

CALCULUL ŞI CONSTRUCŢIA CUPLAJELOR CU FUNCŢII MULTIPLE

- Teză de abilitare -

Prof. dr. ing. Ioan STROE

Facultatea de Inginerie Mecanică

24-06-2016

- Absolvent a Facultății de Mecanică, Universitatea Transilvania Brașov, promoția 1979, secția Mașini și Aparate Electrice.
- Absolvent a Facultății Tehnologia Construcțiilor de Mașini, Universitatea Transilvania Brașov, promoția 1990.
- Doctorat - 1999 - Universitatea "Transilvania" Brașov, Diplomă de doctor în Inginerie Mecanică
 - „ Contribuții teoretice și experimentale privind conceperea și modelarea unei noi clase de cuplaje cu funcții multiple Cuplaje Elastice și de Siguranță”,
coordonator Prof. dr. ing. Aurel JULA.
- Angajare 1975 – 2016, teh.pr., sing., ing. cercetare, Universitatea Transilvania din Brașov:
 - 01.12.1992 - 26.02.1996 asistent universitar;
 - 26.02.1996 - 01.12.2000 șef lucrări;
 - 01.10.2000 - 01.10.2002 conferențiar universitar;
 - 01.10.2002 - în prezent profesor universitar.

Structura tezei de abilitare

Realizări științifice și profesionale și planuri de evoluție și dezvoltare a carierei

i. Realizări științifice și profesionale

I. Cuplaje simple cu funcții multiple

Capitolul 1. Introducere

Capitolul 2. Generarea topologică și structurală a cuplajelor elastice și de siguranță

Capitolul 3. Generarea constructivă și calculul de proiectare a cuplajelor elastice și de siguranță

Capitolul 4. Modelarea dinamică a cuplajului elastic și de siguranță

Capitolul 5. Determinări experimentale asupra cuplajului elastic și de siguranță

Capitolul 6. Studiul influenței elementelor componente ale cuplajelor asupra momentului de torsiune și a caracteristicii elastice

Capitolul 7. Variante constructive de cuplaje elastice și de siguranță

Capitolul 8. Concluzii

II. Senzori pentru roboți industriali

Capitolul 9. Sistem senzorial tactil 3D

Capitolul 10. Sistem senzorial 3D pentru determinarea de forțe și momente

Capitolul 11. Senzor de alunecare

ii. Planuri de evoluție și dezvoltare a carierei

Capitolul 1. Introducere

Cuplajele mecanice - organe de mașini

Funcțiile principale:

- transmiterea momentului de torsiune
- transmiterea mișcării de rotație

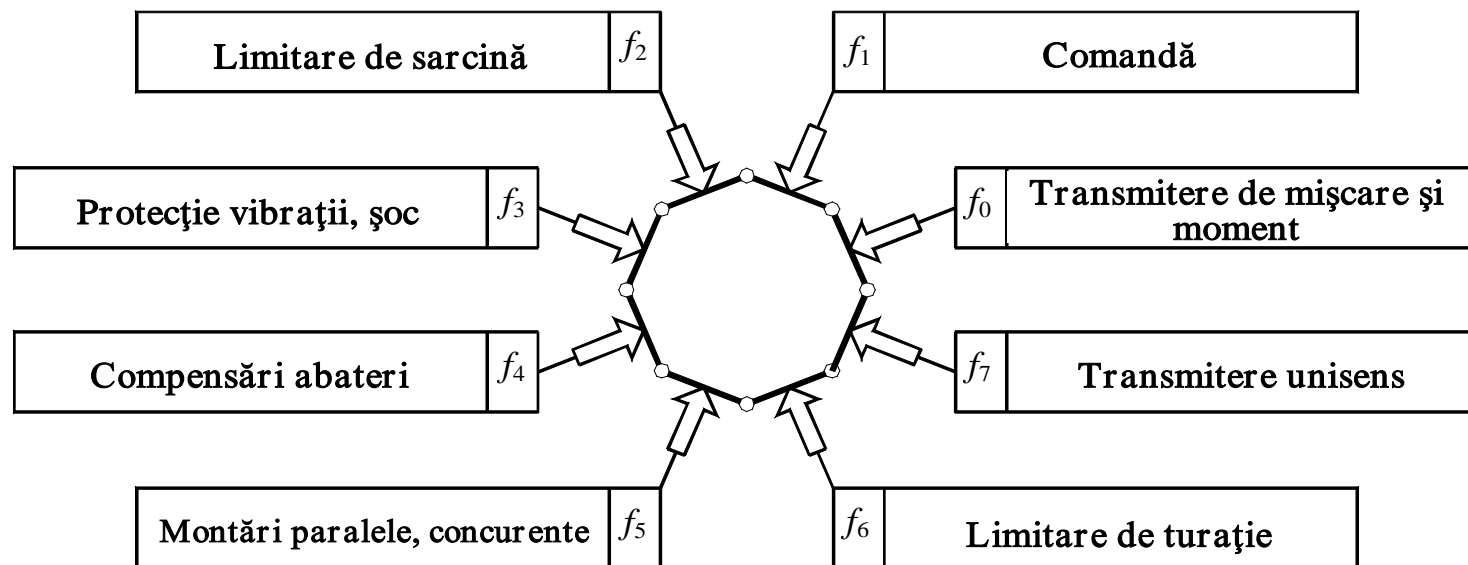
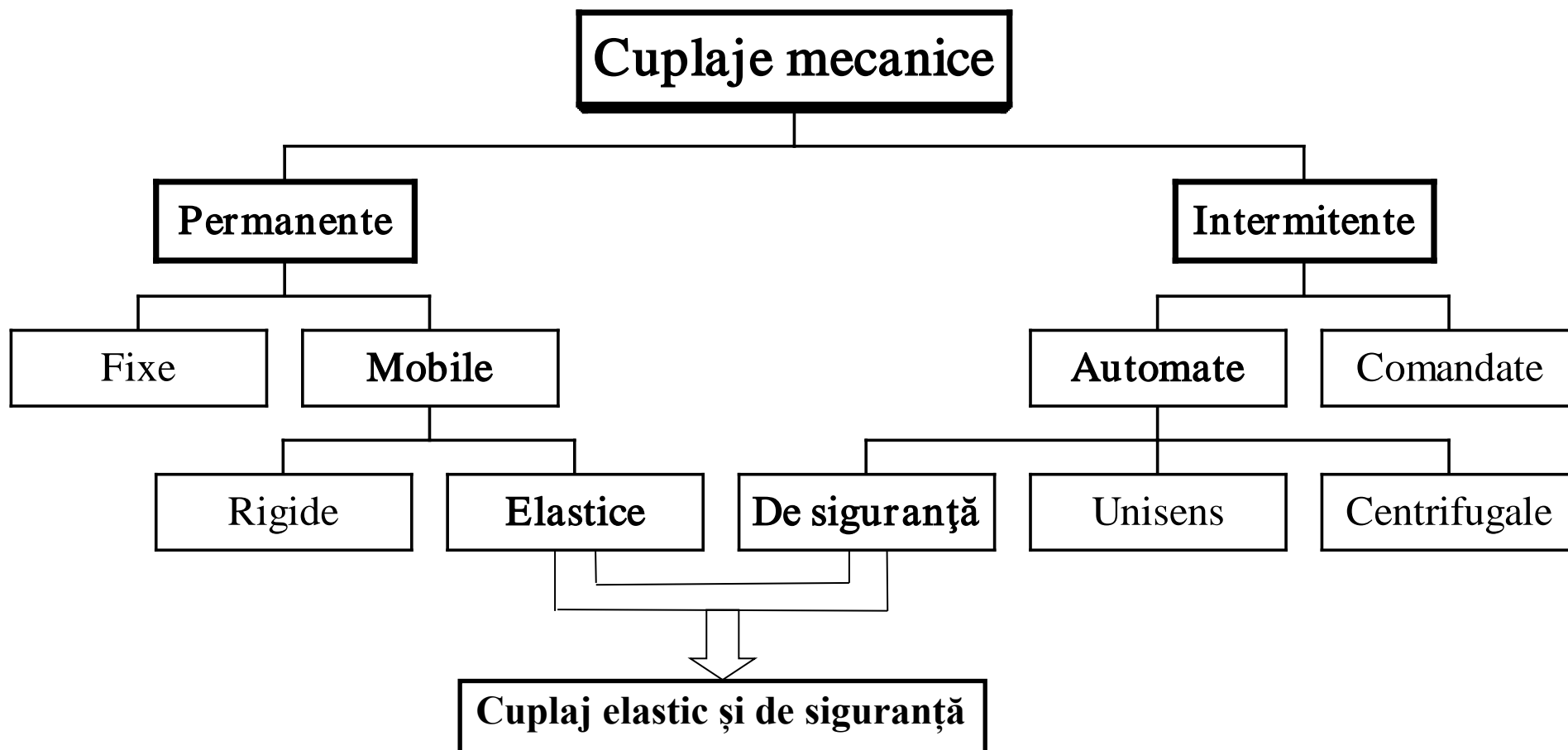
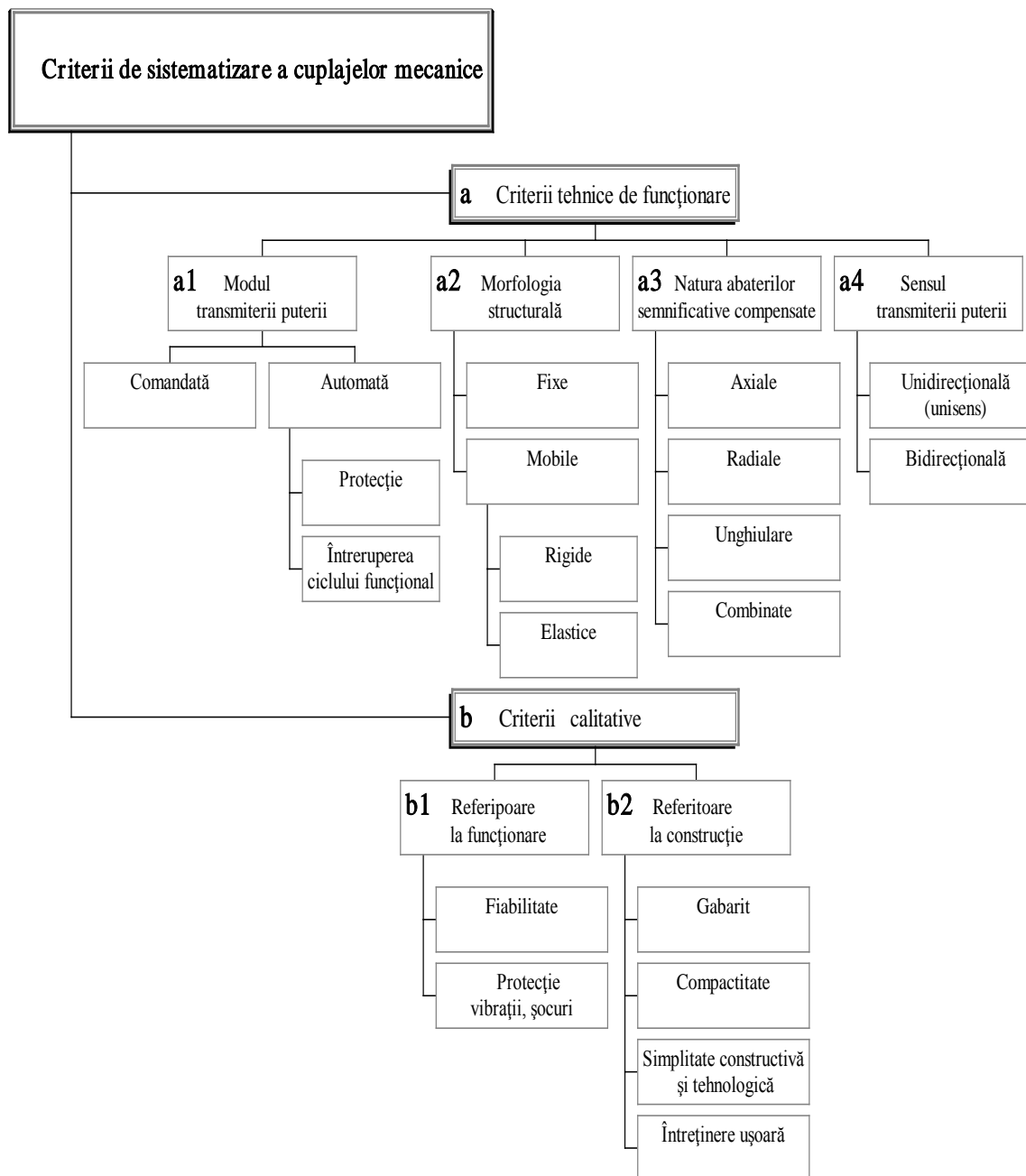


Fig. 1.1 Funcțiile simple ale cuplajelor



2. Generarea topologică și structurală a cuplajelor elastice și de siguranță



2.1. Generarea topologică a cuplajelor elastice și de siguranță



CUPLAJE MECANICE		MORFOLOGIA STRUCTURALĂ																												a2			
		FIXE										MOBILE - ELASTICE								MOBILE - RIGIDE													
		NATURA ABATERII																												a3			
		Fără abatere semnificativă	Axială	Radială	Unghiulară	Combinată	Fără abatere semnificativă	Axială	Radială	Unghiulară	Combinată	Fără abatere semnificativă	Axială	Radială	Unghiulară	Combinată																	
		SENSUL																															
a1		U	B	U	B	U	B	U	B	U	B	U	B	U	B	U	B	U	B	U	B	U	B	U	B	U	B	U	B	a4			
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28		29	30	
MODELUL TRANSMITERII MOMENTULUI ȘI A MIȘCĂRII DE ROTAȚIE	Intermitent	Automat	Unisens	V	V 1																												
			Centrifugal	IV																													
	Limitat de sarcină		III																		III 19	III 20	III 21	III 22									
	Comandat	II	II 2																				II 22										
Permanent	I	I 2												I 14							I 20				I 24		I 26		I 28		I 30		
		U – uni – direcțional; B – bi-direcțional																															

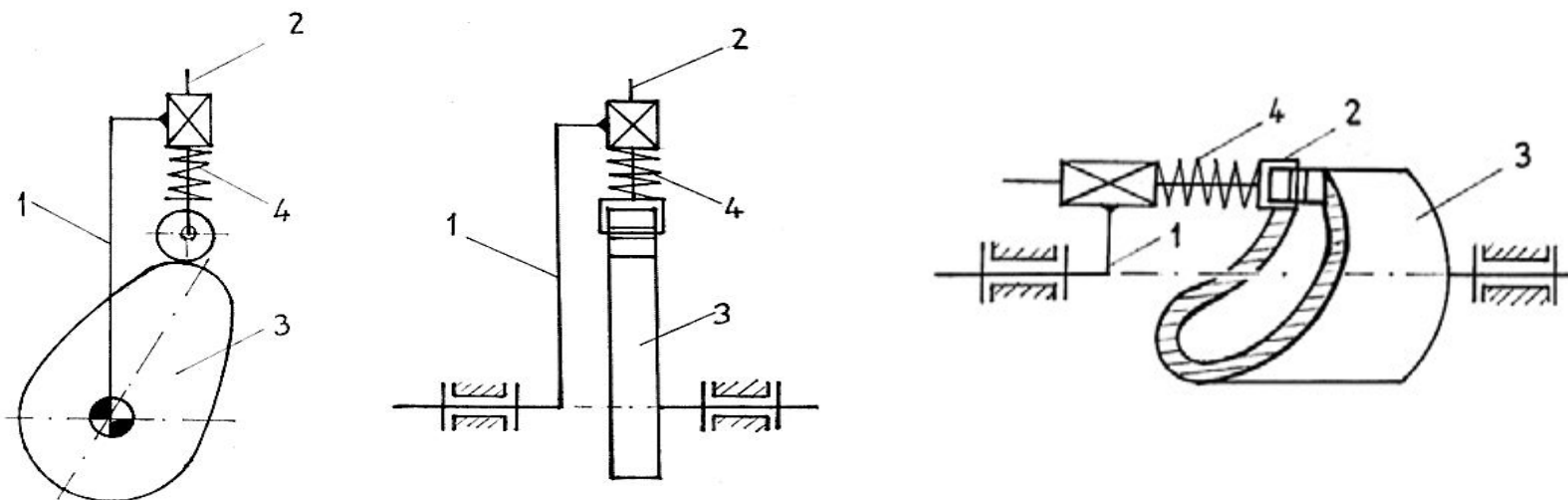
Pornind de la variantele topologice III 19, III 20, III 21 au fost abordate două probleme importante:

- propunerea unui procedeu care să permită derivarea de scheme structurale din variantele topologice obținute (III 19, III 20, III 21);
- identificarea și sistematizarea, pe baza procedeuului propus, a celor mai reprezentative scheme structurale utilizabile la cuplaje elastice și de siguranță.

Cuplaje elastice și de siguranță sunt caracterizate prin următoarele funcții (criterii tehnice funcționale):

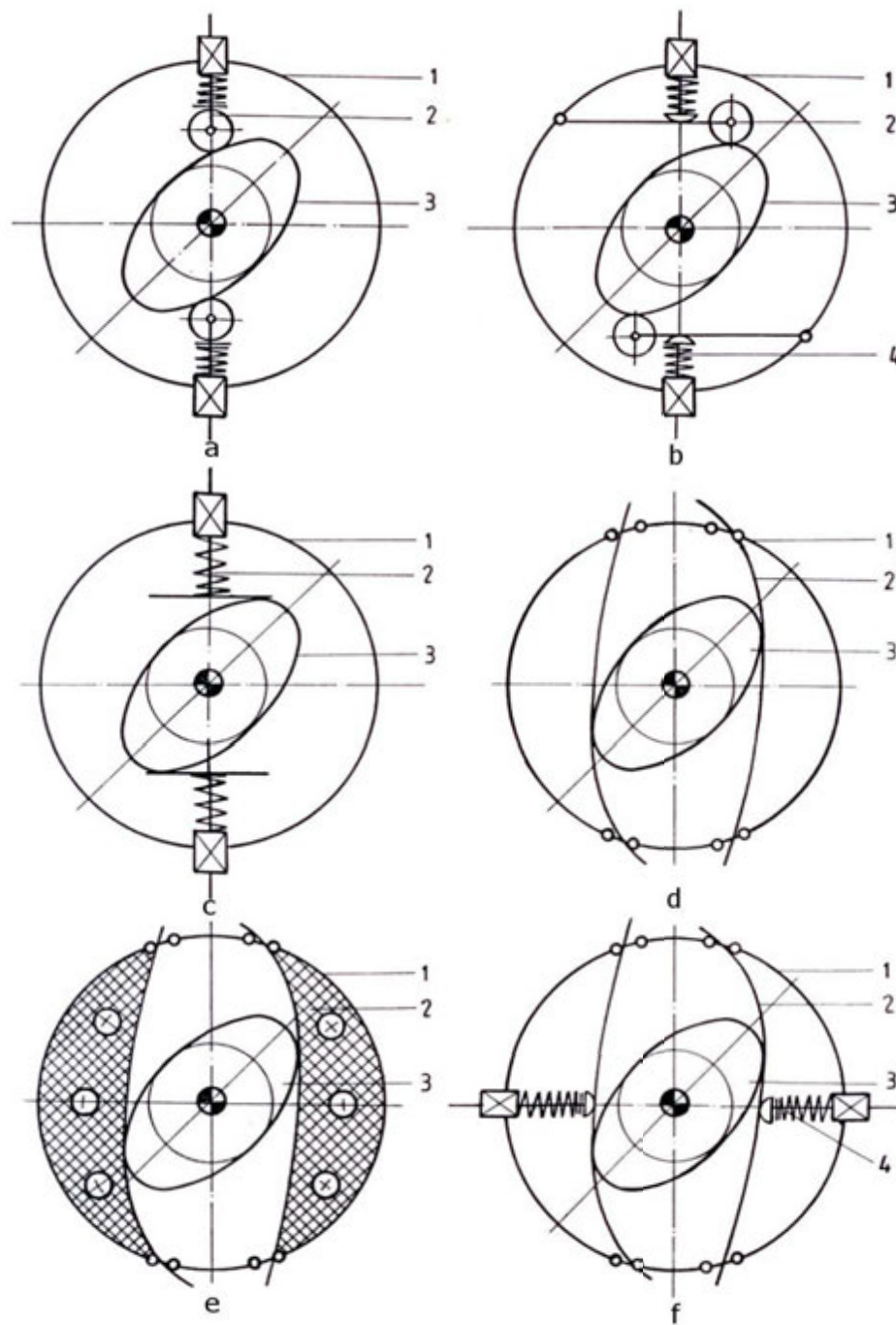
- fac legătura între doi arbori (cu poziție relativă fixă sau variabilă, conform definiției generale);
- transmiterea puterii este întreruptă atunci când momentul rezistent depășește o valoare limită impusă;
- întreruperea fluxului energetic se realizează pe baza deformației unui element elastic (când deformația atinge valoarea corespunzătoare momentului limită, legătura dintre semicuplaje se întrerupe).

Din analiza critică a mecanismelor utilizate în tehnică a rezultat că mecanismul cu camă se pretează cel mai bine cerințelor formulate anterior, astfel:



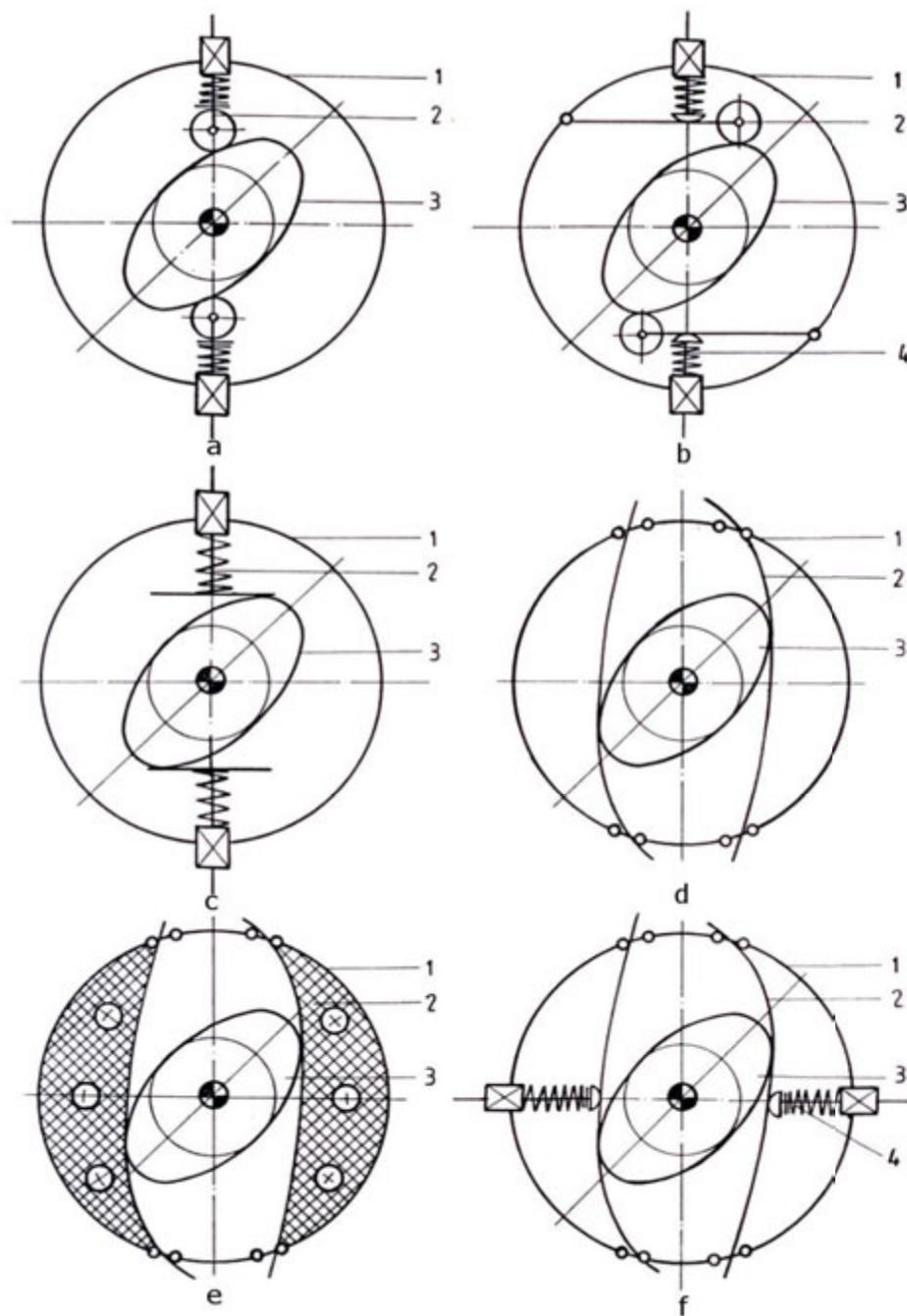
2.2. Procedeu de derivare a schemelor structurale

Scheme structurale ale cuplajului elastic și de siguranță



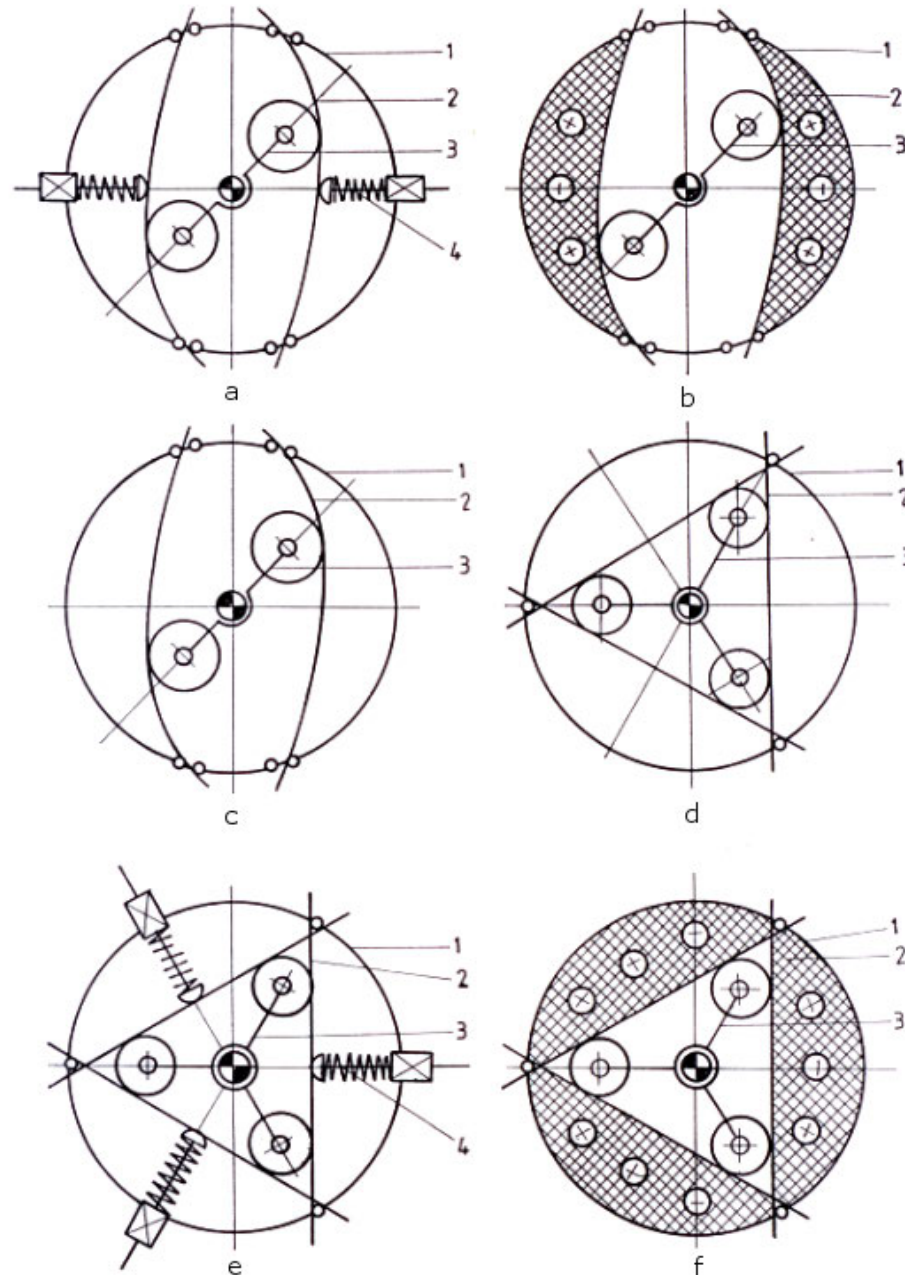
2.2. Procedeu de derivare a schemelor structurale

Scheme structurale ale cuplajului elastic și de siguranță



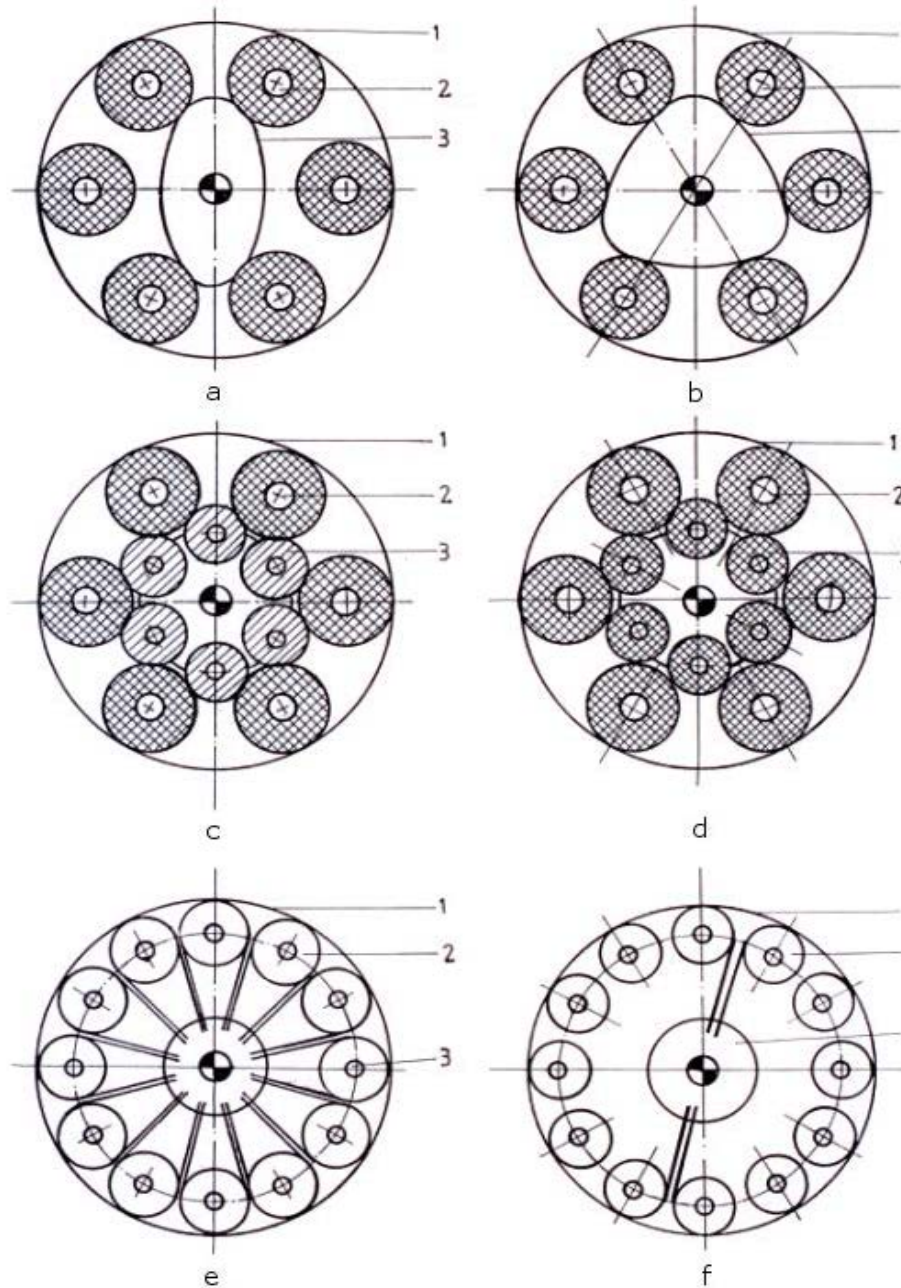
2.2. Procedeu de derivare a schemelor structurale

Scheme structural ale cuplajului elastic și de siguranță



2.2. Procedeu de derivare a schemelor structurale

Scheme structurale ale cuplajului elastic și de siguranță



3. Generarea constructivă și calculul de proiectare a cuplajelor elastice și de siguranță



- 3. Generarea constructivă și calculul de proiectare a cuplajelor elastice și de siguranță
 - 3.1. Cuplaje elastice și de siguranță cu tacheți plați de translație
 - 3.1.1. Determinarea momentului de torsiune a cuplajelor elastice și de siguranță cu tacheți plați de translație
 - 3.1.2. Determinarea caracteristicii cuplajelor elastice și de siguranță cu tacheți plați de translație
 - 3.2. Cuplaje elastice și de siguranță cu tacheți cu rolă
 - 3.2.1. Determinarea momentului de torsiune a cuplajelor elastice și de siguranță cu tacheți cu rolă
 - 3.2.2. Determinarea caracteristicii cuplajelor elastice și de siguranță cu tacheți cu rolă
 - 3.3. Cuplaje elastice și de siguranță cu arcuri lamelare dispuse echiunghiular
 - 3.3.1. Determinarea momentului de torsiune a cuplajelor elastice și de siguranță cu camă și lamele dispuse echiunghiular
 - 3.3.2. Determinarea caracteristicii elastice a cuplajelor elastice și de siguranță cu camă și lamele dispuse echiunghiular
 - 3.4. Cuplaje elastice și de siguranță cu arcuri de cauciuc în formă de saboți
 - 3.5. Cuplaje elastice și de siguranță cu arcuri lamelare dispuse radial
 - 3.6. Cuplaje elastice și de siguranță cu role conice dispuse radial și elemente elastice dispuse axial
 - 3.7. Cuplaje elastice și de siguranță cu știfturi elastice dispuse axial
 - 3.8. Cuplaje elastice și de siguranță cu role metalice și elemente elastice din cauciuc în formă de role

