



MD 1747 Y 2024.03.31

REPUBLICA MOLDOVA



(19) Agenția de Stat
pentru Proprietatea Intelectuală

(11) 1747 (13) Y
(51) Int.Cl: F04D 29/22 (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 2023 0029 (22) Data depozit: 2023.03.23	(45) Data publicării hotărârii de acordare a brevetului: 2024.03.31, BOPI nr. 3/2024
(71) Solicitant: INSTITUȚIA PUBLICĂ UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI, MD (72) Inventatori: BOSTAN Viorel, MD; PETCO Andrei, MD (73) Titular: INSTITUȚIA PUBLICĂ UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI, MD	

(54) Rotor al pompei hidraulice centrifuge

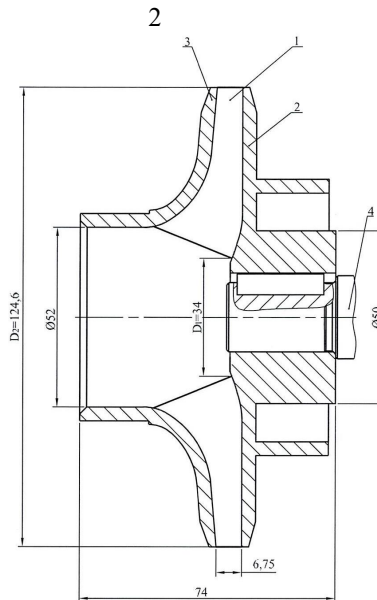
(57) Rezumat:

Invenția se referă la construcția de pompe, în special la rotoare ale pompelor hidraulice centrifuge.

Rotorul, conform invenției, conține pale (1) executate cu suprafața de lucru curbilinie în secțiunea transversală și amplasate cu un pas unghiular constant α pe o circumferință de ieșire cu diametrul exterior D_2 al rotorului. Palele (1) sunt executate cu o curbură variabilă cuprinsă între muchiile lor de intrare (6) și de ieșire (7), înscrise într-un unghi θ și amplasate, respectiv, pe o circumferință de intrare cu diametrul interior D_1 și pe circumferința de ieșire cu diametrul exterior D_2 al rotorului. Palele (1) sunt amplasate între un disc cu butuc conducător (2) și un disc curbat (3). Palele (1) sunt executate pe lungimea lor cu o grosime variabilă.

Revendicări: 3

Figuri: 7



MD 1747 Y 2024.03.31

(54) Rotor of centrifugal hydraulic pump**(57) Abstract:**

1
The invention relates to pump engineering, in particular to rotors of centrifugal hydraulic pumps.

The rotor, according to the invention, comprises blades (1), made with a curved working surface in cross-section and placed with a constant angular pitch α on the exit circle with an outer diameter D_2 of the rotor. The blades (1) are made with variable curvature, included between their inlet (6) and outlet (7) edges, inscribed in an angle θ and

2
placed, respectively, on the inlet circle with an inner diameter D_1 and on the outlet circle with an outer diameter D_2 of the rotor. The blades (1) are placed between the drive hub disk (2) and the curved disk (3). The blades (1) are made along their length with variable thickness.

Claims: 3

Fig.: 7

(54) Ротор центробежного гидронасоса**(57) Реферат:**

1
Изобретение относится к насосостроению, в частности к роторам центробежных гидронасосов.

Ротор, согласно изобретению, содержит лопасти (1), выполненные с криволинейной рабочей поверхностью в поперечном сечении и размещенные с постоянным угловым шагом α на окружности выхода с внешним диаметром D_2 ротора. Лопасти (1) выполнены с переменной кривизной, включенной между их кромками входа (6) и выхода (7),

2
вписанными в угол θ и размещенными, соответственно, на окружности входа с внутренним диаметром D_1 и на окружности выхода с внешним диаметром D_2 ротора. Лопасти (1) размещены между диском с ведущей ступицей (2) и криволинейным диском (3). Лопасти (1) выполнены по своей длине с переменной толщиной.

П. формулы: 3

Фиг.: 7

Descriere:

5 Invenția se referă la construcția de pompe, în special la rotoare ale pompelor hidraulice centrifuge.

Este cunoscut un rotor al pompei hidraulice centrifuge, care conține un disc executat în comun cu un butuc conducător, un disc condus cu găuri de intrare și pale profilate, cuprinse între discurile conducător și condus [1].

