



(12)

BREVET DE INVENȚIE

(21) Nr. cerere: **a 2010 00084**

(22) Data de depozit: **01.02.2010**

(45) Data publicării mențiunii acordării brevetului: **30.07.2014** BOPI nr. **7/2014**

(41) Data publicării cererii:
30.01.2013 BOPI nr. **1 /2013**

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

(72) Inventatori:
• **DIACONESCU DORIN-VALENTIN,
STR.TUDOR VLADIMIRESCU NR.36, BL.3,
AP.10, BRAȘOV, BV, RO;**
• **JALIU CODRUȚA ILEANA, BD.VICTORIEI
NR.10, BL.43, BRAȘOV, BV, RO;**
• **NEAGOE MIRCEA, STR.ION CREANGĂ
NR.9, BL.20, SC.H, ET.1, AP.4, BRAȘOV,
BV, RO;**

• **MUNTEANU OLIMPIU,
STR.COL.ION BUZOIANU NR.51, AP.3,
BRAȘOV, BV, RO;**
• **SĂULESCU RADU- GABRIEL,
STR.PANSELUTEI NR.10, BL.3, AP.17,
CODLEA, BV, RO;**
• **CLIMESCU OLIVER-LASZLO, SAT POIAN
NR.95, COMUNA POIAN, CV, RO;**
• **TOHONEANU DANIEL-CORNEL,
STR.DOBROGEA NR.9, AP.2, BRAȘOV, BV,
RO**

(56) Documente din stadiul tehnicii:
RO 111501 B1

(54) **TRANSMISIE PLANETARĂ CU LANȚ**



RO 128109 B1

1 Invenția se referă la o transmisie planetară, destinată reducerii/amplificării turației unui
element motor, cu rapoarte de reducere/amplificare relativ ridicate și randamente superioare.

3 Este cunoscută o transmisie planetară, prezentată în brevetul **RO 111501 B1**, sub denu-
mirea de reductor planetar, alcătuită dintr-o carcasă rotitoare, exterioară, în interiorul căreia este
5 fixat un lanț conducător cu role, care antrenează o roată de lanț principală, montată pe un
excentric central, roata de lanț este solidară cu un pinion de ieșire, care antrenează un lanț con-
7 dus cu role, fixat în interiorul unei carcase rotitoare, interioară, solidară cu o flanșă de antrenare
a arborelui de ieșire.

9 Problema tehnică, pe care o rezolvă invenția, constă în eliminarea incompatibilităților
de angrenare, datorate fixării lanțului de carcasă.

11 Transmisia planetară, conform invenției, are un arbore de intrare/ieșire cu excentric și
un arbore de ieșire/intrare, arborele de intrare/ieșire cu excentric fiind lăgăruit într-o roată
13 dințată, fixă; pe excentric, fiind articulată o roată dințată cu rol de satelit, care este angrenată
cu un element de transmisie deformabil, roata de lanț cu rol de satelit are niște alezaje circulare,
15 în care rulează niște role de angrenare, ale unui disc de transmisie, care face corp comun cu
un arbore ieșire/intrare, roata de lanț cu rol de satelit angrenează cu un element deformabil, de
17 transmisie, care este angrenat și cu niște roți dințate, fixe, arborele de intrare/ieșire cu excentric
și arborele de ieșire/intrare, precum și roțile dințate, fixe, sunt coaxiale, elementul de transmisie
19 deformabil este un lanț multiplu cu role sau o curea dințată.

Transmisia planetară, conform invenției, prezintă următoarele avantaje:

21 - prin utilizarea unui satelit simplu, în locul celui dublu, și a unui semicuplaj Schmidt cu
role, se asigură micșorarea gabaritului, reducerea uzurilor și, implicit, o creștere semnificativă
23 a randamentului;

- utilizarea lanțului, pe trei rânduri, ca element deformabil, și a roților de lanț normalizate,
25 simplifică semnificativ tehnologia de realizare;

- transmisia poate fi utilizată ca reductor de turație sau ca amplificator de turație;

27 - se pot realiza rapoarte de reducere/amplificare ridicate, datorită posibilității de reducere
a diferenței dintre numărul de dinți al roților de lanț până la unu;

- datorită gradului de acoperire mărit, se asigură o capacitate de încărcare ridicată;

- asigură interschimbabilitatea și înlocuirea ușoară a pieselor active.