3.9. Cuplaje elastice și de siguranță cu role metalice și elemente elastice din cauciuc în formă de role

3.9.1. Cuplaje elastice și de siguranță cu role metalice și elemente elastice din cauciuc în formă de role

3.9.2. Cuplaje elastice și de siguranță cu role din cauciuc

3.9.3. Cuplaje elastice și de siguranță cu role din cauciuc cu proprietăți diferite

3.10. Cuplaje elastice și de siguranță cu manșoane din cauciuc și știfturi de forfecare

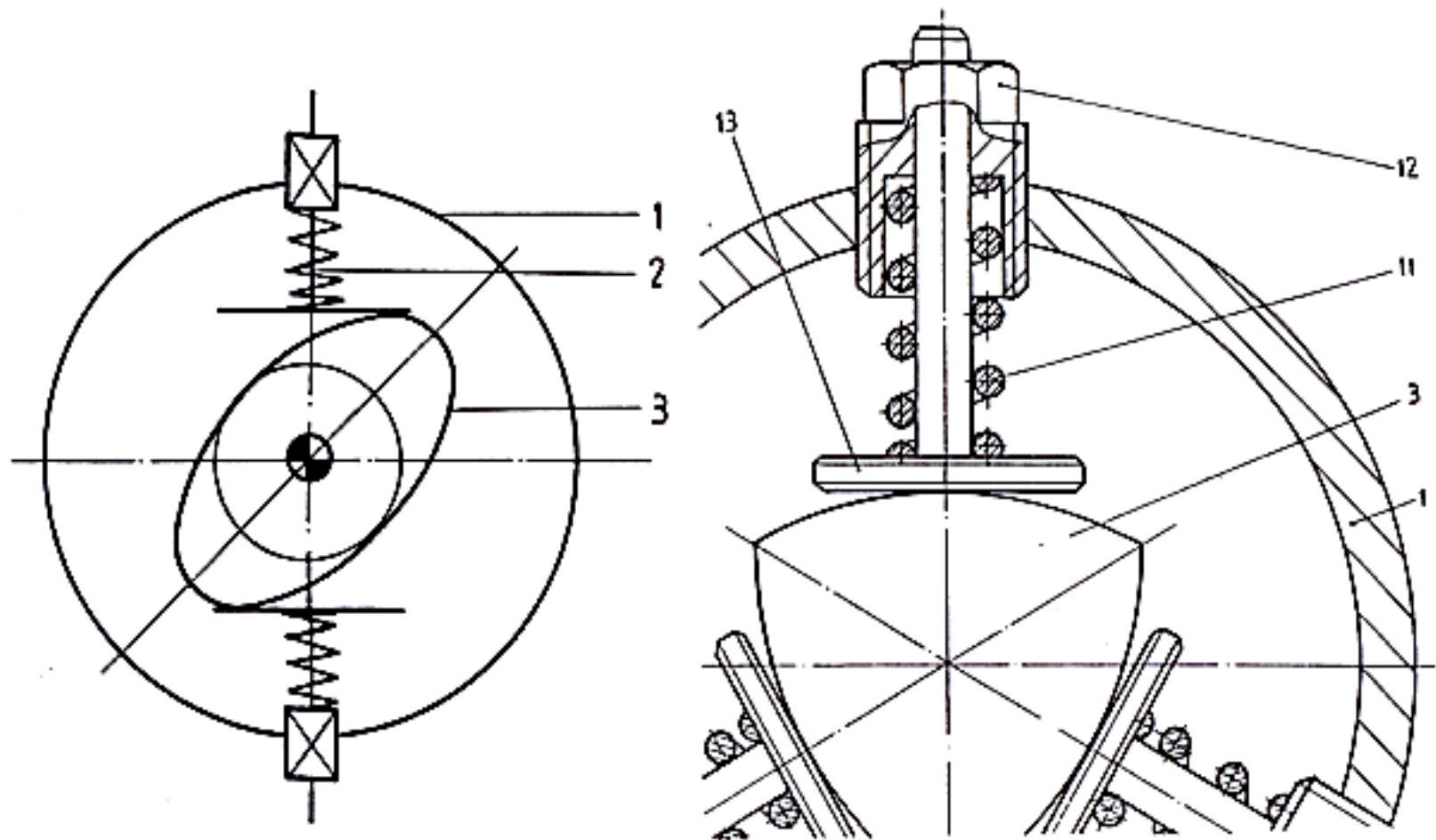
3.10.1. Calculul de dimensionarea și verificare a cuplajului cu știftului de forfecare

3.10.2. Calculul de dimensionarea și verificare a cuplajului elastic cu manșon de cauciuc

Pentru proiectarea cuplajelor elastice și de siguranță, se pot formula următoarele criterii de generare constructivă:

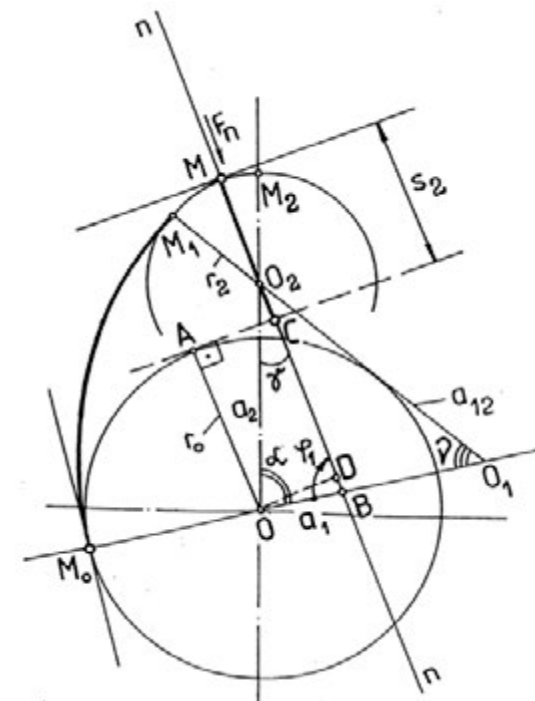
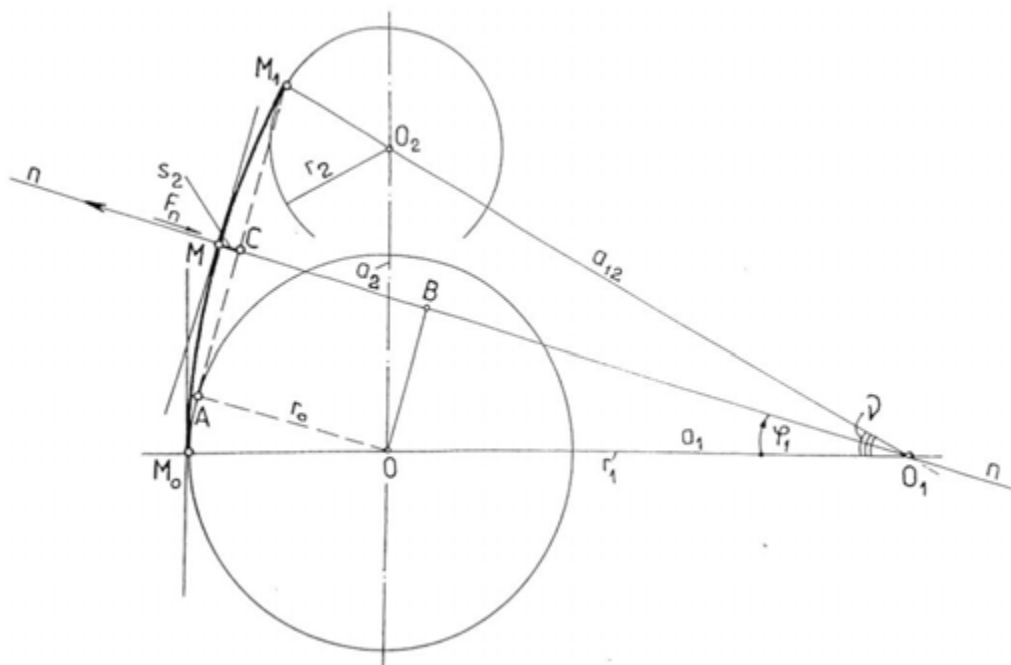
- ✓ cuplajul trebuie să preia abateri axiale, radiale și unghiulare;
- ✓ mișcarea relativă dintre semicuple, precum și decuplarea de sarcină să se facă fără șocuri;
- ✓ cuplajul trebuie să aibă o rigiditate redusă, se recomandă o caracteristică a momentului de torsiune funcție de unghi $M_t(\varphi)$ cu o pantă crescătoare și o capacitate mare de amortizare;
- ✓ elasticitatea cuplajului să poată fi modificată prin schimbarea sau adăugarea unor elemente constructive elastice;
- ✓ la rotirea cuplajului, să nu apară forțe axiale mari;
- ✓ se va ține seama de degajarea căldurii care ia naștere prin amortizarea oscilațiilor sau a rotirii relative dintre semicuple;
- ✓ cuplajul nu trebuie să iasă din funcțiune imediat la distrugerea unui element elastic;
- ✓ elementele constructive elastice, care se pot distruge rapid, trebuie să fie ușor înlocuite, dacă se poate fără a demonta cuplajul sau a deplasa axial capetele de arbori;
- ✓ schimbarea sensului de rotație să fie permisă fără joc;
- ✓ pentru mărirea siguranței în funcționare, elementele componente ale cuplajului să nu prezinte proeminențe.

3.1. Cuplaje elastice și de siguranță cu tacheți plați de tanslație



3.1.1. Determinarea momentului de torsiune a cuplaje elastice și de siguranță cu tacheți plăți de tanslație

Momentul transmis este determinat de forța de legătură dintre camă și tacheț și de brațul acesteia OB în raport cu centrul de rotație al camei.



$$T = n[k_a(s_2 + \delta)] \cdot OB$$

Determinarea deplasării s_2 și a momentului de torsiune se va efectua distinct pe arcele de cerc M_0M_1 și M_1M_2

$$M_0M_1 \quad T = nk_a(r_1 - r_0)[(r_1 - r_0)(1 - \cos\varphi_1) + \delta] \sin\varphi_1 \quad \text{“nu se ține cote de frecare”}$$

$$M_1M_2 \quad T = nk_a \left[a_2 \frac{1}{\sin\varphi_1} (\sin\alpha - \sin\gamma \cos\varphi_1) + r_2 - r_0 + \delta \right] \cdot \left[a_2 \sin\gamma + \mu \left(a_2 \frac{1}{\sin\varphi_1} (\sin\alpha - \sin\gamma \cos\varphi_1) + r_2 \right) \right]$$

“se ține cote de frecare”

3.1.2. Determinarea caracteristicii cuplajelor elastice și de siguranță cu tacheți plați de translație

Caracteristica elastică a cuplajelor este definită ca fiind variația momentului de torsiune raportată la valoarea unghiului de rotire relativă dintre semicuplaje. Ca urmare,

$$K(\varphi) = \frac{dT(\varphi)}{d\varphi}$$

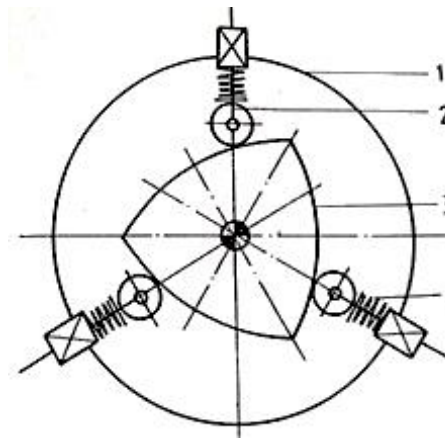
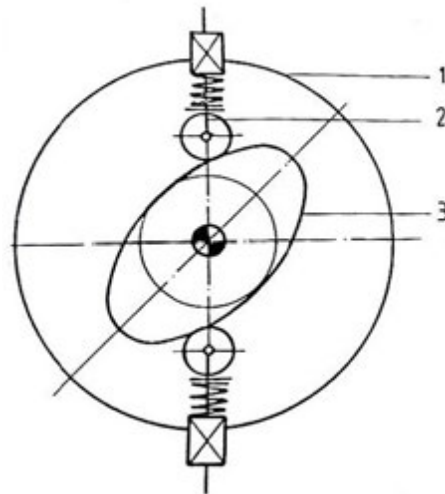
$$K(\varphi) = \frac{dT(\varphi)}{d\varphi} = n k_a \left\{ (r_1 - r_0) \left[(r_1 - r_0) \sin^2 \varphi_1 + ((r_1 - r_0)(1 - \cos \varphi_1) + \delta) \cos \varphi_1 \right] + \mu [(r_1 - r_0) \sin \varphi_1] \left[2(r_1 - r_0)(1 - \cos \varphi_1) + \delta + r_0 \right] \right\}$$

3.2. Cuplaje elastice și de siguranță cu tacheți cu role

3.2.1. Determinarea momentului de torsiune

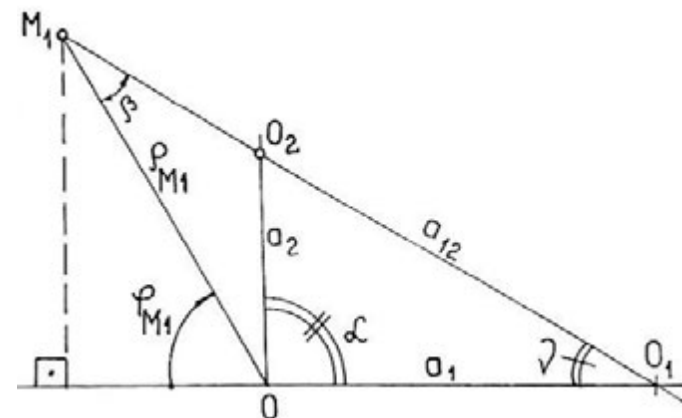
Cuplajul transmite momentul de torsiune prin intermediul rolor care transformă mișcarea de alunecare în mișcare de rostogolire între camă și tacheți

Scheme structurale ale cuplajului cu camă și tacheți cu rolă



Momentul transmis este determinat de forța de legătură dintre camă și tachelul cu rolă

Schema de calcul pentru determinarea M_t

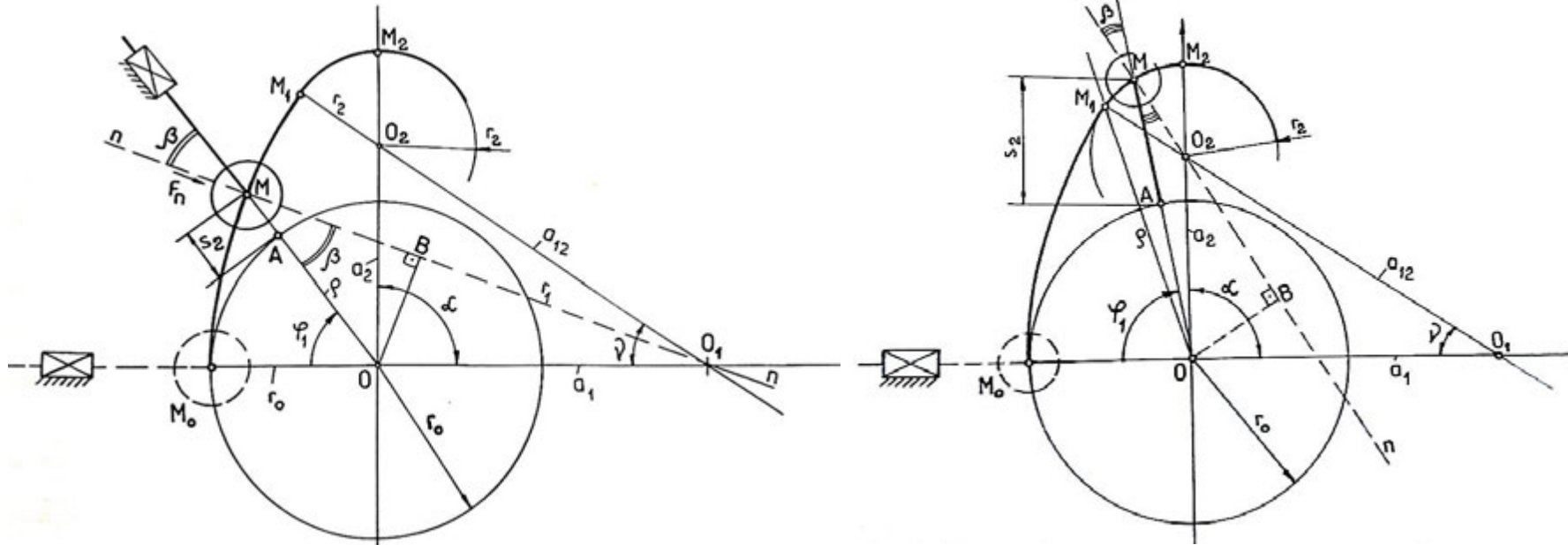


3.2. Cuplaje elastice și de siguranță cu tacheți cu role

3.2.1. Determinarea momentului de torsiune

$$F_n = k_a (s_2 + \delta) \cos \beta$$

$$T = n F_n \cdot OB = n [k_a (s_2 + \delta) \cos \beta] \cdot OM \sin \beta$$



Momentul de torsiune pe porțiunea M_0M_1

$$T = \frac{1}{2} n k_a \left(\sqrt{r_1^2 - a_1^2 \sin^2 \varphi_1} - a_1 \cos \varphi_1 - r_0 + \delta \right) \left(\sqrt{r_1^2 - a_1^2 \sin^2 \varphi_1} - a_1 \cos \varphi_1 \right) \sin \left[2 \arcsin \left(\frac{a_1}{r_1} \sin \varphi_1 \right) \right]$$

$$T = \frac{1}{2} n k_a (s_2 + \delta) (s_2 + r_0) \sin(2\beta) = \frac{1}{2} n k_a \left[\sqrt{r_2^2 - a_2^2 \sin^2(\varphi_1 + \alpha)} - a_2 \cos(\varphi_1 + \alpha) - r_0 + \delta \right] \cdot$$

$$\cdot \left[\sqrt{r_2^2 - a_2^2 \sin^2(\varphi_1 + \alpha)} - a_2 \cos(\varphi_1 + \alpha) \right] \sin \left[2 \arcsin \left(\frac{a_2}{r_2} \sin(\alpha + \varphi_1) \right) \right]$$

3.2. Cuplaje elastice și de siguranță cu tacheți cu role

3.2.2. Determinarea caracteristicii elastice a cuplajului



Caracteristica elastică a cuplajului, pe porțiunea M_0M_1 , are expresia

$$\mathbf{K}(\varphi) = \frac{1}{2} \mathbf{nk}_a \left[a_1 \sin \varphi_1 \left(1 - \frac{a_1 \cos \varphi_1}{\sqrt{r_2^2 - a_1^2 \sin^2 \varphi_1}} \right) (2s_2 + \delta + r_0) \sin(2\beta) + 2(s_2 + \delta)(s_2 + r_0) \frac{a_1 \cos \varphi_1}{r_1 \cos \beta} \cos(2\beta) \right]$$

Caracteristica elastică a cuplajului, pe porțiunea M_1M_2 , are expresia

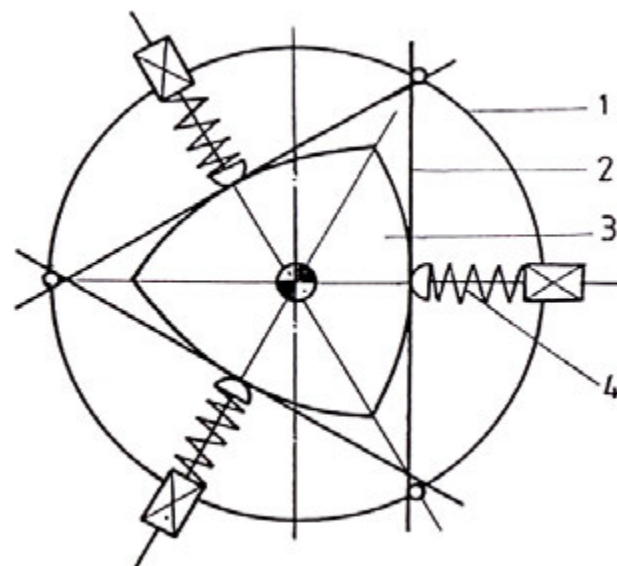
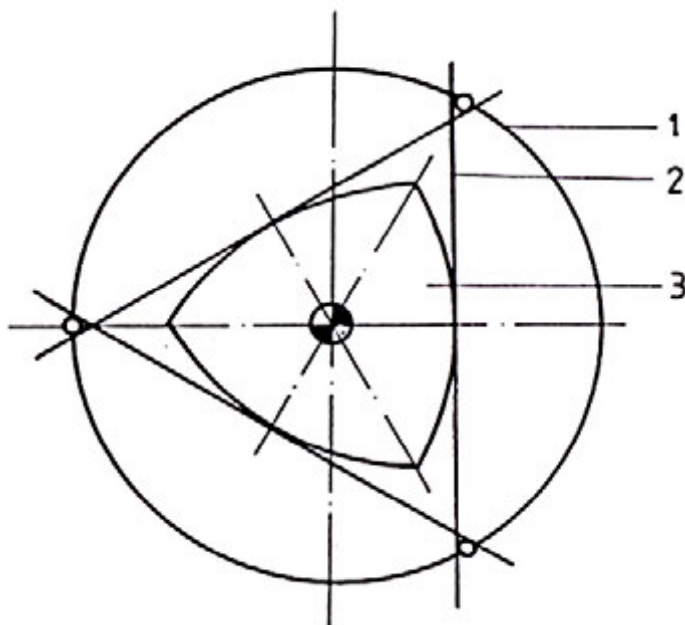
$$\mathbf{K}(\varphi) = \frac{1}{2} \mathbf{nk}_a \left\{ a_2 \sin(\varphi_1 + \alpha) \left[1 - \frac{a_2 \cos(\varphi_1 + \alpha)}{\sqrt{r_2^2 - a_2^2 \sin^2(\varphi_1 + \alpha)}} \right] (2s_2 + \delta + r_0) \sin(2\beta) + 2(s_2 + \delta)(s_2 + r_0) \left[\frac{a_2 \cos(\varphi_1 + \alpha)}{r_2 \cos \beta} \right] \cos(2\beta) \right\}$$

3.3. Cuplaje elastice și de siguranță cu arcuri lamelare dispuse echiunghiular

Cuplajul face parte din categoria cuplajelor derivate din mecanismele cu camă propriu-zisă și tchet degenerat în tchet elastic, format din arcuri lamelare dispuse echiunghiular

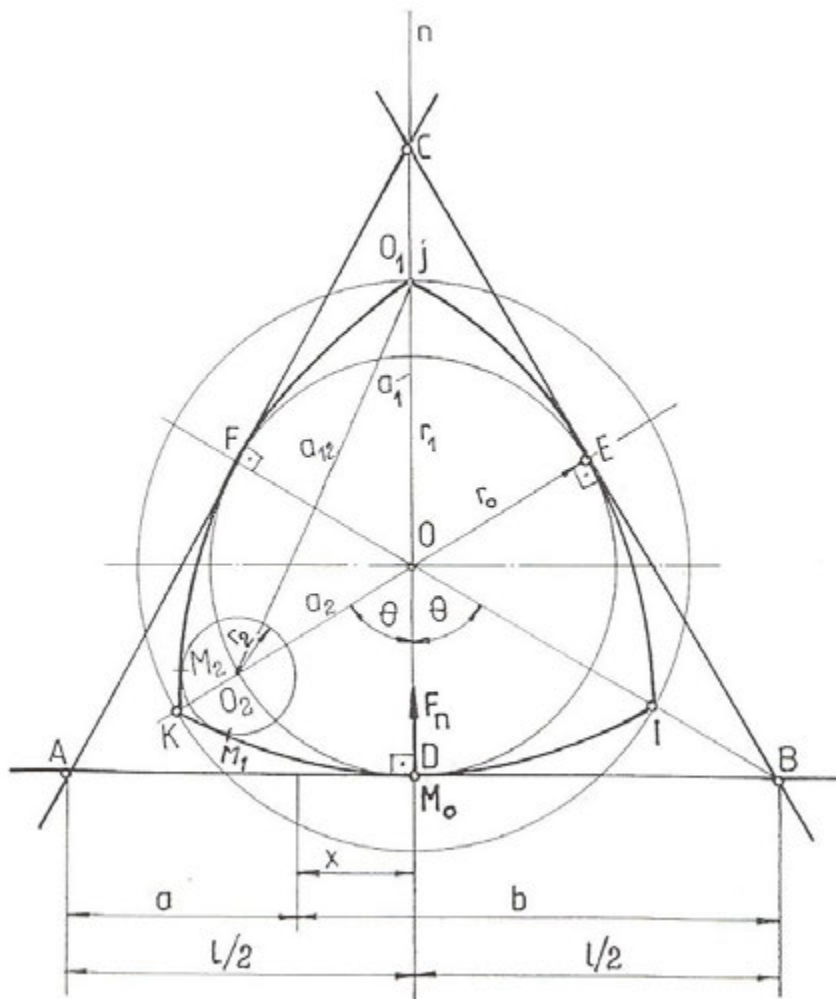
Cuplajul poate fi realizat în două variante:

- cu reglare inițială a momentului de torsiune;
- cu reglare ulterioară a momentului de torsiune



3.3. Cuplaje elastice și de siguranță cu arcuri lamelare dispuse echiunghiular

Modelul geometric simplificat al cuplajului



Modelul simplificat are la bază următoarele premize:

- pachetul de lamele este format din lamele identice;
- se consideră rezemate liber pe un bolț și articulate în celălalt;
- reazemele lamelei se consideră punctiforme;
- cama acționează asupra lamelei cu o forță F_n ;
- deformațiile unghiulare ale lamelei sunt mici (sub 8° - 10°), înălțime mică camă – distanță mare reazeme;
- se consideră că asupra lamelei acționează numai forța concentrată F_n , orientată după verticală $F_n \cong F_v$
- se neglijează efectele frecării dintre lamele și reazeme;
- în calculul momentului de torsiune se consideră atât efectul forței normale F_n cât și efectul forței de frecare μF_n generată de aceasta;
- deoarece unghiurile de deformare ale lamelei sunt mici, forța normală F_n se consideră verticală iar forța de frecare μF_n se va considera orizontală $F_n \cong F_o$

3.3. Cuplaje elastice și de siguranță cu arcuri lamelare dispuse echiunghiular



3.3.1. Determinarea momentului de torsiune a cuplajelor elastice și de siguranță cu camă și lamele dispuse echiunghiular

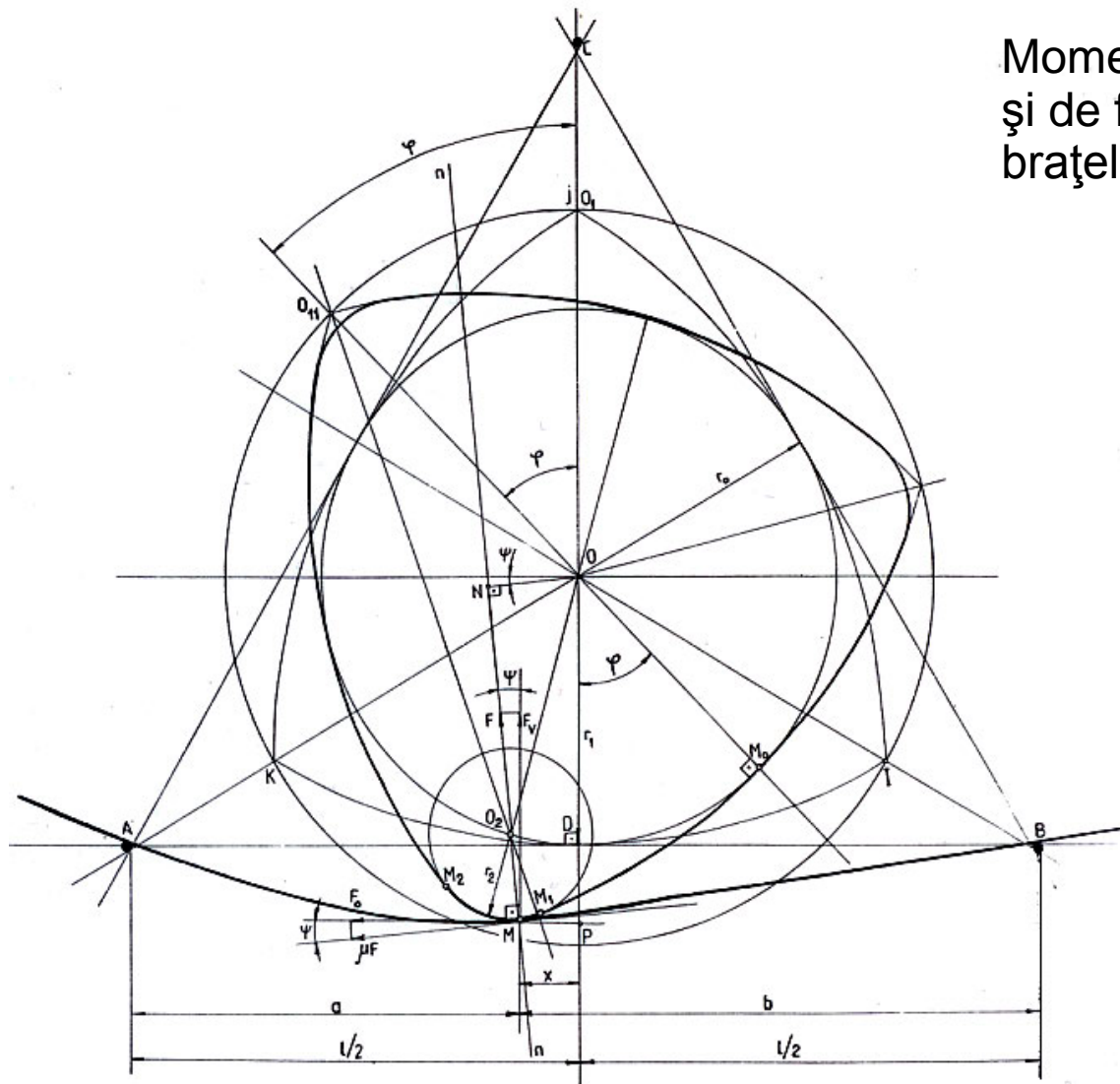
Determinarea momentului transmis pe porțiunea M_0M_1

Momentul transmis depinde de forța F_n și de forța de frecare μF_n și implicit de brațele acestora în raport cu punctul O.

$$T = nF_n \cdot OB = n(F_v x_M + F_o y_M)$$

Punctul de aplicare al forței, se modifică în funcție de unghiul de rotire al camei φ_1 .

