu roţi dinţate. In : Simpozionul Mecanisme şi transmisii mecanice. Reşiţa, 1976.
115. Merticaru, V. - Componenta amortizată a vibraţiilor unui mecanism cu roţi dinţate. In : Simpozionul de Mecanisme şi transmisii mecanice, Reşiţa, 1976.
116. Mijatovici, D. - Osvrt na metode ispitivanja zubciastih parava sa promenljivim opterećenjem. In : Zbornik Radova, Zagrebu, 1976.
117. Miloiu, Gh. - Versuche an Zahnradgetrieben auf Verspannungsprüfständen. In : Antriebstechnik 12, Nr. 4, 1973.

118. Mişarin, I.L.,  
Palkin, B.A. - Novaia rolikovaiia ustanovka dlea ispî-  
tania kontaktnoi procinosti stălei.  
In ; Perevodoi naucino-tehniceskii  
opît. Moskva OSSINTI, 1960.
119. Mladinescu, T. - Calculul coeficientului dinamic la  
roţi dinţate cu dinţi dreپţi. In ; Bul.  
I. P. Bucureşti, nr. 3, 1966.
120. Müller, J. - Getriebekolloquim 1969 in Rostock. In;  
Maschinenbautechnik 19, Nr. 1, 1970.
121. Müller, L. - Badania dynamiki przekladni zebatych  
przy predkosciach ponadrezonansowych.  
In : Przegląd mechaniczny, Nr. 5, 1971.
122. Müller, L. - Obciazenie obliczeniowe kól zebatych.  
In : Przegląd Mechaniczny, Nr. 8, 1971.
123. Nadăşan, St. - Incercări şi analize de metale. Bucu-  
reşti. Editura tehnică, 1965.
124. Nadăşan, St. ş. a. - Oboseala metalelor. Bucureşti, Editura  
tehnică, 1962.
125. Nakamura, K. - Experimental studies about the effects  
of dynamic loads upon gear noise. In ;  
Bull. ISME, Nr. 10, 1967.
126. Niemann, G.,  
Glaubitz, H. - Zahnflankenfestigkeit von Stirnräder  
aus Stahl. In ; VDI-Z, Nr. 6, 1951.
127. Niemann, G.,  
Hösel, Th. - Geräuschuntersuchungen an schrag-  
verrahnten Staraden Einfluss von Dreh-  
zahl und Belastung. Vergahnungsdaten  
und Zahnfeh. In ; Konstruktion, 18, Nr. 4,  
1966.
128. Niemann, G.,  
Retting, H. - Dynamische Zahnkräfte. In ; VDI-Z, Nr. 3-4,  
1957.
129. Niemann, G.,  
Retting, H. - Error-induced dynamic gear-tooth load.  
In ; Proc. I. Mech. series E, Paper 20. Lon-  
don, 1958.
130. Niemann, G.,  
Richter, W. - Versuchsergebnisse zur Zahnflanken-  
Tragfähigkeit. In ; Konstruktion, Nr. 5, 6,  
1960.
131. Niemann, G.,  
Richter, W. - Der Einfluss der Umflangsgeschwindig-  
keit auf die Flankentragfähigkeit. In;  
Konstruktion, Nr. 5, 1960.
132. Niemann, G.,  
Winter, H. - Der FZG-Pitting-Test Zur Ermittlung der  
Zahnflanken-Tragfähigkeit. In ; Konstruk-  
tion, Nr. 5, 6, 7, 8, 9, 10, 1960.
133. Nicoara, I. - Stand pentru încercarea angrenajelor.  
In ; Simpozionul Mecanisme şi transmi-  
sii mecanice, Timişoara, 1980.
134. Nicoară, I. - Metodologia încercărilor cinematice ci-  
netostatice şi dinamice ale angrenaje-  
lor. Referat nr. 1, IPT, Cat. OMMDT, 1976.
135. Nicoară, I. - Asupra sintezei dinamice a sistemelor  
mecanice în circuit închis. Referat nr. 2,  
IPT, Cat. OMMDT, 1976.

136. Nicoară, I.,  
Crudu, M. - Stand în circuit închis utilizând transmisia prin cablu. In ; Simpozionul de Mecanisme și transmisii mecanice, Reșița, 1976.
137. Nicoară, I.,  
Perju, D.,  
Crudu, M.,  
Marina, M. - Utilizarea dispozitivelor inerțiale la încercarea și rodarea reductoarelor. In ; Simpozionul de Mecanisme și transmisii mecanice, Reșița, 1976.
138. Nicoară, I.,  
Feimer, I. - Stand pentru încercarea angrenajelor. In ; Simpozionul Mecanisme și transmisii mecanice, Reșița, 1976.
139. Nicoară, I.,  
Feimer, I. - Utilizarea energiei cinetice pentru tensiionarea unui sistem mecanic cu flux energetic închis. In ; Lucrări tehnico-științifice. Mecanisme, Organe de mașini, Material rulant. Institutul politehnic "Traian Vuia" Timișoara, 1977.
140. Nicoară, I.,  
Kovács, Fr.,  
Pintea, E.,  
Stuparu, I. - Noi metode și dispozitive de încercare a angrenajelor. In ; Sesiunea de comunicări tehnico-științifice. Festivalul "Cântarea României", 1977.
141. Nicoară, I.,  
Crudu, M. - Particularități ale dinamicii unui stand în circuit închis. In ; Second IFTOMM International Symposium. Bucharest, 1977.
142. Nicoară, I.,  
Crudu, M.,  
Popa, I.,  
Groza, C. - Calculul și construcția unui stand în circuit închis pentru încercat electropalane. In ; Sesiunea de comunicări tehnico-științifice. Festivalul "Cântarea României", 1977.
143. Nicoară, I.,  
Perju, D. - Încărcarea inerțială a circuitelor mecanice închise. In ; Bulet. șt. și tehnic al I.P. "Traian Vuia", Timișoara, Fasc. 1, 1978.
144. Nicoară, I.,  
Feimer, I. - Dispozitiv de încărcare a sistemelor mecanice cu flux energetic închis. In ; Bulet. șt. și tehnic al I.P. "Traian Vuia" Timișoara, Fasc. 1, 1978.
145. Nicoară, I.,  
Dănoiu, A. - Vibrații torsionale la sisteme mecanice cu flux energetic închis. In ; Conferința "Vibrații în construcția de mașini", Timișoara, 1980.
146. Nicoară, I.,  
Perju, D. - Stand inerțial pentru încercarea și rodarea transmisiilor mecanice. In ; Simpozionul de mecanisme și transmisii mecanice, Timișoara, 1980.
147. Nicoară, I.,  
Kovács, Fr. - Determinarea randamentului și a pierderilor mecanice la un circuit mecanic închis. In ; Simpozionul Mecanisme și transmisii mecanice, Timișoara, 1980.
148. Nicoară, I.,  
Feimer, I. - Procedeu și dispozitiv de încărcare în mers. Brevet nr. 58.234/2.08.1974.
149. Nicoară, I.,  
Kovács, Fr. - Determinarea încărcărilor nominale într-un circuit cu flux energetic închis. In ; Simpozionul Mecanisme și transmisii mecanice, Timișoara, 1980.

150. Nicoară, I.,  
Perju, D. - Dispozitiv pentru încercarea în mers a sistemelor mecanice închise. Brevet nr. 64650/29.09.1975.
151. Nicoară, I. - Dispozitiv de încărcare în mers a sistemelor mecanice închise. Brevet nr. 64085/9.04.1976.
152. Nicoară, I. - Procedeu și dispozitiv de încărcare în mers pentru sisteme mecanice în circuit închis. Brevet nr. 63224/18.04.1976.
153. Obersmit, E. ș. a. - Ispitivanje stožastih zubčanika sa zakrivljenim zubima (eloidni zubčanici) na zaribavanje i trosenje (habanje) sažetak. In ; Zbornik Radova Zagrebu, 1976.
154. Olsansky, O. - Poloha uvolnených kol v prevodovkách s vetvením zatížení. In ; Strojirenství, nr. 10, 1969.
155. Pavelescu, D. - Concepții noi, calcul și aplicații în frecarea și uzura solidelor deformabile. București, Editura Academiei RSR, 1971.
156. Pavlov, Z. P. - Ustanovka dlea ipitanija skorostrin tiajelonagrujennih zubciatih peredaci. In: Rascet konstruirovaniie i issledovanie peredaci, t. III. Odesa, 1958.
157. Pelecudi, Ch. - Precizia mecanismelor. București, Editura Acad. RSR, 1975.
158. Peres, Gh. ș. a. - Cercetarea solicitărilor dinamice din transmisia autovehiculelor de tipul 6x4 la trecerea peste obstacole. In ; Simpozionul Mecanisme și transmisii mecanice, Timișoara, 1980.
159. Perju, D. - Contribuții la sinteza mecanismelor plane pentru conducerea unui punct pe o curbă dată. Teză de doctorat. Institutul politehnic București, 1972.
160. Petrusевич, I. A. ș. a. - Dinamiceskie nagruzki na zubciatih peredaceah s priamozubimi kolesami. In ; Izd. A. N. URSS-1956.
161. Popinceanu, N. ș. a. - Contribuții la determinarea randamentului angrenajelor cu roți dințate din material plastic. In ; Construcția de mașini, Nr. 10, 1963.
162. Pratusевич, R. M. ș. a. - Udarno-ustalnostava procinost zakalennih zubciatih koles. In ; V. Mašinostroenia nr. 10, 1971.
163. Pratusевич, R. M. - Stendovlie ispitanija privodnih mehanizmov stankov na rabotosposobnosti idolgovicinosti. In ; Stanki i instrumenti, Nr. 2, 1962.
164. Prigorovskii, N. I. - Experimentalnîe metodî issledovaniia na preiajenii. Moskva. Mašinostroenia, 1970.

