INSTITUTUL POLITEHNIC „TRAIAN-VUIA" TIMISOARA
FACULTATEA DE MECANICA

Ing. Grünfeld Stefan-Iosif

TEZA DE DOCTORAT

TEHNOCINEMATICA MECANISMELOR CU CAME PLANE

Conducător ştiinţific
Prof.univ. dr.doc.st.ing. AUREL NANU

- Timişoara 1986 -

I.- INTRODUCERE

Dezvoltarea accelerată pe multiple planuri a tehnicii în ultimul timp a impus utilizarea mecanismelor ca sisteme destinate mecanizării şi automatizării, sisteme de comandă şi de lucru. De asemenea, mecanismele îşi fac loc şi printre sistemele logice fiind utilizate în special în mediile improprii sistemelor electrice şi electronice.

Mecanismele, compuse din lanţuri cinematice, sînt proiectate pentru a executa anumite mişcări impuse, în condiţii tehnologice specifice. De aceea, abaterile de la caracteristicile impuse mişcării prescrise sînt nedorite. Pe de altă parte, mecanismele sînt alcătuite din elemente care se execută prin procedee tehnologice cunoscute, avînd abateri situate de obicei în interiorul unui cîmp de toleranţă. Abaterile tehnologice sînt inevitabile, astfel că mecanismele sînt constituite din elemente cu abateri, deci imprecise, iar lanţul cinematic va efectua mişcări mai mult sau mai puţin apropiate celor impuse, evidenţiate de obicei prin abaterile poziţionale, de deplasări, respectiv viteze şi acceleraţii. Abaterile de viteze şi acceleraţii pot aduce mari prejudicii funcţionării mecanismului sub aspectul încărcării dinamice.

In aceste condiţii, se impune ca mecanismele proiectate să fie supuse şi unei analize ce vizează precizia acestora, deoarece funcţionarea corespunzătoare a lor depinde în mare măsură de precizia execuţiei elementelor componente. Scopul urmărit este corelarea economică a preciziei tehnologice cu precizia de funcţionare impusă, fără a exagera vreunul din aspecte, deoarece ar scumpi în mod inutil cheltuielile de fabricaţie, sau mecanismul nu ar corespunde condiţiilor tehnologice cerute.

Ca o parte distinctă a studiului preciziei mecanismelor, tehnocinematica analizează abaterile funcţionale ce provin din execuţiile imprecise ale elementelor şi cuplelor cinematice.

Prin obiectivul enunţat în titlu, prezenta teză de doctorat îşi propune să abordeze sub o formă cît mai completă, multilaterală, problema tehnocinematicii mecanismelor cu came plane. Se precizează că nu au fost abordate aspecte dinamice decît în măsura în care influenţele erau determinante, sau pentru a releva unele fenomene specifice care aveau repercursiuni directe asupra elementelor cinematice sau de uzură. Deşi aspectul cinematic este practic inseparabil de fenomenele dinamice proprii oricărui proces mecanic, tehnocinematica respectă ordinea de studiu a mişcărilor mecanice : întîi cinematic, iar apoi dinamic, partea de dinamică nefăcînd obiectul prezentei teze de doctorat, din motive de amploare mare a problemei.

Deşi în literatura de specialitate există lucrări pe această temă, ele abordează unilateral diferite cazuri particulare de mecanisme cu came. Prezenta teză de doctorat abordează atît aspectele metodice de studiu al tehnocinematicii, cît şi interacţiunea cu alte fenomene ce modifică starea de fapt la un moment dat, avînd în obiectiv doar mecanismele cu came plane, urmînd ca rezultatele obţinute să fie generalizate în spaţiu.

Obiectivul central urmărit la mecanismele cu camele plane este precizia cinematicii strîns legată de erorile de execuţie ale elementelor şi cuplelor cinematice precum şi influenţele în timp care modifică precizia determinată la un moment dat.

Importanţa mare a cunoaşterii problemelor legate de precizia de funcţionare a mecanismelor cu came plane a impus orientarea cercetărilor către investigaţii asupra acestor aspecte încă din faza proiectării, realizînd în final sinteza mecanismului cu came cît şi studiul preciziei într-un ciclu cinematic. S-a căutat obţinerea unei metode cît mai generale şi mai precise adaptată calculului automat, pentru reducerea timpului de calcul, generalizînd metodele aplicate în cazul mecanismelor cu cuple inferioare.

De asemenea, s-au căutat metode noi de investigaţii, simple şi eficace, care să ţină cont de particularităţile prezentate de mecanismele cu came plane care să ofere precizia de calcul în domeniul care poate fi urmărit şi tehnolog, privind execuţia elementelor componente ale lanţului cinematic.

Pentru a oferi cadrul unei viitoare cercetări pentru tolerarea cuplelor superioare de tipul mecanismelor cu came prin prescripţii specifice acestora, s-au studiat erorile poziţionale ale cuplei superioare, atunci cînd corpurile ce participă la realizarea cuplei sînt afectate de abateri de poziţie şi formă.

După cum s-a precizat mai sus, precizia de funcționare a mecanismelor cu came se modifică în timp prin uzura ce apare și în cupla superioară, de aceea s-a impus ca o necesitate studiul uzurii cuplelor superioare și evaluarea calității acestora printr-un coeficient, care s-a numit caracteristica uzurii, precum și influențele mai importante care pot modifica comportarea la uzare a mecanismelor cu came plane.

Strîns legat de acest aspect al durabilității mecanismelor cu came plane este alegerea materialului pentru cupla superioară și ca atare a apărut necesitatea studiului perechilor de materiale ce pot realiza o cuplă superioară, care să corespundă condițiilor de funcționare impuse, precum și analiza tratamentelor termice și termochimice recomandate, pentru îmbunătățirea rezistenței la diferite tipuri de uzuri.

Valabilitatea rezultatelor teoretice obținute poate fi susținută prin confirmarea acestora prin rezultatele experimentale și deci a fost necesar ca să fie realizate standuri și montaje care să verifice concluziile teoretice. Deoarece sînt multe posibilități de alegere de materiale și tratamente termice și termochimice, s-au făcut cercetări experimentale pe trei tipuri de materiale recomandate pentru cuple superioare, tratate termochimic prin nitrurare ionică, procedeu modern și relativ ieftin, care conferă o bună rezistență la uzare. In prezenta teză de doctorat sînt evidențiate avantajele cuplelor cinematice nitrurate ionic față de tratamentele termice obișnuite.

Teza de doctorat abordează astfel, în strînsă corelare, problemele legate de tipul mecanismului cu camă plană, uzura acestuia, materialele cuplei superioare, avînd ca scop final optimizarea funcționării mecanismului sub aspectul preciziei cinematice.

Autorul exprimă și pe această cale cele mai sincere și călduroase mulțumiri întreaga sa gratitudine conducătorului științific Prof.dr.doc.șt.ing.Aurel Nanu, pentru modul competent în care l-a îndrumat la realizarea lucrării, precum și ajutorul acordat pentru desăvîrșirea formării sale ca cercetător.

Autorul mulţumeşte de asemenea colegilor de la Facultatea de mecanică din Sibiu, colegilor de la catedra de "tehnologia materialelor" din Institutul Politehnic "Traian Vuia" Timişoara, care l-au sprijinit în definitivarea cercetărilor în domeniul abordat.

II. CONTRIBUTII CU PRIVIRE LA APLICAREA METODEI ABATERILOR FUNCTIONALE PENTRU ANALIZA SI SINTEZA MECANISMELOR CU CAME PLANE

II.1. Generalităţi

Analiza tehno-cinematică urmăreşte, după cum s-a precizat în capitolul precedent, determinarea influenţelor erorilor constructiv-tehnologici asupra elementelor cinematice asupra elementelor cinematice ale mişcării executorului.

Se definesc erorile independente [77] prin erorile elementare geometrice, constituite din abaterile constructiv tehnologice ale elementelor şi cuplelor. Acestea conduc la erorile funcţionale sau dependente, care sînt erorile geometrice ale poziţiilor, vitezelor şi acceleraţiilor din mecanismul real.

După cum s-a arătat, abaterile de poziţii (sau deplasări) sînt mici, însă abaterile acceleraţiilor sînt în general mult mai mari, ceea ce duce la solicitare dinamică suplimentară prin intermediul forţelor de inerţie.

In continuare, se va presupune că elementele motoare (came), deşi de regulă nu pot ocupa poziţiile prescrise cu exactitate, funcţionează identic ca la mecanismul ideal.

Abaterile elementare independente ale elementelor cinematice ale mecanismelor sînt formate din abaterile dimensionale şi poziţionale, eventual şi de formă, iar cuplele cinematice au de asemenea aceste abateri. Aceste abateri pentru elemente şi cuple sînt în general tolerate, iar toleranţa economică este standardizată.

Alegerea toleranţelor este în funcţie de necesităţile tehnologice pentru care mecanismul este construit. Toleranţele mici conduc la o calitate mai bună, dar sînt realizate la un preţ de cost mai ridicat. Toleranţele influenţează şi alte elemente ce privesc funcţionarea mecanismelor, cum sînt durabilitatea, uzura, productivitatea muncii, etc. De aceea se caută o armonizare între condiţiile economice de fabricare şi destinaţia mecanismelor.

Precizia mecanismelor cu roţi dinţate este stabilită prin standarde. La celelalte mecanisme, influenţele pot fi diferite, de aceea se urmăreşte calculul erorilor de funcţionare pentru a putea face o alegere raţională a toleranţelor.

Abaterile dimensionale Δl ale elementelor sînt coliniare cu dimensiunea, cu valori pozitive sau negative şi, sînt constante de-a lungul duratei funcţionării mecanismului. Aceeaşi proprietate o au şi abaterile dimensionale din cuple, dar acestea împreună duc la crearea jocurilor între perechile de corpuri, care pot avea diferite valori şi direcţii.

In acelaşi timp, suprafeţele ce formează cuplele pot avea abateri de formă, precum şi abateri de poziţie, cunoscute şi prezentate detaliat în lucrările de toleranţă şi măsurători [24].

Avînd în vedere aceste abateri se poate stabili numărul maxim de erori ale unui element de clasa i şi apoi particularizînd în plan, rezultă în mod firesc poziţia corpului, modificată printr-o mişcare plan-paralelă, dată prin trei parametri de poziţie, sau ca erori cinematice de deplasare prin două translaţii şi o rotaţie, problemă aprofundată în capitolul III. al prezentei lucrări.

Desigur, pentru stabilirea corectă a abaterilor ar trebui ca şi pentru elementele plane să se ia în considerare structura spaţială, completă a mecanismelor, dar diferenţele sînt foarte mici, tehnologic vorbind, neglijabile.

II.2. Mecanism cu camă de rotaţie tachet oscilant

Efectuînd sinteza unui mecanism cu camă de rotaţie şi tachet oscilant, cunoscînd legea de mişcare a elementului condus, $\psi_2 = \psi_2(t)$ precum şi dimensiunile constructive: l_2, l_3, r_0, r; ecuaţiile profilului teoretic, în coordonate polare vor fi (II.1.): (fig. II.1.)

$$\theta = \varphi_1 - \arcsin\left(\frac{l_2}{r_0}\sin\psi_0\right) + \operatorname{arctg}\frac{l_2\sin(\psi_0+\psi_2)}{l_3 - l_2\cos(\psi_0+\psi_2)}$$

$$(II.1)\quad R=\sqrt{l_2^2+l_3^2-2l_2l_3\cos(\varphi_0+\varphi_2)}$$

$$\varphi_0=\arccos\frac{l_2^2+l_3^2-r_0^2}{2l_2l_3};\qquad \beta=\varphi_1-\arcsin\left(\frac{l_2}{r_0}\sin\varphi_0\right)$$

Dacă admitem la camă rotaţii uniforme, $\varphi_1=\omega t$, rezultă relaţia $\varphi_2=\varphi_2\left(\frac{\varphi_1}{\omega}\right)$, adică legea de mişcare a tachetului în funcţie de poziţia elementului conducător.

In coordonate carteziene, indicate în figura II.1., ecuaţiile profilului teoretic sînt (II.2):

$$(II.2)\quad \begin{aligned} x&=\sqrt{l_2^2+l_3^2-2l_2l_3\cos(\varphi_0+\varphi_2)}\cdot\cos\left[\varphi_1-\arcsin\left(\frac{l_2}{r_0}\sin\varphi_0\right)+\right.\\ &\left.+\operatorname{arctg}\frac{l_2\sin(\varphi_0+\varphi_2)}{l_3-l_2\cos(\varphi_0+\varphi_2)}\right]\\ y&=\sqrt{l_2^2+l_3^2-2l_2l_3\cos(\varphi_0+\varphi_2)}\cdot\sin\left[\varphi_1-\arcsin\left(\frac{l_2}{r_0}\sin\varphi_0\right)+\right.\\ &\left.+\operatorname{arctg}\frac{l_2\sin(\varphi_0+\varphi_2)}{l_3-l_2\cos(\varphi_0+\varphi_2)}\right]\end{aligned}$$

Iar ecuaţiile parametrice ale profilului real în coordonate carteziene sînt (II.3):

$$(II.3)\quad \begin{aligned} x_b&=x+\frac{r\frac{dy}{d\varphi_1}}{\sqrt{\left(\frac{dx}{d\varphi_1}\right)^2+\left(\frac{dy}{d\varphi_1}\right)^2}}\\ y_b&=\frac{r\frac{dx}{d\varphi_1}}{\sqrt{\left(\frac{dx}{d\varphi_1}\right)^2+\left(\frac{dy}{d\varphi_1}\right)^2}}\end{aligned}$$

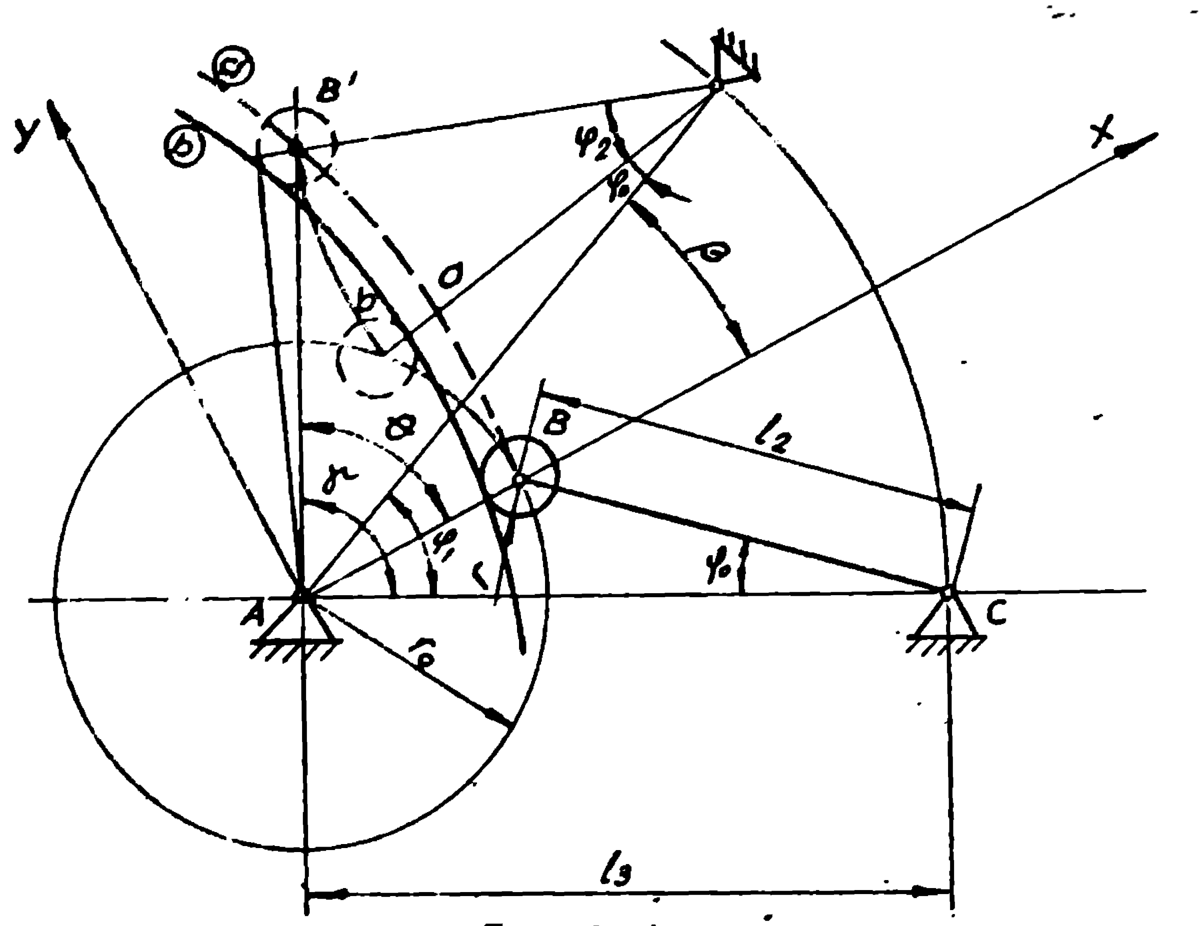


Fig. II. 1

Efectuînd calculele se obţine (II.4):

$$\frac{dy}{d\varphi_1} = \frac{l_2}{R}\cdot\frac{dl_2}{d\varphi_1}\left[l_3\cos(\varphi_0+\varphi_2-\theta)-l_2\cos\theta\right]+R\cos\theta$$

$$\text{(II.4)}\qquad \frac{dx}{d\varphi_1} = \frac{l_2}{R}\cdot\frac{dl_2}{d\varphi_1}\left[l_3\sin(\varphi_0+\varphi_2-\theta)-l_2\sin\theta\right]-R\sin\theta$$

$$\sqrt{\left(\frac{dx}{d\varphi_1}\right)^2+\left(\frac{dy}{d\varphi_1}\right)^2}=\sqrt{l_2^2\left(\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1}-1\right)^2+l_3^2+2l_2l_3\cos(\varphi_0+\varphi_2)\left(\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1}-1\right)}$$

Cu rezultatele de mai sus, înlocuite în relaţia (II.3) se obţin relaţiile (II.5), care reprezintă ecuaţiile parametrice ale profilului real în coordonate carteziene:

$$(II.5)\quad \begin{aligned} X_6 &= R\cos\theta + r\,\frac{\frac{l_2}{R}\cdot\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1}\left[l_3\cos(\varphi_0+\varphi_2-\theta)-l_2\cos\theta\right]+R\cos\theta}{\sqrt{l_2^2\left(\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1}-1\right)^2+l_3^2+2l_2l_3\cos(\varphi_0+\varphi_2)\left(\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1}-1\right)}} \\ Y_6 &= R\sin\theta - r\,\frac{\frac{l_2}{R}\cdot\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1}\left[l_3\sin(\varphi_0+\varphi_2-\theta)+l_2\sin\theta\right]-R\sin\theta}{\sqrt{l_2^2\left(\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1}-1\right)^2+l_3^2+2l_2l_3\cos(\varphi_0+\varphi_2)\left(\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1}-1\right)}} \end{aligned}$$

Ecuaţiile (II.5) scrise sub forma unor funcţii generale ce depind de elementele constructive sînt (II.6) :

$$(II.6)\quad \begin{aligned} X_6 &= x_6(l_2, l_3, r, r_0, \varphi_0, \varphi_1) \\ Y_6 &= y_6(l_2, l_3, r, r_0, \varphi_0, \varphi_1) \end{aligned}$$

reprezentînd ecuaţiile profilului real al mecanismului nominal. Mecanismul real este cel afectat de abaterile elementare independente pentru fiecare element al său, în general cunoscute sau prescrise. Funcţiile (II.6) pot fi scrise deci şi în felul următor (II.7) :

$$(II.7)\quad \begin{aligned} X_6 &= X_6(l_2+\Delta l_2, l_3+\Delta l_3, r+\Delta r, r_0+\Delta r_0, \varphi_0+\Delta\varphi_0, \varphi_1) \\ Y_6 &= Y_6(l_2+\Delta l_2, l_3+\Delta l_3, r+\Delta r, r_0+\Delta r_0, \varphi_0+\Delta\varphi_0, \varphi_1) \end{aligned}$$

Ecuaţiile (II.7) reprezintă ecuaţiile profilului real pentru mecanismul real, influenţat de acele abateri elementare. Dezvoltînd în serie Taylor, se obţine (II.8) :

$$(II.8)\quad \begin{aligned} X_6 = {} & x_6(l_2, l_3, r, r_0, \varphi_0, \varphi_1) + \frac{1}{1!}\left[\Delta l_2\frac{\partial x_6}{\partial l_2} + \Delta l_3\frac{\partial x_6}{\partial l_3} + \Delta r\frac{\partial x_6}{\partial r} + \right. \\ & \left. + \Delta r_0\frac{\partial x_6}{\partial r_0} + \Delta\varphi_0\frac{\partial x_6}{\partial \varphi_0}\right] + \frac{1}{2!}\left(\Delta l_2^2\frac{\partial^2 x_6}{\partial l_2^2} + \ldots\right. \end{aligned}$$

$$Y_6 = y_6(l_2, l_3, r, r_0, \gamma_0, \gamma_1) + \frac{1}{1!}\left(\Delta l_2 \frac{\partial y_6}{\partial l_2} + \Delta l_3 \frac{\partial y_6}{\partial l_3} + \Delta r \frac{\partial y_6}{\partial r} + \right.$$
$$\left. + \Delta r_0 \frac{\partial y_6}{\partial r_0} + \Delta \gamma_0 \frac{\partial y_6}{\partial \gamma_0}\right) + \frac{1}{2!}\left(\Delta l_2^2 \frac{\partial^2 y_6}{\partial l_2^2} + \ldots\right.$$

Neglijînd termenii de la gradul doi în sus, se pot calcula abaterile de poziţii, pe care le vom numi de ordinul întîi (II.9) :

(I.9)
$$X_6 - x_6 = \Delta l_2 \frac{\partial x_6}{\partial l_2} + \Delta l_3 \frac{\partial x_6}{\partial l_3} + \Delta r \frac{\partial x_6}{\partial r} + \Delta r_0 \frac{\partial x_6}{\partial r_0} + \Delta \gamma_0 \frac{\partial x_6}{\partial \gamma_0}$$
$$Y_6 - y_6 = \Delta l_2 \frac{\partial y_6}{\partial l_2} + \Delta l_3 \frac{\partial y_6}{\partial l_3} + \Delta r \frac{\partial y_6}{\partial r} + \Delta r_0 \frac{\partial y_6}{\partial r_0} + \Delta \gamma_0 \frac{\partial y_6}{\partial \gamma_0}$$

Aceste abateri poziţionale nu reprezintă valori exacte, după cum se observă, ele sînt obţinute prin neglijarea jocurilor din cuplele cinematice, influenţa acestora fiind inclusă în celelalte abateri. De asemenea, s-a presupus, luînd în considerare doar relaţiile liniare ale abaterilor, că se poate aplica principiul suprapunerii efectelor, adică adunarea lor algebrică.

O precizie superioară se obţine dacă se iau în considerare şi termenii de ordinul doi din dezvoltarea (II.8). Abaterile poziţionale de ordinul doi sînt date de relaţia (II.10):

(II.10) $\Delta x^* = \Delta x + \Delta^2 x$; $\Delta y^* = \Delta y + \Delta^2 y$

unde s-a notat:

$$\Delta^2 x = \frac{1}{2}\left(\Delta l_2^2 \frac{\partial^2 x_6}{\partial l_2^2} + \Delta l_3^2 \frac{\partial^2 x_6}{\partial l_3^2} + \Delta r_0^2 \frac{\partial^2 x_6}{\partial r_0^2} + \Delta \gamma_0^2 \frac{\partial^2 x_6}{\partial \gamma_0^2} + \right.$$
$$+ 2\Delta l_2 \Delta l_3 \frac{\partial^2 x_6}{\partial l_2 \partial l_3} + 2\Delta l_2 \Delta r \frac{\partial^2 x_6}{\partial l_2 \partial r} + 2\Delta l_2 \Delta r_0 \frac{\partial^2 x_6}{\partial l_2 \partial r_0} +$$
$$+ 2\Delta l_2 \Delta \gamma_0 \frac{\partial^2 x_6}{\partial l_2 \partial \gamma_0} + 2\Delta l_3 \Delta r \frac{\partial^2 x_6}{\partial l_3 \partial r} + 2\Delta l_3 \Delta r_0 \frac{\partial^2 x_6}{\partial l_3 \partial r_0} +$$
$$+ 2\Delta l_3 \Delta \gamma_0 \frac{\partial^2 x_6}{\partial l_3 \partial \gamma_0} + 2\Delta r \Delta r_0 \frac{\partial^2 x_6}{\partial r \partial r_0} + 2\Delta r \Delta \gamma_0 \frac{\partial^2 x_6}{\partial r \partial \gamma_0} +$$
$$\left. + 2\Delta r_0 \Delta \gamma_0 \frac{\partial^2 x_6}{\partial r_0 \partial \gamma_0}\right)$$

(II.11)

$$\Delta^2 y = \frac{1}{2}\left(\Delta l_2^2 \frac{\partial^2 y_6}{\partial l_2^2} + \Delta l_3^2 \frac{\partial^2 y_6}{\partial l_3^2} + \Delta r^2 \frac{\partial^2 y_6}{\partial r^2} + \Delta r_0^2 \frac{\partial^2 y_6}{\partial r_0^2} + \right.$$

$$+\Delta \gamma_0^2 \frac{\partial^2 y_6}{\partial \gamma_0^2} + 2\Delta l_2 \Delta l_3 \frac{\partial^2 y_6}{\partial l_2 \partial l_3} + 2\Delta l_2 \Delta r \frac{\partial^2 y_6}{\partial l_2 \partial r} +$$

$$+2\Delta l_2 \Delta r_0 \frac{\partial^2 y_6}{\partial l_2 \partial r_0} + 2\Delta l_2 \Delta \gamma_0 \frac{\partial^2 y_6}{\partial l_2 \partial \gamma_0} + 2\Delta l_3 \Delta r \frac{\partial^2 y_6}{\partial l_3 \partial r} +$$

$$+2\Delta l_3 \Delta r_0 \frac{\partial^2 y_6}{\partial l_3 \partial r_0} + 2\Delta l_3 \Delta \gamma_0 \frac{\partial^2 y_6}{\partial l_3 \partial \gamma_0} + 2\Delta r \Delta r_0 \frac{\partial^2 y_6}{\partial r \partial r_0} +$$

$$+2\Delta r \Delta \gamma_0 \frac{\partial^2 y_6}{\partial r \partial \gamma_0} + 2\Delta r_0 \Delta \gamma_0 \frac{\partial^2 y_6}{\partial r_0 \partial \gamma_0} \Big)$$

Precizia calculului poate fi mărită prin efectuarea calculelor prin iterații. Dacă se notează cu $X_6^{(1)}$ și $Y_6^{(1)}$ coordonatele punctului de pe profilul real, obținute cu ajutorul relațiilor (II.9), utilizînd relațiile (II.12) se calculează deplasarea tachetului, adică unghiul $\varphi_2^{(1)}$, în condițiile mecanismului real, afectat de erorile prevăzute :

$$\varphi_2^{(1)} = \arccos\left(\frac{l_2^2 + l_3^2 - \rho_6^2 - r^2 - 2\rho_6 r \dfrac{tg\,\mu}{\sqrt{1+tg\,\mu}}}{2 l_2 l_3}\right)$$

$$\text{(II.12)} \qquad tg\,\mu = \rho_6 \frac{d\theta}{d\varphi_1} \cdot \frac{1}{\dfrac{d\rho}{d\varphi_1}}; \qquad \rho_6 = \sqrt{X_6^{(1)2} + Y_6^{(1)2}};$$

$$\theta = arctg \frac{Y_6}{X_6} \approx arctg \frac{Y_6^{(1)}}{X_6^{(1)}}; \qquad \rho = \sqrt{X_6^2 + Y_6^2}$$

Valoarea $\varphi_2^{(1)}$ obținută din relația (II.12) se înlocuiește în relațiile (II.9), rezultînd valorile $X_6^{(2)}$ și $Y_6^{(2)}$, cu care apoi se calculează $\varphi_2^{(2)}$ din (II.12). Iterațiile se repetă în acest mod pînă cînd se îndeplinește condiția (II.13) :

$$\text{(II.13)} \qquad \left|\varphi_2^{(k)} - \varphi_2^{(k-1)}\right| \le \varepsilon$$

unde ε este o constantă pozitivă oricît de mică impusă de proiectant.

Se verifică pe numeroase cazuri analizate că metoda este convergentă către valoarea reală a unghiului φ_2.

Metoda iterativă de mai sus poate fi aplicată cu precizie mai bună, asigurînd o convergență mai rapidă dacă se iau în considerare şi abaterile poziţionale de ordinul doi, utilizînd şi relaţiile (II.10) şi (II.11), însă precizia calculului nu trebuie să depăşească cu mult posibilităţile tehnologice de execuţie, deoarece rezultatele ar avea doar o valoare teoretică.

După cum s-a mai arătat, abaterea de deplasare reprezintă diferenţa abaterilor de poziţii la începutul şi sfîrşitul deplasării. Acestea se calculează cu relaţiile (II.9).

Abaterile de viteze şi acceleraţii se obţin derivînd în raport cu timpul relaţiile (II.9), adică abaterile de poziţii. Rezultă (II.14):

$$
(II.14)\quad
\begin{aligned}
\Delta V_x &= \frac{d}{dt}(\Delta x) = \left(\Delta l_2 \frac{\partial^2 x_6}{\partial l_2 \partial \varphi_1} + \Delta l_3 \frac{\partial^2 x_6}{\partial l_3 \partial \varphi_1} + \Delta r \frac{\partial^2 x_6}{\partial r \partial \varphi_1} + \right.\\
&\left. + \Delta r_0 \frac{\partial^2 x_6}{\partial r_0 \partial \varphi_1} + \Delta \varphi_0 \frac{\partial^2 x_6}{\partial \varphi_0 \partial \varphi_1}\right)\omega_1 \\
\Delta V_y &= \frac{d}{dt}(\Delta y) = \left(\Delta l_2 \frac{\partial^2 y_6}{\partial l_2 \partial \varphi_1} + \Delta l_3 \frac{\partial^2 y_6}{\partial l_3 \partial \varphi_1} + \Delta r \frac{\partial^2 y_6}{\partial r \partial \varphi_1} + \right.\\
&\left. + \Delta r_0 \frac{\partial^2 y_6}{\partial r_0 \partial \varphi_1} + \Delta \varphi_0 \frac{\partial^2 y_6}{\partial \varphi_0 \partial \varphi_1}\right)\omega_1
\end{aligned}
$$

Relaţiile (II.14) reprezintă abaterile de viteze, iar relaţiile (II.15) cele de acceleraţii:

$$
(II.15)\quad
\begin{aligned}
\Delta a_x &= \frac{d}{dt}(\Delta V_x) = \left(\Delta l_2 \frac{\partial^3 x_6}{\partial l_2 \partial \varphi_1^2} + \Delta l_3 \frac{\partial^3 x_6}{\partial l_3 \partial \varphi_1^2} + \Delta r \frac{\partial^3 x_6}{\partial r \partial \varphi_1^2} + \Delta r_0 \frac{\partial^3 x_6}{\partial r_0 \partial \varphi_1^2} + \right.\\
&\left. + \Delta \varphi_0 \frac{\partial^3 x_6}{\partial \varphi_0 \partial \varphi_1^2}\right)\omega_1^2 + \left(\Delta l_2 \frac{\partial^2 x_6}{\partial l_2 \partial \varphi_1} + \Delta l_3 \frac{\partial^2 x_6}{\partial l_3 \partial \varphi_1} + \Delta r \frac{\partial^2 x_6}{\partial r \partial \varphi_1} + \right.\\
&\left. + \Delta r_0 \frac{\partial^2 x_6}{\partial r_0 \partial \varphi_1} + \Delta \varphi_0 \frac{\partial^2 x_6}{\partial \varphi_0 \partial \varphi_1}\right)\varepsilon_1 \\
\Delta a_y &= \frac{d}{dt}(\Delta V_y) = \left(\Delta l_2 \frac{\partial^3 y_6}{\partial l_2 \partial \varphi_1^2} + \Delta l_3 \frac{\partial^3 y_6}{\partial l_3 \partial \varphi_1^2} + \Delta r \frac{\partial^3 y_6}{\partial r \partial \varphi_1^2} + \Delta r_0 \frac{\partial^3 y_6}{\partial r_0 \partial \varphi_1^2} + \right.\\
&\left. + \Delta \varphi_0 \frac{\partial^3 y_6}{\partial \varphi_0 \partial \varphi_1^2}\right)\omega_1^2 + \left(\Delta l_2 \frac{\partial^2 y_6}{\partial l_2 \partial \varphi_1} + \Delta l_3 \frac{\partial^2 y_6}{\partial l_3 \partial \varphi_1} + \Delta r \frac{\partial^2 y_6}{\partial r \partial \varphi_1} + \right.\\
&\left. + \Delta r_0 \frac{\partial^2 y_6}{\partial r_0 \partial \varphi_1} + \Delta \varphi_0 \frac{\partial^2 y_6}{\partial \varphi_0 \partial \varphi_1}\right)\varepsilon_1
\end{aligned}
$$

cu $\omega_1=\frac{d\varphi_1}{dt}$, iar $\varepsilon_1=\frac{d^2\varphi_1}{dt^2}=\dot{\omega}_1$.

Dacă elementul conducător, cama, execută rotații uniforme, ω_1 = const. şi ε_1=0, rezultă relațiile (II.16) :

$$(II.16)\quad \begin{aligned} \Delta a_x &= \left(\Delta l_2\frac{\partial^3 x_6}{\partial l_2\partial\varphi_1^2}+\Delta l_3\frac{\partial^3 x_6}{\partial l_3\partial\varphi_1^2}+\Delta r\frac{\partial^3 x_6}{\partial r\partial\varphi_1^2}+\Delta r_0\frac{\partial^3 x_6}{\partial r_0\partial\varphi_1^2}+\Delta\varphi_0\frac{\partial^3 x_6}{\partial\varphi_0\partial\varphi_1^2}\right)\omega_1^2\\ \Delta a_y &= \left(\Delta l_2\frac{\partial^3 y_6}{\partial l_2\partial\varphi_1^2}+\Delta l_3\frac{\partial^3 y_6}{\partial l_3\partial\varphi_1^2}+\Delta r\frac{\partial^3 y_6}{\partial r\partial\varphi_1^2}+\Delta r_0\frac{\partial^3 y_6}{\partial r_0\partial\varphi_1^2}+\Delta\varphi_0\frac{\partial^3 y_6}{\partial\varphi_0\partial\varphi_1^2}\right)\omega_1^2 \end{aligned}$$

Metoda iterativă de calcul a abaterilor de poziții se poate aplica şi pentru obținerea mai exactă a abaterilor de viteze şi accelerații.

II.3. Mecanism cu camă de rotație tachet de translație

In cazul unui mecanism cu camă de rotație şi tachet de translație excentric, se cunoaşte legea de mişcare a tachetului $s_2=s_2(t)$, precum şi dimensiunile l, h, h_0, (fig.II.2.), se obțin ecuațiile parametrice ale profilului teoretic, în coordonate polare, relațiile (II.17) :

$$(II.17)\quad \begin{aligned} R &= \sqrt{(s_0+s_2)^2+l^2}\\ \theta &= \varphi_1+\operatorname{arctg}\frac{s_0+s_2}{l}-\operatorname{arctg}\frac{s_0}{l} \end{aligned}$$

cu $$s_0=\sqrt{r_0^2-l^2}\ ;\qquad \varphi_1=\omega_1 t$$

In coordonate carteziene ecuațiile profilului real (II.19), se obțin din relațiile (II.2) şi (II.3), unde înlocuim relația (II.18) :

$$(II.18)\quad \begin{aligned} \frac{dx}{d\varphi_1} &= \frac{1}{R}\left\{\frac{ds_2}{d\varphi_1}\left[(s_0+s_2)\cos\theta-l\sin\theta\right]-R^2\sin\theta\right\}\\ \frac{dy}{d\varphi_1} &= \frac{1}{R}\left\{\frac{ds_2}{d\varphi_1}\left[(s_0+s_2)\sin\theta+l\cos\theta\right]+R^2\cos\theta\right\}\\ \sqrt{\left(\frac{dx}{d\varphi_1}\right)^2+\left(\frac{dy}{d\varphi_1}\right)^2} &= \frac{1}{R}\sqrt{R^4+2R^2\frac{ds_2}{d\varphi_1}+\left[(s_0+s_2)^2+l^2\right]\left(\frac{ds_2}{d\varphi_1}\right)^2} \end{aligned}$$

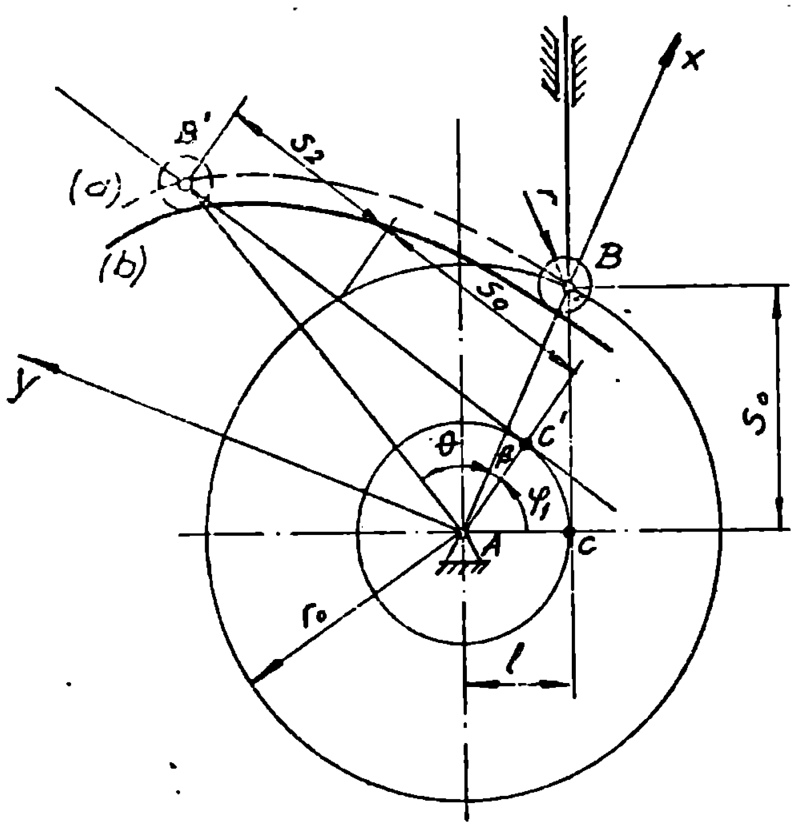


Fig. II.2

$$(\text{II}.19)\quad \begin{aligned} x_b &= R\cos\theta + r\,\frac{\frac{ds_2}{d\varphi_1}\left[(s_0+s_2)\sin\theta + l\cos\theta\right] + R^2\cos\theta}{\sqrt{R^4 + 2R^2 l\,\frac{ds_2}{d\varphi_1} + \left[(s_0+s_2)^2 + l^2\right]\left(\frac{ds_2}{d\varphi_1}\right)^2}} \\ y_b &= R\sin\theta - r\,\frac{\frac{ds_2}{d\varphi_1}\left[(s_0+s_2)\cos\theta - l\sin\theta\right] - R^2\sin\theta}{\sqrt{R^4 + 2R^2 l\,\frac{ds_2}{d\varphi_1} + \left[(s_0+s_2)^2 + l^2\right]\left(\frac{ds_2}{d\varphi_1}\right)^2}} \end{aligned}$$

Forma generală a ecuaţiilor (II.13) se poate scrie asemănător cu relaţia (II.6) :

$$(\text{II}.20)\quad \begin{aligned} x_b &= x_b\,(l, r_0, r, s_0, \varphi_1) \\ y_b &= y_b\,(l, r_0, r, s_0, \varphi_1) \end{aligned}$$

iar în cazul mecanismului real putem da expresia ce depinde şi de constantele elementare (II.21) :

$$X_b = X_b(l+\Delta l, r_0+\Delta r_0, r+\Delta r, s_0+\Delta s_0, \varphi_1)$$
$$(II.21) \quad Y_b = Y_b(l+\Delta l, r_0+\Delta r_0, r+\Delta r, s_0+\Delta s_0, \varphi_1)$$

Dezvoltînd în serie Taylor şi reţinînd termenii de gradul întîi se obţine (II.22) :

$$X_b = x_b + \Delta l \frac{\partial x_b}{\partial l} + \Delta r_0 \frac{\partial x_b}{\partial r_0} + \Delta r \frac{\partial x_b}{\partial r} + \Delta s_0 \frac{\partial x_b}{\partial s_0}$$
$$(II.22)$$
$$Y_b = Y_b + \Delta l \frac{\partial x_b}{\partial l} + \Delta r_0 \frac{\partial x_b}{\partial r_0} + \Delta r \frac{\partial x_b}{\partial r} + \Delta s_0 \frac{\partial x_b}{\partial s_0}$$

cu abaterile de poziţii de ordinul întîi date de (II.9). Cu relaţiile (II.10) se determină abaterile poziţionale de ordinul doi, unde $\Delta^2 x$ şi $\Delta^2 y$ sînt date de relaţiile (II.23) :

$$\Delta^2 x = \frac{1}{2}\Big(\Delta l^2 \frac{\partial^2 x_b}{\partial l^2} + \Delta r_0^2 \frac{\partial^2 x_b}{\partial r_0^2} + \Delta r^2 \frac{\partial^2 x_b}{\partial r^2} + \Delta s_0^2 \frac{\partial^2 x_b}{\partial s_0^2} +$$
$$+ 2\Delta l \Delta r_0 \frac{\partial^2 x_b}{\partial l \partial r_0} + 2\Delta l \Delta r \frac{\partial^2 x_b}{\partial l \partial r} + 2\Delta l \Delta s_0 \frac{\partial^2 x_b}{\partial l \partial s_0} +$$
$$+ 2\Delta r_0 \Delta r \frac{\partial^2 x_b}{\partial r_0 \partial r} + 2\Delta r_0 \Delta s_0 \frac{\partial^2 x_b}{\partial r_0 \partial s_0} + 2\Delta r \Delta s_0 \frac{\partial^2 x_b}{\partial r \partial s_0}\Big)$$
$$(II.23) \quad \Delta^2 y = \frac{1}{2}\Big(\Delta l^2 \frac{\partial^2 y_b}{\partial l^2} + \Delta r_0^2 \frac{\partial^2 y_b}{\partial r_0^2} + \Delta r^2 \frac{\partial^2 y_b}{\partial r^2} + \Delta s_0^2 \frac{\partial^2 y_b}{\partial s_0^2} +$$
$$+ 2\Delta l \Delta r_0 \frac{\partial^2 y_b}{\partial l \partial r_0} + 2\Delta l \Delta r \frac{\partial^2 y_b}{\partial l \partial r} + 2\Delta l \Delta s_0 \frac{\partial^2 y_b}{\partial l \partial s_0} +$$
$$+ 2\Delta r_0 \Delta r \frac{\partial^2 y_b}{\partial r_0 \partial r} + 2\Delta r_0 \Delta s_0 \frac{\partial^2 y_b}{\partial r_0 \partial s_0} + 2\Delta r \Delta s_0 \frac{\partial^2 y_b}{\partial r \partial s_0}\Big)$$

In mod similar cu la camele prezentate în capitolul precedent, se poate îmbunătăţi precizia calculului prin iteraţii. [illegible] valorile obţinute cu relaţiile (II.22) pentru o poziţie [illegible] a camei cu $X_b^{(1)}$ şi $Y_b^{(1)}$, se poate scrie relaţia (II.24) :

$$(II.24) \quad s_2^{(1)} = \sqrt{\rho_b^{(1)2} - l^2} - s_0 \; ; \quad \rho_b^{(1)} = \sqrt{X_b^{(1)2} + Y_b^{(1)2}} \; ;$$

[illegible] cu valoarea $s_2^{(1)}$ înlocuită în relaţiile (II.22), se calculează $X_b^{(2)}$ şi $Y_b^{(2)}$, care se înlocuiesc în relaţia (II.24), obţinîndu-se $s_2^{(2)}$, etc. Iteraţiile se repetă pînă cînd va fi îndeplinită [illegible] (II.25) :

$$(II.25) \quad \left| s_2^{(k)} - s_2^{(k-1)} \right| \le \varepsilon$$

unde ε este o constantă pozitivă arbitrară, oricît de mică, impusă de condiţii de precizie de calcul dorită.

Iteraţiile pot fi efectuate luînd în considerare şi abaterile poziţionale de ordinul doi, mărind astfel precizia de calcul, respectiv se asigură mai repede condiţia (II.25).

Abaterile de deplasare, viteză şi acceleraţie se calculează prin procedeele amintite. Astfel, abaterile de viteze se determină cu relaţiile (II.26):

$$\text{(II.26)}\quad \begin{aligned} \Delta V_x &= \frac{d}{dt}(\Delta x) = \left(\Delta l \frac{\partial^2 x_b}{\partial l \partial \varphi_1} + \Delta r_0 \frac{\partial^2 x_b}{\partial r_0 \partial \varphi_1} + \Delta r \frac{\partial^2 x_b}{\partial r \partial \varphi_1} + \Delta S_0 \frac{\partial^2 x_b}{\partial S_0 \partial \varphi_1}\right)\omega_1 \\ \Delta V_y &= \frac{d}{dt}(\Delta y) = \left(\Delta l \frac{\partial^2 y_b}{\partial l \partial \varphi_1} + \Delta r_0 \frac{\partial^2 y_b}{\partial r_0 \partial \varphi_1} + \Delta r \frac{\partial^2 y_b}{\partial r \partial \varphi_1} + \Delta S_0 \frac{\partial^2 y_b}{\partial S_0 \partial \varphi_1}\right)\omega_1 \end{aligned}$$

iar pentru acceleraţii se dau relaţiile (II.27):

$$\text{(II.27)}\quad \begin{aligned} \Delta a_x &= \frac{d}{dt}(V_x) = \left(\Delta l \frac{\partial^3 x_b}{\partial l \partial \varphi_1^2} + \Delta r_0 \frac{\partial^3 x_b}{\partial r_0 \partial \varphi_1^2} + \Delta r \frac{\partial^3 x_b}{\partial r \partial \varphi_1^2} + \Delta S_0 \frac{\partial^3 x_b}{\partial S_0 \partial \varphi_1^2}\right)\omega_1^2 + \\ &+ \left(\Delta l \frac{\partial^2 x_b}{\partial l \partial \varphi_1} + \Delta r_0 \frac{\partial^2 x_b}{\partial r_0 \partial \varphi_1} + \Delta r \frac{\partial^2 x_b}{\partial r \partial \varphi_1} + \Delta S_0 \frac{\partial^2 x_b}{\partial S_0 \partial \varphi_1}\right)\varepsilon_1 \\ \Delta a_y &= \frac{d}{dt}(\Delta V_y) = \left(\Delta l \frac{\partial^3 y_b}{\partial l \partial \varphi_1^2} + \Delta r_0 \frac{\partial^3 y_b}{\partial r_0 \partial \varphi_1^2} + \Delta r \frac{\partial^3 y_b}{\partial r \partial \varphi_1^2} + \Delta S_0 \frac{\partial^3 x_b}{\partial S_0 \partial \varphi_1^2}\right)\omega_1^2 + \\ &+ \left(\Delta l \frac{\partial^2 y_b}{\partial l \partial \varphi_1} + \Delta r_0 \frac{\partial^2 y_b}{\partial r_0 \partial \varphi_1} + \Delta r \frac{\partial^2 y_b}{\partial r \partial \varphi_1} + \Delta S_0 \frac{\partial^2 y_b}{\partial S_0 \partial \varphi_1}\right)\varepsilon_1 \end{aligned}$$

unde $\quad \omega_1 = \frac{d\varphi_1}{dt}; \quad \varepsilon_1 = \frac{d\omega_1}{dt}$

Dacă ω_1 = const. rezultă pentru abaterile de acceleraţii relaţiile (II.28) :

$$\text{(II.28)}\quad \begin{aligned} \Delta a_x &= \left(\Delta l \frac{\partial^3 x_b}{\partial l \partial \varphi_1^2} + \Delta r_0 \frac{\partial^3 x_b}{\partial r_0 \partial \varphi_1^2} + \Delta r \frac{\partial^3 x_b}{\partial r \partial \varphi_1^2} + \Delta S_0 \frac{\partial^3 x_b}{\partial S_0 \partial \varphi_1^2}\right)\cdot\omega_1^2 \\ \Delta a_y &= \left(\Delta l \frac{\partial^3 y_b}{\partial l \partial \varphi_1^2} + \Delta r_0 \frac{\partial^3 y_b}{\partial r_0 \partial \varphi_1^2} + \Delta r \frac{\partial^3 y_b}{\partial r \partial \varphi_1^2} + \Delta S_0 \frac{\partial^3 y_b}{\partial S_0 \partial \varphi_1^2}\right)\cdot\omega_1^2 \end{aligned}$$

În cazul unui mecanism cu camă de rotaţie şi cu tachet de translaţie centric, relaţiile (II.17) pînă la (II.28) se simplifică, deoarece, conform figurii II.3. rezultă: $l = 0$; $\theta = \varphi_1$; $h_0 = S_0$. Pentru profilul real rezultă următoarele ecuaţii (II.29) :

$$(II.29)\quad \begin{aligned} X_b &= (r_0+s_2)\cos\varphi_1 + r\frac{(r_0+s_2)\cos\varphi_1+\frac{ds_2}{d\varphi_1}\sin\varphi_1}{\sqrt{(r_0+s_2)^2+\left(\frac{ds_2}{d\varphi_1}\right)^2}} \\ Y_b &= (r_0+s_2)\sin\varphi_1 + r\frac{(r_0+s_2)\sin\varphi_1-\frac{ds_2}{d\varphi_1}\cos\varphi_1}{\sqrt{(r_0+s_2)^2+\left(\frac{ds_2}{d\varphi_1}\right)^2}} \end{aligned}$$

Relațiile (II.22) devin pentru cazul particular tratat(II.30) :

$$(II.30)\quad \begin{aligned} X_b &= x_b + \Delta r\frac{\partial x_b}{\partial r} + \Delta r_0\frac{\partial x_b}{\partial r_0} \\ Y_b &= y_b + \Delta r\frac{\partial y_b}{\partial r} + \Delta r_0\frac{\partial y_b}{\partial r_0} \end{aligned}$$

sau înlocuind în (II.30) relațiile (II.31) de mai jos, rezultă:

$$(II.31)\quad \begin{aligned} \frac{\partial x_b}{\partial r} &= \frac{(r_0+s_2)\cos\varphi_1+\frac{ds_2}{d\varphi_1}\sin\varphi_1}{\sqrt{(r_0+s_2)^2+\left(\frac{ds_2}{d\varphi_1}\right)^2}} \\ \frac{\partial y_b}{\partial r} &= \frac{(r_0+s_2)\sin\varphi_1-\frac{ds_2}{d\varphi_1}\cos\varphi_1}{\sqrt{(r_0+s_2)^2+\left(\frac{ds_2}{d\varphi_1}\right)^2}} \\ \frac{\partial x_b}{\partial r_0} &= \cos\varphi_1 + r\frac{\left(\frac{ds_2}{d\varphi_1}\right)^2\cos\varphi_1-(r_0+s_2)\frac{ds_2}{d\varphi_1}\sin\varphi_1}{\sqrt{(r_0+s_2)^2+\left(\frac{ds_2}{d\varphi_1}\right)^2}} \\ \frac{\partial y_b}{\partial r_0} &= \sin\varphi_1 + \frac{\left(\frac{ds_2}{d\varphi_1}\right)^2\sin\varphi_1+(r_0+s_2)\frac{ds_2}{d\varphi_1}\cos\varphi_1}{\sqrt{(r_0+s_2)^2+\left(\frac{ds_2}{d\varphi_1}\right)^2}} \end{aligned}$$

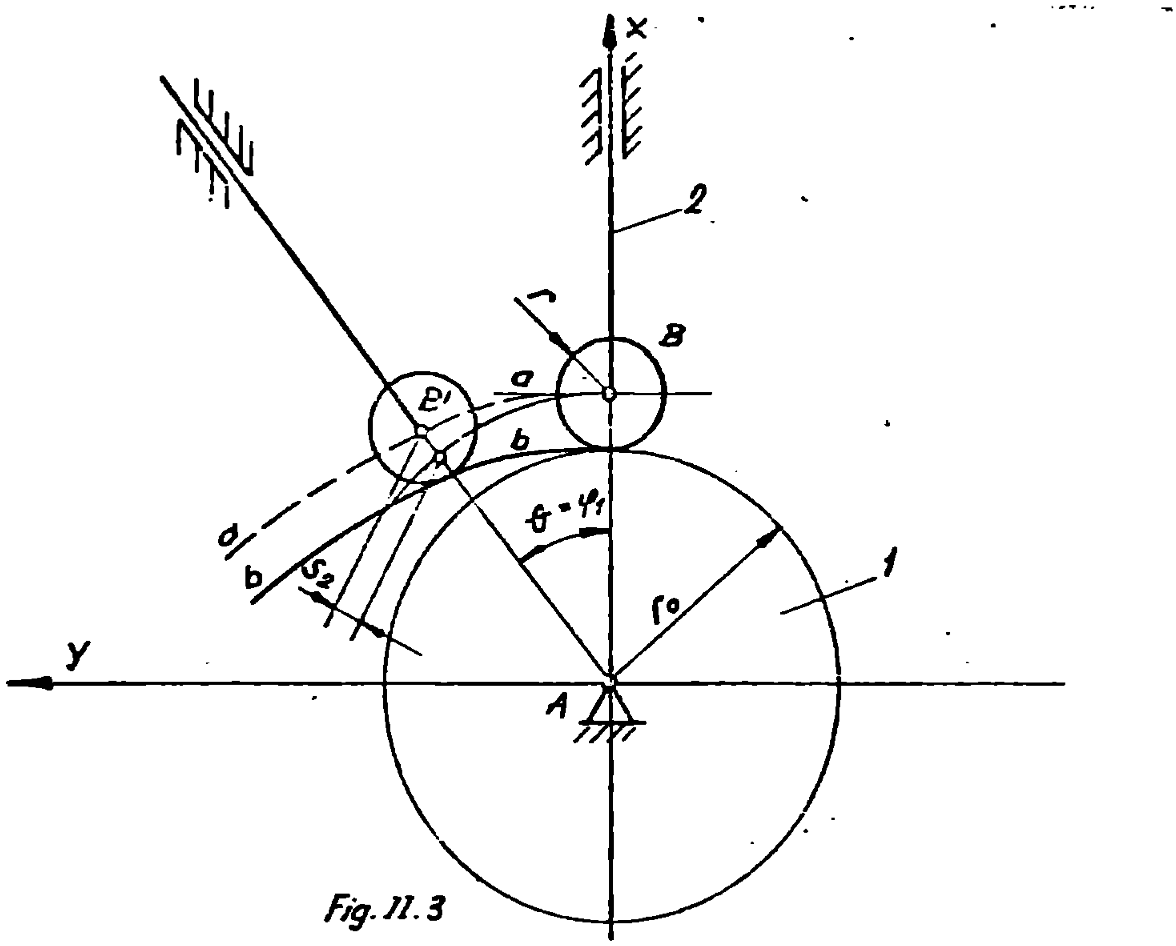


Fig. II.3

$$X_b = (r_0 + s_2 + \Delta r_0)\cos\varphi_1 + $$

$$(\text{II}.32) \qquad + \frac{\left[(r_0+s_2)(r+\Delta r) + \Delta r_0 r\left(\frac{ds_2}{d\varphi_1}\right)^2\right]\cos\varphi_1 + \frac{ds_2}{d\varphi_1}\left[\Delta r + r - \Delta r_0 r(r_0+s_2)\right]\sin\varphi_1}{\sqrt{(r_0+s_2)^2 + \left(\frac{ds_2}{d\varphi_1}\right)^2}}$$

$$Y_b = (r_0 + s_2 + \Delta r_0)\sin\varphi_1 + $$

$$+ \frac{\frac{ds_2}{d\varphi_1}\left[\Delta r_0 r(r_0+s_2) - \Delta r - r\right]\cos\varphi_1 + \left[(r_0+s_2)(r+\Delta r) + \Delta r_0 r\left(\frac{ds_2}{d\varphi_1}\right)^2\right]\sin\varphi_1}{\sqrt{(r_0+s_2)^2 + \left(\frac{ds_2}{d\varphi_1}\right)^2}}$$

Relațiile (II.32) reprezintă coordonatele punctului real de contact dintre camă și rolă. Pentru determinarea poziției reale a tachetului se fac iterațiile în succesiunea de mai înainte. Notînd cu $X_b^{(1)}$ și $Y_b^{(1)}$ valorile calculate cu relațiile (II.32) , apoi din (II.33) se calculează :

$$(\text{II}.33) \qquad S_2^{(1)} = \sqrt{X_b^{(1)2} + Y_b^{(1)2}} - h_0$$

cu $s_2^{(1)}$ din (II.33), înlocuit în relația (II.32) se determină $X_b^{(2)}$ și $Y_b^{(2)}$, etc., pînă este satisfăcută condiția (II.25).

Abaterile de poziții de ordinul întîi Δx și Δy, date de relațiile (II. 9) pot fi calculate sau nu, după cum ele sînt sau nu cerute, sau se determină abaterile de poziție tot de ordinul întîi ale tachetului, cu relația (II.34):

$$\Delta s_2 = s_2 - s_2^{(k)} \qquad \text{(II.34)}$$

care dă o imagine cantitativă a erorii de poziție a elementului executor, unde s_2 este valoarea teoretică din legea de profilare dată de proiectant.

Pentru Δx și Δy, valorile se pot calcula cu ajutorul relațiilor (II.35):

$$\text{(II.35)} \quad \begin{aligned} \Delta x &= \Delta r_0 \cos\varphi_1 + \\ &+ \frac{\left[\Delta r(r_0+s_2)+\Delta r_0 r\left(\frac{ds_2}{d\varphi_1}\right)^2\right]\cos\varphi_1+\frac{ds_2}{d\varphi_1}\left[\Delta r-\Delta r_0 r(r_0+s_2)\right]\sin\varphi_1}{\sqrt{(r_0+s_2)^2+\left(\frac{ds_2}{d\varphi_1}\right)^2}} \\ \Delta y &= \Delta r_0 \sin\varphi_1 + \\ &+ \frac{\left[\Delta r(r_0+s_2)+\Delta r_0 r\left(\frac{ds_2}{d\varphi_1}\right)^2\right]\sin\varphi_1+\frac{ds_2}{d\varphi_1}\left[\Delta r_0 r(r_0+s_2)-\Delta r\right]\cos\varphi_1}{\sqrt{(r_0+s_2)^2+\left(\frac{ds_2}{d\varphi_1}\right)^2}} \end{aligned}$$

Abaterile de viteze și accelerații, pe profilul real, la nivelul rolei, se pot calcula cu relațiile (II.36):

$$\Delta v_x = \frac{d}{dt}(\Delta x) = \left(\Delta r_0 \frac{\partial^2 x_b}{\partial r_0 \partial \varphi_1} + \Delta r \frac{\partial^2 x_b}{\partial r \partial \varphi_1}\right)\cdot\omega_1$$

$$
(II.36)\quad
\begin{aligned}
\Delta V_y &= \frac{d}{dt}(\Delta y) = \left(\Delta r_0 \frac{\partial^2 y_b}{\partial r_0 \partial \varphi_1} + \Delta r \frac{\partial^2 y_b}{\partial r \partial \varphi_1}\right)\cdot \omega_1 \\
\Delta a_x &= \frac{d}{dt}(\Delta V_x) = \left(\Delta r_0 \frac{\partial^3 x_b}{\partial r_0 \partial \varphi_1^2} + \Delta r \frac{\partial^3 x_b}{\partial r \partial \varphi_1^2}\right)\omega_1^2 + \left(\Delta r_0 \frac{\partial^2 x_b}{\partial r_0 \partial \varphi_1} + \Delta r \frac{\partial^2 x_b}{\partial r \partial \varphi_1}\right)\cdot \varepsilon_1 \\
\Delta a_y &= \frac{d}{dt}(\Delta V_y) = \left(\Delta r_0 \frac{\partial^3 y_b}{\partial r_0 \partial \varphi_1^2} + \Delta r \frac{\partial^3 y_b}{\partial r \partial \varphi_1^2}\right)\omega_1^2 + \left(\Delta r_0 \frac{\partial^2 y_b}{\partial r_0 \partial \varphi_1} + \Delta r \frac{\partial^2 y_b}{\partial r \partial \varphi_1}\right)\cdot \varepsilon_1
\end{aligned}
$$

II.4. Mecanism cu camă de rotaţie tachet cu talpă plană

Pentru mecanismele cu camă de rotaţie şi tachet cu talpă plană, cunoscînd legea de mişcare a executorului,

$$s_2 = s_2(t)$$

conform figurii II.4, rezultă ecuaţiile profilului real în coordonate polare ecuaţiile (II.37):

$$
(II.37)\quad
\begin{aligned}
\theta &= \varphi_1 + \beta - \varphi_1 \operatorname{arctg} \frac{\frac{ds_2}{d\varphi_1}}{r_0 + s_2} \\
R &= \sqrt{(r_0 + s_2)^2 + \left(\frac{ds_2}{d\varphi_1}\right)^2}
\end{aligned}
$$

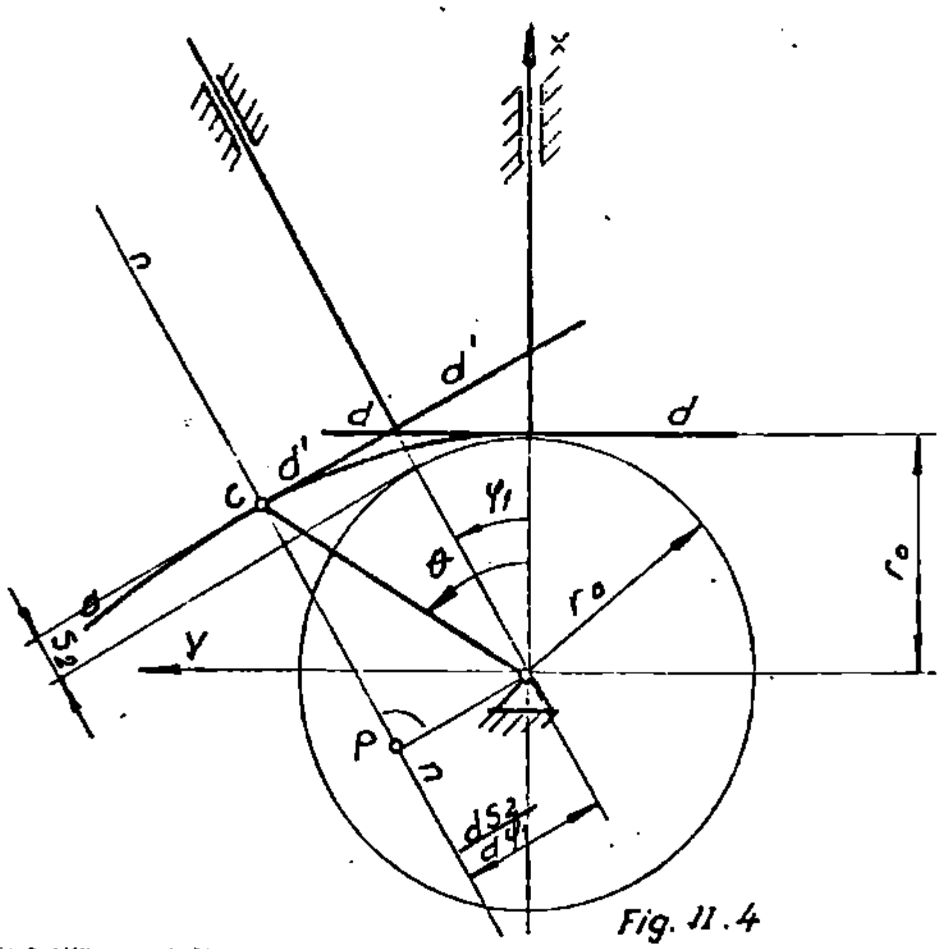


Fig. II.4

Cu relațiile (2) se obțin ecuațiile în coordonate carteziene (II.38) :

$$(II.38)\quad \begin{cases} x=\sqrt{(r_0+s_2)^2+\left(\dfrac{ds_2}{d\varphi_1}\right)^2}\cdot\cos\left(\varphi_1+\operatorname{arctg}\dfrac{\frac{ds_2}{d\varphi_1}}{r_0+s_2}\right) \\ y=\sqrt{(r_0+s_2)^2+\left(\dfrac{ds_2}{d\varphi_1}\right)^2}\cdot\sin\left(\varphi_1+\operatorname{arctg}\dfrac{\frac{ds_2}{d\varphi_1}}{r_0+s_2}\right) \end{cases}$$

Se obțin : $x=x(r_0, \varphi_1)$ și $y=y(r_0, \varphi_1)$, unde se observă că ecuația profilului camei depinde de cei mai puțini parametri, de unde se poate trage concluzia că tachetul cu talpă plană asigură o precizie mai bună în condiții identice de execuție, decît tipurile analizate pînă în prezent.

