

ANALIZA CINEMATICĂ ȘI REALIZAREA UNUI MECANISM PLAN MONOMOBIL

POPA¹ Bianca-Alexandra¹, RADU² Maria-Diana²,
RĂDUCANU³ Florian³ și BÎRLEANU⁴ Adrian-Florin⁴

⁴Facultatea: IMST, Specializarea: Inginerie Economică Industrială, Anul de studii: II,
e-mail: birleanu.adrian97@yahoo.com

Conducători științifici: Șl.dr.ing. **Ileana DUGĂEȘESCU**, As.dr.ing. **Elisabeta NICULAE**

REZUMAT: In aceasta lucrare s-a realizat analiza unui mecanism plan din punct de vedere structural și cinematic. Prin analiza structurală s-au pus în evidență cuplele și elementele cinematice, s-au calculat gradul de mobilitate (M), numărul contururilor independente, s-a elaborat modelul structural și schema de conexiuni. Cu ajutorul analizei cinematice s-au calculat parametrii dependenți de poziții, viteze și accelerații și s-au reprezentat grafic. Apoi a urmat modelarea elementelor cinematice și asamblarea acestora obținându-se mecanismul studiat. Următoarea etapă a fost realizarea practica a sistemului mecanic monomobil.

CUVINTE CHEIE: mecanism, analiza structural – cinematică, modelare, asamblare

1. Introducere

Lucrarea are ca obiectiv analiza unui mecanism plan care realizează o mișcare bine determinată între componentele sale, fiind acționat de un singur motor (o singură grupă modulară activă inițială). Principiul său de funcționare este unul simplu, concret, acesta reprezentând o variantă constructivă. Se va parcurge fiecare etapă a calculului cinematic și a realizării mecanismului studiat.

2. Stadiul actual

Mecanismele au făcut studiul unor savanți încă din antichitate. Ne putem aminti de invențiile lui Arhimede și ale lui Leonardo da Vinci.

De asemenea se poate aminti manualul cu titlul *Principles of Mechanism: designed for the use of students in the universities and for engineering students generally* scris de Willis, Robert și publicat la Londra în anul 1841. H.I. Hochman și G. Koenigs sunt considerați fondatorii teoriei analitice moderne a structurii mecanismelor [2].

Dintre personalitățile care au avut contribuții importante în studiul mecanismelor amintim Pafnuti Lvovici Cebisev, Franz Grashof, Ludwig Ernst Hans Burmester, Ivan Ivanovich Artobolesvski.

3. Analiza structurală a mecanismului monomobil

Analiza structurală are ca scop punerea în evidență a elementelor și cuplelor cinematice în vederea calculului gradului de mobilitate și a numărului de contururi independente.

S-au identificat elementele cinematice (s-au numerotat cu cifre arabe) și cuplele cinematice (s-au evidențiat cu ajutorul literelor romane). Astfel mecanismul [6] din figura 1 are în componență manivela 1, biețele 2, 3, 5, balansierul 4 și șapte cuple inferioare.

Gradul de mobilitate este unitar, deci este necesar un singur motor pentru acționarea întregului mecanism.

Se obțin două contururi independente, ceea ce indică numărul ecuațiilor pe care le putem scrie pentru un contur vectorial.

În figura 1 este prezentată schema cinematică a mecanismului care va face obiectul studiului acestui articol.

