

**MINISTERUL EDUCAȚIEI NAȚIONALE ȘI CERCETĂRII ȘTIINȚIFICE**  
**UNIVERSITATEA PETROL - GAZE DIN PLOIEȘTI**  
**FACULTATEA INGINERIE MECANICĂ ȘI ELECTRICĂ**

**REZUMAT**  
**TEZĂ DE DOCTORAT**

**CONTRIBUȚII LA REALIZAREA  
CONSTRUCTIVĂ ȘI TEHNOLOGICĂ A  
POMPELOR CU ȘURUB PENTRU INDUSTRIA  
PETROLIERĂ**

**Conducător de doctorat**  
**Prof.univ.dr.ing. N.N.Antonescu**

**Doctorand**  
**Ing. Maria Popescu**

**PLOIEȘTI**

**2016**



# Prefață

Lucrarea de față, a fost elaborată cu scopul de a analiza performanțele pompelor cu șurub cu considerarea efectelor de pompare și uzare caracteristice acestor pompe.

Țin să exprim întreaga mea recunoștință conducătorului de doctorat, Prof. univ. dr. ing. **Nicolae Napoleon Antonescu**, pentru îndrumarea științifică de pe tot parcursul elaborării lucrării.

Adresez mulțumirile mele întregului colectiv al Departamentului de Inginerie Mecanică – Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică din cadrul Universității Petrol - Gaze din Ploiești.

Țin să mulțumesc în special domnilor Prof. univ. dr. ing. **Nae Ion**, Prof. univ. dr. ing. **Tudor Ioan**, Prof. univ. dr. ing. **Petrescu Marius Gabriel**, Prof. univ. dr. ing. **Rîpeanu Răzvan George**, Conf. univ. dr. ing. **Neacșu Marian**, Prof. univ. dr. ing. **Dumitrescu Andrei**, Prof. univ. dr. ing. **Pupăzescu Alexandru**, Prof. univ. dr. ing. **Bădoiu Dorin**.

Adresez mulțumiri domnilor profesori, care m-au îndrumat cu profesionalism în studiul bibliografic și determinările experimentale efectuate în cadrul laboratorului de Tribologie al Departamentului de Inginerie Mecanică, cât și domnișoarei Șef Lucrări ing. **Popovici Aristia Ioana** din cadrul Universității Tehnice de Construcții București, Facultatea de Utilaj Tehnologic.

De asemenea țin să mulțumesc domnilor **referenți științifici**, Prof. univ. dr. ing. **Petrescu Florin** din cadrul Universității Tehnice de Construcții București și Prof. univ. dr. ing. **Iatan Radu** din cadrul Universității Politehnice București, Prof. univ. dr. ing. **Rîpeanu Răzvan George**, pentru onoarea de a accepta examinarea tezei de doctorat și de a face parte din comisie.

Doresc să le mulțumesc tuturor colegilor pentru multiplele încurajări colegiale, deosebit de utile oferite de-a lungul elaborării lucrării.

Mulțumesc și sunt profund recunoscătoare familiei mele, pentru suportul moral, înțelegerea și răbdarea manifestate constant, ajutându-mă să duc la bun sfârșit această teză.

Cu speranța că aduc în fața dumneavoastră, lucruri interesante, mulțumesc tuturor celor ce vor lectura această teză de doctorat.

**Ploiești 2016**

**Ing. Popescu Maria**

# CUPRINS

<b>PREFAȚĂ</b> .....	pag1
<b>CUPRINS</b> .....	pag3
<b>INTRODUCERE</b> .....	pag7
<b>ABSTRACT</b> .....	pag8
<b>CAPITOLUL 1 - Stadiul actual privind construcția, fabricarea și exploatarea pompelor cu șurub</b> .....	pag10
1.1.Rotorul pompei cu șurub.....	pag16
1.2.Statorul pompei cu șurub.....	pag19
1.3.Aspecte constructive .....	pag20
1.3.1.Domenii de utilizare a pompelor cu șurub .....	pag24
1.4.Exploatarea pompelor cu șurub.....	pag28
1.5.Stadiul actual al utilizării pompelor cu șurub în România.....	pag34
1.6. Obiectivele lucrării.....	pag40
1.7. Concluzii.....	pag43
<b>CAPITOLUL2 - Aspecte constructive privind cinematica și dinamica pompelor cu șurub și caracteristicile acestor pompe</b> .....	pag44
2.1.Descrierea funcțională a pompei cu șurub de extracție.....	pag44
2.2. Pompe Moineau ce realizează debite mari și pompe pentru presiuni ridicate.....	pag55
2.3.Moduri de antrenare și componența unităților de pompare echipate cu pompa Moineau.....	pag56
2.4.Caracteristicile generale ale pompelor cu șurub.....	pag59
2.4.1.Locul pompelor în cadrul instalațiilor de exploatare a sondelor.....	pag59
2.4.2.Necesitatea introducerii unor sisteme de pompare noi.....	pag60
2.4.3. Pompele cu piston și unitățile lor de antrenare.....	pag60
2.4.4. Pompele hidraulice.....	pag65
2.4.5.Pompele centrifuge.....	pag67

