

# SINTEZA GEOMETRICĂ A MECANISMULUI DE ESCAMOTARE A TRENULUI DE ATERIZARE A UNUI AVION

## ABOUT GEOMETRICAL SYNTHESIS OF AIRCRAFT LANDING GEAR

Prof. dr. ing. **Iosif TEMPEA**<sup>1</sup>, Dr. ing. **Ionel LAZĂR**<sup>2</sup>, Drd. ing. **Adriana LIVADARIU**<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Universitatea Politehnica din București, Romania  
E-mail: iosiftempea@yahoo.com

<sup>2</sup>S.C. MNA București, Romania

**Rezumat:** Pentru elaborarea unei metode unitare de analiză și sinteză a trenurilor de aterizare a aeronavelor se constată că în cazul general acestea sunt formate din 3 subansamble: sistemul de acționare, format dintrun mecanism cu cilindru oscilant; mecanismul principal, format dintrun lanț cinematic articulată; mecanismul de rotire a roții, existent numai în anumite cazuri. Lucrarea are ca obiect sinteza primelor sisteme: mecanismul de acționare și mecanismul principal. Prin combinarea acestora se obține mecanismul de escamotare funcțional.

**Cuvinte cheie:** sinteza, tren de escamotare, aeronavă

**Abstract:** In order to work out a unitary method of geometrical analysis and synthesis for retraction mechanisms we may show that, in the most general case, there are three subassemblies in this system: a) driving mechanism represented by a pivoted slider mechanism; b) a main mechanism made up of a linkage; c) a wheel turning mechanism, also represented by a linkage. The paper deals with independent synthesis of the two subassemblies: the main mechanism and the driving mechanism. They are combined finally, to obtain the necessary functional landing gears.

**Keywords:** synthesis, landing gear, aircraft

## 1. INTRODUCERE

Trenurile de aterizare (TA) reprezintă subansamble ale aeronavelor, destinate asigurării rulajului pe pistă în bune condiții, la decolare și aterizare. Din considerente aerodinamice, majoritatea aeronavelor moderne, cu viteze peste 300-350 km/h sunt echipate cu trenuri de aterizare escamotabile (TAE). Problema realizării unui TAE, adaptat unei aeronave date, este deosebit de complexă, datorită diversității condițiilor impuse la proiectare.

Aceste cerințe au condus la apariția unui număr mare de variante constructive de mecanisme de escamotare și la o abordare sistemică a acestora [3, 4, 5, 8].

Pentru studiul mecanismelor de escamotare (ME) este utilă o sistematizare a acestora, pe baza unor criterii de clasificare, care scot în evidență ierarhizarea acestor sisteme tehnice.

Astfel, se poate arăta TA poate fi considerat ca un sistem complex, decompozabil în trei subsisteme și anume [6]:

- mecanismul de acționare (MA) format dintr-un subansamblu de tip piston în cilindru oscilant (numit în literatura de specialitate verin) cu acționare hidraulică sau pneumatică;
- mecanismul principal (MP) care susține roata trenului prin elementul numit jambă, aceasta din urmă fiind acționată prin contrafișă;
- mecanismul de rotire a roții (MR) care poate fi de cele mai multe ori studiat independent de celelalte.

În lucrare, pornind de la posibilitatea de abordare sistemică a ME se studiază mai întâi sinteza MP al unui tren de aterizare și în continuare, sinteza mecanismului de acționare necesar.

## 2. CONSIDERAȚII ASUPRA SCHEMELOR ME CU CONTRAFIȘĂ PLIABILĂ

Dintre numeroasele variante de trenuri de aterizare escamotabile [8], sunt utilizate frecvent cele cu contrafișă pliabilă (fig.1). Printre alte avantaje, acestea din urmă asigură ocuparea unui spațiu redus în fuselaj, după escamotare.

