

STUDIUL STRUCTURAL – CINEMATIC AL UNEI PRESE MECANICE

BURTESCU¹ Adriana Marina, CRENICEAN² Teodora,

DOBRE³ Mădălina-Adriana, ENE⁴ Gabriela

Conducător științific: Șl.dr.ing. Ileana DUGĂEȘESCU

REZUMAT: Prin această lucrare ne propunem să realizăm studiul structural-cinematic al unei prese cu genunchi. Studiul structural presupune elaborarea modelului structural, iar pe baza acestuia se va forma schema de conexiuni. Apoi se va realiza analiza cinematică, respectiv calculul parametrilor dependenți de poziții, viteze și accelerații pentru grupa modulară activă GMAI și pentru grupele modulare pasive RRR și RRT.

CUVINTE CHEIE: Prese, prese cu genunchi, analiza cinematică, diada RRR, diada RRT.

1 INTRODUCERE

Lucrarea își propune cunoașterea particularităților constructive și funcționale ale preselor și secțiunea din teoria mecanismelor care tratează problema analizei structural-cinematice.

Presă este mașina cu care se execută operația de presare a unui material. Datorită gamei largi de posibilități tehnologice, atât stanțare cât și matrițare, și productivității ridicate, presele constituie în prezent cea mai importantă grupă de mașini pentru prelucrarea la rece a metalelor.

2 EXEMPLE DE PRESE

2.1 Prese mecanice cu manivelă cu simplă acțiune (prese cu excentric)

Sunt cele mai răspândite prese la care asigurarea traiectoriei rectilinii a mișcării principale se realizează cu ajutorul a două sau patru ghidaje fixate pe batiu în lungul cărora se deplasează culisoul presei.

În figura de mai jos este prezentată schema cinematică a unei prese.

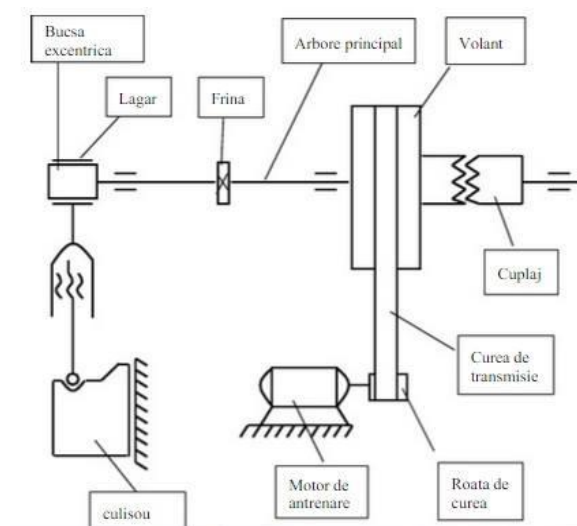


Fig. 1. Prese cu manivelă cu arborele perpendicular pe fața principală a mașinii

Această presă are marele avantaj că poate fi deservită din două direcții față și lateral.

¹ Specializarea Inginerie Economică Industrială, Facultatea IMST;

E-mail¹: adrianaburtescu@gmail.com

² Specializarea Inginerie Economică Industrială, Facultatea IMST;

Email²: crenicean.teodora@yahoo.com

³ Specializarea Inginerie Economică Industrială, Facultatea IMST;

Email³: dobre_madutzikk@yahoo.com

⁴ Specializarea Inginerie Economică Industrială, Facultatea IMST;

Email⁴: enegabriela.1994@yahoo.com

Funcționare: mișcarea este transmisă de la motorul de antrenare prin intermediul curelei de transmisie la roata volantă, de unde mișcarea este transmisă apoi la arborele principal cu ajutorul cuplajului, de unde ea ajunge la bușa excentrică de care este cuplată biela mecanismului care transformă mișcarea de rotație a arborelui motor în mișcare de translație a culisoului.

2.2 Prese cu genunchi

Acestea sunt prese ce dezvoltă forțe de presare foarte mari și care transformă mișcarea de rotație a motorului de acționare în mișcare rectilinie-alternativă cu ajutorul unui mecanism de tip genunchi format dintr-o articulație cilindrică cu trei elemente aflate în mișcare plan-paralelă.

Datorită faptului că forța dezvoltată de aceste prese este mare mai ales la sfârșitul cursei se recomandă utilizarea lor la operațiile de ștanțare, marcarea, calibrare etc.

Caracteristicile acestor prese sunt:

- productivitate mare;
- rigiditatea mare;
- precizie mare de execuție a pieselor;
- condiții optime de exploatare a matrițelor;
- forțe maxime de deformare.

