



(12)

BREVET DE INVENȚIE

(21) Nr. cerere: **a 2010 01001**

(22) Data de depozit: **22/10/2010**

(45) Data publicării mențiunii acordării brevetului: **28/09/2018** BOPI nr. **9/2018**

(41) Data publicării cererii:
30/03/2011 BOPI nr. **3/2011**

(73) Titular:
• **UNIVERSITATEA "TRANSILVANIA"**
DIN BRAȘOV, BD.EROILOR NR.29,
BRAȘOV, BV, RO

(72) Inventatori:
• **VIȘA ION, STR.CLOȘCA NR.48, BRAȘOV,**
BV, RO;
• **DUȚĂ-CAPRĂ ANCA, STR.HĂRMANULUI**
NR.15 A, BL.211, SC.C, ET.3, AP.8,
BRAȘOV, BV, RO;
• **DIACONESCU DORIN,**
STR.TUDOR VLADIMIRESCU NR.36, BL.3,
AP.10, BRAȘOV, BV, RO;

• **HERMENEAN IOANA,**
STRADA DE MIJLOC NR.150-152, SC.A,
AP.5, BRAȘOV, BV, RO;
• **SĂULESCU RADU-GABRIEL,**
STR.PANSELUTEI NR.10, BL.3, SC.A, ET.4,
AP.17, CODLEA, BV, RO;
• **VĂTĂȘESCU MONICA,**
STR. LĂCRĂMIOARELOR NR.5, BL.9, SC.A,
AP.17, BRAȘOV, BV, RO;
• **VELICU RADU-GABRIEL,**
STR.DE MIJLOC NR.146, BL.10C, ET.5,
AP.24, BRAȘOV, BV, RO;
• **BADEA MILIAN, BD. GRIVIȚEI NR.66,**
BL.4, ET.8, AP.36, BRAȘOV, BV, RO;
• **ȚOȚU IOAN, PIAȚA SFATULUI NR.29,**
AP.2, BRAȘOV, BV, RO

(56) Documente din stadiul tehnicii:
RO 125253 A2; EP 1998122 A1

(54) **MECANISM DE ORIENTARE ARTICULAT**



Mecanism de orientare articulată, destinat orientării unor module fotovoltaice sau colectoare solare termice, după o axă caracterizată printr-o cursă unghiulară mare, cu scopul maximizării energiei solare captate de acestea.

Se cunoaște documentul **RO 125253 A2**, care dezvăluie un mecanism de orientare a unui panou solar, ce realizează deplasări unghiulare relativ mari, în vecinătatea valorii de 180° , cu scopul optimizării unghiului de incidență rază solară-panou, fiind format dintr-un mecanism patrulater plan, alcătuit din două balansiere, scurt și lung, și o bielă, în care balansierul lung efectuează o deplasare unghiulară sub acțiunea unui mecanism triunghiular plan, cu un actuator liniar, care se transmite amplificat, prin bielă, la balansierul scurt, imprimându-i o deplasare unghiulară cu o valoare de cel puțin două ori mai mare. Acest tip de mecanism are dezavantajul unui grad de complexitate mai ridicat, ceea ce implică costuri de fabricație mai mari, alături de un gabarit relativ mare.

Documentul **EP 1998122 A1** dezvăluie un sistem de urmărire cu două axe, utilizat la suportul unor module fotovoltaice, pentru urmărirea mișcării soarelui, atât pe orizontală, cât și pe verticală, în funcție de oră, format dintr-un turn tubular aplicat pe sol ce susține un cap rotativ, care servește în același timp ca suport pentru un modul fotovoltaic, prin intermediul unei axe de rotație și a unui actuator pentru reglarea unghiului. Acest tip de mecanism de orientare are următoarele principale dezavantaje față de un mecanism articulată cu actuator liniar: a) preț de cost net mai mare; b) complexitate structurală, constructivă și tehnologică net mai ridicată.

Scopul invenției este de a extinde utilizarea mecanismelor cu actuatore liniare și la sisteme de orientare caracterizate prin curse unghiulare mari, în condițiile unei complexități și a unui gabarit relativ reduce.