2.4.6. Pompe cu șurub. Domenii de utilizare. Avantaje.....	pag68
2.4.7.Descrierea și principiul funcțional al pompei cu șurub.....	pag77
2.4.8.Particularități ale pompelor cu șurub.....	pag79
2.4.9.Defectele pompelor cu șurub. Cauzele apariției defectelor, metode de recondiționare, mentenanță și remedierea acestora.....	pag83
2.5. Concluzii.....	pag90
<b>CAPITOLUL 3– Cercetări privind materialele și tehnologia de fabricație a pompelor cu șurub și calculul de dimensionare al acestora.....</b>	<b>pag91</b>
3.1.Elementele de tehnologia fabricației pompelor Moineau și alegerea materialelor.....	pag91
3.2.Determinarea relațiilor optime între dimensiunile principale ale elementelor pompei.....	pag93
3.3. Calculul dimensiunilor elementelor pompei cu șurub.....	pag97
3.4. Solicitarea la torsiune.....	pag102
3.5. Solicitarea la încovoiere.....	pag103
3.6. Solicitarea la tracțiune.....	pag103
3.7. Alungirea.garniturii de prăjini de antrenare.....	pag105
3.8. Solicitățile la încovoiere datorate devierilor sondei.....	pag106
3.9.Verificarea rezistenței garniturii de prăjini de antrenare.....	pag108
3.10.Calculul de stabilitate al garniturii prăjinilor de antrenare.....	pag109
3.11.Solicitările garniturii de prăjini datorate pierderii stabilității.....	pag112
3.12.Căi de creștere a stabilității garniturii de prăjini de antrenare.....	pag113
3.13.Calculul puterii necesare pompei cu șurub.....	pag116
3.14.Calculul puterii consumate prin rotirea garniturii în fluid și a puterii necesare la suprafață.....	pag117
3.15.Alegerea motorului hidrostatic.....	pag119
3.16. Concluzii.....	pag125
<b>CAPITOLUL 4 – Cercetări experimentale privind comportarea la uzură a elementelor active ale pompelor cu șurub.....</b>	<b>pag126</b>
4.1.Determinarea granulozității nisipului din sondă.....	pag126
4.2.Reprezentarea grafică a granulozității nisipului.....	pag128

4.3.Determinarea gradului de uniformitate.....	pag131
4.4.Determinarea formei și aspectului suprafețelor granulelor de nisip.....	pag132
4.5. Determinări experimentale privind comportarea la uzură a statorilor de pompe cu șurub.....	pag133
4.5.1.Scopul determinărilor experimentale.....	pag133
4.5.2.Descrierea instalației.....	pag133
4.5.3.Metodologia de lucru.....	pag140
4.5.4.Determinări experimentale.....	pag141
4.5.5.Concluziile experiențelor.....	pag155
4.6.Concluzii.....	pag156
<b>CAPITOLUL 5 – Stadiul actual al cercetărilor privind procesele de frecare și uzare caracteristice pompelor cu șurub și elaborarea modelelor matematice ale acestor procese.....</b>	
5.1. Stadiul actual al cercetărilor privind procesele de frecare - definire și clasificare.....	pag157
5.2.Frecarea vâscoasă.....	pag164
5.3.Stadiul actual al cercetărilor privind uzarea abrazivă, de eroziune și al elaborării modelelor matematice specifice.....	pag165
5.3.1.Uzarea - definire și indicatori de uzare.....	pag165
5.3.2.Aspecte privind procesele de uzare caracteristice pompelor cu șurub.....	pag166
5.3.3.Uzarea de abraziune.....	pag167
5.3.4.Uzarea de eroziune.....	pag171
5.4.Concluzii.....	pag183
<b>CAPITOLUL 6 – Evaluarea presiunii de contact dintre statorul și rotorul pompelor cu șurub folosind metoda elementelor finite (MEF).....</b>	
6.1.Metoda de analiză cu elemente finite.....	pag184
6.2. Concluzii.....	pag201
<b>CAPITOLUL 7 – Concluzii generale și contribuții proprii .....</b>	
7.1.Cercetări ce au rezultat în urma încercărilor efectuate .....	pag202
7.2.Contribuții personale.....	pag203

