



MD 1535 Y 2021.05.31

REPUBLICA MOLDOVA



(19) Agenția de Stat
pentru Proprietatea Intelectuală

(11) **1535** (13) **Y**
(51) Int.Cl: *F02B 23/06* (2006.01)
F02F 3/24 (2006.01)

**(12) BREVET DE INVENȚIE
DE SCURTĂ DURATĂ**

În termen de 6 luni de la data publicării mențiunii privind hotărârea de acordare a brevetului de invenție de scurtă durată, orice persoană poate face opoziție la acordarea brevetului

(21) Nr. depozit: s 2020 0004
(22) Data depozit: 2020.01.30

(45) Data publicării hotărârii de
acordare a brevetului:
2021.05.31, BOPI nr. 5/2021

(71) Solicitant: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI, MD

(72) Inventatori: DULGHERU Valeriu, MD; CIOBANU Oleg, MD; CIOBANU Radu, MD

(73) Titular: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI, MD

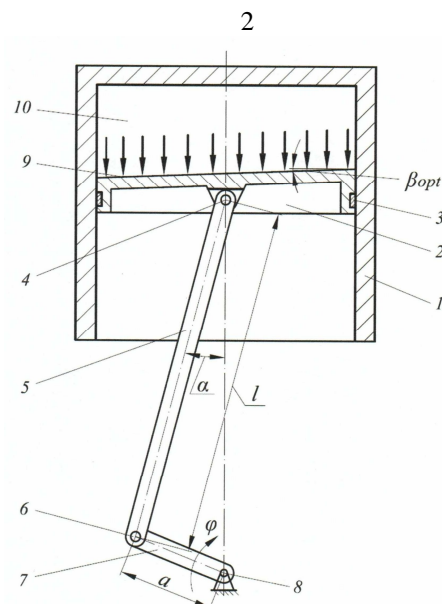
(54) Grup bielă-manivelă al motorului cu ardere internă**(57) Rezumat:**

Invenția se referă la construcția de mașini și anume la motoarele cu ardere internă cu mecanism bielă-manivelă.

Grupul bielă-manivelă al motorului cu ardere internă conține un piston (2) cu segmenti de compresie (3), amplasat într-un cilindru (1) al motorului cu ardere internă, și unit printr-un bolț (4) cu o bielă (5), care printr-o articulație (6) este unită cu o manivelă (7), unită cu un arbore motor (8). Capul (9) pistonului (2), din partea camerei de ardere (10), este executat înclinat față de axa cilindrului (1).

Revendicări: 1

Figuri: 6



MD 1535 Y 2021.05.31

(54) Crank-and-rod group of the internal combustion engine**(57) Abstract:**

1
The invention relates to mechanical engineering, namely to internal combustion engines with crank-and-rod mechanism.

The crank-and-rod group of the internal combustion engine comprises a piston (2) with compression rings (3), placed in a cylinder (1) of the internal combustion engine, and connected by means of a pin (4) to a connecting rod (5), which by means of a hinge

2
(6) is connected to a crank (7), connected to a drive shaft (8). The head (9) of the piston (2), on the side of the combustion chamber (10), is made inclined relative to the axis of the cylinder (1).

Claims: 1

Fig.: 6

(54) Кривошипно-шатунная группа двигателя внутреннего сгорания**(57) Реферат:**

1
Изобретение относится к машиностроению, а именно к двигателям внутреннего сгорания с шатунно-кривошипным механизмом.

Кривошипно-шатунная группа двигателя внутреннего сгорания содержит поршень (2) с компрессионными кольцами (3), расположенный в цилиндре (1) двигателя внутреннего сгорания, и соединенный посредством пальца (4) с

2
шатунном (5), который посредством шарнира (6) соединен с кривошипом (7), соединенным с приводным валом (8). Головка (9) поршня (2), со стороны камеры сгорания (10), выполнена наклонной относительно оси цилиндра (1).

