



(12)

## CERERE DE BREVET DE INVENȚIE

(21) Nr. cerere: **a 2010 00993**

(22) Data de depozit: **20.10.2010**

(41) Data publicării cererii:  
**28.02.2011** BOPI nr. 2/2011

(71) Solicitant:  
• PAPP ISTVAN, STR. VOINICENILOR,  
NR. 77, TÂRGU-MUREȘ, MS, RO

(72) Inventatori:  
• PAPP ISTVAN, STR. VOINICENILOR,  
NR. 77, TÂRGU-MUREȘ, MS, RO

## (54) MOTOR DE ARDERE INTERNĂ CU PISTON ROTATIV

(57) Rezumat:

Invenția se referă la un motor cu ardere internă, cu piston rotativ. Motorul conform invenției este alcătuit dintr-un bloc motor format dintr-o carcasă (13) a angrenajului planetar, un cilindru (7) al pistonului cu profil poligonal și o carcasă (4) a arborelui principal, în carcasa (13) angrenajului planetar introducându-se, pe rând, o bucsă (24) de antifricțiune, niște axe (12) ale unor pinioane (16), în alezajul unei roți (23) solare cu un număr de dinți (Z4 și Z5) introducându-se presat o bucsă (27) de antifricțiune, după care se montează pe o axă (20) cu excentric, împreună cu un inel (11) distanțier, respectiv, cu o șaibă (22), poziționarea lor față de axa excentrică realizându-se cu un inel (21) de siguranță, apoi axa (20) cu excentric, împreună cu o roată (23) solară, se introduc în carcasa (13), iar după montarea prin presare a bucselor (14) în alezajul pinioanelor (16) cu un număr de dinți (Z2 și Z3), ansamblul se montează pe axă (12) respectând semnele de poziționare ale sistemului de distribuție, un capac (17) frontal servind pentru închiderea frontală a carcasei (13), respectiv, pentru poziționarea axelor (12 și 20) și, totodată, pentru realizarea sistemului de ungere, o bucsă (18) asigurând centrarea axei (20), iar etanșarea sistemului se asigură printr-un simering (19), orificiul de scurgere a uleiului între bucsă (18) și simering (19) găsindu-se în planul de secționare, iar o pompă (25) de ulei servește pentru ungerea și asigurarea presiunii de ulei din lagărele de alunecare, iar altă pompă (26) de ulei asigură răcirea pistonului poligonal, un cilindru (7) se fixează pe carcasa (13), un piston (10) cu profil poligonal, împreună cu un capac (8) și cu o roată (9) dințată,

formează un corp comun, iar după montarea unor segmenti (31) axiali, a unor segmenti (29) radiali și a unor arcuri-lamă (30) pe piston, o bucsă (28) introdusă în alezajul unei roți (Z6) dințate formează un subansamblu care se introduce în cilindru, respectând poziția de funcționare.

Revendicări: 2  
Figuri: 6

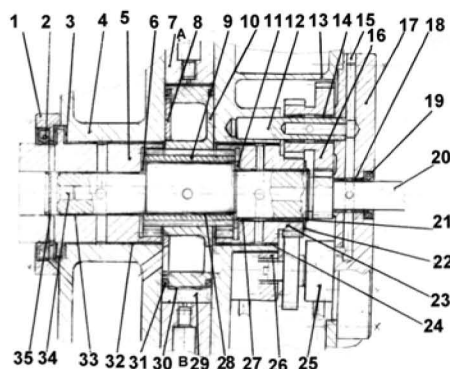


Fig. 5

Cu începere de la data publicării cererii de brevet, cererea asigură, în mod provizoriu, solicitantului, protecția conferită potrivit dispozițiilor art.32 din Legea nr.64/1991, cu excepția cazurilor în care cererea de brevet de invenție a fost respinsă, retrasă sau considerată ca fiind retrasă. Întinderea protecției conferite de cererea de brevet de invenție este determinată de revendicările conținute în cererea publicată în conformitate cu art.23 alin.(1) - (3).



## MOTOR DE ARDERE INTERNĂ CU PISTON ROTATIV

Invenția se referă la un motor cu ardere internă, cu ciclul de funcționare în patru timpi, cu pistoane care execută mișcări planetare, având profile poligonale cu număr impar de laturi, " $n \geq 4$ ", destinat echipării mijloacelor de transport, ambarcațiunilor, motoplanoarelor, ale diverselor utilaje de lucru, iar cele cu profile poligonale având număr par de laturi  $n=4$ , sunt utilizabile ca și motor-compresor pentru aer sau alte gaze.

În prezent este cunoscut un motor în patru timpi, cu piston rotativ cu trei laturi inventat de prof. Felix Wankel, brevet de invenție cu numărul **DPR/507 /584 -1929**, și **EP2050941A1**. În prezent unul dintre deținătorii brevetului de invenție este fabrica de automobile Mazda din Japonia. La acest motor pistonul triunghiular având laturile formate din arce de curbă plană execută o mișcare planetară față de o roată solară fixată în blocul motor. Mișcarea planetară a pistonului este realizată cu ajutorul manetonului excentric al arborelui principal antrenat direct de către pistonul rotativ. Excentricitatea arborelui este egală cu distanța dintre axe ale roților dințate din angrenajul planetar. Raportul de angrenare fiind dat, valoarea excentricității rezultă din dimensiunile roților dințate din componența angrenajului planetar, iar dimensiunile roților sunt funcție de diametrul pistonului. Excentricitatea fiind de valoare mică, forțele rezultate din momentul motor încarcă foarte mult lagărele mecanismului planetar. Numărul ciclurilor cinematice este doar trei la o rotație a pistonului, iar la o rotație a arborelui excentric are loc numai o singură aprindere. Profilul pistonului fiind triunghiular numărul aprinderilor este de trei ori mai mare decât numărul rotațiilor pistonului.

