



UNIVERSITATEA „POLITEHNICA” din BUCUREȘTI

ȘCOALA DOCTORALĂ A FACULTĂȚII DE INGINERIE MECANICĂ ȘI  
MECATRONICĂ

Nr. Decizie 810 din 21.02.2022

# REZUMATUL TEZEI DE DOCTORAT

Ing. Mariana Mirela STOICAN (PRISECARU)

*Contribuții privind creșterea performanțelor energetice ale mașinilor de  
lucru rotative cu rotoare profilate*

*Contributions on increasing the energy performance of rotating work  
machines with profiled rotors*

## COMISIA DE DOCTORAT

Președinte	Prof. dr. ing. Octavian Donțu	de la	UP București
Conducător de doctorat	Prof. emerit dr. ing. Nicolae Băran	de la	UP București
Referent	Prof. dr. ing. Dumitru Ilie	de la	UT Craiova
Referent	Prof. emerit dr. ing. Teodor Eugen Man	de la	UP Timișoara
Referent	Prof. emerit dr. ing. Valeriu Nicolae Panaitescu	de la	UP București

București

2022

## CUPRINS

<b>Introducere.....</b>	<b>3</b>
<b>Capitolul 1. Stadiul actual al cercetărilor privind mașinile de lucru cu rotoare profilate .....</b>	<b>5</b>
<b>Capitolul 2. Prezentarea unor variante constructive ale mașinii rotative cu două rotoare profilate construite până în prezent.....</b>	<b>6</b>
<b>Capitolul 3. Determinarea performanțelor mașinii rotative cu pistoane de forma unei prisme triunghiulare .....</b>	<b>8</b>
<b>3.1. Soluția constructivă și principiul de funcționare.....</b>	<b>8</b>
<b>3.5. Calculul randamentului efectiv al mașinii de lucru rotative .....</b>	<b>11</b>
<b>3.6. Prezentarea curbelor caracteristice ale mașinii volumice rotative.....</b>	<b>12</b>
<b>Capitolul 4. Prezentarea unei idei originale pentru modificarea arhitecturii rotoarelor profilate .....</b>	<b>15</b>
<b>Capitolul 5. O nouă soluție constructivă pentru mașina de lucru cu pistoane rotative prismatice de secțiune triunghiulară .....</b>	<b>19</b>
<b>Capitolul 6. Influența parametrilor geometrici și funcționali asupra debitului și puterii de antrenare a mașinii de lucru rotative .....</b>	<b>21</b>
<b>Capitolul 7. Dimensionarea unor elemente ale circuitului hidraulic al mașinii de lucru rotative .....</b>	<b>28</b>
<b>Capitolul 8. Concepția, proiectarea și construcția instalației experimentale.....</b>	<b>28</b>
<b>Capitolul 9. Cercetări experimentale și prelucrarea rezultatelor obținute.....</b>	<b>30</b>
<b>CONCLUZII .....</b>	<b>37</b>
<b>C.1. Concluzii generale.....</b>	<b>37</b>
<b>C.2. Contribuții originale.....</b>	<b>37</b>
<b>C.3. Perspective de dezvoltare ulterioară a cercetărilor .....</b>	<b>Error! Bookmark not defined.</b>
<b>Bibliografie selectivă .....</b>	<b>39</b>

# Introducere

## 1. Actualitatea temei tezei de doctorat

Domeniul abordat prin teza de doctorat cu titlul "*Contribuții privind creșterea performanțelor energetice ale mașinilor de lucru rotative cu rotoare profilate*" este unul de certă actualitate, oportunitate și importanță și anume asigurarea unor randamente superioare ale mașinilor de lucru rotative, ceea ce este în concordanță cu eforturile actuale de implementare a unei politici susținute de creștere a performanțelor mașinilor. În prezent, în diferite universități și institute de specialitate din țară și străinătate, se efectuează cercetări constante asupra evaluării și amplificării performanțelor energetice ale mașinilor de lucru rotative. Teza se înscrie pe această linie, dezvoltând o serie de investigații, teoretice, numerice și experimentale, privind utilizarea mașinilor de lucru rotative la transportul fluidelor, în vederea reducerii consumului de energie electrică cât și a pierderilor de fluide. Prin conținutul său lucrarea urmărește să prezinte un model propus de mașină de lucru rotativă care poate fi realizată practic în mai multe variante. Astfel, se studiază creșterea performanțelor energetice ale mașinilor de lucru rotative cu rotoare profilate, propunând o soluție constructivă pentru o mașina de lucru cu pistoane rotative prismatice de secțiune triunghiulară, pentru care se studiază influența parametrilor geometrici și funcționali asupra debitului și puterii de antrenare a mașinii și efectuând o serie de cercetări experimentale pe o instalație concepută, proiectată și realizată special pentru rezolvarea obiectivelor tezei de doctorat.

Fenomenele cercetate sunt complexe, studiul acestora necesitând cunoștințe de mecanica fluidelor, organe de mașini, fizică, precum și cercetări experimentale.

Teza de doctorat se încadrează în cercetările actuale pe plan mondial și aduce importante contribuții, teoretice și experimentale, cu implicații în domeniul fundamental Științe Inginerești, domeniul de doctorat Inginerie Mecanică, cu aplicabilitate imediată.

## 2. Conținutul tezei de doctorat

Lucrarea însumează un număr de 148 de pagini, 47 de tabele, 108 figuri și este rațional structurată în 9 capitole, la care se adaugă, la început, Prefață, Notații și simboluri, Abstract, Introducere și, la sfârșit, Concluzii, Bibliografie și Anexe.

**Prefața** face scurte referiri privitoare la cercetările teoretice și experimentale privind tematica tezei efectuate în cadrul Departamentului de Termotehnică, Motoare, Echipamente termice și frigorifice, Facultatea de Mecanică și Mecatronică, Universitatea POLITEHNICA din București, sub conducerea prof. emerit dr. ing. Nicolae BĂRAN, și aduce mulțumiri persoanelor care, într-un fel sau altul, au contribuit la susținerea și suportul moral necesar ducerii la bun sfârșit a elaborării tezei de doctorat.

În **Notații principale și prescurtări** sunt înscrise notațiile principalelor mărimi fizice întâlnite pe parcursul tezei, litere latine și litere grecești, însoțite de unitățile corespunzătoare de măsură, și cele mai multe din prescurtările folosite.

În **Abstract** se prezintă, pe scurt, în română și engleză, conținutul tezei precum și principalele contribuții originale.

În **Introducere** se prezintă câteva elemente ale problematicii abordate și se precizează cadrul teoretic și practic al dezvoltărilor tezei de doctorat. Astfel, se subliniază importanța și actualitatea eforturilor privind creșterea performanțelor funcționale și energetice ale mașinilor de lucru rotative cu rotoare profilate, se fixează obiectivele de studiu, se face o prezentare generală a lucrării și se menționează unele observații.

În prima parte a acestei lucrări se prezintă o clasificare a mașinilor de lucru și de forță, se expun principalele tipuri de pompe rotative: pompe cu lamele, pompe cu roți dințate, pompe cu șurub, pompe cu lobi. În continuare se prezintă principiul de funcționare și soluțiile constructive ale mașinii de lucru rotative cu rotoare profilate pentru transportul lichidelor, influența formei pistonului asupra etanșării dintre două rotoare profilate, se stabilește relația de calcul a debitului vehiculat de mașină și se determină puterea de antrenare a mașinii. Se stabilește o soluție constructivă originală a unei mașini volumice rotative și se enumeră avantajele ei.

O direcție de cercetare actuală o constituie îmbunătățirea performanței mașinilor care vehiculează fluide. Optimizarea arhitecturii interioare a mașinilor de lucru este o problemă deosebit de importantă, problemă studiată atât la noi în țară cât și în străinătate.

Actual, mașinile existente în tehnică evoluează în timp spre configurații de curgere care le fac minimum imperfecte posibil.

Atât mașinile motoare cât și cele de lucru evoluează în timp în sensul următor:

- pentru mașinile motoare se urmărește producerea lucrului mecanic maxim cedat în exterior;
- pentru mașinile de lucru se urmărește un consum minim de lucru mecanic din exterior.

La mașinile de lucru rotative cu rotoare profilate, problema care privește arhitectura rotorului este optimizarea geometriei acestuia și alegerea parametrilor care conduc la o mai eficientă vehiculare a fluidelor.

Minimizarea puterii de antrenare a mașinilor volumice cu rotoare profilate și găsirea unei noi arhitecturi a rotorului profilat sunt elemente cheie în conceperea și proiectarea unei noi mașini rotative.

La mașinile de lucru (pompe, ventilatoare, compresoare) se întâlnește un sistem de curgere care are o anumită configurație, caracterizată de anumite dimensiuni constructive și anumiți parametri funcționali.

## Capitolul 1. Mașini de lucru rotative pentru vehicularea lichidelor

Capitolul 1 începe cu clasificarea generală a mașinilor de lucru rotative, după scopul urmărit, în funcție de soluția constructivă și după parametrii de lucru. Mașinile de lucru rotative pentru vehicularea lichidelor sunt clasificate după principiul de funcționare și după modul de antrenare. Se prezintă pe scurt pompa rotativă cu palete culisante în rotor. Se explică funcționarea unor diferite variante constructive de pompe cu roți dințate, a unor pompe cu șurub și a unor pompe cu lobi. Se realizează o prezentare a stadiului actual al cercetărilor privind mașinile de lucru rotative cu rotoare profilate, se face o descriere constructivă și funcțională a unor mașini de lucru cu rotoarele profilate prevăzute cu pistoane rotative de forma unor lamele dreptunghiulare, pistoane rotative de forma unei prisme triunghiulare, pistoane rotative de forma unor prisme cu fețele laterale curbilini, evidențiind unele avantaje ale acestui tip de mașină de lucru în raport cu celelalte mașini de lucru rotative. Capitolul se încheie cu o serie de concluzii, subliniindu-se utilitatea studiului mașinilor de lucru rotative cu rotoare profilate în vederea creșterii performanțelor funcționale și energetice ale acestora.

Lucrarea are în principal ca scop rezolvarea următoarelor obiective:

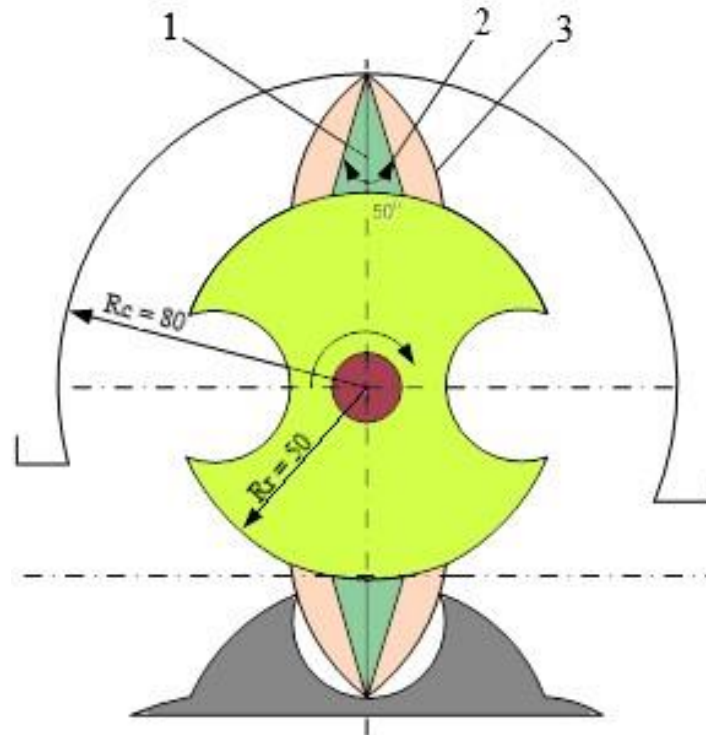
- 1) Elaborarea unei noi soluții constructive pentru mașina de lucru rotativă care să vehiculeze lichide pure sau cu suspensii.
- 2) Soluția constructivă originală trebuie să precizeze forma conturului rotoarelor, adică să fie elaborate programe de calcul care să furnizeze coordonatele  $x_i$ ,  $y_i$  ale conturului rotoarelor; ulterior pe un C.N.C. se realizează rotoarele.
- 3) Influența formei rotoarelor asupra performanțelor energetice ale mașinii de lucru rotative cu rotoare profilate.
- 4) Elaborarea calculelor privind debitul vehiculat și puterea de antrenare a mașinii volumice cu rotoare profilate.
- 5) Stabilirea relațiilor matematice originale care să releve legătura dintre raza rotorului mașinii de lucru rotative și înălțimea pistonului rotativ.
- 6) Construcția curbelor caracteristice ale mașinii pe cale teoretică.
- 7) Proiectarea standului de încercări experimentale și construcția lui.
- 8) Efectuarea cercetărilor experimentale cu referire la capitolele 3), 4) și 6) în laboratoarele U.P.B.

În prezenta lucrare se va folosi termenul de „mașină de lucru rotativă” care poate fi ventilator, compresor, pompă volumică cu rotoare profilate.

Având în vedere variantele constructive ale mașinilor de lucru rotative studiate până în prezent este necesară continuarea cercetărilor științifice în vederea validării cercetărilor teoretice, îmbunătățirea parametrilor constructivi și funcționali care să asigure randamente superioare, ceea ce este în concordanță cu eforturile actuale de implementare a unei politici susținute de creștere a performanțelor funcționale și energetice mașinilor de lucru rotative.

## Capitolul 2. Prezentarea unor variante constructive ale mașinii rotative cu două rotoare profilate construite până în prezent

În acest capitol, pentru trei variante constructive ale mașinii de lucru rotative cu rotoare profilate, se calculează debitul vehiculat și puterea de antrenare în funcție de turația mașinii de lucru rotative cu rotoare profilate, tabelar și grafic și se comentează comparativ rezultatele.



**Fig. 2. 1.** Rotor cu pistoane rotative

1 – lamelă dreptunghiulară; 2 – profil triunghiular; 3 – profil curbiliniu

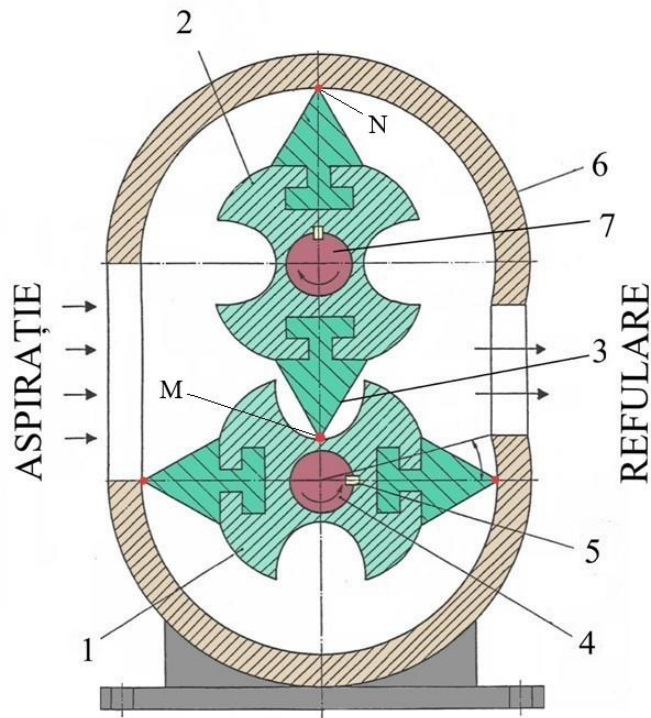
Varianta I: pistoanele rotative au forma unor lamele dreptunghiulare;

Varianta II: pistoanele rotative au forma unui triunghi isoscel;

Varianta III: pistoanele rotative au forma unor prisme cu fețele laterale curbiliniu

unde  $R_r = 50$  [mm],  $z = 30$  [mm],  $R_c = 80$  [mm].

Debitul vehiculat de mașina rotativă variază în funcție de parametrii geometrici:  $l$  – lungimea rotorului [m],  $R_r$  – raza rotorului [m],  $z$  – înălțimea pistonului [m] și în funcție de parametrii funcționali:  $n_r$  – turația mașinii [rot/min].



**Fig. 2. 2.** Secțiune prin mașina de lucru rotativă varianta II  
 1 – rotor inferior; 2 – rotor superior; 3 – piston triunghiular; 4, 7 – arbori;  
 5 – pană; 6 – carcasă superioară.

Pe parcursul unei rotații complete delimitarea pe direcția radială între zona de aspirație (de joasă presiune) și zona de refulare (de înaltă presiune) este asigurată prin următoarele contacte:

- între vârful ascuțit al pistoanelor și carcase (figura 2.2);
- între vârful ascuțit al pistonului superior și rotorul inferior (2.2).

Cu cât aceste contacte sunt mai perfecte (interstițiul este cât mai mic) cu atât curgerea dinspre zona de înaltă presiune către zona de joasă presiune, așa numita curgere ”inversă” are un debit mai redus, deci mașina are un randament volumic mai mare.

Puterea de antrenare este influențată de debit (adică de parametrii menționați mai sus) de creșterea de presiune ( $\Delta p$ ) realizată de mașina rotativă între aspirație și refulare, de natura fluidului vehiculat. Creșterea de presiune realizată de mașina rotativă trebuie să învingă sarcina hidrostatică și pierderile de presiune care apar atât pe circuitul de aspirație cât și pe circuitul de refulare al pompei.

În varianta I (pistoane sub formă de lamele dreptunghiulare) debitul vehiculat de mașina de lucru rotativă va fi cel mai mare în comparație cu varianta III.

Acest debit mare solicită o putere de antrenare a mașinii, mai mare:  $P_I > P_{III}$  [W].

Alegerea formei rotoarelor conduce la o creștere a debitului acestei mașini rotative cu rotoare profilate prin creșterea debitului volumic.