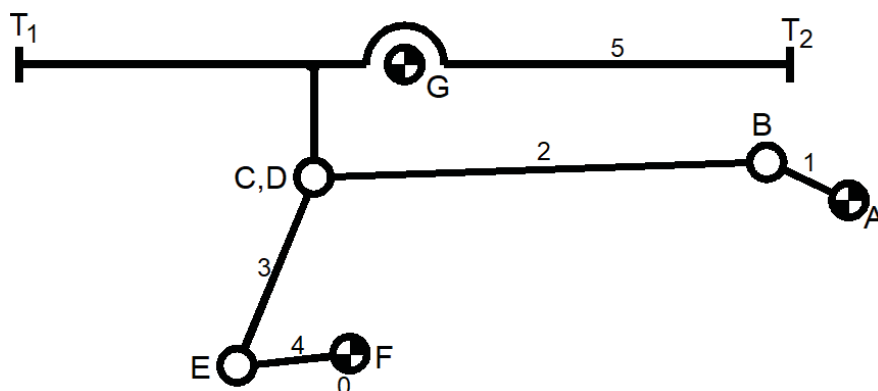


Fig. 1. Schema cinematică a mecanismului plan

Modelul structural [1,4,5] este o reprezentare simbolică ce nu ține cont de poziția mecanismului și de dimensiunea elementelor, dar are în vedere clasa elementelor și natura cuplelor mecanismului (rotație sau translație).

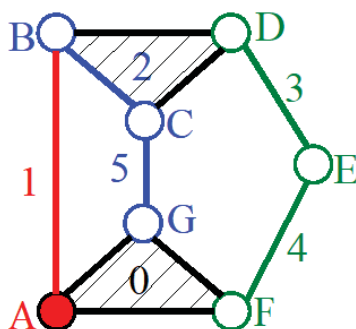


Fig. 2. Modelul structural pentru schema din figura 1

Conform modelului structural se va face împărțirea în trei grupe structurale. Grupele structurale ale modelului din figura 2 se regăsesc în figura 3. Relația structurală este:

$$\text{GMAI}(A,1)\text{-DIADA RRR}(2,5)\text{-DIADA RRR}(3,4).$$

Având în vedere modelul structural al mecanismului s-a efectuat schema de conexiuni.

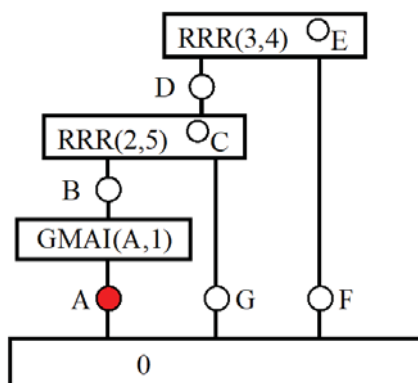


Fig. 3. Schema de conexiuni

4. Analiza cinematică a mecanismului monomobil

Conform schemei de conexiuni mecanismul este compus din grupa modulară activă și două grupe modulare pasive (figura 4).

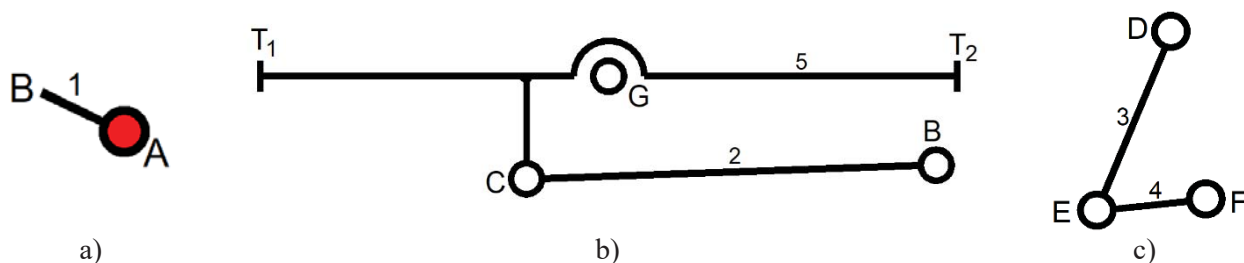


Fig. 4. a) Grupa modulară activă, b) Grupa modulară pasivă BCG, c) Grupa modulară pasivă DEF

Schema de conexiuni pune în evidență etapele de calcul cinematic.

În figura de mai jos s-au reprezentat parametri de poziții Φ_1 , Φ_2 , Φ_3 , Φ_4 și Φ_5 .