În scopul îmbunătățirii performanțelor motoarelor cu pistoane rotative, invenția prezintă soluții concrete de realizare a formei pistonului rotativ cu profil poligonal și a profilului cilindrului corespunzător. Prin mărirea numărului laturilor rezultă o multiplicare a numărului de aprinderi raportat la numărul rotațiilor arborelui excentric. Mecanismul planetar intercalat asigură rotirea arborelui excentric chiar și în cazul când valorile excentricității sunt foarte mici, evitând astfel autoblocarea mecanismului.

Soluția propusă asigură o uniformizare a momentului motor prin creșterea numărului aprinderilor raportate atât la numărul rotațiilor pistonului, cât și la numărul rotațiilor arborelui principal. Motorul cu piston rotativ propus, în cazul numărului impar de laturi  $n > 4$  ale pistonului, **crează momente aproape pure de rotație**, prin care sunt eliminate parțial forțele de încărcare ale lagărelor. Este mai mult o turbină de gaz cu numărul de explozii controlate, prin care se obține un motor foarte puternic la un volum redus.

Prin invenția prezentată se poate formula următoarea teorie: **orice poligon regulat poate să execute o mișcare plană planetară astfel ca în timpul mișcării toate vârfurile poligonului să se rezeme pe o curbă închisă**. Motorul conform invenției înlătură dezavantajele motorului Wankel existent, precum și a variantelor îmbunătățite ale acestuia prin multiplicarea numărului aprinderilor raportat la numărul rotațiilor arborelui excentric. Astfel în cazul unui piston cu profil pentagonal numărul aprinderilor se dublează iar în cazul unui piston cu profil heptagonal numărul aprinderilor se triplează în raport cu numărul rotațiilor arborelui excentric. **Arborele excentric este antrenat de lira roților dințate din angrenajul planetar, astfel are doar rolul de poziționare a pistonului în timpul funcționării**. Mecanismul planetar intercalat pentru poziționarea pistonului față de cilindru, elimină pozițiile critice ale excentricului și asigură posibilitatea de alegere ale soluțiilor optime în funcție de capacitatea cilindrică a motorului. Este de menționat și realizarea cinematică prin care momentul motor de ieșire este preluat direct de pe piston.

La motoare cu pistoane rotative cu profile poligonale prezentat prin invenție s-a determinat profilul cilindrului și ale pistoanelor astfel, încât să fie realizabile cu ajutorul mașinilor cu comandă numerică, iar în timpul funcționării, să fie în contact continuu asigurând astfel etanșeitatea cilindrului în timpul funcționării. Profilul cilindrului a fost determinat cu ajutorul ecuațiilor de constrângere. Etanșarea laterală a pistonului se realizează cu ajutorul segmentelor inelare cu acțiune axială.

Prin aplicarea invenției rezultă un motor de tip nou față de cele existente, care are următoarele avantaje:

- motorul cu piston poligonal rotativ va fi un motor performant cu posibilitatea de reducere a turației de mers în gol, datorită numărului mare al aprinderilor la o rotație a pistonului;
- din punct de vedere constructiv realizarea unui motor cu piston rotativ este mai simplă și mai ieftină decât realizarea unui motor clasic în patru timpi;
- numărul aprinderilor care are loc la o rotație a arborelui principal, este de  $(n-1)$  ori mai mare decât la un motor clasic cu patru timp și de  $(n-1)/2$  ori mai mare decât numărul aprinderilor la un motor cu piston rotativ de tip Wankel considerat fiecare cu același număr de pistoane;
- puterea motorului cu piston rotativ având forma poligonală va fi mai mare, care poate fi considerat din punct de vedere funcțional ca și o turbină cu gaz cu numărul controlat al exploziilor;
- raportul între puterea motorului și greutatea proprie va fi mult mai mare decât la oricare tip de motor prezentat anterior;
- prin scăderea forțelor de frecare, se asigură o fiabilitate mărită pe lângă un preț de cost redus;

- Excentricitatea arborelui principal devine un parametru independent la proiectarea motorului, și poate fi aleasă în funcție de capacitatea cilindrică dorită și de profilul optim calculat, iar fenomenul de autoblocare se elimină și în cazul unor valori foarte mici ale excentricității.

Se dau în continuare două exemple de realizare a invenției, explicate în detaliu prin figurile 1...6, care prezintă după cum urmează.