Concluziile capitolului subliniază dependența debitului vehiculat și a puterii de antrenare de parametrii geometrici și funcționali ai mașinii de lucru, de creșterea de presiune dintre aspirație și refulare, de natura fluidului vehiculat, pentru cele trei variante; de asemenea, se precizează dependența dintre mărimea randamentului volumic al mașinii și curgerea „inversă”.

### Capitolul 3. Determinarea performanțelor mașinii rotative cu pistoane de forma unei prisme triunghiulare

În acest capitol se descrie soluția constructivă și expune principiul de funcționare al mașinii de lucru examinate. Sunt precizate datele inițiale de proiectare, raza rotorului  $R_r$ , înălțimea pistonului,  $z$  și raza carcasei  $R_c$ , necesare calculului coordonatelor punctelor conturului unui rotor. Se trece apoi la calculul debitului vehiculat de mașina de lucru rotativă și al puterii teoretice de antrenare. Se acordă o atenție deosebită calculul puterilor consumate prin frecare vâscoasă între vârful pistonului rotativ și carcasă, între rotoare și pereții laterali ai carcasei, între rotoare și carcasă, în funcție de turația mașinii de lucru rotative, tabelar și grafic. Se calculează și puterea disipată în lagărele mașinii. Se calculează randamentul efectiv al mașinii de lucru rotative studiate, considerând randamentele volumic, hidraulic și mecanic. Se prezintă curbele caracteristice ale mașinii de lucru rotative: caracteristica de sarcină, de putere și de randament. În secțiunea de concluzii se precizează că valoarea randamentului efectiv al mașinii de lucru rotative studiate se încadrează în limitele, teoretice și experimentale, prezentate în literatura de specialitate.

#### 3.1. Soluția constructivă și principiul de funcționare

Mașina este alcătuită din două rotoare (2, 7) identice de formă specială, care se rotesc cu aceeași turație în interiorul unor carcase (1, 5). Rotația sincronă a rotoarelor este asigurată prin două roți dințate montate în exteriorul pompei, pe arborii (8, 10) ai celor două rotoare.[1]

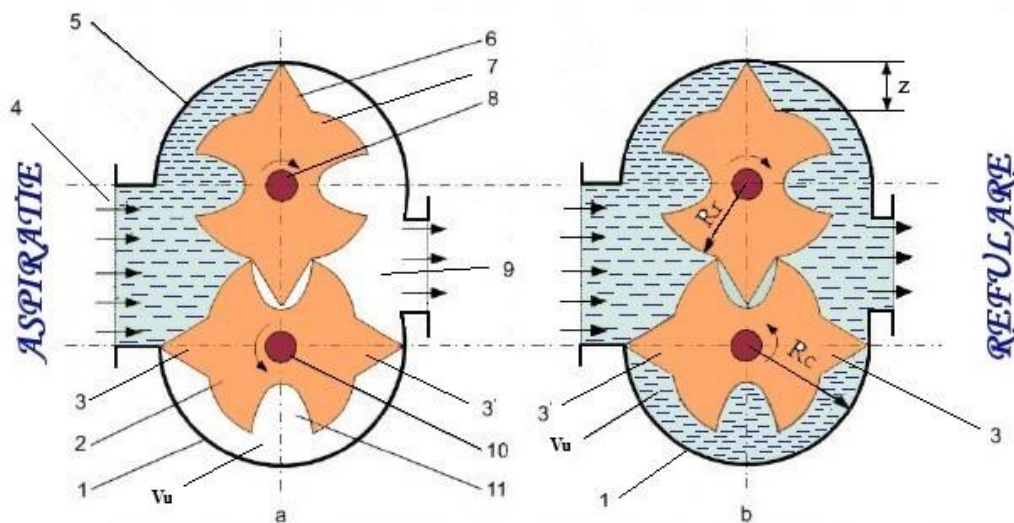


Fig. 3. 1. Poziția rotoarelor după o rotație cu  $180^\circ$  [1]

1 – carcasa inferioară; 2 – rotor inferior; 3, 6 – piston rotativ; 4 – camera de aspirație; 5 – carcasa superioară; 7 – rotor superior; 8 – arbore condus; 9 – camera de refulare; 10 – arbore conducător; 11 – cavitate în care pătrunde pistonul rotorului superior.

Fluidul care pătrunde în camera de aspirație (4) este transportat către camera de refulare (9) de către pistoanele rotative (3, 6). În figura 3.1 se observă curgerea fluidului după o rotație cu  $180^\circ$  a celor două rotoare. Volumul util al fluidului vehiculat  $V_u$ , este cuprins între cele două pistoane rotative ale rotorului inferior și carcasa inferioară (1).



### Date inițiale de proiectare

Rotorul cu pistoane rotative de forma unei prisme triunghiulare are două cavități în care pătrund pistoanele rotorului adiacent. Se stabilește mai întâi forma cavității, ulterior forma conturului pistonului rotativ.

Pentru calculul coordonatelor conturului rotorului datele inițiale de proiectare sunt:

$R_r$  – raza rotorului [mm]  $R_r = 50$  [mm];

$z$  – înălțimea pistonului  $z = 30$  [mm];

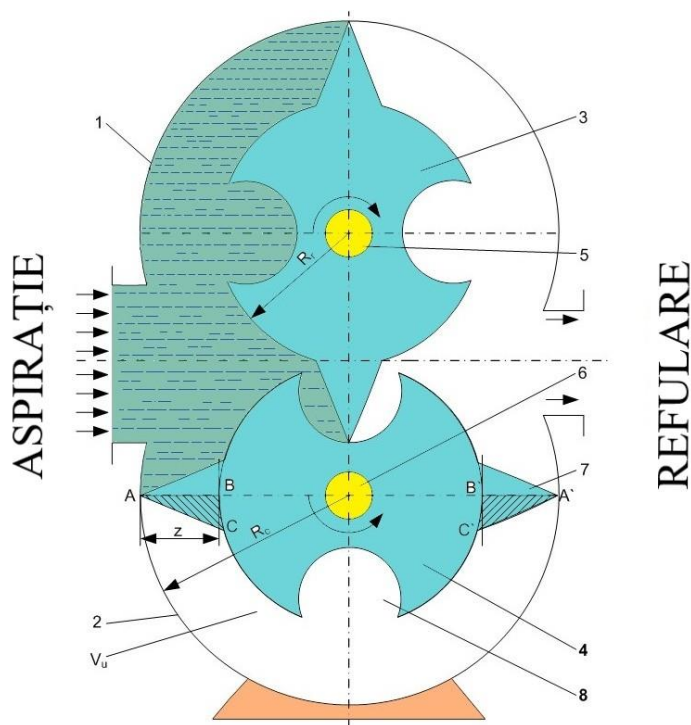
$R_c$  – raza carcasei  $R_c = 80$  [mm].

### 3.2. Calculul coordonatelor ( $x_i$ , $y_i$ ) ce definesc conturul unui rotor

Se expune detaliat modalitatea de calcul al coordonatelor  $x_i$  și  $y_i$  care definesc conturul unui sfert de rotor, cu considerarea ecuațiilor parametrice ale mișcării vârfului pistonului rotorului inferior în interiorul cavității rotorului superior și folosirea unui program Excel corespunzător. Coordonatele punctelor cavității, ale punctelor situate pe un cerc de rază  $R_r$  și ale punctelor de pe o latură a triunghiului din secțiunea pistonului rotativ permit trasarea unui sfert din profilul unui rotor profilat, în sistemul de coordonate  $xOy$ , iar prin simetrie față de axele  $Ox$  și  $Oy$  se obține conturul întreg al profilului rotorului.

### 3.3. Calculul debitului vehiculat de mașina de lucru rotativă

În figura 3.2. este prezentată schița unei secțiuni prin mașina rotativă cu două rotoare cu pistoane în formă de triunghi având  $z = 30$  [mm],  $R_r = 50$  [mm] și  $R_c = 80$  [mm].



**Fig. 3. 2.** Secțiune transversală prin mașina de lucru rotativă

1 - carcasa superioară; 2 - carcasa inferioară; 3 - rotor superior; 4 - rotor inferior; 5,6 - arbori;  
7 - piston triunghiular; 8 - cavitatea în care pătrunde pistonul.

Soluția constructivă asigură o rezistență bună a pistonului și două zone de etanșare: între vârful pistonului și interiorul carcasei și între vârful pistonului și cavitate.

În figura 3.2 se observă că volumul util  $V_u$  este redus cu volumele prismelor  $ABC$  și  $A'B'C'$ ; cele două prisme egale dau volumul unui piston de secțiune triunghiulară, cu următoarele dimensiuni:

- înălțime:  $z = 30$  [mm];
- bază:  $b = 30$  [mm];
- lungime:  $l = 50$  [mm].

Neglijând aria secțiunii cuprinsă între baza prisme și rotor, volumul prisme va fi [30]:

$$V_p = A_{bazei} \cdot l = \frac{1}{2} \cdot b \cdot z \cdot l = \frac{1}{2} \cdot 0,03 \cdot 0,03 \cdot 0,05 ; \quad V_p = 0,0225 \cdot 10^{-3} \text{ [m}^3/\text{rot]} \quad (3.1)$$

Comparativ cu debitul teoretic vehiculat de mașină, în varianta I:  $\dot{V} = \pi l z (z + 2R_r) \cdot \frac{n_r}{30}$  [m<sup>3</sup>/s], debitul teoretic al mașinii cu pistoane triunghiulare este redus cu volumul prisme  $V_p$ .

Debitul de fluid vehiculat de un rotor este

$$\dot{V}_u = [\pi l z (z + 2R_r) - V_p] \text{ [m}^3/\text{rot]} . \quad (3.2)$$

Mașina are două rotoare identice, deci debitul vehiculat are expresia

$$\dot{V} = \left[ \pi l z (z + 2R_r) - \frac{1}{2} b z l \right] \cdot \frac{n_r}{30} \text{ [m}^3/\text{s]} , \quad (3.3)$$

$$\dot{V} = \left[ \pi \cdot 0,05 \cdot 0,03 (0,03 + 2 \cdot 0,05) - \frac{1}{2} \cdot 0,03 \cdot 0,03 \cdot 0,05 \right] \cdot \frac{500}{30} \quad (3.4)$$

$$\dot{V} = 0,00983 \text{ [m}^3/\text{s]} = 35,388 \text{ [m}^3/\text{h]} . \quad (3.5)$$

Se procedează analog pentru turațiile  $n_r = 100, 200, 300$  și  $400$  [rot/min].

**Tabelul nr. 3. 1.** Valorile debitului teoretic în funcție de turația mașinii

$n_r$ [rot/min]	100	200	300	400	500
$\dot{V}$ [m <sup>3</sup> /s]	0,001966	0,003932	0,005898	0,007864	0,00983
$\dot{V}$ [m <sup>3</sup> /h]	7,0776	14,1552	21,2328	28,3104	35,388

### 3.4. Calculul puterii teoretice de antrenare

Puterea teoretică de antrenare a mașinii se obține cu relația:

$$P = \dot{V} \cdot \Delta p \text{ [W]} , \quad (3.6)$$

unde  $\Delta p$  – creșterea de presiune [ $\text{N/m}^2$ ],  $\Delta p = \rho g H$  [ $\text{N/m}^2$ ];

$H$  – înălțimea de pompare [m];

$\rho_l$  – densitatea fluidului vehiculat [ $\text{kg/m}^3$ ].

Pentru turația de 500 [rot/min] se înlocuiesc debitul (3.25) și creșterea de presiune (2.9) și rezultă

$$P_H = 0,00983 \cdot 0,3924 \cdot 10^5 = 385,729 \text{ [W]}. \quad (3.7)$$

**Tabelul nr. 3. 2.** Valorile puterii teoretice de antrenare pentru diferite turații ale mașinii

$n_r$ [rot/min]	100	200	300	400	500
$P_H$ [W]	77,145	154,291	231,437	308,583	385,729

Se observă că puterea de antrenare este influențată de debit și de creșterea de presiune  $\Delta p$  realizată de pompă între aspirație și refulare. Creșterea de presiune realizată de pompă trebuie să învingă sarcina hidrostatică și pierderile de presiune care apar atât pe circuitul de aspirație cât și pe circuitul de refulare al pompei.

### 3.5. Calculul randamentului efectiv al mașinii de lucru rotative

Randamentul efectiv al unei mașini rotative  $\eta_{ef}$  se calculează cu relația (3.8):

$$\eta_{ef} = \eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_m = \eta_i \cdot \eta_m \quad (3.8)$$

în care  $\eta_v$  - randamentul volumic;

$\eta_h$  - randamentul hidraulic;

$\eta_m$  - randamentul mecanic;

$\eta_i$  - randamentul interior.

Orientativ, la mașinile rotative randamentul volumic  $\eta_v$  are valori cuprinse între 0,90...0,98. [13]

Randamentul volumic reprezintă raportul dintre debitul real și debitul teoretic:

$$\eta_v = \frac{\dot{V}_r}{\dot{V}_t} \quad (3.9)$$

Debitul real este mai mic decât debitul teoretic datorită creșterii pierderilor volumice prin neetanșietății, curgerii ”inverse”.

Pentru aceeași valoare a presiunii, randamentul volumic este mai mare la pompele cu dimensiuni mari, deoarece pierderile volumice cresc mai încet decât creșterea debitului. La pompele cu debit mic, realizarea unui randament volumic ridicat implică prelucrări de înaltă precizie tehnologică.

Randamentul hidraulic se exprimă ca raportul dintre lucrul mecanic util  $L_u$  și lucru mecanic hidraulic  $L_h$  pentru deplasarea lichidului la înălțimea  $H$ .

$$\eta_h = \frac{L_u}{L_h} = \frac{H}{H + h_r} \quad (3.10)$$

unde  $h_r$  pierderea de sarcină hidraulică

$$L_u = \dot{V}_t \rho g H \quad (3.11)$$

Randamentul mecanic al mașinii de lucru rotative este raportul dintre lucrul mecanic interior  $L_i$  și lucru mecanic consumat de mașină  $L_c$

$$\eta_m = \frac{L_i}{L_c} \quad (3.12)$$

Orientativ randamentul mecanic  $\eta_m$  la mașinile rotative are valori cuprinse între 0,75...0,95 [13].

Lucrul mecanic interior  $L_i$  necesar pompării debitului teoretic de lichid  $\dot{V}_t$ , la înălțimea  $H$ , și învingerii rezistențelor hidraulice se calculează cu relația

$$L_i = \dot{V}_t \rho g (H + h_{fr}) \quad (3.13)$$

Lucrul mecanic  $L_c$  este lucrul mecanic consumat de mașină pentru învingerea frecărilor în lagăre piston-cilindru

$$L_c = L_i + L_{fr} \quad (3.14)$$

iar raportul  $\eta_i = \frac{L_u}{L_i} = \frac{\dot{V}_t \rho g H}{\dot{V}_t \rho g (H + h_{fr})} = \eta_v \cdot \eta_h$  reprezintă randamentul interior al mașinii de lucru

rotative, și are valori cuprinse între 0,82...0,96 [13].

Înlocuind în relația (3.8) randamentul interior al mașinii de lucru rotative  $\eta_i$  și randamentul mecanic  $\eta_m$ , rezultă

$$\eta_i = 0,82 \div 0,99 \text{ se alege } \eta_i = 0,85;$$

$$\eta_m = 0,75 \div 0,95 \text{ se alege } \eta_m = 0,9.$$

Randamentul efectiv este

$$\eta_{ef} = \frac{L_u}{L_i} \cdot \frac{L_i}{L_c} = \frac{L_u}{L_c} \quad (3.15)$$

$$\eta_{ef} = \eta_i \cdot \eta_m = 0,85 \cdot 0,9 = 0,765 \quad (3.16)$$

Această valoare se încadrează în limitele indicate în literatura de specialitate [13]  
 $\eta_{ef} = 0,5 \div 0,8$ .

### 3.6. Prezentarea curbelor caracteristice ale mașinii volumice rotative

Relațiile care determină performanțele unei mașini la diverse regimuri de funcționare, diferite de cel de calcul (nominal) se numesc caracteristicile mașinii respective.

Relațiile pot fi analitice, grafice și sunt determinate teoretic sau experimental.

În urma cercetărilor teoretice pentru mașina de lucru rotativă cu rotoare profilate, cu raza rotorului  $R_r = 50$  [mm], înălțimea pistonului rotativ  $z = 30$  [mm] și raza carcasi  $R_c = 80$  [mm] s-au determinat următoarele caracteristici:

a) Caracteristica de sarcină  $\dot{V} = f(n_r)$ ;

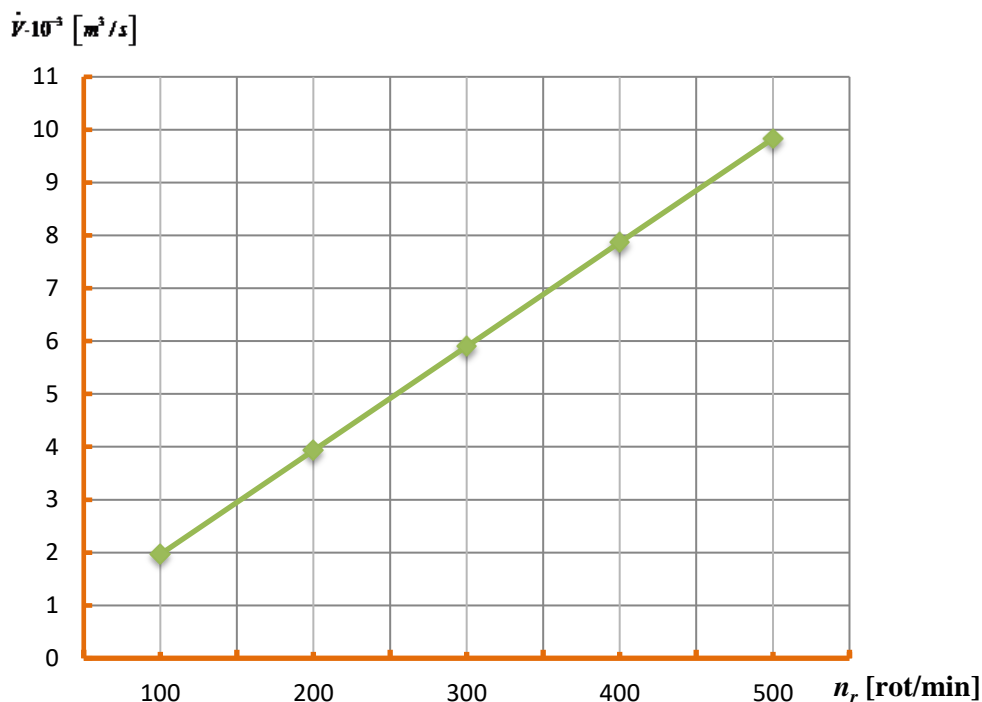
b) Caracteristica de putere  $P = f(n_r)$ ;

c) Caracteristica de randament  $\eta_e = f(p_l)$ ;

în care  $n_r = 100 \dots 500$  [rot/min].

a) **Caracteristica de sarcină**  $\dot{V} = f(n_r)$ .