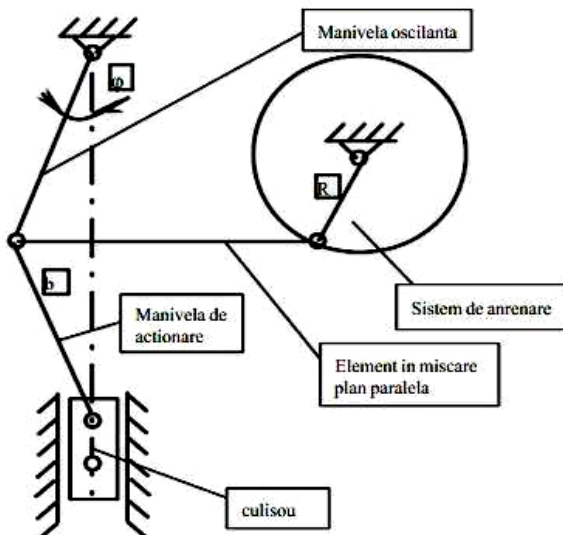


Fig. 2. Presa cu genunchi

2.3 Prese cu șurub

Sunt mașini pentru deformări plastice la care energia primită de la motorul de antrenare se transformă în lucru mecanic prin intermediul unui mecanism cu șurub. Există o varietate foarte mare

de prese cu șurub, dar cele mai răspândite sunt cele cu fricțiune, la care transmiterea mișcării de la sistemul de antrenare la mecanismul mișcării principale se face prin frecare cu ajutorul unui mecanism cu discuri frontale, conice sau cu cuplaje speciale.

2.4 Presa mecanică cu șurub cu fricțiune cu discuri frontale

În figura de mai jos este prezentată o presă mecanică.

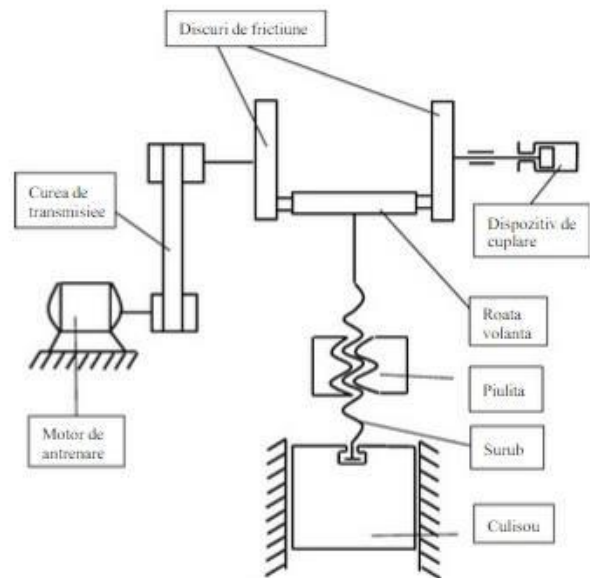


Fig. 3. Presa mecanică cu șurub cu fricțiune cu discuri frontale

Mișcarea este transmisă de la motorul de antrenare prin curea la cele două discuri de fricțiune care la rândul lor transmit mișcarea unui șurub fixat într-o piuliță și care determină coborârea și respectiv ridicarea culisoului. Presa are și un sistem de cuplare de tip piston care presează roțile de fricțiune pe suprafața de frecare a volantului și astfel realizează transmiterea mișcării. Variantele constructive ale acestor tipuri de prese sunt:

- cu două sau trei discuri;
- cu șurub mobil;
- cu piulița mobilă;
- cu discuri conice;
- cu doi volanți;
- cu un singur disc;
- cu role sau cu tamburi etc.

2.5 Prese hidraulice

Aceste prese se deosebesc de cele mecanice prin mecanismul de acționare care constă într-un cilindru și un piston acționat de un lichid sub presiune (de obicei ulei hidraulic). Presiunea necesară este produsă de o pompă antrenată de un electromotor.

Presele hidraulice se folosesc în general pentru executarea operațiilor de ambutisare dar cu ajutorul lor se pot executa și operații de ștanțare. După caracteristica operațiilor de ștanțare pe care le execută există două feluri de prese hidraulice:

- Prese de tip normal dotate și cu sisteme speciale de limitare a forței care se dezvoltă în momentul ruperii materialului.

- Prese speciale cu triplu efect pe care se montează ștanțe care au un joc foarte mic între poanson și matriță și la care conturul de ștanțat este ținut sub presiune tot timpul efectuării operației.

3 MODELAREA STRUCTURALĂ A PRESEI CU GENUNCHI

Gradul de mobilitate (M) pentru un mecanism reprezintă numărul gradelor de libertate ale acestuia în raport cu elementele fixe. Acesta se calculează cu formula:

$$M_3 = 3 \cdot n - 2 \cdot i - s \quad (1)$$

unde n reprezintă numărul de elemente mobile dintr-un sistem, i reprezintă numărul cuplelor inferioare, iar s reprezintă numărul cuplelor superioare.

N se numește numărul de contururi independente, iar calcularea acestuia este importantă deoarece furnizează numărul de ecuații vectoriale independente ce se pot scrie pentru un lanț cinematic. Formula de calcul este:

$$N = \sum c_k - n \quad (2)$$

în care:

$\sum c_k$ - reprezintă numărul total al cuplelor (inferioare și superioare);

Mecanismul plan (fig.4) este constituit din $n = 5$ elemente mobile și $i = 7$ cuple cinematice inferioare. Gradul de mobilitate este unitar, iar numărul de contururi independente este

$$N = 7 - 5 = 2.$$

În figura de mai jos este prezentată schema cinematică a mecanismului plan.