31 Se dă, în continuare, un exemplu de realizare a invenției, în legătură cu fig. 1...12, care
reprezintă:

33 - fig. 1, schema de principiu a transmisiei;

- fig. 2, secțiune transversală;

35 - fig. 3, secțiune longitudinală prin transmisia planetară cu lanț;

- fig. 4, detaliul D din fig. 3;

37 - fig. 5, curbe de variație ale raportului de reducere/amplificare, în funcție de diferența
dintre numerele de dinți, ale roților de lanț, pentru cazul $z_4 < z_1$;

39 - fig. 6, curbe de variație ale raportului de reducere/amplificare, în funcție de diferența
dintre numerele de dinți, ale roților de lanț, pentru cazul $z_4 > z_1$;

41 - fig. 7, curbe de variație ale randamentului, în funcție de raportul de reducere, trans-
misia funcționează ca reductor, pentru cazul $z_4 < z_1$;

43 - fig. 8, curbe de variație ale randamentului, în funcție de raportul de reducere, trans-
misia funcționează ca reductor, pentru cazul $z_4 > z_1$;

45 - fig. 9, curbe de variație ale randamentului, în funcție de raportul de amplificare, trans-
misia funcționează ca amplificator, pentru cazul $z_4 < z_1$.

47 - fig. 10, curbe de variație ale randamentului, în funcție de raportul de amplificare, trans-
misia funcționează ca amplificator, pentru cazul $z_4 > z_1$;

49 - fig. 11, schema logică, utilizată pentru analiza transmisiei;

- fig. 12, schema logică, utilizată pentru sinteza transmisiei.

RO 128109 B1

Transmisia planetară cu lanț, conform invenției, are un arbore **a**, de intrare/ieșire, prevăzut cu un braț **e**, excentric, cu rol de braț port-satelit, pe care este articulată o roată **1**, dințată, cu rol de satelit, care poate fi o roată de lanț sau o roată de curea. 1
3

Roata **1** dințată are niște alezaje **b₁**, **b₂**, **b₃** și **b₄**, circulare, în care rulează niște role **r₁**, **r₂**, **r₃** și **r₄**, de angrenare, ale unui disc **2**, de transmisie, care face corp comun cu un arbore **i**, de ieșire/intrare. 5

Roata **1** dințată formează mai multe contururi paralelogram cu discul **2**, de transmisie, prin intermediul unor contacte de tip rolă-alezaj, realizate între alezajele **b₁**, **b₂**, **b₃** și **b₄**, circulare, ale roții **1**, dințate, și rolele **r₁**, **r₂**, **r₃** și **r₄**, de angrenare, ale discului **2**, de transmisie. 7
9

Roata **1** dințată angrenează cu un element **3**, de transmisie, deformabil, care poate fi un lanț cu role pe trei rânduri, care angrenează cu niște roți **4** și **4'**, dințate, fixe, similare, care au rolul unei roți centrale, dublă, destinată protejării lanțului împotriva deformării tangențiale, care apare în cazul folosirii unei singure roți centrale. 11
13

Discul **2** de transmisie și roțile **4**, **4'** dințate fixe sunt coaxiale cu arborele **a**, de intrare/ieșire, prevăzut cu un braț **e**, excentric, care este echilibrat dinamic cu o contragreutate **5**, de echilibrare. 15

Roata **1** dințată este articulată, pe arborele **a**, de intrare/ieșire, prin niște rulmenți, și, în mod similar, sunt articulați arborele **a**, de intrare/ieșire și arborele **2**, al discului cu bază. 17

În timpul funcționării, centrele articulațiilor **a-4** și **2-4'**, împreună cu centrele rotelor **r₁**, **r₂**, **r₃** și **r₄**, de angrenare și cu centrele alezajelor **b₁**, **b₂**, **b₃** și **b₄**, circulare, conjugate ale acestora, formează contururi paralelogram, care asigură, pe de o parte, rotirea sincronă a roții **1**, dințate și a discului **2**, de transmisie, și, pe de altă parte, rotirea sincronă a brațului **e**, excentric, cu fiecare segment format de centrul fiecărei role **r₁**, **r₂**, **r₃** și **r₄**, de angrenare, cu centrul alezajului **b₁**, **b₂**, **b₃** sau **b₄**, circular, conjugat acesteia. 19
21
23