10 Dezavantajul soluției cunoscute constă în complexitatea tehnologică de fabricare, care conduce la extinderea ciclului operațional tehnologic și la majorarea timpului și a costului de producere.

De asemenea, se cunoaște un rotor al pompei hidraulice centrifuge, care conține pale executate cu suprafața de lucru curbilinie în secțiunea transversală și amplasate cu un pas unghiular constant pe o circumferință de ieșire cu diametrul exterior D_2 al rotorului, palele fiind executate cu o curbura variabilă cuprinsă între muchiile lor de intrare și de ieșire, amplasate, respectiv, pe o circumferință de intrare cu diametrul interior D_1 și pe circumferința de ieșire cu diametrul exterior D_2 al rotorului [2].

Dezavantajele soluției cunoscute constau în pierderi energetice sporite la interacțiunea lichidului cu palele, care conduce la reducerea randamentului mecanic hidraulic al pompei pentru anumite regimuri de lucru, de asemenea, consumul sporit de materiale și cheltuieli majore de fabricare.

20 Problema tehnică pe care o rezolvă invenția propusă constă în crearea unui rotor al pompei hidraulice centrifuge cu pale profilate, care ar asigura diminuarea pierderilor hidraulice la interacțiunea lichidului cu palele și, respectiv, reducerea dimensiunilor și consumului de materiale, inclusiv a costului de fabricare.

Problema se rezolvă prin aceea că rotorul pompei hidraulice centrifuge conține pale executate cu suprafața de lucru curbilinie în secțiunea transversală și amplasate cu un pas unghiular constant α pe o circumferință de ieșire cu diametrul exterior D_2 al rotorului, palele fiind executate cu o curbura variabilă ρ cuprinsă între muchiile lor de intrare și de ieșire, înscrise într-un unghi θ și amplasate, respectiv, pe o circumferință de intrare cu diametrul interior D_1 și pe circumferința de ieșire cu diametrul exterior D_2 al rotorului. Palele sunt amplasate între un disc cu butuc conducător și un disc curbat, palele având o formă geometrică reprezentată printr-o linie de curbura, care trece prin punctele $n_1...n_5$, cu muchia de intrare definită prin punctul n_1 exprimat prin diametrul interior $D_1=34$ mm și unghiul palei $\beta_1 = 53^\circ$, pentru punctele $n_2...n_4$ caracterizate, respectiv, prin coordonatele unghiulare $\Delta\theta_2 = 73^\circ$, $\Delta\theta_3 = 53^\circ$ și $\Delta\theta_4 = 34^\circ$, și respectiv, cu unghiurile palei $\beta_2 = 75,1^\circ$, $\beta_3 = 57,3^\circ$, $\beta_4 = 62,2^\circ$, și muchia de ieșire definită prin punctul n_5 exprimat prin coordonata unghiulară $\Delta\theta_5 = 38^\circ$, unghiul palei $\beta_5 = 78,7^\circ$ și diametrul exterior $D_2=124,6$ mm al rotorului. Palele sunt executate pe lungimea lor cu o grosime variabilă, simetric în raport cu linia de curbura.

Numărul de pale ale rotorului, prin modificarea geometriei, poate constitui 4 pale.

Palele pot fi executate în comun cu discul cu butuc conducător, care este asamblat în lateral și coaxial cu discul curbat.

40 Rezultatul tehnic al invenției propuse constă în micșorarea dimensiunilor palelor și a numărului acestora, ceea ce conduce la reducerea timpului și a costului de fabricare, în micșorarea pierderilor energetice la interacțiunea pală-lichid, și respectiv, creșterea randamentului hidraulic al rotorului de la 56% la 61%, precum și în majorarea randamentului mecanic al pompei cu 3,2% (fig. 7).

Invenția se explică prin desenele din fig. 1-7, care reprezintă:

- 45 - fig. 1, rotorul pompei hidraulice centrifuge, secțiunea axială;
- fig. 2, profilul parametrizat al palei;
- fig. 3, vederea discului cu pale cu discul curbat înlăturat;
- fig. 4, vederea rotorului cu discul curbat secționat;
- fig. 5, vederea 3D a palelor amplasate în rotor, în scară;
- fig. 6, prezentarea variației configurațiilor parametrice pentru identificarea parametrilor
- 50 geometrici optimali ai rotorului pompei;
- fig. 7, caracteristicile funcționale ale pompei.

