

Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca
Facultatea de Automatică și Calculatoare
Specializarea Automatică și Informatică Aplicată



PROIECT

ELEMENTE DE INGINERIE MECANICA

Proiectarea unui sistem mecanic ce are în componența un mecanism pentru transmiterea intermitentă a mișcării

Student: Calbeaza Mihaela-Maria

Grupa: 3012

Indrumator:

Prof. dr. ing. Tatar Mihai Olimpiu

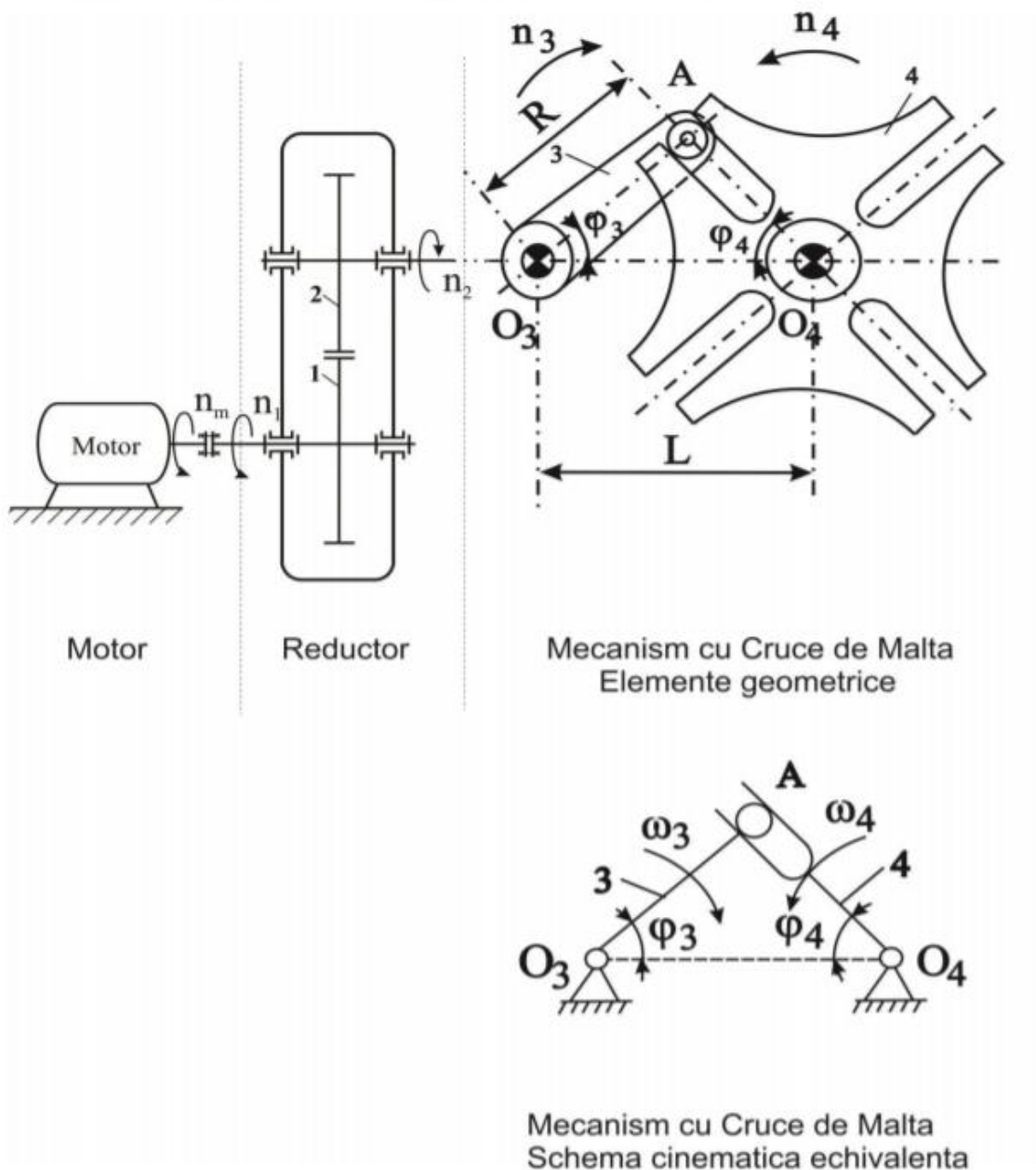
Cuprins:

1. Tema proiectului.....	4
2. Reductorul.....	5
2.1. Definitie.....	5
2.2. Clasificare.....	5
2.3. Aplicatii.....	5
2.4. Componentele unui reductor.....	6
2.5. Practica.....	7
2.6. Schema de principiu a unui reductor.....	8
2.7. Calculul elementelor geometrice ale angrenajului cilindric cu dinti drepti.....	9
2.7.1. Script Matlab.....	9
2.7.2. Tabelul pentru calculul geometric al angrenajului cilindric cu dinti drepti.....	10
3. Mecanismul pentru transmitere intermitenta a miscarii.....	14
3.1. Generalitati.....	14
3.2. Mecanismul pentru transmitere intermitenta a miscarii.....	14
3.3. Schema de principiu al angrenajului cu cruce de Malta (3,3).....	15
3.4. Elemente teoretice si de calcul. Analiza cinematica a mecanismului.....	15
3.4.1. Script Matlab.....	15
3.4.2. Tabel pentru calculul marimilor pentru crucea de Malta.....	17
3.4.3. Analiza cinematica.....	19
3.4.4. Diagramele de variatie ale vitezei si acceleratiei unghiulare a crucii de Malta.....	19
3.4.4.1. Acceleratia unghiulara a crucii de Malta.....	19
3.4.4.2. Viteza unghiulara a crucii de Malta	20
3.4.4.3. Unghiul de rotatie a crucii de Malta.....	20
4. Bibliografie.....	21

1.Tema proiectului

Tema:

Proiectarea unui sistem mecanic ce are in componenta un reductor si un mecanism pentru transmiterea intermitenta a miscarii.