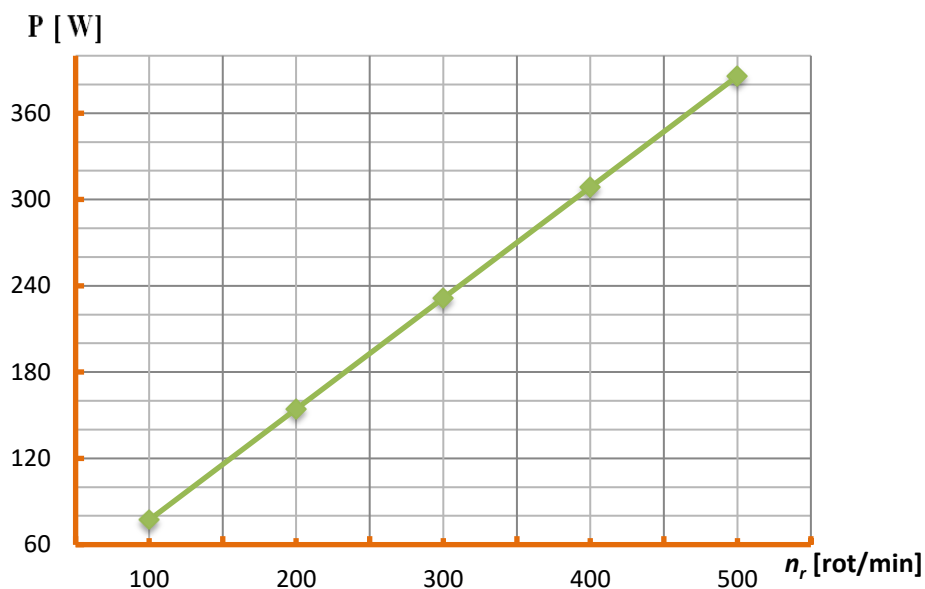
În relația de calcul a debitului se înlocuiesc valorile mărimilor aferente modelului construit pentru care se efectuează și cercetările experimentale, iar pe baza valorilor rezultate în tabelul 3.1 s-a reprezentat grafic în figura 3.3 caracteristica de sarcină; debitul teoretic în funcție de turația mașinii de lucru rotative.



**Fig. 3. 3.** Reprezentarea grafică a caracteristicii de sarcină

b) **Caracteristica de putere:**  $P = f(n_r)$

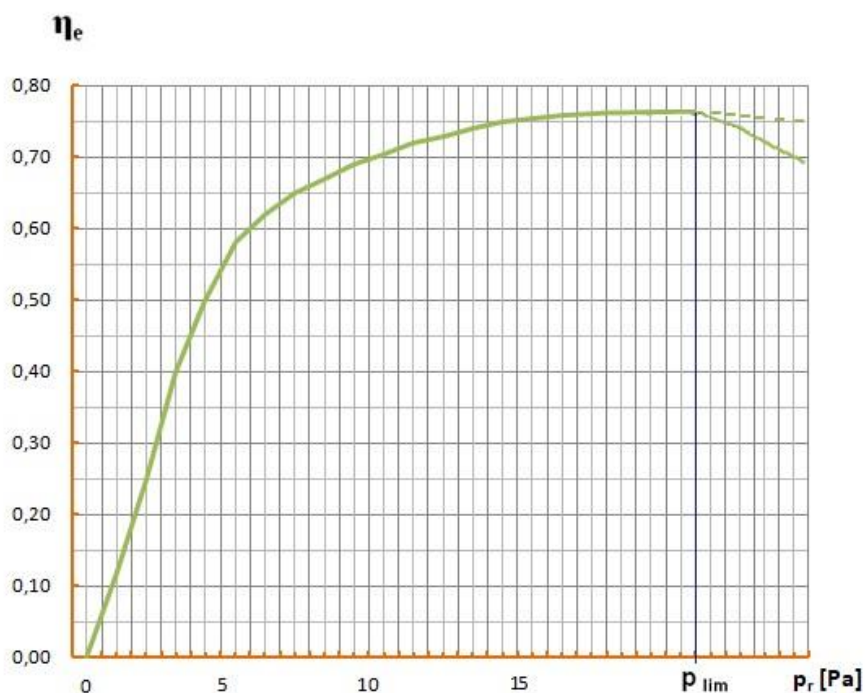
Pe baza datelor rezultate în tabelul 3.2, în figura 3.4 s-a construit grafic funcția puterii teoretice de antrenare în funcție de turație  $P = f(n_r)$ , reprezentând caracteristica de putere a mașinii de lucru rotative.



**Fig. 3.3.** Reprezentarea grafică a caracteristicii de putere

**c) Caracteristica de randament:**  $\eta_e = f(p_l)$ .

Pentru caracteristica de randament **reprezentată la modul general** în figura 3.15, se observă că valoarea randamentului pompei  $\eta_{ef}$  crește până la atingerea unei valori limită  $p_{lim}$  și ulterior scade ca urmare a scăderii randamentului volumic  $\eta_v$  și randamentului mecanic  $\eta_m$ .



**Fig. 3.4.** Reprezentarea grafică a caracteristicii de randament

Valoarea randamentului efectiv al mașinii rotative se încadrează în limitele prezentate în literatura de specialitate [2].

## Capitolul 4. Prezentarea unei idei originale pentru modificarea arhitecturii rotoarelor profilate

În acest capitol se stabilește pe cale matematică o nouă formă a conturului rotorului la care rotoarele profilate au un contur original și anume înălțimea pistonului rotativ  $z$  are valori apropiate de raza rotorului  $R_r$ . Pe baza coordonatelor s-a obținut o soluție constructivă a modelului mașinii de lucru rotative cu două rotoare de formă originală.

Față de varianta constructivă prezentată în capitolul 3 se modifică raza rotorului  $R_r$  și înălțimea pistonului  $z$ . Rotorul are raza  $R_r = 40$  [mm], este prevăzut cu două pistoane rotative cu înălțimea de 38 [mm] și două cavități în care pătrund pistoanele rotorului adiacent.

Plecând de la relația puterii teoretice de antrenare a mașinii rotative (2.8), se obține

$$P = \pi \cdot l \cdot z \cdot (z + 2R_r) \cdot \frac{n_r}{30} \cdot \Delta p \quad [\text{W}] \quad (4.1)$$

unde  $l = k \cdot z$ ,  $k = 1, 2, 3 \dots n$

$$P = \left( \pi \cdot k \cdot z^3 + \pi \cdot k \cdot z \cdot 2R_r \right) \frac{n_r}{30} \cdot \Delta p \quad [\text{W}] . \quad (4.2)$$

Se observă că mărimea „ $z$ ” este factorul determinant în valoarea lui  $P$ . Astfel, se stabilește mai întâi forma cavității, ulterior forma conturului pistonului rotativ.

Conturul profilului rotorului este simetric față de axele  $Ox$  și  $Oy$ , ca urmare este suficient să se traseze conturul pentru un sfert de cadran și apoi prin simetrie față de  $Oy$  se obține jumătate din rotor și ulterior prin simetrie față de  $Ox$  se obține întregul contur al rotorului.

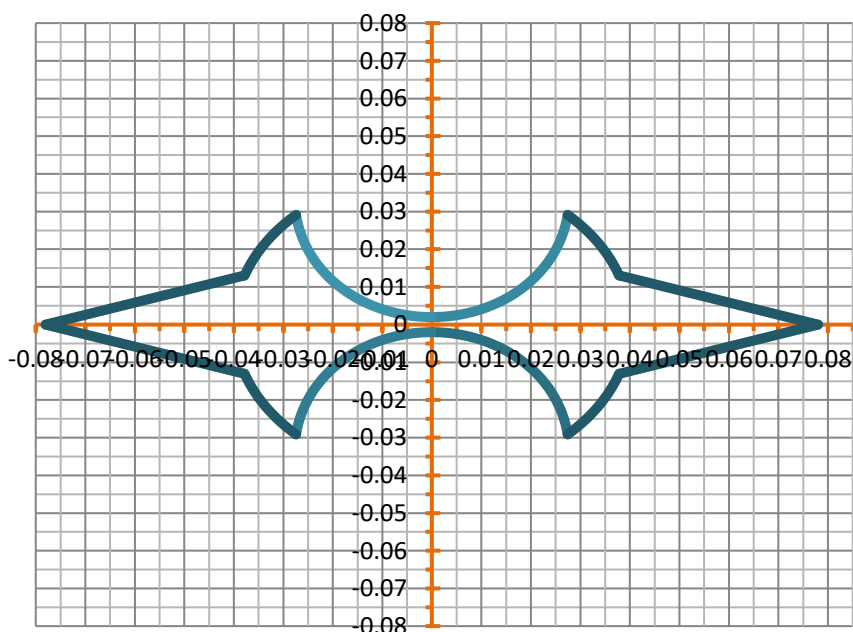


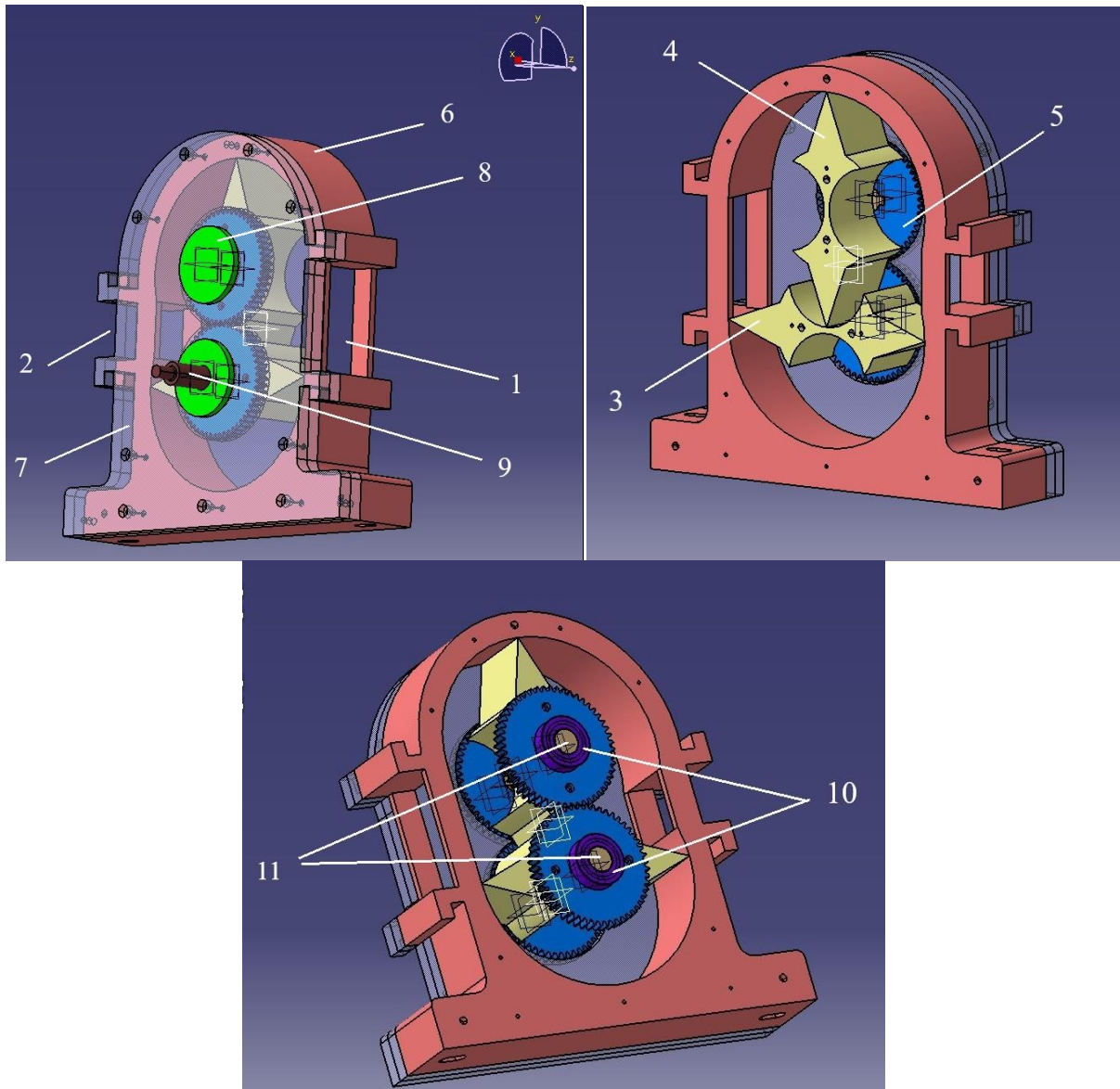
Fig. 4. 1. Conturul profilului rotorului prevăzut cu pistoane de forma unei prisme triunghiulare

Disponând de acest model matematic de calcul care precizează forma conturului rotorului s-a trecut la elaborarea unei tehnologii de execuție a rotorului [3], [4], ulterior la realizarea practică a lui.





În figura 4.3 se prezintă schița modelului demonstrativ, soluție constructivă ce permite ca  $z$  să aibă valori apropiate de  $R_r$ . Se observă că pentru a împiedica "curgerea inversă" s-a lăsat o porțiune centrală a rotorului de grosime 4 [mm] [8].

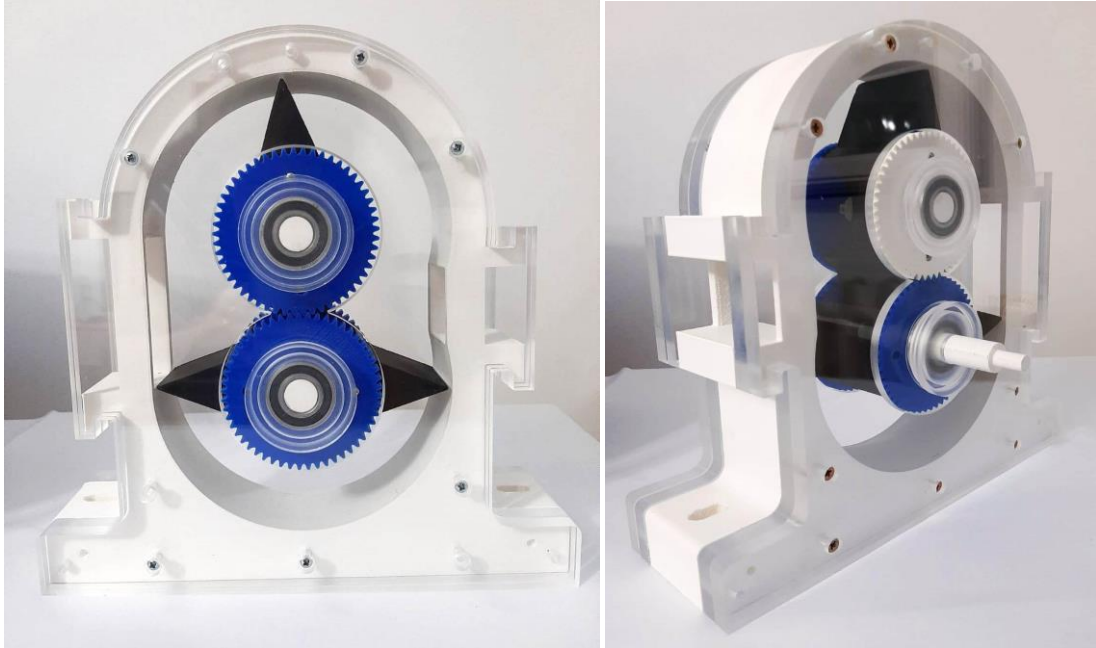


**Fig. 4. 3.** Vedere axonometrică a modelului demonstrativ de mașină de lucru rotativă cu rotoare profilate  
 1 – camera de aspirație; 2 – camera de refulare; 3 – rotor inferior; 4 – rotor superior;  
 5 – roți dințate; 6 – carcasa mașinii de lucru rotative; 7 – pereți laterali; 8 – capace de etanșare;  
 9 – arbore conducător; 10 – rulmenți; 11 – arbori conduși.

Modelul demonstrativ al mașinii de lucru rotative a fost realizat la scara 1:1.