Rotorul pompei hidraulice centrifuge (fig. 1-7) conține palele 1 executate cu suprafața de lucru curbilinie în secțiunea transversală și amplasate cu pasul unghiular constant α pe circumferința de ieșire cu diametrul exterior D_2 al rotorului, palele 1 fiind executate cu curbura variabilă ρ cuprinsă între

55 muchiile lor de intrare 6 și de ieșire 7, înscrise în unghiul θ și amplasate, respectiv, pe circumferința de intrare cu diametrul interior D_1 și pe circumferința de ieșire cu diametrul exterior D_2 al rotorului. Totodată palele 1 sunt amplasate între discul cu butuc conducător 2 și discul curbat 3, palele 1 având forma

geometrică reprezentată prin linia de curbură 5, care trece prin punctele $n_1...n_5$, cu muchia de intrare 6 definită prin punctul n_1 exprimat prin diametrul interior $D_1=34$ mm și unghiul palei $\beta_1 = 53^\circ$, pentru punctele $n_2...n_4$ caracterizate, respectiv, prin coordonatele unghiulare $\Delta\theta_2 = 73^\circ$, $\Delta\theta_3 = 53^\circ$ și $\Delta\theta_4 = 34^\circ$, și respectiv, cu unghiurile palei $\beta_2 = 75,1^\circ$, $\beta_3 = 57,3^\circ$, $\beta_4 = 62,2^\circ$, și muchia de ieșire 7 definită prin punctul n_5 exprimat prin coordonata unghiulară $\Delta\theta_5 = 38^\circ$, unghiul palei $\beta_5 = 78,7^\circ$ și diametrul exterior $D_2=124,6$ mm al rotorului. Palele 1 sunt executate pe lungimea lor cu grosimea variabilă, simetric în raport cu linia de curbură 5. Valorile menționate, păstrând continuitatea liniei de curbură 5, au fost determinate prin aplicarea metodelor dinamicii computaționale a lichidelor și metodelor euristice de optimizare, și anume a algoritmului evolutiv, bazate pe criteriul majorării randamentului, având ca restricție păstrarea înălțimii de pompare a pompei constante.

Rotorul pompei hidraulice centrifuge funcționează în modul următor.

Principiul de lucru al pompei centrifuge constă în transformarea energiei de rotație a motorului în energia fluxului lichid, direcționat din zona de aspirație a rotorului în zona racordului de refulare a carcusei pompei.

La rotirea arborelui 4 (fig. 1) particulele de lichid sunt antrenate de rotorul cu pale într-o mișcare de rotație și sunt aruncate sub acțiunea forțelor centrifuge către periferia acestuia. La ieșirea din rotorul cu palele 1, particulele de lichid au viteze mari, adică posedă energie cinetică mare, iar în colector, a cărui secțiune crește, viteza scade și presiunea crește.

Când lichidul părăsește pompa prin flanșa de refulare, acesta dispune de energia potențială (de presiune) și de energia cinetică. Energia deținută de lichid cu aceste două componente, definește energia hidraulică.

Rotorul cu pale 1 se compune din două discuri: unul cu butuc conducător 2 și altul - curbat 3, între ele fiind amplasate palele 1 ale rotorului, ce separă spațiul dintre discurile 2 și 3. Palele 1 ale rotorului sunt executate cu suprafața de lucru curbilinie, cu curbură variabilă din interior către exterior. Carcasa spiralată sau colectorul are o secțiune variabilă, crescătoare, astfel încât o parte din energia cinetică a lichidului se transformă în energia potențială.

Reieșind din principiul de funcționare a pompelor hidraulice centrifuge pentru realizarea scopului și obiectivelor privind reducerea pierderilor energetice la interacțiunea pală-lichid s-au aplicat metodele dinamicii computaționale a lichidelor și metodele euristice de optimizare, și anume a algoritmului evolutiv, bazate pe criteriul majorării randamentului, având ca restricție păstrarea înălțimii de pompare a pompei constante. Metodele expuse au fost utilizate cu condiția păstrării continuității liniei de curbură 5 pe întreaga lungime a palei 1 dintre muchia de intrare 6 și muchia de ieșire 7, înscrise în unghiul θ .