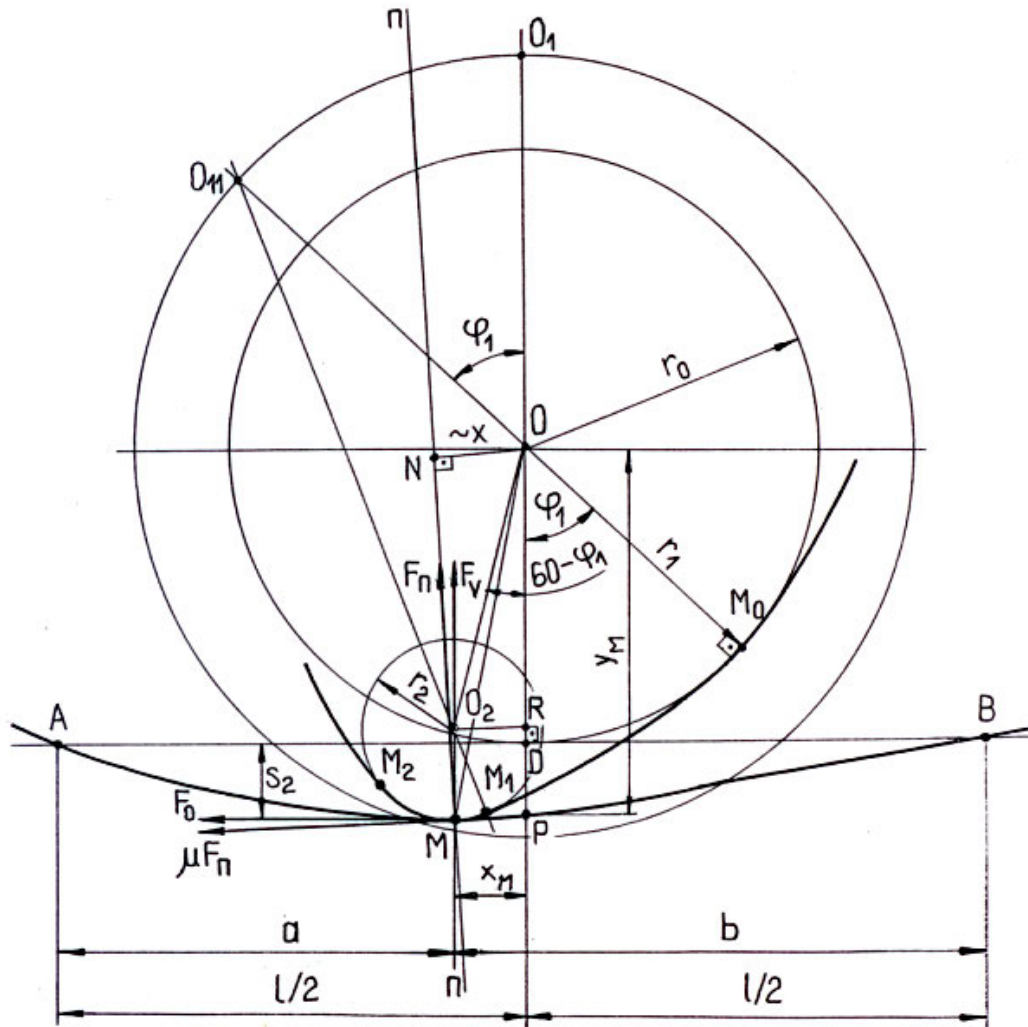
$$T = 3nEI_z l \frac{r_1 - r_0 - a_1 \cos \varphi_1}{\left(\frac{1}{2} - a_1 \sin \varphi_1\right)^2 \left(\frac{1}{2} + a_1 \sin \varphi_1\right)^2} \cdot [a_1 \sin \varphi_1 + \mu(r_1 - a_1 \cos \varphi_1)]$$



3.3. Cuplaje elastice și de siguranță cu arcuri lamelare dispuse echiunghiular

3.3.1. Determinarea momentului de torsiune a cuplajelor elastice și de siguranță cu camă și lamele dispuse echiunghiular

Determinarea momentului transmis pe porțiunea M_1M_2



În acest caz unghiul de rotire relativă dintre semicuplaje este cuprins în intervalul

$$\varphi_1 \in [\varphi_{M_1}, \varphi_{M_2}]$$

$$\begin{aligned} T &= n[F_v x_M(\varphi_1) + F_o y_M(\varphi_1)] = \\ &= nF_v(x_M(\varphi_1) + \mu y_M(\varphi_1)) \end{aligned}$$

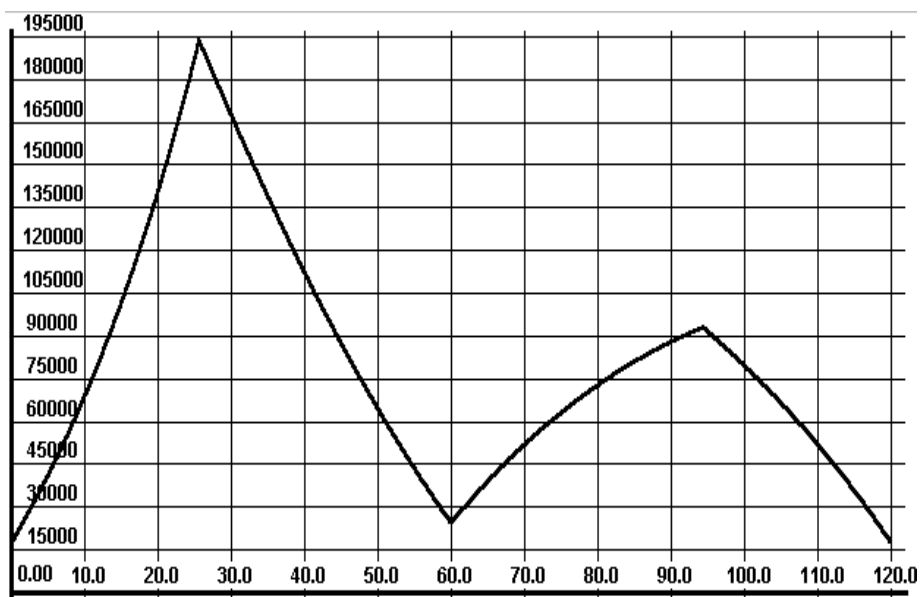
3.3. Cuplaje elastice și de siguranță cu arcuri lamelare dispuse echiunghiular



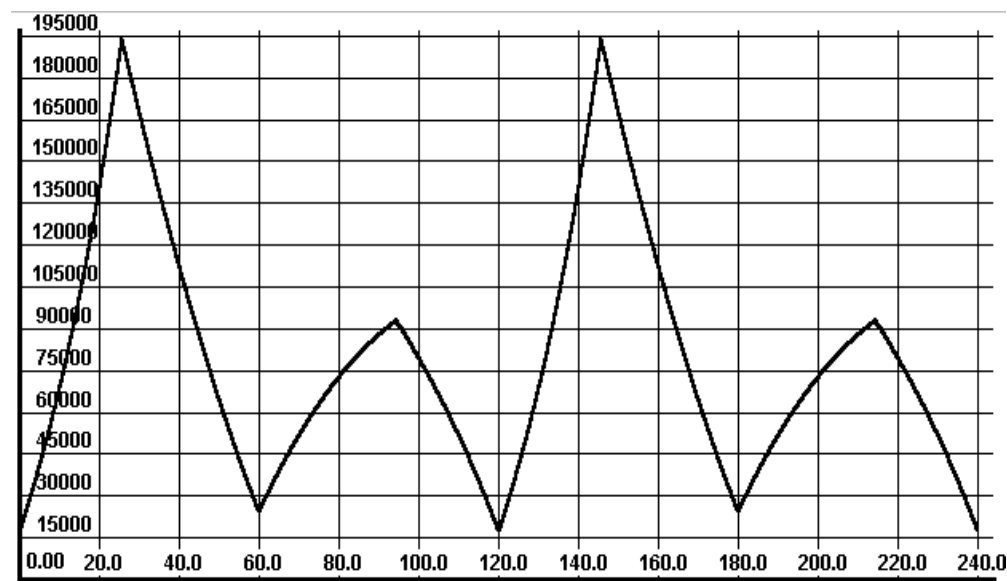
3.3.2 Determinarea caracteristicii elastice a cuplajelor elastice și de siguranță cu camă și lamele dispuse echiunghiular

$$K(\varphi_1) = \frac{dT(\varphi_1)}{d\varphi_1} = T' = n \left\{ F_v'(\varphi_1) x(\varphi_1) + F_v(\varphi_1) x'(\varphi_1) + \mu \left[F_v'(\varphi_1) r_0 + F_v'(\varphi_1) s_2(\varphi_1) + F_v(\varphi_1) s_2'(\varphi_1) \right] \right\}$$

Se poate determina și reprezenta prin calcul numeric caracteristica elastică a cuplajului.



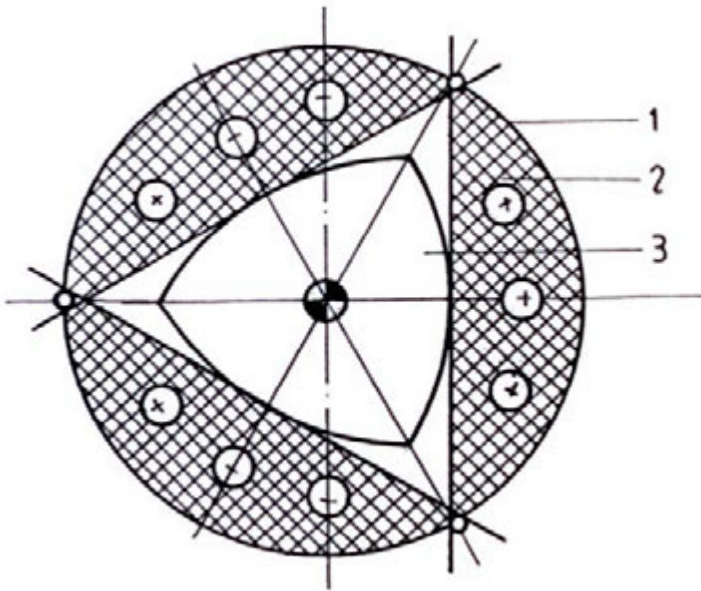
Caracteristica elastică a cuplajului pentru $\varphi_1 = 124^\circ$



Caracteristica elastică a cuplajului pentru $\varphi_1 = 240^\circ$

3.4. Cuplaj elastic și de siguranță cu arcuri de cauciuc în formă de saboți

Tachetul este degenerat în tachet elastic format din arcuri de cauciuc sub formă de saboți.



Scheme structurale ale cuplajului cu arcuri de cauciuc în formă de saboți

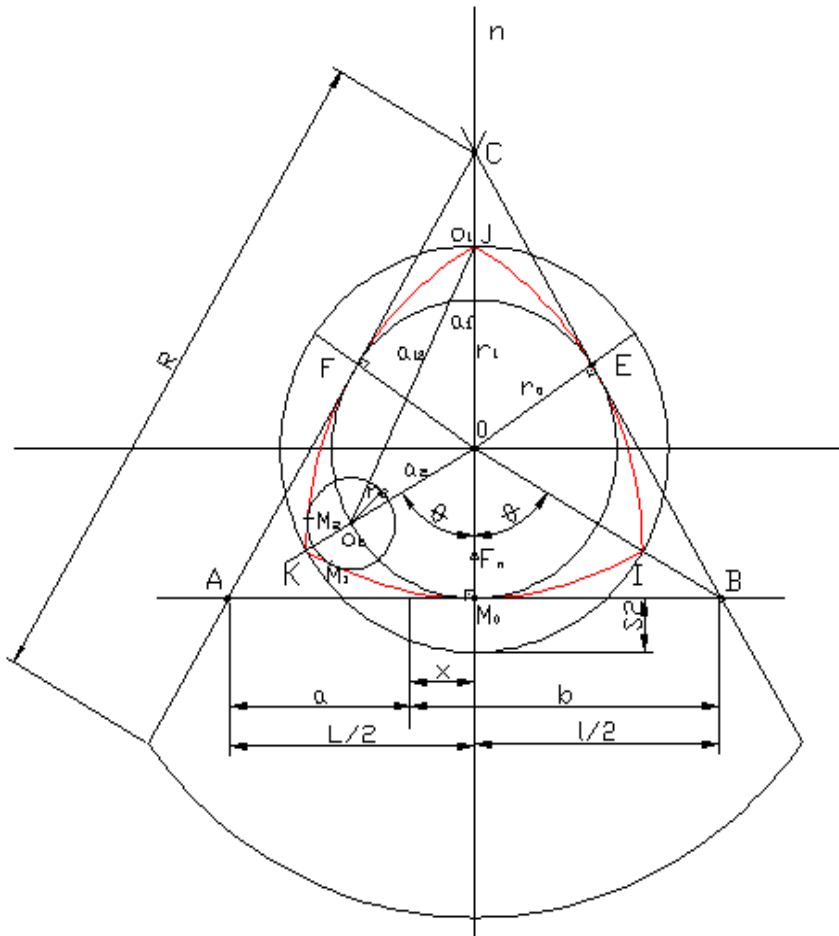
Pentru calculul și dimensionare se acceptă următoarele ipoteze de calcul:

- Elementul elastic al cuplajului se consideră încărcat simetric;
- Între camă și lamele de protecție pot avea loc deplasări liniare, radiale precum și deplasări unghiulare;
- forțe de frecare, pot fi considerate ca uniform distribuite pe suprafețele aflate în contact;
- Rotirea relativă a semicuplajului introduce între elementele elastice solicitări de încovoiere și strivire;

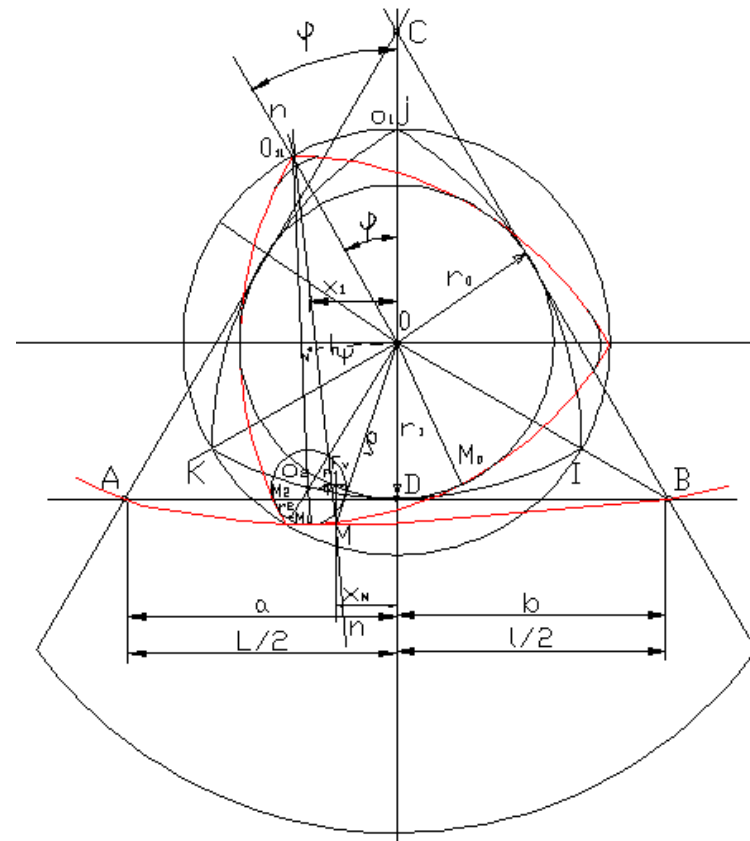
- La apariția dezaxării radiale, unghiulare, sau combinate, elementele elastice sunt sollicitate suplimentar;
- Elementele elastice se deformează acumulând energie potențială de deformație, ceea ce permite determinarea salturilor de moment, ce pot fi preluate de cuplaj.

3.4. Cuplaj elastic și de siguranță cu arcuri de cauciuc în formă de saboți

În conformitatea cu modelul geometric adoptat și remizele de calcul, determinarea momentului de torsiune se efectuează în baza următoarele scheme de calcul.



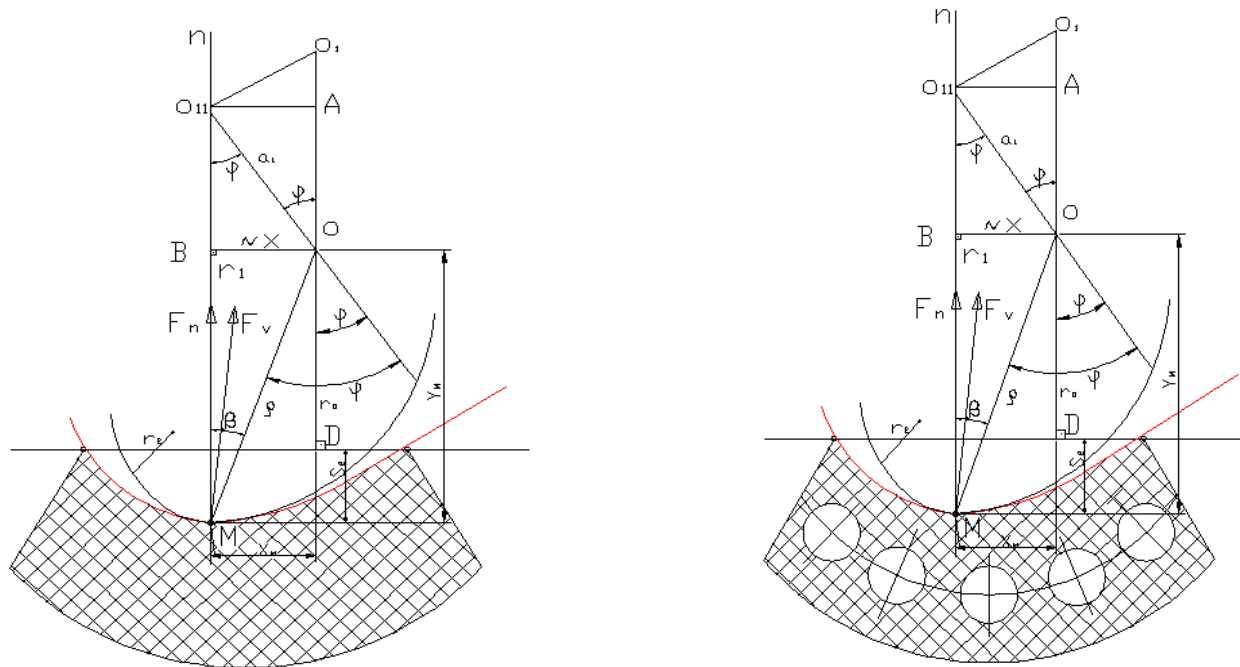
Modelul geometric



Deformarea elementelor de cauciuc sub acțiunea M_t

3.4. Cuplaj elastic și de siguranță cu arcuri de cauciuc în formă de saboți

Schema de calcul cu element care permite dezbaterea cauciucului



$$T = 2n[F_v x(\varphi_1) + \mu F_v (r_0 + S_2(\varphi_1))] = 2nF_v [x(\varphi_1) + \mu(r_0 + S_2(\varphi_1))]$$

$$T = 2nF_v [x(\varphi_1) + \mu(r_0 + S_2(\varphi_1))] =$$

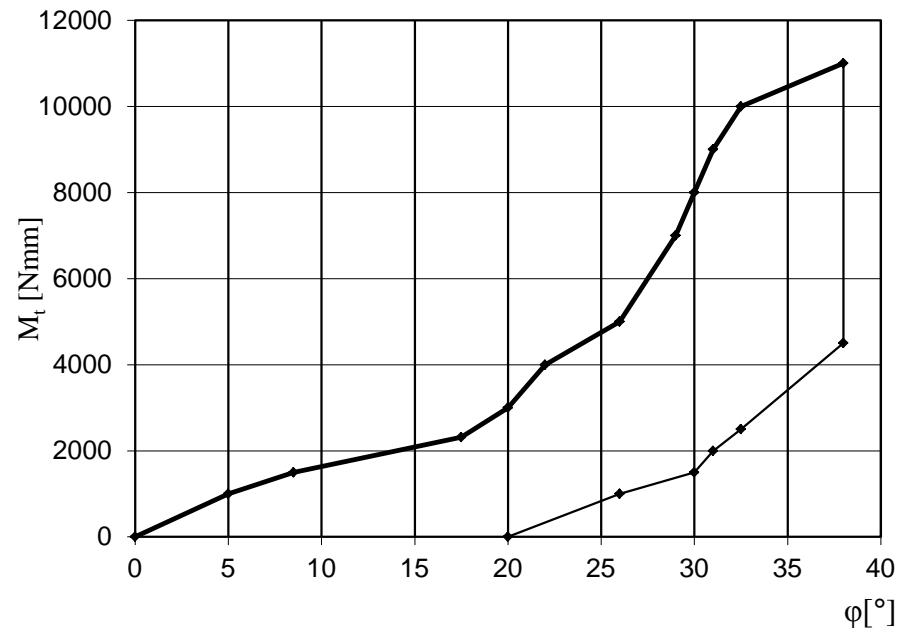
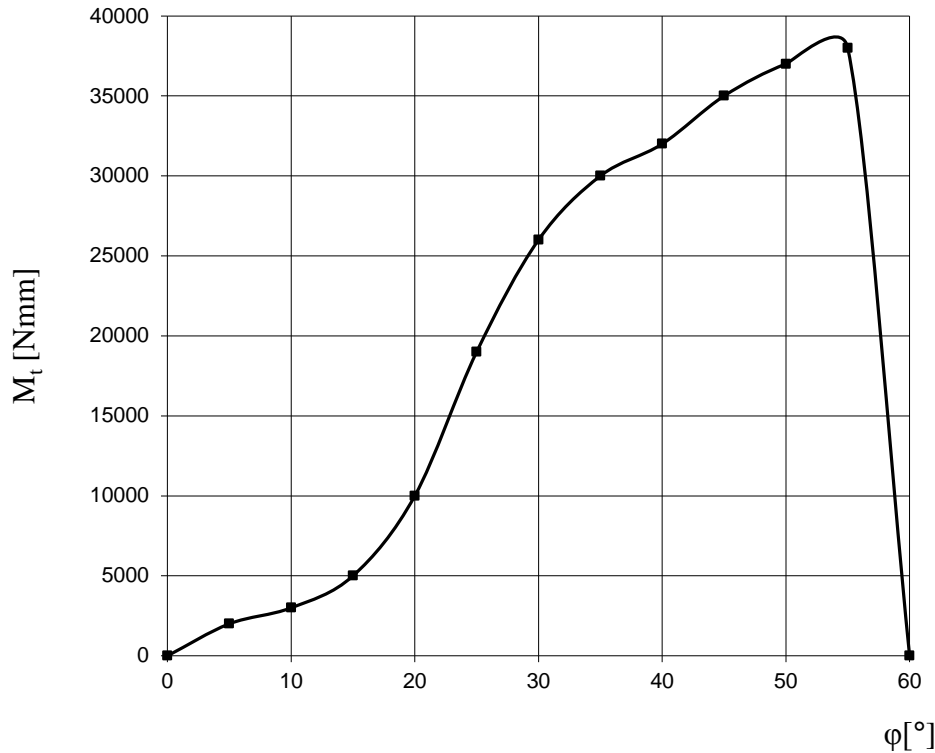
$$= 6nEI_z l \frac{r_1 - r_0 - a_1 \cos \varphi_1}{\left(\frac{1}{2} - a_1 \sin \varphi_1\right)^2 \left(\frac{1}{2} + a_1 \sin \varphi_1\right)^2} [a_1 \sin \varphi_1 + \mu(r_1 - a_1 \cos \varphi_1)]$$

3.4. Cuplaj elastic și de siguranță cu arcuri de cauciuc în formă de saboți



Caracteristica elastică a cuplajului

$$K(\varphi) = \frac{dT(\varphi)}{d\varphi}$$



Caracteristica elastica a cuplajului elastic si de siguranță cu saboți de cauciuc

Curba de încărcare și de descărcare a cuplajului cu saboți de cauciuc

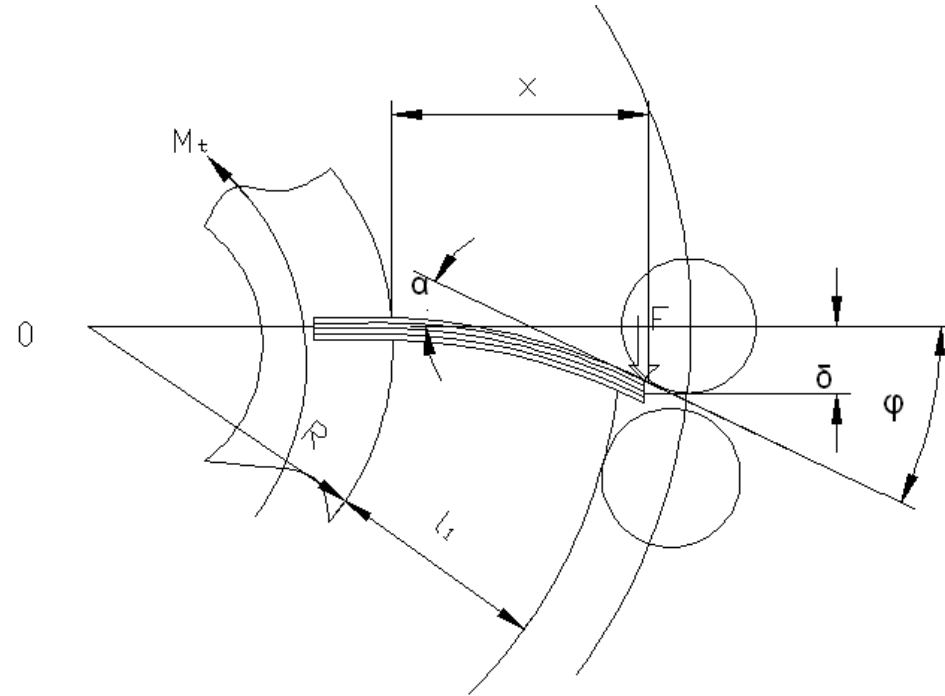
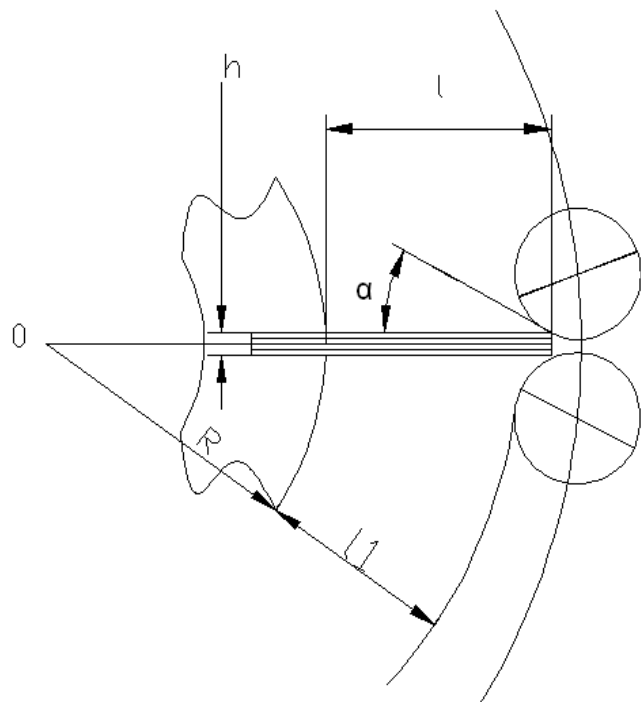
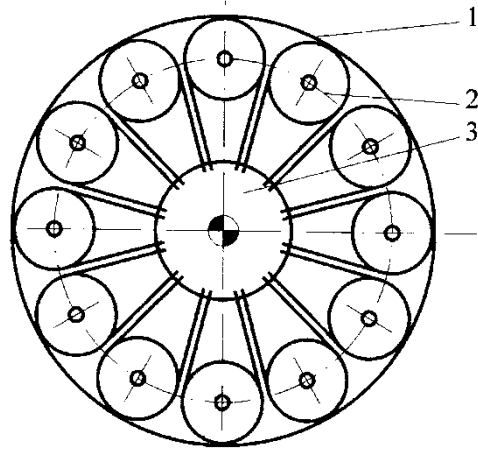
3.4. Cuplaj elastic și de siguranță cu arcuri de cauciuc în formă de saboți



Din analiza comparativă a caracteristicilor obținute, se desprind următoarele aprecieri semnificative:

- Caracteristică este progresivă;
- Cuplajul are o mare capacitate de deformare elastică, având unghiul de răsucire relativă funcție de numărul de profile ale camei;
- Datorită elasticității mari, cuplajul are o mare capacitate de amortizare șocurilor și a vibrațiilor torsionale;
- Cuplajul cu saboți de cauciuc transmite momente de torsiune mai mari;
- Cuplajul cu saboți de cauciuc transmite moment de torsiune la un unghi de rotire relativă dintre semicuplaje până la 55° , după care are loc decuplarea de sarcină fără șocuri mari.

3.5. Cuplaj elastic și de siguranță cu arcuri lamelare dispuse radial



La apariția unui defect peste limita admisibilă, pachetele de lamele au deformația maximă depășind rolele.

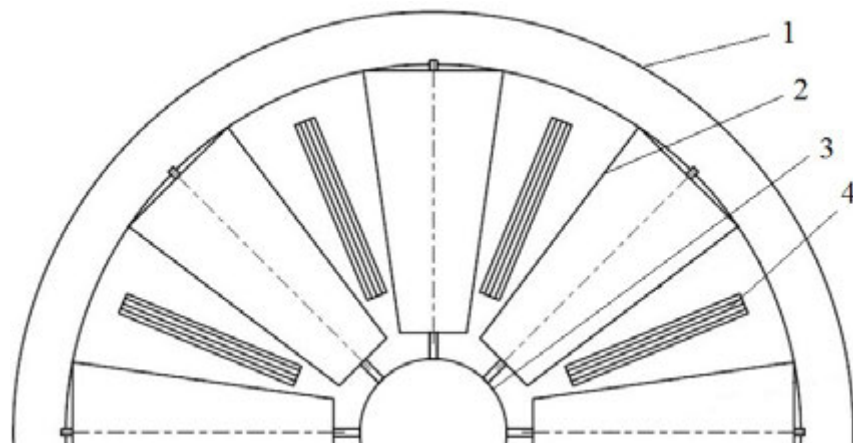
$$M_t > M_{t1} = 2 \frac{EInz(R + l_1)(l_1 + \alpha)}{l_1^2}$$

Unghiul de rotire relativă până la decuplare are expresia

$$\varphi_{\max} = \alpha \frac{3l - l_1}{3R + l_1}$$

3.6. Cuplaj elastic și de siguranță cu role conice dispuse radial și elemente elastice dispuse axial

Secțiune transversală prin cuplaj



$$F_n = \frac{M_t}{D_0} = \frac{2M_t}{D_0 \cos \alpha}$$

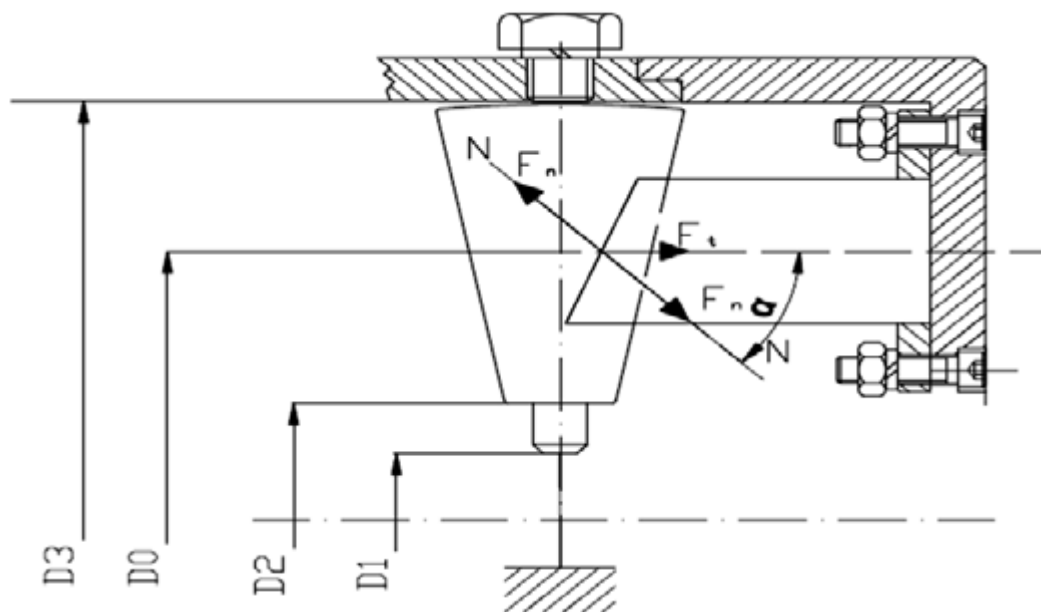
$$F_t = F_n \cos \alpha = \frac{2M_t}{D_0}$$

$$F_r = F_n \sin \alpha = F_t \tan \alpha$$

Momentul de torsiune maxim admis

$$M_{t \text{ lim}} = \frac{3}{8} \cdot \frac{D_0^2 z n E I_z \varphi_{\max}}{\left(1 - n \frac{\mu h}{l}\right) l^3} \geq M_{tc}$$

Schema de calcul de proiectare și dimensionare



Unghiul de rotire relativă dintre semicuplaje:

$$\varphi = \frac{3}{8} \frac{M_t l^3}{D_0^2 n z E I_z} \left(1 \pm n \frac{\mu h}{l}\right)$$

Rigiditatea cuplajului:

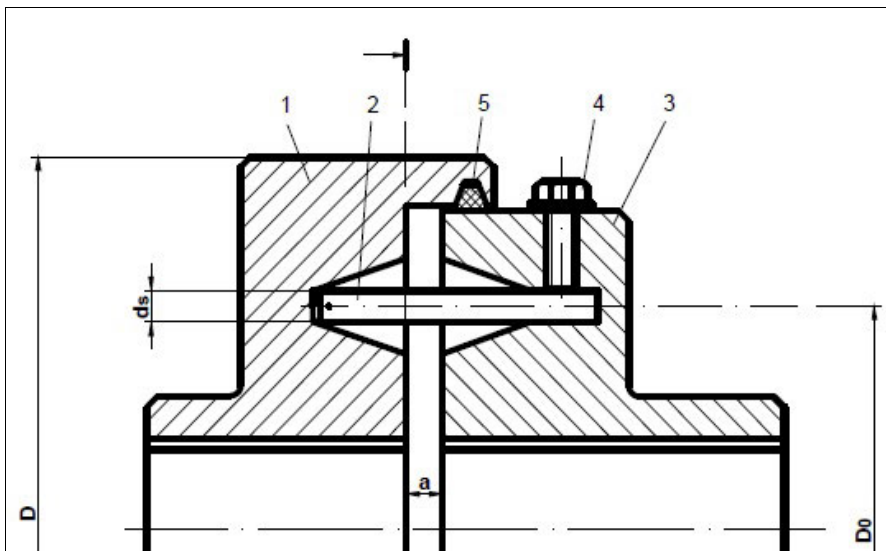
$$K = \frac{3}{8} \frac{D_0^2 z n E I_z}{\left(1 \pm n \frac{\mu h}{l}\right)}$$

Lucru mecanic de deformație

$$W_{mec} = \frac{2M_{tc}}{n z D_0 \sigma_{ai}} \left(1 - n \frac{\mu h}{l}\right)$$