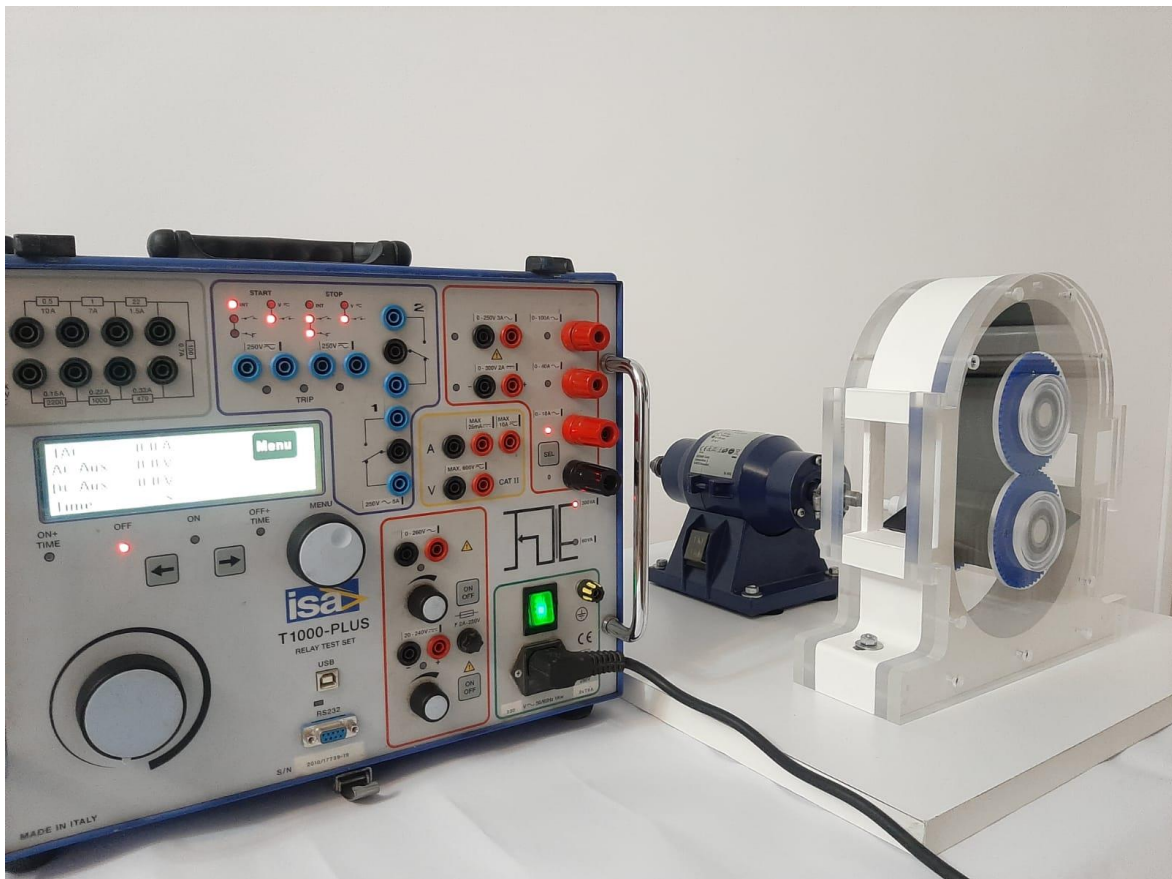
Ulterior proiectării, pentru realizarea pereților intermediari și a capaceilor de etanșare, au fost achiziționate plăci din plexiglas transparent cu grosimea de 10 [mm] ce au fost prelucrate pe baza desenelor de execuție, pe un centru de comandă numerică (C.N.C) [9].

Celelalte părți componente ale modelului demonstrativ au fost realizate cu ajutorul unei imprimante 3D.



**Fig. 4.4.** Modelul demonstrativ al mașini rotative cu rotoare profilate nou proiectată [10]

În figura 4.5 se prezintă standul de încercări al modelului demonstrativ, în vederea punerii în funcțiune și urmărirea comportamentului acestuia în funcționare.



**Fig. 4.5.** Vedere de ansamblu a standului de încercări în timpul funcționării

Modelul demonstrativ al mașinii de lucru rotative cu rotoare profilate este antrenat de un motor electric; ansamblul motor electric + mașină rotativă este montat pe o placă de bază. Pentru

variația turației motorului electric s-a folosit o trusă monofazată de testare automată ISA T1000 PLUS [11], [12].

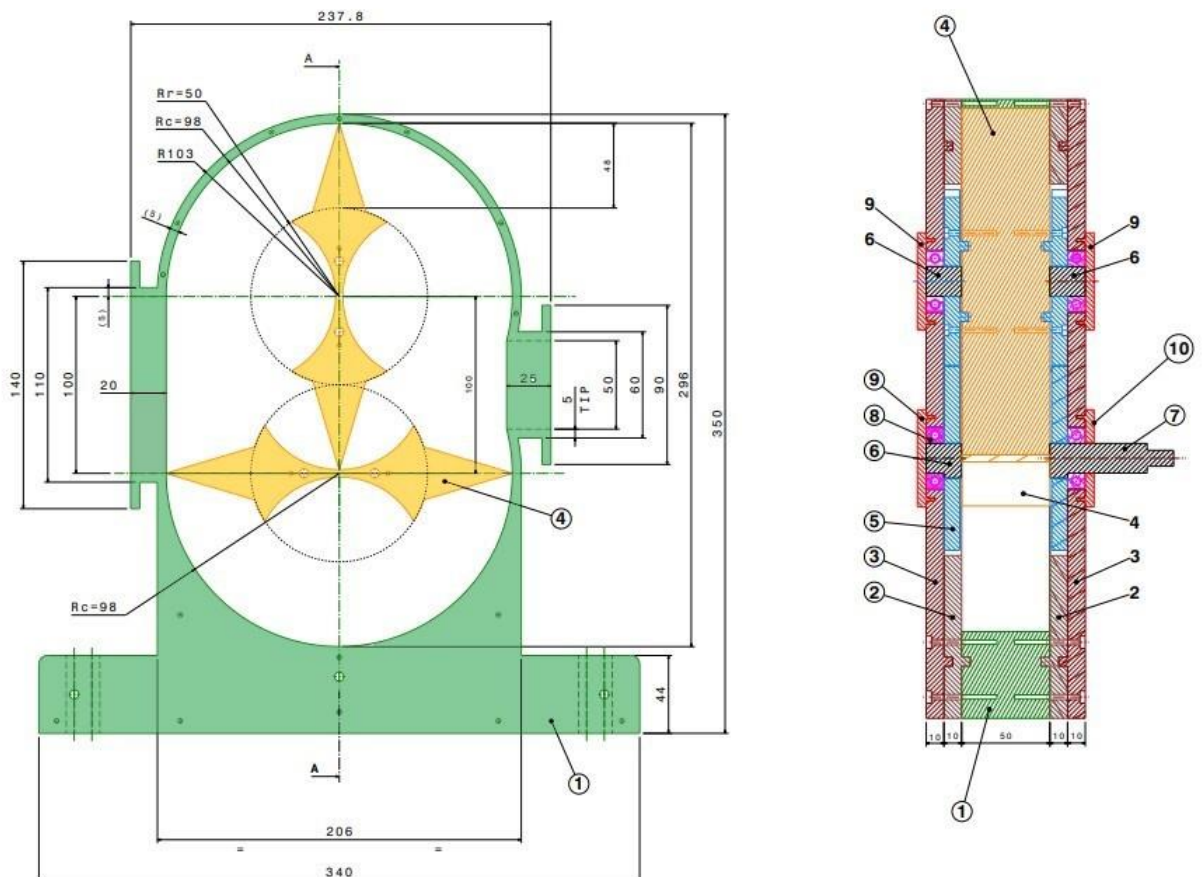
Modelul matematic pentru calculul coordonatelor conturului profilului rotorului are un caracter general; el poate fi modificat pentru alte dimensiuni ale rotorului fiind necesar a se preciza numai valorile  $z$  și  $R_c$ ;

În timpul cercetărilor experimentale, pentru modelul demonstrativ a fost realizată o înregistrare video care demonstrează funcționarea acestei soluții originale; înregistrarea video va fi prezentată cu ocazia susținerii publice a lucrării.

## Capitolul 5. O nouă soluție constructivă pentru mașina de lucru cu pistoane rotative prismatice de secțiune triunghiulară

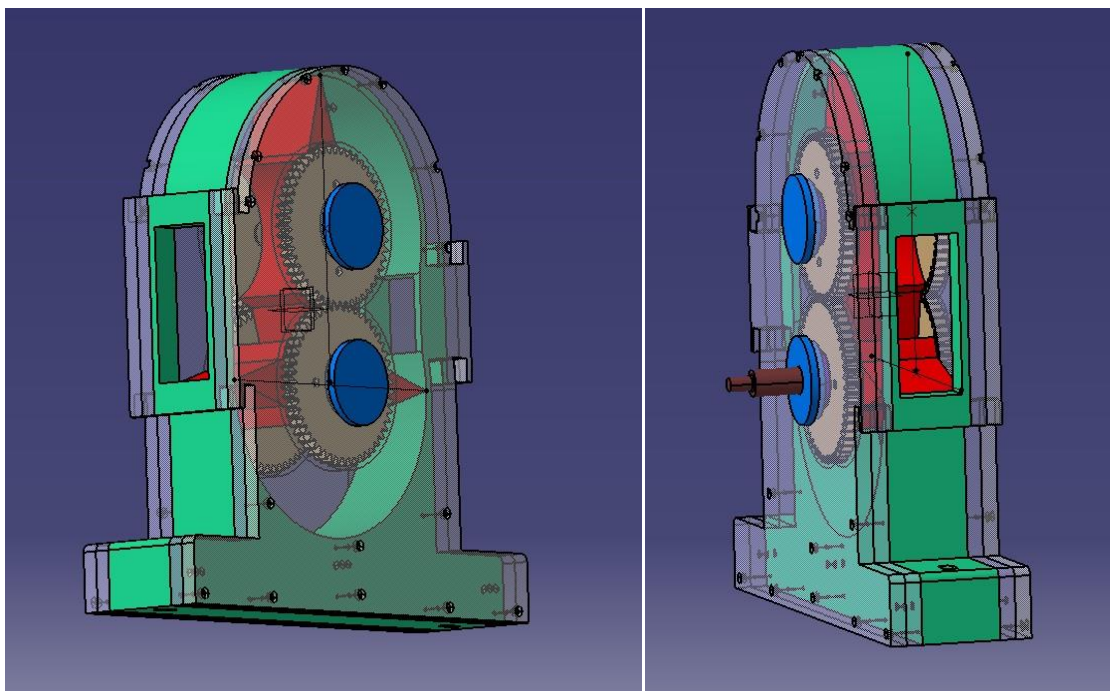
În acest capitolul se expune soluția constructivă a noului tip de mașină rotativă cu două rotoare profilate pentru care raza rotorului  $R_r$ , a rămas egală cu 50 [mm], iar înălțimea pistonului rotativ  $z$  a fost mărită până la 48 [mm]; se calculează coordonatele conturului rotorului și coordonatele pistonului rotativ; se dau detalii constructive privind elementele componente ale mașinii.

Pe baza coordonatelor obținute, s-a construit grafic în Excel profilul pistonului rotativ, iar mai apoi au fost introduse datele în programul Catia Dassault System, pentru modelarea piesei rotorului.

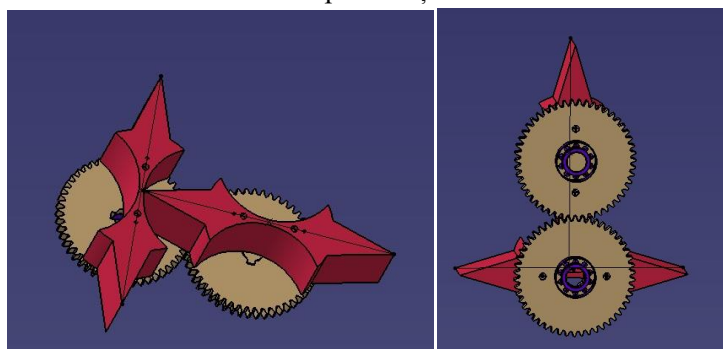


**Fig. 5. 1.** Secțiune transversală (a) și secțiune longitudinală (b) prin mașina rotativă  
1 - carcasă ovală; 2 - perete intermediar; 3 - perete lateral stânga; 4 - piston rotativ; 5 - roți dințate;

- 6 - arbore condus; 7 - arbore conducător; 8 - rulment cu bile; 9 - capac rulment;  
10 - capac rulment arbore conducător.



**Fig. 5. 2 .** Vedere axonometrică a noului tip de mașină rotativă cu rotoare de formă originală



**Fig. 5. 3.** Vedere laterală a rotoarelor și roților dințate a noului tip de mașină rotativă cu rotoare de formă originală

Ulterior se calculează debitele volumice vehiculate și puterile teoretice de antrenare în vederea determinării randamentului efectiv al mașinii rotative

Retehnologizarea stațiilor de pompare din domeniul îmbunătățirilor funciare, respectiv creșterea performanțelor energetice ale pompelor, în general și ale mașinilor de lucru rotative cu rotoare profilate, în particular, constituie problemele cele mai des întâlnite de către Organizațiile Utilizatorilor de Apă pentru Irigații, în vederea reducerii consumurilor de energie și apă. Astfel se impune îmbunătățirea randamentului de funcționare.

În acest capitol se relevă o soluție de mașină de lucru rotativă care are următoarele avantaje:

- prin mărirea înălțimii pistonului se mărește volumul util, ca urmare se mărește debitul de fluid vehiculat de mașina de lucru rotativă;

- menținând turația mașinii de lucru rotative constantă, comparativ cu varianta constructivă a mașinii de lucru rotative cu pistoane rotative de forma unor prisme cu fețele laterale curbilini., debitul de fluid vehiculat crește;
- la creșterea turației, randamentul mașinii rotative va crește până la o anumită valoare, apoi va începe să scadă; aceasta deoarece, la creșterea turației crește debitul, deci cresc pierderile de presiune pe circuitul hidraulic;
- andamentul efectiv al mașinii rotative este influențat de natura fluidului vehiculat, prin viscozitate;
- Valoarea calculată teoretic a randamentului se încadrează în plaja de valori dată în literatura de specialitate [13], de unde reiese faptul că arhitectura mașinii de lucru rotative influențează randamentul agregatului de pompare.

## Capitolul 6. Influența parametrilor geometrici și funcționali asupra debitului și puterii de antrenare a mașinii de lucru rotative

În acest capitol se arată influența parametrilor constructivi ( $z$  – înălțimea pistonului rotativ,  $R_r$  – raza rotorului,  $l$  – lungimea rotorului) și funcționali ( $n_r$  – turația mașinii de lucru rotative) asupra debitului vehiculat de mașina de lucru rotativă și asupra puterii de antrenare.

Astfel, în continuare se analizează o singură variantă constructivă cu care se efectuează cercetările experimentale și anume varianta constructivă analizată în capitolul 3. - mașina de lucru rotativă cu pistoane rotative de forma unei prisme triunghiulare pentru care  $R_r = 0,05$  [m],  $z = 0,03$  [m],  $R_c = 0,08$  [m].

Se demonstrează astfel debitul vehiculat de mașina de lucru rotativă crește liniar cu turația mașinii, iar puterea de antrenare crește liniar cu turația mașinii rotative și cu creșterea de presiune totală realizată de mașina de lucru rotativă. Creșterea turației mașinii este limitată prin faptul că viteza fluidului în racordul de aspirație al mașinii de lucru rotative nu trebuie să depășească cca. 1 [m/s].

Anterior, în capitolul 3 s-au stabilit relațiile de calcul pentru

- debitul volumic vehiculat de mașină

$$\dot{V}_u = \left[ \pi l z (z + 2R_r) - V_p \right] \cdot \frac{n_r}{30} \quad [\text{m}^3/\text{s}], \quad (6.1)$$

- puterea teoretică de antrenare a mașinii

$$P = \dot{V} \cdot \Delta p = \left[ \pi l z (z + 2R_r) - V_p \right] \cdot \frac{n_r}{30} \cdot \Delta p \quad [\text{W}]. \quad (6.2)$$

Cele trei elemente (raza rotorului, înălțimea pistonului și raza carcusei) sunt analizate împreună deoarece ele sunt legate prin relația

$$R_c = R_r + z \quad [\text{m}]. \quad (6.3)$$

Pentru valori apropiate de cele utilizate în laborator, înlocuind în relația de calcul a debitului, pentru diferite valori ale lui  $l$  se obțin datele necesare întocmirii funcției liniare  $\dot{V} = f(l)$  reprezentată grafic în figura 6.1.

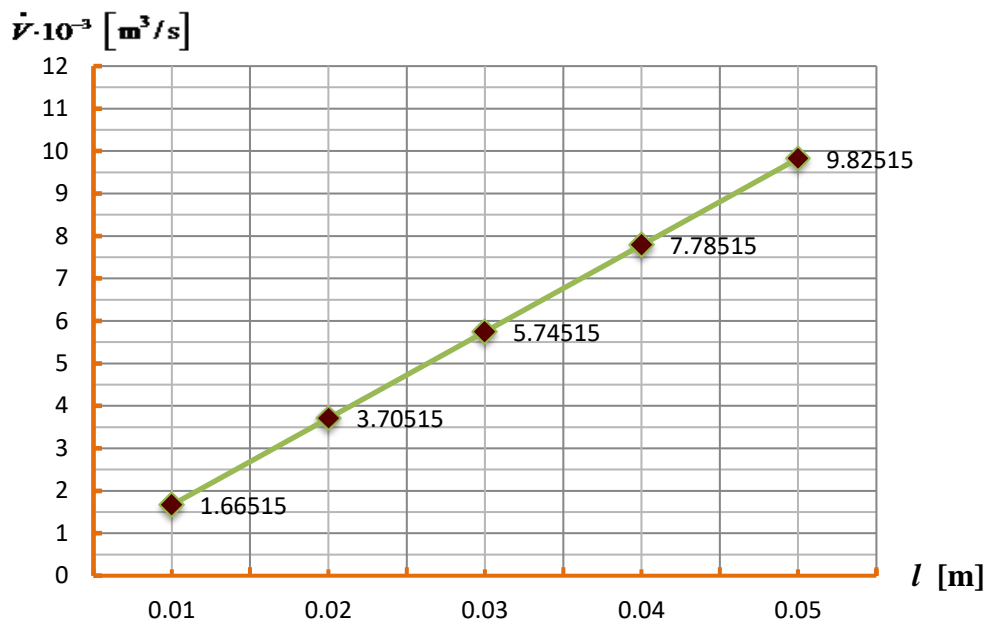


Fig. 6. 1. Reprezentarea grafică a debitului în funcție de lungimea rotorului

Pentru reprezentarea graficului funcției  $\dot{V} = f(R_r)$  din figura 6.2. se cunosc  $R_r = 0,05$  [m];  $z = 0,03$  [m];  $l = 0,05$  [m].