Totodată a fost aplicată metodologia de optimizare, bazată pe cuplarea metodelor dinamicii computaționale a lichidelor și a algoritmului evolutiv. Aplicarea acestei metodologii se datorează complexității procesului curgerii lichidului în rotorul pompei, grație fenomenului de turbulență pronunțat (numărul Reynolds ajungând la cca. 10^6), ceea ce nu permite descrierea curgerii prin rezolvarea analitică a ecuațiilor Navier-Stokes și, respectiv, a complexității procesului de optimizare multicriterială. Acest obiectiv nu poate fi atins prin utilizarea metodelor clasice de optimizare.

Procesul de optimizare utilizat include următoarele acțiuni procedurale:

- Simularea curgerii lichidului în rotorul pompei cu parametri geometrici inițiali;
- Stabilirea parametrilor de optimizare pentru punctele liniei de curbură a palei $n_1...n_5$: unghiurile palei $\beta_1 ... \beta_5$, coordonatele unghiulare $\Delta\theta_2 ... \Delta\theta_5$, diametrul interior D_1 și exterior D_2 al rotorului, precum și numărul de pale Z;

- Stabilirea criteriilor de optimizare privind majorarea randamentului hidraulic la interacțiunea pală-lichid, cu restricția păstrării înălțimii constante a lichidului;

- Stabilirea limitelor de variere a parametrilor la eșantionarea acestora;

- Eșantionarea parametrilor între limitele stabilite, prin aplicarea metodei Hypercubului Latin, necesară pentru obținerea unor combinații aleatorii de valori;

- Efectuarea simulărilor în baza modelelor geometrice, elaborate conform datelor obținute în urma eșantionării parametrilor;

- Aplicarea metodei Kriging și a regresiei liniare asupra setului de date obținute în urma simulărilor pentru identificarea suprafeței de răspuns, care descrie corelarea parametrilor geometrici și a criteriilor de optimizare;

- Aplicarea algoritmului evolutiv, ca proces recursiv, format prin următoarele acțiuni: crearea populației inițiale a deciziilor, evaluarea deciziilor, aplicarea operatorilor genetici (în cazul dat a

mutației), evaluarea și selectarea soluțiilor. Iterațiile calculului se repetă până când nu se stabilesc parametrii optimali ai rotorului pompei (fig. 6);

- Efectuarea simulării curgerii lichidului în rotorul modificat al pompei (fig. 5) și compararea datelor obținute cu cele primite prin simularea curgerii lichidului în rotorul cu parametrii geometrici inițiali.

5

(56) Referințe bibliografice citate în descriere:

1. RU 2618372 C2 2017.05.03
2. RU 2452875 C2 2012.06.10

(57) Revendicări:

1. Rotor al pompei hidraulice centrifuge, care conține pale (1) executate cu suprafața de lucru curbilinie în secțiunea transversală și amplasate cu un pas unghiular constant α pe o circumferință de ieșire cu diametrul exterior D_2 al rotorului, palele (1) fiind executate cu o curbură variabilă ρ cuprinsă între muchiile lor de intrare (6) și de ieșire (7), înscrise într-un unghi θ și amplasate, respectiv, pe o circumferință de intrare cu diametrul interior D_1 și pe circumferința de ieșire cu diametrul exterior D_2 al rotorului, **caracterizat prin aceea că** palele (1) sunt amplasate între un disc cu butuc conducător (2) și un disc curbat (3), palele (1) având o formă geometrică reprezentată printr-o linie de curbură (5), care trece prin punctele $n_1...n_5$, cu muchia de intrare (6) definită prin punctul n_1 exprimat prin diametrul interior $D_1=34$ mm și unghiul palei $\beta_1 = 53^\circ$, pentru punctele $n_2...n_4$ caracterizate, respectiv, prin coordonatele unghiulare $\Delta\theta_2 = 73^\circ$, $\Delta\theta_3 = 53^\circ$ și $\Delta\theta_4 = 34^\circ$, și respectiv, cu unghiurile palei $\beta_2 = 75,1^\circ$, $\beta_3 = 57,3^\circ$, $\beta_4 = 62,2^\circ$, și muchia de ieșire (7) definită prin punctul n_5 exprimat prin coordonata unghiulară $\Delta\theta_5 = 38^\circ$, unghiul palei $\beta_5 = 78,7^\circ$ și diametrul exterior $D_2=124,6$ mm al rotorului, totodată palele (1) sunt executate pe lungimea lor cu o grosime variabilă, simetric în raport cu linia de curbură (5).
2. Rotor, conform revendicării 1, **caracterizat prin aceea că** numărul de pale (1) ale rotorului, prin modificarea geometriei, constituie 4 pale.
3. Rotor, conform revendicărilor 1 și 2, **caracterizat prin aceea că** palele (1) sunt executate în comun cu discul cu butuc conducător (2), care este asamblat lateral și coaxial cu discul curbat (3).