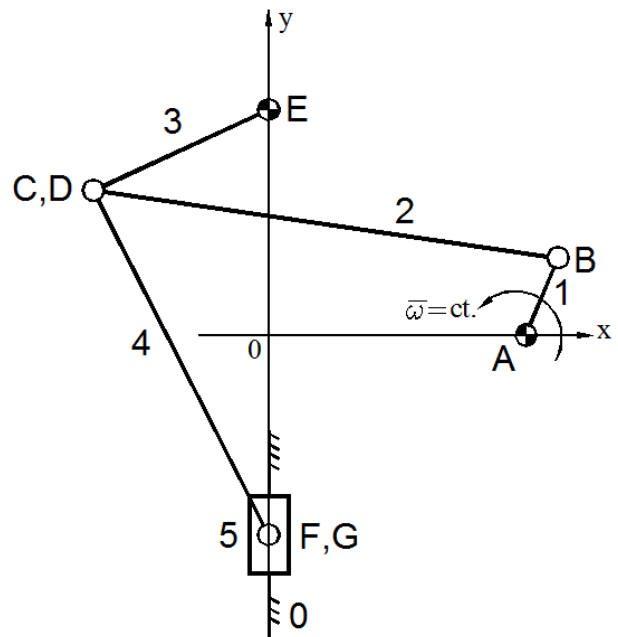


Fig. 4. Mecanism plan – Presa cu genunchi

Pe baza schemei cinemate se realizează modelul structural din Fig.5. Acesta este o reprezentare simbolică, independentă de poziția mecanismului și care are în vedere, exclusiv, clasa elementelor și natura cuplelor cinematice din sistem.

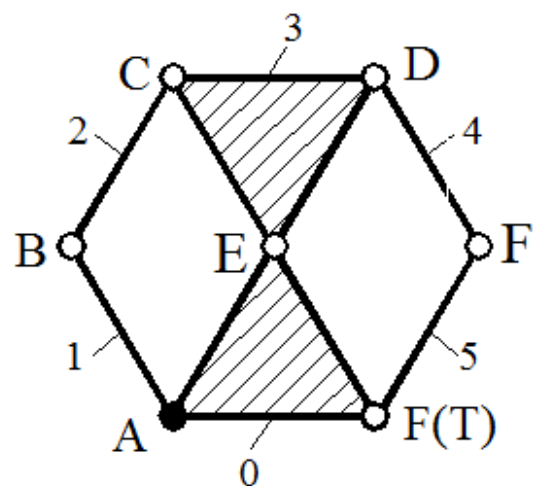


Fig. 5. Modelul structural pentru mecanismul plan din Fig. 4

Pe baza modelului structural se elaborează schema de conexiuni.

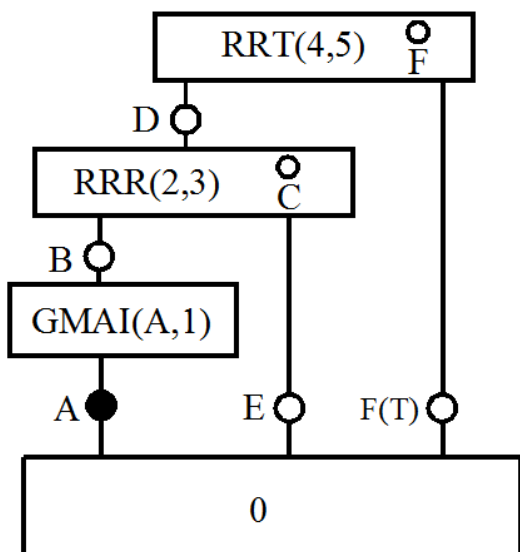


Fig. 6. Schema de conexiuni corespunzătoare schemei din Fig. 5

Mecanismul este constituit din punct de vedere structural din trei grupe modulare:

- grupa modulară activă constituită din cupla activă din A și elementul cinematic 1;
- grupa modulară pasivă de tip RRR formată din elementele cinematice 2, 3, cuplele cinematice din B și E fiind cuple cinematice potențiale;
- grupa modulară pasivă de tip RRT formată din elementele cinematice 4, 5 și cuplele D și F.

4 MODELAREA CINEMATICĂ A PRESEI CU GENUNCHI

Parametri geometrici constanți corepunzătorii fiecărei grupe modulare sunt următorii:

Grupa modulară activă GMAI (A,1) :

$$AB = 0.12$$

Grupa modulară pasivă RRR(2,3): $BC = 0.4$, $EC = 0.46$

Grupa modulară pasivă RRT(4,5): $DF = 0.25$

Se vor determina Parametri dependenți pentru fiecare grupă modulară în parte. Aceștia sunt Parametri dependenți de poziție, viteze și accelerații.

În figura de mai jos s-au pus în evidență Parametri de poziții pentru fiecare grupă modulară.