Problema pe care o rezolvă invenția este de a crește cursa unghiulară a unei articulații antrenate de un actuator liniar, prin intermediul unui sistem de bare articulate, în vederea orientării după o axă, caracterizată printr-o cursă unghiulară ridicată, a unor module fotovoltaice sau colectoare solare termice.

Mecanismul de orientare propus soluționează problema tehnică prin folosirea unui mecanism intermediar articulată plan de tip culisor-bielă-balansier care, sub acțiunea unui actuator liniar, permite realizarea unei deplasări unghiulare de circa 180° între elementele unei cuple de rotație formată de balansier și bază.

Se prezintă, în continuare, un exemplu de realizare a invenției, în legătură cu fig. 1...7 și cu tabelul, care reprezintă:

- fig. 1, configurație geometrică 2D a unui mecanism plan articulată de tip culisor-bielă-balansier, în care sunt puse în evidență pozițiile extreme și pozițiile în care unghiul de transmitere are o valoare minim admisă $\mathbf{b} = \mathbf{b}_{\min.ad}$;

- fig. 2, schemă 3D a unui exemplu de aplicare a mecanismului din fig. 1, în cazul orientării azimutale a unei platforme fotovoltaice cu orientare de tip azimut-altitudine, în care culisorul este acționat printr-un actuator electric liniar articulată la bază și la culisor;

- fig. 3, schemă 3D a unui exemplu de aplicare a mecanismului plan din fig. 1, pentru orientarea azimutală a unei platforme fotovoltaice cu orientare de tip azimut-altitudine, în care culisorul este acționat printr-un actuator electric liniar a cărui piuliță este solidară cu culisorul;

- fig. 4, grafice în care sunt reprezentate familii de curbe ale cursei unghiulare în funcție de unghiul de transmitere minim admis;

- fig. 5, grafice în care sunt reprezentate familii de curbe privind lungimea redusă a bielei în funcție de unghiul de transmitere minim admis: variații ale raportului l_2/l_1 (lungime bielă/lungime balansier) corespunzătoare unei excentricități reduse $e/l_1 = 0,65; 0,7$ și $0,8$;

- fig. 6, grafice în care sunt reprezentate familii de curbe privind cursa redusă a culisorului în funcție de unghiul de transmitere minim admis: variații ale raportului s/l_1 (cursa culisor/lungime balansier) corespunzătoare unei excentricități reduse $e/l_1 = 0,65; 0,7$ și $0,8$; 1 3
- fig. 7, algoritm de calcul pentru dimensionarea mecanismului; 3
- tabel, soluții rezultate pentru dimensiunile mecanismului în cazul unui exemplu de calcul. 5

Mecanismul de orientare conform invenției, în legătură cu fig. 1...7, este format dintr-un mecanism plan articulat, alcătuit dintr-o bază 0, un balansier 1 de lungime l_1 , o bielă 2 de lungime l_2 și un culisor 3, articulate între ele prin 3 cuple de rotație cu axe paralele $A = (0; 1)$, $B = (1; 2)$ și $C = (2; 3)$, și printr-o cuplă de translație $D = (3; 0)$, al cărei ghidaj este perpendicular pe axele cuplelor de rotație A , B și C și este dispus excentric față de cupla A la o distanță e culisorul 3, sub acțiunea unui actuator liniar M , efectuează o deplasare liniară pe o cursă s și induce balansierului 1, prin intermediul bielei 2, o deplasare unghiulară de orientare (față de bază) pe o anumită cursă unghiulară a (specifică mișcării de orientare); dacă actuatorul liniar M este de tip telescopic (fig. 2), acesta este articulat la baza 0 printr-o cuplă de rotație și la culisorul 3 printr-o articulație de tip sferic sau de rotație, iar dacă actuatorul liniar M este de tip sanie (fig. 3), acesta are un șurub rotativ și o piuliță culisantă care este solidară cu culisorul 3. În fig. 1, pozițiile B_1, C_1, D_1 și B_3, C_3, D_3 , ale cuplelor B, C și D , desemnează poziția inițială și, respectiv, poziția finală a mecanismului, iar pozițiile B_1, C_1, D_1 și B_2, C_2, D_2 , ale cuplelor B, C și D , desemnează pozițiile mecanismului în care unghiul de transmitere din cupla B (1; 2) atinge o valoare minim admisă $b = b_{\min.ad}$.

