



(12)

BREVET DE INVENȚIE

(21) Nr. cerere: **a 2013 00125**

(22) Data de depozit: **06/02/2013**

(45) Data publicării mențiunii acordării brevetului: **30/03/2020** BOPI nr. **3/2020**

(41) Data publicării cererii:
29/08/2014 BOPI nr. **8/2014**

(73) Titular:
• **CIUPAN CORNEL**, STR.MESTECENILOR
NR.6, AP.2, CLUJ- NAPOCA, CJ, RO;
• **CIUPAN MIHAI**, ALEEA MESTECENILOR
NR. 6, SC. 1, AP. 2, CLUJ-NAPOCA, CJ,
RO;
• **CIUPAN EMILIA**, STR. MESTECENILOR
NR. 6, SC. 1, AP. 2, CLUJ-NAPOCA, CJ, RO

(72) Inventatori:
• **CIUPAN CORNEL**, STR.MESTECENILOR
NR.6, AP.2, CLUJ- NAPOCA, CJ, RO;
• **CIUPAN MIHAI**, ALEEA MESTECENILOR
NR. 6, SC. 1, AP. 2, CLUJ-NAPOCA, CJ,
RO;
• **CIUPAN EMILIA**, STR. MESTECENILOR
NR. 6, BL.E9, SC. 1, AP. 2, CLUJ- NAPOCA,
CJ, RO

(56) Documente din stadiul tehnicii:
US 4422419 A; US 2005005898 A1;
DE 202006004847 U1; RO 123538 B1

(54) **METODĂ DE PRODUCERE A LUCRULUI MECANIC
ȘI MOTOR TERMIC ROTATIV PENTRU APLICAREA
ACESTEIA**



RO 129731 B1

1 Inventția se referă la o metodă de producere a lucrului mecanic și la un motor termic
rotativ destinat acționării unor mijloace de transport sau a unor scule, utilaje, instalații sau
3 diverse mașini de lucru.

În general, pentru acționarea autovehiculelor sau a unor echipamente tehnologice
5 se utilizează motoare termice cu ardere internă, având unul sau mai multe pistoane. Aceste
motoare se prezintă într-o mare varietate, în funcție de tipul motorului (motor cu ardere în doi
7 timpi sau motor cu ardere în patru timpi), de numărul de cilindri și dispunerea acestora, de
combustibilul utilizat, de modul de formare a amestecului carburant, de tipul injecției etc.

9 Motoarele cu pistoane se bazează pe metode de producere a lucrului mecanic
definite de etapele și fazele de funcționare ale acestora. Aceste etape sunt bine cunoscute
11 și sunt specifice tipului de motor.

Dezavantajele metodelor de producere a lucrului mecanic utilizate de motoarele cu
13 pistoane rezultă din existența mișcării rectilinii alternative a pistoanelor, mișcare care pre-
supune accelerări și frânări repetate ale acestora, cu efect negativ asupra randamentului,
15 a limitării turațiilor de funcționare a motorului, a nivelului de vibrații și de zgomot în func-
ționare.

17 Dezavantajele motoarelor cu pistoane și a metodelor de exploatare ale acestora con-
stau în randamentul scăzut pe care îl oferă, în gabaritul mare și raportul putere/greutate mic,
19 în complexitatea sistemului de distribuție incluzând și modificarea dinamică a distribuției în
funcție de regimul de funcționare.

21 În concluzie, dezavantajele motoarelor cu pistoane sunt legate de mișcarea rectilinie
alternativă ale acestora, care limitează randamentul, turația de funcționare, complică sis-
23 temul de alimentare și de distribuție. Turația de funcționare pentru majoritatea motoarelor
utilizate în industria automobilelor este cuprins între 700 și 6000 rot/min, iar turația care asi-
25 gură o funcționare eficientă este cuprinsă între 2000 și 3500 rot/min. Creșterea turației de
funcționare a motoarelor afectează negativ consumul, iar limitarea acesteia la valori econo-
27 mice duce la scăderea raportului putere/greutate. Sunt cunoscute variante de motoare pentru
mașini sport, care lucrează la turații mari (peste 1500 rot/min) și care au un raport
29 putere/greutate superior celor pentru mașinile de serie, dar acestea prezintă dezavantaje
privind eficiența și fiabilitatea.

31 Dintre motoarele rotative, cel mai cunoscut este motorul Wankel, la care mișcarea
de rotație se obține cu ajutorul unui rotor de formă triunghiulară care se rotește într-o carcasă
33 de formă ovală. Muchiile care trec prin vârfurile rotorului triunghiular împart spațiul dintre
carcasa ovală și rotor în trei camere care își modifică succesiv volumul. Pe parcursul unei
35 rotații complete, fiecare cameră aferentă unei laturi a rotorului își modifică volumul de la
valoarea minimă la valoarea maximă și invers, realizând fazele specifice motoarelor în patru
37 timpi: admisie, compresie, aprindere și evacuare.

Metoda de producere a lucrului mecanic utilizată de motoarele Wankel presupune
39 realizarea fazelor de admisie, compresie, aprindere și evacuare într-un motor rotativ, admisia
și evacuarea gazelor realizându-se prin niște canale practicate în statorul sau rotorul moto-
41 rului, în funcție de varianta constructivă. Dezavantajul metodei constă în dificultatea realizării
unei arderi complete datorită unghiului mic de rotație pe care se realizează arderea și
43 detenta gazelor. Acest lucru duce la o ardere incompletă și la utilizarea parțială a energiei
gazelor de ardere cu efect asupra randamentului și asupra poluării.

45 Pornind de la varianta de bază, Wankel și colaboratorii au creat mai multe variante
de perfecționare a motorului [US 3359954; US 2988065; US 4490101; EP0337950].

47 Dezavantajul principal al motorului Wankel este randamentul mai mic decât cel al
motoarelor cu piston, ceea ce duce la un consum de combustibil mai mare pentru aceeași
49 putere furnizată. Dificultatea realizării unei etanșeități corespunzătoare între rotor și stator,

RO 129731 B1

fapt ce contribuie la emisia sporită de poluanți și la necesitatea unor instalații complexe de depoluare, este un mare dezavantaj al acestui motor. Un alt dezavantaj al motoarelor Wankel constă în necesitatea introducerii uleiului în benzină, fapt ce ridică costul întreținerii și crește gradul de poluare.

Brevetul **US 7556015**, „*Rotary device for use in an engine*”, prezintă o soluție de motor rotativ alcătuit dintr-un stator și un rotor cu dispunere concentrică. Într-o primă variantă de aplicare a invenției, secțiunea transversală a statorului este cilindrică, iar secțiunea transversală a rotorului este poligonală (cu laturi curbate și raze de racordare), etanșarea realizându-se cu ajutorul unor palete montate pe stator și care efectuează o mișcare radială, dată de niște actuatori. Într-o altă variantă de aplicare a invenției, secțiunea transversală a statorului este triunghiulară, cu laturile curbate, iar secțiunea transversală a rotorului este cilindrică, etanșarea realizându-se cu ajutorul unor palete montate pe rotor și care efectuează o mișcare radială, cu ajutorul unor actuatori. În spațiul dintre stator, rotor și paletele de etanșare se creează niște camere al căror volum variază cu mișcarea rotorului. La o rotație completă a rotorului, fiecare cameră realizează trei cicluri de funcționare (la motorul cu 6 palete).

Dezavantajul acestui motor constă în imposibilitatea transformării eficiente a energiei gazelor datorită faptului că variația volumului camerei de ardere, de la volumul minim la cel maxim și invers, corespunde unui unghi mic de rotație a rotorului (aproximativ 60° pentru motorul cu 6 palete). Un alt dezavantaj al acestui motor este complexitatea sistemului de acționare a paletelor, în special la varianta cu paletele montate pe stator.