П. формулы: 1

Фиг.: 6

Descriere:

5 Invenția se referă la construcția de mașini și anume la motoarele cu ardere internă cu mecanism bielă-manivelă.

Este cunoscut un piston oscilant, amplasat în cilindrul compresorului de aer. Capul pistonului este unit rigid cu o bielă, care este unită printr-un capăt liber cu un excentric rotativ. Capul pistonului conține o cameră internă cu deschizături, prin care trece fluxul de aer turbionat [1].

10 De asemenea, este cunoscut pistonul motorului cu ardere internă, care încorporează o pereche de arcuri-disc, instalate între capul pistonului și fusta acestuia. Arcurile-disc sunt susținute de suporturi, unul dintre care, și anume cel inferior fiind amplasat glisant în interiorul pistonului cu posibilitatea mișcării axiale relative în raport cu acesta, și este unit cu biela mecanismului bielă-manivelă în așa fel, încât arcurile-disc să permită suportului să se deplaseze axial în raport cu capul pistonului. Soluția dată permite reducerea presiunii gazului comprimat asupra bolțului ce unește pistonul cu biela, ce conduce la reducerea raportului de compresie și a presiunii în cilindrul de aproape două ori, fapt ce conduce la reducerea consumului de combustibil cu 25-40%, a nivelului de zgomot și vibrațiilor [2].

Dezavantajele soluțiilor cunoscute constau în eficiență de funcționare redusă și fiabilitate relativ scăzută a grupului bielă-manivelă al motorului cu ardere internă.

20 Problema pe care o rezolvă invenția constă în sporirea eficienței de funcționare și majorarea fiabilității grupului bielă-manivelă al motorului cu ardere internă.

Grupul bielă-manivelă al motorului cu ardere internă, conform invenției, înlătură dezavantajele menționate mai sus prin aceea că conține un piston cu segmenti de compresie, amplasat într-un cilindru al motorului cu ardere internă, și unit printr-un bolț cu o bielă, care printr-o articulație este unită cu o manivelă, unită cu un arbore motor. Capul pistonului, din partea camerei de ardere, formată în cilindru, este executat înclinat față de axa cilindrului sub un unghi β_{opt} , care este determinat după următoarea formulă:

$$\beta_{opt} = \arcsin(a/l) \cdot P_i/P_{max},$$

unde: $a_i = a \sin \varphi_i$; $0^\circ \leq \varphi_i \leq 180^\circ$;

a este proiecția curentă a lungimii manivelei;

φ_i – unghiul de rotație a manivelei;

30 l – lungimea bielei;

P_{max} – presiunea maximă a gazelor în camera de ardere;

P_i – presiunea curentă în funcție de unghiul φ_i ; $0^\circ \leq \varphi_i \leq 180^\circ$.

35 Rezultatul tehnic al invenției constă în executarea capului pistonului înclinat, fapt ce conduce la minimizarea forței radiale, cu care pistonul acționează asupra segmentilor-piston și la reducerea uzurii și a pierderilor de energie în contactul segmenti-cilindru.

De asemenea, executarea capului pistonului înclinat sub un unghi optim β_{opt} conduce la mărirea suprafeței de lucru a capului pistonului de $1/\cos\beta_{opt}$ ori, ceea ce sporește eficiența de funcționare a motorului cu $(1/\cos\beta_{opt}) \times 100\%$.

Invenția se explică prin desenele din fig. 1 – 6, care reprezintă:

40 - fig. 1, vederea schematică a grupului bielă-manivelă și a cilindrului motorului cu ardere internă, în secțiune;

- fig. 2, vederea schematică a acțiunii forțelor asupra pistonului cu capul executat drept;

- fig. 3, vederea schematică a acțiunii forțelor asupra pistonului cu capul executat înclinat;

45 - fig. 4, vederea schematică a forțelor, care apar în articulația piston-bielă, când pistonul este executat cu capul drept;

- fig. 5, vederea schematică a forțelor, care apar în articulația piston-bielă, când pistonul este executat cu capul înclinat;

- fig. 6, graficul funcțiilor $\alpha_{var} = f(\varphi)$ și $P_{var} = f(\varphi)$.

