

MECANISME

**ÎNDRUMĂTOR DE LUCRĂRI DE LABORATOR
ȘI
CULEGERE DE PROBLEME PENTRU SEMINAR**

**UNIVERSITATEA POLITEHNICA TIMIȘOARA
2017**

PREFAȚĂ

Prezenta lucrare intitulată ”MECANISME, îndrumător de lucrări de laborator și culegere de probleme pentru seminar” se bazează pe experiența acumulată de-a lungul anilor în redactarea și utilizarea îndrumătoarelor anterioare editate de colectivul de autori care gestionau cursurile și lucrările de la mecanisme. Acest îndrumător prezintă variante îmbunătățite și revizuite ale lucrărilor de laborator și prezintă marele avantaj de a fi o variantă electronică, afișată pe site-ul Departamentului de Mecatronică. În acest fel studenții vor avea un acces mai facil la lucrările de laborator și problemele pentru seminar în vederea pregătirii orelor de aplicații.

Această lucrare, prezintă și o noutate absolută prin faptul că abordează și activitatea de seminar prin problemele rezolvate și propuse. Este prima lucrare din ultimii ani în care studenții pot găsi probleme rezolvate și propuse pentru rezolvare la capitolele de structura mecanismelor, cinematica mecanismelor cu bare și roți dințate.

Manuscrisele aferente lucrărilor de laborator din prezenta ediție au fost elaborate și revizuite de către coordonatoarea lucrării As.dr.ing. Pop Florina, în colaborare cu Prof.dr.ing. Maniu Inocențiu, Șl.dr.ing. Moldovan Cristian (2), Prof.dr.ing. Mesaroș-Anghel Voicu (4, 7, 9), Prof.dr.ing. Lovasz Erwin-Christian (3, 4), Conf.dr.ing. Cărăbaș Iosif (6, 7), Șl.dr.ing. Pop Cristian (5, 8).

Partea aferentă problemelor de seminar a fost realizată în totalitate de către coordonatoarea lucrării As.dr.ing. Pop Florina.

Pentru viitor colectivul de autori, coordonat de As.dr.ing. Pop Florina, își propune completarea părții aferente seminarului cu probleme din capitolele de sinteza și cinetostatica mecanismelor.

Colectivul de autori ai acestei ediții electronice exprimă mulțumiri anticipate tuturor studenților celor care vor utiliza materialul la orele de laborator și seminar, pentru critici, sugestii sau sesizări menite să îmbunătățească edițiile ulterioare.

LUCRAREA NR. 1

STRUCTURA MECANISMELOR

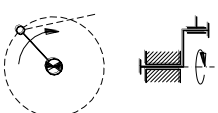
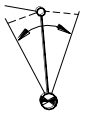
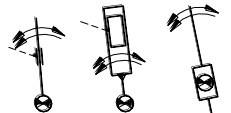
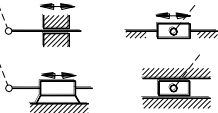
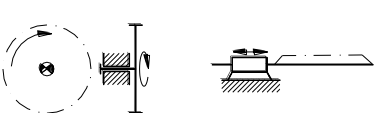
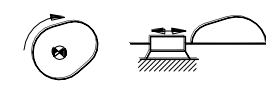
1.1. Scopul lucrării:

Este însușirea de către studenți a metodologiei de analiză structurală a mecanismelor.

1.2. Noțiuni teoretice generale

Elementul este o piesă sau un grup de piese (corpuri) care formează un ansamblu teoretic nedeformabil în raport cu alte entități similare. În tabelul 1.1 sunt prezentate schematizat cele mai uzuale tipuri de elemente.

Tab. 1.1

Tipuri de elemente			
Denumire	Manivela	Balansier	Culisa
Simbol			
Denumire	Piston, Piatra de culisa	Roata dintata cilindrica si cremaliera	
Simbol			
Denumire	Cama plana rotativa si de translatie	Melc-roata melcata	Roata dintata conica
Simbol			

Cupla cinematică este legătura directă și mobilă a două elemente. Cuplele cinematice pot fi clasificate în clase.

Clasa „i” a unei cuple cinematice este dată de numărul gradelor de libertate suprimate în mișcarea relativă a celor două elemente care formează cupla cinematică. În tabelul 1.2 sunt prezentate câteva cuple cinematice uzuale.

Cuplele cinematice sunt denumite *cuple inferioare*, dacă contactul teoretic al celor două zone de contact se realizează după o suprafață sau *cuple superioare* dacă contactul este linear sau punctiform.

După numărul cuplelor cinematice în compunere cărora parti-

cipă un element distingem: elemente binare (participă la formarea a 2 cuple cinematice), elemente ternare, etc.

Lanțul cinematic reprezintă un grup de elemente legate între ele prin cuple cinematice.

Lanțul cinematic poate fi închis, dacă elementele sale descriu un contur poligonal închis sau deschis dacă conturul poligonal este deschis.

Mecanismul este o componentă a unei mașini sau a unui aparat, având rolul de transmitere sau transformare a mișcării sau a sistemului de forțe. Mecanismul mai poate fi definit conform lui Franz von Reuleaux, ca fiind un lanț cinematic care conține un element fix, unul sau mai multe elemente conducătoare (motoare) față de care celelalte elemente au mișcări bine determinate.

Schema cinematică este reprezentarea convențională în desen a elementelor, cuplelor cinematice, mecanismelor și lanțurilor cinematice, cu respectarea dimensiunilor geometrice caracteristice ale elementelor componente.

Tab. 1.2

Cuple cinematice				
Denumire	Sfera-plan	Sfera-jgheab	Patina-spatiala	Cupla sferica
Clasa	I	II	III	III
Simbol				
Denumire	Cupla cilindrica	Cupla plana superioara	Cupla de rostogolire	Cupla de infasurare
Clasa	IV	IV	V	V
Simbol				
Denumire	Cupla de rotatie	Cupla de translatie	Cupla elicoidala	Conexiune elastica
Clasa	V	V	V	V
Simbol				

Schema structurală este reprezentarea schematizată a modului de legare a elementelor prin intermediul cuplelor cinematice la un mecanism dat, fără să se ia în considerare dimensiunile geometrice ale elementelor și cuplelor cinematice.

Familia unui mecanism este dată de numărul mișcărilor suprimate prin construcție tuturor elementelor mecanismului, și se va nota cu f .

Gradul de libertate al unui lanț cinematic este dat de numărul de parametri independenți necesari pentru a defini în mod univoc

poziția tuturor elementelor lui în raport cu un sistem de referință exterior lanțului sau de numărul mișcărilor simple posibile de translație sau rotație pentru toate elementele lanțului cinematic.

Gradul de mobilitate al unui mecanism reprezintă numărul de parametri independenți necesari pentru a defini în mod univoc pozițiile tuturor elementelor mecanismului în raport cu un sistem de referință propriu solidar cu elementul fix. Gradul de mobilitate al unui mecanism de familie f se calculează cu relația:

$$M = (6 - f) \cdot (n - 1) - \sum_{i=f+1}^5 (i - f) \cdot c_i \quad (1.1)$$

unde: c_i - numărul cuplelor cinematice de clasă „ i ”

astfel că pentru mecanismele plane (de familie $f=3$):

$$M = 3 \cdot (n - 1) - 2 \cdot c_5 - c_4 \quad (1.2)$$

unde: n - numărul de elemente;

c_5 - numărul cuplelor cinematice de clasă a V-a;

c_4 - numărul cuplelor cinematice de clasă a IV-a.

În cazul în care apar legături pasive și grade de libertate de prisos (mișcări independente) atunci gradul de mobilitate real se determină cu relația:

$$M_r = M - \sum_{i=1}^n L_p - \sum_{j=1}^m L_{id} \quad (1.3)$$

în care: M - gradul de mobilitate calculat anterior;

$\sum_{i=1}^n L_p$ - suma gradelor de libertate a legăturilor pasive;

$\sum_{j=1}^m L_{id}$ - suma gradelor de libertate de prisos.

Legături pasive sunt acele lanțuri cinematice a căror funcție cinematică este realizată și de către alte lanțuri cinematice. Gradul de libertate al legăturilor pasive se calculează cu relația:

$$L_p = 3 \cdot n_p - 2 \cdot c_{5p} - c_{4p} \quad (1.4)$$

unde: n_p , c_{5p} , c_{4p} reprezintă numărul corespunzător de elemente, cuple cinematice de clasă a V-a și a IV-a ale lanțului cinematic pasiv.

Gradele de libertate de prisos se determină considerând succesiv fixe toate elementele mecanismului mai puțin unul și analizând mișcările simple posibile pe care acesta le poate executa. Numărul acestor mișcări posibile reprezintă gradele de libertate de prisos.

$$L_{id} = 3 \cdot n_{id} - 2 \cdot c_{5id} - c_{4id} \quad (1.5)$$

O *cuplă cinematică* are *gradul de multiplicitate* „*k*” dacă în punctul figurativ al acesteia concură un număr de „*k*+1” elemente. Această cuplă se va considera (număra) în calculul structural de un număr ori egal cu gradul de multiplicitate „*k*”.

Un mecanism se numește *desmodrom* (d.p.d.v. cinematic) dacă gradul său de mobilitate este egal cu numărul de elemente conducătoare;

$$M = n_m \quad (1.6)$$

unde: n_m - numărul de elemente conducătoare.

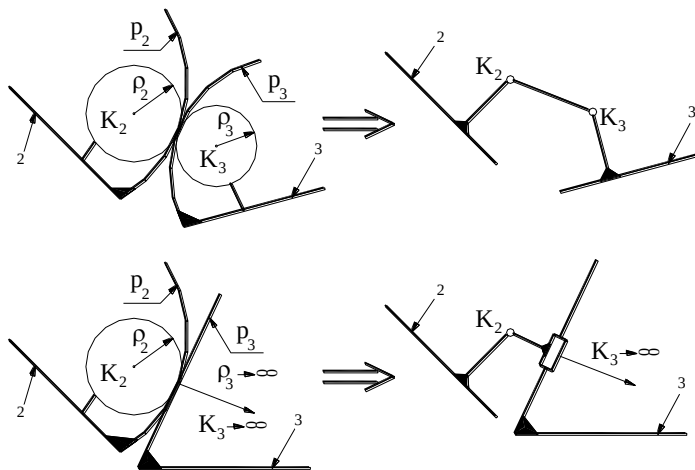


Fig.1.1

Grupa cinematică (structurală Assur) este lanțul cinematic deschis conținând numai cuple cinematice inferioare, cel mai simplu, cu grad de libertate nul.

În vederea obținerii mecanismului înlocuitor al unui mecanism plan care conține și cuple cinematice superioare se procedează la *înlocuirea instantaneu-izocinetică* a cuplei plane superioare cu un element binar. În figura 1.1 sunt prezentate două cazuri de transformare instantaneu-izocinetică.

Grupele cinematice pot fi clasificate în funcție de clasa și ordinul acestora (v. tabelul 1.3).

Clasa unei grupe cinematice este dată de numărul laturilor conturului poligonal cel mai complex conținut în grupă. *Ordinul unei cuple cinematice* este dat de numărul cuplelor cinematice de legătură cu alte grupe componente ale mecanismului sau cu elementul conducător.

Un mecanism se consideră de clasa și ordinul grupei cinematice celei mai complexe din compunerea sa.

Tab. 1.3

Grupe cinematice de cls. II ord.2				
Aspect 1 (RRR)	Aspect 2 (RRT)	Aspect 3 (RTR)	Aspect 4 (TRT)	Aspect 5 (RTT)
 $n = 2$ $c_5 = 3$	 $n = 2$ $c_5 = 3$	 $n = 2$ $c_5 = 3$	 $n = 2$ $c_5 = 3$	 $n = 2$ $c_5 = 3$
Grupe cinematice de clase si ordine superioare				
Cls. III ord. 3		Cls. IV ord. 2		Cls. III ord. 4
 $n = 4$ $c_5 = 6$	 $n = 4$ $c_5 = 6$	 $n = 4$ $c_5 = 6$	 $n = 4$ $c_5 = 6$	 $n = 6$ $c_5 = 9$

1.3. Analiza structurală a mecanismelor

Analiza structurală a unui mecanism se realizează în scopul cunoașterii alcătuirii acestuia din elemente și grupe cinematice respectiv din grupe cinematice. Impărțirea în grupe cinematice este univoc determinată.

Pentru analiza structurală a unui mecanism se parcurg următoarele etape:

1. se întocmește schema cinematică a mecanismului analizat;
2. se identifică elementele (elementul) motor;

3. se identifică particularitățile constructive ale mecanismului: cuple multiple, lanțuri cinematice pasive și mișcările independente;
4. se identifică familia mecanismului;
5. se calculează gradul de mobilitate și se verifică dacă este îndeplinită condiția de desmodromie;
6. se efectuează transformările instantaneu-izocinetice ale cuplelor plane superioare (dacă este cazul);
7. se calculează gradul de mobilitate al mecanismului înlocuitor;
8. pe schema cinematică a mecanismului înlocuitor se identifică și se separă elementele (elementul) conducătoare și elementul fix, respectiv se face împărțirea începând de la elementul condus către elementele (elementul) motoare în grupe cinematice. Se încearcă împărțire lanțului cinematic rămas al mecanismului în grupe cinematice de clasa a II-a. Dacă în urma împărțirii nu sunt cuprinse toate elementele în grupe cinematice se repetă operațiunea considerând și grupe cinematice de clasă superioară.
9. se întocmesc schemele structurale ale mecanismului real și al mecanismului instantaneu-izocinetic înlocuitor;
10. se concluzionează asupra clasei și ordinului mecanismului.

1.4. Mersul lucrării

Pentru un număr de mecanisme, se va realiza analiza structurală conform metodologiei prezentate la § 1.3.

LUCRAREA Nr. 2

MĂSURAREA VITEZEI UNGHIULARE

2.1. Generalități

Viteza unghiulară ω este un parametru cinematic caracteristic mișcării de rotație, care în sistemul internațional de măsură (SI) este o mărime derivată ce se măsoară în rad/s; ea reprezintă unghiul elementar descris de rază raportat la un interval de timp elementar și se exprimă prin derivata în raport cu timpul a unghiului.

Legătura între viteza unghiulară ω (rad/s), medie pe ciclu cinematic și turația n (rot/min) a elementului considerat este dată de relația:

$$\omega = \frac{\pi n}{30} [\text{rad} / \text{s}] \quad (2.1)$$

Mijloacele de măsurare permit determinarea unei valori ce reprezintă viteza unghiulară medie pe un ciclu de funcționare, precum și viteza unghiulară instantanee a elementului.

Cele mai răspândite sunt mijloacele de măsurare a vitezei unghiulare medii, care permit o determinare directă (numite tahometre), sau indirectă (contoare ce indică un număr N de rotații într-un anumit interval de timp).

2.2. Aparat și metode de măsurare

După principiul de funcționare, aparatele pot fi: mecanice, electrice, electronice, mecano-optice și electrono-optice.

2.2.1. Aparat de măsură a vitezei unghiulare medii

2.2.1.1. Tahometrul mecanic centrifugal

Aparatul funcționează **pe principiul regulatorului centrifugal**. În fig.2.1 este arătată schema cinematică a tahometrului centrifugal.

Greutățile A (fig.2.1) sunt legate printr-un sistem de bare articulate C de manșonul cu ghidaj rectiliniu, M . Prin rotirea arborelui B , greutatea A , așezată simetric față de acesta, se îndepărtează sub acțiunea forțelor de inerție (centrifuge) și deplasează manșonul M , care provoacă rotirea acului indicator în jurul punctului O .

Întregul sistem se menține în echilibru relativ cu ajutorul forțelor elastice create de arcurile R . Între arborele B și arborele a cărui viteză unghiulară se măsoară, se intercalează de obicei o cutie de viteze C_v prin care se obține mărirea **domeniului de măsurare**. Acest lucru este întâlnit la aparatele portabile care permit măsurarea de viteze unghiulare medii cuprinse aproximativ între 4 și 4.800 rad/s.

Tahometrele mecanice centrifugale pot fi cuplate permanent (tahometre de tablou) sau temporar (tahometre de mână) cu elementul a cărui viteză unghiulară se măsoară. Tahometrele mecanice au precizie relativ scăzută, datorită schimbării proprietăților elastice ale arcurilor, frecării în cuplele cinematice ale mecanismelor sale, instalării incorecte a tahometrului, etc.

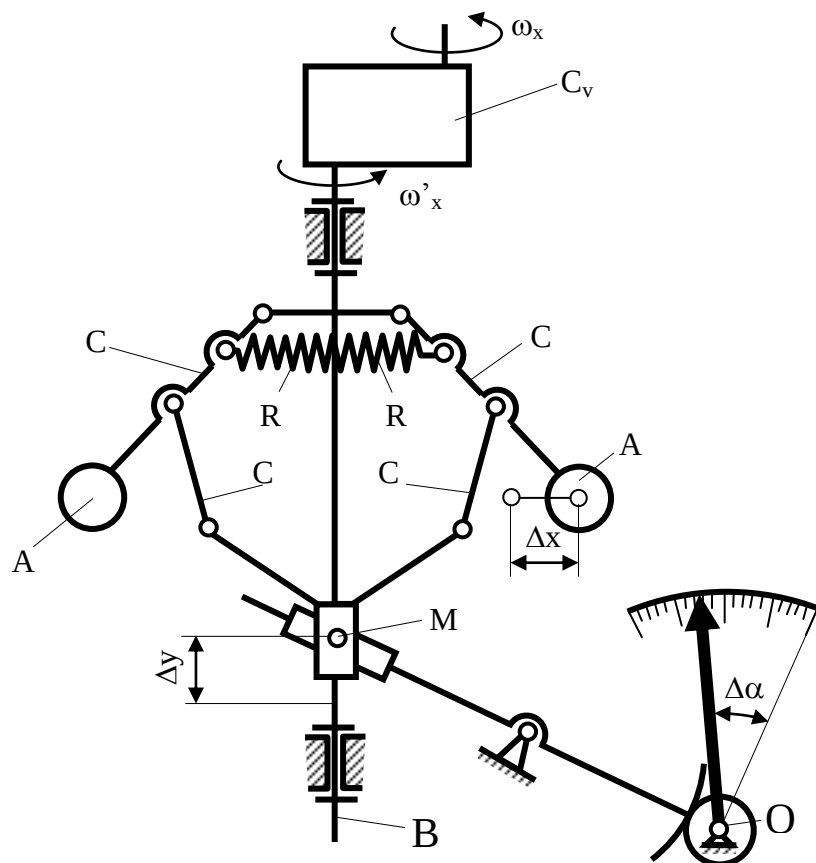


Fig. 2.1

Eroarea admisibilă a tahometrului mecanic poate ajunge la 5%.

2.2.1.2. Tahometrul cu curenți turbionari

Aparatul (fig.2.2.a) funcționează pe principiul interacțiunii a două câmpuri magnetice: unul produs de magneți permanenți M antrenați în mișcare de rotație, iar altul creat de curenții

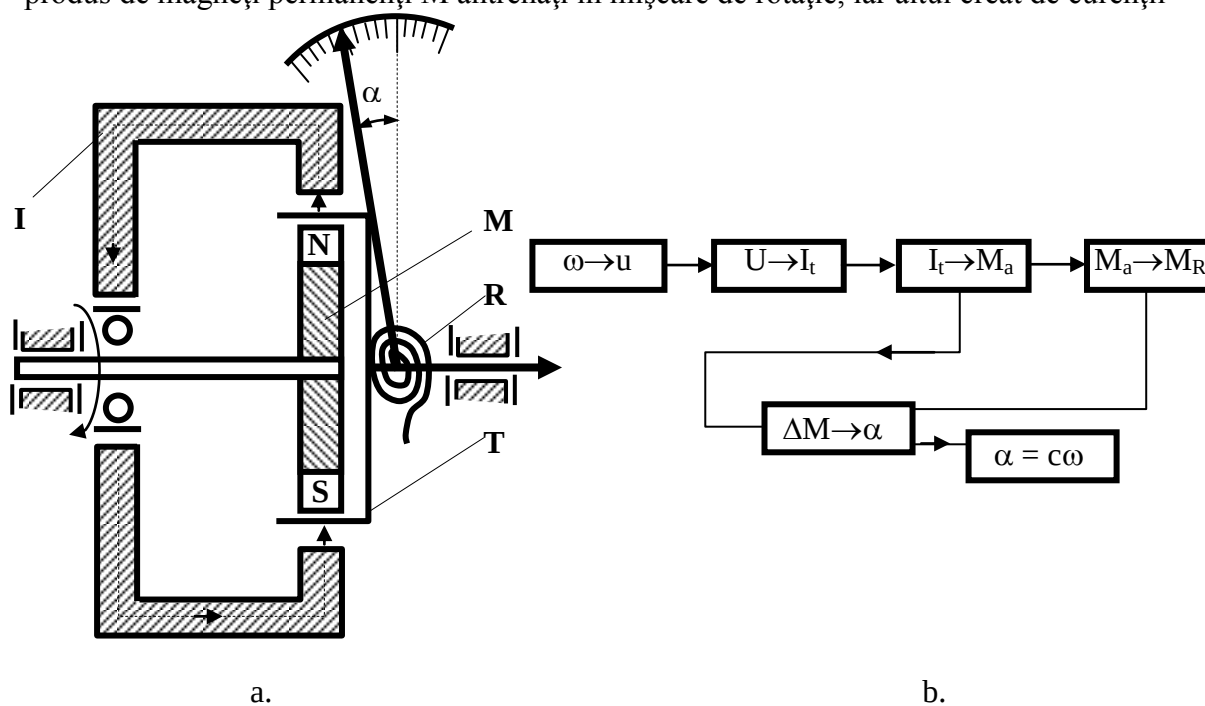


Fig. 2.2

turbionari, induși în tamburul T. În fig.2.2.b se prezintă schema cinematică și funcțională a tahometrului cu curenți turbionari.

Tahometrele cu curenți turbionari se folosesc pentru domenii de măsurare cuprinse între 1,8 ... 700 rad/s.

Pe arborele aparatului sunt fixați magneții permanenți M cu 4-8 poli, ce se rotesc sincron cu elementul a cărui viteză unghiulară se măsoară. Liniile de forță ale magneților permanenți, intersectează tamburul T din cupru sau aluminiu, care se poate roti și parcurg apoi inelul fix de fier I care închide circuitul magnetic. În tambur se induce tensiuni electromotoare proporționale cu viteza unghiulară, iar tensiunile generează curenți turbionari.

Interacțiunea dintre câmpul electromagnetic al curenților turbionari cu câmpul magnetic al magneților permanenți, produce un cuplu de torsiune activ M_a . Datorită cuplului activ M_a tamburul T se rotește tensionând arcul spiral R care produce astfel cu cuplu de torsiune rezistent M_R , proporțional cu unghiul de rotire α al acului indicator. Tamburul T ajunge într-o poziție de repaus când cuplul activ M_a este egal cu cuplul rezistent M_R .

2.2.1.3. Tahogeneratorul

Tahogeneratorul se compune din două părți principale:

- un generator electric de curent continuu sau alternativ; tensiunile generate sunt proporționale cu turația;
- un aparat de măsurare.

Tahogeneratorul cu generator de curent alternativ este frecvent întâlnit în tehnica măsurării vitezelor unghiulare deoarece nu necesită colector și permite indicarea vitezelor unghiulare mici și a sensului de rotire. Tahogeneratoarele de curent alternativ se construiesc în variante monofazate sau polifazate. Cele polifazate permit măsurarea de viteze unghiulare foarte coborâte de ordinul 0,5 rad/s și chiar mai mici. Tahogeneratoarele polifazate sunt construite exclusiv din bobine fixe și magneți rotativi (cu 1 ... 12 perechi de poli). Conform fig.2.3. a, b, tahogeneratorul este format dintr-un generator G și un aparat de măsurare numit receptor R.

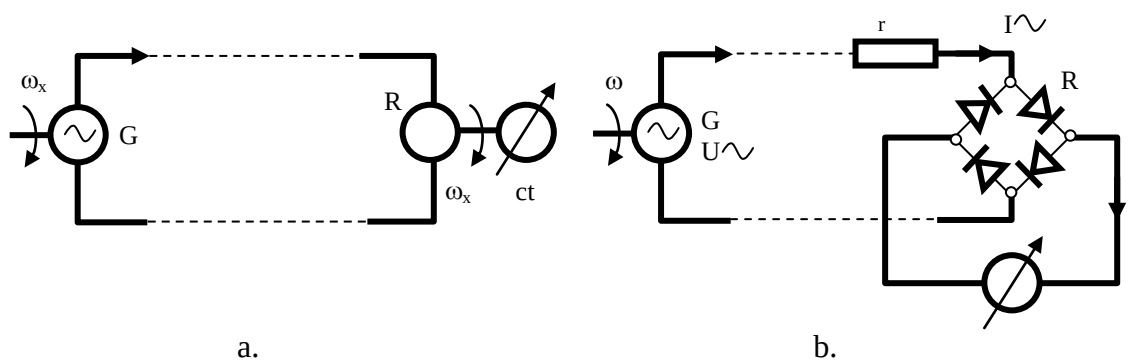


Fig. 2.3.

Receptorul poate fi:

- micromotor electric cu aparat indicator cu curenți turbionari;
- aparat indicator cu cadru mobil cu redresoare semiconductoare.

Tahogeneratorul permite telemăsurarea vitezei unghiulare.

Tahogeneratorul utilizat în cadrul lucrării este echipat cu generator de curent continuu și un receptor construit după prima variantă.

2.2.1.4. Stroboscopul

Stroboscopul este un aparat de măsurare a vitezei unghiulare ce folosește efectul stroboscopic.

Este cunoscut faptul că efectul stroboscopic se bazează pe principiul inerției ochiului omenesc în perceperea senzațiilor vizuale (imaginile care se succed cu o frecvență $f \geq 10$ Hz sunt percepute ca o singură imagine persistentă).

Dacă un corp (sau reper) se rotește cu frecvența f_x și este iluminat prin impulsuri cu frecvența f_i , imaginea sa va apare staționară când există egalitatea:

$$f_i = f_x [\text{Hz}] \quad (2.2)$$

Stroboscopul permite măsurarea celor mai mari viteze unghiulare ce apar în tehnică. La frecvențe de iluminare $f_i < 10\text{Hz}$ se obține o imagine ce pâlpâie, acest dezavantaj se elimină folosind frecvențe de iluminare f_i de k ori mai mari decât f_x ($k = \text{număr întreg}$). În acest caz, imaginea corpului (reperului) va apare multiplicată de k ori (în vârfurile unui poligon regulat) când există egalitatea:

$$f_x = \frac{f_i}{k} [\text{Hz}] \quad (2.3)$$

unde $k = 1, 2, 3 \dots$ conform fig.2.4.b, viteza unghiulară fiind: $\omega = 2\pi f_x$.