165. Pronin, G.A. ș.a. - Primenenie stenda s zamknutim konturom dlea ispitanija klinovih remnei. In : Traktorî i selhozmașini, nr.11, 1970.
166. Rademacher, B. - Einfluss der Verzahnungssteifigkeit auf das Laufverhalten von Stirnradgetrieben. In : Industrie-Anzeiger, Nr.25, 1968.
167. Rădulescu, G. ș.a. - Cercetări în vederea stabilirii unei metodologii de determinare experimentală a capacității portante la pitting a angrenajelor cilindrice. In : Construcția de mașini, nr.8, 1972.
168. Reșetov, D.N. (pod redacției) - Mașini i stendî dlea ispitanija detalei. Moskva. Mașinostroenia, 1979.
169. Reșetov, D.N., Ciătînian, R.M. - Isledovanie izghibnoi procinosti zubiev zubciatîh peredaci pri remenîh regimah nagruženii. In : V. Mașinostroenia, nr.4, 1964.
170. Retting, H. - Überlast zulässig. In : Maschinenmarkt Industrie journal Würzburg, 77, 1971-K269.
171. Retting, H. - Lebensdauerkriterium Schadenlinie. In : MM Industrie journal, Würzburg 77, nr.83, 1971.
172. Richter, W. - Der FZG-Pitting-Test zur Ermittlung der Zahnflanken Tragfähigkeit. In : Konstruktion 12, nr.5, 1960.
173. Rikli, K. - Bestimmung des Wirkungsgrades des von Zahnrädern. In : VDI-Z, nr.34, 1911.
174. Safta, V., Bernath, A. - Noua metodă de determinare a rezistenței la oboseală prin încercarea cu sarcină progresivă a unei singure epruvete.
175. Sauer, L. ș.a. - Angrenaje, vol. I, II. București, Editura tehnică, 1970.
176. Savici, Z. - Uticaj kvaliteta izrade na dinamicika i radna svojstva zupciastih parova. In : Actuelni problemi proizvodnje zupciastih. Beograd, 1973.
177. Schobinger, A. - Weiterentwicklung von Lastschaltgetrieben für Baumaschinen. In : Antriebstechnik 12, Nr.4, 1973.
178. Schrimmer, P. - Treibriemen und Riemangetriebe. In : VDI-Z 113, nr.13, 1971.
179. Shipley, G. - 12 ways to load-test gears. In : Gear Design and application. Ed. by N.P. Chironis. Mc Graw-Hill Book Company. New-York, 1967.
180. Seifried, A. - Zahnräder und Zahnradgetriebe. In : VDI-Z 113, Nr.12, 1972.
181. Seifried, A. - Zahn und Zahnradgetriebe. In : VDI-Z, 114, nr.12, 1972.
182. Sitalov, N.P. - Nagruzocinaia sposobnosti zubciatîh peredaci s vnepcliusnim začepleniem. In: Trudî novocerkassogo ordena trudogo sergo ordjonikidze. Tom 149, 1963.

183. Silaș, Gh. - Vibrații mecanice. București. Editura did. și pedagogică, 1968.
184. Skorodumov, B.A. Momot, D. I. - Razdelnoe opredelenie k.d.p. reductorov pri ispitaniiah zamknutim sposob. In ; Izv-VUZ. Mașinostroenie, Nr.6, 1970.
185. Skorodumov, B.A. - Differential v scheme stenda dlea ispitanii reductorov. In ; V. Mașinostroeniia, Nr.2, 1959.
186. Skundin, G. I., Akopian, G. A. - Măsurarea randamentului transmisiilor la tractoare. In ; Mecanizarea agriculturii, Caiet selectiv, nr.11, 1962.
187. Skundin, G. I., Akopian, G. A. - Randamentul și durata rodajului transmisiilor la tractoare. In ; Mecanizarea agriculturii, Caiet selectiv, nr.10, 1963.
188. Skundin, G. I., Akopian, G. A. - Issledovanie k.p.d. transmisii traktorov. In ; Mehanizația i electrificatiia soșialisticeskogo selskogo hozeaistva, Nr.2, 1962.
189. Skundin, G. I., Akopian, G. A. - Issledovanie tractornîh transmissionîh masel. In ; Traktorî i selhozmașinî, nr.1, 1960.
190. Skundin, G. I. - Puti povîšeniiia dolgovecinosti isnijenia vesa transmisii traktorov. In ; TBTIGK po avtomatizații i mașinostroeniui, M 1962.
191. Smicală, I., Nicoară, I. - Modelarea electrică a sistemelor mecanice închise. In ; Conferința : "Vibrații în construcția de mașini" Timișoara, 1980.
192. Stade, G. - Schneckengetriebe. In ; VDI-Z 113, nr.12, 1971.
193. Stölzle, K., Winter, H. - Tragfähigkeitsbechnung von Zahnradgetrieben. In ; Antriebstechnik 10, Nr.2, 1971.
194. Suleiko, B. S. - Pomîșenie nagruzscianoi sposobnosti pramo-zubîh peredaci. In ; Peredaci naucin tehn. proizv. op. Nr. M-61.163/13.
195. Sultz, V. V. ș. a. - Elektromehaničeskie zamknutîh mnogomestii stend dlea obkatki reductorov. In ; Mașinostroeniia nr.6,
196. Svoboda, F. - Tragfähigkeitsuntersuchung thermoplastischer Zahnräder. In ; ASUG-Mitteilungen, Magdeburg, Nr.1, 1968.
197. Taraboi, V. - Rodarea și încercarea motoarelor cu ardere internă. București, Editura tehnică, 1955.
198. Terplan, Z. A. - Hengeres fogaskerek kísérle tekröl. Gep, 1964.
199. Thorman, R. - Getriebprüfstand für Verspaunbetrieb mit elektrischer Einspeisung der Verlustleistung. In ; Maschinenbautechnik 19, Nr.8, 1970.
200. Trubin, G. K. - Kontaknaia ustalosti zubiev priamozubîh šesteren. In ; Tniitmașkniga 37. Mașghiz, 1950.
201. Trubin, G. K. - Kontaknaia ustalosti materialov dlea zubciatîh koles. Moskva-Mașghiz, 1962.

202. Tuplin, W.A. - Dynamic loads on Gear Teeth. London Machine Design 25, 1953.
203. Tuplin, W.A. - Gear load capacity. Ed. Pittmann. London, 1961.
204. Vasu, T. - Circulația de putere internă la mecanismele planetare simple. In ; Simpozionul Mecanisme și transmisii mecanice, Reșița, 1972.
205. Velicu, D. - Particularități ale circulației puterii în diferențialele autoblocabile asimetrice. In ; Simpozionul Mecanisme și transmisii mecanice, Timișoara, 1980.
206. Vörös, I. - Gepelerek III. Fogaskerek. Budapest. Tankönyvkiado, 1956.
207. Way, S. - Wortinghouse Roller and Gear Fitting Test. In ; Transaction ASME, nr. 4, 1944.
208. Weber, C.,  
Banaschek, K. - Formänderung und Profilrücknahme bei gerad und Schagverzahnten Radern. In ; Schriftenreihe Antriebstechnik, Nr. 11, Braunschweig Vieweg, 1955.
209. Wellauer, J. I. - Surface durability on helical and herringbone gear. In ; Machine Design, nr. 11, 1964.
210. Zalko, A. I. - Laboratornii stend dlea resursih ispitanu zubciatih nagruzkah. In ; V. Masinostroeniia, nr. 3, 1974.
211. Zeman, I. - Dynamische Zusatzkräfte. In ; VDI-Z nr. 6, 1957.
212. Zeman, V. - Dynamicke zatiženi čelnich ozubenych prevodu. In ; Strojirenstvi 21, nr. 2, 1971.