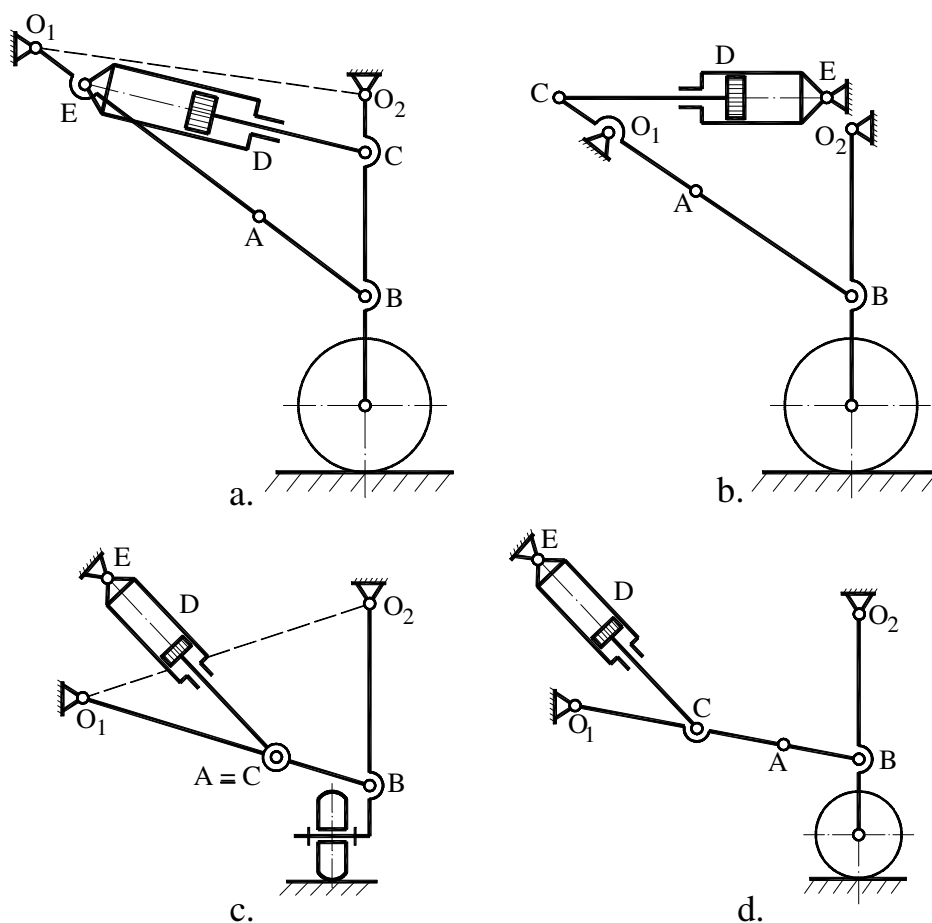


Fig. 1. Scheme cinematice ale unor trenuri de aterizare escamotabile cu contrafișă pliabilă

Din punct de vedere structural, așa cum rezultă din fig.1, aceste mecanisme sunt realizate, așa cum s-a menționat anterior, din sistemul de acționare hidraulic sau pneumatic format dintr-un piston și un cilindru oscilant (verin) și un mecanism patrulater articulată 4R,  $O_1ABO_2$ , care constituie mecanismul principal al sistemului de escamotare.

Diferența dintre diferitele variante constă în modul de dispunere a verinului în raport cu elementele MP și elementul fix. Astfel, în fig. 1a, verinul este articulată cu cilindrul oscilant în punctul E al contrafișei, în timp ce tija pistonului este articulată în C la jambă. În fig. 1b cilindrul verinului este articulată în punctul E la elementul fix, iar tija în punctul C, aflat pe prelungirea contrafișei.

Soluții asemănătoare sunt reprezentate în fig. 1c și 1d, cu diferența că tija pistonului, în primul caz este articulată în punctul A de frângere a contrafișei, iar în cel de al doilea (fig. 1d), între articulația  $O_1$  și punctul A de frângere a contrafișei. În toate cazurile, rezultă că proiectarea mecanismului de acționare se poate efectua numai după ce, ca urmare a sintezei mecanismului principal al TA, se determină pozițiile extreme ale elementelor acestuia, în situațiile **tren scos** și **tren escamotat**. Sinteza se va realiza astfel încât, mecanismul să nu treacă prin poziții singulare, în timpul funcționării [1, 7].

### 3. ASPECTE ALE SINTEZEI MECANISMULUI PRINCIPAL AL TA

Mecanismul principal al TA, reprezentat prin patrulaterul  $O_1ABC$  trebuie să se afle în poziția **scos** într-o poziție critică, elementul  $O_1A$  și biela AB fiind în prelungire (fig.1).