MD 1747 Y 2024.03.31

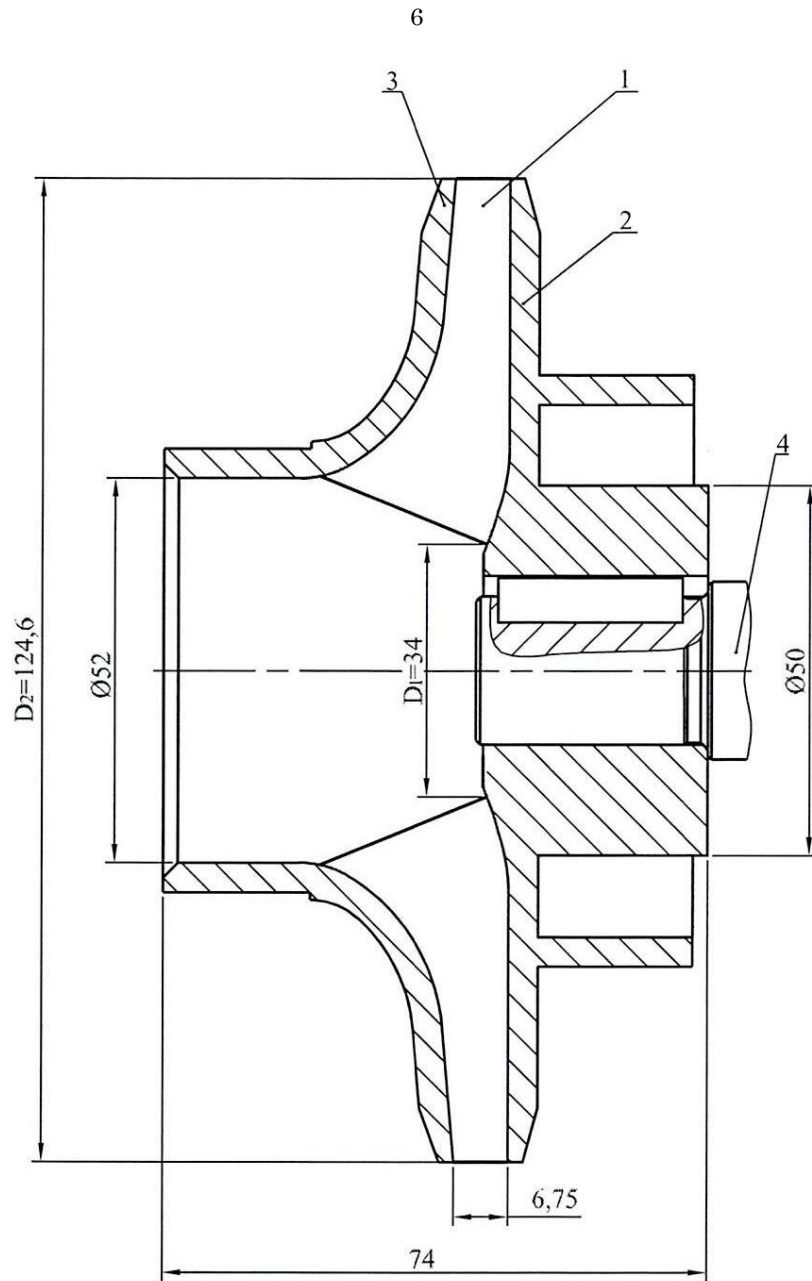


Fig. 1

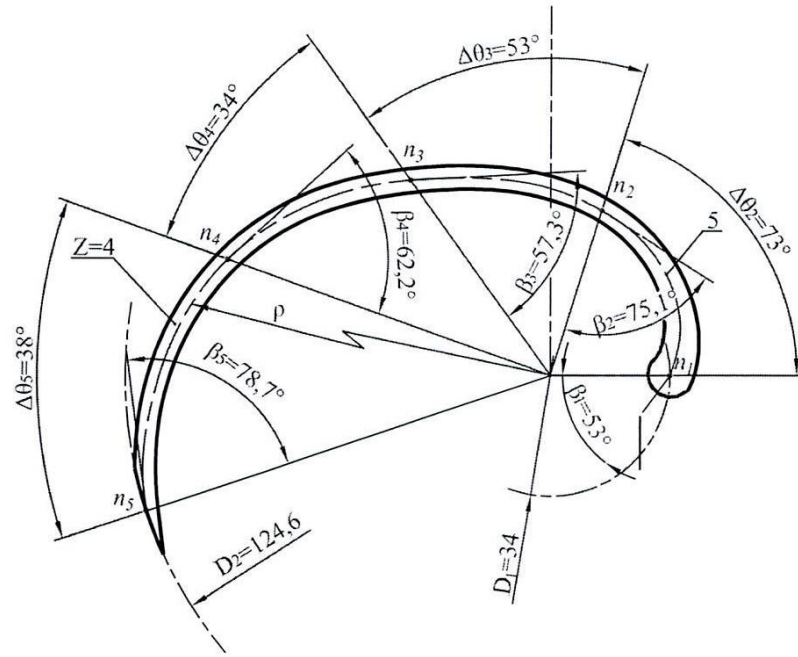


