



UNIVERSITATEA **POLITEHNICA** DIN BUCUREȘTI  
FACULTATEA DE INGINERIE MECANICĂ ȘI MECATRONICĂ  
Departamentul Termotehnică, Motoare, Echipamente Termice și Frigorifice

**REZUMATUL TEZEI DE DOCTORAT**

*Ecuții de funcționare pentru o mașină de lucru rotativă care  
vehiculează fluide*

**Autor: Ing. Almaslamani Ammar Fadhil Shnawa**

**Conducător de doctorat: Prof. emerit dr. ing. Nicolae Băran**

București

2020

## Cuprins

<b>Introducere.....</b>	<b>3</b>
<b>Capitolul 1. Stadiul actual al cercetărilor privind soluțiile constructive ale mașinilor rotative pentru transportul lichidelor.....</b>	<b>4</b>
<b>Capitolul 2. Stabilirea arhitecturii rotoarelor profilate.....</b>	<b>5</b>
<b>Capitolul 3. Regimuri de funcționare ale mașinii volumice rotative. ....</b>	<b>7</b>
<b>Capitolul 4. Influența parametrilor geometrici și funcționali asupra performanțelor mașinii volumice rotative. ....</b>	<b>8</b>
<b>Capitolul 5. Ecuții de funcționare pentru mașina de lucru rotativă.....</b>	<b>10</b>
<b>Capitolul 6. Curbe caracteristice ale mașinii volumice rotative cu rotoare profilate. ....</b>	<b>13</b>
6.1. Caracteristica de sarcină.....	13
6.2. Caracteristica de putere .....	14
6.3. Caracteristica de randament .....	15
<b>Capitolul 7. Instalații de pompare.....</b>	<b>17</b>
<b>Capitolul 8. Concepția, proiectarea și construcția instalației pentru cercetări experimentale. ....</b>	<b>18</b>
8.1. Schema instalației experimentale.....	18
<b>Capitolul 9. Cercetări experimentale și prelucrarea datelor experimentale obținute ....</b>	<b>21</b>
9.1. Rezultatele cercetărilor experimentale.....	21
A) Rezultate experimentale pentru $\dot{V} = f(n_r)$ .....	21
B) Rezultate experimentale pentru $P = f(n_r)$ .....	22
C) Rezultate experimentale pentru curbele caracteristice ale mașinii volumice rotative...	23
<b>Capitolul Concluzii.....</b>	<b>26</b>
C.1. Concluzii generale.....	26
C.2. Contribuții originale .....	27
C.3. Perspective de dezvoltare ulterioară a cercetărilor.....	28
<b>Bibliografie selectivă.....</b>	<b>30</b>

## Introducere

Prezenta teză de doctorat continuă cercetările teoretice și experimentale în domeniul mașinilor rotative cu rotoare profilate. Se prezintă o soluție constructivă pentru vehicularea fluidelor care poate fi utilizată ca „mașină reversibilă” astfel:

I. Dacă presiunea fluidului la intrare în mașină ( $p_1$ ) este mai mică decât presiunea la refulare ( $p_2$ ) atunci mașina poate fi utilizată ca mașină de lucru și anume: ca pompă, ventilator sau compresor de joasă presiune.

II. Dacă  $p_1$  este mai mare ca  $p_2$ , mașina poate fi utilizată ca mașină de forță, anume: motor cu abur, motor cu gaze de ardere, motor pneumatic, motor hidrostatic.

Soluția constructivă a fost concepută, proiectată și construită în laboratoarele Departamentului Termotehnică, Motoare, Echipamente Termice și Frigorifice din cadrul Universității Politehnica din București.

În lucrare termenul de mașină de lucru se referă la o pompă volumică rotativă cu două rotoare profilate.

Pompa are două rotoare profilate în mod special; fiecare rotor este prevăzut cu două pistoane rotative de formă triunghiulară.

Prin conținutul său, lucrarea urmărește să prezinte un nou tip de mașină rotativă cu rotoare profilate care poate fi realizată practic în mai multe variante [1], [2]:

- ca mașină de lucru (pompă, ventilator, suflantă); în acest caz, presiunea fluidului la refulare ( $p_2$ ) este mai mare decât la aspirație ( $p_1$ ).

- ca mașină de forță (motor cu abur sau gaze de ardere, motor hidrostatic); în acest caz  $p_1 > p_2$ .

Cercetările în domeniul mașinilor rotative se extind în sensul că aceste mașini transformă o formă de energie în altă formă de energie cu pierderi minime; la aceste mașini nu există mișcare rectilinie alternativă, nu există supape [3], [4].

Lucrarea constituie un exemplu care cuprinde atât elemente de originalitate privind atât soluția constructivă, cât și relațiile de calcul privind funcționarea acesteia.

Lucrarea relevă noi aspecte teoretice privind vehicularea fluidelor cu un nou tip de mașină rotativă cu rotoare profilate, performanțele ei urmând a fi validate prin cercetări experimentale.

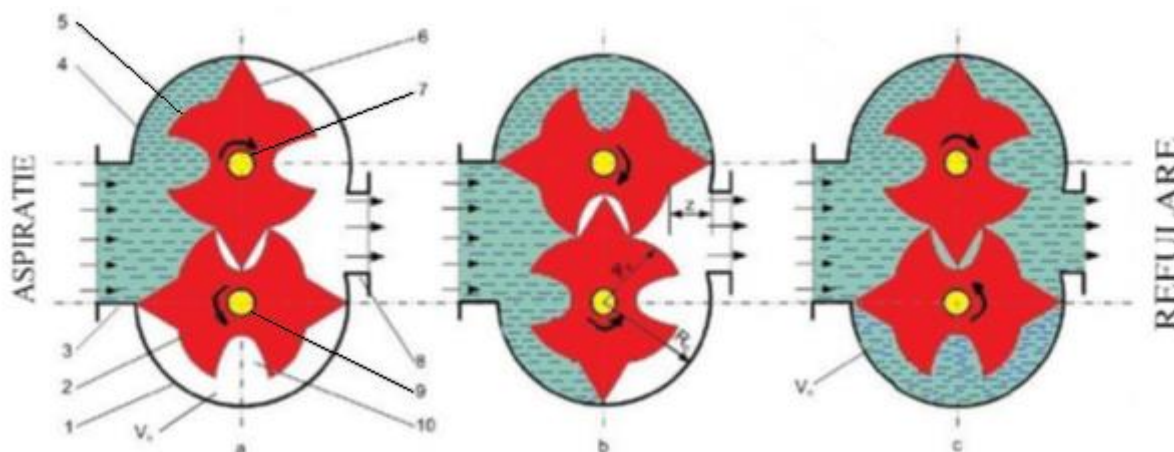
## Capitolul 1. Stadiul actual al cercetărilor privind soluțiile constructive ale mașinilor rotative pentru transportul lichidelor.

În acest capitol se prezintă o clasificare a mașinilor rotative, se expun principalele tipuri de pompe rotative: pompe cu lamele, pompe cu roți dințate, pompe cu șurub, pompe cu lobi. În finalul capitolului se prezintă soluția constructivă a unui nou tip de pompă rotativă cu rotoare profilate și se enumerează obiectivele tezei de doctorat. Se prezintă o pompă volumică cu două rotoare profilate.

Avantajele principale ale acestei pompe volumice cu rotoare profilate constau în următoarele [5], [6]:

- Nu sunt piese în mișcare rectilinie alternativă;
- Frecările mecanice sunt reduse;
- Cuplul motor primit la arborele pompei este utilizat aproape integral pentru creșterea energiei potențiale de poziție a fluidului.

Pompa volumică rotativă cu rotoare profilate este alcătuită (figura 1.1) din două rotoare profilate (2), (5), care se rotesc cu aceeași turație în interiorul unor carcase (1), (4); rotoarele profilate sunt angrenate de două roți dințate (7), asigurându-se astfel sincronizarea lor. Roțile dințate sunt montate în exteriorul pompei, pe arborii (3), (4) ai celor două rotoare [7], [8].



**Fig. 1.1.** Poziția rotoarelor după o rotație cu  $180^{\circ}$

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

Fluidul care pătrunde în camera de aspirație (3) este transportat către camera de refulare (figura 1.1.) de către pistoanele rotative (6); acest lucru are loc chiar dacă fluidul conține particule

solide sau este vâcos. În figura 1.1. (a,b,c) se observă curgerea fluidului după o rotație cu  $90^\circ$  a celor două rotoare.

În prezenta lucrare se urmăresc următoarele obiective:

1) Elaborarea unei soluții constructive pentru mașina de lucru rotativă care să vehiculeze lichide pure sau cu suspensii.

2) Soluția constructivă trebuie să precizeze forma conturului rotoarelor, adică să fie elaborate programe de calcul care să dea coordonatele  $x_i, y_i$  ale conturului; ulterior pe un C.N.C. se vor realiza rotoarele.

3) Elaborarea calculelor privind debitul vehiculat și puterea de antrenare a mașinii volumice cu rotoare profilate.

4) Stabilirea ecuațiilor de funcționare ale mașinii rotative; stabilirea relațiilor matematice între raza rotorului și înălțimea pistonului.

5) Construcția curbelor caracteristice ale mașinii pe cale teoretică.

6) Proiectarea standului de încercări experimentale și construcția lui.

7) Efectuarea cercetărilor experimentale în laboratoarele U.P.B. și validarea lor privind punctele 4 și 5.