Mecanismul este optim dacă realizează cursa unghiulară de orientare impusă a la un gabarit redus și dacă, în timpul orientării, unghiul de transmitere b din cupla B (1; 2) nu scade sub unghiul de transmitere minim admis $b_{\min.ad}$. Așadar, fiind impuse cursa unghiulară de orientare a și unghiul de transmitere minim admis $b_{\min.ad}$, diagramele din fig. 4, 5, 6 și din tabel permit determinarea geometriei mecanismului de orientare optim, în conformitate cu un algoritm ilustrat în fig. 7.

În continuare, se prezintă un exemplu de calcul bazat pe algoritmul din fig. 7 și fig. 4...6.

Exemplu de calcul

Se dau:

1. structura mecanismului de orientare în care dimensiunile l_1, l_2, s și e sunt necunoscute, fig. 1. 31 33
2. cursa unghiulară de orientare impusă $a = 180^\circ$.
3. unghiul de transmitere minim admis $b \geq b_{\min.ad} = 30^\circ$ (pentru transmiterea forțelor cu evitarea blocării). 35

Se cer: a) Valorile rapoartelor dimensionale $e/l_1, l_2/l_1, s/l_1$ pentru care se realizează un gabarit cât mai redus și unghiuri de transmitere cât mai mari; b) dimensiunile mecanismului în premisa unei aplicații în care se folosește un actuator liniar cu o cursă de $s = 750$ mm, iar momentul maxim de încărcare impune utilizarea unui balansier $l_1 = 250$ mm.

Etapă I - Pentru valoarea impusă a unghiului de orientare a , cu ajutorul fig. 4 se determină valorile unghiului de transmitere $b_{\min}$, corespunzătoare domeniului de variație al raportului e/l_1 , cu reținerea valorilor care asigură evitarea blocării ($b_{\min} \geq b_{\min.ad}$); pentru $a = 180^\circ$ și $e/l_1 = 0,65, 0,7, 0,8$ (fig. 4), toate valorile rezultate pentru $b_{\min}$, îndeplinesc condiția evitării blocării (tabel): $b_{\min} = 31,89^\circ$ ($e/l_1 = 0,65$) $> b_{\min.ad} = 30^\circ$; $32,26^\circ$ ($e/l_1 = 0,7$) $> b_{\min.ad} = 30^\circ$; $32,62^\circ$ ($e/l_1 = 0,8$) $> b_{\min.ad} = 30^\circ$.

RO 126149 B1

Etapa II - Cu ajutorul fig. 5 se determină valorile raportului l_2/l_1 (vezi și tabelul) pentru fiecare pereche de valori stabilite anterior (b_{min} ; e/l_1): $l_2/l_1 = 1,228$ ($e/l_1 = 0,65$, $b_{min} = 31,89^\circ$); $1,298$ ($e/l_1 = 0,7$, $b_{min} = 32,26^\circ$); $1,433$ ($e/l_1 = 0,8$, $b_{min} = 32,62^\circ$).

Etapa III - în mod analog cu etapa precedentă, din fig. 6 se determină valoarea raportului cursei culisorului s/l_1 (vezi și tabelul), pentru fiecare pereche de valori (b_{min} ; e/l_1): $s/l_1 = 2,858$ ($e/l_1 = 0,65$, $b_{min} = 31,89^\circ$); $2,897$ ($e/l_1 = 0,7$, $b_{min} = 32,26^\circ$); $2,971$ ($e/l_1 = 0,8$, $b_{min} = 32,62^\circ$).