Figura 1 prezintă schema cinematică a motorului cu un singur cilindru, în care elementul conducător este pistonul **P** având profilul congruent cu unul dintre cele prezentate în figurile **3** și **4**. Mișcarea planetară a pistonului este asigurată de arborele excentric **S** și de roata dințată **Z5**. Desmodromia mecanismului este asigurată de cele două angrenaje planetare, care imprimă arborelui excentric o rotație de **n** ori mai mare decât numărul de rotații ale pistonului efectuate în jurul propriei axe, unde **n** reprezintă numărul laturilor din care este format profilul pistonului.

Mecanismul are un singur grad de mobilitate determinat cu formula:

$$M = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 5 - 1 \cdot 4 = 1$$

Figura 2 prezintă schema cinematică a motorului cu doi cilindri, așezați cu un defazaj de 180°, cele două pistoane fiind cuplate între ele cu o roată solară **Z8** și pozițiile pistoanelor **P** fiind asigurate de angrenajul format de roțile dințate, **Z1**, **Z2**, **Z3**, **Z4**, **Z5**, **Z6**, **Z7** și **Z8**. Mobilitatea sistemului se calculează cu relația:

$$M = 3 \cdot 7 - 2 \cdot 7 - 1 \cdot 6 = 1$$

Figura 3 prezintă profilul cilindrului și al pistonului cu profil pentagonal.

Figura 4 prezintă profilul cilindrului și al pistonului cu profil heptagonal.

Figura 5 prezintă, secțiunea axială a motorului cu piston rotativ, realizat conform schemei cinematice din figura 1.

Figura 6 prezintă secțiunea axială a motorului cu piston rotativ cu un singur piston, realizat conform schemei cinematice din figura 2.

Motorul, conform invenției, este alcătuit dintr-un bloc motor fig. 6, format din carcasa angrenajului planetar **13**, cilindrul pistonului cu profil poligonal **7** și carcasa arborelui principal **4**. În carcasa angrenajului planetar **13** se introduc pe rând bușa de antifricțiune **24** și axele **12** ale pinioanelor **16**. În alezajul roții solare **23** cu număr de dinți **Z5** și **Z4** se introduce presat bușa de antifricțiune **27**, după care se montează pe axa cu excentric **20** împreună cu inelul distanțier **11**, respectiv cu șaiba **22**, poziționarea lor față de axa excentrică fiind realizată cu inelul de siguranță **21**. Axa cu excentric împreună cu roata solară se introduce în carcasa **13**. După montarea prin presare a bușelor **14** în alezajul roților dințate **16** cu număr de dinți **Z3** și **Z2**, ansamblul realizat se montează pe axa **12** respectând semnele de poziționare ale sistemului de distribuție. Capacul frontal **17** servește pentru închiderea frontală a carcasei **13**, respectiv pentru poziționarea axelor **12**, **20** și totodată pentru realizarea sistemului de ungere. Bușa **18** asigură centrarea axului **20**, preia forțele de transmitere din angrenaje, iar etanșeitatea sistemului se asigură prin simeringul **19**. Orificiul de scurgere a uleiului între bușa **18** și simeringul **19** se găsește

în planul normal de secționare. Motorul este prevăzut cu două pompe de ulei antrenate de roata **23**. Pompa de ulei **25** servește pentru ungera și asigurarea presiunii de ulei din lagărele de alunecare, iar pompa de ulei **26** servește pentru răcirea pistonului poligonal. Aceasta din urmă este o pompă cu un debit mai mare, dar cu presiune redusă. Cilindrul **7** se fixează pe carcasa **13** cu prezoane și știfturi de poziționare. Pistonul cu profil poligonal **10** împreună cu capacul **8** și cu roata dințată **9** formează corp comun realizat prin turnare respectiv prin sudare a capacului după prelucrarea părților interioare ale pistonului. După montarea segmentilor axiali **31**, a segmentilor radiali **29**, a arcurilor-lamă **30** pe piston, bușca de antifricțiune **28** introdusă în alezajul roții dințate **Z6** formează un subansamblu, care se introduce în cilindru cu respectarea strictă a poziției de funcționare. Poziționarea pistonului față de cilindru poligonal se realizează cu axa excentrică și roata dințată **Z6** formând corp comun cu pistonul care se cuplează cu roata solară **23** astfel ca excentricitatea să fie orientată spre mijlocul unuia dintre laturile pistonului cu profil poligonal aflată în una din pozițiile de aprindere, **A** sau **B**. Se introduce inelul distanțier **6** pe arborele cu excentric **20**. Se introduc bușele de antifricțiune **32** în carcasa **4**. Se introduce inelul distanțier **3** în carcasa **4** respectiv în capacul frontal **1**, astfel ca suprafața prevăzută cu material-antifricțiune să fie îndreptată spre suprafața inelară a roții solare **5**. După introducerea prin presare ale bușelor-antifricțiune **33** în roata solară **5**, ansamblul format se introduce în carcasa **4**. Se fixează carcasa arborelui principal **4** pe cilindru **7** cu prezoane și știfturi. Inelul distanțier **6** servește pentru limitarea deplasării arborelui excentric **20** în direcția axială. Se introduce roata solară **5** în corpul **4** după care se poziționează axul principal cu roata solară **5** cu ajutorul capacului frontal **1**. Roata solară **5** servește pentru preluarea și transmiterea momentului motor de la piston spre roata volantă.