2. Reductorul

2.1. Definitie: Reductorul este un sistem tehnic care, pe baza soluției constructive, modifica parametrii de iesire, comparativ cu parametrii de intrare, după o lege impusă de proiectant. Numele arată doar reducerea turatiei de intrare, dar, în realitate, reductorul, ca unitate tehnică, reduce turatia și crește momentul de torsiune la iesire.

2.2. Clasificarea reductoarelor:

- cu angrenaje cilindrice
- cu angrenaj melcat (melc și roata melcată)
- cu angrenaje conice

Un reductor constă în 2 elemente: 1. Elementul de conducere (surub)

2. Elementul condus (angrenaj elicoidal)

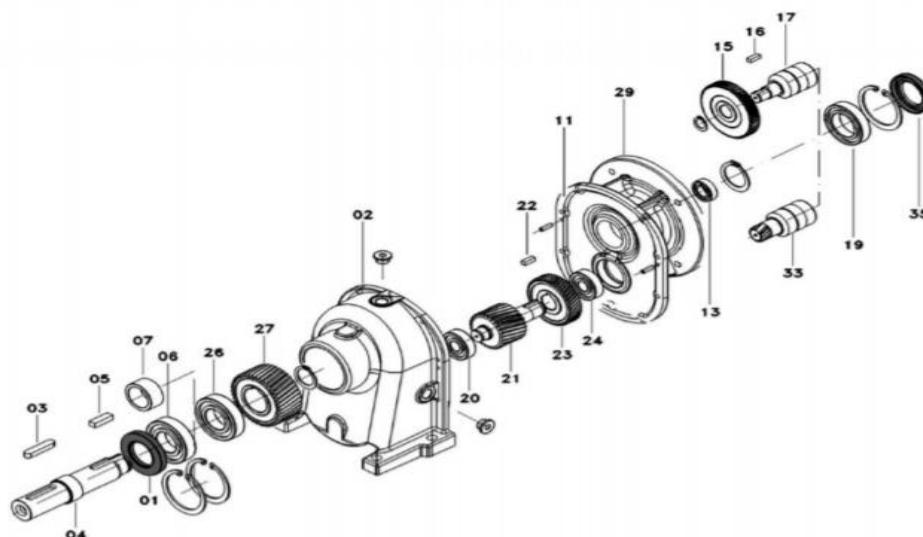
Viermele (surubul) se rotește în mod continuu și conduce roata melcată (angrenată cu acesta). Melcul și angrenajul cu melc formează o pereche mai mică, întrucât au contact una cu alta, prin alunecare.

Într-un reductor, puterea este întotdeauna transmisă de la vierme la roata vierme, aceasta neputând fi transmisă invers, de la roata vierme la vierme. Acest fenomen se numește auto-blocare și este foarte util în multe aplicații.

2.3. Aplicații ale reductoarelor:

- benzi transportoare
- mașini de amestecat utilizate, de exemplu, în industria alimentară pentru amestecare coci
- mecanisme pentru controlul porților
- mașini de ridicat
- mecanisme auto ale volanșelor
- prese

2.4. Componentele generale ale unui redactor



a) reprezentare în explozie

1 Manșetă de etanșare	14 Inel de fixare	25 Inel de fixare
2 Carcasă	15 Pinion	26 Rulment
3 Pană paralelă	16 Pană paralelă	27 Roată dințată 4
4 Arbore de ieșire	17 Arbore de intrare cu caneluri interioare	28 Inel de siguranță
5 Pană paralelă	18 Inel de prindere	29 Capac la intrare în reductor
6 Rulment	19 Rulment	30 Șurub
7 Distanțier	20 Rulment	31 Șaibă Grower
8 Distanțier	21 Pignon	32 Piuliță
9 Șurub	22 Pană paralelă	33 Arbore pinion cu caneluri interioare
10 Știft cilindric	23 Roată dințată	34 Inel de fixare
11 Garnitură	24 Rulment	35 Manșetă de etanșare
12 Șurub		
13 Rulment		

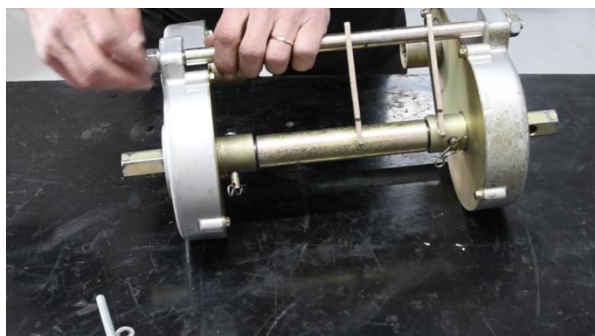
În principiu, un reductor are în structura:

- roți dintate
- arbori
- lagare (de cele mai multe ori de rostogolire, dar exista ai solutii cu lagare de alunecare, la reductoare de putere mare, la grupurile energetice)
- carcasa
- etansari
- elemente de asamblare si monitorizare (suruburi, piulite, stifturi, capace, vizoare de lubrifiant, aerisiri, , inele de ridicare etc.)
- elemente de asigurare a lubrifierii sau sistem de racier + recirculare a lubrifiantului (pentru reductoare mari)
- lubrifiantul, ca element foarte important in functionarea la parametrii proiectanti; in mecatronica exista si solutii fara lubrifianti lichizi sau semi-solizi (unsori) dar rotile sunt executate de obicei din materiale plastice de calitate superioare sau din compozite cu matrice din materiale plastice, dopate cu lubrifianti solizi).