Considerînd abaterile elementare, se obține (II.39) :

$$(II.39)\quad x=x(r_0+\Delta r_0, \varphi_1)\ ;\quad y=y(r_0+\Delta r_0, \varphi_1)\ ;$$

adică, înlocuind în (II.38), rezultă (II.40) :

$$x=\sqrt{(r_0+\Delta r_0+s_2)^2+\left(\dfrac{ds_2}{d\varphi_1}\right)^2}\cos\left(\varphi_1+\operatorname{arctg}\dfrac{\frac{ds_2}{d\varphi_1}}{r_0+\Delta r_0+s_2}\right)$$

$$Y = \sqrt{(r_0+\Delta r_0+s_2)^2+\left(\frac{ds_2}{d\varphi_1}\right)^2}\cdot \sin\left(\varphi_1+\operatorname{arctg}\frac{\frac{ds_2}{d\varphi_1}}{r_0+\Delta r_0+s_2}\right) \quad (II.40)$$

Abaterile de poziţii se obţin direct prin diferenţă (II.41) :

$$\Delta x = X - x$$
$$\Delta y = Y - y \quad (II.41)$$

iar abaterile de viteze şi acceleraţii se obţin prin derivarea relaţiilor (II.41) în raport cu timpul. Eroarea poziţională a tachetului Δs_2 se calculează prin diferenţa deplasării teoretice s_2 pentru φ_1 ales, obţinut din $s_2=s_2(t)$, cu $t=\frac{\varphi_1}{\omega_1}$ şi s_2^*, deplasarea reală a tachetului calculată cu relaţia (II.42) :

$$S_2^* = \sqrt{X^2+Y^2}\cdot \cos\left(\operatorname{arctg}\frac{Y}{X}-\varphi_1\right)-r_0 \quad (II.42)$$

iar relaţia (II.43) calculează eroarea de deplasare:

$$\Delta S_2 = S_2 - S_2^* \quad (II.43)$$

Abaterile de viteze şi acceleraţii se vor determina prin derivarea în raport cu timpul a relaţiilor (II.41), asemănător cu mecanismele cu came tratate anterior.

II.5. Mecanism cu camă de rotaţie tachet oscilant cu talpă plană

Dacă tachetul cu talpă plană este oscilant, iar cama este tot de rotaţie, conform figurii II.5. se deduc ecuaţiile profilului camei în coordonate polare(II.46) şi (II.47), utilizînd relaţiile (II.44) şi (II.45) :

$$AB = \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1}\cdot BC \quad (II.44)$$

$$BC = \frac{l_3}{1-\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1}}\cos(\varphi_0+\varphi_2) = (AM+l_3)\cos(\varphi_0+\varphi_2) \quad (II.45)$$

$$AM = \frac{AB}{\cos(\varphi_0+\varphi_2)}$$

$$R = \sqrt{BC^2+l_3^2-2BC\cdot l_3\cos(\varphi_0+\varphi_2)}$$

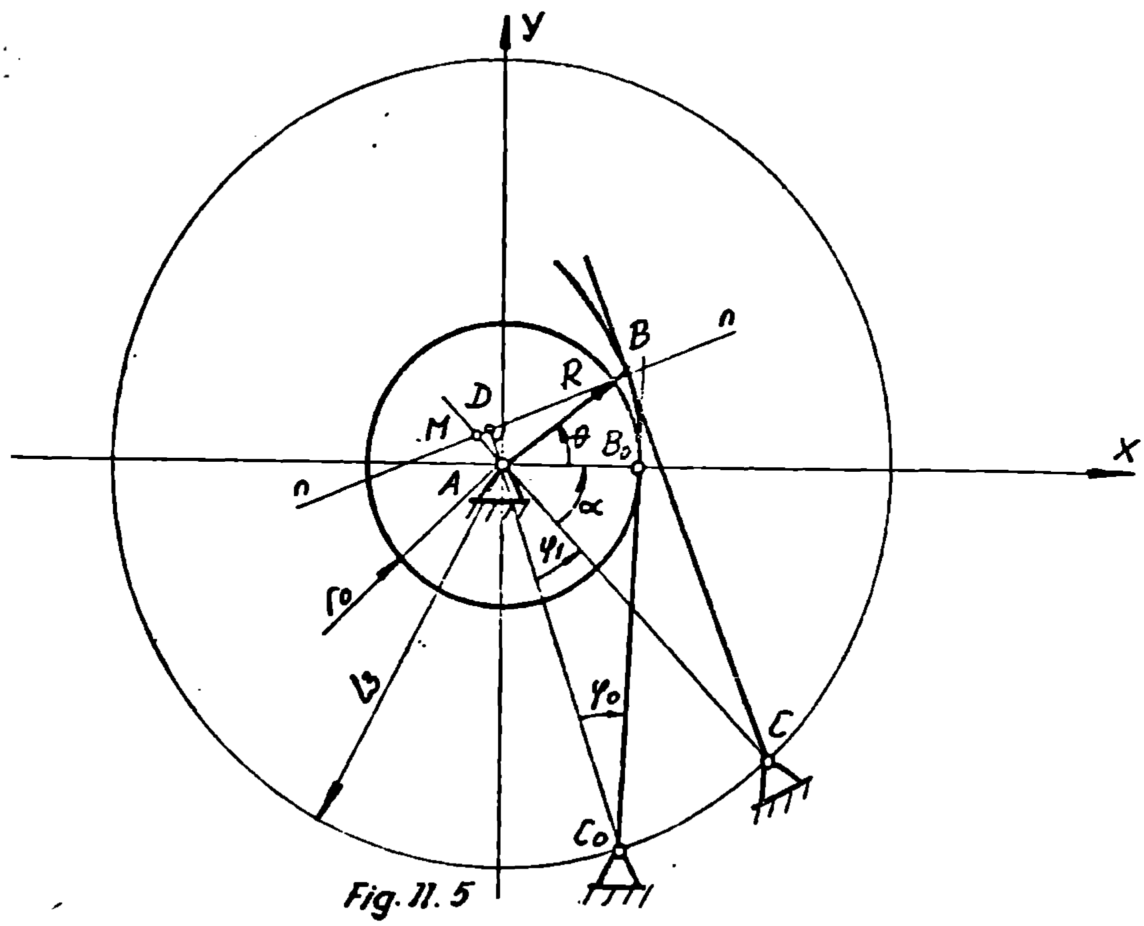


Fig. II.5

$$(II.46)\qquad R=\frac{l_3}{1-\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1}}\sqrt{\left(\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1}\right)^2\cos^2(\varphi_0+\varphi_2)+\left(1-\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1}\right)^2\sin^2(\varphi_0+\varphi_2)}$$

Din rapoartele:
$$\frac{BC}{\sin(\theta+\alpha)}=\frac{AC}{\sin(\theta+\alpha+\varphi_0+\varphi_2)}$$

rezultă după înlocuiri:

$$(II.47)\qquad \theta=\varphi_0+\varphi_1+\operatorname{arctg}\frac{\sin 2(\varphi_0+\varphi_2)}{2\left[1-\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1}-\cos^2(\varphi_0+\varphi_2)\right]}$$

cu notaţiile : $\varphi_0=\arcsin r_0/l_3$; $\varphi_2=\varphi_2(t)$; $\varphi_1=\omega_1 t$

In cazul constructiv din figura II.6, cu notaţiile din figură rezultă relaţiile (II.48) şi (II.49) :

$$(II.48)\qquad \varphi_1=\varphi_1'-\varphi_2'-\varphi_0+\arcsin\left[\sin(\varphi_0'+\varphi_2')-\frac{t}{l_3}\right]$$

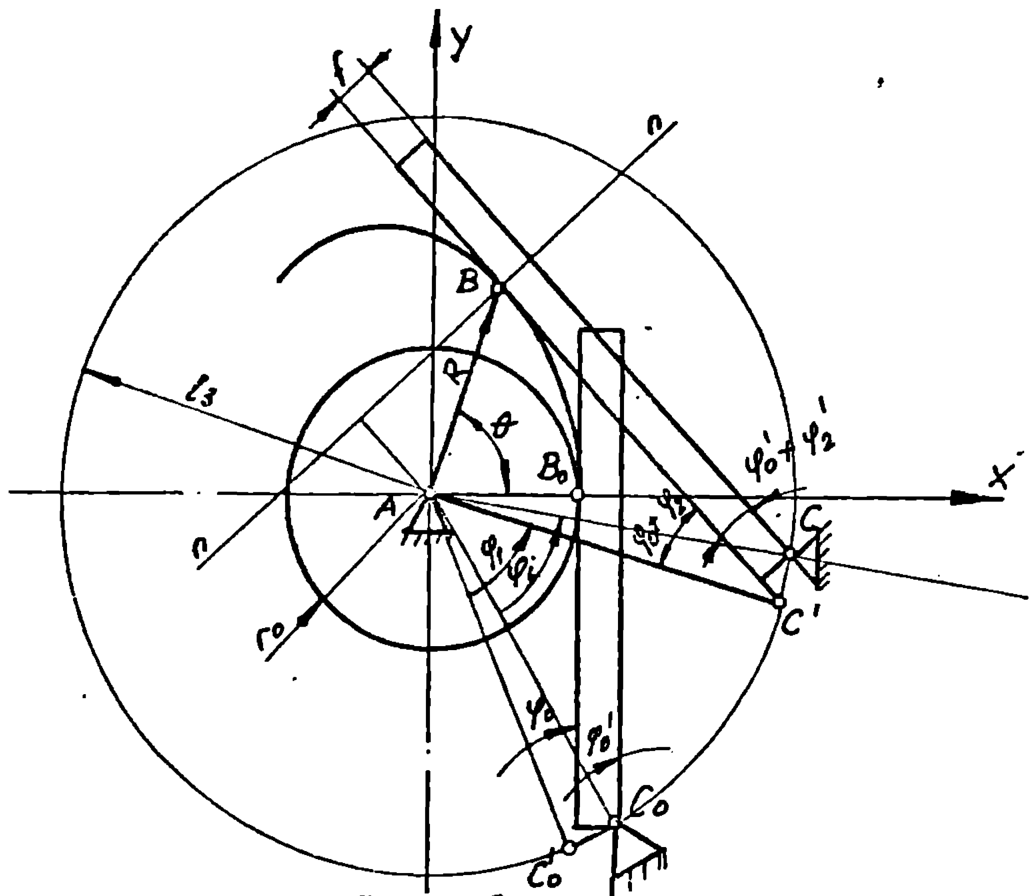


Fig. II. 6

$$(II.49)\qquad \varphi_2 = \arcsin\left[\sin(\varphi_0'+\varphi_2') - \frac{f}{l_3}\right]$$

iar pentru ecuaţiile în coordonate polare ale profilului real al camei se vor folosi tot relaţiile (II.46) şi (II.47) ţinînd cont de semnificaţiile relaţiilor (II.48) şi (II.49), unde se pot determina următoarele mărimi :

$$\varphi_0 = \arcsin\frac{r_0}{l_3}\ ; \qquad \varphi_0' = \arcsin\frac{r_0+f}{l_3}$$

Se precizează că pentru proiectarea camei se cunoaşte $\varphi_2' = \varphi_2'(t)$, precum şi $\varphi_1' = \omega_1 t$, cu ω_1 de obicei constant.

In coordonate carteziene, ecuaţiile profilului camei sînt exprimate cu relaţiile (II.2), iar ţinînd cont de abaterile elementare independente, rezultă relaţiile (II.50) :

$$(II.50)\qquad \begin{aligned} X &= X(l_3+\Delta l_3, \varphi_0+\Delta\varphi_0, r_0+\Delta r_0, f+\Delta f, \varphi_1) \\ Y &= Y(l_3+\Delta l_3, \varphi_0+\Delta\varphi_0, r_0+\Delta r_0, f+\Delta\varphi_1, f) \end{aligned}$$

Procedînd ca în cazul mecanismelor cu came studiate anterior, se obţin abaterile elementare de poziţii Δx şi Δy, precum şi poziţia reală a punctului de contact, notat prin coordonatele $X^{(1)}$ şi $Y^{(1)}$, obţinute cu relaţiile (II.51) :

$$
\text{(II.51)} \quad
\begin{aligned}
X^{(1)} &= x(\varphi_1) + \frac{\partial x}{\partial l_3}\Delta l_3 + \frac{\partial x}{\partial \gamma_0}\Delta\gamma_0 + \frac{\partial x}{\partial r_0}\Delta r_0 + \frac{\partial x}{\partial f}\Delta f \\
Y^{(1)} &= y(\varphi_1) + \frac{\partial y}{\partial l_3}\Delta l_3 + \frac{\partial y}{\partial \gamma_0}\Delta\gamma_0 + \frac{\partial y}{\partial r_0}\Delta r_0 + \frac{\partial y}{\partial f}\Delta f
\end{aligned}
$$

Metoda iterativă de determinare a abaterii de poziţie $\Delta\varphi_2$ se poate folosi cu relaţiile (II.52) şi (II.53) :

$$
\text{(II.52)} \quad
\begin{aligned}
\rho^{(1)} &= \sqrt{X^{(1)2} + Y^{(1)2}} \\
\theta^{(1)} &= \operatorname{arctg} \frac{Y^{(1)}}{X^{(1)}}
\end{aligned}
$$

$$
\text{(II.53)} \quad \varphi_2^{(1)} = \sqrt{\frac{\rho^{(1)2}\cdot\cos(\theta^{(1)} - \gamma_0 - \varphi_1)}{\rho^{(1)2} + l_3^2 - 2\rho^{(1)} l_3 \sin(\gamma_0 + \varphi_1 - \theta^{(1)})}} - \gamma_0
$$

Cu valoarea $\varphi_2^{(1)}$ din (II.53), înlocuită în (II.51) se obţin $X^{(2)}$ şi $Y^{(2)}$. Apoi se calculează din nou $\varphi_2^{(2)}$, ş.a.m.d., pînă este verificată condiţia:

$$
\text{(II.54)} \quad \left| \varphi_2^{(k)} - \varphi_2^{(k-1)} \right| \leq \varepsilon
$$

Pentru o precizie mai bună şi eventual o convergenţă mai rapidă a iteraţiilor se pot considera şi termenii de ordinul doi din dezvoltarea (II.51) .

Abaterile de viteze şi acceleraţii se vor determina ca în cazurile precedente, prin derivarea în raport cu timpul a relaţiilor ce dau abaterile de deplasare.

II.6. Mecanism cu camă de translaţie tachet oscilant

Mecanismele cu camă de translaţie şi tachet oscilant diferă de cele prezentate pînă acum prin faptul că mişcarea camei, elementul de comandă, este translaţia. Astfel, parametrul de poziţie care descrie mişcarea mecanismului va fi un parametru liniar.

Considerăm mecanismul cu camă de translație și tachet oscilant din figura II.7. Pentru sinteza mecanismului presupunem cunoscută legea de mișcare $\varphi_2 = \varphi_2(t)$ a tachetului. In sistemul de referință ales, cu dimensiunile din schiță cunoscute de asemenea, profilul teoretic al camei se obține (II.54') în coordonate carteziene :

$$(II.54') \quad \begin{aligned} x &= l_2[\sin(\varphi_0+\varphi_2) - \sin\varphi_0] \\ y &= l_3 - r_0 - l_2\cos(\varphi_0+\varphi_2) \end{aligned}$$

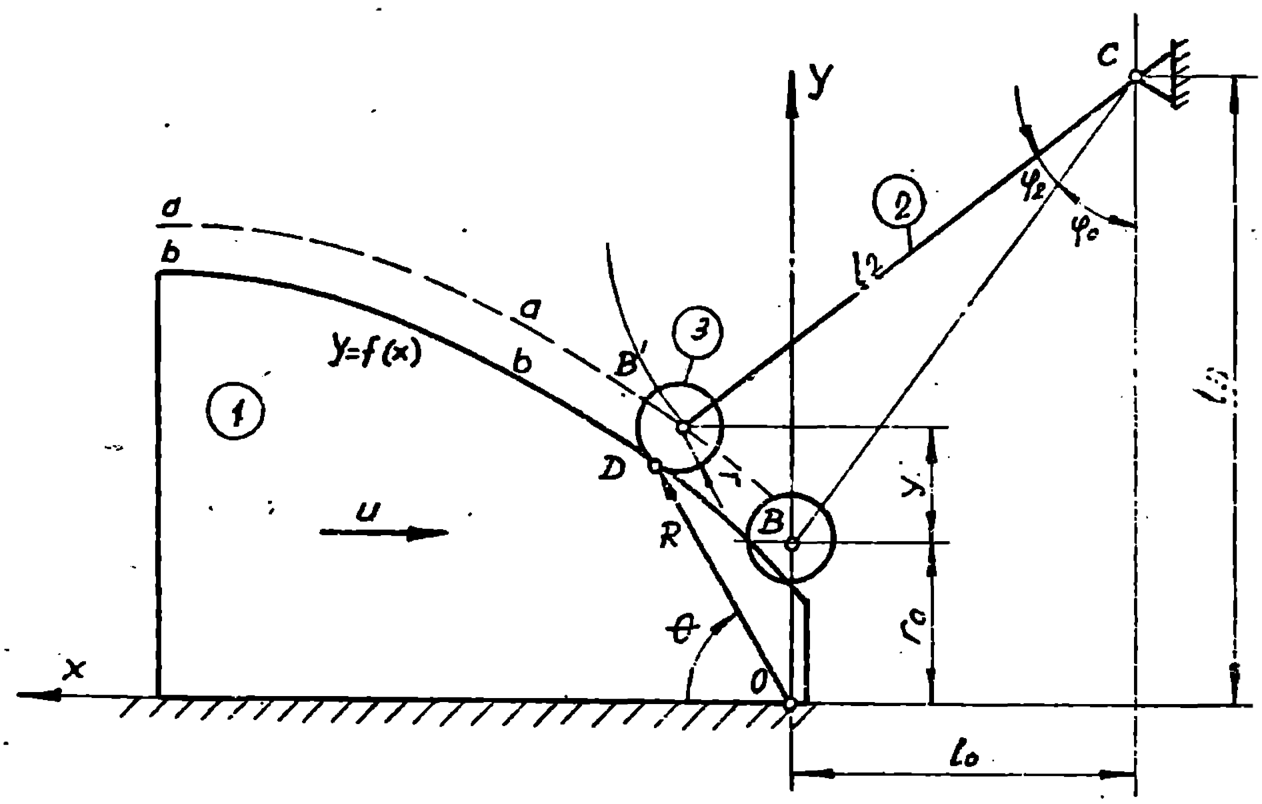


Fig. II.7

Ecuațiile carteziene ale profilului real se obțin cu relațiile (II.55) :

$$(II.55) \quad \begin{aligned} x_b &= (r+l_2)\sin(\varphi_0+\varphi_2) - l_2\sin\varphi_0 \\ y_b &= l_3 - r_0 - (l_2-r)\cos(\varphi_0+\varphi_2) \end{aligned}$$

Din figura II.7 rezultă următoarele relații (II.56) ;

$$(II.56) \quad \varphi_0 = \arccos\frac{l_3-r_0}{l_2} = \arcsin\frac{l_0}{l_2}$$

iar pentru profilul real s-au determinat condițiile din (II.57):

$$\sqrt{\left(\frac{dy}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dx}{dt}\right)^2} = l_2\dot{\varphi}$$

$$(II.57)\quad \frac{dy}{dt}=\dot{y}=l_2\dot{\varphi}_2\sin(\varphi_0+\varphi_2)$$
$$\frac{dx}{dt}=\dot{x}=l_2\dot{\varphi}_2\cos(\varphi_0+\varphi_2)$$

Ecuațiile (II.55) exprimă profilul real al mecanismului ideal. In realitate, mărimile dimensionale ce intervin în expresii sînt afectate de abateri, astfel că sub formă generală se pot scrie relațiile (II.58) :

$$(II.58)\quad X_6=X_6(l_2+\Delta l_2, l_3+\Delta l_3, r_0+\Delta r_0, r+\Delta r, \varphi_0+\Delta\varphi_0, t)$$
$$Y_6=Y_6(l_2+\Delta l_2, l_3+\Delta l_3, r_0+\Delta r_0, r+\Delta r, \varphi_0+\Delta\varphi_0, t)$$

Dezvoltînd în serie Taylor și reținînd doar termenii de ordinul întîi, rezultă (II.59) :

$$(II.59)\quad X_6^{(1)}=X_6+\Delta l_2\frac{\partial X_6}{\partial l_2}+\Delta l_3\frac{\partial X_6}{\partial l_3}+\Delta r_0\frac{\partial X_6}{\partial r_0}+\Delta r\frac{\partial X_6}{\partial r}+\Delta\varphi_0\frac{\partial X_6}{\partial\varphi_0}$$
$$Y_6^{(1)}=Y_6+\Delta l_2\frac{\partial Y_6}{\partial l_2}+\Delta l_3\frac{\partial Y_6}{\partial l_3}+\Delta r_0\frac{\partial Y_6}{\partial r_0}+\Delta r\frac{\partial Y_6}{\partial r}+\Delta\varphi_0\frac{\partial Y_6}{\partial\varphi_0}$$

Diferențele $X_6^{(1)}-x_6$ și $Y_6^{(1)}-y_6$ exprimă abaterile poziționale de ordinul întîi. Pentru o precizie mai bună a calculelor se pot reține și termenii de ordinul doi din dezvoltare, obținînd abaterile poziționale de ordinul doi. Prin metoda iterativă expusă în cazul mecanismelor precedente este aplicabilă și în acest caz, calculînd cu valorile $X_6^{(1)}$ și $Y_6^{(1)}$ din (II.59) pe $\rho_6^{(1)}$ și $tg\mu$, cu relațiile (II.60) :

$$(II.60)\quad \rho_6^{(1)}=\sqrt{X_6^{(1)2}+Y_6^{(1)2}}\ ;\qquad tg\,\theta=\frac{Y_6^{(1)}}{X_6^{(1)}}$$
$$tg\,\mu=\frac{\frac{dy}{dx}-tg\,\theta}{1+\frac{dy}{dx}tg\,\theta}\ ;\qquad \frac{dy}{dx}=\frac{dy}{dt}\cdot\frac{1}{\frac{dx}{dt}}=\frac{\dot{y}}{\dot{x}}$$

apoi cu relația (II.61) se obține $\varphi_2^{(1)}$:

$$(II.61)\quad \varphi_2^{(1)}=\arccos\frac{l_2^2+l_0^2+l_3^2-\rho_6^{(1)2}-r^2-2\rho_6^{(1)}r\sin\mu}{2l_2\sqrt{l_3^2+l_0^2}}$$

Din $\varphi_2^{(1)} = \varphi_2(t)$ rezultă parametrul t corespunzător cu care se reiau calculele în relația (II.59), etc. , pînă este verificată condiția (II.53).

Abaterile de viteze și accelerații se obțin prin derivarea în raport cu timpul a abaterii de poziție.

II.7. Mecanism cu camă de translație tachet de translație

Dacă mecanismul cu camă de translație are tachet tot de translație cu rolă (fig.II.8), presupunînd cunoscută legea de mișcare a tachetului $s_2=s_2(t)$, ecuațiile profilului teoretic a-a al camei în coordonate carteziene sînt (II.62) :

$$x = x(t) = t \qquad (II.62)$$
$$y = y(t) = s_0 + s_2(t)$$

Profilul real b-b se obține cu relațiile (II.63) :

$$x_b = t + r\frac{\dot{s}_2}{\sqrt{1+\dot{s}_2^2}} \qquad (II.63)$$
$$y_b = s_0 + s_2 + \frac{r}{\sqrt{1+\dot{s}_2^2}}$$

Ecuațiile profilului real afectat de erorile tehnologice sînt (II.64) :

$$X_b = X_b(r+\Delta r, t) \qquad (II.64)$$
$$Y_b = Y_b(r+\Delta r, s_0, t\,\Delta s_0, t)$$

iar din dezvoltarea în serie Taylor a relațiilor de mai sus, reținînd doar termenii de ordinul întîi rezultă (II.65) :

$$X_b^{(1)} = x_b(t) + \frac{\partial x_b}{\partial r}\Delta r \qquad (II.65)$$
$$Y_b^{(1)} = y_b(t) + \frac{\partial y_b}{\partial r}\Delta r + \frac{\partial y_b}{\partial s_0}\Delta s_0$$

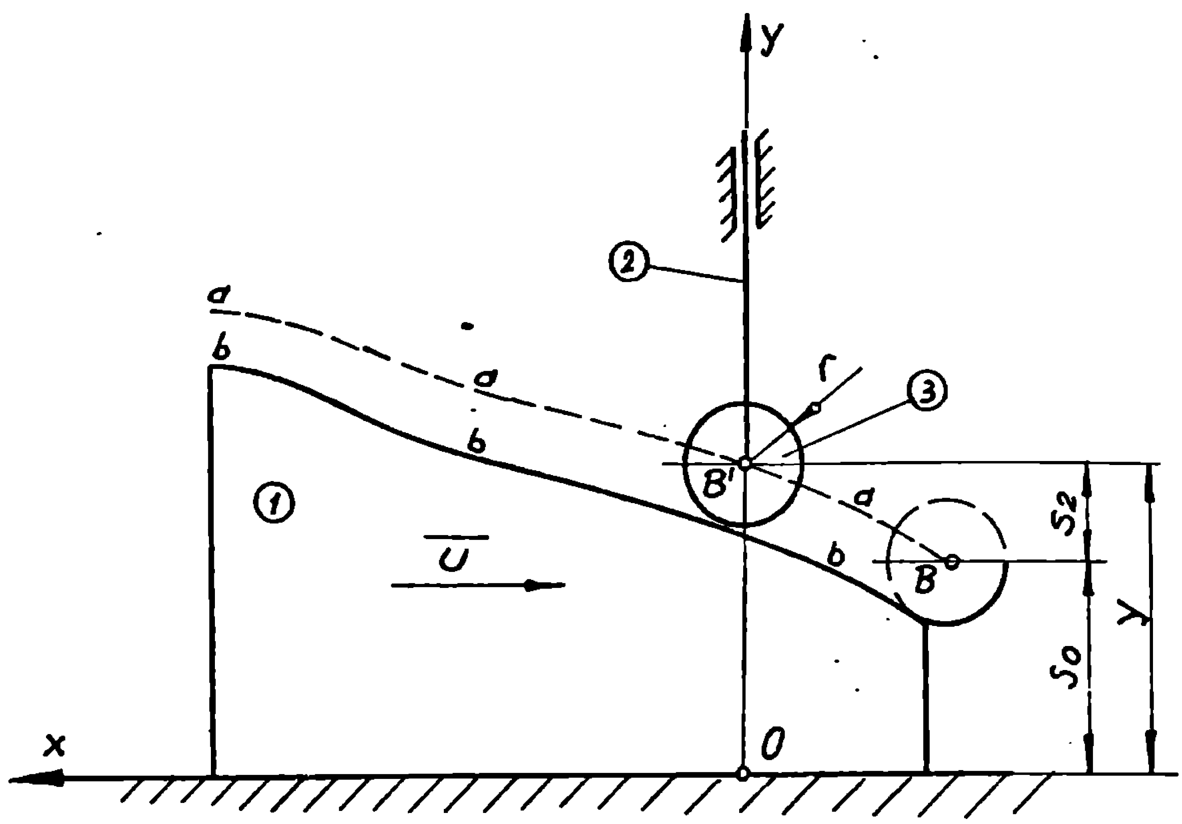


Fig. II.8

Cu valorile ce rezultă din relația (II.65) înlocuiește în relația (II.63) se calculează $s_2^{(1)}$, iar apoi din $s_2^{(1)} = s_2(t)$ se obține $t_1^{(1)}$ cu care se reia calculul în relația (II.63), etc. pînă la verificarea condiției (II.66) :

$$\text{II.66} \qquad |s_2^{(K)} - s_2^{(K-1)}| \le \varepsilon$$

utilizînd astfel metoda iterativă pentru obținerea unei precizii de calcul mai bună.

Pentru determinarea erorilor cinematice de viteze și accelerații se derivează relațiile (II.65) care pot exprima erorile de poziții Δx și Δy.

Precizia calculului și implicit o mai rapidă convergență a metodei iterative se obține dacă se iau în considerare și termenii de ordinul doi din dezvoltarea în serie Taylor (II.65).

II.9. Program de calcul pentru tehnocinematica mecanismelor cu came plane

Pentru sinteza mecanismelor cu came pe baza impunerii legii de mișcare a tachetului, precum și pentru calculul erorilor cinematice de deplasare, viteze, şi acceleraţii s-a elaborat un program de calcul, care conţine un program principal şi cinci subrutine. Notaţiile utilizate în program sînt prezentate în tabelul II.2. S-a notat cu variabila întreagă I = $\{1,2,3,\dots,8\}$ tipul mecanismului conform tabelului II.1.

Tab. II. 1

Nr. crt.	Tipul mecanismului	I	Simbol
1	Mecanism cu camă de rotaţie, tachet oscilant cu role	1	C.R.T.O.R.
2	Mecanism cu camă de rotaţie, tachet de translaţie excentric cu rolă.	2	C.R.T.T.E.
3	Mecanism cu camă de rotaţie, tachet de translaţie excentric cu rolă	3	C.R.T.T.C.
4	Mecanism cu camă de rotaţie, tachet de translaţie cu talpă plană.	4	C.R.T.T.T.P.
5	Mecanism cu camă de rotaţie, tachet oscilant cu talpă plană var. I	5	C.R.T.O.T.P.A.
6	Mecanism cu camă de rotaţie, tachet oscilant cu talpă plană var. II	6	C.R.T.O.T.P.B.
7	Mecanism cu camă de translaţie, tachet oscilant cu rolă.	7	C.T.T.O.R.
8.	Mecanism cu camă de translaţie, tachet de translaţie cu rolă.	8	C.T.T.T.R.

Pentru calculul derivatei întîi s-au utilizat creşterile finite (II.67) :

$$(II.67)\quad f'(x_0)=\frac{\Delta_0}{h}\ ;\qquad \text{cu } \Delta_0=f(x_0+h)-f(x_0)$$

iar pentru calculul derivatelor de ordinul doi s-au folosit formulele lui Markov (II.68) :

$$(II.68)\quad f'(x_0)=\frac{1}{h}\left(\Delta_0-\frac{1}{2}\Delta_0^2+\frac{1}{3}\Delta_0^3\right)$$

Tab. II. 2

LUCRARE								PROGRAM
$I=1$	$I=2$	$I=3$	$I=4$	$I=5$	$I=6$	$I=7$	$I=8$	
φ_0	s_0	s_0	s_0	φ_0	φ_0	φ_0	s_0	FI0
l_2	l	0	0	0	0	l_2	0	XL2
l_3	0	0	0	l_3	l_3	l_3	0	XL3
θ	θ	θ	θ	θ	θ	0	0	TETA
R	R	R	R	R	R	0	0	0
r_0	r_0	r_0	r_0	r_0	r_0	r_0	r_0	RO
φ_1	φ_1	φ_1	φ_1	φ_1	φ_1	$u \cdot t$	$u \cdot t$	FI1
x	x	x	0	0	0	x	x	X
y	y	y	0	0	0	y	y	Y
r	r	r	0	0	f	r	r	R
x_b	x_b	x_b	x_b	x_b	x_b	x_b	x_b	XB
y_b	y_b	y_b	y_b	y_b	y_b	y_b	y_b	YB
Δl_2	Δl_2	0	0	0	0	Δl_2	0	Δ2
Δl_3	0	0	0	Δl_3	Δl_3	Δl_3	0	Δ3
Δr	Δr	Δr	0	0	Δf	Δr	Δr	DR
Δr_0	Δr_0	Δr_0	Δr_0	Δr_0	Δr_0	Δr_0	Δr_0	DO
$\Delta \varphi_0$	$\Delta \varphi_0$	$\Delta \varphi_0$	$\Delta \varphi_0$	$\Delta \varphi_0$	$\Delta \varphi_0$	$\Delta \varphi_0$	$\Delta \varphi_0$	DF
x_b	x_b	x_b	x	x	x	x_b	x_b	XN
y_b	y_b	y_b	y	y	y	y_b	y_b	YN
φ_2	s_2	s_2	s_2	φ_2	φ_2	φ_2	s_2	FI2
w	w	w	w	w	w	u	u	OMEGA
0	0	0	0	0	φ_2	0	0	A
0	0	0	0	0	φ_1	0	0	B
0	0	0	0	0	φ_0'	0	0	C
ΔV_x	ΔV_x	ΔV_x	ΔV_x	ΔV_x	ΔV_x	ΔV_x	ΔV_x	W1
ΔV_y	ΔV_y	ΔV_y	ΔV_y	ΔV_y	ΔV_y	ΔV_y	ΔV_y	Z1
Δa_x	Δa_x	Δa_x	Δa_x	Δa_x	Δa_x	Δa_x	Δa_x	W2
Δa_y	Δa_y	Δa_y	Δa_y	Δa_y	Δa_y	Δa_y	Δa_y	Z2

$$f''(x_0)=\frac{1}{h^2}\left(\Delta_0^2-\Delta_0^3\right)$$

Mărimile de intrare sînt următoarele: FI2(FI1,ØMEGA1); RO; FI1; ØMEGA1; XL2; XL3; H, iar cele de ieşire sînt: D; TETA; X; Y; XB; YB; XN; YN; DX; DY; W 1; Z1; W 2 ; Z2.

Programul de calcul utilizează următoarele subrutine:

- SUBRØUTINE VALUE - calculează funcţiile FIO, TETA, D, reprezentînd poziţia de start a tachetului, precum şi ecuaţiile în coordonate polare ale profilului teoretic. Face uz de datele de intrare: I, FI1, RO, DO, XL2, XL3, FI2, ØMEGA1, R,H.
- SUBRØUTINE DEXY - calculează pe X; Y; şi XF; YF, reprezentînd profilul teoretic în coordonate carteziene. Foloseşte datele de intrare I, FI1, RO, DO, XL2, XL3, FI2, ØMEGA1, R, H.
- SUBRØUTINE XBYB - calculează coordonatele punctelor profilului real al camei ca înfăşurătoare a poziţiilor succesive ale rolei, al cărui centru se mişcă pe profilul teoretic. Ca date de intrare foloseşte I, FI1, RO, DO, XL2, XL3, FI2, ØMEGA1, R, H, FIO.
- SUBRØUTINE DXYN - calculează profilul real al camei în condiţiile execuţiilor imprecise ale tuturor elementelor componente, precum şi erorile poziţionale ale rolei. Valorile de intrare sînt: I, D2, D3, DR, DF, FI1, RO, DO, XL2, XL3, FI2, ØMEGA1, R, H, FIO.
- SUBRØUTINE ZW 12 - calculează abaterile de viteze şi acceleraţii W 1, W 2, Z1, Z2, utilizînd ca valori de intrare DX, DY, I, D2, D3, DR, DO, DF, FI1, RO, DO, XL2, XL3, FI2, ØMEGA1, R, H, FIO,

In următoarea organigramă menţionăm principalele etape de calcul în funcţie de tipul mecanismului simulat prin variabila întreagă $I = \{1,2,\dots,8\}$.

S-au mai utilizat următoarele notaţii (II.69) :

$$(II.69)\quad a_1=\frac{\partial xB}{\partial xL2};\quad a_2=\frac{\partial xB}{\partial xL3};\quad a_3=\frac{\partial xB}{\partial R};\quad a_4=\frac{\partial xB}{\partial RO};\quad a_5=\frac{\partial xB}{\partial FIO}$$

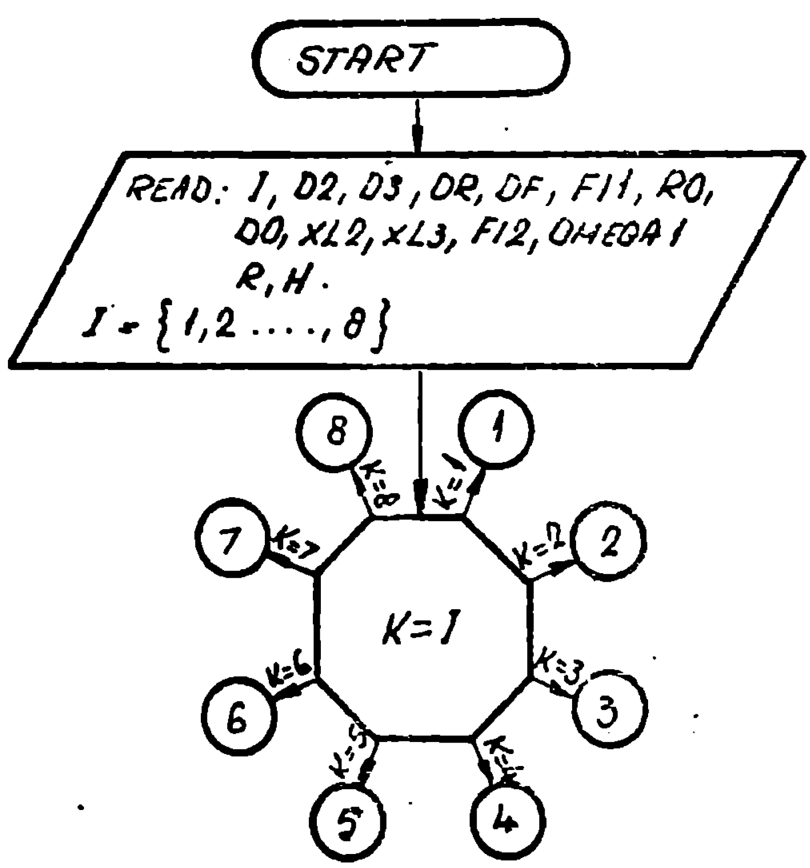
$$b_1=\frac{\partial yB}{\partial xL2};\quad b_2=\frac{\partial yB}{\partial xL3};\quad b_3=\frac{\partial yB}{\partial R};\quad b_4=\frac{\partial yB}{\partial RO};\quad b_5=\frac{\partial yB}{\partial FIO}$$

Pentru cazul I = 6 se mai introduc notațiile (II.70) :

$$A = \arc\sin\left(\sin(C+F12) - \frac{R}{XL3}\right)$$

$$(II.70) \quad B = F11 - F12 - F10 + \arc\sin\left(\sin(C+F12) - \frac{R}{XL3}\right)$$

$$C = \arc\sin\frac{R0+R}{XL3}$$



1 C.R.T.O.R.

$$FI0 = \arccos \frac{(XL2)^2 + (XL3)^2 - (R0)^2}{2 \times L2 \times L3}$$

$$D = \left((XL2)^2 + (XL3)^2 - 2XL2 \cdot XL3 \cdot \cos(FI0 + FI2)\right)^{0,5}$$

$$TETA = FI1 - \arcsin\left(\frac{XL2}{R0} \sin FI0\right) + \operatorname{arctg} \frac{XL2 \sin(FI0+FI2)}{XL3 - XL2 \cos(FI0 + FI2)}$$

$$X = D \cos\theta \quad ; \quad Y = D \sin\theta$$

$$XB = X + \frac{R \frac{dY}{dFI1}}{\left(\left(\frac{dX}{dFI1}\right)^2 + \left(\frac{dY}{dFI1}\right)^2\right)^{0,5}}$$

$$YB = Y - \frac{R \frac{dX}{dFI1}}{\left(\left(\frac{dX}{dFI1}\right)^2 + \left(\frac{dY}{dFI1}\right)^2\right)^{0,5}}$$

$$DX = D2 a_1 + D3 a_2 + DR a_3 + D0 a_4 + DF a_5$$

$$DY = D2 b_1 + D3 b_2 + DR b_3 + D0 b_4 + DF b_5$$

$$XN = XB + DX \quad ; \quad YN = YB + DY$$

$$W1 = \frac{d(DX)}{dt} \quad ; \quad Z1 = \frac{d(DY)}{dt}$$

$$W2 = \frac{d^2(DX)}{dt^2} \quad ; \quad Z2 = \frac{d^2(DY)}{dt^2}$$

STOP

2 C.R.T.T.E.

$$FI0 = \left((R0^2 - (XL2)^2\right)^{0,5}$$

$$D = \left((FI0 + FI2)^2 + (XL2)^2\right)^{0,5}$$

$$TETA = FI1 + \operatorname{arctg}\frac{FI0 + FI2}{XL2} - \operatorname{arctg}\frac{FI0}{XL2}$$

$$X = D\cos TETA \quad ; \quad Y = D\sin TETA.$$

$$XB = X + R\frac{dY}{dFI1} : \left(\left(\frac{dX}{dFI1}\right)^2 + \left(\frac{dY}{dFI1}\right)^2\right)^{0,5}$$

$$YB = Y - R\frac{dX}{dFI1} : \left(\left(\frac{dX}{dFI1}\right)^2 + \left(\frac{dY}{dFI1}\right)^2\right)^{0,5}$$

$$DX = D2a_1 + D3a_2 + DRa_3 + D0a_4 + DFa_5$$

$$DY = D2b_1 + D3b_2 + DRa_3 + D0a_4 + DFa_5$$

$$XN = XB + DX \quad ; \quad YN = YB + DY$$

$$W1 = \frac{d(DX)}{dt} \quad ; \quad Z_1 = \frac{d(DY)}{dt}$$

$$W2 = \frac{d^2(DX)}{dt^2} \quad ; \quad Z_2 = \frac{d^2(DY)}{dt^2}$$

STOP

3 C.R.T.T.C.

$$FI0 = R0$$

$$D = \left((R0)^2 + (FI2)^2\right)^{0,5}$$

$$TETA = FI1$$

$$X = D\cos TETA \quad ; \quad Y = D\sin TETA .$$

$$XB = X + R\,\frac{dY}{dFI1}\left(\left(\frac{dX}{dFI1}\right)^2 + \left(\frac{dY}{dFI1}\right)^2\right)^{0,5}$$

$$YB = Y + R\,\frac{dX}{dFI1}\left(\left(\frac{dX}{dFI1}\right)^2 + \left(\frac{dY}{dFI1}\right)^2\right)^{0,5}$$

$$DX = D2\,a_1 + D3\,a_2 + DR\,a_3 + D0\,a_4 + DF\,a_5$$

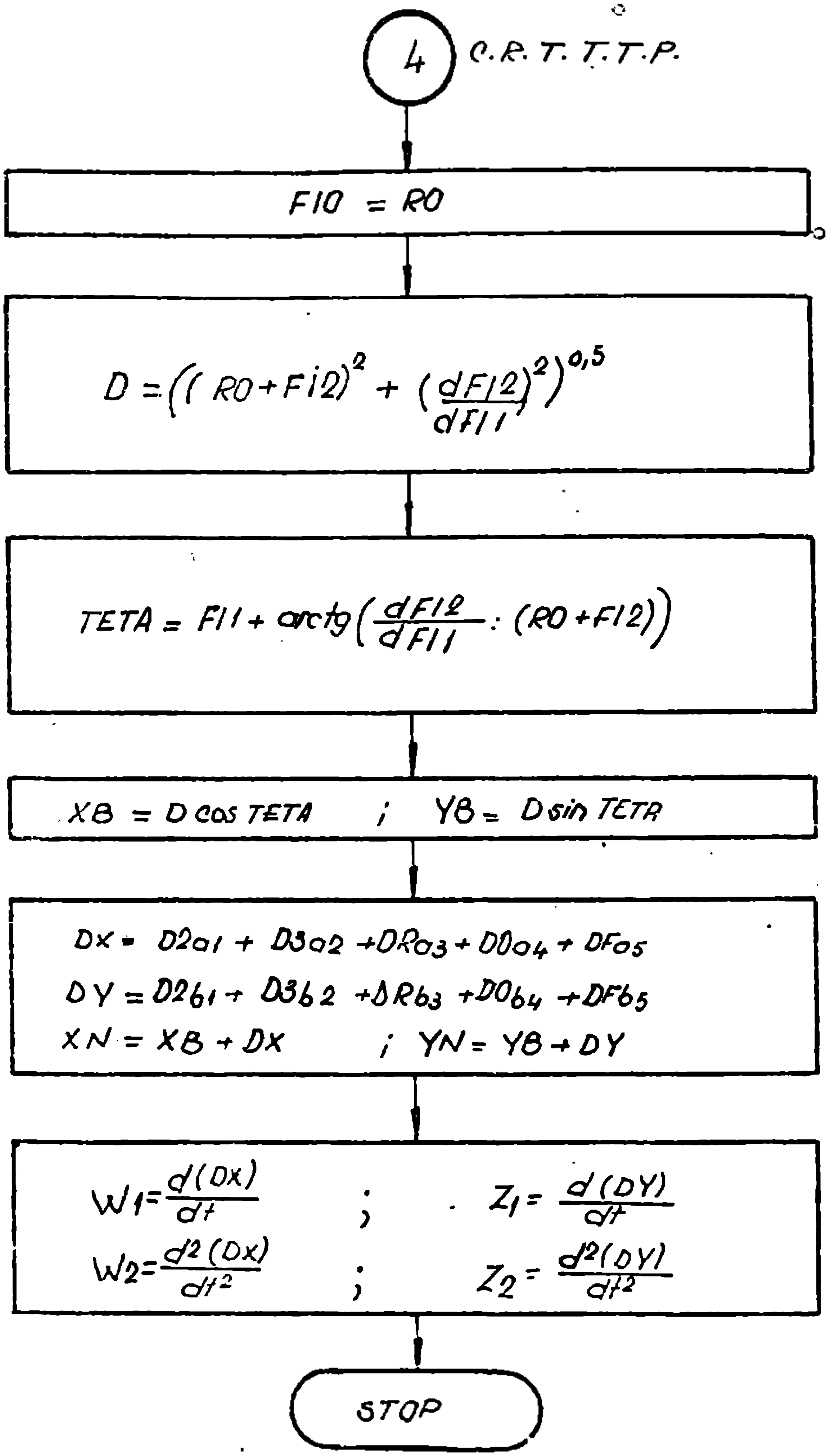
$$DY = D2\,b_1 + D3\,b_2 + DR\,b_3 + D0\,b_4 + DF\,b_5$$

$$XN = XB + DX \quad ; \quad YN = YB + DY$$

$$W1 = \frac{d(DX)}{dt} \quad ; \quad Z_1 = \frac{d(DY)}{dt}$$

$$W2 = \frac{d^2(DX)}{dt^2} \quad ; \quad Z_2 = \frac{d^2(DY)}{dt^2}$$

STOP


4
C.R.T. T.T.P.
FI0 = R0
$D = \left((R0 + FI2)^2 + \left(\frac{dFI2}{dFI1} \right)^2 \right)^{0,5}$
$TETA = FI1 + \operatorname{arctg}\left(\frac{dFI2}{dFI1} : (R0 + FI2) \right)$
XB = D cos TETA ; YB = D sin TETA
$DX = D2a_1 + D3a_2 + DRa_3 + DOa_4 + DFa_5$
$DY = D2b_1 + D3b_2 + DRb_3 + DOb_4 + DFb_5$
XN = XB + DX ; YN = YB + DY
$W1 = \frac{d(DX)}{dt}$; $Z_1 = \frac{d(DY)}{dt}$
$W2 = \frac{d^2(DX)}{dt^2}$; $Z_2 = \frac{d^2(DY)}{dt^2}$
STOP

5 C.R.T.O.T.P.A.

$$FI0 = \arcsin\,(R0 : XL3)$$

$$D = XL_3 : \left(1\,\frac{dFI2}{dFI1}\right)\left(\left(\frac{dFI2}{dFI1}\right)^2 \cos^2(FI0 + FI2) + \left(1 - \frac{dFI2}{dFI1}\right)^2 \sin^2(FI0 + FI2)\right)^{0,5}.$$

$$TETA = FI0 + FI1 + \mathrm{arc\,tg}\left(\sin^2(FI0 + FI2) : 2\left(1 - \frac{dFI2}{dFI1} - \cos^2(FI0 + FI2)\right)\right).$$

$XB = D\cos TETA$; $YB = D\sin TETA$.

$$Dx = D2a_1 + D3a_2 + DRa_3 + D0a_4 + DFa_5$$

$$Dy = D2b_1 + D_3b_2 + DRb_3 + D0b_4 + DFb_5$$

$XN = XB + DX$; $YB = YB + DY$.

$W1 = \frac{d(DX)}{dt}$; $Z_1 = \frac{d(DY)}{dt}$

$W2 = \frac{d^2(DX)}{dt^2}$; $Z_2 = \frac{d^2(DY)}{dt^2}$

STOP

6 C.R.T.O.T.P.B.

$$FI0 = \arcsin(R0 : XL3)$$

$$D = XL3 : \left(1-\left(\frac{dA}{dB}\right)^2\right)\left(\left(\frac{dA}{dB}\right)^2 \cos^2(FI0+A) + \left(1-\frac{dA}{dB}\right)^2 \sin^2(FI0+FI2)\right)$$

$$TETA = FI0 + B + \mathrm{arctg}\left(\sin 2(FI0+A) : 2\left(1-\frac{dA}{dB} - \cos^2(FI0+A)\right)\right)$$

$$XB = D\cos TETA \quad ; \quad YB = D\sin TETA$$

$$DX = D2a_1 + D3a_2 + DRa_3 + D0a_4 + DFa_5$$

$$DY = D2b_1 + D3b_2 + DRb_3 + D0b_4 + DFb_5$$

$$XN = XB + DX \quad ; \quad YN = YB + DY$$

$$W_1 = \frac{d(DX)}{dt} \quad ; \quad Z_1 = \frac{d(DY)}{dt}$$

$$W_2 = \frac{d^2(DX)}{dt^2} \quad ; \quad Z_2 = \frac{d^2(DY)}{dt^2}$$

STOP

7 Q.T.T.O.R

$$FI0 = \arccos\left((XL3 - R0) : XL2\right.$$

$$X = XL2(\sin(FI0 + FI2) - \sin FI0)$$

$$Y = XL3 - R0 - XL2\cos(FI0 + FI2)$$

$$XB = X + R\,\frac{dY}{dFI1} : \left(\left(\frac{dx}{dFI1}\right)^2 + \left(\frac{dx}{dFI1}\right)^2\right)^{0,5}$$

$$YB = Y - R\,\frac{dx}{dFI1} : \left(\left(\frac{dx}{dFI1}\right)^2 + \left(\frac{dY}{dFI1}\right)^2\right)^{0,5}$$

$$\Delta X = D2a_1 + D3a_2 + DRa_3 + D0a_4 + DFa_5$$

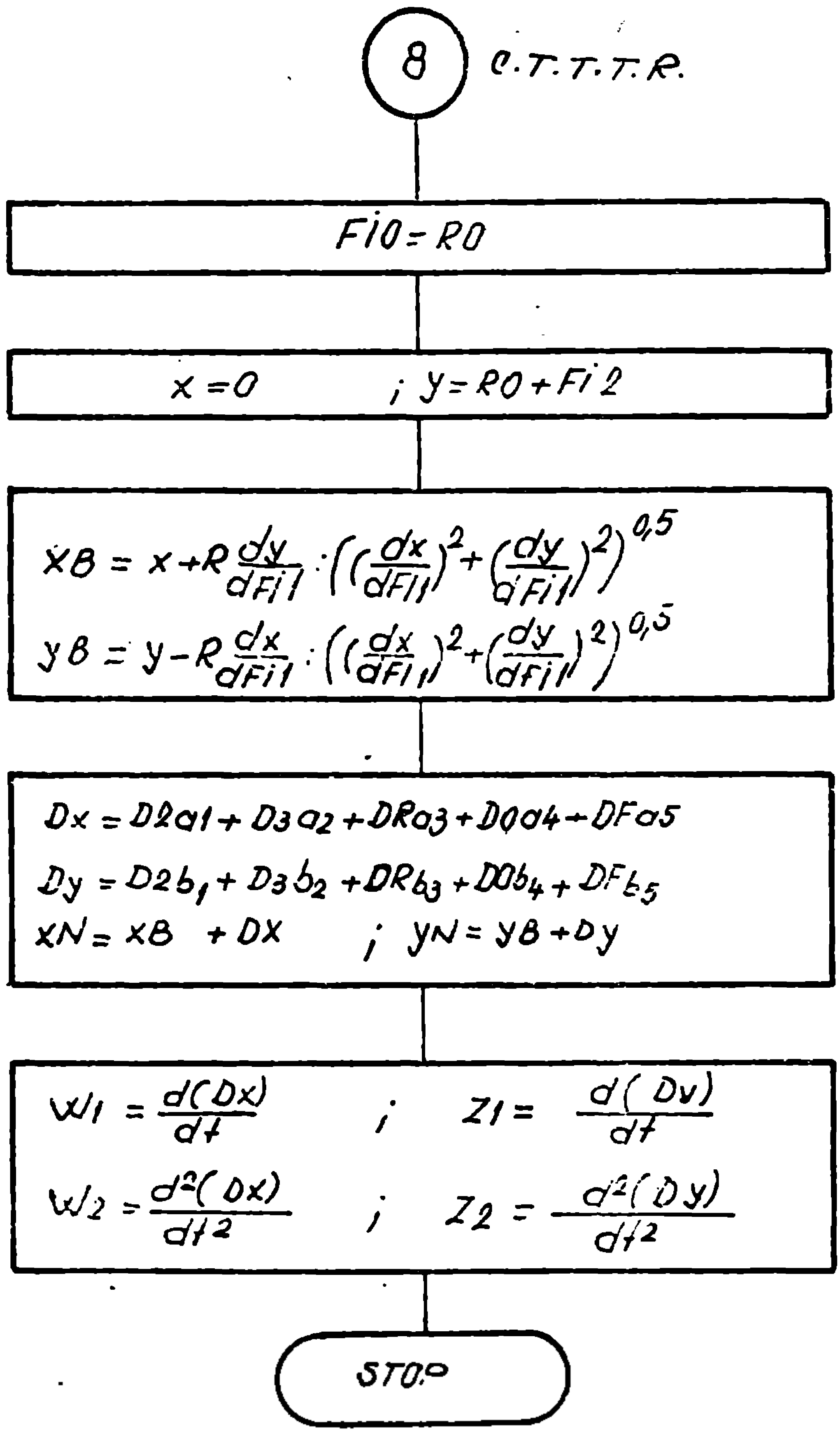
$$DY = D2b_1 + D3b_2 + DRb_3 + D0b_4 + DFb_5$$

$$XN = XB + DX \quad ; \quad YB = YN + DY$$

$$W_1 = \frac{d(DX)}{dt} \quad ; \quad Z_1 = \frac{d(DY)}{dt}$$

$$W_2 = \frac{d^2(DX)}{dt^2} \quad ; \quad Z_2 = \frac{d^2(DY)}{dt^2}$$

STOP


8
C.T.T.T.R.
Fi0 = R0
x = 0 ; y = R0 + Fi2
xB = x + R (dy/dFi1) : ((dx/dFi1)^2 + (dy/dFi1)^2)^0,5
yB = y − R (dx/dFi1) : ((dx/dFi1)^2 + (dy/dFi1)^2)^0,5
Dx = D2a1 + D3a2 + DRa3 + D0a4 + DFa5
Dy = D2b1 + D3b2 + DRb3 + D0b4 + DFb5
xN = xB + DX ; yN = yB + Dy
W1 = d(Dx)/dt ; Z1 = d(Dy)/dt
W2 = d²(Dx)/dt² ; Z2 = d²(Dy)/dt²
STOP

III. CONCEPEREA UNEI NOI METODE A VECTORILOR ABATERILOR PENTRU STUDIUL MECANISMELOR CU CAME PLANE

III.1. Generalităţi

Presupunînd mecanismul cu camă de rotaţie şi tachet oscilant din figura III.1, se vor considera cunoscute dimensiunile geometrice ale mecanismului, ecuaţiile profilurilor teoretice şi reale, precum şi legea de profilare a camei, dată de început a sintezei mecanismului. Datorită erorilor constructiv tehnologice în cuplele A,B şi C există jocuri. Din punct de vedere al legăturilor mecanice, acestea sînt articulaţii plane şi ele reprezintă cîte un ajustaj care au jocurile tolerate. Deoarece aceste legături trebuie să asigure posibilitatea mişcărilor relative între corpurile ce formează ajustajul, acestea trebuie să fie din categoria ajustajelor

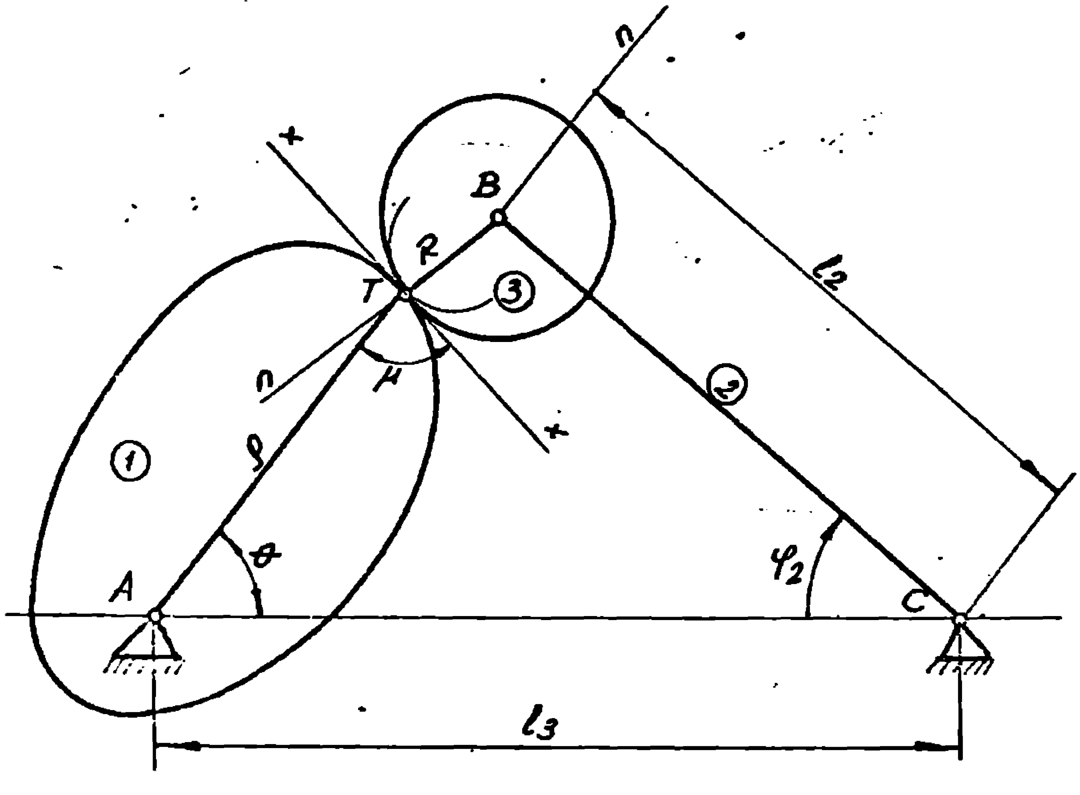


Fig. III.1

cu joc sau eventual intermediare cu frecare sau cel mult aderent. In funcţie de sistemul de ajustaj ales, se poate calcula jocul maxim sau minim J_{max}, respectiv J_{min}, cu relaţiile (III.1):

$$(III.1)\quad \begin{aligned} J_{max} &= \Delta_{max} - d_{min} \\ J_{min} &= \delta_{min} - d_{max} \end{aligned}$$

iar toleranţa ajustajului (a jocului) se stabileşte cu relaţia (III.2) :

$$(III.2)\quad T_j = J_{max} - J_{min} = T_\delta + T_d$$

unde cu T_D şi T_d s-au notat toleranţele alezajului, respectiv ale arborelui, date de relaţiile (III.3) :

$$(III.3)\quad \begin{aligned} T_\delta &= \Delta_{max} - \delta_{min} \\ T_d &= d_{max} - d_{min} \end{aligned}$$

Considerînd toleranţele jocurilor din cuple impuse, şi admiţînd situaţia cea mai defavorabilă de execuţie, cînd jocurile din cuple sînt maxime, mecanismul cu camă din figura III.1 se va comporta ca un sistem cu mai multe grade de libertate, deci diferit de mecanismul nominal. Dacă cuplele de clasa a 5-a din A,B şi C se vor înlocui cu cîte un element şi două cuple de rotaţie la capete, lungimea elementului fictiv introdus fiind egală cu jumătatea jocului maxim $J_{max}/2$, se va putea studia mecanismul cu camă în condiţii mai apropiate de realitate. Ţinînd cont şi de erorile existente pentru dimensiunile liniare, erori tolerate printr-un cîmp de toleranţă prescris T, care limitează valorile pentru abaterile dimensiunii :

$$(III.4)\quad T = L_{max} - L_{min}$$

şi de faptul că acestea sînt coliniare cu dimensiunea respectivă, se poate introduce în mecanism influenţa acestora printr-o cuplă de translaţie pe elementul respectiv.

Se obţine astfel, un mecanism transformat (fig. III.2), care are 5 grade de libertate (III.5) (s-a scăzut gradul de libertate suplimentar provenit din elementul pasiv-rola):

(III.5) $M = 3 \cdot 7 - 7 \cdot 2 - 1 - 6$

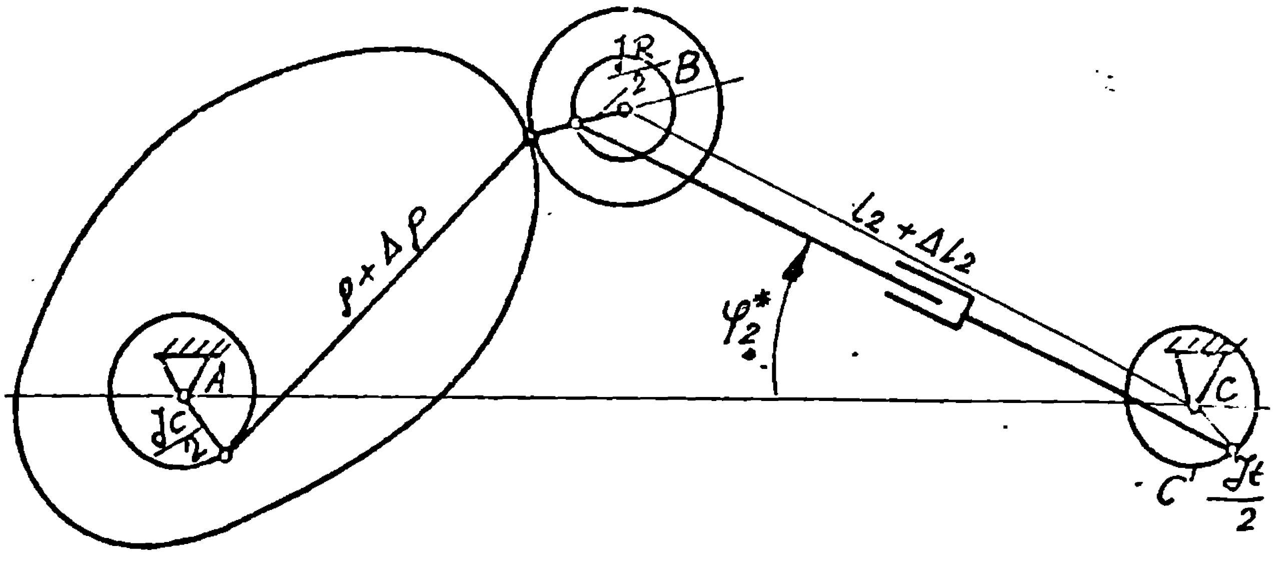


Fig. III.2

Deoarece toleranţele dimensiunilor liniare ale elementelor se cunosc şi sînt coliniare cu elementele, în continuare vom renunţa la cuplele de translaţie, luînd în calcul cotele nominale cu toleranţa prevăzută. Mecanismul transformat în final va fi cel din figura III.3, cu patru grade de libertate şi a cărui mişcare va fi mult mai aproape de cea a mecanismului real.

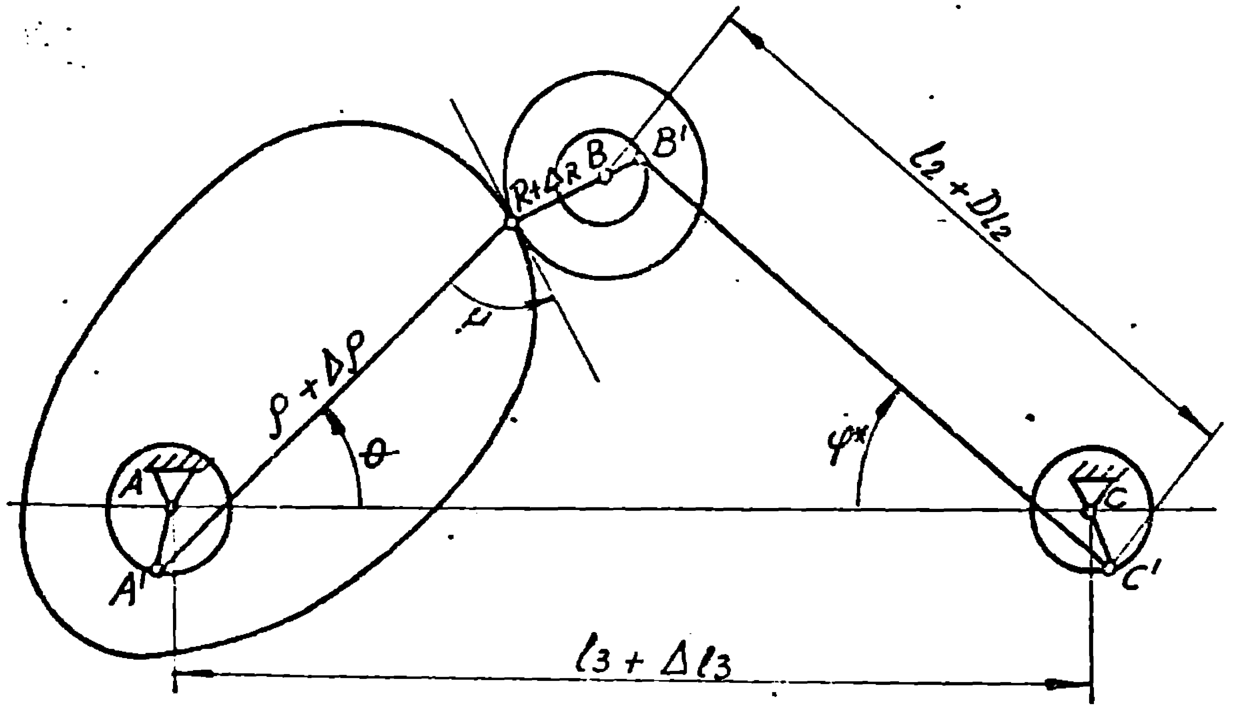


Fig. III.3

Elementele fictive introduse au în general direcțiile reacțiunilor din cuple, cu unele mici diferențe datorate frecărilor din cuple și eventual unor solicitări dinamice ce pot apare în condiții de funcționare în regim dinamic intens.