50 Grupul bielă-manivelă al motorului cu ardere internă (fig. 1) include cilindrul 1, pistonul 2 cu segmentii de compresie 3, unit prin bolțul 4 cu biela 5 care, la rândul său, este unită prin articulația 6 cu manivela 7, unită cu arborele motor 8. Capul 9 al pistonului 2, din partea camerei de ardere 10, este executat înclinat față de axa cilindrului 1 sub unghiul de inclinare β_{opt} .

Pistonul motorului cu ardere internă funcționează în modul următor.

55 La alimentarea camerei de ardere a cilindrului 1 cu combustibil în faza de compresie, pistonul 2 se mișcă în sus, comprimând amestecul de combustie. În cazul clasic, când capul 9 al pistonului 2 este executat drept, forța de presiune rezultantă P se descompune în două componente de forță (fig. 2, 4):

- Forța normală $F_n = P_i \cos \alpha_i$;

- Forța radială $F_r = F_i \cos \alpha_i = P_i \sin \alpha_i \cos \alpha_i = 1/2 P_i \sin 2\alpha_i$,

unde P_i este rezultanta curentă a forței de presiune a amestecului de combustie comprimat;

- α_i – unghiul curent de inclinare a bielei 5: $\alpha_i = f(\varphi_i)$, unde φ_i – unghiul de rotație a manivelei 7 ($0^\circ \leq \varphi_i \leq 180^\circ$):

$$\alpha_i = \arcsin(a_i/l),$$

5 unde a_i este proiecția curentă a lungimii manivelei 7;

l – lungimea bielei 5.

În continuare forța normală F_n se transformă în lucru util, iar forța radială F_r apasă segmentii 3 spre peretele cilindrului 1, constituind pierderi de putere și uzura segmentilor 3.

10 În scopul reducerii gradului de uzură a segmentilor 3 și a pierderilor de putere în contactul segment-cilindru prin reducerea valorii forței radiale F_r , capul 9 al pistonului 2, din partea camerei de ardere 10, este executată înclinată sub un unghi de înclinare (fig. 3, 5):

$$\beta_{opt} = \arcsin(a_i/l)P_i/P_{max},$$

unde: P_{max} este presiunea maximă a gazelor;

P_i – presiunea curentă în funcție de φ_i ($0^\circ \leq \varphi_i \leq 180^\circ$).

15 În acest caz forța radială va fi minimă F_{min} (fig. 5).

Exemplu

Sub aspect geometric executarea capului 9 al pistonului 2 inclinat sub un unghi maxim β_{max} corespunzător unghiului α_i al bielei 5, care corespunde unghiului de rotire al manivelei 7 $\varphi = 90^\circ$, conduce la reducerea forței radiale F_r la zero. Deoarece, presiunea maximă în cilindrul 1 se obține nu în cazul $\varphi = 90^\circ$, când $\alpha_i = max$, ci în cazul punctului mort superior $\varphi = 180^\circ$, unghiul optim β_{opt} de înclinare a capului 9 al pistonului 2 se obține la intersecția curbelor $\alpha_{var}=f(\varphi_i)$ și $P_{var}=f(\varphi_i)$ (fig. 6). Curba $P_{var}=f(\varphi_i)$ este caracteristică tuturor motoarelor cu ardere internă și este luată din literatura de specialitate. Curba $\alpha_{var}=f(\varphi_i)$ se poate obține în baza valorilor a cinci puncte obținute pentru minim cinci poziții ale bielei 7 (manivelei 5) (fig. 6):

$$1. \varphi_1 = 0^\circ, \alpha_1 = 0^\circ;$$

$$25 \quad 2. \varphi_2 = 45^\circ, \alpha_2 = \arcsin(a_2/l) = \arcsin(\sin\varphi_2/l) = \arcsin(0,7a/l);$$

$$3. \varphi_3 = 90^\circ, \alpha_3 = \arcsin(a_3/l) = \arcsin(\sin\varphi_3/l) = \arcsin(a/l);$$

$$4. \varphi_4 = 135^\circ, \alpha_4 = \arcsin(a_4/l) = \arcsin(\sin\varphi_4/l) = \arcsin(0,7a/l);$$

$$5. \varphi_5 = 180^\circ, \alpha_5 = \arcsin(a_5/l) = \arcsin(\sin\varphi_5/l) = 0.$$