2.5. Practica “on-line” pentru realizarea proiectului:

În mare parte aceasta a fost online. Am vizionat anumite videoclipuri pe YouTube, prin care se prezentau diferite aspecte teoretice (mod de functionare, elementele unui redactor etc).

Am urmarit montarea unui reductor pentru sistem de cosit cu tambur:



Montarea unui reductor obisnuit cu 2 trepte:

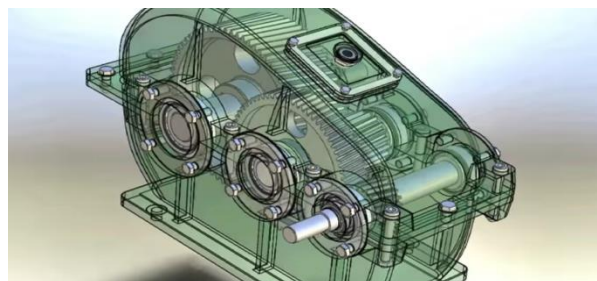
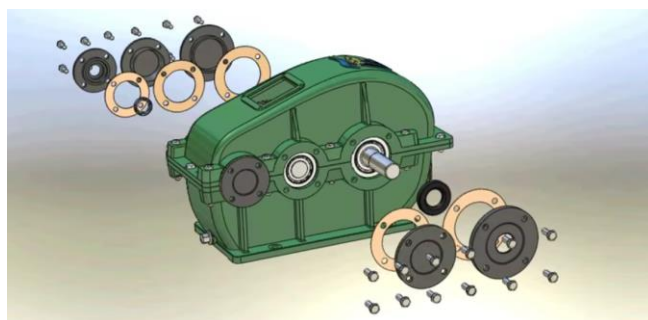
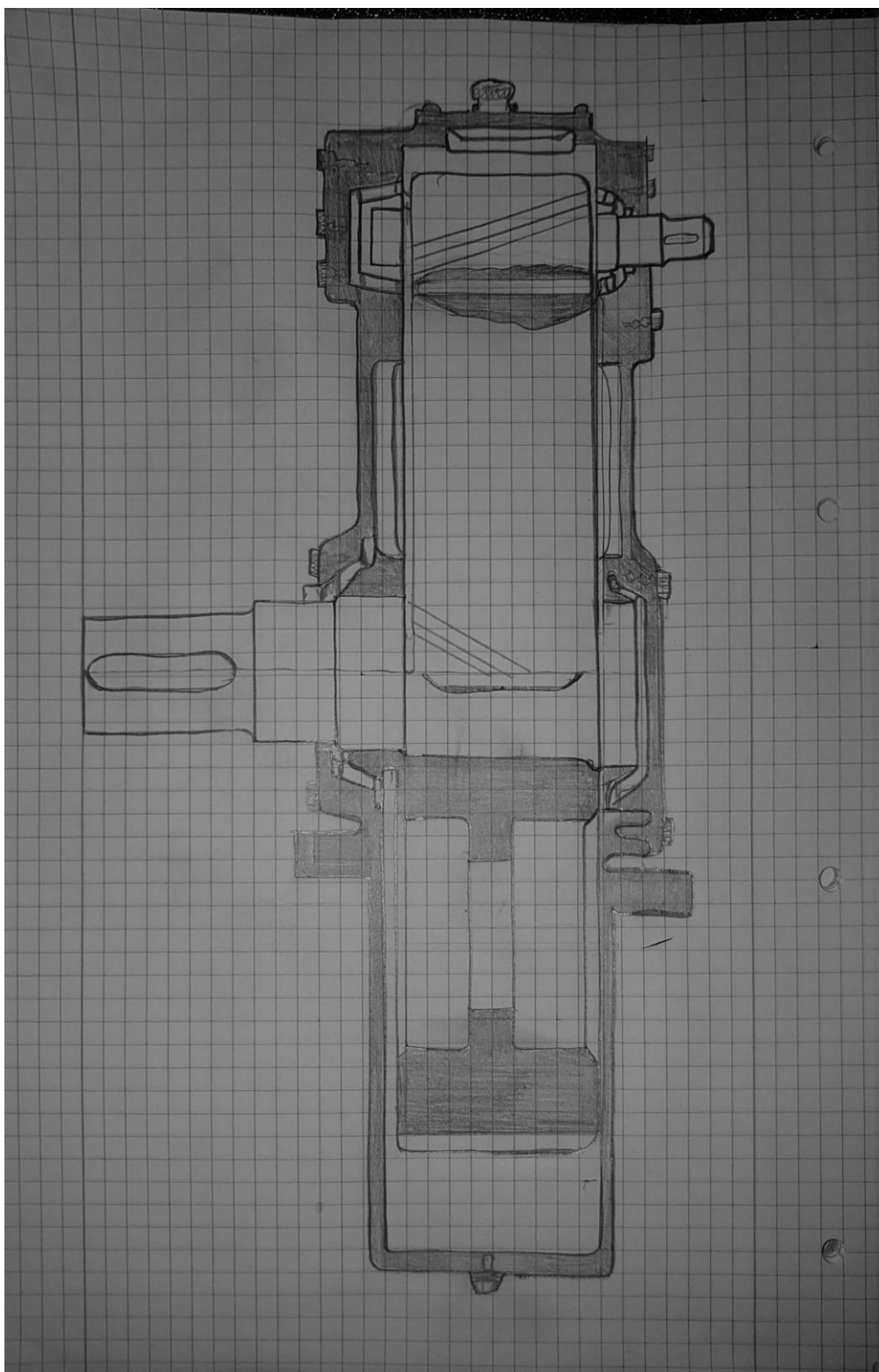