Prin blocarea articulației A, astfel încât să nu permită mișcarea relativă între cele două elemente adiacente, care formează contrafișa pliabilă, triunghiul  $O_1BO_2$  reprezintă un sistem rigid cu mobilitatea zero, ceea ce justifică includerea acestor mecanisme în categoria celor cu structură variabilă.

Cu notațiile:

$$O_1A = l_1, AB = l_2, O_2B = l_3 \text{ și } O_1O_2 = l_0,$$

se notează prin  $\varphi$  și  $\alpha$  unghiurile formate de jamba  $O_2B$  cu baza  $O_1O_2$  în pozițiile **scos** respectiv **escamotat** ale trenului (fig.2). Din considerente constructive, se presupun cunoscute următoarele:  $l_0, l_3, \alpha$  și  $\varphi$ .

Determinarea lungimilor elementelor care formează contrafișa  $l_1$  și  $l_2$  se face pe baza unor condiții legate de evitarea trecerii mecanismului prin alte poziții critice, în timpul escamotării.

Acestea pot fi [1, 7]:

- poziția în care articulațiile  $O_2, B$  și A sunt coliniare în faza **tren escamotat** (fig.2a);
- poziția în care toate cele patru articulații  $O_1, B, A$  și  $O_2$  devin coliniare în timpul escamotării, în cazul unui mecanism de tip balansier – balansier cu bielă rotativă (fig.2b).

Pentru evitarea acestor poziții critice, se calculează lungimile  $l_1$  și  $l_2$  corespunzătoare celor două situații și se dimensionează elementele într-un domeniu cât mai îndepărtat de aceste valori.

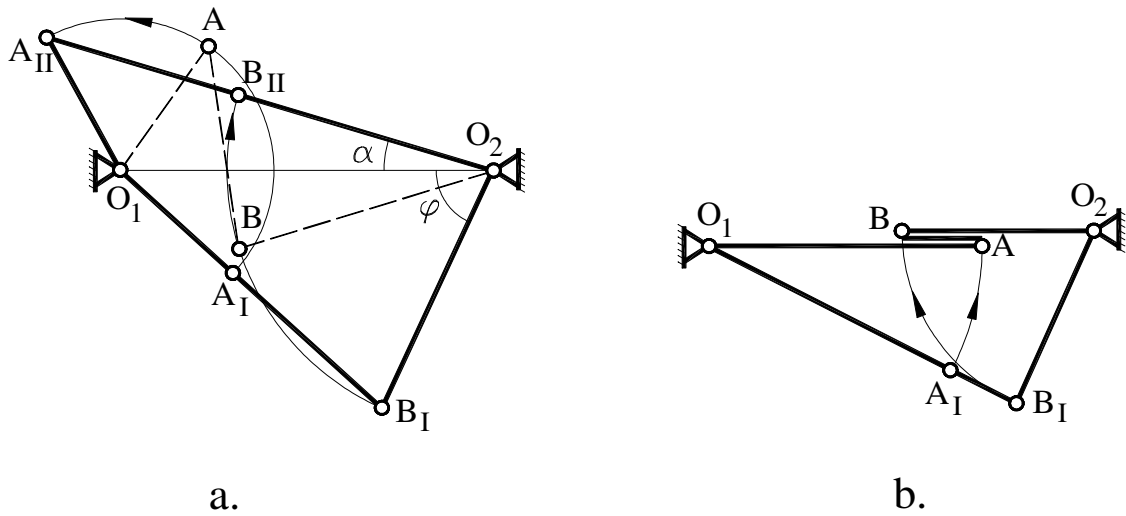


Fig. 2 Poziții singulare posibile ale MP în timpul funcționării

Prin aplicarea teoremei cosinusului în triunghiurile  $O_1B_I O_2$  și  $O_1A_{II} O_2$  (fig.2a) și introducând notația  $l_1 + l_2 = 2a$ , se obține:

$$l_2^{(1)} = \frac{2l_0 \cdot l_3 (\cos \varphi - \cos \alpha)}{2(l_0 \cos \alpha - 2a - l_3)} \quad (1)$$