30 Uzura segmentilor 3 este influențată de mai mulți factori, inclusiv de forța radială F_r , care exercită o presiune a segmentilor 3 pe suprafața de contact a cilindrului 1.

Executarea înclinată a capului 9 al pistonului 2 din partea camerei de ardere 10 sub unghiul β_{opt} conduce la minimizarea forței radiale F_r , la reducerea uzurii și a pierderilor de energie în contactul segmenti-cilindru (fig. 3).

35 De asemenea, executarea capului 9 al pistonului 2 inclinat sub unghi optim β_{opt} conduce la mărirea suprafeței de lucru a capului 9 al pistonului 2 de $1/\cos\beta_{opt}$ și la sporirea eficienței de funcționare a motorului cu $(1/\cos\beta_{opt}) \times 100\%$.

(56) Referințe bibliografice citate în descriere:

1. EP 0588466 A1 1994.03.23
2. CN 104838124 A 2015.08.12

(57) Revendicări:

Grup bielă-manivelă al motorului cu ardere internă, care conține un piston (2) cu segmenti de compresie (3), amplasat într-un cilindru (1) al motorului cu ardere internă, și unit printr-un bolț (4) cu o bielă (5), care printr-o articulație (6) este unită cu o manivelă (7), unită cu un arbore motor (8); capul (9) pistonului (2), din partea camerei de ardere (10), formată în cilindru (1), este executat înclinat față de axa cilindrului (1) sub un unghi β_{opt} , care este determinat după următoarea formulă:

$$\beta_{opt} = \arcsin(a/l) \cdot P_i/P_{max},$$

unde: $a_i = a \sin \varphi_i$; $0^\circ \leq \varphi_i \leq 180^\circ$;

a este proiecția curentă a lungimii manivelei (7);

φ_i – unghiul de rotație a manivelei (7);

l – lungimea bielei (5);

P_{max} – presiunea maximă a gazelor în camera de ardere;

P_i – presiunea curentă în funcție de unghiul φ_i ; $0^\circ \leq \varphi_i \leq 180^\circ$.