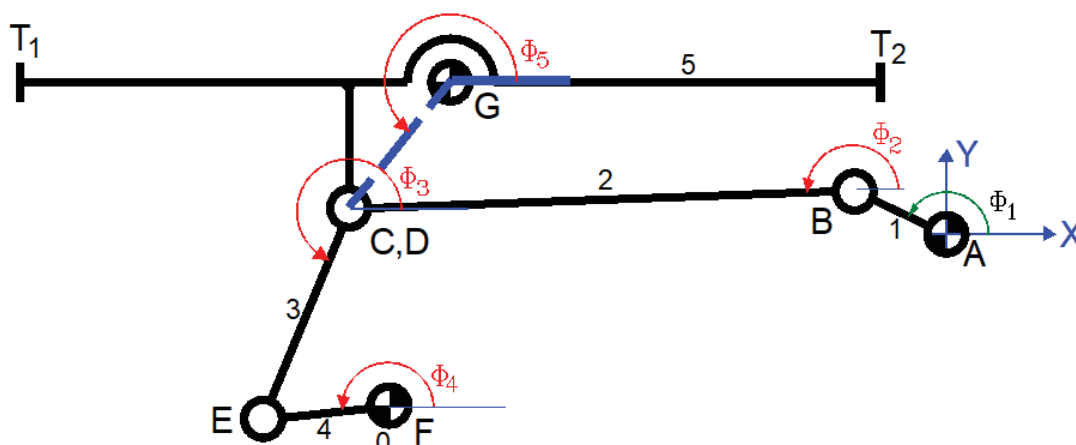


Fig. 5. Evidențierea parametrilor de poziții

În continuare se vor scrie ecuațiile de calcul ale parametrilor dependenți de poziții (PDP), viteze (PDV) și accelerații (PDA) ale punctului B [1,4], și se va reprezenta traiectoria descrisă de acesta (Tabelul 1).

Tabelul 1. Cinematica grupeii modulare active

Grupa modulară activă	Relații de calcul		Traiectoria descrisă de punctul B
	PDP	$XB_k := XA + AB \cdot \cos(\phi_{1k})$ $YB_k := YA + AB \cdot \sin(\phi_{1k})$	
	PDV	$X1B_k := -\omega_1 \cdot AB \cdot \sin(\phi_{1k})$ $Y1B_k := \omega_1 \cdot AB \cdot \cos(\phi_{1k})$	
	PDA	$X2B_k := -\omega_1^2 \cdot AB \cdot \cos(\phi_{1k})$ $Y2B_k := -\omega_1^2 \cdot AB \cdot \sin(\phi_{1k})$	

Pentru calculul parametrilor dependenți ai cuplelor interioare și de legătură se va folosi teoria bipletei de translație [1,4].

Calculul parametrilor dependenți ai grupelor modulare pasive componente acestui mecanism se va efectua utilizând teoria diadei RRR [1,4,5].

Pentru grupa modulară pasivă RRR – BCG parametrii dependenți de poziții sunt ϕ_2 și ϕ_5 .