De asemenea, sunt cunoscute diferite aplicații care utilizează turbine cu gaze. Principiul de funcționare este asemănător unui motor cu ardere internă, având faze de admisie, compresie, ardere și evacuare. Aerul din atmosferă este admis într-un compresor cu palete, unde este comprimat și apoi trimis într-o cameră de ardere în care se introduce combustibil și în care are loc faza de ardere. Gazele de ardere se destind într-o turbină care extrage din ele lucrul mecanic, iar apoi sunt evacuate în atmosferă. Procesul este continuu, iar piesele execută doar mișcări de rotație.

US 4422419 se referă la un motor cu ardere internă alcătuit dintr-o carcasă a compresorului cu un orificiu de admisie a gazelor de ardere și un rotor al compresorului montat în carcasă având cel puțin două pale mobile apăsate de un arc lamelar ca să etanșeze pe carcasă, formând o cameră de comprimare, o carcasă a motorului, adiacentă compresorului cu un orificiu de evacuare și o bujie, un rotor principal cu cel puțin o pală mobilă care formează o cameră de combustie, rotoarele fiind conectate pentru a se roti împreună, între motor și rotor existând un canal pentru trecerea gazului comprimat pentru a fi aprins de bujie.

DE 202006004847 prezintă o soluție tehnică asemănătoare, ca principiu, cu **US 4422419**, cu mențiunea că rotorul compresor este amplasat în paralel cu rotorul motorului, fiecare rotor având câte o lamă care culisează pe suprafețele interioare generând camere cu volume variabile. Soluția este funcțională numai dacă palele sunt formate din două părți care se pot depărta și apropia pentru a putea menține contactul cu suprafețele interioare.

RO 123538 redă un motor rotativ având un cilindru compresor și un cilindru motor, montați într-o carcasă comună cu doi pereți laterali și un perete intermediar, variația volumului camerelor realizându-se cu pale culisante.

Dezavantajul invențiilor **US 4422419**, **DE 202006004847** și **RO 123538** constă în imposibilitatea obținerii unui raport de compresie peste 8:1, specific motoarelor cu ardere internă, datorită faptului că nu pot fi realizate mai mult de două pale, deoarece canalul străpuns prin care culisează acestea nu permite acest lucru.

RO 129731 B1

1 **US 200550055898** se referă la un motor rotativ cu ardere internă, în trei trepte, care
cuprinde un compresor care alimentează cu aer comprimat o unitate de combustie pentru
3 o comprimare suplimentară, prevăzută cu sisteme de injecție și aprindere a combustibilului.
Soluția poate realiza rapoarte mari de compresie, dar prezintă dezavantaje în privința
5 timpului foarte scurt în care se efectuează aprinderea și arderea combustibilului.

Metoda de producere a lucrului mecanic în turbinele cu gaze presupune efectuarea
7 următoarelor faze:

- admisia aerului și comprimarea acestuia cu ajutorul unui compresor centrifugal;
- 9 - introducerea combustibilului și arderea acestuia într-o cameră de ardere;
- destinderea gazelor de ardere într-o turbină centrifugală;
- 11 - evacuarea gazelor.

Dezavantajul acestei metode este legat de utilizarea compresoarelor și a turbinelor
13 de tip centrifugal care lucrează la presiune mică și viteză mare a fluxului de aer. Cunoscând
faptul că puterea este dată de produsul dintre presiune și debit, rezultă necesitatea unor
15 debite mari de gaze, fapt ce limitează domeniile de aplicare.

Dezavantajul turbinelor cu gaze este dat de faptul că lucrează la presiuni mici, iar
17 pentru obținerea unei puteri date folosesc debite de gaze mult mai mari, în comparație cu
motoarele cu ardere internă, fiind practic inaplicabile pentru automobile și pentru majoritatea
19 sculelor, utilajelor și echipamentelor industriale. Un alt dezavantaj al turbinelor cu gaze este
dimensiunea mărită, în special pe direcția axială, față de motoarele cu ardere internă, pentru
21 aceeași putere.

Alte dezavantaje ale utilizării turbinelor cu gaze pentru industria auto sau alte mijloace
23 de transport sunt: randament termic relativ scăzut, scăderea pronunțată a randamentului și
performanțelor în regimuri variate de funcționare, timp de pornire relativ mare, inacceptabil
25 pentru industria auto, inerție la modificarea turației dată de diametrele mari ale turbinei și de
momentele de inerție mari asociate pieselor în mișcare.

Problema tehnică pe care o rezolvă invenția de față este de a elabora o metodă de
27 producere a lucrului mecanic care conferă eficiență energetică, nivel redus de poluare și
flexibilitate în funcție de aplicația dată, oferind posibilitatea de a lucra cu diferite tipuri de
29 combustibil și de a realiza un motor rotativ simplu și eficient, ecologic, care prezintă un raport
putere/greutate superior motoarelor termice cunoscute și a turbinelor cu gaze, și care poate
31 fi proiectat și realizat pentru o gamă foarte largă de puteri și de aplicații.

Metoda de producere a lucrului mecanic, conform invenției, înlătură dezavantajele
33 metodelor cunoscute prin aceea că, pentru creșterea eficienței energetice, a scăderii poluării
și a creșterii raportului putere/greutate, și pentru a permite utilizarea diferitelor tipuri de
35 combustibili, utilizează un motor rotativ volumetric, arderea combustibilului realizându-se
într-o cameră de ardere externă, la o presiune ridicată cuprinsă între 0,6 și 50 MPa, și obți-
37 nută cu ajutorul unui sistem de alimentare format dintr-un compresor volumetric sau a unui
montaj în cascadă alcătuit dintr-o turbină de alimentare și unul sau două compresoare volu-
39 metrice, iar apoi gazele de ardere acționează direct asupra unui motor rotativ volumetric, cu
volum unitar mărit față de volumul unitar al compresorului de alimentare, sau, într-o altă
41 variantă, gazele de ardere sunt trecute printr-un vaporizator în care se introduce apă și se
43 produc vapori supraîncălziți care sporesc debitul de gaze care acționează motorul rotativ
volumetric.

Motorul termic rotativ, conform invenției, înlătură dezavantajele motoarelor cunoscute
45 prin aceea că este alcătuit dintr-un compresor rotativ, volumetric, cu palete cu rol de com-
primare a aerului și de alimentare a unei camere de ardere externă a unui motor rotativ cu
47 palete, gazele produse în camera de ardere acționând direct asupra paletelor motorului

RO 129731 B1

rotativ, sau numai după ce acestea au fost trecute printr-un vaporizator în care se injectează apă și se formează aburi supraîncălziți, având ca efect creșterea debitului de gaze și reducerea temperaturii acestora, energia gazelor fiind transformată în motorul cu palete în lucru mecanic. 1 3

Se dau, în continuare, trei variante de aplicare a metodei și de realizare a motorului, în legătură cu fig. 1...10, care reprezintă: 5

- fig. 1, schema bloc de aplicare a metodei, în varianta de bază; 7

- fig. 2, schema bloc de aplicare a metodei, în varianta cu vaporizator;

- fig. 3, schema bloc de aplicare a metodei, în varianta cu recuperarea energiei de răcire a camerei de ardere și cu recuperarea apei din gazele de ardere; 9

- fig. 4, secțiune transversală prin motorul rotativ; 11

- fig. 5, secțiune longitudinală prin motorul rotativ, în varianta unui montaj coaxial;

- fig. 6, ansamblul motor, vedere frontală - în varianta unui montaj în paralel; 13

- fig. 7, forma paletelor în secțiune transversală;

- fig. 8, forma paletelor pentru preluarea jocului lateral; 15

- fig. 9, secțiune transversală prin compresorul 1 volumetric cu palete;