Fig. 2

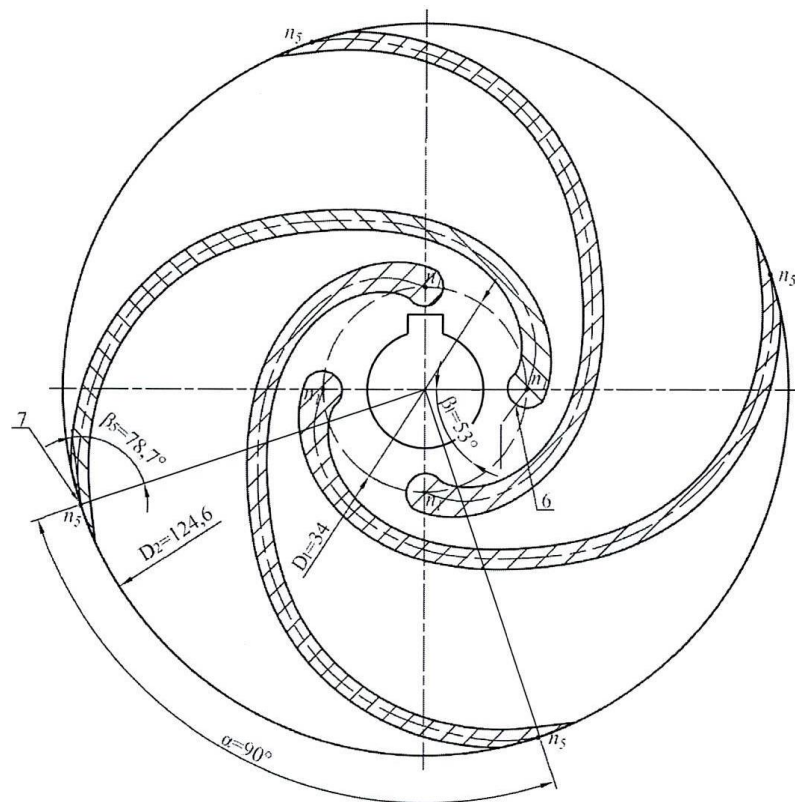


Fig. 3