7.3.Direcții viitoare de cercetare.....	pag205
<b>BIBLIOGRAFIE.....</b>	<b>pag206</b>



# INTRODUCERE

Teza elaborată, *Contribuții la realizarea constructivă și tehnologică a pompelor cu șurub pentru industria petrolieră*, abordează construcția, fabricarea, problemele care apar în urma uzării dintre rotor și stator în timpul funcționării acestor tipuri de pompe.

Teza conține Introducerea, 7 capitole, Bibliografie. Lista titlurilor bibliografice cuprinde 125 de titluri, dintre care 2 aparțin autoarei, publicate în articole, în calitate de prim autor.

În **Capitolul 1** este prezentat, „Stadiul actual privind construcția, fabricarea și exploatarea pompelor cu șurub”. Sunt identificate următoarele: o clasificare a pompelor cu șurub, procesul tehnologic al construcției rotorului, statorului, descrierea constructivă a pompei cu șurub, factorii care influențează. Se mai fac referiri la exploatarea pompelor cu șurub produse de S.C. UPETROM S.A. cât și analize comparative a acestor tipuri de pompe pe plan național și mondial.

În **Capitolul 2** se studiază „Aspecte constructive privind cinematica și dinamica pompelor cu șurub și caracteristicile acestor pompe”. Este descrisă funcționarea pompei cu șurub de extracție, caracteristicile generale ale acesteia. Se prezintă o gamă a pompelor cu piston, pompele hidraulice și pompele centrifuge.

În **Capitolul 3** este dedicat „Cercetării privind materialele și tehnologia de fabricație a pompelor cu șurub și calculul de dimensionare al acestora”. Sunt identificate elementele de tehnologia fabricației pompei cu șurub, alegerea materialelor pentru rotor și stator. La pompele cu șurub apare o solicitare de încovoiere a elementelor garniturii de prăjini de antrenare, ce poate surveni ca urmare a extracției într-o sondă deviată.

În **Capitolul 4** sunt prezentate „Cercetări experimentale privind comportarea la uzură a elementelor active ale pompelor cu șurub”. Se urmărește determinarea granulozității, formei și aspectul granulelor de nisip. Se fac determinări experimentale privind comportarea la uzură a statorilor pompelor cu șurub. Se menționează defectele pompelor cu șurub, cauzele apariției acestora, mentenanța și remedierea lor.

În **Capitolul 5** este evidențiată „Frecarea, clasificarea proceselor de frecare, modele matematice ale frecării și uzarea, definire, indicatori de uzare”. Se definește frecarea, clasificarea acesteia, cât și stadiul actual al cercetărilor privind uzarea abrazivă, de eroziune și elaborarea modelelor matematice specifice.

În **Capitolul 6** se urmărește „Evaluarea presiunii de contact dintre statorul și rotorul pompelor cu șurub folosind metoda elementelor finite (MEF)”. S-au redat grafic diferite strângeri dintre rotorul și statorul pompei cu șurub, în funcție de modulul de elasticitate, coeficientul de frecare, diametrul: rotorului și statorului.

În **Capitolul 7** sunt elaborate, „Concluzii generale și contribuții proprii” care au fost menționate în cadrul tezei, cât și direcții viitoare de cercetare pentru tipul de pompe cu șurub.



# Abstract

The current paper, "Contributions to the constructive and technological build of screw pumps in the oil industry" deals with the construction and fabrication of these pumps and the problems that arise following the wearing out between the rotor and the stator that occur during their use.

The thesis contains an introduction, 7 chapters and a bibliography. The list of referred titles is made up of 125 titles, two of which are articles that have been published by the author.