și respectiv

$$l_1^{(1)} = 2a - l_2^{(1)} \quad (2)$$

Au fost notate prin  $l_1^{(1)}$  și  $l_2^{(1)}$  valorile lungimilor elementelor corespunzătoare, care trebuie evitate, pentru a nu se ajunge în poziția critică din fig.2a. Pentru evitarea poziției critice din fig.2b, se observă că  $l_1 - l_2 + l_3 = l_0$  și ținând cont și de relația  $l_1 + l_2 = 2a$  se obține:

$$l_1^{(2)} = \frac{1}{2}(l_0 + 2a - l_3) \quad (3)$$

relație care dă cea de a doua valoare a lungimii elementului pentru evitarea poziției critice din fig.2b. Pentru evitarea simultană a celor două poziții critice, se recomandă alegerea unei valori a lungimii elementului  $O_1A$  în jurul mediei lungimilor date de relațiile (2) și (3):

$$l_1 = \frac{1}{2}(l_1^{(1)} + l_1^{(2)}) \quad (4)$$

Pentru micșorarea cursei verinului și respectiv a timpului de escamotare sau scoatere a TA, mecanismului patruleter utilizat trebuie să fie de tip balansier – balansier.

#### 4. UN NOU MOD DE ABORDARE A PROBLEMEI DE SINTEZĂ

Considerând date elementele geometrice  $l_0, l_3, \alpha$  și  $\varphi$ , din triunghiul  $O_1B_1O_2$  rezultă:

$$l_1 + l_2 = 2a = \sqrt{l_0^2 + l_3^2 - 2l_0 \cdot l_3 \cos \varphi} \quad (5)$$

Din triunghiul  $O_1O_2B_{II}$  se poate calcula:

$$O_1B_{II} = \sqrt{l_0^2 + l_3^2 - 2l_0 \cdot l_3 \cdot \cos \alpha} \quad (6)$$

Cu notația  $O_1B_{II} = 2c$  se observă că, deoarece  $AO_1 + AB_{II} = 2a = \text{const.}$ , locul geometric al articulației A, a mecanismului patralater articulat care respectă condițiile de proiectare impuse, este o elipsă cu focarele în punctele  $O_1$  și  $B_{II}$  (fig.3). În raport cu un sistem de referință cu originea în punctul O, reprezentând mijlocul segmentului  $O_1B_{II}$ , cu axa Ox plasată pe direcția  $O_1B_{II}$  și axa Oy pe mediatoarea acestui segment, ecuația elipsei este:

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1 \quad (7)$$

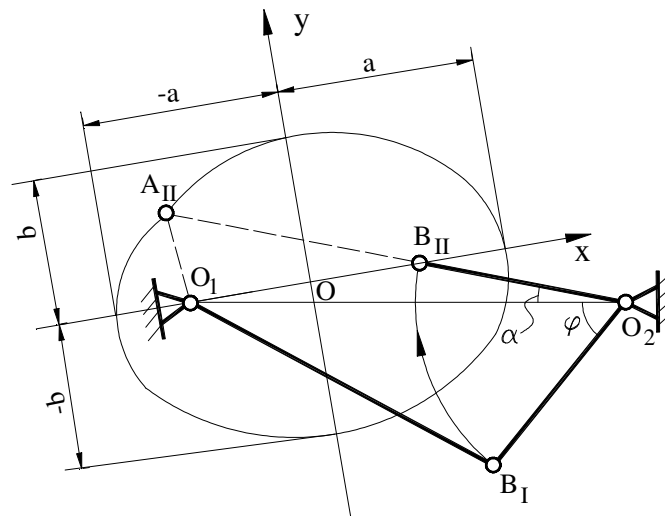


Fig. 3 Interpretarea grafică privind locul geometric al articulației A

relație în care semiaxa mare  $a$  elipsei rezultă din formula (5), iar semiaxa mică este  $b = \sqrt{a^2 - c^2}$ . Intersecția elipsei cu dreapta  $O_2B_{II}$  este reprezentată de punctul  $A_{II}$ , astfel încât  $O_1A_{II} = l_1^{(1)}$  și  $A_{II}B_{II} = l_2^{(1)}$ . Pentru evitarea acestei poziții critice este necesară condiția  $l_1 > l_1^{(1)}$ , la care se adaugă condițiile  $l_1 < l_1^{(2)}$ , pentru evitarea poziției critice din fig.2b și  $l_1 < a + c$ , pentru ca punctul A să aparțină elipsei. Toate aceste condiții restrâng domeniul în care pot fi cuprinse lungimile mecanismului.