Alegerea soluției optime dintre rezultatele obținute, sistematizate în tabel, precum și dintre cele care pot fi generate din acestea prin interpolare liniară, depinde de particularitățile concrete ale aplicației practice, privind gabaritul, cursa culisorului, încărcarea structurii etc. În condițiile datelor numerice considerate inițial ($s = 750$ mm, $l_1 = 250$ mm), rezultă că aplicația solicită realizarea unui raport $s/l_1 \leq 750/250 = 3$. Deoarece variația lui b_{min} este practic neglijabilă se preferă varianta cu cel mai mic gabarit, adică: $s/l_1 = 2,858$, $l_2/l_1 = 1,228$, $e/l_1 = 0,65$, $b_{min} = 31,89^\circ$, care conduce la următoarele dimensiuni optime (tipărite îngroșat în tabelul 1): $l_1 = 250$ mm, $l_2 = 307$ mm, $e = 162,5$ mm și $s = 714,5$ mm.

Date de intrare:						
$a = 180^\circ$, $b \geq b_{min.ad} = 30^\circ$, $l_1 = 250$ mm, $s = 750$ mm						
e/l_1	e	b_{min} Fig. 4	l_2/l_1 Fig. 5	l_2	s/l_1 Fig. 6	s
	[mm]	[°]		[mm]		[mm]
0,65	162,5	31,89	1,228	307	2,858	714,5
0,7	175	32,26	1,298	324,5	2,897	724,25
0,8	200	32,62	1,433	358,25	2,971	742,75

Utilizarea unor astfel de mecanisme este exemplificată în fig. 2 și 3, pentru acționarea mișcării azimutale a unei platforme fotovoltaice cu orientare bi-axială de tip azimut-altitudine.

Invenția prezintă următoarele avantaje:

- mecanismul conform invenției permite extinderea utilizării unui actuator electric liniar cu șurub și la realizarea unor curse unghiulare de orientare mari;
- mecanismul este o construcție simplă și cu fiabilitate ridicată;
- este relativ ieftin și nu ridică probleme tehnologice speciale;
- este ireversibil (datorită mecanismului șurub-piuliță cu autofrânare din actuatorul liniar), asigurând autoblocarea sistemului de orientare (în poziție de repaus) fără dispozitive speciale de frânare/blocare.

1. Mecanism de orientare articulată, format dintr-o bază (0), un balansier (1) articulată la un capăt de bază (0), iar la celălalt capăt de o bielă (2), prin intermediul a două cuple de rotație (A, B), și un actuator liniar (M) de acționare a bielei (2), **caracterizat prin aceea că** un culisor (3) este articulată de bielă (2) printr-o cuplă de rotație (C) și de bază (0) printr-o cuplă de translație (D) al cărei ghidaj este perpendicular pe axele cuplelor (A, B, C) și dispus excentric față de cuplă (A), iar culisorul (3), fiind cuplat și acționat de actuator (M), efectuează o deplasare liniară și induce balansierului (1), prin intermediul bielei (2), o deplasare unghiulară de orientare față de bază (0). 3
5
7
9
2. Mecanism de orientare articulată, conform revendicării 1, **caracterizat prin aceea că** actuatorul liniar (M) este de tip telescopic și este articulată la bază (0) printr-o cuplă de rotație, iar la culisor (3) printr-o cuplă sferică. 11
13
3. Mecanism de orientare articulată, conform revendicării 1, **caracterizat prin aceea că** actuatorul liniar (M) este de tip sanie format dintr-un șurub rotativ și o piuliță culisantă solidară cu cursorul (3). 15
4. Mecanism de orientare articulată, conform revendicărilor 1, 2 și 3, **caracterizat prin aceea că** rapoartele optime ale mecanismului de orientare (l_2/l_1 și s/l_1) se pot determina în funcție de raportul (e/l_1), pentru o cursă unghiulară de orientare impusă (α) a balansierului (1) și a unui unghi de transmitere minim admis ($b_{min.ad}$), cu ajutorul unui algoritm de calcul și a unor nomograme care permit determinarea optimă a dimensiunilor mecanismului de orientare (e , l și s), în funcție de lungimea balansierului (l_1) pentru un gabarit cât mai mic în condițiile evitării blocării. 17
19
21
23

(51) Int.Cl.