Transmisia planetară, propusă, are două situații de funcționare: 25

- reductor de turație monomobil, când roțile **4-4'** dințate sunt fixe, arborele **a** de intrare/ieșire este element de intrare și discul **2** este element de ieșire; 27

- amplificator de turație monomobil, când roțile **4-4'** dințate sunt fixe, discul **2** de transmisie este element de intrare și arborele **a** este element de ieșire. 29

Pentru exemplificare, se consideră cazul în care transmisia planetară funcționează ca reductor sau amplificator de turație, în care numărul de dinți, al roții **1**, dințate, cu rol de satelit (z_1), este considerat constant și se modifică numărul de dinți, al roții **4-4'**, fixă (z_4). 31

Pentru acest caz, în fig. 5 și 6, sunt reprezentate grafic variațiile raportului de reducere/amplificare (i), în funcție de diferența $z_4 - z_1$. Se disting două situații, atât pentru amplificator, cât și pentru reductor: când $z_4 < z_1$, ilustrat în fig. 5, respectiv, $z_4 > z_1$, ilustrat în fig. 6. 33
35

Adoptând, din literatura de specialitate, valori pentru randamentul interior al transmisiei cu lanț, considerată ca transmisie cu axe fixe: 0,98 și, pentru semicuplajul Schmidt, 0,995, se obțin două familii de curbe, reprezentate grafic în fig. 7 și 9, respectiv, 8 și 10, care descriu variațiile randamentului reductorului și al amplificatorului de turație, în funcție de raportul de reducere/amplificare. 37
39

Pentru cele două situații de funcționare, în diagrame, sunt reprezentate curbe de variație, calculate pentru 5 valori distincte, ale numărului de dinți z_1 . 41

În continuare, se prezintă metoda de calcul [*Diaconescu D. V, Designul conceptual al produselor, Editura Transilvania, Brașov, 2005*] pentru determinarea acestor diagrame: 43

- sunt cunoscute principalele mărimi ale mecanismului cu axe fixe, asociat prin inversiunea mișcării: 45

RO 128109 B1

1 - raportul de transmitere interior, prin intermediul numerelor de dinți z_1 și z_4 :

$$i_0 = i_{24}^a = \frac{\omega_{2a}}{\omega_{4a}} = i_{21}^a \cdot i_{14}^a = (+1) \left(+ \frac{z_4}{z_1} \right)$$

3 - randamentul interior, prin intermediul randamentelor parțiale η_{lant} și $\eta_{semicuplaj}$:

$$\eta_0 = \eta_{24}^a = \eta_{21}^a \cdot \eta_{14}^2 = \eta_{lant} \cdot \eta_{semicuplaj}$$

5 - se calculează raportul de reducere, respectiv, amplificare:

$$i = i_{a2}^4 = \frac{\omega_{a4}}{\omega_{24}} = \frac{-\omega_{4a}}{\omega_{2a} - \omega_{4a}} = \frac{1}{1 - \frac{\omega_{2a}}{\omega_{4a}}} = \frac{1}{1 - i_0}$$

7 - se calculează randamentul reductorului:

$$\eta = \eta_{a2}^4 = \frac{-\omega_{24} T_2}{\omega_{a4} T_a} = \frac{-T_2 / T_a}{\omega_{a4} / \omega_{24}} = \frac{-T_2 / T_a}{i_{a2}^4} = \frac{1 - i_0}{1 - i_0 \eta_0^w}$$

$$w = \text{sgn}(\omega_{2a} T_2) = \text{sgn} \left(\frac{\omega_{2a} T_2}{-\omega_{24} T_2} \right) = \text{sgn} \left(\frac{\omega_{2a}}{\omega_{2a} - \omega_{4a}} \right) = \text{sgn} \left(\frac{i_0}{1 - i_0} \right)$$

9 - se calculează randamentul amplificatorului:

$$\eta = \eta_{2a}^4 = \frac{-\omega_{a4} T_a}{\omega_{24} T_2} = \frac{-T_a / T_2}{\omega_{24} / \omega_{a4}} = \frac{-T_a / T_2}{i_{2a}^4} = \frac{1 - i_0 \eta_0^x}{1 - i_0}, x = -w$$

11 - se construiesc diagramele $i = i(z_4 - z_1)$, $\eta = \eta(i)$, pentru cele două situații constructive ($z_4 < z_1$ și $z_4 > z_1$) și cele două situații de funcționare (reductor și amplificator).