Motorul cu ardere internă cu piston rotativ în patru timpi, cu profil pentagonal, funcționează în felul următor:

Conform figurii 5, la rotirea pistonului **10** împreună cu roata dințată **9**, aceasta antrenează roata solară **13**, care prin angrenajul format între roți dințate **Z4** și **Z3**, imprimă o mișcare de rotație roții dințate **Z2** care face parte din grupul sateliți **25**. Roata dințată **Z2**, prin angrenajul format cu roata solară fixă **18**, cu număr de dinți **Z1**, în cadrul mișcării planetare imprimă arborelui excentric **26** o mișcare de rotație cu o viteză unghiulară de 5 ori mai mare decât viteza unghiulară a pistonului.

Conform figurii 6, la rotirea pistonului **10** împreună cu roata planetară **9** este antrenată roata solară **23** care, prin roata dințată **Z4** transmite mișcarea prin intermediul roților dințate **16** cu număr de dinți **Z3** și **Z2** la arborele cu excentric **20** prin angrenajul format între roțile dințate cu numărul de dinți **Z2** și **Z1**.

Având în vedere că arbore cu excentric **20** nu transmite momentul motor creat de piston în timpul mișcării planetare devine doar un element de sprijin mobil, deci are doar rolul de a imprima o mișcare circulară centrului de rotație (în secțiune) al pistonului **10**, pe o rază de cerc egală cu valoarea excentricității axei **20**. Din acest motiv a fost posibilă conceperea unui amplificator al mișcării de rotație, intercalat între pistonul **10** și arborele **20** prin intermediul angrenajului prezentat mai sus.

Se consideră că latura numerotată cu **I** se află în poziția **A**, iar excentricitatea arborelui **20** este orientat în același sens. Vitezele unghiulare ale pistonului **10** cu profil pentagonal, respectiv arborelui cu excentric **20** coincid cu sensul trigonometric.

Numerotând laturile pistonului în sens orar cu **I**, **II**, **III**, **IV** și **V**, fig.4.b, ordinea de aprindere a amestecului de aer-combustibil corespunzător pozițiilor **A** și **B** ale bujiilor sunt date în tabela 1.

Tabela 1.

Nr. de laturi „n” Unghiul de rotație al pistonului	<b>I</b>	<b>II</b>	<b>III</b>	<b>IV</b>	<b>V</b>
0°	<b>A</b>				
36°				<b>B</b>	
72°		<b>A</b>			
108°					<b>B</b>
144°			<b>A</b>		
180°	<b>B</b>				
216°				<b>A</b>	
252°		<b>B</b>			
288°					<b>A</b>
324°			<b>B</b>		

Ciclul cinematic al motorului cu piston rotativ cu profil pentagonal, dacă se face abstracție de locul aprinderii, poate fi studiat doar pe un unghi de 180°. Ferestrele de evacuare și de admisie vor fi așezate față de locașul bujiilor **A** și **B** la un unghi având valoare între 70°-80°, acestea având secțiuni diferite în conformitate cu legile de propagare ale gazelor în recipiente.

La varianta de motor cu două pistoane rotative, cei doi cilindri sunt cuplați între ei prin intermediul roții solare intermediare, care transmite mișcarea de la primul piston la al doilea piston, a cărei excentricitate precum și aprinderea virtuală sunt defazate cu un unghi de 180° față de primul piston.

Pentru asigurarea compresiei, pistonul este prevăzut cu un segment lamelar **29** și doi segmenti axiali **31**. Montajul elastic al segmentilor față de cilindru se asigură prin arcuri lamelare așezate în locașul segmentilor. Arcurile lamelare au rolul de a menține presiunea de contact între cilindru și piston în timpul funcționării motorului. Suprafața periciclică a cilindrului asigură condiția de urmărire a suprafeței de contact între cilindru și segment, fără ca segmentul radial **29** să execute o mișcare relativă față de pistonul cu profil pentagonal.

Se consideră că începutul fazei de aprindere a combustibilului coincide cu unghiul de rotație 0° al pistonului. Faza de destindere se realizează prin rotirea pistonului cu un unghi de 45° față de cilindru. După rotirea cu un unghi de 90° al pistonului față de poziția inițială se realizează faza de evacuare. La o rotire a pistonului cu 135° față de reperul fix,

teoretic acesta ajunge la sfârșitul fazei de admisie. După această rotire, până la rotirea pistonului cu  $180^\circ$  se realizează faza de comprimare.

În cazul realizării variantei cu piston rotativ cu profil heptagonal, considerând numerotarea laturilor și a unghiurilor de rotație în aceeași ordine ca și în cazul precedent, ordinea de aprindere a amestecului de aer-combustibil în dreptul a celor trei bujii așezate pe circumferința cilindrului, în pozițiile **A**, **B** și **C** decalate între ele cu un unghi de  $120^\circ$  se dă în tabela 2. În acest caz ciclograma pentru realizarea a celor patru faze de lucru ale motorului în patru timpi corespunde unui unghi de rotație de  $120^\circ$  al pistonului rotativ, adică în acest caz, pentru o singură rotație a pistonului, corespund trei cicluri cinematice de realizare ale fazelor de lucru a motorului cu patru timpi.

Tabela 2.