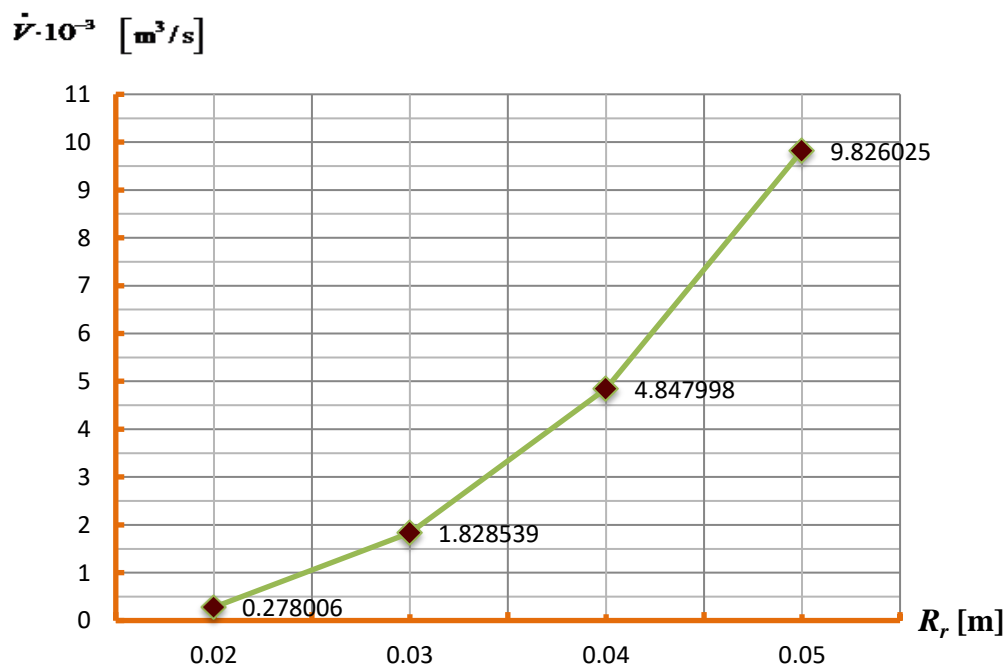
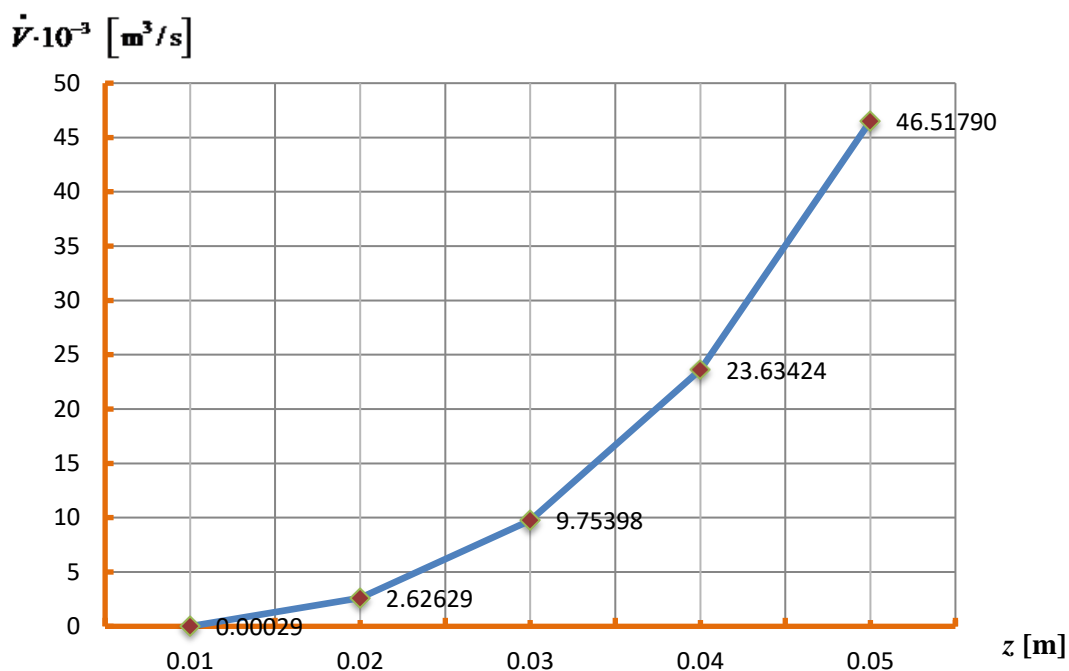


Fig. 6. 2. Reprezentarea grafică a variației debitului în funcție de raza rotorului

Se analizează influența înălțimii pistonului  $z$  asupra debitului și puterii [14], [15], [16].

Trebuie precizat că  $z$  în raport cu  $R_r$  sau  $R_c$  nu poate fi ales oricum, adică nu poate avea orice valoare. Se dau valori pentru  $z$  și rezultă graficul funcției  $\dot{V} = f(z)$  în intervalul  $z = 0 \dots 0,05$  [m].



**Fig. 6.3.** Reprezentarea grafică a debitului în funcție de înălțimea pistonului

Din figura 6.3. se observă importanța înălțimii pistonului  $z$  asupra debitului volumic vehiculat de mașina de lucru rotativă cu rotoare profilate; cu cât crește înălțimea pistonului crește și debitul volumic vehiculat.

În continuare se reia ecuația (6.1) care precizează debitul vehiculat de mașina de lucru rotativă, raza rotorului  $R_r = 0,05 \dots 0,088$  [m]; înălțimea pistonului rotativ  $z = 0,01 \dots 0,048$  [m] și turația  $n_r = 100, 200, 300, 400, 500$  [rot/min] și se obțin valori ale debitului prezentate în tabelul 6.1 reprezentate grafic în figura 6.4.

Se stabilește astfel pe cale matematică, valoarea maximă a înălțimii pistonului rotativ, valoare care conduce la debitul maxim de fluid care poate fi dat de mașină pentru o anumită turație.

**Tabelul nr. 6. 1.** Valorile debitului în funcție de turație, înălțimea pistonului și raza rotorului

Nr. Variantă	I	II	III	IV	V
$z$ [m]	0,01	0,02	0,03	0,04	0,048
$R_r$ [m]	0,088	0,078	0,068	0,058	0,05
$R_c$ [m]	0,098	0,098	0,098	0,098	0,098
$\dot{V} \cdot 10^{-3} \text{ [m}^3/\text{s]}$	0,8984	1,7671	2,5312	3,1906	3,6428
	1,7968	3,5343	5,0624	6,3812	7,2855
	2,6952	5,3014	7,5936	9,5718	10,9283
	3,5936	7,0685	10,1248	12,7624	14,5710
	4,4920	8,8357	12,6560	15,9530	18,2138

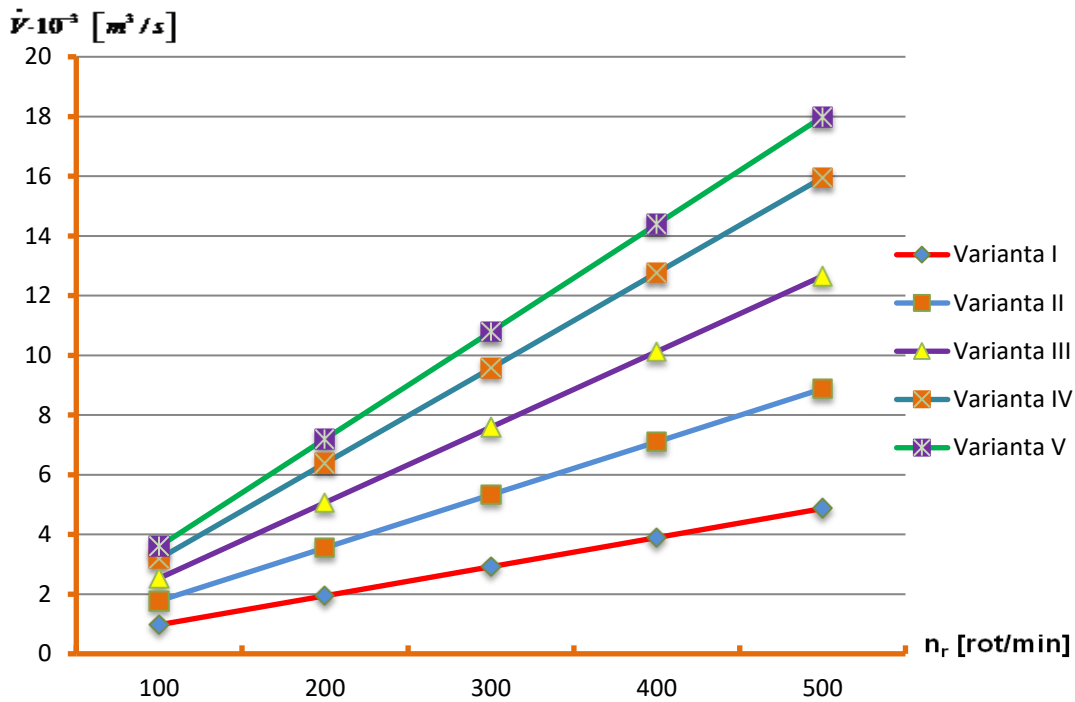


Fig. 6. 4. Reprezentarea grafică a debitului în funcție turație, înălțimea pistonului și raza rotorului

Din figura 6.4 se observă că debitul maxim se obține când înălțimea pistonului rotativ  $z$  are o valoare cât mai apropiată de raza rotorului  $R_r$ , iar debitul crește odată cu turația mașinii de lucru rotative  $n_r$ .

Cercetările experimentale anterioare [17], [18], [19] confirmă corectitudinea calculelor efectuate.

Pentru a analiza influența înălțimii pistonului asupra puterii de antrenare, se reia relația de calcul a puterii antrenare a mașinii de lucru rotative (6.2)  $P = \dot{V} \cdot \Delta p$ , pentru  $\Delta p = ct$  rezultă

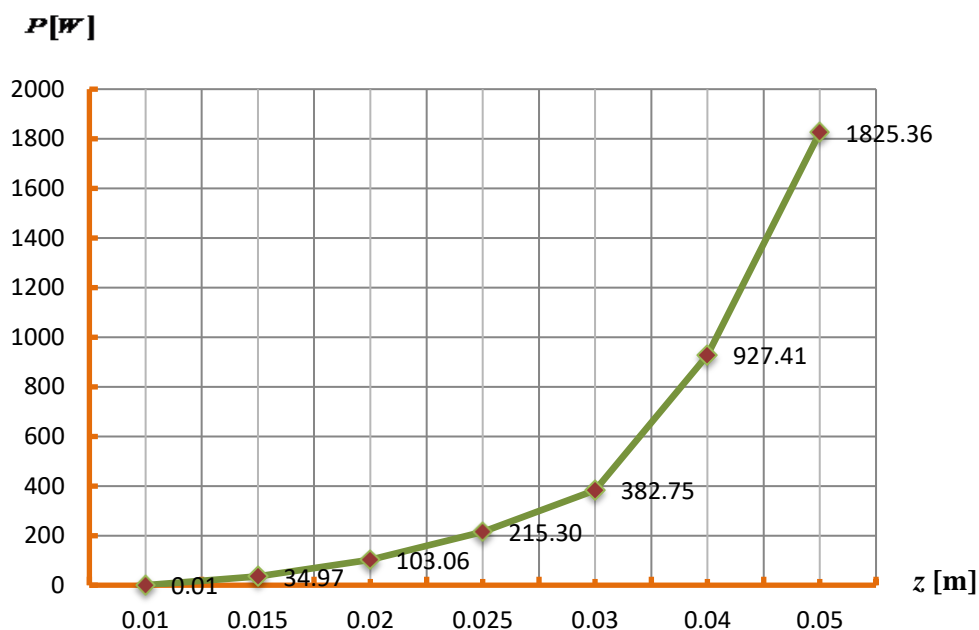
$$P = ct \dot{V} \quad (6.4)$$

deci parametrii care influențează debitul volumic  $\dot{V}$  influențează în același sens și puterea teoretică de antrenare a mașinii de lucru rotative  $P$ .

$$P = (375,142 \cdot z^3 - 0,37485 \cdot 10^{-3}) \cdot 0,3924 \cdot 10^5 \text{ [W]} \quad (6.5)$$

Cu aceleași valori pentru  $z = 0,01 \dots 0,05$  s-a reprezentat grafic în figura 6.5 variația puterii de antrenare în funcție de înălțimea pistonului rotativ.





**Fig. 6. 5.** Reprezentarea grafică a puterii de antrenare în funcție de înălțimea pistonului rotativ.

Din figura 6.5. se observă că puterea necesară antrenării mașinii crește exponențial cu valoarea lui  $z$ .

$$f(x) = x^n \Rightarrow P = f(z^3) \quad (6.5)$$

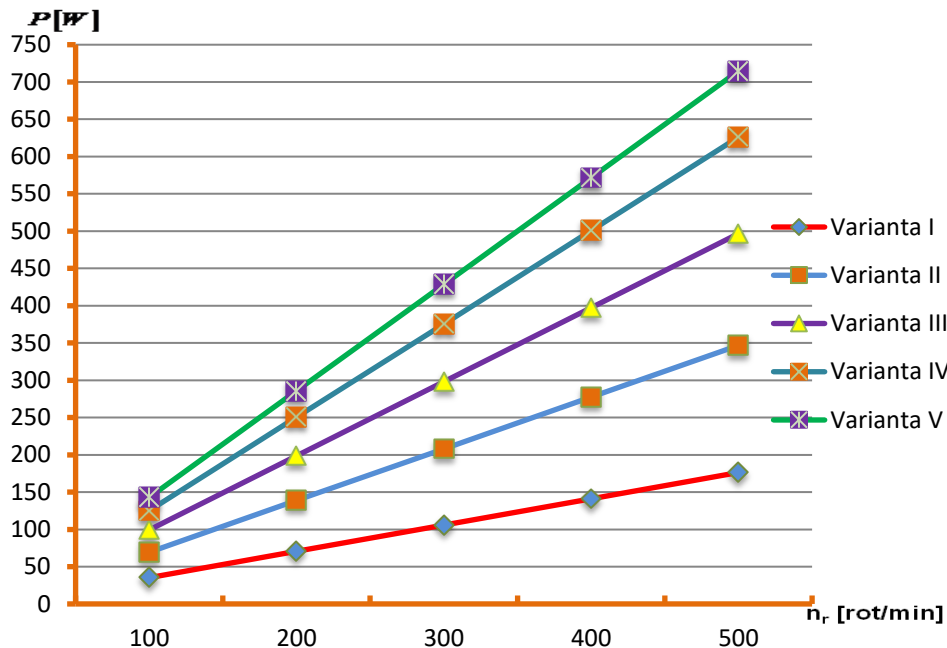
În funcție de tehnologia de execuție de care dispune beneficiarul, pentru un anumit debit vehiculat de mașina de lucru rotativă, se aleg  $l$ ,  $R_r$  și  $z$ .

În continuare, pe baza datelor din tabelul 6.2 care precizează debitul vehiculat de mașina de lucru rotativă se obține valorile puterii teoretice de antrenare (tabelul 6.6), valori ce variază în funcție de raza rotorului și de înălțimea pistonului.

**Tabelul nr. 6.2.** Valorile debitului în funcție de raza rotorului și de înălțimea pistonului

Nr. Variantă	I	II	III	IV	V
$z$ [m]	0,01	0,02	0,03	0,04	0,048
$R_r$ [m]	0,088	0,078	0,068	0,058	0,05
$R_c$ [m]	0,098	0,098	0,098	0,098	0,098
$P$ [W]	35,2532	69,3423	99,3243	125,199	142,942
	70,5064	138,685	198,649	250,398	285,884
	105,76	208,027	297,973	375,597	428,826
	141,013	277,369	397,297	500,797	571,768
	176,266	346,712	496,621	625,996	714,71

Pe baza datelor din tabelul 6.2. s-a reprezentat grafic în figura 6.6 variația puterii de antrenare în funcție de înălțimea pistonului rotativ.



**Fig. 6. 6.** Reprezentarea grafică puterii de antrenare în funcție de turație, înălțimea pistonului și raza rotorului

Analizând formula debitului volumic vehiculat de mașina rotativă și a puterii de antrenare a mașinii rotative se constată că debitul volumic  $\dot{V}$  și puterea de antrenare  $P$  a mașinii de lucru rotative sunt influențate de două categorii de parametri:

- **Parametrii constructivi:** lungimea rotorului: lungimea rotorului  $l$  [m]; raza rotorului  $R_r$  [m]; înălțimea pistonului rotativ  $z$  [m].

- **Parametrii funcționali:** turația mașinii de lucru rotative  $n_r$  [rot/min]; creșterea de presiune  $\Delta p$  [N/m<sup>2</sup>].

