

SIMULAREA MECANISMELOR CAMĂ-TACHET

BOERESCU Vlad¹, NEACȘU Alexandru-Ionut², PĂTRAȘCU Bogdan³ și URSEI Marian-Claudiu⁴

¹Facultatea IMST, Specializarea: Tehnologia Construcțiilor de Masini, Anul de studii: II, e-mail: vladboerescu1997@gmail.com

Conducător științific: Prof.dr.ing. **Constantin OCNĂRESCU**

REZUMAT: Arborele cu came, organul care comanda deschiderea și închiderea supapelor de admisie și de evacuare, la momentele optime conform ciclului motor, este prevăzut cu un număr de came egal cu dublul numărului cilindrilor, sau direct proporțional cu numărul supapelor, în cazul când distribuția este prevăzută cu mai mult de o supapă de același fel, la fiecare cilindru.

CUVINTE CHEIE: cama, tchet, mecanism.

1. Introducere

Mecanismele cu camă în mod special transformă o mișcare rotativă uniformă într-o mișcare rotativă neuniformă alternativă sau într-o mișcare liniară alternativă. În aceste mecanisme, în general, mișcarea se transmite de la elementul conducător profilat - cama - la elementul condus – tchetul – prin contact direct.

Rareori se întâmplă ca elementul camă să fie condus, sau chiar fix mecanismele cu came sunt larg răspândite în proiectarea ingineriei mecanice deoarece profilul camei poate avea aproape orice formă, în funcție de legea de mișcare care se dorește pentru tchet.

2. Clasificare mecanisme camă-tchet

Mecanismele cu came se pot clasifica după mai multe criterii:

2.1 După forma profilului camei:

- came plane, când curba profilului se află în planul mișcării
- came spațiale, când curba profilului nu se află în planul mișcării; camele spațiale pot fi: cilindrice, tronconice și hiperboloidale

2.2 După poziția de amplasare a profilului camei pot fi:

- exterioare (la care profilul de lucru se află la exteriorul camei)
- interioare (la care profilul de lucru se află la interiorul camei sub formă de caneluri);

2.3 După felul mișcării camele plane se împart în:

- came rotative
- came oscilante
- came translante
- came de rototranslație

2.4 După felul mișcării tchetului există:

- tcheți translanți
- tcheți oscilanți
- tcheți rototranslanți

2.5 După forma tacheților se deosebesc:

- tacheți cu vârf la care contactul camă tachet este într-un punct
- tacheți cu rolă (galet) la care contactul camă - tachet este o linie (rola este element cinematic pasiv)
- tacheți cu disc

2.6 După poziția tachelului față de camă pot fi:

- mecanisme cu tachet axial (centric)
- mecanisme cu tachet dezaxat (excentric)

3. Construirea mecanismului camă-tachet

Am pornit de la cunoașterea legilor de urcare și coborâre a tachelului și cu ajutorul relațiilor de calcul am reușit să realizăm graficele cu care am făcut un desen la scară ce ne-a ajutat să determinăm raza camei din condiția gabaritului minim.

Cu raza cunoscută am reușit prin intermediul unor relații de calcul să determinăm coordonatele polare R și β de pe profilul camei reale.

3.1 Calculul Funcțiilor de Transmitere

Am calculat funcțiile de transmitere pentru un mecanism cu camă de rotație, cu tachet de translație, cu rolă, la care se cunosc [1]:

$$\begin{aligned}
 h &= 37 \\
 r &= 4 \\
 e &= 4 \\
 \varphi_u &= 100^\circ \\
 \varphi_c &= 90^\circ \\
 \varphi_{SI} &= \varphi_{SS} = 85^\circ \\
 \alpha_{cr}^u &= 40^\circ \\
 \alpha_{cr}^c &= 45^\circ
 \end{aligned}$$