Nr. Laturi „n” Unghiul de rotație al pistonului	I	II	III	IV	V	VI	VII
0	A						
$2\pi/21$						B	
$4\pi/21$				C			
$2\pi/7$		A					
$8\pi/21$							B
$10\pi/21$					C		
$4\pi/7$			A				
$14\pi/21$	B						
$16\pi/21$						C	
$6\pi/7$				A			
$20\pi/21$		B					
$22\pi/21$							C
$8\pi/7$					A		
$26\pi/21$			B				
$28\pi/21$	C						
$10\pi/7$						A	
$32\pi/21$				B			
$34\pi/21$		C					
$12\pi/7$							A
$38\pi/21$					B		
$40\pi/21$			C				

### Revendicări

1. Motor de ardere internă în patru timpi, cu piston rotativ cu profil poligonal, având numărul laturilor „ $n \geq 4$ ”, caracterizat prin aceea că este alcătuit dintr-un bloc motor cu

teoretic acesta ajunge la sfârșitul fazei de admisie. După această rotire, până la rotirea pistonului cu  $180^\circ$  se realizează faza de comprimare.

În cazul realizării variantei cu piston rotativ cu profil heptagonal, considerând numerotarea laturilor și a unghiurilor de rotație în aceeași ordine ca și în cazul precedent, ordinea de aprindere a amestecului de aer-combustibil în dreptul a celor trei bujii așezate pe circumferința cilindrului, în pozițiile **A**, **B** și **C** decalate între ele cu un unghi de  $120^\circ$  se dă în tabela 2. În acest caz ciclograma pentru realizarea a celor patru faze de lucru ale motorului în patru timpi corespunde unui unghi de rotație de  $120^\circ$  al pistonului rotativ, adică în acest caz, pentru o singură rotație a pistonului, corespund trei cicluri cinematice de realizare ale fazelor de lucru a motorului cu patru timpi.

Tabela 2.

Nr. Laturi „n” Unghiul de rotație al pistonului	I	II	III	IV	V	VI	VII
0	A						
$2\pi/21$						B	
$4\pi/21$				C			
$2\pi/7$		A					
$8\pi/21$							B
$10\pi/21$					C		
$4\pi/7$			A				
$14\pi/21$	B						
$16\pi/21$						C	
$6\pi/7$				A			
$20\pi/21$		B					
$22\pi/21$							C
$8\pi/7$					A		
$26\pi/21$			B				
$28\pi/21$	C						
$10\pi/7$						A	
$32\pi/21$				B			
$34\pi/21$		C					
$12\pi/7$							A
$38\pi/21$					B		
$40\pi/21$			C				

### Revendicări

1. Motor de ardere internă în patru timpi, cu piston rotativ cu profil poligonal, având numărul laturilor „ $n \geq 4$ ”, caracterizat prin aceea că este alcătuit dintr-un bloc motor cu



cilindri cu profile poligonale cu „n-1” laturi, prevăzut cu „(n-1)/2” ferestre de admisie și de „(n-1)/2” ferestre evacuare, din pistoane cu profile poligonale cu „(n)” laturi fig.3 și fig. 4, dintr-un mecanism planetar antrenat de pistonul **10** împreună cu roata dințată **9**, prin angrajul realizat cu roata solară mobilă **10** care, prin mecanismul planetar format din roțile dințate **25** și **18** antrenează arborele cu excentric **26**, fig.5. Varianta din fig.6, este caracterizat prin mecanismul planetar format din roțile dințate **9** și **23**, și lanțul cinematic care se închide prin trenul de angrenaj cu revenire format din roțile dințate **16**, fig.6. Momentul motor este transmis de la piston prin angrenajul format între roata planetară **9** și roata solară **5**.

**2.** Motor, conform revendicării 1. **caracterizat prin aceea că**, pentru fiecare variantă de realizare roțile solare **5**, **13** fig.5, respectiv **5**, **23** fig.6, sunt mobile și sensul lor de rotație coincid cu sensul de rotație a arborelui excentric **26** fig.5, respectiv **20** fig. 6. În cazul motoarelor policilindrice, desmodromia întregului sistem este asigurat prin roți solare intercalate **Z8**, fig. 2.