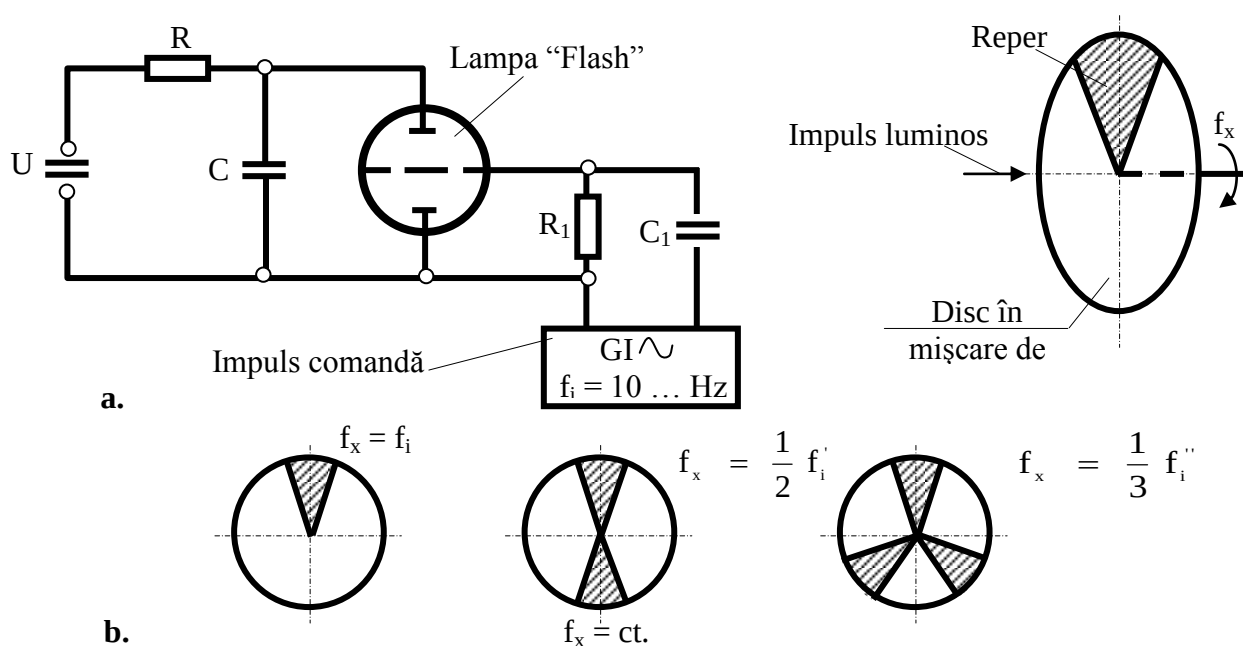


Fig. 2.4.

Stroboscopul mai prezintă și avantajul că nu introduce cuplu rezistent, care să influențeze valoarea vitezei unghiulare măsurate și permite măsurarea vitezei unghiulare la elemente greu accesibile.

În cadrul lucrării se va utiliza un stroboscop electronic cu lampă “Flash” și cu frecvențe de iluminare $f_i = 10 \dots 260$ Hz, a cărei schemă este prezentată în fig.2.4.a.

2.2.1.5. Numărătorul de impulsuri

Viteza unghiulară medie se măsoară și pe cale indirectă, prin înregistrarea numărului de rotații N efectuate într-un interval de timp T secunde. În acest caz viteza unghiulară medie are valoarea:

$$\omega = \frac{2\pi N}{T} [\text{rad} / \text{s}] \quad (2.4)$$

Numărătorul de impulsuri poate fi electromecanic sau electronic și el însumează semnalele electrice produse de un traductor. Traductorul de impulsuri transformă rotația unui

element în impulsuri electrice; el poate fi un tahogenerator cu tensiune alternativă, un contact ce închide repetat un circuit electric sau un traductor fotoelectric.

Intervalul de timp T se măsoară cu un cronometru mecanic, electric sau electronic. Cronometrul și numărătorul de impulsuri se comandă sincron. În cadrul lucrării se folosește un ansamblu format dintr-un numărător electronic, un cronometru și un traductor fotoelectric.

Principiul de producere a impulsurilor este următorul: o fotodiodă F_D este iluminată intermitent de către o sursă luminoasă L . comanda iluminării este dată de un disc cu z fante, care se rotește solidar cu elementul a cărui viteză unghiulară se măsoară. La fiecare iluminare, rezistența electrică a fotodiodei scade și astfel impulsul de curent din circuit se transformă, pe rezistența R , într-un impuls de tensiune care este transmis numărătorului electronic conform fig.2.5.

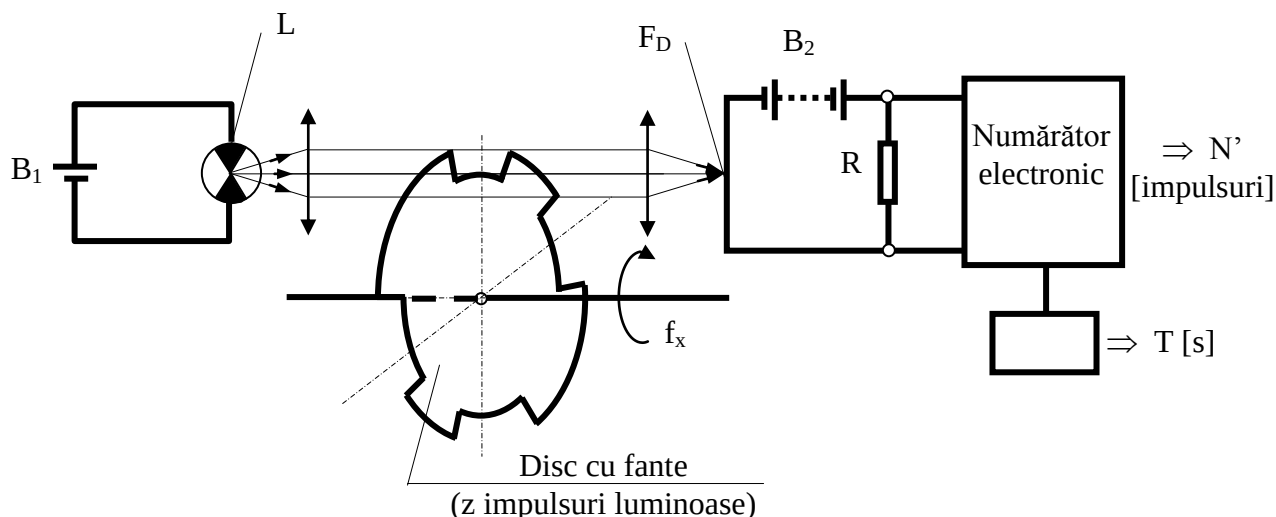


Fig. 2.5.

La fiecare rotație corespund z impulsuri înregistrate, deci viteza unghiulară medie va fi:

$$\omega = \frac{2\pi N}{zT} \text{ [rad / s]} \quad (2.5)$$

La performanțe corespunzătoare ale numărătorului de impulsuri, traductorului și cronometrului, se pot măsura viteze unghiulare de orice ordin.

2.3. Instalația de măsurare

Măsurarea vitezei unghiulare medii se realizează la arborele de ieșire a unui variator cu conuri cu curea. Arborele de intrare a variatorului este antrenat de un motor electric (fig.2.6).

Arborele de ieșire al variatorului este cuplat cu arborele tahogeneratorului și poartă discul D_1 cu un reper vopsit (pentru măsurătorile cu stroboscopul) și un alt disc D_2 cu 6 orificii, care permit luminarea intermitentă de către o sursă de lumină L a fotodiodei F_D ale cărei impulsuri sunt numărate de numărătorul de impulsuri N_i .

2.4. Mersul lucrării

Se reglează variatorul pentru o valoare anumită a raportului de transmitere. Se măsoară frecvența de rotație cu ajutorul tahometrului mecanic centrifugal, a tahogeneratorului (indicațiile aparatului de împart cu 4) și a stroboscopului. Fiecare măsurătoare se repetă de trei ori apoi se calculează viteza unghiulară corespunzătoare și în sfârșit se determină media aritmetică a valorilor obținute. În sfârșit, se determină numărul de impulsuri emise de fotodiodă pe un anumit interval de timp T , se împarte la 6, obținându-se valoarea N și se calculează viteza unghiulară cu relația (2.4). se repetă măsurătoarea și în acest caz de trei ori și se determină media aritmetică.

Rezultatul obținut se consideră valoarea etalon, față de care se calculează eroarea măsurătorilor anterioare, folosind relația:

$$\delta_{\omega} = \frac{\omega_x - \omega_{et}}{\omega_{et}} 100\% \quad (2.6)$$

Rezultatele măsurătorilor se înscriu în tabelul 2.1 și se construiește diagrama de variație $\delta_{\omega} = \delta_{\omega}(\omega)$ pentru un număr de 8 poziții de reglaj ale variatorului.

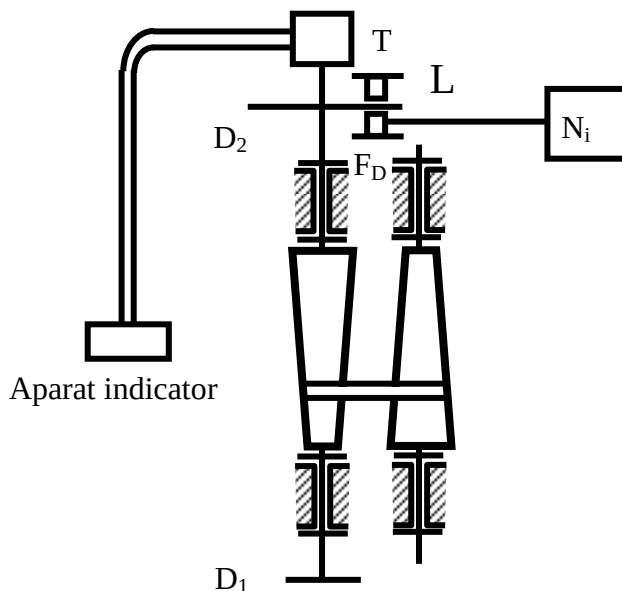


Fig. 2.6.

Măsurarea vitezei unghiulare medii

Tab. 2.1.

Aparat etalon Numărător de impulsuri		Trepte de măsurare					
		-	1	2	3		10
Aparate etalonate	1. Stroboscop	ω_{et} [rad/s]					
		ω_x [rad/s]	1				
			2				
			3				
			Media				
	2. Tahometru centrifugal	δ_{ω}					
		ω_x [rad/s]	1				
			2				
			3				
			Media				
	3. Tahogenerator	δ_{ω}					
		ω_x [rad/s]	1				
			2				
			3				
			Media				
		δ_{ω}					
		ω_x [rad/s]	1				
			2				
			3				
			Media				
		δ_{ω}					

LUCRAREA Nr. 3

DETERMINAREA EXPERIMENTALĂ A PARAMETRILOR CINEMATICI AI MECANISMULUI ARTICULAȚIEI UNIVERSALE

3.1. Scopul lucrării este de a familiariza studenții cu construcția și funcționarea mecanismului articulației universale (în construcția monocardanică, respectiv cea bicardanică), precum și stabilirea dependenței funcționale dintre parametrii cinematici ai elementului condus și ai elementului conducător.

3.2. Noțiuni generale

Mecanismul articulației universale (transmisia cardanică sau cuplajul lui Hooke) servește la transmiterea mișcării de rotație între axele necoliniare 1 și 3 care se intersectează în punctul O, formând unghiul α_{13} , conform fig.3.1. Mecanismul este sferic, articulat, cu 4 elemente (2 furci "f", o piesă intermediară în formă de cruce "c" și elementul fix) și 4 cuple de rotație a căror axe se intersectează în punctul O (cuplele B' și C' sunt cuple de rotație pasive).

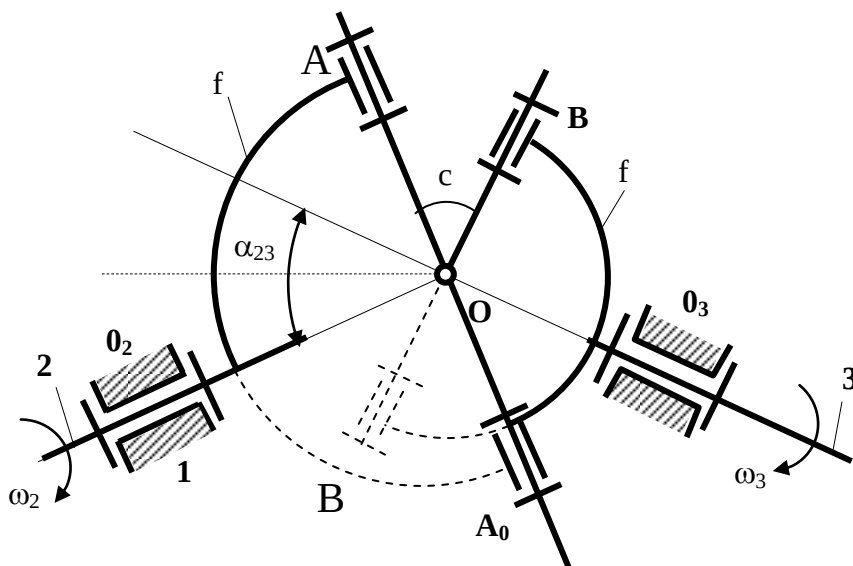


Fig. 3.1.

Brațele BB' și CC' ale crucii "c" formează un unghi de 90^0 cu vârful în O.

Utilizând metoda contururilor poligonale spațiale funcția de transmitere de ordinul 0 ce exprimă dependența între deplasarea unghiulară φ_3 a elementului de ieșire și deplasarea unghiulară φ_1 a elementului de intrare este:

$$\varphi_3 = \arctg\left(\frac{1}{\cos \alpha_{13}} \operatorname{tg} \varphi_1\right) \quad (3.1)$$

Derivând în raport cu timpul relația (3.1) se obține viteza unghiulară a elementului condus al mecanismului articulației universale sub forma:

$$\omega_3 = \omega_1 \frac{\cos \alpha_{13}}{\sin^2 \varphi_1 + \cos^2 \varphi_1 \cdot \cos^2 \alpha_{13}} \quad (3.2)$$

Dacă viteza unghiulară ω_1 a elementului conducător este constantă, viteza unghiulară ω_3 a elementului condus, variază între limitele:

$$\omega_{3 \max} = \omega_1 \frac{1}{\cos \alpha_{13}} \quad \text{și} \quad \omega_{3 \min} = \omega_1 \cdot \cos \alpha_{13} \quad (3.3)$$

Accelerația unghiulară ε_3 a arborelui condus (derivata de ordinul doi în raport cu timpul a relației (3.1)) este:

$$\varepsilon_3 = \frac{\cos \alpha_{13} \cdot \sin \alpha_{13} \cdot \sin 2\varphi_1}{(\sin \varphi_1 + \cos^2 \sin 2\varphi_1 \cdot \cos^2 \alpha_{13})^2} \cdot \omega_3 \quad (3.4)$$

Gradul de neregularitate (neuniformitate) al mișcării la ieșirea din transmisia monocardanică, reprezentat grafic în fig.3.2, se determină cu ajutorul relației:

$$\delta = \frac{\omega_{3 \max} - \omega_{3 \min}}{\omega_1} \quad (3.5)$$

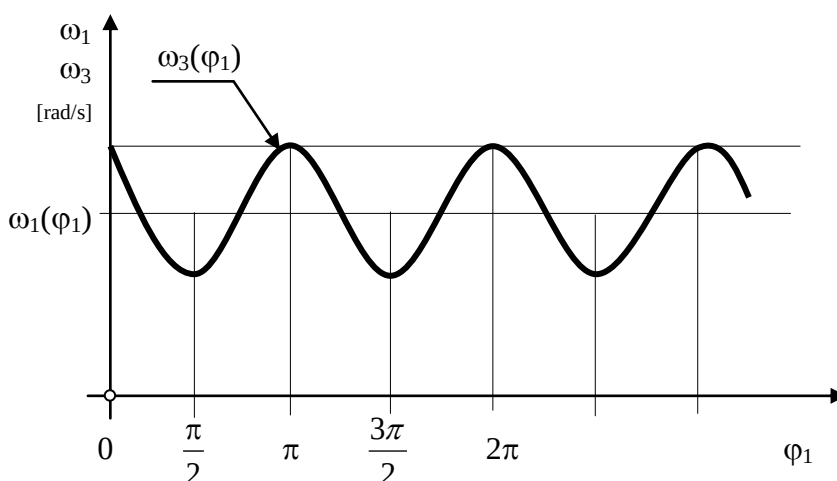


Fig. 3.2.

Asincronismul (neconcordanța dintre φ_3 și φ_1) se elimină prin utilizarea mecanismelor policardanice sincrone obținute prin înscrierea a două sau mai multe mecanisme monocardanice.

Pentru mecanismul bicardanic prezentat în fig. 3.3, unghiul de poziție φ_5 al elementului de ieșire se poate exprima în funcție de cel al elementului de intrare φ_1 prin relația:

$$\varphi_5 = \arctg \frac{(\operatorname{tg} \varphi_1 + \cos \alpha_{13} \cdot \operatorname{tg} \gamma) \cdot \cos \alpha_{35}}{\cos \alpha_{13} - \operatorname{tg} \varphi_1 \cdot \operatorname{tg} \gamma} - \arctg(\cos \alpha_{35} \cdot \operatorname{tg} \gamma) \quad (3.6)$$

unde γ este unghiul pe care-l închid planele formate de axa elementului 3 și axele geometrice ale lagărelor furcilor solidare cu acest element.

În fig. 3.4 se prezintă variația diferenței unghiurilor de poziție a elementelor 5 și 1, în funcție de unghiul de poziție a elementului 1 și unghiul γ .

Se numește mecanism bicardanic sincron mecanismul pentru care:

$$\varphi_5(t) = \varphi_1(t)$$

Din relația 3.6 rezultă că se realizează un asemenea mecanism pentru:

$$\alpha_{13} = \pm \alpha_{35} \quad \text{și} \quad \gamma = k \cdot \pi$$

unde k este un număr întreg.

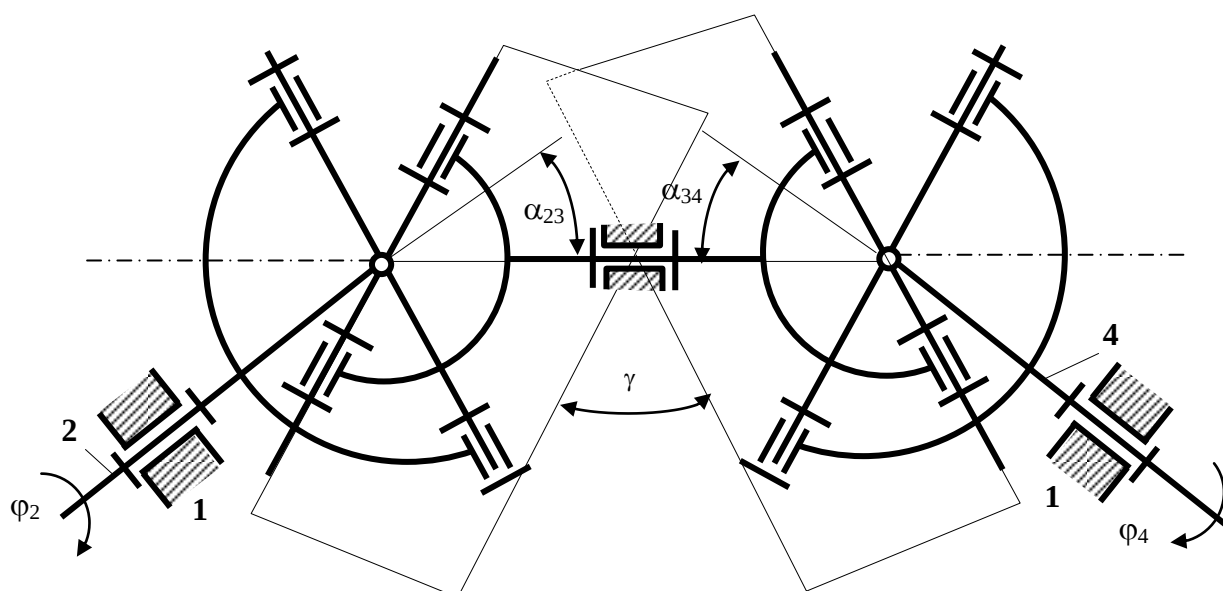


Fig. 3.3.

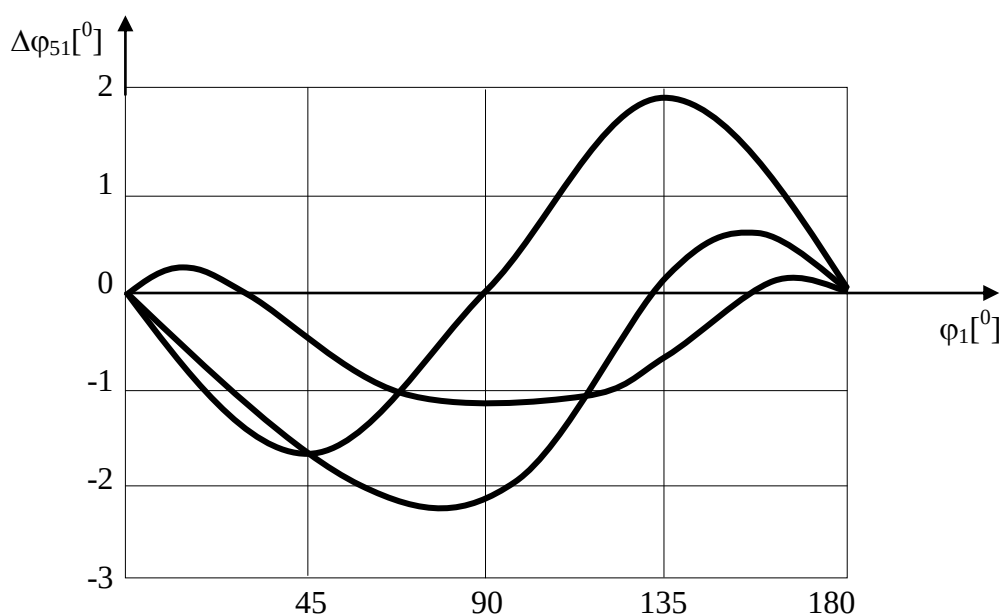


Fig. 3.4

3.3. Descrierea instalației experimentale

Instalația experimentală este reprezentată în fig.3.5. ea permite schimbarea unghiurilor α_{13} și α_{35} în limitele $0^\circ \dots \pm 45^\circ$ din 3° în 3° (pe scala 8), iar γ poate lua valori în limitele $0^\circ \dots 90^\circ$ din 10° în 10° .

Decalarea furcilor 2 ale arborelui intermediar 3 se realizează cu ajutorul unui cuplaj cu știft 6, iar mișcarea se imprimă cu ajutorul volanului 7, urmărindu-se rotația arborilor 1, 3 și 5 pe discurile gradate 4. De fusul 2 al articulației cardanice s-a fixat un ac indicator, iar pe lagărul fusului s-a fixat un cadran gradat în limitele $0^\circ \dots 150^\circ$ din 1° în 1° , pe care se pot citi valorile unghiului de oscilație θ al fusului crucii cardanice în lagărul furcii.

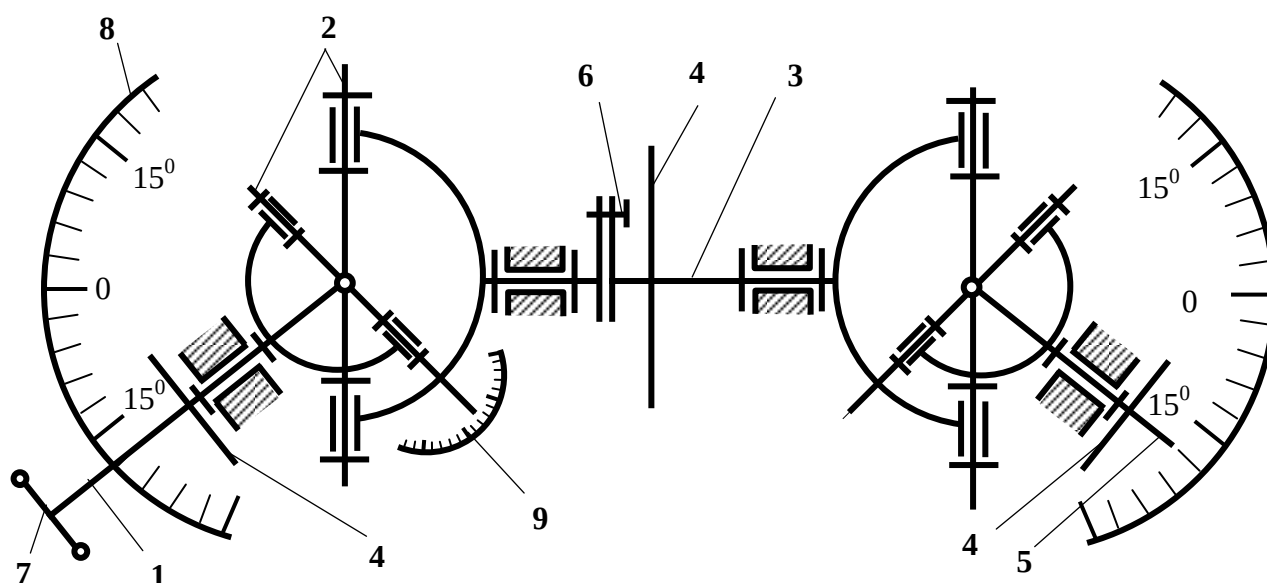


Fig. 3.5.

3.4. Mersul lucrării. Prelucrarea datelor experimentale.

a). Determinarea parametrilor cinematici ai mecanismului monocardanic între arborii 1 și 3 se face urmând succesiunea:

Se fixează un anumit unghi α_{13} și se rotește volanul 7 până ce acul indică valoarea 0^0 pe discul gradat 4 solidar cu arborele 1. Se scot jocurile din lagăre în sens invers mișcării volanului, se deblochează scala circulară a discului 4, solidar cu arborele 3 și se aduce cu gradația 0^0 în dreptul acului indicator.

Pentru diferite unghiuri φ_1 ale arborelui de intrare se notează unghiurile φ_3 ale arborelui de ieșire și se calculează:

$$\Delta\varphi_{31} = \varphi_3 - \varphi_1 \quad (3.7)$$

Se determină astfel pentru un ciclu cinematic $\varphi_1 \in (0^0 \dots 360^0)$ preferabil din 10^0 în 10^0 , dependența funcțională:

$$\varphi_3 = \varphi_3(\varphi_1) \text{ sau } \Delta\varphi_{31} = \Delta\varphi_{31}(\varphi_1) \quad (3.8)$$

se trec datele în tabelul 3.1 și se reprezintă 3 curbe pentru 3 valori ale unghiului α_{13} .

Tab. 3.1.

Nr. crt.	φ_1	$\alpha_{13} =$		$\alpha_{13} =$		$\alpha_{13} =$	
		φ_3	$\Delta\varphi_{31}$	φ_3	$\Delta\varphi_{31}$	φ_3	$\Delta\varphi_{31}$
1							
2							
.....							
36							

b). Pentru aceeași articulație cardanică între arborii 1 și 3 se determină variația unghiului de oscilație θ al fusului crucii cardanice în lagărul furcii, în funcție de unghiul φ_1 pentru anumite valori ale unghiului α_{13} . Valorile obținute se trec în tabelul 3.2, întocmindu-se apoi cele 3 diagrame $\theta = \theta(\varphi_1)$ pentru cele 3 unghiuri α_{13} .