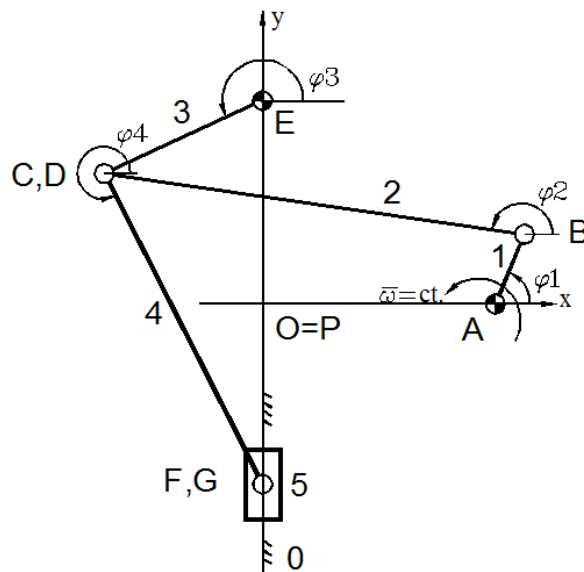


Fig. 7. Mecanism plan – Presa cu genunchi

4.1 Grupa modulară activă

În figura 8 este prezentată grupa modulară activă. Aceasta este alcătuită din cupla A și elementul 1.

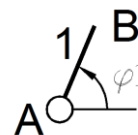


Fig. 8. Grupa modulară activă GMAI

Parametri dependenți de poziție:

$$XB_k := XA + AB \cdot \cos(\phi_{1k}) \quad (3)$$

$$YB_k := YA + AB \cdot \sin(\phi_{1k})$$

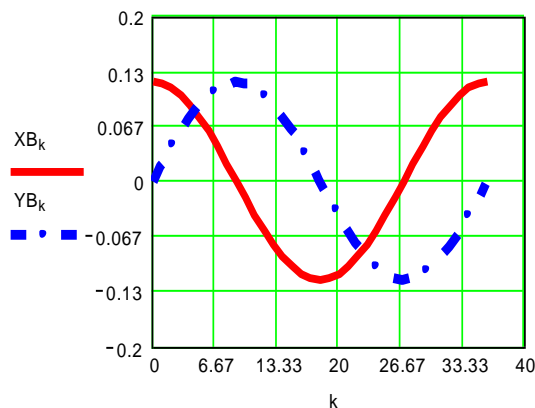


Fig.9. Parametri dependenți de poziție

Parametri dependenți de viteze:

$$X1B_k := -\omega 1 \cdot AB \cdot \sin(\phi 1_k) \quad (4)$$

$$Y1B_k := \omega 1 \cdot AB \cdot \cos(\phi 1_k)$$

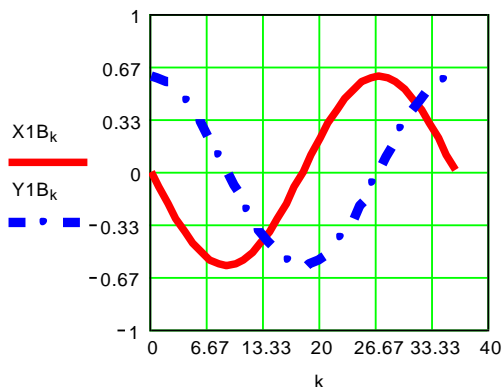


Fig. 10. Parametri dependenți de viteze

Parametri dependenți de poziție:

$$XB_k - XE + BC \cdot \cos(\phi 2) - EC \cdot \cos(\phi 3) = 0 \quad (6)$$

$$YB_k - YE + BC \cdot \sin(\phi 2) - EC \cdot \sin(\phi 3) = 0$$

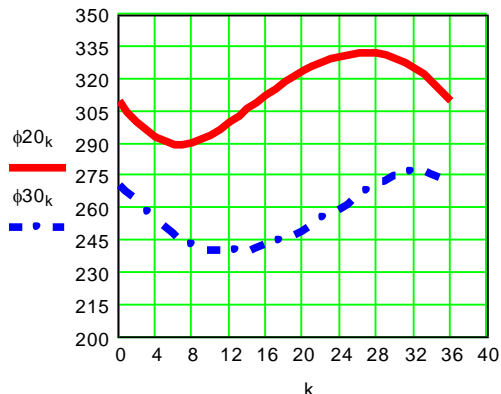


Fig.13 Parametri dependenți de poziție

Parametri dependenți de accelerații:

$$X2B_k := -\omega 1^2 \cdot AB \cdot \cos(\phi 1_k) \quad (5)$$

$$Y2B_k := -\omega 1^2 \cdot AB \cdot \sin(\phi 1_k)$$

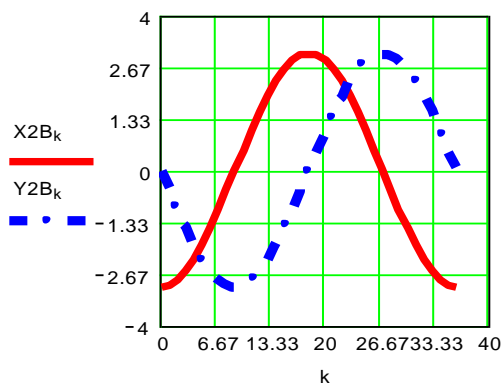


Fig.11. Parametri dependenți de accelerații

Parametri dependenți viteze:

$$A_k := \begin{pmatrix} -BC \cdot \sin(\phi 2_k) & EC \cdot \sin(\phi 3_k) \\ BC \cdot \cos(\phi 2_k) & -EC \cdot \cos(\phi 3_k) \end{pmatrix} \quad (7)$$

$$C_k := \begin{bmatrix} -(X1B_k - 0) \\ -(Y1B_k - 0) \end{bmatrix}$$

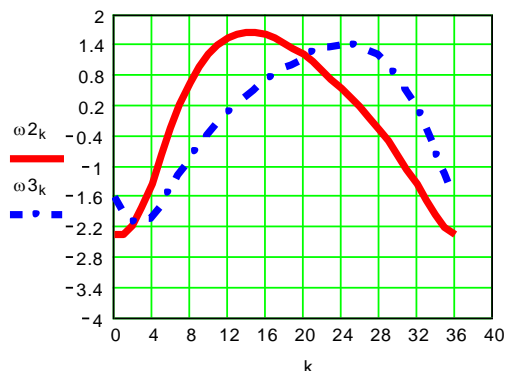


Fig.14. Parametri dependenți de viteze

4.2 Grupa modulară pasiva de tip RRR (2,3)

Aceasta este alcătuită din elementele 2 și 3 și din cuplurile cinematice potențiale B și E.

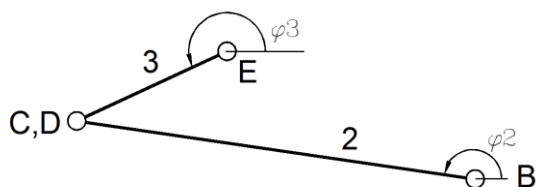


Fig. 12. Grupa modulara pasiva RRR

Parametri dependenți de accelerații:

$$D_k := \begin{bmatrix} -[X2B_k - 0 - BC \cdot (\omega 2_k)^2 \cdot \cos(\phi 2_k) + EC \cdot (\omega 3_k)^2 \cdot \cos(\phi 3_k)] \\ -[Y2B_k - 0 - BC \cdot (\omega 2_k)^2 \cdot \sin(\phi 2_k) + EC \cdot (\omega 3_k)^2 \cdot \sin(\phi 3_k)] \end{bmatrix} \quad (8)$$

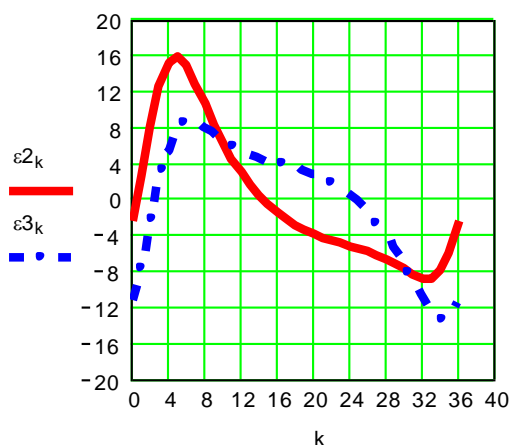


Fig.15. Parametri dependenți de accelerații

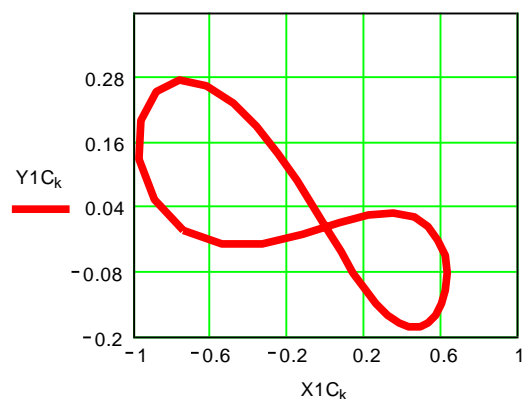


Fig.17. Parametri dependenți de viteze

4.3 BPT pentru C

Parametri dependenți de poziție:

$$XC_k := XE + EC \cdot \cos(\phi_{3k})$$

$$YC_k := YE + EC \cdot \sin(\phi_{3k}) \quad (9)$$

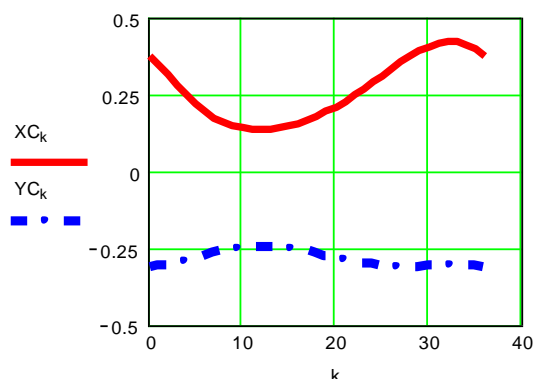


Fig.16. Parametri dependenți de poziții

Parametri dependenți de accelerații:

$$X2C_k := -(\omega_{3k})^2 \cdot EC \cdot \cos(\phi_{3k}) - \varepsilon_{3k} \cdot EC \cdot \sin(\phi_{3k})$$

$$Y2C_k := -(\omega_{3k})^2 \cdot EC \cdot \sin(\phi_{3k}) + \varepsilon_{3k} \cdot EC \cdot \cos(\phi_{3k}) \quad (11)$$