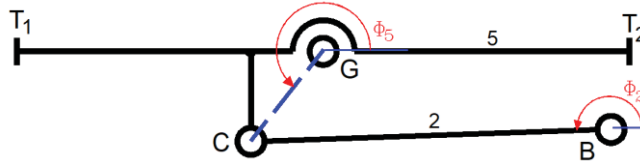


Fig. 6. Grupa modulară pasivă RRR – BCG

Tabelul 2. Cinematica grupei modulare pasive BCG

Relații de calcul ale grupei modulare pasive RRR – BCG	Reprezentare grafică
<p>Parametrii dependenți de poziții - ϕ_2, ϕ_5</p> $XB_k - XG + BC \cdot \cos(\phi_2) - GC \cdot \cos(\phi_5) = 0$ $YB_k - YG + BC \cdot \sin(\phi_2) - GC \cdot \sin(\phi_5) = 0$	
<p>Parametrii dependenți de viteze - ω_2, ω_5</p> $AD1_k := \begin{pmatrix} -BC \cdot \sin(\phi_{2k}) & GC \cdot \sin(\phi_{5k}) \\ BC \cdot \cos(\phi_{2k}) & -GC \cdot \cos(\phi_{5k}) \end{pmatrix}$ $CD1_k := \begin{bmatrix} -(X1B_k - X1G) \\ -(Y1B_k - Y1G) \end{bmatrix}$	
<p>Parametrii dependenți de accelerații - $\varepsilon_2, \varepsilon_5$</p> <p>Accelerații</p> $DD1_k := \begin{bmatrix} -[X2B_k - X2G - BC \cdot (\omega_{2k})^2 \cdot \cos(\phi_{2k}) + GC \cdot (\omega_{5k})^2 \cdot \cos(\phi_{5k})] \\ -[Y2B_k - Y2G - BC \cdot (\omega_{2k})^2 \cdot \sin(\phi_{2k}) + GC \cdot (\omega_{5k})^2 \cdot \sin(\phi_{5k})] \end{bmatrix}$	

Parametrii punctului C se calculează utilizând teoria bipletei de translație [1,4].

$$XC_k := XB_k + BC \cdot \cos(\phi_{2k})$$

$$YC_k := YB_k + BC \cdot \sin(\phi_{2k})$$

(1)

Parametrii dependenți de viteze:

Parametrii dependenți de accelerații:

$$X1C_k := X1B_k - \omega_{2k} \cdot BC \cdot \sin(\phi_{2k})$$

$$X2C_k := X2B_k - (\omega_{2k})^2 \cdot BC \cdot \cos(\phi_{2k}) - \varepsilon_{2k} \cdot BC \cdot \sin(\phi_{2k})$$

$$Y1C_k := Y1B_k + \omega_{2k} \cdot BC \cdot \cos(\phi_{2k}) \quad (2)$$

$$Y2C_k := Y2B_k - (\omega_{2k})^2 \cdot BC \cdot \sin(\phi_{2k}) + \varepsilon_{2k} \cdot BC \cdot \cos(\phi_{2k}) \quad (3)$$

Graficele corespunzătoare punctului C sunt prezentate în figurile de mai jos.

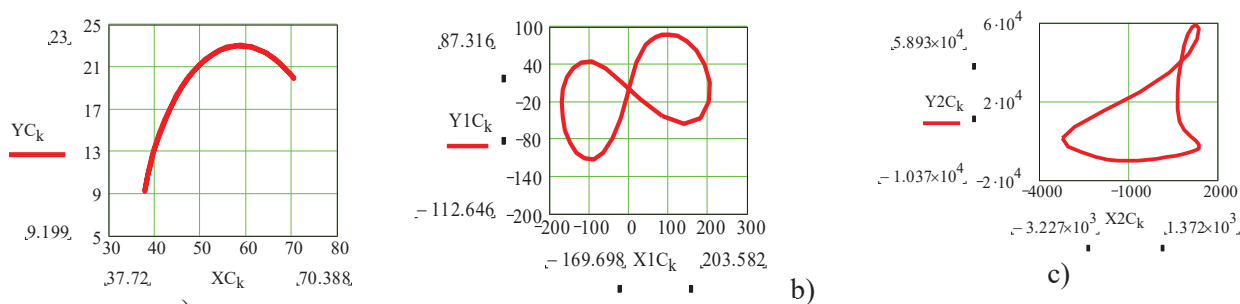


Fig. 7. a) Traectoria punctului C, b) Hodograful de viteze, c) Hodograful de accelerații

Similar se efectuează calculul diadei RRR – DEF prezentată în figura 8. Parametrii dependenți de poziții sunt Φ_3 și Φ_4 .