LUCRAREA Nr. 4

DETERMINAREA EXPERIMENTALĂ A PARAMETRILOR CINEMATICI AI TACHETULUI LA MECANISMELE CU CAMĂ

4.1. Scopul lucrării este cunoașterea tipurilor reprezentative de mecanisme cu came, determinarea prin măsurare a variației deplasării tachtetului și determinarea, pe cale grafică, a variației vitezei și accelerației acestuia.

4.2. Noțiuni generale

Mecanismul cu camă poate fi definit, ca fiind un mecanism care conține un element profilat conducător – cama – ce transmite direct elementului condus – tachtetul – o mișcare, univoc determinată de legea de mișcare, incorporată de profilul camei.

Mecanismele cu camă conțin trei elemente: elementul fix (batiul), elementul conducător (cama), care poate executa o mișcare de translație, rotație sau de oscilație și elementul condus (tachtetul), care poate executa o mișcare de translație sau de oscilație.

Legătura dintre camă și tachtet se realizează printr-o cuplă cinematică superioară (conexiune $K_{A(-1)}$) fiind în contact o suprafață profilată (cama) și o rolă, un vârf, un disc plan sau profilat (tachtetul).

În cazul mecanismelor plane cu tachtet în mișcare de translație, dacă direcția de translație trece prin cupla de rotație a camei avem un mecanism cu camă centric, în caz contrar, avem un mecanism cu camă, excentric.

În fig.4.1 se prezintă câteva tipuri reprezentative de mecanisme cu camă, pe baza cărora se poate face următoarea clasificare:

- a). după tipul mișcării elementului conducător (cama)
 - mecanisme cu camă în mișcare de rotație (fig.4.1.a, b, c, d, i, j)
 - mecanisme cu camă în mișcare de oscilație (fig.4.1.e, f)
 - mecanisme cu camă în mișcare de translație (fig.4.1.g, h)
- b). după tipul mișcării elementului condus (tachtetul)
 - mecanisme cu tachtet în translație (fig.4.1.a, b, c, e, g, i)
 - mecanisme cu tachtet oscilant (fig.4.1.d, f, h, j)
- c). după structură
 - mecanisme cu camă plană (fig.4.1.a, b, c, d, e, f, g, h)
 - mecanisme cu camă spațială (fig.4.1.i, j)
- d). după tipul camei spațiale
 - mecanisme spațiale cu camă cilindrică (fig.4.1.i)
 - mecanisme spațiale cu camă globoidală (fig.4.1.j)

Elementul conducător (cama) se află într-o mișcare de rotație/translație/oscilație în jurul/lungul unei axe fixe, în timp ce tachtetul execută o mișcare de translație/oscilație.

Mișcarea tachtetului este caracterizată, din punct de vedere pozițional, prin parametrul – deplasare liniară, s (sau unghiulară Ψ) – din punct de vedere al vitezei, prin parametrul – viteza liniară, v (sau unghiulară ω) – iar din punct de vedere al accelerației, prin parametrul –

acelerație liniară, a (sau unghiulară ε). În cazul lucrării se vor determina, prin derivare grafică, curbele de variație ale vitezei și accelerației tachtului.

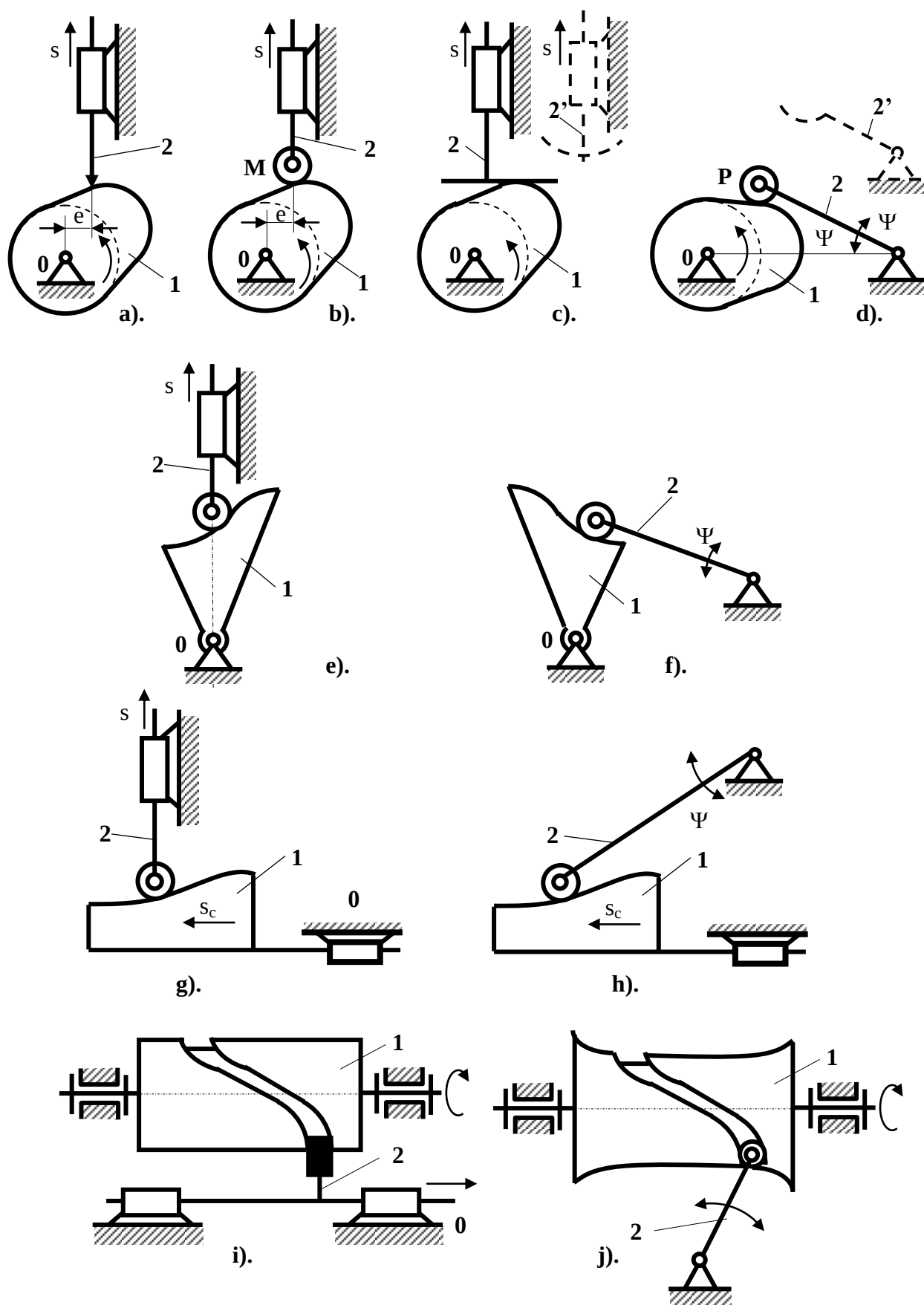


Fig. 4.1.

4.3. Derivarea grafică

Având graficul deplasării reprezentat în sistemul de axe sOt cu scările axelor k_s și k_t , graficul vitezei se determină aplicând metoda coardei. Având graficul legii de variație a unei mărimi, graficul mărimii derivate se trasează folosind interpretarea geometrică a derivatei și anume că derivata unei funcții este egală cu tangenta trigonometrică a unghiului format între tangenta geometrică la graficul său, în punctul respectiv, cu sensul pozitiv al axei absciselor.

Trasarea corectă a tangentei implică anumite complicații astfel că pentru simplificare se aplică metoda coardei prin care se determină valoarea derivatei în punctul situat la mijlocul abscisei intervalului considerat.

Astfel, după trasarea graficului deplasării prin unirea continuă a punctelor măsurate (puncte de precizie), se înlocuiesc segmentele de curbă prin segmente de dreaptă (coardele) care unesc punctele succesive. Se acceptă că direcția coardei este paralelă cu tangenta la grafic în punctul corespunzător abscisei medii a intervalului și se calculează derivata în acest punct rezultând un punct de precizie pe graficul funcției derivate.

În cazul de față, după trasarea graficului deplasării tacheului, adică al funcției $s = s(t)$ și înlocuirea curbei continue cu coardele intervalelor, funcția derivată va avea o valoare constantă pe interval, care se atribuie abscisei medii. Se notează cu “a” și “o” incremenții abscisei și ordonatei graficului, pe interval.

Astfel:

$$v = \frac{ds}{dt} = \frac{\Delta p}{\Delta t} = \frac{o \cdot k_s}{a \cdot k_t} = \operatorname{tg} \alpha \cdot \frac{k_s}{k_t} \quad (4.1)$$

rezultând:

$$\operatorname{tg} \alpha = v \frac{k_t}{k_s} \quad (4.2)$$

Se trasează sistemul de axe v_{0t} cu ordonata în prelungirea axei $0s$ și se poziționează pe abscisă, în stânga ordonatei, punctul P – polul derivării. Distanța, $p = P0$, se numește distanța polară.

Se construiesc paralele la coardele graficului $s = s(t)$, care intersectează ordonata $0v$ în v .

Triunghiurile dreptunghice rezultate sunt asemenea cu cele având catetele “a” și “o”. Dacă segmentul $0v$ este viteza punctului situat pe mijlocul intervalului, la scara k_v , atunci rezultă relația:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{0v}{p} = \frac{\frac{v}{k_v}}{p} \quad (4.3)$$

Din relațiile (a) și (b), se obține:

$$v \frac{k_s}{k_t} = v \frac{1}{k_v \cdot p} \quad (4.4)$$

Distanța polară “p” este un factor de scară, în funcție de care ordonatele curbei derivate rezultă mai mari sau mai mici.

Construind din P paralele la coardele graficului funcției $s = s(t)$, fig. 4.2 se observă că cele corespunzătoare aripei crescătoare a graficului determină ordonate pozitive ale graficului funcției derivate iar cele aferente aripei descrescătoare – ordonate negative. Aceasta permite evaluarea unei imagini sugestive a graficului funcției derivate în raport cu graficul funcției. Astfel dacă graficul deplasării are imaginea unei curbe clopot cu ordonata de același semn (pozitiv), graficul vitezei are două zone tip clopot, una cu ordonata pozitivă – corespunzătoare aripei crescătoare a graficului deplasării și alta cu ordonata negativă – pentru aripa coborâtore a graficului deplasării.

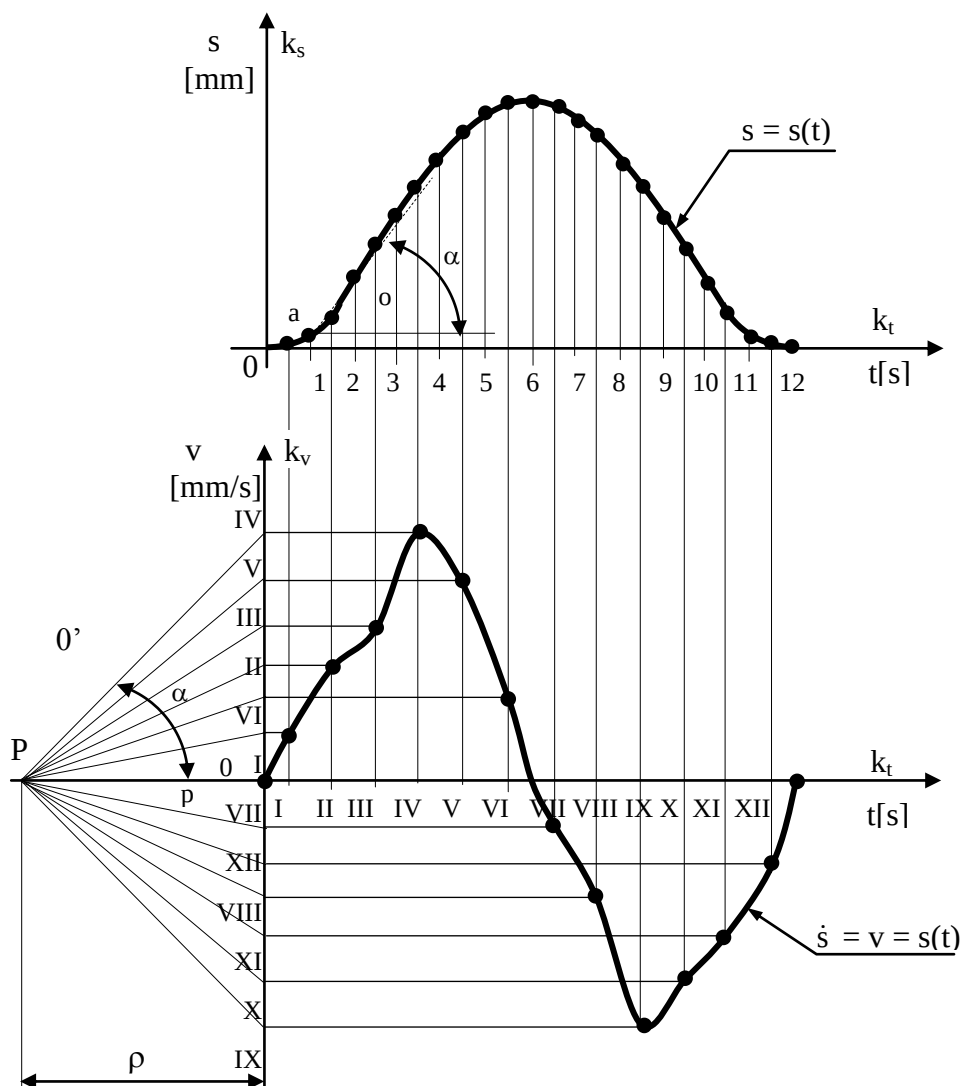


Fig. 4.2.

Se reamintește că, scara unei mărimi fizice M , este definită în cadrul disciplinei de mecanisme în felul următor:

$$k_M = M / L \quad (4.5)$$

unde:

M - valoarea reală a mărimii, M , măsurată în unități fundamentale de măsură;

L – lungimea segmentului care reprezintă mărimea M , pe desen (în unități fundamentale de măsură pentru lungime).

Definirea scării și scărilor determinate astfel, permit ușor exprimarea din curbele de viteză sau accelerație, a valorilor efective ale vitezei sau accelerației, în orice moment al ciclului cinematic.

4.4. Instalația experimentală

4.4.1. Instalația pentru studiul camelor plane.

Standul din fig.4.3, conține un mecanism cu camă și tachtet în mișcare de translație, având tachtetul cu rolă. Mecanismul este centric, fiind alcătuit din elementul conducător (cama 1), elementul condus (tachtetul 3) prevăzut cu rola (2), având posibilitatea, de a schimba cama. Pe tachtet este fixat un portcreion, P , care, înregistrează mișcarea tachtetului pe hârtia fixată pe un tambur (5) antrenat direct, printr-un angrenaj conic (4) de la arborele tamburului. Unghiul de

rotație al tamburului este proporțional cu timpul, dacă viteza unghiulară este constantă. Axa absciselor diagramei, care va fi inscripționată de creion pe tambur, va fi axa timpului, iar axa ordonatelor va fi axa spațiului.

Scările diagramei obținute vor fi:

$$k_s = 1 \text{ mm/mm}, \quad k_t = T/l \text{ s/mm} \quad (4.6)$$

unde:

T – perioada [a],

l – lungimea exterioară a tamburului [mm],

$l = 2 \cdot \pi \cdot r$, r – raza tamburului [mm].

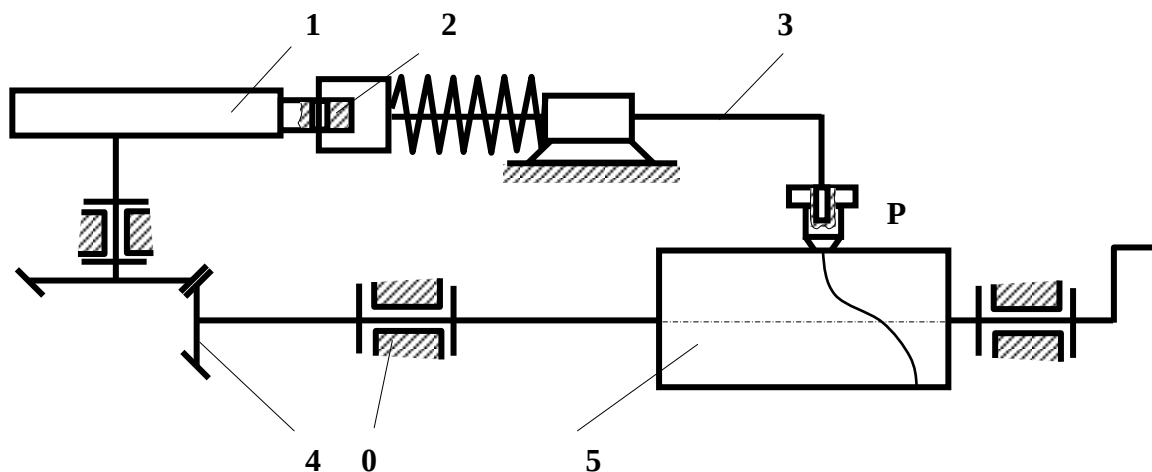


Fig. 4.3.

Standul din fig. 4.4, conține un mecanism cu camă și tachet cu vârf, în mișcare de translație. Mecanismul este centric, fiind compus dintr-un element conducător (cama 1), un element condus (tachetul 2 – tija comparatorului 5), un angrenaj melc – roată melcată (3) și elementul fix (7). Pe cadranul (4) se citește unghiul Ψ_c , iar deplasarea s , a tachetului se citește direct pe cadranul comparatorului (5). Mecanismul poate fi studiat, montând came cu profile diferite.

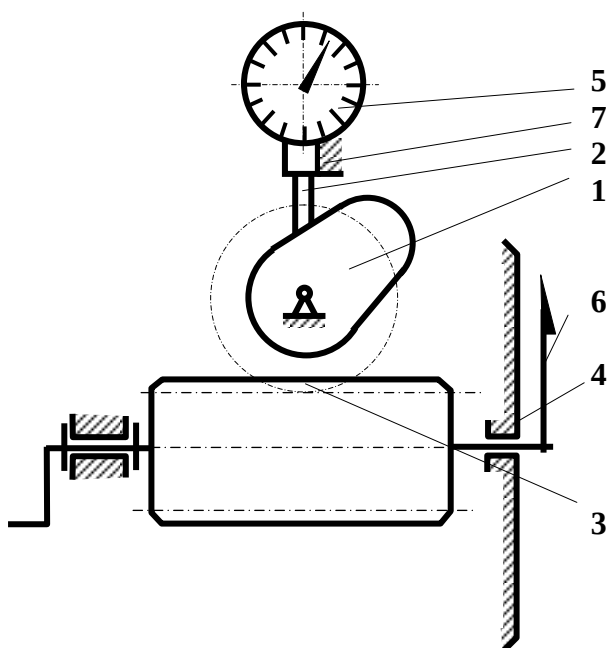


Fig. 4.4.

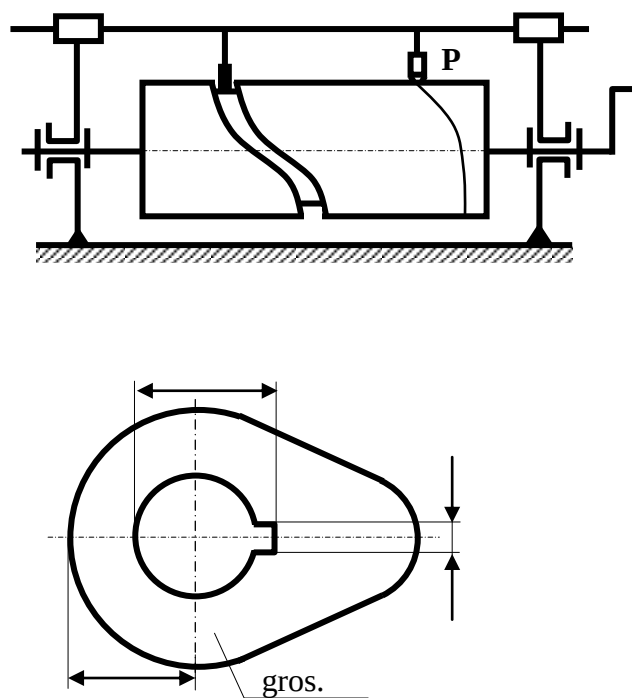


Fig. 4.6.

4.4.2. Instalația pentru studiul camelor spațiale

Standul din fig. 4.5, folosește un mecanism cu camă cilindrică spațială în mișcare de rotație și tachet în translație. Creionul P, solidar cu tachetul, va trasa pe hârtia solidară cu cama, diagrama de variație a spațiului funcție de timp, întocmai ca în cazul standului descris în fig. 4.3.

4.5. Prelucrarea datelor experimentale

Antrenarea tuturor mecanismelor din standurile prezentate în fig.4.3, fig.4.4, fig.4.5, se face de la manivelele prevăzute în acest scop. Pentru fiecare mecanism luat în studiu, se va completa o fișă, conținând următoarele:

- denumirea, schema cinematică, dimensiunile elementelor mecanismului (pentru mecanismul cu camă plană se completează dimensiunile camei, conform fig.4.6);
- tabelul cu rezultatele măsurătorilor (Tabel 4.1).

Tab. 4.1.

Parametrul de intrare	$\varphi_c [^\circ]$ $s_c [mm]$	0	10	20		350	360
Timp pentru $\omega_c = 1 \text{ rad/s}$	$t [s]$						
Parametrul de ieșire	$\varphi [^\circ]$ $s [mm]$						

Timpul se calculează cu relația:

$$t = \frac{\varphi_c}{\omega_c} [s] \quad (4.7)$$

c). alegerea scărilor aferente abscisei și ordonatei (k_s , k_φ , k_t) și graficele $\psi = \psi(t)$ sau $s = s(t)$ și graficele primelor două derivate, $\omega = \omega(t)$, $\varepsilon = \varepsilon(t)$ sau $v = v(t)$, $a = a(t)$ (grafice determinate prin derivare grafică);

d). calculul scărilor vitezelor (k_v sau k_ω) și accelerațiilor (k_a sau k_ε);

e). calculul valorilor maxime pentru:

- viteza - $|\omega_{\max}| = \dots \text{ rad/s}$ sau $|v_{\max}| = \dots \text{ mm/s}$
- accelerație - $|\varepsilon_{\max}| = \dots \text{ rad/s}^2$ sau $|a_{\max}| = \dots \text{ mm/s}^2$

Pentru standurile prezentate în fig.4.3 și în fig.4.5, antrenând mecanismul de la manivelă, creionul P, trasează pe hârtie, legea spațiului. Apoi, prin derivare grafică, se poate obține legea vitezei și legea accelerației.

LUCRAREA Nr. 5

DETERMINAREA EXPERIMENTALĂ A MOMENTULUI DE TORSIUNE LA ARBORELE UNUI MECANISM CU CAMĂ

5.1. Scopul lucrării este determinarea experimentală a momentului de torsiune ce trebuie aplicat camei ca element motor, pentru a învinge forțele rezistente ce se opun mișcării tachtetului.

5.2. Considerații teoretice.

Prin moment de torsiune la arborele unei came se înțelege momentul aplicat din exterior pentru a echilibra efectul reacțiunii din punctul de contact cu tachtetul. Mărimea momentului de torsiune se poate calcula dacă se cunosc dimensiunile / profilul camei (determinate din condiții geometrice și cinematice) și forțele ce acționează asupra elementului condus, tachtetul mecanismului.

În cazul mecanismului din fig.5.1 asupra tachtetului acționează o forță tehnologică F_t , forța elastică a arcului F_e și forța de inerție corespunzătoare mișcării de translație a tachtetului și a pieselor legate rigid de el F_i , neglijându-se acțiunea forțelor de frecare (aceste forțe nu apar figurate). Valorile acestor forțe la un anumit moment, dat prin unghiul φ_j , de rotire a camei, pot fi determinate din diagramele lor de variație, rezultând forța rezistentă rezultantă F_j .

$$F_j = F_{tj} + F_{ej} + F_{ij} \quad (5.1)$$

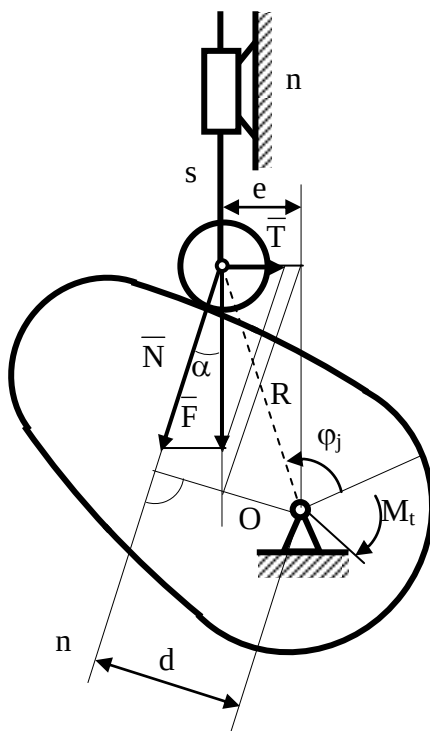


Fig. 5.1.

Forța tehnologică F_t , are o variație în general cunoscută funcție de poziția tachtului. Forța elastică a arcului F_e , variază liniar în raport cu poziția tachtului. Cunoscând legea de mișcare a tachtului în raport cu timpul $s = s(t)$ se pot obține $F_t = F_t(t)$ și $F_e = F_e(t)$.

Forța de inerție care acționează asupra tachtului este determinată de legea de variație a accelerației tachtului, $\bar{F}_i = -m \cdot \bar{a}$.

Se observă în fig. 9.1 că forța rezistentă rezultantă F acționează după direcția momentană de mișcare a tachtului (direcția de translație a tachtului la mecanismele cu tacht în mișcare de translație, sau direcția perpendiculară pe brațul tachtului, la mecanismele cu tacht oscilant). Între camă și tacht forța se transmite pe direcția n-n, normala comună a profilelor camei și tachtului (dacă se neglijează frecarea).

Se observă că pentru învingerea forței F este necesar să se aplice la camă un moment de torsiune.

$$M_t = N \cdot d \quad (5.2)$$

unde d reprezintă distanța centrului camei la normală.

Forța normală are modulul:

$$N = \frac{F}{\cos \alpha} \quad (5.3)$$

iar distanța d se calculează cu expresia:

$$d = e \cdot \cos \alpha + \sqrt{R^2 - e^2} \cdot \sin \alpha \quad (5.4)$$

unde α este unghiul de presiune, iar R raza vectoare a profilului teoretic al camei, corespunzătoare poziției respective a mecanismului.

Din cele de mai sus rezultă dependența momentului de torsiune M_t de dimensiunile camei și forțele ce acționează în mecanism.

$$M_t = N \cdot d = F(e + \operatorname{tg} \alpha \sqrt{R^2 - e^2}) \quad (5.5)$$

Momentul de torsiune se poate determina pentru mai multe poziții ale camei obținând curba de variație a lui M_t pe un ciclu cinematic.

9.3. Instalația experimentală.

Schema de principiu a dispozitivului experimental pentru măsurarea momentului de torsiune aplicat la arborele camei este dată în fig.5.2.