**Chapter 1** deals with "The present status regarding the construction, fabrication and use of screw pumps". The following have been identified: A clasification of screw pumps, the technological process of the rotor's and the stator's construction, the constructive description of the screw pump and the factors that influence it. Other references are made to the use of screw pumps produced by S.C. UPETROM S.A. as well as comparative analyses of these types of pumps at a national and global level.

**Chapter 2** studies "Constructive aspects regarding the cinematics and dynamics of screw pumps and the characteristics of these pumps". The functioning of the extraction screw pump and its general characteristics are described. A range of piston pumps, hydraulic pumps and centrifugal pumps are presented.

**Chapter 3** is dedicated to "The research regarding the materials and fabrication technology of screw pumps and their dimension calculation". The elements of fabrication technology of the screw pump and the choosing of the materials for the rotor and the stator are identified. In the case of screw pumps there is a need of bending the elements of the string in the grief stern which cand happen as a result of the extraction in a deflected well.

**Chapter 4** deals with "Experimental research regarding the reaction to wearing of the active elements of the screw pumps". It follows the determining of the granulosity, the shape and aspect of the grains of sand. Experimental determinations regarding the reaction to wear of the stators of the screw pumps are made. Experimental research has been carried out following which the torsion moment has assumed different values, according to the type of rubber inside the stator as well as the excentricity of the rotor. The flaws in the screw pumps, as well as the causes of their emerging are mentioned, as well as the maintenance and the methods to remedy them.

**Chapter 5** evinces "the friction, clasification of friction processes, mathematical friction patterns and the wear - definition and wear indicators." It defines friction, clasifies it, as well as the present status of the research regarding abrasive and erosive wear and the development of specific mathematical patterns.

**Chapter 6** follows "Evaluation of the contact pressure between the stator and the rotor of the screw pumps using the finite elements method (FEM)". Different squeezes between the rotor and the stator of the screw pump have been rendered, according to the elastic modulus, the friction coefficient, the diameter of the rotor and the stator.

**Chapter 7** evinces some general conclusions (research that have resulted following the attempts that have been carried out), the author's contributions that have been mentioned in the thesis as well as future research directions for this type of screw pumps.

## CAPITOLUL 1

### Stadiul actual privind construcția, fabricarea și exploatarea pompelor cu șurub

Exploatarea zăcămintelor de hidrocarburi fluide prin sonde, reprezintă unul din domeniile de activitate cele mai importante ale industriei extractive, datorită solicitării acestor bogății naturale ca sursă principală de energie și combustibil. Cerințele tot mai mari de petrol și gaze, a impus dezvoltarea lucrărilor geologice pentru descoperirea de noi rezerve, aplicarea pe scară largă a celor mai noi metode de recuperare secundară și terțiară a zăcămintelor deja în exploatare și nu în ultimul rând intensificarea afluxului de fluid din strat în sondă și extracția acestuia la suprafață.

#### 1). Pompe cu șurub cu profil cicloidal

Rotorul conducător este arborele central care angrenează cu doi arbori laterali conduși. Momentul de răsucire principal este preluat de șurubul cu profil convex.

Pentru a separa ermetic camera de refulare față de camera de aspirație condiția pusă asupra realizării liniei de angrenare este necesară, dar insuficientă. Pentru a se asigura o închidere este necesar să se respecte și alte condiții. O condiție se referă la alegerea numărului de șuruburi cu profil concav, respectiv convex și la numărul de începuturi ale filetelor.

#### 2). Pompe cu șurub utilizate în transmisiile hidrostatice

Caracteristic la aceste pompe este, pe de o parte, debitul uniform, lipsit de pulsații, iar pe de altă parte, lipsa uleiului strivit (fenomen caracteristic pompelor cu roți dințate), astfel că solicitări interioare suplimentare pe direcția radială nu există. În sistemele hidraulice, cele mai răspândite pompe sunt cele cu două și trei șuruburi, cele cu cinci șuruburi fiind utilizate mai rar. [56], [57],[67],[68].

O pompă cu două șuruburi este prezentată în figura 1.1.