- fig. 10, secțiune transversală prin motorul 2 rotativ cu palete. 17

Varianta nr. 1 de aplicare a metodei

Prima variantă de aplicare a metodei (fig. 1) presupune utilizarea unui compresor 1, de tip volumetric, care alimentează cu aer o cameră de ardere 3, prevăzută cu un sistem de alimentare cu combustibil 4 și cu un sistem de aprindere 5. 19 21

Compresorul 1 aspiră aerul din atmosferă prin filtrul 6 și îl refulează în camera de ardere 3, la presiunea p_c și debitul Q_c . 23

Gazele de ardere acționează un motor rotativ volumetric 2 care produce lucrul mecanic, din care o parte este consumat pentru antrenarea compresorului 1. După destinderea gazelor în motorul 2, acestea sunt evacuate în atmosferă prin sistemul de evacuare 7. 25

În funcție de valoarea presiunii din camera de ardere, alimentarea se poate realiza numai cu un compresor volumetric sau cu un sistem în cascadă format dintr-o turbină de alimentare și unul sau mai multe compresoare, dintre care un compresor volumetric. 27 29

Arderea combustibilului produce o creștere a debitului Q_g și a temperaturii gazelor de ardere. Presiunea gazelor p_g nu crește în camera de ardere deoarece există o legătură continuă intrare-ieșire. Mai mult, pentru a exista o curgere a aerului dinspre compresorul 1 spre motorul 2 prin camera de ardere 3, presiunea p_g , de la ieșirea din camera 3, trebuie să fie mai mică decât presiunea p_c , de la ieșirea din compresor. 31 33

Metoda de producere a lucrului mecanic, conform primei variante de aplicare, presupune efectuarea următoarelor faze: 35

- admisia aerului și comprimarea acestuia la o presiune cuprinsă între 0,6 și 15 MPa, cu ajutorul unui compresor volumetric, sau la o presiune cuprinsă între 0,6 și 50 MPa, cu ajutorul unui sistem de alimentare format dintr-un compresor volumetric sau a unui montaj în cascadă alcătuit dintr-o turbină de alimentare și unul sau două compresoare volumetrice; 37 39

- transmiterea aerului comprimat într-o cameră de ardere, situată în exteriorul unui motor volumetric rotativ, introducerea combustibilului și arderea acestuia; 41

- destinderea gazelor de ardere în motorul volumetric rotativ și producerea lucrului mecanic; 43

- evacuarea gazelor. 45

Varianta nr. 2 de aplicare a metodei

A doua variantă de aplicare a metodei (fig. 2) urmărește reducerea temperaturii gazelor care ies din camera de ardere și intră în motorul rotativ volumetric în scopul reducerii pretențiilor tehnologice ale motorului rotativ. 47 49

RO 129731 B1

1 Reducerea temperaturii fluxului de gaze la intrarea în motor nu impune utilizarea unor
materiale rezistente la temperaturi înalte în construcția acestuia, oferind și posibilitatea utili-
zării unor materiale polimerice sau a unor materiale compozite, cu efect asupra îmbunătățirii
etanșărilor, a reducerii frecării, și a creșterii randamentului și fiabilității.

5 Existența vaporilor de apă în motorul rotativ au rol de îmbunătățire a etanșărilor prin
formarea unei pelicule lichide (din vaporii umezi) între piesele mobile ale rotorului și supra-
fețele de etanșare.

7 În a doua variantă (fig. 2), pe conducta de legătură dintre camera de ardere și motor
se amplasează o unitate de vaporizare **8** cu rol de a introduce apă în fluxul de gaze fierbinți,
9 printr-un sistem de alimentare cu apă **9**. Introducerea apei se poate face prin injecție sau prin
aspirație, pe principiul ejectoarelor.

11 Datorită temperaturii ridicate a gazelor, apa se transformă în vapori supraîncălziți,
13 măbind debitul masic al gazelor și reducând temperatura gazelor arse.

În cazul în care debitul de apă pulverizată este mic, apa poate fi pulverizată direct în
15 canalul sau conducta de legătură dintre camera de ardere și motor.

În această a doua variantă de aplicare a metodei, este necesară efectuarea urmă-
17 toarelor faze:

19 - admisia aerului și comprimarea acestuia la o presiune cuprinsă între 0,6 și 50 MPa
cu ajutorul unui sistem de alimentare format dintr-un compresor volumetric sau a unui montaj
în cascadă alcătuit dintr-o turbină de alimentare și unul sau două compresoare volumetrice;

21 - transmiterea aerului comprimat într-o cameră de ardere externă, introducerea com-
bustibilului și arderea acestuia având ca efect creșterea debitului de gaze arse și a tempera-
23 turii;

25 - injectarea apei și vaporizarea acesteia într-un vaporizator sau în conducta de legă-
tură dintre camera de ardere și motor, având ca efect creșterea debitului de gaze și redu-
cerea temperaturii acestora;

27 - destinderea gazelor de ardere în motorul volumetric rotativ și producerea lucrului
mecanic;

29 - evacuarea gazelor.

Varianta nr. 3 de aplicare a metodei

31 A treia variantă de aplicare a metodei (fig. 3) urmărește atât reducerea temperaturii
gazelor care ies din camera de ardere și intră în motorul rotativ volumetric în scopul reducerii
33 pretențiilor tehnologice ale motorului rotativ, cât și răcirea camerei de ardere cu recuperarea
energiei de răcire și, de asemenea, recuperarea apei introduse în gazele de ardere.

35 În a treia variantă de aplicare a metodei (fig. 3), gazele cu vaporii de apă ce ies din
unitatea de vaporizare **8** sunt introduse într-o cameră de răcire **10**, printr-o conductă de legă-
37 tură **11**. Din camera **10**, gazele supraîncălzite sunt aduse prin conducta **12** în motorul **2**.

Camera de răcire **10** îmbracă camera de ardere **3**, între cele două camere fiind
39 prevăzut un spațiu prin care circulă gazele cu vapori supraîncălziți. Temperatura gazelor de
la ieșirea din vaporizatorul **8** este cu mult inferioară temperaturii din camera de ardere,
41 acestea având rolul de răcire a camerei de ardere și de recuperare a căldurii.

La ieșirea din motorul **2**, gazele sunt trecute printr-un condensator **13**. Apa condensată
43 din gazele de ardere este preluată printr-un filtru **14**, cu o pompă **15**, și retrimisă în circuit.

Deoarece există pierderi în recuperarea apei, circuitul de recuperare va fi prevăzut
45 cu un rezervor de compensare.

A treia variantă de aplicare a metodei presupune efectuarea următoarelor faze:

47 - admisia aerului și comprimarea acestuia la o presiune cuprinsă între 0,6 și 50 MPa
cu ajutorul unui sistem de alimentare format dintr-un compresor volumetric sau a unui montaj
49 în cascadă alcătuit dintr-o turbină de alimentare și unul sau două compresoare volumetrice;