Tabelul 1. Deplasarea și viteza tachelului

URCARE				COBORARE			
Lege de miscare: sinus				Lege de miscare : cosinus			
$s = h * \left(\frac{\varphi}{\varphi_u} - \frac{1}{2 * \pi} * \sin \frac{2 * \pi * \varphi}{\varphi_u} \right)$				$s = \frac{h}{2} * \left(1 + \cos \frac{\pi * \varphi}{\varphi_c} \right)$			
$s' = \frac{h}{\varphi_u} \left(1 - \cos \frac{2 * \pi * \varphi}{\varphi_u} \right)$				$s' = -\frac{\pi * h}{2 * \varphi_c} * \sin \frac{\varphi * \pi}{\varphi_c}$			
Nr. Crt.	ϕ [°]	s [mm]	s' [mm]	Nr. Crt.	ϕ [°]	s [mm]	s' [mm]
1	0	0	0	1	0	37	0
2	10	0,23	4,04	2	10	35,88	-12,65
3	20	1,79	14,64	3	20	32,67	-23,04
4	30	5,49	27,75	4	30	27,75	-32,04
5	40	11,33	38,35	5	40	21,71	-36,43

6	50	18,5	42,39	6	50	15,28	-36,43
7	60	25,66	38,35	7	60	9,25	-32,04
8	70	31,5	27,75	8	70	4,32	-23,04
9	80	35,2	14,64	9	80	1,11	-12,65
10	90	36,76	4,04	10	90	0	0
11	100	37	0				

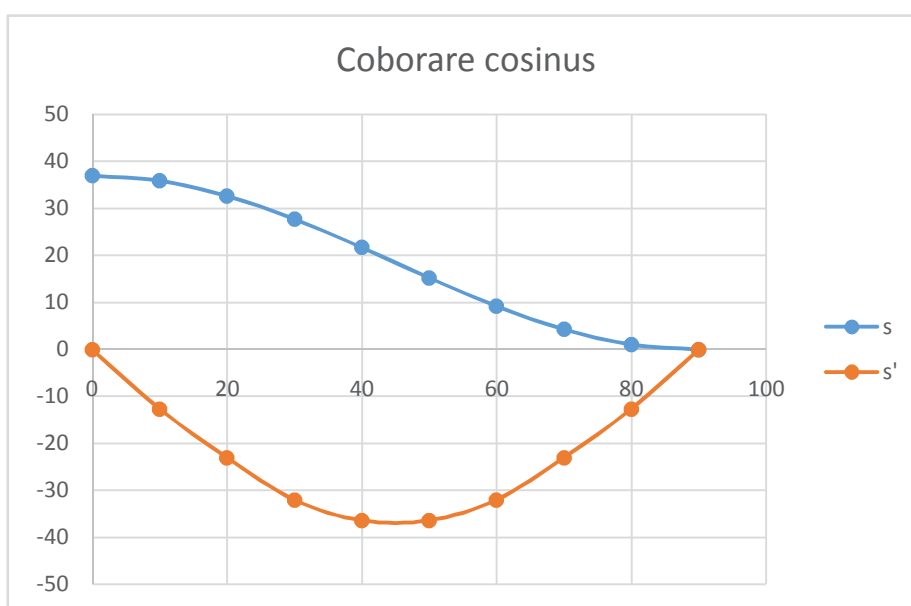


Fig. 1. Deplasarea și viteza tachetului la coborâre

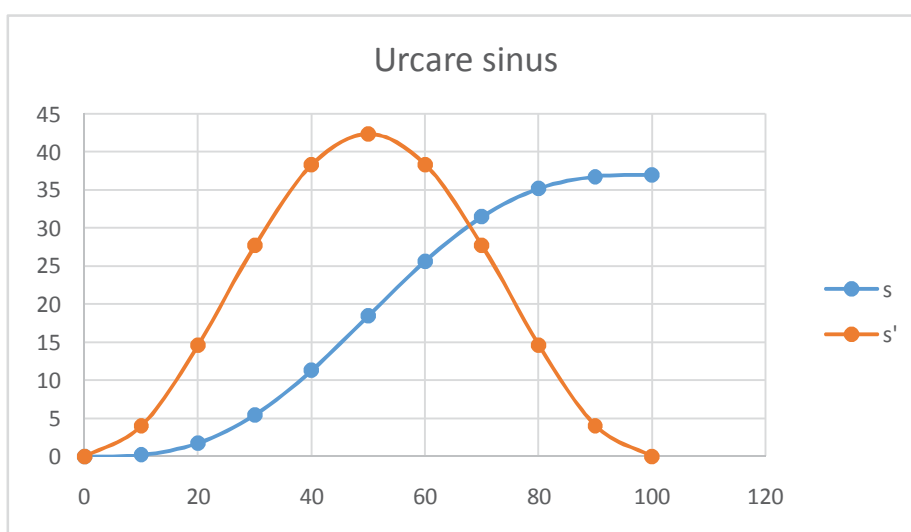


Fig. 2. Deplasarea și viteza tachetului la urcare

3.2 Determinarea coordonatelor polare

Cu ajutorul razei R0, am calculat urmatoarele coordonate:

$$R = \sqrt{(s + s_0)^2 + e^2}$$

$$\beta = \varphi - \arctg\left(\frac{e}{s+s_0}\right)$$

$$s_0 = \sqrt{R_0^2 - e^2}$$

Tabelul 2. Coordonatele polare ale profilului camei

URCARE				COBORARE			
Nr. Crt	φ	R[mm]	$\beta[^\circ]$	Nr. Crt	φ	R[mm]	$\beta[^\circ]$
1	0	33	-6,96	1	0	69,87	-3,28
2	10	33,23	3,09	2	10	68,75	6,66
3	20	34,78	13,40	3	20	65,55	16,50
4	30	38,46	24,03	4	30	60,64	26,22
5	40	44,27	34,82	5	40	54,61	35,80
6	50	51,41	45,54	6	50	48,20	45,24
7	60	59,55	56,15	7	60	42,20	54,56
8	70	64,38	66,44	8	70	37,29	63,84
9	80	68,07	76,63	9	80	34,10	73,26
10	90	69,63	86,71	10	90	33	83,04
11	100	69,87	96,72				

3.3 Construirea camei ideale

Pentru construirea camei ideale a fost nevoie de interpretarea si punerea in aplicare a rezultatelor obtinute dupa calcularea coordonatelor R și β . Astfel am creat un sistem de coordonate xOy in care am trasat drepte de raza R corespunzător unghiul aferent β .

Pentru aceasta s-a utilizat software-ul AutoCAD în care s-au utilizat următoarele comenzi:

- Line
- Circle
- Point
- Arc
- Dim\Angular
- Text
- DXFout

Dupa aceasta etapa, am unit punctele obtinute in urma trasarii linilor, cu arce de cerc, iar in final, dupa unirea tuturor punctelor, am obtinut profilul camei ideale.