13 Pe baza diagramelor din fig. 5...10, devine posibilă alegerea soluției optime, din punct de vedere al randamentului și al gabariturii, în premisa impunerii raportului de reducere, respectiv, de amplificare.

15 Se dă, în continuare, un exemplu de utilizare a metodei de calcul și a diagramelor obținute, pentru care se impune un raport de reducere/amplificare impus $|i| = 20$, în scopul obținerii unei transmisii cu gabarit minim și randament maxim. În acest scop, se realizează analiza transmisiei (vezi fig. 11), pe baza căreia, se obțin diagramele din fig. 5...10. Cu ajutorul acestor diagrame, se efectuează sinteza transmisiei, conform fig. 12.

17 Din fig. 5 și 6, se determină situațiile constructive ($z_4 < z_1$ și $z_4 > z_1$) cu gabaritul minim, în cele două situații de funcționare (reductor și amplificator):

19 - din fig. 5: $z_1 = 60$ dinți și $Z_4 = 57$ dinți;

21 - din fig. 6: $z_1 = 60$ dinți și $Z_4 = 63$ dinți.

23 Din compararea fig. 7 cu 8, respectiv, 9 cu 10, se constată că situația în care $z_4 < z_1$ este mai bună din punct de vedere al eficienței.

25 Din fig. 7, rezultă, pentru $i = 20$, $\eta \approx 79\%$, în cazul utilizării transmisiei ca reductor, iar din fig. 9, rezultă, pentru $i = 20$, $\eta \approx 72\%$, în cazul utilizării transmisiei ca amplificator.

RO 128109 B1

Revendicări

- | | |
|---|------------------|
| | 1 |
| 1. Transmisie planetară, care are un arbore de intrare/ieșire cu excentric și echilibrat de o contragreutate, și un arbore de ieșire/intrare, arborele de intrare/ieșire cu excentric fiind lăgăruit într-o roată dințată, fixă; pe excentric, fiind articulată o roată dințată cu rol de satelit, care este angrenată cu un element de transmisie, deformabil, caracterizată prin aceea că roata (1) de lanț cu rol de satelit are niște alezaje (b_1 , b_2 , b_3 și b_4) circulare, în care rulează niște role (r_1 , r_2 , r_3 și r_4) de angrenare, ale unui disc (2) de transmisie, care face corp comun cu un arbore (i) de ieșire/intrare, roata (1) de lanț cu rol de satelit angrenează cu un element (3) deformabil, de transmisie, care este angrenat și cu niște roți (4 și 4') dințate, fixe. | 3
5
7
9 |
| 2. Transmisie planetară, conform revendicării 1, caracterizată prin aceea că arborele (a) de intrare/ieșire cu excentric și arborele (i) de ieșire/intrare, precum și roțile (4 și 4') dințate, fixe, sunt coaxiale. | 11
13 |
| 3. Transmisie planetară cu lanț, conform revendicărilor 1 și 2, caracterizată prin aceea că elementul (3) de transmisie deformabil este un lanț multiplu cu role sau o curea dințată. | 15 |

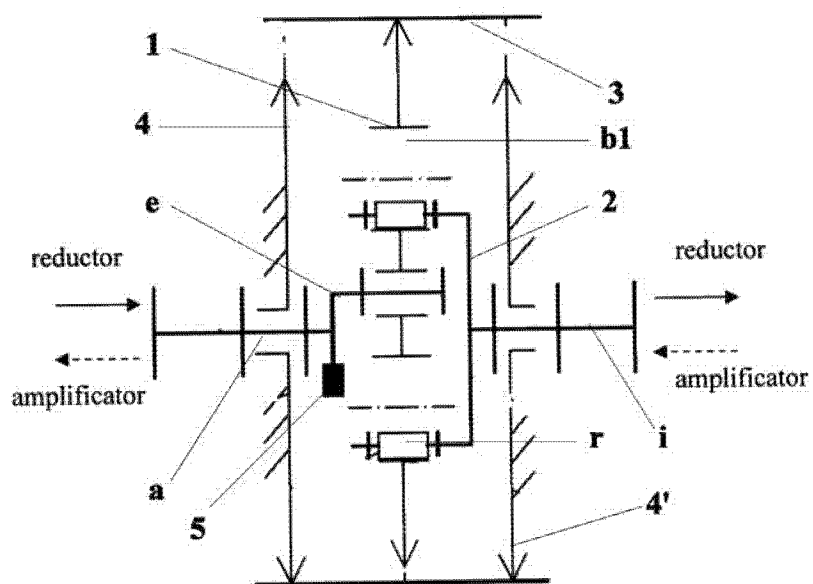


Fig. 1

(51) Int.Cl.