3.7. Cuplaj elastic și de siguranță cu știfturi elastice dispuse axial

Secțiune longitudinală a cuplajului cu știfturi elastice dispuse axial



Forța în punctul de contact

$$F_x = \frac{M_x}{z(R_0 + f_x)}$$

Unghiul fibrei medii deformabile ale știftului elastic

$$\theta_x = \varphi_x + \alpha = \frac{F_x x^2}{2EI}$$

Săgeata la sfârșitul știftului elastic

$$f_x = (\varphi_x + \alpha) \left(l - \frac{x}{3} \right)$$

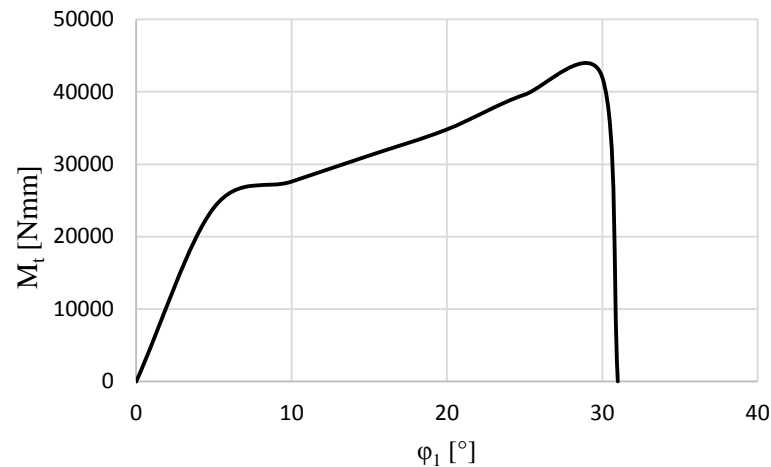
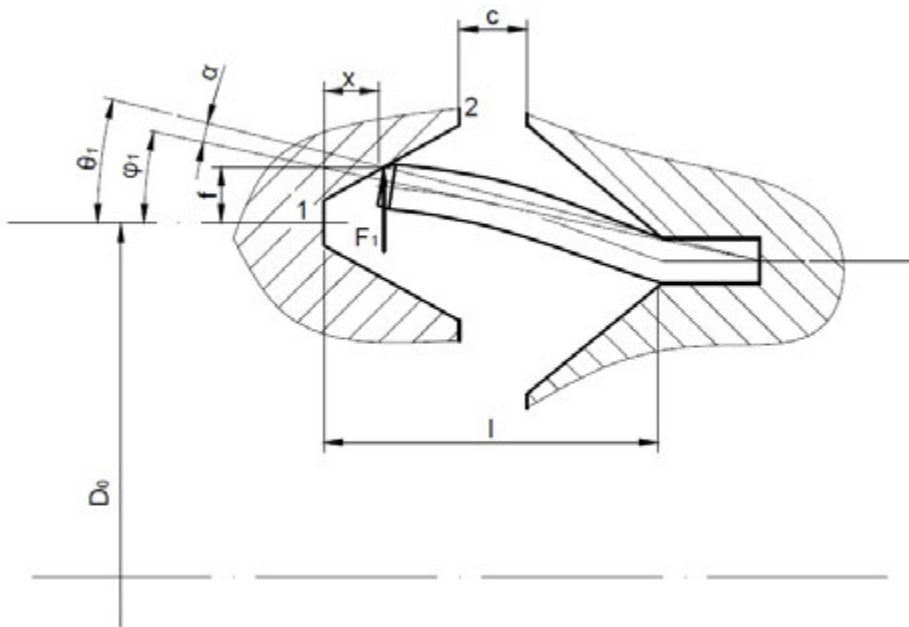
Momentul de torsiune în timpul funcționării

$$M_x = zF_x [R_0 + (\varphi_x + \alpha)(l - x)]$$

Unghiul de rotire relativă dintre semicuplele φ_x

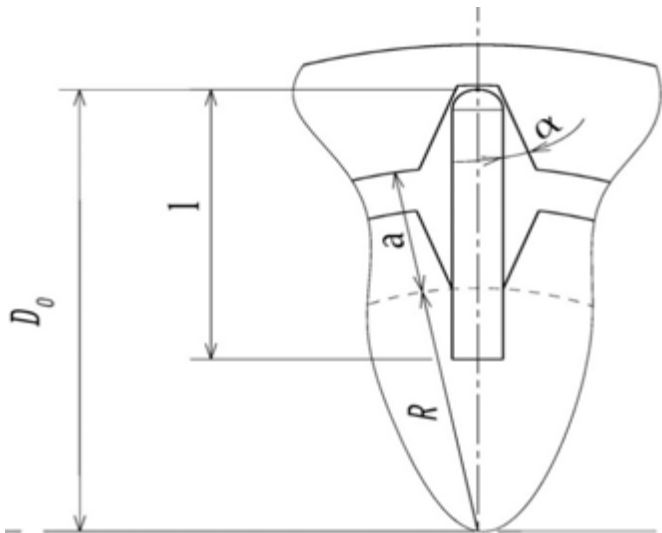
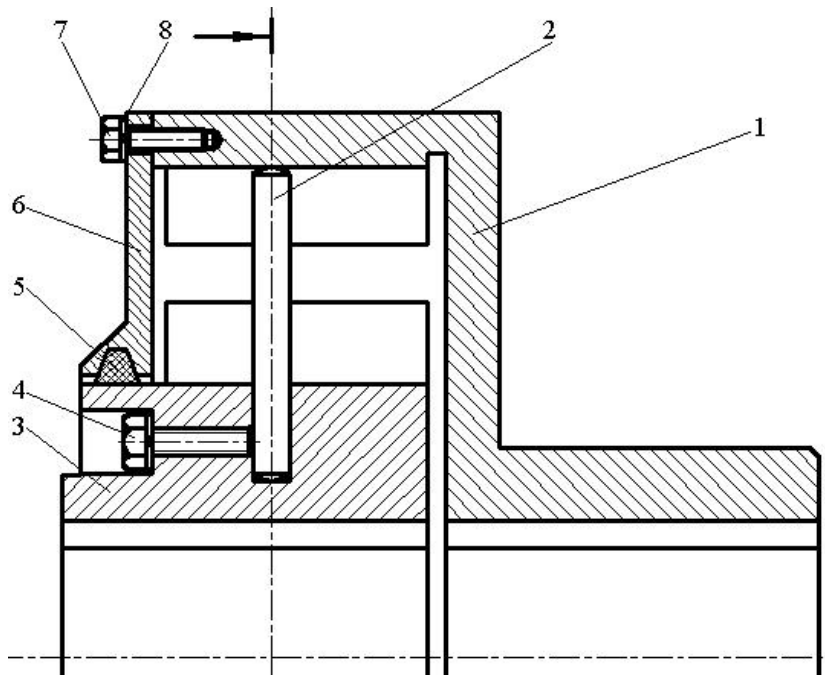
$$\varphi_x = \frac{M_x - zF_x R_0}{F_x (l - x)} - \alpha$$

Schema de calcul de proiectare și dimensionare

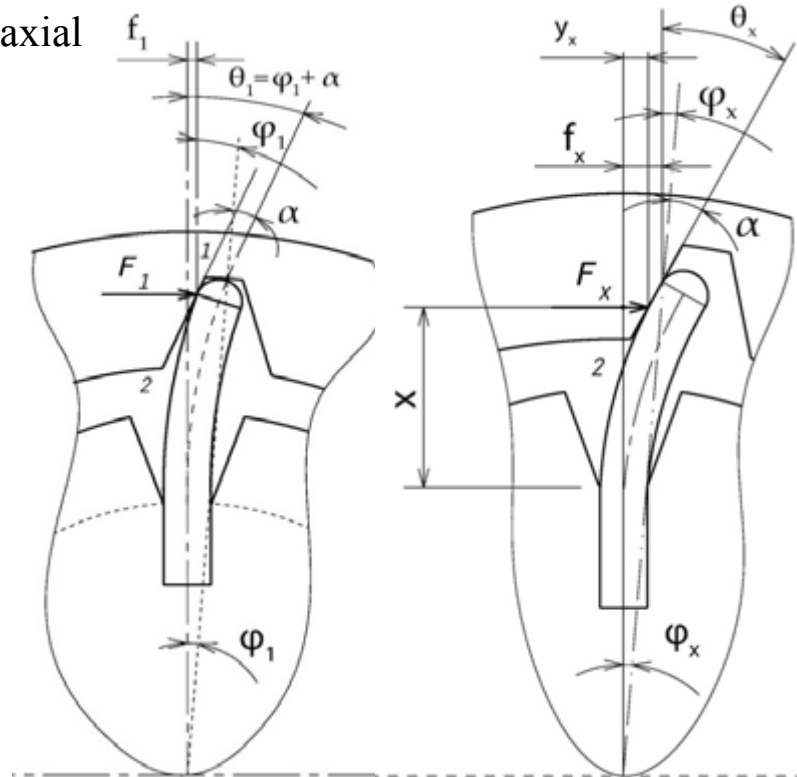


3.8. Cuplaj elastic și de siguranță cu știfturi elastice dispuse radial

Secțiune longitudinală a cuplajului cu știfturi elastice dispuse axial



Schema de calcul Faza I



Schema de calcul Faza II

Schema de calcul Faza III

Momentul de torsiune în timpul funcționării

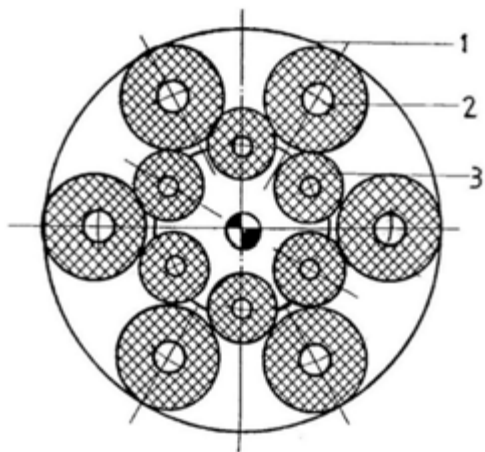
$$M_x = zF_x[R_0 + (\varphi_x + \alpha)(l - x)]$$

Unghiul de rotire relativă dintre semicuplele φ_x

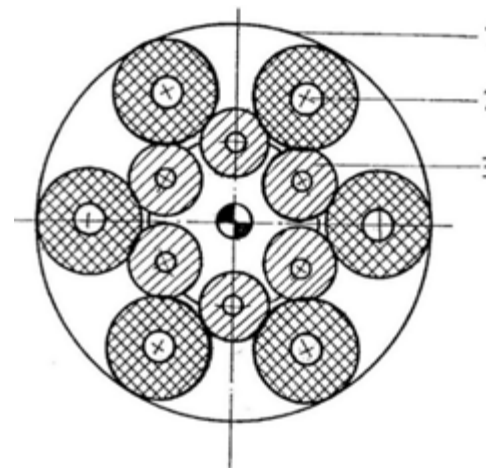
$$\varphi_x = \frac{M_x - zF_x R_0}{F_x(l - x)} - \alpha$$

3.9. Cuplaj elastic și de siguranță cu role metalice și elemente metalice și elemente elastice din cauciuc în formă de role

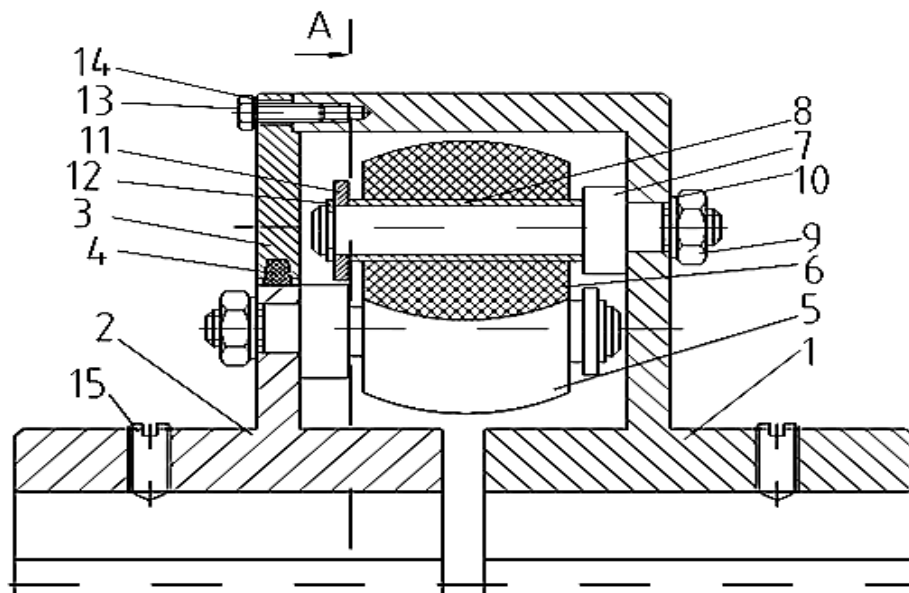
Schemă structurală a cuplajului cu role metalice și de cauciuc



Schema structurală a cuplajului cu role de cauciuc



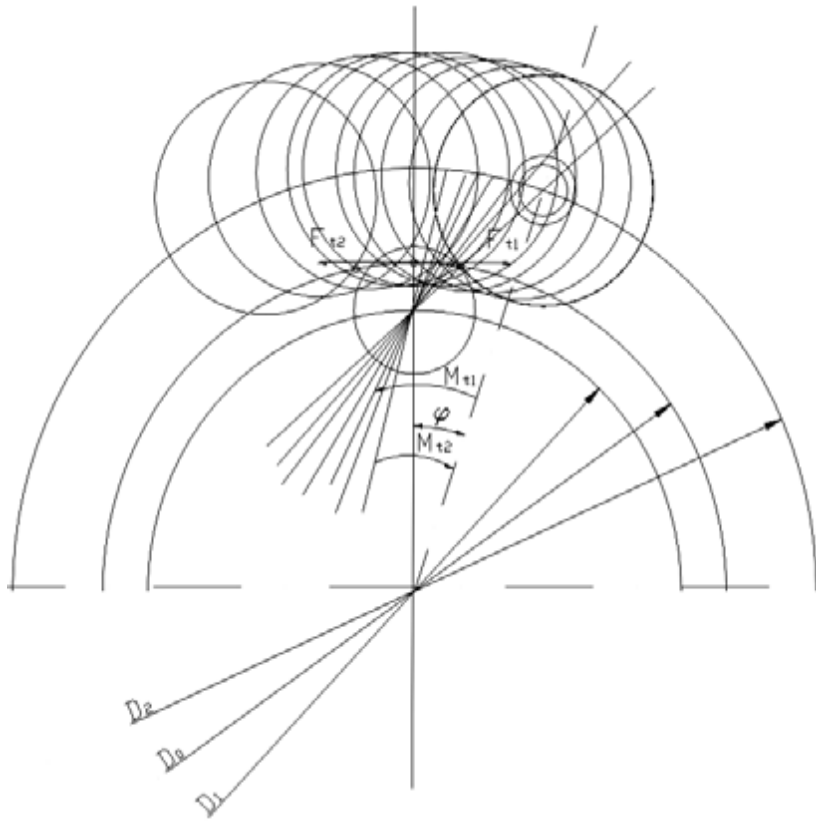
Secțiune longitudinală a cuplajului cu role metalice și de cauciuc



3.9.1 Cuplaj elastic și de siguranță cu role metalice și elemente metalice și elemente elastice din cauciuc în formă de role



Schema de calcul de proiectare și dimensionare



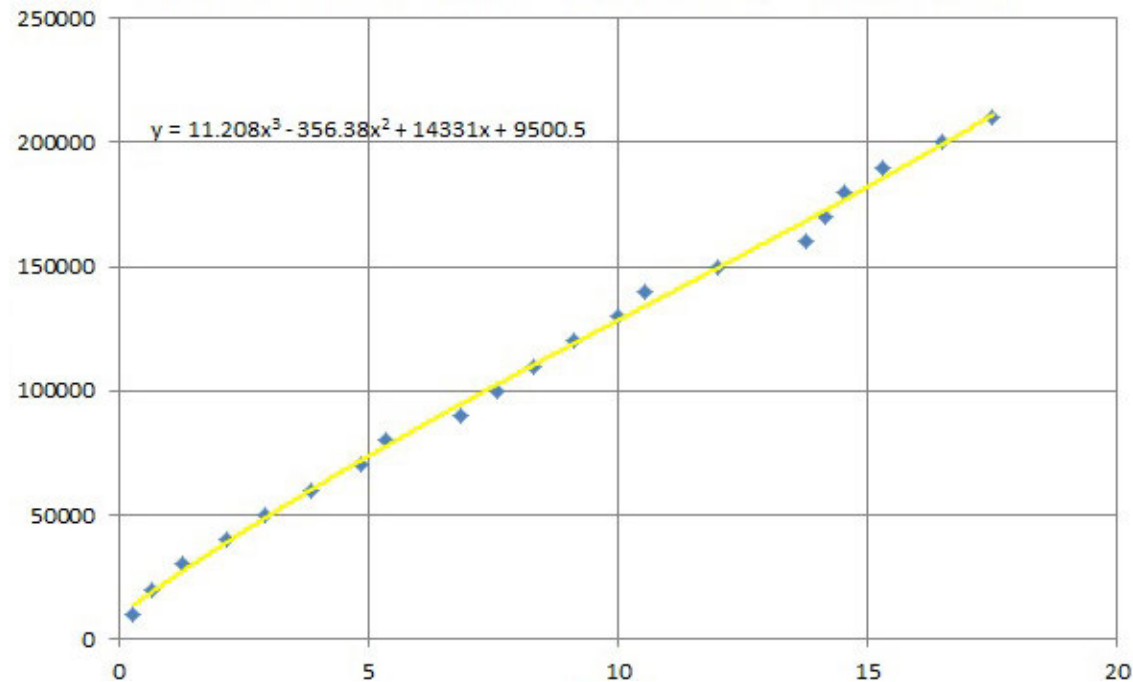
Caracteristica cuplajului elastic și de siguranță cu role metalice și de cauciuc

$$M_{tmax} = M_{tlim}(1 + \Delta) \leq M_{tmax a}$$

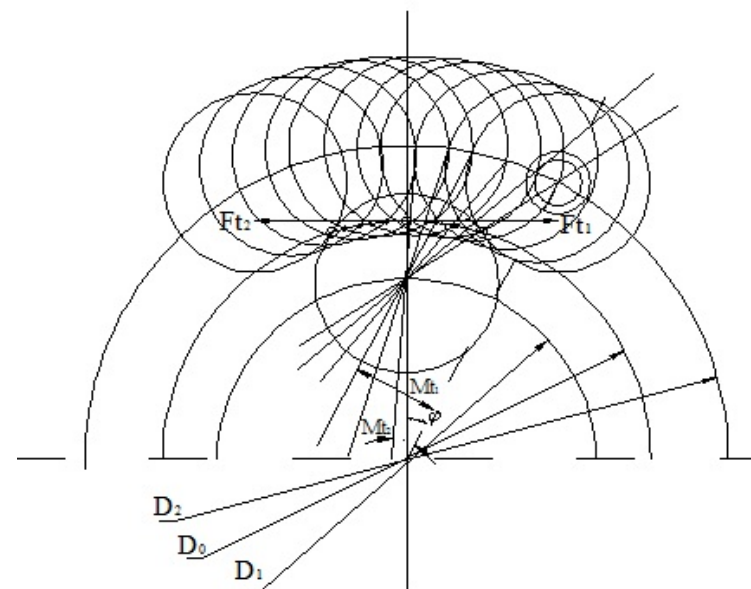
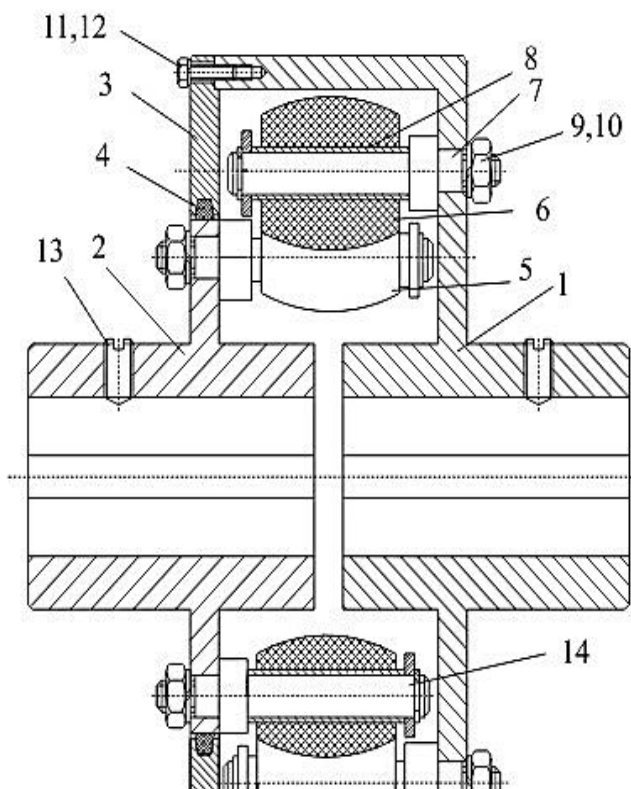
$$\varphi = \frac{2M_t h}{D_0 \left(M_t + \frac{1}{2} D_0 z A_0 E_1 \right)}$$

Determinarea momentului de torsiune

$$M_{tcap} = \frac{1}{2} D_0 z A_0 E_1 \left(\frac{\varphi_{max}}{\frac{2h}{D_0} - \varphi_{max}} \right) \geq M_{tc}$$



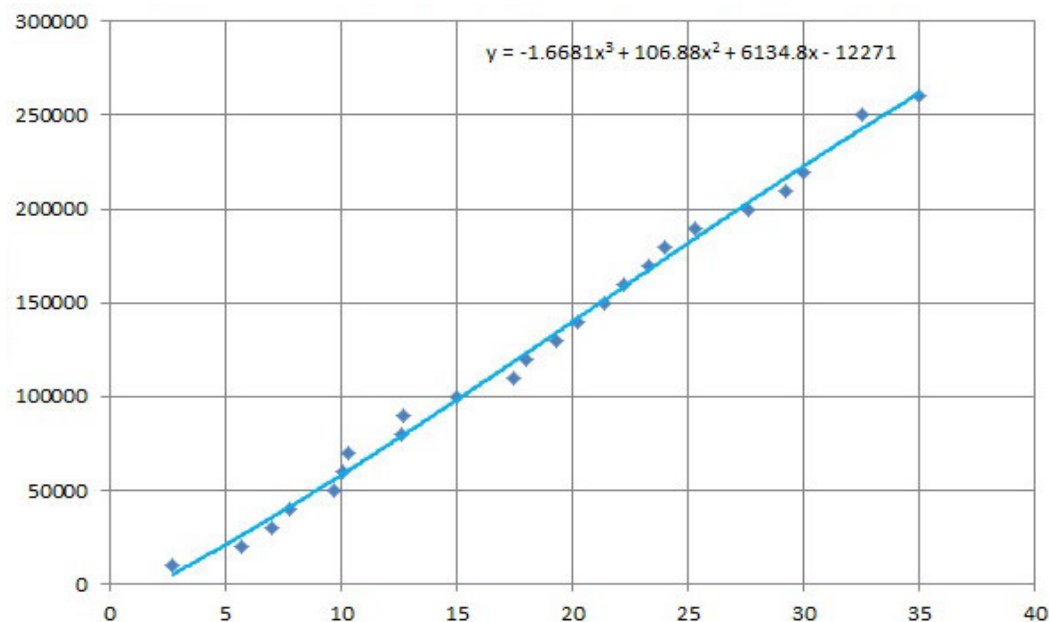
Secțiune longitudinală a cuplajului cu role de cauciuc



$$M_{tmax} = \frac{1}{2} D_1 z 2(dl) \sigma_{as} = D_1 z dl \sigma_{as}$$

$$M_{tcap} = d_0 z A_0 E_1 \left(\frac{\varphi_{max}}{\frac{4h}{D_0} - \varphi_{max}} \right) \geq M_{tc}$$

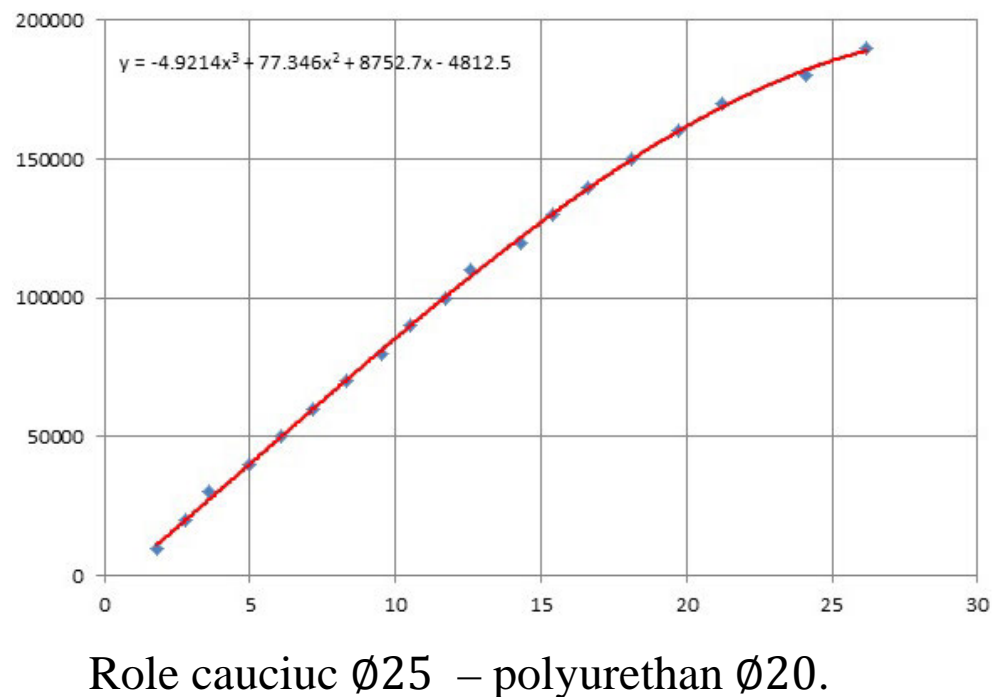
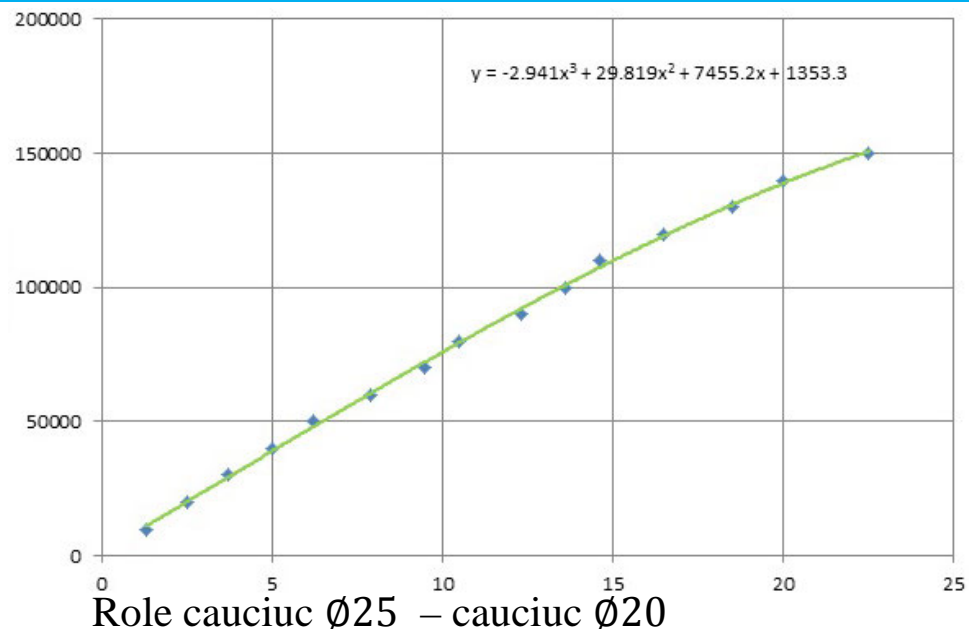
$$\varphi = \frac{2M_t h}{D_0 (M_t + D_0 z A_0 E_1)}$$



3.9.3. Cuplaj elastic și de siguranță cu role din cauciuc cu proprietăți diferite

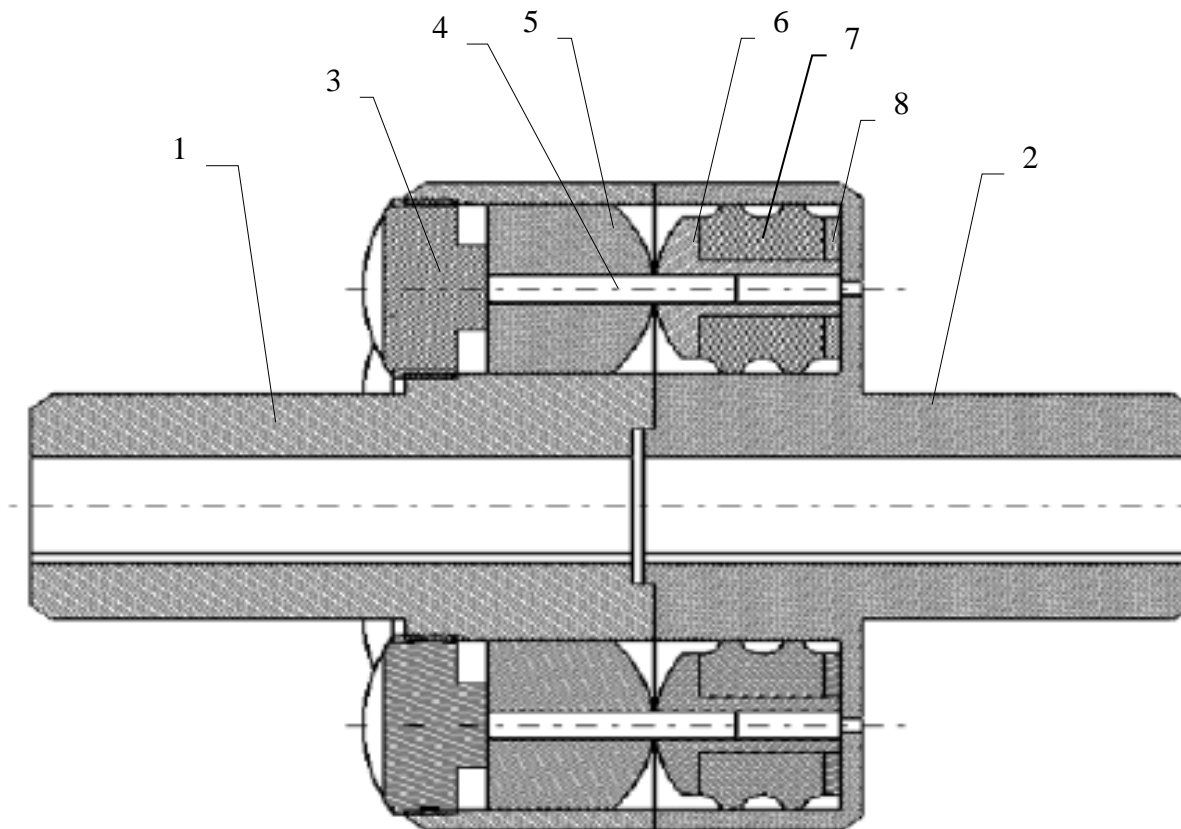
Momentul aplicat semicuplajului [Nmm]	Unghiul de deplasare relativă ϕ [°]
10000	1.3
20000	2.5
30000	3.7
40000	5
50000	6.2
60000	7.9
70000	9.5
80000	10.5
90000	12.3
100000	13.6
110000	14.6
120000	16.5
130000	18.15
140000	20
150000	22.5

Forța aplicată semicuplajului [N]	Unghiul de deplasare relativă ϕ [°]
10000	1.8
20000	2.8
30000	3.6
40000	5
50000	6.1
60000	7.15
70000	8.3
80000	9.5
90000	10.5
100000	11.7
110000	12.6
120000	14.3
130000	15.4
140000	16.6
150000	18.1



3.10. Cuplaj elastic și de siguranță cu manșoane din cauciuc și știfturi de forfecare

Secțiune longitudinală a cuplajului cu manșon de cauciuc și știfturi de forfecare



Momentul de torsiune capabil

$$M_{t,cap} = \frac{\pi}{8} z D_0 d_1^2 \gamma \sigma_r = M_{t,lim}$$

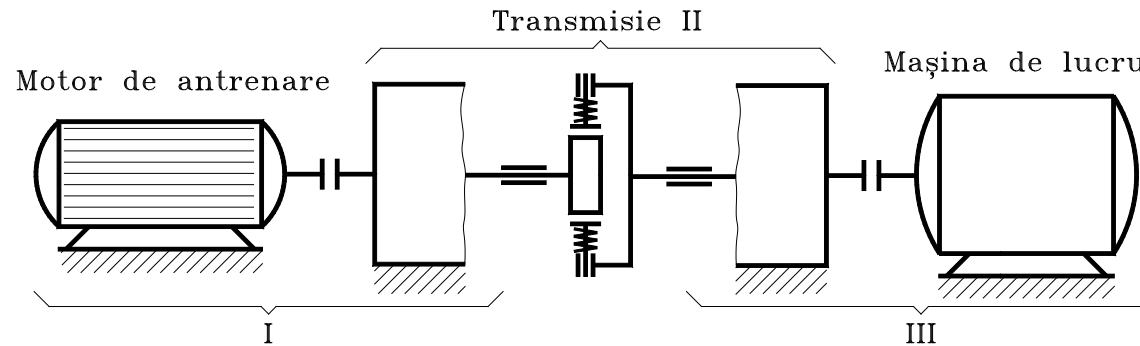
$$M_{t,lim} \leq (1.15 \dots 1.2) M_{tc} ,$$

Dimensionate știfturilor de forfecare

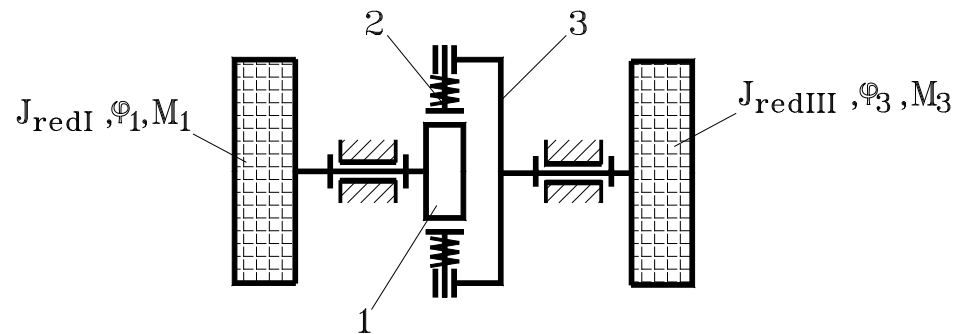
M_{tc} – momentul de torsiune de calcul

$$z d_1^2 = \frac{8}{\pi} \cdot \frac{M_{tlim}}{D_0 \gamma \sigma_r}$$

Modelarea dinamică a cuplajului



Schema echivalentă a cuplajului

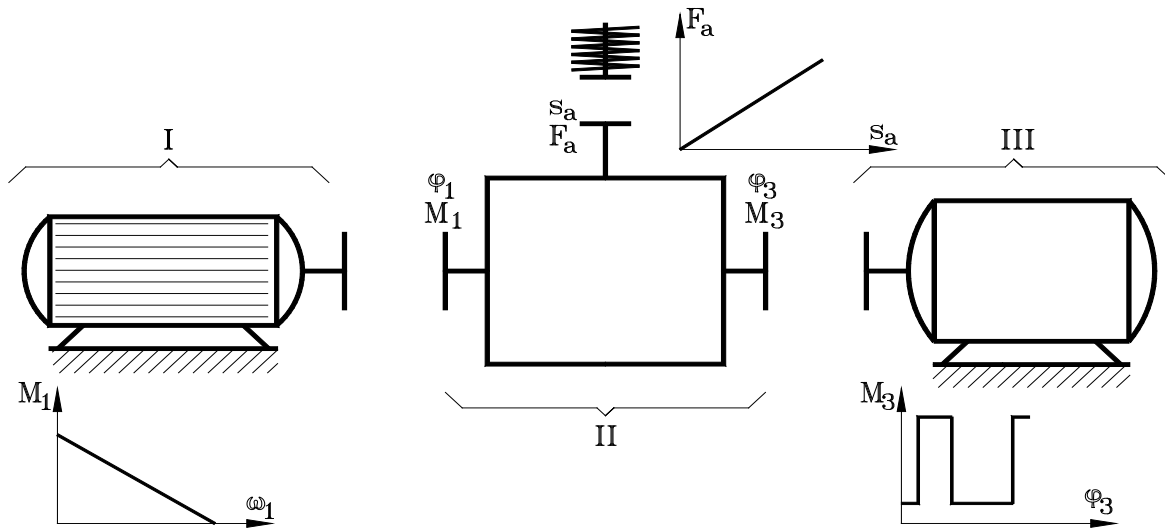


- formularea problemei de modelare dinamică;
- modelarea cinematică și statică a cuplajului;
- modelarea corelațiilor induse de caracteristicile mecanice ale motoarelor și reductoarelor;
- modelarea mișcării semi cuplajelor cu ajutorul ecuațiilor Lagrange de speța a II-a.