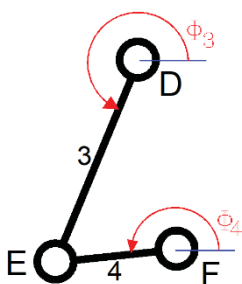


Fig. 8. Grupa modulară pasivă RRR – DEF

Graficele corespunzătoare diadei DEF sunt prezentate în figurile de mai jos.

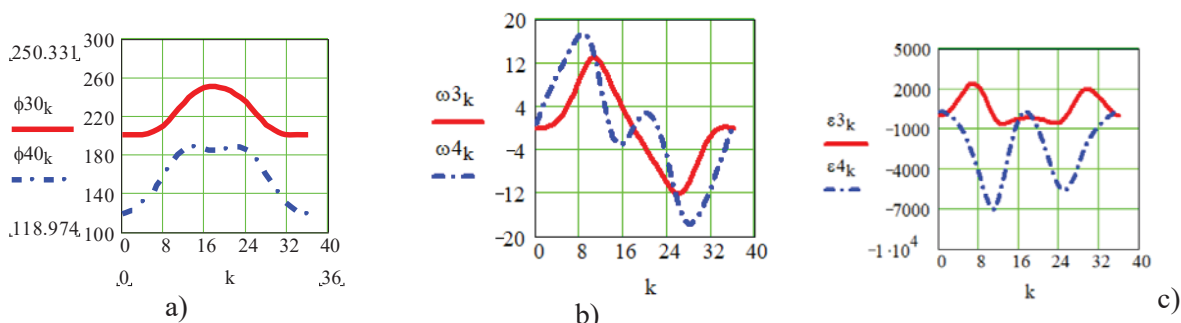


Fig. 9. a) Parametrii dependenți de poziții, b) Parametrii dependenți de viteze, c) Parametrii dependenți de accelerații

Parametrii punctului E se calculează utilizând teoria bipletei de translație [1,4].

$$\begin{aligned} XE_k &:= XD_k + DE \cdot \cos(\phi_{3k}) \\ YE_k &:= YD_k + DE \cdot \sin(\phi_{3k}) \end{aligned} \quad (4)$$

Parametrii dependenți de viteze:

Parametrii dependenți de accelerații:

$$\begin{aligned} X1E_k &:= X1D_k - \omega_{3k} \cdot DE \cdot \sin(\phi_{3k}) & X2E_k &:= X2D_k - (\omega_{3k})^2 \cdot DE \cdot \cos(\phi_{3k}) - \epsilon_{3k} \cdot DE \cdot \sin(\phi_{3k}) \\ Y1E_k &:= Y1D_k + \omega_{3k} \cdot DE \cdot \cos(\phi_{3k}) & Y2E_k &:= Y2D_k - (\omega_{3k})^2 \cdot DE \cdot \sin(\phi_{3k}) + \epsilon_{3k} \cdot DE \cdot \cos(\phi_{3k}) \end{aligned} \quad (5) \quad (6)$$

Graficele corespunzătoare punctului C sunt prezentate în figurile de mai jos.

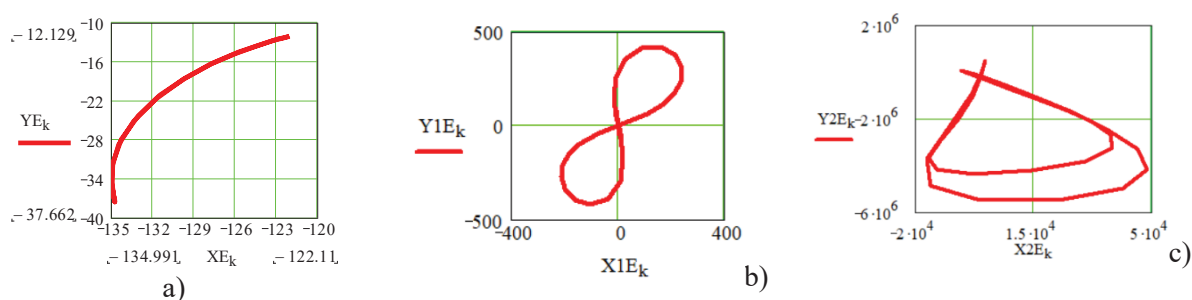


Fig. 10. a) Traiectoria punctului E, b) Hodograful de viteze, c) Hodograful de accelerații