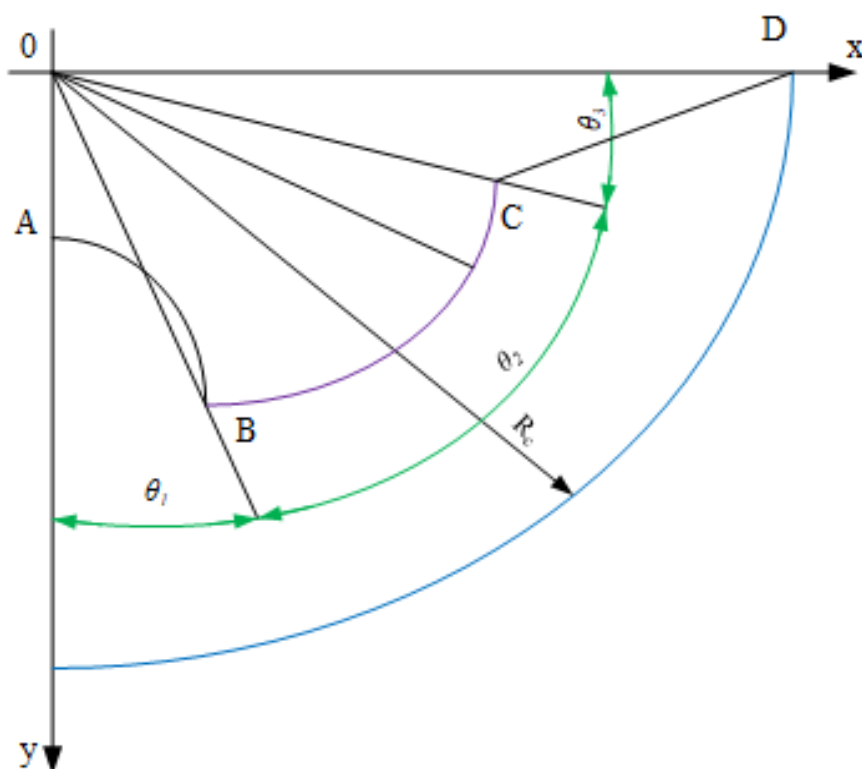
## Capitolul 2. Stabilirea arhitecturii rotoarelor profilate.

Se stabilesc relațiile matematice de calcul pentru determinarea coordonatelor punctelor amplasate pe conturul profilului rotorului. S-au elaborat trei programe de calcul care privesc cavitatea din rotor, porțiunea circulară a rotorului și o latură a pistonului rotativ; deoarece rotorul se execută pe un C.N.C precizia de calcul este mare, cu cinci zecimale.

Cele două rotoare se vor construi cu ajutorul unui C.N.C; ca urmare trebuie precizate coordonatele  $(x_i, y_i)$  ale punctelor care precizează conturul profilului unui rotor.

Este suficient să se stabilească coordonatele profilului unui sfert de rotor (ABCD) figura 2.1, apoi prin simetrie față de axa  $oy$  se obține o jumătate de rotor și ulterior prin simetrie față de axa  $ox$  se obține un rotor întreg [9], [10], [11].

Porțiunea AB nu este un cerc ci o curbă care se stabilește matematic, variabila fiind unghiul  $\theta_1$  (figura 2.1); ulterior se stabilesc coordonatele  $(x_i, y_i)$  ale arcului de cerc BC cu unghiul la centru  $\theta_2$  și în final se calculează coordonatele dreptei CD care este o latură a pistonului triunghiular, cu unghiul la centru  $\theta_3$ .

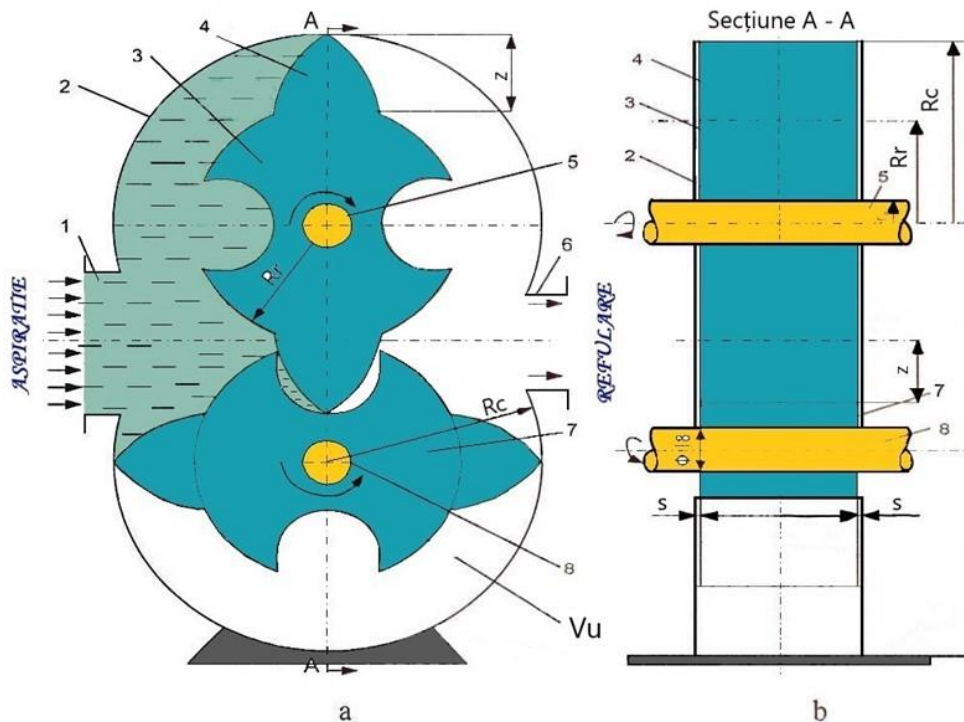


**Fig. 2.1.** Notații de calcul pentru determinarea coordonatelor  $x_i, y_i$  ale unui sfert de contur (ABCD) al rotorului.

Valoarea unghiurilor  $\theta_1, \theta_2, \theta_3$  se modifică în programul de calcul [12], [13] cu un grad. Pe fiecare porțiune AB, BC, CD sunt numerotate în ordine punctele care ne precizează în sistemul de axe xoy, coordonatele punctului respectiv. Pentru calculul coordonatelor s-a elaborat un program de calcul care are ca date inițiale:  $R_c = 80 \text{ mm}$ ;  $z = 30 \text{ mm}$ ;  $R_r = 80 - 30 = 50 \text{ mm}$ .

În figura 2.2 se prezintă o secțiune transversală (figura 2.2. a) și o secțiune longitudinală (figura 2.2.b), prin pompa volumică rotativă; aici forma rotoarelor este curbilinie, formă care asigură o etanșare mai bună între rotoare.

Ecuatii de funcționare pentru o mașină de lucru rotativă care vehiculează fluide



**Fig.2.2.** Secțiuni prin pompa volumică

1 - camera de aspirație; 2 – carcasă ovală; 3 – rotor superior; 4 – piston rotativ; 5 – arbore condus;  
6 – camera de refulare; 7 – rotor inferior; 8 – arbore conducător.

Forma constructivă a carcasei poate fi modificată, în sensul că ea poate avea o formă în funcție de forma camerelor de aspirație (1) și refulare (6).

### Capitolul 3. Regimuri de funcționare ale mașinii volumice rotative.

Se stabilesc relații de calcul pentru debitul vehiculat de mașină și pentru puterea teoretică de antrenare a mașinii; se indică modul de variație a turației motorului electric de antrenare a mașinii și pentru anumite turații se trasează funcțiile:  $V = f(n_r)$  și  $P = f(n_r)$

**1.** Debitul vehiculat de pompă variază astfel:

– În funcție de parametrii geometrici:

- l – lungimea rotorului [m];
- $R_r$  – raza rotorului [m];
- z – înălțimea pistonului [m];
- $n_r$  – turația mașinii [rot/min];

Ecuatii de funcționare pentru o mașină de lucru rotativă care vehiculează fluide

– În funcție de parametrii funcționali:

- $n_r$  – turația mașinii [*rot/min*];
- $\Delta h$  – sarcina hidrostatică + pierderile de presiune pe circuit [ $N/m^2$ ];
- $\rho$  – natura fluidului vehiculat [ $kg/m^3$ ].

2. Puterea de antrenare este influențată de debit (adică de parametrii menționați mai sus) de creșterea de presiune ( $\Delta p$ ) realizată de pompă între aspirație și refulare, de natura fluidului vehiculat (prin  $\rho$ ). 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. Cercetările experimentale efectuate în cadrul laboratorului din Departamentul Termotehnică, Motoare, Echipamente Termice și Frigorifice au validat relațiile de calcul stabilite pentru calculul debitului vehiculat de pompă și a puterii teoretice de antrenare a pompei.

4. În capitolele (8, 9) privind cercetările experimentale se observă influențele precizate la punctele 1 și 2.

#### **Capitolul 4. Influența parametrilor geometrici și funcționali asupra performanțelor mașinii volumice rotative.**

Se analizează influența a două categorii de parametrii (I+II):

I) Geometrici:

- Influența lungimii și razei rotorului;
- Influența înălțimii pistonului rotativ;

II) Funcționali:

- Influența turației mașinii;
- Influența creșterii de presiune asupra debitului și puterii de antrenare a mașinii volumice rotative;

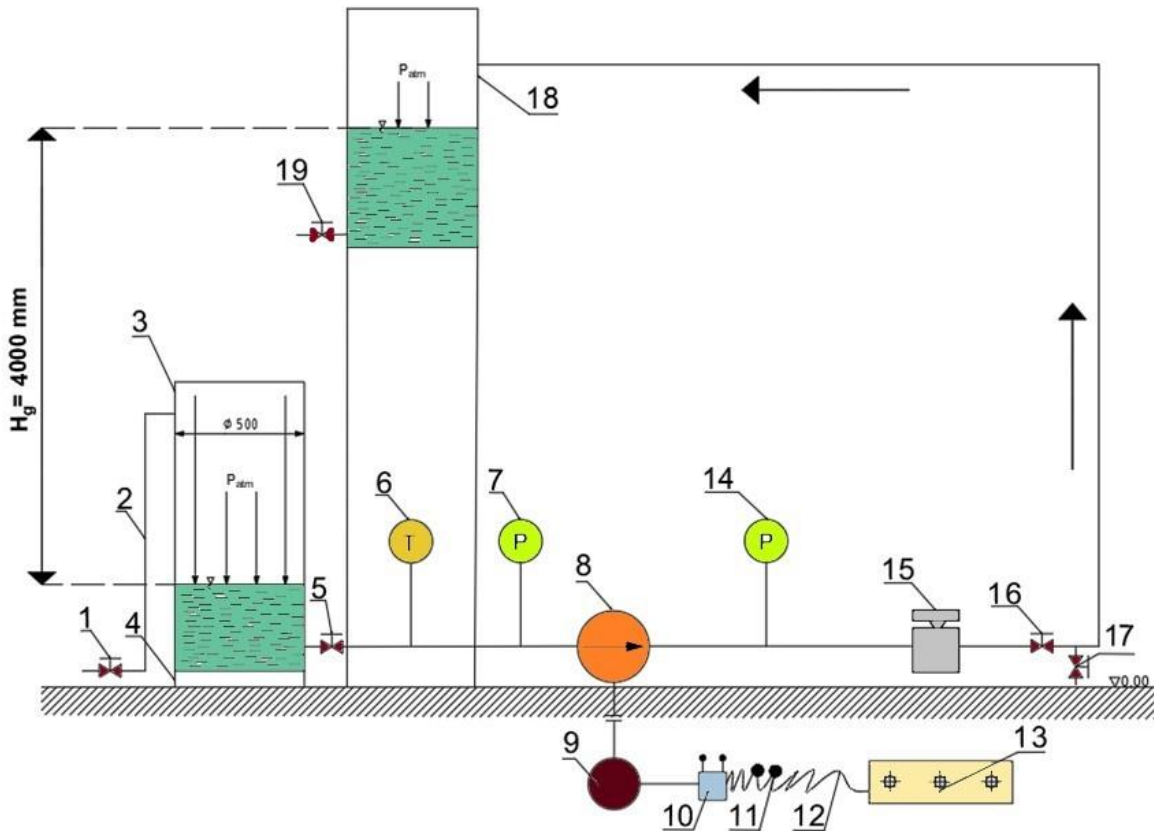
Se aleg valorile turației motorului electric și se prezintă modul de variație a turației acestui motor.