RO 129731 B1

- transmiterea aerului comprimat într-o cameră de ardere externă, introducerea combustibilului și arderea acestuia având ca efect creșterea debitului de gaze arse și a temperaturii;	1
- injectarea apei și vaporizarea acesteia într-un vaporizator, având ca efect creșterea debitului de gaze și reducerea temperaturii acestora;	3
- trecerea gazelor cu vapori de apă supraîncălziți printr-o cameră de răcire ce înconjoară camera de ardere, având ca efect răcirea camerei de ardere cu recuperarea energiei prin creșterea energiei gazelor;	5
- destinderea gazelor de ardere în motorul volumetric rotativ și producerea lucrului mecanic;	7
- trecerea gazelor care ies din motorul rotativ printr-un condensator, recuperarea apei, filtrarea și recircularea acesteia;	9
- evacuarea gazelor.	11
Schema de principiu a motorului rotativ se prezintă în fig. 4. Motorul se compune dintr-un compresor 1, care alimentează un motor rotativ 2 prin intermediul unei camere de ardere 3, prevăzută cu un sistem de alimentare cu combustibil 4 și cu un sistem de aprindere 5.	13
Compresorul 1 aspiră aerul din atmosferă prin filtrul 6 și îl refulează în camera de ardere 3, la presiunea p_c și debitul Q_c .	15
Prin introducerea și arderea combustibilului în camera de ardere 3 se produce o creștere a debitului și a temperaturii gazelor de ardere (p_g, Q_g).	17
Motorul 2 este cel care produce lucrul mecanic util, compresorul 1 fiind un consumator, antrenat de motor. Puterea superioară a motorului față de puterea consumată de compresor se obține prin faptul că volumul unitar al motorului este mai mare decât volumul unitar al compresorului. Astfel, debitul de gaze consumate de motor este superior debitului produs de compresor, iar diferența de putere rezultă pe baza relației:	19
$P_M - P_C = P_g Q_g - P_C Q_C \quad (1)$	21
În relația (1) s-au notat:	23
- P_M , puterea la axul motorului;	25
- P_C , puterea consumată de compresor;	27
- P_C, Q_C , presiunea și debitul gazelor la ieșirea din camera de ardere;	29
- p_g, Q_g , presiunea și debitul gazelor la ieșirea din compresor.	31
Compresorul 1 este conceput sub forma unei pompe cu palete și este alcătuit dintr-o carcasă 16, de formă cilindrică, în care se rotește un rotor 17 cu niște canale 17a, în care sunt montate niște palete 18. Rotorul 17 are centrul de rotație în O_{RC} , deplasat față de centrul O_c al carcasei 16 cu excentricitatea e_c .	33
În timpul mișcării rotorului 17, în sensul săgeții, are loc modificarea continuă a volumului camerei dintre două palete și capacele laterale. Volumul minim al camerei se obține atunci când cele două palete sunt situate simetric față de axa Y_1-Y_1 , în partea mai apropiată de carcasa 16, iar volumul maxim rezultă atunci când cele două palete ajung în poziția diametral opusă față de poziția care dă volumul minim. Variația volumului are loc prin variația suprafeței dintre două palete succesive 18a, 18b, diametrul interior D_c , al carcasei 16 și diametrul exterior d_c al rotorului 17.	35
În funcționare, paletele 18a și 18b trec succesiv din poziția C0, de secțiune minimă, în poziția C1, de secțiune maximă. Astfel, camerele a_{c1} , respectiv a_{c2} , își măresc continuu volumul, realizând aspirația, din canalul de aspirație A.	37
	39
	41
	43
	45

RO 129731 B1

1 După ce ajung în poziția **C1**, de secțiune maximă, paletele **18c** și **18d** se reîntorc
succesiv în poziția **C0**, de secțiune minimă. Astfel, camerele b_{C1} , respectiv b_{C2} , își micșo-
3 rează continuu volumul, realizând refularea aerului, în canalul de refulare **R**.

5 Din canalul de refulare **R**, aerul comprimat ajunge în camera de ardere **3** printr-un
canal și/sau o conductă de legătură **19**.

7 Cu ajutorul sistemului de alimentare **4** se introduce combustibilul în camera de ardere
3. Sistemul de alimentare **4** poate fi conceput pe principiul injectoarelor sau pe principiul car-
buratoarelor.

9 Sistemul de aprindere **5** are rolul de a iniția arderea, acesta având un caracter con-
tinuu. În situații de întreruperi accidentale ale arderii în timpul funcționării motorului, un
11 senzor comandă reaprinderea amestecului carburant.

13 Gazele produse în camera de ardere **3** sunt conduse, printr-un canal și/sau o
conductă de legătură **20**, la un canal **D**, de alimentare a motorului **2**. Destinderea gazelor din
canalul **D** asigură faza de detentă în funcționarea motorului.

15 Debitul de gaze produse în camera de ardere **3** este cu mult superior debitului de
gaze primite de la compresorul **1**. Creșterea de debit are loc datorită creșterii volumului
17 gazelor prin arderea combustibilului asociată cu creșterea temperaturii. Presiunea din
camera de ardere **3** poate fi considerată egală cu presiunea de refulare a compresorului **1**.

19 Motorul **2** utilizează principiul motoarelor pneumatice cu palete. Alimentarea moto-
rului, cu gazele produse în camera de ardere **3**, se face prin canalul de detentă **D**.

21 Motorul **2** este alcătuit dintr-o carcasă **21**, de formă cilindrică, în care se rotește un
rotor **22** cu niște canale **22a** în care sunt montate niște palete **23**. Rotorul **22** are centrul de
23 rotație în O_{RM} , deplasat față de centrul O_M al carcasei **13** cu excentricitatea e_M .

25 În timpul mișcării rotorului **22**, în sensul săgeții, are loc modificarea continuă a volu-
mului camerei dintre două palete și capacele laterale. Volumul minim al camerei se obține
atunci când cele două palete **23a** și **23b** sunt situate simetric față de axa Y_1-Y_1 , în partea mai
27 apropiată de carcasa **21**, iar volumul maxim rezultă atunci când cele două palete ajung în
poziția diametral opusă față de poziția care dă volumul minim. Variația volumului are loc prin
29 variația suprafeței dintre două palete succesive **23a**, **23b**, diametrul interior D_M al carcasei
21 și diametrul exterior d_M al rotorului **22**.

31 În funcționarea motorului, paletele **23a** și **23b** trec succesiv din poziția **M0**, de sec-
țiune minimă, în poziția **M1**, de secțiune maximă. Astfel, camerele a_{M1} , respectiv a_{M2} , își
33 măresc continuu volumul, preluând gazele sub presiune, din canalul de detentă **D**, consu-
mând astfel energia gazelor.

35 După ce ajung în poziția **M1**, de secțiune maximă, paletele **23c** și **23d** se reîntorc
succesiv din poziția **M0**, de secțiune minimă. Astfel, camerele b_{M1} , respectiv b_{M2} , își micșo-
37 rează continuu volumul, realizând evacuarea gazelor, în canalul de evacuare **E**. De aici, prin
conducta **24**, gazele ajung în sistemul de eșapament **7**, unde sunt prelucrate pentru a putea
39 fi evacuate în atmosferă.

41 Rotirea motorului are loc datorită creșterii continue a suprafeței active a paletelor
ajunse în zona de detentă, prin ieșirea acestora din canalele **22a** ale rotorului **22**. La trecerea
paletelor prin zona de detentă are loc mărirea suprafeței **23f** a paletei din față în raport cu
43 suprafața **23e** a paletei următoare. Astfel, presiunea din camera a_{M2} va exercita asupra
suprafeței **23f** a paletei din față o forță mai mare decât forța exercitată asupra suprafeței **23e**,
45 diferența de forțe fiind cea care va produce momentul motor și, implicit, lucrul mecanic la
arborele motorului.