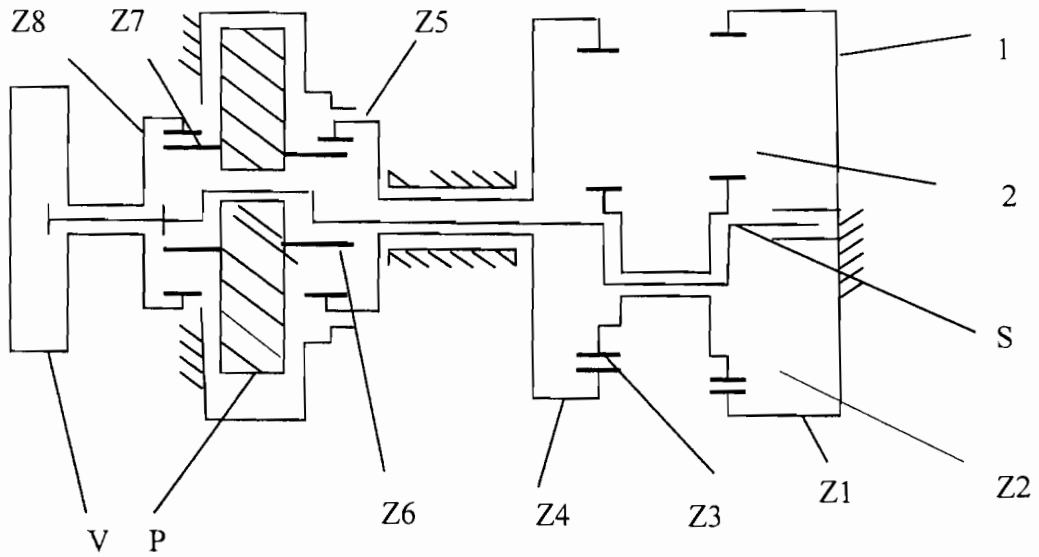


Fig. 1.

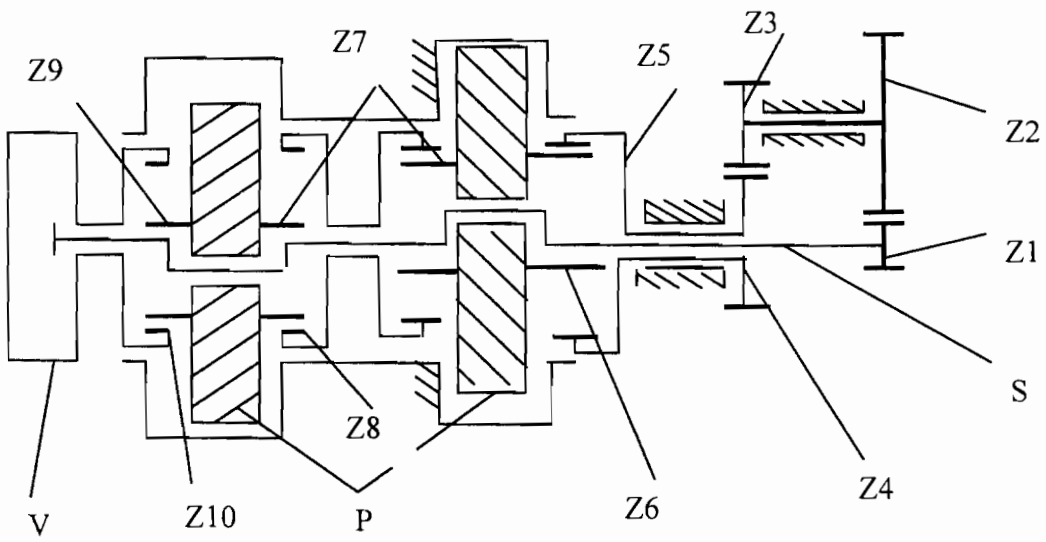


Fig. 2

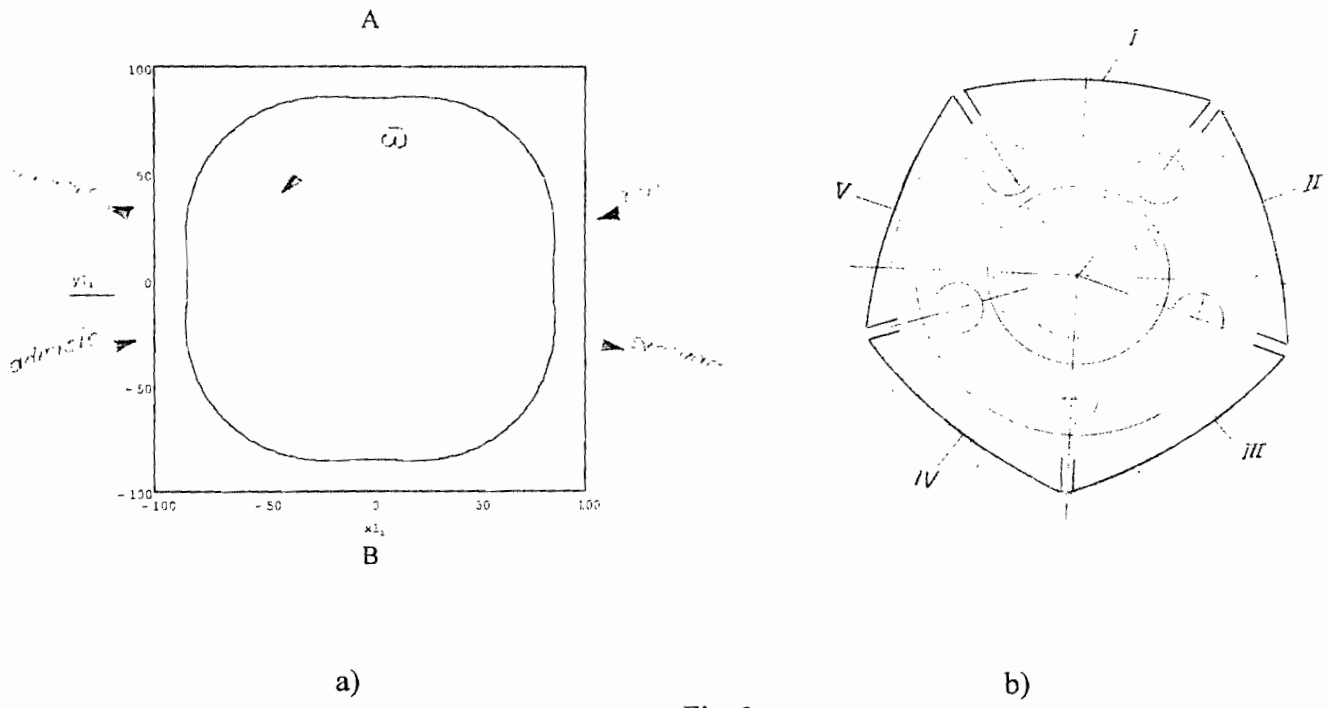


Fig. 3.