Ulterior se calculează debitul de fluid vehiculat de mașină și puterea teoretică de antrenare a mașinii volumice rotative.

În circuit deschis pompele vehiculează lichidul între rezervorul de aspirație și rezervorul de refulare situat la o înălțime  $H_0$  față de sol (figura 4.1). În lucrare se urmărește punctul B) în sensul



că standul experimental din laborator este în circuit „deschis”. Instalațiile de pompare pot fi cu aspirație pozitivă sau cu aspirație negativă (figura 4.1). Pompa este asigurată cu contrapresiune pe circuitul de aspirație evitându-se astfel fenomenul de cavitație.



**Fig. 4.1.** Schema instalației de pompare cu aspirație negativă, în circuit deschis.

1- robinet; 2 - conductă; 3 – rezervor cu apă; 4 - suportul rezervorului; 5 - robinet Dn 60 Pn 2 bar;  
 6 - termometru; 7 - manometru; 8 - pompă volumică; 9 - motor electric; 10 - regulator de turație;  
 11 - ampermetru; 12 - multimetru; 13 - sursă de curent alternativ 380 V; 14 - manometru; 15 - debitmetru  
 electromagnetic; 16 - robinet de reglare a debitului; 17 - robinet de golire a circuitul apei; 18 - rezervorul de  
 refulare; 19 - robinet de golire a rezervorului cu apă.

Pierderea de sarcină hidraulică totală, notată  $h_r$  se determină prin însumarea pierderilor de sarcină distribuite  $h_d$  și pierderilor locale de sarcină  $h_{loc}$  [14], [15].

## Capitolul 5. Ecuatii de funcționare pentru mașina de lucru rotativă.

În acest capitol se stabilesc ecuațiile de funcționare ale mașinii rotative care stabilesc o legătură între mărimile de intrare în instalația de pompare și cele de ieșire. Este obligatoriu ca numărul ecuațiilor de funcționare să fie egal cu numărul necunoscutelor.

Dacă arhitectura mașinii este precizată, adică sunt date:  $R_r$ ,  $l$ ,  $z$ ,  $R_c$  urmează să formăm un sistem de două ecuații deduse anterior:

$$\begin{cases} \dot{V} = \pi l z (z + 2R_r) \cdot \frac{n_r}{30} [m^3/s] & (5.1) \\ P = \dot{V} \cdot \Delta p = \dot{V} (p_2 - p_1) = \pi l z \cdot (z + 2R_r) \cdot \frac{n_r}{30} (p_2 - p_1) [W] & (5.2) \end{cases}$$

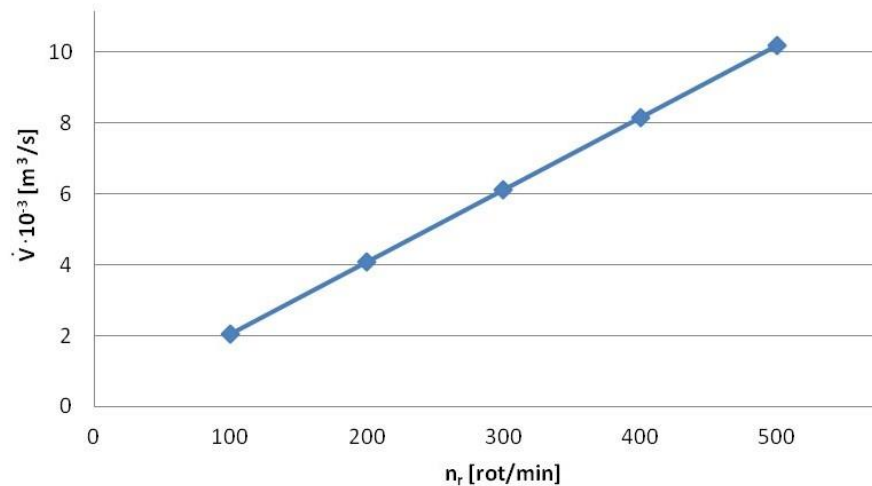
unde:

- $\dot{V}^g$  - debiul volumic [ $m^3/s$ ];
- $P$  - puterea teoretică de antrenare a mașinii [W];
- $l$  - lungimea rotorului [ $m$ ];;
- $z$  - înălțimea pistonului rotativ [ $m$ ];
- $R_r$  - raza rotorului [ $m$ ];
- $n_r$  - turația mașinii [ $rot/min$ ];
- $\Delta p$  - creșterea de presiune între presiunea la aspirație ( $p_1$ ) și presiunea la refularea pompei ( $p_2$ ).

În sistemul de două ecuații de mai sus avem două necunoscute ( $\dot{V}^g$  și  $p_2$ ); sistemul de ecuații stabilește legătura între mărimile de intrare ( $n_r$ ,  $p_1$ ) și mărimile de ieșire ( $\dot{V}^g$  și  $p_2$ ).

Dacă în ecuația (5.1) se înlocuiesc  $l$ ,  $z$ ,  $R_r$ , și  $n_r = 100...500$  [ $rot/min$ ] rezultă graficul din figura 5.1.

Ecuții de funcționare pentru o mașină de lucru rotativă care vehiculează fluide



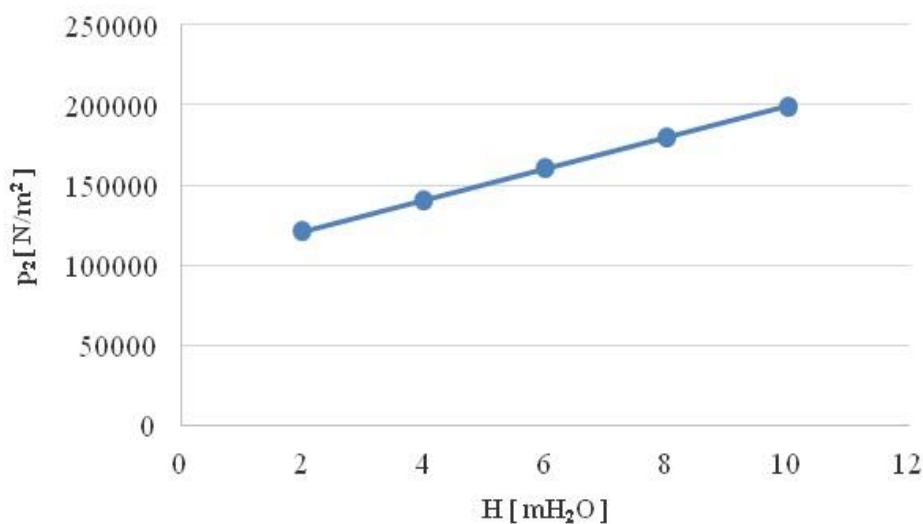
**Fig. 5.1.** Reprezentarea grafică a funcției  $\dot{V} = f(n_r)$

Din figura 5.1. se observă că funcția are o variație liniară, crescătoare odată cu creșterea turației mașinii de lucru.

În cazul acestei ecuații de funcționare mărimile  $l$ ,  $z$ ,  $R_r$  [m],  $n_r$  [rot/min] sunt mărimi (date) de intrare iar  $\dot{V}$  [ $m^3/s$ ] este mărimea de ieșire din mașina rotativă. Modificarea turației ( $n_r$ ) conduce la modificarea debitului volumic ( $\dot{V}$ ). Modificarea turației mașinii rotative se efectuează prin modificarea turației motorului electric asincron care se poate realiza prin 3 căi:

- Variația frecvenței ( $f_1$ ) a tensiunii de alimentare;
- Modificarea numărului de perechi de poli ( $p$ );
- Modificarea alunecării ( $s$ ).

Pentru a doua ecuație (5.2) se exprimă legătura între  $p_2$  și  $H$  în figura 5.2.



**Fig. 5.2.** Graficul funcției  $p_2 = f(H)$

În urma analizei ecuațiilor de funcționare ale mașinii rotative au rezultat datele prezentate în tabelul 5.1.