RO 129731 B1

Compresorul 1 este antrenat de către motorul 2 și poate fi montat coaxial cu motorul (fig. 5) sau în paralel cu acesta (fig. 6).	1
În cazul unui montaj axial, arborele 25 susține atât rotorul 17 al compresorului 1, cât și rotorul 22 al motorului 2. Arborele 25 este lăgăruit în capacele 26, 27 și 28, pe lagărele cu rulmenți 29, 30 și 31. În funcție de opțiunile proiectantului, în locul lagărelor cu rulmenți 29, 30 și 31 se pot utiliza lagăre de alunecare.	3 5
Canalele A și R de alimentare ale compresorului se pot realiza fie în capacele laterale 26 și 27 (canalele 32 și 33), fie în carcasa 16 (canalul 34).	7
Canalele D și E de alimentare ale motorului se pot realiza fie în capacele laterale 27 și 28 (canalele 35 și 36), fie în carcasa 21 (canalul 37).	9
Raportul dintre volumul unitar al motorului și volumul unitar al compresorului se asigură prin alegerea corespunzătoare a dimensiunilor constructive ale motorului și ale compresorului.	11 13
În cazul unui montaj în paralel (fig. 6), arborele 38 al motorului 2 este paralel cu arborele 39 al compresorului 1. Antrenarea compresorului se face prin intermediul roților 40 și 41 cu o transmisie 42. Transmisia 42 poate fi cu curele, cu lanț sau cu roți dințate.	15
Utilizarea unei transmisii cu raport de transfer variabil, de tipul unui variator continuu cu curea trapezoidală, sau folosirea unui variator în trepte oferă facilități privind reglarea raportului dintre debitul de gaze dat de compresor și debitul de gaze consumat de motor. Modificarea turației compresorului în raport cu turația motorului oferă avantaje privind reglarea motorului, în vederea obținerii unor performanțe urmărite (consum, putere, etc.).	17 19 21
Pentru îmbunătățirea etanșării dintre paletele 18 și capacele laterale 26 și 27 ale compresorului și dintre paletele 23 și capacele 27 și 28 ale motorului, se pot utiliza pachete de câte două palete, 43a și 43b (fig. 7). Fiecare paletă are, la partea dinspre carcasă, o teșitură t_1 , care formează un gol 43c, cu rol de etanșare.	23 25
Practicarea unei teșituri t_2 pe o muchie laterală a paletei (fig. 8) are rolul de a compensa jocurile laterale j care apar datorită uzurii capacelor și a paletelor. Pe suprafețele aferente teșiturilor t_2 apar forțe de presiune ce împing paletele în capacele laterale 27 și 28. Aceste teșituri se pot realiza și la paletele compresorului 1.	27 29
Odată cu mișcarea paletelor, golul canalelor 17a, respectiv 22a, se modifică continuu, volumul de sub palete având rolul unor mici pompițe.	31
Fundul fiecărui canal 17a este conectat succesiv la canalul de admisie A sau la canalul de refulare R, în timpul în care paletele 18 trec prin zona corespunzătoare acestora, cu ajutorul a două canale 44 și 45, practicate în capacele laterale 26, 27.	33
Fundul canalului 22a de la rotorul 22 este conectat succesiv la canalul de admisie D sau la canalul de evacuare E, în timpul în care paletele trec prin zona corespunzătoare acestora, cu ajutorul a două canale 46 și 47, practicate în capacele laterale 27, 28.	35 37
Canalul 44 are forma unui arc de cerc și subîntinde un unghi Φ_{AC} , corespunzător canalului A, iar canalul 45 subîntinde un unghi Φ_{RC} , corespunzător canalului R. În mod similar, canalele 46 și 47 au forma unor arce de cerc cu unghiurile Φ_D , Φ_E .	39
O altă variantă de a utiliza spațiul de sub palete este de a practica niște canale de legătură, sub forma unor găuri 48.	41
Pentru o bună funcționare a compresorului este necesar ca unghiul de aspirație Φ_{AC} , respectiv unghiul de refulare Φ_{RC} , să respecte relațiile:	43
$\Phi_{AC} \leq \pi - \Phi_{ZC}; \quad \Phi_{RC} \leq \pi - \Phi_{ZC}; \quad \Phi_{ZC} = \frac{2\pi}{z_c} \quad (2)$	45
Z_c fiind numărul de palete ale compresorului 1.	47

RO 129731 B1

1 Poziția de început a canalului de admisie **A** este decalată față de axa mediană a
paletelor **18**, ajunsă în poziția **18a** (la unghiul $\varnothing_{ZC}/2$ față de axa $Y_{1C}-Y_{1C}$) cu un unghi \varnothing_{A1} , numit
3 unghi de întârziere a începutului admisie.

5 Valoarea unghiului \varnothing_{A1} se stabilește astfel încât, la contactul camerei a_{C1} cu canalul
A, volumul camerei a_{C1} să fie mărit față de volumul minim în așa fel încât presiunea din
camera a_{C1} să fie apropiată de presiunea din canalul de admisie, pentru evitarea șocurilor
7 și o funcționare silențioasă a sistemului. Pentru un compresor cu 5...9 palete, unghiul \varnothing_{A1} va
avea valori cuprinse între 2 și 30°.

9 Poziția de sfârșit a canalului de admisie **A** este decalată față de poziția mediană a
paletelor **18**, ajunsă în poziția **18c** (la unghiul $\varnothing_{ZC}/2$ față de axa $Y_{1C}-Y_{1C}$), cu un unghi \varnothing_{A2} , numit
11 unghi de avans a sfârșitului de admisie.

13 Valoarea unghiului \varnothing_{A2} poate fi stabilită în funcție de parametrii constructivi ai com-
presorului, de turația de funcționare și de valoarea unghiului \varnothing_{RC} . Pentru un compresor cu
5...9 palete, unghiul \varnothing_{A2} va avea valori cuprinse între 1 și 16°.

15 Poziția de început a canalului de refulare **R** este decalată față de poziția mediană a
paletelor **18**, ajunsă în poziția **18d**, cu un unghi \varnothing_{C1} , numit unghi de întârziere a începutului de
17 refulare.

19 Valoarea unghiului \varnothing_{C1} se stabilește astfel încât, la contactul camerei a_{C1} cu canalul
R, volumul camerei b_{C1} să fie micșorat față de volumul maxim din poziția **C1**, în așa fel încât
presiunea din camera b_{C1} să fie apropiată de presiunea din canalul de refulare **R**, pentru
21 evitarea unor șocuri și o funcționare silențioasă a sistemului. Pentru un compresor cu
5...9 palete, unghiul \varnothing_{C1} va avea valori cuprinse între 10 și 50°.

23 Poziția de sfârșit a canalului de refulare **R** este decalată față de poziția mediană a
paletelor **18**, ajunsă în poziția **18b**, cu un unghi \varnothing_{C2} , numit unghi de avans a sfârșitului de refulare.
25 Pentru un compresor cu 5...9 palete, unghiul \varnothing_{C2} va avea valori cuprinse între 0 și 10°.

27 Pentru a se asigura o funcționare eficientă a motorului, este necesar ca unghiul de
evacuare \varnothing_E să respecte relația:

$$29 \quad \varnothing_E \leq \pi - \varnothing_{ZM}; \quad \varnothing_{ZM} = \frac{2\pi}{z_M} \quad (3),$$

31 unde z_M reprezintă numărul de palete ale motorului **2**.

33 Unghiul de detentă \varnothing_D este mult mai mic decât unghiul de evacuare. Pentru un motor
cu 5...9 palete, pentru a asigura transformarea eficientă a presiunii gazelor de ardere, se
recomandă ca unghiul de detentă \varnothing_D să fie cuprins între 15 și 60°.

35 Poziția de început a canalului de detentă **D** este decalată față de poziția mediană a
paletelor **23**, când ajunge în poziția **23a**, cu un unghi \varnothing_{D1} , numit unghi de întârziere a înce-
37 putului de detentă. Pentru un motor cu 5...9 palete, unghiul \varnothing_{D1} va fi cuprins între 0 și 6°.

39 Valoarea unghiului \varnothing_{D1} se stabilește în funcție de parametrii constructivi ai motorului,
de turația de funcționare și de valoarea unghiului \varnothing_E . Pentru a se evita „scurtcircuitarea”
canalului de detentă **D** cu canalul de evacuare **E**, este foarte important ca unghiul de
41 separare \varnothing_{S1} să fie mai mare decât unghiul \varnothing_{ZM} .

43 Poziția de început a canalului de evacuare **E** este decalată față de poziția mediană
a paletelor **23**, când ajunge în poziția **23d**, cu un unghi \varnothing_{E1} , numit unghi de întârziere la
evacuare.