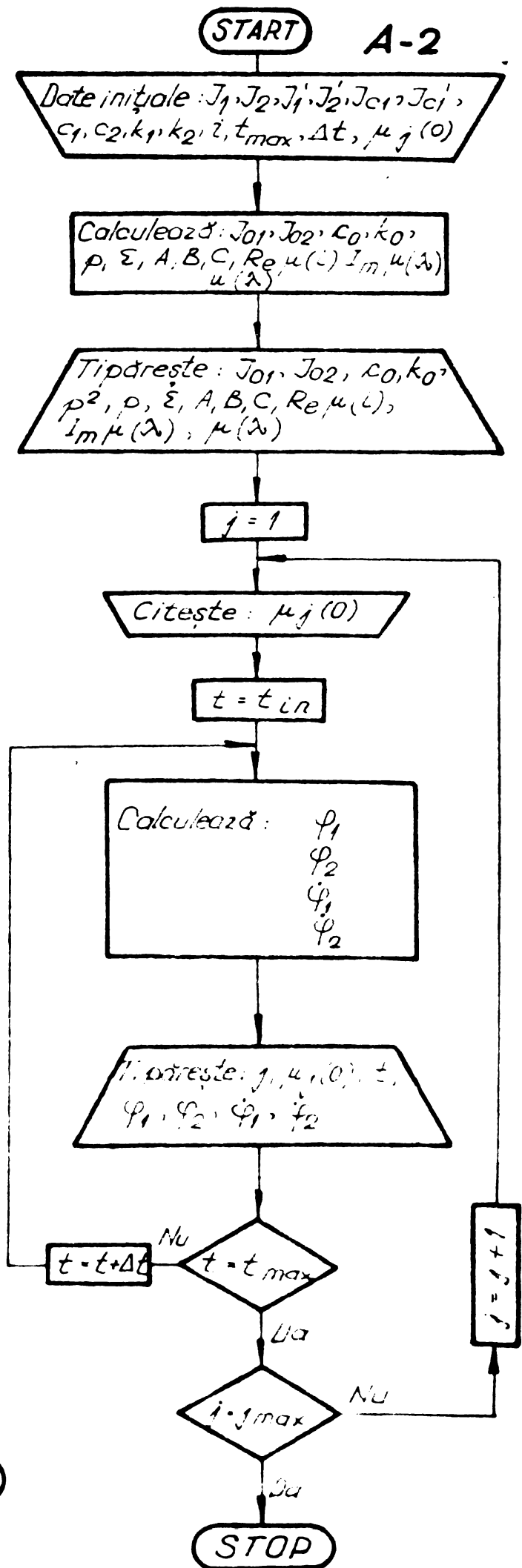
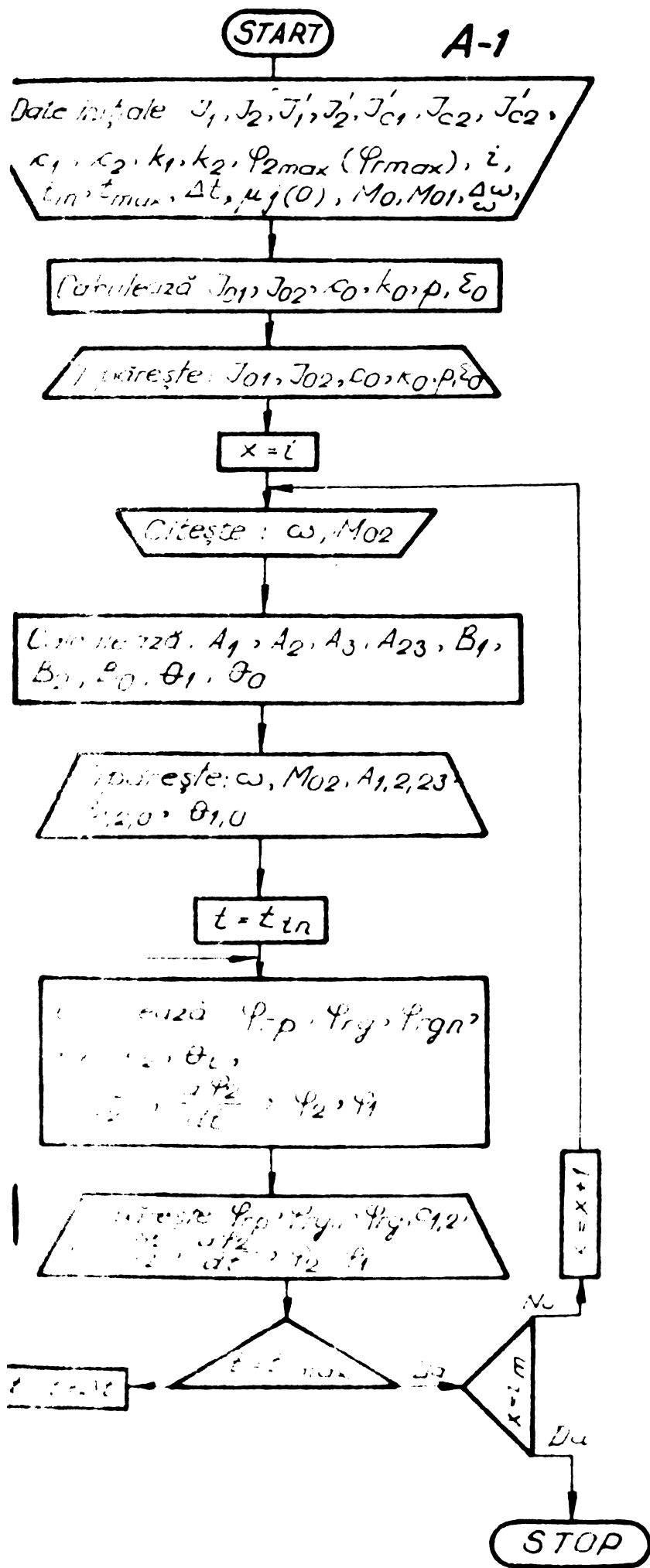
C U P R I N S

	<u>Pag.</u>
Introducere . . . . .	1
Cap.1. STADIUL ACTUAL AL CERCETARILOR PRIVIND CONSTRUCTIA SI FUNCTIONAREA SISTEMELOR MECANICE IN CIRCUIT ENERGETIC INCHIS.METODE SI STANDURI DE INCERCARE A ANGRENAJELOR . . . . .	3
1.1. Scurt istoric . . . . .	3
1.2. Metode de încercare a angrenajelor . . . . .	5
1.3. Tipuri de standuri pentru încercarea roți- lor dințate . . . . .	7
1.4. Mijloace și procedee de încărcare a siste- melor mecanice închise . . . . .	13
Cap.2. SCOPUL LUCRĂRII . . . . .	22
Cap.3. ANALIZA CINETICĂ, CINETOSTATICĂ SI DINAMICĂ A SISTEMELOR MECANICE IN CIRCUIT ENERGETIC INCHIS . . . . .	24
3.1. Stabilirea sensului fluxului energetic în circuitele mecanice închise . . . . .	24
3.2. Calculul vitezelor și accelerațiilor ținând seama de erorile de execuție și de rigidita- tea finită a dinților în contact . . . . .	29
3.3. Stabilirea forțelor dinamice din angrenare . . . . .	39
3.4. Vibrațiile sistemelor mecanice în circuit energetic închis . . . . .	43
3.4.1. Vibrațiile proprii ale unui sistem meccanic în circuit închis, izolat de sursa de energie . . . . .	43
3.4.2. Vibrațiile sistemului mecanic în circuit închis racordat la sursa de energie . . . . .	50
Cap.4. METODE DE APRECIERE A STANDURILOR CU FLUX ENERGETIC INCHIS PE CALE MECANICA . . . . .	82
4.1. Determinarea parametrilor circuitului meca- nic, dependenți direct de sensul fluxului energetic . . . . .	82
4.1.1. Stabilirea momentelor nominale și a pierderilor mecanice . . . . .	82
4.1.2. Pierderile de putere . . . . .	89
4.1.3. Variația încărcării la schimbarea sensului fluxului principal . . . . .	89