**Tabel 5.1.** Legătura dintre mărimile de intrare și ieșire pentru mașina rotativă

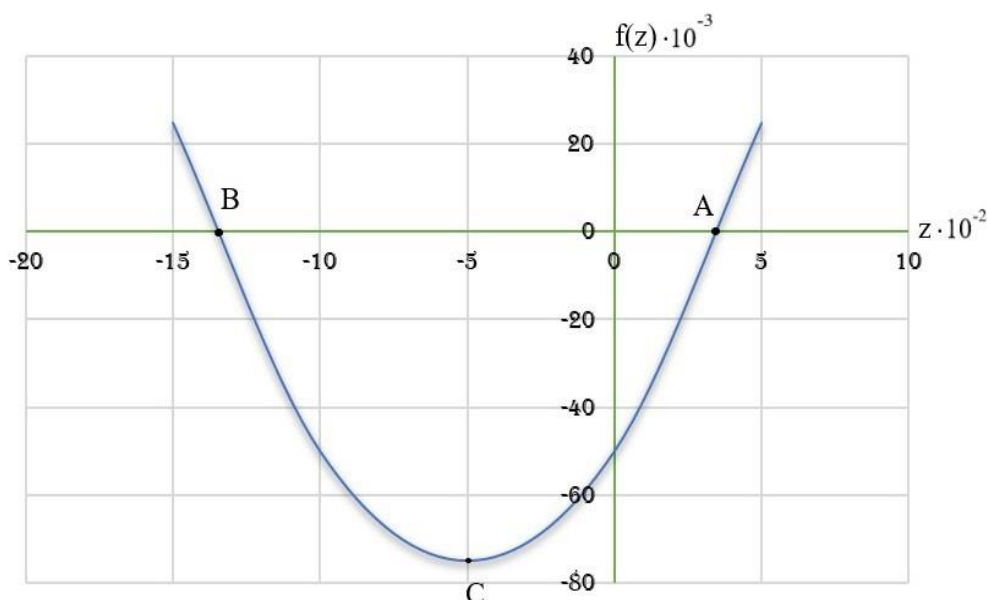
Cazul	Mărimi de intrare	Ecuația de funcționare	Mărimi de ieșire
I	$l, z, R_r$ [m], $n$ [rot/min]	$\dot{V} = \pi l z (z + 2R_r) \cdot \frac{n_r}{30} \quad [m^3 / s]$	$\dot{V} \quad [m^3 / s]$
II	$p_1$ [N/m <sup>2</sup> ], $H$ [m H <sub>2</sub> O]	$p_2 = p_1 + \Delta p = p_1 + \rho_{H_2O} \cdot g \cdot H$	$p_2$ [N/m <sup>2</sup> ]

Se pot stabili și alte forme de legătură între diferitele mărimi de intrare și ieșire, ca de exemplu  $P = f(\dot{V})$ , dar cele esențiale sunt prezentate în tabelul 5.1.

Tot în capitolul 5 se stabilește o relație de forma:

$$z^2 + 2R_r \cdot z - 2R_r^2 = 0 \quad (5.3)$$

care se reprezintă grafic în figura 5.3. alegând pentru  $R_r$  valoarea de 0,05 m care a fost adoptată la construcția unui prototip în laboratoarele Departamentului Termotehnică, Motoare, Echipamente Termice și Frigorifice din cadrul Universității Politehnica din București.



**Fig. 5.3.** Reprezentarea grafică a funcției  $f(z)$

Ecuții de funcționare pentru o mașină de lucru rotativă care vehiculează fluide

Din figura 5.3 se observă că funcția  $f(z)$  are punctul de extrem pentru  $z = -R_r = -5$  cm;

$P' = f(z)$  din care rezultă aceeași valoare :  $z = -R_r$ .

În concluzie, puterea de antrenare a mașinii este maximă când  $z = R_r$  rezultat tehnic acceptabil.

## Capitolul 6. Curbe caracteristice ale mașinii volumice rotative cu rotoare profilate.

Se prezintă în general caracteristica de sarcină, de putere, și de randament; ulterior se trasează pe cale teoretică cele trei caracteristici.

La construcția pe cale teoretică a curbelor caracteristice ale mașinii rotative de lucru s-a ținut cont de datele existente în literatura de specialitate [16], [17], cât și de rezultatele cercetărilor efectuate în laborator [18], [19].

### 6.1. Caracteristica de sarcină

Această caracteristică  $\dot{V} = f(H)$  poate fi construită plecând de la relația debitului vehiculat de pompă :

$$\dot{V} = \pi l z (z + 2R_r) \frac{n_r}{30} \quad [m^3 / s] \quad (6.1)$$

Din expresia de calcul a debitului refulat de mașină se observă că  $H$  nu intervine în formula de calcul; teoretic, debitul refulat se menține constant chiar dacă  $H$  crește (figura 8).

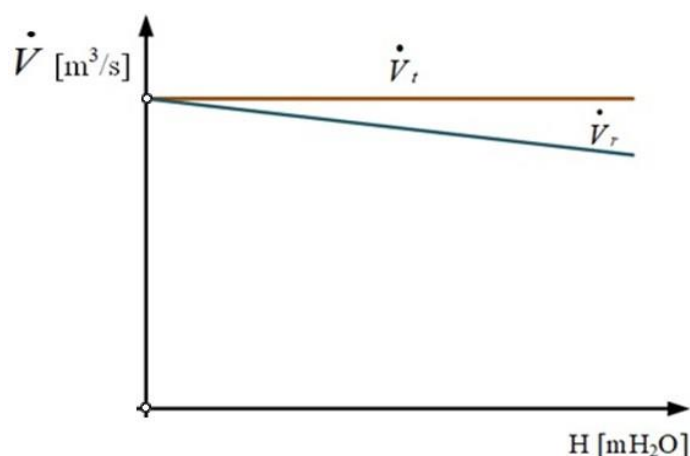


Fig. 6.1. Dependenta  $\dot{V} = f(H)$

Ecuatii de funcționare pentru o mașină de lucru rotativă care vehiculează fluide

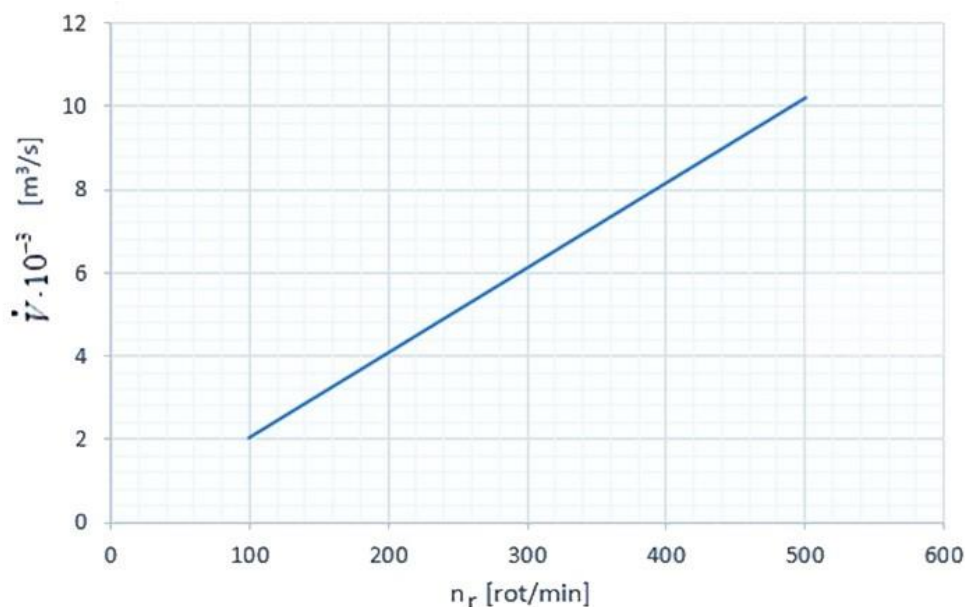
În cazul real la creșterea lui  $H$ , deci a presiunii lichidului la refulare vor crește pierderile volumice de lichid deci debitul real ( $\dot{V}_r^g$ ) va fi mai mic decat debitul theoretic ( $\dot{V}_t^g$ ).

Se poate exprima o dependență a debitului în funcție de turația mașinii, astfel:

Dacă în relația de calcul a debitului:

$$\dot{V}^g = \pi l z (z + 2R_r) \frac{n_r}{30} \quad [m^3 / s] \quad (6.2)$$

Se introduce:  $l = 0,05$  [m],  $z = 0,03$  [m],  $R_r = 0,05$  [m] și  $n_r = 100, 200, 300, 400, 500$  [rot/min] se obține graficul din figura 6.2.



**Fig. 6.2.** Graficul funcției  $\dot{V}^g = f(n_r)$

Din figura 6.2, se observă o dependență liniară:  $\dot{V}^g = f(n_r)$ ; la creșterea turației mașinii debitul refulat de mașina rotativă va crește.

## 6.2. Caracteristica de putere

Din formula de calcul a puterii teoretice:

$$P = \dot{V}^g \cdot \Delta p = \pi l z (z + 2R_r) \frac{n_r}{30} \cdot \Delta p \quad [W] \quad (6.3)$$

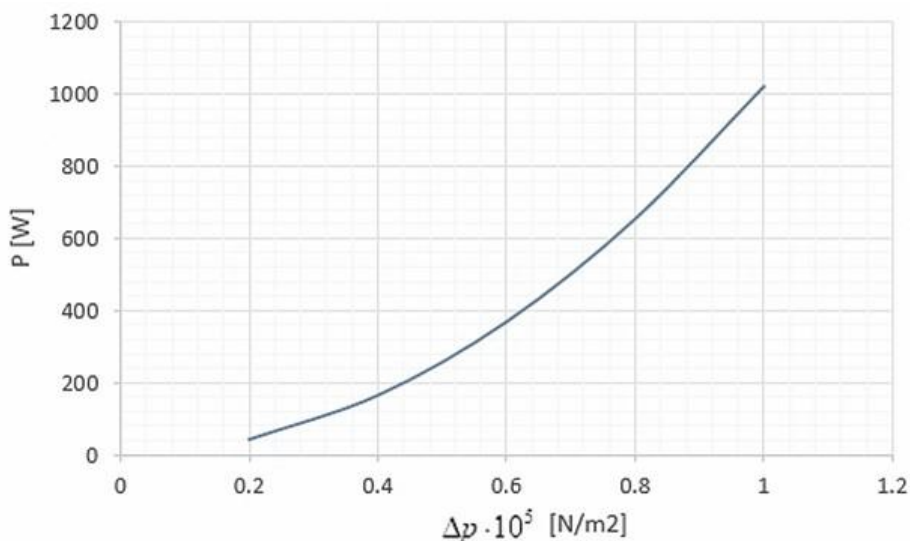
se observă că puterea de antrenare a mașinii variază liniar cu creșterea de presiune ( $\Delta p$ ) realizată între aspirația și refularea mașinii.

Dacă se alege:  $H = 2, 4, 6, 8, 10$  [mH<sub>2</sub>O] pentru  $\Delta p$  rezultă:

Ecuții de funcționare pentru o mașină de lucru rotativă care vehiculează fluide

$$\Delta p = 0,2 \cdot 10^5; 0,4 \cdot 10^5; 0,6 \cdot 10^5; 0,8 \cdot 10^5; 1 \cdot 10^5 \text{ [N/m}^2\text{]}.$$

Introducând valorile lui  $l$ ,  $z$ ,  $R_r$ ,  $n_r$  rezultă graficul din figura 6.3.



**Fig. 6.3.** Graficul funcției  $P = f(\Delta p)$

Din figura 6.3 se observă că puterea de antrenare a mașinii este o funcție crescătoare, neliniară.