Fig. 1.2. Reductor cu o treptă, cu dantură în V
2021

2.6. Schema de principiu a unui redactor



2.7. Calculul elementelor geometrice ale angrenajului cilindric cu dinti drepti

2.7.1 Script Matlab

```
clear variables;
%1.Numarul de dinti
z1 = 12
z2 = 42

%2.Coeeficientii de deplasare a profilurilor
x1 = 0.63
x2 = 0.67

%3.Modulul
m = 2

%4.Unghiul de angrenare
alpha0_grade = 20;
alpha0 = deg2rad(alpha0_grade);

inv_alpha0 = 0.014904; %involut de alpha0
inv_alpha = inv_alpha0 + 2*((x1+x2)/(z1+z2))*tan(alpha0) %=0.0324 =>
alfa=25.63333 grade
alpha_grade=25.63333;
alpha=deg2rad(alpha_grade); %alfa in radiansi

%5.Coeeficientul de modificare a distantei dintre axe
y=(z1+z2)/2*((cos(alpha0)/cos(alpha))-1)

%6.Distanta axiala
a = m*(z1+z2)*cos(alpha0)/(2*cos(alpha))

%7.Coeeficientul de scurtare a inaltimii dintilor
psi = x1 + x2 - y

%8.Inaltimea dintilor
h = m*(2.25 - psi)

%9.Diametrul cercurilor de divizare
d1 = m*z1
```

```

r1 = d1/2;

d2 = m*z2
r2 = d2/2;

%10.Diametrul cercurilor de baza
db1 = m*z1*cos(alpha0)
rb1 = db1/2;

db2 = m*z2*cos(alpha0)
rb2 = db2/2;

%11.Diametrul cercurilor de rostogolire
dw1 = m*z1*cos(alpha0)/cos(alpha)
rw1 = dw1/2;

dw2 = m*z2*cos(alpha0)/cos(alpha)
rw2 = dw2/2;

%12.Diametrul cercurilor de cap
da1 = m*(z1+2+2*x1-2*psi)
ra1 = da1/2;

da2 = m*(z2+2+2*x2-2*psi)
ra2 = da2/2;

%13.Diametrul cercurilor de picior
df1 = m*(z1-2+2*x1-0.5)
rf1 = df1/2;

df2 = m*(z2-2+2*x2-0.5)
rf2 = df2/2;

%14.Arcele dintilor pe cercurile de divizare
s1 = pi*m/2 + 2*m*x1*tan(alpha0)
s2 = pi*m/2 + 2*m*x2*tan(alpha0)

%15.Gradul de acoperire
epsilon = (sqrt(ra2^2 - rb2^2) + sqrt(ra1^2-rb1^2) -
a*sin(alpha))/(pi*m*cos(alpha0))

%16.Corzile constante

```

```
sc1 = m*(pi/2 * cos(alpha0)^2 + x1*sin(2*alpha0))
sc2 = m*(pi/2 * cos(alpha0)^2 + x2*sin(2*alpha0))
```

%17.Inaltimea la coarda constanta

```
hc1 = m*(x1*(cos(alpha0)^2) + 1 - psi - pi/8 * sin(2*alpha))
hc2 = m*(x2*(cos(alpha0)^2) + 1 - psi - pi/8 * sin(2*alpha))
```

%18.Lungimile peste dinti

```
N1 = 2;
N2 = 5;
```

```
WN1 = m * ((N1-0.5)*pi+2*x1*tan(alpha0)+z1*inv_alpha0)*cos(alpha0)
WN2 = m * ((N2-0.5)*pi+2*x2*tan(alpha0)+z2*inv_alpha0)*cos(alpha0)
```

2.7.2. Tabelul pentru calculul geometric al angrenajului cilindric cu dinti drepti

Nr. Crt	Denumirea mărimii	Simbol	Dimensiune	Relație de calcul	Valoare
1.	Numărul de dinți	z_1	-	-	12
		z_2	-	-	42
2.	Coeficienții de deplasare a profilurilor	x_1	-	Se alege din tabelul 9.2 sau din conturile de blocare în funcție de ce se urmărește a fi îmbunătățit la angrenaj	0,63
		x_2	-		0,62
3.	Modulul	m	mm	Se rotunjește conform STAS 822-61	2
4.	Unghiul de angrenare	α	grade	$inv\alpha = inv\alpha_0 + 2 \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} tg\alpha_0$ unde $\alpha_0 = 20^\circ$	$25^\circ 38'$ (0,0324)
5.	Coeficienții de modificare a distanței dintre axe	y	-	$y = \frac{z_1 + z_2}{2} \left(\frac{\cos\alpha_0}{\cos\alpha} - 1 \right)$	1.1413