III.2. Determinarea direcțiilor elementelor fictive

Admițînd pentru funcționarea mecanismului cu camă din figura III.1 un regim fără solicitări dinamice deosebit de mari, se pot determina printr-o analiză cinetostatică reacțiunile din cuplele A, B și C, neglijînd elementele torsorului forțelor de inerție. Vor fi luate în considerare rezistențele tehnologice $\overline{R}_t$ și $\overline{M}_t$, aplicate tachetului.

Se aplică axioma legăturilor și se introduc forțele de legătură corespunzătoare legăturilor suprimate, figura III.4, rezultă următoarele ecuații de echilibru cinetostatic (III.6), (III.7) și (III.8) :

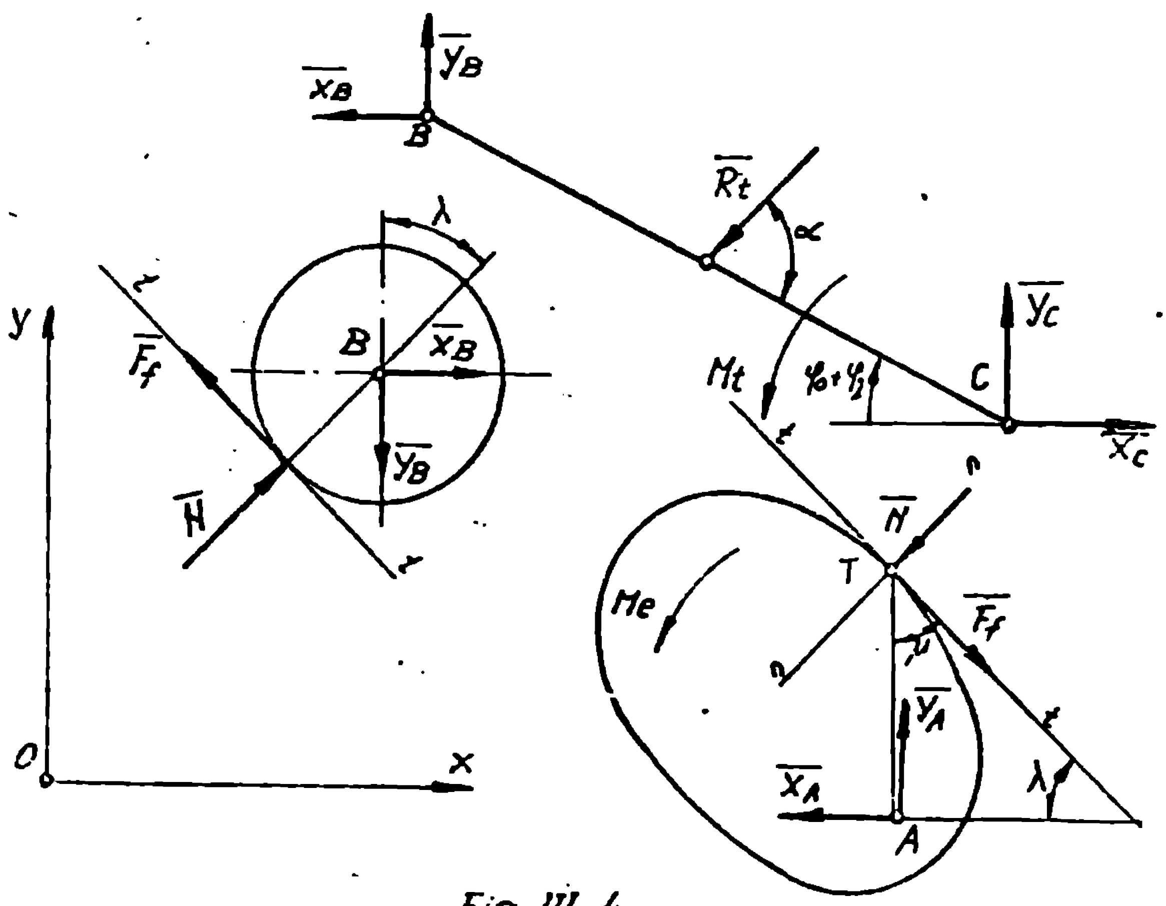


Fig. III.4

Pentru tachet rezultă :

$$X_C - X_B - R_f \cos(\alpha - \varphi_0 - \varphi_2) = 0$$

$$\text{(III.6)} \qquad Y_C - Y_B - R_f \sin(\alpha - \varphi_0 - \varphi_2) = 0$$

$$M_f + l_f R_f \sin\alpha + X_B l_2 \sin(\varphi_0 + \varphi_2) - Y_B l_2 \cos(\varphi_0 + \varphi_2) = 0$$

Pentru rolă :

$$X_B + N \sin\lambda - F_f \cos\lambda = 0$$

$$\text{(III.7)} \qquad F_f \sin\lambda + N \cos\lambda - Y_B = 0$$

$$F_f = \mu_f \cdot N$$

Pentru camă se obține :

$$F_f \cos\lambda - N \sin\lambda - X_A = 0$$

$$\text{(III.8)} \qquad Y_A - F_f \sin\lambda - N \cos\lambda = 0$$

$$M_e - AT F_f \sin\mu + AT \cdot N \cdot \cos\mu = 0$$

Sistemul format din ecuațiile (III.6), (III.7) și (III.8) are ca necunoscute pe X_A ; Y_A; X_B ; Y_B ; X_C ; Y_C ; F_f ; N și M_e, unde cu M_e s-a notat momentul de echilibrare, F_f -forța de frecare la aderență, iar N reacțiunea normală la contactul ce formează cupla superioară (rezemare cu frecare), cu $X_{A,B,C}$ și $Y_{A,B,C}$ componentele reacțiunilor din articulațiile plane (cuplele de rotație) A, B, și respectiv C. S-au mai notat distanțele : $FC = l_1$; $DC = l_2$; $DB = r$; $AT = \sqrt{x_b^2 + y_b^2}$; cu x_b și y_b din (II.5); unghiul λ :

$$\lambda = \pi - \left[\mu + \operatorname{arctg}\frac{y_b}{x_b} + \arcsin\left(\frac{l_2}{r_0}\sin\varphi_0\right) - \varphi_1\right]$$

ϕ - unghiul de frecare.

$$\mu_f = \operatorname{tg}\phi$$

Rezolvînd sistemul de mai sus rezultă soluțiile (III.9); (III.10) ; și (III.11) :

$$\text{(III.9)} \qquad N = \frac{(M_f + l_f R_f \sin\alpha)\cos\phi}{l_2 \cos(\lambda - \phi - \varphi_0 - \varphi_2)}$$

$$X_A = X_B = \frac{(M_f + l_f R_f \sin\alpha)\cdot\sin(\phi - \lambda)\cos\phi}{l_2 \cos(\lambda - \phi - \varphi_0 - \varphi_2)}$$

$$\text{(III.10)}$$

$$Y_A = Y_B = \frac{(M_f + l_f R_f \sin\alpha)\cdot\cos(\lambda - \phi)\cos\phi}{l_2 \cos(\lambda - \phi - \varphi_0 - \varphi_2)}$$

$$X_C = R_1 \cos(\alpha-\gamma_0-\gamma_2) + \frac{(M_1+l_1R_1\sin\alpha)\sin(\phi-\lambda)\cos\phi}{l_2\cos(\lambda-\phi-\gamma_0-\gamma_2)}$$

(III.11)

$$Y_C = R_1 \sin(\alpha-\gamma_0-\gamma_2) - \frac{(M_1+l_1R_1\sin\alpha)\cos(\lambda-\phi)\cos\phi}{l_2\cos(\lambda-\phi-\gamma_0-\gamma_2)}$$

care dau reacțiunile din cuple R_A, R_B, și R_C (III.12) și (III.13) :

$$R_A = R_B = \frac{(M_1+l_1R_1\sin\alpha)\cos\phi}{l_2\cos(\lambda-\phi-\gamma_0-\gamma_2)} \qquad \text{(III.12)}$$

$$R_C = \Big[R_1^2 + \frac{(M_1+l_1R_1\sin\alpha)^2\cos^2\phi}{l_2^2\cos^2(\lambda-\phi-\gamma_0-\gamma_2)} - \frac{R_1(M_1+l_1R_1\sin\alpha)\sin(\lambda-\phi+\alpha-\gamma_0-\gamma_2)\cos\phi}{l_2\cos(\lambda-\phi-\gamma_0-\gamma_2)}\Big]^{\frac{1}{2}} \qquad \text{(III.13)}$$

Calculînd unghiurile cu axa Ox conform figurii III.4, obținem (III.14) :

$$\sin\xi_A = \sin\xi_B = \frac{Y_A}{R_A} = \cos(\phi-\lambda)$$

(III.14)

$$\cos\xi_A = \cos\xi_B = \frac{X_A}{R_A} = \sin(\phi-\lambda)$$

precum și (III.15) :

$$\sin\xi_C = Y_C/R_C \; ; \qquad \cos\xi_C = X_C/R_C \qquad \text{(III.15)}$$

Ceea ce se observă, analizînd relațiile (III.14), este faptul că direcția reacțiunilor din cuplele A și B depind numai de elementele constructive și datele geometrice ale mecanismelor, rezistențele tehnologice neinfluențînd direcțiile reacțiunilor.

In cazul în care mecanismul funcționează în regim dinamic intens, este necesară introducerea influențelor datorate elementelor torsorului forțelor de inerție ale fiecărui element.

Forțele ce vor acționa asupra elementelor mecanismului sînt date în figura III.5 ; iar ecuațiile de echilibru cinetostatic pentru elementele mecanismului sînt date de relațiile (III.16), (III.17), (III.18) :

$$(III.16)\quad \begin{cases} X_C - X_B - R_t\cos(\alpha-\varphi_0-\varphi_2) - F_{i2}^{n}\cos(\varphi_0+\varphi_2) + F_{i2}^{t}\sin(\varphi_0+\varphi_2) = 0 \\ Y_C + Y_B - R_t\sin(\alpha-\varphi_0-\varphi_2) + F_{i2}^{n}\sin(\varphi_0+\varphi_2) + F_{i2}^{t}\cos(\varphi_0+\varphi_2) = 0 \\ M_t + M_2^{(i)} + l_t R_t\sin\alpha + X_B l_2\sin(\varphi_0+\varphi_2) - Y_B l_2\cos(\varphi_0+\varphi_2) - F_{i2}^{t} l_G = 0 \end{cases}$$

$$(III.17)\quad \begin{cases} X_B + N\sin\lambda - F_f\cos\lambda - F_{i3}^{n}\cos(\varphi_0+\varphi_2) + F_{i3}^{t}\sin(\varphi_0+\varphi_2) = 0 \\ N\cos\lambda + F_f\sin\lambda - Y_B + F_{i3}^{n}\sin(\varphi_0+\varphi_2) + F_{i3}^{t}\cos(\varphi_0+\varphi_2) = 0 \\ F_f = \mu_f \cdot N \\ M_3^{(i)} - F_f \cdot r = 0 \end{cases}$$

$$(III.18)\quad \begin{cases} F_f\cos\lambda - N\sin\lambda - X_A - F_{i1}^{n}\sin(\varphi_0+\varphi_1) = 0 \\ F_{i1}^{n}\cos(\varphi_0+\varphi_1) + Y_A - F_f\sin\lambda - N\cos\lambda = 0 \\ M_e - M_1^{(i)} - AT\cdot F_f\sin\mu + AT\cdot N\cos\mu = 0 \end{cases}$$

unde cu F_{ij}^{n} ; F_{ij}^{t} ; $M_j^{(i)}$, cu j=1,2,3 s-au notat elementele torsorului forțelor de inerție; pentru j=1 cama ; j=2 tachet ; j=3 rola, cu l_G s-a notat distanța GC, iar ($\varphi_G+\varphi_1$) reprezintă unghiul polar al centrului de greutate al camei, mărimi ce se presupun cunoscute.

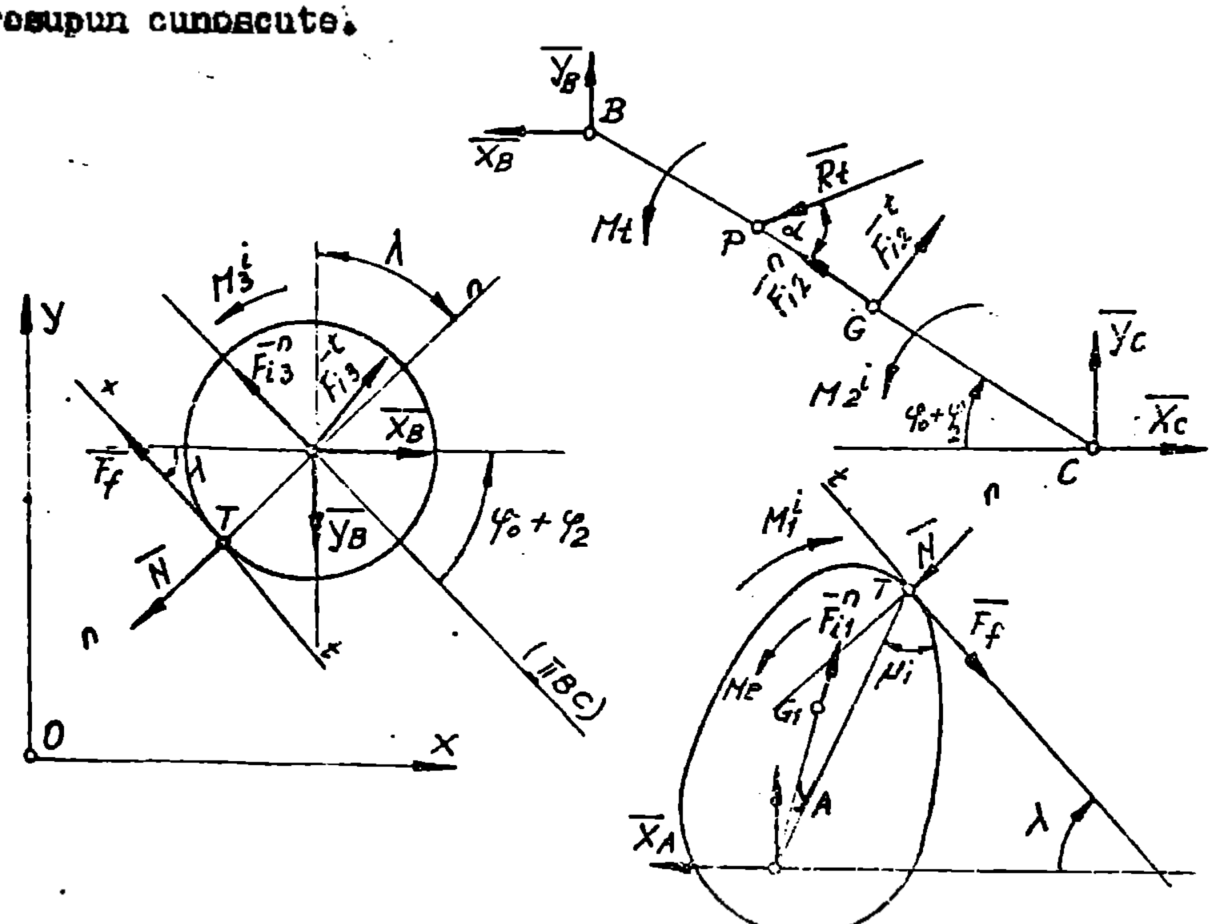


Fig. III.5

Rezolvînd sistemul se obţin reacţiunile din cuplele A, B, C, avînd expresii mult mai complicate decît cele precedente, astfel:

$$N = \frac{\left(M_1 + l_1 R_1 \sin\alpha + M_2^{(2)} - l_2 F_{i3}^{t} - l_G F_{i2}^{t}\right)\cos\phi}{l_2 \cos(\lambda - \phi - \gamma_0 - \gamma_2)} \tag{III.19}$$

$$\begin{aligned} X_B &= F_{i3}^{n}\cos(\gamma_0+\gamma_2) - F_{i3}^{t}\sin(\gamma_0+\gamma_2) + \\ &+ \frac{\left(M_1 + l_1 R_1 \sin\alpha + M_2^{(i)} - l_2 F_{i3}^{t} - l_G F_{i2}^{t}\right)\sin(\phi-\lambda)\cos\phi}{l_2\cos(\lambda-\phi-\gamma_0-\gamma_2)} \\ Y_B &= F_{i3}^{(n)}\sin(\gamma_0+\gamma_2) + F_{i3}^{t}\cos(\gamma_0+\gamma_2) + \\ &+ \frac{\left(M_1 + l_1 R_1 \sin\alpha + M_2^{(i)} - l_2 F_{i3}^{t} - l_G F_{i2}^{t}\right)\cos(\phi-\lambda)\cos\phi}{l_2\cos(\lambda-\phi-\gamma_0-\gamma_2)} \end{aligned} \tag{III.20}$$

Desigur, direcţiile reacţiunilor sînt altele decît în cazul precedent, însă, cum s-a precizat mai sus, direcţiile elementelor fictive ale mecanismului cu came din figura III. 5 nu coincid cu acestea, deci în cazul solicitărilor dinamice, pentru studiul tehnocinematic se poate renunţa la calculul reacţiunilor.

In cazul unui mecanism cu camă de rotaţie şi tachet de translaţie, reacţiunile din cuplele A şi B vor fi, conform figurii III. 6 .

Ecuaţiile de echilibru cinetostatic sînt (III.21) ; (III.22) şi (III.23), cu soluţiile (III.24) şi (III.25) :

$$\begin{aligned} & N_1 - N_2 + X_B = 0 \\ & Y_B - R_1 + F_{f1} + F_{f2} = 0 \\ & F_{f1} = \mu_f \cdot N_1 \\ & F_{f2} = \mu_f \cdot N_2 \\ & X_B \cdot a = N_1 \cdot b \end{aligned} \tag{III.21}$$

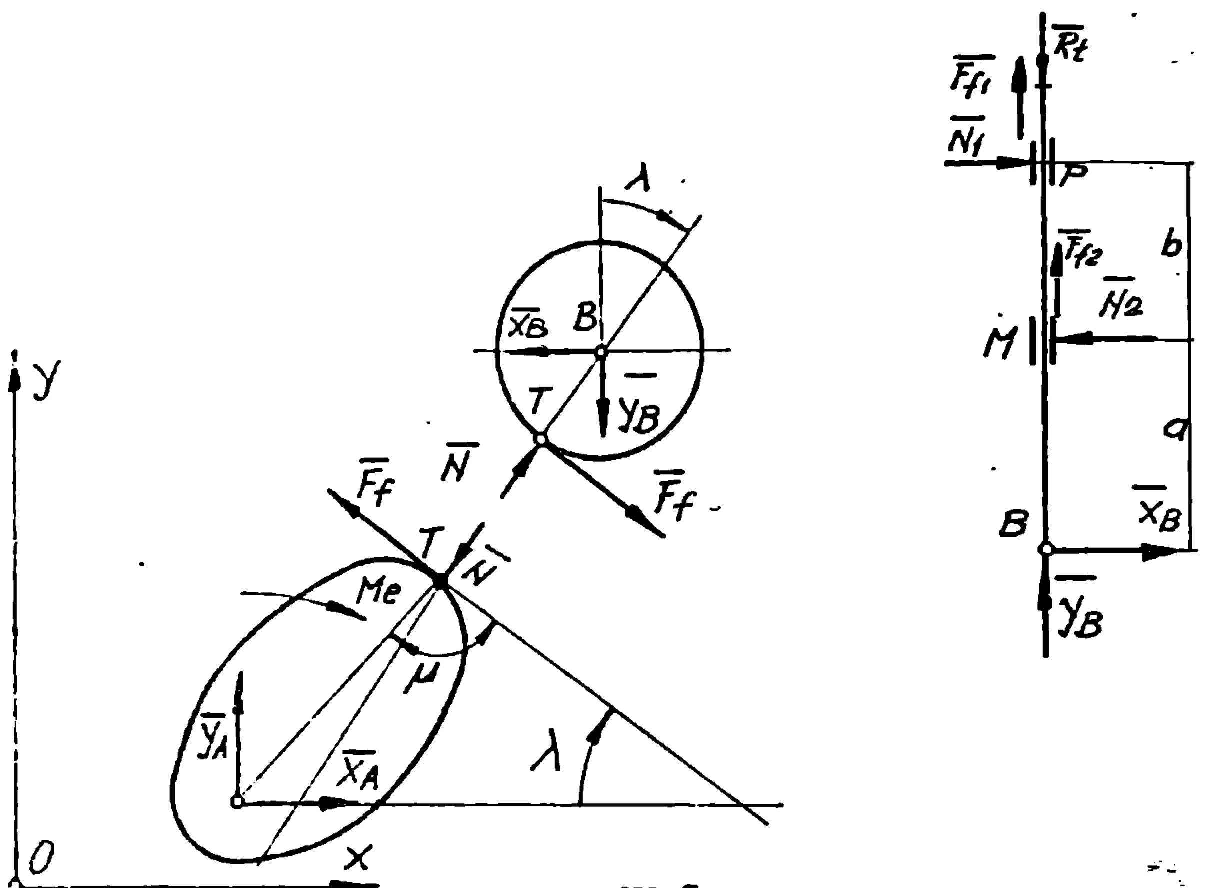


Fig. III.6

$$(III.22)\quad \begin{aligned} & F_f\cos\lambda + N\sin\lambda - X_B = 0 \\ & N\cos\lambda - F_f\sin\lambda - Y_B = 0 \\ & F_f = \mu_f \cdot N \end{aligned}$$

$$(III.23)\quad \begin{aligned} & X_A - F_f\cos\lambda - N\sin\lambda = 0 \\ & Y_A + F_f\sin\lambda - N\cos\lambda = 0 \\ & -M_e + AT\cdot F_f\sin\mu + N\cdot AT\cos\mu = 0 \end{aligned}$$

cu notațiile : [illegible]=a ; [illegible]=b ; $\lambda = \pi - \left(\mu + \operatorname{arctg}\frac{y_b}{x_b} + \operatorname{arctg}\frac{s_0}{\ell} - \varphi_1\right)$

$$(III.24)\quad N = \frac{R_t\cos^2\phi}{\cos\phi\cos(\lambda+\phi) + \frac{2a+b}{b}\sin\phi\sin(\lambda+\phi)}$$

$$X_A = X_B = \frac{R_t\sin(\lambda+\phi)\cos\phi}{\cos\phi\cos(\lambda+\phi) + \frac{2a+b}{b}\sin\phi\sin(\lambda+\phi)}$$

BUPT

(III.25)
$$Y_A = Y_B = \frac{R_t \cos(\lambda+\phi)\cos\phi}{\cos\phi\cos(\lambda+\phi) + \frac{2a+b}{b}\sin\phi\sin(\lambda+\phi)}$$

Rezultanta reacţiunilor din cuplele A şi B este (III.26) :

(III.26)
$$R_A = R_B = \frac{R_t \cos\phi}{\cos\phi\cos(\lambda+\phi) + \frac{2a+b}{b}\sin\phi\sin(\lambda+\phi)}$$

iar unghiurile acesteia cu direcţia OX va fi (III.27) :

(III.27)
$$\sin\xi_A = \sin\xi_B = \frac{Y_A}{R_A} = \cos(\lambda+\phi)$$

$$\cos\xi_A = \cos\xi_B = \frac{X_A}{R_A} = \sin(\lambda+\phi)$$

Pentru un mecanism cu camă de rotaţie şi tachet cu talpă plană din figura III.7, reacţiunile din cuple vor fi reprezentate pe figură :

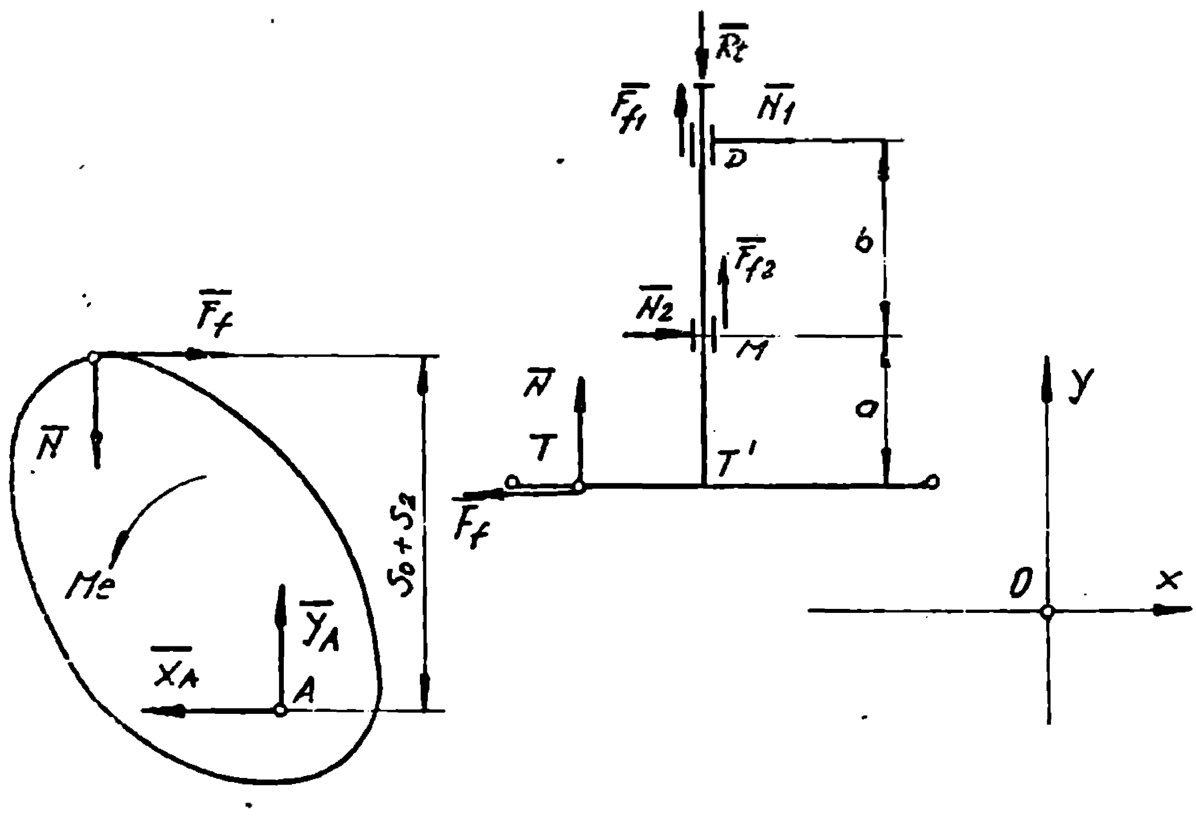


Fig. III.7

Ecuaţiile de echilibru cinetostatic sînt date de relaţiile (III.20) şi (III.20') :

$$(III.28)\quad \begin{aligned} &N_2 - N_1 - F_f = 0\\ &N + F_{f1} + F_{f2} - R_t = 0\\ &N_1 b - N\frac{ds_2}{d\varphi_1} - F_f\cdot a = 0\\ &F_{f1} = \mu_f\cdot N_1\ ;\ F_{f2} = \mu_f\cdot N_2 \end{aligned} \qquad (III.28')\quad \begin{aligned} &X_A = F_f\\ &Y_A = N\\ &F_f = \mu_f\cdot N \end{aligned}$$

unde T M=a ; M=b ; cu soluțiile (III.29) și (III.30) :

$$(III.29)\qquad N = \frac{b\cdot R_t}{\mu_f\left(\frac{b}{\mu_f} + \mu_f\cdot b + 2\mu_f\cdot a + 2\frac{ds_2}{d\varphi_1}\right)}$$

$$(III.30)\qquad \begin{aligned} X_A &= \frac{b\cdot R_t}{\left(\frac{b}{\mu_f} + \mu_f\cdot b + 2\mu_f\cdot a + 2\frac{ds_2}{d\varphi_1}\right)}\\ Y_A &= \frac{b\cdot R_t}{\mu\left(\frac{b}{\mu_f} + \mu_f\cdot b + 2\mu_f\cdot a + 2\frac{ds_2}{d\varphi_1}\right)} \end{aligned}$$

Reacțiunea R_A este dată de relația (III.31) :

$$(III.31)\qquad R_A = \frac{bR_t\sqrt{1+\mu_f}}{\mu_f\left(\frac{b}{\mu_f} + \mu_f\cdot b + 2\mu_f\cdot a + 2\frac{ds_2}{d\varphi_1}\right)}$$

iar unghiurile reacțiunii cu direcțiile de referință Ox și Oy sînt date de relațiile (III.32) :

$$(III.32)\qquad \begin{aligned} \cos\xi_A &= \frac{X_A}{R_A} = \sin\phi\\ \sin\xi_A &= \frac{Y_A}{R_A} = \cos\phi \end{aligned}$$

Pentru mecanismele cu camă de rotație și tachet oscilant cu talpă plană (fig.III.8) forțele de legătură indicate vor conduce la următoarele ecuații de echilibru cinetostatic (III.33) și (III.34) :

$$(III.33)\qquad \begin{aligned} &X_C - R_t\cos(\alpha-\gamma_0-\gamma_2) + N\sin(\gamma_0+\gamma_2) - F_f\cos(\gamma_0+\gamma_2) = 0\\ &Y_C - R_t\sin(\alpha-\gamma_0-\gamma_2) + N\cos(\gamma_0+\gamma_2) + F_f\sin(\gamma_0+\gamma_2) = 0\\ &R_t l_t\sin\alpha - N\cdot l_3\frac{\sin(\mu+\gamma_0+\gamma_2)}{\sin\mu} = 0 \end{aligned}$$

$$(III.34)\quad \begin{cases} F_f \cos(\gamma_0+\gamma_2) - X_A - N\sin(\gamma_0+\gamma_2) = 0 \\ Y_A - N\cos(\gamma_0+\gamma_2) - F_f \sin(\gamma_0+\gamma_2) = 0 \\ F_f = \mu_f \cdot N \end{cases}$$

cu soluţiile (III.35) ; (III. 36) şi (III.37) :

$$(III.35)\quad N = \frac{R_f l_f \sin\alpha \sin\mu}{l_3 \sin(\mu+\gamma_0+\gamma_2)}$$

$$(III.36)\quad \begin{cases} X_A = \dfrac{R_f l_f \sin\alpha \sin\mu \sin(\phi-\gamma_0-\gamma_2)}{l_3 \cos\phi \sin(\mu+\gamma_0+\gamma_2)} \\ Y_A = \dfrac{R_f l_f \sin\alpha \sin\mu \cos(\phi-\gamma_0-\gamma_2)}{l_3 \cos\phi \sin(\mu+\gamma_0+\gamma_2)} \end{cases}$$

Modulele reacţiunilor şi direcţiile acestora rezultă din relaţiile (III.38) ; (III.39) ; (III.4o) :

$$(III.37)\quad \begin{cases} X_C = R_f \cos(\alpha-\gamma_0-\gamma_2) + \dfrac{R_f l_f \sin\alpha \sin\mu \sin(\phi-\gamma_0-\gamma_2)}{l_3 \cos\phi \sin(\mu+\gamma_0+\gamma_2)} \\ Y_C = R_f \sin(\alpha-\gamma_0-\gamma_2) - \dfrac{R_f l_f \sin\alpha \sin\mu \cos(\phi-\gamma_0-\gamma_2)}{l_3 \cos\phi \sin(\mu+\gamma_0+\gamma_2)} \end{cases}$$

$$(III.38)\quad \begin{cases} R_A = \dfrac{R_f l_f \sin\alpha \sin\mu}{l_3 \cos\phi \sin(\mu+\gamma_0+\gamma_2)} \\ R_C = \sqrt{R_f^2 + \dfrac{R_f^2 l_f^2 \sin^2\alpha \sin^2\mu}{l_3^2 \cos^2\phi \sin^2(\mu+\gamma_0+\gamma_2)} + \dfrac{2R_f^2 l_f \sin\alpha \sin\mu \sin(\phi-\alpha)}{l_3 \cos\phi \sin(\mu+\gamma_0+\gamma_2)}} \end{cases}$$

$$\cos \xi_A = \frac{X_A}{R_A} = \sin(\phi - \varphi_0 - \varphi_2) \qquad \text{(III.39)}$$
$$\sin \xi_A = Y_A/R_A = \cos(\phi - \varphi_0 - \varphi_2)$$

$$\cos \xi_C = X_C/R_C \qquad \text{(III.40)}$$
$$\sin \xi_C = Y_C/R_C$$

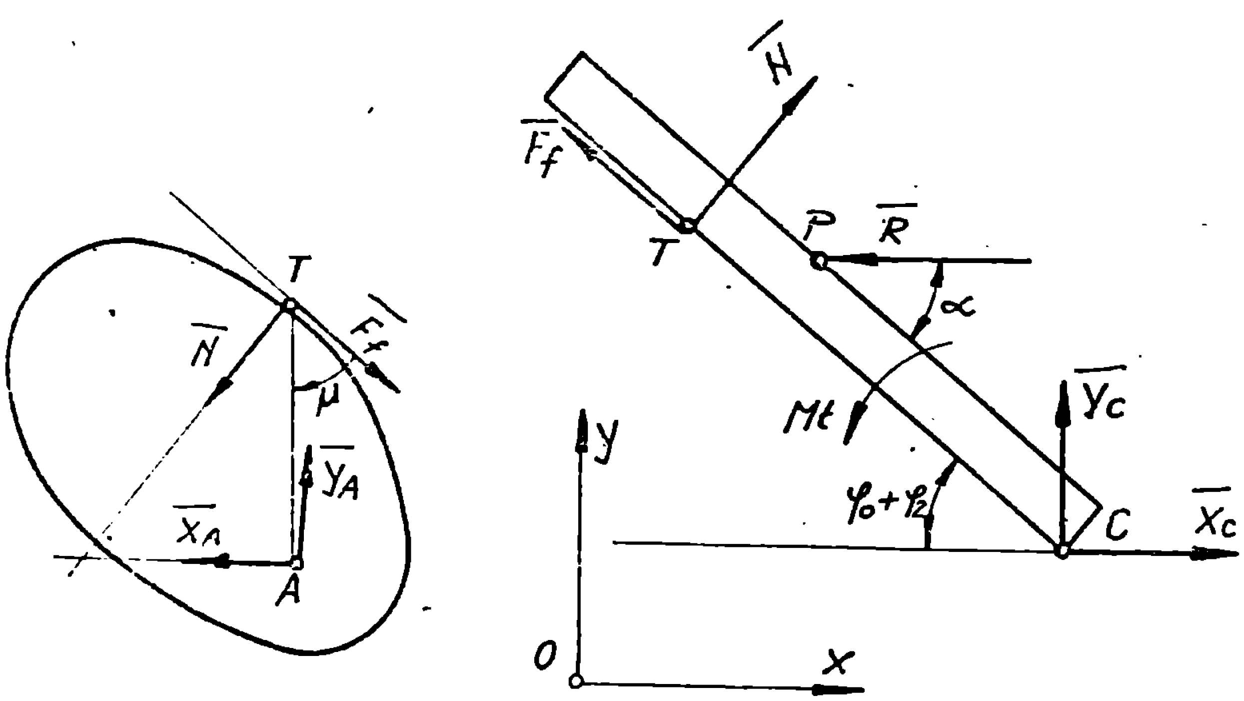


Fig. III. 8

Calculul forțelor de legătură în cazul camelor de translație prezintă particularitatea legăturii dintre camă și batiu printr-o cuplă de translație de clasa a 5-a. Forțele de legătură vor fi desigur, reacțiunea normală și forțe de frecare de alunecare. La tachetul oscilant, respectiv de translație, principiul de calcul este același cu cel de la mecanismele studiate pînă acum.

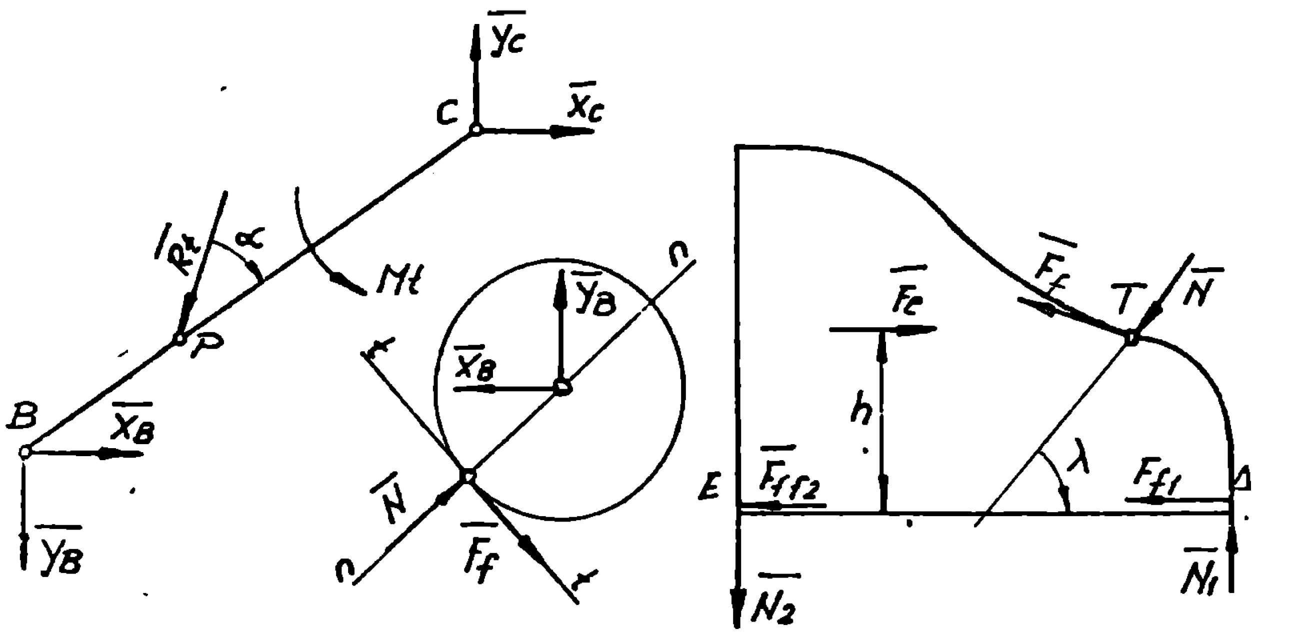


Fig. III. 9

In figura III.9 sînt reprezentate forțele de legătură în cazul unei came de translație și tachet oscilant. Eroarea de poziție a camei este dată de cuplul reacțiunilor normale ale ghidajului, ale căror puncte de aplicație se presupun la capetele camei. Eroarea pozițională a camei va fi determinată astfel, de jocul maxim admis la ghidaje, fără variații de-a lungul unui ciclu, valoare ce poate fi determinată pe baza datelor inițiale de proiectare.

Ecuațiile de echilibru cinetostatic pentru cele trei elemente componente ale mecanismului sînt date de (III.41) ;

(III.42) ; şi (III.43) :

$$X_C - R_1 \sin(\varphi_0 + \varphi_2 - \alpha) + X_B = 0$$

(III.41)
$$Y_C - Y_B - R_1 \cos(\varphi_0 + \varphi_2 - \alpha) = 0$$

$$M_1 + l_1 R_1 \sin\alpha + X_B l_2 \cos(\varphi_0 + \varphi_2) + Y_B l_2 \sin(\varphi_0 + \varphi_2) = 0$$

$$N \cos\lambda - X_B + F_f \sin\lambda = 0$$

(III.42)
$$Y_B + N \sin\lambda - F_f \cos\lambda = 0$$

$$F_f = \mu_f \cdot N$$

$$F_C - F_f \sin\lambda - N \cos\lambda - F_{f_1} - F_{f_2} = 0$$

(III.43)
$$F_f \cos\lambda + N_1 + N_2 - N \sin\lambda = 0$$

$$N x_6 \sin\lambda + N y_6 \cos\lambda + F_f x_6 \cos\lambda - F_f y_6 \sin\lambda = 0$$

$$F_{f_1} = \mu_f N_1 \quad ; \quad F_{f_2} = \mu_f N_2$$

unde cu λ s-a notat unghiul $\lambda = \frac{\pi}{2} + \mu - \operatorname{arctg}\frac{y_6}{x_6}$

Soluţiile sînt asemănătoare cu cele ale mecanismului cu camă de rotaţie şi tachet oscilant (III.44) ; (III.45) ; (III.46) ; (III.47) ; (III.48) ; (III.49) :

(III.44)
$$N = \frac{-(M_1 + l_1 R_1 \sin\alpha)\cos\phi}{l_2 \cos(\phi - \lambda - \varphi_0 - \varphi_2)}$$

$$X_B = \frac{-(M_1 + l_1 R_1 \sin\alpha)\cos(\phi - \lambda)}{l_2 \cos(\phi - \lambda - \varphi_0 - \varphi_2)}$$

(III.45)
$$Y_B = \frac{-(M_1 + l_1 R_1 \sin\alpha)\sin(\phi - \lambda)}{l_2 \cos(\phi - \lambda - \varphi_0 - \varphi_2)}$$

$$R_B = \frac{M_1 + l_1 R_1 \sin\alpha}{l_2 \cos(\phi - \lambda - \varphi_0 - \varphi_2)}$$

(III.46)
$$\sin \xi_B = Y_B / R_B = -\sin(\phi - \lambda)$$

$$\cos \xi_B = X_B / R_B = -\cos(\phi - \lambda)$$

$$(\text{III.47})\qquad X_C = R_1\sin(\psi_0+\psi_2-\alpha) + \frac{(H_1+L_1R_1\sin\alpha)\cos(\phi-\lambda)}{l_2\cos(\phi-\lambda-\psi_0-\psi_2)}$$

$$Y_C = R_1\cos(\psi_0+\psi_2-\alpha) - \frac{(H_1+L_1R_1\sin\alpha)\sin(\phi-\lambda)}{l_2\cos(\phi-\lambda-\psi_0-\psi_2)}$$

$$(\text{III.48})\qquad R_C = \sqrt{R_1^2 + \frac{(H_1+L_1R_1\sin\alpha)^2}{l^2\cos^2(\phi-\lambda-\psi_0-\psi_2)} + \frac{2R_1(H_1+L_1R_1\sin\alpha)\sin(\lambda+\psi_0+\psi_2-\phi-\alpha)}{l_2\cos(\phi-\lambda-\psi_0-\psi_2)}}$$

$$(\text{III.49})\qquad \sin\xi_C = Y_C/R_C\ ; \qquad \cos\xi_C = X_C/R_C$$

Aceste relații, ca și în cazurile precedente, determină direcțiile reacțiunilor din punctele B și C ale mecanismului.

In cazul mecanismului cu camă de translație și tachet tot de translație, relațiile ce dau direcțiile reacțiunilor din cuplele de rotație sînt asemănătoare cu cele precedente.

Demn de semnalat este faptul că valabilitatea acestor relații este numai dacă regimul de lucru a mecanismului nu e intens și deci se pot neglija efectele forțelor de inerție. Concluziile generale, sub aspect calitativ pot fi, desigur utilizate la stabilirea unei ierarhizări a preciziei diferitelor mecanisme cu came plane chiar în cazul funcționării în regim dinamic intens. In astfel de situații se recomandă studiul tehnocinematic al mecanismului cu camă respectiv prin metoda expusă în capitolul II. al prezentei lucrări.

III.3. Vectorul abatere al unui element plan

Considerăm un corp material plan (C), a cărui mișcare se desfășoară în planul său (fig.III.12). Vom raporta mișcarea plană a acestuia la un sistem de referință plan xOy.

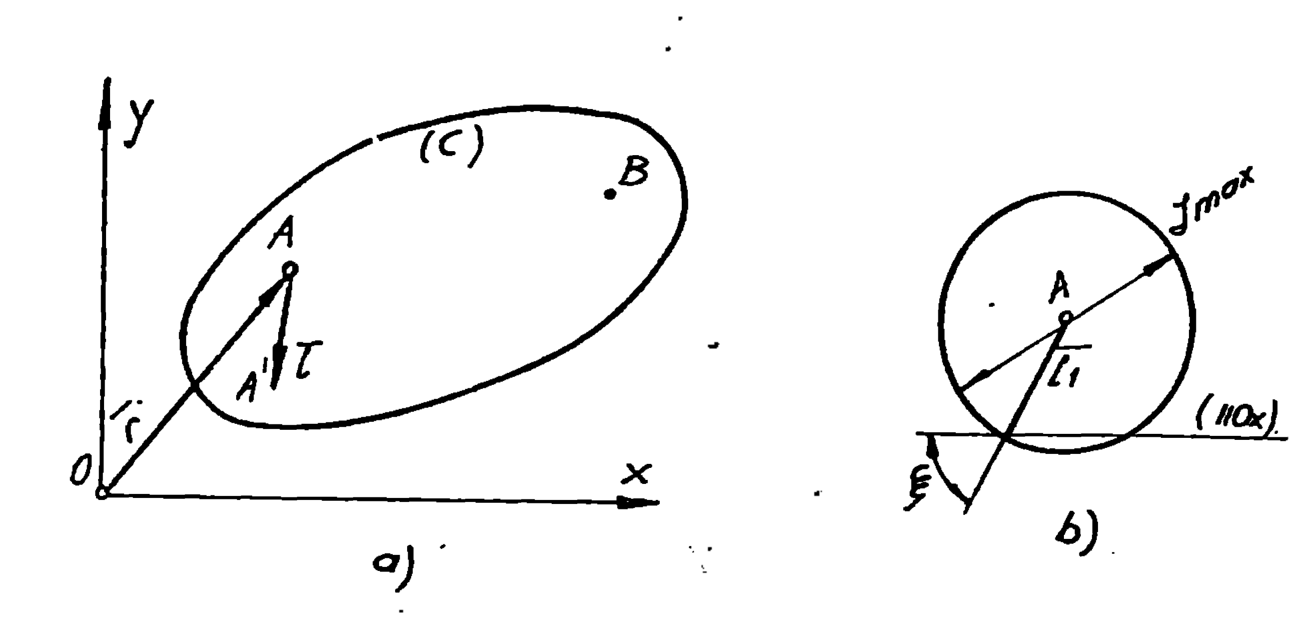


Fig. III-10

Desigur, poziția corpului la un moment dat este dată de două puncte A și B ale lui, parametri de poziție fiind dați de cei doi vectori de poziție ale lor $\overline{r}_A$ și $\overline{r}_B$, cu relația $|\overline{AB}| = |\overline{r}_B - \overline{r}_A| =$ const., ceea ce provine din ipoteza solidului rigid și care justifică cele trei grade de libertate ale rigidului.

Dacă rigidul este solicitat de un sistem de forțe exterioare, coplanar cu xOy, mișcarea reală a acestuia este o mișcare plan paralelă, cauzată de torsorul sistemului de forțe dat și anume: o translație de-a lungul axei centrale și o rotație în jurul unei axe perpendiculare pe planul xOy datorită momentului rezultant.

Se cunoaște faptul că un sistem de forțe coplanar se poate reduce întotdeauna la o rezultantă unică, dacă reducerea se face pe un punct al axei centrale. Rezultă că echivalentul mecanic al sistemului de forțe dat este o rezultantă unică, iar efectul său mecanic poate fi evaluat printr-o translație colineară cu axa centrală a sistemului de forțe.

Dacă în A corpul are o legătură mecanică de tipul articulației plane, presupunînd existența unui joc de mărime J_{max} modulul lui $\bar{e}$ va fi limitat de acesta. Astfel :

$$(\text{III}.50) \qquad \bar{e} = e_x\bar{\imath} + e_y\bar{\jmath}; \qquad |\bar{e}| = \sqrt{e_x^2 + e_y^2} = \frac{J_{max}}{2} = J$$

Cu notațiile din figura III.10. vectorul $\bar{e}$ al translației corpului (C) se poate scrie (III.51) :

$$(\text{III}.51) \qquad \bar{e} = J\cos\xi\,\bar{\imath} + J\sin\xi\,\bar{\jmath} = \{J;J\} \left\| \begin{matrix} \cos\xi & 0 \\ 0 & \sin\xi \end{matrix} \right\| \begin{Bmatrix} \bar{\imath} \\ \bar{\jmath} \end{Bmatrix}$$

Se va nota : $\{J\}^T = \{J \;\; J\}$; cu $\{J\} = \begin{Bmatrix} J \\ J \end{Bmatrix}$ și-l vom numi vectorul jocului din cuplă, iar matricea :

$$\|\xi\| = \left\| \begin{matrix} \cos\xi & 0 \\ 0 & \sin\xi \end{matrix} \right\|$$

se va numi matricea direcție a translației.

In acest fel, translația rigidului (C) cu cuplă de rotație în A va fi definită de vectorul $\bar{e}$, numit vector abatere, ale cărui componente se obțin ca produs al matricii direcție de translație cu vectorul jocului din cuplă, putînd poziționa corpul (C) după efectuarea mișcării față de același sistem de referință.

Aplicînd această metodă de studiu elementelor ce compun mecanismele cu came plane, se va putea evalua poziția acestora în urma deplasării lor datorită jocurilor din cuple, cu ajutorul matricii direcție și a vectorului joc din cuplă. Pentru dimensiunile liniare, abaterile vor fi cumulate cu jocurile din cuple deoarece aceste abateri sînt întotdeauna coliniare cu elementul. De asemenea, translația permite aplicarea principiului suprapunerii efectelor, materializat în cazul mecanismelor cu came prin cumularea deplasării camei cu a rolei, sau a tachetului, în funcție de elementele care participă la realizarea cuplei superioare.

III.4. Mecanism cu camă de rotaţie tachet oscilant

Conform celor prezentate în capitolul precedent, III.3., studiul mişcării în condiţii reale ale unui mecanism cu camă se poate face considerînd legăturile mecanice ale corpurilor ca fiind surse de deplasări, tocmai datorită imprecisiunilor de fabricaţie. Astfel, cama articulată în A, datorită jocului existent şi în corelaţie cu posibilitatea introducerii elementului fictiv, va avea o deplasare pe care o vom admite ca translaţie de vector $\bar{e}_1$ (fig. III.11). Rola fiind

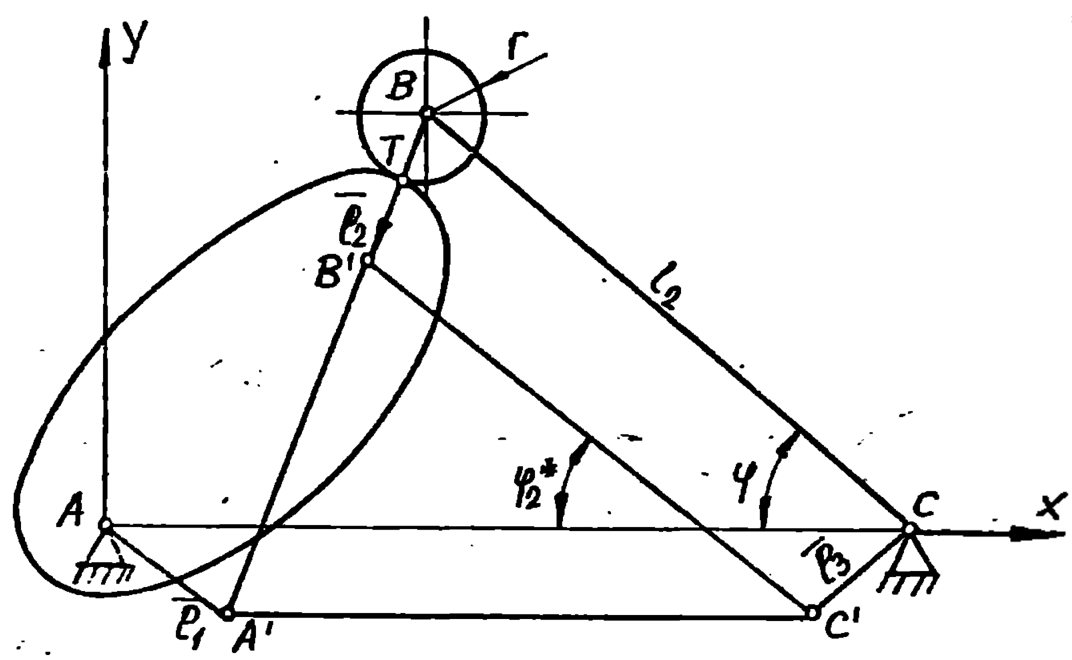


Fig. III.11

în contact forţat cu cama, formînd cupla superioară, avînd ea însăşi o articulaţie plană va avea o deplasare de translaţie ce rezultă din aplicarea principiului suprapunerii efectelor. Datorită articulaţiei plane din B, va avea o translaţie de vector $\bar{e}_2$ şi deoarece urmăreşte profilul camei prin contact permanent, o translaţie de vector $\bar{e}_1$, ce descrie translaţia camei. În sfîrşit, tachetul, articulat la bază în C va avea o translaţie de vector $\bar{e}_3$ care caracterizează jocul din această cuplă.

Mecanismul nominal are articulaţiile plane perfecte, în punctele A, B şi C, formînd vîrfurile unui triunghi, iar mecanismul real va avea articulaţiile în punctele A', B', C', rezultat din evaluarea translaţiilor respective.

In baza celor prezentate în paragraful anterior, cei trei vectori $\bar{e}_1$, $\bar{e}_2$, $\bar{e}_3$ sînt daţi de relaţia (III.52) :

$$(III.52)\qquad \bar{e}_1=\{J_A\}^T\|\xi_A\|\left\{\begin{matrix}\bar{\tau}\\ \bar{J}\end{matrix}\right\};\quad \bar{e}_2=\{J_B\}^T\|\xi_B\|\left\{\begin{matrix}\bar{\tau}\\ \bar{J}\end{matrix}\right\};\quad \bar{e}_3=\{J_C\}^T\|\xi_C\|\left\{\begin{matrix}\bar{\tau}\\ \bar{J}\end{matrix}\right\}$$

unde s-a notat cu $\{J_A\}$, $\{J_B\}$, $\{J_C\}$, vectorii jocurilor din cuplele A, B, C, iar $\|\xi_A\|$, $\|\xi_B\|$, $\|\xi_C\|$ reprezintă matricile direcţiilor de deplasare.

Desigur, ceea ce interesează la aceste tipuri de mecanisme este noua poziţie a tachetului, B'C', în condiţiile mecanismului real. Deoarece capetele au deplasări diferite, date de vectorii $\bar{e}_1 + \bar{e}_2$ pentru punctul B şi $\bar{e}_3$ pentru punctul C, BC' nu va fi paralel cu BC. Deoarece deplasarea unui punct oarecare de pe tachet poate fi compensată printr-un reglaj iniţial, deosebit de important de determinat este abaterea poziţională dată de unghiul φ_2^* format cu o direcţie de referinţă, în cazul aceasta Ox. Din figura III.11 rezultă (III.53) :

$$(III.53)\qquad \cos\varphi_2^* = \frac{\overline{AC}\cdot\overline{B'C'}}{|\overline{AC}|\,|\overline{B'C'}|}$$

unde vectorii din relaţie sînt:

$$\overline{AC} = l_3\bar{\tau};\qquad \overline{B'C'} = \bar{r}_C' - \bar{r}_B' = \overline{AC'} - \overline{AB'}$$
$$\overline{AC'} = \overline{AC} + \bar{e}_3;\qquad \overline{AB'} = \overline{AB} + \bar{e}_1 + \bar{e}_2$$

înlocuind se obţine (III.54) :

$$(III.54)\qquad \begin{aligned}&\overline{B'C'} = \overline{AC} + \bar{e}_3 - \overline{AB} - \bar{e}_1 - \bar{e}_2; \qquad \overline{AC} - \overline{AB} = \overline{BC}\\ &\overline{B'C'} = \overline{BC} + \bar{e}_3 - \bar{e}_1 - \bar{e}_2\end{aligned}$$

Vectorul $\overline{BC}$ se poate scrie în funcţie de datele cunoscute ale mecanismului ideal. Rezultă (III.55) :

$$(III.55)\qquad \overline{BC} = l_2\cos\varphi_2\,\bar{\tau} - l_2\sin\varphi_2\,\bar{J}$$

Inlocuind (III.55) şi (III.52) în (III.54) se obţine (III.56) :

$$\overline{B'C'} = (l_2\cos\gamma_2 + J_C\cos\xi_C - J_A\cos\xi_A - J_B\cos\xi_B)\tau +$$

$$(III.56) \qquad + (J_C\sin\xi_C - l_2\sin\gamma_2 - J_A\sin\xi_A - J_B\sin\xi_B)\tau .$$

Valorile unghiurilor ξ_A, ξ_B, ξ_C sînt date de relaţiile (III.14), şi (III.15). Inlocuind în (III.53) pe (III.56) se obţine :

$$\cos\gamma_2^* = \frac{l_2 l_3\cos\gamma_2 + l_3 J_C\cos\xi_C - l_3 J_A\cos\xi_A - l_3 J_B\cos\xi_B}{l_3|\overline{B'C'}|}$$

$$(III.57) \qquad |\overline{B'C'}| = \Big\{ l_2^2 + J_C^2 + J_A^2 + J_B^2 + 2l_2\big[J_C\cos(\gamma_2+\xi_C) - J_A\cos(\gamma_2+\xi_A) -$$

$$- J_B\cos(\gamma_2+\xi_B) + 2J_AJ_B\cos(\xi_A-\xi_B) - 2J_CJ_A\cos(\xi_C-\xi_A) -$$

$$- 2J_CJ_B\cos(\xi_C-\xi_B)\big]\Big\}^{\frac{1}{2}} .$$

In relaţia (III.57) modulul lui $\overline{B'C'}$ poate fi calculat aproximativ, dacă se consideră jocurile ca fiind de valori foarte mici în comparaţie cu lungimile elementelor, produsele cîte două ale jocurilor, precum şi pătratele lor vor putea fi neglijate. Modulul lui $\overline{B'C'}$ va fi dat de relaţia (III.58) :

$$(III.58) \qquad |\overline{B'C'}| = \sqrt{l_2^2 + 2l_2\big[J_C\cos(\gamma_2+\xi_C) - J_A\cos(\gamma_2+\xi_A) - J_B\cos(\gamma_2+\xi_B)\big]}$$

Inlocuind relaţia (III.58) în (III.53), rezultă (III.59) :

$$(III.59) \qquad \gamma_2^* = \arccos\frac{l_2 l_3\cos\gamma_2 + l_3 J_C\cos\xi_C - l_3 J_A\cos\xi_A - l_3 J_B\cos\xi_B}{l_3\sqrt{l_2^2 + 2l_2\big[J_C\cos(\gamma_2+\xi_C) - J_A\cos(\gamma_2+\xi_A) - J_B\cos(\gamma_2+\xi_B)\big]}}$$

Se precizează că abaterile tehnologice ce provin de la dimensiunile liniare, pot fi incluse în jocurile din cuple, motiv pentru care ele pot să nu apară ca elemente de calcul şi care să influenţeze în mod direct funcţionarea mecanismului. Aceasta nu înseamnă neglijarea lor ca surse de erori funcționale ale mecanismului.

In cazul mecanismelor cu tachet cu vîrf, funcționarea este mai aproape de mecanismul ideal, deoarece $\bar{e}_2=0$, deci relația (III.54) devine:

$$|\overline{B'C'}| = \overline{BC} + \bar{e}_3 - \bar{e}_1$$

iar relația (III.56) devine (III.60) :

$$(III.60) \quad \overline{B'C'} = (l_2 \cos\gamma_2 + J_C \cos\xi_C - J_A \cos\xi_A)\bar{\tau} + (J_C \sin\xi_C - l_2 \sin\gamma_2 - J_A \sin\xi_A)\bar{J}$$

modulul lui $\overline{B'C'}$, neglijînd produsele și pătratele cantităților foarte mici, rezultă (III.61) :

$$(III.61) \quad |\overline{B'C'}| = \sqrt{l_2^2 + 2l_2[J_C \cos(\gamma_2+\xi_C) - J_A \cos(\gamma_2+\xi_A)]}$$

Unghiul real γ_2^* se va calcula cu relația (III.62)

$$(III.62) \quad \gamma_2^* = \arccos \frac{l_2 l_3 \cos\gamma_2 + l_3 J_C \cos\xi_C - l_3 J_A \cos\xi_A}{l_3\sqrt{l_2^2 + 2l_2[J_C \cos(\gamma_2+\xi_C) - J_A \cos(\gamma_2+\xi_A)]}}$$

Ca în toate cazurile, este evident că rola este o sursă importantă de erori, care prin compararea relațiilor (III.59) și (III.62) este pusă în evidență și în cazul mecanismelor cu came de rotație și tachet oscilant.

III.5. Mecanism cu camă de rotație tachet de translație

In cazul unui mecanism cu camă de rotație și tachet de translație, mișcarea mecanismului ideal (fig.III.12) poate fi descrisă cu vectorul de poziție $\bar{r}_B$ al punctului B. In mecanismul real, cama și rola vor avea cîte o translație date de vectorii $\bar{e}_1$ și $\bar{e}_2$, ale căror expresii sînt date de relațiile (III.63) :

$$(III.63) \quad \bar{e}_1 = \{J_A\}^T \|\xi_A\| \begin{Bmatrix}\bar{\tau}\\ \bar{J}\end{Bmatrix} ; \qquad \bar{e}_2 = \{J_B\}^T \|\xi_B\| \begin{Bmatrix}\bar{\tau}\\ \bar{J}\end{Bmatrix}$$

unde jocurile din cuplele A și B se presupun cunoscute, iar matricile de direcții de translații au elementele date de relațiile (III.27).

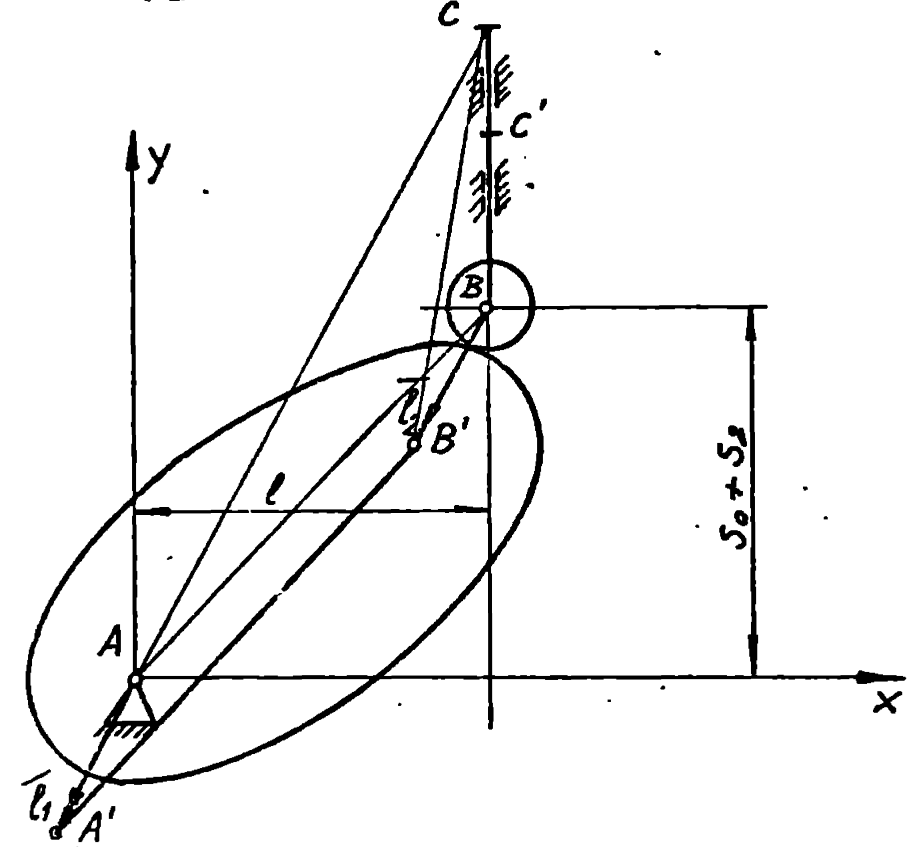


Fig. III.12

Vectorul de poziție $\bar{r}_B$ al mecanismului ideal este exprimat în sistemul de referință ales cu relația (III.64) :

$$\bar{r}_B = \bar{AB} = l\bar{i} + (s_0 + s_2)\bar{j} \tag{III.64}$$

Punctul B, ca urmare a celor două translații se va găsi în B', dat de vectorul de poziție $\bar{AB}'$ în același sistem de referință (III.65) :

$$\bar{AB}' = \bar{AB} + \bar{e}_1 + \bar{e}_2 \tag{III.65}$$

Inlocuind relațiile (III.63) și (III.64) în (III.65), rezultă relația (III.66) :

$$\bar{AB}' = (l + J_A\cos\xi_A + J_B\cos\xi_B)\bar{i} + (s_0 + s_2 + J_A\sin\xi_A + J_B\sin\xi_B)\bar{j} \tag{III.66}$$

După cum rezultă și din figura III.12, în cazul unei ghidări axiale pentru tachet, eroarea absolută de deplasare pe direcția tachetului coincide cu componenta după axa Oy a diferenței vectorilor $\bar{AB}'$ și $\bar{AB}$, rezultă :

$$\bar{AB'}-\bar{AB}=\bar{e}_1+\bar{e}_2=(J_A\cos\xi_A+J_B\cos\xi_B)\bar{\iota}+(J_A\sin\xi_A+J_B\sin\xi_B)\bar{J}$$

(III.67) $$\Delta S_2=J_A\sin\xi_A+J_B\sin\xi_B$$

Comparativ cu cazul precedent se observă că sursele de erori fiind mai reduse, calculul acestora este mai ușoară și tipul acesta de mecanism asigură o precizie mai bună, în condiții de execuție identice.