## 5. SINTEZA MECANISMULUI DE ACȚIONARE

Așa cum s-a arătat mai sus, mecanismul de acționare este de tipul piston-manivelă cu cilindru oscilant.

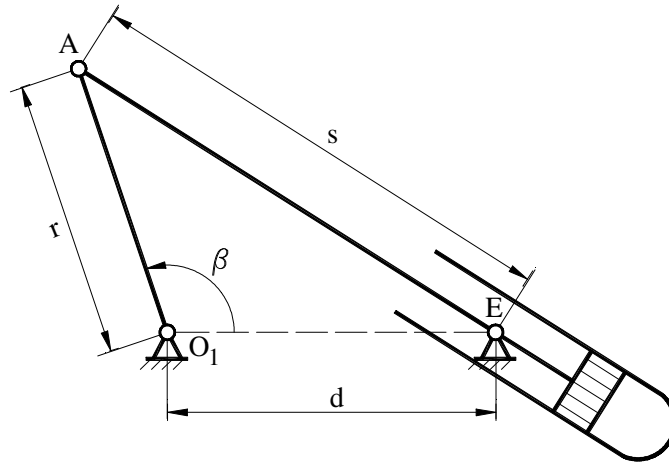


Fig. 4 Schema cinematică a mecanismului de acționare

În fig.5 s-a reprezentat schema cinematică a mecanismului pentru trei poziții succesive. Se fac notațiile  $O_1A=r$ ,  $O_1E=d$ , iar ceilalți parametri geometrici sunt notați pe figură.

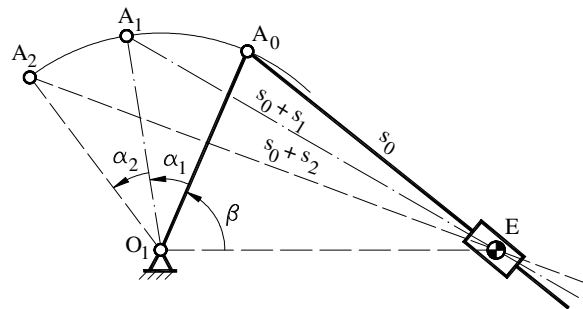


Fig.5 Schema mecanismului cu cilindru oscilant pentru trei poziții asociate

Se consideră cunoscuți parametrii  $s_0$ ,  $s_1$  și  $s_2$  care determină cursa pistonului în cele trei poziții succesive, precum și unghiurile  $\alpha_1$  și  $\alpha_2$  care determină poziția relativă a balansierului față de poziția inițială. Se propune efectuarea sintezei mecanismului care îndeplinește condițiile de mai sus, obținându-se elementele constructive  $r$  și  $d$  și poziția inițială  $\beta$  a balansierului.

În acest scop se scrie relația cosinusului în triunghiurile  $O_1A_0B$ ,  $O_1A_1B$  și respectiv  $O_1A_2B$  obținându-se sistemul:

$$s_0^2 = r^2 + d^2 - 2 r d \cos \beta \quad (8)$$

$$(s_0 + s_1)^2 = r^2 + d^2 - 2 r d \cos (\beta + \alpha_1) \quad (9)$$

$$(s_0 + s_2)^2 = r^2 + d^2 - 2 r d \cos (\beta + \alpha_1 + \alpha_2) \quad (10)$$

Acest sistem cuprinde necunoscutele  $r$ ,  $d$  și  $\beta$ . Prin prelucrări elementare și folosind notațiile:

$$A = 2s_0s_1 + s_1^2, B = 2s_0s_1 + s_2^2 \quad (11)$$

se obține relația: 
$$\frac{A}{B} = \frac{\sin \beta \sin \alpha_1 + 2 \cos \beta \sin^2 \frac{\alpha_1}{2}}{\sin \beta \sin (\alpha_1 + \alpha_2) + 2 \cos \beta \sin^2 \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2}}$$