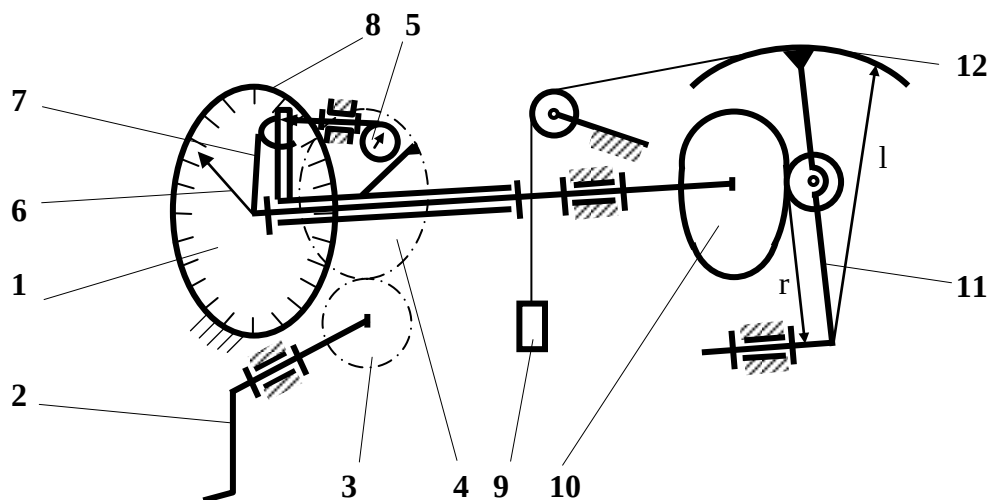


Figura 9.2.

Mecanismul constă din cama 10 și tachelul oscilant 11, care are lungimea brațului tachelului r , momentul produs de forța rezultantă rezistentă fiind $M_r = F \cdot r$. Acest moment rezistent se obține prin acționarea greutateii 9 de valoare G atârnată de un fir înfășurat peste sectorul circular 12 al tachelului, brațul greutateii fiind l .

Mecanismul este acționat manual prin manivela 2 și roțile 3 și 4, acul indicator 6 marcând poziția camei pe scala gradată 1 $\varphi_j \in (0^\circ \dots 360^\circ)$. Pe roata 4 este fixat comparatorul 5 care palpează lamela elastică 8 deformată de furca brațului 7 solidar cu cama 10.

Pentru construcția descrisă, mărimea momentului de torsiune se determină din relația:

$$M_t = K \cdot \delta \quad (5.6)$$

unde δ este mărimea deformației citită la comparator, iar $K = 35 \text{ Nmm /div}$ este constanta traductorului elastic.

5.4. Mersul lucrării. Prelucrarea datelor.

Se suspendă o greutate G și se acționează asupra manivelei aducând mecanismul într-o poziție la care acul indicator pe scara gradată indică $\varphi_j = 0$, cama fiind astfel fixată încât (în acest caz) contactul între camă și tachel să se facă pe cercul de bază al camei. Se rotește cadranul comparatorului astfel încât acul indicator să fie poziționat la diviziunea 0 (tija comparatorului trebuind să se afle la aproximativ jumătatea cursei proprii).

Se rotește cama mecanismului cu ajutorul manivelei din 10 în 10 grade și se citește de fiecare dată indicația comparatorului, ce reprezintă deformația traductorului elastic. Din relația (9.6) se obține valoarea momentului de torsiune M_t și se trec valorile în tabelul 9.1 pentru un ciclu cinematic.

Tab. 5.1.

Nr.crt.	$\varphi [^\circ]$	$\delta [\text{div}]$	$M_t [\text{N mm}]$
1			
2			
.....			
...			
36			

Se reprezintă diagrama $M_t = M_t(\varphi)$.

Obs.: se ține cont de semnul deformației când acul indicator al comparatorului indică valori de o parte sau cealaltă a diviziunii zero. În acest fel se evidențiază faptul că forțele rezistente și de inerție pot fi uneori forțe motoare pentru mecanismele cu camă.

LUCRAREA Nr. 6

DETERMINAREA RANDAMENTULUI MECANIC AL UNUI MECANISM ȘURUB - PIULIȚĂ

6.1. Scopul lucrării este de a familiariza studenții cu studiul procesului de transmitere a energiei mecanice în care apar forțe de frecare. Lucrul mecanic al forțelor de frecare între șurub și piuliță se transformă în energie calorică și se transferă mediului ambiant în mod irecuperabil pentru sistemul mecanic mobil. Se compară valoarea randamentului mecanic al unui șurub cu bile cu cea a unui mecanism șurub – piuliță fără bile.

6.2. Considerații teoretice

Prin definiție, se numește randament mecanic (η), raportul dintre lucrul mecanic al forțelor de rezistență utilă (productive) și lucrul mecanic al forțelor motoare în timpul unui ciclu cinematic al mișcării de regim și se exprimă prin relația:

$$\eta = \frac{L_{rp}}{L_m} \quad (6.1)$$

Prin randamentul cuplei șurub – piuliță se înțelege raportul dintre lucrul mecanic efectuat de șurub în mișcarea sa față de piuliță, ținând cont de frecarea dintre acestea și lucrul mecanic efectuat de forțele motoare ce produc mișcarea șurubului.

Pentru calculul randamentului la înșurubare se utilizează relația:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi)} \quad (6.2)$$

unde:

α [rad] – unghiul de înclinare al spirelor filetului pe diametrul mediu (d_2);

φ [rad] = $\operatorname{arctg} \mu$ – unghiul de frecare între spirele șurubului și spirele piuliței.

Unghiul α se determină din triunghiul dreptunghic ABC (fig.6.1) obținut prin desfășurarea spirei în plan:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{p_s}{\pi d_2} \quad (6.3)$$

unde:

p_s este pasul șurubului și reprezintă distanța între două puncte succesive de pe generatoarea aceleiași spire.

În cazul în care șurubul are un număr i de începuturi p_s se va determina cu relația:

$$p_s = i \cdot p \quad (6.4)$$

unde:

p este pasul filetului și reprezintă distanța pe generatoare între două spire vecine ale filetului.

Pentru determinarea mărimii $\operatorname{tg}(\alpha + \varphi)$ se aplică legea conservării energiei:

$$E - E_c = L_u - L_r \quad (6.5)$$

unde:

E – energie cinetică a sistemului la un moment dat;
 $E_c = 0$ – energie cinetică la momentul inițial (sistemul pornește din poziția de repaus);
 L_u – lucrul mecanic al forțelor utile;
 L_r – lucrul mecanic al forțelor rezistente.

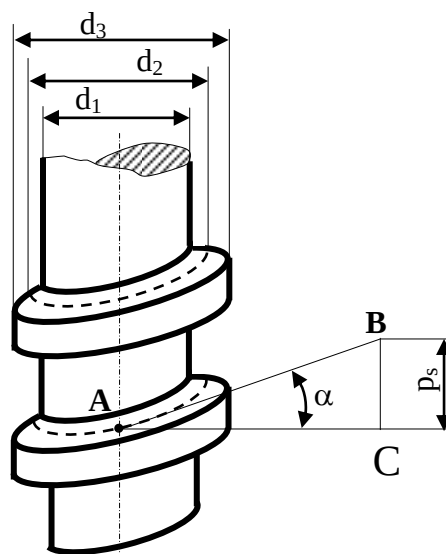


Fig. 6.1.

6.3. Descrierea instalației experimentale

Pentru determinarea randamentului mecanic al unui mecanism șurub – piuliță se utilizează montajul din fig.6.3, prin care se realizează transformarea energiei potențiale a greutăților G_7 în energie cinetică. Pentru determinarea randamentului mecanismului șurub – piuliță cu bile, instalația experimentală este asemănătoare, dar între șurubul 1 și piulița 2 în locul frecării de alunecare apare frecare de rostogolire a bilelor dintre spirele șurubului și spirele piuliței (fig.6.2).

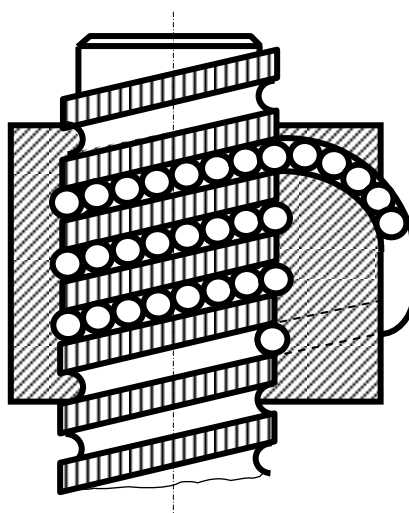


Figura 6.2.

La momentul final, când întreaga energie potențială este transformată în energie cinetică, ecuația (11.5) devine:

$$\frac{1}{2}(I \cdot \omega^2 + mv^2) = (M_u - M_r)\beta \quad (6.6)$$

În relația de mai sus:

- I [kgm^2] - momentul de inerție masic al șurubului și greutateților G în raport cu axa de rotație;
 ω [rad/s] - viteza unghiulară a șurubului în momentul final al experienței;
 M_u [Nm] - momentul forțelor utile în raport cu axa de rotație;
 M_r [Nm] - momentul forțelor rezistente în raport cu axa de rotație;
 m [kg] - masa șurubului împreună cu piesele ce se rotesc;
 v [m/s] - viteza rectilie a șurubului în momentul final;
 β [rad] - unghiul total de rotație al șurubului.

În cazul mișcării uniform accelerate, viteza greutateții a_7 (paharul 7 împreună cu greutatețile adiționale) va fi:

$$v_7 = a_7 \times t = \frac{2s}{t} \quad (6.7)$$

unde:

- a_7 [m/s^2] - accelerația greutateții 7;
 s [m] - spațiul parcurs de greutatea 7 la coborâre;
 t [s] - timpul de coborâre a greutateții.

Viteza unghiulară a șurubului în momentul final (pentru $\alpha_{\min}$) se determină din relația:

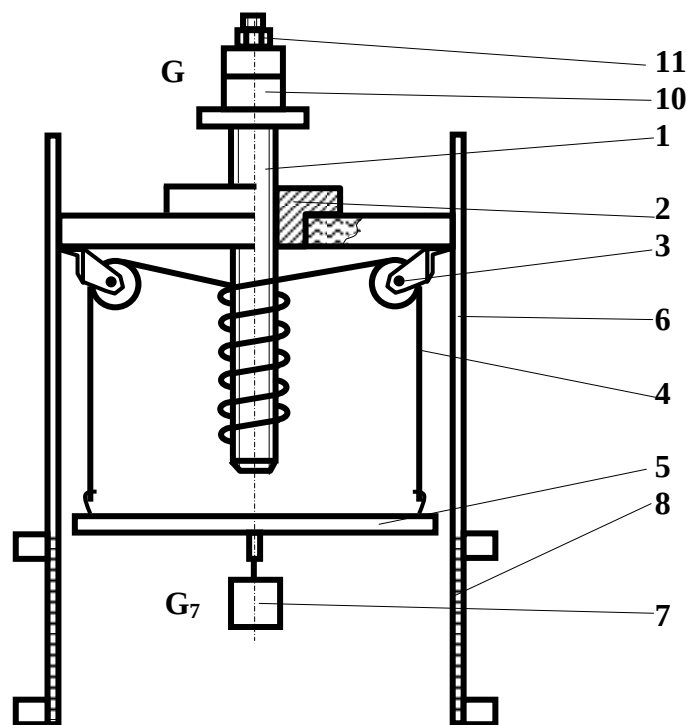


Fig. 6.3.

$$\omega = \frac{2v_7}{d_2} = \frac{4s}{t \times d_2} \quad (6.8)$$

Viteza lineară a șurubului este:

$$v = \frac{\omega}{2\pi}; p_s = \frac{2s \times p_s}{2t \times d_2} \quad (6.9)$$

Momentul forței utile, la coborâre cu accelerația constantă, se poate exprima cu relația:

$$M_u = (G_7 + F_{i7}) \frac{d_2}{2} = G_7 \left(1 - \frac{a_7}{g}\right) \frac{d_2}{2} \quad (6.10)$$

Înlocuind pe a_7 din relația (11.7) se obține:

$$M_u = G_7 \left(1 - \frac{2s}{g \times t^2}\right) \frac{d_2}{2} \quad (6.10')$$

Momentul rezistent al forței de frecare se determină cu relația:

$$M_r = \frac{d_2}{2} (G + G_1) \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) \quad (6.11)$$

În relația de mai sus, G_1 este greutatea șurubului [N].

Unghiul de rotire al șurubului în radiani (pentru α mic) este:

$$\beta = \frac{2s}{d_2} \quad (6.12)$$

Instalația experimentală este alcătuită din: mecanismul șurub – piuliță (1 și 2), scripeții 3 peste care trec firele 4 de care este fixat suportul 5 pentru paharul 7 cu greutateți. De stativul 6 este fixată o riglă gradată 8 pe care se fixează două repere. Șurubul 1 se încarcă cu greutateți G (10) ce sunt fixate de șurub prin strângere cu piulița 11.

Înlocuind mărimile cunoscute în relația (11.5) se obține expresia:

$$A = \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) = \frac{1}{G + G_7} \left\{ G_7 \left(1 - \frac{2s}{g \cdot t^2}\right) - \frac{2s}{t^2 \cdot d_2^2} \left[4J + (m + m_1) \frac{p_s^2}{2} \right] \right\} \quad (6.13)$$

unde:

d_2 [m] – diametrul mediu al filetelui;

m_1 [kg], G_1 [N] – masa respectiv greutatea șurubului 1;

p_s [m] – pasul șurubului;

$J = J_s + J_G$ [kg·m²] – momentul de inerție masic al ansamblului șurub – sarcină.

$$J_s = m_1 \frac{d_2^2}{8}; \quad J_G = m \frac{r^2}{2} \quad (6.14)$$

G [N] – greutatea de masă m ce reprezintă sarcina adăugată șurubului;

r [m] – raza greutateții G ;

G_7 [N] – greutatea ce execută lucrul mecanic util și este alcătuită din greutatea suportului 5, greutatea paharului 7 și greutatețile ce se adaugă în pahar;

s [m] – spațiul parcurs de greutatea G_7 la coborâre între repere;

t [s] – timpul în care greutatea G_7 parcurge spațiul s .

Cu relația (11.3) calculează valoarea unghiului α și apoi cu relația (11.2), randamentul cuplei șurub-piuliță. Unghiul de frecare φ și coeficientul de frecare μ se calculează cu relațiile:

$$\varphi = \arctg(A) - \alpha \quad (6.15)$$

$$\mu = \operatorname{tg}\varphi \quad (6.16)$$

6.4. Mersul lucrării.

1. Se încarcă șurubul cu greutatea G strângând piulița 1.
2. Se fixează reperele 9 pe rigla gradată la distanța s .
3. Prin înșurubarea șurubului 1 se aduce suportul 5 în dreptul reperului superior, astfel încât firele 4 să treacă peste scripeții 3 și să urmărească filetul șurubului.
4. Se încarcă paharul 7 cu greutateți, astfel încât la căderea greutateții G_7 șurubul să se ridice lin, mișcarea fiind uniform accelerată și se cronometrează timpul în care se parcurge distanța s .

5. Se repetă aceleași etape de trei ori pentru aceleași greutateți G și G_7 , timpul t fiind media aritmetică a celor trei determinări.
6. Se repetă experiența pentru alte sarcini G și alte greutateți G_7 .
7. Determinările sunt aceleași și pentru șurubul cu bile, utilizând o instalație experimentală asemănătoare.

6.5. Prelucrarea datelor experimentale.

- a). se completează tabelul 6.1 cu mărimile caracteristice ale mecanismului cu șurub normal și a șurubului cu bile, valoarea unghiului α se determină din relația (6.3);
- b). se calculează valoarea lui A cu ajutorul relației (6.13), determinându-se apoi unghiul de frecare φ și coeficientul de frecare cu relațiile (6.5) și (6.6).
- c). se determină randamentul și cu ajutorul relației (6.2) și se trec toate rezultatele experimentale în tabelul 6.2 atât pentru șurubul normal cât și pentru șurubul cu bile;

Tab. 6.1.

Mărimea	Simbol	UM	Șurub	
			normal	cu bile
Masa șurubului	M_1	Kg		
Greutatea șurubului	G_1	N		
Diametrul mediu al filetului	d_2	m		
Pasul filetului	p	m		
Numărul de începuturi	i	-		
Pasul șurubului	p_s	m		
Unghiul de înclinare al filetului	α	rad		
Diametrul exterior	d	m		

Tab. 6.2.

Nr. det.	m [kg]	G [N]	m_7 [kg]	G_7 [N]	J [kgm ²]	s [m]	t [s]	tg ($\alpha + \varphi$)	φ [°]	μ	η
.....											
.....											

- d). se trasează curba randamentului în funcție de încărcare, $\eta = \eta (G + G_1)$ atât pentru șurubul normal cât și pentru șurubul cu bile.

LUCRAREA Nr. 7

GENERAREA PROFILELOR EVOLVENTICE ALE DINȚILOR ROȚILOR DINȚATE

7.1. Scopul lucrării constă în:

- modelarea cu ajutorul unei machete de laborator a procesului de generare a danturii pe mașini unelte;
- cunoașterea particularităților de generare a profilelor roții plane cu dantură zero și dantură deplasată – cu ajutorul cremalierii sculă.

7.2. Considerații teoretice

Fie două roți dințate cu profil evolventic în angrenare având numerele de dinți z_1 și z_2 . Cele două roți sunt caracterizate prin cercurile de rază r_{b1} , r_{w1} și respectiv r_{b2} , r_{w2} (de bază și rostogolire).

Dacă una din roți, de exemplu roata 2, are raza de rostogolire foarte mare, la limită infinită, atunci aceasta devine o bară dințată numită cremalieră. În acest caz (fig.7.1) cercul de rostogolire r_{w2} degenează în tangenta $t-t$ la cercul de rază r_{w1} , iar cercul de bază se confundă cu tangenta K_1CK_2 – linia de angrenare.

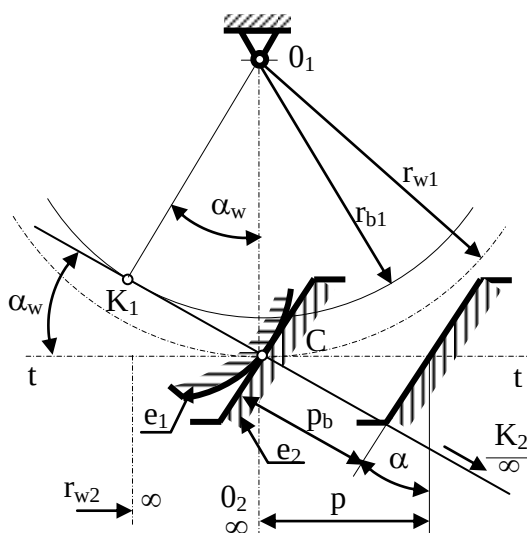


Fig. 7.1.

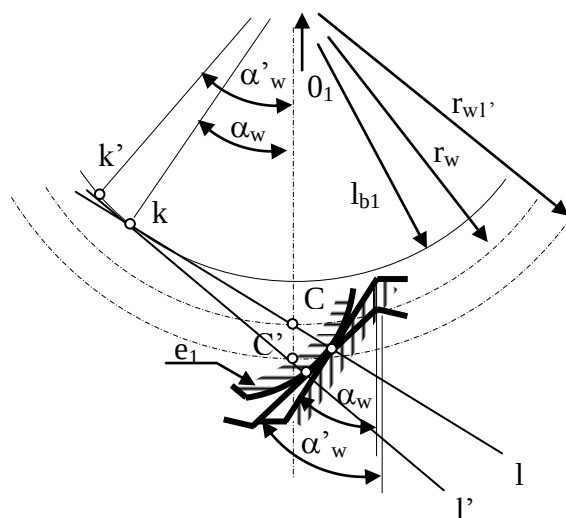


Fig. 7.2

Profilele evolventice ale roții 2 devin în acest caz drepte perpendiculare pe linia de angrenare K_1CK_2 , deoarece au centre de curbura K_2 la infinit.

Pasul cremalierii “p” se măsoară pe direcția $t-t$ iar pasul de bază “ p_b ” de-a lungul normalei la profilele rectilinii ale cremalierii.

Din fig.7.1 rezultă că $p_b = p \cdot \cos \alpha_w$. Se consideră profilul evolventic “e” din fig.7.2 și drepte 1 și 1’ tangente la cercul de bază de rază r_b în punctele K și K’.

Pentru fiecare dintre aceste drepte se poate defini câte un profil rectiliniu de cremalieră. Cu alte cuvinte unui profil evolventic dat îi sunt conjugate o infinitate de cremaliere definite între ele prin unghiul α de înclinare a flancului.

Dintre aceste cremaliere se admite una drept cremalieră (profil) de referință. La noi în țară, ca și în majoritatea țărilor, s-a standardizat cremaliera având $\alpha = \alpha_0 = 20^\circ$ (STAS 821-82).

Profilul de referință (fig.7.3) servește la definirea dimensiunilor geometrice caracteristice ale unei danturi evolventice.

Tab. 7.1.

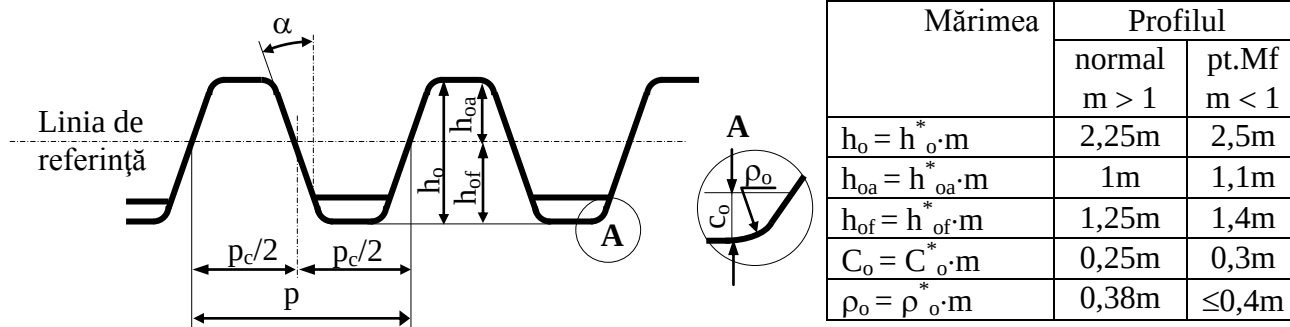


Fig. 7.3.

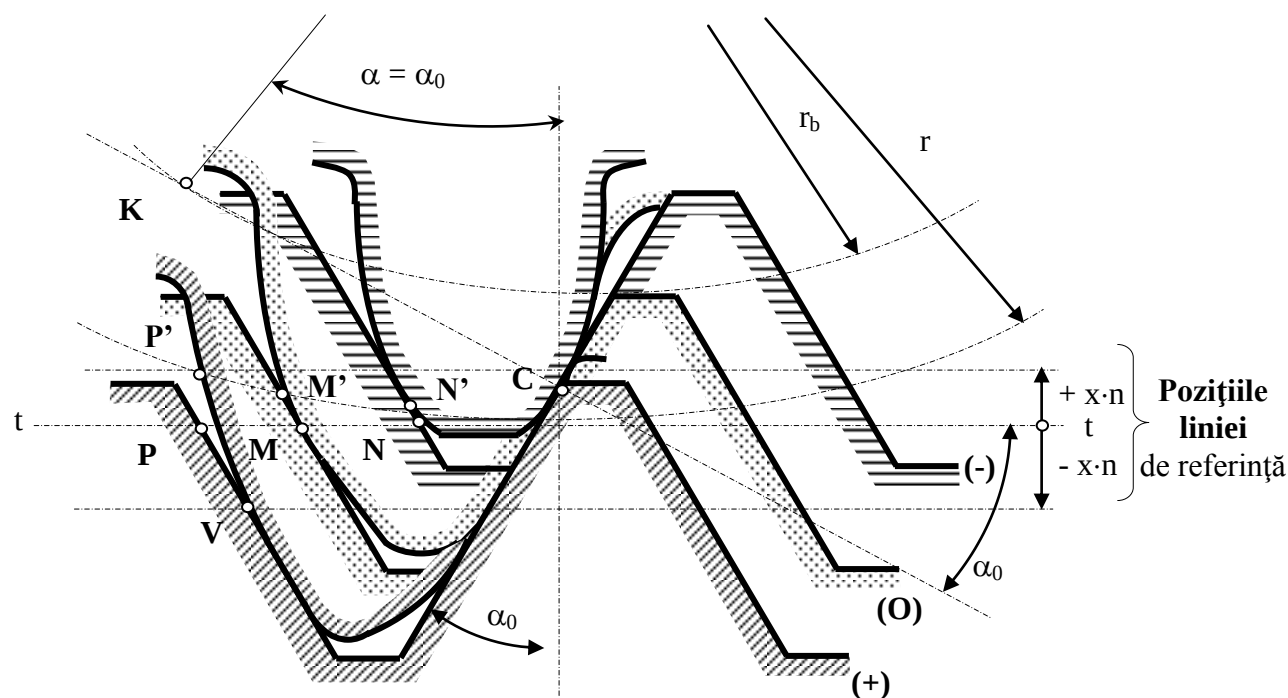


Fig. 7.4.

În prelucrarea roților dințate cu cremalieră-sculă, aceasta se poate dispune astfel încât linia sa de referință să nu fie suprapusă cu tangenta $t - t$ la cercul de divizare al roții generate.

Prin rostogolirea peste cercul de divizare al roții a dreptei $t - t$ cu care se solidarizează profilul de referință, acesta va genera în planul roții o dantură evolventică (ca înfășurătoare a pozițiilor succesive ale profilelor rectilunii ale cremalierei), (vezi fig.7.4)

Dacă linia de referință se suprapune cu dreapta $t - t$, se obține o dantură numită normală, elementară sau zero.

Dacă linia de referință a profilului de referință este exterioară cercului de divizare, se obține o dantură deplasată pozitiv iar dacă linia de referință este secantă la cercul de divizare, se obține o dantură deplasată negativ.

Fracțiunea “x” este raportul dintre valoarea care exprimă deplasarea liniei de referință și modul, definind coeficientul de deplasare (sau deplasarea specifică) care este o mărime algebrică.

În raport cu profilul dintelui danturii normale, dintele de la o dantură deplasată pozitiv este mai gros la bază și mai subțire la vârf iar la o dantură deplasată negativ este mai gros la vârf și mai subțire la bază.

Deplasarea danturii se practică pentru realizarea unor avantaje cum sunt: evitarea interferenței și subțierii bazei dinților, realizarea unor angrenaje cu distanța între axă impusă, obținerea unor danturi cu rezistență mărită la contact respectiv la încovoiere, etc.

7.3. Principiul rostogolirii la prelucrarea danturilor

Danturarea după principiul rostogolirii se efectuează pe mașini unelte de mortezat dantură și pe mașini unelte de frezat dantură cu freză melc.

Mașinile de mortezat dantură folosesc cremaliere sculă (pieptene Maag) sau cuțit-roată (roți Fellow). Aceste scule sunt prevăzute cu dinți cu profile evolventice, având muchii tăietoare. Sculele execută o mișcare de mortezare în lungul liniei flancului dinților de prelucrat și în același timp, mașina unealtă comunică semifabricatului și sculei o mișcare relativă corespunzătoare mișcărilor pe care le-ar obține dacă ele arangrena. La fiecare cursă, scula îndepărtează din semifabricat o cantitate de material corespunzătoare poziției pe care o are față de roata de prelucrat. Flancurile dinților roții prelucrate apar atunci ca suprafețe ce înfășoară suprafețele măturate de muchiile dinților sculei la curse succesive.