### 6.3. Caracteristica de randament

Această funcție  $\eta = f(\dot{V})$  relevă faptul că la creșterea debitului de fluid vor crește pierderile. Astfel randamentul total al mașinii se calculează cu relația:

$$\eta_p = \eta_m \cdot \eta_v \cdot \eta_h = \eta_i \cdot \eta_m \quad (6.4)$$

Valorile lui  $\eta$  pentru pompele rotative sunt 0,5...0,8 [20] [21].

- Randamentul volumic este [20], [21]:

$$\eta_v = \frac{V_r}{V_t} \quad (6.5)$$

adică raportul între debitul real și debitul teoretic refulat de mașină; la pompele cu rotor are valori de 0,8...0,98.

Se numește randament interior al pompei [20] (randament indicat):

$$n_i = \frac{L}{L_t} \quad (6.6)$$

Ecuții de funcționare pentru o mașină de lucru rotativă care vehiculează fluide

în care  $L_i$  este lucrul mecanic necesar pomparei debitului teoretic, cu considerarea rezistențelor hidraulice:  $\eta_i = 0,82...0,96$  [20], [21]:

$$\eta_i = \eta_v \cdot \eta_h \quad (6.7)$$

- Randamentul mecanic:

$$\eta_m = \frac{L_i}{L_c} \quad (6.8)$$

în care  $L_c$  este lucrul mecanic consumat de pompă, egal cu lucrul mecanic interior plus lucrul mecanic pentru învingerea rezistențelor mecanice de frecare dintre rotoare și carcasă.

$\eta_m = 0,75 - 0,95$  la pompele cu rotor [20].

Puterea consumată pentru antrenare, de pompă se calculează cu relația:

$$P_e = \frac{P_t}{\eta} \quad (6.9)$$

Pentru caracteristica de randament se ține cont de faptul că  $\eta_{ef} = \eta_v \cdot \eta_m$  pentru  $\eta_m$  se adoptă o valoare de  $\eta_m = 0,9$ ; rezultă datele din tabelul de mai jos unde  $\overset{g}{V}$  - debitul volumic teoretic și  $\overset{g}{V}_r$  - debitul volumetric real.

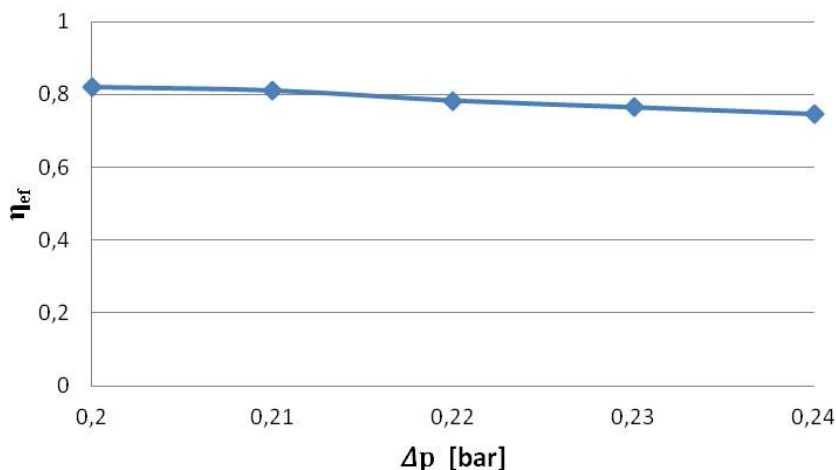
**Tabel nr. 6.1.** Valorile randamentului efectiv în funcție de creșterea de presiune

$n_r$ [rot/min]	220	220	220	220	220
$\overset{g}{V}_t$ [ $dm^3 / min$ ]	269,41	269,41	269,41	269,41	269,41
$\overset{g}{V}_r$ [ $dm^3 / min$ ]	247	245	236	231	225
$\Delta p$ [bar]	0,20	0,21	0,22	0,23	0,24
$\eta_v$	0,91	0,90	0,87	0,85	0,83
$\eta_m$	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
$\eta_e$	0,819	0,810	0,783	0,765	0,747

Pe baza datelor din tabelul 6.1 s-a reprezentat grafic caracteristica de randament a mașinii rotative  $\eta_{ef} = f(\Delta p)$  (figura 6.4).



Ecuții de funcționare pentru o mașină de lucru rotativă care vehiculează fluide



**Fig. 6.4.** Reprezentarea grafică a funcției  $\eta_{ef} = f(\Delta p)$

Din figura 6.4 se observă că la creșterea lui  $\Delta p$ ,  $\eta_{ef}$  scade deoarece  $\eta_v$  scade (cresc pierderile volumice).

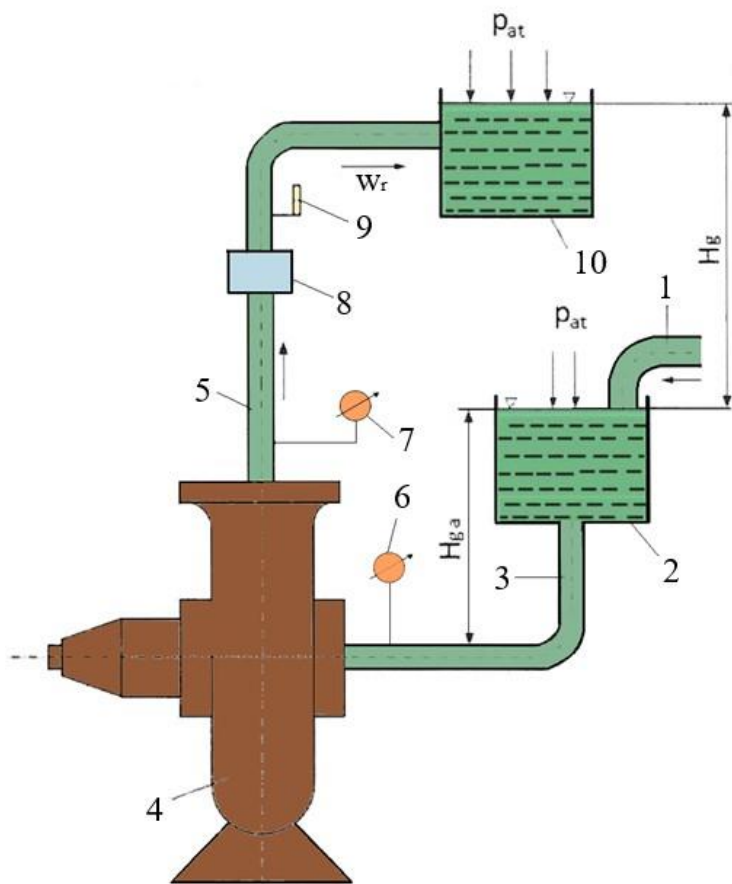
## Capitolul 7. Instalații de pompare.

Pentru o pompă se precizează punctul de funcționare; ulterior se prezintă instalații de pompare cu aspirație pozitivă și negativă.

La construcția instalației experimentale din Departamentul Termotehnică, Motoare, Echipamente Termice și Frigorifice s-a adoptat soluția constructivă prin care pompa funcționează cu aspirație negativă și anume  $H_{ga} = 0,5$  [mH<sub>2</sub>O].

Proiectarea și construcția standului au la bază o soluție constructivă originală care are drept scop de a valida cercetările teoretice efectuate în capitolele 5 și 6.

Atunci când se pompează apă cu temperatură ridicată (de ex: alimentarea cazanelor din centralele termice), pentru a evita fenomenul de cavitație, pompa trebuie să fie asigurată cu contra-presiune pe circuitul de aspirație (figura 7.1); aici coloana de apă de înălțime  $H_a$  asigură o presiune  $p = \rho g \cdot H_{ga}$  [N/m<sup>2</sup>] la aspirația pompei.



**Fig. 7.1.** Instalație de pompare în care pompa funcționează cu aspirație negativă ( $H_{ga} < 0$ ) [22]

1 - conductă de alimentare; 2 - bazin de aspirație; 3 - conductă de aspirație; 4 - electropompă centrifugă; 5 - conductă de refulare; 6 - vacuometru; 7 - manometru; 8 - debitmetru; 9 - termometru; 10 - rezervor de refulare.

## Capitolul 8. Concepția, proiectarea și construcția instalației pentru cercetări experimentale.

În acest capitol se prezintă schema instalației și principiul de funcționare, aparatele de măsură, o vedere de ansamblu a instalației.

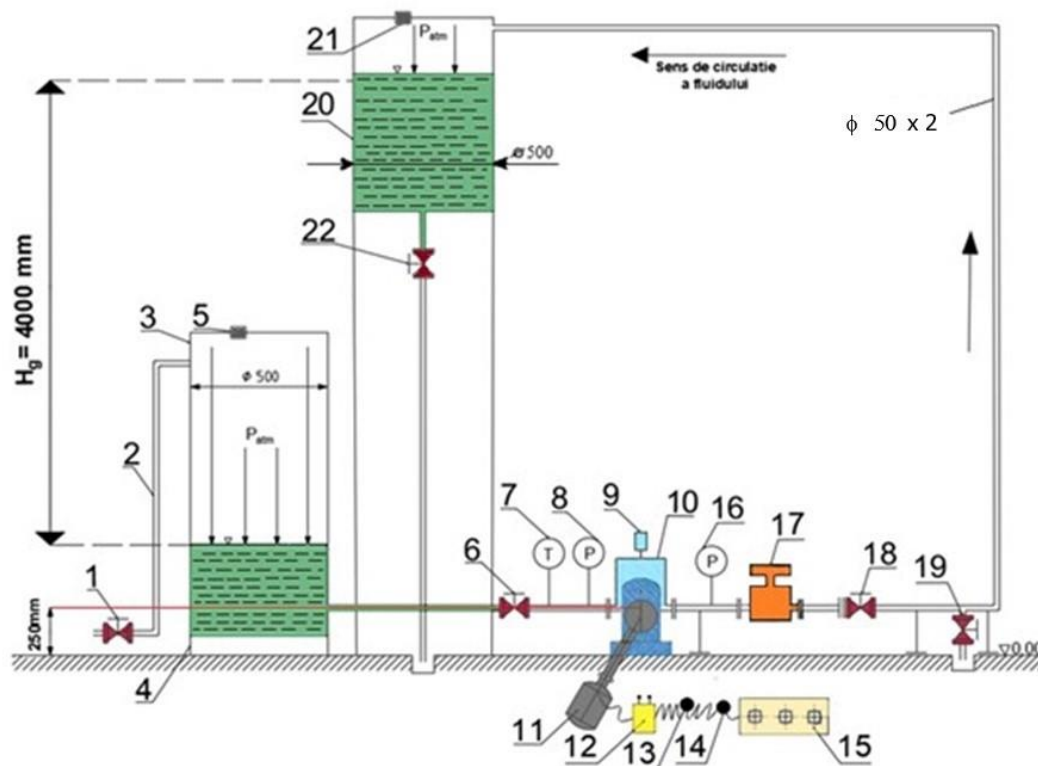
### 8.1. Schema instalației experimentale

În figura 8.1 este prezentată schița instalației experimentale. Această instalație a fost concepută, proiectată și construită în scopul validării rezultatelor teoretice din cadrul tezei de doctorat.