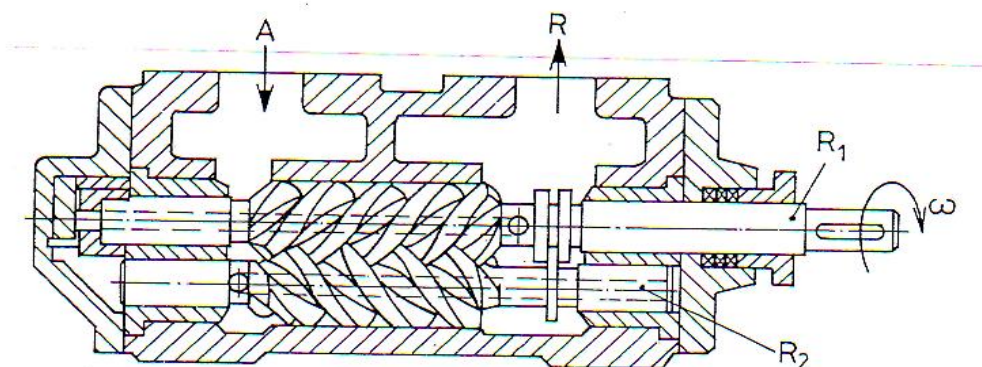


Fig.1.1. Pompa cu două șuruburi [56]

unde:

$R_1$  = primul rotor;  $R_2$  = al doilea rotor;

$\omega$  = viteza unghiulară de antrenare a primului rotor [rad/s];

$A$  = forța de acțiune [N];  $R$  = forța de reacțiune [N].

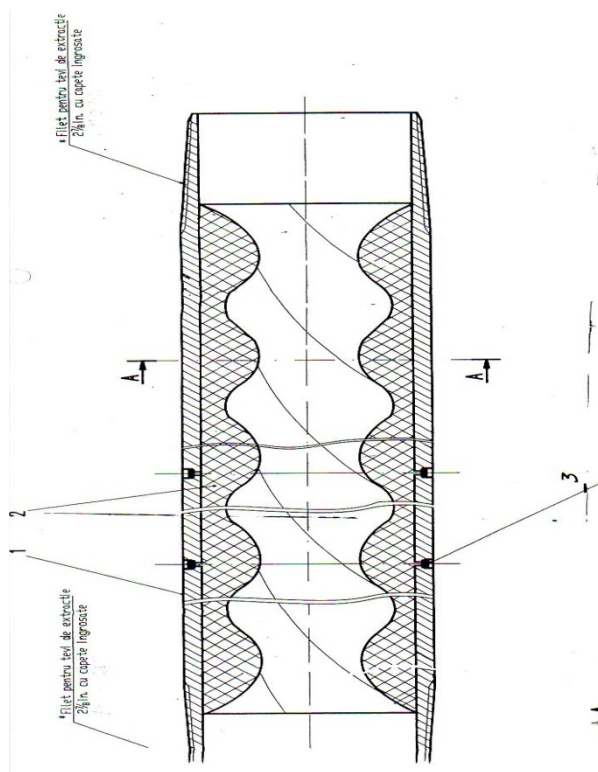
### 3). Pompe cu șurub cu un singur rotor

Pompele cu șurub denumite astfel, datorită formei pe care o au organele de lucru (rotoarele), forma care este un profil elicoidal asemănător spirei unui șurub.

Pompele cu un șurub și cu stator din cauciuc, se utilizează pentru pomparea lichidelor cu particule în suspensie (țiței, praf de cărbune, sucuri, apă de mare, paste de tomate etc.).

#### 1.1. Rotorul pompei cu șurub

Rotorul pompei cu șurub este construit din materialul (41 MoCr11) cu simbolul 38KHM conform STAS 8185–1988.



**Fig.1.3. Secțiune prin ansamblul rotor-stator [115]**

Prin secțiunea ansamblului rotor – stator din figura 1.3. componentele sunt:

- 1– corp stator exterior;
- 2– stator din cauciuc;
- 3– știft filetat.

## **1.2. Statorul pompei cu șurub**

Statorul pompei cu șurub la exterior este construit din materialul (33 MoCr11) cu simbolul 35 KHM conform STAS 8185–1988, iar la interior este injectat cu cauciuc.

## **1.3. Aspecte constructive**

Pompa cu șurub cu un singur rotor, mai poartă numele și de pompă elicoidală cu un singur șurub. Ea este alcătuită dintr-un rotor cu profil elicoidal (șurub) cu un singur început, având unghiul de înclinare al spirei de  $57^{\circ} \dots 60^{\circ}$ , rotorul este plasat excentric într-un stator, care are de asemenea profil elicoidal, care stator are două începuturi diametral opuse. În acest fel pasul statorului este dublul pasului elicei rotorului. Rotorul este confecționat din oțel, iar statorul este vulcanizat la interior [12], [15].