Parametrii dependenți de poziții [1,4] au extremităților end-efectorului 5 sunt calculați cu formulele:

$$\begin{aligned} XT1_k &:= XG + T1G \cdot \cos(\phi5_k - \alpha) & XT2_k &:= XG + T2G \cdot \cos(\phi5_k + \beta) \\ YT1_k &:= YG + T1G \cdot \sin(\phi5_k - \alpha) & YT2_k &:= YG + T2G \cdot \sin(\phi5_k + \beta) \end{aligned} \quad (7) \quad (8)$$

În figura de mai jos este prezentat graficul traiectoriilor descrise de extremitățile elementului cinematic 5, notate cu T1 și T2.

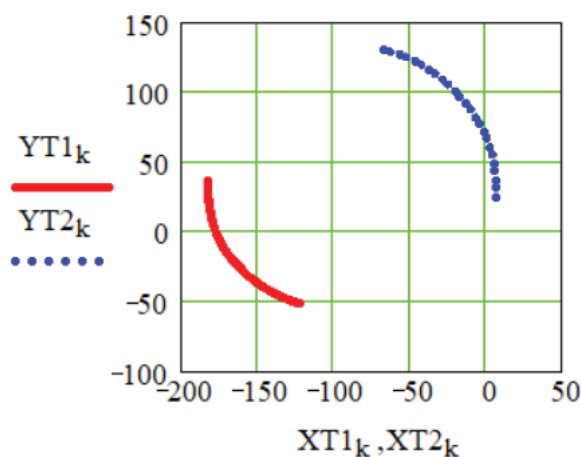


Fig. 11. Traiectoriile punctelor T1 și T2

Hodografele de viteze și accelerații corespunzătoare punctelor T1 și T2 sunt prezentate în figurile de mai jos. Relațiile de calcul ale vitezelor și accelerațiilor punctelor extremităților elementului cinematic 5 se obțin prin derivare în raport cu timpul a ecuațiilor 7 și 8.