6.	Distanța axială	a	mm	$a = m \frac{z_1 + z_2}{2} \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha}$	56.2827
7.	Coefficientul de scurtare a înălțimii dinților	ψ	-	$\psi = x_1 + x_2 - y$	0.1587
8.	Înălțimea dinților	h	mm	$h = m(2,25 - \psi)$	4.1827
9.	Diametrul cercurilor de divizare	d_1	mm	$d_1 = mz_1$	24
		d_2	mm	$d_2 = mz_2$	84
10.	Diametrul cercurilor de bază	d_{b1}	mm	$d_{b1} = mz_1 \cos \alpha_0$	22.5526
		d_{b2}	mm	$d_{b2} = mz_2 \cos \alpha_0$	78.9342
11.	Diametrul cercurilor de rostogolire	d_{w1}	mm	$d_{w1} = mz_1 \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha}$	25.0145
		d_{w2}	mm	$d_{w2} = mz_2 \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha}$	87.5508
12.	Diametrul cercurilor de cap	d_{a1}	mm	$d_{a1} = m(z_1 + 2 + 2x_1 - 2\psi)$	29.8854
		d_{a2}	mm	$d_{a2} = m(z_2 + 2 + 2x_2 - 2\psi)$	90.0454
13.	Diametrul cercurilor de picior	d_{f1}	mm	$d_{f1} = m(z_1 - 2 + 2x_1 - 0,5)$	21.5200
		d_{f2}	mm	$d_{f2} = m(z_2 - 2 + 2x_2 - 0,5)$	81.6800
14.	Arcele dinților pe cercurile de divizare	s_1	mm	$s_1 = \frac{\Pi m}{2} + 2mx_1 \operatorname{tg} \alpha_0$	4.0588
		s_2	mm	$s_2 = \frac{\Pi m}{2} + 2mx_2 \operatorname{tg} \alpha_0$	4.1170
15.	Gradul de acoperire	ε	-	$\varepsilon = \frac{\sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} + \sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} - a \sin \alpha}{\Pi m \cos \alpha_0}$	1.2062

16.	Corzile constante	$\overline{s_{c1}}$	mm	$\overline{s_{c1}} = m \left(\frac{\Pi}{2} \cos^2 \alpha_0 + x_1 \sin 2\alpha_0 \right)$	3.5840
		$\overline{s_{c2}}$	mm	$\overline{s_{c2}} = m \left(\frac{\Pi}{2} \cos^2 \alpha_0 + x_2 \sin 2\alpha_0 \right)$	3.6354
17.	Înălțimea la coardă constantă	$\overline{h_{c1}}$	mm	$\overline{h_{c1}} = m \left(x_1 \cos^2 \alpha_0 + 1 - \psi - \frac{\Pi}{8} \sin 2\alpha \right)$	2.1826
		$\overline{h_{c2}}$	mm	$\overline{h_{c2}} = m \left(x_2 \cos^2 \alpha_0 + 1 - \psi - \frac{\Pi}{8} \sin 2\alpha \right)$	2.2533
18.	Lungimile peste dinți	W_{N1}	mm	$W_{N1} = m[(N_1 - 0,5)\Pi + 2x_1 \operatorname{tg} \alpha_0 + z_1 \operatorname{inv} \alpha_0] \cos \alpha_0$ $N_1 = 2$ conf. tabelului 9.3	10.0544
		W_{N2}	mm	$W_{N2} = m[(N_2 - 0,5)\Pi + 2x_2 \operatorname{tg} \alpha_0 + z_2 \operatorname{inv} \alpha_0] \cos \alpha_0$ $N_2 = 4$ conf. Tabelului 9.2	28.6622

3. Mecanismul pentru transmitere intermitenta a miscarii

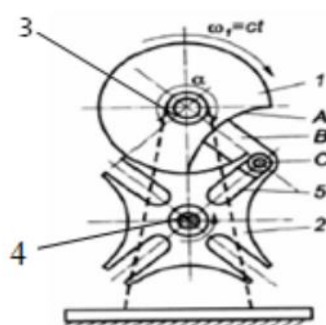
3.1. Generalitati

Mecanismele cu cruce de Malta (cu disc maltez, mecanisme de Geneva)

se construiesc în diverse variante având caracteristici funcționale diferite.

Mecanismul cu cruce de Malta are rolul de a asigura obținerea unei mișcări de rotație intermitentă.

Constructiv mecnismul cu cruce de Malta se compune din:



- 1 – roata conducătoare
- 2 – element condus (cruce de Malta)
- 3 – arbore conducător
- 4 – arbore condus (pe care se montează crucea de Malta)
- 5 – canal radial
- A – zonă decupata din roata conducătoare
- B – zonă accesibilă
- C – stift

Domenii de utilizare: pentru antrenarea aparatelor de tip "dozator" din industria chimică

Funcționarea mecanismului cu cruce de Malta:

- Roata conducătoare (1) se rotește cu o viteză unghiulară constantă.
- Elementul condus (2) are forma crucii de Malta.
- Roata conducătoare și crucea de Malta sunt montate pe arbori paraleli.
- Elementul condus are 4 șanțuri radiale, dispuse la 90° în care intră pe rând știftul (C).
- Pentru fiecare deplasare a știftului se obține un sfert de rotație a elementului condus (2).