Aceste muchii au profile evolventice (roata Fellow) sau drepte (pieptene Maag) iar suprafețele flancurilor dinților sunt suprafețe cu profile evolventice conjugate suprafețelor flancurilor dinților roții / pieptenului sculă.

Avantajele danturării după principiul rostogolirii constau în productivitatea mare a procedurii, posibilitatea de a obține cu scula de un anumit modul roți cu numere diferite de dinți și cu parametri geometrici diferiți (deplasări diferite de profil).

7.4. Descrierea machetei experimentale

Instalația experimentală reproduce principiul danturării roților dințate cu ajutorul cremalierei-sculă, imprimând “semifabricatului” o mișcare de rototranslație, cremaliera fiind fixă.

Macheta este formată din următoarele părți principale (conf. fig.7.5):

- 1- disc port hârtie (“semifabricat”);
- 2- cremalieră – generatoare;
- 3- cremalieră de ghidare ($m = 1$);
- 4- placă suport;
- 5- disc de rostogolire;
- 6- roată dințată de $m = 1$;
- 7- riglă de rulare;
- 8- placă suport vernier;
- 9- piuliță;
- 10- șurub;
- 11- șurub – fixare placă;
- 12- piuliță fixare placă;
- 13- canale deplasare cremalieră – generatoare;
- 14- verniere;

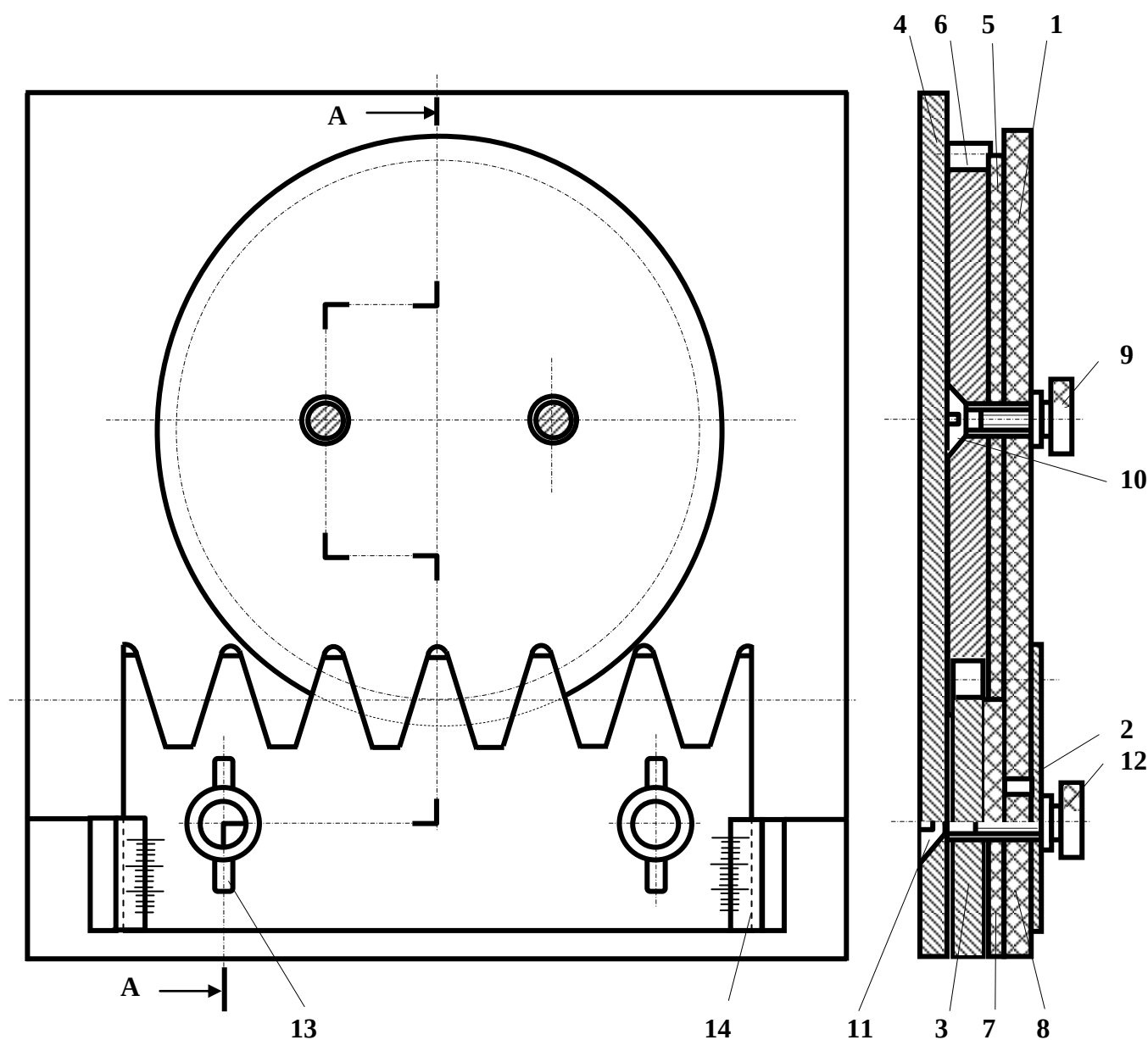


Fig. 7.5.

În părțile laterale sunt trasate scale gradate pentru măsurarea deplasării cremalierii.

Suportul port-hârtie este format dintr-un disc port-hârtie (1), un disc de rostogolire (5) și o roată dințată de modul 1 (6).

Diametrul discului de rostogolire și diametrul de divizare (referință) al roții dințate modul 1, sunt egale cu diametrul de divizare (referință) al roții căreia urmează să i se genereze dantura.

Hârtia pe care se va desena dantura se fixează pe discul port-hârtie (1) cu ajutorul a două șuruburi cu piuliță (9, 10).

Cremaliera generatoare este realizată din tablă și are modulul 10 (2).

Cremaliera generatoare conf.STAS 913/3-81 este cremaliera complementară cremalierii de referință care se potrivește în cremaliera de referință astfel încât dinții uneia să umple exact golul dinților celeilalte (fig.7.6).

Pentru deplasarea pozitivă respectiv negativă a cremalierii generatoare, sunt prevăzute două canale (13) prin care trec șuruburile (11, 12).

Asigurarea rulării fără alunecare între “sculă” și “semifabricat” se face prin:

- o riglă de rulare (7), montată sub cremaliera generatoare (2) peste care se rostogolește discul de rostogolire (5);

- o cremalieră de ghidare ($m=1$) (3) montată sub rigla de rulare (11), cu care angrenează roata dințată (6).

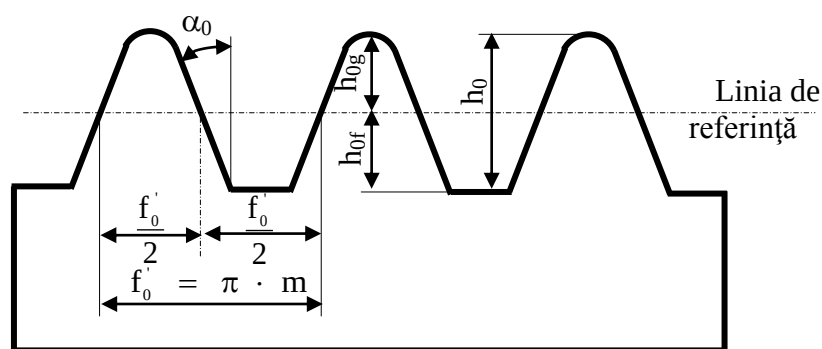


Fig. 7.6.

Cele două piese care formează ansamblul cremalieră generatoare (2) – cremalieră de ghidare (3) se solidarizează cu placa (4) prin intermediul șuruburilor (11, 12).

Rolul angrenajului suplimentar este de a îndeplini alunecarea discului port-hârtie (1) în timpul operației de generare a danturii.

Solidare cu placa de bază sunt două verniere (14) având precizia de 0,1mm. Pe gradațiile de pe cremalieră și vernier sunt trasate două linii mai lungi; când sunt în prelungire se obține dantura zero.

7.5. Prelucrarea datelor experimentale

După ce s-a generat dantura pe desenul astfel obținut se trasează cercul de divizare. Se trasează cercul de cap de diametru d_a , cunoscut, care ajută la alegerea semifabricatului din care urmează să se prelucreză roata dințată.

Cercul de picior este tangent interior la profilul obținut pentru roțile dințate, urmând ca și el să fie desenat.

7.5.1. Date inițiale

- m , z ai roții dințate pe care urmează să o generăm;
- deplasarea $x \cdot m$ a liniei de referință a sculei față de cercul de divizare al roții generate;
- profilul de referință standardizată – conf.tab.7.1;
- raza cercului de cap – r_a ;
- două raze oarecare $r_{y1} < r$ și $r_{y2} > r$, din zona evolventică a profilului generat.

7.5.2. Relații de calcul a mărimilor caracteristice danturii generate

- raza cercului de divizare:

$$r = \frac{m \cdot z}{2} \quad (7.1)$$

- raza cercului de picior a danturii:

$$r_f = r - m(h_a^* + c_0' - x) \quad (7.2)$$

- unghiul de presiune pe cercul de rază oarecare r_y :

$$\alpha_y = \arccos\left(\frac{r}{r_y} \cdot \cos 20^\circ\right) \quad (7.3)$$

- grosimea dintelui pe cercul de rază oarecare:

$$s_y = 2r_y \left[\frac{1}{z} \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \right) + \operatorname{inv} 20^\circ - \operatorname{inv} \alpha_y \right] \quad (7.4)$$

unde:

$$\operatorname{inv} \alpha = \operatorname{tg} \alpha - \hat{\alpha} : \hat{\alpha} \quad [\text{rad}] \quad (7.5)$$

- pasul unghiular:

$$\varphi_z = \frac{2\pi}{z} \quad (7.6)$$

- raza cercului util:

$$r_u = r_f + m \cdot c_0 \quad (7.7)$$

- raza cercului de bază:

$$r_b = r \cdot \cos 20^\circ \quad (7.8)$$

7.5.3. Mersul lucrării

Se fixează deplasarea impusă pe vernierul 14 cu șuruburile 11, 12. Se fixează discul de hârtie cu piulițele 9. Impunând angrenarea între roata dințată 6 și cremaliera 3, se desenează succesiv pe hârtie, conturul cremalierii generatoare 2.

Se calculează r_f . Se alege $r_{y1} \in (r_b, r)$ și $r_{y2} \in (r, r_a)$. Se calculează α_{y1} , α_{y2} , α_a cu relația (7.3).

Se trasează cercurile de rază r_f , r_{y1} , r , r_{y2} , r_a pe discul de hârtie, după determinarea centrului. Se calculează coardele $\bar{s}_1$, $\bar{s}$, $\bar{s}_2$, $\bar{s}_a$ cu relația:

$$\bar{s}_y = 2 \cdot r_y \cdot \sin \frac{s_y}{2 \cdot r_y} \quad (7.9)$$

argumentul fiind în radiani.

Se măsoară pe dantura desenată s_u , s_f , s_1 , s , s_2 , s_a și se înregistrează în tabelul 7.2 (ca medie de pe trei dinți) comparându-se cu valorile calculate corespunzătoare.

Se repetă cele de mai sus pentru diferite alte deplasări de profil comparându-se și forma dinților obținuți:

Tab. 7.2.

Nr. crt.	X [mm]	r_f [mm]	r_a [mm]	r_{y1} [mm]	r_{y2} [mm]	s_u [mm]	s_1 [mm]	s [mm]	s_2 [mm]	s_a [mm]
1	+...									
2	0									
3	-...									

Nr. crt.	X [mm]	$\bar{s}_1$		$\bar{s}$		$\bar{s}_2$		$\bar{s}_a$	
		calc.	măs.	calc.	măs.	calc.	măs.	calc.	măs.
1	+...								
2	0								
3	-...								

LUCRAREA Nr. 8

STUDIUL EXPERIMENTAL AL CARACTERISTICILOR UNUI REGULATOR

8.1. Scopul lucrării este aprofundarea cunoștințelor teoretice cu privire la sistemele de reglare automată a energiei mașinii motoare a unui agregat, prin studiul experimental al caracteristicilor unui regulator centrifugal cu bile.

Ca parte componentă a unui asemenea sistem de reglare automată, regulatorul are rolul de a sesiza variațiile de viteză unghiulară și să le transforme în semnale de comandă.

O altă componentă a sistemului de reglare automată este organul de execuție care preia semnalul de comandă dat de regulator și acționează asupra alimentării mașinii motoare (poz.6, fig.8.3).

Dacă se notează cu F_{red}^G forța redusă la manșonul M care tinde să apropie bilele spre axa de rotație a regulatorului (forța de readucere), forță ce depinde de greutatea bilelor, a manșonului, a elementelor de legătură și de forța R a arcului și cu F_{red}^i forța redusă la manșon care tinde să îndepărteze bilele datorată forțelor de inerție și neglijând frecările din articulații, ecuația de echilibru a regulatorului se poate scrie astfel:

$$F_{red}^i - F_{red}^G = 0 \quad (8.1)$$

În diagrama din fig.8.1.a s-a prezentat grafic variația celor două forțe în raport cu poziția manșonului (caracterizată prin distanța z).

Punctul de intersecție a celor două curbe indică poziția de funcționare în echilibru a regulatorului, caracterizată prin poziția z_e a manșonului.

Dacă fără a modifica viteza unghiulară ω_i a regulatorului se deplasează manșonul în poziția $z' < z_e$ unde $F_{red}^i < F_{red}^G$ sau în poziția $z'' > z_e$ unde $F_{red}^i > F_{red}^G$, în ambele situații acesta revine în poziția z_e după ce este lăsat liber. Această proprietate de a reveni în aceeași poziție după ce a fost scos din echilibru (la $\omega = ct.$) se numește stabilitatea regulatorului.

Dacă se modifică viteza unghiulară a regulatorului la $\omega_{II} > \omega_I$ punctul de echilibru se mută la abscisa $z'_e < z_e$, deci manșonul se deplasează din poziția z_e la noua poziție de echilibru z'_e deoarece pe acest interval apare din nou $F_{red}^i > F_{red}^G$.

Diferența acestor forțe se numește forța de comandă redusă la manșon:

$$F_C = F_{red}^i - F_{red}^G \quad (8.2)$$

Variația acestei forțe se poate observa pe diagrama din fig.8.1.a (porțiunea hașurată) și pe diagrama din fig.8.1.b unde s-a trasat diagrama $F_C(z)$ pentru regimul tranzitoriu de mișcare a manșonului din z_e în z'_e .

Dacă se reduc și forțele de frecare în punctul M, ecuația de echilibru a regulatorului va avea următoarele expresii:

$$F_{red}^i(\omega') - F_{red}^G - F_f = 0 \quad (8.3)$$

pentru tendințe de ridicare a manșonului și

$$F_{red}^i(\omega'') - F_{red}^G + F_f = 0 \quad (8.4)$$

pentru tendințe de coborâre a manșonului, unde F_f este forța de frecare în punctul M.

La variațiile vitezei unghiulare ω între limitele ω' și ω'' regulatorul este insensibil. Gradul de insensibilitate al regulatorului se definește cu relațiile:

$$\upsilon = 2 \frac{\omega' - \omega''}{\omega' + \omega''} \quad (8.5)$$

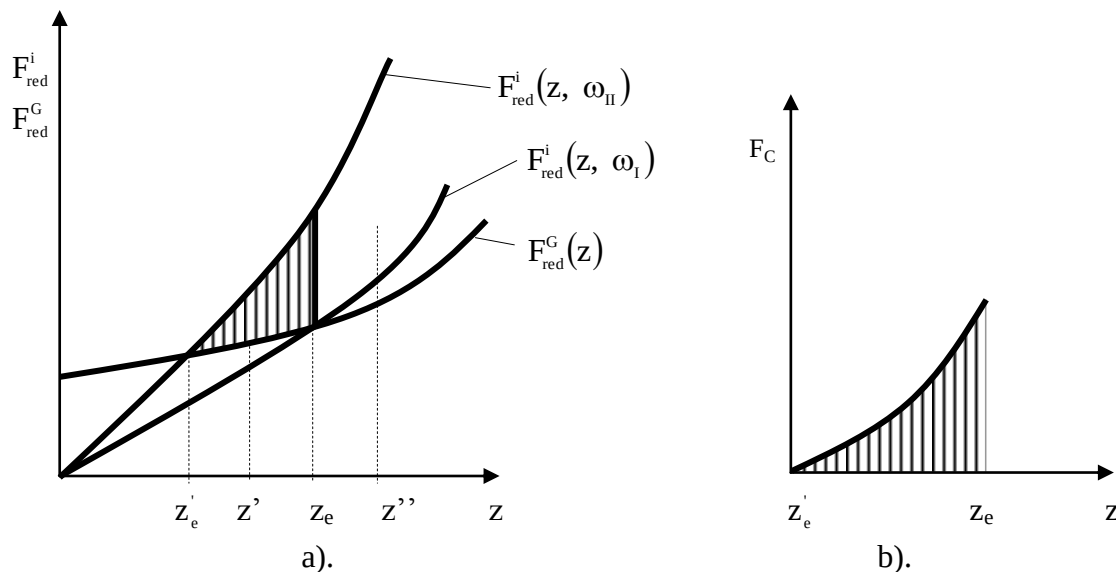


Fig. 8.1.

Curbele de variație a poziției regulatorului $z_u(\omega)$ pentru cazul creșterii vitezei unghiulare (urcare manșon) și respectiv $z_c(\omega)$ pentru cazul descreșterii acesteia (coborâre manșon) fig.8.2.a, nu se vor suprapune tocmai datorită forței de frecare F .

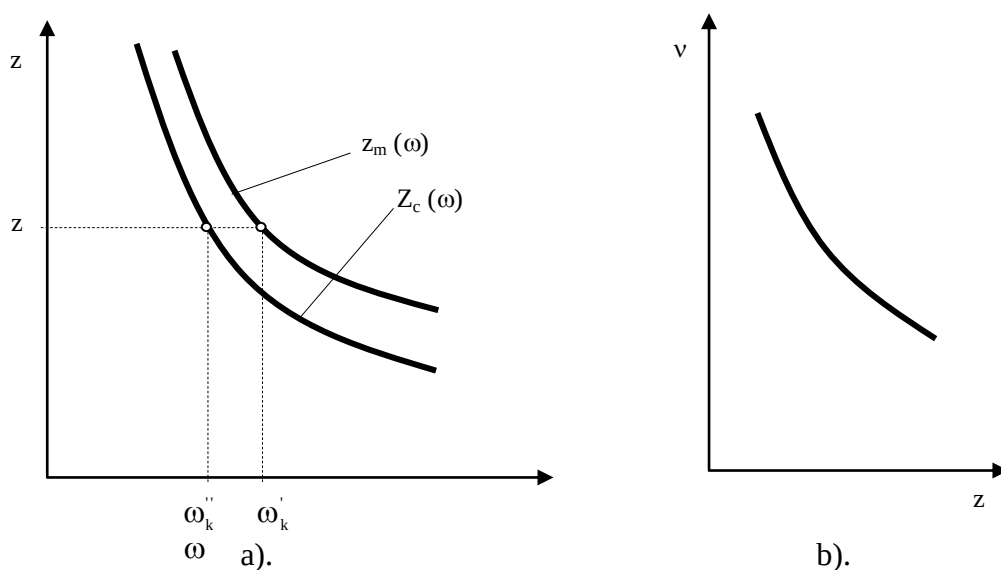


Fig. 8.2.

Ducând o paralelă la axa $O\omega$ prin ordonata z_k intersecția acestei orizontale cu cele două curbe $z_u(\omega)$ și $z_c(\omega)$ va da puncte de abscisa ω_k' și ω_k'' cu a căror valori se poate calcula gradul de insensibilitate υ_k (corespunzător valorii z_k).

8.2. Standul și aparatura folosită.

Pentru desfășurarea lucrării se folosește standul prezentat în fig.8.3 sub formă de schemă cinematică.

Standul se compune în principal din motorul electric 1, variatorul mecanic 2, comandat prin mecanism șurub – piuliță 3, transmisie cu cureaua 4, regulatorul centrifugal cu bile 5, pârghia 6 prevăzută cu un buton sferic B și un ac indicator ce se deplasează de-a lungul sectorului gradat 7, suportul 8 ce susține lama elastică 9 și comparatorul 10.

Suportul 8 poate fi deplasat pe verticală de-a lungul ghidajului 11 cu ajutorul unui alt mecanism șurub – piuliță 12.

Pe lângă sistemul de măsurare cu lamă elastică 9 și comparator 10 la această lucrare se mai folosește un tahometru centrifugal pentru măsurarea vitezei unghiulare a regulatorului și o riglă gradată pentru măsurarea distanțelor A și C realizate de brațele pârghiei 6.

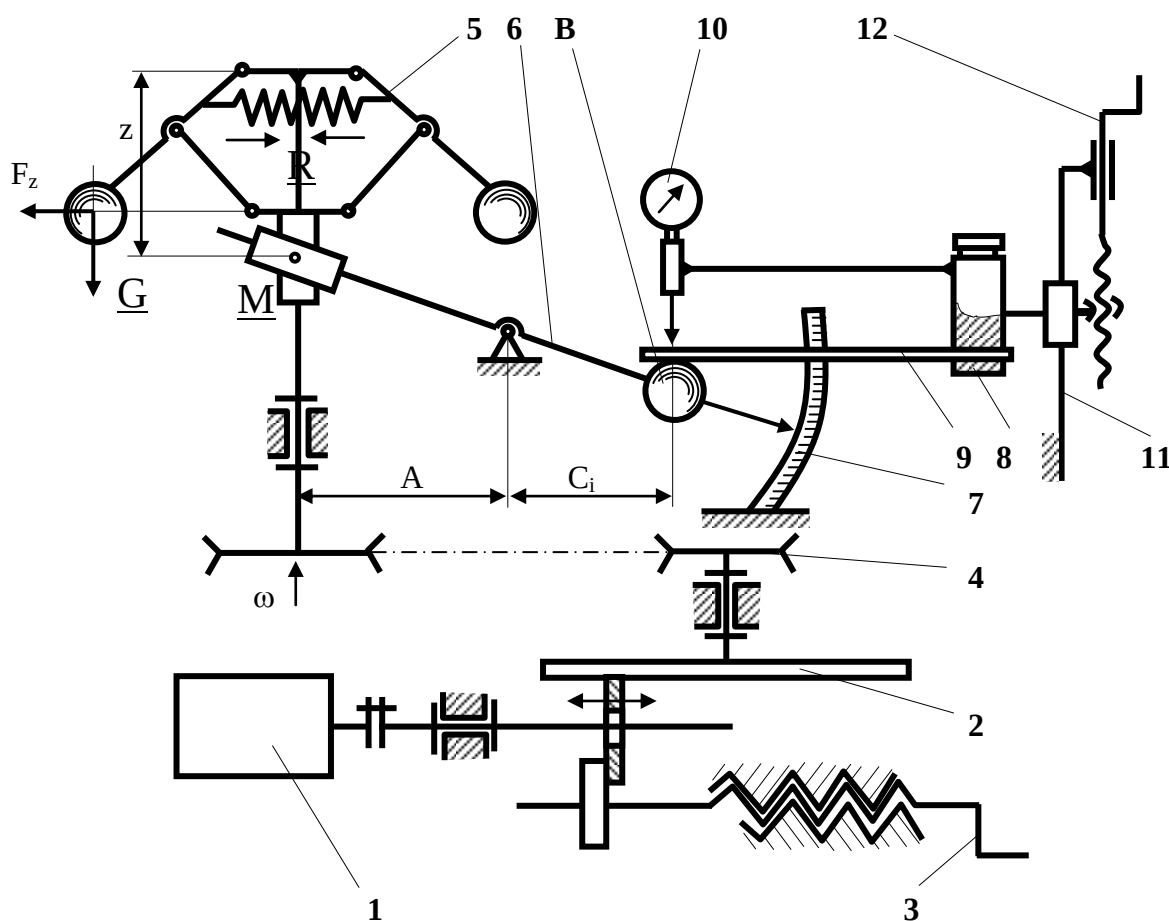


Fig. 8.3.

Forțele care încarcă lama elastică 9 se calculează în funcție de deformația măsurată de comparatorul 10, cu relația:

$$F = c \cdot \delta \quad (8.6)$$

unde:

$c = 1,94 \text{ [N/mm]}$, este constanta elastică a lamei 9.

Pe sectorul gradat 7, se citesc distanțele z_i .

8.3. Mersul lucrării și prelucrarea rezultatelor.

1. Se poziționează centric lama 9 peste butonul B și se citesc valorile δ_i , z_i și c_i care se înscriu în tabelul 8.1. Se repetă aceste măsurători de 8 ori, modificând distanța z_i , cu manivela 12. Se calculează forța cu care acționează butonul B asupra lamei 9 cu relația:

$$F_{B_i} = c \times \delta_i \quad (8.7)$$

și forța redusă la manșon, în punctul M, cu relația:

$$F_{red_i}^G = \frac{C_i}{A} F_{B_i}, \quad (8.8)$$

care se înscriu în tabelul 8.1. Se trasează diagrama forței de readucere $F_{red}^G = F_{red_i}^G(z_i)$.

2. Se pornește motorul electric de antrenare reglând viteza unghiulară la o valoare minimă, apoi modificând valoarea acesteia de cca 8 ori, în intervalul de funcționare, se citesc valorile ω_j și z_j , la ridicare și la coborâre, care se înscriu în tabelul 8.2. Cu aceste valori se trasează diagramele $z_n = z_{n_j}(\omega_j)$ și $z_c = z_{c_j}(\omega_j)$. Viteza unghiulară se măsoară cu un tahometru centrifugal.
3. Se intersectează cele două curbe, trasate mai sus, cu paralele la abscisă rezultând z_k , ω'_k , ω''_k , cu ajutorul cărora se calculează gradul de insensibilitate v_k , folosind (8.5). Valorile se înscriu în tabelul 8.3 și se trasează diagrama $v_k = v_{k_i}(z_{k_i})$.
4. Se aleg două valori ale vitezei unghiulare $\omega_I < \omega_{II}$. Se reglează viteza unghiulară la valoarea ω_I și se poziționează lama 9 centric sub butonul B. Se mărește viteza unghiulară la valoarea ω_{II} , acționând manivela 3. Bilele regulatorului tind să se ridice dar se opune lama 9 care se deformează. Cu manivela 12 se coboară lama 9 către noua poziție de echilibru, consemnând perechile de valori z_i și δ_i în poziții intermediare, care se înscriu în tabelul 8.4. Forța de comandă se calculează cu relația 8.6 și se trasează curba $F_c = F_{c_i}(z_i)$.

Tab. 8.1.

i	z_i [mm]	d_i [μm]	c_i [mm]	F_{B_i} [N]	$F_{red_i}^G$ [N]
1					
.....					
8					

Tab. 8.2.

j	ω_j [rad·s ⁻¹]	z_{u_j} [mm] (urcare)	z_{c_j} [mm] (coborâre)
1			
.....			
8			

Tab. 8.3.

k	Z_k [mm]	ω'_k [rad·s ⁻¹]	ω''_k [rad·s ⁻¹]	v_k
1				
.....				
8				

Tab. 8.4.