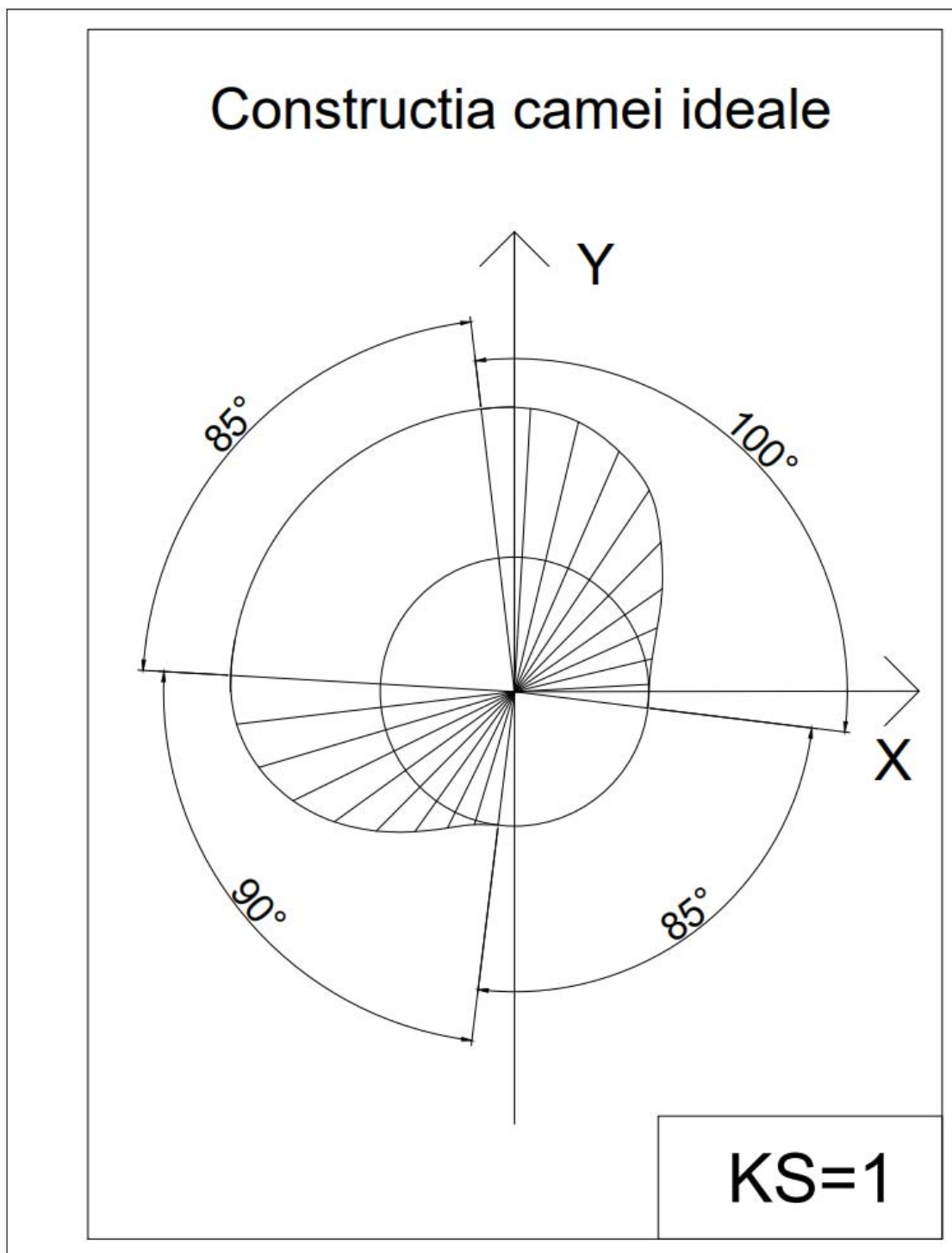


Fig. 3. Trasarea profilului camei ideale

3.4 Construirea camei reale

Pentru obtinerea profilului camei reale am trasat cercuri de raza $r=4$. pe intreaga circumferinta a camei ideale. Am unit tangente intre cercuri si astfel am obtinut cama reala.