## **1.4. Exploatarea pompelor cu șurub**

Factorii care influențează comportarea unui sistem în pompaj cu șurub sunt de două categorii:

- a) factori exteriori construcției interne a pompei cu șurub
- b) factori interiori construcției pompei cu șurub.

## **1.5. Stadiul actual al utilizării pompelor cu șurub în România**

S.C. UPETROM S.A. PLOIEȘTI a experimentat pompe cu șurub, de producție proprie în Schelele de extracție Drăgășani, Băicoi și Moreni. În perioada 2000 - 2012, S.C. UPETROM S.A. PLOIEȘTI și-a continuat testările propriilor echipamente, diversificându-se gama de tipodimensiuni a pompelor în sensul realizării pompelor cu șurub de  $3 \frac{1}{2}$  in și  $2 \frac{7}{8}$  in în configurație (1x2).

## **1.6. Obiectivele lucrării**

În vederea elaborării lucrării, am ales în studiu o pompă cu șurub cu un început, iar statorul cu două începuturi, fabricată de S.C. UPETROM S.A. Ploiești.

Lucrarea de față conține elemente de proiectare a unui sistem de pompe cu șurub și are ca obiectiv atât formarea deprinderilor de proiectare și redactare a unei lucrări tehnice cât și familiarizarea cu domeniul studiat în această lucrare. Pornind de la caracteristicile unei sonde aparținând S.N.P. Petrom și a avantajelor și dezavantajelor fiecărui sistem de extracție prin pompaj de adâncime s-a făcut opțiunea pentru tipul instalației și a configurației acesteia, continuându-se cu proiectarea elementelor componente.

## **1.7. Concluzii**

O caracteristică a pompei cu șurub, este aceea că depinde foarte mult de calitatea materialului din care este confecționat atât statorul cât și rotorul pompei.

O altă caracteristică a pompei cu șurub, este aceea că, odată cu creșterea presiunii de refulare, cresc și pierderile prin neetanșeități.

## CAPITOLUL 2

### Aspecte constructive privind cinematica și dinamica pompelor cu șurub și caracteristicile acestor pompe

#### 2.1. Descrierea funcțională a pompei cu șurub de extracție

Din punct de vedere funcțional, geometria funcțională a pompei cu șurub de extracție este descrisă în fig.2.1. în care definim următoarele elemente geometrice [83]:

- 1 - centroida rotorică care reprezintă locul geometric al tuturor centrelor secțiunilor instantanee ale rotorului de-a lungul axei acestuia;
- 2 - secțiunea instantanee rotorică;
- 3 - secțiunea instantanee statorică;
- 4 - centroida statorică care reprezintă locul geometric de evoluție al celor două centre statorice pe suprafața cilindrică dată de cercul 4;
- 5 - raza centroidei rotorice reprezintă excentricitatea rotorului (de reținut că statorul nu are excentricitate fiind o piesă perfect simetrică în orice secțiune instantanee);
- 6 - diametrul exterior al statorului;
- 7 - diametrul exterior al rotorului.