45 Creșterea valorii unghiului \varnothing_{E1} conduce la creșterea puterii, dar randamentul optim
se obține în jurul valorii de 0°.

RO 129731 B1

Poziția de sfârșit a canalului de evacuare E este decalată față de poziția mediană a paletei 23, când ajunge în poziția 23b, cu un unghi \varnothing_{E2} , numit unghi de avans a sfârșitului de evacuare.	1
Prin aplicarea invenției se obțin următoarele avantaje:	3
- motoare mici și compacte care generează o putere mare;	5
- eficiență ridicată;	7
- niveluri foarte scăzute de vibrații și zgomot;	7
- simplitatea construcției prin eliminarea supapelor și prin arderea continuă în camera externă.	9

RO 129731 B1

Revendicări

1

3

1. Metodă de producere a lucrului mecanic, care utilizează un motor volumetric rotativ (2), alimentat de un compresor volumetric rotativ (2) printr-o cameră de ardere externă (3), și cuprinde următoarele etape:

5

7

- admisia aerului și comprimarea acestuia cu un compresor volumetric (2) cu palete la o presiune (p_c) cuprinsă între 0,6 și 15 MPa;

9

- transmiterea aerului comprimat într-o cameră de ardere (3), situată în exteriorul unui motor volumetric rotativ cu palete (2), introducerea și arderea combustibilului;

11

- transmiterea gazelor de ardere la presiunea $p_g < p_c$ la un motor volumetric rotativ cu palete (2), destinderea gazelor și producerea lucrului mecanic;

13

- evacuarea gazelor,

15

caracterizat prin aceea că mai cuprinde o etapă prin care se efectuează injectarea apei în conducta de legătură dintre camera de ardere (3) și motorul volumetric rotativ (2), înainte de transmiterea gazelor de ardere către acesta, pentru reducerea temperaturii gazelor de ardere.

17

19

21

2. Metodă de producere a lucrului mecanic, conform revendicării 1, **caracterizat prin aceea că** gazele de ardere trec printr-o cameră de răcire (10) ce înconjoară camera de ardere (3), pentru răcirea camerei de ardere (3) și recuperarea energiei prin creșterea energiei gazelor, înainte de transmiterea gazelor cu vapori de apă supraîncălziți către motorul volumetric rotativ (2).

23

25

3. Metodă de producere a lucrului mecanic, conform revendicării 1, **caracterizat prin aceea că** gazele arse care ies din motorul volumetric rotativ (2) trec printr-un condensator (13) pentru recuperarea apei, filtrarea și recircularea acesteia.

27

29

31

33

35

37

4. Motor termic rotativ, alcătuit dintr-un compresor volumetric rotativ (1) care conține niște palete (18) și niște capace laterale (26, 27) și care este cuplat mecanic cu un motor volumetric rotativ (2) de tip pompă hidraulică care conține niște palete (23) și capace laterale (27, 28), o cameră de ardere (3) externă prevăzută cu un sistem de alimentare cu combustibil (4) și un sistem de aprindere (5) al combustibilului, în care aerul comprimat transmis de compresor (2), este amestecat cu combustibilul, iar gazele de ardere rezultate sunt transmise motorului volumetric rotativ (2), **caracterizat prin aceea că** motorul mai conține niște pachete (43a, 43b) formate din câte două palete pentru realizarea etanșării dintre palete (18) și capacele laterale (26, 27) ale compresorului volumetric (1), și dintre paletele (23) și capacele laterale (27, 28) ale motorului volumetric (2), fiecare pachet (43a, 43b) de palete fiind prevăzut cu câte o teșitură (t_1) care formează un spațiu de etanșare (43c) în formă de V, iar fiecare paletă a pachetelor (43a, 43b) fiind prevăzută pe muchia laterală cu o a doua teșitură (t_2).

39

41

5. Motor termic rotativ, conform revendicării 4, **caracterizat prin aceea că** o transmisie (42) cu raport de transfer variabil realizează cuplarea arborelui (38) motorului volumetric rotativ (2), cu arborele (39) compresorului volumetric (1), asigurând reglarea debitului de gaze dat de compresor (1).

43

45

47

6. Motor termic rotativ, conform revendicării 4, **caracterizat prin aceea că** este prevăzut cu un sistem de alimentare cu apă (9), care injectează apă într-o unitate de vaporizare (8) care preia și gazele de ardere care ies din camera de ardere (3), amestecul fiind transmis printr-o conductă (11) într-o cameră (10), care înconjoară camera de ardere (3) realizând răcirea acesteia, iar printr-o conductă de legătură (12), gazele supraîncălzite sunt transmise către motorul volumetric rotativ (2), crescând randamentul acestuia.

RO 129731 B1

7. Motor termic rotativ, conform revendicării 4, **caracterizat prin aceea că** unghiul de aspirație (\varnothing_{AC}) și unghiul de refulare (\varnothing_{RC}) ale compresorului volumetric (1) sunt determinate cu relațiile $\varnothing_{AC} \leq \pi - \varnothing_{ZC}$, $\varnothing_{RC} \leq \pi - \varnothing_{ZC}$, $\varnothing_{ZC} = 2\pi / Z_C$, iar unghiul de evacuare (\varnothing_E) al motorului volumetric rotativ (2) este determinat cu relația $\varnothing_E \leq \pi - \varnothing_{ZM}$, $\varnothing_{ZM} = 2\pi / Z_M$, Z_C și Z_M fiind numărul de palete ale compresorului volumetric (1), respectiv ale motorului volumetric rotativ (2). 1
3
5
8. Motor termic rotativ, conform revendicării 4, **caracterizat prin aceea că** poziția de început a canalului de admisie (A) al compresorului volumetric (1), este decalată față de poziția mediană a paletelor (18) ale compresorului (1) ajunsă în poziția (18a) cu un unghi (\varnothing_{A1}), de întârziere a începutului admisiei, a cărui valoare se stabilește astfel încât la începutul contactului unei camere (a_{c1}) formate, cu canalul (A) de admisie, volumul camerei (a_{c1}) să fie mărit față de volumul minim, corespunzător poziției (C0) a camerei, iar poziția de sfârșit a canalului de admisie (A) este decalată față de poziția mediană a paletelor (18), ajunsă în poziția (18c), cu un unghi (\varnothing_{A2}), de avans a sfârșitului de admisie, iar poziția de început a canalului de refulare (R) este decalată față de poziția mediană a paletelor (18), cu un unghi (\varnothing_{c1}), de întârziere a începutului de refulare, a cărui valoare se stabilește astfel încât la contactul unei camere (b_{c1}) formate, cu canalul (R) de refulare, volumul camerei (b_{c1}) să fie micșorat față de volumul maxim din poziția (C1) în așa fel încât presiunea din cameră (b_{c1}) să fie apropiată de presiunea din canalul de refulare (R). 7
9
11
13
15
17
19
9. Motor termic rotativ, conform revendicării 4, **caracterizat prin aceea că**, pentru un compresor volumetric (1) cu un număr de 5 până la 9 palete, unghiul de avans a sfârșitului de admisie (\varnothing_{A1}) are valori cuprinse între 2 și 30°, iar unghiul (\varnothing_{c1}) de întârziere a începutului de refulare are valori între 10 și 50°. 21
23
10. Motor termic rotativ, conform revendicării 4, **caracterizat prin aceea că**, pentru un motor volumetric rotativ (2) cu un număr de 5 până la 9 palete, unghiul de detentă (\varnothing_D) are valori între 15 și 60°, unghiul (\varnothing_{D1}) de întârziere a începutului de detentă are valori între 0 și 6°, iar unghiul (\varnothing_{E2}) de avans a sfârșitului de evacuare are valori între 0 și 10°. 25
27