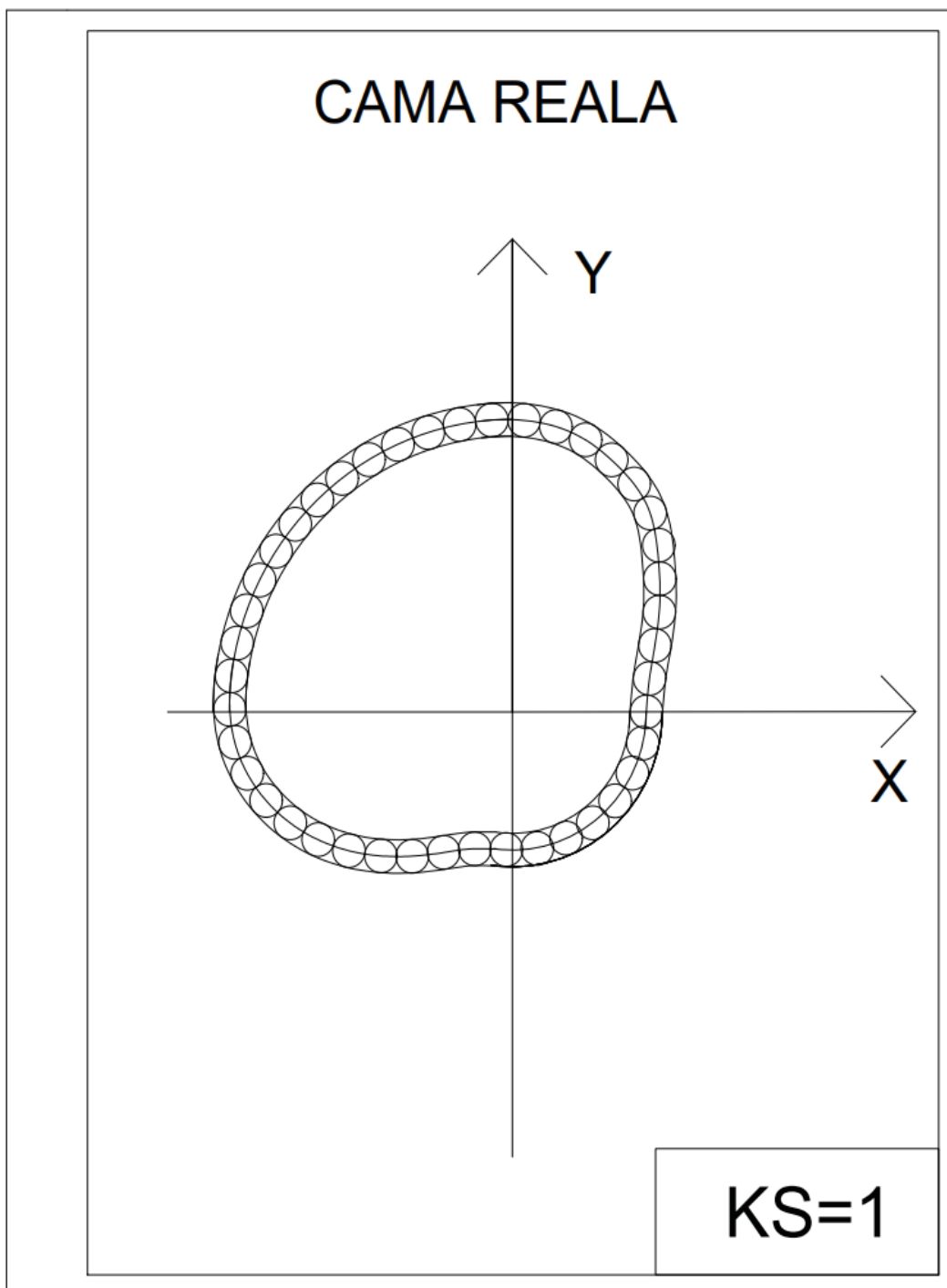


Fig. 4. Trasarea profilului camei reale

4. Analiza cinematică a mecanismelor cu camă

A realiza analiza cinematică a mecanismelor cu came înseamnă a determina deplasările, vitezele și accelerațiile tachelului în funcție de unghiul de rotație al camei, respectiv în funcție de timp. Pentru aceasta trebuie să se cunoască structura și geometria mecanismului (inclusiv profilul camei) și cinematica elementului conducător - cama.

Metodele folosite pentru calcul pot fi analitice sau grafo-analitice:

- metoda planului vitezelor și accelerațiilor
- metoda mecanismului înlocuitor
- metoda diagramelor cinematice

5. Concluzii

Mecanismele cu came sunt alcătuite dintr-un element profilat numit camă care transmite mișcarea, prin intermediul unei cuple superioare, unui element condus, numit tachel.

6. Mulțumiri

Mulumim domnului Prof.dr.ing. Constantin OCNĂRESCU pentru îndrumarea realizării acestei lucrări științifice.

Mulumim doamnei As.dr.ing. Cristina Luciana Dudici pentru indicațiile oferite .

Mulumim domnului Conf. dr.ing. Ovidiu-Dorin ALUPEI-COJOCARIU pentru îndrumarea proiectării în programul Inventor a simulării mecanismului cama tachel.

7. Bibliografie

- [1]. Cretu, S.M. (2013), *Came. Cinematica. Unghi de presiune*. - Note de curs.

8. Notății

Următoarele simboluri sunt utilizate în cadrul lucrării:

h = cursa tachelului [mm];

r = raza vectoare a camei [mm];

e = excentricitatea tachelului [mm];

φ = unghiul de poziționare al camei [°];

φ_u = unghiul de urcare a tachelului [°];

φ_c = unghiul de coborâre a tachelului [°];

s = deplasarea curentă a tachelului [mm];

s' = viteza redusă a tachelului [mm];

R = raza pentru obținerea profilului camei (coordonată polară) [mm];

β = unghiul pentru obținerea profilului camei (coordonată polară) [°];

s_0 = deplasarea inițială a tachelului [mm];

R_0 = raza cercului de bază al camei [mm].