4. Modelarea dinamică a cuplajelor elastice și de siguranță

4.1. Formularea problemei de modelare dinamică

Schema sistemelor energetice motoare și rezistente



Din punct de vedere structural, transmisia II este caracterizată prin

$L=3$ legături exterioare

$M=2$ gradul de mobilitate

Din interpretarea acestora, se obține:

$L = 3 \Rightarrow 2L$ parametri exteriori: $(\varphi_1, M_1), (\varphi_3, M_3), (s_a, F_a)$

6 parametri exteriori

$M = 2 \Rightarrow 2$ mișcări exterioare independente

$$(\varphi_1, \dot{\varphi}_1, \ddot{\varphi}_1), (\varphi_3, \dot{\varphi}_3, \ddot{\varphi}_3)$$

$\Rightarrow 2$ funcții de transmitere a forțelor:

$$M_1 = M_1(F_a, \varphi_1, \varphi_3)$$

$$M_3 = M_3(F_a, \varphi_1, \varphi_3)$$

6 ecuații independente

$L=3$ dintre aceste ecuații caracterizează legăturile mecanismului

$L=3$ ecuații, caracteristicile mecanice ale sistemelor energetice motoare și rezistente

$$M_1 = M_1(\varphi_1),$$

$$M_3 = M_3(\varphi_3),$$

$$F_a = F_a(s_a)$$

$L-M = 1 \Rightarrow$ o funcție de transmitere a mișcărilor

$$s_a = s_a(\varphi_1, \varphi_3)$$

\Rightarrow o forță exterioară independentă: F_a

4. Modelarea dinamică a cuplajelor elastice și de siguranță

4.2. Modelarea cinematică și statică a cuplajului

Scop: determinarea dependențelor introduse de mecanism între mișcările și forțele exterioare dependente exprimate sub forma funcțiilor de transmitere a mișcărilor și, respectiv, a sarcinilor

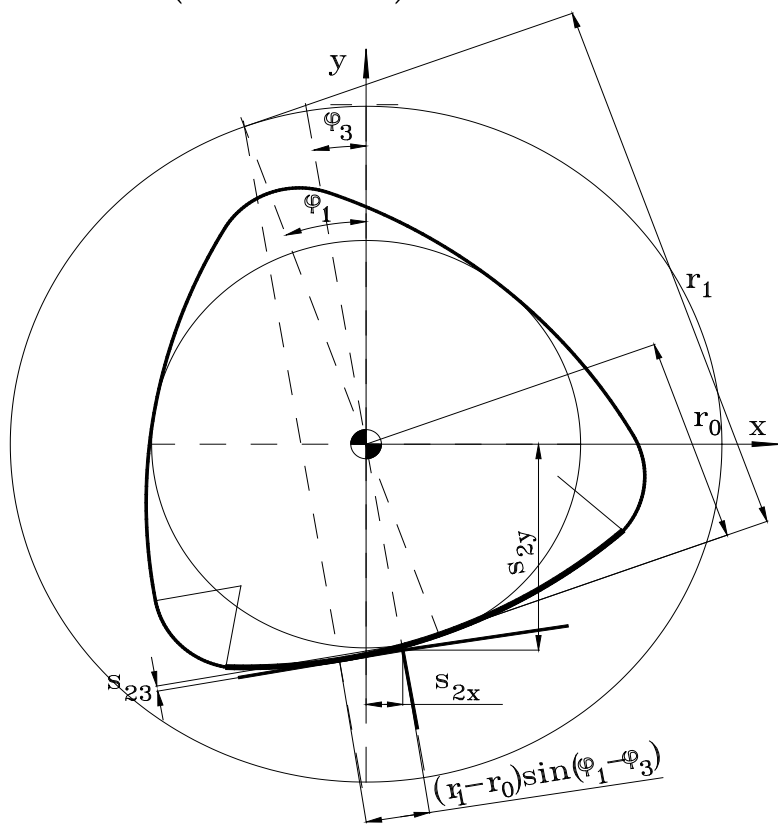
$$s_a = s_a(\varphi_1, \varphi_3)$$

$$M_1 = M_1(F_a, \varphi_1, \varphi_3)$$

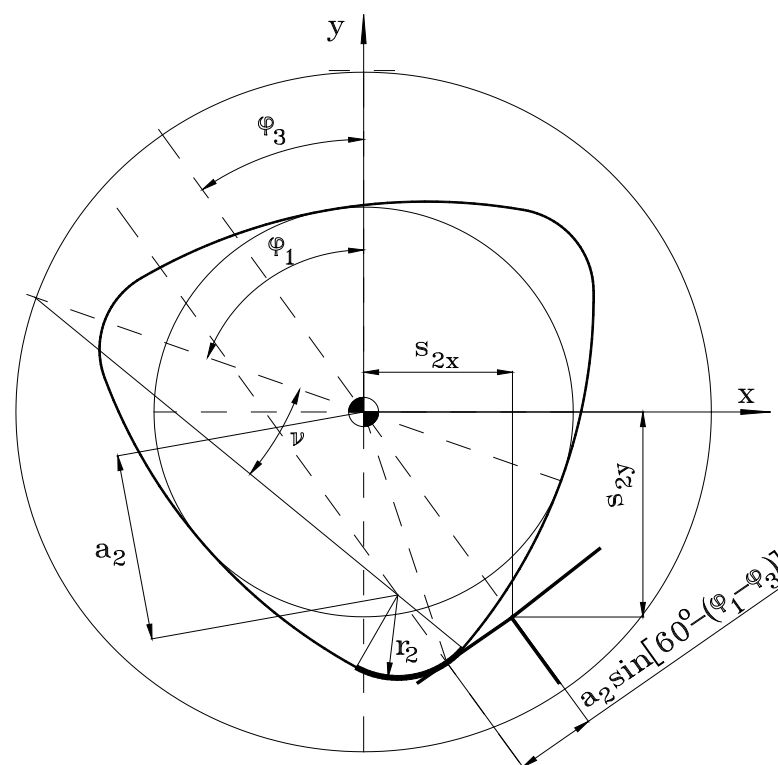
$$M_3 = M_3(F_a, \varphi_1, \varphi_3)$$

Modelul mecanismului adoptat are la bază următoarele premiez:

- elementele cinematice sunt rigide;
- legăturile mecanice sunt permanente, olonome și scleronome.



Faza I



Faza II

Schema de definire a funcțiilor de poziție

4. Modelarea dinamică a cuplajelor elastice și de siguranță

4.2. Modelarea cinematică și statică a cuplajului



Funcțiile de poziție, viteză și accelerație ale tchetului

Faza I

- Unghiul de rotație relativă dintre semicuple

$$\varphi_1 - \varphi_3 \in [0, \varphi_{\max I}]$$

$$\varphi_{\max I} = 60^\circ - \arcsin\left(\frac{r_1 - r_0}{r_1 - r_2} \sin 60^\circ\right)$$

Faza a II-a

$$\varphi_1 - \varphi_3 \in [\varphi_{\max I}, \varphi_{\max II}]$$

$$\varphi_{\max II} = 60^\circ$$

- Funcția de poziție a tchetului 2 (coordonate absolute)

$$[s_2] = \begin{bmatrix} s_{2x} \\ s_{2y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_2 \sin \varphi_3 \\ -k_2 \cos \varphi_3 \end{bmatrix}$$

- Funcția de viteză a tchetului 2

$$[v_2] = \begin{bmatrix} v_{2x} \\ v_{2y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_1 \sin \varphi_3 (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3) + k_2 \cos \varphi_3 \dot{\varphi}_3 \\ -k_1 \cos \varphi_3 (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3) + k_2 \sin \varphi_3 \dot{\varphi}_3 \end{bmatrix}$$

4. Modelarea dinamică a cuplajelor elastice și de siguranță

4.2. Modelarea cinematică și statică a cuplajului



- Funcția de accelerație a tachelului 2

Faza I

$$[a_2] = \begin{bmatrix} (r_1 - r_0) \cos(\varphi_1 - \varphi_3) \sin \varphi_3 (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3)^2 + 2k_1 \cos \varphi_3 (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3) \dot{\varphi}_3 - k_2 \sin \varphi_3 \dot{\varphi}_3^2 + \\ + k_1 \sin \varphi_3 (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_3) + k_2 \cos \varphi_3 \ddot{\varphi}_3 \\ -(r_1 - r_0) \cos(\varphi_1 - \varphi_3) \cos \varphi_3 (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3)^2 + 2k_1 \sin \varphi_3 (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3) \dot{\varphi}_3 + k_2 \cos \varphi_3 \dot{\varphi}_3^2 - \\ - k_1 \cos \varphi_3 (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_3) + k_2 \sin \varphi_3 \ddot{\varphi}_3 \end{bmatrix}$$

Faza II

$$[a_2] = \begin{bmatrix} -a_2 \cos[60 - (\varphi_1 - \varphi_3)] \sin \varphi_3 (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3)^2 + 2k_1 \cos \varphi_3 (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3) \dot{\varphi}_3 - k_2 \sin \varphi_3 \dot{\varphi}_3^2 + \\ + k_1 \sin \varphi_3 (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_3) + k_2 \cos \varphi_3 \ddot{\varphi}_3 \\ a_2 \cos[60 - (\varphi_1 - \varphi_3)] \cos \varphi_3 (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3)^2 + 2k_1 \sin \varphi_3 (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3) \dot{\varphi}_3 + k_2 \cos \varphi_3 \dot{\varphi}_3^2 - \\ - k_1 \cos \varphi_3 (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_3) + k_2 \sin \varphi_3 \ddot{\varphi}_3 \end{bmatrix}$$

- Funcția de poziție relativă a tachelului 2 față de semicuplajul condus 3

$$s_{23} = k_2 - r_0$$

- Funcția de viteză relativă a tachelului 2 față de semicuplajul condus 3

$$v_{23} = k_1 (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3)$$

4. Modelarea dinamică a cuplajelor elastice și de siguranță

4.2. Modelarea cinematică și statică a cuplajului



- Funcția de poziție relativă a tachelului 2 față de semicuplajul conducător 1

$$s_{21} = r_1(\varphi_1 - \varphi_3) - (r_1 - r_0)\sin(\varphi_1 - \varphi_3) \quad s_{21} = r_1\varphi_{\max I} + r_2(\varphi_1 - \varphi_3 - \varphi_{\max I}) - a_2 \sin[60 - (\varphi_1 - \varphi_3)]$$

- Funcția de viteză relativă a tachelului 2 față de semicuplajul conducător 1

$$v_{21} = k_2(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3)$$

Notații

Faza I

$$k_1 = (r - r_0)\sin(\varphi_1 - \varphi_3)$$

$$k_2 = r_1 - (r_1 - r_0)\cos(\varphi_1 - \varphi_3)$$

$$k_3 = (r_1 - r_0)^2 \sin[2(\varphi_1 - \varphi_3)]$$

Faza II

$$k_1 = a_2 \sin[60 - (\varphi_1 - \varphi_3)]$$

$$k_2 = r_2 + a_2 \cos[60 - (\varphi_1 - \varphi_3)]$$

$$k_3 = -a_2^2 \sin[2(60 - (\varphi_1 - \varphi_3))]$$

$$a_2 = \frac{(r_1 - r_0)\sin \varphi_{\max I}}{\sin(60 - \varphi_{\max I})}$$

4. Modelarea dinamică a cuplajelor elastice și de siguranță



4.3. Modelarea corelațiilor induse de caracteristicilor mecanice ale motoarelor și reflectoarelor

Între parametrii exteriori ai mecanismului echivalent bimobil cu $L=3$ intrări și ieșiri, sistemele energetice introduc încă $L=3$ ecuații de dependență de tipul:

$$M_1 = M_1(\varphi_1, \dot{\varphi}_1, t)$$

$$M_3 = M_3(\varphi_3, \dot{\varphi}_3, t)$$

$$F_a = F_a(s_a)$$

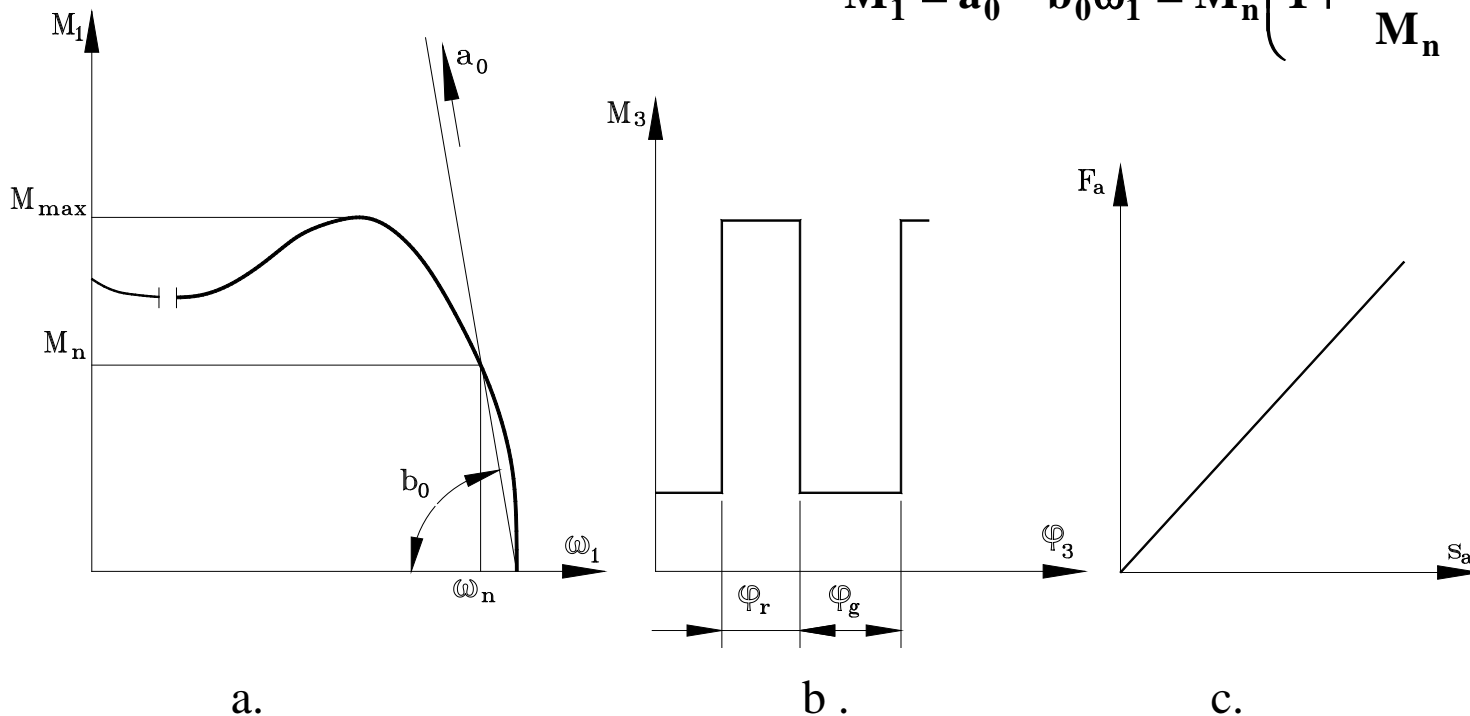
Caracteristica momentelor de antrenare se propune ca soluție simplificată porțiunea de funcționare liniară

$$M_1 = M_1(\omega_1)$$

Cazul simplu propus acoperă, în practică, un număr mare de procese tranzitorii de încărcare, ecuația momentului de torsiune al motorului având următoarea expresie

4.3.1. Modelarea momentului motor

$$M_1 = a_0 - b_0 \omega_1 = M_n \left(1 + \frac{M_{\max}}{M_n} \right) - \frac{M_n M_{\max}}{\omega_n M_n} \omega_1$$



4.3.2. Modelarea momentului rezistent

Se va considera cazul unei diagrame specifică mașinilor percutante, cu moment rezistent mare la funcționarea de regim (M_{soc}) și cu moment rezistent mic la mers în gol (M_{tc}).

$$\mathbf{M}_{t3} = \mathbf{M}_{tc} \quad \text{pentru } \varphi \in \varphi_g \quad \text{și}$$

$$\mathbf{M}_{t3} = \mathbf{M}_{tc} + \mathbf{M}_{soc} \quad \text{pentru } \varphi \in \varphi_r$$

4.3.3. Modelarea forței din arc

Asupra tacheților acționează forța rezistentă \mathbf{F}_a

Cunoscând caracteristica elastică liniară a arcului, se poate scrie expresia forței din arc

$$\mathbf{F}_a = \mathbf{F}_{a1} + s_{23} \mathbf{K}_a$$

\mathbf{F}_{a1} reprezintă forța de pretensionare a arcurilor

$$\mathbf{F}_{a1} = \frac{(\mathbf{M}_{tc} + 3m_t k_1 k_2 \omega_0^2)(L_2 - L_1)(1 - \mu_B \mu_C) + 2\mu_C [\mu_B (L_2 - k_2) - k_1]}{3(L_2 - L_1)(k_1 + \mu_B k_2)}$$

Determinarea funcțiilor de transmitere a forțelor cuplajului elastic și de siguranță, se va realiza aplicând ecuațiile Lagrange de speța a II-a, metodă preferată principiului lui d'Alembert, datorită câtorva avantaje, cum ar fi:

- metoda ecuațiilor lui Lagrange este mult mai simplă de aplicat, datorită volumului de calcul mult mai mic;
- această metodă se pretează foarte bine folosirii softurilor performante de analiză dinamică pe calculator;
- explicitând în relațiile funcțiilor de transmitere ale momentelor, momentele exterioare pe baza caracteristicilor mecanice ale sistemelor energetice motor și rezistent, se obțin două ecuații diferențiale care reprezintă ecuațiile de mișcare ale sistemului.

4.4.1. Precizări privind aplicarea ecuațiilor Lagrange

Cea mai importantă ipoteză legăturilor ideale, care permite aplicarea principiului lucrului mecanic virtual. În această premiză, aplicarea ecuațiilor lui Lagrange exclude de obicei considerarea forțelor de frecare. Determinarea lor fiind realizată distinct, prin metoda d'Alembert

4.4.2. Modelarea forțelor de frecare pe baza metodei d'Alembert

Această etapă urmărește determinarea forțelor de frecare F_{fB} și F_{fC} forțe ale căror expresii sunt necesare pentru determinarea forțelor generalizate Q_1 și Q_2 , din ecuațiile Lagrange de speța a II-a. În conformitate cu metoda d'Alembert, pentru determinarea forțelor de frecare, se izolează elementul 2 și se scriu ecuațiile de echilibru citostatic. Se determină forțele de frecare F_{fB} și F_{fC} .

4.4.3. Stabilirea ecuațiilor de mișcare și studiul acestora

Mecanismul echivalent propus fiind bimobil, are două mișcări independente:

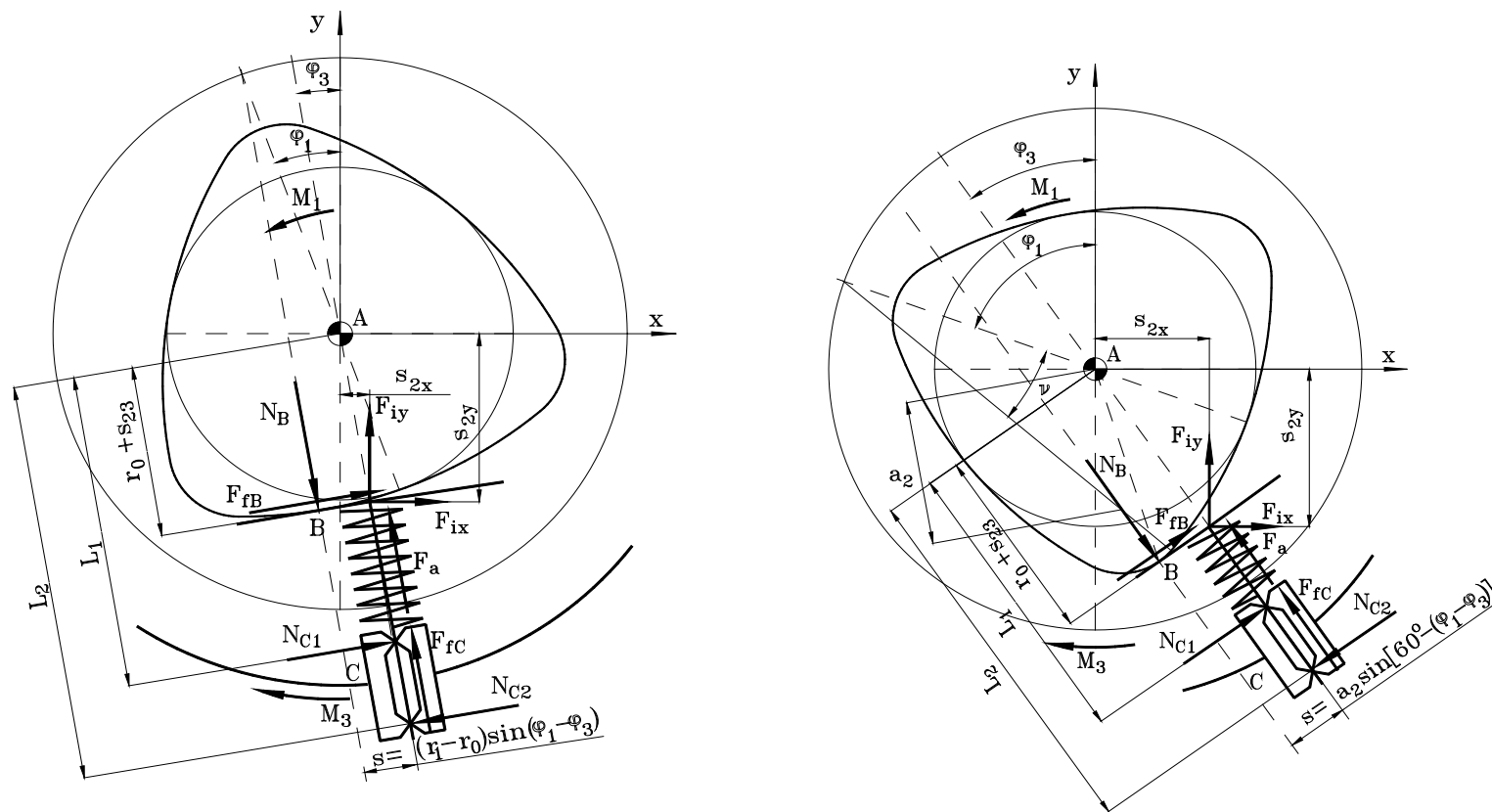
$$(\varphi_1, \dot{\varphi}_1, \ddot{\varphi}_1) \text{ și } (\varphi_3, \dot{\varphi}_3, \ddot{\varphi}_3)$$

Pentru determinarea acestora, se vor utiliza cele $M=2$ funcții de transmitere ale forțelor exterioare, descrise de ecuațiile Lagrange de speța a II-a.

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_c}{\partial \dot{\varphi}_1} \right) - \frac{\partial E_c}{\partial \varphi_1} = Q_1, \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_c}{\partial \dot{\varphi}_3} \right) - \frac{\partial E_c}{\partial \varphi_3} = Q_3, \end{cases}$$

unde E_c este energia cinetică a mecanismului, iar Q_1 , respectiv Q_3 sunt forțele generalizate exterioare (forțe exterioare reduse la elementul a cărui mișcare este necunoscută - elementul 1, respectiv 3).

Schema cinematică pentru determinarea în cele două faze



Expresiile forțelor generalizate

$$Q_1 = M_1 - 3(F_a - F_{fc})k_1 - 3F_{fb}k_2$$

$$Q_3 = -M_3 + 3(F_a - F_{fc})k_1 + 3F_{fb}k_2$$

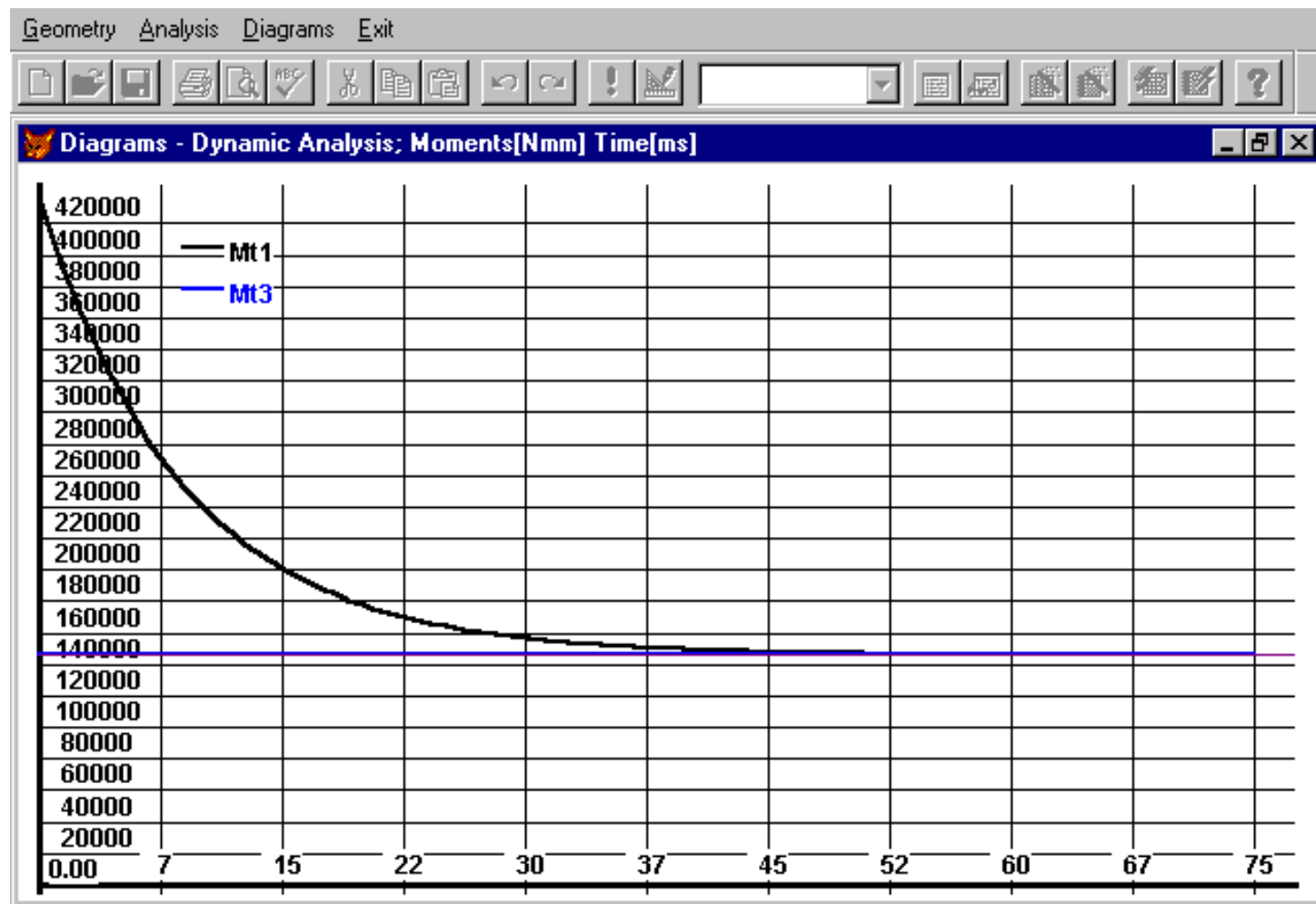
4.5. Simularea numerică a comportării dinamice în regimuri reprezentative de funcționare

Pentru a face posibilă aplicarea unei metode numerice de rezolvare a sistemului, acesta se va scrie sub următoarea formă:

$$\begin{cases} \ddot{\phi}_1 = \frac{d\dot{\phi}_1}{dt} = f_1(t, \phi_1, \dot{\phi}_3); \\ \ddot{\phi}_3 = \frac{d\dot{\phi}_3}{dt} = f_3(t, \phi_1, \dot{\phi}_3), \end{cases}$$

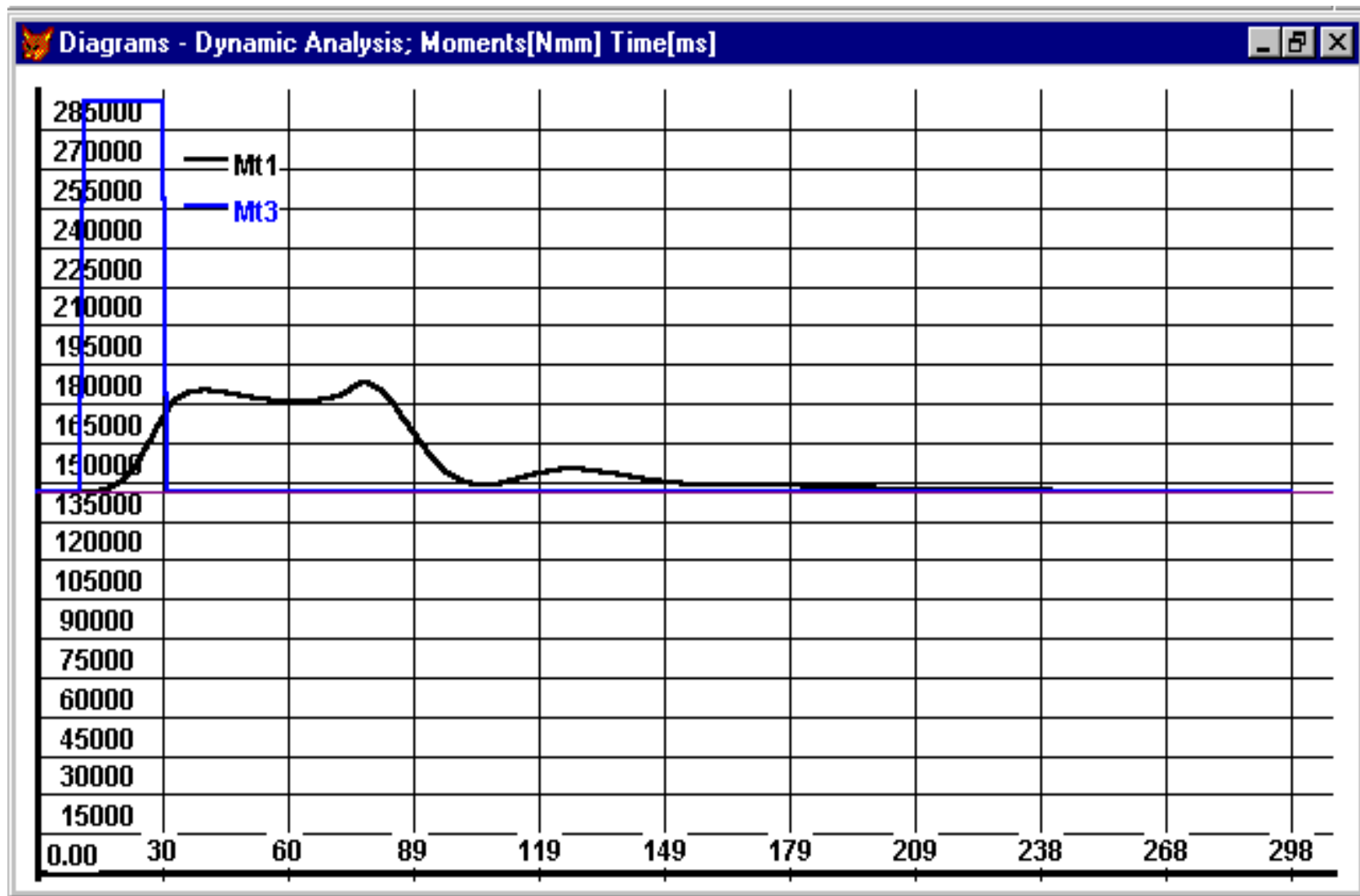
Cu condiția inițială caracteristic fiecărui regim de funcționare la $t = 0$.