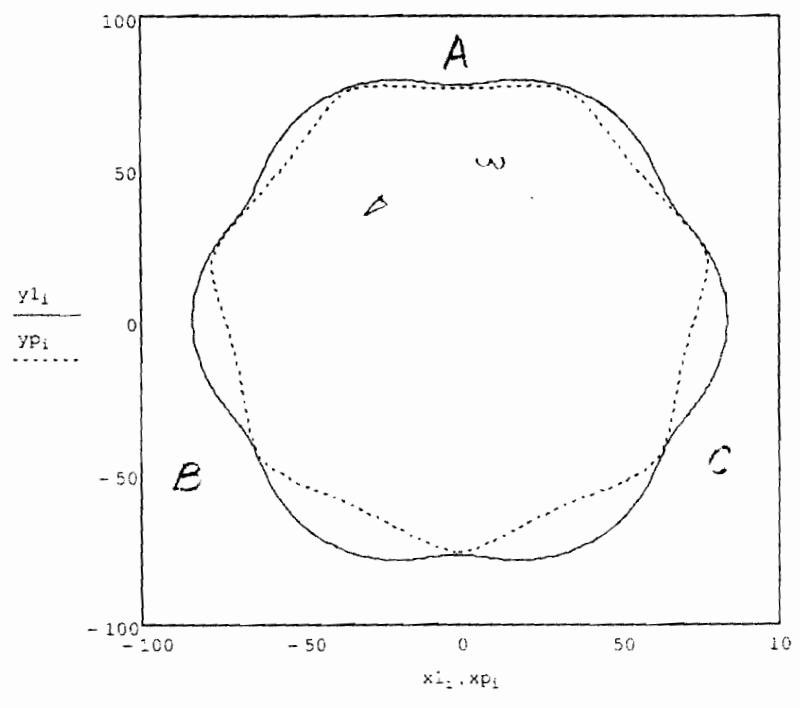


Fig. 4.