$\omega_I = [\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$		$\omega_{II} = [\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$	
l	z_l [mm]	δ_l [mm]	F_{c_l} [N]
1			
.....			
8			

LUCRAREA Nr. 9

ECHILIBRAREA ROTORILOR

9.1. Considerații teoretice.

Asupra elementelor mecanismelor acționează forțe de inerție provocând solicitări care se adaugă la cele statice. Forțele de inerție având variație periodică cu ciclul egal cu ciclul cinematic, pot da naștere la vibrații, trepidații, zgomot, având efecte negative asupra funcționării mașinii și mediului. În vederea eliminării acestor neajunsuri se impune anularea sistemului de forțe de inerție care acționează asupra elementelor componente. Acest deziderat prin atașarea la elemente a unor piese numite contragreutăți. Determinarea prin calcul a maselor și a locurilor de amplasare a contragreutăților se numește echilibrare.

O parte a elementelor mecanismelor execută mișcări de rotație în jurul unor axe fixe. În prezenta lucrare se arată modul în care se face echilibrarea acestor elemente, numite în continuare rotoari.

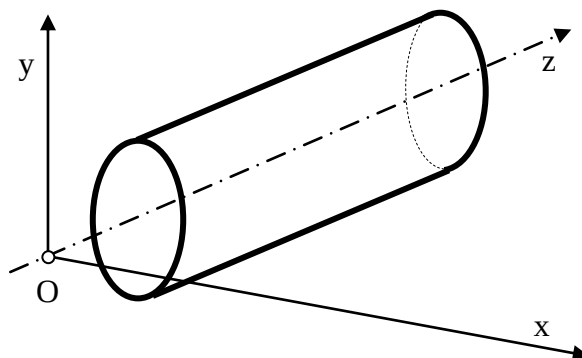


Fig. 9.1.

Se consideră rotorul din fig.9.1 și se admite un sistem de axe rectangulare astfel încât axa Oz să coincidă cu axa de rotație. Condițiile ca rotorul să fie echilibrat sunt ca centrul său de greutate să se găsească pe axa de rotație și axa de rotație să fie o axă principală de inerție.

Aceasta presupune ca suma momentelor statice ale maselor, în raport cu axa de rotație, ca și momentul de inerție centrifugal în raport cu două axe perpendiculare dintre care una confundată cu axa de rotație să fie nule. În cazul rotorilor care funcționează cu viteza unghiulară constantă condiția a doua impune ca suma momentelor momentelor statice ale maselor componente (incluzând și contragreutăților) să fie nulă.

Cele două condiții conduc astfel la două ecuații vectoriale care permit calculul a două contragreutăți. Când calculul contragreutăților se face pe baza acestor condiții, rotorul este echilibrat dinamic.

Rotoarele care au lungimea neglijabilă în raport cu diametrul și se mișcă cu viteze unghiulare mici, se consideră echilibrate dacă prima condiție este îndeplinită. O asemenea echilibrare se numește echilibrare statică.

9.2. Mersul lucrării.

9.2.1. Echilibrarea statică a unui rotor

Se calculează masele tuturor pieselor care compun rotorul și se stabilesc centrele lor de masă. Pentru rotoarele care se pot echilibra static, toate centrele de masă sunt în același plan.

Se consideră masele pieselor care compun rotorul concentrate în centrele lor de masă. Se scrie că suma vectorială a momentelor statice ale maselor pieselor componente ale rotorului și a contragreutății de determinat, în raport cu axa de rotație este nulă adică:

$$\sum m_i \vec{r}_i + m_c \vec{r}_c = 0 \quad (9.1)$$

unde:

m_i – este o masă oarecare;

$\vec{r}_i$ - vectorul de poziție al centrului de masă al masei “i”;

m_c – masa contragreutății

$\vec{r}_c$ - vectorul de poziție a centrului de masă al contragreutății.

Construind poligonul momentelor statice la o scară aleasă arbitrar, din condiția de închidere a acestui poligon rezultă momentul static al contragreutății. Alegând poziția centrului de masă a contragreutății pe direcția vectorului $m_c \vec{r}_c$, se calculează masa acesteia m_c .

9.2.2. Echilibrarea dinamică a unui rotor.

Se calculează masele tuturor pieselor care compun rotorul și se stabilesc centrele lor de masă. Ele se vor găsi în plane transversale diferite.

Se aleg planele transversale I și II de amplasare a contragreutăților, astfel ca planul I să treacă prin originea sistemului de referință (rezultă $\vec{z}_{0I} = 0$) iar planul II să fie strict la distanța aleasă z_{cII} .

Se scrie ecuația momentelor momentelor statice care conține o singură necunoscută – momentul momentului static al contragreutății c_{II} , contragreutatea c_I având momentul momentului static nul ($z_{cI}=0$).

$$\sum \vec{z}_i \times m_i \vec{r}_i + \vec{z}_{cII} \times m_{cI} \vec{r}_{cII} = 0 \quad (9.2)$$

unde:

m_i – este masa piesei “i”;

$\vec{r}_i$ - vectorul de poziție al centrului de masă al piesei “i” în raport cu axa de rotație;

$\vec{z}_i$ - vectorul-distanță considerat pe axa de rotație de la origine până la planul în care se găsește centrul de masă amintit mai sus;

m_{cI} – masa contragreutății

$\vec{r}_{cI}$ - vectorul de poziție a centrului de masă al contragreutății

$\vec{z}_{cI}$ - vectorul-distanță aferent planului ales pentru amplasarea contragreutății c_I .

Din condiția (9.2) se determină produsul $m_{cI} \vec{r}_{cI}$ și alegând modulul ($\vec{r}_{cI}$) al vectorului de poziție, rezultă masa m_{cI} a contragreutății.

În vederea aducerii centrului de greutate al rotorului pe axa de rotație, se așează a doua contragreutate în planul xOy, astfel încât:

$$m_i \vec{r}_i + m_{cII} \vec{r}_{cII} + m_{cI} \vec{r}_{cI} = 0 \quad (9.1')$$

unde $m_{cI} \vec{r}_{cI}$ este momentul static al celei de a doua contragreutății.

9.3. Exemple

9.3.1. Echilibrarea statică a unui rotor

Se consideră prima fază a calculelor efectuată. În tabelul 9.1 sunt trecute masele pieselor care compun rotorul, coordonatele polare ale centrelor de masă și modulele momentelor statice ale maselor respective în raport cu axa de rotație. În fig.9.2.a, este reprezentat rotorul cu masele concentrate în centrele de masă.

Tab. 9.1.

Nr.crt.	m [gr]	r [mm]	[grade]	m·r [gr·mm]
1	150	17,5	30 ⁰	2625
2	160	15,0	90 ⁰	2400
3	400	10	150 ⁰	4000
Contra-greutatea	120	17,5	302 ⁰	2100

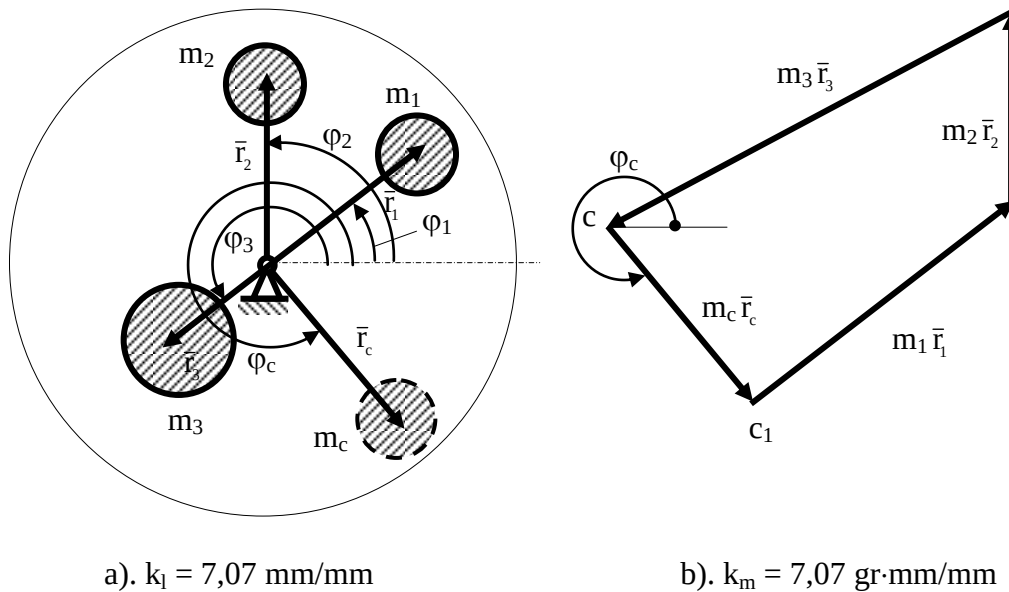


Fig. 9.2.

În aceste condiții ecuația (9.1) se scrie sub forma:

$$\bar{r}_1 m_1 + \bar{r}_2 m_2 + \bar{r}_3 m_3 + \bar{r}_c m_c = 0 \quad (9.1'')$$

În fig.9.2.b s-a reprezentat poligonul vectorial al momentelor statice. Segmentul $|\overline{cc_1}|$ care închide acest poligon reprezintă momentul static al masei contragreutății. Modulul său este:

$$m_c r_c = k_m \cdot \overline{cc_1} = 70,7 \cdot 29,7 = 2100 \text{ grmm}$$

Alegând centrul de masă la raza $r_c = 17,5 \text{ mm}$, rezultă masa contragreutății:

$$m_c = \frac{m_c \cdot r_c}{r_c} = \frac{2100}{17,5} = 120 \text{ gr}$$

Direcția pe care trebuie să se găsească centrul de masă al contragreutății este paralelă cu segmentul $|\overline{cc_1}|$. Rezultă $\varphi_c = 302^0$.

Datele cu privire la contragreutate au fost trecute și în tabelul 9.1.

9.3.2. Echilibrarea dinamică a unui rotor

Se consideră calculate masele pieselor care compun rotorul și determinate pozițiile centrelor lor de greutate. În tabelul 9.2 sunt trecute masele, coordonatele polare ale centrelor de masă, distanțele planelor în care se găsesc aceste mase până la originea sistemului de referință, modulul momentelor statice ale maselor în raport cu axa de rotație și modulul momentelor statice în raport cu originea sistemului de coordonate.

Tab. 9.2.

Nr.crt.	m [gr]	r [mm]	[grade]	z [mm]	m·r [gr·mm]	z·m·r [gr·mm ²]
1	200	15	60 ⁰	10	3000	30000
2	600	10	150 ⁰	20	6000	120000
3	250	12	300 ⁰	30	3000	90000
contra-greutate I	57,06	17,5	350 ⁰	40	1000	40000
contra-greutate II	171,2	17,5	292 ⁰	0	3000	0

În fig.9.3.a, este reprezentată schema rotorului. În fig.9.3.c, s-a trasat poligonul vectorial al momentelor momentelor statice, după relația:

$$\bar{z}_1 \times m_1 \bar{r}_1 + \bar{z}_2 \times m_2 \bar{r}_2 + \bar{z}_3 \times m_3 \bar{r}_3 + \bar{z}_{cII} \times m_{cII} \bar{r}_{cII} = 0 \quad (9.2')$$

Vectorul $\left| \overline{c_1 c_1'} \right|$ care închide acest poligon reprezintă momentul momentului static al masei contragreutății 1. Modulul său este:

$$z_{cI} \times m_{cI} \times r_{cI} = k_{m2} \times \left| \overline{c_1 c_1'} \right| = 2828 \times 14,14 = 40000 \text{ gr mm}^2$$

Alegând centrul de masă la distanța $r_{cII}=17,5$ mm de axa de rotație și cunoscând $z_{cII}=40$ mm, rezultă masa contragreutății 1.

$$m_{cII} = \frac{z_{cII} \times m_{cII} \times r_{cII}}{z_{cII} \times r_{cII}} = \frac{40000}{40 \times 17,5} = 57,06 \text{ gr}$$

Unghiul de poziție al contragreutății rezultă din poligonul fig.9.3:

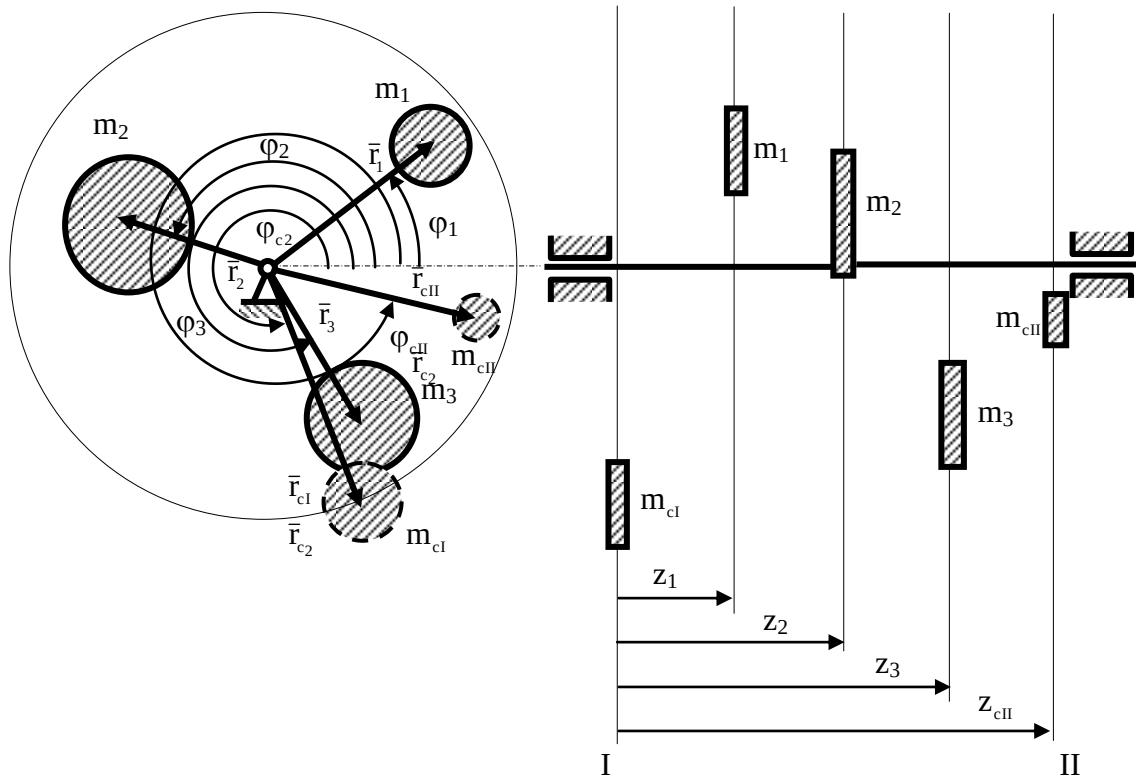
$$\varphi_{cII} = 350^0$$

În fig.9.3.b, s-a trasat poligonul vectorial al momentelor statice, după relația:

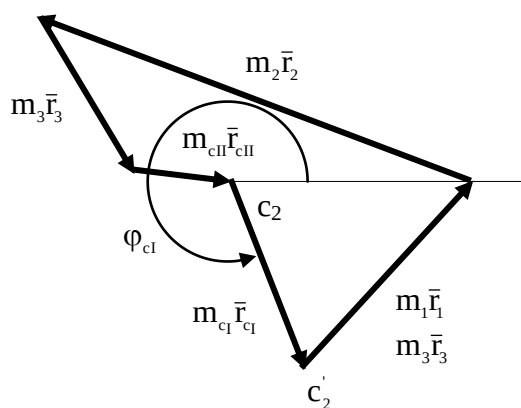
$$m_1 \bar{r}_1 + m_2 \bar{r}_2 + m_3 \bar{r}_3 + m_{cI} \bar{r}_{cI} + m_{cII} \bar{r}_{cII} = 0 \quad (9.1'')$$

Vectorul $\left| \overline{c_2 c_2'} \right|$ care închide poligonul reprezintă momentul static al masei contragreutății I. Modulul său este:

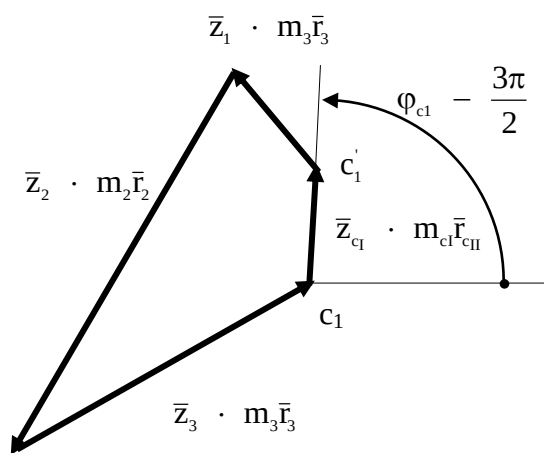
$$m_{cI} \times r_{cI} = k_{m1} \times \left| \overline{c_2 c_2'} \right| = 141 \cdot 21 = 3000 \text{ gr·mm}$$



a). $k_1 = 7,07 \text{ mm/mm}$



b). $k_m = 141 \text{ gr}\cdot\text{mm/mm}$



c). $k_{mm} = 2828 \text{ gr}\cdot\text{mm}^2/\text{mm}$

Fig. 9.3.

Alegând centrul de masă la distanța $r_{c2} = 17,5 \text{ mm}$ de axa de rotație și cunoscând $z_{cII} = 40 \text{ mm}$, rezultă masa contragreutății II.

$$m_{cl} = \frac{m_{cl} \times r_{cl}}{r_{cl}} = \frac{3000}{17,5} = 171,2 \text{ gr}$$

Unghiul de poziție al centrului de masă al contragreutății I rezultă:

$$\varphi_{cl} = 292^\circ$$

Datele cu privire la contragreutăți sunt trecute în tabelul 9.2.

I Analiza structurală a mecanismelor

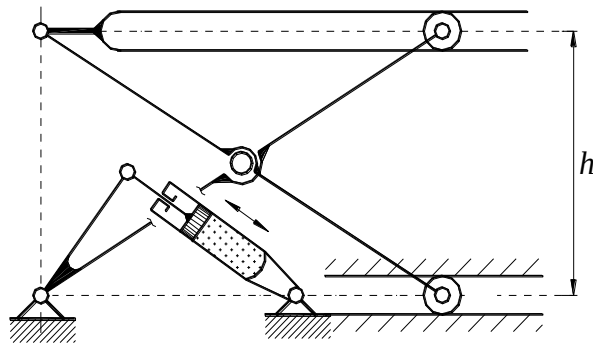
Analiza structurală a unui mecanism implică parcurgerea următoarelor etape:

- identificarea elementelor și a cuplelor cinematice ale mecanismului;
- identificarea elementului(lor) motoare;
- identificarea particularităților de aplicare a formulelor structurale;
- determinarea gradului de mobilitate al mecanismului și verificarea desmodromiei mecanismului;
- identificarea conexiunilor $K_A(0)$;
- trasarea mecanismului instantaneu izocinetic înlocuitor;
- determinarea gradului de mobilitate al mecanismului instantaneu izocinetic;
- împărțirea lanțului cinematic al mecanismului instantaneu izocinetic în grupe cinematice;
- determinarea tipului, ordinului și a clasei grupelor cinematice.

Exemple de analiză structurală:

1. Analiza structurală a mecanismului de acționare a unei scene mobile

Etapele de efectuare a analizei structurale a mecanismului de acționare a platformei mobile, conform enunțului, sunt:



- identificarea elementelor și a cuplelor cinematice a mecanismului;

Se vor numera elementele și denumi cuplele cinematice ale mecanismului conform fig.1.1.

Se vor determina:

- Numărul elementelor mecanismului: $n = 8$,
- Numărul cuplelor cinematice de clasa a V-a: $c_5 = 8$ ($A_0, A^\infty, B_0, B, C, D, F, G$),
- Numărul cuplelor cinematice de clasa a IV-a: $c_4 = 2$ (F, H).

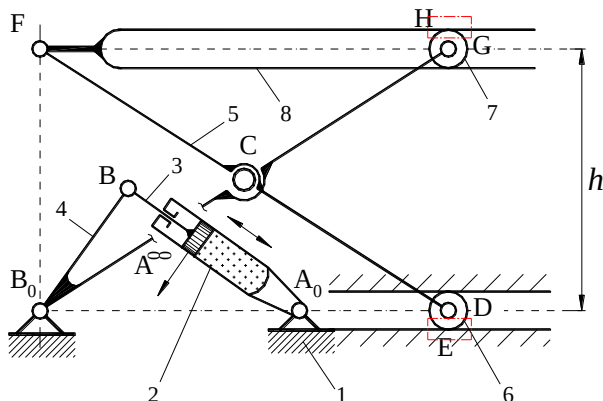


Fig.1.1. Mecanismului de acționare a unei scene mobile

b) identificarea elementului(lor) motor;
Mecanismul din figura 1 conține un element motor (2).

Numărul elementelor motoare: $n_m = 1$.

c) identificarea particularităților de aplicare a formulelor structurale;
Mecanismul conține 2 elemente cu mișcări independente: rolele (6) și (7).

Gradul de libertate al unei role se determină conform relației:

$$L_{id} = 3 \cdot n_{id} - 2 \cdot c_{5id} - c_{4id} = 3 \cdot 1 - 2 \cdot 1 - 0 = 1,$$



unde: $n_{id} = 1$ (rola), $c_{5id} = 1$ (G).

d) determinarea gradului de mobilitate al mecanismului și verificarea desmodromiei mecanismului;

Gradul de mobilitate al mecanismului se determină cu relația:

$$M = 3 \cdot (n - 1) - 2 \cdot c_5 - c_4 - \sum L_{id} - \sum L_p = 3 \cdot (8 - 1) - 2 \cdot 8 - 2 - (2 \cdot 1) - 0 = 1.$$

Mecanismul este desmodrom fiindcă este satisfăcută relația:

$$M = n_m = 1.$$

e) identificarea conexiunilor de tip $K_{A(-1)}$;

Conexiunilor de tip $K_{A(-1)}$ sunt marcate în figura 1 printr-un dreptunghi de culoare roșie.

f) trasarea mecanismului instantaneu izocinetic înlocuitor;

Mecanismul instantaneu izocinetic înlocuitor este reprezentat în figura 1.2.

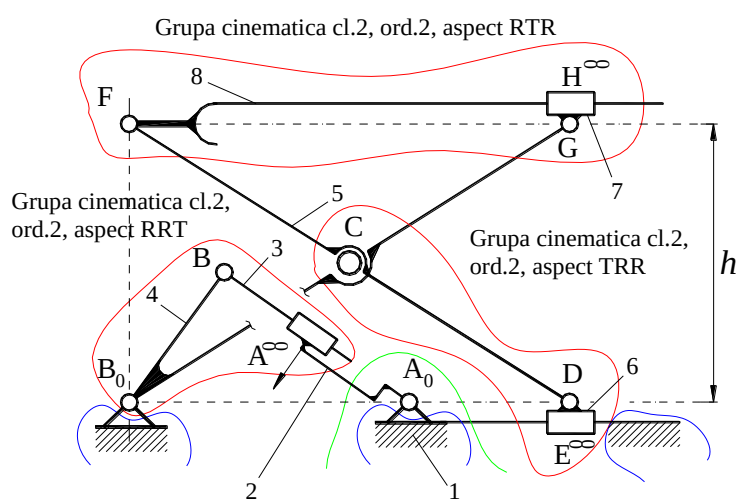


Fig. 1.2

g) determinarea gradului de mobilitate al mecanismului instantaneu izocinetic;

Se vor numera elementele și denumi cuplele cinematice ale mecanismului instantaneu izocinetic înlocuitor conform fig.2.

Se vor determina:

1. Numărul elementelor mecanismului: $n = 8$,

2. Numărul cuplelor cinematice de clasa a V-a: $c_5 = 10$ ($A_0, A^\infty, B_0, B, C, D, E^\infty, F, G, H^\infty$).

Gradul de mobilitate al mecanismului instantaneu izocinetic înlocuitor se determină cu relația:

$$M = 3 \cdot (n - 1) - 2 \cdot c_5 - c_4 = 3 \cdot (8 - 1) - 2 \cdot 10 = 1.$$

h) împărțirea lanțului cinematic al mecanismului instantaneu izocinetic în grupe cinematice;

Lanțul cinematic al mecanismului instantaneu izocinetic înlocuitor conține 3 grupe cinematice (conform fig.1.2).

i) determinarea clasei, ordinului și aspectului grupelor cinematice.
 Grupele cinematice sunt de clasa a 2-a, ordinul 2, având aspectele RTR, TRR și RRT (conform fig.1.2).

2. Analiza structurală a supapei de admisie/evacuare a unui motor cu ardere internă.

Analiza structurală a mecanismului de acționare a supapei de admisie/evacuare a unui tip de motor cu ardere internă se va realiza conform etapelor enunțate anterior.

a) identificarea elementelor și a cuplelor cinematice ale mecanismului;

Se vor numera elementele și denumi cuplele cinematice ale mecanismului conform fig. 2.1.

Se vor determina:

1. Numărul elementelor mecanismului: $n = 7$,

2. Numărul cuplelor cinematice de clasa a V-a: $c_5 = 7$ ($A_0, B_0^\infty, B, E_0, G, G_{01}^\infty, G_{02}^\infty$),

3. Numărul cuplelor cinematice de clasa a IV-a: $c_4 = 3$ (C, D, F).

b) identificarea elementului motor;

Mecanismul din fig. 2.1 conține un element motor, acesta fiind elementul (2) - cama.

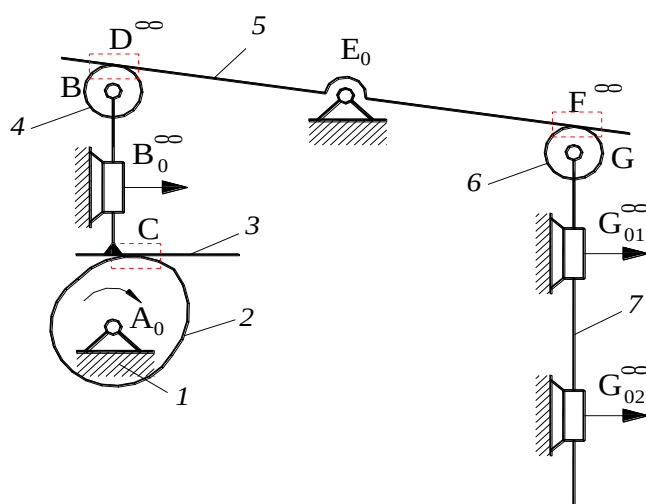


Fig. 2.1 Mecanismul de acționare a supapei de admisie/evacuare al unui tip de motor cu ardere internă.

1. Numărul elementelor motoare: $n_m = 1$.

c) identificarea particularităților de aplicare a formulelor structurale;

Mecanismul conține 2 elemente cu mișcări independente: rolele (4) și (6). Gradul de libertate al unei role se determină conform relației:

$$L_{id} = 3 \cdot n_{id} - 2 \cdot c_{5id} - c_{4id} = 3 \cdot 1 - 2 \cdot 1 - 0 = 1,$$



unde: $n_{id} = 1$ (rola), $c_{5id} = 1$ (G).