Regimul de funcționare – pornire



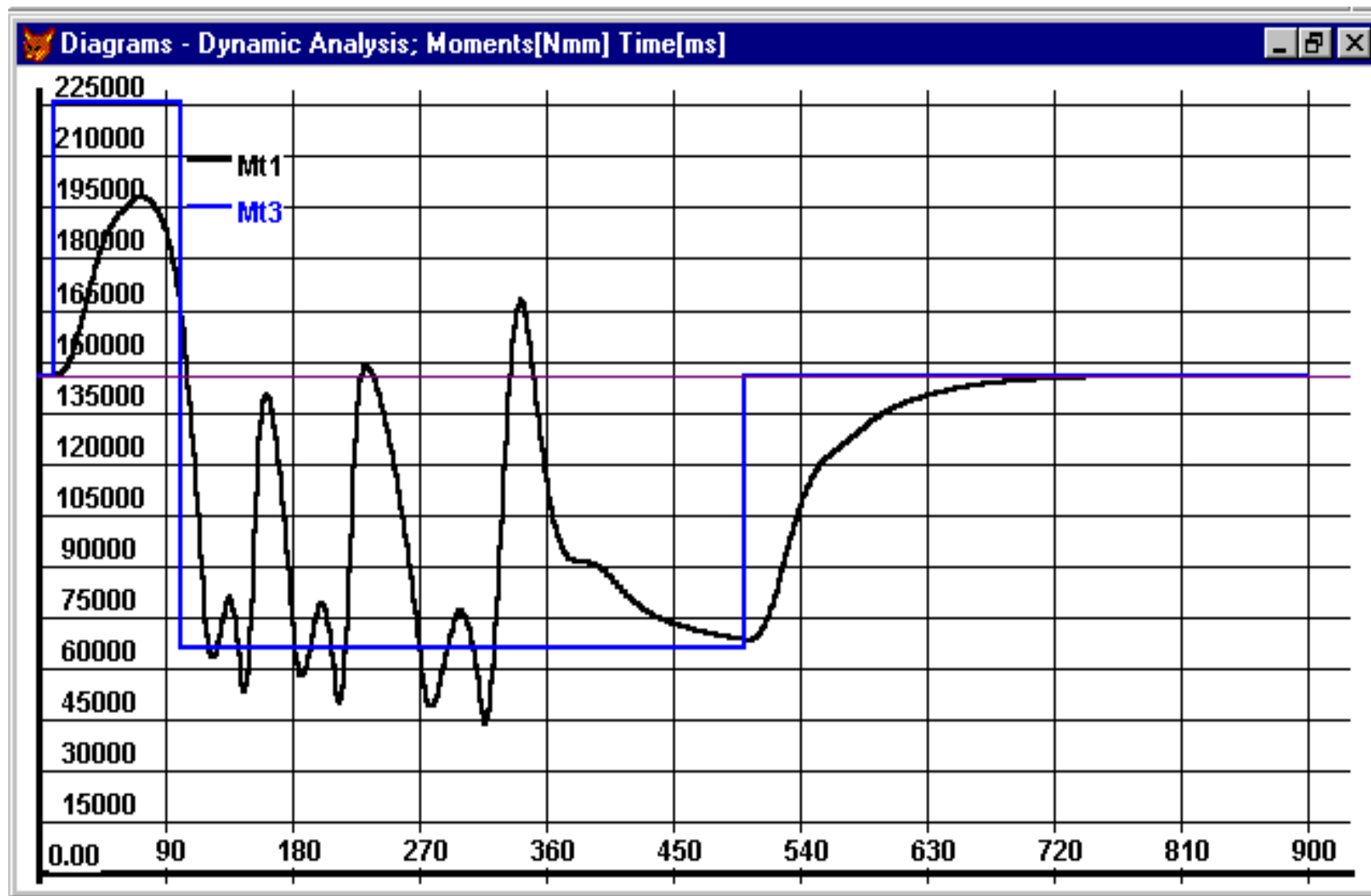
4.5. Simularea numerică a comportării dinamice în regimuri reprezentative de funcționare

Regim de funcționare cu șoc mare de durată mică



4.5. Simularea numerică a comportării dinamice în regimuri reprezentative de funcționare

Regim de funcționare cu șoc de sarcină medie de scurtă durată



4.6. Stabilirea unor concluzii privind modelarea dinamică a cuplajului elastic și de siguranță



În urma modelării cinematice și dinamice și a simulărilor numerice efectuate, se pot formula unele concluzii

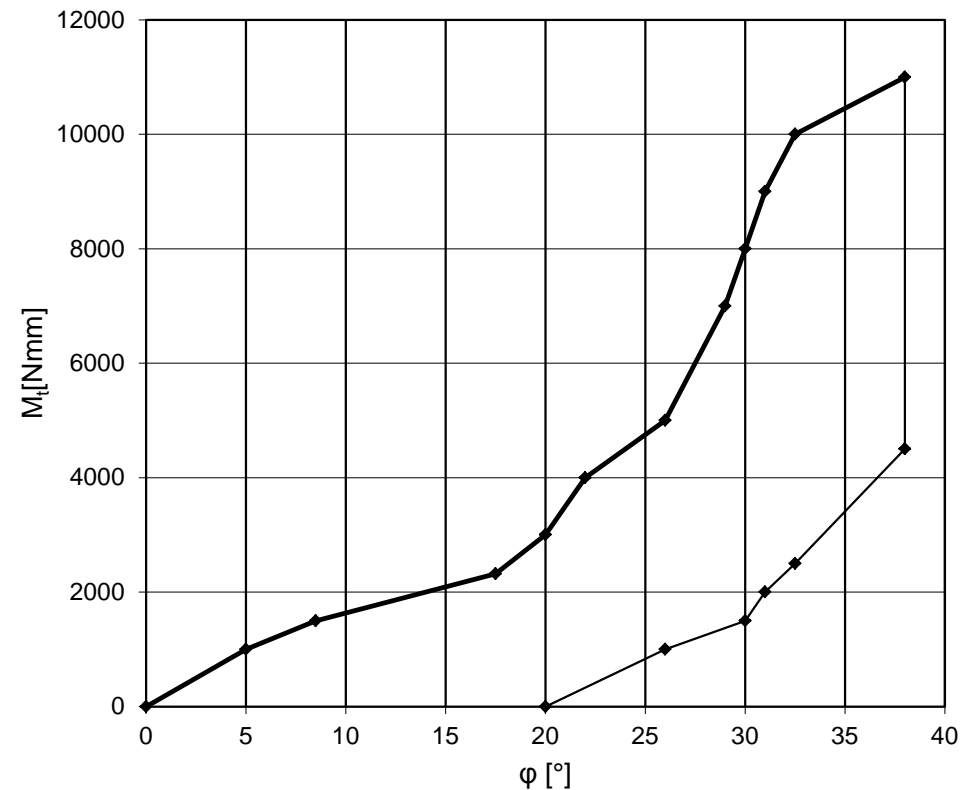
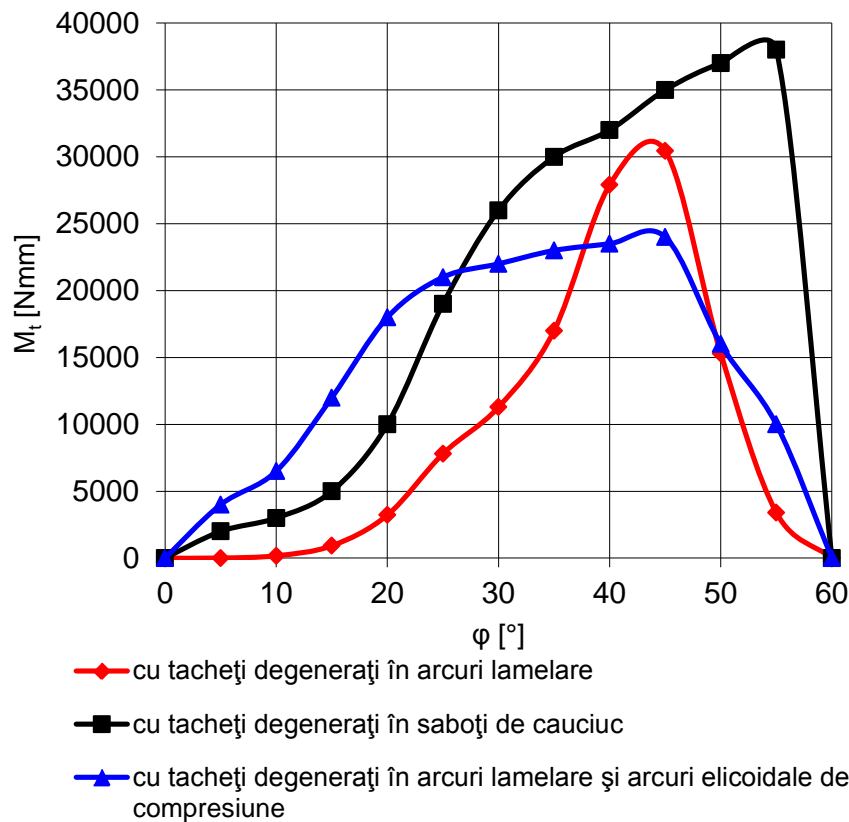
- Trecerea punctului de contact camă-tachet dintr-o fază de funcționare în cealaltă se realizează cu salt de accelerație ceea ce conduce la variații mari de moment de torsiune;
- Funcționarea cuplajului pe zona de racordare a camei este instabilă datorită scăderii bruște a brațului forței normale, braț care la rotația relativă dintre cele două semi cuplaje de devine
- Reglarea forței de pretensionare a arcurilor are o influență deosebită asupra momentului de torsiune transmis de cuplaj astfel, creșterea forței de pretensionare conduce la creșterea capacității de preluare a șocurilor;
- Cuplajul poate prelua șocurile mici – chiar de lungă durată – cu revenirea după înlăturarea șocului, în punctul de funcționare inițial;
- În cazul șocurilor mari, acestea pot fi preluate cu revenirea în punctul de funcționare nominal - după înlăturarea șocului – doar dacă acestea sunt de scurtă durată;
- Șocurile mari de durată mai mare pot fi preluate doar dacă sunt urmate de o scădere bruscă de moment rezistent;
- În situațiile de scădere a sarcinii rezistente, cuplajul își va modifica punctul de funcționare într-un punct de funcționare caracterizat de un moment mai mic, respectiv o turație mai mare.

5. Determinări experimentale asupra cuplajului CES

5.1. În regim static

Diagramele statice corespunzătoare cuplajelor:

- a – cu tacheți degenerați în arcuri multilamelare;
- b – cu tacheți degenerați în arcuri de cauciuc sub formă de saboți;
- c – cu tacheți degenerați în arcuri multilamelare și arcuri elicoidale de compresiune.



- caracteristicile sunt progresive;
- cuplajele au o mare capacitate de deformare elastică.

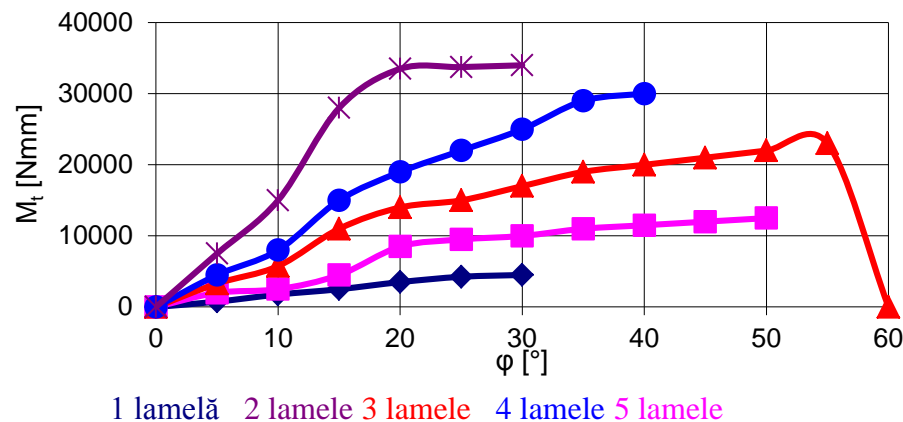
Curba de încărcare - descărcare a cuplajului elastic și de siguranță cu arc multilateral

5. Determinări experimentale asupra cuplajului CES

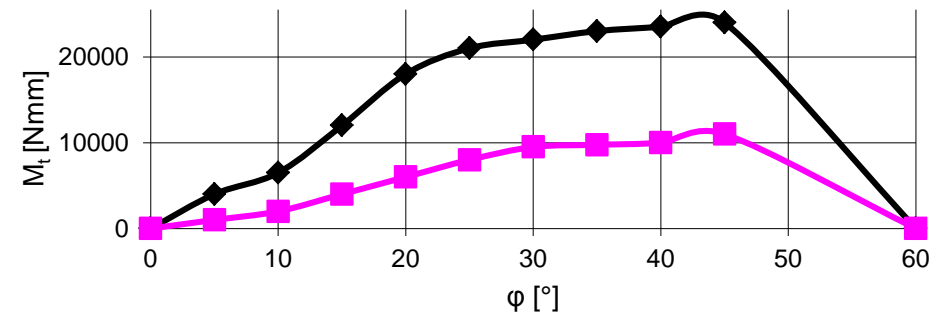
5.1. În regim static



Caracteristicile experimentale pentru CES cu arcuri lamelare



Caracteristicile experimentale pentru CES cu arcuri lamelare și arcuri elicoidale de compresiune



Din analiza comparativă a caracteristicilor obținute, se desprind următoarele aprecieri semnificative:

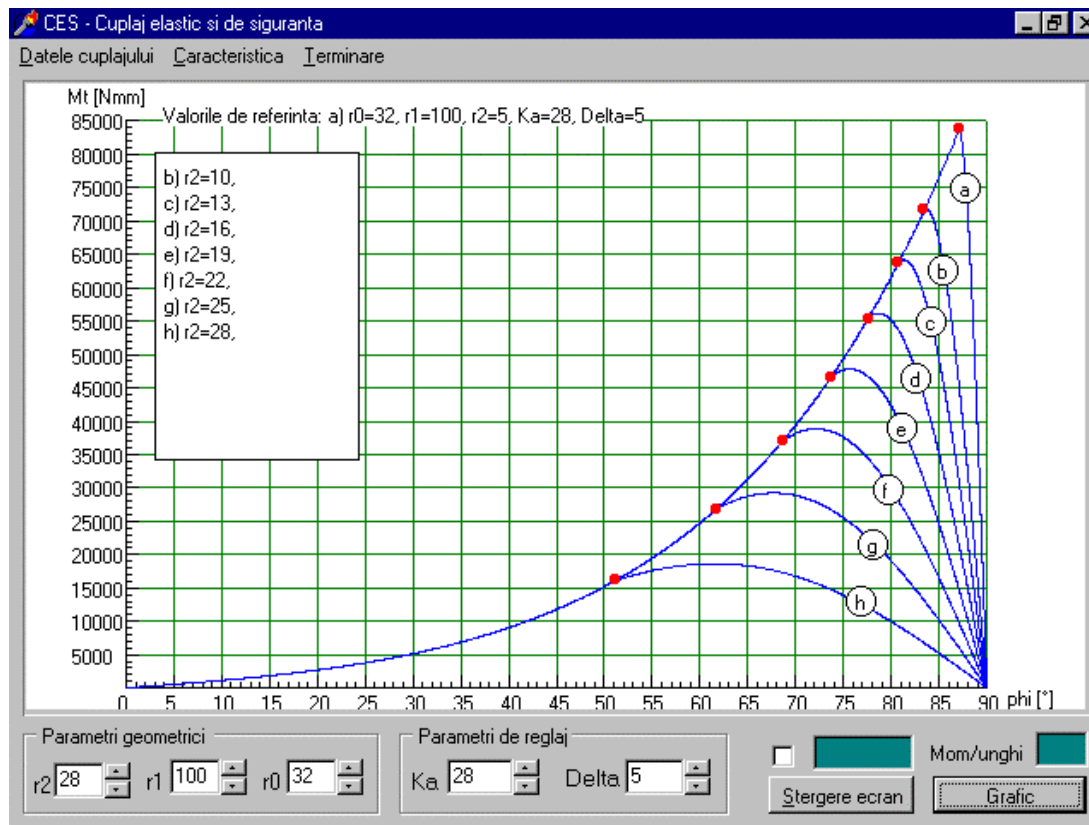
- caracteristicile sunt progresive;
- cuplajele au o mare capacitate de deformare elastică, având unghiul de răsucire relativă funcție de numărul de profile ale camei;
- datorită elasticității mari, cuplajele au o mare capacitate de amortizare a șocurilor și a vibrațiilor torsionale;
- cuplajul cu saboți de cauciuc transmite momente de torsiune mai mari;
- introducerea arcurilor elicoidale de compresiune modifică unghiul de rotire relativă dintre semicuplaje, pentru același moment de torsiune transmis;
- cuplajul cu arcuri multilamelare și cel cu arcuri elicoidale de compresiune transmit momente de torsiune la un unghi de rotire relativă dintre semicuplaje de până la 45°, iar cel cu saboți de cauciuc până la 55°, după care are loc decuplarea de sarcină fără șocuri mari.

6. Studiul influenței elementelor componente ale cuplajelor asupra momentului de torsiune și a caracteristicii elastice

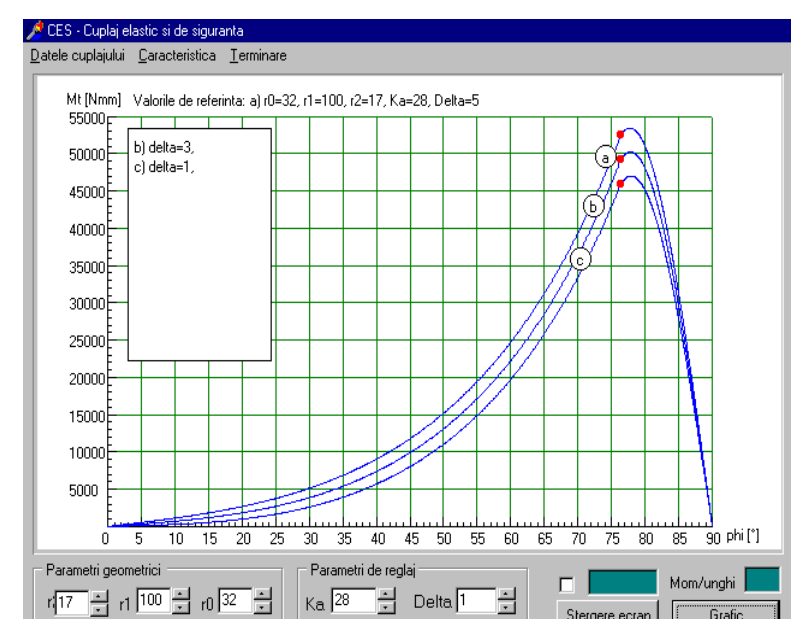
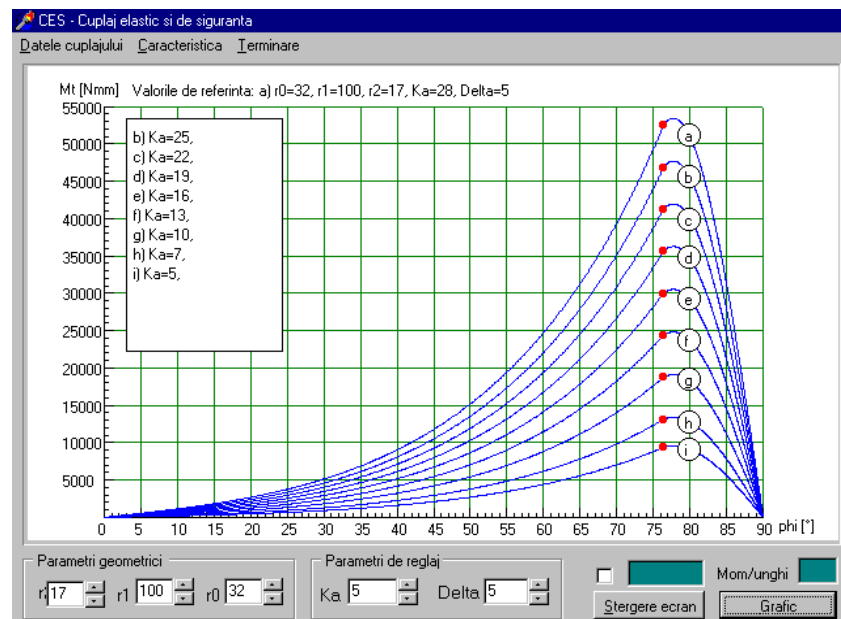
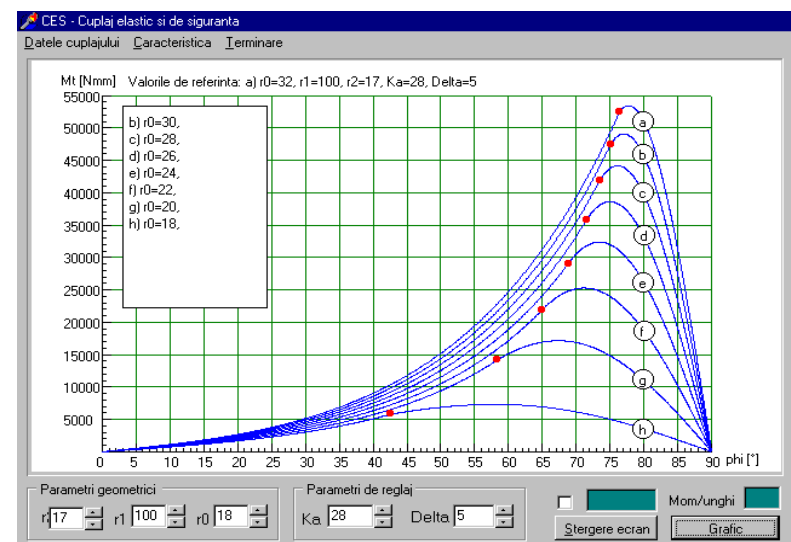
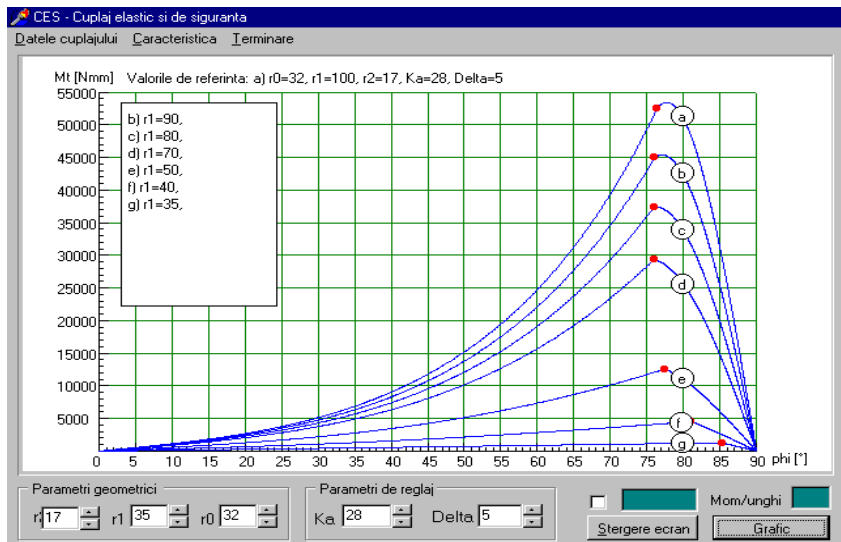


Se prezintă caracteristicile cuplajului pentru diferite valori ale parametrilor geometrici și de reglaj plecând de la caracteristica inițială descrisă prin următoarele valori de referință, înscrise în fiecare diagrama

- r_0 – raza cercului de bază a camei, $r_0 = 32$ mm;
- r_1 – raza de curbură a profilului camei, $r_1 = 100$ mm;
- r_2 – raza de racordare a pofilelor camei, $r_2 = 28$ mm;
- K_a – rigiditatea arcului elicoidal de compresiune, $K_a = 28$ N/mm;
- δ - deformația inițială a arcului elicoidal de compresiune $\delta=5$ mm

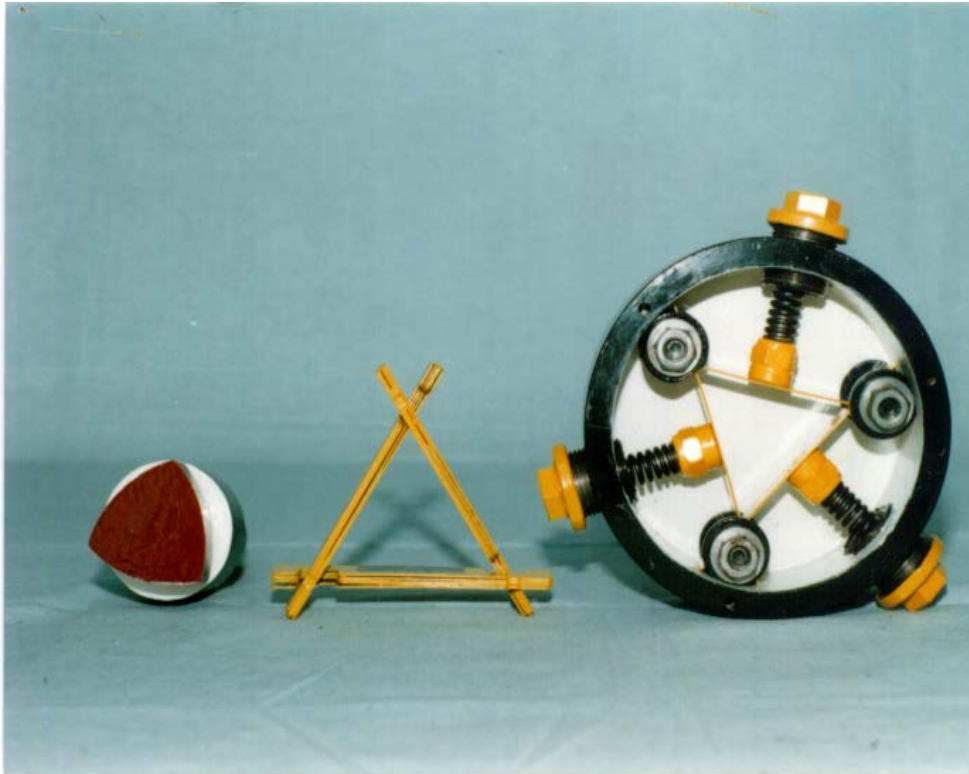


6. Studiul influenței elementelor componente ale cuplajelor asupra momentului de torsiune și a caracteristicii elastice

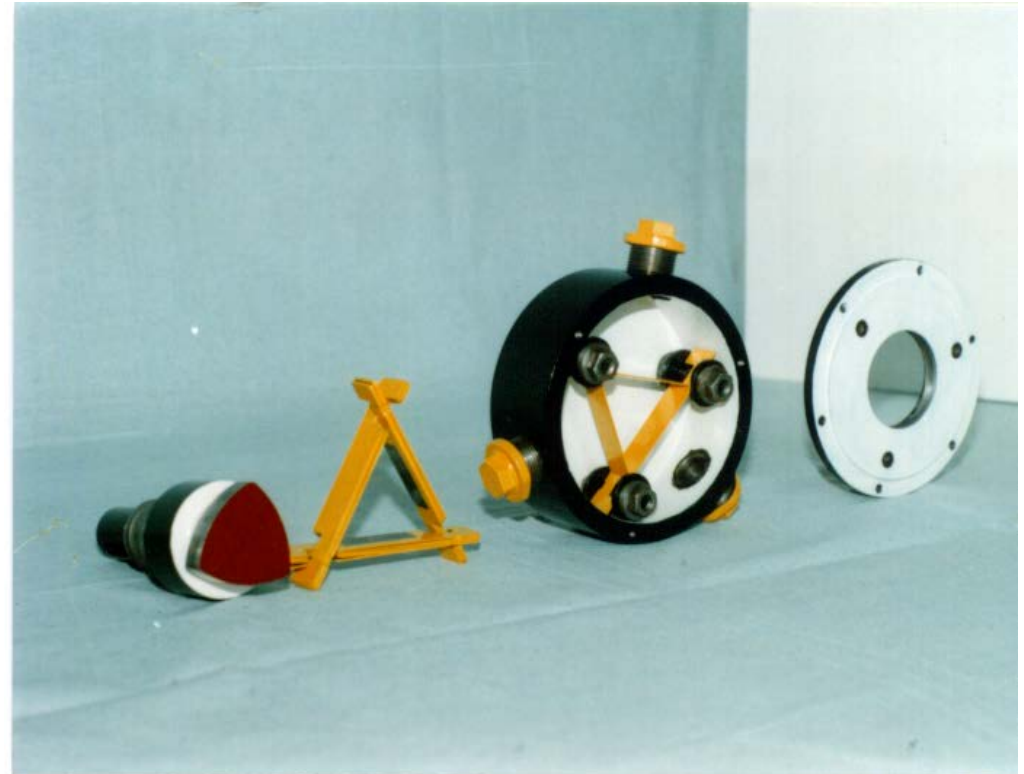


7. Variante constructive de cuplaje elastice și de siguranță

7.1. Cuplaje elastice și de siguranță cu tacheți plați de translație

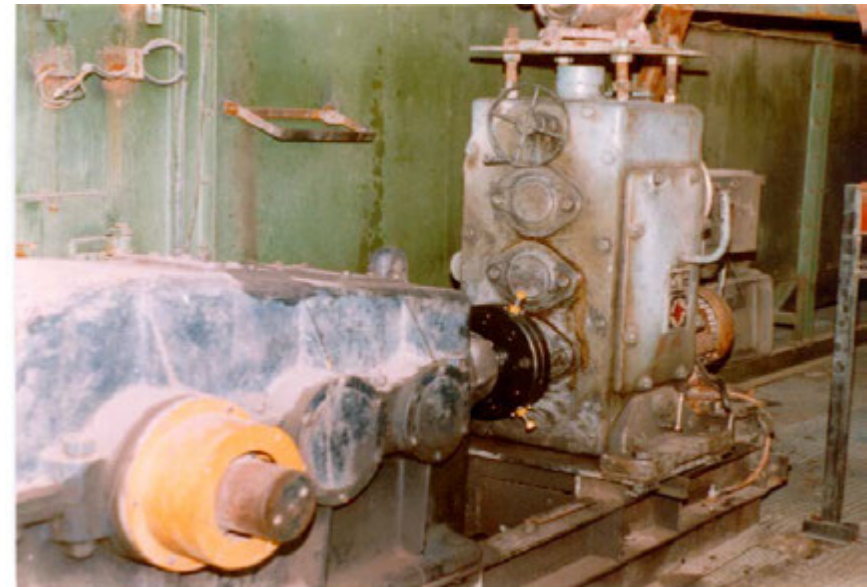
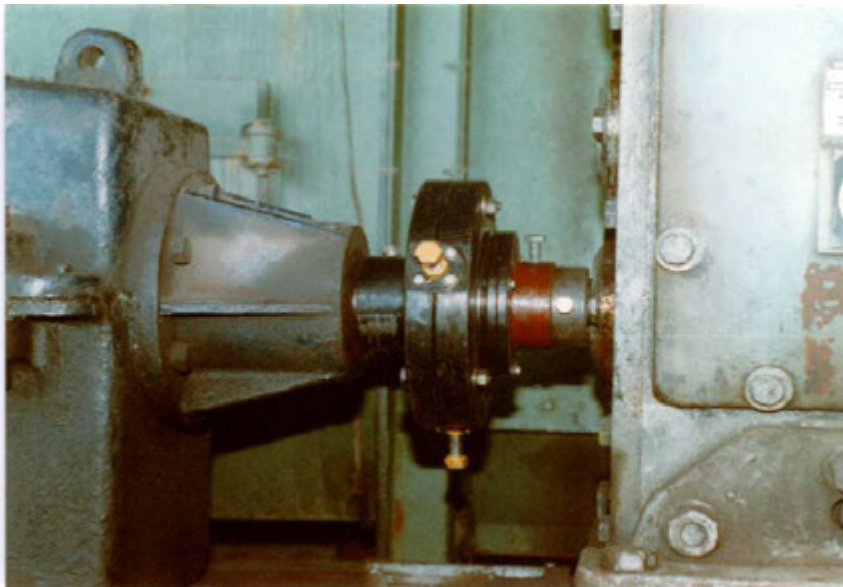