3.2. Exemple de cruci de Malta

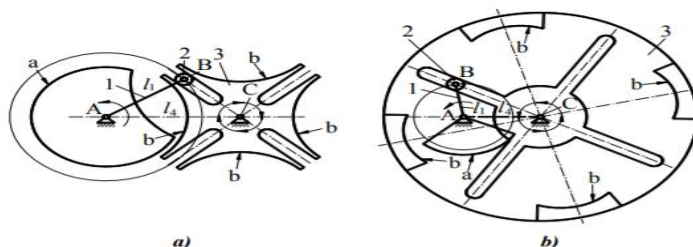


Fig. 2.115

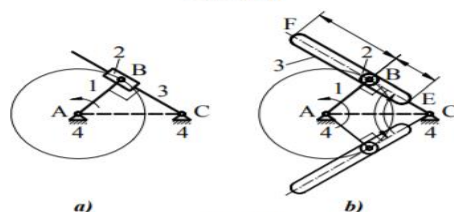
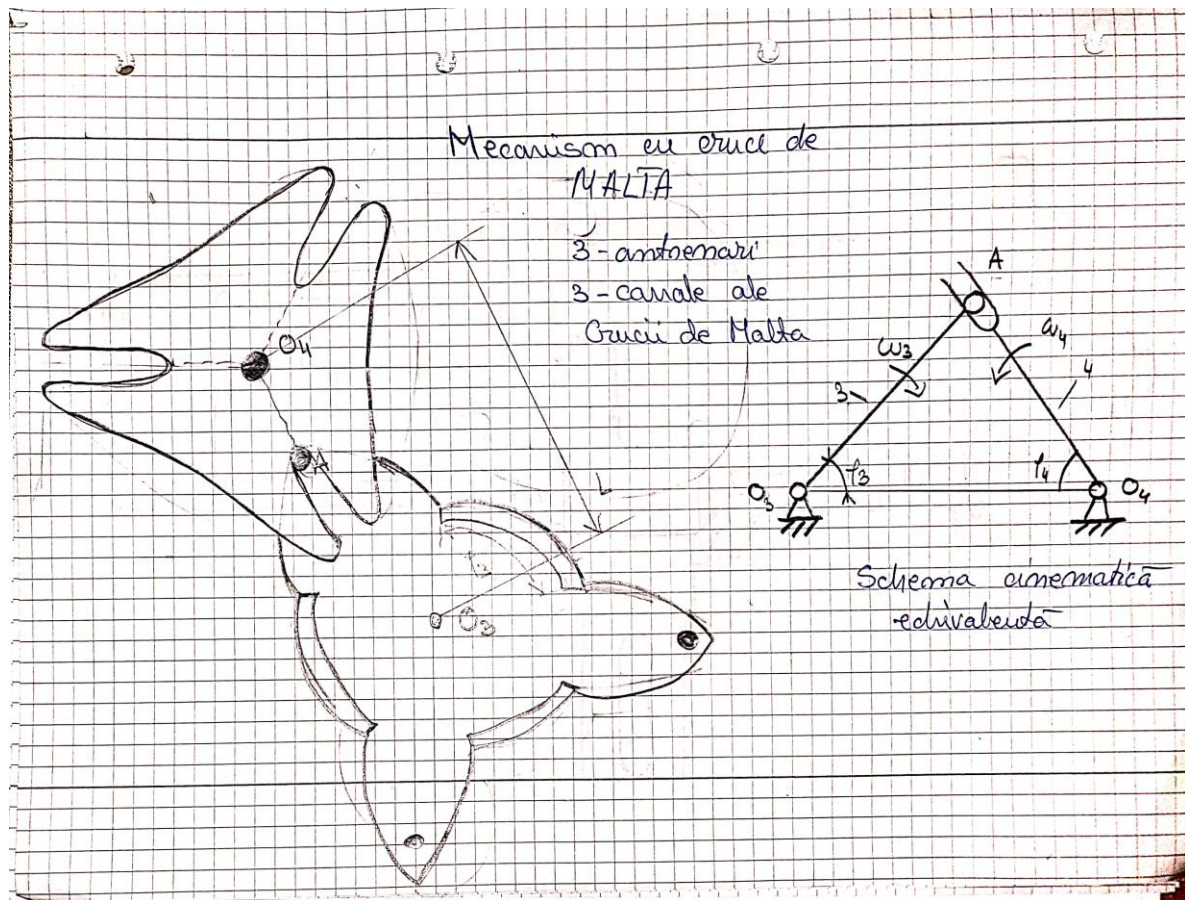