F24J 2/52 (2006.01);

F24S 30/40 (2018.01)

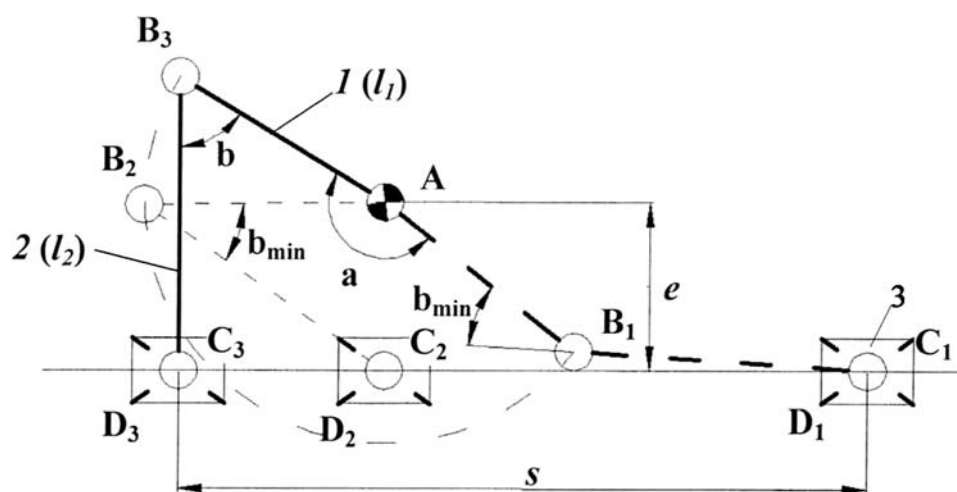


Fig. 1

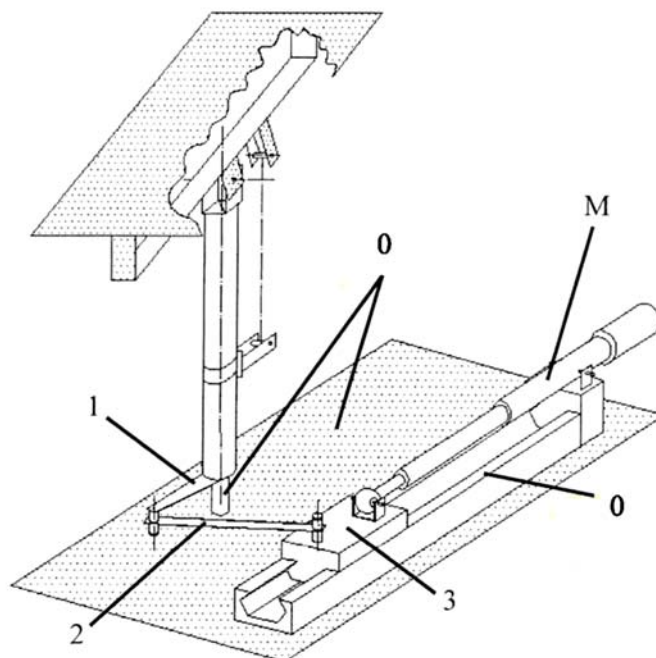


Fig. 2

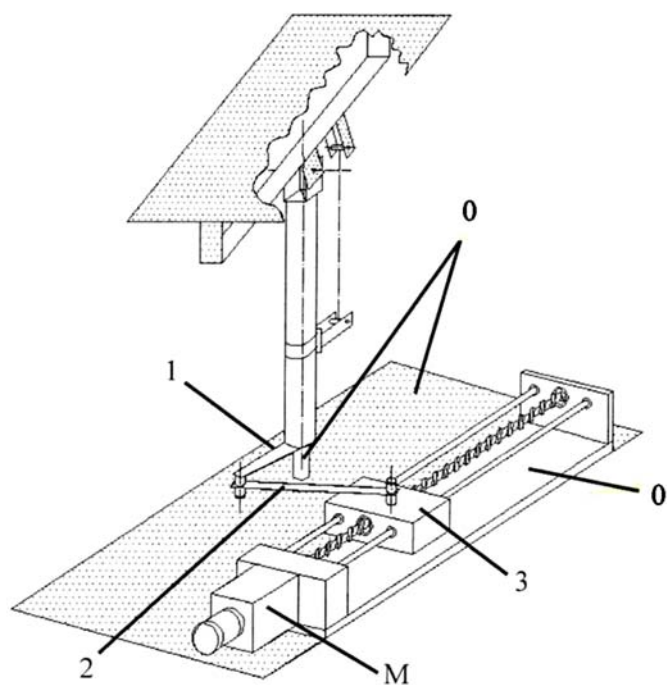