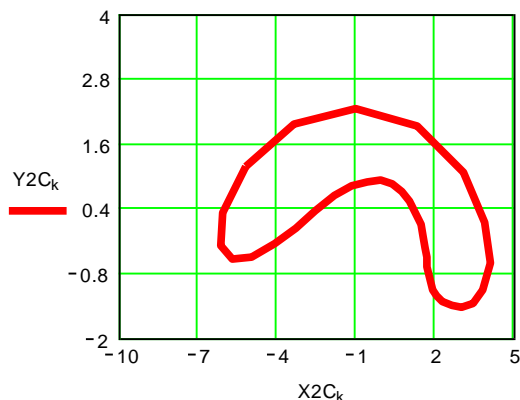


Fig.18. Parametri dependenți de accelerații

Parametri dependenți de viteze:

$$X1C_k := -\omega_{3k} \cdot EC \cdot \sin(\phi_{3k})$$

$$Y1C_k := \omega_{3k} \cdot EC \cdot \cos(\phi_{3k}) \quad (10)$$

4.4 BPT pentru D

Parametri dependenți de poziție:

$$XD_k := XE + DE \cdot \cos(\phi_{3k})$$

$$YD_k := YE + DE \cdot \sin(\phi_{3k}) \quad (12)$$

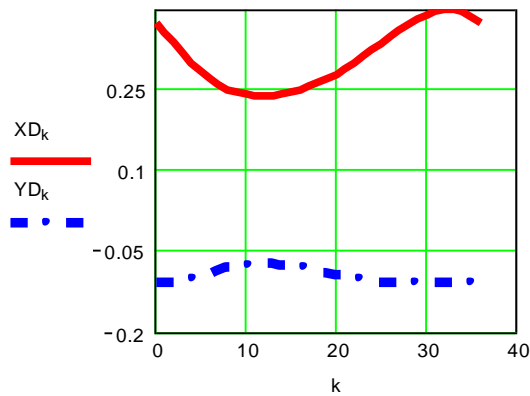


Fig.19. Parametri dependenți de poziții

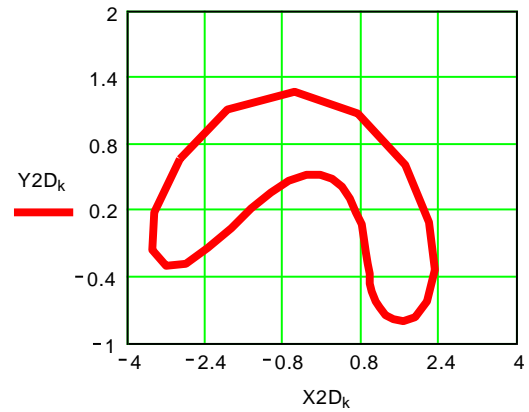


Fig.21. Parametri dependenți de accelerații

Parametri dependenți de viteze:

$$X1D_k := -\omega 3_k \cdot DE \cdot \sin(\phi 3_k)$$

$$Y1D_k := \omega 3_k \cdot DE \cdot \cos(\phi 3_k) \quad (13)$$

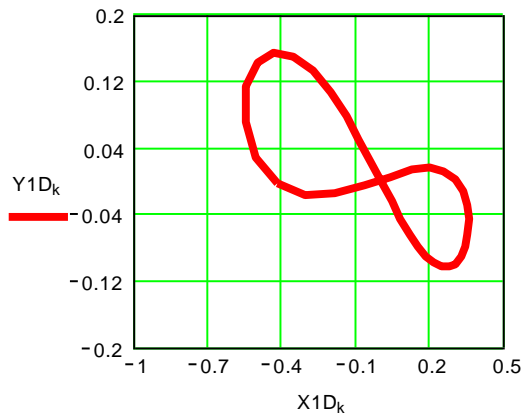


Fig.20. Parametri dependenți de viteze

Parametri dependenți de accelerații:

$$X2D_k := -(\omega 3_k)^2 \cdot DE \cdot \cos(\phi 3_k) - \epsilon 3_k \cdot DE \cdot \sin(\phi 3_k)$$

$$Y2D_k := -(\omega 3_k)^2 \cdot DE \cdot \sin(\phi 3_k) + \epsilon 3_k \cdot DE \cdot \cos(\phi 3_k) \quad (14)$$

4.5 Grupa modulară pasiva de tip RRT (4,5)

Aceasta este alcătuită din elementele 4 și 5 și din cuplele cinematice potențiale D și F.