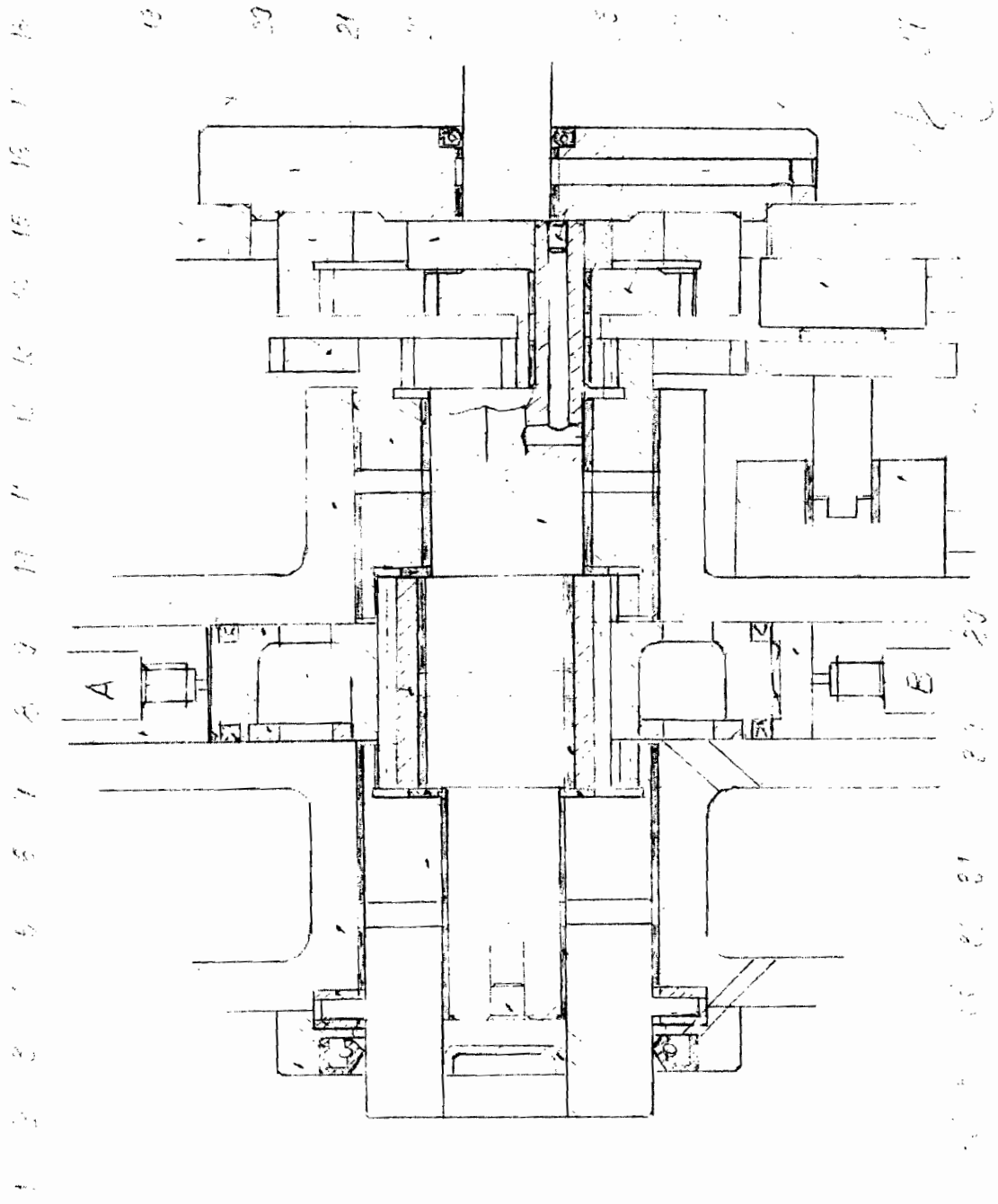


Fig. 5.

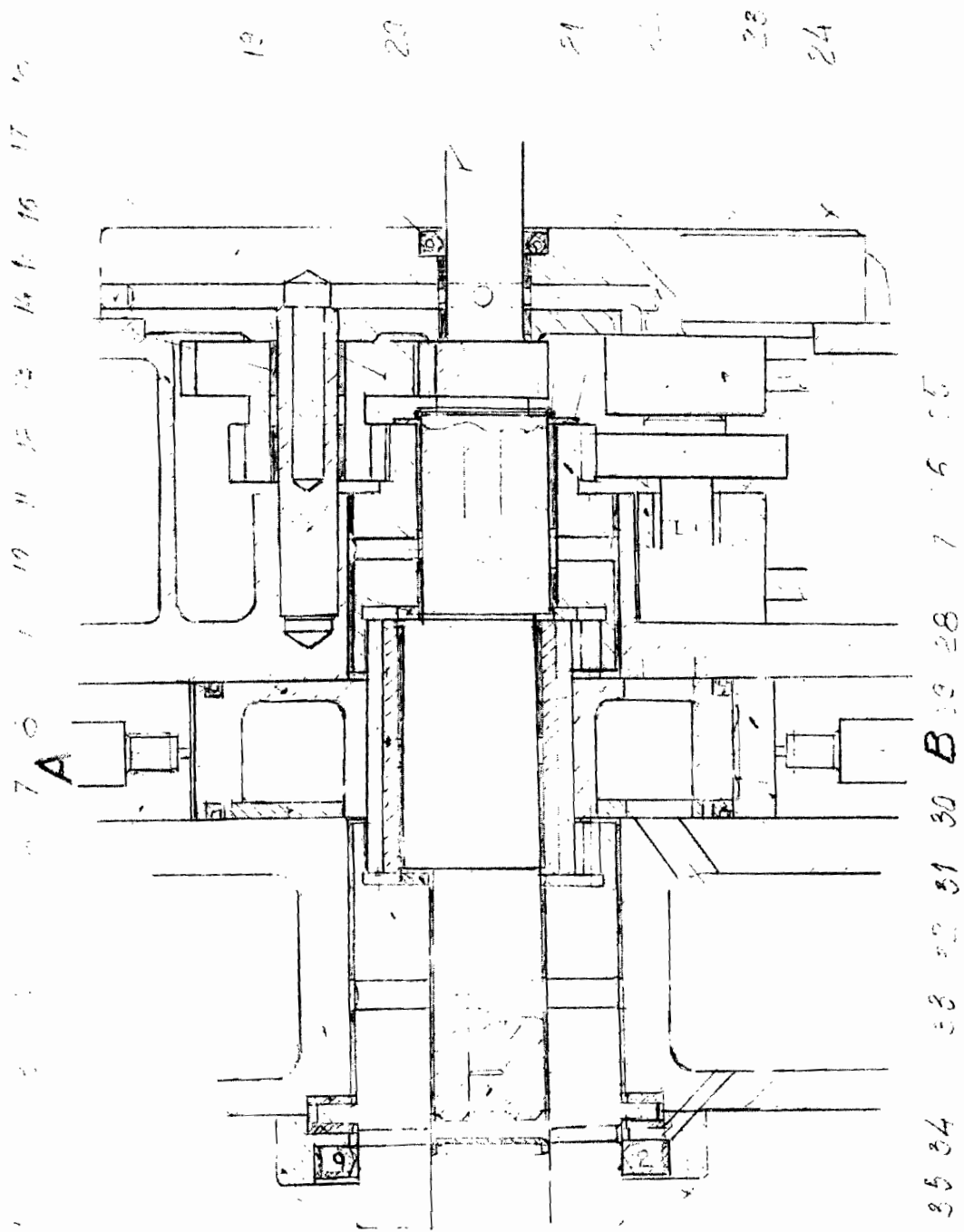


Fig.6