Dacă mecanismul cu camă are tachet cu vîrf, rola ca sursă de erori este exclusă, precizia de funcționare se îmbunătățește, după cum se poate observa și din relațiile de calcul următoare. Punem $\bar{e}_2=0$, rezultă (III.68) :

(III.68) $$\bar{AB'}=(l+J_A\cos\xi_A)\bar{\iota}+(S_0+S_2+J_A\sin\xi_A)\bar{J}$$

(III.69) $$\Delta S_2=J_A\sin\xi_A$$

III.6. Mecanism cu camă de rotație tachet de translație cu talpă plană

Aceste tipuri de mecanisme asigură o precizie mult mai bună, deoarece sînt formate doar din două elemente, din care unul, tachetul, execută o mișcare de translație. (fig. III.13). Printr-un reglaj inițial corespunzător se poate obține o poziție inițială (începutul ridicării) foarte aproape de cea ideală. Cu toate acestea, în timpul funcționării mecanismului vor exista erori funcționale, pe care le vom determina. Calculul acestor erori se poate face prin aceleași metode vectoriale. Astfel, cu rotațiile din figura III. 13, cama, în articulația plană din A va avea o deplasare de translație dată de vectorul $\bar{e}_1$ exprimat prin relația (III.70) :

(III.70) $$\bar{e}_1=\{J_A\}^T\|\xi_A\|\begin{Bmatrix}\bar{\iota}\\ \bar{J}\end{Bmatrix}$$

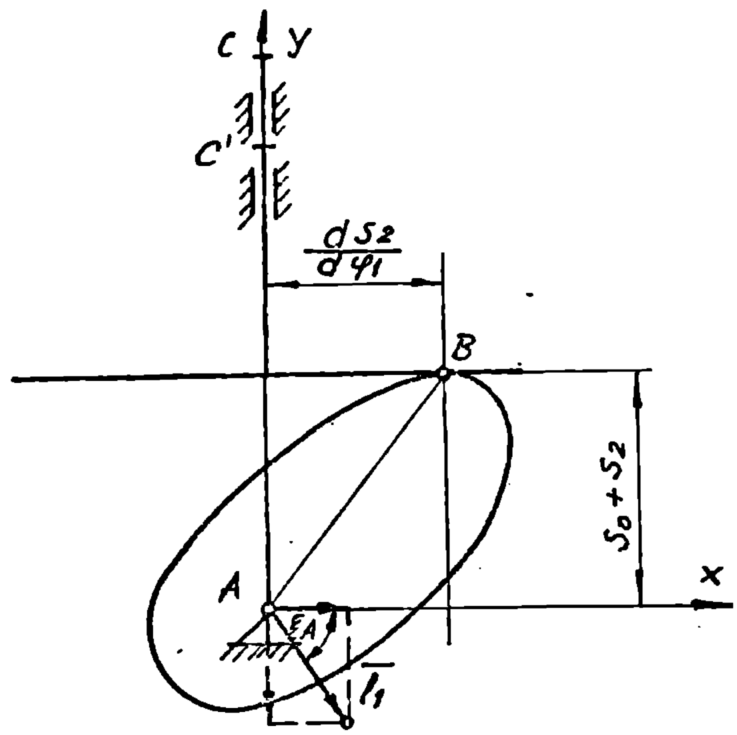


Fig. III.13

Din cauza deplasării camei punctul de contact dintre camă și tachet se va modifica din B în B'. Vectorul $\bar{AB}'$ care dă poziția nouă a contactului este (III.71) :

$$(III.71) \quad \bar{AB}' = \bar{AB} + \bar{e}_1 \; ; \qquad \bar{AB} = \frac{ds_2}{d\varphi_1}\tau + (s_0 + s_2)J$$

Rezultă după înlocuiri (III.72) :

$$(III.72) \quad \bar{AB}' = \left(\frac{ds_2}{d\varphi_1} + J_A \cos\xi_A\right)\tau + (s_0 + s_2 J_A \sin\xi_A)J$$

Vectorul joc din cuplă este prescris din proiectare, la sinteza mecanismului, iar matricea direcție de translație este dată de relațiile (III.32).

Eroarea pozițională Δs_2, se poate calcula prin diferența celor două poziții, cu precizarea că dacă ghidajul tachetului este suficient de strîns, componenta orizontală poate fi neglijată. Se obține astfel (III.73) :

$$(III.73) \quad \Delta s_2 = J_A \sin\xi_A$$

Relația (III.73) a abaterii poziționale a mecanismului justifică calitățile acestui tip de tachet, desigur numai aspectul preciziei ce o asigură.

III.7. Mecanism cu camă de rotație tachet oscilant cu talpă plană

Un mecanism cu camă de tipul prezentat în figura III.14, avînd două elemente, legate la bază prin două articulații plane, va avea două deplasări de vectori $\bar{e}_1$ și $\bar{e}_3$, avînd expresiile date de relația (III.74):

$$\text{(III.74)} \qquad \bar{e}_1 = \{J_A\}^T \|\xi_A\| \left\{ \begin{matrix} \tau \\ J \end{matrix} \right\} \quad ; \qquad \bar{e}_2 = \{J_C\}^T \|\xi_C\| \left\{ \begin{matrix} \tau \\ J \end{matrix} \right\}$$

unde $\|\xi_A\|$ și $\|\xi_C\|$ sînt matrici ale căror elemente sînt date de relațiile (III.39) și (III.40), iar mărimile vectorilor jocuri sînt prescrise la proiectare. Din cauza celor două translații efectuate de camă și tachet, punctul B de contact se va muta în B', iar unghiul tachetului cu direcția de referință va fi φ_2^*. De asemenea, punctul C va avea o poziție nouă, notată cu C', ca urmare a deplasării tachetului cu $\bar{e}_3$. Unghiul real φ_2^* se poate calcula cu relația (III.75):

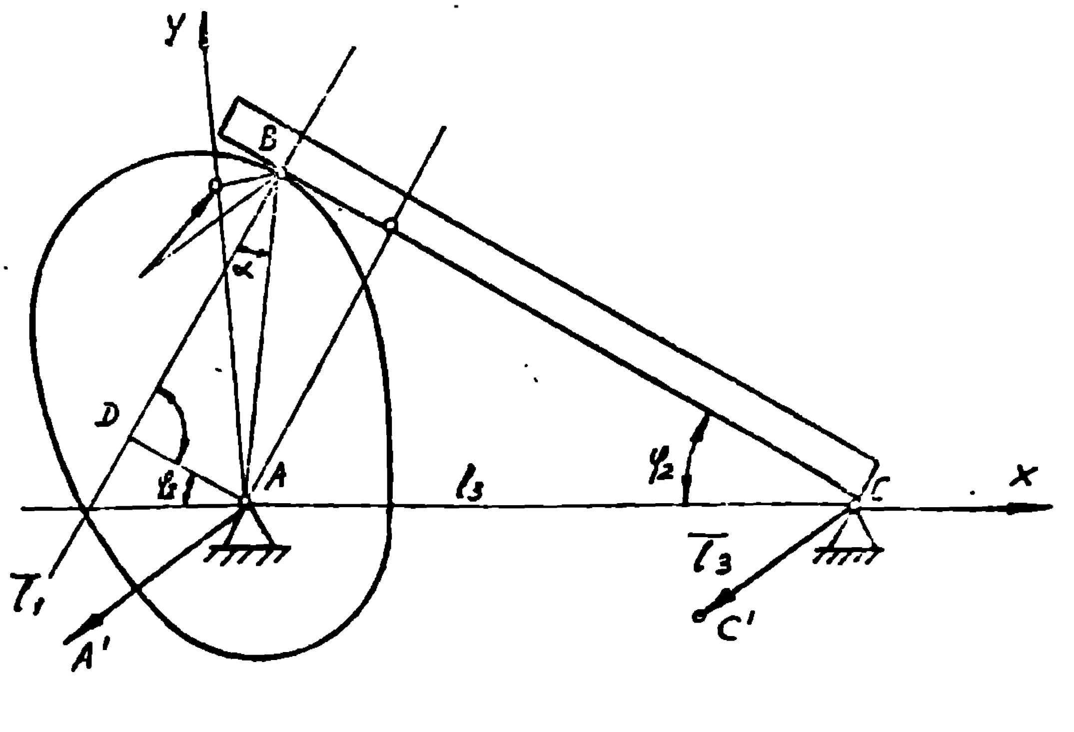


Fig. III. 14

$$(III.75)\qquad \cos\gamma_2^{*}=\frac{\bar{AC}\cdot\bar{B'C'}}{|\bar{AC}|\cdot|\bar{B'C'}|}$$

$$(III.76)\qquad \bar{AC}=l_3\bar{i}\,;\qquad \bar{B'C'}=\bar{BC}+\bar{e}_3-\bar{e}_1$$

Vectorul $\bar{BC}$ se calculează, conform figurii III.14, cu relaţia (III.78)

$$(III.77)\qquad BC=\frac{l_3\cos\gamma_2}{1-\frac{d\gamma_2}{d\varphi_1}}$$

$$|\bar{BC}|=l_3\cos\gamma_2+Ab\,;\qquad AB=\frac{d\varphi}{dt}\sin\alpha=BC\frac{d\gamma_2}{dt}$$

$$AB\sin\alpha=Ab\,;\quad Ab=BC\frac{d\gamma_2}{d\varphi_1}\,;\quad BC=l_3\cos\gamma_2+BC\frac{d\gamma_2}{d\varphi_1}$$

$$(III.78)\qquad \bar{BC}=\frac{l_3\cos\gamma_2}{1-\frac{d\gamma_2}{d\varphi_1}}\bar{i}-\frac{l_3\sin2\gamma_2}{2\left(1-\frac{d\gamma_2}{d\varphi_1}\right)}\bar{j}$$

Înlocuind relaţiile (III.78) şi (III.74) în (III.76) se obţine relaţia (III.79) :

$$(III.79)\qquad \bar{B'C'}=\left(\frac{l_3\cos^2\gamma_2}{1-\frac{d\gamma_2}{d\varphi_1}}+J_C\cos\xi_C-J_A\cos\xi_A\right)\bar{i}+\left[J_C\sin\xi_C-\frac{l_3\sin2\gamma_2}{2\left(1-\frac{d\gamma_2}{d\varphi_1}\right)}-J_A\sin\xi_A\right]\bar{j}$$

Cu relaţiile (III.79) şi (III.76) înlocuite în relaţia (III.75), rezultă (III.80) :

$$(III.80)\qquad \cos\gamma_2^{*}=\frac{\frac{l_3^2\cos^2\gamma_2}{1-\frac{d\gamma_2}{d\varphi_1}}+l_3J_C\cos\xi_C-l_3J_A\cos\xi_A}{l_3\sqrt{\frac{l_3^2\cos^4\gamma_2}{\left(1-\frac{d\gamma_2}{d\varphi_1}\right)^2}+\frac{2l_3\cos^2\gamma_2}{1-\frac{d\gamma_2}{d\varphi_1}}\left[J_C\cos(\gamma_2+\xi_C)-J_A\cos(\gamma_2-\xi_A)\right]}}$$

În expresia modulului vectorului $\bar{BC}$ s-au neglijat produsele de [illegible] şi pătratele acestora ca având ordin de mărime foarte mic. Aplicând în relaţia (III.80) funcţia trigonometrică inversă se poate obține prin diferență valoarea absolută a abaterii poziționale.

III.8. Mecanism cu camă de translație tachet oscilant

Abaterile poziționale ale acestui tip de mecanism cu camă se calculează prin procedee similare cu cele de mai sus, cînd tachetul era oscilant. Mecanismul are două legături de tipul articulației plane, deci vor exista două translații de vectori $\bar{e}_2$ și $\bar{e}_3$, conform figurii III.15, avînd punctele de aplicații în B și în C. Cei doi vectori de poziție au expresiile date de relațiile (III.81) :

$$(III.81)\qquad \bar{e}_2 = \{J_B\}^T \|\xi_B\| \begin{Bmatrix}\bar{i}\\ \bar{j}\end{Bmatrix} ; \qquad \bar{e}_3 = \{J_C\}^T \|\xi_C\| \begin{Bmatrix}\bar{i}\\ \bar{j}\end{Bmatrix}$$

In relațiile (III.81) matricile de direcție au elementele date de relațiile (III.46) și (III.49), iar valorile vectorilor jocuri sînt prevăzute la proiectare.

Notînd unghiul real al tachetului cu direcția de referință cu φ_2^*, acesta se poate calcula astfel:(III.82):

$$(III.82)\qquad \cos\varphi_2^* = \frac{\overline{B'C'}\cdot\bar{j}}{|\overline{B'C'}|}$$

unde vectorul $\overline{B'C'}$ se poate scrie cu(III.83):

$$(III.83)\qquad \overline{B'C'} = \overline{BC} + \bar{e}_2 - \bar{e}_3 ; \qquad \overline{BC} = -l_2\sin\varphi_2\,\bar{i} + l_2\cos\varphi_2\,\bar{j}$$

Rezultă astfel: (III.84) :

$$(III.84)\qquad \overline{B'C'} = (-l_2\sin\varphi_2 + J_B\cos\xi_B - J_C\cos\xi_C)\bar{i} + (l_2\cos\varphi_2 + J_B\sin\xi_B - J_C\sin\xi_C)\bar{j}$$

Inlocuind relația (III.84) în relația (III.82), se obține (III.85) :

$$(III.85)\qquad \cos\varphi_2^* = \frac{l_2\cos\varphi_2 + J_B\sin\xi_B - J_C\sin\xi_C}{\sqrt{l_2^2 - 2J_B l_2\sin(\varphi_2 - \xi_B) + 2J_C l_2\sin(\varphi_2 - \xi_C)}}$$

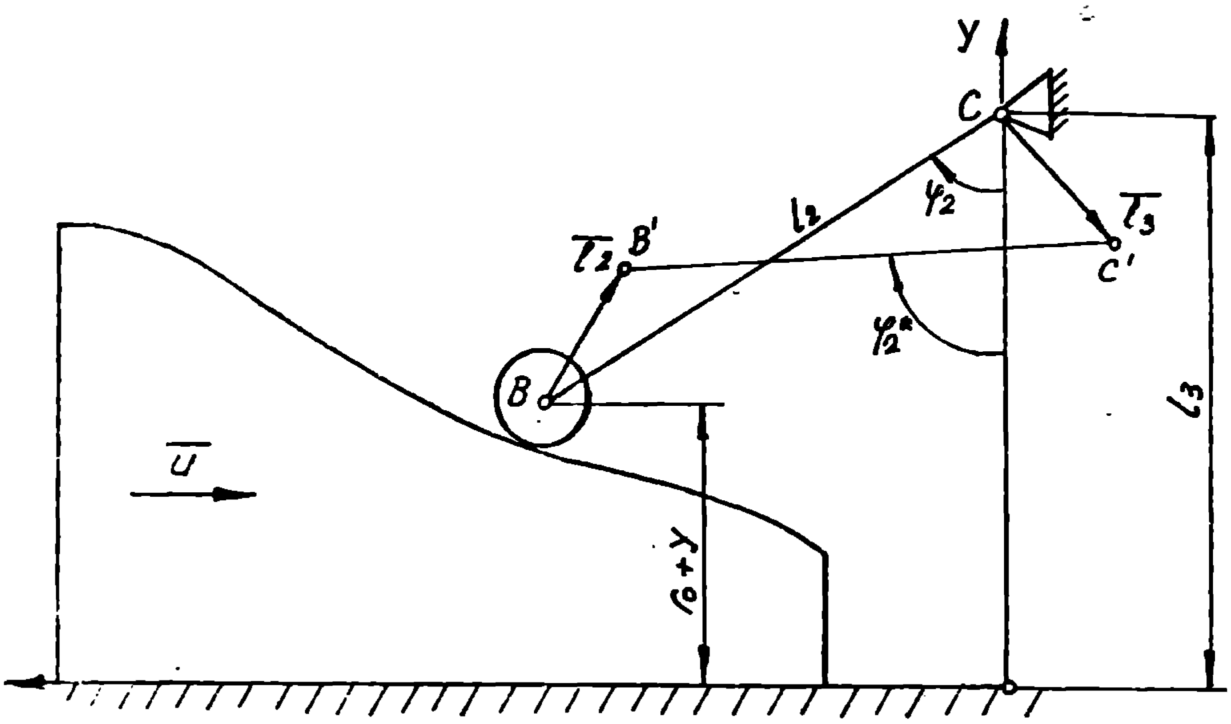


Fig. III. 15

In relaţia de mai sus modulul lui $\overline{B'C'}$ s-a calculat neglijînd puterile a doua şi produsele cîte două a jocurilor, ca avînd valori foarte mici în comparaţie cu dimensiunile elementelor.

Eroarea absolută de poziţie a tachetului se poate determina prin diferenţa valorilor teoretice şi reale.

Se precizează că jocurile dintre camă şi ghidajul acesteia pot fi incluse în jocurile din rolă, ca de altfel şi abaterile dimensiunilor liniare, despre care s-a vorbit la începutul capitolului.

Este evident că dacă tachetul este cu vîrf, deplasarea rolei $\overline{e}_2 = 0$ şi deci abaterile poziţionale se reduc, conform relaţiei (III.86)

$$(III.86) \qquad \cos\varphi_2^* = \frac{l_2\cos\varphi_2 - j_c\sin\xi_c}{\sqrt{l_2^2+2j_c l_c\sin(\varphi_2-\xi_c)}}$$

III.9. Mecanism cu camă de translație tachet de translație

Asemănător cu cazul precedent al camei de translație și preluînd concluziile tachetului de translație din paragraful III.6., sursele de erori în acest caz sînt mai puține, singura abatere ce se ia în considerare provine din translația rolei, vectorul acestuia fiind dat de relația (III.87) :

$$(III.87)\qquad \bar{e}_2 = \{J_B\}^T \|\xi_B\| \begin{Bmatrix} I \\ J \end{Bmatrix}$$

In sistemul de referință ales, conform figurii III.16., vectorul de poziție al punctului B', exprimat după efectuarea translației rolei este exprimat cu ajutorul relației(III.88):

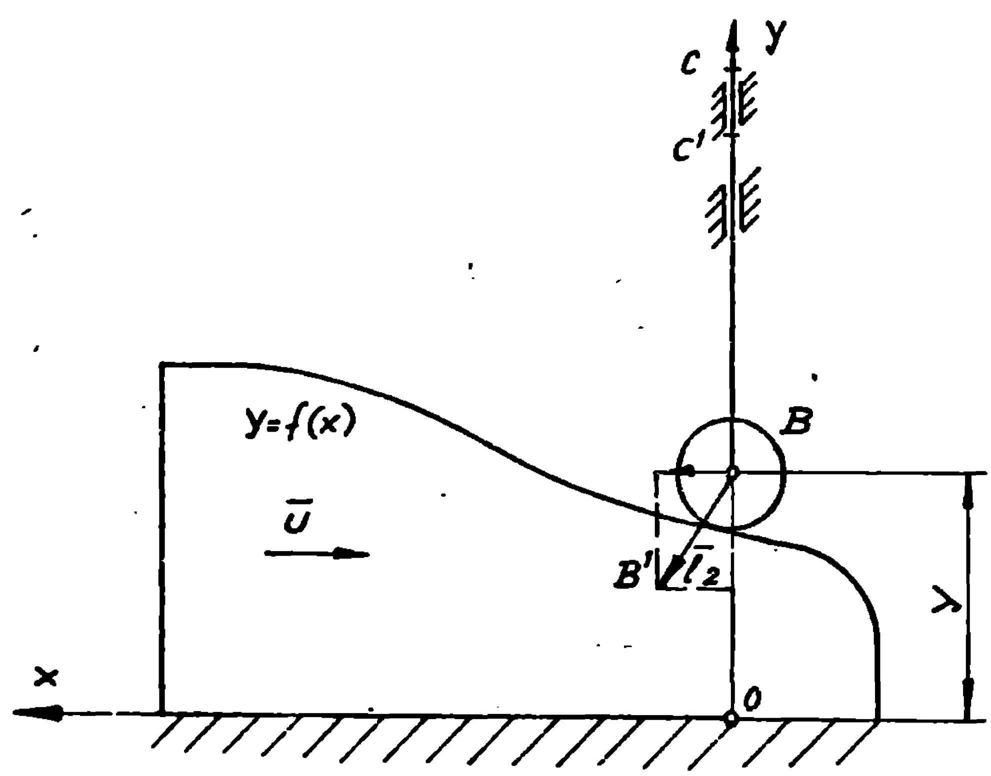


fig. III.16

$$(III.88)\qquad \overline{OB'} = \overline{OB} + \bar{e}_2 = J_B \cos\xi_B I + (S_0 + S_2 + J_B \sin\xi_B) J$$

Eroarea absolută de deplasare a tachetului în ipoteza ghidajelor strînse ale tachetului se determină cu diferența (III.89) :

$$(III.89)\qquad \Delta S_2 = S_0 + S_2 - (S_0 + S_2 + J_B \sin\xi_B) = -J_B \sin\xi_B$$

Merită de semnalat în cazul acestui tip de mecanism faptul că dacă tachetul ar fi cu vîrf s-ar putea scrie $\bar{e}_2 = 0$ şi deci s-ar obţine un mecanism cu camă identic cu cel nominal, adică fără abateri. Practic, mecanismul ar avea abateri, desigur foarte mici ce ar putea fi sub valori ce ar interesa tehnologic, care ar proveni din jocurile din lagărele tachetului şi din impreciziile profilului camei, chiar în condiţiile unui reglaj iniţial al camei la valoarea nominală de început. Abaterile acestea nu ar mai putea fi cuprinse în deplasări şi deci ele şi-ar manifesta efectele, de obicei mai mici decît celelalte, uneori chiar practic neglijabile.

III.10. Abaterile de viteze şi acceleraţii

Abaterile de poziţii calculate prin metoda expusă în paragrafele precedente oferă o imagine suficient de clară privind funcţionarea mecanismului real. Dacă valorile acestor abateri sînt în general mici, abaterile de viteze şi acceleraţii au de obicei mult mai mari, provocînd perturbaţii în funcţionarea mecanismelor, mai ales atunci cînd mărimile impuse executorului sînt funcţie de aceşti parametri cinematici.

Erorile absolute de viteze şi acceleraţii, faţă de mecanismul ideal, se obţin prin derivarea abaterilor de poziţii în funcţie de timp. Desigur, expresiile acestor derivate sînt în general complicate recomandîndu-se calculul automat.

Astfel, pentru mecanismele cu camă de rotaţie şi tachet oscilant eroarea de viteză şi acceleraţie a tachetului se obţine cu relaţia (III.90) :

$$\Delta\omega = \frac{d}{dt}(\gamma_2 - \gamma_2^*) = \frac{d(\Delta\gamma_2)}{dt} = \omega - \omega^*$$

$$(III.90) \qquad \Delta\varepsilon = \frac{d(\Delta\omega)}{dt} = \frac{d^2}{dt^2}(\gamma_2 - \gamma_2^*) = \varepsilon - \varepsilon^*$$

In cazul mecanismelor cu came de rotaţie şi tachet de translaţie eroarea de viteză şi acceleraţie a executorului se calculează cu relaţiile (III.91) .

$$\Delta v_2 = \frac{d(\Delta s_2)}{dt} = \dot{\xi}_A \, r_A \cos \xi_A + \dot{\xi}_B \, r_B \cos \xi_B$$

(III.91)

$$\Delta a_2 = \frac{d(\Delta v)}{dt} = \ddot{\xi}_A \, r_A \cos \xi_A + \ddot{\xi}_B \, r_B \cos \xi_B - \dot{\xi}_A^2 \, r_A \sin \xi_A - \dot{\xi}_B^2 \, r_B \sin \xi_B$$

unde $\dot{\xi}_A$ şi $\dot{\xi}_B$ respectiv $\ddot{\xi}_A$ şi $\ddot{\xi}_B$ se exprimă cu relaţiile (III.92) :

$$\dot{\xi}_A = \dot{\xi}_B = -\dot{\lambda} = \frac{d\mu}{dt} + \omega_1 - \frac{d}{dt}\left(\operatorname{arctg} \frac{y_b}{x_b}\right)$$

(III.92)

$$\ddot{\xi}_A = \ddot{\xi}_B = -\ddot{\lambda} = \frac{d^2\mu}{dt^2} - \frac{d^2}{dt^2}\left(\operatorname{arctg} \frac{y_b}{x_b}\right)$$

Se observă că în expresia erorii de acceleraţie vitezele unghiulare intervin la puterea a doua, ceea ce înseamnă valori şi influenţe mari.

Pentru mecanismele cu camă de rotaţie şi tachet cu talpă plană, considerat ca fiind mecanismul cu cele mai mici erori poziţionale, se obţin prin derivare următoarele relaţii (III.93) :

(III.93) $$\Delta v_2 = \frac{d(\Delta s_2)}{dt} = \dot{\xi}_A \, r_A \cos \xi_A = 0$$

$$\Delta a_2 = \frac{d^2(\Delta s_2)}{dt^2} = 0$$

Relaţiile de mai sus conduc la concluzia abaterilor teoretic nule, dar desigur practic foarte mici, uneori tehnologic neglijabile. Dacă însă nu se neglijează abaterile din cuplele de translaţie, precum nici erorile de profil ale camei, se vor obţine valori diferite de zero şi pentru abaterile de viteze şi acceleraţii, dar relativ mici.

Mecanismul cu camă de rotaţie şi tachet oscilant cu talpă, are erorile cinematice de viteză şi acceleraţie date de relaţiile (III.94) :

$$\Delta \omega = \frac{d}{dt}(\psi_2 - \psi_2^*) = \frac{d(\Delta \psi)}{dt} = \omega - \omega^*$$

(III.94)

$$\Delta \varepsilon = \frac{d(\Delta \omega)}{dt} = \frac{d^2}{dt^2}(\psi_2 - \psi_2^*) = \varepsilon - \varepsilon^*$$

In cazul camelor de translație, dacă tachetul este oscilant, se vor determina erorile de viteze și accelerații similar, ca în cazurile tratate mai sus, utilizînd relațiile (III.94), unde φ_2^{0*} este dat de relația (III.85) sau (III.86), după cum tachetul are sau nu rolă.

Dacă tachetul este de translație eroarea de viteză și accelerație se obține cu relațiile (III.95) :

$$\Delta V_2 = \frac{d(\Delta S_2)}{dt} = -\dot{\xi}_B \, \gamma_0 \cos\xi_B$$

$$\Delta a_2 = \frac{d^2(\Delta S_2)}{dt^2} = -\ddot{\xi}_B \, \gamma_B \cos\xi_B + \dot{\xi}_B^2 \, \gamma_B \sin\xi_B \tag{III.95}$$

S-a precizat că matricea jocului este presupusă ca fiind compusă din elemente constante, care nu variază în timpul funcționării, (neglijînd fenomenul uzurii ce apare după un timp mai îndelungat de funcționare), iar matricea direcția este variabilă în timpul unui ciclu, existînd deci, poziții de maxim pentru erorile de deplasare, viteză și accelerație.

Studiul preciziei mecanismelor cu came prin metoda vectorilor abateri se recomandă în cazurile cînd solicitările dinamice sînt mici, însă concluziile calitative privind mecanismele cu came de diferite tipuri sub aspectul preciziei sînt susceptibile unei generalizări indiferent de condițiile de funcționare.

IV. DETERMINAREA ABATERILOR DE POZIŢII DATORATE ERORILOR TEHNOLOGICE DIN ZONELE DE CONTACT ALE CUPLELOR CINEMATICE

IV.1. Generalităţi

Abaterile de poziţii datorate erorilor tehnologice determină apariţia erorilor funcţionale, iar numărul şi natura acestora într-un mecanism depind de numărul şi natura cuplelor cinematice. Abaterile poziţionale pot fi constante pe parcursul ciclului cinematic, în cazul cînd sînt determinate de abateri dimensionale, liniare sau unghiulare, sau pot fi variabile, dependente de reacţiunile din cupla respectivă, în cazul în care se consideră abaterile dimensionale din zonele de contact ale cuplelor cinematice.

Se precizează faptul că abaterile de poziţii ale cuplelor cinematice în raport cu elementul cinematic din care fac parte se situează în categoria abaterilor dimensionale ale elementului cinematic respectiv.

Abaterile dimensionale ale suprafeţelor de contact ale cuplelor cinematice pot fi abateri dimensionale propriu-zise, care dau naştere jocurilor dintre suprafeţele ce realizează cupla, sau abateri de formă ale suprafeţelor care formează zona de contact, ambele influenţînd precizia mecanismului dependent de forţele de legătură din cuplă.

Pe baza observaţiilor de mai sus, se poate stabili numărul maxim de abateri dintr-un element cinematic, presupus de clasa i, deci avînd i zone de contact, ce reprezintă diferite cuple. Pentru poziţionarea zonelor de contact se vor utiliza un număr de i sisteme de referinţă triortogonale fixate în elementul respectiv (fig. IV.1).

Fără a se restrînge generalitatea studiului, se vor presupune cele i sisteme triortogonale ca avînd axele paralele. Faţă de unul din aceste sisteme, considerat ca sistem de bază, celelalte i-1 sisteme, în cazul elementului real, vor prezenta cîte trei abateri de translație, ce provin din erorile dimensionale și poziționale ale elementului. Acestea vor prezenta 3 (i-1) erori poziționale. Pe de altă parte, fiecare suprafață de contact prezintă față de sistemul de referință inițial, propriu, cîte trei abateri de translație și trei abateri de rotație, care reprezintă abaterile de poziții și dimensionale ale cuplelor. Deci numărul total de abateri spațiale ale unui element de clasă i vor fi date de relația (IV.1) :

$$(IV.1) \qquad 3(i-1) + 6i = 3(3i-1)$$

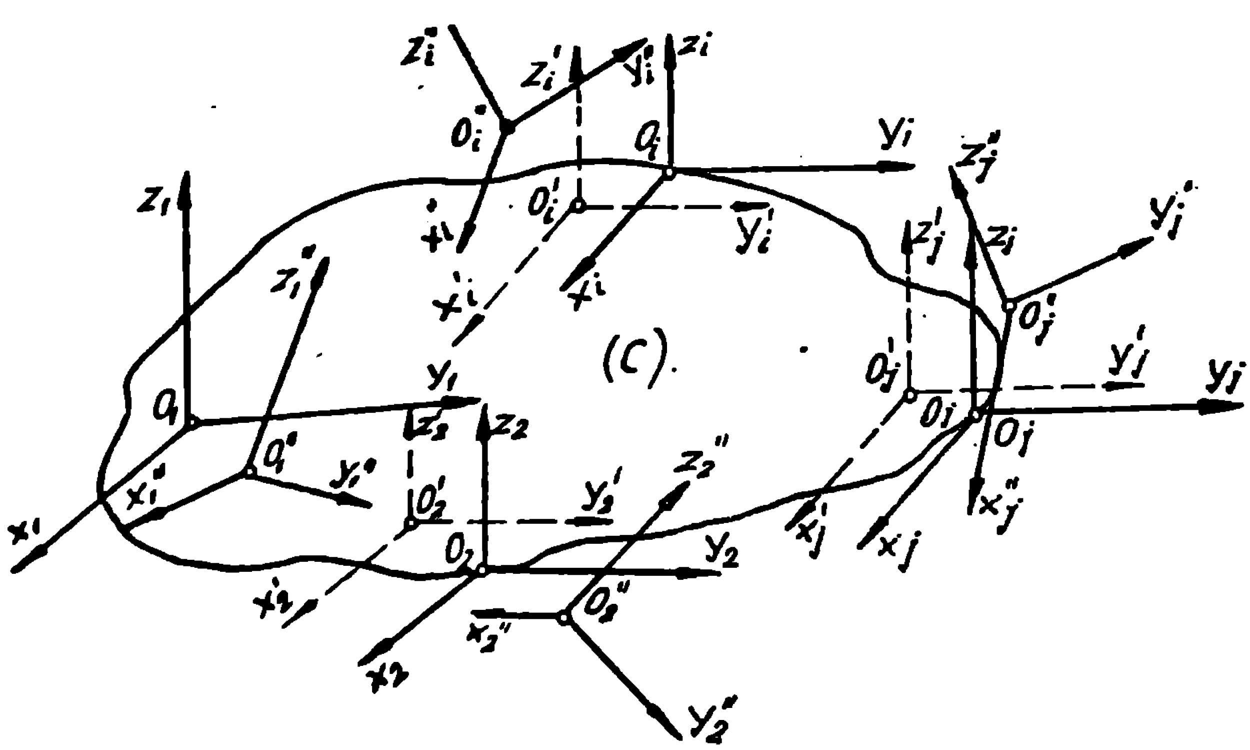


Fig. IV. 1

La aceste abateri se mai adaugă abaterile de formă ale fiecărei suprafețe, dar acestea, în cazurile în care nu sînt neglijabile, se consideră înglobate în celelalte abateri amintite mai sus.

Se remarcă faptul că în cazul mecanismelor plane numărul abaterilor este mai mic, astfel pentru un element de clasă i pot apare în plan doar două translații, deci 2(i-1) abateri, iar suprafețele cuplelor pot prezenta în plan cîte două translații și o rotație, rezultînd numărul total de abateri în plan dat de relația (IV.2) :

(IV.2) $\qquad 2(i-1) + 3i = 5i-2$

Intrucît unele din aceste abateri se însumează, altele sînt eliminate prin alegerea convenabilă a sistemelor de referință, numărul abaterilor este de obicei mai mic decît cel dat de relațiile (IV.1) și (IV.2). Astfel, în general se însumează abaterile de translație pozițională a zonelor de contact cu abaterile de translație dimensionale ale elementelor cinematice, rămînînd în spațiu un număr de :

(IV.3) $\qquad 3(i-1) + 3i = 3(2i-1)$

abateri, iar în plan :

(IV.4) $\qquad 2(i-1) + i = 3i-2$

abateri, care uneori pot fi reduse și mai mult.

In cazul construcțiilor plane de cuple cinematice se pot lua în considerare numai abaterile de dimensiuni care conduc la jocurile ce provoacă translațiile și eventual rotațiile relative ale elementelor. La cupla de translație plană abaterile profilelor dau jocul în direcție perpendiculară axei de translație dar se poate genera și o rotație în jurul axei perpendiculare pe planul mișcării. La cupla de rotație plană (articulația plană) rămîne numai jocul ce conduce la translație, care așa cum s-a arătat în capitolul precedent, poate avea diferite direcții.

Totuși, se recomandă pentru un studiu riguros al abaterilor cinematice considerarea structurii spațiale a mecanismelor în vederea evaluării tuturor influențelor.

IV.2. Stabilirea abaterilor elementelor în spațiu și în plan

Presupunem elementul de clasa i din figura IV.1. Pozițiile relative ale celor i triedre sînt cunoscute în mod distinct în cazul mecanismului ideal. Presupunînd sistemul de bază cel indicat cu 1, coordonatele celor i-1 puncte O_1, O_2, ..., O_i, sînt cunoscute și date de relațiile (IV.5) :

$$
\begin{aligned}
&\bar{r}_0^{(2)} = x_0^{(2)}\bar{i}_1 + y_0^{(2)}\bar{j}_1 + z_0^{(2)}\bar{k}_1 \\
(IV.5)\qquad &\bar{r}_0^{(3)} = x_0^{(3)}\bar{i}_1 + y_0^{(3)}\bar{j}_1 + z_0^{(3)}\bar{k}_1 \\
&\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \\
&\bar{r}_0^{(i)} = x_0^{(i)}\bar{i}_1 + y_0^{(i)}\bar{j}_1 + z_0^{(i)}\bar{k}_1
\end{aligned}
$$

iar versorii celor i-1 sisteme de referință sînt identici (IV.6) :

$$(IV.6)\qquad \begin{aligned} \bar{i}_1 &= \bar{i}_2 = \ldots = \bar{i}_i \\ \bar{j}_1 &= \bar{j}_2 = \ldots = \bar{j}_i \\ \bar{k}_1 &= \bar{k}_2 = \ldots = \bar{k}_i \end{aligned}$$

deoarece s-au presupus cele i sisteme triortogonale paralele. Corpurile ce formează cele i cuple au pozițiile cunoscute față de cele i sisteme de referință, de obicei ele sînt solidare cu alte triedre ale căror mișcări într-un ciclu cinematic, pentru mecanismul ideal, sînt cunoscute.

În cazul mecanismului real, punctele O_2, O_3,..., O_i sînt deplasate cu cîte trei translații, iar corpurile ce formează cu elementul dat celei i cuple cinematice sînt cu trei translații și trei rotații deplasate față de poziția din mecanismul nominal.

Translațiile ce provin din abaterile dimensionale ale elementului i se scriu cu relațiile (IV.7) :

$$(IV.7)\qquad \begin{aligned} \bar{r}_0^{\,\prime(2)} &= (x_0^{(2)} + \xi^{(2)})\bar{i}_1 + (y_0^{(2)} + \eta^{(2)})\bar{j}_1 + (z_0^{(2)} + \zeta^{(2)})\bar{k}_1 \\ \bar{r}_0^{\,\prime(3)} &= (x_0^{(3)} + \xi^{(3)})\bar{i}_1 + (y_0^{(3)} + \eta^{(3)})\bar{j}_1 + (z_0^{(3)} + \zeta^{(3)})\bar{k}_1 \\ &\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \\ \bar{r}_0^{\,\prime(i)} &= (x_0^{(i)} + \xi^{(i)})\bar{i}_1 + (y_0^{(i)} + \eta^{(i)})\bar{j}_1 + (z_0^{(i)} + \zeta^{(i)})\bar{k}_1 \end{aligned}$$

Abaterile dimensionale $\xi^{(j)}$, $\eta^{(j)}$ și $\zeta^{(j)}$ cu j=2,3,...,i sînt în general cunoscute, prescrise la proiectare prin valori limită și au dimensiuni liniare.

Următoarele abateri se datoresc pozițiilor translatate și rotite ale suprafețelor corpurilor ce formează cupla cinematică, deci abateri dimensionale și de formă ale cuplelor. Față de sistemul de referință inițial, triedrul T_1 de versori $\bar{i}_1$, $\bar{j}_1$, $\bar{k}_1$, translațiile se vor exprima cu relațiile (IV.8):

$$(IV.8)\quad \begin{aligned} r_0^{''(1)} &= \xi^{'(1)}\bar{i}_1 + \eta^{'(1)}\bar{j}_1 + \zeta^{'(1)}\bar{k}_1 \\ r_0^{''(2)} &= (x_0^{(2)}+\xi^{(2)}+\xi^{'(2)})\bar{i}_1 + (y_0^{(2)}+\eta^{(2)}+\eta^{'(2)})\bar{j}_1 + (z_0^{(2)}+\zeta^{(2)}+\zeta^{'(2)})\bar{k}_1 \\ &\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \\ r_0^{''(i)} &= (x_0^{(i)}+\xi^{(i)}+\xi^{'(i)})\bar{i}_1 + (y_0^{(i)}+\eta^{(i)}+\eta^{'(i)})\bar{j}_1 + (z_0^{(i)}+\zeta^{(i)}+\zeta^{'(i)})\bar{k}_1 \end{aligned}$$

Cele trei rotații ale fiecărui triedru nou față de cele precedente se obțin cu ajutorul următoarelor matrici de rotații (IV.9) :

$$(IV.9)\quad \begin{Bmatrix} \bar{i}'_j \\ \bar{j}'_j \\ \bar{k}_j \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_{11}^{(j)} & \alpha_{12}^{(j)} & \alpha_{13}^{(j)} \\ \alpha_{21}^{(j)} & \alpha_{22}^{(j)} & \alpha_{23}^{(j)} \\ \alpha_{31}^{(j)} & \alpha_{32}^{(j)} & \alpha_{33}^{(j)} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \bar{i}_j \\ \bar{j}_j \\ \bar{k}_j \end{Bmatrix}$$

unde $j=1,2,\ldots,i$, iar $\alpha_{pq}^{(j)}$ cu p și q=1,2,3, reprezintă cosinusii directori ai reperelor rotite față de direcțiile inițiale. Deoarece între cei nouă cosinuși directori există șase relații independente rezultă că există un număr de 31 parametrii de poziție independenți corespunzători celor 31 abateri de rotație.

Numărul total de abateri ce rezultă în urma acestor erori posibile este cel dat de relația (IV.1), adică 3(31-1). Un punct al mecanismului dat, ce aparține corpului în contact cu elementul studiat în zona de ordin j se obține astfel față de reperul considerat de bază (IV.10) :

$$(IV.10)\quad \begin{Bmatrix} x^{''(1)} \\ y^{''(1)} \\ z^{''(1)} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} x_0^{(j)} \\ y_0^{(j)} \\ z_0^{(j)} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} \xi^{(j)} \\ \eta^{(j)} \\ \zeta^{(j)} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} \xi^{'(j)} \\ \eta^{'(j)} \\ \zeta^{'(j)} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \alpha_{11}^{(j)} & \alpha_{21}^{(j)} & \alpha_{31}^{(j)} \\ \alpha_{12}^{(j)} & \alpha_{22}^{(j)} & \alpha_{32}^{(j)} \\ \alpha_{13}^{(j)} & \alpha_{23}^{(j)} & \alpha_{33}^{(j)} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x^{(j)} \\ y^{(j)} \\ z^{(j)} \end{Bmatrix}$$

In relația (IV.10) s-au notat cu x''', y''', z''' coordonatele punctului real față de reperul de bază, iar cu $x^{(j)}, y^{(j)}, z^{(j)}$, coordonatele punctului față de ultimul reper rotit (de obicei solidar legat de corpul conjugat ce formează cupla).

In mecanismul ideal coordonatele punctului respectiv față de reperul de bază se scriu cu relația (IV.11):

$$(IV.11)\quad \begin{Bmatrix} x^{(1)} \\ y^{(1)} \\ z^{(1)} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} x_0^{(j)} \\ y_0^{(j)} \\ z_0^{(j)} \end{Bmatrix} + \|\alpha_{sr}\| \begin{Bmatrix} x^{(j)} \\ y^{(j)} \\ z^{(j)} \end{Bmatrix}$$

unde cu $\|\alpha_{sr}\|$ s-a notat matricea cosinusilor directori ce poziţionează corpul conjugat faţă de primul, cel considerat de bază şi care uneori poate să fie matricea unitate.

Abatere poziţională absolută $\|\Delta r\|$ pentru punctul considerat se poate calcula prin diferenţa (IV.12) :

$$(IV.12)\quad \|\Delta r\| = \begin{Bmatrix} x'^{(i)}-x^{(i)} \\ y'^{(i)}-y^{(i)} \\ z'^{(i)}-z^{(i)} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \xi^{(i)} \\ \eta^{(i)} \\ \zeta^{(i)} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} \xi'^{(i)} \\ \eta'^{(i)} \\ \zeta'^{(i)} \end{Bmatrix} + \|\alpha_{qp}-\alpha_{sr}\| \begin{Bmatrix} x^{(i)} \\ y^{(i)} \\ z^{(i)} \end{Bmatrix}$$

Dacă poziţiile punctului în mecanismul ideal şi cel real sînt exprimate în funcţie de parametrul de poziţie al elementului motor al unui mecanism desmodrom, diferenţa de mai sus reprezintă abaterea de deplasare, a cărei derivate în raport cu timpul sînt abaterile de viteze şi acceleraţii ale punctului studiat.

In cazul mecanismelor plane numărul total de abateri de poziţie este mai redus, dat de relaţia (IV.2). Dacă se consideră planul mecanismului coincizînd cu planul de coordonate xOy, atunci mişcările posibile pentru sistemele de referinţă din figura IV.2 ale elementului de clasă i sînt următoarele: cîte două translaţii după axele $O_j x_j$ şi $O_j y_j$, cu j=1,2,...,i-1, iar sistemele de referinţă legate de corpurile care formează cupla cu faţă de sistemele de mai sus cîte două translaţii după axele $O'_j x_j$ şi $O'_j y_j$ şi cîte o rotaţie în jurul axei $O'_j z_j$, deci în total un număr de 5i-2 abateri, conform relaţiei (IV.2).

Relaţiile deduse pentru cazul spaţial se simplifică, astfel în relaţiile (IV.5) componentele după axele $O_j z_j$ devin nule, iar relaţiile (IV.7) în acest caz particular devin (IV.13) :

$$(IV.13)\quad \begin{aligned} \bar{r}_0'^{(2)} &= (x_0^{(2)}+\xi^{(2)})\bar{i}_1 + (y_0^{(2)}+\eta^{(2)})\bar{j}_1 \\ \bar{r}_0'^{(3)} &= (x_0^{(3)}+\xi^{(3)})\bar{i}_1 + (y_0^{(3)}+\eta^{(3)})\bar{j}_1 \\ &\dots\dots\dots\dots\dots\dots \\ \bar{r}_0'^{(i)} &= (x_0^{(i)}+\xi^{(i)})\bar{i}_1 + (y_0^{(i)}+\eta^{(i)})\bar{j}_1 \end{aligned}$$

Translaţiile sistemelor de referinţă următoare date de relaţiile (IV.8) se transformă în (IV.14) :

$$\bar{r}_0'^{(1)} = \xi'^{(1)}\bar{i}_1 + \eta'^{(1)}\bar{j}_1$$

$$\text{(IV.14)}\qquad \bar{r}_0'^{(2)} = (x_0^{(2)} + \xi^{(2)} + \xi'^{(2)})\bar{i}_1 + (y_0^{(2)} + \eta^{(2)} + \eta'^{(2)})\bar{j}_1$$

$$\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots$$

$$\bar{r}_0'^{(i)} = (x_0^{(i)} + \xi^{(i)} + \xi'^{(i)})\bar{i}_1 + (y_0^{(i)} + \eta^{(i)} + \eta'^{(i)})\bar{j}_1$$

Numărul rotaţiilor fiind reduse la cîte una, aceasta se exprimă cu relaţia (IV.15) :

$$\text{(IV.15)}\qquad \begin{Bmatrix} \bar{i}'_j \\ \bar{j}'_j \\ \bar{k}_j \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\theta_j & \sin\theta_j & 0 \\ -\sin\theta_j & \cos\theta_j & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \bar{i}_1 \\ \bar{j}_1 \\ \bar{k}_1 \end{Bmatrix}$$

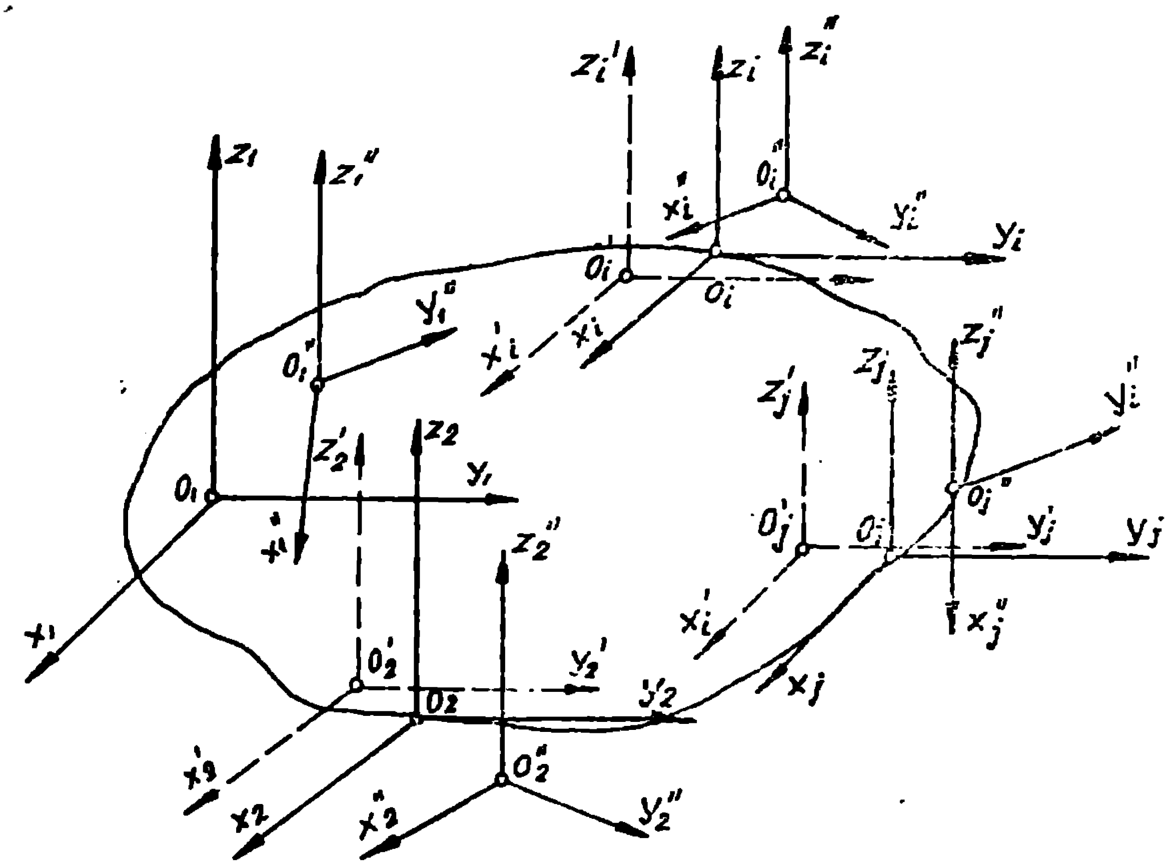


fig. IV · 2

Astfel relaţia (IV.1o) cu rezultatele de mai sus (IV.13), (IV.14) , şi (IV.15) devine (IV.16) :

$$\text{(IV.16)}\qquad \begin{Bmatrix} x'^{(j)} \\ y'^{(j)} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} x_0^{(j)} \\ y_0^{(j)} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} \xi^{(j)} \\ \eta^{(j)} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} \xi'^{(j)} \\ \eta'^{(j)} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \cos\theta_j & -\sin\theta_j \\ \sin\theta_j & \cos\theta_j \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x^{(j)} \\ y^{(j)} \end{Bmatrix}$$

iar abaterile de deplasări se calculează cu relaţia (IV.17):

$$(IV.17)\quad \|\Delta r\| = \begin{Bmatrix} x'^{(j)} - x^{(j)} \\ y'^{(j)} - y^{(j)} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \xi^{(j)} \\ \eta^{(j)} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} \xi'^{(j)} \\ \eta'^{(j)} \end{Bmatrix} + \left(\begin{bmatrix} \cos\theta_j & -\sin\theta_j \\ \sin\theta_j & \cos\theta_j \end{bmatrix} - \|\alpha_{sr}\| \right) \begin{Bmatrix} x^{(j)} \\ y^{(j)} \end{Bmatrix}$$

unde matricea $\|\alpha_{sr}\|$ este de ordinul doi şi cunoscută.

Relaţia (IV.17) permite prin derivarea în raport cu timpul, determinarea abaterilor de viteze şi acceleraţii, după ce au fost exprimate funcţiile de timp care apar în relaţie.

IV.3. Determinarea abaterilor elementelor pe structura redusă a mecanismelor

In baza celor expuse în paragrafele precedente, studiul abaterilor elementelor poate fi efectuat pe baza reducerii numărului total de abateri, rezultînd un număr de abateri inferioare celei calculate cu relaţiile (IV.1) şi (IV.2).

O astfel de reducere se obţine dacă se însumează abaterile de translaţie poziţională a zonelor de contact cu abaterile de translaţie dimensionale a elementelor cinematice, obţinînd un număr total de abateri pentru elementul studiat dat de relaţiile (IV.3) şi (IV.4). In acest caz abaterea de deplasare pentru legătura de ordin j devine (IV.18) :

$$(IV.18)\quad \|\Delta r\| = \begin{Bmatrix} \xi^{(j)} \\ \eta^{(j)} \\ \zeta^{(j)} \end{Bmatrix} + \|\alpha_{qp} - \alpha_{sr}\| \begin{Bmatrix} x^{(j)} \\ y^{(j)} \\ z^{(j)} \end{Bmatrix}$$

iar în plan relaţia (IV.17) se scrie (IV.19) :

$$(IV.19)\quad \|\Delta r\| = \begin{Bmatrix} \xi^{(j)} \\ \eta^{(j)} \end{Bmatrix} + \left(\begin{bmatrix} \cos\theta_j & -\sin\theta_j \\ \sin\theta_j & \cos\theta_j \end{bmatrix} - \|\alpha_{sr}\| \right) \begin{Bmatrix} x^{(j)} \\ y^{(j)} \end{Bmatrix}$$

Particularizînd relaţiile de mai sus în cazul unui element de clasa a doua, numărul total de abateri conform relaţiei (IV.2) este 8, iar în ipoteza de mai sus acest [illegible] scade la 4 conform relației (IV.4). In figura (IV.3) sînt evidențiate aceste abateri, din care două sînt de translație (abaterile dimensionale și de poziție a elementului și zonei de contact) și două rotații plane, în jurul axelor normale la plan, definiți de parametrii unghiulari θ_1 și θ_2 .

Considerînd ca sistem de referință de bază sistemul $x_1 O_1 y_1$ și avînd în vedere modul cum se suprapun aceste mișcări, un punct oarecare P al corpului conjugat ce formează cupla va fi exprimat prin relații diferite în sistemele de referință succesive. Astfel, dacă coordonatele punctului P față de sistemul de referință $x_2'' O_2' y_2''$ sînt x_p și y_p prin translație și rotație sistemul devine $x_2'' O_2' y_2''$ în care coordonatele punctului P sînt $x_p^{(2)}$ și $y_p^{(2)}$, date de relația (IV.20):

$$(IV.20) \quad \begin{Bmatrix} x_p^{(2)} \\ y_p^{(2)} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \xi^{(2)} \\ \eta^{(2)} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \cos\theta_2 & -\sin\theta_2 \\ \sin\theta_2 & \cos\theta_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_p \\ y_p \end{Bmatrix}$$

unde θ_2 este unghiul cu care s-a rotit sistemul $x_2'' O_2' y_2''$ față de $x_2' O_2' y_2'$, iar $\xi^{(2)}$ și $\eta^{(2)}$ sînt componentele celor două translații efectuate de sistemul $x_2' O_2' y_2'$ din poziția $x_2 O_2 y_2$. Față de sistemul $x_1 O_1 y_1$, considerat de bază, poziția punctului P se exprimă cu relația (IV.21) :

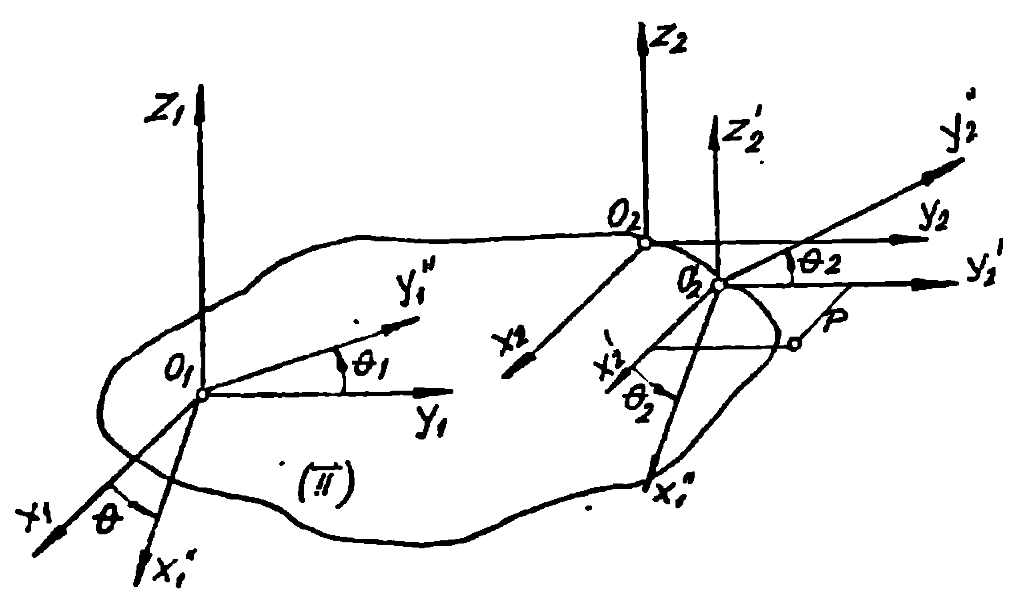


Fig. IV. 3

$$(IV.21)\quad \begin{Bmatrix} x_P^{(1)} \\ y_P^{(1)} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\theta_1 & -\sin\theta_1 \\ \sin\theta_1 & \cos\theta_1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_0^{(2)}+\xi^{(2)} \\ y_0^{(2)}+\eta^{(2)} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \cos\theta_1 & -\sin\theta_1 \\ \sin\theta_1 & \cos\theta_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos\theta_2 & -\sin\theta_2 \\ \sin\theta_2 & \cos\theta_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_P \\ y_P \end{Bmatrix}$$

sau concentrînd cele două relații date prin matricile corespunzătoare, rezultă relația (IV.22) :

$$(IV.22)\quad \begin{Bmatrix} x_P^{(1)} \\ y_P^{(1)} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\theta_1 & -\sin\theta_1 \\ \sin\theta_1 & \cos\theta_1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_0^{(2)}+\xi^{(2)} \\ y_0^{(2)}+\eta^{(2)} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \cos(\theta_1+\theta_2) & -\sin(\theta_1+\theta_2) \\ \sin(\theta_1+\theta_2) & \cos(\theta_1+\theta_2) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_P \\ y_P \end{Bmatrix}$$

unde unghiul θ_2 definește cea de-a doua rotație dintre cele amintite.

Dacă prima rotație a reperului considerat de bază se neglijează, ceea ce este de cele mai multe ori posibil deoarece se poate porni de la reperul rotit ca bază sau se include rotația acestuia în abaterile ulterioare de translație și rotație, deci relația (IV.22) devine pentru $\theta_1 = 0$ (IV.23) :

$$(IV.23)\quad \begin{Bmatrix} x_P^{(1)} \\ y_P^{(1)} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} x_0^{(2)}+\xi^{(2)} \\ y_0^{(2)}+\eta^{(2)} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \cos\theta_2 & -\sin\theta_2 \\ \sin\theta_2 & \cos\theta_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_P \\ y_P \end{Bmatrix}$$

Poziția punctului P a mecanismului ideal față de sistemul de referință de bază este dată de relația (IV.24) :

$$(IV.24)\quad \begin{Bmatrix} x_P^{(1)} \\ y_P^{(1)} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} x_0^{(2)} \\ y_0^{(2)} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} x_P \\ y_P \end{Bmatrix}$$

unde s-a ținut cont de faptul că reperele sînt paralele. Pentru calculul erorii de poziție a mecanismului real față de cel ideal, se efectuează diferența dintre relațiile (IV.23) și (IV.24), rezultînd relația (IV.25), care exprimă componentele Δx și Δy a erorii de poziție $\Delta \bar{r}_P$:

$$(IV.25)\quad \begin{Bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \xi^{(2)} - y_P\sin\theta_2 - x_P(1-\cos\theta_2) \\ \eta^{(2)} + x_P\sin\theta_2 - y_P(1-\cos\theta_2) \end{Bmatrix}$$

Modulul acestei erori este dat de relația (IV.26) :

$$(IV.26)\quad \Delta r = \xi^{(2)2} + \eta^{(2)2} + 4\sin^2\frac{\theta_2}{2}\left(x_P^2+y_P^2 - \xi^{(2)}x_P - \eta^{(2)}y_P\right) + 2\sin\theta_2\left(\eta^{(2)}x_P - \xi^{(2)}y_P\right)$$

care, dacă se neglijează şi rotaţia de unghi θ_2, dă relaţia unei translaţii rezultante, de componente pe axe $\xi_2^{(2)}$ şi $\eta_2^{(2)}$, cu care în anumite condiţii se pot exprima suficientă precizie abaterea elementului studiat. De asemenea, relaţia (IV.26) pune în evidenţă dependenţa abaterii poziţionale de distribuţia punctelor studiate. Vor exista puncte ale căror abateri poziţionale vor fi maxime şi care vor trebui evitate pe cît posibil ca puncte de legătură cu elementele următoare. Observaţia este valabilă dacă rotaţia de unghi θ_2 este luată în considerare.

Presupunînd cazul concret al unui mecanism cu camă plană, elementele componente vor avea erorile arătate mai sus. Analizînd însă pe baza particularităţilor evidente se vor putea simplifica relaţiile ce exprimă abaterile acestor elemente, toate de clasa a doua.

Cama, faţă de un reper legat în articulaţia plană (în cazul camei de rotaţie) va avea cele două erori de translaţie şi una de rotaţie, astfel că un punct al ei de pe profil exprimat faţă de acest reper se exprimă cu relaţia (IV.27) :

$$(\text{IV}.27)\qquad \begin{Bmatrix} X_c \\ Y_c \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \xi^{(1)} \\ \eta^{(1)} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \cos\theta_1 & -\sin\theta_1 \\ \sin\theta_1 & \cos\theta_1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_b \\ Y_b \end{Bmatrix}$$

unde notaţiile sînt cele obişnuite. Deoarece de cele mai multe ori cama este elementul motor, după cum s-a precizat în capitolul precedent, studiul tehnocinematic al mecanismelor presupune elementul conducător fără abatere unghiulară faţă de elementul motor al mecanismului ideal, ceea ce se poate realiza, între anumite limite, printr-un reglaj iniţial. Astfel, cama va avea o abatere semnificativă de translaţie, cu două componente, $\xi_1^{(1)}$ şi $\eta^{(1)}$, a căror rezultantă este jocul J din cupla de rotaţie, dată de relaţia (IV.28):

$$(\text{IV}.28)\qquad J = \sqrt{\xi^{(1)2} + \eta^{(1)2}}$$

iar direcţia de translaţie se poate calcula cu relaţia (IV.29):

$$(\text{IV}.29)\qquad \cos\gamma_1 = \frac{\xi^{(1)}}{J}\ ;\qquad \sin\gamma_1 = \frac{\eta^{(1)}}{J}$$

Translaţia camei poate fi exprimată astfel printr-un vector avînd expresia:

$$\bar{e}_{1} = e_{x}\bar{i} + e_{y}\bar{j}$$

regăsind pe o altă cale concluziile din capitolul precedent, unde metoda este prezentată detaliat.

Continuînd raţionamentele de mai sus în cazul rolei se poate afirma că punctul de contact dintre rolă şi camă va fi modificat, iar faţă de camă rola va prezenta două abateri de translaţie şi una de rotaţie. Dacă se consideră abaterea de rotaţie mică, iar cele de translaţie conţinîndu-le pe acestea, rezultă o translaţie a rolei tot cu două componente, care includ jocul din articulaţia rolei, abaterea de la dimensiune a rolei, precum şi abaterea de rotaţie presupusă foarte mică. Mişcarea rolei faţă de camă va fi deci exprimată printr-o translaţie de vector $\bar{e}_{2}$, studiată în capitolul precedent.

Refăcînd raţionamentul şi pentru tachet va rezulta o concluzie similară, a unei translaţii pe două direcţii localizată în articulaţia fixă şi exprimată printr-un vector faţă de reperul de bază.

In acest mod, prin ipoteza simplificatoare, compatibile cu mecanismele cu came reale se regăseşte metoda de rezolvare expusă în capitolul III. Precizia metodei, după cum s-a arătat, este compatibilă cu condiţiile tehnice de funcţionare şi care permit adoptarea sistemului de ipoteze expuse.

IV.4. Determinarea abaterilor de poziţii în cuplele cinematice

Mecanismele cu came plane au în general trei elemente componente, cama, rola şi tachetul, rola fiind unelement pasiv, iar tachetul cu rol de executor. Aceste elemente sînt legate între ele prin cuple de clasa a 5-a şi a 4-a, respectiv articulaţiile camei şi tachetului la bază, precum şi articulaţia rolei la tachet şi cupla superioară camă-rolă. In acest mod, cuplele care concură la erorile cinematice ale mecanismelor cu came plane sînt articulaţiile plane (cilindrice) și cupla superioară, contactul pe o generatoare comună a două suprafețe cilindrice, dacă mecanismul are rolă, sau tachetul direct prin contact punctiform pe suprafața cilindrică a camei.