	<u>Pag.</u>
4.1.4. Variația încărcării relative . . . . .	91
4.1.5. Coeficientul încărcării reversibile . . . . .	91
4.1.6. Randamentul circuitului mecanic . . . . .	91
4.1.7. Traseul fluxului de compensare (secun- dare) . . . . .	95
4.1.8. Raportul transformărilor cinematico- energetice . . . . .	96
4.2. Coeficientul dinamic al standurilor de în- cercare cu flux energetic închis mecanic . . . .	103
4.3. Modelarea mecanică și electrică a standuri- lor cu circuit energetic închis . . . . .	105
4.4. Automatizarea regimurilor de încărcare a circuitelor mecanice închise . . . . .	110
Cap.5. SINTEZA MECANISMELOR STANDURILOR DE INCERCARE SI RODARE A ANGRENAJELOR . . . . .	114
5.1. Sinteza mecanismelor pentru transmiterea mișcării din circuitul secundar . . . . .	114
5.2. Sinteza mecanismelor de reglare a sarcinii . .	116
5.2.1. mecanisme cu pârghii cu brațul forței variabil . . . . .	116
5.2.2. Sinteza unor dispozitive de încărcare avînd în componență mecanisme cu bare rulante . . . . .	118
5.2.3. Sinteza mecanismelor cu came în mișcare de translație pentru realizarea unor legi de încărcare impuse . . . . .	121
5.2.4. Sinteza mecanismelor de reglare de tip camă în mișcare de rotație . . . . .	124
5.2.5. Sinteza mecanismelor cu bare articu- late . . . . .	128
Cap.6. FOLOSIREA SISTEMELOR MECANICE CU FLUX ENERGETIC INCHIS PENTRU INCERCAREA SAU RODAREA ANGRENAJELOR .	130
6.1. Tipuri de standuri de concepție originală . .	130
6.1.1. Standuri bazate pe bascularea unor carcase . . . . .	130
6.1.2. Stand în circuit închis utilizînd transmisia prin cablu . . . . .	131
<b>6.1.3. Stand care utilizează pentru încărcare mecanisme cu cremaliere sau cu bare rulante</b>	<b>147</b>

6.1.4. Stand în circuit mecanic închis cu încărcare hidrostatică . . . . .	153
6.1.5. Standuri cu încărcare inerțială . . . . .	159
6.1.6. Standuri cu circuit energetic închis pe cale electrică . . . . .	167
6.2. Histograme de încercare și rodare . . . . .	168
Cap.7. CONCLUZII SI CONTRIBUTII ORIGINALE . . . . .	171
BIBLIOGRAFIE . . . . .	179

ANEXE



START

A-3

Citește date inițiale

$\omega = \omega_{init}$

Calculează:  $J_{01}, J_{02}, C_0, k_0, \rho, \epsilon, T_n, f_n, \omega_0, T_0$

Tipărește  $\omega$ , rezultat

$\epsilon_0 = \epsilon_{0init}$

Citește  $k, k_M$

Calculează  $B_1, B_2, B_0, \theta_0, T_1, T_2$

Tipărește  $\epsilon_0$ , rezultat

Da Nu  $k=0$

Calc.  $M_{0a}, M_{ma}, \phi_{0a}, k\phi_a, \theta_3, \theta_4, \theta_5, d_1, d_2, d_{12}$

Calc.  $k_{0b}, M_{0b}, M_{mb}, \phi_{0b}, k\phi_b, \theta_3, \theta_3, \theta_4, d_1, d_2, d_{12}$

$\delta = 1$

Citește  $\omega_{ot}$ , calc.  $t$

$i = 1$

Da Nu  $k=0$

Calc.  $M_{1a}, M_{1b}, M_{1c}, M_{1d}, \delta, \phi_{1a}, \phi_{1b}, \phi_{1c}, \phi_{1d}, \theta_{1a}, \theta_{1b}, \theta_{1c}, \theta_{1d}$

Calc.  $M_{1b}, M_{1c}, M_{1d}, M_{1e}, M_{1f}, \delta, \phi_{1b}, \phi_{1c}, \phi_{1d}, \phi_{1e}, \phi_{1f}, \theta_{1b}, \theta_{1c}, \theta_{1d}, \theta_{1e}, \theta_{1f}$

Tipărește  $e, i, \omega_{ot}, t, rez$

Tipărește  $e, i, \omega_{ot}, t, rez$

$i = i + 1$

Calculează  $SUM1, SUM3$

Calc.  $M_{1b}, M_{1c}, M_{1d}, M_{1e}, M_{1f}, \delta, \phi_{1b}, \phi_{1c}, \phi_{1d}, \phi_{1e}, \phi_{1f}$

Tipărește rezultat

Calc.  $P_{1a}, P_{1b}, P_{1c}, P_{1d}, C_1, C_2, \phi_2, \phi_1$

Tipărește rezultat

$i = i + 1$

Calc.  $\epsilon_0 = \epsilon_0 + \Delta\epsilon$

STOP

A-4

Sec- tiu- nea	M <sub>J</sub>		M <sub>JAB</sub>	M <sub>FJ</sub>		M <sub>FJ</sub>
	A	B		A	B	
	M	0,1282067 *		0,1159455*	1,22612	
1	0,1269247	0,1147861	1,21386	0,1282	0,11594	0,01226
2.	1,1169247	0,8953149	22,16098	0,55846	0,4491	0,10936
3	1,1113401	0,899814	21,1526	1,11134	1,8178	0,70646
4	2,2004535	1,8178062	38,26473	1,10022	0,91348	0,18674
5	2,1894513	1,826941	36,25103	3,23417	2,78215	0,45202
6	2,1566096	1,8547625	30,18471	2,1566	1,8735	0,2831
7.	2,1350436**	1,8734975**	26,15461	2,13504	1,89243	0,24261
8	2,1136932	1,8924218	22,12714	2,11369	1,91154	0,20215
9	2,0925563	1,9115372	18,10191	1,04627	0,96058	0,08569
10	2,0820936	1,921143	16,09506	3,12314	2,9254	0,19774
11	2,0508622	1,950399	10,04632	2,05086	0,98505	1,06581
12	1,0151768	0,98505	3,01268	0,50758	0,495	0,01258
13	1,0151768	0,98505	3,01268	0,50758	1,00	0,010101
14	1	1	-	-	-	-

\* Valori corespunzătoare momentului motor ;

\*\* Valori corespunzătoare momentului măsurat.

A-5

$\Delta M_{JAB}$					
MCT [daNm]					
	15	20	30	40	50
$M_{mot}$					
1	0,183918	0,245224	0,367836	0,490448	0,61306
2	0,182079	0,242772	0,364158	0,485544	0,60693
3	3,324147	4,432196	6,648294	8,864392	11,08049
4	3,17289	4,23052	6,34578	8,46104	10,5763
5	5,7397095	7,652946	11,479419	15,305892	19,132365
6	5,4376545	7,250206	10,875309	14,500412	18,125515
7	4,5277065	6,036942	9,055413	12,073884	15,092355
8.	3,9231915	5,230922	7,846383	10,461844	13,077305
9	3,319071	4,425428	6,638142	8,850856	11,06357
10	2,7152865	3,620382	5,430573	7,240764	9,050955
11	2,414259	3,219012	4,828518	6,438024	8,04753
12	1,506948	2,009264	3,013896	4,01528	5,02316
13.	0,451902	0,602536	0,903804	1,205072	1,50634
14	0,301515	0,402020	0,603030	0,804040	1,005050
	-	-	-	-	-