Fig. 3

Fig. 4

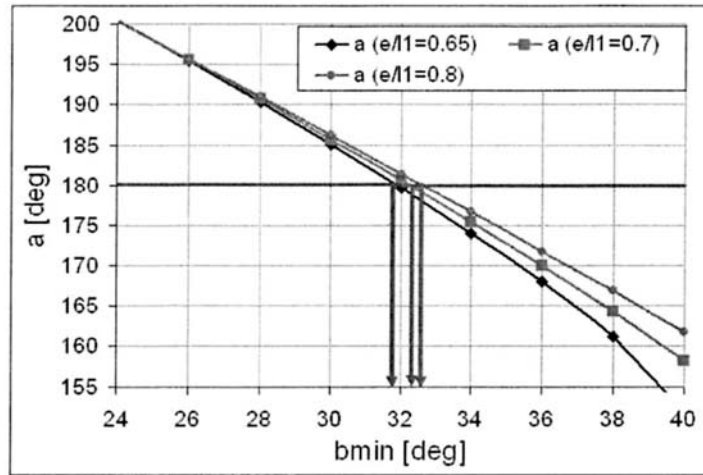


Fig. 5

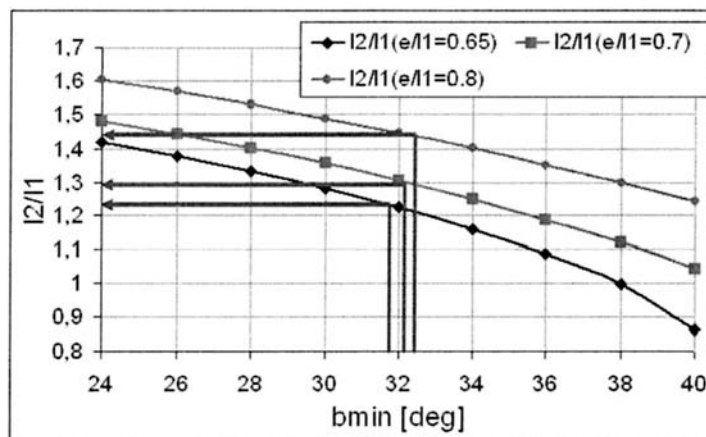
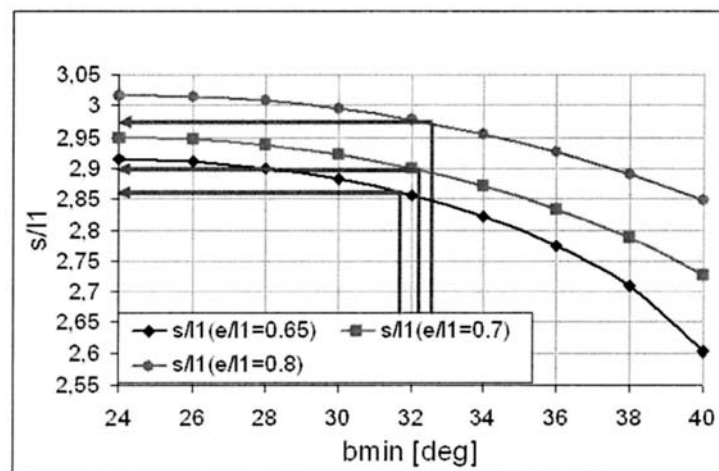