Cupla cilindrică are elementele caracteristice R_j și L_j, conform figurii IV.4, reprezentînd raza și respectiv înălțimea cilindrului. Punctele de contact dintre cei doi cilindri

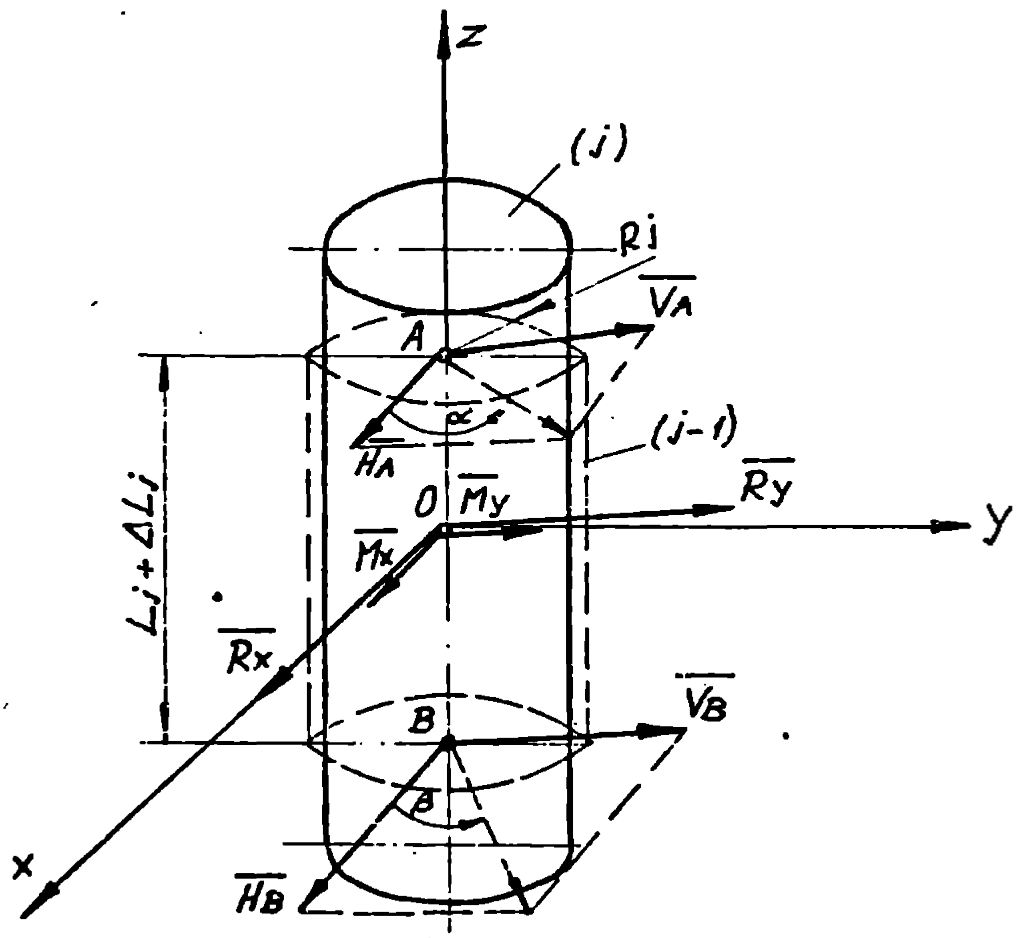


Fig. IV. 4

se determină calculînd torsorul forțelor de legătură, care acționează în punctele A și B, care apoi permit determinarea direcțiilor α și β ale rezultatelor $\overline{R}_A$ și $\overline{R}_B$ ale forțelor de legătură. (IV.30) :

$$\text{(IV.30)} \quad \cos\alpha = \frac{H_A}{R_A}; \quad \sin\alpha = \frac{V_A}{R_A}; \quad \sin\beta = \frac{V_B}{R_B}; \quad \cos\beta = \frac{H_B}{R_B}$$

Coordonatele punctelor de contact se vor calcula cu relațiile (IV.31) :

$$
\text{(IV.31)}\quad
\begin{aligned}
x_s &= R_j \cos\alpha & \qquad x_i &= R_j \cos\beta \\
y_s &= R_j \sin\alpha & \qquad y_i &= R_j \sin\beta \\
z_s &= (L_j + \Delta L_j)/2 & \qquad z_i &= (L_j + \Delta L_j)/2
\end{aligned}
$$

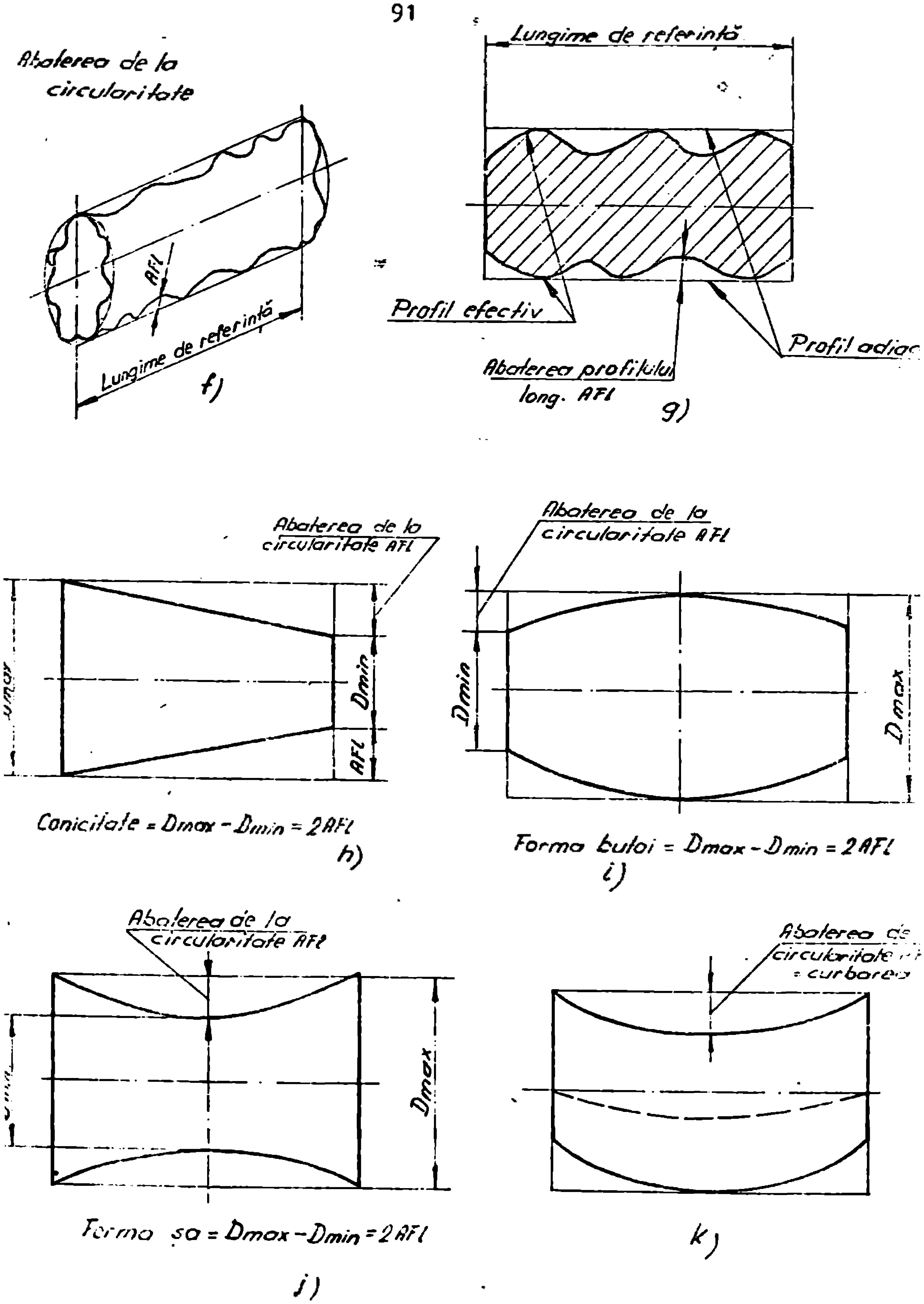
In cazul mecanismului real atît alezajul cît și arborele cuplei cilindrice pot fi afectate de erori de execuție, care conduc la modificarea geometriei suprafețelor respective. Aceste abateri se referă la modificarea razei R_j și a înălțimii cilindrului L_j . Abaterile privind poziția axei cilindrului alezaj în elementul j se încadrează în abaterile dimensionale ale elementului respectiv. Avînd în vedere faptul că din punct de vedere tehnologic există posibilitatea obținerii unor alezaje scurte, la cote foarte apropiate de cele nominale se poate accepta că principalele surse de erori provin din execuția arborelui cuplei cilindrice.[24].

Pentru suprafețele cilindrice, precizia formei geometrice se definește și se tolerează în STAS 7384-66. Astfel se analizează forma geometrică a cilindrului examinînd suprafața lui, sau se analizează profilul obținut prin secționarea suprafeței cilindrului. Cele două analize conduc la abaterile de formă a suprafeței, respectiv a profilului.

Toleranțele pentru abaterile de formă ale profilului sînt prevăzute în STAS 7391/2-74, iar toleranțele pentru abaterile de formă ale suprafețelor cilindrice sînt date în STAS 7384-66. Abaterea de la circularitatea AFc reprezintă distanța maximă dintre profilul efectiv și cercul adiacent, cu toleranța la circularitate TFc conform figurii IV.5.

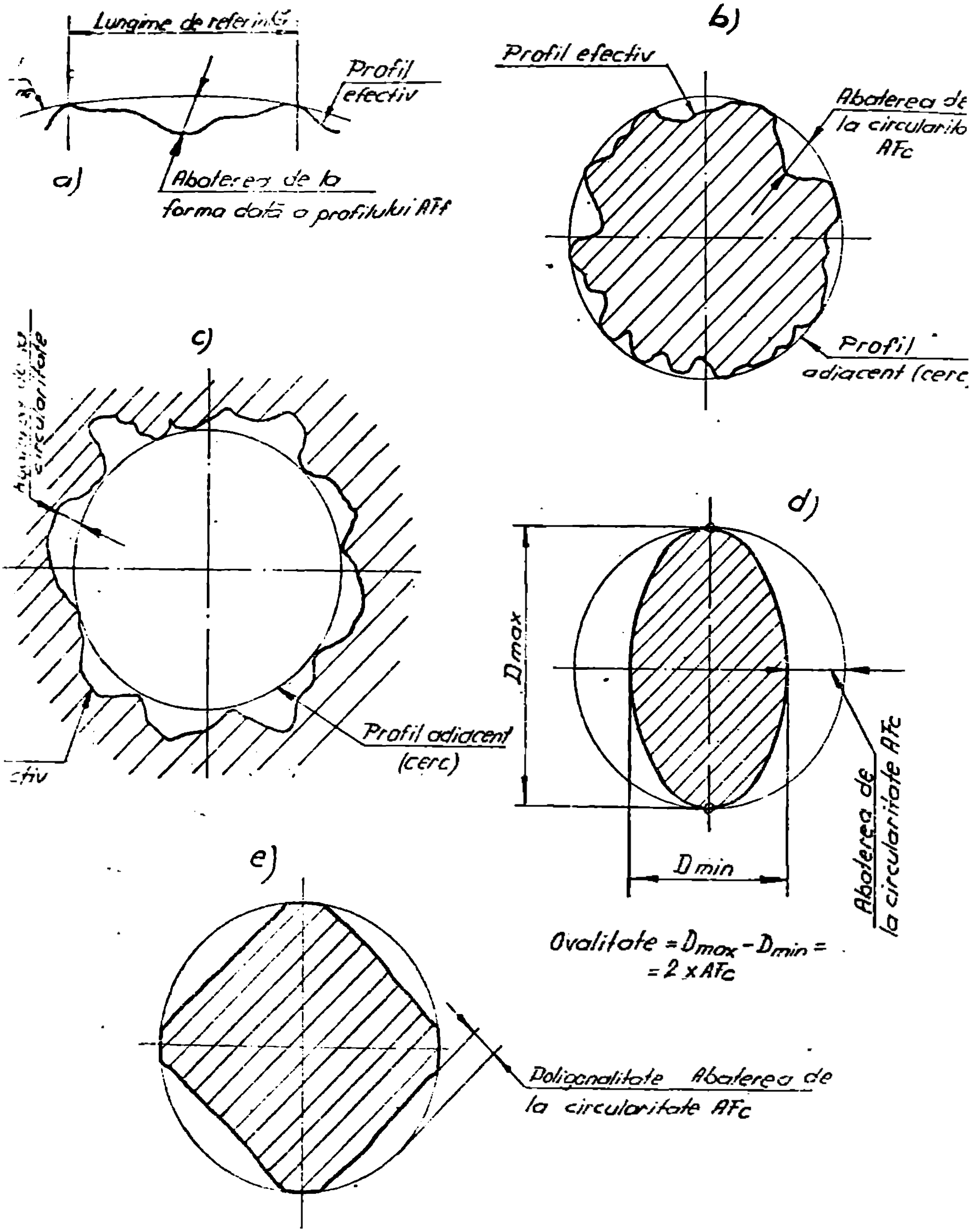
Abaterea de la cilindricitate AFl se definește ca distanța maximă dintre suprafața efectivă și cilindrul adiacent, în limitele lungimii de referință, cu toleranța la cilindricitate TFl.

Abaterile de formă definite mai sus sînt consecințe ale imprecisiei sistemului elastic mașină unealtă-sculă-piesă.



Abaterea de la circularitate
AFL
Lungime de referință
f)
Lungime de referință
Profil efectiv
Profil adiac
Abaterea profilului long. AFL
g)
Abaterea de la circularitate AFL
Dmax
Dmin
AFL
Conicitate = Dmax - Dmin = 2AFL
h)
Abaterea de la circularitate AFL
Dmin
Dmax
Forma butoi = Dmax - Dmin = 2AFL
i)
Abaterea de la circularitate AFL
Dmax
Forma șa = Dmax - Dmin = 2AFL
j)
Abaterea de circularitate
= curbarea
k)

Fig IV. 5



Lungime de referință
Profil efectiv
a)
Abaterea de la forma dată a profilului AFf
b)
Profil efectiv
Abaterea de la circularitate AFc
Profil adiacent (cerc)
c)
Abaterea de la circularitate
Profil adiacent (cerc)
d)
Dmax
Dmin
Abaterea de la circularitate AFc
Ovalitate = Dmax - Dmin = = 2 x AFc
e)
Poligonalitate Abaterea de la circularitate AFc

Fig. IV. 5

In ipoteza alezajului cuplei cilindrice executat la cota nominală se pot calcula abaterile de poziţii pentru cupla cilindrică respectivă. Datorită abaterilor arborelui, enumerate mai sus, precum şi a forţelor de reacţiune din cuplă, poziţia arborelui va fi modificată, deplasarea acestuia fiind exprimată cu ajutorul a şase parametri de poziţie, corespunzători celor trei translaţii şi trei rotaţii posibile în cazul general.

In diferite situaţii ale abaterilor arborelui, cupla cilindrică a fost studiată şi pentru unele cazuri, rezolvată problema abaterilor. De aceea, în continuare se va aborda cupla superioară, care în general introduce abateri mai mici, uneori neglijabile, dar care însă pot fi considerabile mai ales cînd mecanismul cu camă funcţionează în regim dinamic intens.

IV.5. Determinarea abaterilor în cupla superioară camă-rolă

Pentru studiul contactului real dintre camă şi rolă se va considera ca reper de bază sistemul legat solidar de camă, a cărei suprafaţă plană va fi una din planele de coordonate (fig.IV.6).

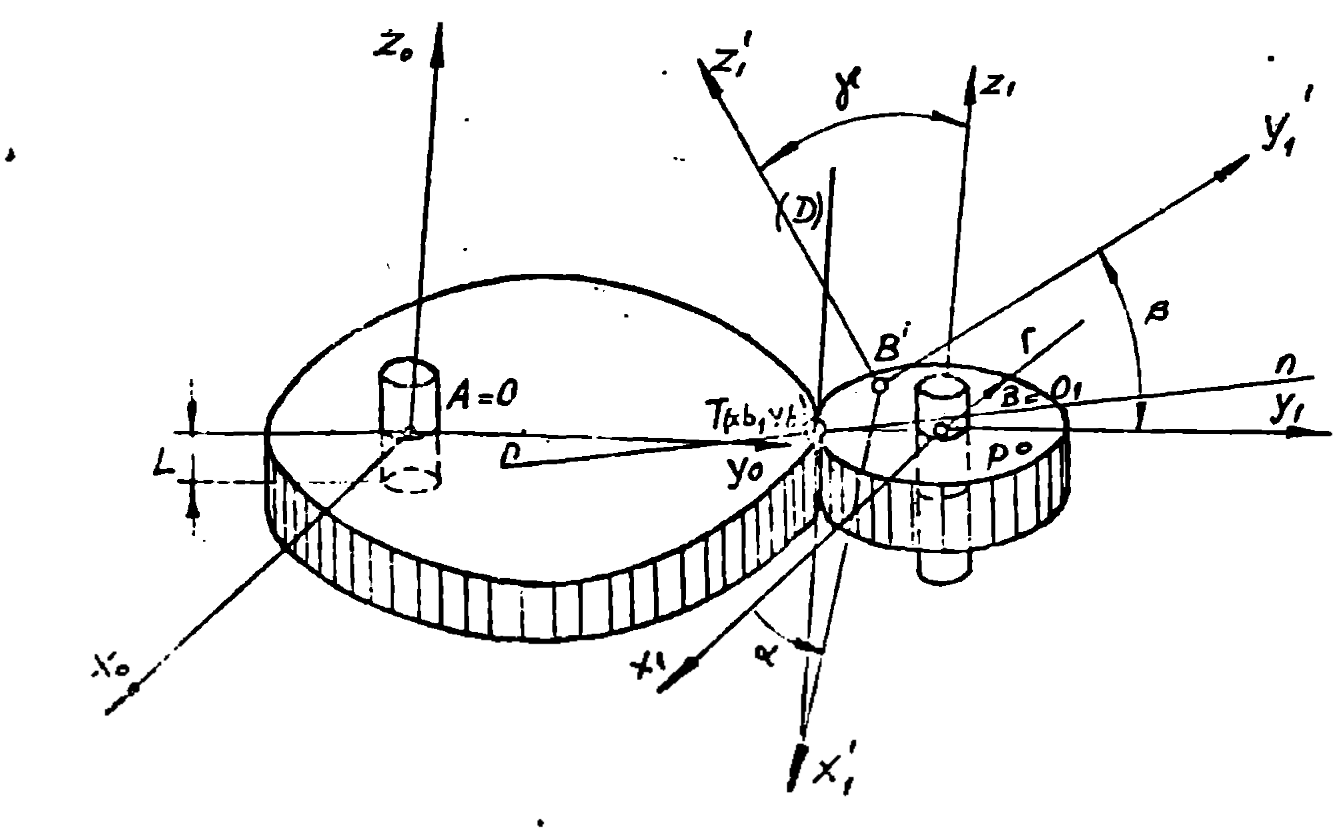


Fig. IV. 6

Se vor considera cele două suprafețe cilindrice, ale camei și rolei, tangente după dreapta generatoare comună a lor (D) de ecuație (IV.32) în sistemul de referință ales :

$$(IV.32) \qquad x = x_B \quad ; \quad y = y_B$$

Datorită impreciziunilor amintite mai sus cele două suprafețe cilindrice vor avea poziții relative diferite de cele ideale. Se vor analiza în cupla superioară următoarele abateri :

a) abaterile dimensionale ale camei și rolei

b) abaterile de la circularitate-ovalitatea

c) abaterea de la circularitate-ovalitatea și abaterea de la cilindricitate-conicitatea

d) abaterea de la circularitate-ovalitatea și abaterea de la cilindricitate-forma de șa.

Aceste cazuri pot reprezenta, prin diferite particularizări, majoritatea cazurilor întîlnite în practică.

In cazul ideal, un punct P al rolei, de coordonate x_1, y_1, z_1, se exprimă față de reperul $x_0 O_0 y_0 z_0$ cu relația (IV.33) :

$$(IV.33) \qquad \begin{Bmatrix} x_0 \\ y_0 \\ z_0 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} x_B \\ y_B \\ z_B \end{Bmatrix} + \|\alpha S r\| \begin{Bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \end{Bmatrix}$$

In cazul real, datorită abaterilor mai sus enumerate, poziția punctului P va fi diferită, reperul legat de rolă va fi deplasat cu Δx, Δy, Δz și rotit cu unghiurile α, β, γ față de axele de coordonate Ox, Oy și Oz. Translația cu cei trei parametrii se exprimă cu relația (IV.34) :

$$(IV.34) \qquad \begin{Bmatrix} x_0' \\ y_0' \\ z_0' \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} x_B + \Delta x \\ y_B + \Delta y \\ z_B + \Delta z \end{Bmatrix} + \|\alpha S r\| \begin{Bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \end{Bmatrix}$$

iar matricile de rotații sînt după cum urmează (IV.35) :

$$\|R_1\| = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\alpha & \sin\alpha \\ 0 & -\sin\alpha & \cos\alpha \end{bmatrix} ; \quad \|R_2\| = \begin{bmatrix} \cos\beta & 0 & -\sin\beta \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin\beta & 0 & \cos\beta \end{bmatrix}$$

$$(IV.35) \qquad \|R_3\| = \begin{bmatrix} \cos\gamma & \sin\gamma & 0 \\ -\sin\gamma & \cos\gamma & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

unde rotaţia după axa $O_1 x_1$, efectuat cu un unghi α are matricea $\|R_1\|$, după $O_1 y_1$ cu unghiul β de matrice $\|R_2\|$ şi după $O_1 z_1$ cu unghiul γ, dat de matricea $\|R_3\|$.

Matricea elementară de rotaţie finală este dată de produsul celor trei matrici din relaţia (IV.35) şi rezultă (IV.36) :

$$(IV.36) \qquad \|R\| = \|R_1\| \cdot \|R_2\| \cdot \|R_3\| =$$

$$= \begin{bmatrix} \cos\beta\cos\gamma & \cos\beta\sin\gamma & -\sin\beta \\ \sin\alpha\sin\beta\cos\gamma - \cos\alpha\sin\gamma & \sin\alpha\sin\beta\sin\gamma + \cos\alpha\cos\gamma & \sin\alpha\sin\beta \\ \cos\alpha\sin\beta\cos\gamma + \sin\alpha\sin\gamma & \cos\alpha\sin\beta\sin\gamma - \sin\alpha\cos\gamma & \cos\alpha\cos\beta \end{bmatrix}$$

După rotaţie coordonatele punctului P se vor exprima cu ajutorul relaţiei (IV.37) :

$$(IV.37) \qquad \begin{Bmatrix} X_0' \\ Y_0' \\ Z_0' \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} X_B + \Delta X \\ Y_B + \Delta y \\ Z_B + \Delta z \end{Bmatrix} + \|R\|^T \|\alpha s r\| \begin{Bmatrix} X_1 \\ Y_1 \\ Z_1 \end{Bmatrix}$$

In relaţia (IV.37), cu $\|R\|^T$ s-a notat transpusa matricii de rotaţie totală $\|R\|$. Dacă se aleg două puncte ale rolei de pe generatoare, se poate scrie ecuaţia generatoarei în cazul cînd cupla este afectată de abateri.

a) Cazul abaterilor dimensionale ale camei şi rolei

Suprafeţele exterioare ale camei şi rolei reprezintă două suprafeţe cilindrice tangente de-a lungul unei generatoare comune. Ecuaţiile celor două suprafeţe cilindrice în sistemul de referinţă de bază sînt (IV.38) :

$$(IV.38) \qquad \begin{aligned} &F(x,y) = 0 \\ &x^2 + y^2 - 2(x_b + r_x)x - 2(y_b + r_y)y + x_b^2 + y_b^2 + r^2 + 2r(x_b + y_b) = 0 \end{aligned}$$

Abaterile dimensionale ale camei şi rolei vor influenţa poziţiile celor două suprafeţe cilindrice. Astfel, dacă cama are abaterile dimensionale Δx_b şi Δy_b în punctul de tangenţă T, iar rola abaterea de la dimensiunea Δr, ecuațiile celor două suprafețe cilindrice vor fi date de relațiile (IV.39) :

$$F(x+\Delta x_b, y+\Delta y_b)=0$$

$$(IV.39)\quad x'^2+y'^2-2(x_b+\Delta x_b+r_x+\Delta r_x)x'-2(y_b+\Delta y_b+r_y+\Delta r_y)y'+$$
$$+(x_b+\Delta x_b)^2+(y_b+\Delta y_b)^2+(r+\Delta r)^2+2(r+\Delta r)(x_b+\Delta x_b+y_b+\Delta y_b)=0$$

După cum se observă din relația de mai sus, cele două suprafețe cilindrice își modifică pozițiile, dar generatoarea rămîne paralelă cu axa Oz, ceea ce semnifică deplasarea suprafețelor cilindrice prin translație după cele trei axe și rotire numai după $O_o z_o$. Deoarece în cazul rolei o astfel de rotire nu influențează funcționarea mecanismului, iar în cazul camei s-a admis rotirea nulă, rezultă că se pot aprecia deplasările suprafețelor cilindrice ca fiind translații pure, deci $\alpha=\beta=\gamma=0$. Coordonatele centrului rolei se pot exprima cu relațiile(IV.4o):

$$(IV.40)\quad \begin{aligned} x'_B &= x_B+\Delta x_B+\Delta r_x \\ y'_B &= y_B+\Delta y_B+\Delta r_y \end{aligned} \qquad cu\ \Delta r=\sqrt{\Delta r_x^2+\Delta r_y^2}$$

Din cele expuse rezultă că abaterile dimensionale în cazul cuplei superioare conduc la erori de translație, modificînd poziția centrului rolei conform relației (IV.4o). Acestea, în cazul valorilor mari ale abaterii pot fi acoperitoare și pentru celelalte tipuri de abateri.

In calculele de mai sus s-au presupus abaterile dimensionale aceleași pe toată suprafața cilindrului, nealterînd caracterul suprafețelor. Dacă valorile abaterilor dimensionale ar fi funcții de cota z, contactul cuplei superioare nu s-ar realiza prin doi cilindrii, ci alte suprafețe, ale căror ecuații ar trebui să surprindă tocmai această dependență de cota z. Deoarece în cazul mecanismelor cu came plane grosimile elementelor sînt mici, se pot considera fără riscuri deosebite că suprafețele de contact rămîn cilindrice.

b) Cazul abaterilor de la circularitate-ovalitatea

Respectînd ipotezele enunțate la începutul acestui capitol se va considera suprafața rolei ca a unui cilindru eliptie, iar cama, ca în cazul precedent, suprafață cilindrică de referință. Se obțin astfel ecuațiile (IV.41) :

$$F(x,y)=0$$

$$a_{11}x^2+2a_{12}xy+a_{22}y^2+2a_{13}x+2a_{23}y+a_{33}=0 \qquad \text{(IV.41)}$$

$$\text{cu } \delta=\begin{vmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{12} & a_{22} \end{vmatrix}>0 .$$

Cele două suprafețe cilindrice sînt tangente în tot timpul mișcării, deci punctul de tangență $T(x_b, y_b)$ (fig.IV.7) verifică ecuațiile de la (IV.41), iar planele tangente scrise pentru cele două suprafețe cilindrice în punctul T coincid. Deoarece cilindrii au generatoarele paralele cu axa Oz, iar palnul tangent este de asemenea paralel cu Oz, rezultă că studiul acestor suprafețe se poate face în planul xOy, prin intersecțiile acestor suprafețe cu planul de coordonate XOy.

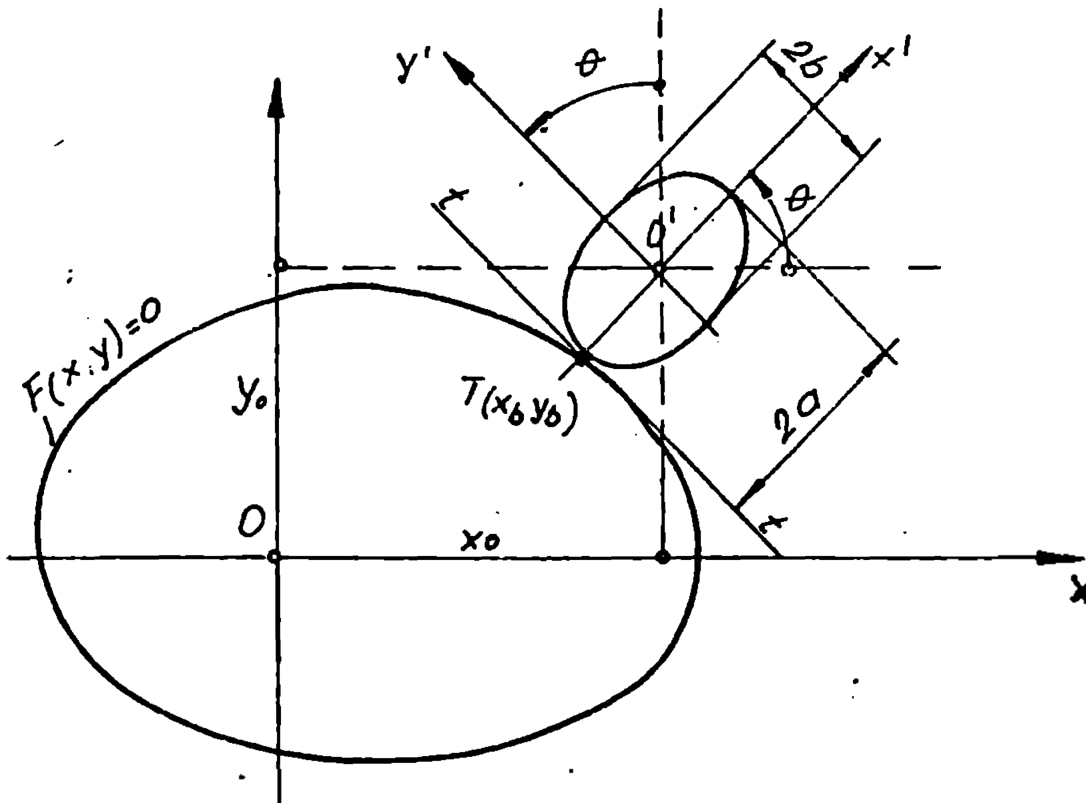


Fig. IV.7

In sistemul de referință x'O'y', ecuația rolei este (IV.42) :

$$\frac{x'^2}{a^2}+\frac{y'^2}{b^2}=1 ; \quad a=r_{max} ; \quad b=r_{min} \qquad \text{(IV.42)}$$

In sistemul de referință xOy ecuația rolei se obține prin transformarea (IV.43) :

$$(IV.43)\qquad \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} x_0 \\ y_0 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \cos\theta & -\sin\theta \\ \sin\theta & \cos\theta \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x' \\ y' \end{Bmatrix}$$

Multiplicînd la stînga relaţia (IV.43) cu inversa matricii de rotaţie se obţine (IV.44) :

$$(IV.44)\qquad \begin{Bmatrix} x' \\ y' \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\theta & \sin\theta \\ -\sin\theta & \cos\theta \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x - x_0 \\ y - y_0 \end{Bmatrix}$$

unde s-a calculat :

$$\begin{bmatrix} \cos\theta & -\sin\theta \\ \sin\theta & \cos\theta \end{bmatrix}^{-1} = \begin{bmatrix} \cos\theta & \sin\theta \\ -\sin\theta & \cos\theta \end{bmatrix}$$

Inlocuind relaţia (IV.44) în relaţia (IV.42) şi efectuînd calculele se obţine ecuaţia circumferinţei rolei în sistemul xOy (IV.45):

$$(IV.45)\qquad \begin{aligned} & x^2(b^2\cos^2\theta + a^2\sin^2\theta) + 2xy(b^2 - a^2)\sin\theta\cos\theta + \\ & + y^2(b^2\sin^2\theta + a^2\cos^2\theta) + 2x\left[a^2\sin\theta(y_0\cos\theta - x_0\sin\theta) - \right. \\ & \left. - b^2\cos\theta(x_0\cos\theta + y_0\sin\theta)\right] + 2y\left[a^2\cos\theta(x_0\sin\theta - y_0\cos\theta) - \right. \\ & \left. - b^2\sin\theta(x_0\cos\theta + y_0\sin\theta)\right] + b^2(x_0\cos\theta + y_0\sin\theta)^2 + \\ & + a^2(x_0\sin\theta - y_0\cos\theta)^2 - a^2b^2 = 0 \end{aligned}$$

$$\text{cu } \delta = \begin{vmatrix} b^2\cos^2\theta + a^2\sin^2\theta & (b^2 - a^2)\sin\theta\cos\theta \\ (b^2 - a^2)\sin\theta\cos\theta & b^2\sin^2\theta + a^2\cos^2\theta \end{vmatrix} = a^2b^2 > 0$$

Ecuaţia planului tangent la camă şi rolă (în plan a tangentei) ce trece prin punctul $T(x_b, y_b)$ se scrie (IV.46):

$$(IV.46)\qquad \begin{aligned} & (x - x_b)\frac{\partial F}{\partial x} + (y - y_b)\frac{\partial F}{\partial y} = 0 \\ & (x - x_b)\frac{\partial f}{\partial x} + (y - y_b)\frac{\partial f}{\partial y} = 0 \end{aligned}$$

unde cu $f(x,y) = 0$ s-a notat ecuaţia (IV.45) a rolei. Deoarece cele două plane tangente sînt confundate, rezultă relaţia (IV.47) :

$$\begin{aligned} & x_b(b^2\cos^2\theta + a^2\sin\theta) + y_b(b^2 - a^2)\sin\theta\cos\theta + \left[a^2\sin\theta(y_0\cos\theta - \right. \\ & \left. - x_0\sin\theta) - b^2\cos\theta(x_0\cos\theta + y_0\sin\theta)\right] = \frac{1}{2}\frac{\partial F}{\partial x} \end{aligned}$$

$$(IV.47)\quad y_0(b^2\sin^2\theta+a^2\cos^2\theta)+x_0(b^2-a^2)\sin\theta\cos\theta+\left[a^2\cos\theta(x_0\sin\theta-\right.$$
$$\left.-y_0\cos\theta)-b^2\sin\theta(x_0\cos\theta+y_0\sin\theta)\right]=\frac{1}{2}\frac{\partial F}{\partial y}$$

Sistemul (IV.47) se rezolvă în raport cu necunoscutele x_0, y_0, rezultînd soluţia (IV.48):

$$x_0=x_b+\frac{1}{2a^2b^2}\left[\frac{\partial F}{\partial y}(b^2-a^2)\sin\theta\cos\theta-\frac{\partial F}{\partial x}(b^2\sin^2\theta+a^2\cos^2\theta)\right]$$

$$(IV.48)$$

$$y_0=y_b+\frac{1}{2a^2b^2}\left[\frac{\partial F}{\partial x}(b^2-a^2)\sin\theta\cos\theta-\frac{\partial F}{\partial y}(b^2\cos^2\theta+a^2\sin^2\theta)\right]$$

Relaţiile (IV.48) poziţionează axa rolei în orice moment al mişcării şi în orice punct de contact dintre camă şi rolă. In funcţie de unghiul de rotaţie θ al rolei faţă de camă vor exista puncte de extrem pentru x_0 şi y_0, astfel relaţiile (IV.49):

$$(IV.49)\qquad \frac{dx_0}{d\theta}=0\ ;\quad \frac{dy_0}{d\theta}=0$$

conduc la expresiile (IV.50):

$$(IV.50)\qquad tg\,2\theta=\frac{\partial F}{\partial y}\cdot\frac{1}{\frac{\partial F}{\partial x}}\ ;\qquad tg\,2\theta=\frac{\partial F}{\partial x}\cdot\frac{1}{\frac{\partial F}{\partial y}}$$

Relaţiile (IV.50) exprimă valorile unghiului de rotire a rolei pentru care axa rolei ocupă poziţii extreme. Se observă că cele două direcţii sînt ortogonale.

Relaţiile (IV.48) care dau poziţia axului rolei în ipoteza abaterii de la circularitate-ovalitatea permit determinarea erorii poziţionale a centrului rolei prin diferenţa cu valorile date de ecuaţiile profilului teoretic.

Se observă de asemenea că abaterea de la circularitate-ovalitatea nu roteşte axa rolei faţă de planul camei, deci eroarea poziţională poate fi asimilată cu o translaţie în planul mecanismului.

c) Cazul abaterii de la circularitate-ovalitatea şi abaterea de la cilindricitate-conicitatea

In acest caz suprafaţa rolei este conică, avînd vîrful V de coordonate 0,0,v, iar curba directoare este o elipsă de ecuaţie (IV.51) în sistemul mobil x"O"y"

$$(IV.51)\quad \frac{x''^2}{a^2}+\frac{y''^2}{b^2}-1=0;\qquad z''=0$$

Dacă notăm raza mare a rolei cu R şi raza mică cu r, grosimea rolei cu L, ecuaţia generatoarei conului în sistemul de referinţă $x''O''y''z''$ este (IV.52):

$$(IV.52)\quad z''(r-R)=Ly-LR$$

iar coordonatele vîrfului V sînt: $x''_V=0$; $y''_V=0$; $z=V=\frac{LR}{R-r}$;

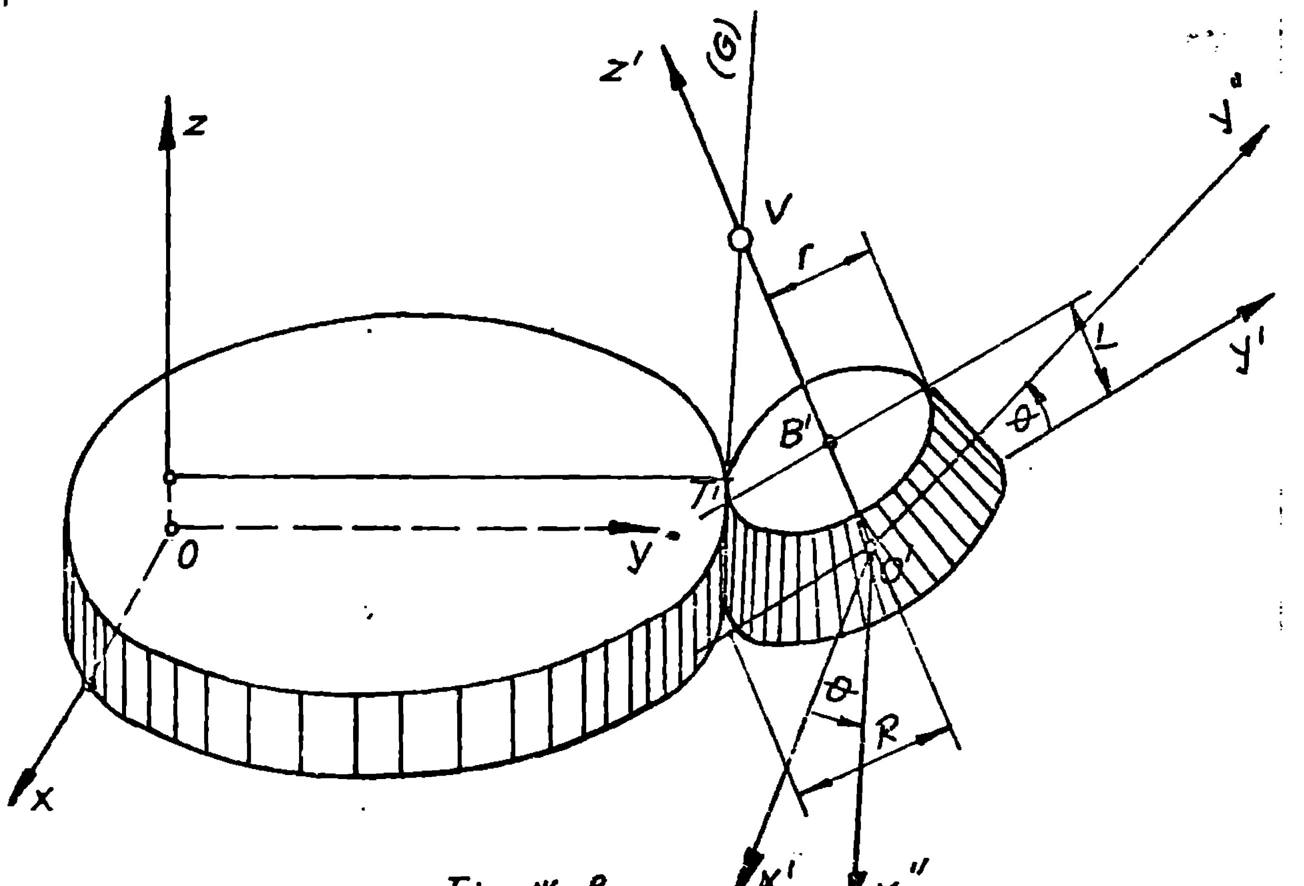


Fig. IV.8

In ecuaţia (IV.51) s-au făcut următoarele notaţii :

$R_{max}=a$ şi $R_{min}=b$

In sistemul de referinţă $x''O''y''z''$ ecuaţia generatoarelor suprafeţei conice este dată de relaţiile (IV.53) :

$$(IV.53)\quad \begin{aligned} x''&=\lambda(z''-v)\\ y''&=\mu(z''-v)\end{aligned}$$

Eliminînd x'', y'', şi z'' din ecuaţiile (IV.51) şi (IV.53) rezultă următoarea relaţie de compatibilitate (IV.54) :

$$(IV.54)\quad \frac{\lambda^2 v^2}{a^2}+\frac{\mu^2 v^2}{b^2}-1=0$$

Se elimină între relațiile (IV.53) și (IV.54) parametrii și rezultînd (IV.55), ecuația suprafeței conice a rolei în sistemul de referință $x''O'y'z''$:

$$(IV.55)\quad b^2v^2x''^2+a^2v^2y''^2-a^2b^2z''^2+2a^2b^2vz''-a^2b^2v^2=0$$

Pentru a scrie ecuația suprafeței conice a rolei în sistemul de referință de bază, xOyz, se face următoarea transformare de axe (IV.56):

$$(IV.56)\quad \begin{Bmatrix} x \\ y \\ z \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} x_0 \\ y_0 \\ z_0 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\alpha & -\sin\alpha \\ 0 & \sin\alpha & \cos\alpha \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos\theta & -\sin\theta & 0 \\ \sin\theta & \cos\theta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x'' \\ y'' \\ z'' \end{Bmatrix}$$

unde θ surprinde rotația în jurul axei proprii a rolei, iar unghiul α dat de relația (IV.56'):

$$(IV.56')\quad tg\,\alpha = R/v$$

reprezentînd rotația rolei în jurul axei Ox' pentru a rămîne tangentă pe generatoarea comună TT' cu suprafața cilindrică a camei. Efectuînd calculele, din relația (IV.56) rezultă expresiile (IV.57) ale coordonatelor punctelor de pe suprafața conică în sistemul de referință xOyz:

$$(IV.57)\quad \begin{aligned} x'' &= (x-x_0)\cos\theta + (y-y_0)\sin\theta\cos\alpha + (z-z_0)\sin\theta\sin\alpha \\ y'' &= -(x-x_0)\sin\theta + (y-y_0)\cos\theta\cos\alpha + (z-z_0)\cos\theta\sin\alpha \\ z'' &= \qquad -(y-y_0)\sin\alpha \qquad + (z-z_0)\cos\alpha \end{aligned}$$

Relațiile (IV.57) înlocuite în ecuația (IV.55) exprimă suprafața conică a rolei în sistemul de referință xOyz (IV.58):

$$(IV.58)\quad A_1x^2+A_2y^2+A_3z^2+2A_4xy+2A_5xz+2A_6yz+2A_7x+2A_8y+2A_9z+A_{10}=0$$

unde s-au făcut următoarele notații (IV.59):

$$\begin{aligned} A_1 &= v^2(b^2\cos^2\theta+a^2\sin^2\theta) \\ A_2 &= v^2(b^2\sin^2\theta+a^2\cos^2\theta)\cos^2\alpha - a^2b^2\sin^2\alpha \\ A_3 &= v^2(b^2\sin^2\theta+a^2\cos^2\theta)\sin^2\alpha - a^2b^2\cos^2\alpha \\ A_4 &= v^2(b^2-a^2)\sin\theta\cos\theta\cos\alpha \end{aligned}$$

$$
(IV.59)\quad
\begin{aligned}
&A_5 = v^2(b^2-a^2)\sin\theta\cos\theta\sin\alpha\\
&A_6 = (b^2v^2\sin^2\theta + a^2v^2\cos^2\theta + a^2b^2)\sin\alpha\cos\alpha\\
&A_7 = v^2\left[(y_0\cos\alpha + z_0\sin\alpha)(a^2-b^2)\sin\theta\cos\theta - x_0(b^2\cos^2\theta + a^2\sin^2\theta)\right]\\
&A_8 = v^2\left[x_0(a^2-b^2)\sin\theta\cos\theta\cos\alpha - (y_0\cos\alpha + z_0\sin\alpha)(b^2\sin^2\theta +\right.\\
&\quad \left.+ a^2\cos^2\theta)\cos\alpha\right] + a^2b^2(y_0\sin\alpha - z_0\cos\alpha - v)\sin\alpha\\
&A_9 = v^2\left[x_0(a^2-b^2)\sin\theta\cos\theta\cos\alpha - (y_0\cos\alpha + z_0\sin\alpha)(b^2\sin^2\theta + a^2\cos^2\theta)\sin\alpha\right] +\\
&\quad + a^2b^2(z_0\cos\alpha - y_0\sin\alpha + v)\cos\alpha\\
&A_{10} = 2x_0v^2(b^2-a^2)(y_0\cos\alpha + z_0\sin\alpha)\sin\theta\cos\theta + v^2(y_0\cos\alpha + z_0\sin\alpha)^2\cdot\\
&\quad \cdot(b^2\sin^2\theta + a^2\cos^2\theta) + v^2x_0(b^2\cos^2\theta + a^2\sin^2\theta) +\\
&\quad + a^2b^2\left[(y_0\sin\alpha - z_0\cos\alpha)(2v - y_0\sin\alpha + z_0\cos\alpha) - v^2\right]
\end{aligned}
$$

Suprafaţa cilindrică a camei are ecuaţia (IV.38), iar planul tangent într-un punct oarecare T de coordonate x_b, y_b, 0 se scrie (IV.46), iar pentru con ecuaţia planului tangent este (IV.60) :

$$
(IV.60)\quad (x-x_b)\frac{\partial f}{\partial x} + (y-y_b)\frac{\partial f}{\partial y} + z\frac{\partial f}{\partial z} = 0
$$

unde cu $f(x,y,z) = 0$ s-a notat ecuaţia (IV.58), iar cele trei derivate parţiale au expresiile date de relaţiile (IV.61) :

$$
\begin{aligned}
\frac{\partial f}{\partial x} &= 2A_1x + 2A_4y + 2A_5z + 2A_7\\
\frac{\partial f}{\partial y} &= 2A_2y + 2A_4x + 2A_6z + 2A_8\\
\frac{\partial f}{\partial z} &= 2A_3z + 2A_5x + 2A_6y + 2A_9
\end{aligned}
$$

Punînd condiţia ca cele două plane tangente să fie confundate, rezultă următorul sistem de ecuaţii (IV.62) :

$$
(IV.62)\quad
\begin{aligned}
&A_1x_b + A_4y_b + A_5z_b + A_7 = \frac{1}{2}\frac{\partial F}{\partial x}\\
&A_2y_b + A_4x_b + A_6z_b + A_8 = \frac{1}{2}\frac{\partial F}{\partial y}\\
&A_3z_b + A_5x_b + A_6y_b + A_9 = 0
\end{aligned}
$$

Sistemul de ecuaţii (IV.62) permite determinarea poziţiei originii sistemului de referinţă mobil $x''O''y''z''$ prin coordonatele x_o, y_o, z_o, ca soluții ale sistemului. Avînd unghiul α cunoscut, poate fi poziționată axa rolei spațiu și comparată poziția acesteia cu cea a mecanismului ideal.

d) Cazul abaterii de la circularitate-ovalitatea și abaterea de la cilindricitate-forma şa

Suprafața rolei în acest caz are forma unui hiperboloid cu o pînză (fig.IV.9), avînd una din generatoarele ce trec prin punctul $T(x_0, y_0, 0)$ confundată cu generatoarea cilindrului ce delimitează cama, respectiv planele tangente celor două suprafețe în punctul lor comun T sînt identice.

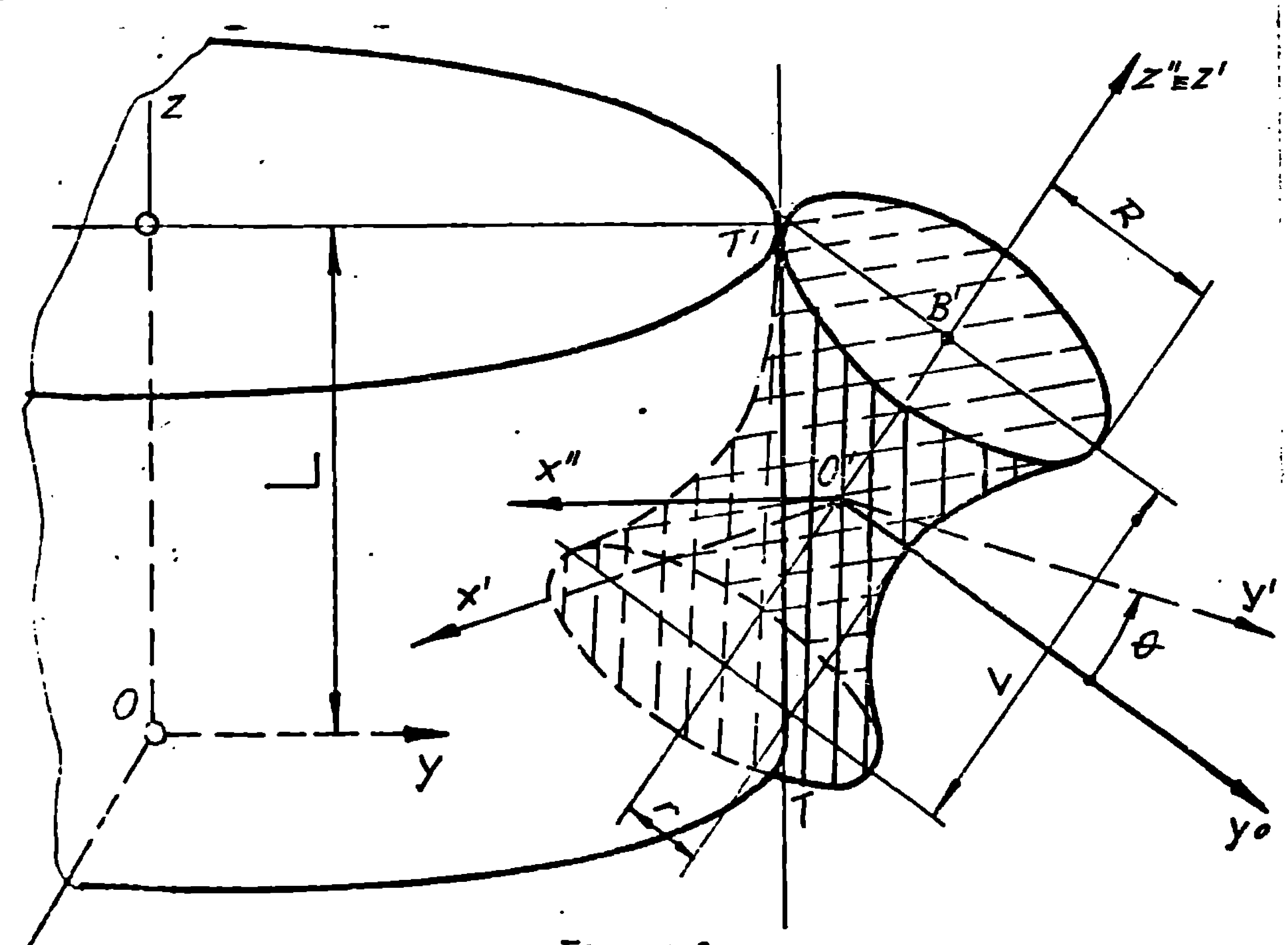


Fig. IV. 9

Ecuația suprafeței rolei în sistemul de referință $x''O'y''z''$ se poate obține ținînd cont că ea este generată de o elipsă mobilă ce se deplasează paralel cu ea însăși și se deformează, sprijinindu-se pe o hiperbolă (IV.65) :

$$\frac{x''^2}{a^2} + \frac{y''^2}{b^2} = \lambda$$

$$(IV.63)\qquad \begin{aligned} &z''=\mu \\ &\frac{x''^2}{a^2}-\frac{z''^2}{c^2}-1=0 \\ &y'=0 \end{aligned}$$

unde cu a, b, c s-au notat mărimile: $a = r_{max}$; $b = r_{min}$; $c^2=\frac{L^2}{R^2-4a^2}$

Relația de compatibilitate este (IV.64) :

$$(IV.64)\qquad \lambda-\frac{\mu^2}{c^2}-1=0$$

se obține ecuația hiperboloidului cu o pînză eliminînd parametrii λ și μ între relațiile (IV.65) :

$$(IV.65)\qquad \begin{aligned} &\frac{x''^2}{a^2}+\frac{y''^2}{b^2}=\lambda \\ &z''=\mu \\ &\lambda-\frac{\mu^2}{c^2}-1=0 \end{aligned}$$

Ecuația (IV.66) reprezintă suprafața căutată, a hiperboloidului cu o pînză :

$$(IV.66)\qquad \frac{x''^2}{a^2}+\frac{y''^2}{b^2}-\frac{z''^2}{c^2}-1=0.$$

Scriind în același sistem de referință $x''O''y''z''$, ecuațiile familiilor de generatoare rectilinii, se aleg dintre acestea cele care trec prin punctul $T(x''_b, y''_b, z''_b)$, date de relațiile (IV.67) :

$$(IV.67)\qquad \begin{aligned} (G_1)&\begin{cases} x''(b+y''_b)c-y''(cx''_b+az''_b)+z''(b+y''_b)a-b(cx''_b+az''_b)=0 \\ x''(cx''_b+az''_b)b^2c+y''(b+y''_b)a^2c^2-z''(cx''_b+az''_b)ab^2-a^2bc^2(b+y''_b)=0 \end{cases} \\ (G_2)&\begin{cases} x''(b-y''_b)c+y''(cx''_b+az''_b)+z''(b-y''_b)a-b(cx''_b+az''_b)=0 \\ x''(cx''_b+az''_b)b^2c-y''(b-y''_b)a^2c^2-z''(cx''_b+az''_b)ab^2-a^2bc^2(b-y''_b)=0 \end{cases} \end{aligned}$$

Calculînd cosinușii directori ai celor două generatoare se poate poziționa sistemul de referință mobil $x''O''y''z''$ față de sistemul xOyz. Se vor nota cu α_i, β_i și γ_i, unghiările de rotații corespunzătoare axelor Ox, Oy și Oz, unde indicele i = 1,2, după cum este vorba de generatoarea (G_1) sau (G_2). La această deplasare se adaugă rotirea rolei în jurul axei O'z', rotire caracterizată de unghiul θ.

Transcriind ecuația hiperboloidului cu o pînză în sistemul xOyz, se va utiliza transformarea ((IV.68):

$$(IV.68)\quad \begin{Bmatrix} X \\ Y \\ Z \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} X_0 \\ Y_0 \\ Z_0 \end{Bmatrix} + \|R_i\|^{T} \|R_3\|^{T} \begin{Bmatrix} X' \\ Y' \\ Z' \end{Bmatrix}$$

cu notaţiile (IV.69) :

$$\|R_i\| = \begin{bmatrix} \cos\beta_i\cos\gamma_i & \cos\beta_i\sin\gamma_i & -\sin\beta_i \\ \sin\alpha_i\sin\beta_i\cos\gamma_i - \cos\alpha_i\sin\gamma_i & \sin\alpha_i\sin\beta_i\sin\gamma_i + \cos\alpha_i\cos\gamma_i & \sin\alpha_i\cos\beta_i \\ \cos\alpha_i\sin\beta_i\cos\gamma_i + \sin\alpha_i\sin\gamma_i & \cos\alpha_i\sin\beta_i\sin\gamma_i - \sin\alpha_i\cos\gamma_i & \cos\alpha_i\cos\beta_i \end{bmatrix}$$

$$(IV.69)\quad \|R_3\| = \begin{bmatrix} \cos\theta & \sin\theta & 0 \\ -\sin\theta & \cos\theta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Din (IV.68) se obţine relaţia (IV.70):

$$(IV.70)\quad \begin{Bmatrix} X' \\ Y' \\ Z' \end{Bmatrix} = \left(\|R_i\|^{T} \cdot \|R_3\|^{T}\right)^{-1} \begin{Bmatrix} X - X_0 \\ Y - Y_0 \\ Z - Z_0 \end{Bmatrix}$$

care înlocuită în relaţia (IV.66) dă ecuaţia hiperboloidului cu o pînză în sistemul de referinţă xOyz. Aceasta are forma (IV.56) dar desigur cu alţi coeficienţi. Punînd condiţia ca planele tangente celor două suprafeţe să fie confundate, se obţine sistemul de ecuaţii algebrice de forma (IV.62) din care se pot determina coordonatele originii sistemului mobil, iar direcţiile α_i, β_i şi γ_i cunoscute, precum şi cu distanţa L se poate poziţiona axa rolei, respectiv punctul B'.

V. CONTRIBUȚII PRIVIND TEHNOLOGIA MECANISMELOR CU CAME PLANE

V.1. Studiul materialelor pentru mecanismele cu came plane

Contactul mecanic realizat în cupla superioară are un caracter dinamic, cu influențe multiple, atît din punct de vedere al frecării, de alunecare sau rostogolire, cît și al factorilor externi aleatori ce apar în procesul funcționării. Desigur, alegerea materialului cuplei superioare este influențată de toți factorii fizico-mecanici și de mediu care ar putea caracteriza condițiile de lucru ale mecanismului cu camă respectiv. Factorii mai importanți ce determină condițiile dinamice ale cuplei cinematice sînt:

- presiunea de contact și variația ei ;
- natura frecării ca urmare a mișcării relative dintre corpuri (camă-tachet sau camă-rolă) ;
- viteza mișcării relative dintre corpuri ;
- proprietățile elastice ale materialelor ;
- mediu de lucru ;

Factorii ce țin de domeniul utilizării mecanismului din punct de vedere al mediului de lucru, precum și aspectele tribologice ce apar în funcționare, în general nu pot fi total separați de aspectele dinamice ale funcționării, existînd o interdependență între acestea. Se vor aminti următorii factori de mediu și tribologici ce influențează funcționarea în timp a mecanismelor cu came :

- durata funcționării mecanismului ;
- temperatura mediului și a zonei de contact ;
- acțiunea corozivă a mediului ;
- microgeometri zonei de contact ;
- proprietățile straturilor superficiale ale materialelor ;

Influențele mari ce provin din funcționarea unui mecanism cu camă plană în condiții dinamice, puse în evidență de modelele dinamice prezentate în literatura de specialitate fac ca aceste aspecte ce țin de rigiditatea lanțului cinematic să reprezinte un element esențial în corelarea dimensiunilor elementelor și alegerea materialelor.

In funcție de aceste aspecte ce se urmăresc la proiectarea mecanismelor cu came, se vor analiza unele proprietăți fizico-chimice-mecanice ale materialelor. Desigur pentru alegerea materialelor există cîteva criterii generale esențiale cuplelor superioare, la care se pot adăuga aspecte particulare ce provin din condițiile de mediu și tehnologice. Deoarece scopul urmărit este mărirea rezistenței la uzare a mecanismului, trebuie îndeplinite cîteva condiții de bază :

- conductivitate termică cît mai bună a materialelor ;
- comportare bună la frecare fără predispoziție la gripare sau alte forme de uzare distructivă ;
- rezistențe ridicate la efecte termice ;
- modul de elasticitate redus .

La toate aceste se adaugă și aspectele economice, ce țin de prețul de cost, eliminarea materialelor deficitare, etc.

Factorii care influențează uzarea depind de natura uzării mecanice, care după cum se știe poate fi uzare prin adeziune, prin abraziune și prin oboseală. Din cauza complexității fenomenului de uzare apar simultan mai multe tipuri de uzare, eventual unul poate predomina.

Uzura de adeziune este influențată în mare măsură de compoziția chimică, structura și duritatea materialelor în contact. Două metale vor avea o uzură de contact minimă dacă nu sînt solubile unul în altul, să nu formeze compuși intermetalici definiți și nici aliaje (de exemplu: Fe/Ag, Fe/Sn, Fe/Pb, Cu/Sb, Cu/Mo și chiar Cr/Cu și Cr/Ag). Perechile care pot conduce la soluții solide constituie suprafețe de frecare necorespunzătoare (de exemplu : Fe/Cr, Fe/Cu, Fe/Ni, Cu/Ni, Cu/Al, Al/Ag). Se recomandă, de asemenea, ca unul dintre metale să fie plasat în dreapta coloanei Ni-Pt a sistemului periodic al elementelor.

In funcţie de raportul de acoperire A_1/A_2 al suprafeţelor în frecare este recomandată o structură mai moale pentru piesa cu suprafaţa mai mică, în cazul mecanismelor cu came, rolei sau tachetului.

In general se recomandă ca suprafeţele de frecare să fie confecţionate din materiale diferite, deoarece între materialele identice apar mai uşor microsudurile în punctele de contact, chiar la sarcini mici. In unele cazuri practice dau rezultate bune cuplele superioare din oţel moale şi fontă cenuşie nealiată, datorită unei solubilităţi reciproce reduse a structurilor martensitice şi fero-perlitice, la solicitări dinamice mici.

De asemenea, uzarea de adeziune este influenţată de vitezele relative ale corpurilor cuplei, astfel la oţelurile cu conţinut de carbon de 0,1-0,45 %, intensitatea uzurii creşte foarte mult la viteze mici (sub 0,5m/s), iar la viteze mari, de peste 2m/s, intensitatea uzurii rămîne constantă.

Calitatea prelucrării suprafeţelor (rugozitatea) reprezintă un factor important de care uzura adezivă depinde, dar care ţine mai puţin de material.

Uzura abrazivă se produce mai ales în mecanismele care lucrează în mediu abraziv şi nu sînt protejate corespunzător. Condiţia necesară producerii uzurii abrazive este diferenţa de duritate, dar ea poate să apară şi la o suprafaţă cu o duritate mai mare în urma frecării cu o suprafaţă mai moale dacă intervine transferul de metal.

Intre uzarea abrazivă la frecare metal-mineral şi duritatea metalelor există o relaţie liniară (fig.V.1). Se observă influenţa compoziţiei şi a tratamentului termic la oţeluri, a gradului de aliere, a felului tratamentului de durificare-ecruisare, etc., toate avînd acţiune favorabilă asupra rezistenţei la uzare a cuplelor.

In diagramă s-a notat cu ε raportul dintre uzura liniară a metalului sau aliajului respectiv şi uzura liniară a aliajului etalon.

Conform datelor din literatura de specialitate, în unele cazuri de frecare metal-metal, rezistenţa la uzarea abrazivă este legată mai mult de deformaţia elastică a materialului decît de duritatea lui, adică de raportul H/E, unde cu H s-a notat duritatea, iar cu E modulul de elasticitate. Acest raport poate deveni un criteriu a rezistenţei la uzare abrazivă, aceasta fiind cu atît mai ridicată cu cît raportul HB/E numit modul de uzare are o valoare mai mică (Tab. V.1).

La uzarea prin abraziune, sarcina exterioară are o acţiune preponderentă, conferindu-i un caracter foarte violent, însă doar o perioadă scurtă de timp, în cazul cînd apariţia abrazivului se datorește unui accident și nu prezenţei lui permanente în cantităţi noi, vehiculate între suprafeţele în frecare.