7.2. Cuplaje elastice și de siguranță cu arcuri lamelare dispuse echiunghiular



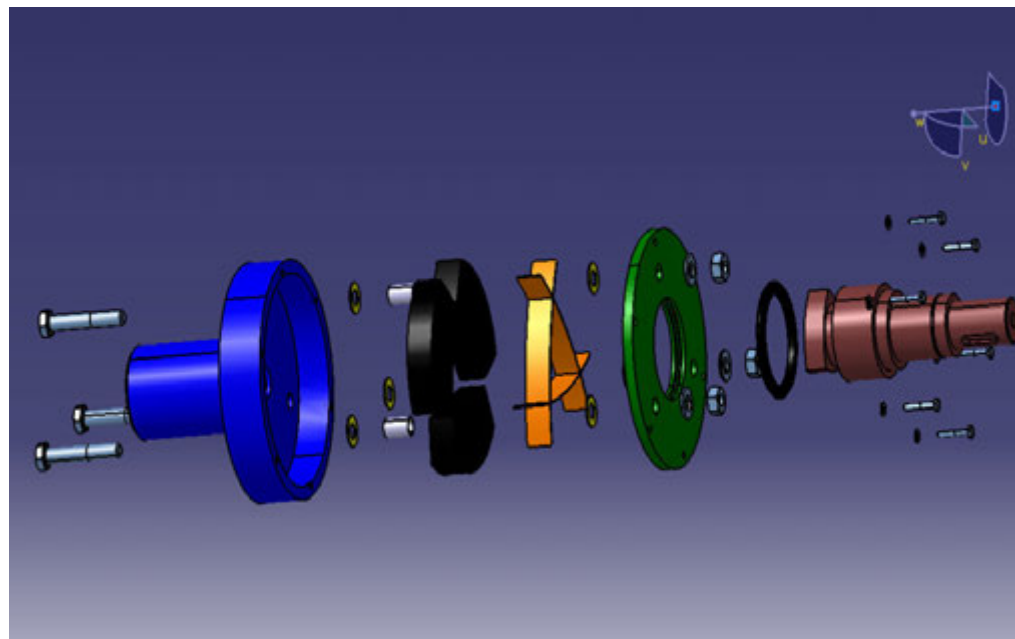
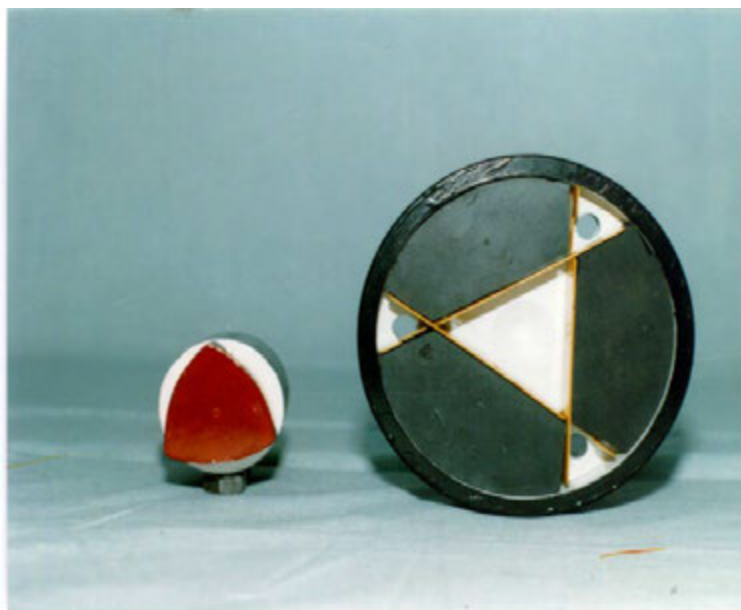
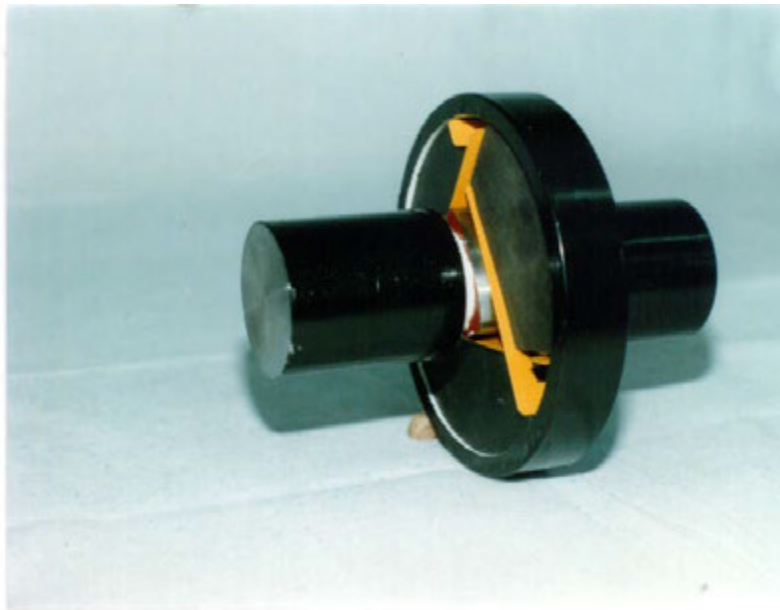
7. Variante constructive de cuplaje elastice și de siguranță

7.3. Cuplaje elastice și de siguranță cu arcuri lamelare dispuse echiunghiular și arcuri elicoidale de compresiune

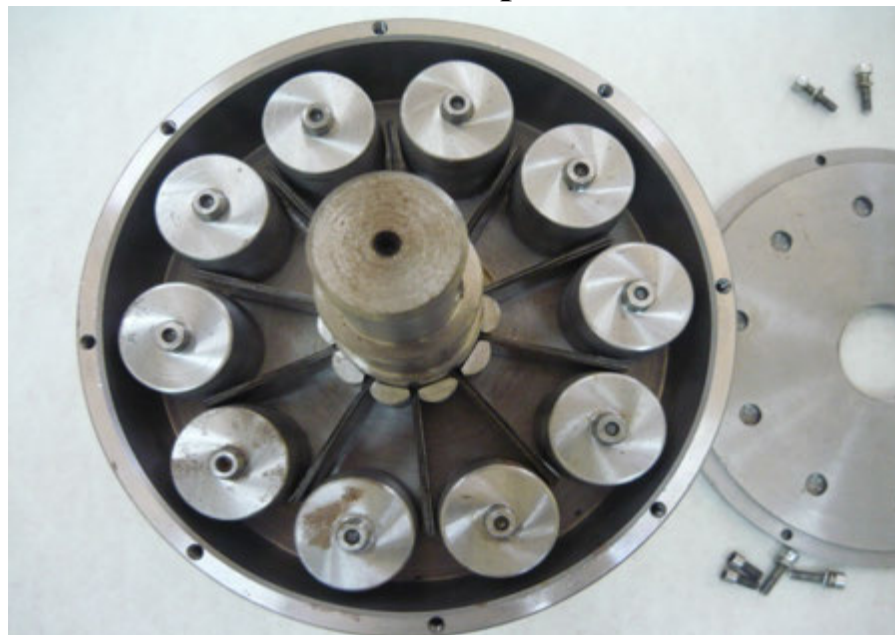


7. Variante constructive de cuplaje elastice și de siguranță

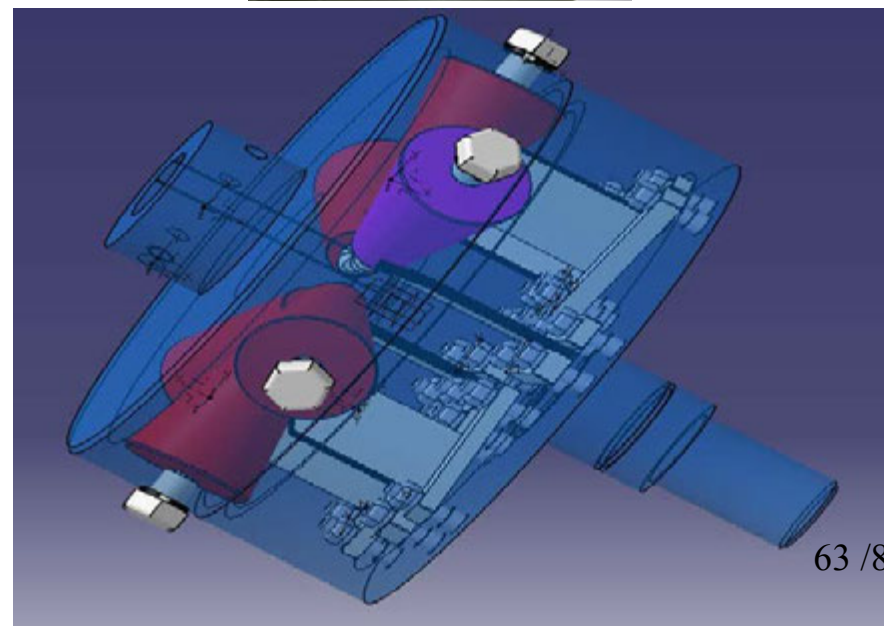
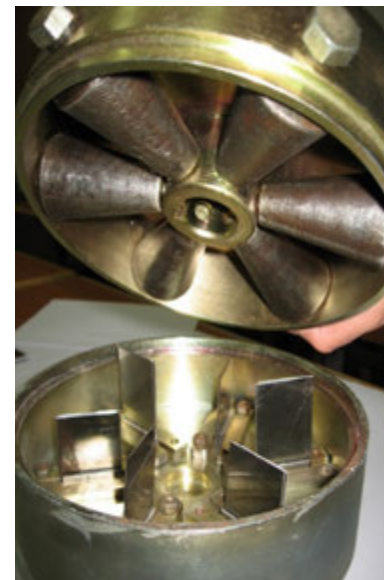
7. 4. Cuplaje elastice și de siguranță cu arcuri de cauciuc în formă de saboți



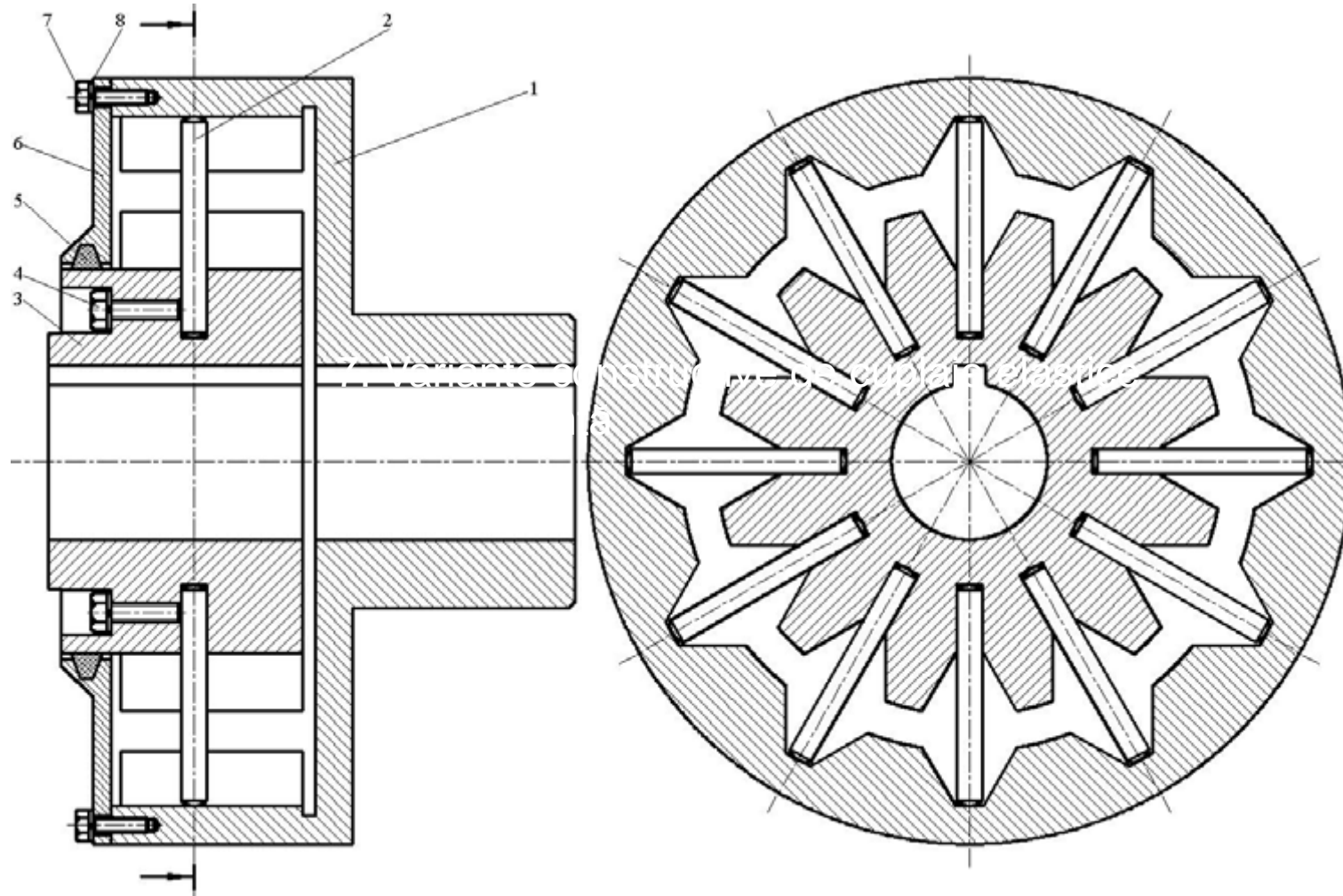
7.5. Cuplaje elastice și de siguranță cu arcuri lamelare dispuse radial



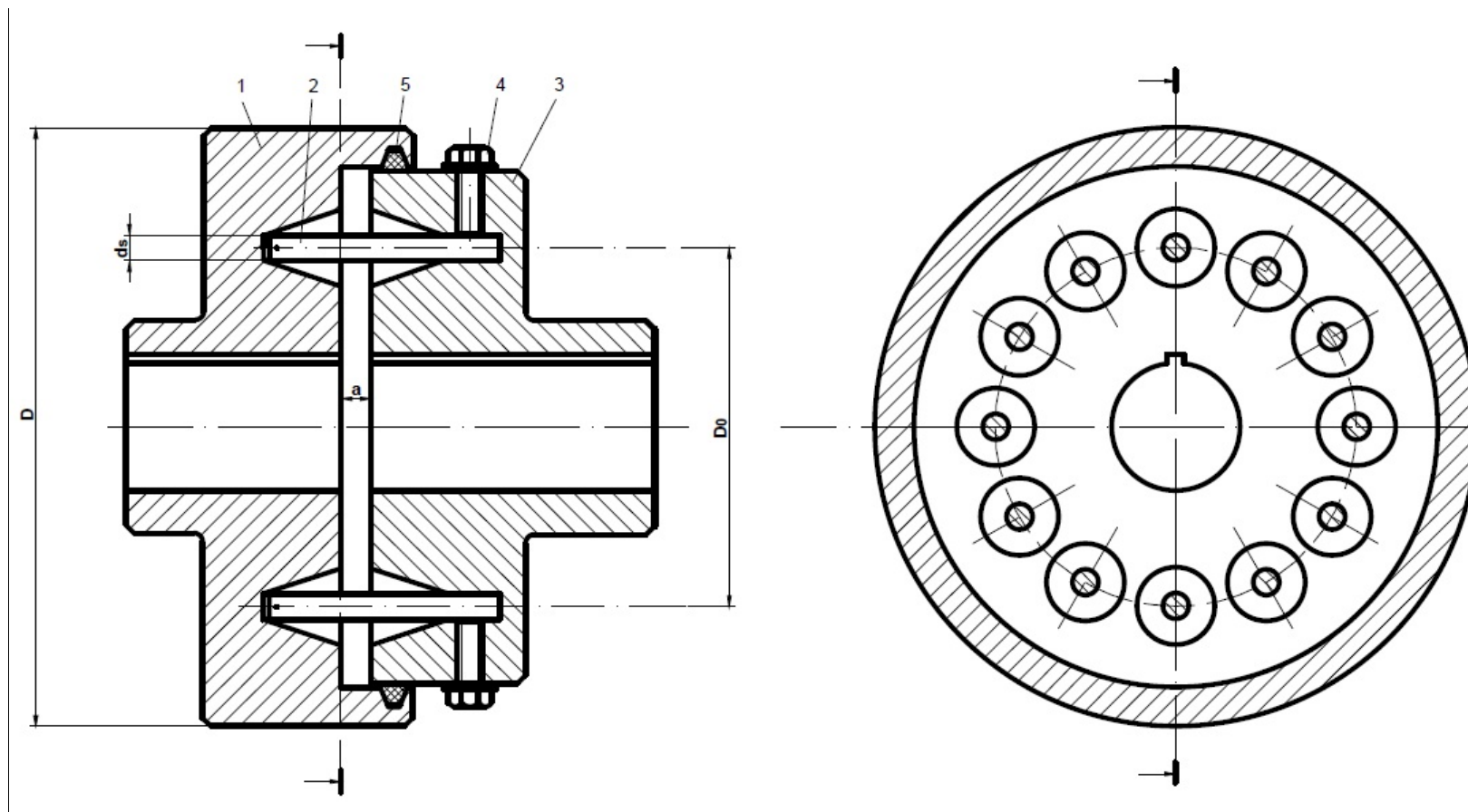
7.6. Cuplaje elastice și de siguranță cu role conice dispuse radial și elemente elastice dispuse axial



7.7. Cuplaje elastice și de siguranță cu știfturi elastice dispuse radial



7.8. Cuplaje elastice și de siguranță cu știfturi elastice dispuse axial



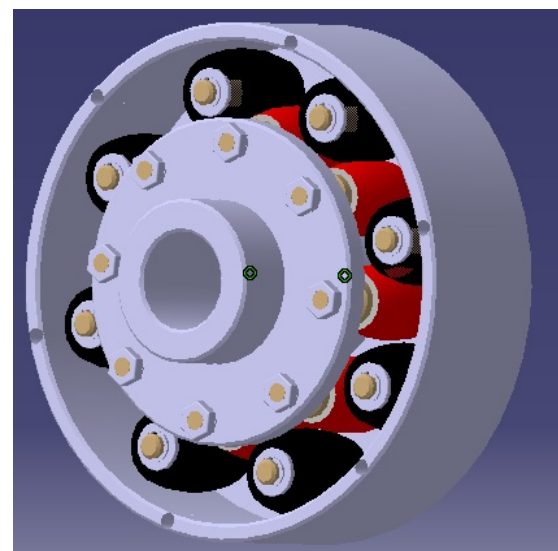
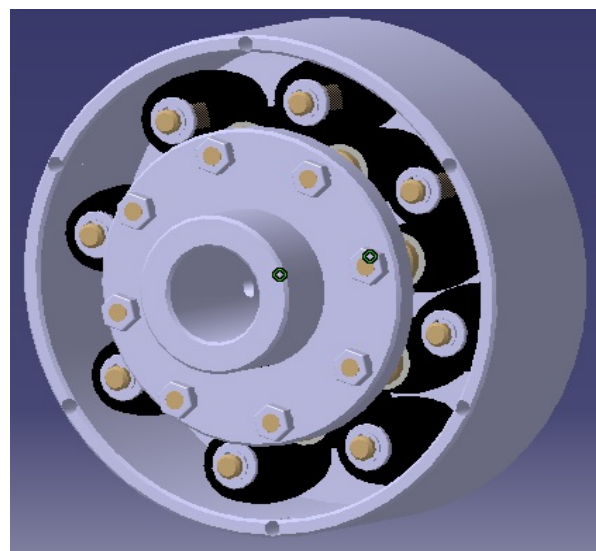
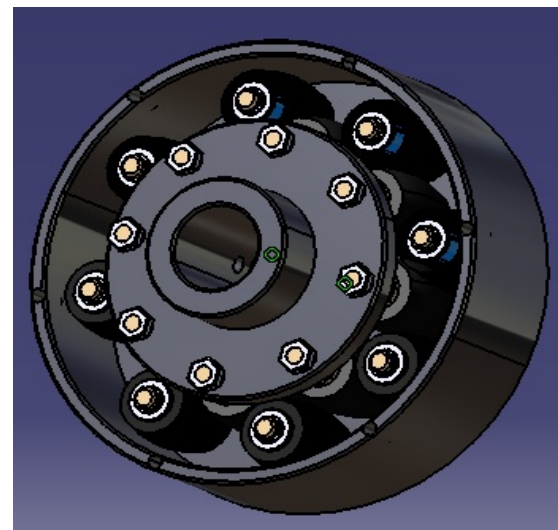
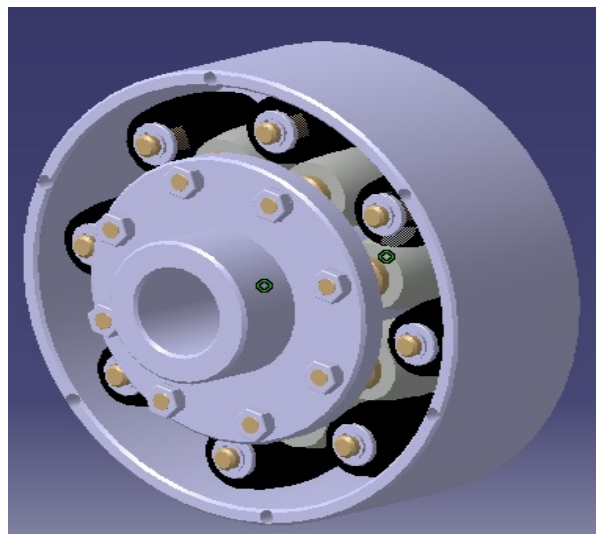
7.9 Cuplaje elastice și de siguranță cu role metalice și role elastice din cauciuc



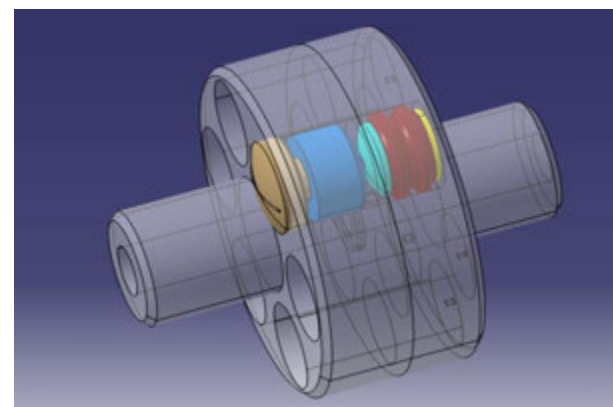
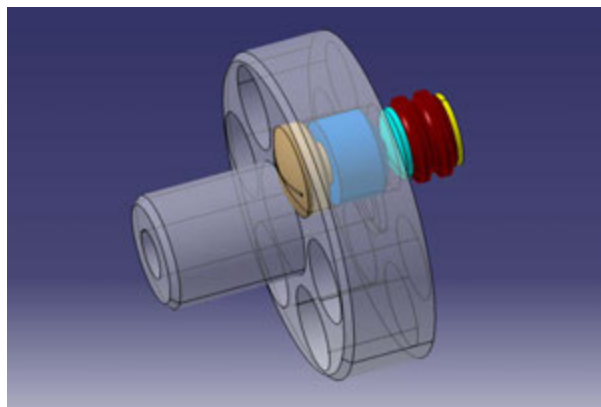
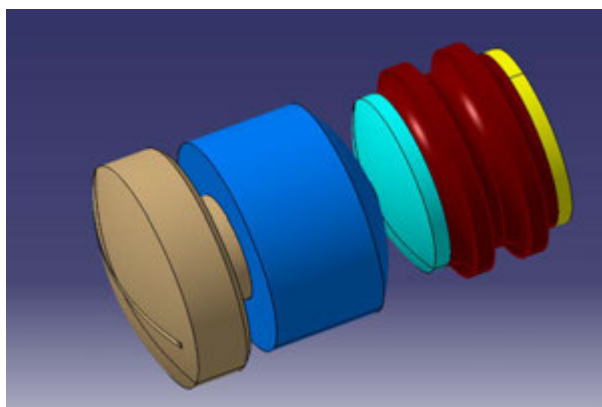
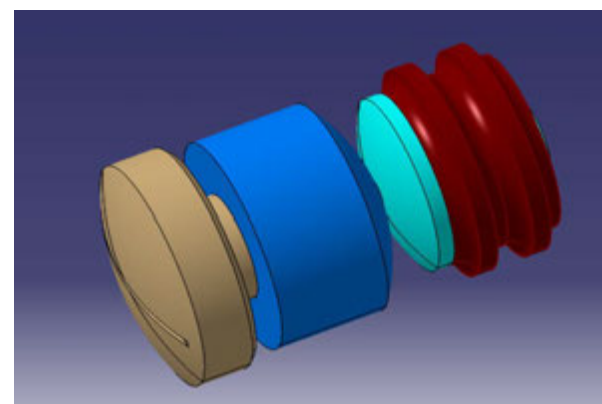
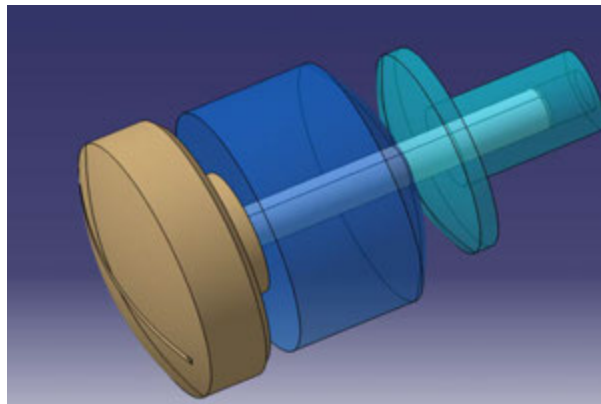
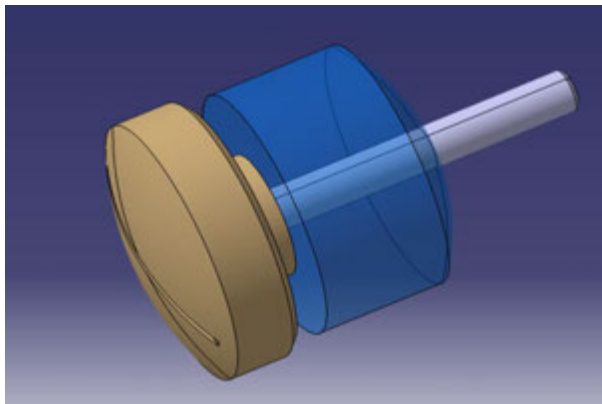
7.10. Cuplaje elastice și de siguranță cu role elastice din cauciuc



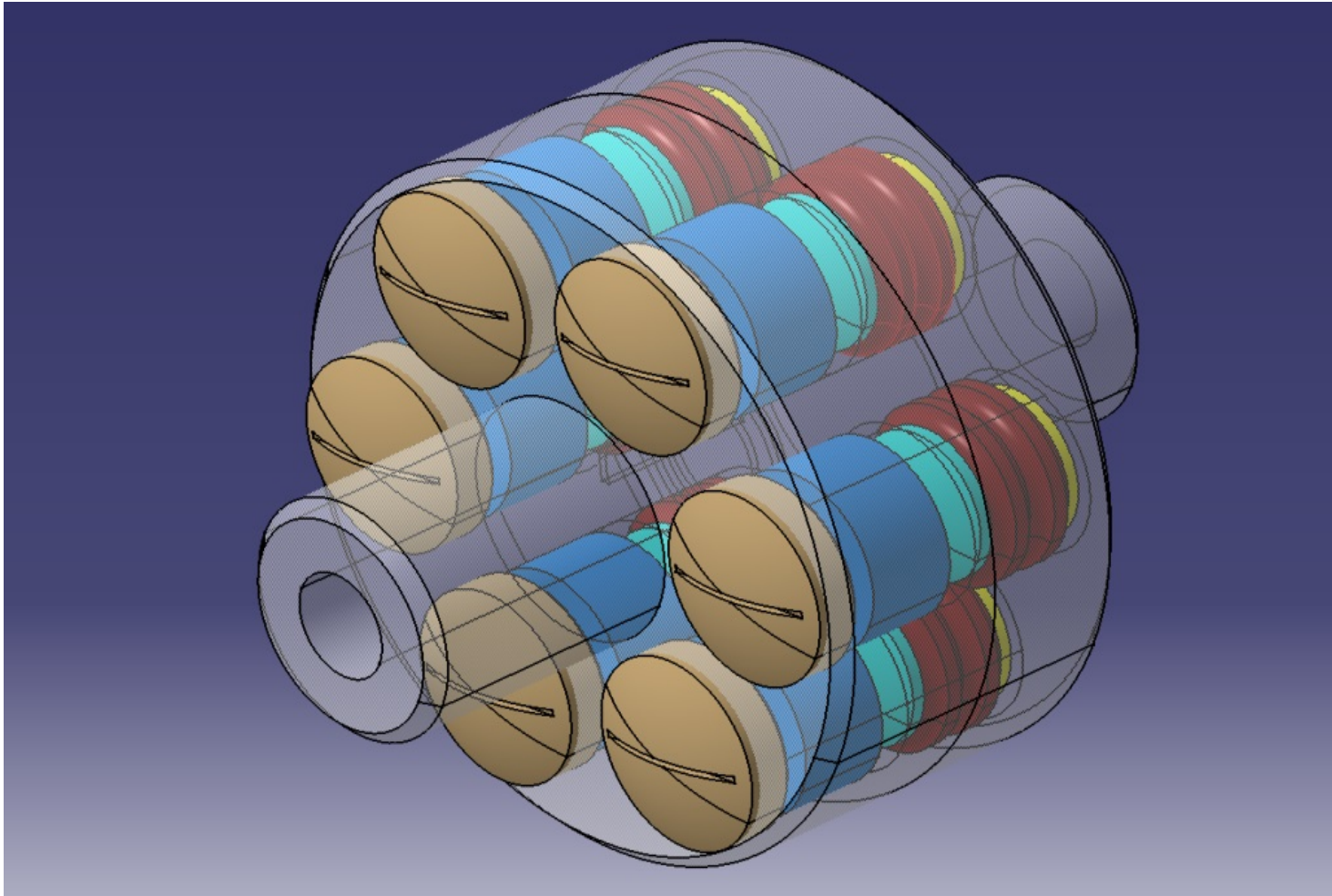
7. Variante constructive de cuplaje elastice și de siguranță



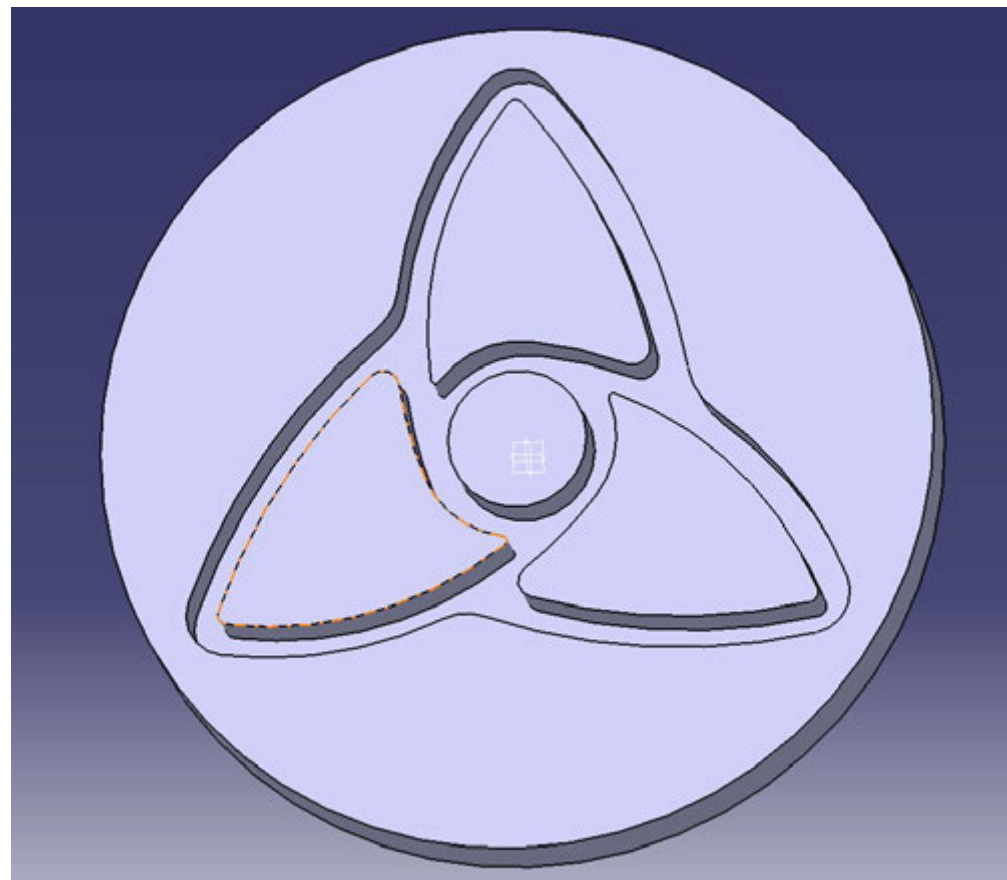
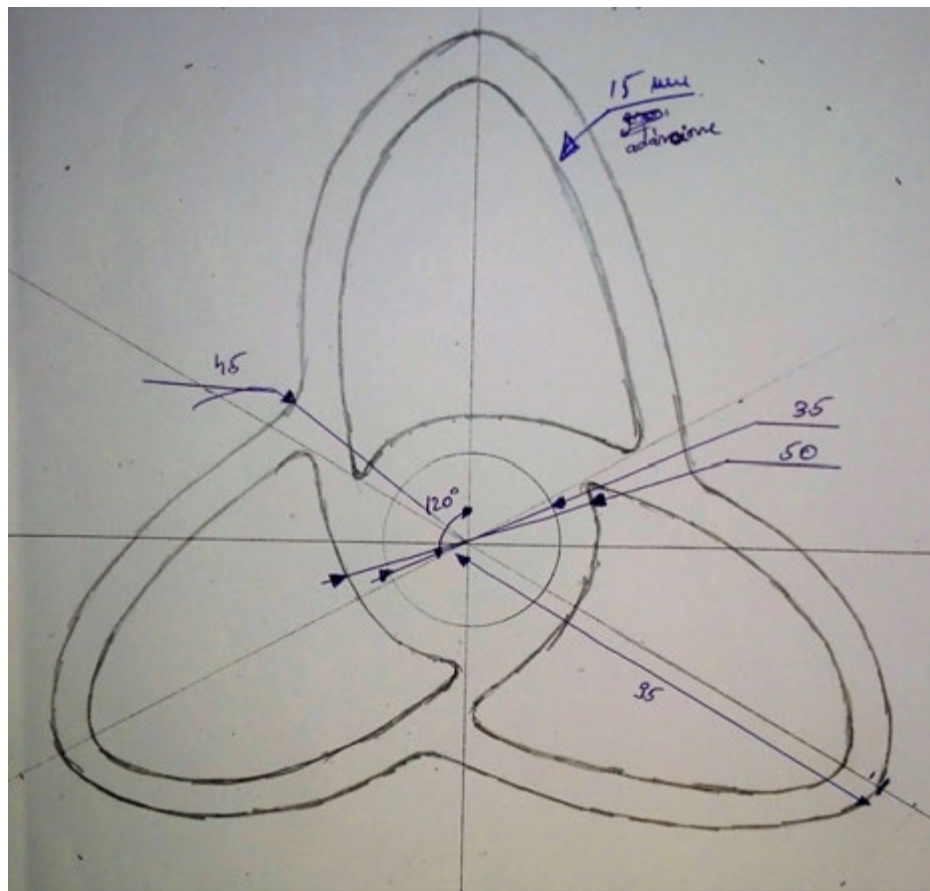
7.11. Cuplaje elastice și de siguranță cu manșoane din cauciuc și știfturi de forfecare