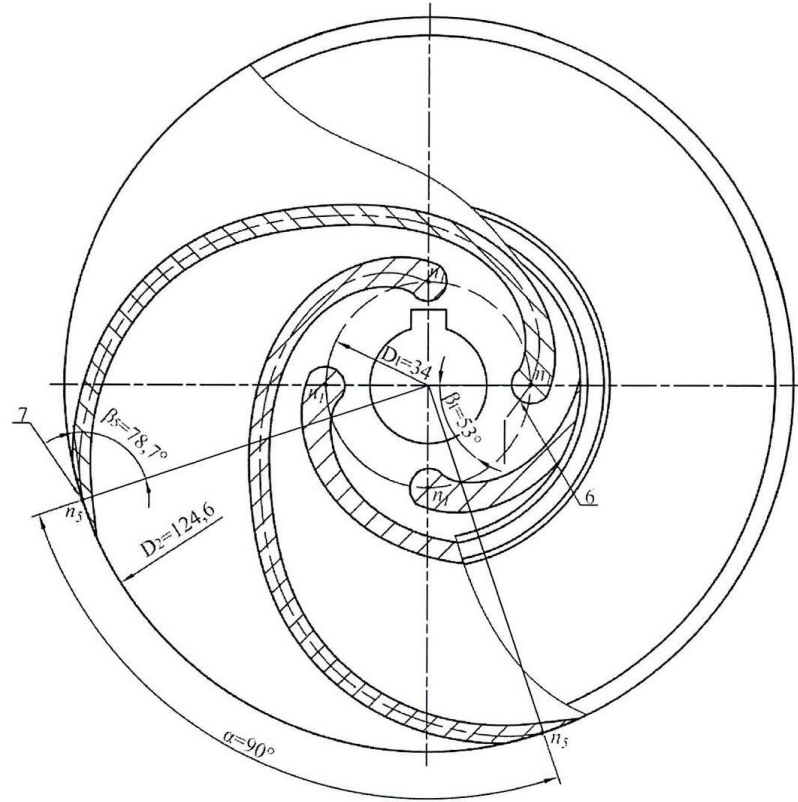


Fig. 4

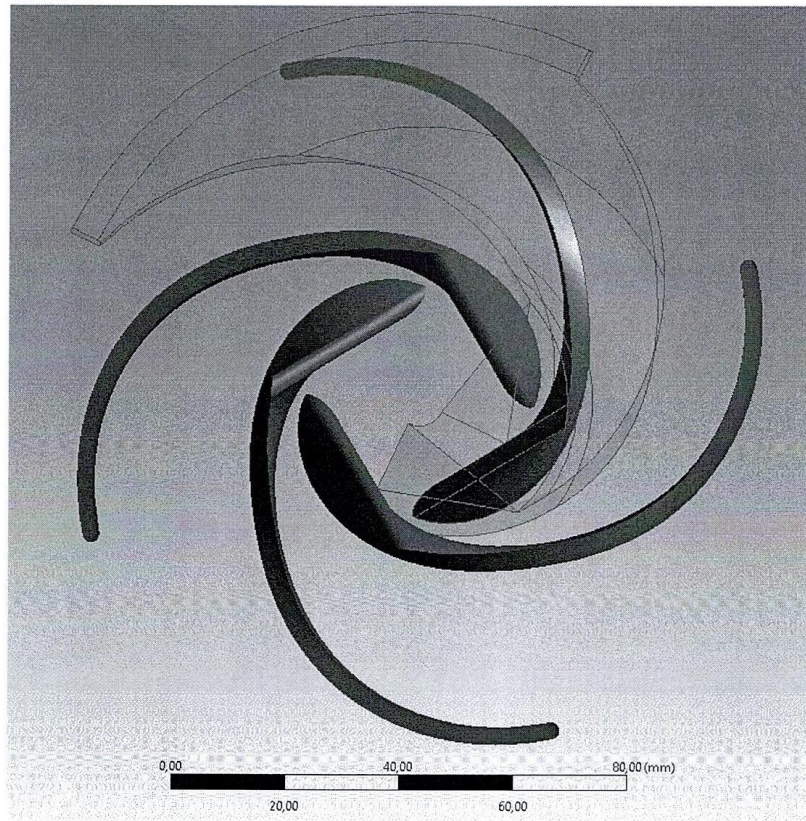


Fig. 5