Aceasta din urmă conduce la o ecuație trigonometrică în raport cu  $\beta$ :

$$C_1 \sin \beta + C_2 \cos \beta = 0 \quad (12)$$

în care s-au făcut notațiile:

$$C_1 = A \sin (\alpha_1 + \alpha_2) - B \sin \alpha_1; C_2 = 2 \left( A \sin^2 \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2} - B \sin^2 \frac{\alpha_1}{2} \right) \quad (13)$$

Introducând unghiul auxiliar;  $\phi = \arctg \frac{C_2}{C_1}$ , ecuația (12) devine echivalentă cu:  $\sin (\beta + \phi) = 0$ . Pentru  $\beta \in [0, \phi]$  se obține următoarele soluții: pentru  $\Phi \leq 0$ ,  $\beta = -\Phi$ ; pentru  $\Phi > 0$ ,  $\beta = \pi - \Phi$ .

În continuare, pentru determinarea necunoscutelor  $r$  și  $d$  se introduc notațiile:

$$S = r + d; P = r \cdot d$$

Se formează ecuația de gradul 2, care are suma rădăcinilor  $S$  și produsul  $P$ :

$$X^2 - S X + P = 0,$$

cu rădăcinile:

$$X_1 = \frac{S + \sqrt{S^2 - 4P}}{2}; X_2 = \frac{S - \sqrt{S^2 - 4P}}{2} \quad (14)$$

Se obțin în final soluțiile:  $r = X_1$ ;  $d = X_2$ , sau  $r = X_2$  și  $d = X_1$

## 6. CONCLUZII

Abordarea sistemică a unor mecanisme complexe, cum sunt cele ale trenurilor de aterizare ale aeronavelor, permite studiul independent al subsistemelor componente și conduce la facilități privind analiza, sinteza și proiectarea acestora. Programele de calcul elaborate, permit în final, ca prin corelarea rezultatelor obținute, să fie posibilă sinteza unor mecanisme diferite constructiv, dar care au același tip de mecanism de acționare și aceeași structură a mecanismului principal.

## BIBLIOGRAFIE

1. **Baranov, G. G.** Kurs teorii mehanizmov i mašin, Mašinostroenie, Moskva, 1967.
2. **Dudiță, F., Diaconescu, D., Gogu, G.** Mecanisme articulate. Inventica și cinematica în abordarea filogenetică, Editura Tehnică, București, 1989.
3. **Lazăr, I.** Analiza structurală a mecanismelor de aviație, Academia Tehnică Militară, București, 1995.
4. **Lazăr, I. Tempea, I.** Mecanisme de escamotare plane bicontur cu mecanism principal de tip 4R, Buletin științific, vol. 4, Academia Aviației și apărării antiaeriene "Henri Coandă", Brașov, ISSN - 1453 -0139, Brașov, 1996, pag. 87-92.
5. **Lazăr, I. Tempea, I.** Double-Contour Plane Retraction Mechanisms with Main Four-Bar Mechanism, Made up with second Aspect Dyad (RRT) colecția Tehnologii, Calitate, Mașini, Materiale, Ed. Tehnică, 1997, vol. 27, pag. 103-110.
6. **Tempea, I., Lazăr, I.** Unele considerații privind abordarea sistemică în teoria calității mecanismelor, al VII-lea Simpozion de Mecanisme și Transmisii Mecanice, 10-12 octombrie 1996, Reșița, vol. 1., pag. 141-146.
7. **Tempea, I., Lazăr, I.** Determinarea punctului de frângere a contrafișei unui tren de aterizare, al VII-lea Simpozion de Mecanisme și Transmisii Mecanice, 10-12 octombrie 1996, Reșița, vol. 1, pag. 133-140.
8. **Tempea I., Lazăr, I.** Criterii de clasificare a mecanismelor de escamotare a trenurilor de aterizare, Buletinul celei de a XIV-a Sesiuni de Comunicări Științifice, Academia Navală "Mircea cel Bătrân", Constanța, 1995, vol. II, pag. 87-94.
9. **Tempea, I., Adîr, G.** Rezolvarea unor cazuri de sinteză geometrică a mecanismului piston-balansier cu cilindru oscilant, SYROM '89, pag. 831-839.