F16H 1/32 (2006.01),

F16H 25/06 (2006.01)

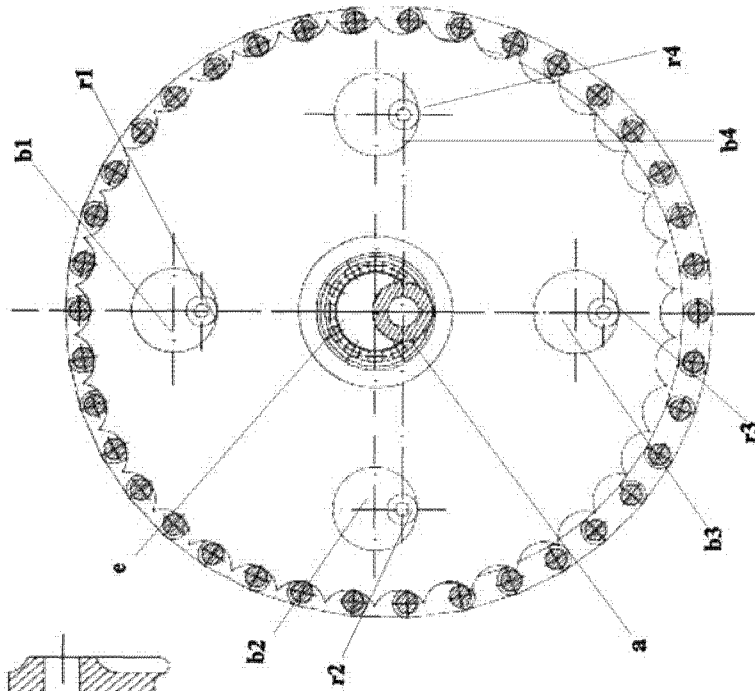


Fig. 2

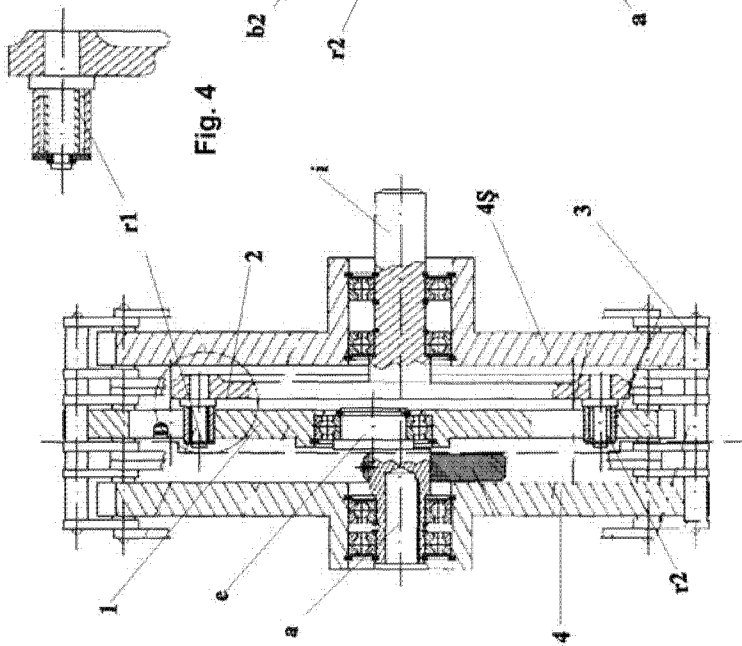


Fig. 3

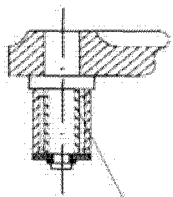


Fig. 4