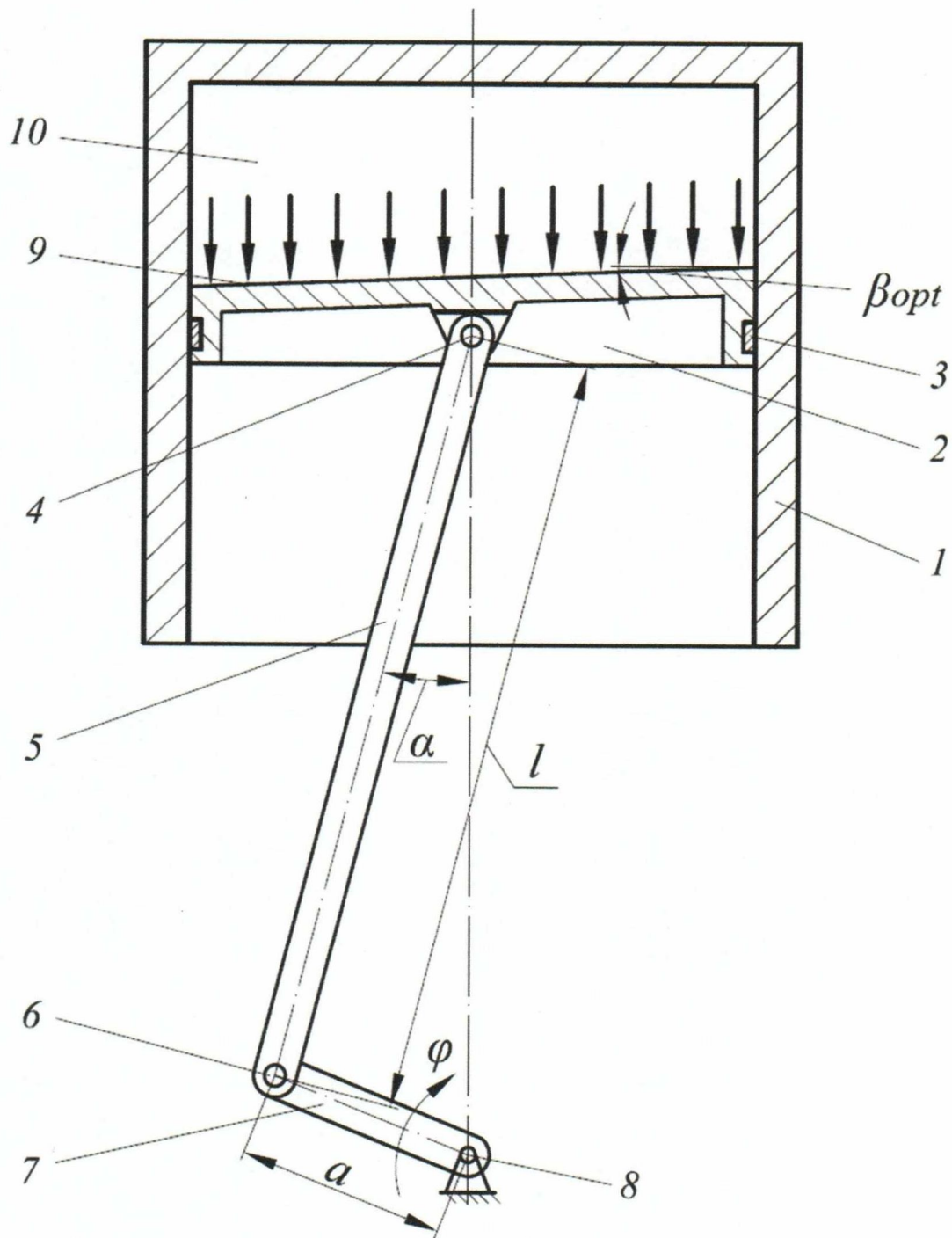


Fig. 1

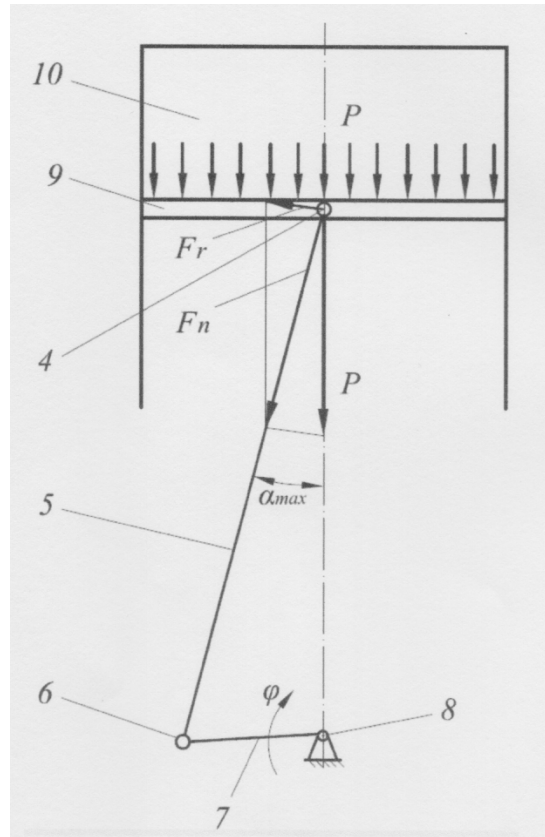


Fig. 2