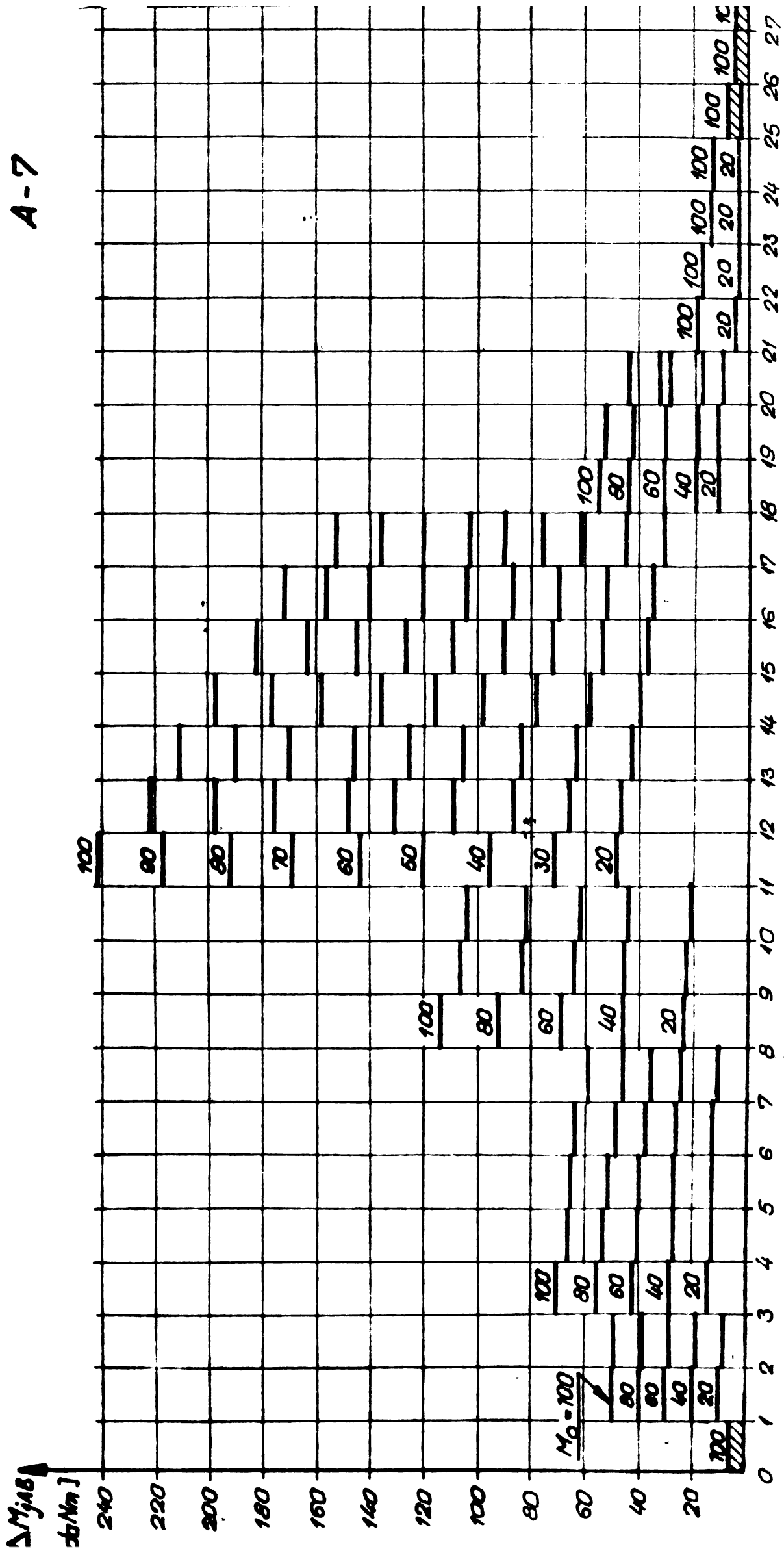
A-6

	M <sub>j</sub>		M <sub>JAB</sub>	M <sub>Fj</sub>		
	A	B		A	B	B
	2	3		5	6	6
M <sub>not</sub>	0,2886595	0,2347069	0,0539526	-	-	-
1	0,2857731	0,2323599	0,0534132	0,2857731	-	-
2	1,2857731	0,7777411	0,508032	0,64288	0,39082	0,39082
3	1,2793443	0,7816494	0,4976949	1,27934	1,18431	1,18431
4	1,8998264	1,1843173	0,7155091	2,84973	1,80352	1,80352
5	1,8713291	1,2023526	0,6689766	0,93566	0,604197	0,604197
6	1,8619725	1,2083946	0,6535779	1,86197	1,2206	1,2206
7	1,8433528	1,2206007	0,6227521	0,921167	6,13367	6,13367
8	1,8341361	1,2267344	0,5890604	1,83413	2,47825	2,47825
9.	3,6315896	2,4782515	1,1533381	5,44738	3,77398	3,77398
10	3,5771158	2,5159914	1,0611244	1,78855	1,2643	1,2643
11	3,5592303	2,5286347	1,0305957	3,55923	6,38544	6,38544
12	8,309095	6,385441	2,423654	13,21367	9,72402	9,72402
13.	8,6769586	6,4826813	2,1942773	4,33847	3,2576	3,2576
14.	8,6335736	6,5152576	2,118316	8,63357	6,58106	6,58106
15.	8,5472382	6,5810683	1,9661699	8,547238	6,64754	6,64754

A-6

1	2	3	4	5	6
16	8,4617659	6,6475438	1,8142221	4,23088	3,34047
17	8,4194571	6,6809486	1,7385085	12,62918	10,1740
18	8,2931653	6,782689	1,5104763	8,293165	2,74048
19	3,2840935	2,7404805	0,5436131	1,64204	1,3771
20	3,2676731	2,7542518	0,5134213	4,9015	4,19429
21	3,2186581	2,7961948	0,4224633	3,18658	1,412219 2219
22	1,5932358	1,4122196	0,1810162	0,7966	0,709658
23	1,5852697	1,4193162	0,1659808	1,58526	0,716826
24	1,5694171	1,4336528	0,1357643	0,7847	0,7200
25	1,5615701	1,4408571	0,120713	1,56157	0,96057
26	1,0306363	0,9702742	0,603621	1,54595	1,47757
27	1,0151768	0,98505	0,0301268	0,50758	0,495
28	1,010101	0,99	0,020101	1,010101	1,00
M <sup>CT</sup>	1	1	-	-	-

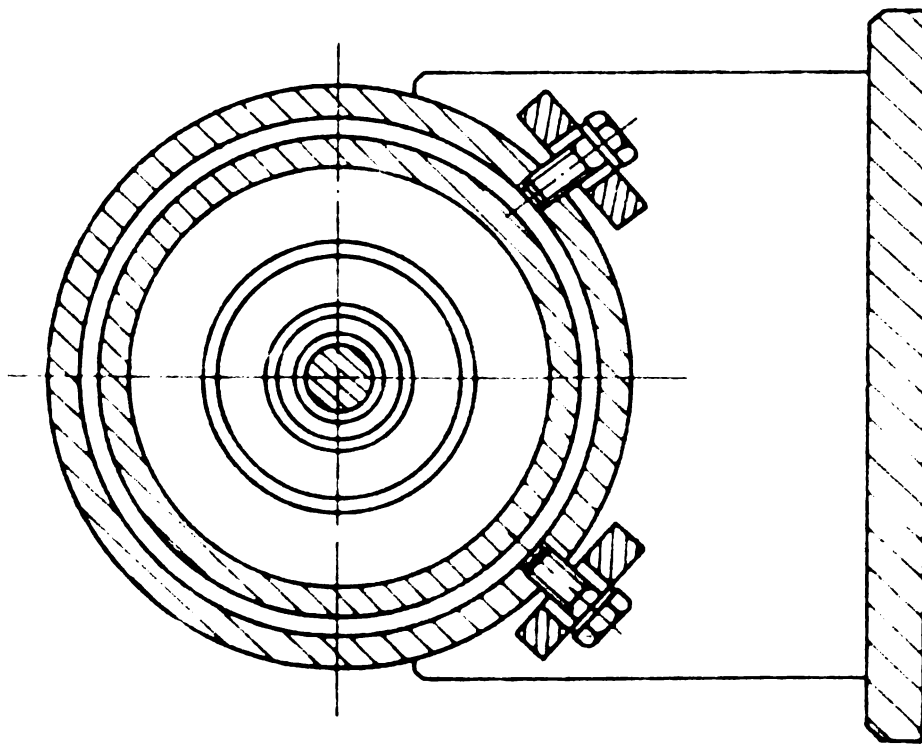
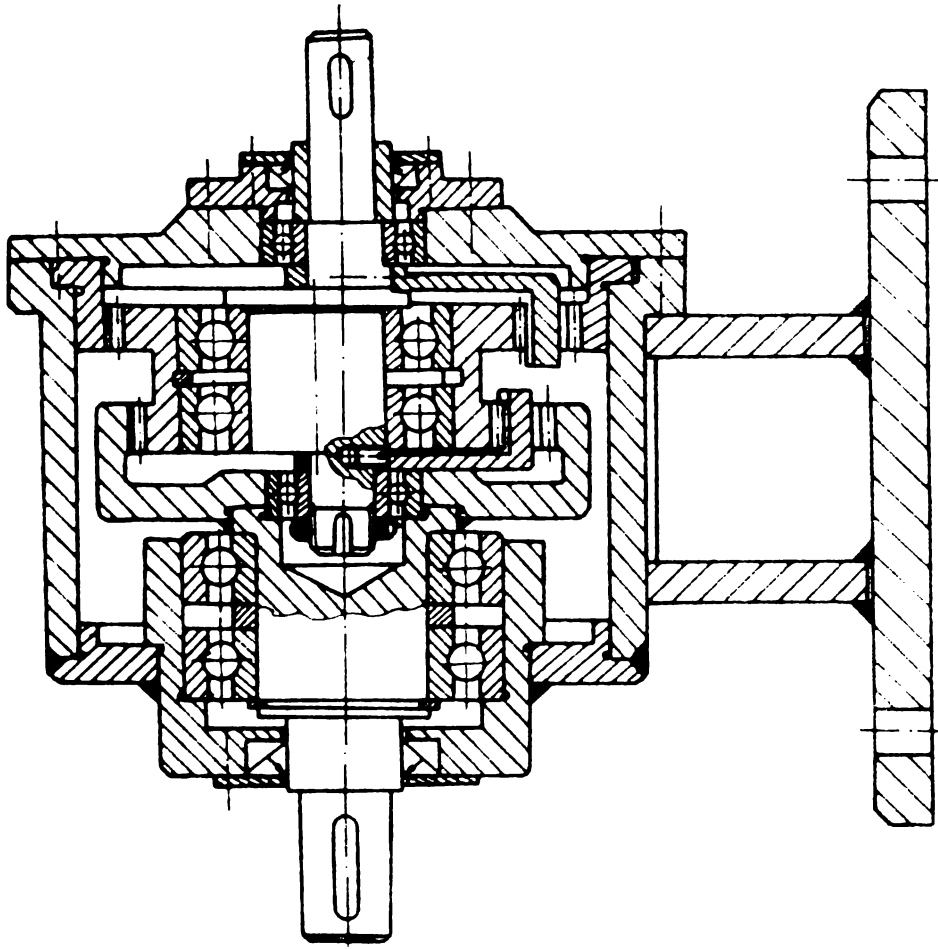
# A-7