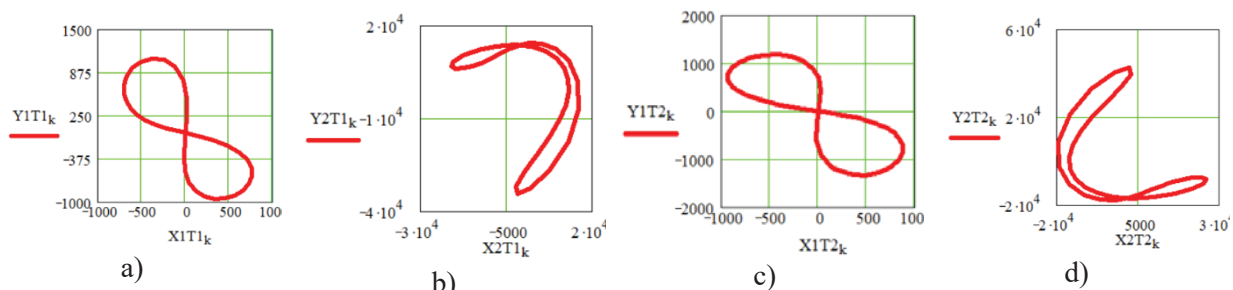

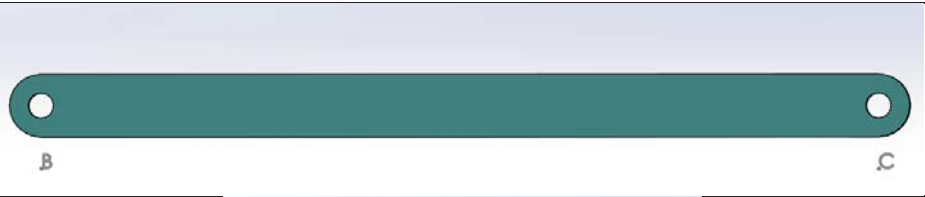


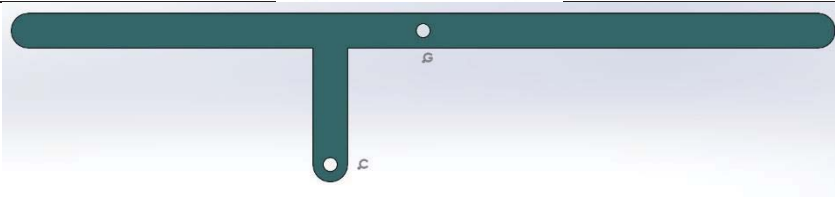


Fig. 12. a), c) Hodograful de viteze al punctelor T1 și T2, b), d) Hodograful de accelerații al punctelor T1 și T2

5. Modelarea și realizarea practică a mecanismului monomobil studiat

Elementele cinematice componente ale mecanismului modelate [3] sunt prezentate în Tabelul 3.

Tabelul 3. Elementele cinematice modelate CAD

Nr. crt.	Denumirea	Reprezentarea elementului cinematic
1	manivelă	
2	bielă	
3	bielă	
4	balansier	
5	end-efector	

În următoarea etapă s-au asamblat elementele cinematice modelate. S-a avut în vedere efectuarea constrângerilor dintre elemente, și anume: pentru două cercuri se pune condiția de concentricitate a acestora, iar pentru suprafețe de coincidență. Ansamblul obținut este prezentat în figura 19.

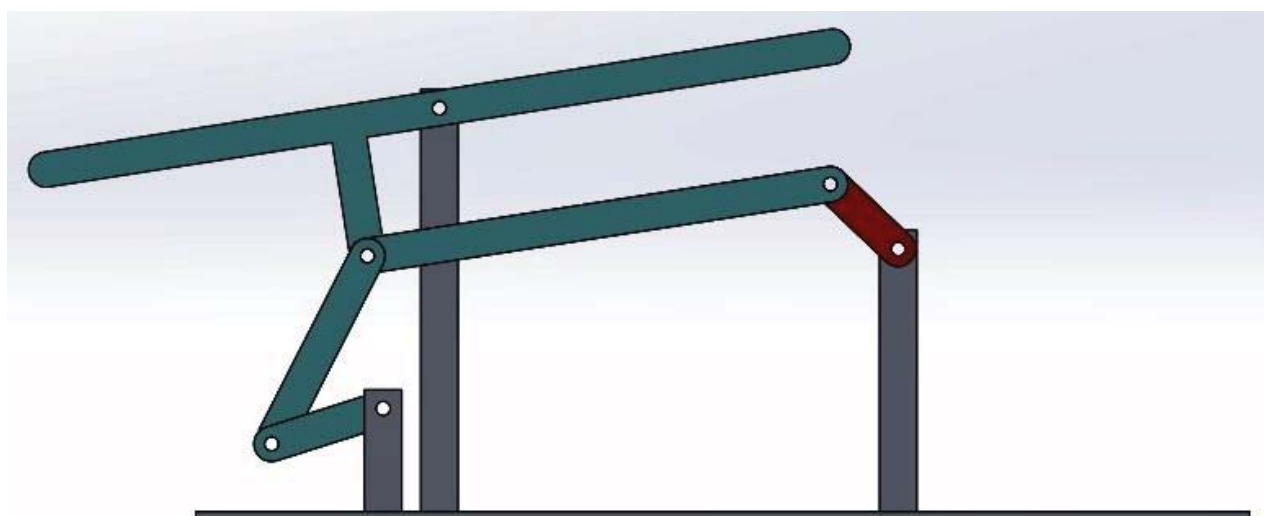
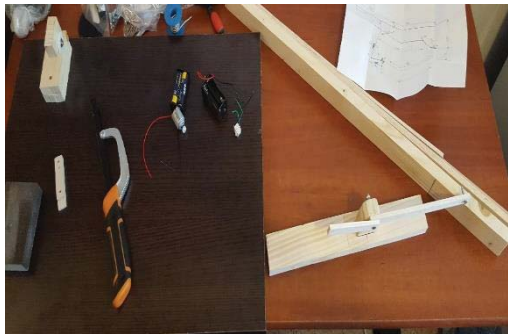