Fig. 2.116

3.3. Schema de principiu al angrenajului cu cruce de Malta (3,3)



3.4. Elemente teoretice si de calcul. Analiza cinematica a mecanismului

3.4.1. Script Matlab

```
clear variables;  
i = 5; %nr de ordine  
n = 3; %antrenori  
z = 3; %nr canale Cruce de Malta  
  
ni = (74+4*i)*10 %turatia motorului de antrenare [rad/min]  
  
L = 35*10^(-3) %dinstanta dintre cele 2 roti 0.035 [m], 35[mm]  
  
%1  
w1 = (pi*ni)/30 %viteza unghiulara a elem conducator
```

```

%2
lambda = sin(pi/z) %const mec cu Cruce de Malta

%4
tm = (2*pi*(1/2-1/z))/w1 %timpul de miscare al cruc

%5
tr = (2*pi*(1/2+1/z))/w1 %timpul de repaus al crucii

%6
T = 2*pi/w1 %timpul de rotatie completa a elem conductor

%7
km = tm/T %coef de miscare

%8
kr = tr/T %coef de repaus

%9
k = km/kr % coef de lucru al mecanismului

%3
R1 = L*sin(pi/z) %lungimea bratului de antrenare (R1<L)

phi1 = -pi/2.5:0.01:pi/2.5; %unghiul de rotatie al antrenorului
phi2= (zeros(length(phi1),1)); %unghiul de rotatie al elem condus

eps2 = (zeros(length(phi1),1)); %acceleratia unghiulara a elem condus

w2 = (zeros(length(phi1),1)); %viteza unghiulara a elem condus

%10
w2max = (lambda/(1 - lambda))*w1 %viteza unghiulara maxima a elem
condus(phi1=0)
epsi = -w1^2*tan(pi/z)

for i=1:length(phi1)
    phi2(i) = atan((lambda*sin(phi1(i)))/(1 - lambda*cos(phi1(i))));
    eps2(i) = -((lambda*(1 - lambda^2)*sin(phi1(i)))/((1 -
2*lambda*cos(phi1(i)) + lambda^2)^2))*w1^2;
    w2(i) = (lambda*(cos(phi1(i)) - lambda)/(1 - 2*lambda*cos(phi1(i)) +
lambda^2))*w1;

```



```

end

%diagramele de variatie
plot(phi1,phi2)
grid;
xlabel('\phi_1');
ylabel('\phi_2=f(\phi_1)');

figure;

plot(phi1,eps2)
grid;
xlabel('\phi_1');
ylabel('\epsilon_2=f(\phi_1)[rad/s]');

figure;

plot(phi1,w2)
grid;
xlabel('\phi_1');
ylabel('\omega_2=f(\phi_1)[rad/s]');

```

3.4.2. Tabel pentru calculul marimilor pentru crucea de Malta

Date: 1. Numarul de ordine		i=5	
2. Turația motorului de antrenare		$n_i = 940$ [rot/min]	
3. Distanța dintre centrele de rotație		$L = 35$ [mm]	
4. Numărul de antrenori		$n = 3$	
5. Numărul de canale ale crucii de Malta		$z = 3$	
Nr.	Denumirea mărimii	Formule de calcul	Valori rezultate
1.	Viteza unghiulară a elementului conducător	$\omega_3 = \frac{\Pi n_3}{30}$	98.4366

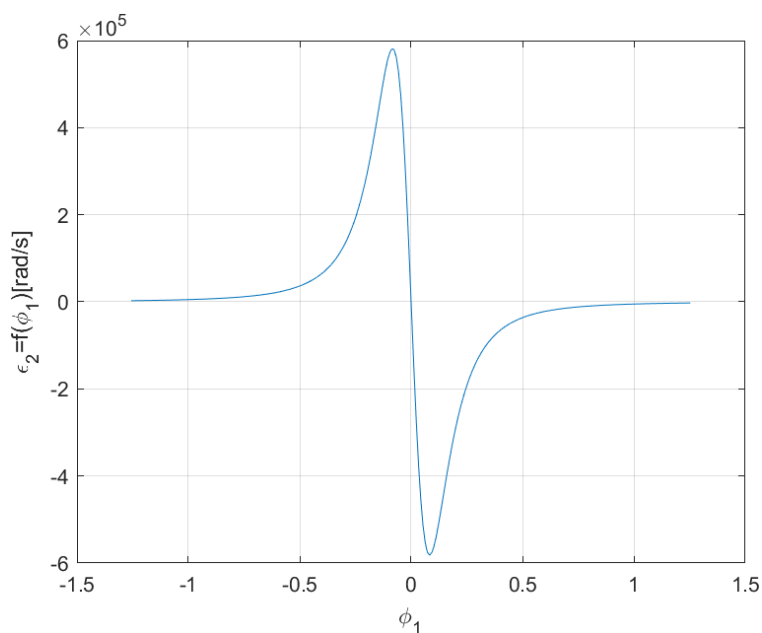
2.	Constanta mecanismului cu cruce de Malta	$\lambda = \frac{R_1}{L} = \sin \varphi_2 = \sin \frac{\Pi}{z}$	0.8660
3.	Lungimea bratului de antrenare (raza elementului de antrenare)	$R_1 = L \sin \varphi_2 = L \sin \frac{\Pi}{z}$	0.0303
4.	Timpul de miscare in care elementul conducator antreneaza elementul condus	$t_m = \frac{2\varphi_1}{\omega_3} = \frac{\Pi \left(1 - \frac{2}{z}\right)}{\omega_3}$	0.0106
5.	Timpul de repaus al elementului condus	$t_r = \frac{2\Pi - 2\varphi_1}{\omega_3} = \frac{\Pi \left(1 + \frac{2}{z}\right)}{\omega_3}$	0.0532
6.	Timpul de rotatie completa al elementului condus	$T = t_m + t_r = \frac{2\Pi}{\omega_3}$	0.0638
7.	Coeficientul de miscare	$k_m = \frac{t_m}{T} = \frac{1}{2} - \frac{1}{z}$	0.1667
8.	Coeficientul de repaus	$k_r = \frac{t_r}{T} = \frac{1}{2} + \frac{1}{z}$	0.8333
9.	Coeficientul timpului de lucru al mecanismului k	$k = \frac{k_m}{k_r} = \frac{z-2}{z+2}$	0.2000
10.	Viteza unghiulară maximă a elementului condus	$\omega_{2\max} = \frac{\lambda}{1-\lambda} \omega_3$	636.3040