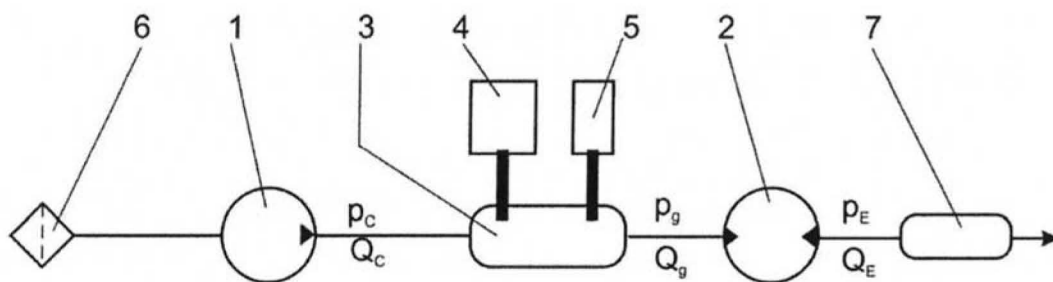


Fig. 1

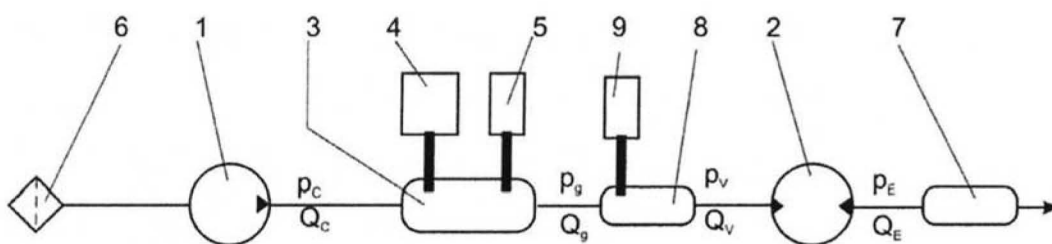


Fig. 2

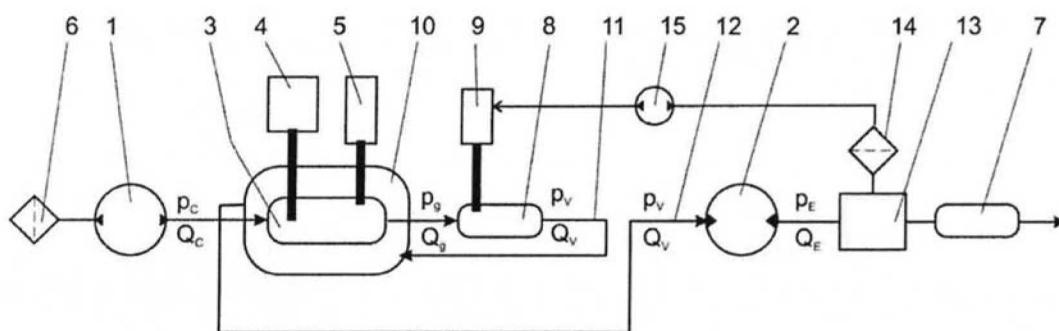


Fig. 3

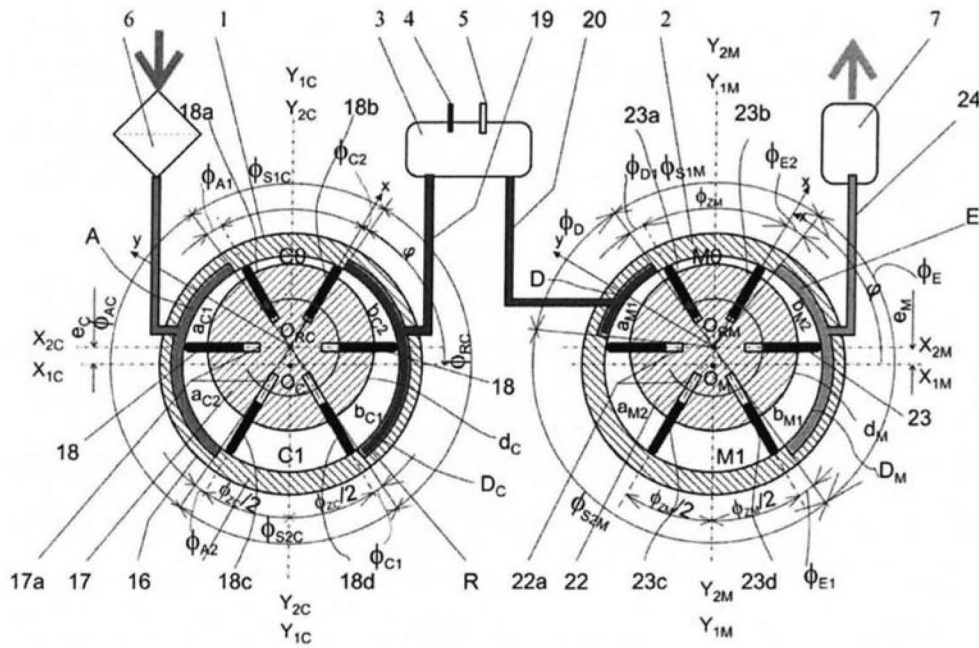


Fig. 4

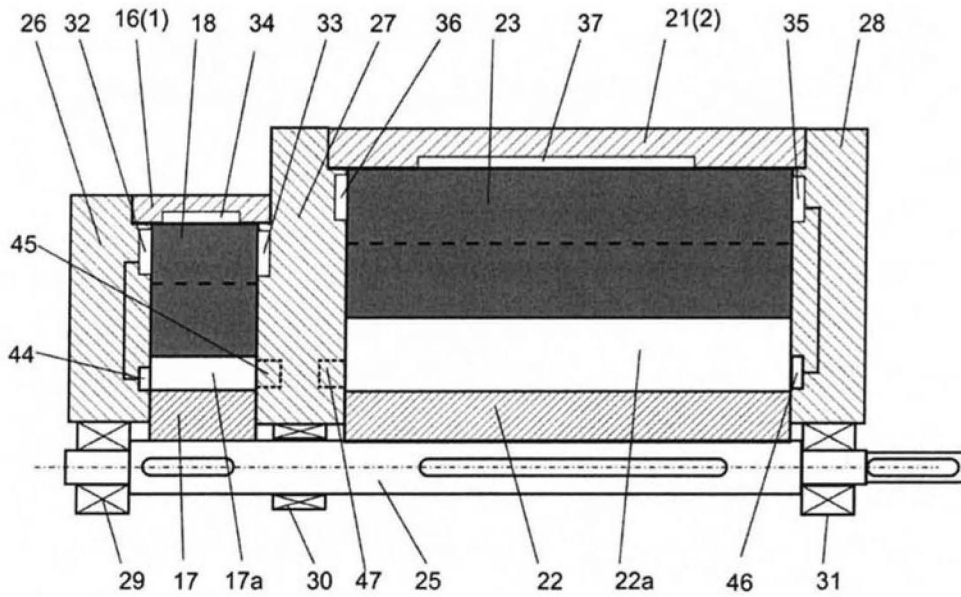


Fig. 5

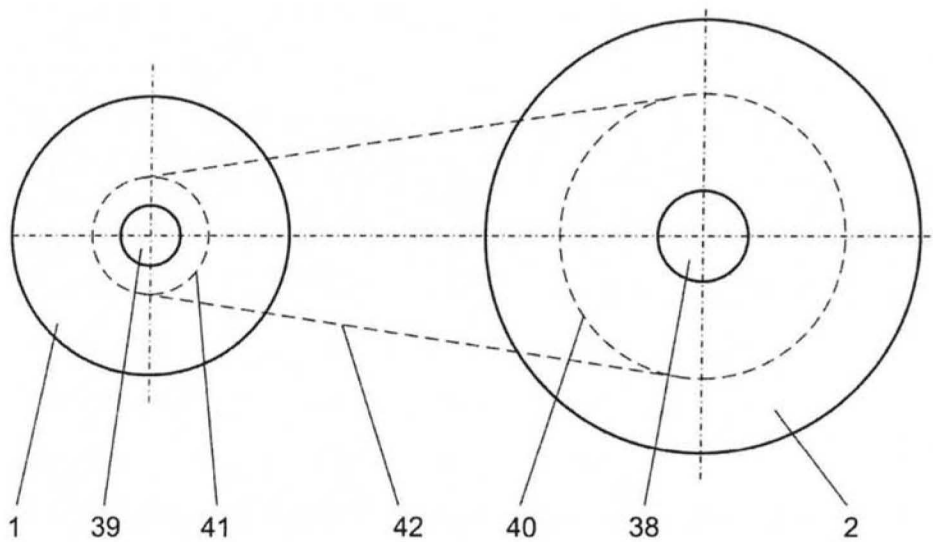


Fig. 6