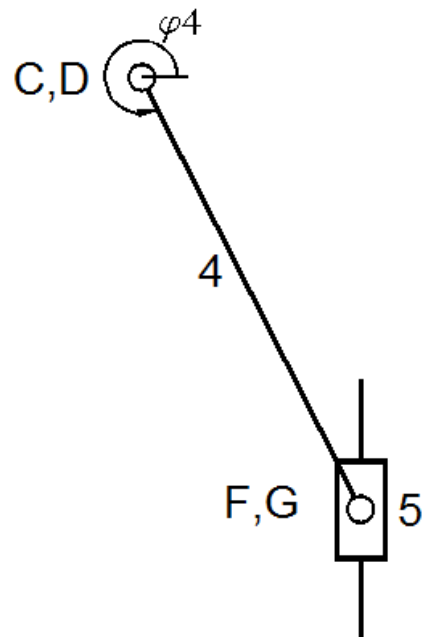


Fig. 22. Grupa modulară pasiva RRT

Parametri dependenți de poziție:

$$XD_k - XP + DF \cdot \cos(\phi 4) - s \cdot \cos(\alpha) = 0 \quad (15)$$

$$YD_k - YP + DF \cdot \sin(\phi 4) - s \cdot \sin(\alpha) = 0$$

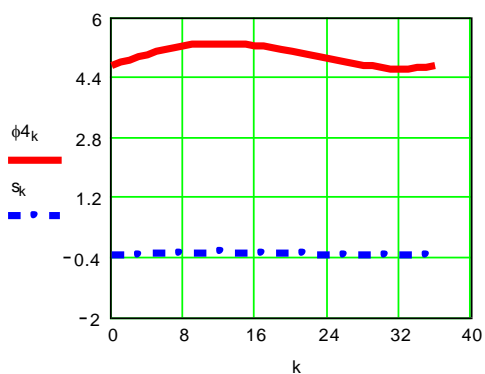


Fig.23. Parametri dependenți de poziție

Parametri dependenți viteze:

$$A_k := \begin{pmatrix} -DF \cdot \sin(\phi_{4k}) & -\cos(\alpha) \\ DF \cdot \cos(\phi_{4k}) & -\sin(\alpha) \end{pmatrix} \quad (16)$$

$$C_k := \begin{bmatrix} -(X1D_k - 0) \\ -(Y1D_k - 0) \end{bmatrix}$$

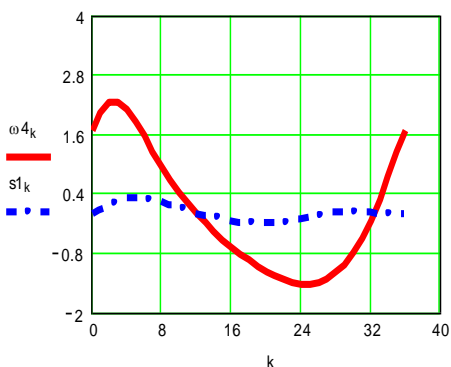


Fig. 24. Parametri dependenți de viteze

Parametri dependenți de accelerații:

$$D_k := \begin{bmatrix} -[X2D_k - 0 - DF \cdot (\omega_{4k})^2 \cdot \cos(\phi_{4k})] \\ -[Y2D_k - 0 - DF \cdot (\omega_{4k})^2 \cdot \sin(\phi_{4k})] \end{bmatrix} \quad (17)$$

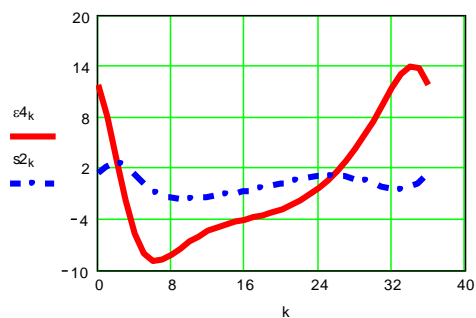
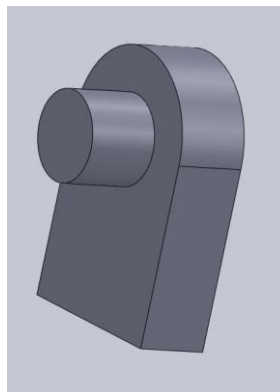


Fig.25. Parametri dependenți de accelerații

5 MODELAREA ELEMENTELOR CINEMATICE

S-a efectuat modelarea fiecărui element cinematic, s-au trasat traiectoriile și apoi s-a efectuat asamblarea finală.

Elementele cinematice modelate sunt prezentate mai jos.