3.4.3. Analiza cinematica

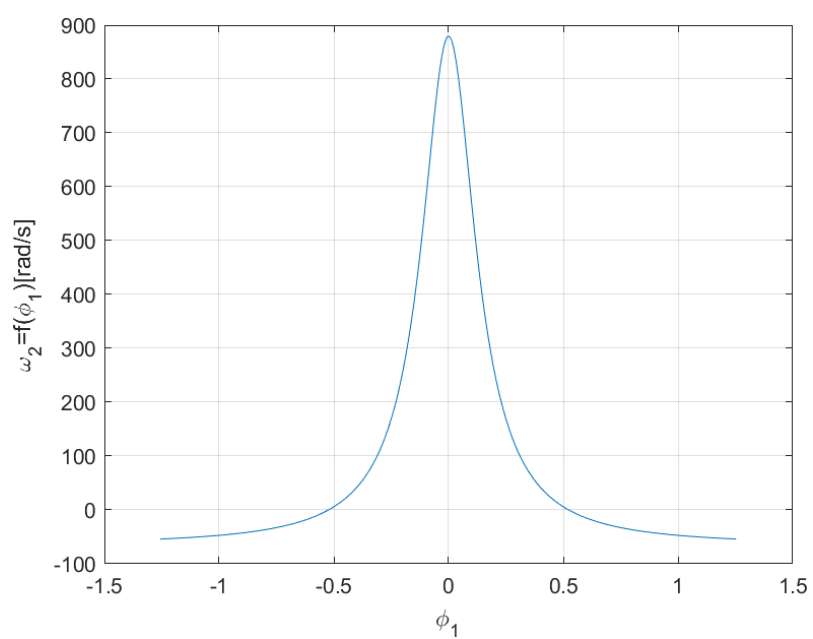
Nr.	Denumirea mărimii	Formule de calcul
1.	Unghiul de rotație al elementului condus	$\varphi_3 = \arctg\left(\frac{\lambda \sin \varphi_2}{1 - \lambda \cos \varphi_2}\right)$
2.	Viteza unghiulară a elementului condus	$\omega_3 = \frac{\lambda(\cos \varphi_2 - \lambda)}{1 - 2\lambda \cos \varphi_2 + \lambda^2} \omega_2$
3.	Acceleratia unghiulară a elementului condus	$\varepsilon_3 = -\frac{\lambda(1 - \lambda^2) \sin \varphi_2}{(1 - 2\lambda \cos \varphi_2 + \lambda^2)^2} \omega_2^2$

3.4.4. Diagramele de variatie ale vitezei si acceleratiei unghiulare a crucii de Malta

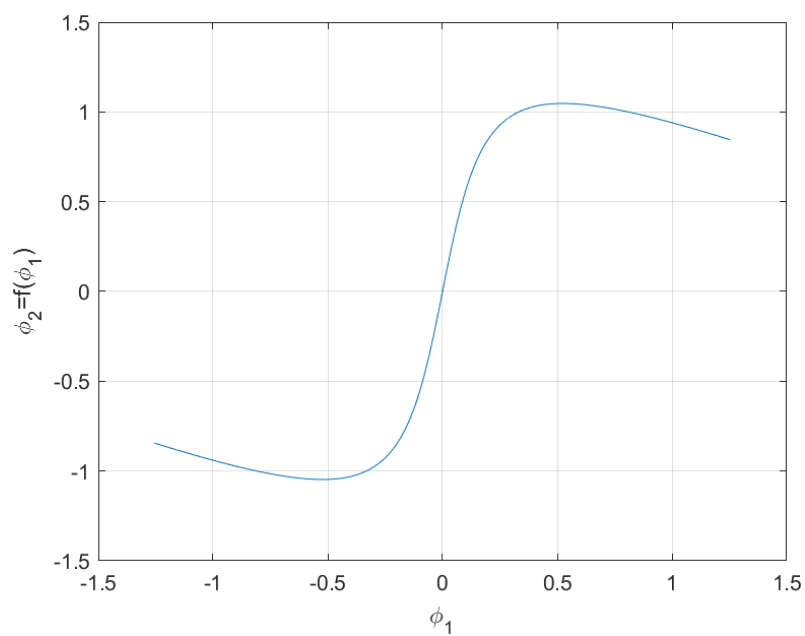
3.4.4.1. Acceleratia unghiulara a crucii de Malta



3.4.4.2. Viteza unghiulara a crucii de Malta



3.4.4.3. Unghiul de rotatie a crucii de Malta



4. Bibliografie

- 1) Mihai Olimpiu Tătar - Elemente de inghineri mecanică. Îndrumător de laborator-parte 1, 2013, Cluj-Napoca, U.T. PRESS
- 2) Documentație proiect EIM
- 3) MatLab
- 4) <https://sim.tuiasi.ro/wp-content/uploads/2019/11/CURS-OMM1-Mecanisme.pdf>
- 5) <https://ro.wikipedia.org/>
- 6) <https://articolepro.weebly.com/blog/-totul-despre-reductoare-definitie-cum-functioneaza-aplicatii>