Turația mașinii  $n_r$  influențează atât debitul volumic vehiculat de mașină cât și puterea de antrenare a mașinii. Dependența este liniară:  $\dot{V} = f(n_r)$ ;  $P = f(n_r)$ . Cu cât turația mașinii crește, crește și debitul volumic  $\dot{V}$  și puterea de antrenare  $P$ .

Astfel, pentru două variante constructive

Varianta I  $z = 0,03$  [m],  $R_r = 0,05$  [m],  $R_c = 0,08$  [m];

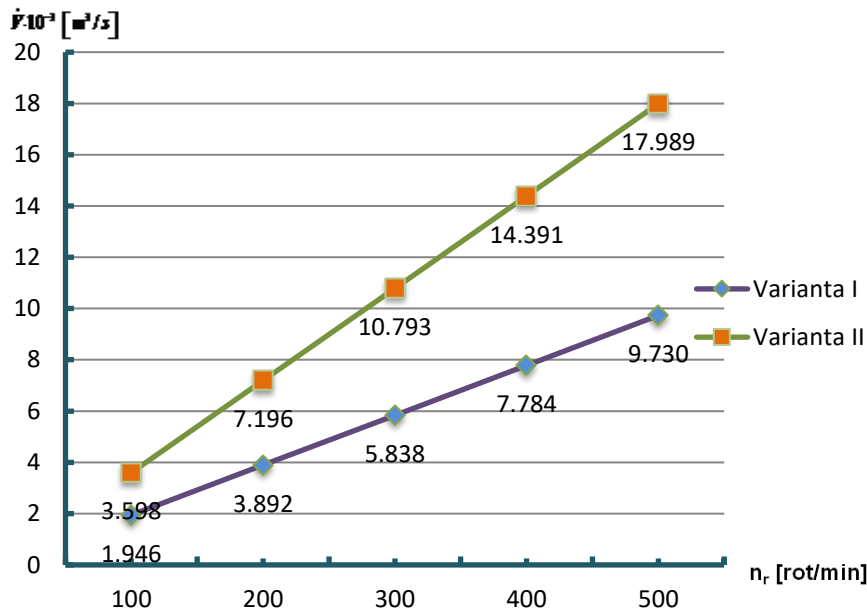
Varianta II  $z = 0,048$  [m],  $R_r = 0,05$  [m],  $R_c = 0,098$  [m];

s-a variat turația între 100 și 500 de rotații pe minut și s-au obținut datele din tabelul 6.7 reprezentând influența turației asupra debitului vehiculat pentru fiecare variantă constructivă.

**Tabelul nr. 6. 3.** Influența turației asupra debitului vehiculat pentru fiecare variantă constructivă

$n_r$ [rot/min]		100	200	300	400	500
Varianta I	$\dot{V} \cdot 10^{-3}$ [m <sup>3</sup> /s]	1,946	3,892	5,838	7,784	9,730
Varianta II	$\dot{V} \cdot 10^{-3}$ [m <sup>3</sup> /s]	3,5978	7,1955	10,7933	14,3910	17,9888

Pe baza datelor din tabelul 6.3 s-a reprezentat grafic în figura 6.7 influența turației asupra debitului vehiculat pentru cele două variante constructive.

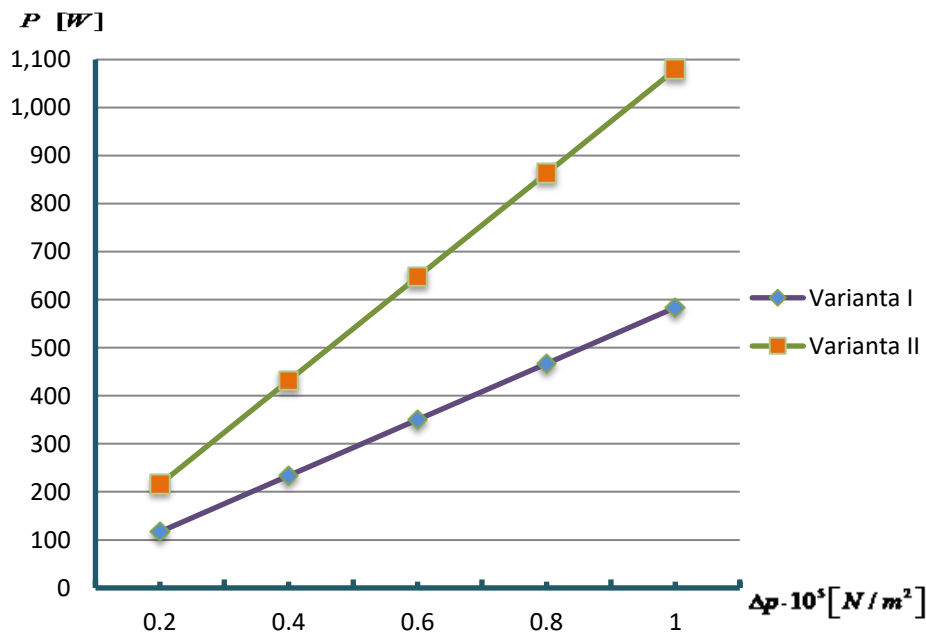


**Fig. 6.7.** Reprezentarea grafică a influenței turajiei asupra debitului vehiculat pentru cele două variante constructive:

Varianta I  $z = 0,03$  [m],  $R_r = 0,05$  [m],  $R_c = 0,08$  [m];  
 Varianta II  $z = 0,048$  [m],  $R_r = 0,05$  [m],  $R_c = 0,098$  [m].

Din figura 6.7 se observă că debitul volumic  $\dot{V}$  crește liniar cu înălțimea pistonului  $z$  mașinii de lucru rotative. Totodată, debitul aferent variantei constructive II este influențat de arhitectura rotoarelor.

Ținând cont că  $P = \dot{V} \cdot \Delta p$  [W], pentru valori ale debitului la turația  $n_r = 300$  [rot/min], modificând  $\Delta p$  s-a reprezentat grafic influența creșterii de presiune asupra puterii de antrenare a mașinii pentru cele două variante constructive.



**Fig. 6.8.** Reprezentarea grafică a influenței creșterii de presiune asupra puterii de antrenare a mașinii de lucru pentru cele două variante constructive.

Varianta I  $z = 0,03$  [m],  $R_r = 0,05$  [m],  $R_c = 0,08$  [m];  
 Varianta II  $z = 0,048$  [m],  $R_r = 0,05$  [m],  $R_c = 0,098$  [m].

Din figura 6.8 se observă că puterea de antrenare a mașinii de lucru rotative crește în mod similar cu creșterea de presiune realizată de mașină.

Comparativ cu mașinile de lucru cu pistoane cu mișcare alternativă rectilinie utilizate pentru transportul aceluiași debit de fluid, consumul de energie este mai mic în cazul mașinilor de lucru rotative cu rotoare profilate, deoarece cuplul motor la nivelul arborelui este aproape în întregime transmis fluidului transportat.

Mașinile rotative de lucru au avantaje:

a) transformă momentul motor primit la arbore, cu pierderi minime, în energie potențială de presiune a fluidului [20], [21], [22];

b) ele au o fiabilitate sporită în funcționare, nu necesită întreținere pe o perioadă mare de timp;

Cei doi parametri funcționali  $n_r$  și  $\Delta p$  acționează asupra debitului și puterii de antrenare astfel:

- debitul vehiculat de mașina de lucru rotativă crește liniar cu turația mașinii;
- puterea de antrenare crește liniar cu turația mașinii rotative și cu creșterea de presiune totală realizată de mașina de lucru rotativă.

Creșterea turației mașinii este limitată prin faptul că viteza economică a fluidului în racordul de aspirație al mașinii de lucru rotative nu trebuie să depășească cca. 1 [m/s].

În concluzie debitul vehiculat de mașina de lucru rotativă este determinat de forma rotorului, mai precis de forma și înălțimea pistonului rotativ.

## **Capitolul 7. Dimensionarea unor elemente ale circuitului hidraulic al mașinii de lucru rotative**

Acest capitol cuprinde calcule privind dimensionarea camerei de aspirație și de refulare a pompei volumice rotative cu rotoare profilate.

Pentru dimensionarea corectă a elementelor circuitului hidraulic, trebuie să se țină cont în primul rând de pierderile de sarcină și presiune pe traseul conductei, astfel încât să fie asigurată presiunea și debitul de apă necesar. La sistemele de irigații, un alt element important de care trebuie să se țină cont este suprafața pe care este necesară aplicarea udărilor.

Încercarea de micșorare a pierderilor de sarcină se face prin mărirea diametrelor conductelor, în limita admisibilă a vitezelor economice. Astfel, în funcție de tipul rețelei, sunt prevăzute în standarde intervale de viteze economice ale fluidelor. Cu ajutorul acestora și al debitelor care sunt vehiculate, se pot determina diametrele conductelor [22].

Ținând cont de toate aceste aspecte, au fost dimensionate principalele elemente ale circuitului hidraulic al mașinii de lucru rotative.

## **Capitolul 8. Concepția, proiectarea și construcția instalației experimentale**

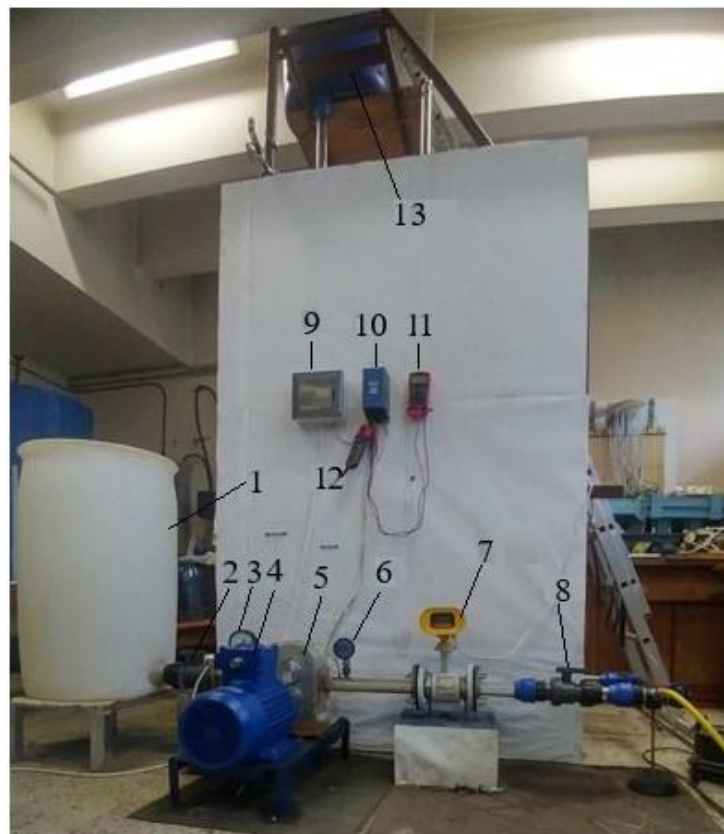
În acest capitol se prezintă schema instalației experimentale, principiul de funcționare, metodica măsurătorilor, și aparatele de măsură utilizate la efectuarea măsurătorilor experimentale.

Instalația experimentală fost construită în laboratorul Departamentului Termotehnică, Motoare, Echipamente Termice și Frigorifice din Universitatea Politehnică din București, sala CG131. Aceasta este formată din:

- două rezervoare cilindrice, unul de aspirație și unul de refulare ale fluidului vehiculat; rezervorul cu apă (la aspirația pompei) la partea superioară are două orificii, unul pentru alimentare cu apă și unul de aerisire. Nivelul lichidului în rezervorul de aspirație se păstrează la  $h \geq 0.5$  [m];
- mașina de lucru rotativă cu următorii parametri constructivi,  $z = 30$  [mm],  $R_r = 50$  [mm],  $R_c = 80$  [mm];
- motor electric cu protecție antiexplozivă;
- convertizor de frecvență;
- debitmetru electromagnetic;
- robineti de reglare a debitului și de golire a circuitului;
- aparate de măsură și control: termometru, manometre, multimetru, ampermetru.

Traseul circuitului hidraulic al instalației experimentale este realizat din conducte de plexiglas transparent  $\varnothing 50 \times 2$  [mm], ceea ce permite o vizualizare bună a curgerii. Pe traseul conductei de circulație a fluidului au fost montate manometre și un debitmetru electromagnetic. În vederea modificării turației mașinii de lucru rotative a fost prevăzut un convertizor de frecvență a curentului electric [80]; înălțimea de pompare a apei este  $H_g = 4$  [m].

În figura 8.2 se prezintă o fotografie a instalației experimentale construită în laborator în scopul de a valida cercetările teoretice.



**Fig. 8. 1.** Vedere generală a instalației experimentale

- 1 – rezervor de aspirație a apei; 2 – robinet Dn 60 Pn 2 [bar]; 3 – manometru la aspirația pompei; 4 – motorul electric al pompei; 5 – mașină de lucru rotativă; 6 – manometru la refularea pompei; 7 – debitmetru; 8 – robinet de reglare a debitului de fluid; 9 – tablou de alimentare; 10 – convertizor de frecvență; 11 – multimetru digital; 12 – clește ampermetric; 13 – rezervorul de refulare.

**Mod de lucru:** Mașina de lucru rotativă (5) aspiră apa din rezervorul (1); la ieșirea din mașina de lucru rotativă se măsoară presiunea apei cu manometrul (6). Debitul de apă vehiculat de mașina de lucru rotativă este înregistrat pe ecranul debitmetrului electromagnetic (7) apa ajungând în rezervorul de refulare (13) prin conducta din plexiglas cu diametrul nominal  $\varnothing 50 \times 2$ .

Robinetul (8) a fost prevăzut pentru reglarea debitului de apă vehiculat prin circuit în vederea realizării caracteristicii de sarcină.

Se fac măsurători la diverse turații ale motorului electric; convertizorul de frecvență permite măsurarea și reglarea turației motorului electric. Măsurătorile tensiunii electrice de alimentare a motorului electric se fac cu un multimetru digital conectat la bornele convertizorului de frecvență. Pe cablul de alimentare dintre tablou și convertizor se pune un clește ampermetric (clampmetru) cu care se măsoară intensitatea curentului electric.

## Capitolul 9. Cercetări experimentale și prelucrarea rezultatelor obținute

În urma constatărilor făcute în perioada de funcționare a stațiilor de pompare din cadrul amenajărilor de îmbunătățiri funciare, a bilanțurilor energetice, a măsurătorilor efectuate și a randamentelor scăzute care în prezent sunt cuprinse între 50 % și 70 %, se justifică necesitatea continuării cercetărilor în vederea îmbunătățirii parametrilor și înlocuirii agregatelor de pompare existente, cu echipamente eficiente din punct de vedere al consumurilor de energie electrică și al volumelor de apă vehiculate.

Cercetările experimentale urmează să valideze sau nu aspectele teoretice în vederea îmbunătățirii parametrilor teoretici proiectați ai unei mașini volumice rotative cu rotoare profilate.

Astfel, se determină pe cale experimentală graficele funcțiilor  $\dot{V} = f(n_r)$ ,  $P = f(n_r)$  și  $\eta = f(n_r)$  și se compară cu cele determinate pe cale teoretică, în capitolul 3.

S-a determinat pe cale teoretică randamentul efectiv al mașinii de lucru rotative și se determină valorile și pe cale experimentală, demonstrându-se astfel că soluția constructivă este funcțională și fiabilă.

Se prezintă rezultatele cercetărilor privind ridicarea caracteristicilor mașinii de lucru rotative care vehiculează fluide la diferiți parametri de lucru.

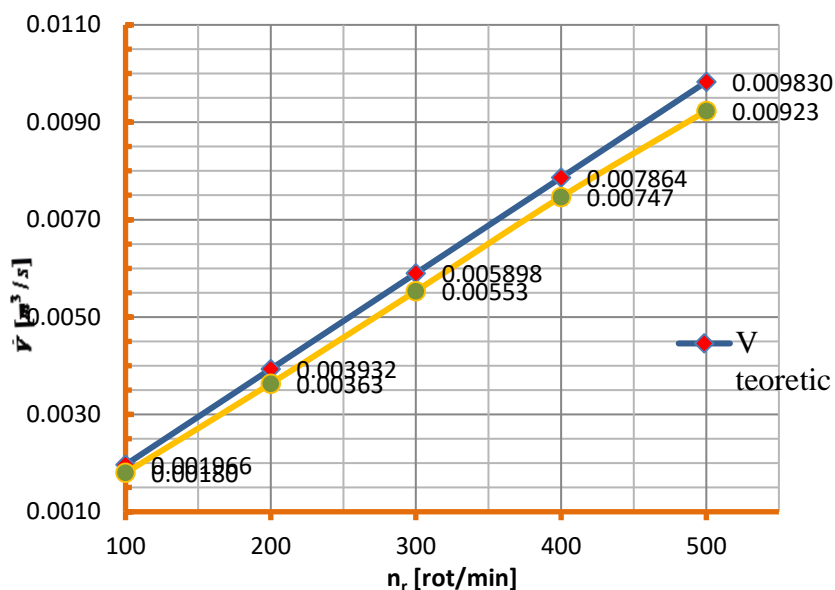
### A) Rezultate experimentale pentru $\dot{V} = f(n_r)$

Modificând turația s-a modificat și debitul vehiculat de mașină; cu ajutorul debitmetrului electromagnetic a fost măsurat debitul vehiculat prin instalația experimentală.

Rezultatele din calculele teoretice  $\dot{V}_t$  și rezultate experimentale  $\dot{V}_r$  obținute sunt prezentate în tabelul 9.3. Pe baza acestuia a fost reprezentată în figura 9.1 graficul comparativ al variației debitului teoretic/debitul real.