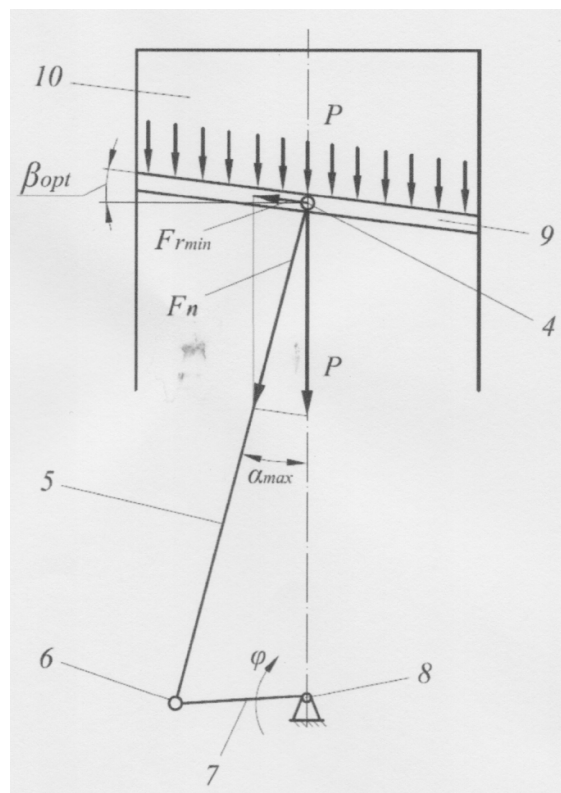


Fig. 3

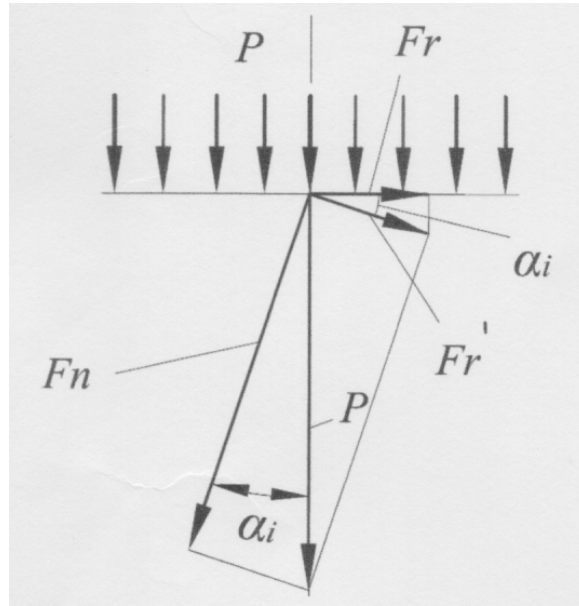


Fig. 4