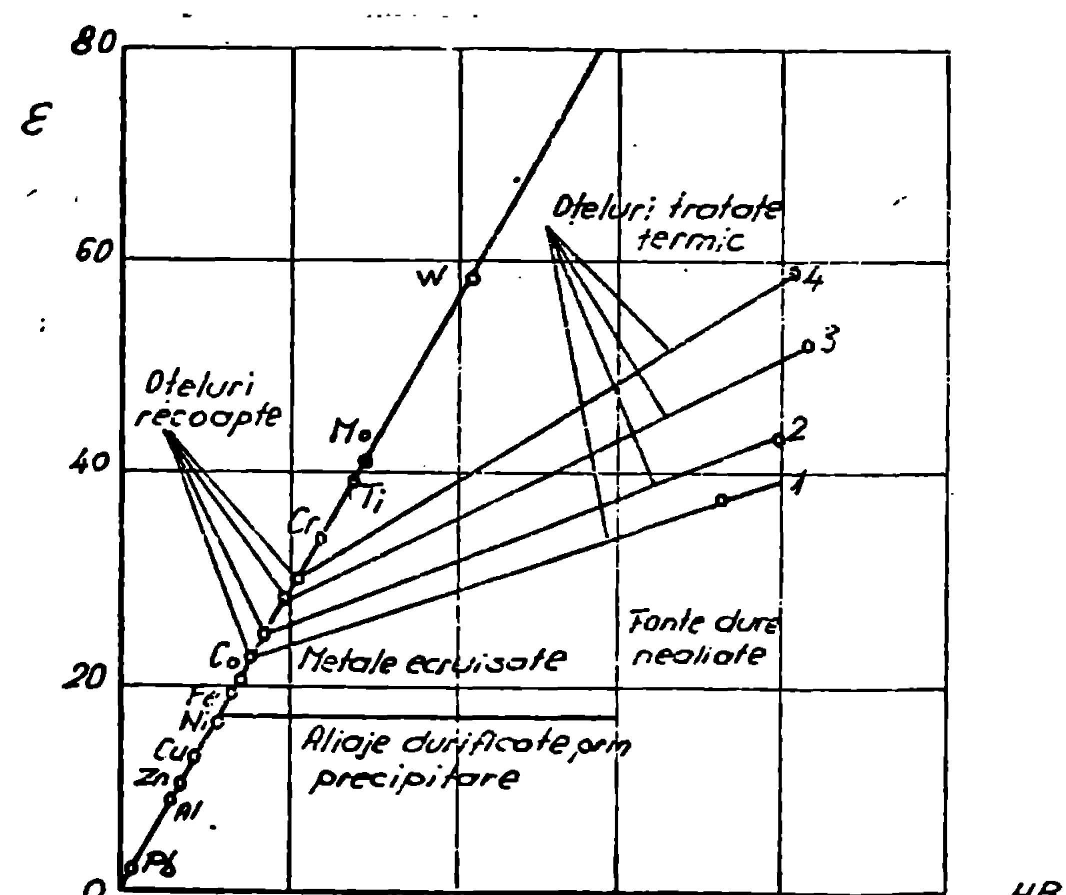


Fig. V. 1

Tab.V.1

Materialul metalic	Duritatea HB daN/mm	Modulul de elasticitate E lo	Raportul HB/E	Rezistența la uzare abrazivă (calitativ)
Staniu	6	8,5	0,7	1
Plumb	4	2	2	2
Cupru	40	16	2,5	3
Oțel semidur	180	29	6	4
Fontă cenușie moale	150	15	10	5
Oțel dur	600	29	20	6
Fontă cenușie dură	500	15	33	7

Uzarea prin oboseală este cea mai răspîndită formă de uzură a mecanismelor cu came și se produce în urma unor solicitări ciclice ale suprafețelor de contact, urmate de deformații plastice, tensiuni interne ale straturilor superficiale de material și în final de fisuri, ciupituri sau exfoliere.

In general, la căile de rulare a cuplelor superioare, în cazul materialelor cu HB $\leqslant$ 350 apare uzura prin ciupituri (Pitting), care poate fi evitat prin tratamente termice și termochimice, cît și prelucrarea suprafețelor prin rectificare rapidă, pe adîncime foarte mică (cca 0,025mm).

In cazul mecanismelor cu came cel mai răspîndit mod de uzare prin oboseală este Spalling-ul (exfolierea) și care se manifestă prin desprinderea de pe suprafețele de frecare a unor particule de uzură sub forma unor solzi, uneori de mărime mare, dînd uzura catastrofală, ca rezultat al oboselii substratului suprafeței de contact.

Factorul cel mai important care influențează uzarea prin oboseală a suprafețelor este natura materialelor, apoi sarcina exterioară, care va avea cu timpul influențe mai mari decît la început.

Mecanismele cu came care lucrează în condiții dinamice intense și la care apar fenomene de întreruperi ale continuității lanțului cinematic pot prezenta suprafețe cu uzură de impact, care poate fi descompusă în uzare prin percuție și uzare prin eroziune. In general, uzarea de impact conține toate aspectele de bază ale uzurii : de adeziune, de abraziune și oboseală, asociate și cu o uzare termică, eventual și chimică.

Alegerea unui material ce va lucra în condiții de uzare trebuie să țină cont pe lîngă toate aspectele amintite la începutul acestui paragraf, de faptul că el va lucra "în pereche", respectiv camă-rolă sau camă-tachet. De asemenea, existînd numeroși factori care împiedică recomandarea unui material universal, uneori cu influențe contradictorii, se recomandă alegerea soluției optime prin încercări a unor perechi de materiale, urmărind comportarea lor în condiții de laborator.

La mecanismele cu came condițiile de funcționare variate pot da naștere diferitelor tipuri de uzuri, oricare putînd fi preponderent. De aceea materialelor care se vor analiza li se vor preciza și domeniile de utilizare.

a) Oțelurile

Oțelurile carbon de construcție cu C $\leq$ 0,4 % se pot folosi și sînt foarte economice, numai în cazul solicitărilor mari la uzură de adeziune și la uzare prin impact, datorită tenacității și deformabilității lor.

Oțelurile carbon cu conținut de carbon între 0,4–0,6 % au o comportare bună la uzare și prezintă o bună tenacitate.

Conținutul de carbon mai ridicat, între 1–1,3 %, ale oțelurilor dau rezultate bune la condiții mai severe de utilizare, în special cele care au o structură perlitică lamelară, fin dispersă (sorbita, troostita) .

Desigur, proprietățile fizico-mecanice ale oțelurilor se pot considerabil îmbunătăți prin tratament termic sau termochimic. Ele vor fi prezentate în paragraful următor.

Dacă pentru funcționarea unui mecanism cu camă se impun garanții în ceea ce privește siguranța răspunsului, alegerea oțelurilor se va face în funcție de eficacitate și economicitate, în ordinea următoare :

- oțel carbon dur sau extradur, netratat termic;
- oțel semidur (carbon sau slab aliat) călit total

sau superficial ;

- oțel moale (carbon sau slab aliat), durificat superficial prin cementare, cianurare sau carbonitrurare ;
- oțel nitrurat ;
- oțel înalt aliat călit.

Pentru mecanismele cu came puternic solicitate în special la uzare prin alunecare și impact se recomandă oțelurile slab aliate cu Mn, Si, Cr, (concomitent) , însă acestea nu pot fi prelucrate prin ștanțare.

In cazurile mai puțin solicitate, se pot alege oțeluri de îmbunătățire aliate cu unul din cele trei elemente. In special, în cazurile mecanismelor cu came și tachet cu rolă, cu solicitare exterioară mare se recomandă oțelurile hipereutectoide slab aliate cu Cr, avînd o rezistență la gripare superioară oțelurilor de cementare.

O comportare foarte bună la uzare o au oțelurile de scule aliate cu Cr, W/Mo, V, dintre care cele mai bune sînt oțelurile rapide (STAS 7382-80) .

Oțelurile austenitice manganoase conținînd 12-20 % Mn și un raport C/Mn = 1:10, îndeosebi sub formă turnantă sînt foarte rezistente la uzare, mai ales la uzarea prin abraziune (avînd o rezistență de oca de 10 ori mai mare ca oțelurile carbon obișnuite). Acestea au proprietatea creșterii durității prin ecruisare la deformarea la rece, fiind recomandate la contact camă-rolă și nu în cazul tacheților cu vîrf sau talpă, deoarece sînt puternic deteriorate prin adeziune. Neajunsuri mari prezintă la prelucrarea prin așchiere și de aceea se folosește în special pentru camele turnate. In general aceste mecanisme cu came din oțeluri dure manganoase se recomandă să funcționeze la temperaturi sub 400° C.

Dacă mecanismele cu came sînt folosite în medii corozive sau în confecționarea de utilaje pentru industria alimentară se recomandă utilizarea oțelurilor aliate cu Ni și Cr, acestea însă sînt mai scumpe și nu au proprietăți satisfăcătoare la uzarea de impact din cauza fragilității lor.

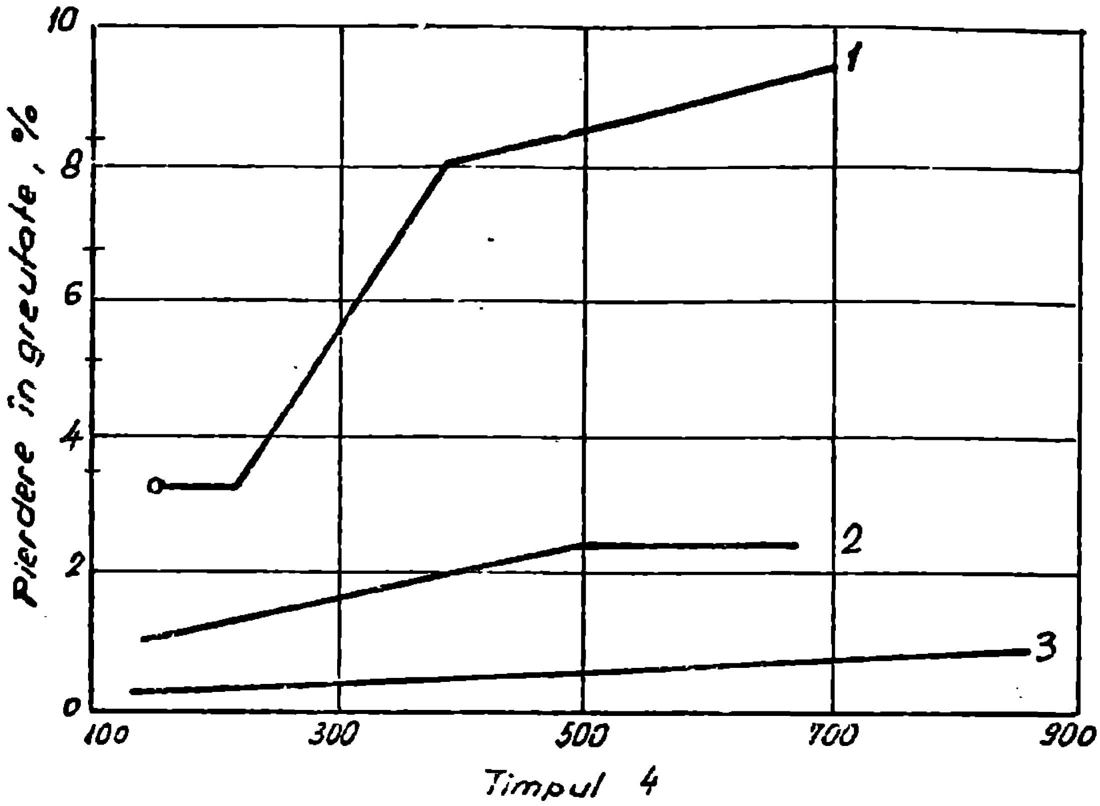


Fig. V.2

In figura V.2 curba 1 reprezintă curba de uzură a oțelului carbon obișnuit, 2 este curba de uzură a oțelului grafitizat și 3 a oțelului înalt aliat cu mangan.

b) Fonte

Fontele sînt deseori folosite în confecționarea mecanismelor cu came deoarece ele sînt mai favorabile decît oțelurile pentru suprafețe de uzare datorită prezenței grafitului lamelar sau globular.

Pentru sarcini de frecare mai mari se folosesc pe scară largă fontele nealiate și aliate cu grafit nodular, care au proprietăți antiuzare și cu proprietăți mecanice între cele ale fontelor cenușii obișnuite și cele ale oțelurilor.

Fontele maleabile au comportare asemănătoare cu fontele cenușii avînd și proprietățile mecanice apropiate.

In cazul uzurii abrazive foarte mari sînt recomandate fontele albe, cementitice, turnate în cochilă.

Dintre fontele cenușii cea mai bună comportare la uzare o au cele cu masa de bază perlitică lamelară, fină, complet lipsită de ferită liberă şi avînd o cantitate redusă de cementită liberă.

In funcţie de constituenţii metalografici de bază, perlita globulară prezintă o uzură mai mare decît cea lamelară. Cei mai favorabili constituenţi de bază sînt, în ordine: perlita lamelară, bainita-troostita şi martensita.

In structura fontelor pentru uzură o importanţă mare o are grafitul, care conferă fontelor lipsa tendinţei de gripare, îmbunătăţind lubrefierea perechii în frecare mixtă. Foarte bine se comportă grafitul fin, eutectic, cu multă ferită liberă în zonele structurale ale eutecticului grafitic. Spre exemplu, o fontă cu o matrice perlitică fină, cu grafit fin şi omogen distribuit, se uzează de aproximativ 1oo de ori mai puţin decît o fontă cenuşie obişnuită.

Toate aspectele tratate mai sus, care definesc comportarea la uzare a fontelor sînt influenţate de prezenţa elementelor de aliere.

Siliciul, care este element grafitizant, reduce duritatea şi conţinutul de carburi, se recomandă în cazul mecanismelor cu came şi tacheţi cu role, prezentînd o bună rezistenţă la uzare prin frecare de rostogolire. In rest, conţinutul de siliciu se recomandă între 1,8-2,2 %.

Fosforul se recomandă să fie limitat sub o,85 %, deoarece la conţinuturi mai ridicate scade tenacitatea.

Manganul are un efect favorabil asupra rezistenţei la uzare prin formarea mai accentuată de carburi şi prin fixarea martensitei şi austenitei. Conţinutul de Mn poate ajunge în anumite cazuri speciale pînă la 12 % rezultînd o structură austenitică.

Sulful înrăutăţeşte comportarea la frecare a fontelor şi de aceea conţinutul acesteia se limitează la valori mici.

Influenţa diferitelor elemente de aliere asupra rezistenţei la uzură este redată în figura V.3.

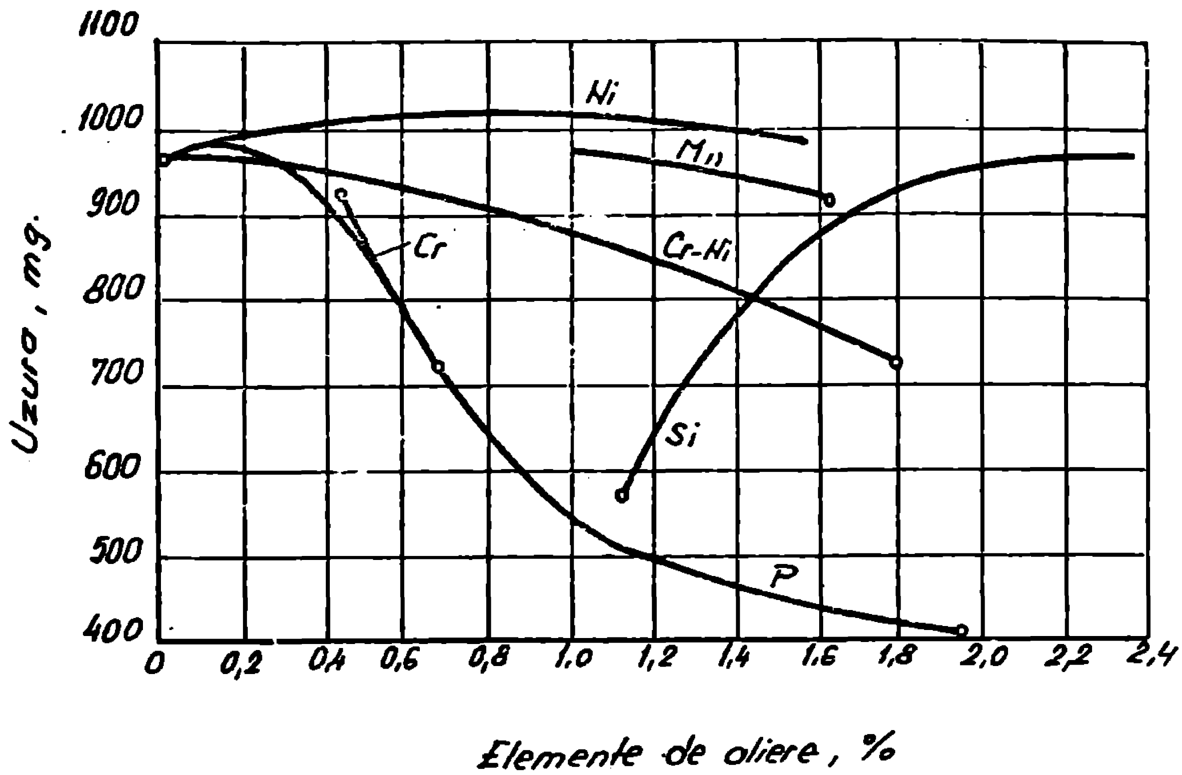


Fig. V.3

In utilizarea fontelor pentru realizarea cuplei superioare trebuie avut în vedere faptul că uzarea fontelor creşte cu sarcina, cu creşterea presiunii de contact, în special la temperaturi ridicate, de la cca 300° C în sus. Presiunea de contact admisibilă pentru cuplele superioare din fontă este de 12-15 daN/cm pentru fontele obişnuite, ajungînd pînă la 20 daN/cm pentru fontele cu forma nodulară a grafitului.

Ca şi în cazul oţelurilor, o importanţă mare o are alegerea perechilor de materiale din care se confecţionează cupla superioară. Uzarea fontă/fontă, în general este mai mică decît fontă/oţel.

Pentru mecanismele cu came supuse la solicitări dinamice prin şoc (legi de profilare cu salturi de acceleraţii) se recomandă fontele cu conţinut de 2,5-3 % C, 1-1,5 % Si, 0,5-1 % Mn, 0,7-1 % Ni, 0,3-0,5 % B. Deşi unele fonte prezintă rezistenţă la uzare mult mai ridicată prin alierea cu Cr şi Ni, nu sînt însă folosite larg din cauza preţului de cost ridicat. (Fonta Ni-hard are o durabilitate de cca 5 ori mai mare decît a oţelului manganos).

Se remarcă, de asemenea fonta aliată turnată în cochile cu crustă dură de 3-4 mm pentru confecționarea tacheților, conținînd 3,6-3,9 % C, 1,3-1,6 % Si, 0,35-0,45 % Cr, 0,2-0,3 % Mo, 0,7-0,9 % Cu, fosfatată, cu duritate de 555-255 Hb (de la margine spre miez). Acestea lucrează de obicei cu came din oțel carbon de îmbunătățire, călite la 550HB.

c) Aliaje dure rezistente la uzare

Astfel de materiale dure sînt preluorate de obicei prin metalurgia pulberilor, conțin o cantitate ridicată de carburi pe lîngă lianții metalici, sînt utilizate pentru mecanismele cu came puternic solicitate la uzare și care suportă încărcări dinamice prin șocuri. Deși aceste materiale au un preț de cost mult mai ridicat, deoarece prezintă o durabilitate mult mai mare (de cca 60 de ori cea a oțelurilor) pot compensa aceasta.

Se recomandă, în cazuri de solicitări deosebite, materialele sinterizate compuse, de tip Ferro-Titanit, conținînd pînă la 50 % carburi într-o matrice din oțel, care în stare recoaptă poate fi așchiat, iar prin călire ating durități 62-72 HRC și au un preț de cost mai redus.

d) Materiale pentru acoperiri rezistente la uzare

Se obișnuiește în unele cazuri să se mărească rezistența la uzare a cuplei superioare camă-rolă sau camă-tachet prin acoperiri cu straturi antiuzare, depuse prin galvanotehnie sau prin metalizare prin pulverizare.

Cea mai răspîndită metodă de depunere galvanică este cromarea dură. Suprafețele cromate posedă o duritate înaltă de pînă la 1200 HV, tendință redusă la gripare, valori de 0,25-0,3 ale coeficientului de frecare de alunecare pe fontă, precum și rezistență la coroziune.

V.2. Tratamente termice și termochimice ale materialelor metalice ale cuplei superioare

După cum s-a precizat în paragraful precedent, rezistența la uzare a oțelurilor și fontelor se poate îmbunătăți prin tratament termic sau termochimic.

Dacă materialul trebuie să romînă tenace în miez, sau comportări bune la uzare numai pe anumite zone (în cazul dimensiunilor mari) se poate folosi tratamentul termic de călire superficială, prin care se obține un strat protector dur, rezistent la uzare. Călirea se poate aplica tuturor oțelurilor călibile, celor de îmbunătățire, celor turnate, precum și fontelor. Duritatea obținută este cuprinsă între 50-64 HRC și se recomandă în special camelor.

Tratamentele termochimice cele mai frecvente sînt: cementarea, nitrurarea (cianurarea, carbonitrurarea) și unele metalizări prin difuzie ca cromizarea, silicizarea, borizarea.

Cementarea se aplică oțelurilor cu conținut scăzut de carbon (sub 0,2 %), eventual aliate cu Mn-Cr, Mo-Cr, Cr-Ni, Cr-Mn-Ti, se recomandă tot pentru obținerea unei suprafețe dure, rezistente la uzare, în timp ce miezul rămîne rezistent, tenace. Pe suprafața exterioară cementată se formează martensita, iar în cazul oțelurilor aliate carburile metalice, prin care rezistența la uzare a straturilor superficiale crește considerabil.

Cianurarea (nitrurarea) este realizată în băi de săruri, îndeosebi cianuri pentru oțeluri și fonte nealiate, sau amoniac gazos pentru oțelurile aliate cu Cr, Mo, V, care pot ajunge la o duritate de 750-900 HV. Oferă posibilitatea obținerii unui strat de uzură deosebit de rezistent, în special la uzarea de alunecare, fiind deci recomandată pentru mecanismele cu came cu tachet cu talpă sau vîrf, avînd și o bună stabilitate termică pînă la 500° C.

Suprafețele astfel tratate prezintă o oarecare sensibilitate la solicitări dinamice de șoc.

Carbonitrurarea este utilizată pentru mărirea durității și a rezistenței la uzare a materialelor cu conținut scăzut de carbon, deosebit de eficace în cazul oțelurilor aliate. Se folosește ca și cementarea, cu precizarea, însă, că datorită azotului care stabilizează austenita este mare pericolul rămînerii unei cantități de austenită reziduală, care micșorează rezistența la uzare.

Prin cromizarea prin difuzie se obțin suprafețe rezistente la uzare şi la coroziune, dar mai puţin rezistente la solicitări mecanice.

Borizarea suprafeţelor metalice din oţel realizează suprafeţe dure pînă la 17oo-24oo HV, cu bună rezistenţă la uzare şi la coroziune, chiar la temperaturi înalte.

Silicizarea realizează suprafeţe cu mare rezistenţă la coroziune şi în acelaşi timp şi la uzare, în special în cazul lubrefierii, avînd o suprafaţă poroasă, nu foarte dură (18o-24o HB).

In general, adîncimea şi duritatea stratului superficial durificat se aleg în funcţie de condiţiile de lucru şi de solicitare, precum şi de tipul oţelului utilizat, stratul nu trebuie să fie mai adînc decît minimul necesar pentru a nu se scumpi în mod inutil costul tratamentului. Astfel, dacă camele şi tacheţii sînt solicitaţi la uzare prin alunecare (abrazivă) stratul tratat trebuie să fie foarte dur, iar adîncimea lui de min.2-3 ori mai mare decît uzura maximă admisă.

In cazul fontelor, tratamentele termice contribuie la îmbunătăţirea caracteristicilor fizico-mecanice ale lor, la mărirea rezistenţei acestora la uzare, prin durificarea suprafeţelor active de lucru.

Călirea fontelor, în special a celor perlitice, măreşte rezistenţa la uzare cu cca 5o % (rămîne însă inferioară fontei albe). Se recomandă călirea izotermă, în cazul acesta austenita reziduală se descompune în martensită şi troostită.

Rezistenţa la uzare a unei fonte cu conţinutul de carbon sub 3,5 %, Si 1,7 %, Mn o,65 %, Ni 1,8 %, Cr o,45 %, poate fi considerabil mărită printr-un tratament termic de îmbunătăţire, constînd dintr-o călire în ulei la 85o°C şi revenire fie la 3oo°C, fie la 55o°C.

In cazul camelor cu came din fontă pentru sisteme de comandă este răspîndit tratamentul termic de durificare prin călire superficială după încălzirea la peste 9oo°C cu flacără cu gaz. Adîncimea stratului durificat este de o,8-4 mm şi o duritate de 45o-6oo HB. Zona călită cu flacără este stabilă la revenire pînă la 3oo°C, fiind recomandată totuşi o revenire la 2oo°C pentru eliminarea tensiunilor interne.

Elementele de aliere (Ni pînă la 4 %, Cr pînă la o,5 %, Mo pînă la o,75 % şi V pînă la o,3 %, fiecare în parte sau împreună favorizează călirea superficială, în special în cazul solicitărilor statistice mari, la presiuni de contact mari.

Fontele cu grafit nodular se pot căli autogen foarte bine, spre deosebire de fontele maleabile cu miezul negru (complet feritic).

Nitrurarea fontelor este un procedeu foarte larg folosit pentru fontele a căror compoziţie este următoarea : 2,4-2,8 % C, 1,5-2,8 % Si, 0,5-0,8 % Mn, 0,8-1,5 % Al, o,2-1,7 % Cr, 0,3-0,7 % Mo, şi uneori 0,2 % V. Nitrurarea se realizează la temperaturi cuprinse între 525-57o°C, timp de 4o-75 ore, în funcţie de compoziţia chimică a fontei şi adîncimea dorită a stratului durificat, de obicei între o,25-o,4 mm, avînd o duritate de 78-8o HRC. Se recomandă conţinutul în fosfor al fontelor destinate nitrurării să fie sub o,25 %.

Pentru came sînt răspîndite fontele cu conţinut de 3,1-3,4 % C, 0,5-0,7 % Mn, 2,1-2,4 % Si, sub 0,2 % P, 0,15-0,25 % Cr, sub 0,15 % Ni, care se durifică prin cianurare, obţinînd straturi cu duritate de 4o-5o HRC, pe o adîncime de 0,075-0,125 mm. Adaosurile de Mo şi mai ales Ni-Cr-Mo (pînă la 1,5 % fiecare) măresc duritatea superficială şi îndeosebi adîncimea stratului dur.

Metalizările prin difuziune (cromizarea, silicizarea, borizarea) măresc rezistenţele la uzură a fontelor).

Cromizarea dură ridică rezistenţa la uzură a corpurilor în special la frecarea de alunecare (uzura abrazivă).

In general, pentru confecţionarea camelor şi tacheţilor se recomandă împerecherea materialelor conform tabelului V.2. Tratamentele termochimice îmbunătăţesc substanţial comportarea în exploatare a acestor cuple superioare. Cementarea sau nitrurarea asigură în stratul superficial o structură cementito-perlitică cu un grad de grafitizare, cu duritate şi rezistenţă la uzare mai ridicată. Incluziunile de grafit în fonta de came sau tachet sînt considerate microdefecte în masa materialului, contribuind la formarea amorselor de distrugere prin abrazare sau oboseală.

Tab.V.2

CAMA	TACHET
Oţel	Fontă turnată
Fontă călită	Oţel
Fontă călită	Fontă călită
Fontă călită	Fontă turnată
Fontă călită	Fontă aliată turnată
Fontă	Oţel
Fontă	Fontă turnată

V.3. Studiul uzurii mecanismelor cu came plane

Deoarece performanţele mecanismelor cu came depind de starea suprafeţelor în contact, de lubrificaţia lor, de materialele şi tratamentul termic aplicat este necesară reconsiderarea influenţei acestor factori pentru a obţine caracteristici funcţionale sporite, aspectul amintit fiind criteriu final în proiectare. Deşi mai puţin studiată şi controversată problema suprafeţelor în contact, abordată în cercetări experimentale de laborator permite evidenţierea a două concluzii: în primul rînd adevărata solicitare de regim nu este cunoscută, iar în al doilea rînd suprafeţele obţinute prin prelucrare sînt mult diferite de cele stabilite teoretic pe cale matematică. Ca urmare, este deosebit de utilă abordarea acestor probleme ce vizează mecanismele reale cu came, în comparaţie cu mecanismele ideale.

Se vor considera în continuare mecanismele cu came ca fiind cuple de frecare de clasa a doua (cuple superioare cu contact liniar). Complexitatea fenomenului tribologic şi multitudinea parametrilor impune dificultăţi în abordarea pe cale analitică şi chiar numerică a tehnicii de calcul. Studiul fenomenului frecării şi uzării cuplei începe cu modelarea suprafeţei reale de contact, diferită de cea teoretică, deoarece sub acţiunea sarcinii normale corpurile în contact se deformează. Studiul deformaţiilor şi eforturilor unitare în punctul de contact reprezintă unul din capitolele cele mai complicate ale teoriei elasticităţii, rezolvată de Hertz şi pentru cazul contactului liniar a doi cilindri pe generatoare.

Procesul de frecare are drept urmare pierderea de energie şi uzarea (desprinderea de material şi modificarea stării iniţiale a suprafeţelor în contact). Cunoaşterea şi limitarea uzurii constituie principalul obiectiv al tribologiei mecanismelor cu came. Se va admite că în cazul mecanismelor cu came, atît la frecarea uscată cît şi în prezenţa lubrefiantului, natura uzării este de aderenţă.

In continuare se vor evidenţia principalii parametrii care intervin şi influenţează uzura din mecanismele cu cuple superioare, precum şi modul în care aceasta influenţează precizia cinematică şi dinamică a mecanismelor cu came plane.

Se semnalează faptul că mecanismele cu came sînt compuse din elemente imprecis prelucrate, care prezintă abateri faţă de dimensiunile nominale, teoretice, abateri limitate prin sistemul de toleranţe de prelucrare impuse la proiectarea şi peste care se suprapun variaţiile dimensionale datorate uzurii, care împreună duc la modificarea esenţială a funcţiei de răspuns.

Studiul simultan al celor două surse de erori va permite o concluzie unitară şi oferă posibilitatea limitării efectelor lor.

Pentru un studiu analitic al influenţei geometriei elementelor mecanismului cu came plane asupra uzurii lor se impune construirea unui model matematic adecvat. Datorită complexităţii fenomenului uzurii în mecanismele cu cuple superioare, care rezultă din neliniaritatea dependenţei factorilor asociaţi procesul de uzare, se adoptă următorul sistem de ipoteze :

- deşi simultan prezente, rostogolirea şi alunecarea rolei pe profilul camei, suprafaţa de contact a celor două elemente se presupune a fi compusă din două părţi: una de rostogolire şi alta de alunecare ;

- drumul parcurs pe intervalul rostogolirii de cele două elemente în contact este acelaşi, adică este absentă şi prin urmare lucrul mecanic al forţelor de legătură este nul ;

- intervalul alunecării este supus forţelor de legătură : reacţiunea normală şi forţa de frecare de aderenţă, legate între ele prin coeficientul de frecare ;

- deformaţiile plastice se neglijează ;

- elementele în contact sînt din acelaşi material şi sînt asimilate unor semiplane semiinfinite ;

- procesele care au loc pe suprafaţa de contact sînt continue, iar tensiunile şi deformaţiile interioare şi pe contur sînt finite.

In virtutea acestor ipoteze, interacţiunea dintre cele două elemente poate fi privită ca avînd loc între doi cilindrii cu centrele de curbură în punctele R şi K, cu razele de curbură r_1 şi r_2 (fig.V.4).

Ca urmare a încărcării N din cupla superioară centrele de curbură numite se apropie cu mărimea D, definită de relaţia (V. 1.) :

$$(V.1)\quad D_0 = C_1C_2 + d_r(x) + d_c(x)$$

unde $d_r(x)$ şi $d_c(x)$ sînt deformaţiile elastice în direcţia axei Oy ale rolei şi respectiv ale camei în punctul de abscisă x.

Astfel, sub acţiunea forţei N şi a apropierii centrelor de curbură contactul liniar degenerează într-o suprafaţă care se împarte în două zone. Se consideră pentru suprafaţa de contact sistemul de coordonate din figura V.5 .

Distanţa C_1C_2 se exprimă cu relaţia (V.2.) :

$$(V.2)\quad C_1C_2 = \frac{1}{2}x^2\left(\frac{1}{r_1} \pm \frac{1}{r_2}\right)$$

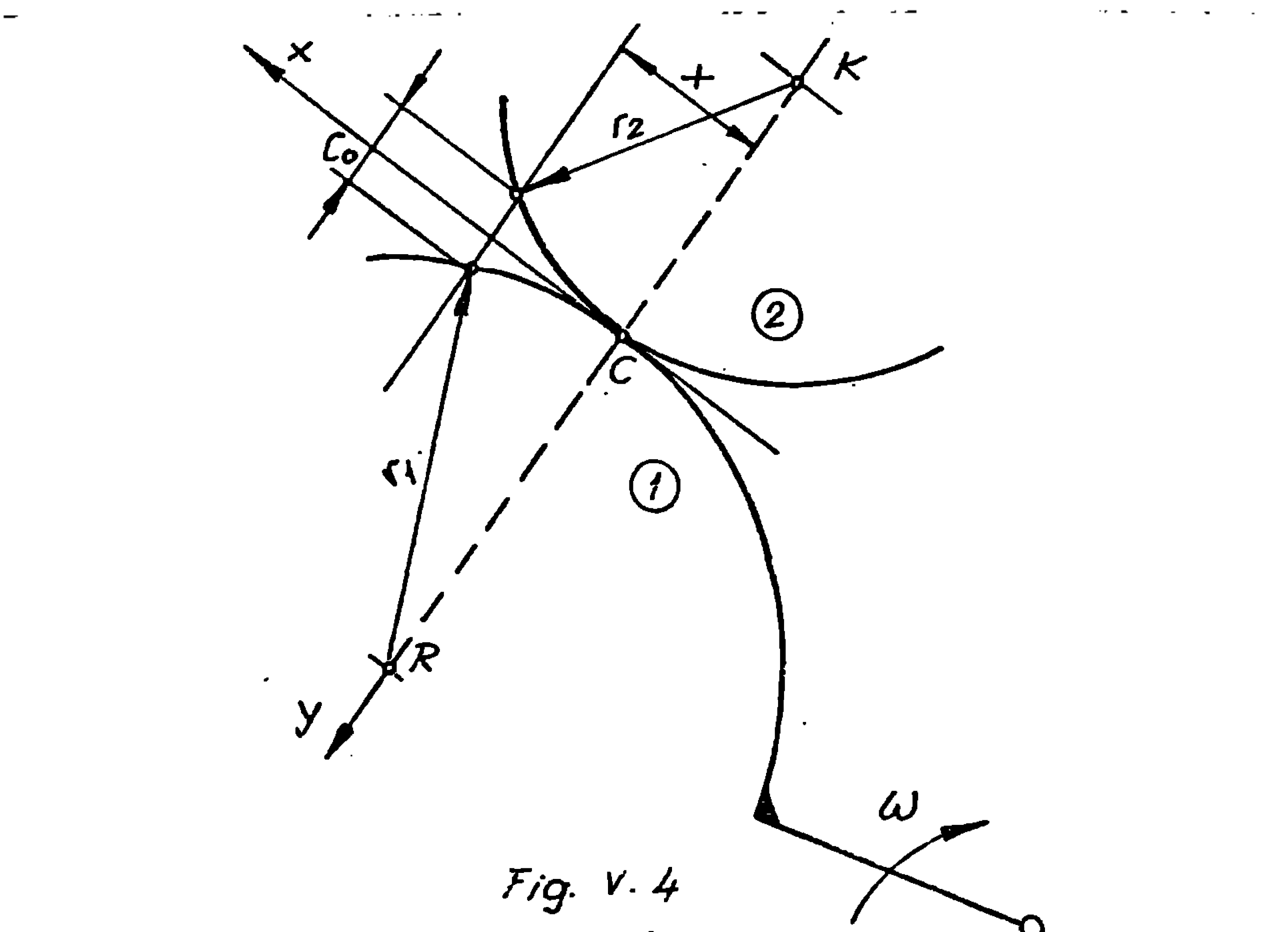


Fig. V. 4

unde semnul minus corespunde suprafeței concave și în consecință relația (V. 2.) se scrie (V. 3.) :

$$(V.3)\qquad \Delta_0 = \frac{1}{2}x^2\left(\frac{1}{r_1} \pm \frac{1}{r_2}\right) + d_r(x) + d_c(x)$$

care derivată în raport cu variabila x conduce la relația (V. 4.):

$$(V.4)\qquad 0 = x\left(\frac{1}{r_1} \pm \frac{1}{r_2}\right) + \frac{\partial}{\partial x}\left[d_r(x) + d_c(x)\right]$$

În relația de mai sus membrul stîng $\frac{\partial D_0}{\partial x} = 0$ deoarece pentru fiecare punct D_0 este o mărime constantă.

Privind suprafața rolei și camei ca semiplane elastice infinit de mari (linia de contact $\ll r_1$) se poate scrie pentru cazul deformației plane (V. 5.):

$$(V.5)\qquad \frac{\partial d_r(x)}{\partial x} = \frac{\partial d_c(x)}{\partial x} = -\frac{2(1-\nu^2)}{\pi E}\int_{-b}^{b} \frac{p(u)\,du}{x-u}$$

Partea dreaptă a ecuației (V. 5.) este integrala lui Cauchy unde p(x) = p (u) este sarcina distribuită liniar pe 1 cm din lățimea camei, reprezentînd intervalul x = u = - D pînă la x = u = D, ν - este constanta lui Poisson, iar G este modulul de elasticitate.

Din relațiile (V. 4) și (V. 5) se obține (V. 6.):

$$(V.6)\qquad x\left(\frac{1}{r_2}\pm\frac{1}{r_1}\right)=\frac{4(1-\nu^2)}{\pi E}\int_{-D}^{D}\frac{p(u)\,du}{x-u}\ ;\quad cu\ x^2\leq D^2$$

Fiind necesară cunoașterea sarcinii distribuite p(u) = p(x) din teoria ecuațiilor integrale se știe (V. 7.):

$$(V.7)\qquad \frac{1}{\pi}\frac{(C_0+C_1u+C_2u^2)\,du}{(x-u)\sqrt{D^2-u^2}}=\begin{cases}-C_1-C_2 & pentru\ x^2<D^2\\ -C_1-C_2x+\dfrac{x}{|x|}\cdot\dfrac{C_0+C_1x+C_2x^2}{x^2-D^2}; & x^2>D^2\end{cases}$$

Prin alegerea corespunzătoare a coeficienților expresiei se obține (V. 8.):

$$(V.8)\qquad p(x)=p(u')=\frac{C_0'+C_1'x'+C_2'x'^2}{\sqrt{D^2-x'^2}}=\frac{C_0'+C_1'u'+C_2'u'^2}{\sqrt{D^2-u'^2}}$$

care reprezintă soluția ecuației (V. 6.).

Introducînd relația (V. 8) în (V. 6) se obține (V. 9):

$$(V.9)\qquad x\left(\frac{1}{r_2}\pm\frac{1}{r_1}\right)=\frac{4(1-\nu^2)}{\pi E}(C_1'+C_2'x)=\frac{4(1-\nu^2)}{\pi E}(C_1'+C_2'u)$$

$$cu\ x^2=u^2\leq D^2$$

de unde aplicînd condițiile la limită se obține (V. 10):

$$(V.10)\qquad C_1'=0\quad ;\quad C_2'=\frac{E\left(\frac{1}{r_2}\pm\frac{1}{r_1}\right)}{4(1-\nu^2)}$$

Din condiția ca încărcătura p(x) să nu ia valori infinite, întrucît numitorul se poate anula, se impune ca și numărătorul relației să fie nul, de unde se obține mărimea (V. 11.):

$$(V.11)\qquad C_0'=\frac{E\left(\frac{1}{r_2}\pm\frac{1}{r_1}\right)}{4(1-\nu^2)}\cdot D^2$$

Inlocuind (V. 10) și (V. 11) în (V. 8.) se obține (V. 12.):

$$(V.12)\qquad p(x)=p(u)=\frac{E}{4(1-\nu^2)}\left(\frac{1}{r_2}\pm\frac{1}{r_1}\right)\sqrt{D^2-x^2}\ ;\ pt.\ x^2=u^2\leq D^2$$

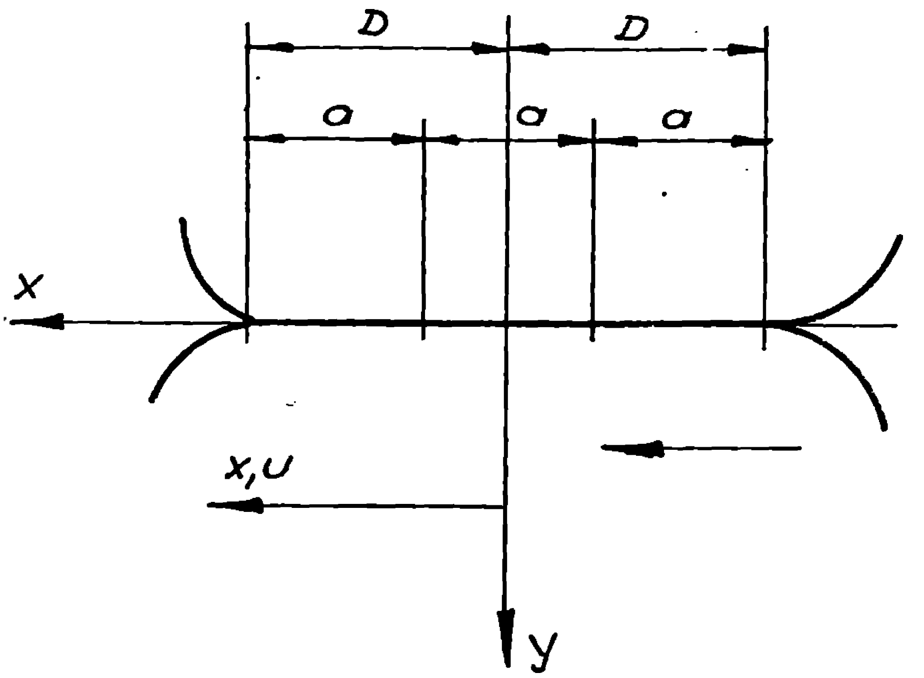


Fig. V.5

de unde reacțiunea normală a camei se calculează cu relația:

$$(V.13) \qquad N = \int_{-D}^{D} b \cdot p(x)\, d(x)$$

cu b lățimea camei, considerînd și relația (V.11) rezultă (V.14):

$$(V.14) \qquad N = \frac{\pi E b}{8(1-\nu^2)}\left(\frac{1}{r_2} \pm \frac{1}{r_1}\right) D$$

de unde se obține expresia mărimii D (V.15):

$$(V.15) \qquad D = 2\sqrt{\frac{2N(1-\nu^2)}{\pi E b\left(\frac{1}{r_2} \pm \frac{1}{r_1}\right)}}$$

care este tocmai formula lui Hertz.

Dacă se consideră că în zona de alunecări sarcina tangențială se supune legii lui Coulomb, atunci în regiunea alunecării va exista relația (V.16):

$$(V.16) \qquad q(x) = q(u) = \frac{fE}{4(1-\nu^2)}\left(\frac{1}{r_2} \pm \frac{1}{r_1}\right)\sqrt{D^2 - u'^2} \quad \text{pentru } 0 \leq x \leq c - a$$

Distribuția sarcinii tangențiale în regiunea contactului se va căuta de forma (V.17):

$$(V.17) \qquad q(u) = q(u') + q^{0}(u) \qquad \text{pentru } u^2 \leq a^2$$

Pentru găsirea funcției $q(u)$ este necesar să se determine funcția ajutătoare $q^{\circ}(u)$. Ea se poate determina din condiția ca tensiunea tangențială $(\tau_x)_y = 0$ în zona rostogolirii trebuie să fie constantă (V.18):

$$(\bar{V}.18)\quad (\tau_x)_y = \frac{2}{\pi}\left[\int_{-A}^{+A} \frac{fE}{4(1-\nu^2)}\left(\frac{1}{r_2} \pm \frac{1}{r_1}\right)\frac{\sqrt{A^2-u'^2}}{x'-u'}\,du' + \int_{-a}^{+a}\frac{q^{\circ}(u)}{x-u}\,du\right] = (\sigma_x)_y = 0$$

Avînd în vedere relația (V.19):

$$(\bar{V}.19)\quad \frac{1}{\pi}\int_{-D}^{+D}\frac{\sqrt{A^2-u'^2}}{x'-u'}\,du = x$$

pentru $x^2 \leq D^2$

se va obține (V.20):

$$(\bar{V}.20)\quad \frac{4}{\pi}\int_{-a}^{+a}\frac{q^{\circ}(u)\,du}{x-u} = \frac{1}{2}(\tau_x)_{y=0} - \frac{fE}{4(1-\nu^2)}\left(\frac{1}{r_2} \pm \frac{1}{r_1}\right)x$$

pentru $u^2 \leq a^2$

Partea stîngă din relația (V.20) are caracterul relației (V.16) drepte și la alegerea corespunzătoare a coeficienților expresiei soluția va fi dată de relația (V.21):

$$(\bar{V}.21)\quad q^{\circ}_{(x)} = q^{\circ}_{(u)} = \frac{C_0 + C_1 x + C_2 x^2}{\sqrt{a^2-x^2}}$$

Considerînd $x = x + C$, $U = U + C$, rezultă (V.22):

$$(V.22)\quad -C_1 - C_2 x = \frac{1}{2}(\tau_U)_{y=0} - \frac{fE}{4(1-\nu^2)}\left(\frac{1}{r_2} \pm \frac{1}{r_1}\right)(x+c)$$

pentru $x^2 \leq a^2$, apoi rezultă (V.23) și (V.24):

$$(V.23)\quad C_2 = \frac{fE}{4(1-\nu^2)}\left(\frac{1}{r_2} \pm \frac{1}{r_1}\right)$$

$$(\bar{V}.24)\quad C_1 = \frac{fE}{4(1-\nu^2)}\left(\frac{1}{r_2} \pm \frac{1}{r_1}\right)c - \frac{1}{2}(\tau_x)_y = 0$$

Astfel, efortul tangențial nu primește valori infinite.

In mod analog cu $p(x)$ se va obține (V.25): și (V.26):

$$(\bar{V}.25)\quad C_1 = 0$$

$$(V.26)\qquad C_0=-C_2a^2=-\frac{fE}{4(1-\nu^2)}\left(\frac{1}{r_2}\pm\frac{1}{r_1}\right)$$

atunci rezultă relația (V.27):

$$(V.27)\qquad q^0(x)=q^0(u)=\frac{fE}{4(1-\nu^2)}\left(\frac{1}{r_2}\pm\frac{1}{r_1}\right)\sqrt{a^2-u^2}$$

pentru $u^2\leq a^2$

Considerînd relațiile (V.25), (V.26) și (V.27) se obține forma definitivă a legii de distribuire a sarcinii tangențiale în zona de contact (V.28) :

$$(V.28)\qquad q(x)=q(u)=\frac{fE}{4(1-\nu^2)}\left(\frac{1}{r_2}\pm\frac{1}{r_1}\right)\sqrt{D^2-(u+c)^2}-\sqrt{a^2-u^2}$$

pentru $u^2\leq a^2$

Pentru determinarea deformațiilor în zona lunecării este necesară determinarea tensiunilor considerînd că (V.29):

$$(V.29)\qquad \frac{1}{\pi}\int_{-a}^{a}\frac{\sqrt{a^2-u^2}}{x-u}\,du=x-\frac{x}{|x|}\sqrt{x^2-u^2}\quad pentru\ x^2\geq a^2$$

Ținînd cont de relațiile (V.18) și (V.29) se obține (V.30):

$$(V.30)\qquad (\sigma_x)_{y=0}=\frac{fE}{2(1-\nu^2)}\left(\frac{1}{r_2}\pm\frac{1}{r_1}\right)\left(C+\frac{x}{|x|}\sqrt{x^2-a^2}\right)$$

precum și relația (V.31.):

$$(V.31)\qquad (\sigma_x)_{y=0}=\frac{fE}{2(1-\nu^2)}\left(\frac{1}{r_2}\pm\frac{1}{r_1}\right)C$$

pentru $-D-C\leq x\leq -a$

Pentru regiunea inițială,(alunecării), adică pentru $x = -a$ relația (V.30) are forma (V.31).

Determinarea tensiunilor și deformațiilor în zona contactului permite determinarea lucrului mecanic de frecare.

Cunoscînd legea distribuției forței de frecare în zona alunecării, lucrul mecanic al tensiunilor de deformație are în final expresia (V.32):

$$(V.32)\qquad L_f=\frac{8(1-\nu^2)}{\pi E}\left(\frac{1}{r_2}\pm\frac{1}{r_1}\right)\left(\frac{N}{b}\right)^{3/2}f\mu\left(1-\sqrt{1-\frac{\mu}{f}}\right)$$

unde este coeficientul de frecare de rostogolire al tachetului în jurul axei sale.

Din cauza alunecării în zona contactului are loc o deplasare relativă a punctelor aflate la un moment dat în contact, deplasare ce se determină cu relația (V.33).

$$(V.33)\qquad 2\mathcal{E}(x) = \frac{2}{\mathcal{E}}\left(\sigma_x\right)^{0}_{y=0} - \left(\sigma_x\right)_{y=0} \qquad -(A+C)\leq x \leq -a$$

Admițînd ipoteza că uzura normală U_{ri} este proporțională cu lucrul mecanic L_f și numărul de cicluri n_c (încărcări) se obține (V.34):

$$(V.34)\qquad U_{r_i} = \frac{1{,}52}{k\,6^{3/2}}\sqrt{\frac{1}{\mathcal{E}}}\cdot n_c\cdot\lambda\sqrt{\frac{1}{r_2}\pm\frac{1}{r_1}}\cdot N^{3/2}$$

unde K este un coeficient de proporționalitate care se poate determina experimental, ϑ = 0,3 pentru oțel, iar λ este o constantă definită prin relația (V.35):

$$(V.35)\qquad \lambda = \mu f\left(1-\sqrt{1-\frac{\mu}{f}}\right)$$

Pentru aprecierea tendinței către uzură a profilelor în contact se consideră numai partea variabilă din relația (V.34) și care se notează prin (V.36):

$$(V.36)\qquad U = \lambda\sqrt{\frac{1}{r_2}\pm\frac{1}{r_1}}$$

ce se convine a se numi caracteristica uzurii.

Din relația (V.36) se observă că uzura normală depinde de raza redusă de curbură și încărcarea din cupla superioară care în toate cazurile depinde de unghiul de presiune și de particularitățile constructive ale mecanismului.

Neglijînd solicitările suplimentare ca urmare a autovibrațiilor respectiv vibrațiilor sistemului în regimuri dinamice de funcționare, încărcarea din cupla superioară se exprimă prin relația (V.37):

$$(V.37)\qquad N = P\cdot\gamma$$

unde γ este un coeficient de creștere a încărcării definit prin relația (V.38):

$$(V.38)\qquad \gamma = \frac{\cos\varphi_2}{\cos(v+\varphi_1+\varphi_2)} = f(\varphi_1,\varphi_2,v)$$

și în consecință uzura exprimată prin relația (V.36) se poate considera o funcție de forma (V.39):

$$(V.39) \qquad U = \lambda U(\varphi_1, \varphi_2, s, \dot{s}, P)$$

unde φ_1 și φ_2 sînt unghiurile conurilor de frecare din cupla superioară, respectiv legăturile elementelor mobile, s și $\dot{s}$ sînt deplasarea, respectiv viteza elementului 2 (fig.V.5), iar P rezultanta forțelor efectiv aplicate și de legătură din cupla superioară.

Prin urmare, caracteristica uzurii profilelor în contact depinde așadar, de schema cinematică a mecanismului, de frecările din sistem, de profilul elementelor și de viteza sistemului următor.

Aplicînd modelul matematic de mai sus se pot determina funcțiile de uzură ale unor mecanisme cu came, avînd tachet cu rolă executînd diverse tipuri de mișcări. Astfel, pentru camă și tachet de translație caracteristica uzurii se exprimă cu relația (V.40):

$$(V.40) \qquad U = G\left[\frac{\cos\varphi_2}{\cos\left(\operatorname{arctg}\dfrac{\frac{y'S_0}{L} \pm \sin\theta}{\cos\theta} + \varphi_1 + \varphi_2\right)}\right]^{3/2}$$

pentru camă de translație și tachet oscilant relația (V.41):

$$(V.41) \qquad U = G\left\{\frac{1}{\cos\left[\operatorname{arctg}\dfrac{\frac{y'\psi_0 L}{L} \pm \cos(\theta_2+\theta_0)}{\sin(\theta_0+\theta_2)}\right]}\right\}^{3/2}$$

și pentru camă de rotație cu tachet de translație relația (V.42):

$$(V.42) \qquad U = G\left[\frac{\cos\varphi_2}{\cos\left(\operatorname{arctg}\dfrac{\frac{y'S_0}{\psi_0} \pm e}{yS_0 + R_0^2 + e^2} + \varphi_1 + \varphi_2\right)}\right]^{3/2}$$

unde cu y' s-a notat viteza adimensională a tachetului, S_0 cursa maximă, L lungimea parcursă în cazul camei de translație, ψ_0 unghiul de rotație al camei corespunzător deplasării S_0, e excentricitatea tachetului, θ avînd expresia (V.43):

$$(V.43) \qquad G = k\left(\frac{1}{r_2} \pm \frac{1}{r_1}\right)^{0,5} p^{3/2}$$

iar prin θ unghiul tachetului oscilant (poziția inițială θ_0, poziția finală θ_2).

La o analiză mai atentă a relației care exprimă uzura normală se pot obține orientări asupra tendinței diferiților parametrii geometrici:

- uzura normală este proporțională cu încărcarea din cupla superioară la puterea 3/2 și cu raza de curbură la puterea 1/2.
- uzura normală depinde de momentul de inerție al rolei și de coeficientul său de frecare, deci se impun role ușoare cu coeficienți mici de frecare
- coeficientul de frecare din cupla superioară influențează neînsemnat uzura normală
- reducerea uzurii normale se poate realiza prin creșterea razei cercului de bază, realizarea unei excentricități pozitive și reducerea frecării din ghidaje.

V.4. Analiza unor factori care pot influența uzura cuplei superioare

Deoarece împiedicarea uzurii este iluzorie, cercetările acestui fenomen vizează diminuarea sa. Iar dacă ne referim la aceste cercetări, ele sînt pline de dificultăți deoarece cauzele uzurii, cît și fenomenele asociate pot apare simultan și se influențează reciproc. Totuși cercetările experimentale de pînă acum au evidențiat drept cauze principale ale uzurii normale, dezvoltate în timp, limitarea posibilităților tehnologici de fabricație a suprafețelor în contact și grosimea nesatisfăcătoare a peliculei de lubrefiant. Acestor cauze li se mai adaugă influențele cu diverse ponderi, a turației motorului, a temperaturilor locale, presiunea de contact, deformațiile elastice și plastice, geometria elementelor în contact, după cum și parametrii cinematici de diverse ordine.

In cele ce urmează se vor face considerații teoretice corelate cu concluziile cercetărilor experimentale asupra principalilor factori din cei menționați mai sus.

a) Temperaturi locale

Ca urmare a faptului că două suprafețe de alunecare, oricît de fin ar fi prelucrate, se ating mereu în aceleași puncte, chiar la sarcini exterioare mici, apar presiuni superficiale relativ mari. Deformațiilor plastice prezente în aceste puncte le corespunde un lucru mecanic specific atît de mare, încît temperaturile ce se dezvoltă provoacă o sudare locală. Sudarea este distrusă fie prin forfecare, în cazul tacheților plani, fie prin tracțiune și forfecare, în cazul tacheților cu rolă.

Supoziția temperaturilor fulgere își găsește aplicarea în special la alunecarea a două suprafețe cînd suprafața de contact devine o sursă de căldură amplificînd consecințele negative ale vitezei de alunecare.

Referitor la măsurabilitatea temperaturilor locale se poate afirma că schimbările rapide ale valorilor acestora face ca măsurările lor cantitative să fie aproximative.

O alură aproximativă a acestora imprimă variația accelerației de-a lungul conturului camei. Valorile negative ale accelerației cresc posibilitatea gripajului și deci și a apariției temperaturilor locale, acestea avînd valori negative maxime în jurul vîrfului camei.

b) Numărul de cicluri

Dependența uzurii de numărul de cicluri este unanim recunoscută de autori. Se adoptă ipoteza potrivit căreia uzura normală a profilului U este proporțională cu lucrul mecanic de frecare (V.44):

$$U = \lambda L n_i \qquad (V.44)$$

unde n este numărul de cicluri, L lucrul mecanic specific de frecare și λ un coeficient de proporționalitate numit și coeficient al uzurii. După cum s-a arătat, utilizarea lucrului mecanic specific permite determinarea uzurii relative în diferite puncte ale profilului în funcție de numărul de cicluri. Coeficientul uzurii depinde de mulți factori și nu este constant pentru același material. De asemenea, uzura nu este întotdeauna proporţională cu lucrul mecanic specific de frecare L.

c) Influenţa discontinuităţii mişcării asupra uzurii în cupla superioară

Turaţia elementului de comandă în mecanisme este limitată de uzura profilului şi întreruperea continuităţii lanţului cinematic. Insă întreruperea continuităţii mişcării nu trebuie considerată ca singurul criteriu de a trece la uzură ridicată, întrucît uzura mai depinde şi de drumul alunecării pe suprafaţa de contact, ceea ce impune considerarea lunecării rolei.

Se arată în continuare problema raportului întreruperii şi alunecării rolei pentru un mecanism cu camă cu tachet de translaţie cu rolă. Dacă P este forţa de acţionare pe tija tachetului, R_1 şi R_2 reacţiunile rolei pe tachet şi F forţa de frecare care imprimă rotaţie rolei, atunci condiţia rotirii rolei pe camă se scrie (V.45) :

$$F \geq f \cdot N \qquad (V.45)$$

unde f este coeficientul de frecare, sau se mai poate scrie altfel (V.46):

$$M_r > M_{rez}$$
$$N \cdot f \geq J|\varepsilon| + s \cdot N + Q \cdot r_a f_r \qquad (V.46)$$

unde R reprezintă raza rolei, J momentul de inerţie al rolei în raport cu axa de rotaţie, ε este acceleraţia unghiulară a rolei, s - coeficientul frecării de rostogolire, r_a raza axului rolei, f_A coeficientul de frecare dintre rolă şi ax, Q este sarcina pe rolă, iar M_A este cuplul ce produce rotirea rolei, M_{rez} este momentul rezistent.

Deoarece N este mic şi N ≈ Q, relaţiile (V.45) şi (V.46) se pot scrie (V.47):

$$f \geq \frac{J|\varepsilon|}{N \cdot R} + \frac{s}{R} + \frac{r_a f_r}{R}$$
$$N \geq \frac{J|\varepsilon|}{fR} + \frac{s}{f \cdot R} + \frac{r_a f_r}{f \cdot R} \qquad (V.47)$$

Menţinerea continuităţii mişcării, adică a rotirii rolei, este asigurată prin condiţia (V.48):

$$N \geq 0 \qquad (V.48)$$

Din relațiile (V.47) și (V.48.) se poate deduce că întreruperea mișcării are loc la o viteză unghiulară mai mare decît aceea corespunzătoare alunecării. Dar pentru mecanismele proiectate obișnuit pentru $N \geqslant 0$, adesea au loc alunecări. Respectînd simultan condițiile (V.47) și (V.48) se evită această situație. Dacă în continuare se face referire numai la condiția rotirii rolei, accelerația unghiulară din (V.46) și (V.47.) are forma (V.49):

$$(\bar{V}.49) \qquad \mathcal{E} = \frac{d\omega}{dt} = \frac{dv}{dt} \cdot \frac{1}{R} = \frac{a^{\tau}}{R}$$

unde a^{τ} este accelerația tangențială a centrului rolei în mișcarea sa relativă și se poate determina din planul accelerațiilor (V.50):

$$(\bar{V}.50) \qquad a^{\tau} = [a + (R_c + s)\omega_r^2] \sin\alpha$$

a fiind accelerația absolută a rolei, ω_r viteza sa unghiulară, R_c raza cercului de bază a camei de profil teoretic (centrul rolei) :

$$R_c = R_b + R$$

α fiind unghiul de presiune. Introducînd expresia unghiului de presiune α și accelerația tachetului în relația (V.49) pentru cama centrică se obține relația cunoscută (V.51):

$$(\bar{V}.51) \qquad \mathcal{E} = \frac{[(R_c + s)s'' + s's''] \omega^2}{[(R_c + s)^2 + (s')^2 R]^{0,5}}$$

In acest caz condiția rotirii rolei se poate transforma (V.52):

$$(\bar{V}.52) \qquad \frac{1}{2} \frac{J}{R} \left| [s'' + (R_c + s)] \omega^2 \sin 2\alpha \right| < \mu (P + m s \omega^2)$$

s-a notat prin μ expresia (V.53):

$$(\bar{V}.53) \qquad \mu = f \cdot R - s - f_r \cdot r_0$$

Pentru camele rapide condițiile (V.46) și (V.47) au forma mai simplă (V.54):

$$(\bar{V}.54) \qquad \frac{J|\mathcal{E}|}{NR} < f$$

Reacțiunea camei pe rolă este dată de relația (V.55):

$$(\bar{V}.55) \qquad N = \frac{m_r a}{\cos\alpha}$$

Introducînd în relația (V.54) expresia lui ε și N, se obține (V.56):

$$(V.56) \qquad \frac{1}{4}\frac{m_r}{m_t}R\left|\sin 2\alpha\left[1+\frac{R_c+s}{s''}\right]\right|<f$$

unde m_r este masa rolei, iar m_t este masa tachetului. La $s''=0$ membrul întîi devine infinit. Prin urmare la închiderea cinematică ($s''=0$) întotdeauna apare alunecarea rolei, în cazul acesta numai închiderea poligonului forțelor este insuficientă.

La contactul forțat alunecarea apare la turații cu atît mai ridicate cu cît este mai strîns arcul, celelalte condiții fiind aceleași.

Ca o concluzie a celor de mai sus rezultă că absența discontinuității încă nu asigură rotirea pură a rolei pe camă. Considerînd că încărcarea pe camă este formată din forța de inerție P_i și forța resortului P_2, condiția rotirii rolei este (V.57):

$$(V.57) \qquad P_2>\frac{J|\varepsilon|\cos\alpha}{\mu}-P_i$$

In baza inegalității (V.57) se poate efectua alegerea arcului prin reprezentarea grafică a membrului al doilea, panta tangentei la curbă reprezentînd rigiditatea resortului.

Din aceste considerații teoretice decurg următoarele concluzii:

- Nu în toate cazurile uzura normală a profilului camei este proporțională cu lucrul mecanic specific de frecare, proporționalitatea avînd valabilitatea în special la uzura abrazivă.
- Relațiile obișnuite pentru diferite tipuri de came permit aprecierea influenței parametrilor de bază ai mecanismului asupra uzurii profilului considerînd neuniformitățile și proprietățile la oboseală a materialului.
- Apariția alunecării rolei mărește uzura normală.
- Indepărtarea alunecării rolei urmează a se realiza prin mărirea rigidității resortului, creîndu-se un coeficient de frecare mare în cupla superioară prin micșorarea momentului polar de inerție al rolei și momentul din axa sa.

d) Influența parametrilor cinematici ai mecanismului asupra procesului uzurii sale

Ca urmare a complexității problemei formulate se va avea în vedere mecanismele cu came cu tachet plan executînd o mișcare de translație. Singura ipoteză care se are în vedere este aceea că uzura este proporțională cu forța de contact și cu viteza relativă.

Cu tot caracterul său aleator, ca și în cazul anterior analizat, uzura poate fi considerată proporțională cu puterea dezvoltată prin frecare.

Notînd cu U (φ, n_i), uzura normală a suprafețelor în contact, aceasta va depinde atît de unghiul de rotație φ cît și de numărul de cicluri n_i al contactului din cupla superioară, fiind a sumă a uzurilor din fiecare ciclu al mișcării (V.58):

$$U(\varphi,n_i)=\sum_{1}^{i}{}_{j}\,\psi(\varphi,n_j) \qquad (V.58)$$

unde funcția $\psi(\varphi,n_j)$ este considerată drept funcție a uzurii corespunzătoare unui ciclu de funcționare. Dacă se notează cu $2t_0$ durata unui ciclu, prin K numărul de cicluri executate într-un interval de timp T (evident destul de lung pentru a se face simțită uzura) și prin ω viteza unghiulară a camei atunci există relațiile următoare (V.59):

$$2\pi k=\omega T\ ;\qquad 2kt_0=T$$
$$n_j=2t_0 j\ ;\quad t_j=2t_0=\frac{2\pi}{\omega}\ ;\quad \omega t_0=\pi \qquad (V.59)$$

Considerînd aceste notații, expresia de la (V.58) devine (V.60):

$$U(\varphi,T)=\frac{\omega}{2\pi}\sum_{1}^{i}\psi(\varphi,t_j) \qquad (V.60)$$

care la limită se transformă într-o ecuație integrală (V.61):

$$U(\varphi,T)=\frac{\omega}{2\pi}\int_0^T\psi(\varphi,t)\,dt \qquad (V.61)$$

Este evident că după un timp T destul de mic $T\approx 0$, uzura U(φ,0) este nesemnificativă, deplasarea tachetului rămînînd nemodificată s(φ,0). Pe măsura trecerii timpului însă, uzura își face apariția și deplasarea la un moment dat va fi (V.62):

$$(\underline{V}.62) \qquad s(\varphi,T) = s(\varphi,0) - \frac{\omega}{2\pi}\int_0^T \Psi(\varphi,t)\,dt$$

care reprezintă ecuația integrală a fenomenului de relaxare cinematică (modificarea în timp îndelungat a parametrilor cinematici). Funcția depinde de φ și t prin reacțiunea normală N și prin viteza relativă din cupla superioară. Ori, în cazul vitezelor mari de funcționare, încărcarea din cupla superioară depinde atît de deplasarea a cît și de derivatele sale (V.63):

$$(\underline{V}.63) \qquad \Psi(\varphi,t) = \nu N(\varphi,s,\dot{s},\ddot{s})$$

Cu această precizare ecuația integrală (V.61) capătă forma (V.64):

$$(\underline{V}.64) \qquad s(\varphi,T) = s(\varphi,0) - \frac{\nu\omega}{2\pi}\int_0^T N(\varphi,s,\dot{s},\ddot{s})\,dt$$

din care prin derivări succesive se obțin expresiile vitezei și accelerației modificate ca urmare a uzurii (V.65):

$$(\underline{V}.65) \qquad \begin{aligned} v(\varphi,T) &= v(\varphi,0) - \frac{\nu\omega}{2\pi}\int_0^T N'(\varphi,s,\dot{s},\ddot{s},\dddot{s})\,dt \\ a(\varphi,T) &= a(\varphi,0) - \frac{\nu\omega}{2\pi}\int_0^T N''(\varphi,s,\dot{s},\ddot{s},\dddot{s},\ddddot{s})\,dt \end{aligned}$$

In cazul derivărilor în raport cu unghiul φ, vitezele și accelerațiile reale se obțin prin amplificări cu ω și ω^2. Intrucît derivatele parțiale ale normalei N conțin derivate de ordin superior al deplasărilor s, vitezele și accelerațiile după un timp lung de funcționare depind și de supraaccelerațiile anterioare ceea ce justifică considerarea unor legi de profilare inițiale cu continuități chiar și pentru derivatele de ordin superior lui trei, ceea ce echivalează cu limitări ale derivatelor de ordin trei. Acest lucru justifică afirmația potrivit căreia fenomenul relaxării cinematice are memoria parametrilor cinematici.