**Tabelul nr. 9. 1.** Valori teoretice și experimentale ale debitului în funcție de turația mașinii de lucru rotative

$n_r$ [rot/min]	100	200	300	400	500
$\dot{V}_t$ [ $m^3 / s$ ]	0,001966	0,003932	0,005898	0,007864	0,009830
$\dot{V}_r$ [ $m^3 / s$ ]	0,00180	0,00363	0,00553	0,00747	0,00923



**Fig. 9. 1.** Graficele funcției  $\dot{V} = f(n_r)$

$\dot{V}_t$  – debitul teoretic vehiculat de mașina rotativă;  $\dot{V}_r$  – debitul real vehiculat.

Din figura 9.1 se observă că cele două grafice sunt foarte apropiate; astfel, randamentul volumic este

$$\eta_v = \frac{\dot{V}_t}{\dot{V}_r} [\%] \quad (9.1)$$

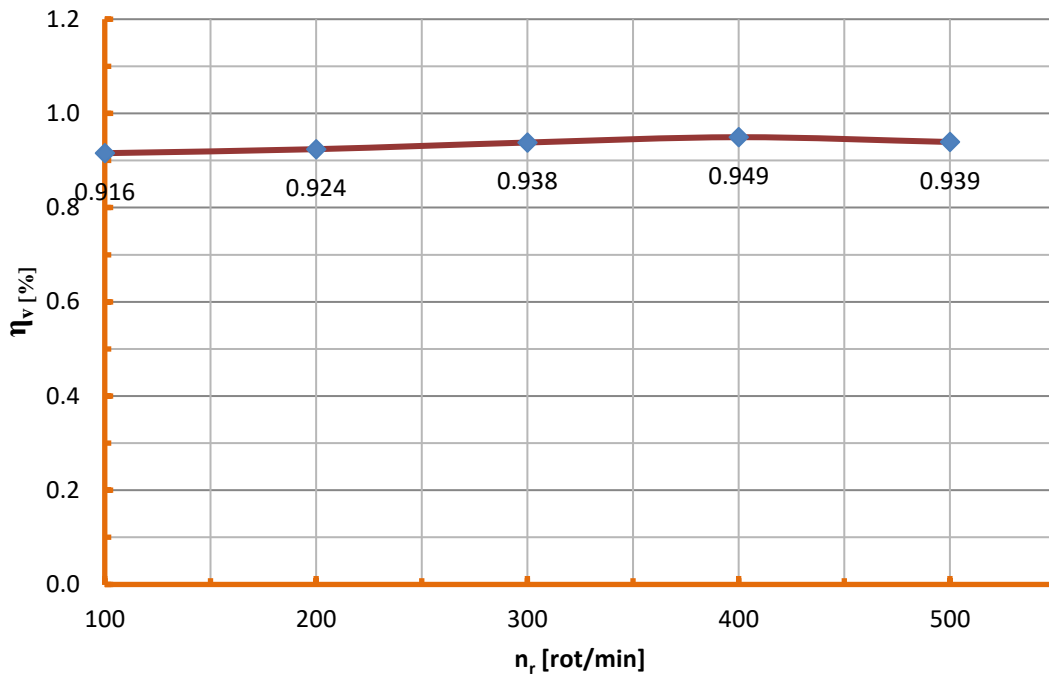
Efectuând calculele au rezultat în tabelul 9.2 valorile randamentului volumic la diferite turații ale mașinii de lucru rotative.

**Tabelul nr. 9. 2.** Valorile randamentului volumic în funcție de turația mașinii

$n_r$ [rot/min]	100	200	300	400	500
$\eta_v$	0,916	0,924	0,938	0,949	0,939

Pe baza datelor din tabelul 9.2 s-a reprezentat în figura 9.2 graficul variației randamentului volumic la diferite turații ale mașinii de lucru rotative.

Din figura 9.2 se observă că la creșterea turației peste o anumită valoare  $n_r \geq 400$  [rot/min], valoarea randamentului volumic scade deoarece cresc pierderile volumice.



**Fig. 9. 2.** Reprezentarea grafică a randamentului volumic la diferite turații ale mașinii de lucru rotative.

**B) Rezultate experimentale pentru  $P = f(n_r)$**

Au fost măsurate tensiunea  $U$  și intensitatea curentului electric  $I$  pentru diferite turații. Puterea la cupla motorului electric a fost calculată cu relația

$$P_{c,me} = P_{me} \cdot \eta_{me} \text{ [W]}, \quad (9.1)$$

în care  $\eta_{me}$  reprezintă randamentul efectiv al motorului electric,  $\eta_{me} = 0,747$  [24].

**A. Valorile mărimilor măsurate și rezultatele de calcul obținute când fluidul vehiculat este apa**

Rezultatele sunt prezentate în tabelul 9.3.

**Tabelul nr. 9. 3.** Valori ale puterii motorului electric și ale puterii la cupla motorului electric stabilite experimental când fluidul vehiculat este apa

$n_r$ [rot/min]	<b>200</b>	<b>300</b>	<b>400</b>	<b>500</b>
$H$ [m H <sub>2</sub> O]	4	4	4	4
$I$ [A]	0,63	0,95	1,28	1,6
$U$ [V]	380	380	381	381
$\cos\varphi$	0,71	0,71	0,71	0,71
$P_{me} = \sqrt{3} U \cdot I \cdot \cos\varphi$ [W]	294,39	443,93	599,71	749,64
$P_{c,me} = P_{me} \cdot \eta_{me}$ [W]	219,91	331,61	447,98	559,98

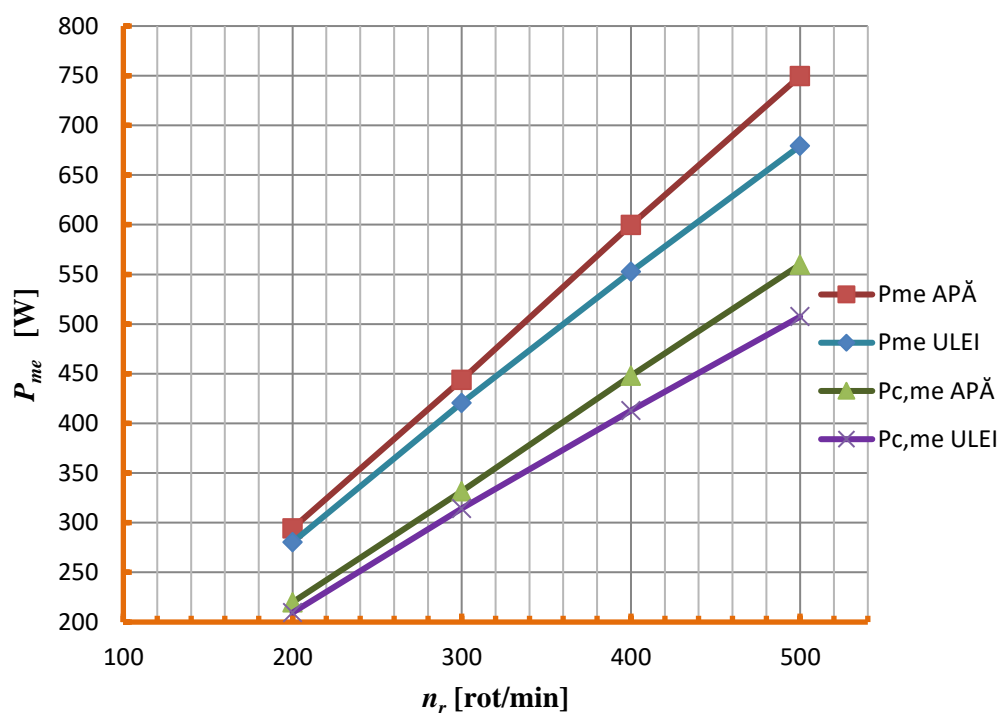


**B. Valorile mărimilor măsurate și rezultatele de calcul obținute când fluidul vehiculat este ulei de motor**

**Tabelul nr. 9. 4.** Valori ale puterii motorului electric și ale puterii la cupla motorului electric stabilite experimental când fluidul vehiculat este ulei de motor

$n_r$ [rot/min]	200	300	400	500
$H$ [m H <sub>2</sub> O]	4	4	4	4
$I$ [A]	0,6	0,9	1,18	1,45
$U$ [V]	380	380	381	381
$\cos\varphi$	0,71	0,71	0,71	0,71
$P_{me} = \sqrt{3} U \cdot I \cdot \cos\varphi$ [W]	280,38	420,56	552,86	679,36
$P_{c,me} = P_{me} \cdot \eta_{me}$ [W]	209,44	314,16	412,98	507,48

Pe baza datelor din talelele 9.3 și 9.4 s-au reprezentat grafic în figura 9.3, funcțiile  $P_{me} = f(n_r)$  și  $P_{c,me} = f(n_r)$ .



**Fig. 9. 3.** Reprezentarea grafică a puterii motorului electric și a puterii la cupla motorului electric stabilite experimental când fluidul vehiculat este apă și ulei de motor 23]

Ținând cont de randamentul efectiv al pompei  $\eta_p$ , rezultă puterea reală care servește la vehicularea fluidului  $P_{c,p}$ .

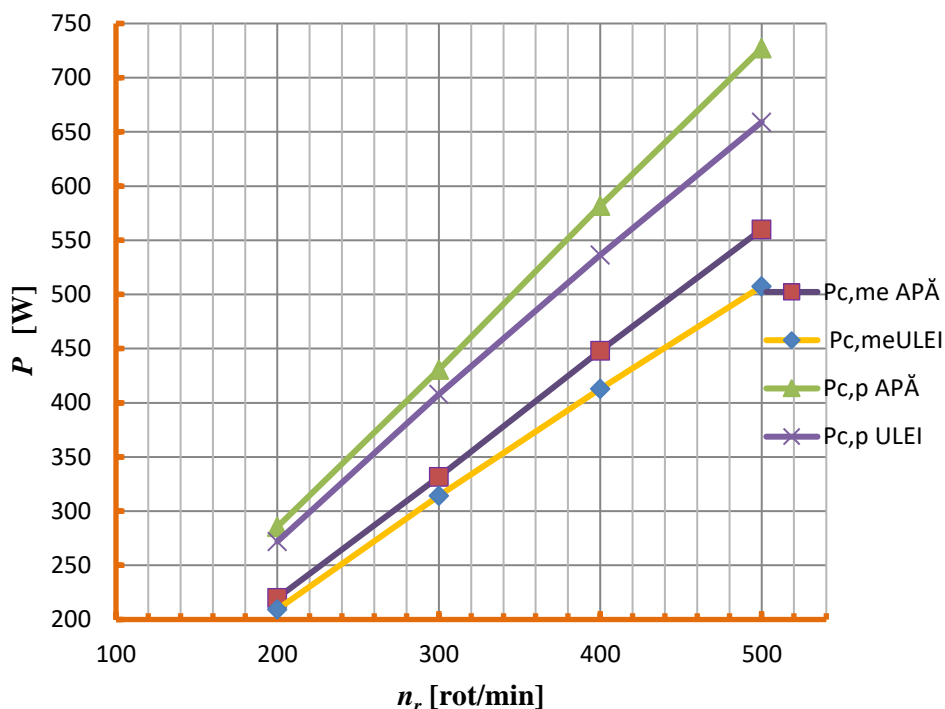
Din lucrarea [24] se adoptă  $\eta_p = 77\%$

Puterea la cupla motorului electric  $P_{c,me}$  [W] determinată experimental trebuie să aibă valori apropiate de puterea la cupla pompei  $P_{c,p}$  [W]. Efectuând calculele se obțin datele din tabelul 9.5.

**Tabelul nr. 9.5.** Valorile puterii de antrenare necesare vehiculării fluidului

$n_r$ [rot/min]	200	300	400	500
$P_{c,p,ap\acute{a}}$ [W]	285,60	430,67	581,80	727,25
$P_{c,p,ulei}$ [W]	272,00	408,00	536,34	659,07

Pe baza datelor din tabelul 9.3, 9.4 și 9.5 s-au trasat graficele  $P_{c,p} = f(n_r)$  și  $P_{c,me} = f(n_r)$  din figura 9.4.



**Fig. 9.4.** Reprezentarea grafică variației puterii la cupla motorului electric ( $P_{c,me}$ ) și a puterii la cupla pompei ( $P_{c,p}$ )

Se observă o bună coincidență între valorile calculate pe cale teoretică și cele determinate pe cale experimentală.

Puterea reală consumată de pompă în cazul vehiculării uleiului pentru motoare este mai redusă decât în cazul vehiculării apei, deoarece pierderile prin frecare mecanică dintre rotoare și carcasă sunt mai mici în cazul vehiculării uleiului.

### C) Rezultate experimentale pentru curbele caracteristice ale mașinii de lucru rotative

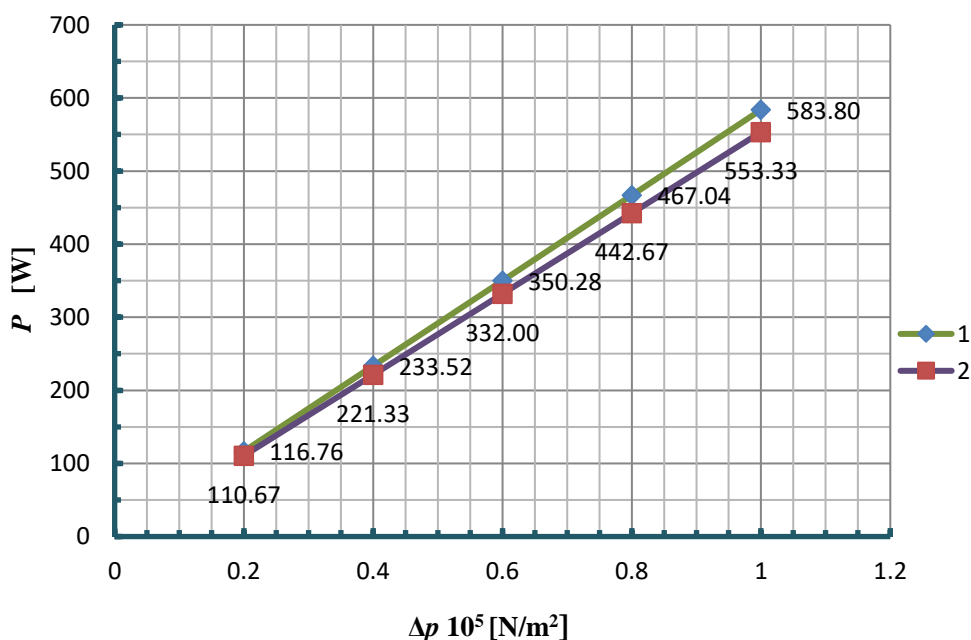
Rezultatele teoretice obținute pentru curbele caracteristice au fost comparate cu rezultatele obținute în urma cercetărilor experimentale.

În vederea trasării caracteristicii de putere s-au măsurat  $U$ ,  $I$ ,  $n_r$ ,  $\dot{V}$ . Datele obținute sunt prezentate în tabelul 9.6.

**Tabelul nr. 9. 6.** Valori ale puterii de antrenare în funcție de creșterea de presiune

$H_p$ [mH <sub>2</sub> O]	2	4	6	8	10
$\Delta p$ [N/m <sup>2</sup> ]	$0,2 \cdot 10^5$	$0,4 \cdot 10^5$	$0,6 \cdot 10^5$	$0,8 \cdot 10^5$	$1 \cdot 10^5$
$n_r$ [rot/min]	300	300	300	300	300
$\dot{V}_r$ [m <sup>3</sup> / s]	0,00553	0,00553	0,00553	0,00553	0,00553
$P$ [W]	110,67	221,33	332,00	442,67	553,33

Pe baza datelor obținute s-a reprezentat grafic funcția  $P = f(\Delta p)$  din figura 9.5 .



**Fig. 9. 5.** Graficul puterii de antrenare în funcție de creșterea de presiune  
1 – rezultate teoretice; 2 – rezultate experimentale

Se observă (fig. 9.5) o bună coincidență între rezultatele obținute pe cale teoretică și obținute pe cale experimentală. Totodată, se poate observa că, în funcție de creșterea de presiunea realizată de mașină, variază și puterea de antrenare a mașinii .

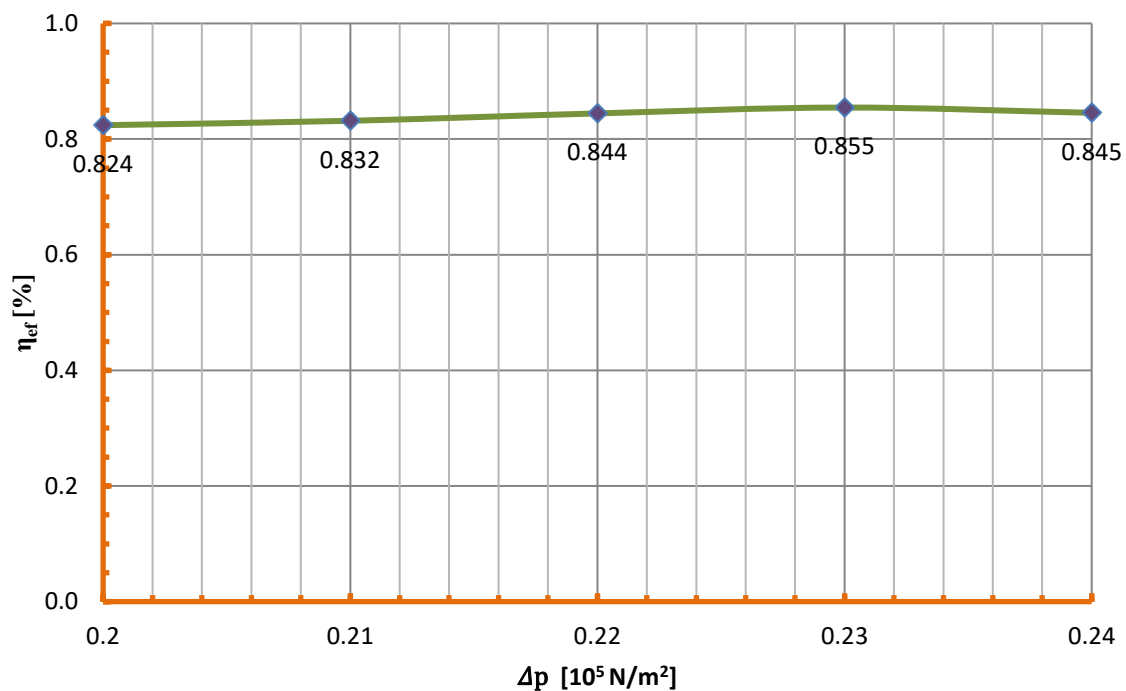
Înmulțind puterea motorului electric de antrenare a mașinii cu puterea electrică absorbită indicată procentual pe cadranul regulatorului de turație, rezultă puterea absorbită de mașină.