Fig. 6



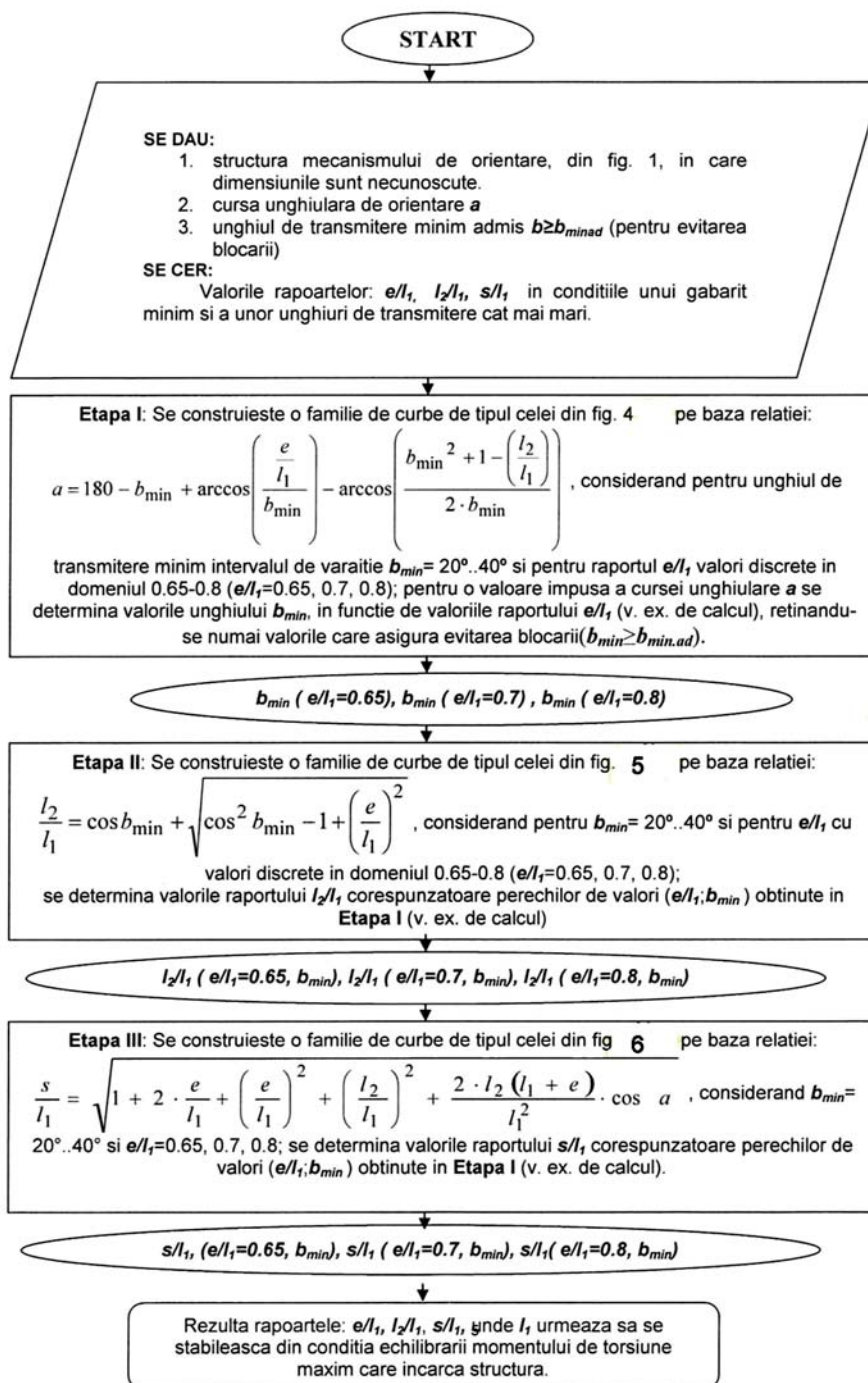


Fig. 7