Ecuții de funcționare pentru o mașină de lucru rotativă care vehiculează fluide

Traseul conductei este realizat din plexiglas transparent  $\varnothing 50 \times 3$  mm, ceea ce permite o vizualizare bună a curgerii. Pe traseul conductei de circulație a fluidului se află manometre, termometre, un debitmetru electromagnetic; turația pompei poate fi modificată cu ajutorul unui convertizor de frecvență a curentului electric [22], [23], [24], [25].

Instalația este în circuit deschis și a fost construită în laboratorul Departamentului Termotehnică, Motoare, Echipamente Termice și Frigorifice din Universitatea Politehnică din București, sala CG131.



**Fig.8.1.** Schita instalatiei experimentale

1- robinet; 2 – conductă; 3 - rezervorul cu apă; 4 - suport rezervor cu apă; 5 - dop pentru aerisire; 6 - robinet Dn 60 Pn 2 bar; 7 - termometru; 8 - manometru la aspirația pompei; 9 - manometru diferențial; 10 - pompa volumică; 11- motor electric; 12 - convertizor de frecvență; 13 - ampermetru; 14 - multimetru; 15 - sursă de curent alternativ 380 V; 16 - manometru la refularea pompei; 17 - debitmetru electromagnetic; 18 - robinet de reglare a debitului; 19 - robinet de golire a circuitului; 20 - rezervor cu apă; 21- dop pentru aerisire; 22 - robinet de golirea rezervorului de apă.

Pompa volumică rotativă (10) aspiră apa din rezervorul (3); la ieșirea din pompă se măsoară presiunea apei cu manometrul (16). Ulterior cu debitmetrul electromagnetic (17) se măsoară debitul refulat de pompă și apa ajunge în rezervorul (20) prin conductă  $\varnothing 50 \times 2$ ; din figura 8.1 se observă că  $H_g = 4$  [m].

În figura 8.2 se prezintă o fotografie a instalației experimentale.



**Fig.8.2.** Vedere generală a instalației experimentale

- 1- rezervor de aspirație; 2- robinet Dn 60 Pn 2 bar; 3- manometru la aspirația pompei;
- 4- motorul electric al pompei; 5 - pompă volumică rotativă; 6- manometru la refularea pompei;
- 7- panou cu aparate de măsură; (convertizor de frecvență, voltmetru, ampermetru);
- 8- debitmetru; 9- robinet de reglare a debitului de fluid; 10 - conductă pentru preaplin;
- 11- rezervorul de refulare; 12- conducta de golire a fluidului din rezervor

Traseul conductei este realizat din plexiglas transparent  $\varnothing 50 \times 3$  mm, ceea ce permite o vizualizare bună a curgerii. Pe traseul conductei de circulație a fluidului se află manometre, termometre, un debitmetru electromagnetic; turația pompei poate fi modificată cu ajutorul unui convertizor de frecvență a curentului electric [26], [27], [28], [29].

Instalația este în circuit deschis și a fost construită în laboratorul Departamentului Termotehnică, Motoare, Echipamente Termice și Frigorifice din Universitatea Politehnică din București, sala CG131.

## Capitolul 9. Cercetări experimentale și prelucrarea datelor experimentale obținute

Se expune scopul și metodica cercetărilor.

Se prezintă rezultatele cercetărilor experimentale care validează rezultatele cercetărilor teoretice privind:

- ecuațiile de funcționare ale mașinii rotative;
- curbele caracteristice ale mașinii rotative.

### 9.1. Rezultatele cercetărilor experimentale

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

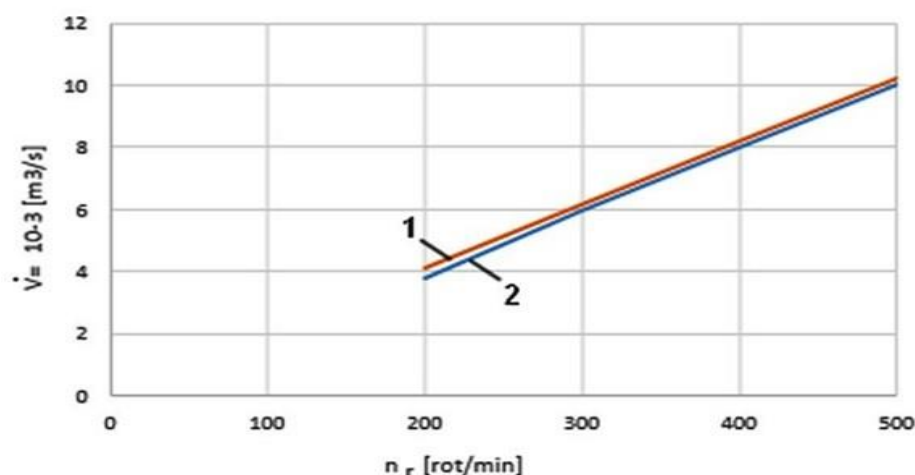
Prin modificarea turației s-a modificat debitul vehiculat de pompă; debitul a fost măsurat cu un debitmetru electromagnetic cu indicație digitală.

Datele experimentale obținute sunt date în tabelul 9.1.

**Tabel 9.1.** Valori ale lui  $\dot{V}$ , rezultate din calculele teoretice ( $\dot{V}^g$ ) și rezultate experimentale ( $\dot{V}_{exp}^g$ )

$n_r$ [rot / min]	200	300	400	500
$\dot{V}^g \cdot 10^{-3}$ [m <sup>3</sup> / s]	4.08	6.12	8.16	10.2
$\dot{V}_{exp}^g \cdot 10^{-3}$ [m <sup>3</sup> / s]	3.8	5.93	7.97	10

Pe baza datelor din tabelul 9.1 s-a construit graficul din figura 9.1.



**Fig. 9.1.** Graficele funcției  $\dot{V} = f(n_r)$ .

1- grafic stabilit pe cale teoretică (preluat din figura 6.5).

2 - grafic stabilit pe cale experimentală.

Ecuatii de funcționare pentru o mașină de lucru rotativă care vehiculează fluide

Din figura 9.1 se observă că cele două grafice sunt foarte apropiate; ca urmare randamentul volumic [30], [31] va fi:

$$\eta_V = \frac{V_{\text{exp}}^g}{V_{\text{teor}}^g} = \frac{3,8}{4,08} = 0,93 \quad (9.1)$$

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

Au fost măsurate tensiunea (U) și intensitatea curentului electric (I) pentru diferite turații.

Puterea motorului electric a fost calculată cu relația [32]:

$$P_{me} = \sqrt{3} UI \cos \varphi \quad [W] \quad (9.2)$$

Iar puterea la cupla motorului electric a fost calculată cu relația:

$$P_{c,me} = P_{me} \cdot \eta_{me} \quad [W] \quad (9.3)$$

În care  $\eta_{me}$  este randamentul efectiv al motorului electric,  $\eta_{me} = 0,747$  (dat de UMEB).

Aceste rezultate sunt prezentate în tabelul 9.2.

**Tabel 9.2.** Valori ale lui  $P$ , stabilite experimental

n [rot/min]	200	300	400	500
H [m H <sub>2</sub> O]	4	4	4	4
I [A]	380	380	381	381
U [V]	0,65	1,1	1,3	1,9
cosφ	0,71	0,71	0,71	0,71
$P_{me} = \sqrt{3} UI \cos \varphi \quad [W]$	301,6	510,4	697,9	889
$P_{c,me} = P_{me} \cdot \eta_{me} \quad [W]$	225,3	381,3	521,3	660,3

Puterea calculată teoretic la cupla pompei va fi:

$$P_{c,p} = \frac{P}{\eta_p} \quad [W] \quad (9.6)$$

unde:

$P$  - puterea de antrenare a pompei

Ecuatii de funcționare pentru o mașină de lucru rotativă care vehiculează fluide

$\eta_p$  - randamentul efectiv al pompei

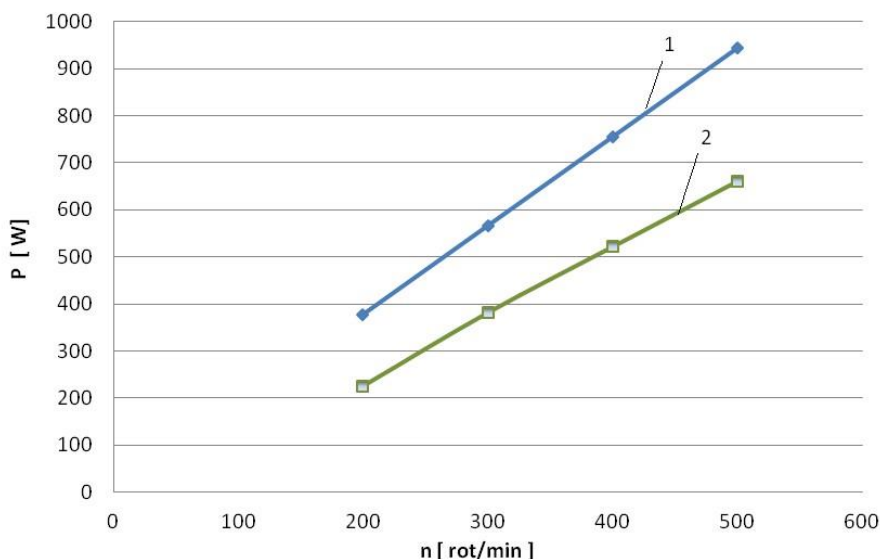
$\eta_p = 0,77$ .