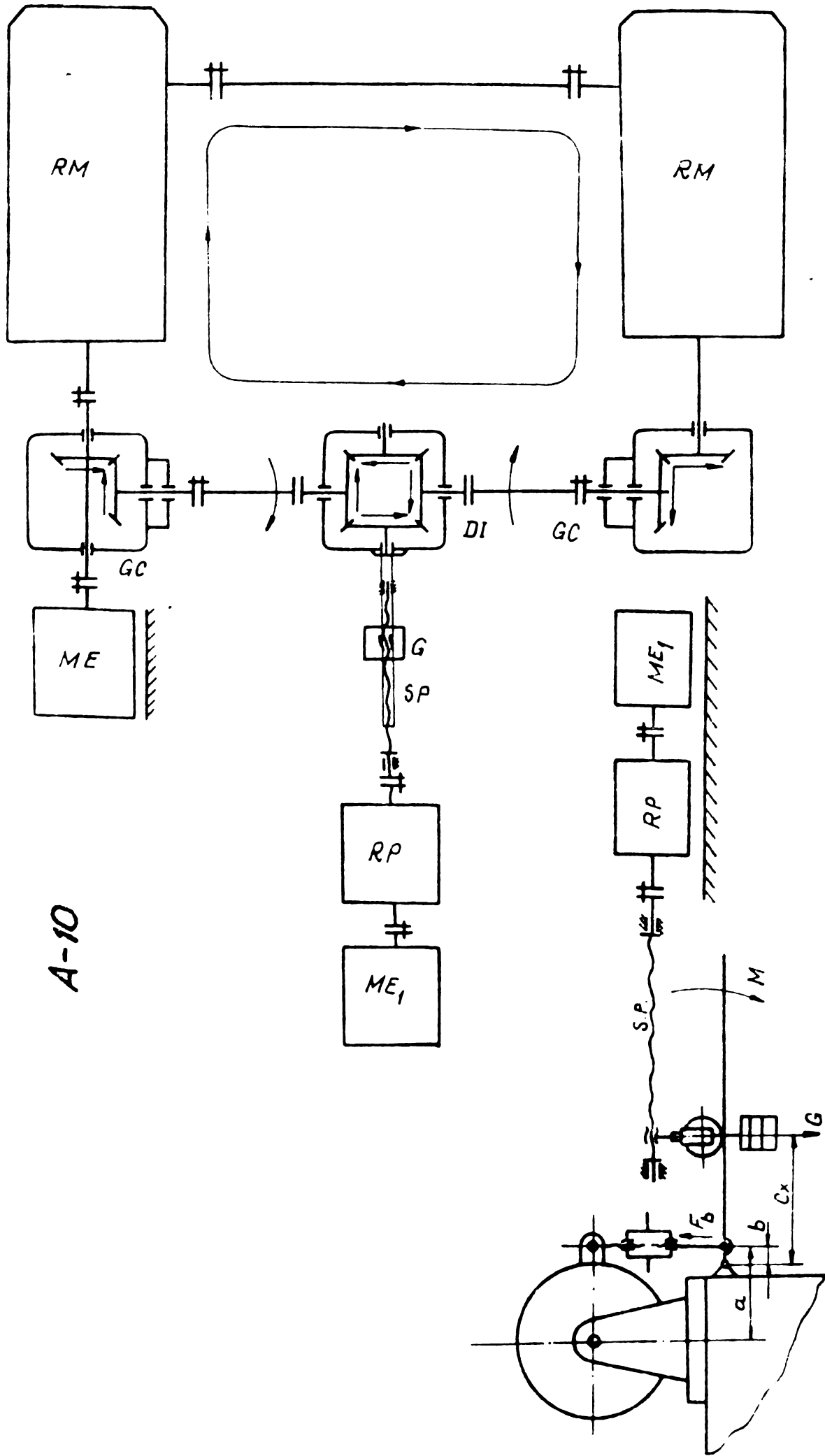


A-9

Parameter	$m_1$ [kgm <sup>2</sup> ]	$m_2$ [kgm <sup>2</sup> ]	$m_1'$ [kgm <sup>2</sup> ]	$m_2'$ [kgm <sup>2</sup> ]	$C_1$ [NMS]	$C_2$ [NMS]	$C_0$ [NMS]	$K_1$ [NM]	$K_2$ [NM]	$K_{01}$ [NM]	$K_{02}$ [NM]	F [NM]
Sim- bol U <sub>1</sub> re	$1,8 \cdot 10^{-2}$	$1,55 \cdot 10^{-2}$	$2,1 \cdot 10^{-2}$	$1,55 \cdot 10^{-2}$	250	250	250	26.000	26.000	$(20-25)K_1$	$(20-25)K_1$	$250 \pm 55$
Sim- bol U <sub>2</sub> re	$L_1$ [H]	$L_2$ [H]	$L_1'$ [H]	$L_2'$ [H]	$K_1$ [Ω]	$K_2$ [Ω]	$R_0$ [Ω]	$C_1$ [F]	$C_2$ [F]	$C_{01}$ [F]	$C_{02}$ [F]	e [V]
Sim- bol U <sub>3</sub> re	$1,8 \cdot 10^{-2}$	$1,55 \cdot 10^{-2}$	$2,1 \cdot 10^{-2}$	$1,55 \cdot 10^{-2}$	25	25	25	$5,0 \cdot 10^{-6}$	$5,5 \cdot 10^{-6}$	$(75-95)10^{-6}$	$(75-95)10^{-6}$	$25 \pm 5,5$