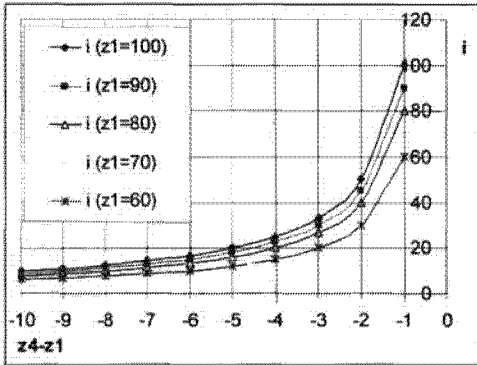


Fig. 5

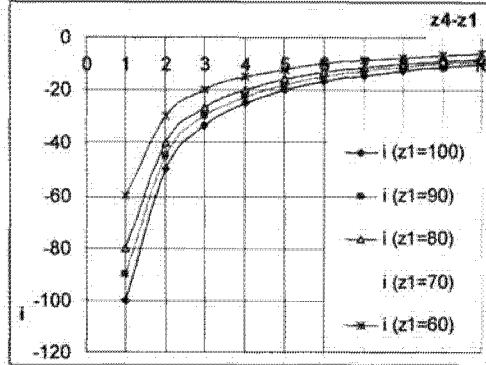


Fig. 6

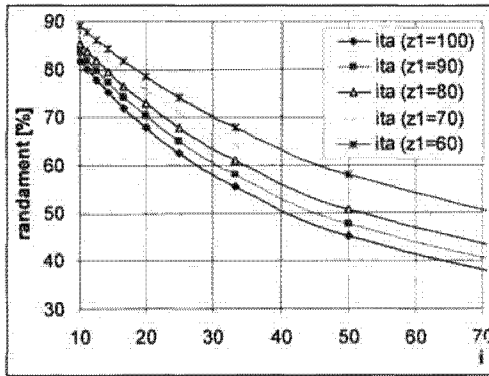


Fig. 7

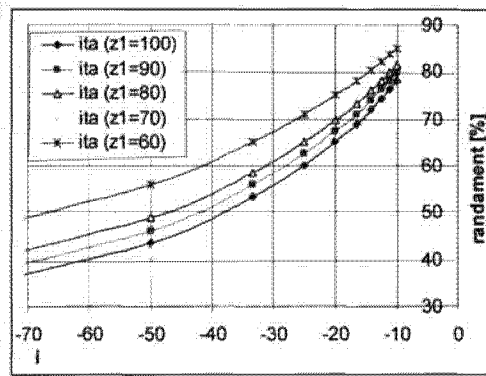


Fig. 8