7. Variante constructive de cuplaje elastice și de siguranță



7.12 cuplaj elastic și de siguranță unisens

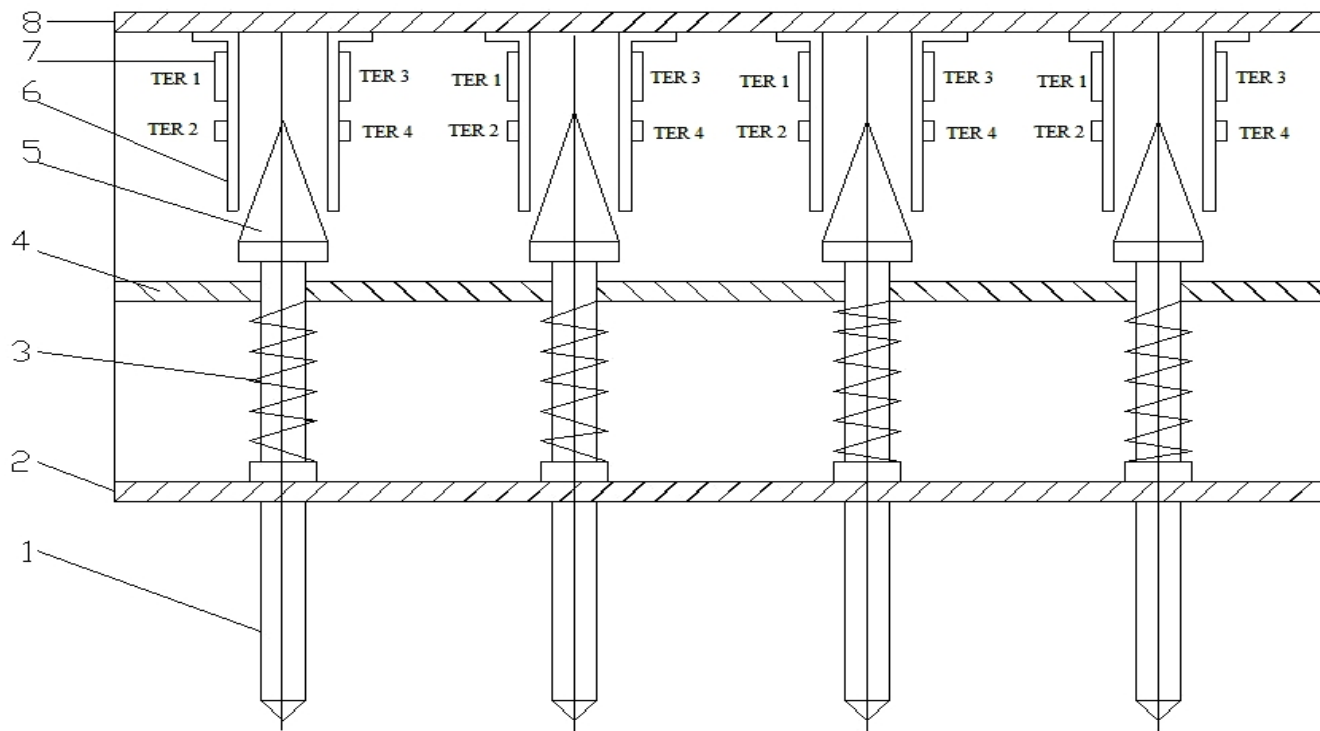


În partea a-II-a a lucrării se prezintă lucrări științifice ale autorului în domeniul senzorilor pentru robotică. Domeniul de cercetare are la bază utilizarea de senzori realizați pe principiul tensometriei electrice:

- Sistem senzorial tactil 3D;
- Senzori pentru determinarea prehensiunii și a alunecării;
- Sistem senzorial pentru determinarea forțelor și momentelor pe trei direcții.

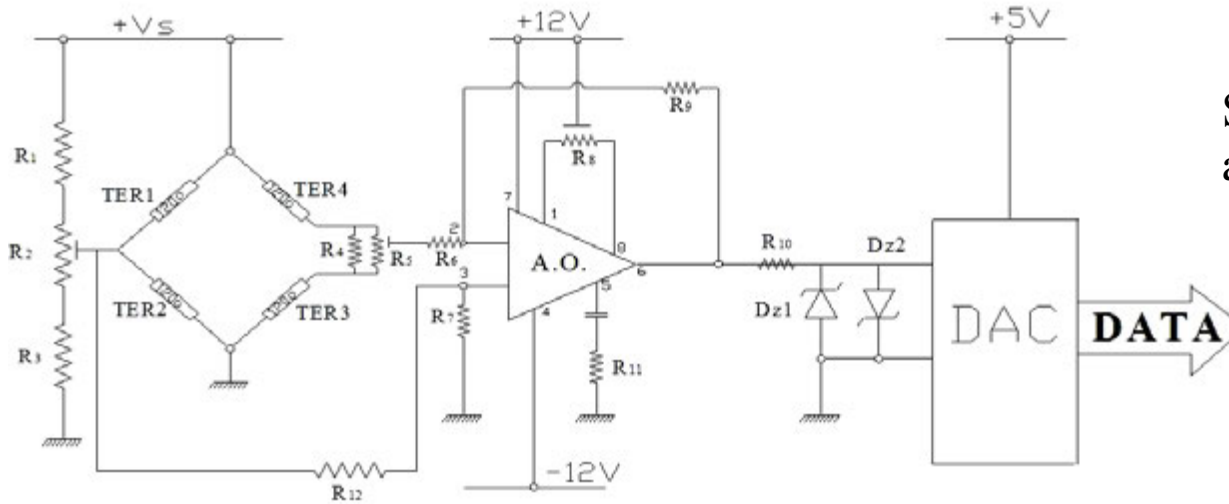
Sistemele senzoriale tactile pot da informații vizuale atunci când robotul începe să strângă un obiect. Robotul trebuie să lucreze cu obiecte pe care le manipulează direct și să interacționeze în condiții de siguranță

Sistemul senzorului tactil 3D are ca element de bază celula tactilă

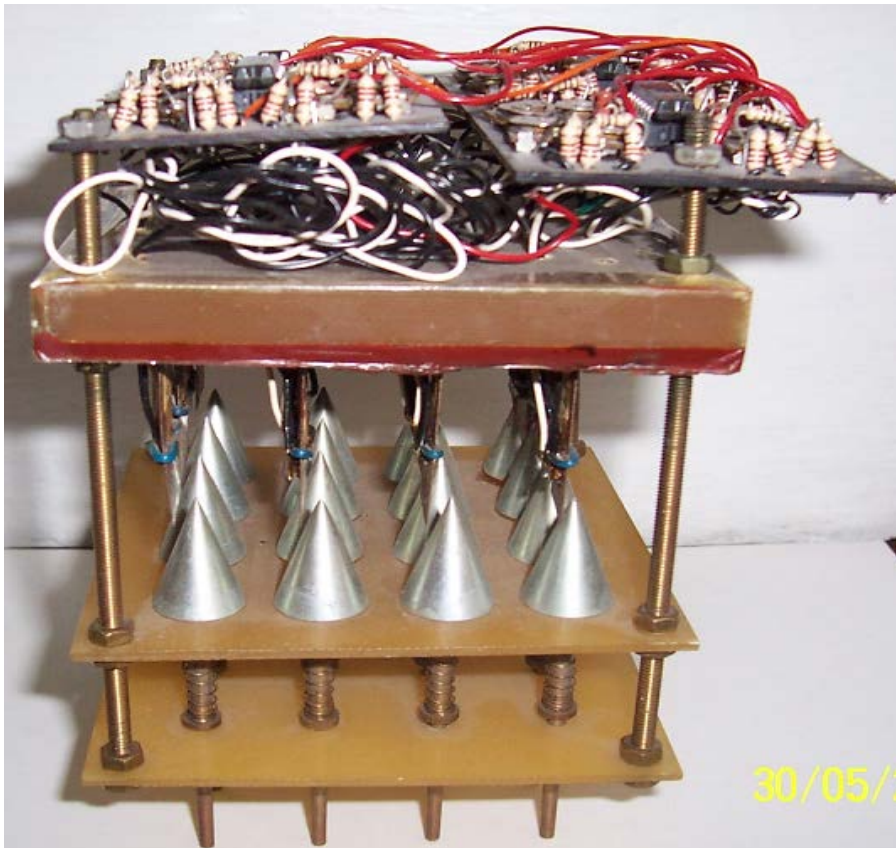


II. Senzori pentru roboti industriali

9. Sistem senzorial tactil 3D



Schema electrică de interfațare a celulei tactile



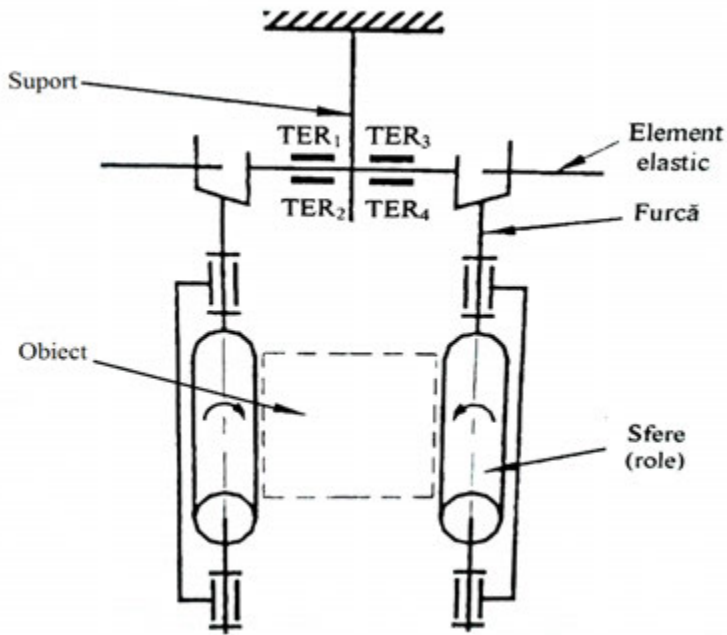
Fotografia sistemului senzorial tactil cu detecție tensometrică

O bună estimare a prehensiunii, constă în verificarea mobilității relative a obiectului într-un prehensur.

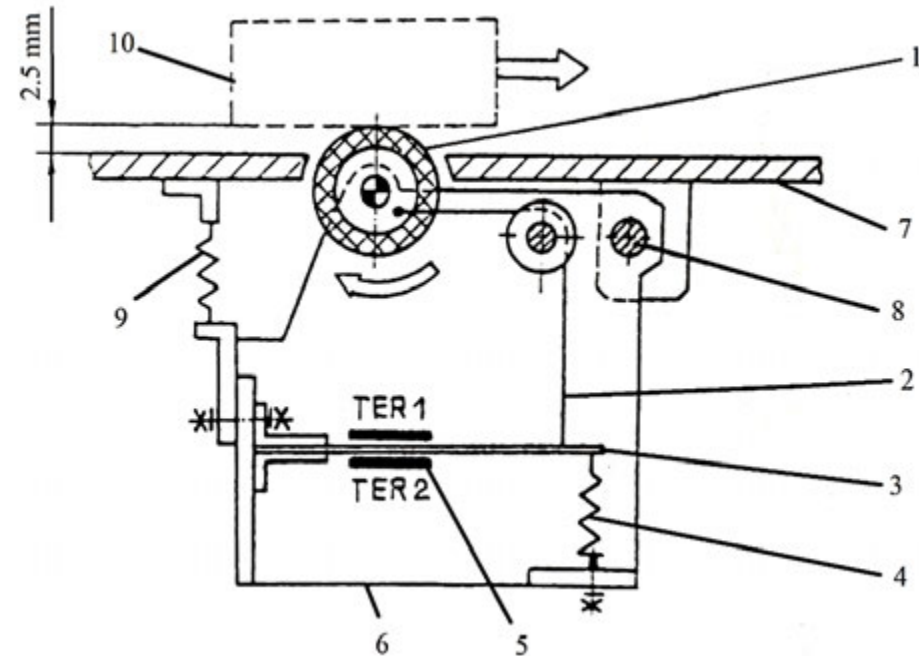
Pentru o bună prindere a obiectelor se impun factori de calitate a prehensiunii, și anume:

- natura materialului obiectului ce urmează să fie manipulat;
- viteza de deplasare din cuplurile cinematice;
- greutatea obiectului preluat;
- viteza de răspuns și eficiența sistemelor de frânare cu care sunt dotate sistemele de comandă;
- timpul de detectare a alunecării din momentul prehensiunii.

Senzor de alunecare cu role

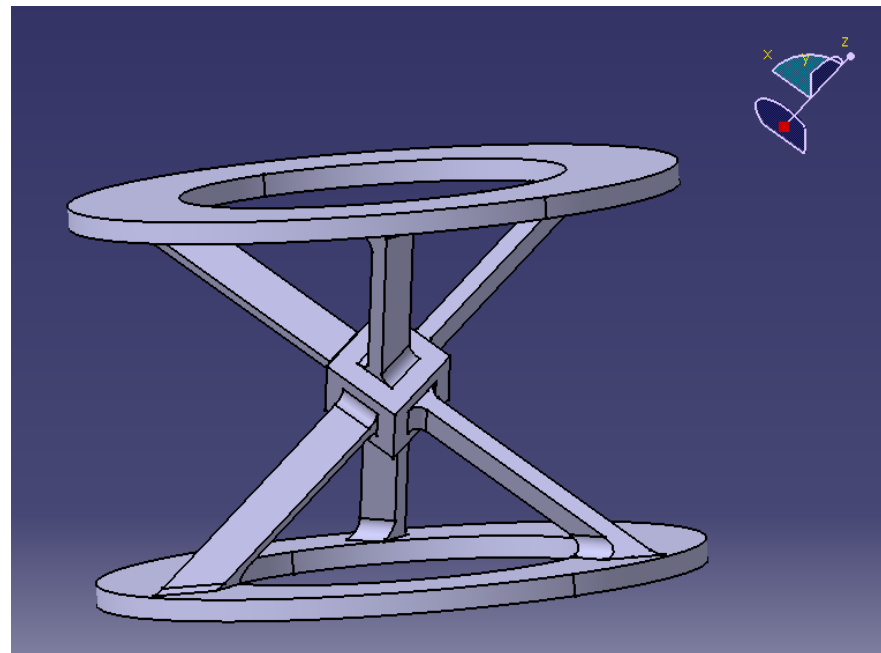
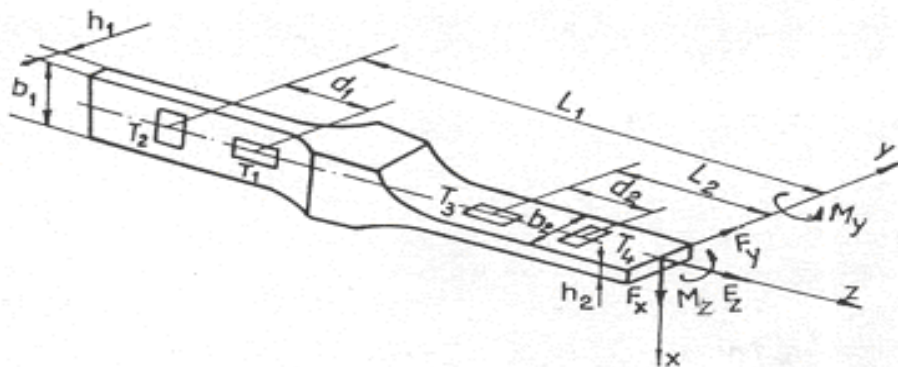


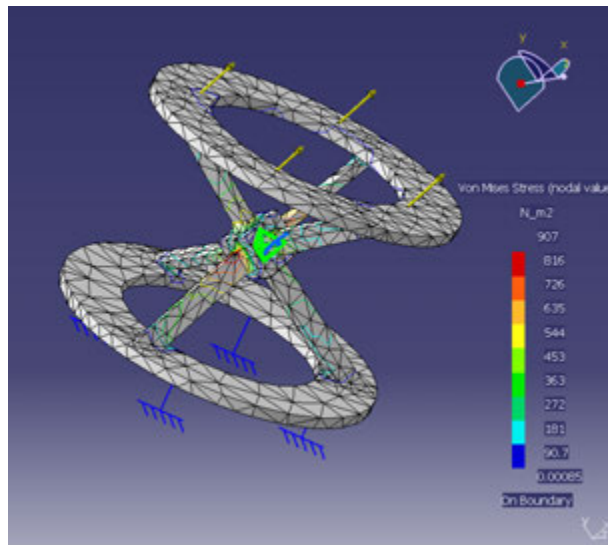
Senzor de forță și alunecare cu role



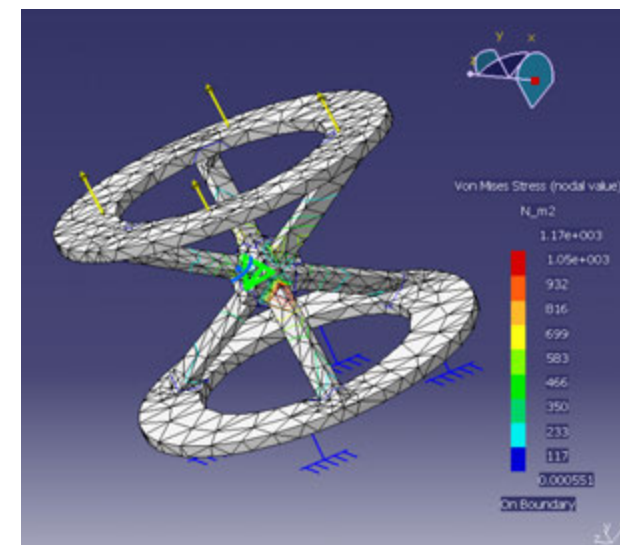
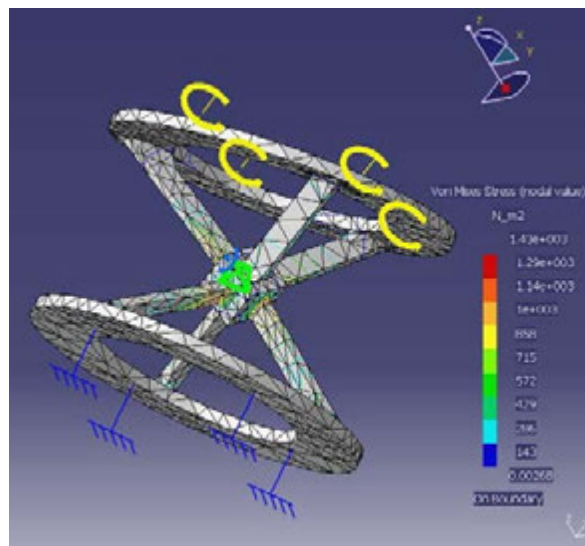
Interacțiunea robot – mediu se manifestă prin contactul fizic cu diferite obiecte din spațiul de lucru, ceea ce impune determinarea acestor forțe și momente

Forma constructivă a elementului elastic suport care este folosit pentru a determina două sau trei componente ale forței de interacțiune a robotului cu mediul.

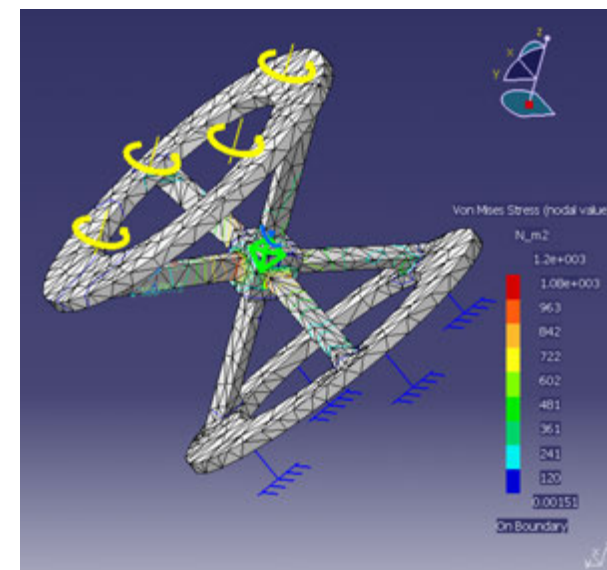
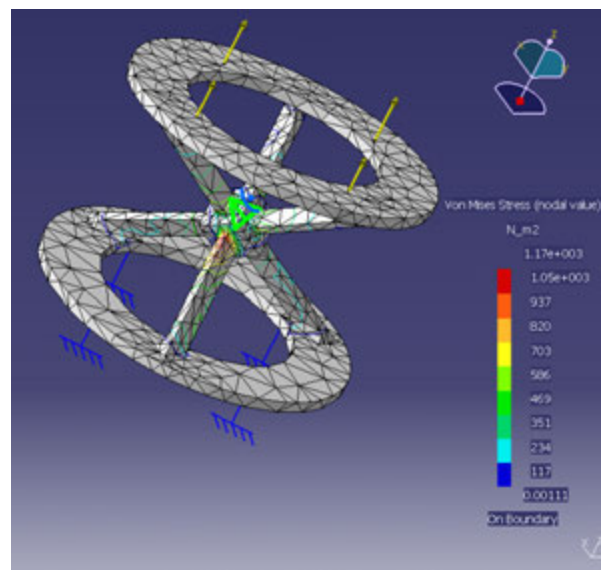
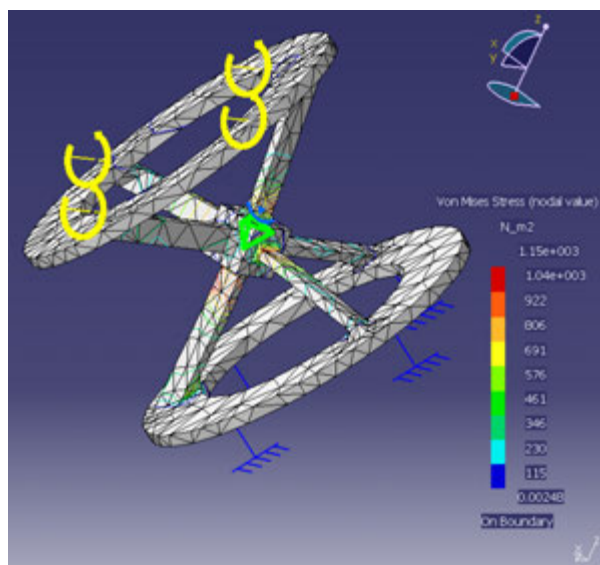




Tensiunile și deformațiile pe axa OX pentru F_x și M_x



Tensiunile și deformațiile pe axa OY pentru F_y



Tensiunile și deformațiile pe axa OY pentru M_y

Tensiunile și deformațiile pe axa OZ pentru F_z și M_z

- În anul 1994 am înființat Laboratorul de Senzori și Traductoare pentru Roboți Industriali elaborând lucrările aferente disciplinei în concordanță cu planul de învățământ și fișa disciplinei.
- În anul 2006 am înființat Laboratorul Acționarea, Comanda și Controlul Sistemelor Mecanice.

În activitatea didactică desfășurată din 1992 și până în prezent, am fost titular la următoarele discipline:

- Organe de mașini (activități de laborator și proiect specializarea Automobile Rutiere);
- Senzori și traductoare pentru roboți industriali (specializarea Roboți Industriali);
- Încercarea și testarea roboților industriali (specializarea Roboți Industriali);
- Interfațarea sistemelor senzoriale (specializarea Studii aprofundate Robotică);
- Acționarea, comanda și controlul sistemelor mecanice (specializarea Design Industrial);
- Acționarea comanda și controlul sistemelor mecanice (specializarea Industrial Design, Ingineria Designului de Produs în engleză);
- Încercarea și testarea produselor (specializarea Design Industrial);
- Sisteme de măsură, comandă și control (specializarea Ingineria Surselor de Energii Regenerabile);
- Comandă și control (automatizarea proceselor tehnologice) (specializarea Ingineria și Protecția Mediului în Industrie; specializarea Ingineria Valorificării Deșeurilor);
- Ingineria Controlului Sistemelor / Control Engineering (master, specializarea Design Industrial)

În activitatea didactică desfășurată din 1992 și până în prezent, am fost titular la următoarele discipline:

- Organe de mașini (activități de laborator și proiect specializarea Automobile Rutiere);
- Senzori și traductoare pentru roboți industriali (specializarea Roboți Industriali);
- Încercarea și testarea roboților industriali (specializarea Roboți Industriali);
- Interfațarea sistemelor senzoriale (specializarea Studii aprofundate Robotică);
- Acționarea, comanda și controlul sistemelor mecanice (specializarea Design Industrial);
- Acționarea comanda și controlul sistemelor mecanice (specializarea Industrial Design, Ingineria Designului de Produs în engleză);
- Încercarea și testarea produselor (specializarea Design Industrial);
- Sisteme de măsură, comandă și control (specializarea Ingineria Surselor de Energii Regenerabile);
- Comandă și control (automatizarea proceselor tehnologice) (specializarea Ingineria și Protecția Mediului în Industrie; specializarea Ingineria Valorificării Deșeurilor);

Proiecte internaționale educaționale:

- **Specializare robotică**, oct. 1994 - feb 1995, Institutul Național de Științe și Tehnici Nucleare, Saclay, Laboratorul de Robotică, Paris;
- **Specializare formare continuă**, 16 oct. – 29 oct. 2000, Academia din Strasbourg, Departamentul de formare continuă a cadrelor didactice din învățământ, DOFCO, CAFCO Strasbourg;
- **Specializarea în domeniul Îmbunătățirea competențelor în reciclarea deșeurilor și dezvoltarea durabilă**. Leonardo da Vinci Proiect No. RO-1005- 95102-Ex, Euro-Expert-Consult Stuttgart, Germania 11.06.2006 – 24.06.2006.

Activitate de cercetare poate fi sistematizată după cum urmează:

- **Cărți 4** (din care unic autor – 2, prim autor – 2)
 - **Stroe, I.,** Samoilă, C., Ursuțiu, D., Jinga V., Physics of Sensors. Editura Universității “Transilvania” din Brașov, 2015. ISBN 978-606-19-0610-9.
 - **Stroe, I.** Încercarea și testarea produselor. Editura Universității “Transilvania” din Brașov, 2007. ISBN 973-973-598-1297.
 - **Stroe, I.,** Eftimie, E. Cuplaje elastice și de siguranță. Editura Ecran Magazin, Brașov, 2001. ISBN 973-8281-00-8.
 - **Stroe, I.** Senzori pentru robotică. Editura Universității “Transilvania” din Brașov, 2000 ISBN 973 - 9474 - 66 - 7.
- **Cărți 3** (coautor, scris capitolul Cuplaje elastice și de siguranță - unic autor)
 - Jula, A., Mogan, Gh., Dudita, Fl., Diaconescu, D., Chișu, E., Moldovean, Gh., **Stroe, I.,** Eftimie, E., Lateș, M., Budală, A., Cristescu, R., Radu, M. Cuplaje mecanice cu contacte mobile. . Editura LUX LIBRIS, Brașov. 2003. ISBN 973-635-097-7.
 - Chișu, E., Moldovean, Gh., Velicu, D., Mogan, Gh., Jula, A., Florea, V., Eftimie, E., Velicu, R., **Stroe, I.,** Lateș, M. Cuplaje mecanice intermitente și cu contacte mobile. Editura LUX LIBRIS, Brașov. 1999. ISBN 973 – 9428 – 19 – 0.
 - Chișu, E., Moldovean, Gh., Velicu, D., Mogan, Gh., Jula, A., Florea, V., Eftimie, E., Velicu, R., **Stroe, I.** Cuplaje mecanice intermitente. Editura LUX LIBRIS, Brașov, 1998. ISBN 973 – 9240 – 58 – 5.

- *Articole în reviste Web of Science 5*
- *Articole în reviste cotate BDI 43*
- *Lucrări în volumele conferințelor internaționale și naționale 127*
- *Brevete de invenție*
 - Rădulescu, C. D., Iulian, L., Achiriloaie, I., **Stroe, I.**, Mogan Gh., Radu, A. Sistem de sesizare a realizării prehensiunii. Certificat de inventator nr. 91061, 1988.
 - **Stroe, I.**, Jula, A., Chișu, E. Cuplaj elastic și de siguranță. Brevet de invenție nr. 110856 B1/1996.
- *Proiecte de cercetare-dezvoltare pe bază de contract/grant*
 - **EAST_INNO_TRANSFER**
(*Supporting Innovation and Fostering Knowledge Transfer in the New EU Member States – Sprijinirea inovării și facilitarea transferului de cunoștințe în noile state membre UE*), buget total de 62 500 Euro, aprobat în cadrul proiectului DISTRICT+, buget total de 374 396 Euro. Proiectul a fost co-finanțat prin Programul INTERREG IVC al Comisiei Europene, Axa prioritară 1 - „Inovarea și economia cunoașterii” și s-a derulat în perioada mai 2011 – mai 2013.

- Contract No. 9395 / 13.07.2009. Evaluation of steel quality (chemical composition, microstructure-inclusions), accuracy of processing according to ISO 1132/DIN 620, rollers, raceways and ribs profiles and roughness, rollers and rings hardness (surface and core), surface cracks, inspection of the bearings manufactured by RKB Holding
Contract Manager: Ioan STROE Partener: RKB EUROPE Holding Elvetia,
- *Membru în cadrul unor comitete științifice*
 - Membru în comitetul științific și de organizare al Simpozionului național Prasic'06, Brașov, 9 – 10 Noiembrie, 2006.
 - Membru în comitetul de organizare ROBOTICS'08, 13 – 14 November, 2008, Brașov.
- *Afilieri la organizațiile profesionale*
 - 1990 – în prezent – membru al Asociației Române pentru Teoria Mecanismelor și Mașinilor.
 - 1990 – în prezent – membru al Asociației Române de Robotică.
 - 1996 – în prezent – membru al Asociației Generale a Inginerilor din România.
 - 2001 – membru fondator al Asociației Inginerilor în domeniul Transmisiilor Mecanice.

Activitățile de cercetare desfășurate în Departamentul Design de Produs Mecatronică și Mediu, Laboratorul de Mecatronică și sisteme senzoriale, vor continua problematica abordată până în prezent. Îndrumarea de proiecte de licență și master: În acest sens îmi propun dezvoltarea următoarelor direcții de cercetare: .

- *În domeniul roboților*
 - dezvoltarea de noi senzori de proximitate, de forță, de alunecare;
- *În domeniul sistemelor de comandă control a transmisiilor mecanice*
 - studiul transmisiilor mecanice utilizând elemente de execuție de tip electric: mcc, mpp
- *În domeniul cuplajelor mecanice*
 - proiectarea și realizarea unor noi soluții constructive de cuplaje elastice și de siguranță;
 - modernizarea și dotarea standului pentru încercări dinamice cu sistem de acționare, sisteme senzoriale și softuri performante.

Pentru creșterea relevanței și impactul lucrărilor științifice îmi propun publicarea de lucrări științifice în reviste (din Web of Science) cu scor de influență ridicat și publicarea de cărți / capitole în cărți cu vizibilitate internațională. Desfășurarea de activități de brevetare atât în plan național cât și internațional va constitui de asemenea o prioritate.

Atragerea de fonduri pentru cercetare. În acest sens vor fi propuse proiecte de cercetare cu teme de actualitate axate pe domenii specifice departamentului.

Continuarea modernizării laboratorului de Mecatronică și sisteme senzoriale.

Nr. crt..	Criterii de evaluare	Minim de îndeplinit (puncte)	Valori calculate
1	Criteriul CDI - Activitate de cercetare științifică, dezvoltare tehnologică și inovare	Minim 10 puncte, din care minim 6 puncte din criteriul CDI-ART (Articole științifice publicate în reviste de specialitate cotate ISI sau în reviste/volume indexate ISI sau BDI)	CDI – 39,282 (CDI-ART-6,142)
2	Criteriul DID - Activitate didactică și profesională	Minim 10 puncte, din care minim 6 puncte din DID-MSD (Manuale-suport curs, format tipărit sau format electronic)	DID – 22,88 (DID-MSD-6,88)
3	Criteriul RIA - Recunoașterea și impactul activității	Minim 10 puncte Contribuție principală (minim 60%) în calitate de director de grant/proiect	RIA – 21,993 (RIA-director-6,086)
TOTAL		30 puncte	84,155 puncte

Vă mulțumesc pentru atenție!