Fig. 13. Ansamblul mecanismului monomobil

Unele etape ale realizării practice ale mecanismului sunt prezentate în următoarele imagini.



a)



b)



c)



d)



e)



f)



g)



h)

Fig. 14. a) – h) Unele etape ale realizării practice a mecanismului

În figura de mai jos este prezentat mecanismul realizat practic.

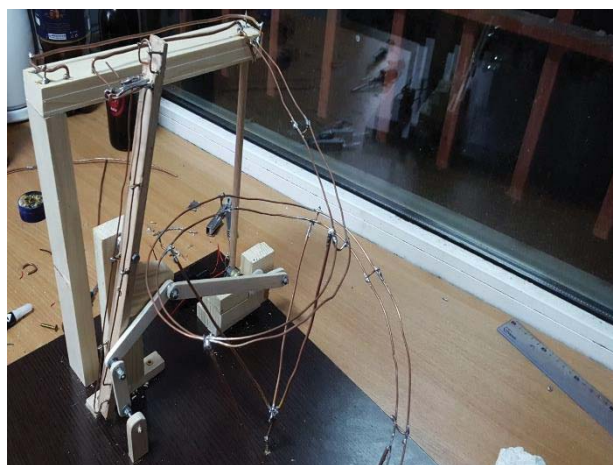


Fig. 15. Mecanismul studiat

6. Concluzii

În cadrul acestei lucrări s-a efectuat analiza structural-cinematică pentru mecanismul studiat. Pentru aceasta s-a elaborat modelul structural, schema de conexiuni și s-au determinat parametrii dependenți de poziții, viteze și accelerații, s-au proiectat elementele cinematice și apoi s-au asamblat. Următoarea etapă a fost realizarea practică a mecanismului monomobil.

7. Bibliografie

- [1]. Comănescu, A., Comănescu, D., Dugășescu, I., și Boureci, A. (2010), *Bazele modelării mecanismelor*, Editura Politehnica Press, București, ISBN 978-606-515-114-7;
- [2]. Crețu, S.M. (2010), *Mecanisme. Analiză structurală. Teorie și aplicații*, Editura SITECH Craiova;
- [3]. Maican, E. (2006), *Solidworks, modelare 3D pentru ingineri*, Editura Printech, București, ISBN 973-718-544-7, 978-973-718-544-0;
- [4]. Pelecudă, C. (1967), *Bazele analizei mecanismelor*, Editura Academiei Republicii Socialiste Romania;
- [5]. Tempea, I., Dugășescu, I. și Neacșa, M. (2006), *Mecanisme*, Ed. Printech, ISBN (10) 973- 718-560-9;
- [6]. *** <https://www.youtube.com/watch?v=xm4V7xq41T0>

8. Notății

Următoarele simboluri sunt utilizate în cadrul lucrării:

PDP = parametrii dependenți de poziții;

PDV = parametrii dependenți de viteze;

PDA = parametrii dependenți de accelerații;

X, Y = pozițiile punctelor pe cele două axe X, Y;

X1, Y1 = vitezele punctelor pe cele două axe X, Y;

X2, Y2 = accelerațiile punctelor pe cele două axe X, Y;

Φ = parametrul unghiular dependent de poziții;

ω = viteza unghiulară [rad/sec];

ε = accelerația unghiulară [rad/sec²].