Derivînd în continuare ecuația integrală în raport cu timpul total T se obține o ecuație diferențială cu derivate parțiale (V.66):

$$(\underline{V}.66) \qquad \frac{\partial s(\varphi,T)}{\partial T} = -\frac{\nu\omega}{2\pi} N\left[\varphi, s(\varphi,T), \omega\frac{\partial s(\varphi,T)}{\partial\varphi}, \omega^2\frac{\partial^2 s(\varphi,T)}{\partial\varphi^2}\right]$$

căreia i se poate pune condiția inițială la T = 0 sau (φ,0).

Uşurinţa rezolvării depinde de complexitatea formei încărcării din cupla superioară, care în unele cazuri ea însăşi este soluţia unei ecuaţii diferenţiale neliniare, cu coeficienţi variabili. Bunăoară, încărcarea N poate fi constantă N = P =ct., elastică N = cs ; forţă de inerţie N = ma sau compusă din cazurile anterioare N = P + cs + ma. Evident că plasarea încărcării într-una din situaţiile de mai sus este precedată de un studiu prealabil al naturii ei.

Aşa după cum uşor se poate constata, fenomenul uzurii este asociat oricărui proces funcţional şi prin urmare nu se poate pune problema evitării sale. Ori complexitatea sa impune un asemenea sistem de ipoteze încît modelul rezultat se depărtează în unele cazuri considerabil de fenomenul real. De unde se vede că nu se poate recomanda un model matematic general. Cele la care s-au ajuns în capitolele anterioare reuşesc să evidenţieze ponderea influenţei unor factori. O parte din concluziile la care s-au ajuns se cer a fi verificate experimental întrucît modelele prezentate doar aproximează realitatea.

V.5. Influenţa uzurii asupra dinamicii mecanismelor cu came plane

Deoarece uzura mecanismelor cu came influenţează caracteristicile cinematice şi anduranţa lor este necesară elaborarea unui studiu al modului în care aceasta se manifestă, considerîndu-se lanţul cinematic flexibil.

Oricare ar fi schemele cinematice ale unor mecanisme incluzînd came în componenţa lor se poate adopta un sistem de ipoteze după cum urmează:

- se neglijează încovoierea şi abaterile de la rectilinietate
- masele elementelor cu mişcări rectilinii se reduc la elementul executor, iar a maselor cu mişcări de rotaţie la nivelul camei
- forţele de amortizare se vor considera proporţio-

nale cu vitezele corespunzătoare

- turația axului cu camă se va presupune constantă, iar elasticitatea în cupla superioară se neglijează .

Mecanismului considerat i se poate asocia modelul dinamic prezentat în figura V.6.

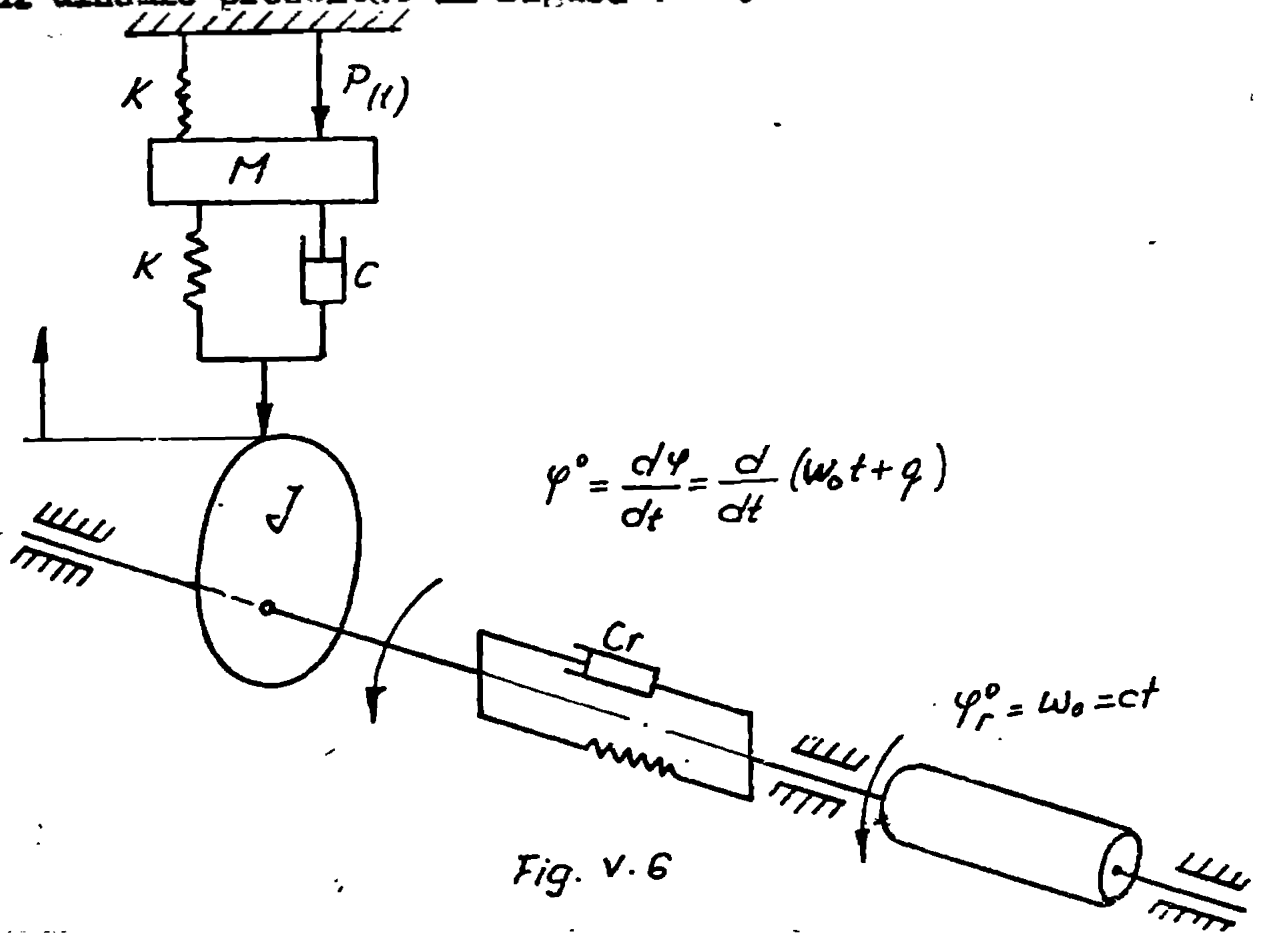


Fig. V.6

Notațiile au următoarele semnificații :

φ_r și φ sînt unghiurile de rotație uniformă al axului cu camă respectiv, modificat de vibrațiile torsionale q ale maselor în mișcare de rotație.

$S(\varphi)$ este legea deplasării elementului executor redus la camă, modificată de aceleași vibrații torsionale. De menționat că valorile amplitudinilor vibrațiilor torsionale nu depășesc 0,5 rad și că de aceea funcția deplasării s (φ) și derivatele ei în ipoteza continuității lor pot fi dezvoltate în serie de puteri, conform relației (V.67):

$$s^{(n)}(\varphi)=s^{(n)}(\varphi_r)+s^{(n+1)}(\varphi_r)q+\frac{1}{2}s^{(n+2)}(\varphi_r)q^2+\dots$$

$$\dot{s}(\varphi)=s'(\varphi_r)(\omega+\dot{q}); \qquad \text{(V.67)}$$

$$\ddot{s}(\varphi)=s''(\varphi_r)(\omega+\dot{q})^2+s'(\varphi_r)\ddot{q}$$

unde x_1 şi q sînt deplasarea reală a masei M şi respectiv amplitudinea vibraţiei torsionale.

Δs este funcţia uzurii şi reprezintă modificarea în timp a legii deplasării elementului executor. Intrucît evidenţierea riguroasă a modificării legii de deplasare a elementului executor este grea, deteriorarea traiectoriei executorului se poate aprecia numai în anumite ipoteze, cum s-a văzut în paragrafele precedente.

φ_1 şi φ_2 sînt unghiurile de frecare, s şi $\dot{s}$ deplasarea şi viteza tachetului, iar P rezultanta forţelor exterioare aplicate tachetului.

k_h, K şi k sînt constantele elastice a arborelui port-camă la răsucire, a lanţului cinematic antrenat în mişcare de translaţie şi respectiv a elementului de asigurare a continuităţii lanţului cinematic în cupla superioară.

c_h şi c sînt coeficienţii de amortizare a mişcării de rotaţie şi respectiv de translaţie.

M şi J sînt masele elementelor cu mişcări de translaţie, redusă la elementul executor şi respectiv moment de inerţie al maselor aflate în mişcare de rotaţie redusă la camă.

Dacă se utilizează coordonatele adimensionale care, necunoscute, va facilita abstragerea concluziilor practice, atunci notînd cu x_1 şi x_2 deplasarea longitudinală respectiv de rotaţie adimensionale, legătura acestora cu mărimile reale este redată prin relaţiile (V.68):

$$x_1 = X_1 \cdot s_0 \qquad \dot{x}_1 = X_1' s_0/t_0 \qquad \ddot{x}_1 = X_1'' s_0/t_0^2$$

$$q = X_2 \cdot \varphi_0 \qquad \dot{q} = X_2' \varphi_0/t_0 \qquad \ddot{q} = X_2'' \varphi_0/t_0^2 \tag{V.68}$$

$$s = y \cdot s_0 \qquad \dot{s} = y' s_0/t_0 \qquad \ddot{s} = y'' s_0/t_0^2$$

unde t_0 este timpul în care cama se roteşte cu unghiul φ_0 corespunzător realizării cursei maxime s_0 a elementului executor, iar deplasarea y, adimensională redusă la nivelul camei.

Aplicînd pentru mişcările rectilinii (masa M) teorema de variaţie a impulsului, iar pentru mişcările de rotaţie (masa de moment de inerţie J) teorema de variaţie a momentului cinetic şi folosind relaţiile (V.67), respectiv funcţiile uzurii şi relaţia (V.68) se obţine sistemul de ecuaţii diferențiale în coordonate adimensionale care descriu mișcarea executorului (V.69):

$$(V.69)\quad \begin{aligned} x_1'' &= \omega_1^2[(y+y'x_2)-x_1]+A_1[(y'+y''x_2)(1+x_2')-x_1']-F \\ x_2'' &= -B_1x_2'-\omega_r^2x_2-(y'+y''x_2)\cdot B_2[(y'+y''x_2)(1+x_2')-x_1']- \\ &\quad -A_2(x_1-y-y'x_2) \end{aligned}$$

în care s-au făcut notațiile (V.70):

$$(V.70)\quad \begin{aligned} \omega_1^2 &= (k+K)t_0^2/M \approx Kt_0^2/M \\ \omega_2^2 &= k_r t_0^2/J \end{aligned}$$

ca pulsații proprii adimensionale ale vibrațiilor longitudinale, respectiv torsionale.

$$A_1 = \frac{ct_0}{M} \;;\quad B_1 = \frac{c_r t_0}{J}$$

coeficienți de amortizare adimensionali ai acelorași vibrații.

$$A_2 = \frac{ks_0}{J\omega_0^2} \;;\quad B_2 = \frac{cs_0^2}{Jy_0\omega_0}$$

ca forță perturbatoare adimensională

$$F = P_0 t_0^2 M_s$$

constante adimensionale. Sistemul este de ordinul doi, neomogen, cu coeficienți variabili. Forma complicată a acestui sistem îi face rezolvarea accesibilă numai mijloacelor calculului automat.

Observația care se impune constă în faptul că soluțiile sistemului trebuie urmărite într-un interval mare de timp, ceea ce corespunde urmăririi variației soluțiilor pe un număr mare de cicluri, întrucît fenomenul uzurii își face efectul în timp, justificîndu-se astfel fenomenul relaxării cinematice a caracteristicilor mișcării executorului.

În cazul lanțurilor cinematice cuprinzînd cuple superioare, continuitatea menținerii cuplei prezintă o importanță deosebită ceea ce impune ca un criteriu de analiză a influenței uzurii asupra cinematicii executorului. În coordonate adimensionale condiția de continuitate se poate exprima prin inegalitatea (V.71):

$$(V.71)\quad P = (y+y'x_2-x_1)+A_1[(1+x_2')(y'+y''x_2)-x_1']/\omega_1^2 \geq 0$$

în care mărimile x_1, x_2, x_1', x_2' sînt afectate în timp de uzură a cuplei superioare.

VI. CERCETARI EXPERIMENTALE PRIVIND TEHNOCINEMATICA MECANISMELOR CU CAME PLANE

VI. 1. Standuri utilizate în cercetarea experimentală

Pentru aprofundarea cunoaşterii fenomenelor legate de tehnocinematica mecanismelor cu came plane şi pentru verificarea rezultatelor teoretice s-au făcut investigaţii experimentale pe standuri şi aparatură adecvată scopului urmărit. S-a avut în vedere la conceperea acestor standuri să permită o gamă largă de determinări, variaţiei a mărimilor interesate, cît mai aproape de condiţiile reale de funcţionare, prezentînd în acelaşi timp posibilitatea reproducerii rezultatelor. De asemenea, în condiţiile măsurării unor parametrii s-a urmărit menţinerea constantă a celorlalţi, pentru a evita modificarea rezultatelor din motive ce nu ţin funcţionarea propriu-zisă.

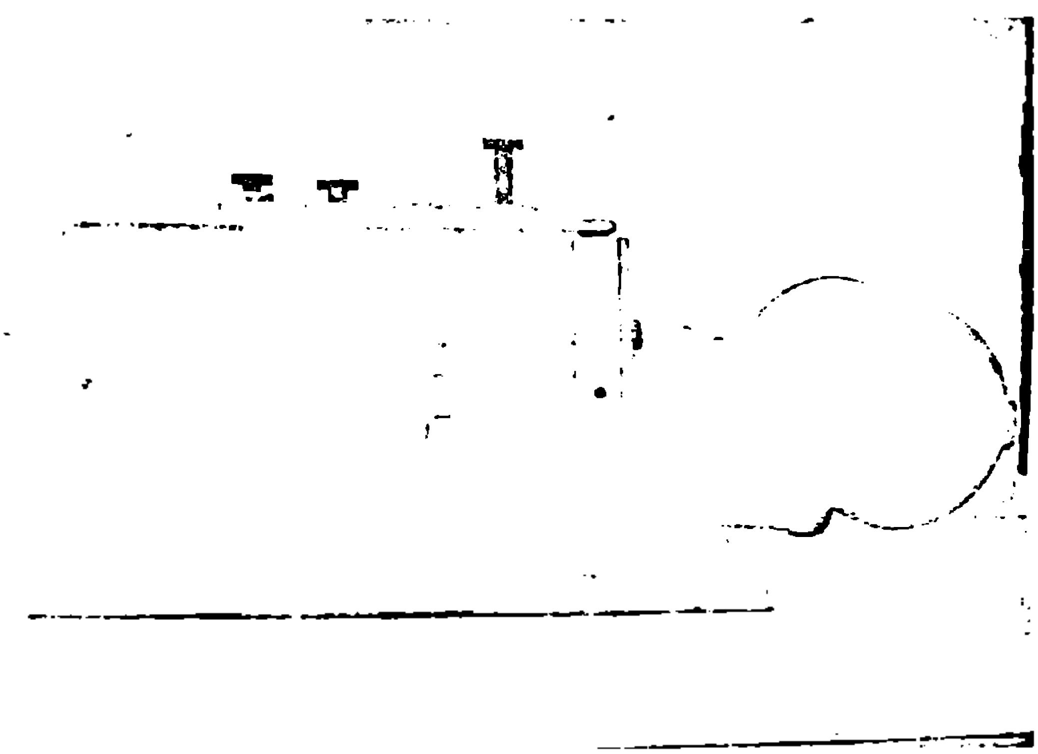


Fig.VI.1.

Deoarece scopul urmărit de cercetarea experimentală a fost de a verifica rezultatele teoretice obţinute, care urmăreau aspecte cinematice, măsurătorile au fost efectuate pe came cu profil în spirală arhimedică. Legile de profilare ale camelor sînt foarte diferite, alegerea lor făcîndu-se în funcţie de rolul pe care mecanismul cu came îl joacă în ansamblul indicotat.

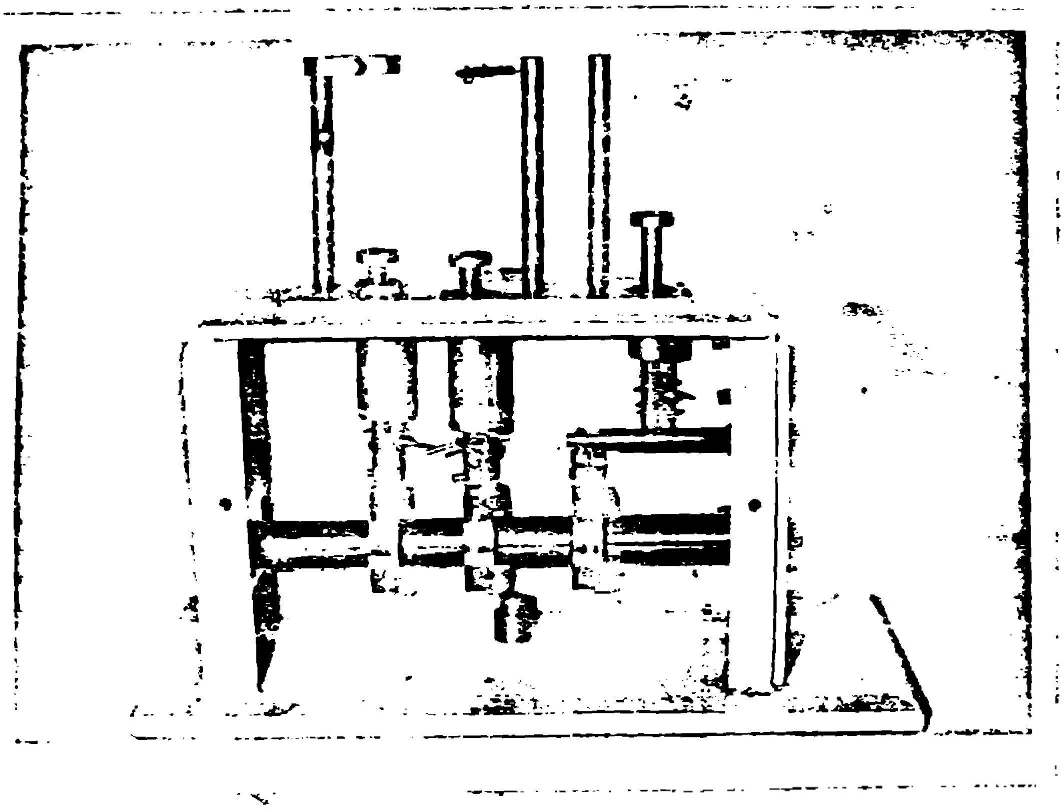


Fig.VI.2.

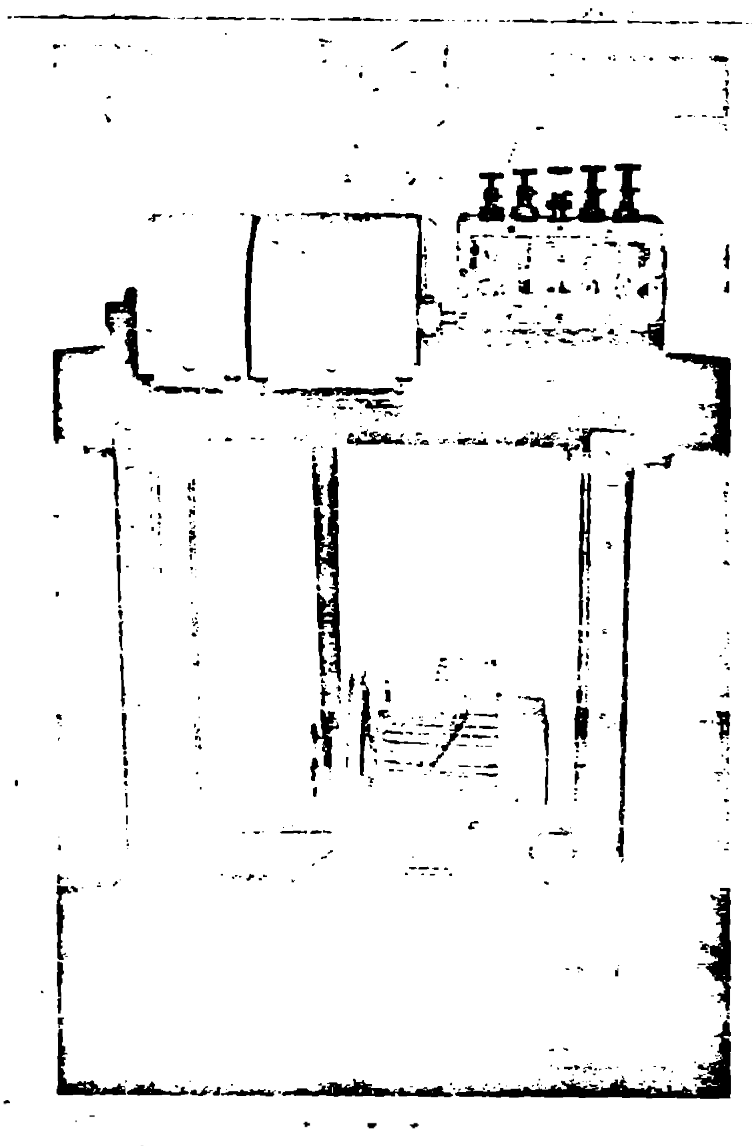


Fig.VI.3.

precum şi din severe considerente dinamice. Din punct de vedere al preciziei funcţionării, fără solicitări ce ar proveni din flexibilitatea lanţului cinematic, în condiţii de încercări uniforme ale mecanismului cu came, legea de profilare nu intervine cu influenţe ce ar face necesară variaţia ei în cercetările experimentale, rezultatele calitative obţinute fiind în principiu aceleaşi.

Standul I (fig.VI.1) serveşte la determinarea experimentală a erorilor cinematice a trei tipuri de mecanisme cu came de rotaţie: tachet oscilant, tachet de translaţie, centric şi excentric. Are posibilitatea dde a înlocui uşor camele prin demontarea simplă a flaşei laterale pe care este prins motorul electric de curent continuu prin intermediul unui cuplaj electie cu bolţuri. Motorul electric are două trepte de turaţii, de 24 rot/min şi 60 rot/min. Standul permite variaţia forţei de apăsare pe tachet prin reglarea săgeţii arcurilor. Toţi tacheţii sînt prevăzuţi cu role, deoarece ele sînt surse de

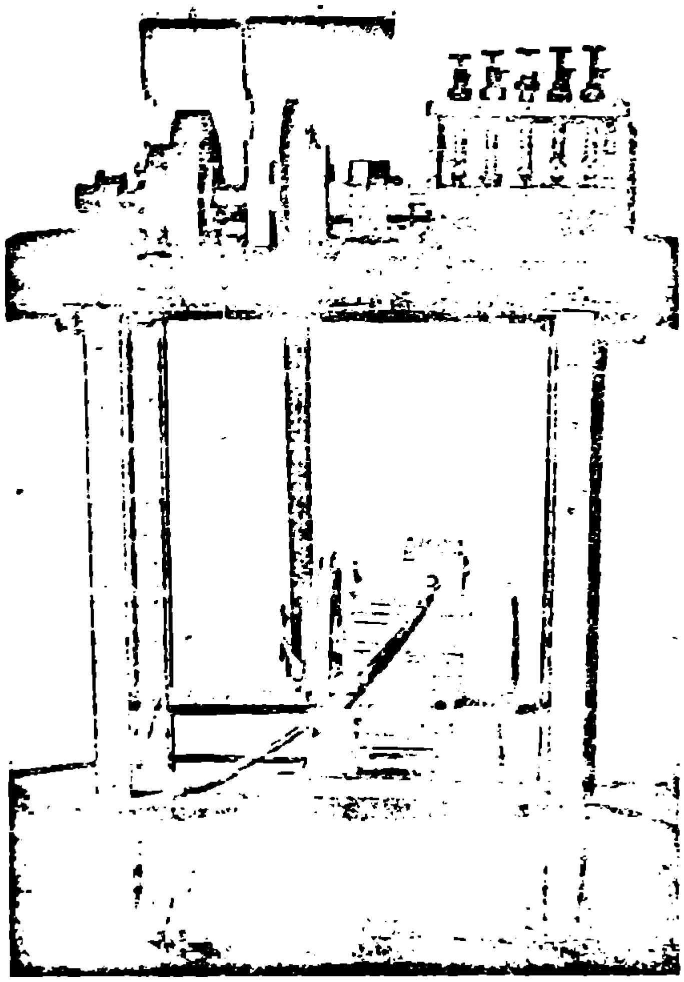


Fig.VI.4.

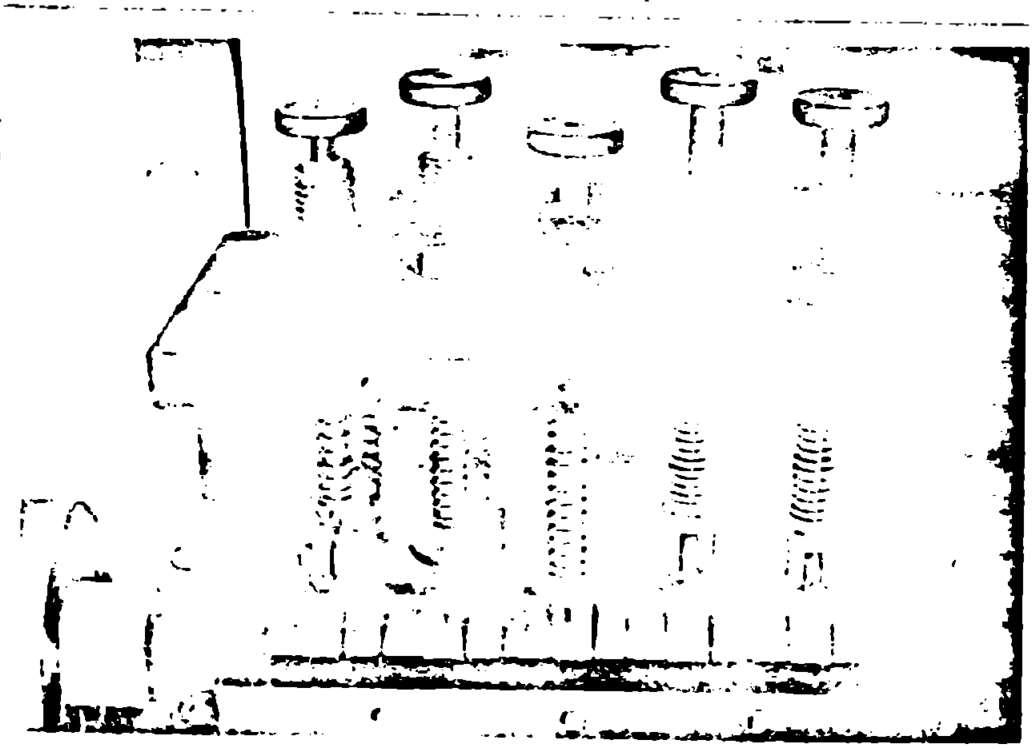


Fig.VI.5.

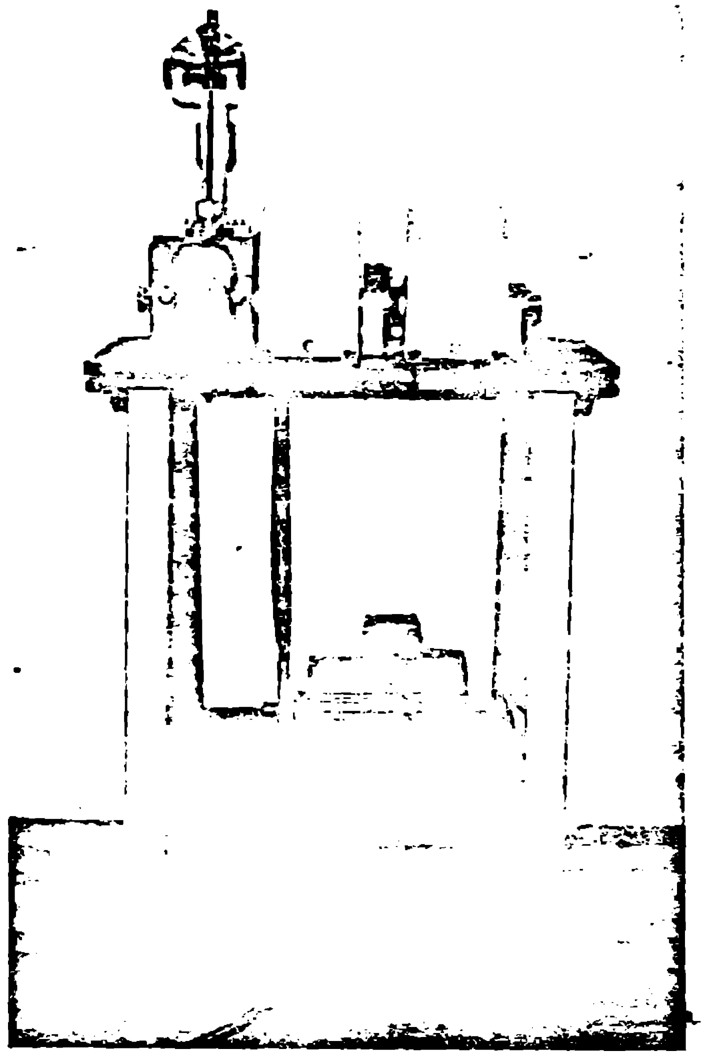


Fig.VI.6.

erori şi neglijarea lor modifică considerabil rezultatele.

Tacheţii au la partea superioară cîte o talpă plană rectificată pentru a putea aplica pe ei traductori de tipul accelerometrelor sau traductori inductivi fără contact de deplasări. Pentru prinderea lor s-au prevăzut tije cu coliere deasupra tacheţilor, după cum se poate observa în figura VI.2.

Construcţia compactă, de gabarite mici, face ca standul să poată fi manevrat comod şi să poată fi introdus pentru măsurători pe aparate de măsurare corespunzătoare.

Standul II, prezentat în figura VI.3. serveşte studiului comportării mecanismelor cu came la uzare. Este alcătuit dintr-un batiu, motor electric trifazic pentru antrenare şi cutia mecanismelor cu came.

Transmiterea mişcării de la motorul electric se realizează prin curea şi prin roţi de curea de diametre diferite pentru obţinerea mai multor turaţii de lucru. Axul cu came are la un capăt un sistem de volanţi pentru uniformizarea mişcării de rotaţie (fig.VI.4). Soclul motorului electric permite reglarea întinderii curelei trapezoidale.

Cutia mecanismelor cu came conţine cinci tipuri de mecanisme cu came, toate capele fiind de rotaţie. Variaţia presiunii de contact dintre camă şi tachet (rolă) se realizează prin intermediul variaţiei săgeţilor arcurilor de compresiune

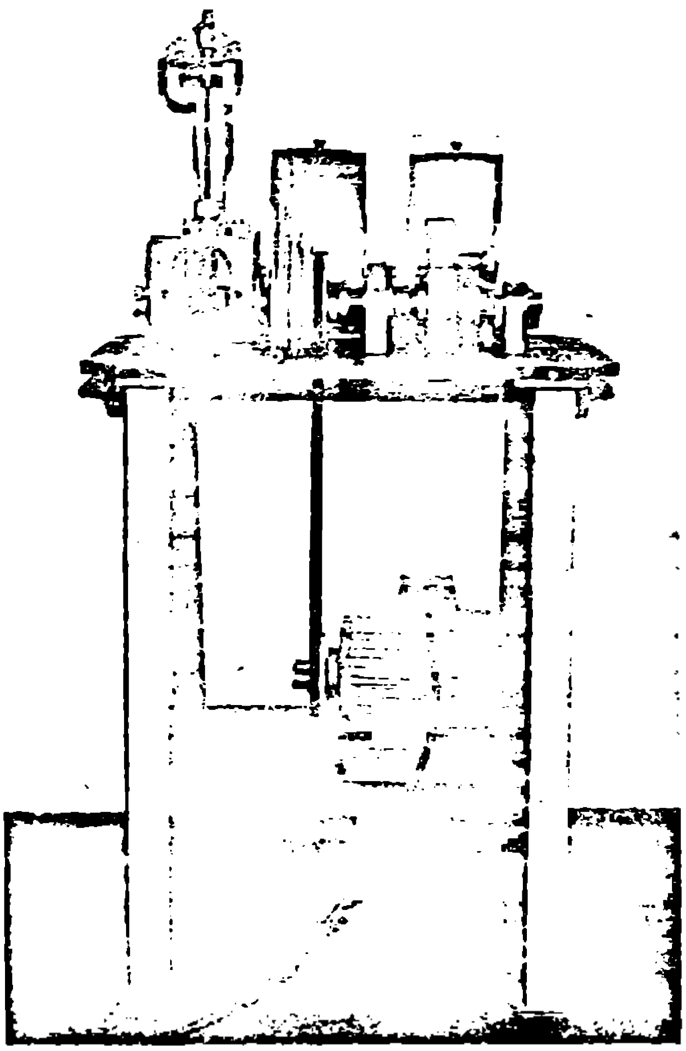


Fig.VI.7.

ce asigură contactul permanent dintre ele. Mecanismele cu came pot funcţiona în stare uscată sau lubrefiate, deoarece cutia mecanismelor cu came poate fi închisă etanş, după cum se poate observa din figura VI.5.

Standul III.(fig.VI.6) serveşte studiului funcţionării lanţurilor cinematice ce conţin ca elemente de comandă mecanisme cu came. Construcţia standului este asemănătoare cu cel precedent, cutia mecanismelor fiind diferită, deoarece are un singur mecanism cu camă de rotaţie şi cu tachet de translaţie legat la o diadă (fig.VI.7).

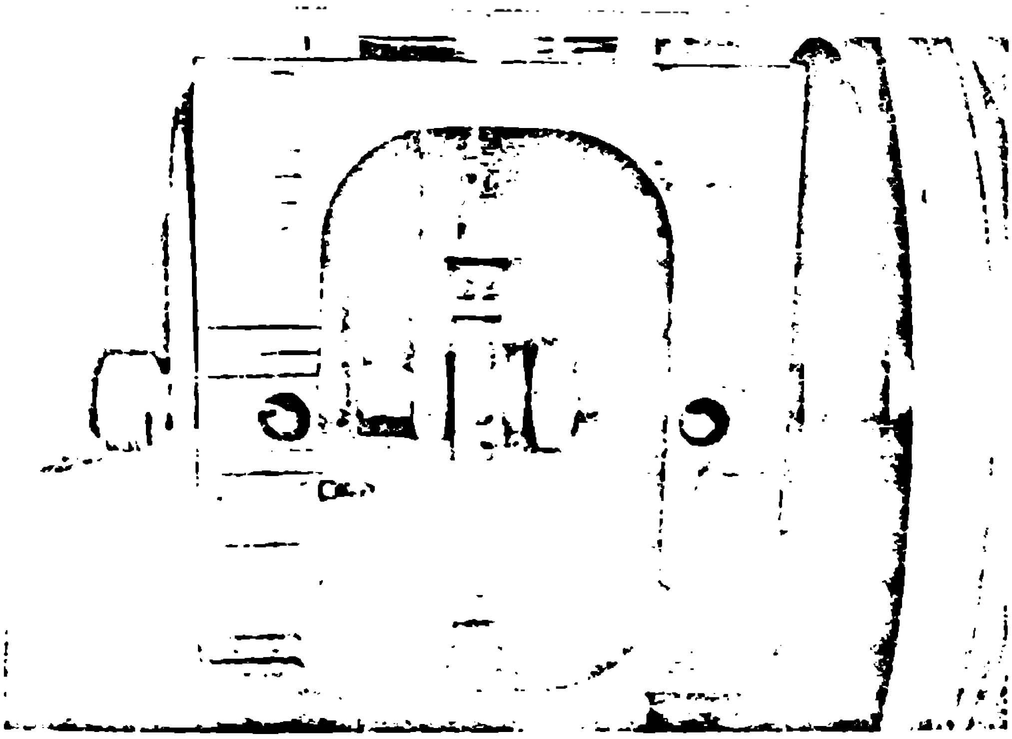


Fig.VI.8.

Tachetul poate fi cu talpă plană sau cu rolă, în funcție de scopul urmărit (fig.VI.8).

Pe acest stand s-au făcut determinări de viteze și accelerații, rezultatele obținute fiind puternic influențate de flexibilitatea lanțului cinematic, semnalele fiind suprapuse.

Cele trei standuri au permis studiul experimental în condiții apropiate de cele reale ale funcționării mecanismelor cu came plane, precum și compararea rezultatelor teoretice cu cele obținute experimental.

VI-2. Cercetări experimentale vizînd precizia deplasării tachetului

Calculele teoretice efectuate în vederea stabilirii preciziei cinematice ale mecanismelor cu came plane urmăresc influența erorilor tehnologice ale fiecărui element component al mecanismului. Deoarece tachetul cu abaterea tehnologică pe care o are lungimea lui, nu are variație de-a lungul unui ciclu cinematic, în calculul erorilor absolute aceasta apar ca mărimi constante. Variații în decursul unui ciclu

Fig.VI.9.

cinematic prezintă profilul camei, deoarece legea de profilare, spirala arhimedică în cazul analizat, este urmărit în timpul execuției prin discretizare în puncte, de aceea se impune determinarea valorilor razelor polare ale camei cît mai aproape de cele efective.

Măsurătorile profirurilor camelor s-au efectuat pe microscopul universal fabricat de VEB Carl Zeiss Jena, deoarece asigură o precizie de 1 μm, iar cu ajutorul accesoriilor de care dispune s-a putut face o divizare cu precizie de 1 minut (fig.VI.9). Centrarea camei pe masa rotativă s-a efectuat cu ajutorul unui bolț conic, după ce cu firele reticulare ale ocularului s-a materializat centrul mesei. Valorile măsurate au fost transformate prin diferență în deplasări și s-au figurat pe diagrame de tipul celei din figura VI.10, curba 3. In general, erorile de execuție, precum și toleranțele prescrise pentru came sînt în minus, valori apropiate de cele

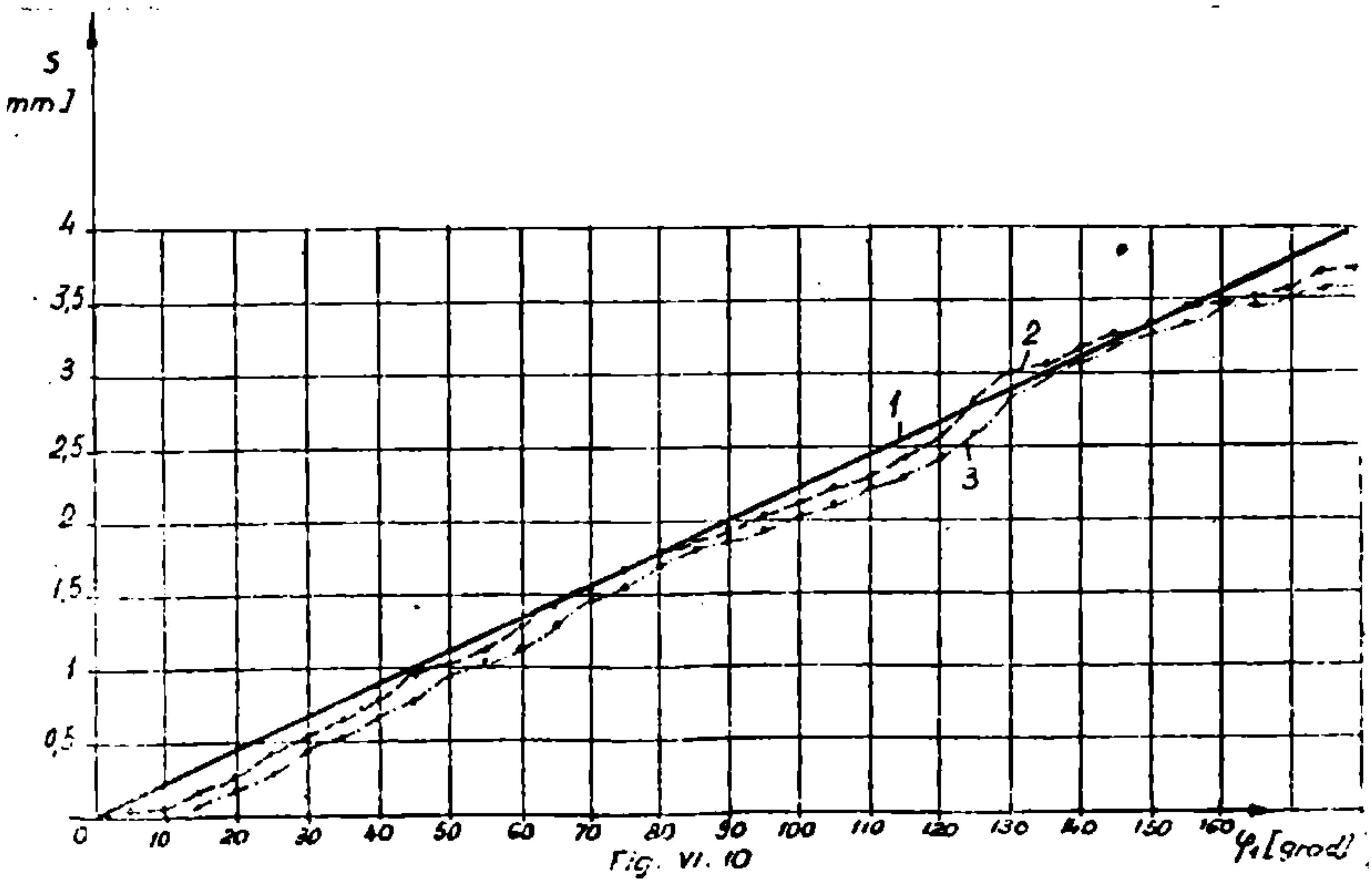


Fig. VI.10

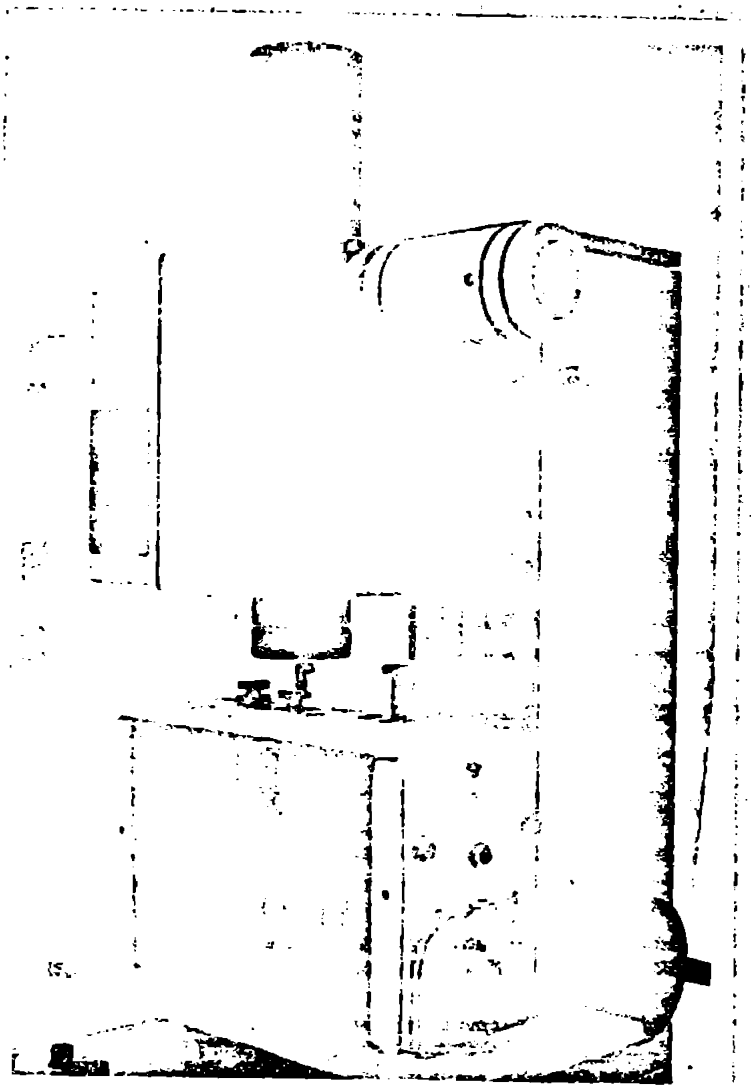


Fig.VI.11.

efective fiind cele măsurate la microscop.

Deplasările reale ale tachetului s-au măsurat cu ajutorul comparatorului Abbe vertical pentru lungimi, tip POl, cu proiecţie pe ecran, fabricat de VEB Carl Zeiss Jena, cu precizia de 1 um, avînd domeniul de măsurare o-2oo mm.(fig. VI.11.). Valorile măsurate au fost înscrise în diagrama din figura VI.1o, obţinînd curba 2. Curba 1 reprezintă diagrama deplasării teoretice a tachetului mecanismului nominal. Se precizează că în figura VI.1o. curbele obţinute

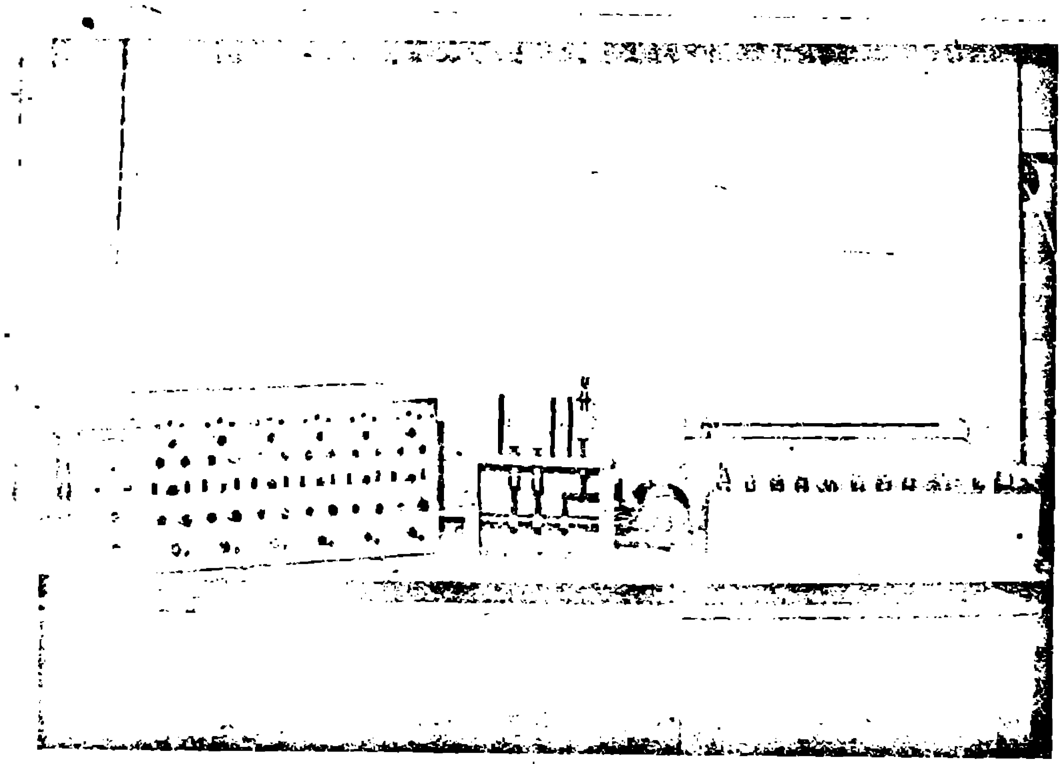


Fig.VI.12.

pot fi comparate deoarece măsurătorile s-au făcut pe un mecanism cu tachet de translaţie centric, deci valorile absolute ale deplasărilor sînt reprezentabile la aceeaşi scară.

Valorile abaterilor de poziţii calculate teoretic aşează curba de mişcare a tachetului între curbele 2 şi 3 şi nu s-a trasat pentru a nu încărca diagrama. Se mai remarcă paralelismul (aproximativ) al curbelor 2 şi 3, care provine din măsurarea unor valori reale influenţate doar de jocul din rolă, abaterile de dimensiuni ale rolei şi tachetului şi care printr-un reglaj iniţial (translaţia curbei reale către stînga, pînă în origine) conduc pe tot parcursul ridicării la erori mai mici, dar se reduce unghiul de ridicare şi se măreşte abaterea în punctul de capăt al cursei.

Erorile de deplasare ale tachetului în timpul funcţionării mecanismului se pot obţine prin trasarea diagramei de deplasare reale comparată cu cea teoretică. Montajul folosit cuprinde standul I din figura VI.1, pe care sînt montaţi traductorii, o punte tensometrică cu şase canale N 2302, un inscriptor X-Y sau în cazul vitezelor de funcţionare mari, un oscilograf cu spot luminos, prezentat în figura VI.12. S-au folosit traductori inductivi Tr 102 - fără contact, fabricaţie de firma Hottinger. Etalonarea traductorului s-a făcut cu ajutorul calelor plan-paralele şi ceas comparator, rezultînd diagrame de etalonare de tipul celei din figura VI.13.

Cu ajutorul montajului din figura VI.12 s-au trasat diagramele din figura VI-14, curba deplasării reale trasată de inscriptorul X-Y este notată cu 2, iar diagrama deplasării rezultată prin calcule este curba 3. Se observă că dacă se face un reglaj iniţial, curbele 2 şi 3 sînt aproape confundate. Curba 1 reprezintă diagrama deplasării teoretice.

Determinările făcute cu astfel de montaj în cazul standului III (fig.VI.6), în condiţii de viteze mari, au condus la diagrame de tipul celei din figura VI.14. Măsurînd încă vitezele şi acceleraţiile s-au obţinut diferenţe mai mari faţă de valorile calculate, deoarece în condiţiile vitezelor apar influenţe mari din cauza forţelor de inerţie, a vibraţiilor care se suprapun peste mişcarea principală. Se precizează,

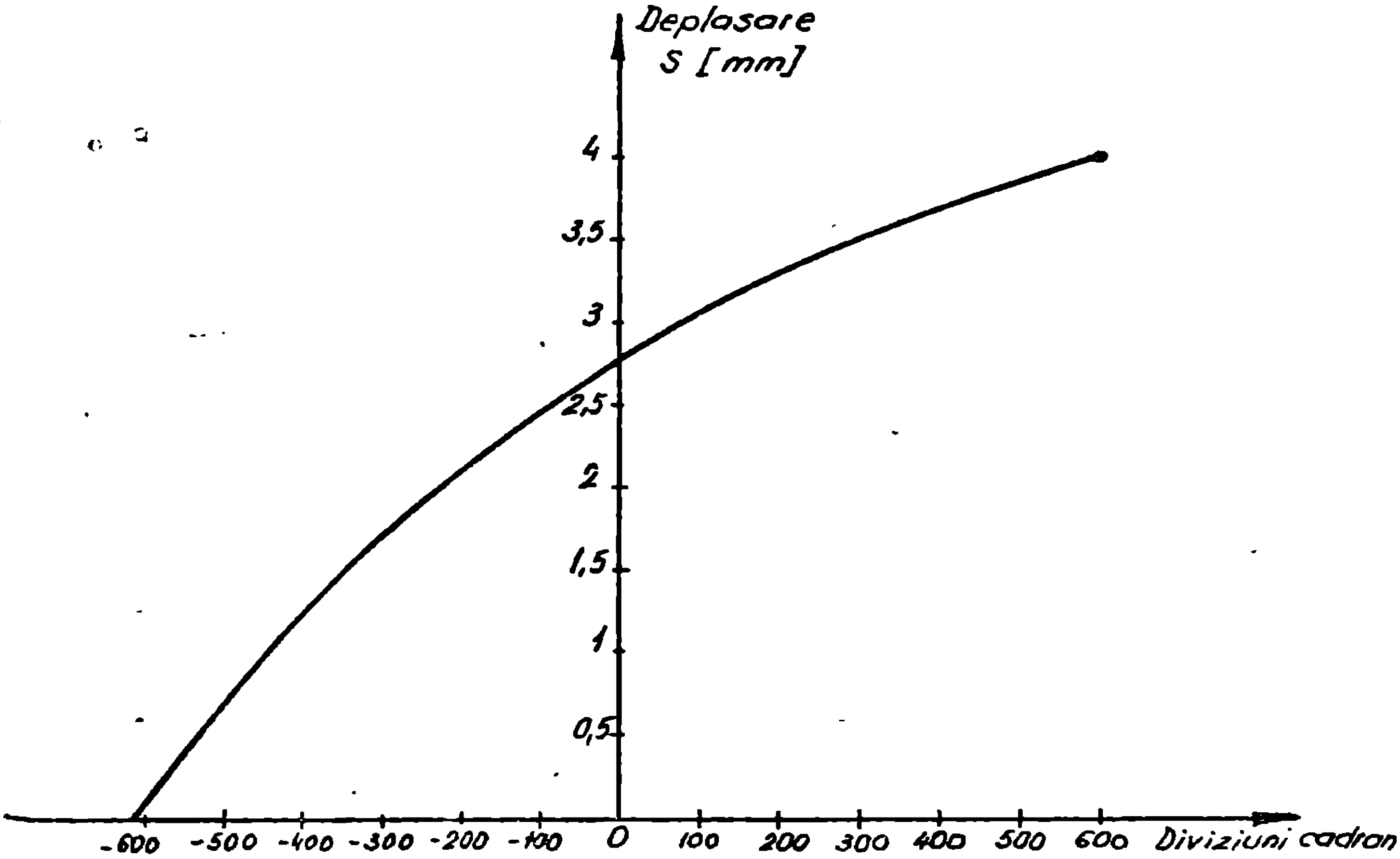


Fig. VI. 13

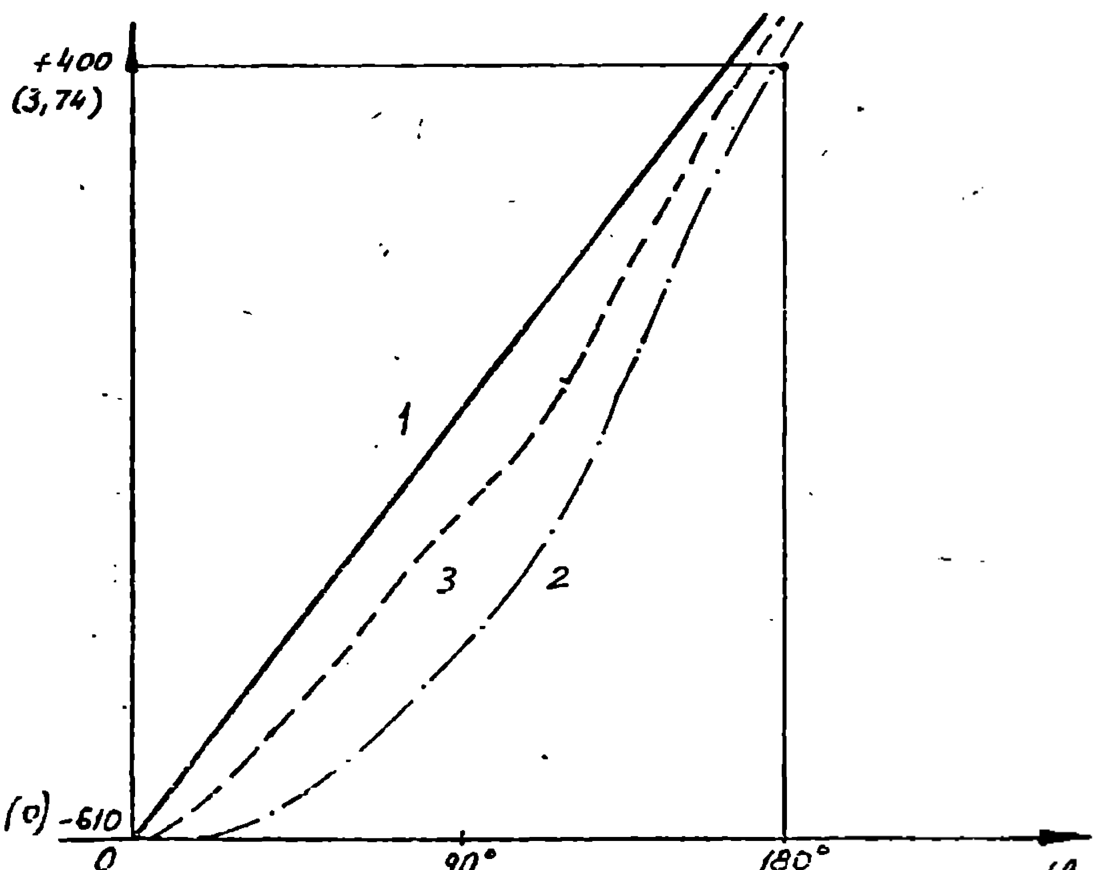


Fig. VI. 14

că în domeniul vitezelor reduse s-au obţinut diferenţe mult mai mici, tehnologic neglijabile.

Se poate deduce, că dacă pentru deplasări valorile calculate sînt aproape identice cu cele măsurate, pentru viteze și accelerații fenomenul dinamic devine inseparabil de cel cinematic, influențînd rezultatele. Se apreciază totuși, că valorile erorilor de viteze și accelerații calculate aproximează foarte bine situația reală la regimuri de funcționare mai lente și oferă o imagine calitativă asupra erorilor de viteze și accelerații la mecanismele cu came care funcționează în regim dinamic intens.

VI.3. Cercetări experimentale privind uzarea mecanismelor cu came nitrurate în plasmă

După cum s-a arătat în capitolul precedent, tratamentele termice și termochimice măresc considerabil rezistența la uzare a materialelor metalice. Nitrurarea și în special nitrurarea în plasmă (nitrurarea ionică) este una din tehnologiile moderne, care în ultimii ani s-a răspîndit foarte mult în întreprinderile din țară și străinătate și care conferă suprafețelor corpurilor ce realizează o cuplă de frecare rezistență mare la uzare fără a afecta rezistența la oboseală a materialelor în contact.

Nitrurarea ionică este un procedeu de saturare superficială a produselor din oțel sau fontă cu azotul furnizat de plasma produsă prin descărcarea luminiscentă anormală în gaze rarefiate care conțin azot (azot molecular, amoniac, amestec de azot molecular și hidrogen, azot molecular cu hidrogen și gaze rarefiate, cu diferite presiuni parțiale ale azotului).

Pentru a realiza nitrurarea cu azot al materialului din stratul superficial al produselor din oțel și fontă se utilizează ca medii active, gaze care conțin azot. Piesele se așează pe dispozitive și se leagă la catodul generatorului de curent continuu, iar carcasa recipientului etanș constituie anodul. In acest montaj, fiecare piesă este înconjurată de o zonă de descărcare catodică. In plasma descărcării catodice se produc o serie de fenomene a căror rezultantă o constituie saturarea stratului superficial al piesei (catodului). (Fig.VI.15).

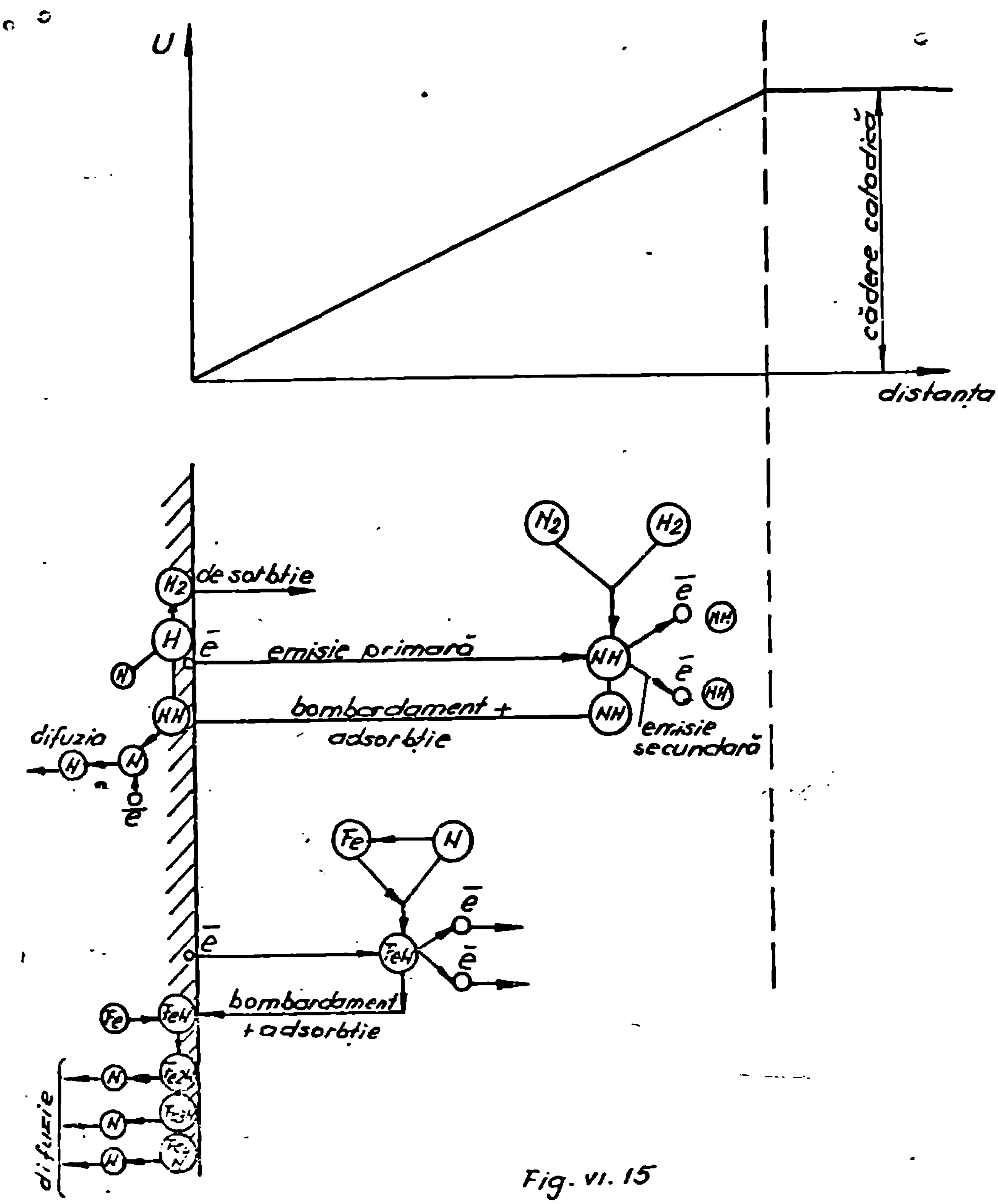


Fig. VI. 15

a) Emisia electronică primară în care electronii de valență ai catodului capătă energii superioare energiei de extracție a electronilor și părăsesc suprafața catodului.

b) Ionizarea și emisia electronică secundară. Părăsind suprafața catodului, electronii ajung în zona căderii catodice, sînt accelerați și lovind moleculele de gaz situate în apropierea catodului le ionizează. Rezultatul ionizării îl constituie moleculele de gaz încărcate cu sarcină pozitivă, care sînt accelerați în spațiul căderii catodice și se deplasează spre catod și electroni produși în urma emisiei secundare. Acești electroni sînt încă în zona catodică cînd sînt accelerați fiind capabili printr-o reacție în lanț să ionizeze în continuare molecule de gaz.

c) Bombardarea catodului. Moleculele inoizate și accelerate lovesc catodul, în urma bombardamentului pierzînd energia cinetică care este consumată în continuare pentru creșterea agitației termice a atomilor metalului, deci pentru încălzirea catodului la temperaturi de 490-550° C, nefiind nevoie de surse exterioare de căldură. Moleculele ionizate cedează energia cinetică și pentru adsorbția moleculei de gaz la suprafața catodului, precum și pentru deformarea rețelei cristaline a catodului ca urmare a impactului și dislocarea de atomi ai catodului. Se remarcă faptul că datorită acestei energii molecula ionizată în plasma descărcării luminiscente este mult mai ușor adsorbită în comparație cu molecula de gaz la nitrurarea clasică, iar defectele de rețele favorizează difuzia azotului adsorbit.

d) Reacții chimice. In zona căderii catodice, energiile mari ale componentelor plasmei (atomi, molecule ionizate, electroni) favorizează producerea unor reacții chimice care sînt aproape imposibile de imaginat în cazul nitrurării clasice în amoniac. Astfel sînt reacțiile de formare a radicalilor NH^+, NH_2^+, NH_3^+ sau a nitrurii de fier FeN din atomi de fier rezultați din pulverizare catodică, care explică accelerarea proceselor de adsorbție și difuzie ale azotului la nitrurarea în plasmă, comparativ cu nitrurarea în gaz precum și activitatea crescută a mediilor de nitrurare utilizate.