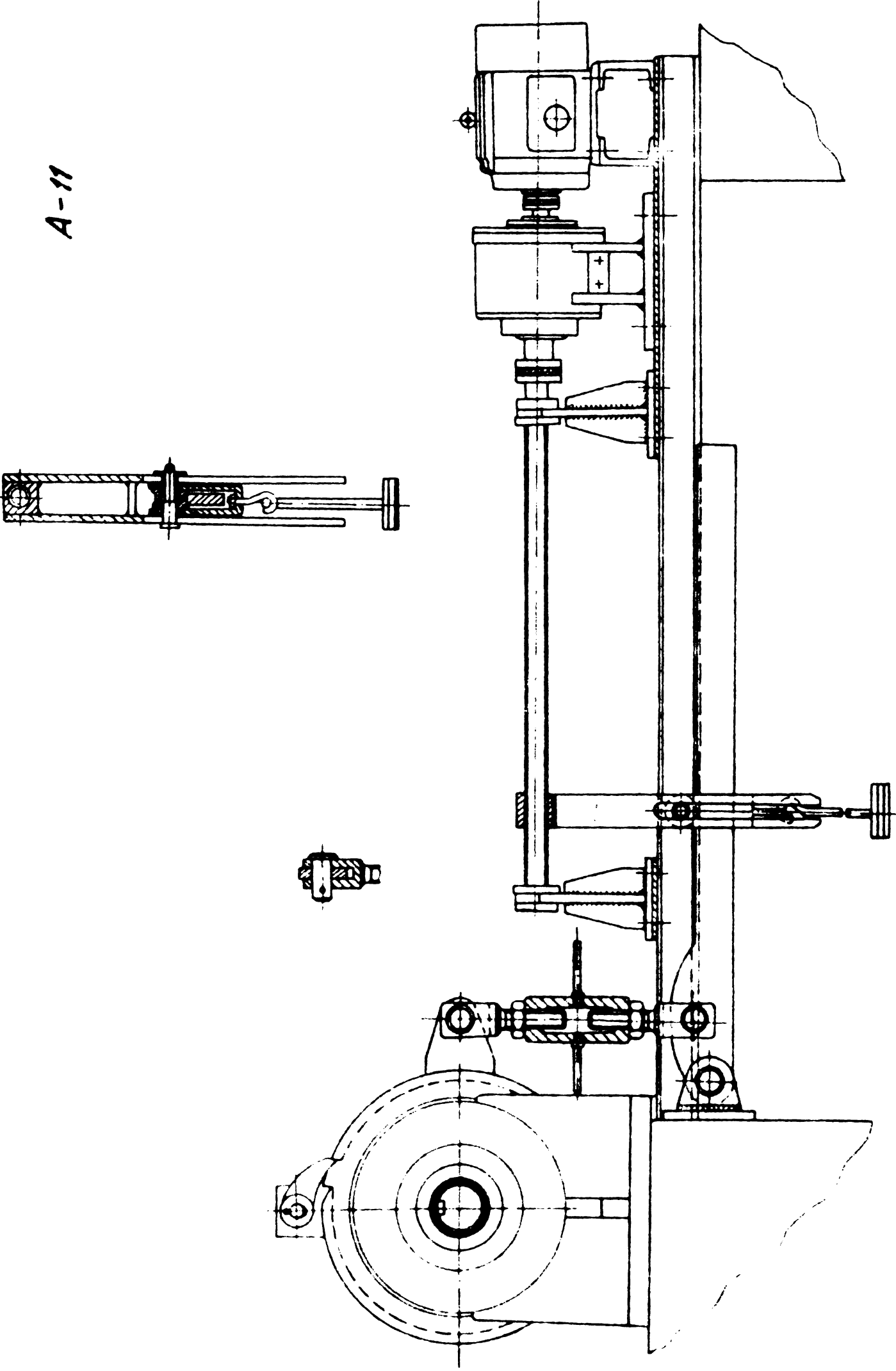
A-9





A-10

A-11

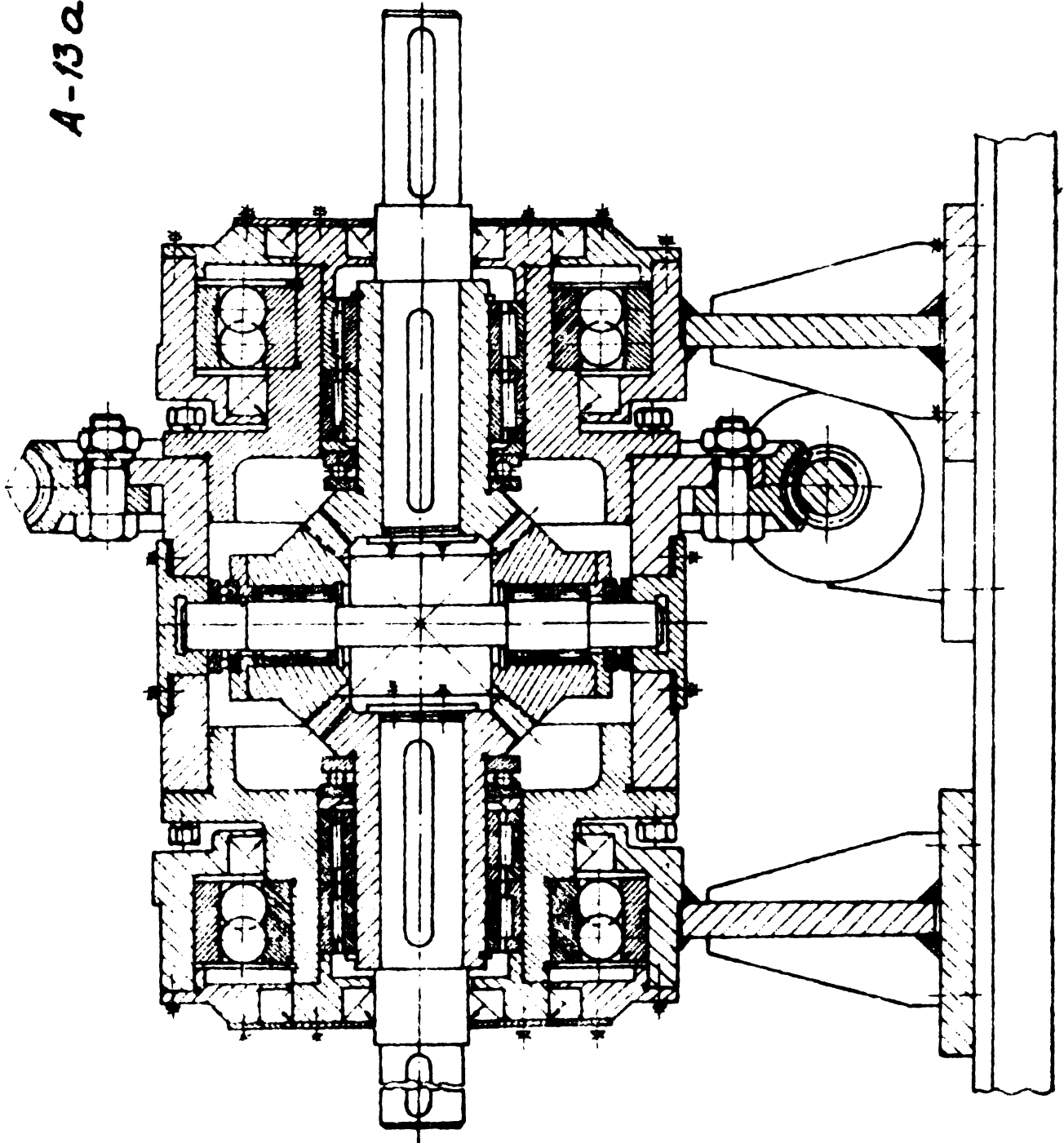


A-12

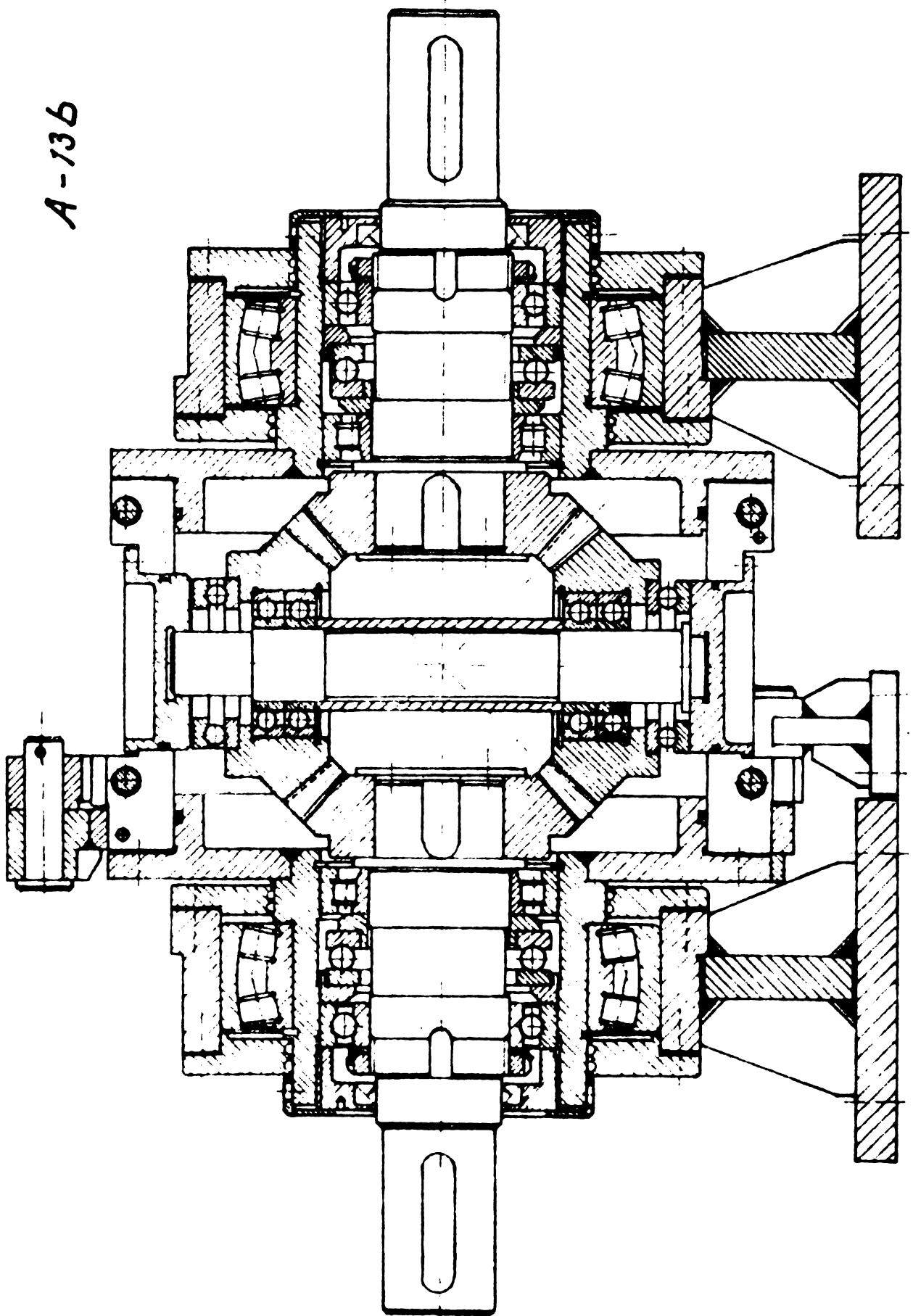
$x$ $L_n$	$y_j (P_1)$	$y_{j1}$ (mistings)	$y_j (P_1) - y_{j1}$	$y_{j2}$	$y_j (P_2)$	$y_j (P_2) - y_{j2}$	$y_j (P_3)$	$y_{j3}$	$y_j (P_3) - y_{j3}$
0	54,047	54,047	0	56,569	56,569	0	58,982	58,982	0
5	53,959	53,960	-0,001	56,502	56,502	0	58,908	58,909	-0,001
10	53,871	53,873	-0,002	56,435	56,436	-0,001	58,835	58,836	-0,001
15	53,783	53,786	-0,003	56,368	56,369	-0,001	58,761	58,763	-0,002
20	53,695	53,698	-0,003	56,301	56,302	-0,001	58,688	58,689	-0,001
25	53,607	53,610	-0,003	56,234	56,235	-0,001	58,614	58,615	-0,001
30	53,519	53,522	-0,003	56,167	56,168	-0,001	58,541	58,541	- 0
35	53,431	53,433	-0,002	56,100	56,101	-0,001	58,467	58,467	- 0