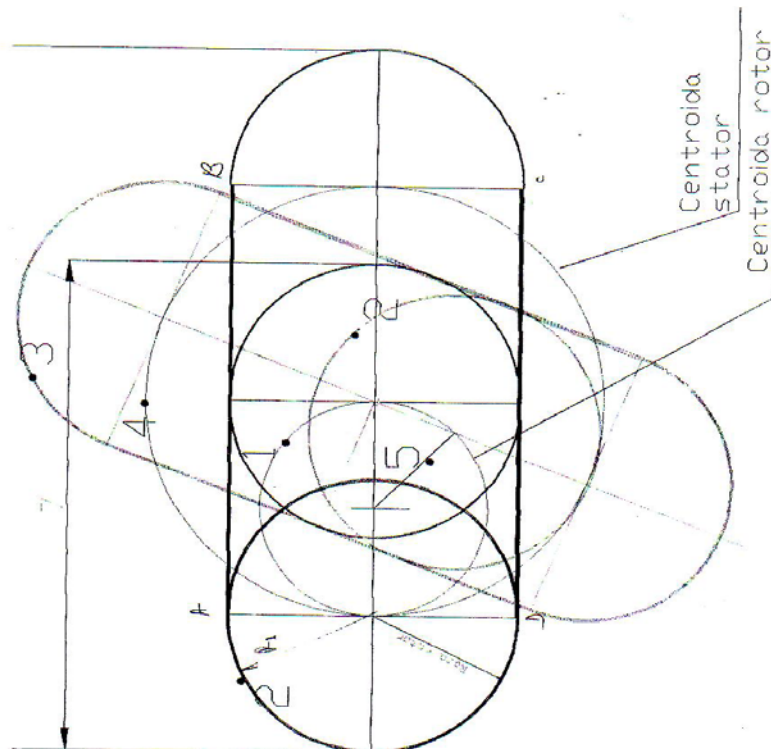
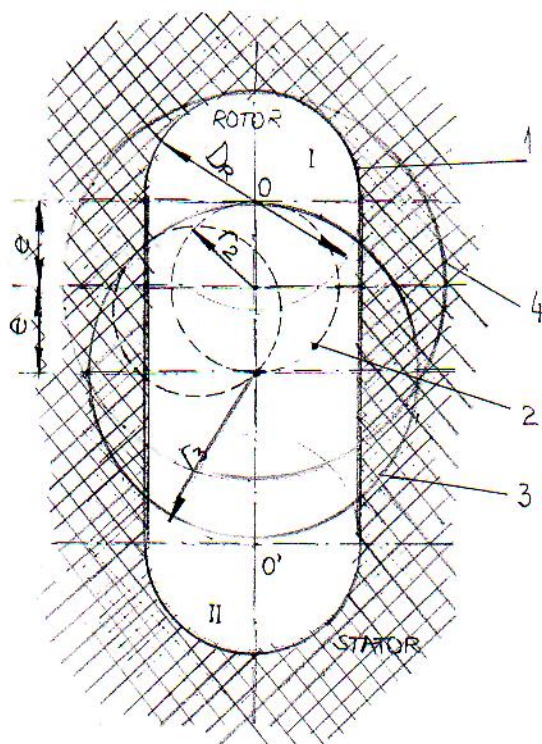


Fig. 2.1. Centroidele statorului și rotorului [115]



**Fig. 2.4. Schema cinematică a pompei cu șurub [115]**

1- Rotor; 2 - Cerc de rulare; 3 și 4 - Cercuri de bază

Schema cinematică reprezintă o secțiune transversală prin ansamblul rotor - stator, la unghiul de început al elicei fiecăruia, respectiv la  $\varnothing = 0$ . Poziția axei longitudinale a rotorului este excentrică față de axa statorului cu distanța  $2e$ .

Cinematica se reduce la rostogolirea fără alunecare a 2 cilindri cu vitezele unghiulare  $\omega$  și  $\omega/2$ .

Conform teoriei matematice a cicloidei, un punct aflat pe un cerc de rulare de rază  $r$ , care se rostogolește pe circumferința interioară a unui cerc de rază  $r/2$ , descrie o dreaptă. Considerând în figura 2.4. cercul de rulare 2, de rază  $r_2 = e$  și care conține pe circumferința sa punctul O - centrul rotorului - la rotirea sa pe cercul de bază 3, de rază  $r_3 = 2e$ , punctul O va descrie o hipocicloidă degenerată care este dreapta OO'.

## **2.2. Pompe Moineau ce realizează debite mari și pompe pentru presiuni ridicate**

Urmând concluziile studiilor de piață, care justificau extinderea performanțelor existente, atât în privința creșterii debitului cât și în privința înălțimii de pompare, firmele EMIP din Franța și PCM – Moineau din Canada, au realizat primele pompe capabile să vehiculeze volume mari de lichid și pompe ce realizează presiuni mari.