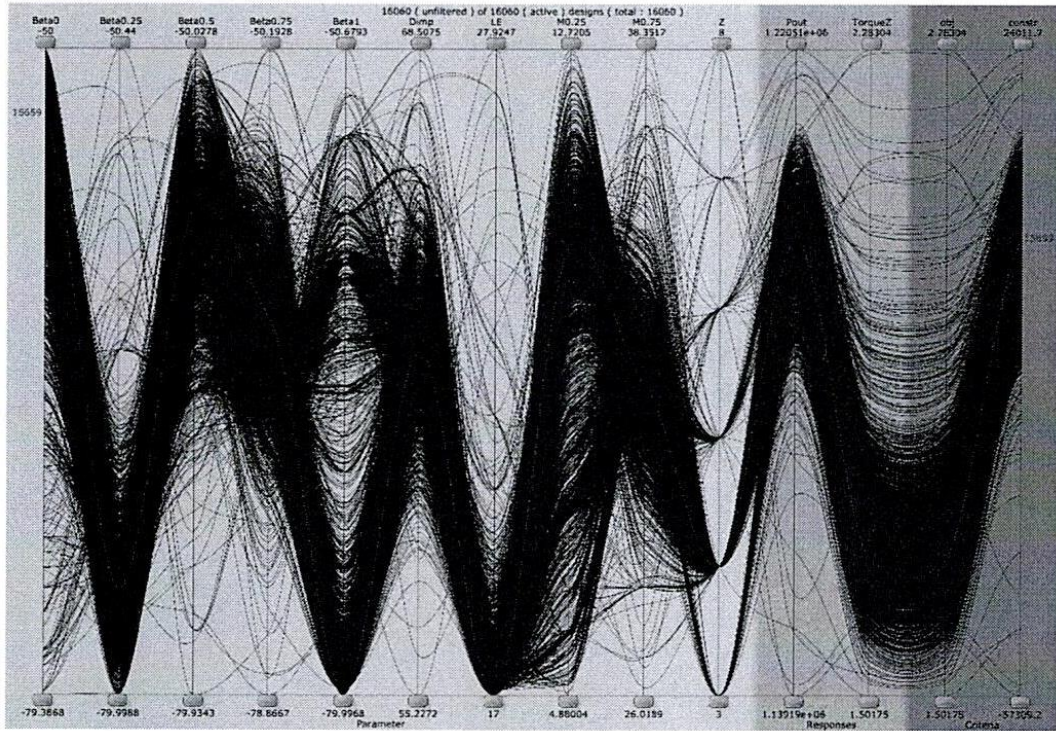


Fig. 6

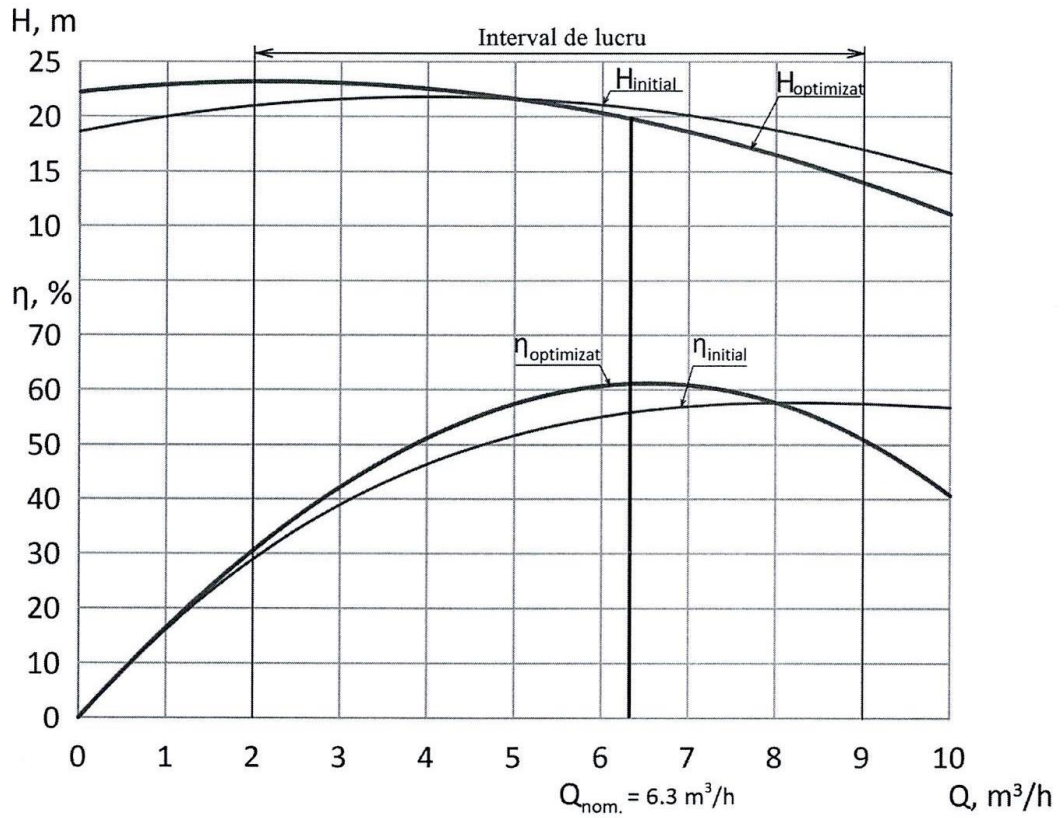


Fig. 7