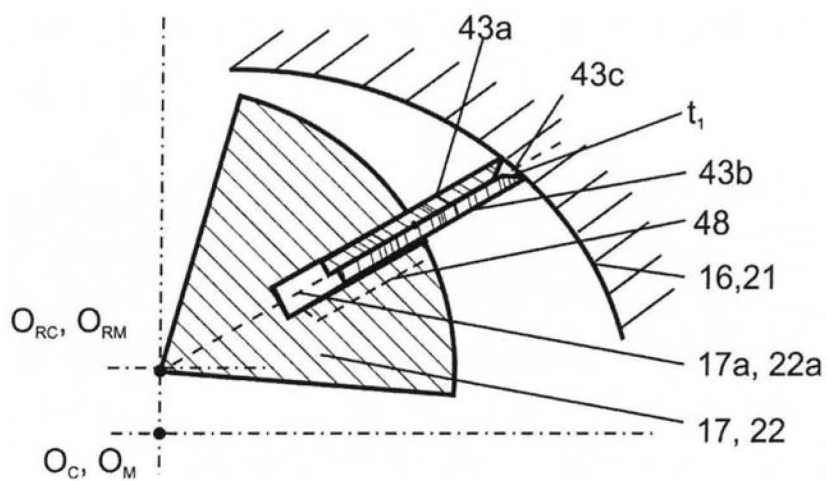


Fig. 7

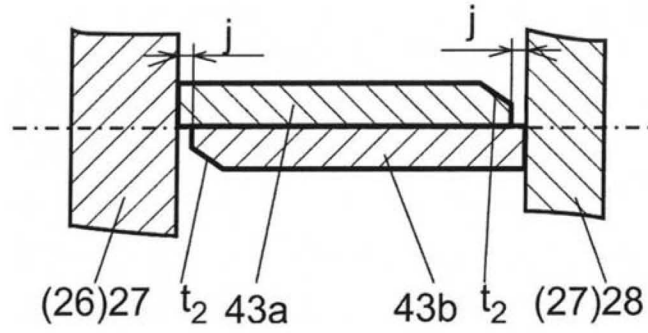


Fig. 8

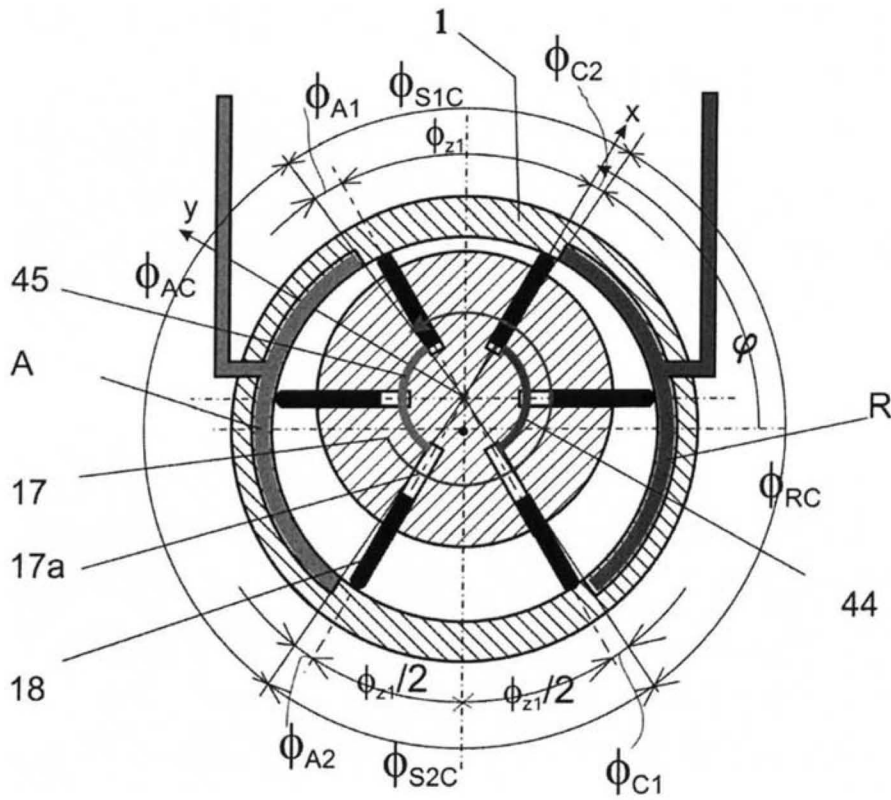


Fig. 9

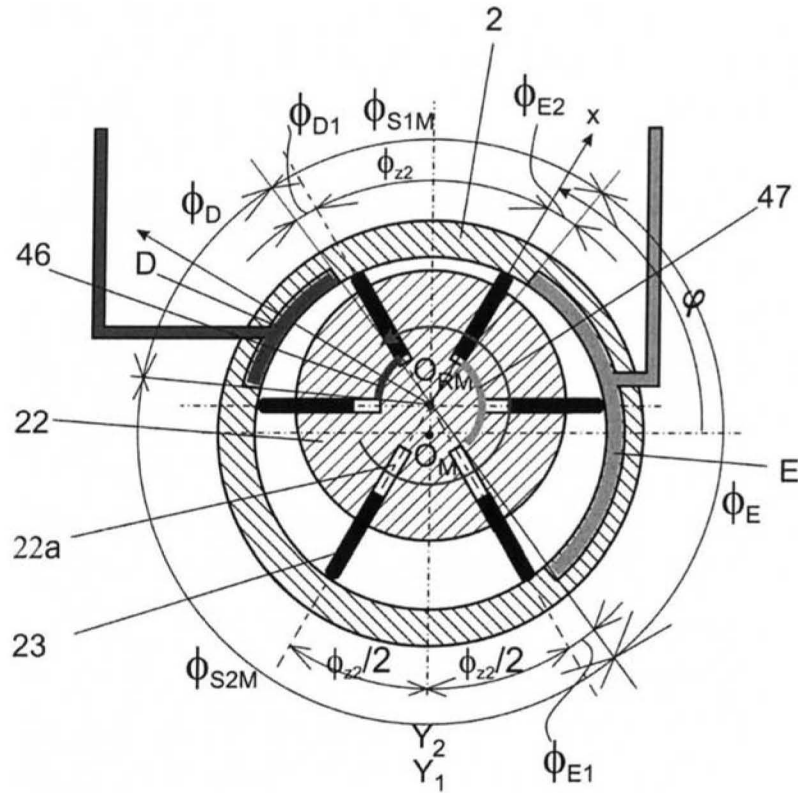


Fig. 10



Editare și tehnoredactare computerizată - OSIM
 Tipărit la: Oficiul de Stat pentru Invenții și Mărci
 sub comanda nr. 114/2020