**Tabel 9.3.** Valori ale lui  $P_{c,p}$

$n_r$ [rot/min]	200	300	400	500
$P$ [W]	291,003	436,505	582,006	727,508
$P_{c,p}$ [W]	377,926	566,889	755,852	944,815
$\eta_p$	0,770	0,770	0,770	0,770

Puterea la cupla motorului electric  $P_{c,me}$  [W] determinată experimental v-a trebui să fie aproximativ egală cu  $P_{c,p}$  [W].

Pe baza datelor din tabelele 9.2, 9.3 s-a construit graficul din figura 9.2.



**Fig. 9.2.** Reprezentarea grafică a funcțiilor:

$$1 - P_{c,p} = f(n_r); \quad 2 - P_{c,me} = f(n_r).$$

În figura 9.2 s-au reprezentat cele două funcții:  $P_{c,p} = f(n_r)$  și  $P_{c,me} = f(n_r)$ .

### C) Rezultate experimentale pentru curbele caracteristice ale mașinii volumice rotative

Rezultatele obținute pe cale teoretică pentru curbele caracteristice din subcapitolele 6.1, 6.2 și 6.3 vor fi comparate cu datele obținute în urma cercetărilor experimentale efectuate în laboratorul Departamentului Termotehnică, Motoare, Echipamente Termice și Frigorifice.

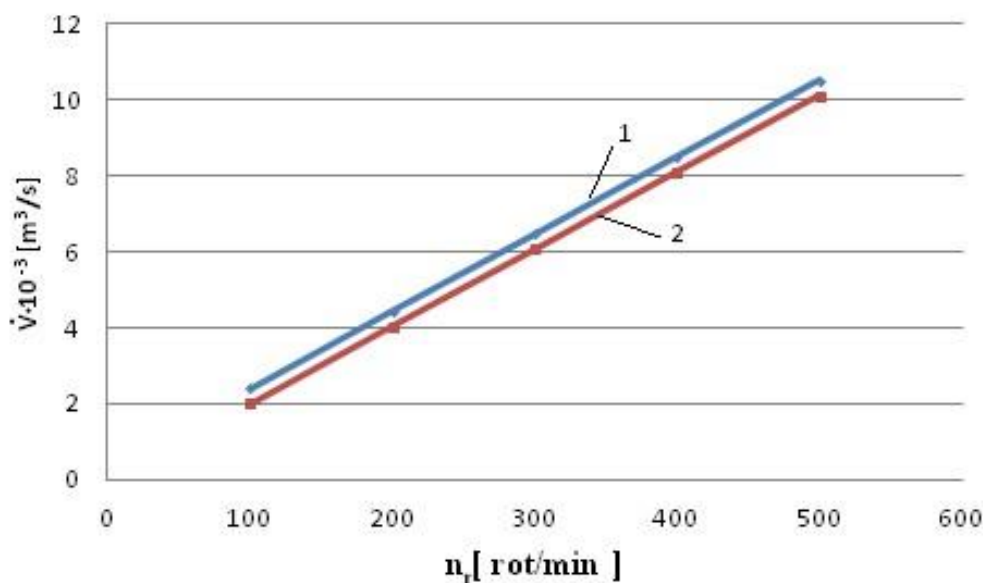
Ecuatii de funcționare pentru o mașină de lucru rotativă care vehiculează fluide

În urma măsurătorilor experimentale au rezultat pentru caracteristica de sarcină, valorile din tabelul 9.4.

**Tabel 9.4.** Valorile  $\overset{g}{V} = f(n_r)$

n [rot/min]	100	200	300	400	500
$\overset{g}{V}$ [m <sup>3</sup> /s]	0,00200	0,00405	0,00606	0,00810	0,0101
$\overset{g}{V} \cdot 10^{-3}$ [m <sup>3</sup> /s]	2,00	4,05	6,06	8,10	10,1

Pe baza datelor din tabel 9.4 s-a construit diagrama din figura 9.3.



**Fig. 9.3.** Graficul funcției  $\overset{g}{V} = f(n_r)$

1-rezultate teoretice; 2 - rezultate experimentale

Pentru caracteristica de putere s-au măsurat U, I,  $n_r$ ,  $\overset{g}{V}$  și au rezultat datele din tabelul 9.5.

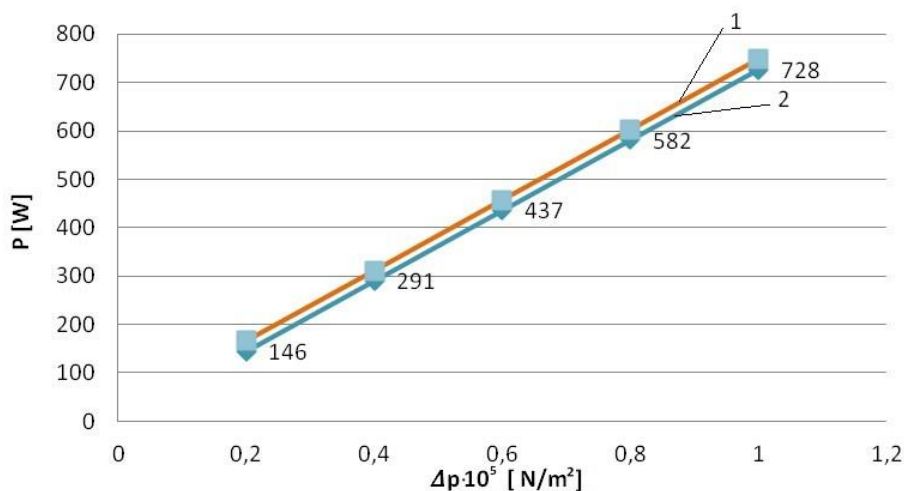
**Tabel 9.5.** Valori ale funcției  $P = f(\Delta p)$

$H_p$ [H <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]	100	200	300	400	500
$\overset{g}{V} \cdot 10^{-3}$ [m <sup>3</sup> /s]	2,00	4,05	6,06	8,10	10,1
P [W]	146	291	437	582	728



Ecuții de funcționare pentru o mașină de lucru rotativă care vehiculează fluide

Pe baza datelor din tabelul 9.6 s-a reprezentat în figura 9.4 graficul funcției  $P = f(\Delta p)$ .



**Fig. 9.4.** Graficul funcției  $P = f(\Delta p)$

1 - rezultate teoretice; 2 - rezultate experimentale

Din figura 9.4. se observă că puterea de antrenare a mașinii variază în funcție de creșterea de presiunea realizată de pompă după o funcție crescătoare. Din figură se observă o bună coincidență între datele teoretice și cele experimentale.

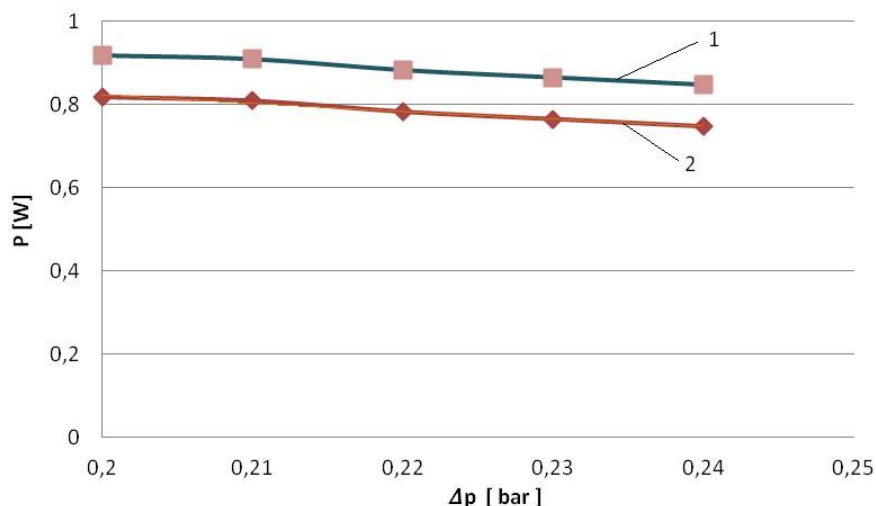
Aparatul electronic ALTIVAR 58 (regulatorul de turație) ne indică puterea electrică absorbită, în procente; aceste procente înmulțite cu puterea motorului electric de antrenare a mașinii ne dă puterea absorbită de mașină (tabelul 9.6).

**Tabel 9.6.** Valorile puterii motorului electric și la modificarea creșterii de presiune

n [rot/min]	220	220	220	220	220
$\Delta p$ [bar]	0,20	0,21	0,22	0,23	0,24
$\eta_e$	0,819	0,810	0,783	0,765	0,747
$P_r$ [W]	127	130,9	133,3	137,5	140

Graficul funcției  $\eta_e = f(\Delta p)$  a fost trasat (figura 9.5) calculând  $\eta_e = \frac{P_t}{P_r}$ , în care  $P_t$  este puterea teoretică și  $P_r$  este puterea absorbită de motorul electric (puterea reală).

Ecuatii de funcționare pentru o mașină de lucru rotativă care vehiculează fluide



**Fig. 9.5.** Graficul funcției  $\eta_{ef} = f(\Delta p)$

*1 - rezultate teoretice; 2 - rezultate experimentale*

Din figură se observă o bună coincidență între datele teoretice și cele experimentale.

## Capitolul Concluzii.

Se prezintă succesiv: concluziile generale, contribuții originale, perspective de continuare a cercetărilor.

### C.1. Concluzii generale

Se relevă avantajele mașinilor rotative de lucru, unele soluții constructive fiind „reversibile”, adică aceeași soluție constructivă poate fi utilizată ca pompă sau motor hidrostatic. Soluția constructivă analizată are la bază un brevet de invenție și a fost concepută, proiectată și realizată în laboratoarele Departamentului Termotehnică, Motoare, Echipamente Termice și Frigorifice din Universitatea Politehnică din București.

Din clasa mașinilor rotative de lucru, în lucrare s-a prezentat anterior un nou tip de pompă volumică rotativă care poate vehicula orice substanță fluidă:

- Lichide pure (curate);
- Lichide cu suspensii;
- Fluide bifazice (apă + nisip, apă + cenușe);

Ecuatii de funcționare pentru o mașină de lucru rotativă care vehiculează fluide

- 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:  $\vec{M} = \vec{F} \times \vec{b}$ ;  $M = F \times b \times \sin\alpha$ , în care brațul (b) al forței (F) este tot timpul 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 carcasa sunt jocuri mari, randamentul volumic al pompei va scade.