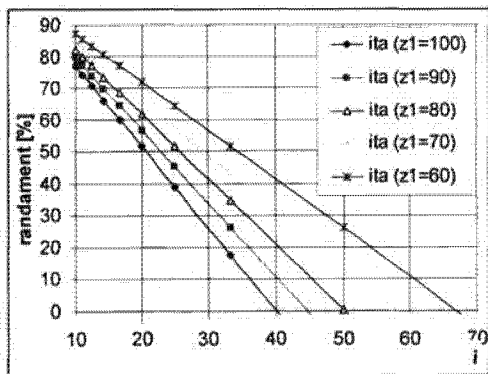


Fig. 9

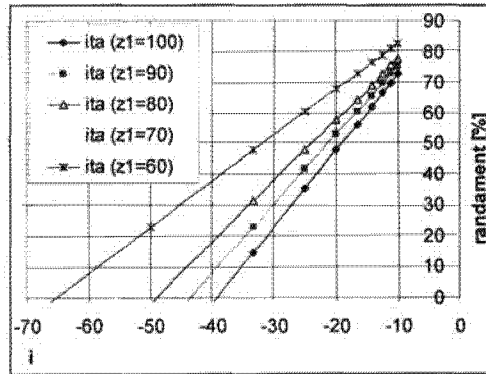


Fig. 10

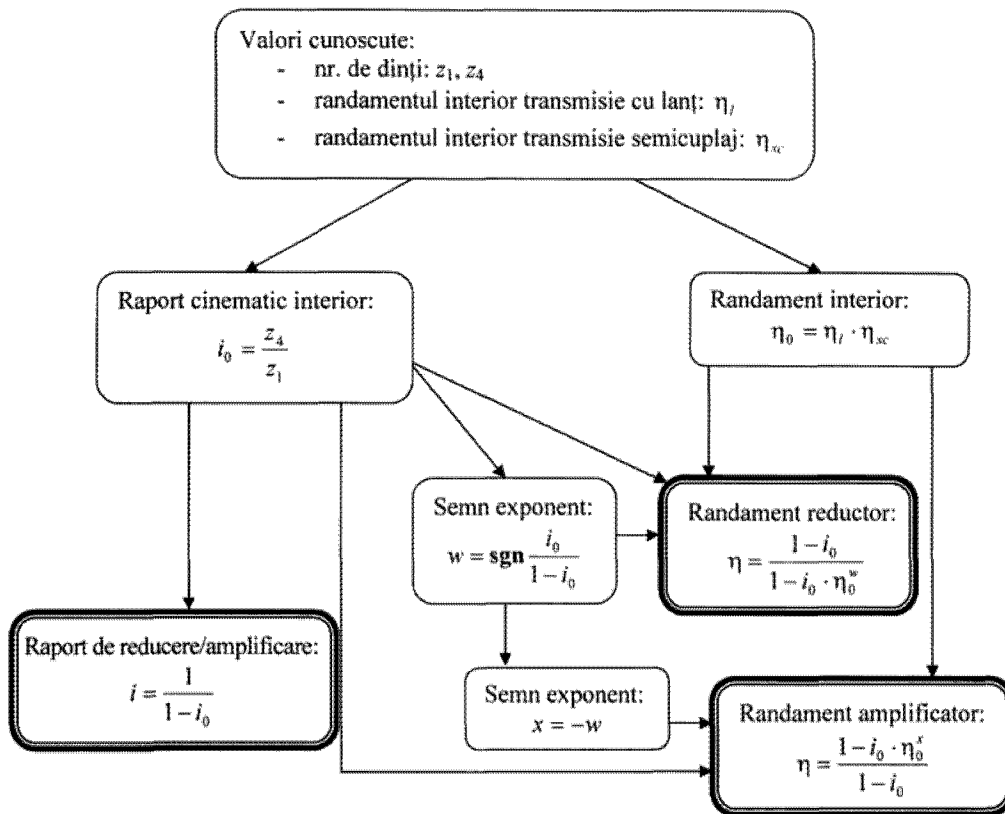


Fig. 11

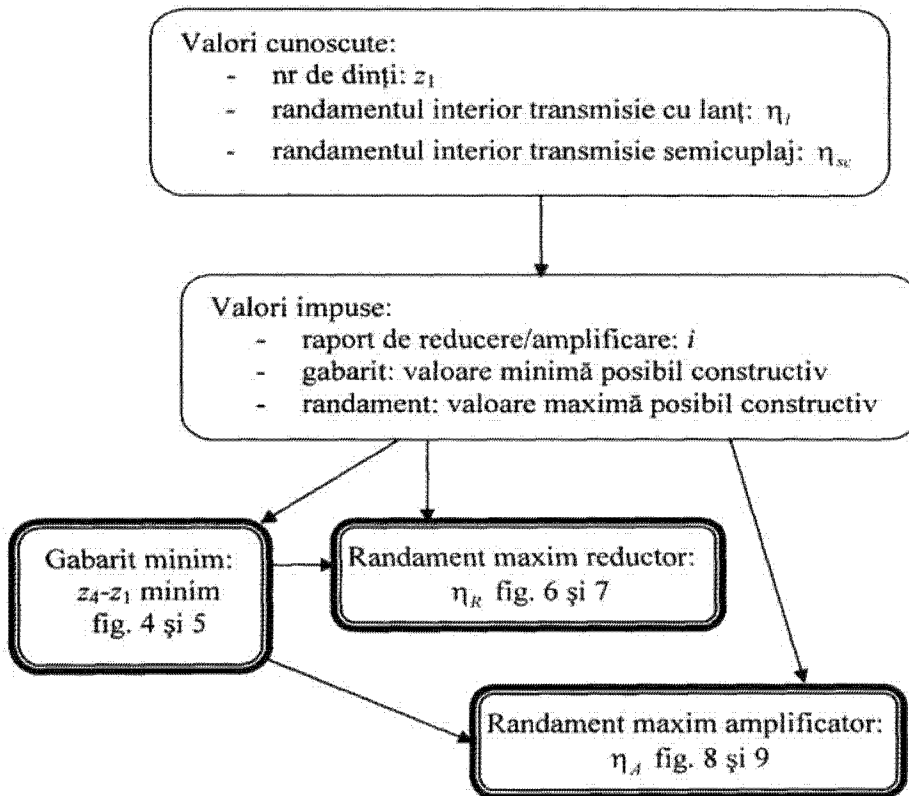


Fig. 12