Deasemenea mecanismul conține o cuplă de translație pasivă (de ex. G_{02}^∞). Gradul de libertate al lanțului cinematic pasiv se va determina conform relației:

$$L_p = 3 \cdot n_p - 2 \cdot c_{5p} - c_{4p} = 3 \cdot 0 - 2 \cdot 1 - 0 = -2,$$



unde: $n_p = 0$ (rola), $c_{5p} = 1$ (G_{02}^∞).

d) determinarea gradului de mobilitate al mecanismului și verificarea desmodromiei mecanismului;

Gradul de mobilitate al mecanismului se determină cu relația:

$$M_r = 3 \cdot (n - 1) - 2 \cdot c_5 - c_4 - \sum L_{id} - \sum L_p = 3 \cdot (7 - 1) - 2 \cdot 7 - 3 - (2 \cdot 1) - (-2) = 1.$$

Mecanismul este desmodrom fiindcă este satisfăcută relația:

$$M_r = n_m = 1.$$

e) identificarea conexiunilor de tip $K_{A(-1)}$;

Conexiunilor de tip $K_{A(-1)}$ sunt marcate în fig. 2.1 printr-un dreptunghi.

f) trasarea mecanismului instantaneu izocinetic înlocuitor;

Mecanismul instantaneu izocinetic înlocuitor este reprezentat în fig. 2.2.

g) determinarea gradului de mobilitate al mecanismului instantaneu izocinetic;

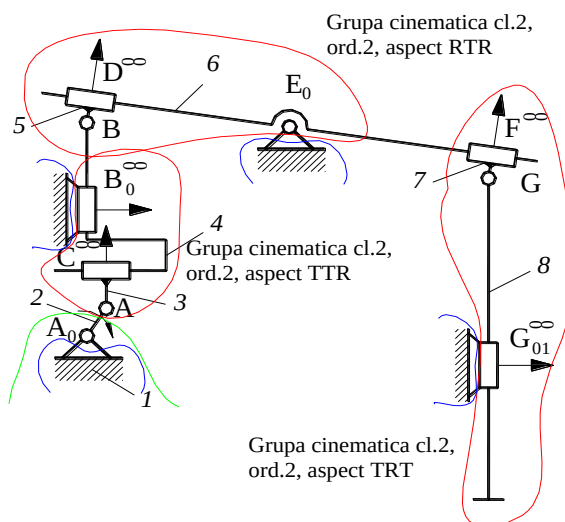


Fig. 2.2 Mecanismul instantaneu izocinetic înlocuitor al mecanismului de acționare al supapei de admisie/evacuare a unui tip de motor cu ardere internă.

Se vor numerota elementele și denumi cuplele cinematice ale mecanismului instantaneu izocinetic înlocuitor, conform fig. 2.2.

Se vor determina:

1. Numărul elementelor mecanismului: $n = 8$,

2. Numărul cuplelor cinematice de clasa a V-a: $c_5 = 10$ ($A_0, A, C^\infty, B_0^\infty, B, D^\infty, E_0^\infty, F^\infty, G, G_{01}^\infty$).

Gradul de mobilitate al mecanismului instantaneu izocinetic înlocuitor se determină cu relația:

$$M = 3 \cdot (n - 1) - 2 \cdot c_5 - c_4 = 3 \cdot (8 - 1) - 2 \cdot 10 = 1.$$

h) împărțirea lanțului cinematic al mecanismului instantaneu izocinetic în grupe cinematice;

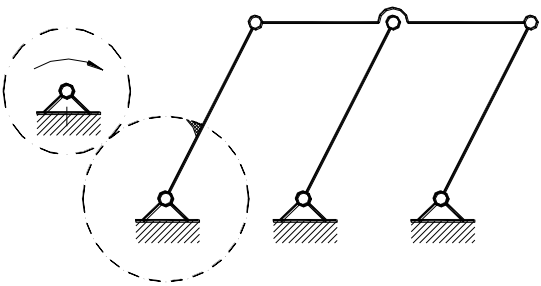
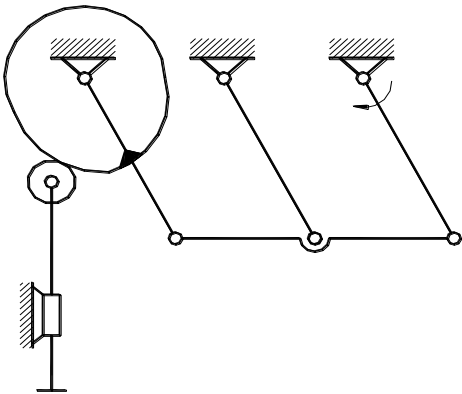
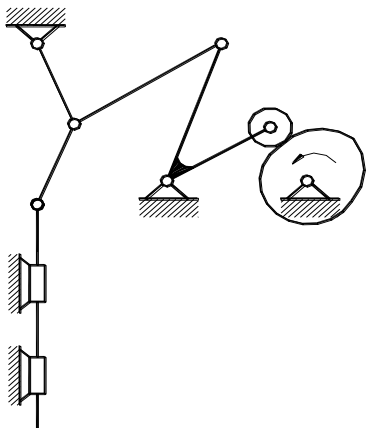
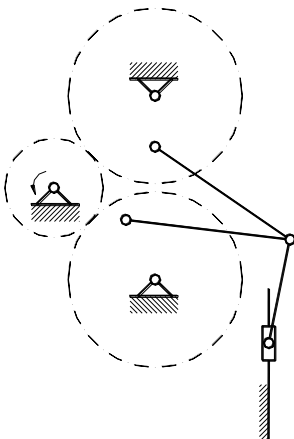
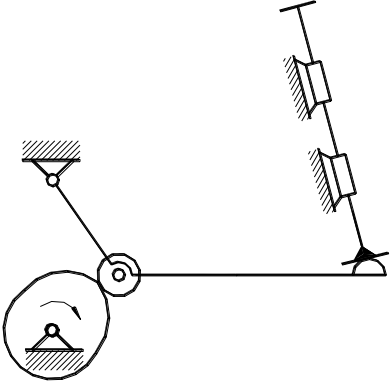
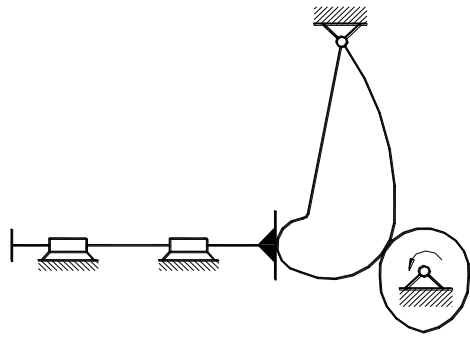
Lanțul cinematic al mecanismului instantaneu izocinetic înlocuitor conține 3 grupe cinematice (conform fig. 2.2).

j) determinarea clasei, ordinului și aspectului grupelor cinematice.

Grupele cinematice sunt de clasa a 2-a, ordinul 2, având aspectele TRT, RTR și TTR (conform fig. 2.2).

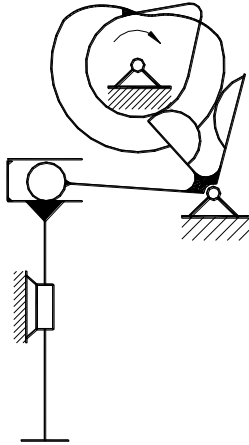
3. Probleme propuse de analiză structurală

Pentru mecanismele având schemele cinematice date în figurile de mai jos, se cere să se realizeze analiza structurală:

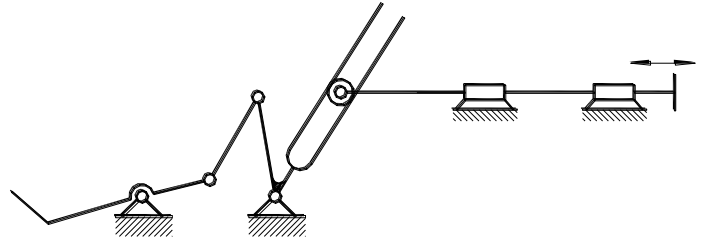
Problema: 1 Mecanismul de tracțiune de la locomotive. 	Problema: 2 Mecanismul de acționare din figură. 
Problema: 3 Mecanismul de acționare a presei cu genunchi 	Problema: 4 Mecanismul de acționare a unei prese. 
Problema: 5 Mecanismul de acționare a supapei de admisie/evacuare a unui tip de motor cu ardere internă 	Problema: 6 Mecanismul de acționare a supapei de admisie/evacuare a unui tip de motor cu ardere internă. 

Problema: 7

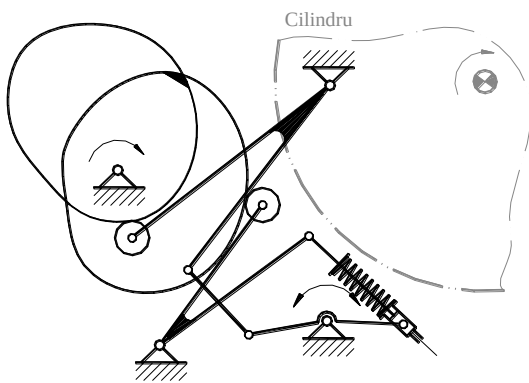
Mecanismul de acționare a supapei de admisie/evacuare a unui tip de motor cu ardere internă

**Problema: 8**

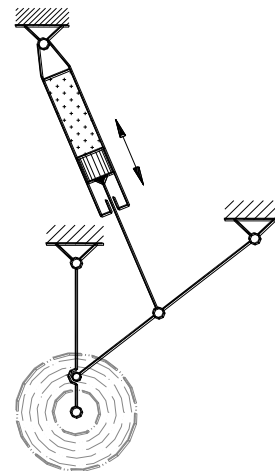
Mecanismul de acționare a degetului unei proteze de mână.

**Problema: 9**

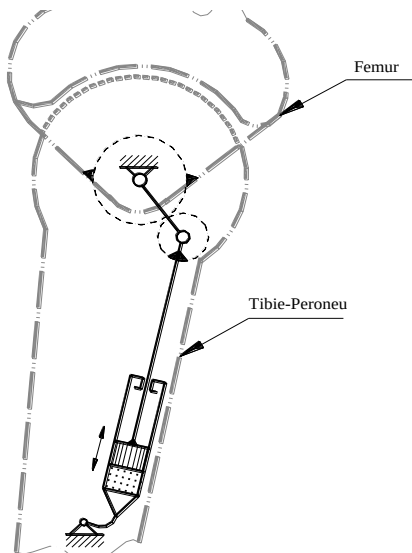
Mecanismul de alimentare cu hârtie de la o mașină tipografică.

**Problema: 10**

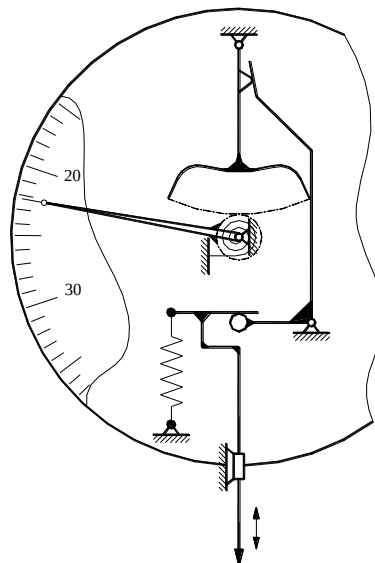
Mecanismul de escamotare al unui tip de tren de aterizare al unui avion.

**Problema: 11**

Mecanismul de acționare a unei proteze de genunchi.

**Problema: 12**

Mecanismul amplificator al unui microcomparator.



II Analiza cinematică a mecanismelor cu roți dințate

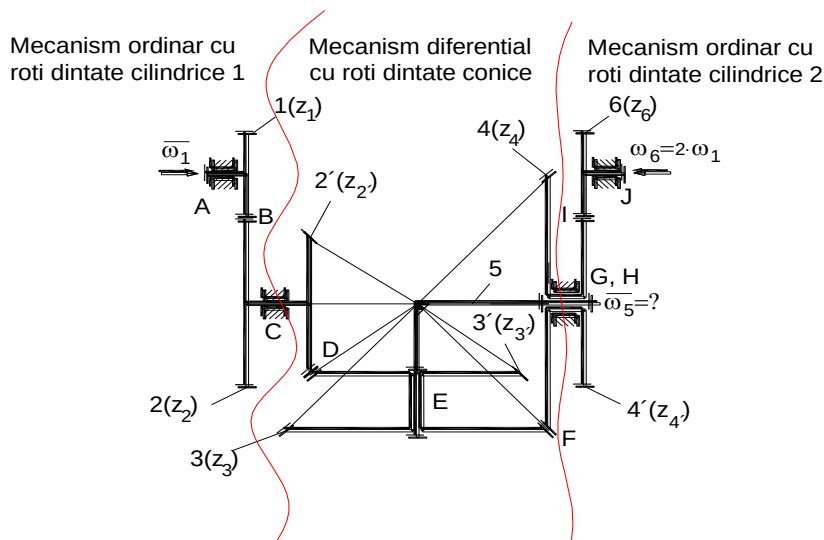
Analiza cinematică a unui mecanism cu roți dințate implică următoarele etape:

- identificarea cuplelor cinematice de rotație cu axa de rotație mobilă;
- segmentarea mecanismului cu roți dințate în mecanism(e) cu roți dințate ordinare și roți dințate ciclodale, dacă este cazul;
- calculul gradului de mobilitate al mecanismelor cicloidale, pentru identificarea transmisiilor cu roți dințate planetare sau diferențiale;
- calculul raportului de transmitere pentru fiecare mecanism cu roți dințate în parte, cunoscând numărul de dinți ai fiecărei roți dințate;
- calculul raportului de transmitere total (în cazul mecanismelor cu roți dințate ordinare și planetare înseriate);
- calculul vitezei unghiulare a elementului de ieșire, cunoscând viteza unghiulară a elementului(elor) de intrare;
- determinarea sensului de rotație a elementului de ieșire, dacă se cunoaște sensul de rotație a elementului de intrare;

Exemple de analiză cinematică a unui mecanism cu roți dințate:

1. Analiza cinematică a unui mecanism diferențial cu roți dințate din figură.

- identificarea cuplelor cinematice de rotație cu axa de rotație mobilă;
Cuple cinematice de rotație cu axa fixă: A, C, G, H, J
Cuplă cinematică de rotație cu axa mobilă: F



- segmentarea mecanismului cu roți dințate în mecanism(e) cu roți dințate ordinare și roți dințate ciclodale, dacă este cazul;
Mecanismul cu roți dințate este compus din:
 - mecanism ordinar cu roți dințate cilindrice 1;
 - mecanism cicloidal cu roți dințate conice;
 - mecanism ordinar cu roți dințate cilindrice 1;
- calculul gradului de mobilitate al transmisiilor cicloidale, pentru identificarea mecanismelor cu roți dințate planetare sau diferențiale;

Se vor determina:

- Numărul elementelor mecanismului cicloidal: $n = 5$,
- Numărul cuplelor cinematice de clasa a V-a: $c_5 = 4$ (C, E, G, H),
- Numărul cuplelor cinematice de clasa a IV-a: $c_4 = 2$ (D, F).

Gradul de mobilitate al mecanismului cicloidal cu roți dințate se determină cu relația:

$$M = 3 \cdot (n - 1) - 2 \cdot c_5 - c_4 = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 4 - 2 = 2.$$

Mecanismul cicloidal cu roți dințate este un mecanism diferențial cu roți dințate conice care are două intrări:

- prin elementul 2
- prin elementul 4

și o ieșire prin elementul 5

- d) calculul raportului de transmitere pentru fiecare mecanism cu roți dințate în parte, cunoscând numărul de dinți ai fiecărei roți dințate;

Mecanismul ordinar cu roți dințate cilindrice 1

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{-z_2}{z_1} \Rightarrow \omega_2 = \frac{-z_1}{z_2} \cdot \omega_1$$

Mecanismul ordinar cu roți dințate cilindrice 2

$$i_{64} = \frac{\omega_6}{\omega_4} = \frac{-z_{4'}}{z_6} \Rightarrow \omega_4 = \frac{-z_6}{z_{4'}} \cdot \omega_6$$

Conform dependenței dintre vitezele unghiulare ale elementelor 6 și 1 și sensului acestora, adică $\omega_6 = -2 \cdot \omega_1$, viteza unghiulară a elementului 4 devine:

$$\omega_4 = \frac{2 \cdot z_6}{z_{4'}} \cdot \omega_1$$

Mecanismul diferențial cu roți dințate conice

Nr. Elem.	0	2	3	4	5
Mișc. real	0	ω_2	ω_3	ω_4	ω_5
Mișc. imag	$-\omega_5$	$\omega_2 - \omega_5$	$\omega_3 - \omega_5$	$\omega_4 - \omega_5$	0

$$i_{24}^{(5)} = \frac{\omega_2^{(5)}}{\omega_4^{(5)}} \Rightarrow i_{24}^{(5)} = \frac{\omega_2 - \omega_5}{\omega_4 - \omega_5}$$

unde:
$$i_{24}^{(5)} = \frac{z_{3'}}{z_{2'}} \cdot \frac{z_4}{z_3}$$

- f) calculul vitezei unghiulare a elementului de ieșire, cunoscând viteza unghiulară a elementului(elor) de intrare;

Din ultimele relații rezultă

$$\omega_5 = \frac{i_{24}^{(5)} \cdot \omega_4 - \omega_2}{i_{24}^{(5)} - 1} \Rightarrow \omega_5 = \frac{z_{3'} \cdot z_4 \cdot \omega_4 - z_{2'} \cdot z_3 \cdot \omega_2}{z_{3'} \cdot z_4 - z_{2'} \cdot z_3}$$

Prin înlocuirea expresiilor vitezelor unghiulare ω_2 și ω_4 în ultima relație rezultă viteza unghiulară ω_5 :

$$\omega_5 = \frac{z_2 \cdot z_{3'} \cdot z_4 \cdot z_6 + z_1 \cdot z_{2'} \cdot z_3 \cdot z_{4'}}{z_2 \cdot z_{4'} \cdot (z_{3'} \cdot z_4 - z_{2'} \cdot z_3)} \cdot \omega_1$$

- g) determinarea sensului de rotație a elementului de ieșire, dacă se cunoaște sensul de rotație a elementului de intrare;

Din analiza relației vitezei unghiulare de ieșire ω_5 , ținând cont că numerele de dinți ale roților dințate sunt numere naturale diferite de zero ($z_1, z_2, z_{2'}, z_3, z_5 \in N^*$), rezultă că numărătorul

fracției este întotdeauna pozitiv. Astfel, sensul vitezei unghiulare ω_5 este identic cu cel al vitezei unghiulare ω_1 dacă:

$$z_3 \cdot z_4 - z_2 \cdot z_3 > 0 \quad (7)$$

respectiv, sensul vitezei unghiulare ω_5 este invers sensului vitezei unghiulare ω_1 dacă:

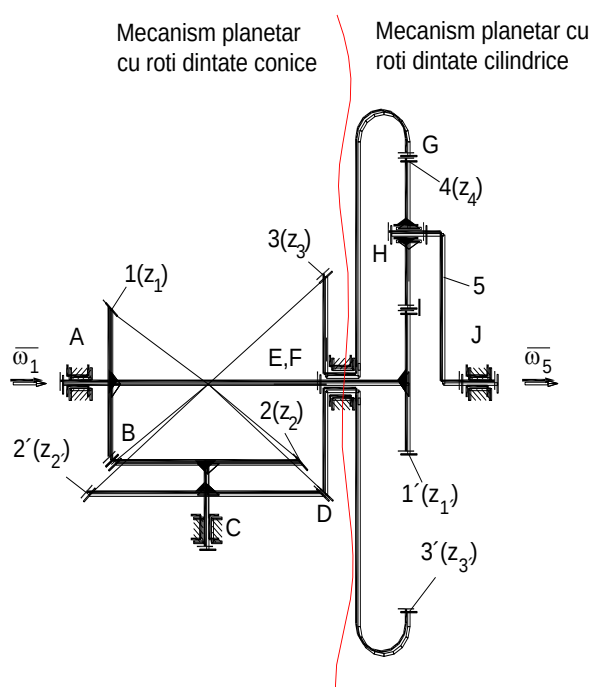
$$z_3 \cdot z_4 - z_2 \cdot z_3 < 0 \quad (8)$$

2. Analiza cinematică a unui mecanism diferențial cu roți dințate înseriat din figură.

a) identificarea cuplelor cinematice de rotație cu axa de rotație mobilă:

Cuple cinematice de rotație cu axa fixă: A, C, E, F, H, J

Cuplă cinematică de rotație cu axa mobilă: H



b) segmentarea mecanismului cu roți dințate în mecanism(e) cu roți dințate ordinare și roți dințate cicloidale, dacă este cazul;

Mecanismul cu roți dințate este compus din:

- mecanism ordinar cu roți dințate cilindrice și conice înseriate;
- mecanism cicloidal cu roți dințate cilindrice;

c) calculul gradului de mobilitate al transmisiilor cicloidale, pentru identificarea mecanismelor cu roți dințate planetare sau diferențiale;

Se vor determina:

1. Numărul elementelor mecanismului cicloidal: $n = 5$,
2. Numărul cuplelor cinematice de clasa a V-a: $c_5 = 4$ (E, F, H, J),
3. Numărul cuplelor cinematice de clasa a IV-a: $c_4 = 2$ (G, I).

Gradul de mobilitate al mecanismului cicloidal cu roți dințate se determină cu relația:

$$M = 3 \cdot (n - 1) - 2 \cdot c_5 - c_4 = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 4 - 2 = 2.$$

Mecanismul cicloidal cu roți dințate este un mecanism diferențial cu roți dințate cilindrice care are două intrări:

- prin elementul 1
- prin elementul 3

și o ieșire prin elementul 5.

- d) calculul raportului de transmitere pentru fiecare mecanism cu roți dințate în parte, cunoscând numărul de dinți ai fiecărei roți dințate;

Raportul de transmitere al mecanismul ordinar cu roți dințate conice

$$i_{13} = i_{12} \cdot i_{23}$$

$$\frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_{2'}} \Rightarrow \omega_3 = \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_{2'}}{z_3} \cdot \omega_1$$

Mecanismul diferențial cu roți dințate cilindrice

Nr. elem.	0	1	3	4	5
Mișc. real	0	ω_1	ω_3	ω_4	ω_5
Mișc. imag.	$-\omega_5$	0	$\omega_3 - \omega_5$	$\omega_4 - \omega_5$	0

$$i_{13}^{(5)} = \frac{\omega_1^{(5)}}{\omega_3^{(5)}} \Rightarrow i_{13}^{(5)} = \frac{\omega_1 - \omega_5}{\omega_3 - \omega_5}$$

$$\text{unde: } i_{13}^{(5)} = \frac{-z_4}{z_{1'}} \cdot \frac{z_{3'}}{z_4} = \frac{-z_{3'}}{z_{1'}}$$

- f) calculul vitezei unghiulare a elementului de ieșire, cunoscând viteza unghiulară a elementului(elor) de intrare;

Din ultimele relații rezultă

$$\omega_5 = \frac{i_{13}^{(5)} \cdot \omega_3 - \omega_1}{i_{13}^{(5)} - 1} \Rightarrow \omega_5 = \frac{z_{3'} \cdot \omega_3 + z_{1'} \cdot \omega_1}{z_{3'} + z_{1'}}$$

Prin înlocuirea relației vitezei unghiulare ω_3 în ultima relație rezultă viteza unghiulară ω_5 :

$$\omega_5 = \frac{z_{3'} \cdot z_1 \cdot z_{2'} + z_{1'} \cdot z_2 \cdot z_3}{z_2 \cdot z_3 \cdot (z_{3'} + z_{1'})} \cdot \omega_1$$

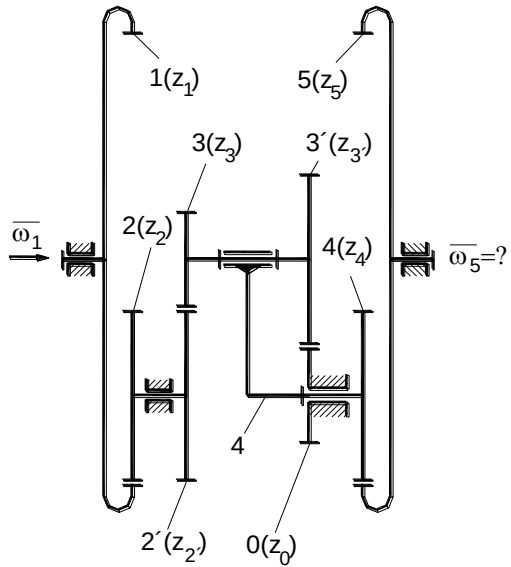
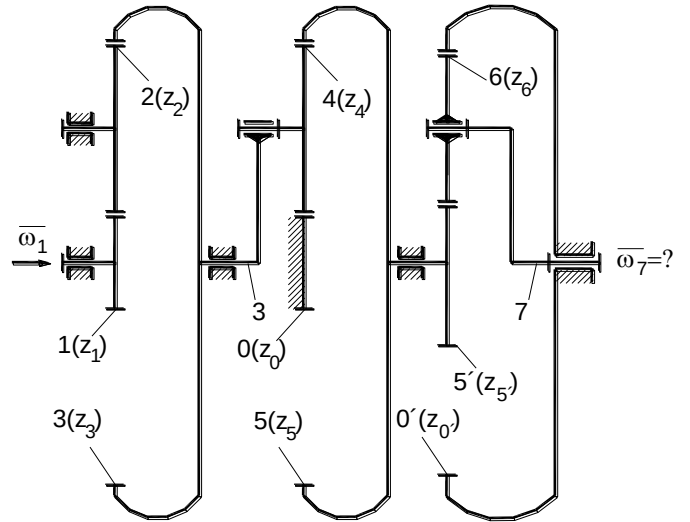
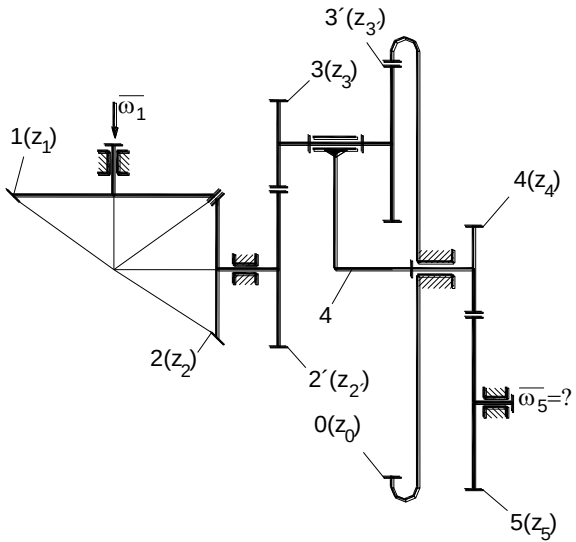
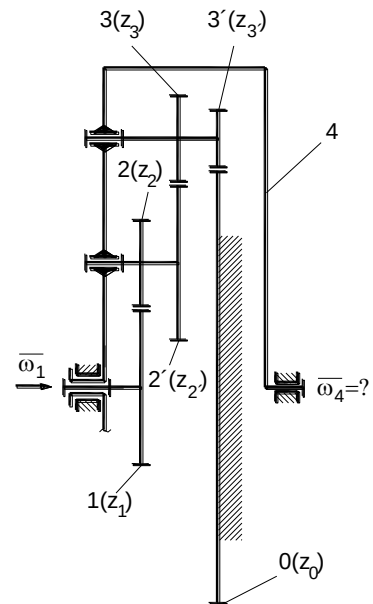
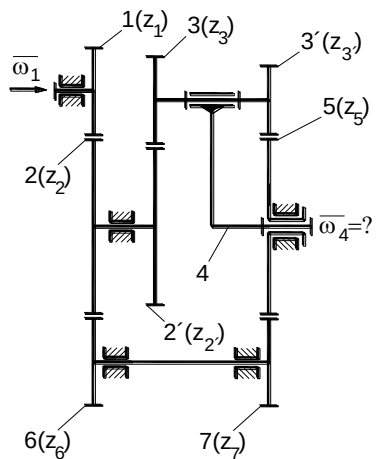
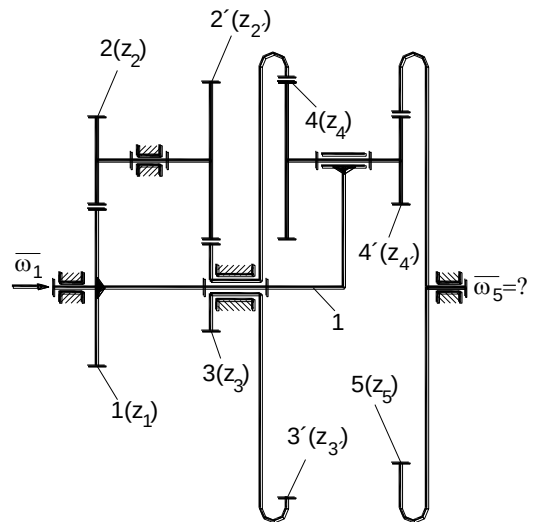
- g) determinarea sensului de rotație a elementului de ieșire, dacă se cunoaște sensul de rotație a elementului de intrare;