40	53,343	53,344	-0,001	56,033	56,033	0	58,394	58,392	+0,002
45	53,255	53,255	0	55,966	55,965	+0,001	58,321	58,318	+0,003
50	53,167	53,166	+0,001	55,899	55,898	+0,001	58,247	58,243	+0,004

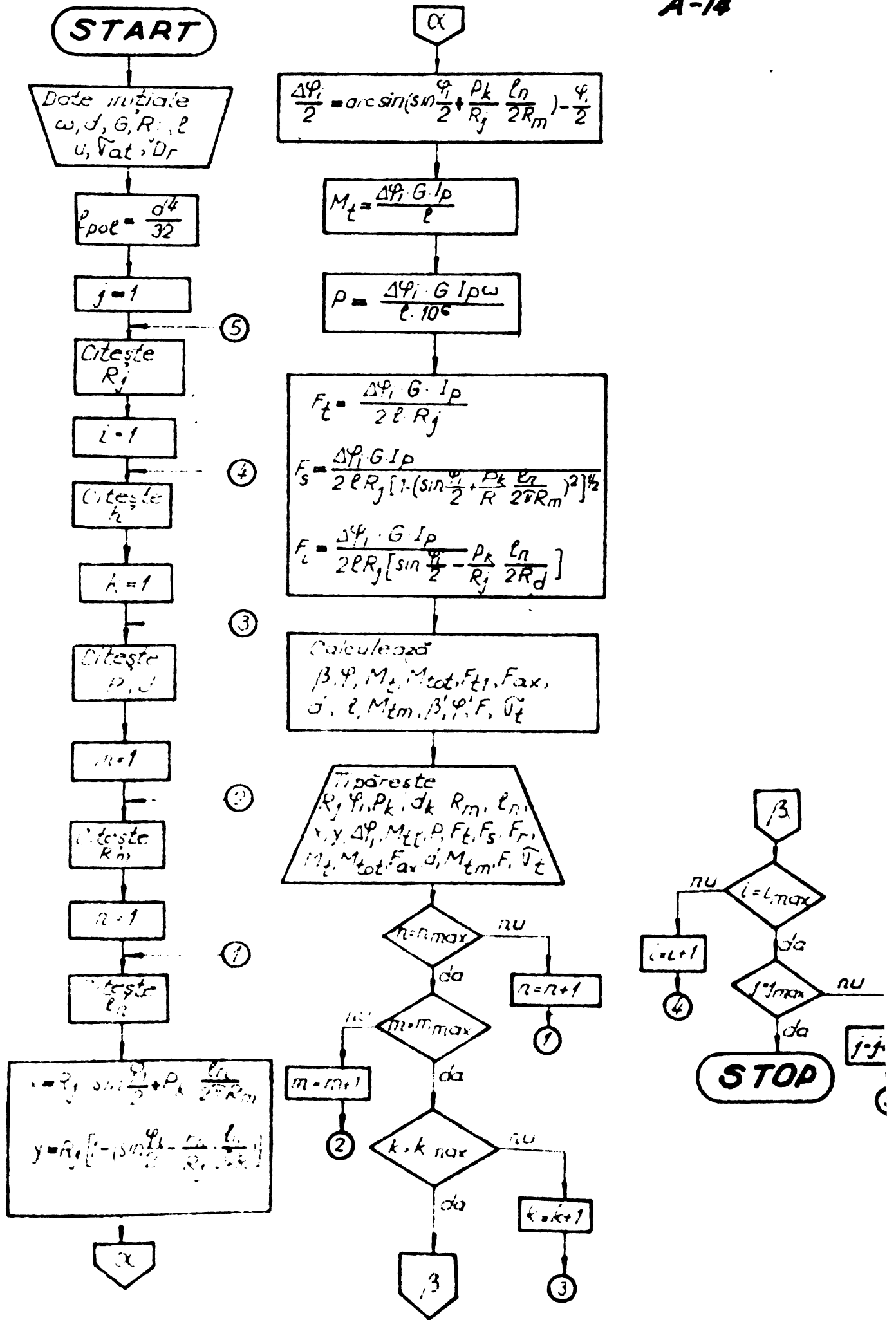


A-13a



A-136





A-15

Treapta de încălzire	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$M_t$ [daN cm]	341,7	683,4	1025,1	1366,8	1708,5	2050,3	2392	2733,8	3075,4
$P_1^t$ [daN]	0	28,47	56,95	85,43	113,9	142,38	170,86	199,34	227,83
$P_t^t$ [daN]	23,49	46,98	70,47	93,97	117,46	140,96	164,45	187,95	211,44
$P_1^f + Parc_1$ [daN]	11,2	39,67	68,15	96,63	125,1	153,58	182	210,54	239
$P_f^f + Parc_f$ [daN]	47,89	71,38	94,9	118,4	141,36	165	188,85	212,4	235,9
$P_1$ [daN cm <sup>-2</sup> ]	1,78	6,31	10,84	15,4	19,9	24,4	29	33,5	38,04
$P_f$ [daN cm <sup>-2</sup> ]	7,62	11,36	15,1	18,84	22,6	26,31	30,05	33,8	37,53

A-16