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

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

În conformitate cu obiectivele propuse, precum și analizând rezultatele obținute pe parcursul elaborării tezei de doctorat, se pot evidenția o serie de contribuții originale dintre care, cele mai reprezentative sunt:

### ● Contribuții teoretice:

1) Concepția și realizarea unei soluții constructive care să prezinte elemente de originalitate și de creație științifică în domeniul mașinilor rotative cu rotoare profilate care servesc la vehicularea fluidelor.

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

- Legătura între raza rotorului și înălțimea pistonului rotativ, o relație originală;
- Corelația dintre raza carcasei + înălțimea pistonului rotativ, o relație originală.

3) Elaborarea calculelor privind proiectarea și realizarea mașinii de lucru volumice, mai precis a pompei volumice cu rotoare profilate.

Ecuții de funcționare pentru o mașină de lucru rotativă care vehiculează fluide

4) Stabilirea ecuațiilor de funcționare ale mașinii rotative și totodată s-au dedus relații de legătură între:

- Raza rotorului și înălțimea pistonului.
- Înălțimea pistonului și puterea de antrenare a mașinii rotative.

5) Construcția pe cale teoretică a curbelor caracteristice ale mașinii volumice rotative.

● **Contribuții numerice:**

Pentru construcția mașinii rotative au fost necesare date cât mai exacte deoarece ea a fost construită pe un program de calcul numeric care poate fi adoptat la un centru de calcul cu comandă numerică (C.N.C.) .

Pentru anumite dimensiuni alese pentru rotor și pistonul rotativ s-au elaborat mai multe programe de calcul care au ca rezultate precizarea coordonatelor  $x_i, y_i$  ale conturului rotorului profilat.

Pentru o soluție constructivă a mașinii rotative precizată prin  $l, z, R_r$ , ecuațiile stabilite în prezenta lucrare leagă parametrii funcționali ( $n_r, H$ ) de mărimile ( $\dot{V}, P$ ) care caracterizează din punct de vedere energetic o mașină rotativă pentru vehicularea fluidelor.

● **Contribuții experimentale:**

Cercetările experimentale au urmărit:

- Validarea ecuațiilor de funcționare stabilite în capitolul 5.
- De asemenea în capitolul 9, ce conține cercetări experimentale, s-au validat curbele caracteristice ale mașinii rotative deduse pe cale teoretică în capitolul 6.
- În finalul lucrării s-a urmărit dacă puterea teoretică calculată a fi necesară la cupla pompei ( $P_{c,p}$ ) și puterea determinată experimental (prin măsurarea lui  $U, I$ ) a motorului electric trifazat, stabilită la cupla motorului ( $P_{c,me}$ ) care este în legătură cu cupla pompei sunt egale sau apropiate ca valoare.

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

Această mașină de lucru rotativă poate vehicula apă murdară, cu particule solide, deci poate fi folosită în agricultură pentru irigații.

Ecuții de funcționare pentru o mașină de lucru rotativă care vehiculează fluide

În România 1 ha (10.000 m<sup>2</sup>) necesită vara când  $t = 25^\circ$ , o cantitate de apă de 600 – 800 [m<sup>3</sup>/h] odată, de două ori pe zi.

Dacă se aleg dimensiunile pentru pompă:

- Lungime rotor:  $l = 0,2$  [m];
- Rază rotor:  $R_r = 0,1$  [m];
- Înălțimea pistonului rotativ:  $z = 0,06$  [m];
- Turație: 500 [rot/min].

Înlocuind în expresia debitului volumic al pompei:

$$\dot{V}^g = \pi l z (2R_r + z) \cdot \frac{n_r}{30} \quad [m^3 / s]$$

rezultă:

$$\dot{V} = 0,166 \quad [m^3/s] = 600 \quad [m^3/h]$$

Deci, realizarea unei asemenea pompe ar asigura irigarea unui hectar.

Puterea teoretică de antrenare dacă sarcina pompei este :  $H = 20$  [mH<sub>2</sub>O] va fi:

$$P = \dot{V} \cdot \Delta p = \dot{V} \cdot \rho_{H_2O} \cdot g \cdot H_g = 0,166 \cdot 10^3 \cdot 10 \cdot 20 = 33.320 [W] = 33,3 [kW]$$

Lucrarea conține 122 de pagini și 100 titluri bibliografice.

## Bibliografie selectivă

[1] N. Băran, D. Despina, D. Besnea, A. Detzortzis, „*Theoretical and experimental researches regarding the performances of a new type of rotating machine with profiled rotors*”, *Advanced Materials Research*, Trans Tech Publications, Switzerland, vol. 488-489, 2012, pp.1757-1761.

[2] N. Băran, Ghe Băran, „*Studiu comparativ între compresorul Roots și un nou tip de compresor (Comparative study between the Roots compressor and a new type of compressor)*”, *romanian Review of Chemistry*, vol. 54, no. 1/2000.

[3] Research Grant no. 22093/01.10.2008; between the Contracting Authority: CNMP (The National Centre for Program Management) and the Contractors: the commercial society Oskar von Miller and the research institute ICCPET SA Bucharest.

[4] Research Grant, project code I.D. 31, September 2009, between the Contracting Authority CNCSIS (The National University Research Council) Bucharest and the Contractor “POLITEHNICA” University of Bucharest.

[5] N. Băran, „*Theoretical and experimental researches regarding the performances of a new type of rotating machine with profiled rotors, Advanced Materials Research*”, *Trans Tech Publications*, Switzerland, Vols. 488-4, pp. 59-63, 2008.

[6] **Ammar Fadhil Shnawa Almaslamani**, „*Influence of the Rotating Piston Shape on the Flow Rate of a New Type of Rotating Working Machine*”, *Hidraulica*, vol. 4, p. 1453 – 7303, 2018.

[7] 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.

[8] 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.

[9] A.Costache, N. Băran, „*Computation method for establishing the contour of a new type of profiled rotor*”, *University Politehnica of Bucharest, Scientific Bulletin Series D: Mechanical Engineering* vol. 70, nr.3, 2008, pp. 93 – 102.

[10] N. Băran, D. Besnea, T. Sima, A. Detzortzis, C. Cărnaru, „*Manufacturing Technology for a New Type of Profiled Rotor*”, Advanced Materials Research, Trans Tech Publications, Switzerland, vol. 655-657, 2013, pp. 235-240.

[11] N. Băran, A. Motorga, A. Costache, „*Elemente de calcul privind arhitectura unui rotor profilat*”, Termotehnica, Editura Agir, București, nr.1, 2008, pp. 59-63.

[12] Danaïla S., Berbente C., 2003, „*Metode Numerice in Dinamica Fluidelor*”, Ed. Academiei, Bucuresti.

[13] Mihaela Constantin, **Almaslamani Ammar Fadhil Shnawa**, „*Influence of a rotating machine architecture on the driving power*”, International Journal of Innovative Research in Advanced Engineering (IJIRAE), Issue 05, Vol. 5, pp. 206-209, 2018.

[14] P. Kiselev, „*Îndrumar pentru calcule hidraulice*”, București: Editura Tehnică, București, 1988.

[15] Arghirescu, „*Analiza regimurilor pompelor și motoarelor volumice*”, Bucuresti: Editura AGIR Bucuresti, 2010.

[16] A.Baya, „*Hidroenergetica*”, Editura Orizonturi Universitare, Timișoara, 1999.

[17] G. K. Batchelor, „*An Introduction to Fluid Dynamics*”, 16th edition, Cambridge University Press, Cambridge, 1994.

[18] N. Băran, I. 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), pp. 372-376, 2012, USA, ISSN 2161-6213.

[19] N. Băran, D. Besnea, „*Construcția și încercarea modelului pentru un nou tip de mașină rotativă*”, Lucrările Simpozionului Științific cu participare internațională de mecanică fină și mecatronică « Cercetare, Dezvoltare, Integrare Europeană » București 29-30 Noiembrie 2005.

[20] 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.

[21] N. Băran, D. Besnea, A. Motorga, „*Elements of computing the architecture and manufacturing technology for a new type of profiled rotor*”, Proceedings International Conference, 6th Workshop on European Scientific and Industrial Collaboration on promoting Advanced Technologies in Manufacturing, WESIC'08 Bucharest 25-26. 09.2008 p.233-241.

[22] \*\*\*<http://www.micron-tools.ro/p/1713/ampermetru-acdc-1000-a-tip-cleste>.

[23] **Almaslamani Ammar Fadhil Shnawa**, „*Researches on the influence of geometric and functional parameters on the flow rate 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 120-126, January-March 2020.

[24] M. Preda, P. Cristea, „*Bazele electrotehnicii- Ciucuite electrice, vol. II*”, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1980.

[25] \*\*\*[http://www.elis.cz/en/doc\\_download/120-flonet-fn-20xx-eng-m](http://www.elis.cz/en/doc_download/120-flonet-fn-20xx-eng-m).

[26] N. Băran, D. Despina, D. Besnea, A. Detzortzis, „*Theoretical and experimental researches regarding the performances of a new type of rotating machine with profiled rotors*”, Advanced Materials Research, Trans Tech Publications, Switzerland, vol. 488-489, 2012, pp.1757-1761.

[27] M. Preda, P. Cristea, „*Bazele electrotehnicii- Ciucuite electrice, vol. II*”, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1980.

[28] \*\*\*<http://www.micron-tools.ro/p/1713/ampermetru-acdc-1000-a-tip-cleste>

[29] \*\*\*[http://www.elis.cz/en/doc\\_download/120-flonet-fn-20xx-eng-m](http://www.elis.cz/en/doc_download/120-flonet-fn-20xx-eng-m).

[30] Nicolae Băran, Despina Duminica, Daniel Besnea, Antonios Detzortzis, „*Theoretical and Experimental Researches Regarding the Performances of a New Type of Rotating Machine with Profiled Rotors*”, in 3rd International Conference on Mechanical and Electrical Technology ICMET, Dalin, China, 2011.

[31] S. Nazarenko, „*Fluid Dynamics via Examples and Solutions*”, CRC Press (Taylor & Francis Group), 2014.

[32] N. Băran, D. Ion, A. Motorga, „*Un nou tip de mașină care poate funcționa ca pompă sau ca motor hidraulic*”, Revista Hidrotehnică, vol 53, nr.7-8, București, 2008.