Din analiza relației vitezei unghiulare ω_5 , ținând cont că numerele de dinți ale roților dințate sunt numere naturale diferite de zero ($z_1, z_{1'}, z_2, z_{2'}, z_3, z_{3'} \in N^*$), rezultă că numitorul și numărătorul fracției sunt totdeauna pozitive. Astfel, sensul vitezei unghiulare ω_5 este identic cu cel al vitezei unghiulare ω_1 (conform figurii)

3. Probleme propuse de analiză cinematică a mecanismelor cu roți dințate

Pentru mecanismele cu roți dințate din figurile de mai jos, având cunoscute numerele de dinți ale roților dințate ($0, \dots, j$) și viteza unghiulară a elementului (elementelor) motor(e) ω_1 , se cere:

- determinarea raportului de transmitere al mecanismului cu roți dințate ;
- determinarea modului vitezei unghiulare a elementului condus ;
- determinarea sensului de rotație a elementului condus;

Problema: 7**Problema: 8****Problema: 9****Problema: 10****Problema: 11****Problema: 12**

III Analiza cinematică a mecanismelor cu bare

Analiza cinematică a unui mecanism cu bare implică următoarelor etape:

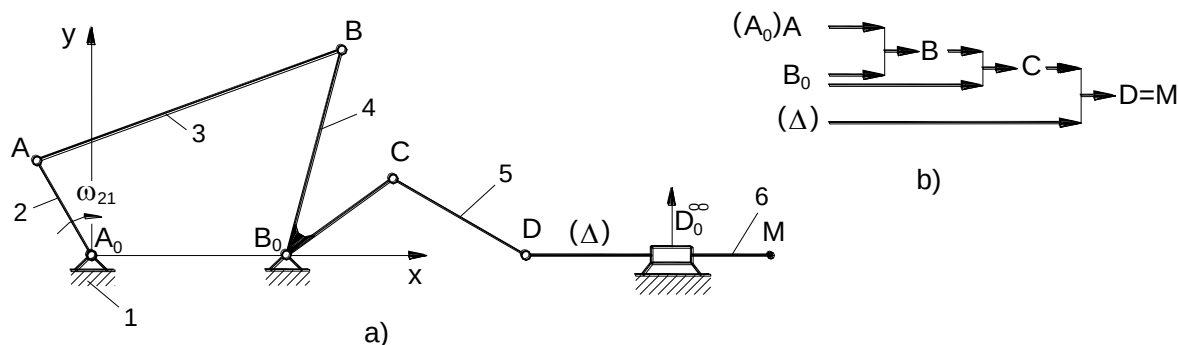
- a) identificarea și notarea elementelor și a cuplelor cinematice;
- b) segmentarea mecanismului cu în grupe cinematice;
- c) definirea planului vitezelor (polul vitezelor și scara)
- d) determinarea vitezei butonului manivelei sau a pistonului și reprezentarea în planul vitezelor;
- e) determinarea succesivă a vitezei cuplelor de rotație ale elementelor grupelor cinematice și reprezentarea lor în planul vitezelor;
- f) determinarea vitezelor unghiulare și sensului de rotație ale elementelor în mișcare plană de rotație;
- g) determinarea vitezei punctului caracteristic pe baza reprezentării în planul vitezelor;
- h) definirea planului accelerațiilor (polul vitezelor și scara)
- i) determinarea accelerației butonului manivelei sau a pistonului și reprezentarea în planul accelerațiilor;
- j) determinarea succesivă a accelerației cuplelor de rotație ale elementelor grupelor cinematice și reprezentarea lor în planul accelerațiilor;
- k) determinarea accelerațiilor unghiulare și sensului pentru elementele în mișcare plană de rotație;
- l) determinarea accelerației punctului caracteristic pe baza reprezentării în planul accelerațiilor;

1. Analiza cinematică a unui mecanism cu bare înseriate.

Exemplu prezintă determinarea pe cale grafico-analitică a stării de mișcare a unui mecanism patrulater articulat înseriat cu un mecanism manivelă piston, aflate în mișcare plană. Pentru mecanismul dat este cunoscută viteza unghiulară a elementului motor $\omega_{21} = \text{ct.}$, lungimile elementelor, pozițiile cuplelor și poziția elementului motor.

Se cere determinarea stării de mișcare a punctului M.

- a) identificarea și notarea elementelor și a cuplelor cinematice;
Se vor nota elementele și cuplele cinematice conform figurii de mai jos.



- b) segmentarea mecanismului cu în grupe cinematice;
Mecanismul cu bare înseriate conține următoarele grupe cinematice:
 - Grupa cinematică de clasa a II ord. 2 ABB_0 de aspect RRR
 - Grupa cinematică de clasa a II ord. 2 CDD_0 de aspect RRT

Pozițiile elementelor mecanismului se vor determina grafic conform schemei prezentate în fig. b. Astfel, în originea unui sistem de coordonate ales se reprezintă cupla A_0 și se trasează manivela (2) în poziția impusă la scara k_s , rezultând poziția articulației A. De asemenea se reprezintă în sistemul de coordonate cupla B, a cărei poziție este cunoscută. Poziția articulației B rezultă prin alegerea convenabilă, dictată de poziția de montaj a mecanismului, a unui punct de intersecție dintre cercului cu centrul în A de rază l_{AB} și cercul cu centrul în B_0 de rază l_{B_0B} . Cunoșcând pozițiile cuplelor B_0 și B respectiv lungimile laturilor elementului ternar se determină prin construirea triunghiului B_0BC . Punctul D se obține apoi prin alegerea convenabilă a unui punct de intersecție dintre cercul cu centrul în C de rază l_{CD} și direcția de translație (Δ) a pistonului (6).

Sucesiunea prezentată în fig.b se va utiliza și la determinarea vitezei și accelerației punctului M (implicit și a pistonului (6)).

c) definirea planului vitezelor (polul vitezelor și scara)

Se alege polul vitezelor într-un punct p în planul vitezelor și se alege corespunzător scara vitezelor k_v (eventual modificată ulterior funcție de lungimea vectorilor reprezentați)

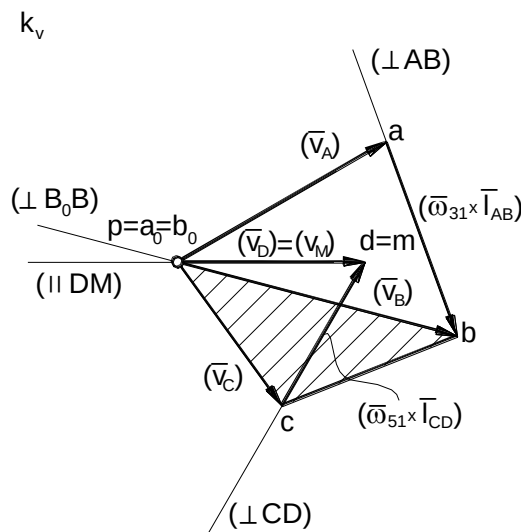
d) determinarea vitezei butonului manivelei sau a pistonului și reprezentarea în planul vitezelor;

Viteza punctului A se va determina cu relația:

$$\underline{\underline{\bar{v}_A}} = \underline{\underline{\bar{v}_{A_0}}} + \underline{\underline{\bar{\omega}_{21}}} \times \underline{\underline{\bar{l}_{A_0A}}}$$

$\underline{\underline{=0}} \qquad \qquad \underline{\underline{\perp A_0A}}$

și se va reprezenta planul vitezelor ținând cont de direcțiile vectorilor și a produsului vectorial prin vectorul ($\overrightarrow{pa}$).



e) determinarea succesivă a vitezei cuplelor de rotație ale elementelor grupelor cinematice și reprezentarea lor în planul vitezelor;

Viteza punctului B a grupei cinematice ABB_0 rezultă din sistemul de ecuații vectoriale:

$$\underline{\underline{\bar{v}_B}} = \underline{\underline{\bar{v}_A}} + \underline{\underline{\bar{\omega}_{31}}} \times \underline{\underline{\bar{l}_{AB}}}$$

$\underline{\underline{\perp AB}}$

$$\underline{\underline{\bar{v}_B}} = \underline{\underline{\bar{v}_{B_0}}} + \underline{\underline{\bar{\omega}_{41}}} \times \underline{\underline{\bar{l}_{B_0B}}}$$

$\underline{\underline{=0}} \qquad \underline{\underline{\perp B_0B}}$

unde: necunoscutele scalare sunt modulul și direcția vectorului $\bar{v}_B$ respectiv modulele produselor vectoriale $\bar{\omega}_{31} \times \overline{l_{AB}}$ și $\bar{\omega}_{41} \times \overline{l_{B_0B}}$. Conturul poligonal, determinat de ecuațiile vectoriale și reprezentat la scara k_v , se închide în punctul b. Segmentul $(\overline{pb})$ reprezintă la scara k_v viteza $\bar{v}_B$.

Viteza punctului C se determină conform teoremei asemănării după Mehmke:

$$\Delta BB_0C \approx \Delta b_0bc, \quad \frac{(\overline{bb_0})}{l_{BB_0}} = \frac{(\overline{b_0c})}{l_{B_0C}} = \frac{(\overline{bc})}{l_{BC}},$$

unde $b_0 = p$ fiindcă $v_{B_0} = 0$. Segmentul $(\overline{pc})$ reprezintă la scara k_v viteza $\bar{v}_C$.

Viteza punctului D care se deplasează după direcția (Δ) se obține din ecuația vectorială:

$$\frac{\bar{v}_D}{\parallel(\Delta)} = \frac{\bar{v}_C}{\parallel(\Delta)} + \frac{\bar{\omega}_{51} \times \overline{l_{CD}}}{\perp CD}.$$

Analog, prin închiderea conturului poligonal, determinat de ecuația vectorială, se determină punctul d și segmentul $(\overline{pd})$ reprezintă la scara k_v viteza $\bar{v}_D$.

f) determinarea vitezelor unghiulare și sensului de rotație ale elementelor în mișcare plană de rotație;

Vitezele unghiulare ale elementelor se determină:

$$\otimes \parallel \omega_{31} \parallel = \frac{k_v \cdot (\overline{ab})}{l_{AB}}, \quad \otimes \parallel \omega_{41} \parallel = \frac{k_v \cdot (\overline{b_0b})}{l_{B_0B}}, \quad \odot \parallel \omega_{51} \parallel = \frac{k_v \cdot (\overline{cd})}{l_{CD}}.$$

Sensurile de rotații fiind indicate alăturat modulului vitezei unghiulare.

g) determinarea vitezei punctului caracteristic pe baza reprezentării în planul vitezelor;

Viteza punctului M aparținând elementului (6) care se află în mișcare de translație este identică cu viteza $\bar{v}_D$ (D aparține tot elementului (6)). Astfel:

$$\bar{v}_M = k_v \cdot \overline{pm}.$$

h) definirea planului accelerațiilor (polul vitezelor și scara)

Se alege polul accelerațiilor într-un punct p în planul accelerațiilor și se alege corespunzător scara accelerațiilor k_a (eventual modificată ulterior funcție de lungimea vectorilor reprezentați)

i) determinarea accelerației butonului manivelei sau a pistonului și reprezentarea în planul accelerațiilor;

Accelerația punctului A se va determina, cu relația:

$$\underbrace{\bar{a}_A}_{=0} = \underbrace{\bar{a}_{A_0}}_{\parallel A_0A} - \underbrace{\omega_{21}^2 \cdot \overline{l_{A_0A}}}_{\parallel A_0A} + \underbrace{\bar{\varepsilon}_{21} \times \overline{l_{A_0A}}}_{=0}.$$

cunoscând viteza unghiulară $\omega_{21} = ct$. și accelerația unghiulară $\varepsilon_{21} = 0$.

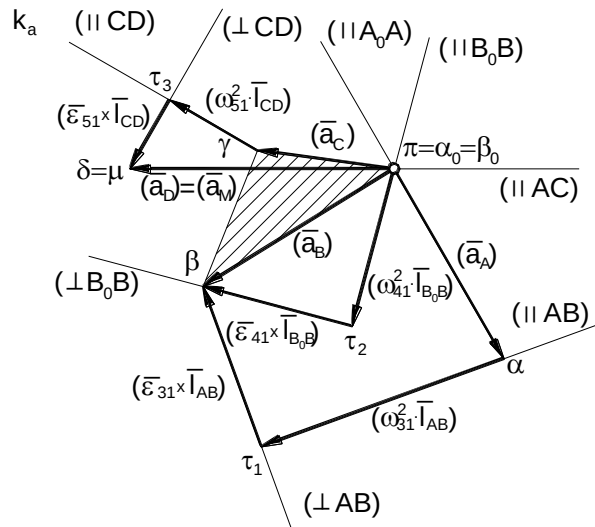
j) determinarea succesivă a accelerației cuplelor de rotație ale elementelor grupelor cinemate și reprezentarea lor în planul accelerațiilor;

Accelerația punctului B rezultă din sistemul de ecuații vectoriale:

$$\bar{a}_B = \underbrace{\bar{a}_A}_{\parallel AB} - \underbrace{\omega_{31}^2 \cdot \overline{l_{AB}}}_{\parallel AB} + \underbrace{\bar{\varepsilon}_{31} \times \overline{l_{AB}}}_{\perp AB},$$

$$\overline{a_B} = \underbrace{\overline{a_{B_0}}}_{=0} - \underbrace{\omega_{41}^2 \cdot \overline{l_{B_0B}}}_{\parallel B_0B} + \underbrace{\overline{\varepsilon}_{41} \times \overline{l_{B_0B}}}_{\perp B_0B},$$

unde: necunoscutele scalare sunt modulul și direcția accelerația $\overline{a_B}$ respectiv modulele produselor vectoriale $\overline{\varepsilon}_{31} \times \overline{l_{AB}}$ și $\overline{\varepsilon}_{41} \times \overline{l_{B_0B}}$. Conturul poligonal al accelerațiilor, determinat de ecuațiile vectoriale și reprezentat la scara k_a , se închide în punctul β . Segmentul $(\pi\beta)$ reprezintă la scara k_a accelerația $\overline{a_B}$.



Analog, accelerația punctului C se determină conform teoremei asemănării după Mehmke:

$$\Delta BB_0C \approx \Delta \beta_0\beta\gamma, \quad \frac{(\overline{\beta\beta_0})}{l_{BB_0}} = \frac{(\overline{\beta_0\gamma})}{l_{B_0C}} = \frac{(\overline{\beta\gamma})}{l_{BC}},$$

Segmentul $(\pi\gamma)$ reprezintă la scara k_a viteza $\overline{a_C}$.

Accelerația punctului D se situează tot după direcția (Δ) și se obține din ecuația vectorială:

$$\underbrace{\overline{a_D}}_{\parallel (\Delta)} = \underbrace{\overline{a_C}}_{\parallel (\Delta)} - \underbrace{\omega_{51}^2 \cdot \overline{l_{CD}}}_{\parallel CD} + \underbrace{\overline{\varepsilon}_{51} \times \overline{l_{CD}}}_{\perp CD}.$$

Analog, prin închiderea conturului poligonal al accelerațiilor, determinat de ecuația vectorială, se determină punctul δ . Segmentul $(\pi\delta)$ reprezintă la scara k_a accelerația $\overline{a_D}$.

k) determinarea accelerațiilor unghiulare și sensului pentru elementele în mișcare plană de rotație;

Accelerațiile unghiulare ale elementelor se determină, cu relațiile:

$$\odot \|\varepsilon_{31}\| = \frac{k_a \cdot (\tau_1\beta)}{l_{AB}}, \quad \odot \|\varepsilon_{41}\| = \frac{k_a \cdot (\tau_2\beta)}{l_{B_0B}}, \quad \otimes \|\varepsilon_{51}\| = \frac{k_a \cdot (\tau_3\delta)}{l_{CD}}.$$

Sensurile de rotații fiind indicate alături de modulul accelerației unghiulare.

l) determinarea accelerației punctului caracteristic pe baza reprezentării în planul accelerațiilor;

Accelerația punctului M este identică cu accelerația $\overline{v_D}$. Astfel:

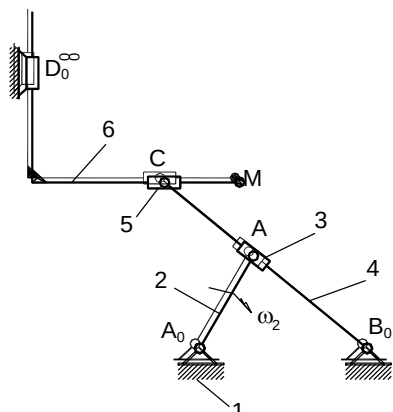
$$\overline{a_M} = k_a \cdot \overline{\pi\mu}.$$

3. Probleme propuse de analiză cinematică a mecanismelor cu bare

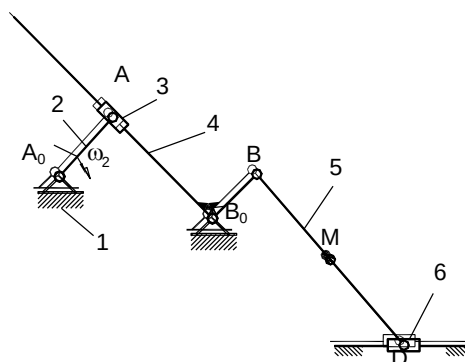
Pentru pozițiile date ale mecanismelor din figurile de mai jos, având cunoscute lungimile elementelor l_j , și viteza unghiulară a elementului motor (notat cu 2) ω_2 , se cere:

- a) determinarea vitezei și accelerației punctului M prin metoda grafo-analitică;

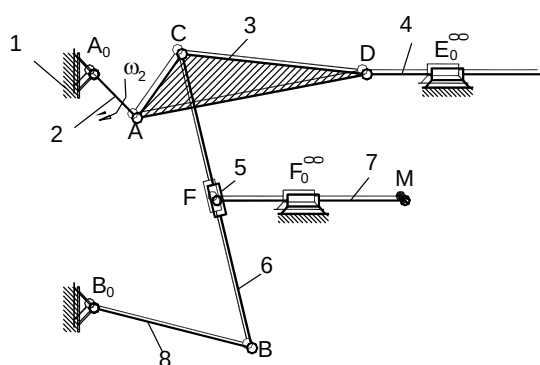
Problema: 1



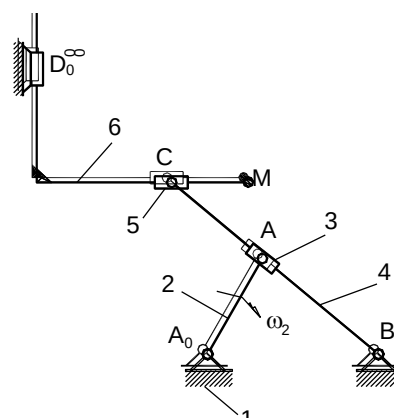
Problema: 2



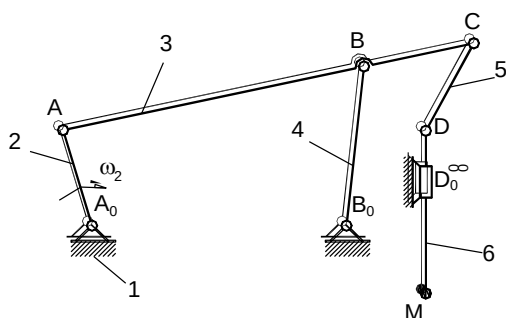
Problema: 3



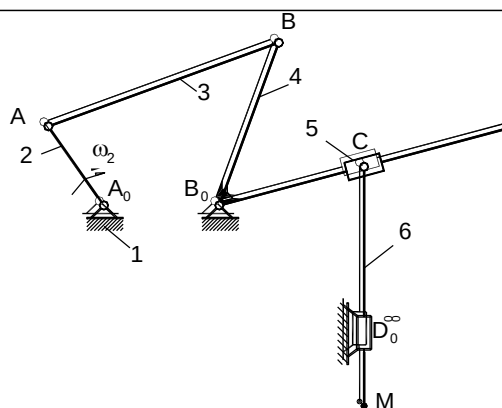
Problema: 4



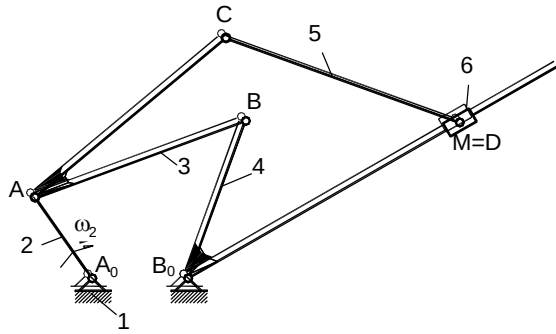
Problema: 5



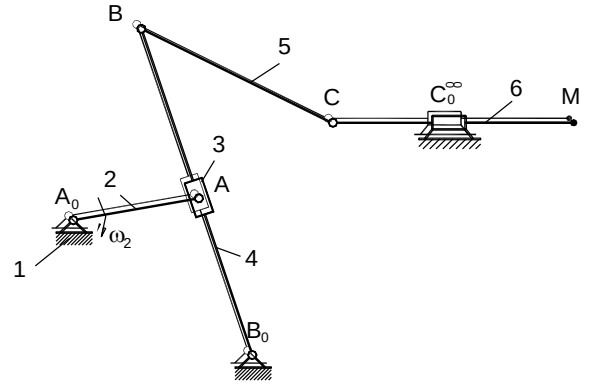
Problema: 6



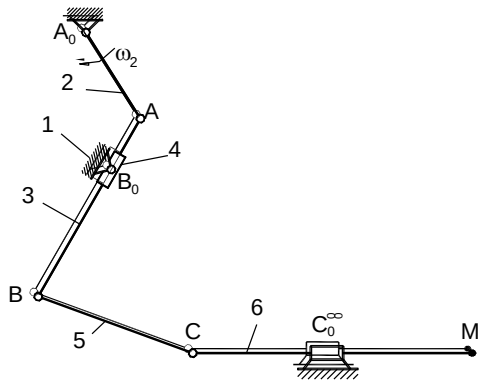
Problema: 7



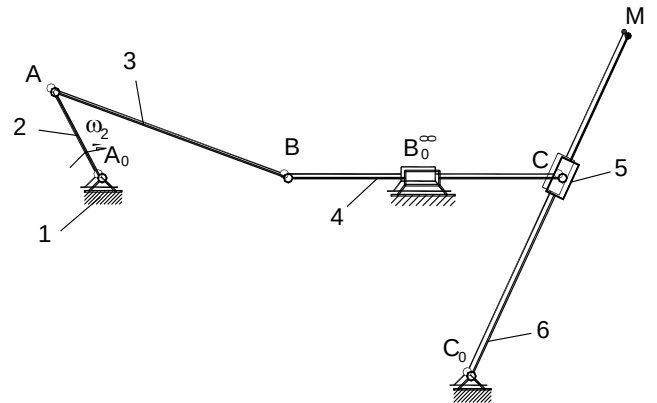
Problema: 8



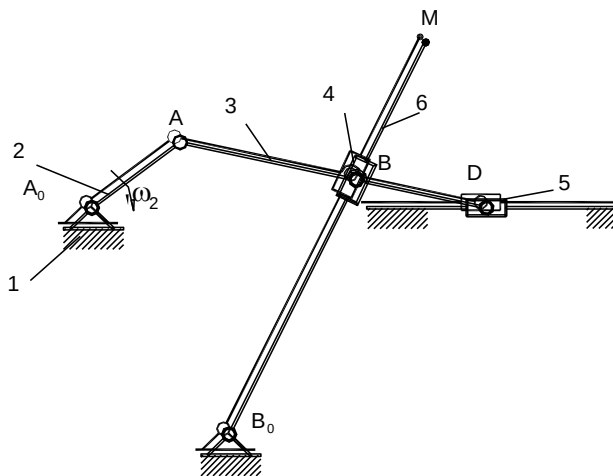
Problema: 9



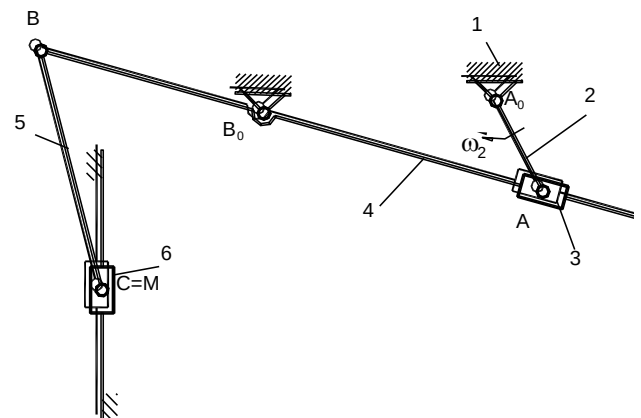
Problema: 10



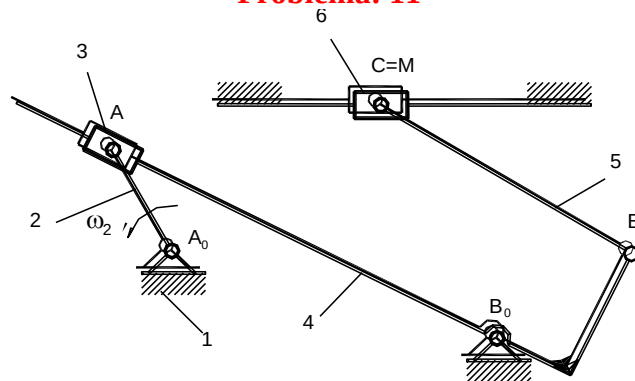
Problema: 11



Problema: 12



Problema: 11



Problema: 12