Nitrurarea ionică se caracterizează prin mari și multiple posibilități de reglare a caracteristicilor dimensionale și în special structurale ale stratului cementat. Acest lucru se justifică în primul rînd prin gama mai largă a parametrilor tehnologici, care în afara parametrilor termici și temporali caracteristici oricărui proces termochimic, mai cuprinde parametrii chimici, compoziția și presiunea atmosferei utilizate, şi electrici - tensiunea aplicată şi intensitatea curentului de descărcare şi în al doilea rînd prin multitudinea şi complexitatea fenomenelor care au loc în plasmă şi în special la interfaţa metal-plasmă şi a căror intensitate de asemenea poate fi reglată.

Marele avantaj pe care îl prezintă nitrurarea în plasmă în comparaţie cu nitrurarea în gaz îl constituie posibilitatea controlului şi reglării în limite mult mai strînse a potenţialului de azot, ceea ce dă posibilitatea obţinerii în stratul superficial a compusului γ' cu caracteristici de rezistenţă şi tenacitate superioare compusului ε. Menţinerea unor potenţiale termodinamice corespunzătoare unor concentraţii ale azotului cuprinse în intervalul a 0,4 % se poate realiza prin asigurarea unui anumit raport între intensităţile de producere a fenomenelor de adsorbţie şi de pulverizare catodică. Astfel , intensitatea adsorbţiei creşte cu creşterea presiunii, deci a numărului de particule active, şi a tensiunii de descărcare, în timp ce intensitatea procesului de pulverizare catodică creşte cu scăderea presiunii şi creşterea tensiunii.

La rîndul ei, temperatura de nitrurare creşte cu creşterea presiunii şi tensiunii de descărcare, şi fiind rezultatul încălzirii prin bombardament, depinde şi de caracteristicile geometrice ale produsului supus încălzirii. O încălzire uniformă din punct de vedere al temperaturii poate fi asigurată numai prin realizarea unor încărcături uniforme din punct de vedere al caracteristicilor dimensionale.

Din cele arătate rezultă că pot fi consideraţi ca parametrii independenţi ai procesului compoziţia şi presiunea gazului şi tensiunea de descărcare, ceilalţi parametrii fiind rezultatul valorilor absolute sau interacţiunilor factorilor independenţi.

Alegerea presiunii de lucru se face ţinînd seama de forma şi dimensiunile produsului supus prelucrării, temperatura care trebuie realizată, de structura stratului şi stabilitatea descărcării. Această ultimă condiţie se referă la faptul că creşterea presiunii peste o anumită valoare duce

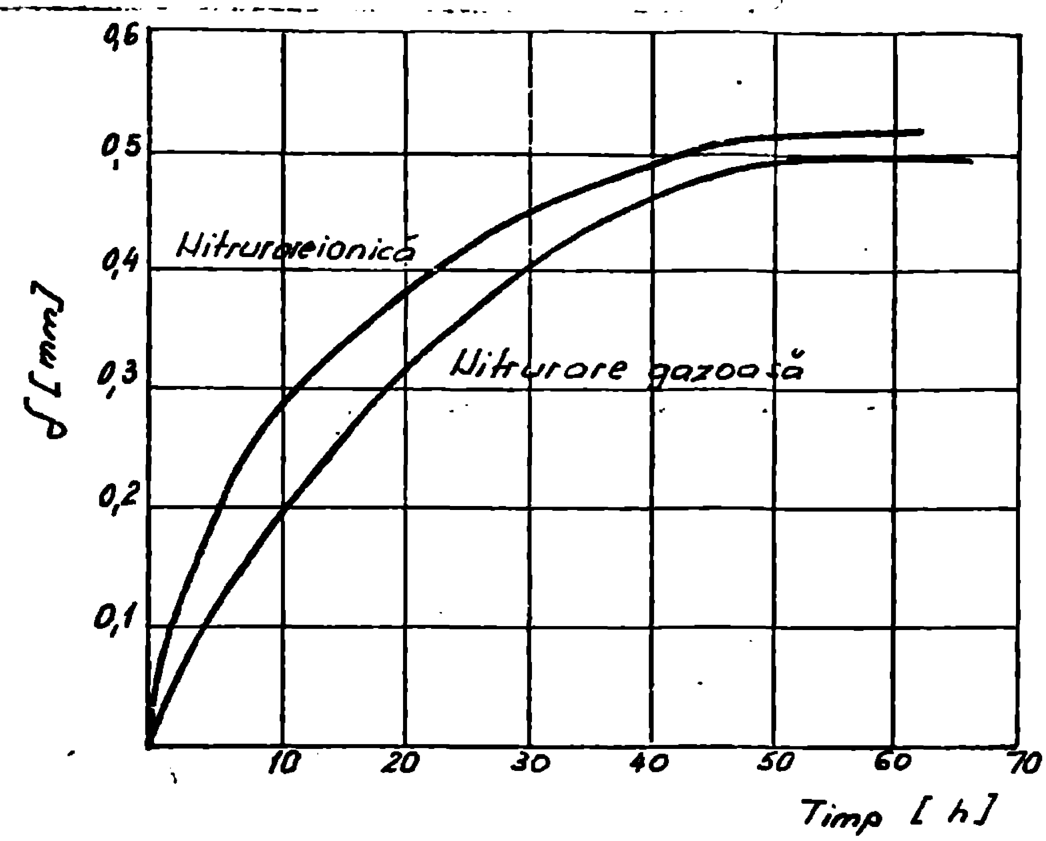


Fig. VI.16

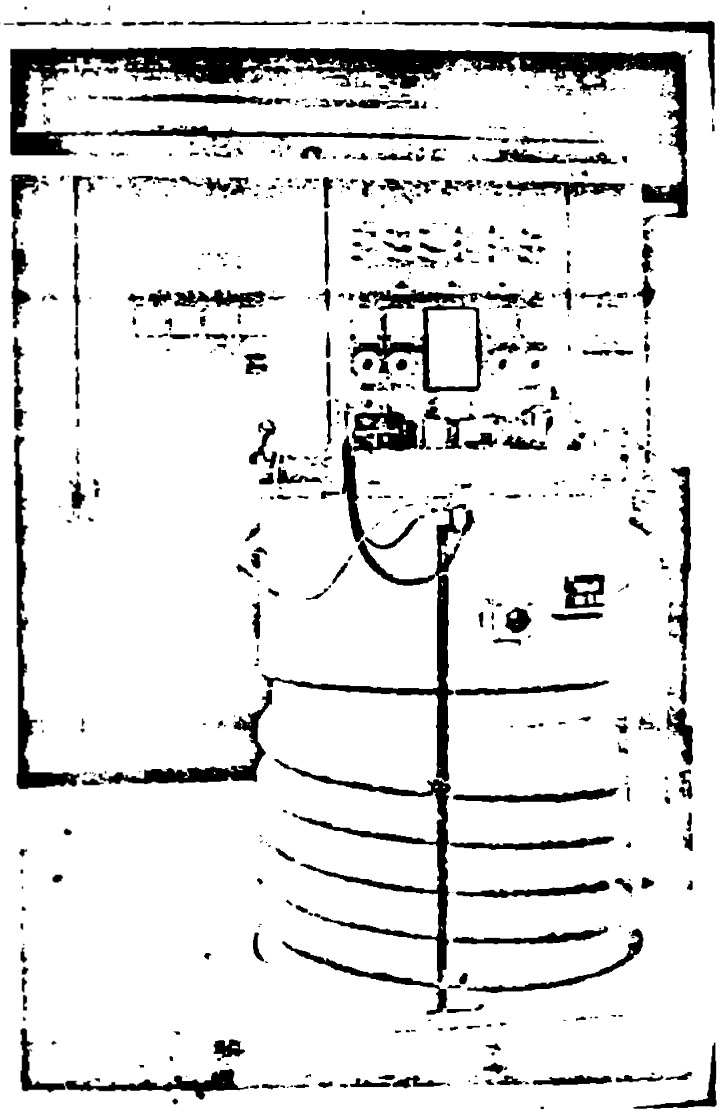


Fig.VI.17

la trecerea descărcării anormale în descărcarea în arc.

Adîncimea stratului nitrurat în plasmă este ca şi la nitrurarea în gaz dependent şi de durata de menţinere. Datorită particularităţilor amintite privind procesele care au loc în plasmă şi la interfaţa metal-plasmă, pentru adîncimi de strat cuprinse între 0,3-0,4 mm prin nitrurarea ionică viteza de creştere a stratului este superioară vitezei de nitrurare în gaz (fig.VI.16.). Se precizează că în general nitrurarea se face pe adîncimi sub 0,3 mm şi pentru valori mici viteza este cu mult mai mare decît la nitrurarea normală în gaz. Pentru valori mari ale adîncimii de nitrurare cele două procese sînt comparabile.

Nitrurarea ionică îşi manifestă superioritatea faţă de nitrurarea în gaz şi prin calităţile superioare ale stratului cementat, privind duritatea superficială, gradul de compactitate, rezistenţa la oboseală prin încovoiere şi în special prin presiune de contact.

Cercetările experimentale privind proprietăţile în funcţionare ca şi cuple superioare ale unor materiale metalice tratate termochimic prin nitrurare ionică nu au vizat oţelurile carbon (de calitate sau de scule) deoarece tratamentul termochimic amintit a acestora nu determină proprietăţi care să se ridice la nivelul celor oferite de oţeluri cu elemente care formează nitruri dure şi stabile. In acest sens au fost studiate prin metodele metalografice obişnuite perechi de corpuri camă-tachet (rolă) executate din fontă cu grafit nodular Fgn 600-2 STAS 6071-75, oţel rapid Rp 3 STAS 7382-80, precum şi oţel 41 MoCr 11, STAS 791-80, tratate toate prin nitrurare ionică. Ca lege de profilare ale camelor s-a ales legea liniară, de viteză constantă, cu profil în spirală arhimedică, deoarece sînt în general mai uşor de executat, iar variaţia legii de profilare nu modifică aprecierile calitative şi cantitative privind comportarea diferitelor materiale tratate termochimic în cuple superioare.

Tratamentul termochimic de nitrurare ionică s-a efectuat într-o instalaţie de tip S-O 750X4500 (Klöckner Ionon GmbH) avînd puterea instalată 280 KVA (fig.VI.17). Instalaţia se compune din următoarele părţi principale: recipientul propriu-zis, sistemul de vacuumare, sistemul de alimentare şi dozare cu gaz disociat, instalaţie electrică de forţă, comandă, supraveghere şi reglaj.

a) Cuplă superioară din fontă cu grafit nodular Fgn 600-2 STAS 6071-75.

Deşi proprietăţile fazelor determinate de nitrurarea aliajelor Fe-C nu se ridică în general la niveluri deosebite, s-a considerat totuşi util cercetarea experimentală a fontei cu grafit nodular Fgn 600-2 căreia nitrurarea ionică să-i confere o rezistenţă sporită la uzare şi coroziune. Nitrurarea s-a efectuat în amoniac disociat la temperatura de

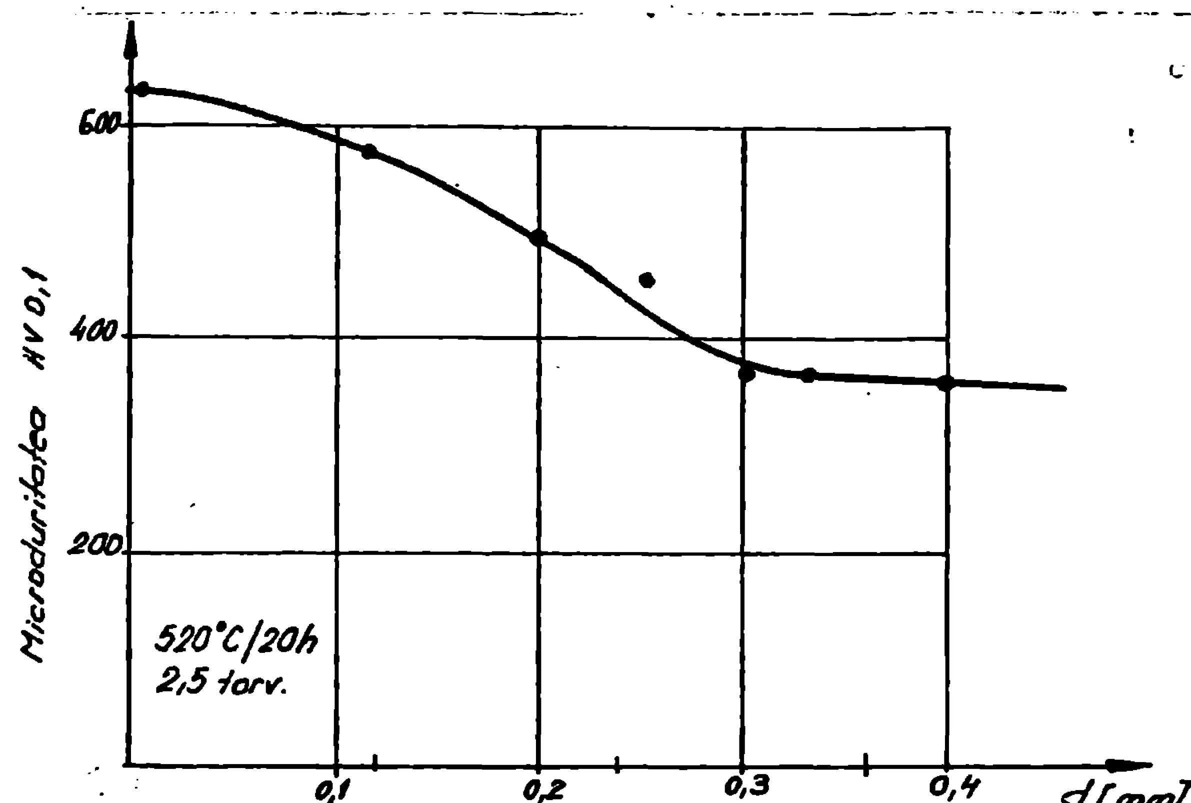


Fig. VI. 18

520°C şi o presiune de lucru de 2,5 torr. Deoarece materialul este supus în special la uzare prin fricţiune (alunecare şi rostogolire) stratul de difuzie joacă un rol mai puţin important, urmărindu-se obţinerea unui strat de combinaţie (superficial).

Curba de variaţie a microdurităţii în funcţie de distanţa de la suprafaţă este prezentată în figura VI.18.

Determinările de microduritate s-au efectuat numai în masa perlitică. Microstructural stratul de combinaţie a avut o grosime de cca 10 μm (preponderent γ' în amestec cu ε), urmat în adîncime de un strat de difuzie cu o grosime de cca 0,25 mm.

Încercările la uzare s-au efectuat pe standul II, prezentat în paragraful VI.1, figura VI.3, pe un număr de cinci came cu tacheţi cu rolă sau cu talpă, confecţionaţi din material dur, oţel rapid Rp 3, nitrurat ionic, avînd duritatea stratului superficial în jur de 1200 HV. Uzura s-a apreciat prin pierderea de greutate a camei după un număr de cicluri de

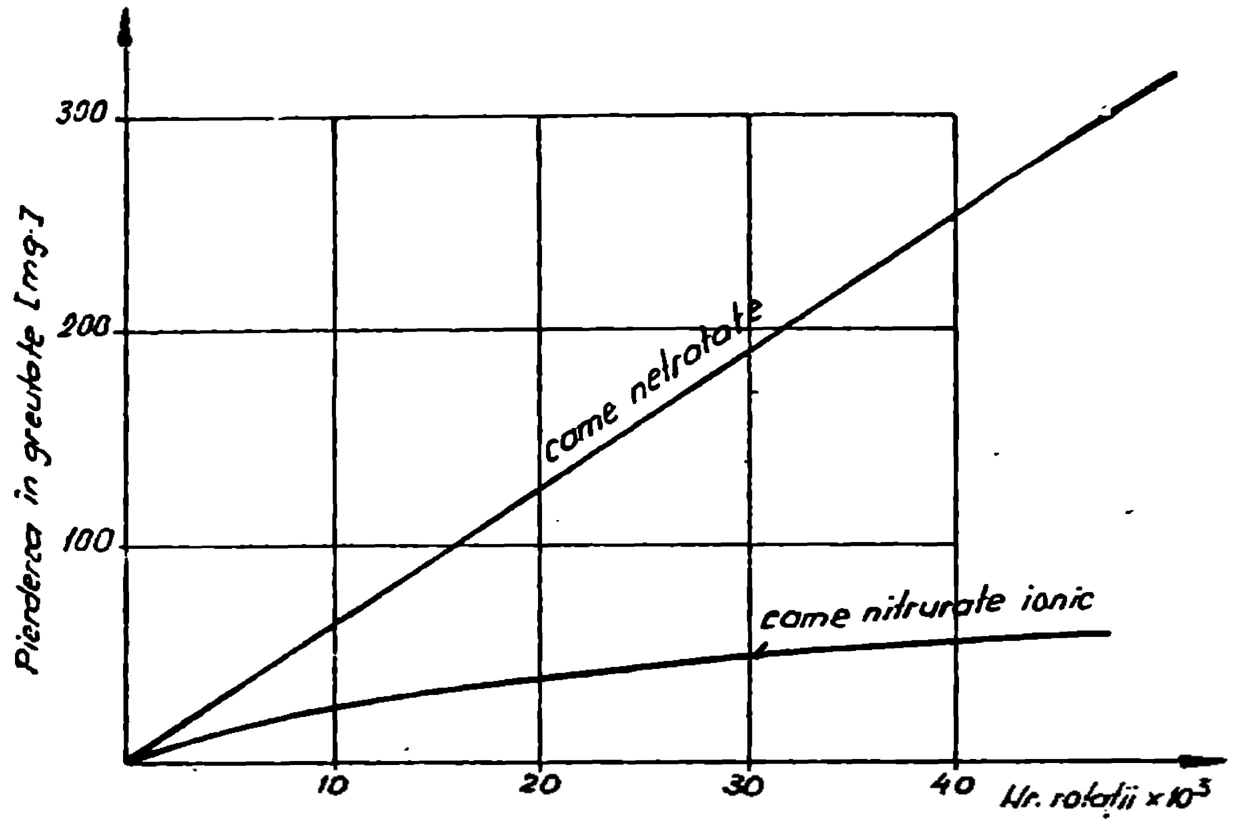


Fig. VI. 19

funcționare, iar în figura VI.19 sînt exprimate valorile medii ale celor cinci came ale standului. Condițiile de încercare au fost următoarele: viteza relativă cca 1,5 m/s, presiunea de contact de cca 40 daN/mm, fără lubrefiere.

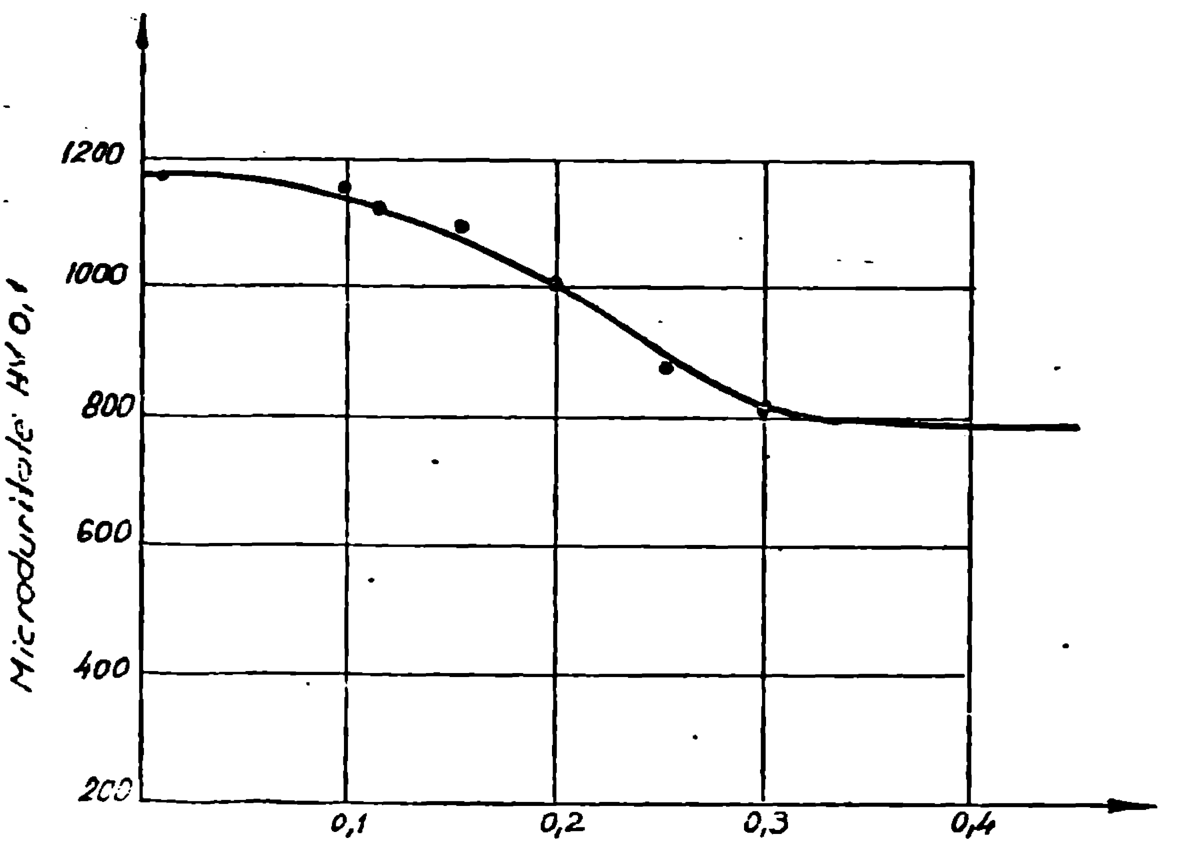


Fig. VI. 20 Distanța de la suprafață d [mm]

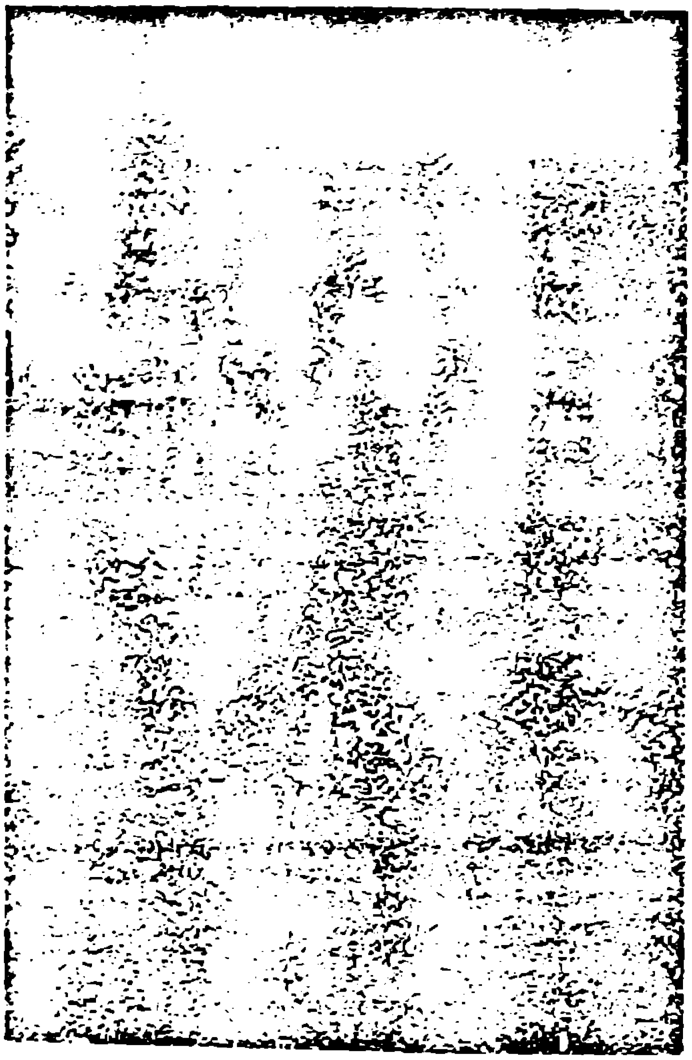


Fig.VI.21.

b) Cuplă superioară din oțel rapid Rp 3 STAS 7382-80.

Compoziția chimică a oțelului Rp 3 (STAS 7382-80) utilizat a fost următoarea: 0,75 % C, 0,34 % Mn, 0,32 % Si, 3,95 % Cr, 0,38 % Mo, 18,6 % W, 1,20 % V. Acesta este un oțel ledeburitic utilizat pentru fabricarea sculelor care sînt puternic solicitate la uzare, datorită carburilor dure disipate în masa materialului de bază.

Nitrurarea s-a efectuat pe o durată de 20 de ore la temperatura de 510° C și la o presiune de 3 torr

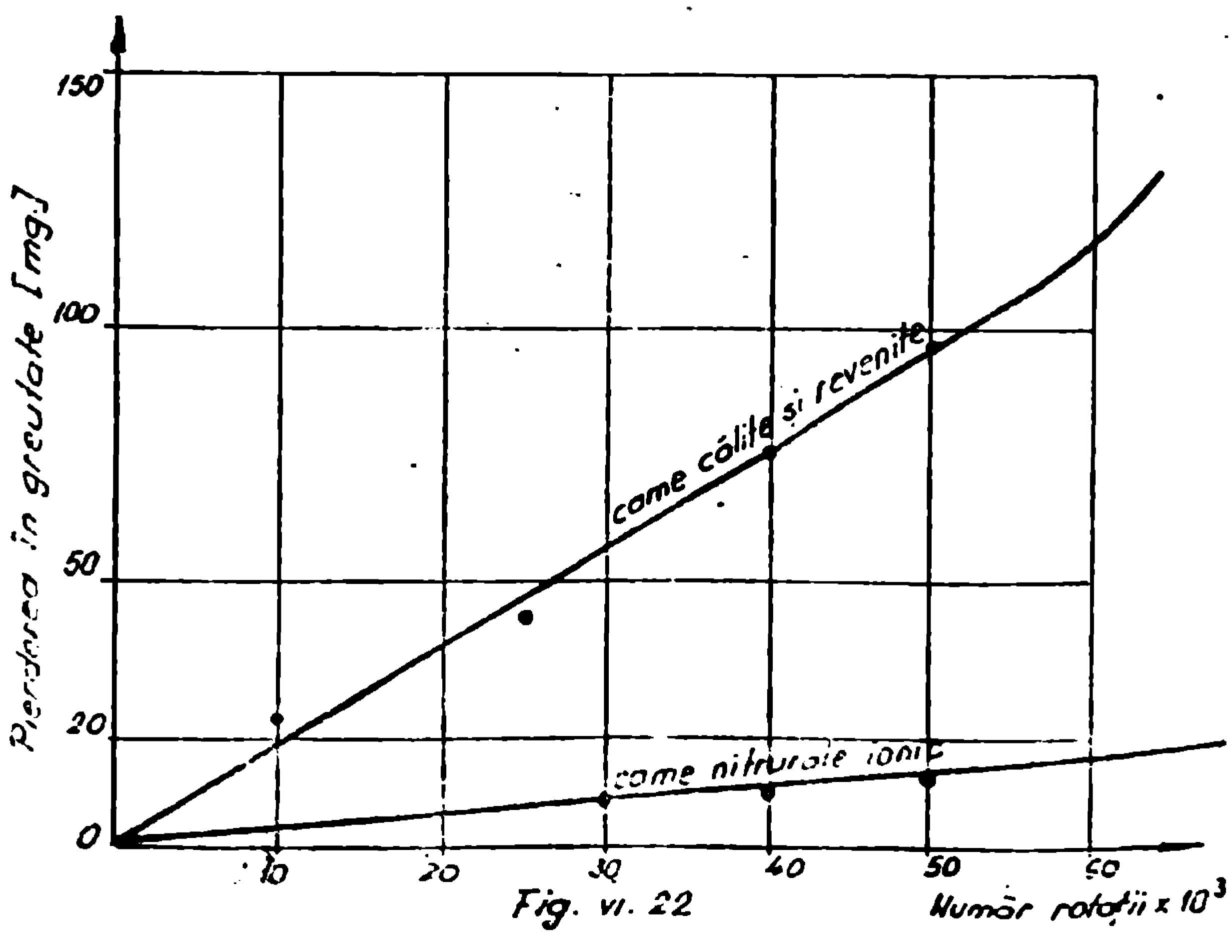


Fig. VI. 22

Fig.VI.23.

în amoniac disociat. Inaintea nitrurării toate camele au fost călite şi revenite la o duritate de 64-65HRC.

Variaţia microdurităţii după nitrurarea ionică este prezentată în figura VI.20.

Analiza microstructurală a relevat existenţa doar a unui strat de difuzie cu o adîncime de 0, 2-0,3 mm, vizibil în figura VI.21.

Segregaţiile de carbon ale semifabricatului folosit au fost la nivelul punctajului 5-6, conform STAS 7382-80.

Incercările la uzare s-au efectuat pe standul din figura VI.3. avînd solicitări în domeniul celor prezentate în cazul fontei cu grafit nodular Fgn 600-2, fără lubrofiere, avînd perechile de materiale în fricţiune identice (tachet, rolă din Rp 3 nitrurate ionic). Variaţia uzurii este prezentată în diagrama din figura VI.22.

c) Cuplă superioară din oţel înalt aliat 41 MoCr 11 STAS 791-80.

Compoziţia chimică a oţelului utilizat în determinări conform STAS 791-80 este următoarea:

0,4 % C, 0,54 % Mn, 0,36 % Si, 1,13 % Cr, 0,23 % Mo. Inaintea nitrurării camele au fost supuse unui trata-

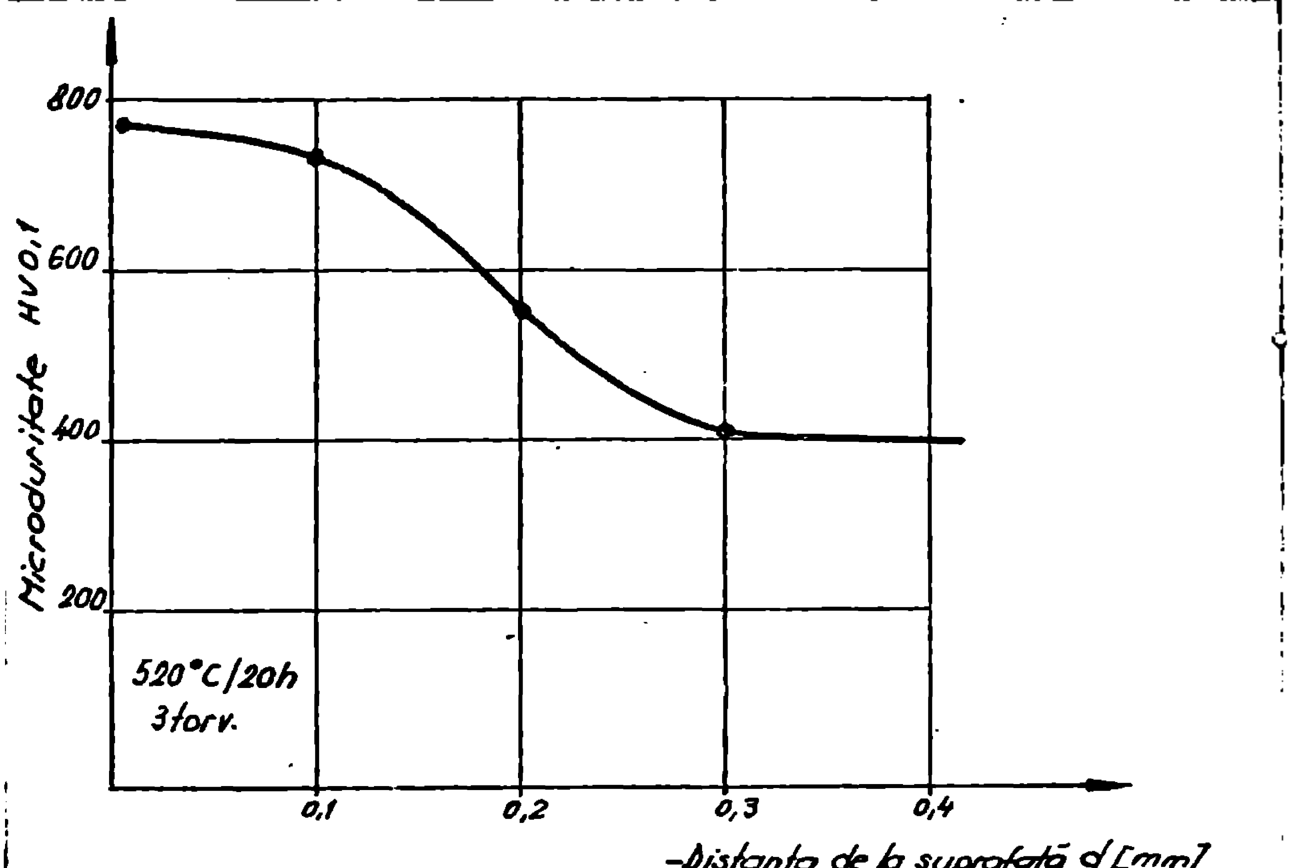


Fig. VI. 24

ment termic de îmbunătățire la 28-30 HRC.

Nitrurarea ionică s-a efectuat în amoniac disociat, la o temperatură de 520°C, cu durata de menținere de 20 ore. Probleмele metalografice au relevat formarea unei zone

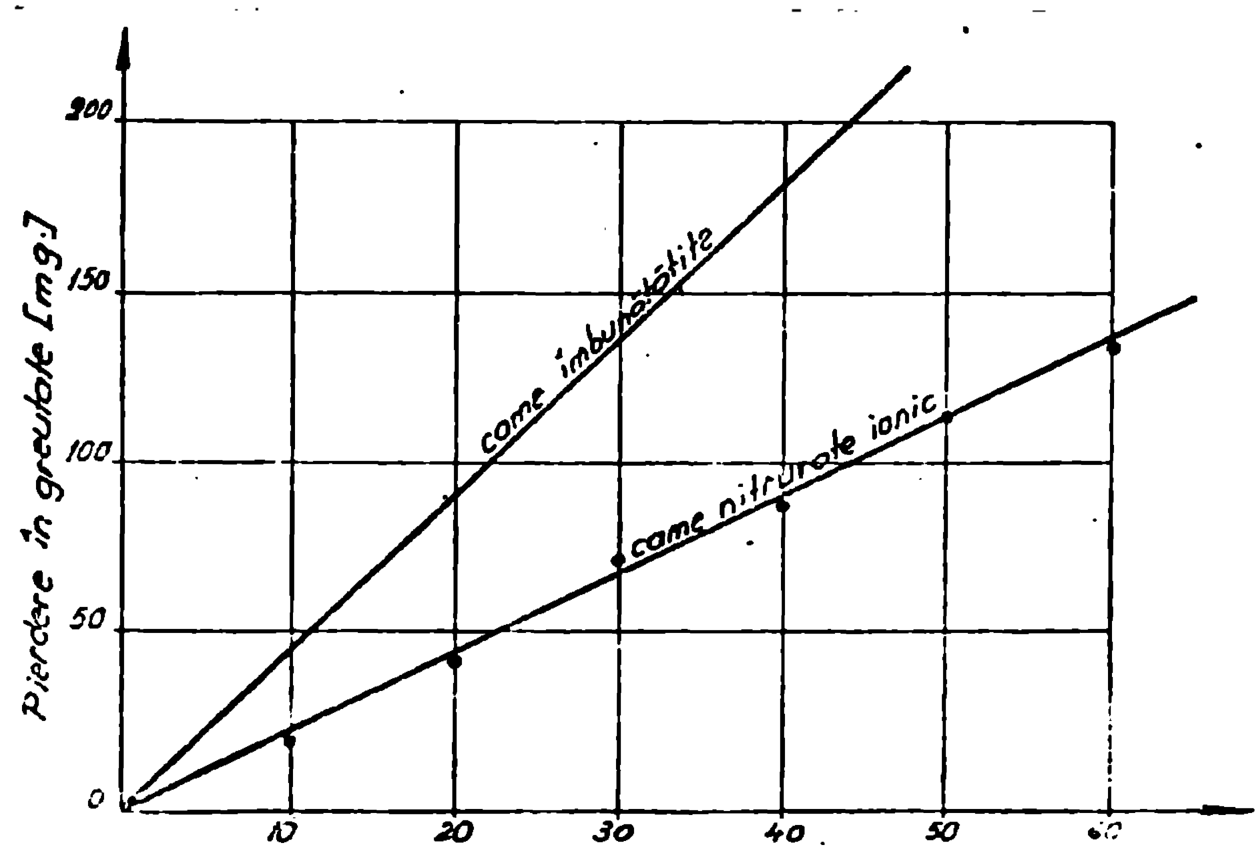


Fig. VI. 25

superficiale de combinații (strat alb) avînd o grosime de 6-8 um (fig.VI.23.).

Variația microdurității în funcție de distanța de la suprafață este prezentată în figura VI.24.

Incercările la uzare s-au efectuat în aceleași condiții și pe același stand ca în cazul materialelor prezentate anterior, rezultînd o curbă de variație prezentată în figura VI.25.

Din cercetările experimentale efectuate rezultă că tratamentul termochimic de nitrurare ionică conferă camelor proprietăți fizico-mecanice superioare prin realizarea unui strat superficial omogen, mărirea durității și a rezistenței la uzare, precum și la solicitarea prin strivire.

VII.- CONCLUZII ŞI CONTRIBUŢII ORIGINALE

Teza de doctorat şi-a propus rezolvarea problemei preciziei de funcţionare a mecanismelor cu came plane, atunci cînd elementele componente ale mecanismului sînt corpuri reale, afectate de erori tehnologice de execuţie, precum şi analiza comportării în timp a mecanismului sub aspectul uzurii cuplei superioare, ca element ce contribuie la alterarea funcţiei de răspuns. Din punct de vedere al obiectivelor propuse, tema cuprinde obiective ce fac parte din tehnocinematica mecanismelor.

Faţă de literatura de specialitate existentă în acest sens, teza de doctorat a căutat să cuprindă într-un mod unitar problema tehnocinematicii mecanismelor cu came plane, atît din punct de vedere teoretic cît şi experimental, urmărind aspectul preciziei cinematice strîns legat de uzura materialelor în contact, avînd ca scop final optimizarea funcţionării acestora. Pentru aceasta, s-a completat şi generalizat unele metode de studiu existente în literatura de specialitate şi au fost elaborate metode noi, eficiente, rapide şi suficient de precise pentru un studiu al preciziei mecanismelor cu came plane încă din faza de proiectare.

Investigaţiile teoretice au folosit metode analitice de sinteză, bazate pe aproximarea funcţiilor în jurul unui punct oarecare cu ajutorul formulei lui Taylor în care s-au reţinut termenii de ordinul întîi şi uneori şi de ordinul doi, în primul caz putînd fi aplicată şi formula creşterilor finite a lui Lagrange. De asemenea, analizînd cea mai generală mişcare mecanică în plan, mişcarea plan - paralelă, luînd în considerare echivalenţa sistemului de forţe cu torsorul minimal, care în cazul plan se reduce la o rezultantă unică aplicată pe axa centrală, se poate aproxima mişcarea finită în plan a corpurilor printr-o translaţie, care se exprimă printr-un vector. Pentru evaluarea uzurii s-au folosit principiile contactului hertzian, aplicate în cazul cuplei superioare analizate. Pentru evaluarea suprafeţelor reale, ce delimitează corpurile care formează cupla superioară acestea s-au aproximat prin suprafeţe particulare, cît mai apropiate de forma reală studiată, iar apoi acestea s-au poziţionat prin metode specifice geometriei analitice.

Pe parcursul cercetărilor s-au făcut particularizări pentru toate tipurile de mecanisme cu came plane, iar pentru simplificarea şi reducerea volumului de lucru s-a utilizat calculatorul ca unealtă precisă şi rapidă de lucru.

Scopul urmărit de modelarea teoretică a fost corelarea elementelor de formă ale mecanismelor cu came cu materialele lor, cu uzura acestora, urmărind în final optimizarea funcţionării mecanismelor cu came plane.

In vederea verificării rezultatelor teoretice obţinute s-au făcut ample cercetări experimentale, ce vizau determinarea elementelor cinematice ale mişcării executorului,precum şi studiul experimental al comportării diferitelor materiale la uzare. In acest scop s-au conceput şi realizat de către autor trei standuri, precum şi montaje care au permis înregistrarea directă a mărimilor cercetate. Un loc important în cercetările experimentale îl ocupă materialele tratate termochimic prin nitrurare ionică, împrumutînd cuplei superioare rezistenţă sporită la uzare.

In vederea concretizării contribuţiilor aduse de autor în problema tehnocinematicii mecanismelor cu came plane, în cele ce urmează se vor prezenta succint numai principalele aspecte originale :

a) în domeniul cercetării teoretice :

- s-a generalizat metoda abaterilor funcţionale în cazul mecanismelor cu came plane, prin exprimarea legilor de profilare a camelor în funcţie de legea de mişcare impusă executorului,introducerea în expresii a erorilor de execuţie ale elementelor cinematice şi dezvoltarea după formula lui Taylor a funcţiei astfel obţinute. Prin reţinerea termenilor de ordinul întîi sau doi din dezvoltare se pot aproxima cu suficientă precizie poziţiile executorului în decursul unui ciclu cinematic.Astfel, chiar în faza de proiectare a mecanismului cu came, respectiv la sinteza mecanismului, se poate exprima precizia de funcţionare a acestuia şi interveni la nevoie pentru a obţine precizia dorită ;
- s-a elaborat un program de calcul automat pentru sinteza mecanismelor cu came plane şi calculul erorilor cinematice pe durata completă a unui ciclu cinematic ;
- s-a propus metoda iteraţiilor succesive pentru mărirea preciziei de calcul al erorilor cinematice, metodă care asigură o convergenţă rapidă către valoarea reală a mărimii căutate ;
- s-a propus metoda vectorilor abateri pentru determinarea rapidă şi suficient de exactă a erorilor cinematice ale mecanismelor cu came plane. Metoda are la bază principiul echivalenţei

sistemului de forțe coplanar cu o rezultantă unică ce are ca efect mecanic translația. Deoarece momentul minim este nul, se poate neglija rotirea corpului sub acțiunea sistemului de forțe coplanar, deplasarea fiind finită și foarte mică, în general. Translațiile se presupun direcționate de reacțiunile din cuplele cinematice, deci s-a impus necesitatea determinării acestora, precum și unghiurile lor cu o direcție de referință pentru toate tipurile de mecanisme cu came plane. Reacțiunile s-au determinat neglijînd elementele torsorului forțelor de inerție ale corpurilor ;

- s-au determinat erorile ce apar în cupla superioară, ca urmare a abaterilor de poziții și de forme pe care le pot avea corpurile ce realizează cupla superioară. Studiul acestora s-a făcut în patru cazuri cu caracter de generalitate, care prin particularizare pot realiza majoritatea cazurilor reale;
- pentru determinarea poziției relative a elementului real al unui mecanism care realizează cu reperul de bază o cuplă cinematică, s-au exprimat relațiile matriceale în care sînt incluse toate erorile ce modifică poziția față de cea ideală. Prin derivarea acestora e posibilă, în anumite cazuri, determinarea valorilor reale de viteze și accelerații ;
- în vederea evaluării comportării la uzare a mecanismelor cu came plane s-a elaborat o metodă analitică prin care se poate aprecia comportarea în timp a mecanismului. S-a considerat că uzarea este un fenomen care poate fi evaluat cantitativ prin proporționalitate cu lucrul mecanic de frecare. In același timp s-au studiat influențele exercitate de diferiți factori asupra fenomenului de uzare, cît și influența uzurii asupra dinamicii mecanismelor cu came, cu considerarea flexibilității lanțului cinematic ;
- pentru alegerea corectă a materialelor din care se confecționează cuplele superioare s-a făcut o sinteză privind materialele rezistente la uzare, prezentînd în același timp recomandări privind perechile de materiale, precum și condițiile de utilizare specifice, evidențiind tratamentele termice și termochimice care îmbunătățesc comportarea acestora.

b) în domeniul cercetării experimentale :

- s-au realizat trei standuri de cercetare experimentală, cu ajutorul cărora s-au făcut verificări multiple ale rezultatelor teoretice. Standurile au fost concepute în ideea posibilității studiului experimental al tuturor tipurilor de mecanisme cu came, ușor demontabile, cu posibilitatea repetării fenomenului în condiții identice. Standurile permit variații ale condițiilor cinematice de experimentare, a încărcării dinamice ale mecanismelor, precum și adaptarea unei largi game de traductori și aparate de măsură. Cu aceste standuri s-au făcut cercetări experimentale vizînd precizia de deplasare, de viteze și accelerații precum și studiul comportării la uzare a diferitelor materiale și diferite tipuri de mecanisme cu came ;

- s-au înregistrat diagrame de deplasare reală a tachetului în condiții de funcționare lentă precum și în condiții dinamice mai intense, folosind montaje cu înregistrare directă prin trasare mecanică sau optică, precum și prin măsurare discretă prin diferite poziții pe aparate cu afișaj numeric ;
- s-au făcut determinări privind comportarea la uzare a mecanismelor cu came prin corelarea cantitativă a pierderii în greutate după un număr de cicluri de funcționare, înregistrate de un contor de ture ;
- s-au făcut cercetări experimentale privind comportarea la uzare a unor materiale metalice tratate termochimic prin nitrurare ionică, studiind microduritatea suprafețelor în contact, variația acesteia cu adîncimea precum și uzarea mecanismelor în timp, permițînd să se recomanda acest tratament termochimic în diferite situații.

Rezultatele cercetărilor din prezenta teză de doctorat deschid un drum larg studiului altor mecanisme și sisteme mecanice prin metodele prezentate în lucrare.

Autorul prezentei teze de doctorat consideră că această lucrare aduce o modestă contribuție la optimizarea utilizării camelor plane în economie.

B I B L I O G R A F I E

1. ADAM,G,ș.a., Influența menținerii la temperatură de ionitrare asupra miezului la diferite mărci de oțeluri, Conferința de tratamente termice, Tîrgu-Mureș, 1986.
2. ARTOBOLEVSKI,I, Théorie des mécanismes et des machines, Edition MIR, MOSCOU, 1977.
3. BAGIU,L, Toleranțe și măsurători tehnice, vol.I, II, Institutul Politehnic "Traian Vuia", Timișoara, 1975.
4. BALAN,S, Complemente de mecanică teoretică, Editura Didactică și Pedagogică, București,1975.
5. BELETKII,V,I, Rascet kulačikovîh mehanizmov s dvuhrolikovîm koromîslom i dvuhprofilnîm vrașoiainscimsia diskovîm kulecikom Mașinostroienie,Nr.6,1983.
6. BOGDANOV,S,G, Studiul metalelor și tratamentul termic al oțelului, Editura Tehnică, București, 1952.
7. BRANDNER,G, Dreh-und Schraubenflächen als mögliche Wälz -, Teil - und Flankenflächen räumlicher Verzahnungen, Maschinenbautechnik, Nr.12, Berlin, 1983.
8. CARNAHAN,B, LUTHER, H,A, WILKES,O,J, Applied numerical methods, John Wiley et Sons. Inc, New York, 1976.
9. CARTIS, I, UȚESCU,L, Aplicarea nitrurării ionice sculelor de prelucrat la cald executate din oțel VCW 85, Conferința de tratamente termice, Tîrgu-Mureș, 1986.
10. CĂPIȚANU,L, Metode de calcul al uzurii la cuple superioare de frecare, Studii și Cercetări de Mecanică Aplicată, Tomul 42, București, 1983.
11. CHIRCA,D,ș.a. Cercetări experimentale privind nitrurarea ionică a unor fonte, Metalurgia, Nr.4, București, 1986.
12. CRĂCIUN,D, [illegible]ESCU,V, Rezultate experimentale obținute în urma nitrurării ionice a unor fonte.Noutăți în domeniul tehnologiilor și utilajelor pentru prelucrare la cald, Brașov, 1984.

13. DAMCALESCU,D, TOCARIAN,T, Came pentru strunjirea de precizie pe strunguri automate, Editura Tehnică, Bucureşti, 1979.

14. DEAC,V, STUDIUL METALELOR, Institutul de Invaţamînt Superior, Sibiu, 1978.

15. DEAC,V, ş.a Variante tehnologice de execuţie a plăcilor de uzură ale lamelor de guidare de la motoforestraiele pentru lemn, Noutăţi în domeniul tehnologiilor şi utilajelor pentru prelucrare la cald, Braşov, 1984.

16. DEAC,V, ş.a Cercetări privind influenţa nitrurării ionice asupra durabilităţii sculelor aşchietoare Conferinţa de tratamente termice, Tîrgu-Mureş, 1986.

17. DEAC,V, Cercetări experimentale privind nitrurarea ionică a unor oţeluri aliate, Construcţia de maşini, Octombrie, 1981.

18. DEAC,V, ş.a Studii şi cercetări experimentale privind influenţa nitrurării în plasmă asupra durabilităţii unor scule, Contract Nr.14, I.P.A. Sibiu.

19. DEMIAN,T, TUDOR,D, GRECU,E, Mecanisme de mecanică fină, Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1982.

20. DOBOS, F, Teoria mecanismelor şi maşinilor, Institutul de subingineri, Sibiu, 1985.

21. DODOC,P, Metode şi mijloace de măsurare moderne în mecanica fină şi construcţia de maşini, Editura Tehnică, Bucureşti, 1978.

22. DOMSA,A, DOMSA,S, Materiale metalice în construcţia de maşini şi instalaţii, Editura ,,DACIA", Cluj-Napoca, 1981, vol. I-II.

23. DOG,M, Berechnung und Fertigung raumlicher Kurvenkorper fur Kurvenschnittgetriebe, Maschinenbautechnik, Nr.12, Berlin, 1980.

24. DRAGU,D., ş.a. Toleranţe şi măsurători tehnice, Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1980.

25. DUCA,C, Utilizarea calculatorului numeric în proiectarea mecanismelor cu came, Simpozion, "Proiectarea asistată de calculator", Braşov 1978.

26. DULAMITA,T, FLORIAN, E, Tratamente termice şi termochimice, Editura Didactică şi Pedagogică,Bucureşti, 1982.

27. DUMITRESCU, C, OLARU, P, Aspecte morfologice ale straturilor nitrurate ale unor oţeluri de îmbunătăţire, Conferinţa de tratamente termice, Tîrgu-Mureş,1986.

28. EDENHOFER, B, Physikalische und metallkundliche Vorgänge beim Nitrieren im Plasma einer Glimment ladung, Klöckner Ionon, Mittelung G, Köln, 1974.

29. EDENHOFER,B, Vergleich verschiedener Nitrierver-fahren unter besonderer Berücksichtigung des Ionitrierens, Klöckner Ionon,Mitteilung 6, Köln, 1974.

30. FUJITA,K, YOSHIDA, A, Surface Durability of Steel Rollers, Bulletin of the JSME, vol 23, Nr.178, 1980.

31. FUJITA,K, YOSHIDA, A, Effect of Specific Sliding on Surface Durability of Cure - Hordened Chromium Molybdenum Steel Roller, Bulletin of the JSME, Vol.23, Nr.178, 1980.

32. FUNABASHI, H, OGAWA, K, A Dynamic Analysis of the Plane Crank-and - Rocher Mechanisms with Clearances, Bulletin of the JSME, vol.23, No.177, 1980.

33. GERU,N, ş.a. Materiale metalice, structură, proprietăţi, utilizări, Editura Tehnică, Bucureşti, 1985.

34. GHIIKE, W, Möglichkeiten und Grezen der Lebensdauerberechnung von Maschinenelementen, Maschinenbautechnik, Nr.8, Berlin, 1981.

35. GRÜNFELD,S, Stadiul actual al tehnocinematicii mecanismelor cu came plane, Referat, Institutul Politehnic "Traian Vuia" Timişoara, 1979.

36. GRÜNFELD,S, Modelul matematic al tehnocinematicii mecanismelor cu came plane, Referat, Institutul Politehnic "Traian Vuia",Timişoara, 1980.

37. GRÜNFELD,S, Tribologia mecanismelor cu came plane,Referat, Institutul Politehnic "Traian Vuia", Timişoara, 1980.

38. GRÜNFELD, S, BOLOGA, O, Cu privire la corelarea economică a rugozităţii şi toleranţei. Buletinul Ştiinţific al Institutului de Invăţămînt Superior, Sibiu, 1978.

39. GRÜNFELD,S, GHEORGHE,I, Asupra preciziei poziţionale a unor mecanisme cu came plane, Buletinul ştiinţific al Institutului de Invăţămînt Superior, Sibiu, 1979.

40. HAIN, K, Systematik und Bewertung der fünfgliedrigen, formschlüssigen Gegen kurvengetriebe, Maschinenbautechnik, Nr.9, Berlin, 1979.

41. HAIN, K, Getriebeuntersuchungen hoher Genauigkeit mit Hilfe der Scheitel krümmungen und der Wendepunkte von Koppelkurven, Maschinenbautechnik, Nr.4, Berlin, 1982.

42. HANDRA-LUCA,V, STOICA,I,A, Introducere în teoria mecanismelor, Editura "Dacia", Cluj-Napoca, 1982, vol, I-II.

43. HORIE,M, FUNABASHI, H, OGAWA, K, KOBAYASHI,H, A Displacement Analysis of Plane Multilinik Mechanisms with Clearences and Tolerances, Bulletin of the JSME, Vol.23, Nr.185,1980.

44. IFSIM,V, Computer-Simulation des Bewegungsverhaltens von Manipulatoren, Maschineubautechnik, Nr. 10, Berlin, 1981.

45. ISIBASHI,A, TANAKA,S, EZOE,S, Studies on Friction Welding of Carbon an Alloy Steels, Bulletin of the JSME, Vol.24, Nr. 198, 1981.

46. ISRAEL,G,R, Arbeitsblatt für die Konstruktion von Mechanismen, Maschinenbautech, Nr.5, Berlin, 1979.

47. IWATSUBO,T, Influence of Errors on the Vibration of Rotor Bearing System, Bulletin of the JSME, vol.24, Nr. 187, 1981.

48. JENSEN,P, Cam design and manufacture, The Industrial Press, New York, 1965.

49. KELLER, K, Ionitrierung von Guseisenwerkstoffen, Klöckner Ionon, Mitteilung 7, Köln, 1970.

50. KELLER, K, Hochfeste Maschinenteile durch Ionitrieren von martensitaushärtenden Stahl, Klöckner Ionon, Mitteilung 10, Köln, 1971.

51. KLINIKA, E, V, Tocinosti kulacikovih mehanizmov Maşinostroenie, Nr.5, 1983.

52. KOLOC, Z, VACLAVIK, M, VOLF, J, VOLMER,J, Synthese von Getrieben für Verarbeitungsmaschinen durch Simulation auf Tischrechnern, Maschinenbautechnik, Nr.7, Berlin, 1979.

53. KOVÁCS, F, PERJU, O, Mecanisme, Partea I și II, Institutul Politehnic "Traian Vuia", Timișoara, 1978.

54. KOVACS, F, PERJU, D, SAVII, G, Metode noi în sinteza mecanismelor, Editura "Facla", Timișoara, 1976.

55. KRAGHELSKI, V, I, Reibung und Verschleiss, VEB,Verlag Technik, Berlin, 1971.

56. KUYUSOJIN, A, NISHIMOTO, K, OTOBE, Y, KONOI, S, OGASAWARA, Y, Study on Mechanism of Friction Welding in Carbon Steels, Buletin of the JSME, Vol.23, Nr. 182, 1980.

57. LAZARESCU, I,D, STETIU, C, E, Toleranțe, Ajustaje, Calcului cu toleranțe, Călire, Editura Tehnică, București, 1984.

58. LUCK, K, MODLER, K-H, Getriebetechnische Grundaufgaben bei der Auslegung von Baumaschinen, Maschinenbautechnik, Nr. 10, Berlin, 1981.

59. MAMAEV, A, N, Profilirovanie kulacika țentrobejnogo najimnogo ustroistva klinoremennogo variatora, Mașinostroenie, Nr. 10, 1983.

60. MARINESCU, A, Contribuții privind influența preciziei geometrice asupra parametrilor de mișcare ai mecanismelor, Teză de doctorat, Institutul Politehnic, București, 1979.

61. MITELEA, I, Cercetări privind nitrurarea în plasmă a oțelului 45 Si Cr 95 folosit la execuția supapelor de evacuare, Conferința de tratamente termice, Tîrgu-Mureș, 1986.

62. MITELEA, I, Asupra rezistenței la oboseală a oțelurilor Ni-Cr-Mo nitrurate în plasmă, Conferința de tratamente termice, Tîrgu-Mureș, 1986.

63. MOCHIMARU, Y, TOMITA, Y, A Numerical Method for the Solution of Nonlinear Equations with a Number of Variables, Bulletin of the JSME, Vol.23, Nr. 184, 1980.

64. MURGULESCU, E, FLEXI, S, KREINDLER, O, SACTER, O, TIRNOVEANU, M, Geometrie analitică şi diferenţială, Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti 1965.

65. MÜLLER, J, Lehrmodellschrank Kurvengetriebe, Maschinenbautechnic, Nr. 10, Berlin, 1981.

66. MÜLLER, J, KASSAMANIAN, A, A, Zur Systematik des Kurvengetriebes, Maschinenbautechnik, Nr. 9, Berlin, 1979.

67. NANU, A, Tehnologia materialelor, Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1977.

68. NERGE, G, Einflus des Rollenspiels aus des dynamische Verhalten von Nutkurvenmechanismen, Maschinen bautechnik, Nr. 9, Berlin, 1979.

69. NERGE, G, Zweckmäsige Formgestalt von Kurven-Scheibe und Rolle, Maschinenbautechnik, Nr. 9, Berlin, 1979

70. NEUKIRCHNER, J, Tribokorrosion und Wege zu ihrer Verhindenung, Maschinenbautechnik, Nr. 7, Berlin, 1980.

71. NICOLESCU, S, Curs de Fortran, Institutul Politehnic Bucureşti, 1972.

72. PAVELESCU, D, Concepţii noi, calcul şi aplicaţii în frecarea şi uzarea solidelor deformabile, Editura Academiei R.S.R, Bucureşti, 1971.

73. PAVELESCU, D, MUSAT, M, Tudor, A, Tribologie, Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1977.

74. PAVELESCU, M, Analiză numerică pentru reactori nucleari, Editura Academiei, R.S.R., Bucureşti, 1974.

75. PELECUDI, C, Bazele analizei mecanismelor, Editura Academiei RSR, Bucureşti, 1967.

76. PELECUDI, C, Teoria mecanismelor spaţiale, Editura Academiei R.S.R., Bucureşti, 1972

77. PELECUDI, C, Precizia mecanismelor, Editura Academiei R.S.R., Bucureşti, 1975.

78. PELECUDI, C, SAVA,I, Asupra analizei şi sintezei mecanismelor cu came, Construcţia de maşini Nr.8-9, 1967.

79. PELECUDI, C, MAROS,D, MERTICARU,V, PANDREA,M, SIMIONESCU,I, Mecanisme, Editura Didactică şi Pedagogică Bucureşti, 1985.

80. PERVITKII,I,D, Rascet i konstruirovanie tocinîh mehanizmov, Maşinostroenie, Leningrad, 1976.

81. PONOMARIOV, S,D, Calculul de rezistenţă în construcţia de maşini, Editura Tehnică, Bucureşti, 1963.

82. POPESCU,I, Proiectarea mecanismelor plane, Editura "Scrisul Românesc", Craiova, 1977.

83. POPINCEANU,N, ş.a. Probleme fundamentale ale contactului cu rostogolire, Editura Tehnică, Bucureşti, 1985.

84. PRAVOTOROVA,E,A, SERGHEEV,V,I, K rascetu tocinosti mehanizmov s nijşimi kinematiceskami parami, Mehanica maşin, Nr. 3-4, Moskva, 1966.

85. RADULESCU,M, DRAGAN, N, HUBERT, H, OPRIS, C, Atlas metalografic, Editura Tehnică, Bucureşti, 1972.

86. ROSCULET, M, Analiza matematică, Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 197

87. ROTHBARTH, H, Cams, Design, Dynamics and Accuracy, John Wiley et Sons Inc, New York, 1956.

88. SAVA,I, Dinamica mecanismelor cu came, Construcţia de maşini, Nr. 8-9, 1967.

89. SAVA,I, Stadiul actual în dinamica mecanismelor cu came, studii şi Cercetări de Mecanică Aplicată, Nr. 28, Bucureşti, 1969.

90. SAVA,I, Cu privire la funcţionarea în regim dinamic a supapei mecanismului distribuţiei motoarelor cu ardere internă, Construcţia de maşini, Nr. 12, 1971.

91. SAVA, I, GRUNFELD, S, Asupra procesului de uzare în mecanismele cu cuple superioare, "Tribotehnica", Galaţi, Mai 1973.

92. SAVA,I, GRUNFELD,S, GHEORGHE,I, Asupra preciziei poziţionale şi cinematice a mecanismelor cu came plane, Buletinul Ştiinţific al Institutului de Invăţămînt Superior, Sibiu, 1979.

93. SAVA,I, GRÜNFELD,S, GHEORGHE,I, Influenţa uzurii asupra dinamicii mecanismelor cu came "Tribotehnica" Hunedoara, Mai 1980.

94. SAVA,I, SIRBU,N, GRÜNFELD,S, GHEORGHE,I, Elemente de Mecanică inginerească, Institutul de Invăţămînt Superior, Sibiu, 1980.

95. SCIEZSZKA,S,F, A Study of Tribological Phenomena in Friction Couple : Brake Composite Material-Steel, Transaction of the ASLE, vol.25, 1981.

96. SERGHEEV,V,I, USKOV,M,K, Sravnitelnîi analiz strukturnîh i tehnologhiceskih oşibok v peredatocinîh momirnîh mehanizmah, Mehanika maşin,Nr.3-4, Moskva, 1966.

97. STAICU, S, Aplicaţii ale calculului matriceal în mecanica solidelor, Editura Academiei RSR, Bucureşti, 1986.

98. TAMURA,H, TSUDA,Y, SUEOKA,A, Higher Approximation of Steady Oscillations in Nonlinear System With Single Degree of Freedom,Bulletin,of the JSME, Vol.24, Nr.195, 1981.

99. TEODORESCU,P,P, Sisteme mecanice - modele clasice, vol,I, Editura Tehnică, Bucureşti 1984.

1oo. TERAUCHI,Y, NADANO,H, Basic Studies on Scoring of Spur Gears, Bulletin of the JSME, Vol.23, Nr. 177, 1980.

1o1. THOMPSON,B,S, Variation Formulations for the Finite Element Analysis of Noise Radiation from High-Speed Machinery, Transaction of the ASME, Vol.1o3, Nr.4, 1981.

1o2. TSUTSUMI,S, OTOMO, Y, GOTO,K, Research on the Rolling Process on Rotational - type Components, Bulletin of the JSME, Vol.23, Nr.178, 1980.

1o3. TUTUNARU,D, Teoria mecanismelor, Mecanisme cu came, Editura Tehnică, Bucureşti, 1959.

1o4. VERMEŞAN,G, Nitrurarea, Institutul Politehnic, Cluj-Napoca, 1977.

1o5. VOINEA,R, ATANASIU,M, Metode analitice noi în Teoria mecanismelor. Editura Tehnică, Bucureşti, 1964.

106. VOINEA,V, VOICULESCU,D, CEAUSU,V, Mecanica, Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti,1983.

107. VOLMER,J, BROCK,R, UHLIG,G, Übertragungsfunctinen für Kurvengetriebe mit Doppelhubbenegungen, Maschinenbautechnik, Nr.9, Berlin,1979.

108. VOROBIEV,E,I, O rasciotom apredilenie izmenenia nerzicinok osibora mehanizmov v sviazi s otenskoi in nadagnosti, Analis i mastezmehanizmov, Nauka, 1970.

109. WATANABE, K, FUNABASHI, H, On the Envelope Curves of the Coupler Lines of Plane Four-Bar Mechanisms, Bulletin of the JSME, vol.24, Nr. 193, 1981.

110. YOKOI,M, NAKAI, M, A Fundamental Study on Frictional Noise, Bulletin, of the JSME, Vol.24, Nr.194, 1981.

111. Young, D,S,S, SHOUP,T, The sensitivity Analisis of Cam Mechanism Dynamics, Transaction of the ASME, April, 1982.

C U P R I N S