Efectuând calculele au rezultat datele din tabelul 9.9;  $\dot{V}_r$  reprezintă debitul volumic teoretic, iar  $\dot{V}_r$  reprezintă debitul volumic real.

**Tabelul nr. 9. 7.** Valorile randamentului efectiv în funcție de turația mașinii

$n_r$ [rot/min]	100	200	300	400	500
$\alpha$	90	70	50	30	10
$\dot{V}_t$ [m <sup>3</sup> /s]	0,001966	0,003932	0,005898	0,007864	0,009830
$\dot{V}_r$ [m <sup>3</sup> /s]	0,001800	0,003633	0,005533	0,007467	0,009233
$\Delta p$ [N/m <sup>2</sup> ]	0,2	0,21	0,22	0,23	0,24
$\eta_v$	0,916	0,924	0,938	0,949	0,939
$\eta_m$	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
$\eta_{ef}$	0,824	0,832	0,844	0,855	0,845

Pe baza datelor din tabelul 9.9 s-a reprezentat grafic în figura 9.6 caracteristica de randament a mașinii de lucru rotative  $\eta_{ef} = f(\Delta p)$ ; la creșterea turației  $n_r$  valoarea randamentului  $\eta_v$  scade.



**Fig. 9. 6.** Reprezentarea grafică a funcției  $\eta_{ef} = f(\Delta p)$

Valorile obținute în paragraful (9.3) sunt similare cu datele din literatura de specialitate [13], [25], [26], [227].

# CONCLUZII

## C.1. Concluzii generale

Se relevă avantajele mașinilor de lucru rotative de lucru, unele soluții constructive fiind „reversibile”, adică aceeași soluție constructivă (mașina de lucru rotativă cu două rotoare profilate și cu pistoane de forma unei prisme triunghiulare sau cu fețele laterale curbilinii) poate fi utilizată ca mașină de lucru (pompa, compresor) sau motoare. Soluția constructivă analizată are la bază un brevet de invenție [28] și a fost concepută, proiectată și realizată în laboratoarele Departamentului Termotehnică, Motoare, Echipamente Termice și Frigorifice din Universitatea Politehnică din București.

Din clasa mașinilor de lucru rotative, în lucrare s-a prezentat o mașină de lucru rotativă cu pistoane rotative prismatice de secțiune triunghiulară, care poate vehicula orice substanță fluidă

- lichide pure (curate);
- lichide cu suspensii;
- fluide bifazice (apă + nisip, apă + cenușe);
- fluide reologice;
- fluide din industria alimentară: apă, vin, ulei.

Fluidul aspirat este vehiculat către refulare cu pierderi minime de energie; astfel momentul motor  $M$  este  $\vec{M} = \vec{F} \cdot \vec{b}$ ;  $M = F \cdot b \cdot \sin \alpha$ , în care brațul  $b$  al forței  $F$  este perpendicular pe forță, adică  $\sin \alpha = \sin 90^\circ = 1$ . Acest fapt conduce la un avantaj față de mașinile cu piston și sistem bielă manivelă.

În plus soluția constructivă nu conține elemente care să efectueze mișcări rectilinii alternative; ea prezintă o funcționare sigură și o întreținere ușoară.

La construirea ei este necesară o precizie sporită datorită faptului că, dacă între rotor și carcasă sunt jocuri mari, randamentul volumic al pompei scade.

Soluția constructivă propusă în această lucrare a fost proiectată și construită în laborator, unde s-a realizat și un stand pentru încercarea ei.

Standul conceput și construit este în circuit deschis.

Realizarea acestei mașini nu necesită tehnologii speciale sau materiale mai deosebite.

Lucrarea oferă un mare volum de cunoștințe de specialitate în domeniul mașinilor volumice rotative cu rotoare profilate, mașini destinate vehiculării unor fluide polifazate.

## C.2. Contribuții originale

Ținând cont de obiectivele propuse, și analizând rezultatele teoretice și experimentale obținute pe parcursul elaborării prezentei teze de doctorat, pot fi evidențiate o serie de contribuții originale dintre care, cele mai reprezentative sunt:

### • Contribuții teoretice:

1) Realizarea unui studiu al stadiului actual al cercetărilor privind mașinile de lucru rotative cu rotoare profilate, pe baza consultării unei bibliografii reprezentative și a selectării cu discernământ a unor lucrări valoroase.

2) Identificarea și prezentarea într-o manieră științifică coerentă a problemelor legate de influența parametrilor geometrici și funcționali asupra debitului și puterii de antrenare a mașinii de lucru rotative.

3) Concepția și realizarea unei soluții constructive a mașinii de lucru rotative cu două rotoare profilate, pentru care raza rotorului  $R_r$  a rămas egală cu 50 [mm], iar înălțimea pistonului rotativ  $z$  a fost mărită până la 48 [mm], care să prezinte elemente de originalitate în domeniul mașinilor de lucru rotative cu rotoare profilate care servesc la vehicularea fluidelor; prin mărirea înălțimii pistonului se mărește volumul util, ca urmare se mărește debitul de fluid vehiculat de mașina de lucru rotativă.

4) Stabilirea unor relații matematice între elementele constructive ale mașinii ca:

- legătura între raza rotorului și înălțimea pistonului rotativ;
- corelația dintre raza carcasi și înălțimea pistonului rotativ.

5) Expunerea detaliată a modalității de calcul al coordonatelor  $x_i$  și  $y_i$  care definesc conturul unui sfert de rotor, cu considerarea ecuațiilor parametrice ale mișcării vârfului pistonului rotorului inferior în interiorul cavității rotorului superior, pe cercul de raza rotorului și pe o latură a pistonului rotativ și folosirea unui program Excel corespunzător.

6) Stabilirea unor relații matematice, originale care definesc profilul unui rotor de arhitectură specială și alte legături între:

- turația mașinii de lucru rotative și debitul vehiculat de aceasta.
- înălțimea pistonului și puterea de antrenare a mașinii de lucru rotative.

7) Construcția pe cale teoretică a curbelor caracteristice ale mașinii de lucru rotative originale propuse, fiind date elementele geometrice  $l$ ,  $R_r$ ,  $z$  și elemente de funcționale  $n_r$ ,  $\Delta p$ .

#### • Contribuții numerice:

1) Caracterul general al modelului matematic pentru calculul coordonatelor conturului profilului rotorului mașinii de lucru originale propuse, prin folosirea unui program Excel, acesta putând fi modificat pentru alte dimensiuni ale mașinii de lucru, fiind necesar a se preciza numai valorile razei rotorului și înălțimii pistonului.

2) Construirea grafică, în Excel, pe baza coordonatelor obținute prin modelul matematic, a profilului pistonului rotativ și introducerea datelor în programul Catia Dassault System, pentru modelarea piesei rotorului.

3) Stabilirea, plecând de la forma geometrică complexă a rotorului, dificil de obținut prin procedee clasice, a execuției prin așchiere, utilizând scule profilate-freze monobloc din carburi metalice sau freze profilate armate cu plăcuțe dure, pe mașini de frezat cu comandă numerică.

4) Propunerea elaborării unui program pentru construcția rotorului pe un centru de prelucrare cu comandă numerică, programele de execuție pe mașini de frezat obținându-se apelând la programul CATIA V5.

5) Determinarea numerică și afișarea grafică a rezultatelor.

#### • Contribuții experimentale:

1) Concepția și punerea la punct a instalației de laborator pentru studiul experimental al mașinii de lucru rotative cu rotoare profilate, dotată cu echipamente adecvate cercetării (motor electric cu protecție antiexplozivă; convertizor de frecvență), cu aparatură de măsură și control performantă (termometru digital, manometre diferențiale digitale, multimetru digital pentru

măsurarea tensiunii, intensității și frecvenței curentului, debitmetru electromagnetic, sistem electronic de înregistrare și procesare a datelor).

2) Precizarea și detalierea scopului cercetărilor experimentale, cu indicarea succesiunii etapelor măsurătorilor.

3) Expunerea metodicii cercetărilor experimentale și enumerarea operațiilor în vederea validării curbei debitului în funcție de turație și a puterii în funcție de turație, pentru  $H = 4$  [m] = const.

4) Determinarea randamentului volumic al mașinii studiate pentru diferite valori ale turației.

5) Determinarea valorilor puterii motorului electric și ale puterii la cupla motorului electric, când fluidul vehiculat este apa și când fluidul vehiculat este uleiul de motor.

6) Construcția experimentală a curbelor caracteristice ale mașinii de lucru rotative cu rotoare profilate, caracteristica de sarcină, caracteristica de putere și caracteristica de randament, și compararea cu curbele caracteristice obținute teoretic.

7) Prezentarea sugestivă a rezultatelor experimentale obținute, tabelar și grafic, pentru toate cazurile cercetate și compararea rezultatelor determinate experimental cu rezultatele obținute teoretic (constatându-se o bună concordanță).

### C.3. Perspective de dezvoltare ulterioară a cercetărilor

Având în vedere cercetările teoretice și experimentale efectuate în prezenta teză de doctorat, această mașină de lucru rotativă poate fi folosită în agricultură pentru compensarea deficitului de apă din sol pentru irigare de precizie, asigurându-se aprovizionarea controlată a solului și a plantelor cu cantitățile de apă potrivit regimului de menținere a umidității în sol calculat, dar și în stațiile de pompare în vederea eliminării excesului de apă din sol și drenaj, deoarece această mașina de lucru rotativă poate vehicula și apă murdară, cu particule solide aflate în suspensie.

Efectul pozitiv previzionat prin modernizarea amenajărilor de îmbunătățiri funciare este îmbunătățirea randamentului de funcționare a agregatelor pompare, diminuarea consumurilor de energie electrică și implicit reducerea cheltuielilor pentru pomparea apei.

De asemenea, această mașină rotativă, în funcție de materialele folosite la construcția ei, poate vehicula fluide alimentare precum ulei, vin, alcool, spirt, etc.

Construcția mașinii de lucru rotativă cu pistoane rotative prismatice de secțiune triunghiulară prezentată în capitolul 4 și 5 nu fost realizată din metal deoarece costurile aferente realizării acesteia nu au putut fi suportate de către doctorand. Aceasta ar putea fi realizată la scară mai mare, în funcție de necesarul de apă solicitat de către beneficiar.

### Bibliografie selectivă

[1] M M Stoican (Prisecaru), N Băran, A. Costache „*Calculation elements for establishing the design of a rotating machine that transports fluids*”, The 9th International Conference on Advanced Concepts in Mechanical Engineering, Iași, 04-05 June 2020

[2] M. Hawas, N. Băran, A. Detzortzis, „*Influence of the rotor architecture and of the speed on the volumetric efficiency of a new type of rotating volumetric machine*”, Advanced Materials Research, Trans Tech Publications, Switzerland, vol. 905, 2014, pp. 487-491.

[3] N. Băran, D. Besnea, A. Detzortzis, A. Bărascu, „*Manufacturing technology of a new type of profiled rotor used by a rotating volumetric pump*”, Proceeding in Manufacturing System, Volume 7, Issue 2, 2012, pp.105-110, ISSN 2067-9238.

[4] R. Voinea, D. Voiculescu, V. Ceaușu „*Mecanică*” , Editura Didactică și Pedagogică București, 1982

[5] **Mariana Mirela Stoican (Prisecaru)**, Nicolae Băran, „*A constructive solution that can function as a force machine or as a work machine*” Asian Journal of Applied Science and Technology (AJAST) (Peer Reviewed Quarterly International Journal) Volume 4, Issue 2, Pages 97-107, April-June 2020.

[6] A. Zaid, N. Băran, D. Duminiță, „*Research Regarding the construction of a new type of profiled rotor*”, Romanian Review Precision Mechanics, Optics & Mechatronics, Nr.30/2006, București, pp.721-724.

[7] N. Băran, „*Elements of computing the architecture and manufacturing technology for a new type of profiled rotor*”, in International Conference, 6th Workshop on European Scientific and Industrial Collaboration on promoting, WESIC'08, Bucharest, 2008.

[8] **Mariana Mirela STOICAN (PRISECARU)**, Nicolae BĂRAN, Daniel BESNEA, E. MORARU, „*A constructive solution for a rotating machine with profiled rotors that transport fluids*”, Journal Fiability & Durability, Editura “Academica Brâncuși” , Târgu Jiu, ISSN 1844 – 640X, no. 1, pp. 194 - 203, 2020

[9] V.Moraru, D.Catrina, C.Minciu, „*Centre de prelucrare*”, Editura Tehnică, București,1980.

[10] **Mariana Mirela STOICAN (PRISECARU)**, „*A solution for the volumetric flow rate increasing of a rotating volumetric pump*”, International Journal of Innovative Science, Engineering and Technology (IJSET), ISSN 2348 – 7968, Volume 8, Issue 1, pp 76 -82, 2021.

[11] \*\*\*<http://eneroptim.ro/produse-echipamente-electrice/isa-advanced-test-and-measurement-instruments-italy/>

[12] \*\*\*<https://www.altanova-group.com/en/products/off-line-tests/t1000-plus>

[13] Țurcanu C., Ganea N., „*Volumetric Pumps for Liquids*”, (in Romanian), Technical Publishing House, Bucharest, 1980.

[14] N.Băran,Gh.Băran,O.Donțu „*Corelația dintre puterea de antrenare și înălțimea pistonului rotativ la un nou tip de compresor*”,Revista de chimie vol 55.Nr 1/2004 pag.51-53.

[15] N. Băran– „*Relația dintre puterea de antrenare și principalele elemente constructive ale unei pompe rotative*”, Rev. Mecanică Fină Optică și Mecatronică, nr. 16/1999, București, 2000.

[16] **Mariana Mirela Stoican (Prisecaru)**, Nicolae Băran, Almaslamani Ammar Fadhil Shnawa, „*The Influence of the Rotating Piston Height on the Driving Power of a Rotating Machine with Profiled Rotors*”, Asian Journal of Applied Science and Technology (AJAST) (Peer Reviewed Quarterly International Journal) Volume 4, Issue 1, Pages 75-80, January-March 2020.

[17] Motorga A., N.Băran, „*Influence Theoretic and experimental research on the characteristic diagrams of a new type of rotating machines with profiled rotors*” Scientific Bulletin, Series D: Mechanical Engineering, vol. 74, no. 3, 2012.

[18] N. Băran, „*The influence of functional and constructive parameters on the efficiency of a new type rotating machine*”, in Efficacite energetique – Sources d’énergies renouvelables – Protection de l’environnement, COFRET’12, Sozopol, pp. 218-222., Sozopol, Bulgaria, 2012.

[19] A. Detzortzis, N.Băran, M. Hawas, „*Influence of the profiled rotor design on the performance of rotating machines*” , TERMOTEHNICA 2/2013, pp. 128-133.



[20] N. Băran, „*Mașini termice rotative de lucru,- Mașini cu rotoare profilate, Mașini cu palete*”, Editura MATRIX ROM, București 2001.

[21] S.Petrescu și col. „*Termotehnică și mașini termice*” ,Editura Didactică și Pedagogică București 1978.

[22] N. Băran, ș.a., „*Termodinamică tehnică Vol.3*”, Editura POLITEHNICA-PRESS, București, 2010.

[23] **Mariana Mirela Stoican (Prisecaru)**, Nicolae Băran, Almaslamani Ammar Fadhil Shnawa, Mihaela Constantin, „*The Influence of the Fluid Nature on the Driving Power of a Rotating Volumetric Pump with Profiled Rotors*”, Magazine of Hydraulics, Pneumatics, Tribology, Ecology, Sensorics, Mechatronics, no.4/2019 , pp. 13- 20, 2019.

[24] N. Băran , Gh. Baran , D. Besnea , „*Determinarea experimentală a randamentului efectiv pentru un nou tip de pompă volumică rotativă*” , Revista de chimie vol.57 , nr. 12 / 2006 pag, 1294 – 1297.

[25] A.Detzortzis, N. Băran, M.Hawas, „*Influence of the profiled rotor design on the performance of rotating machines*”, Proceedings of National Conference of Thermodynamics with International Participation NACOT 2013 “Present and Future in Thermodynamics”,Constanta, 2013, pp. 29.

[26] F. Barbu, N. Băran, A. Detzortzis, M. Hawas, „*The influence of particle concentration on the energetic performance of a new type of rotating volumetric pump*”, A Opta conferință a Hidroenergeticienilor din România, 22-23 mai 2014.

[27] N. Băran, I. M. Călușaru , A. Detzortzis, „*Research Regarding the Testing of a New Type of Rotating Machine with Profiled Rotors*”, Journal of Materials Science and Engineering A 2 (3) (2012), pp. 372-376.

[28] Cerere de brevet de invenție cu titlul: *Pompa volumetrică rotativă cu rotoare profilate*, autori: Băran D. Nicolae, Băran D. Gheorghe, Stanciu P., Constantin Dorin, înregistrată cu nr. A/00107/2006, cu data de depozit 20.02.2006 la Oficiul de Stat pentru Mărci și Invenții, București.