Bolț



1 - AB



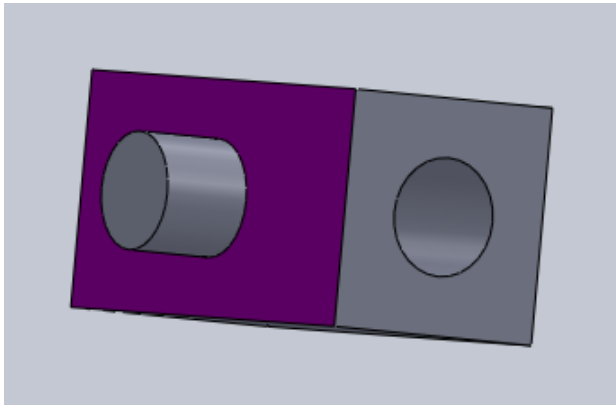
2 - BC



3 - CD



4 - DE



5 - culisă



6 - ghidaj

Fig. 26- Elementele cinematice modelate

Ansamblul presei cu genunchi este prezentat în figura de mai jos.

Pentru realizarea ansamblului final s-au stabilit constrângerile pentru fiecare element cinematic în parte.

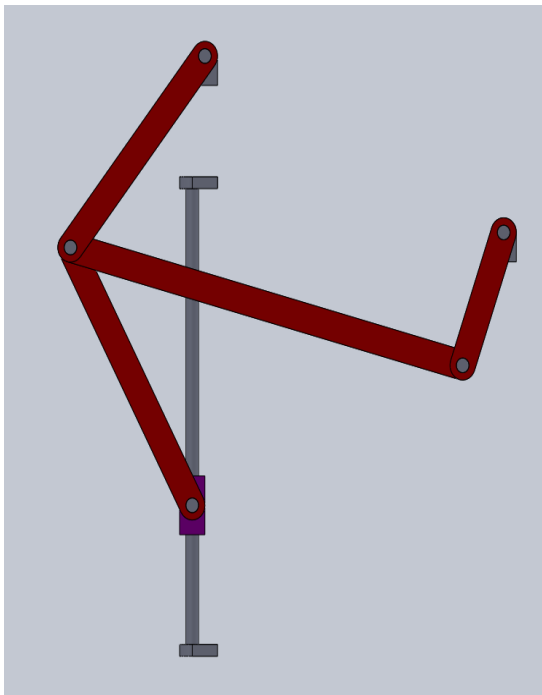


Fig.27. Modelarea elementelor cinematice

În această figură s-au pus în evidență traiectoriile descrise de elementul cinematic 1 (numit manivelă), balansierul 3 și end-effectorul 5.

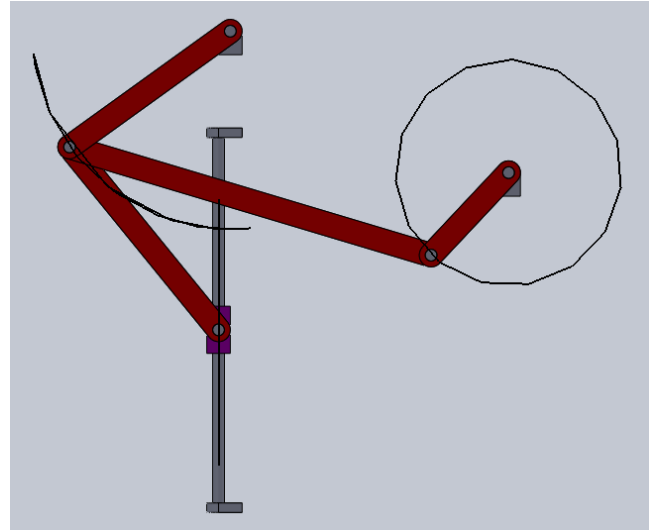


Fig.28. Trasarea traiectoriilor

6 CONCLUZII

S-a realizat calculul parametrilor dependenți de poziție, de viteze și de accelerație pentru grupa modulară activă GMAI și pentru grupele modulare pasive RRR și RRT. S-a efectuat modelarea mecanismului.

7 BIBLIOGRAFIE

- [1] Comănescu, Adr., Comanescu, D., Dugășescu I., Boureci, A., *Bazele modelării mecanismelor*, Editura Politehnica Press, București, 2010;
- [2] Pelecudi, Chr., Comanescu, Adr., s.a., *Analiza cinematică a mecanismelor - probleme*, UPB, 1985.
- [3] Tempea, I., Dugaesescu, I., Neacsu, M., *Mecanisme*, Ed. Printech, 2006, ISBN (10) 973-718-560-9
- [4] Tempea, I., Dugaesescu, I., *Proiectarea Mecanismelor*, Ed. Printech, 2005, ISBN 973-718-246-4
- [5] <http://www.scribd.com/doc/36881830/Tehnologie-e-Presare-La-Rece-2>. Accesat la data de 28.04.2015
- [6] <https://www.scribd.com/doc/55699466/1-Prese-mecanice>. Accesat la data de 2.05.2015

8 NOTAȚII

Următoarele simboluri sunt utilizate în cadrul lucrării:

X, Y - Parametri dependenți de poziție

X₁, Y₁ - Parametri dependenți de viteze

X₂, Y₂ - Parametri dependenți de accelerații