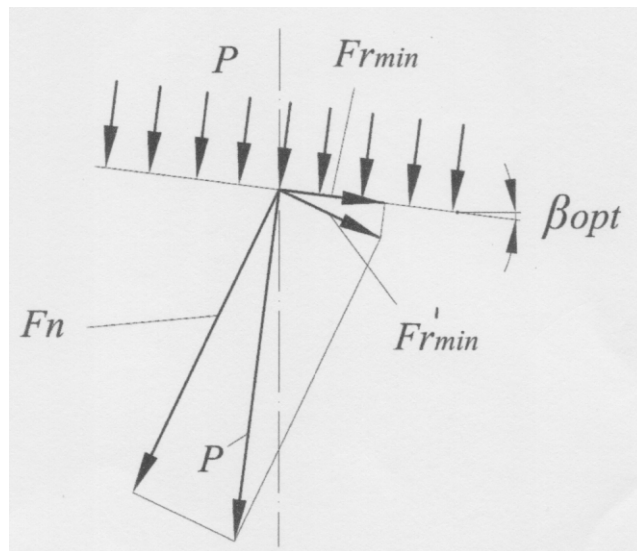


Fig. 5

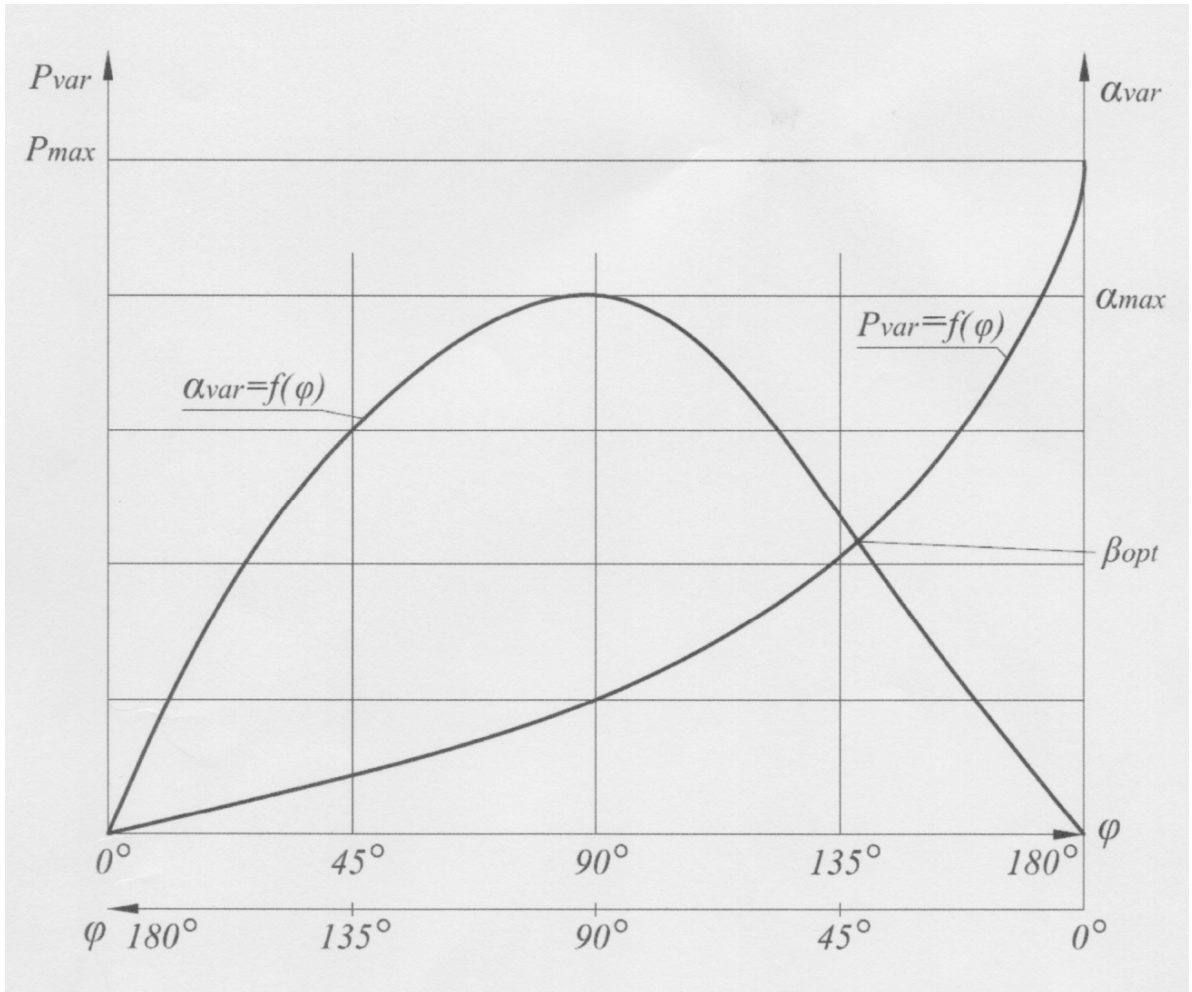


Fig. 6