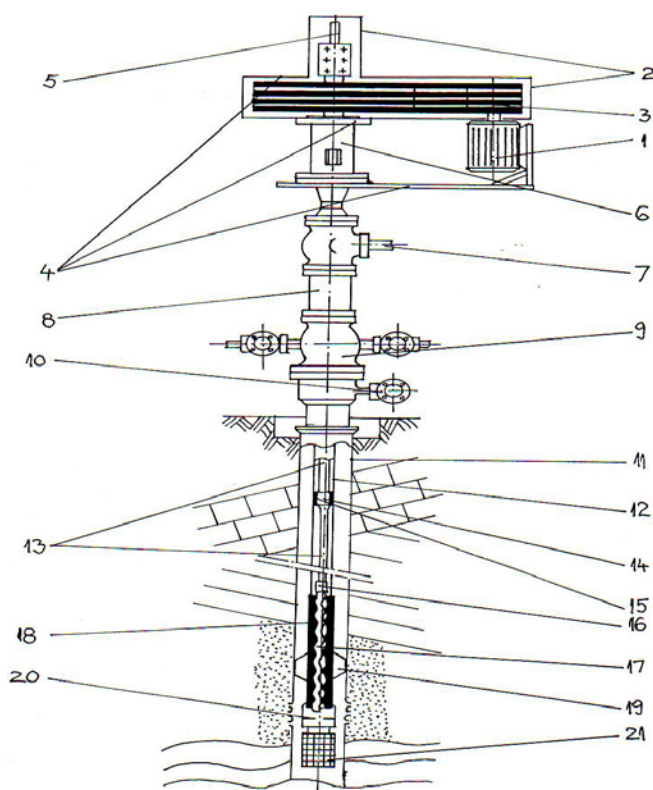
### 2.3. Moduri de antrenare și componența unităților de pompare echipate cu pompa Moineau

Fluxul de putere necesar antrenării în mișcarea de rotație a pompelor cu șurub, poate fi transmis în două moduri [70], [76]:

- de la suprafață, cu ajutorul unui sistem de acționare, un cap de conducere și garnitura de prăjini de antrenare cuplat cu rotorul pompei;
- din sondă, cu motoare electrice submersibile, prin intermediul a două cuplaje cardanice.

Un model de instalație cu pompa cu șurub, antrenată de la suprafață cu un motor electric, este prezentat în figura 2.8 în care se prezintă și elementele componente ale instalației.

În continuare, se vor analiza soluțiile constructive ale echipamentului de suprafață cu alegerea variantei optime.



**Fig. 2.8. Instalația de pompare cu pompă cu șurub, antrenată de la suprafață [105]**

1-motor electric; 2-apărători de protecție; 3-transmisie intermediară cu curele; 4-structura de susținere; 5-prăjina lustruită; 6-cutia lagărului de susținere; 7-conducta de producție; 8-agățătorul de tubing; 9-prevenitorul de erupție; 10-flanșa coloanei; 11-coloana; 12-tubing; 13-prăjini; 14- mufă de asamblare; 15-centror; 16-cuplaj cardanic; 17- rotor; 18-stator; 19-ancora antirotire; 20-reținător; 21-filtru gaz-nisip.

## **2.4. Caracteristicile generale ale pompelor cu şurub**

### **2.4.1. Locul pompelor în cadrul instalaţiilor de exploatare a sondelor**

Unul din domeniile cele mai importante ale industriei extractive este reprezentat de exploatarea zăcămintelor de carburi fluide prin sonde [47], [48], [49].

Utilizarea acestor bogăţii naturale ca sursă de energie, combustibil, materii prime în petrochimie sau în industria farmaceutică a făcut din extracţia carburilor fluide o ramură industrială de primă importanţă. Exploatarea sondelor se realizează în funcţie de energia zăcămintului, prin trei sisteme de extracţie: erupţia naturală (exploatare primară), erupţia artificială (exploatare secundară) şi pompajul de adâncime (exploatare terţiară).

### **2.4.2. Necesitatea introducerii unor sisteme de pompare noi**

Creşterea necesităţilor energetice ca urmare a creşterii demografice şi a industrializării a impus printre altele descoperirea unor noi resurse petroliere şi de gaze naturale, exploatarea celor existente în condiţii de mare eficienţă fiind un obiectiv prioritar în dezvoltarea resurselor energetice mondiale [109] .

### **2.4.3. Pompele cu piston şi unităţile lor de antrenare**

Pompele de extracţie constituie elementul principal al echipamentului de adâncime din cadrul pompajului de adâncime cu prăjini. În România se construiesc pompe de extracţie cu piston după două normative [45], [64] :

- a) pompe de extracţie după standardul internaţional API std 11AX Ed.1971;
- b) pompe de extracţie după standardul românesc, conform STAS 2896/66.

### **2.4.4. Pompele hidraulice**

Pentru înlăturarea dificultăţilor ce apar la exploatarea sondelor prin pompaj alternativ cu prăjini, s-au construit instalaţii de pompare, la care transmisia cu prăjini între unitatea de acţionare de la suprafaţă şi pompa de extracţie s-a înlocuit cu un motor fixat la talpa sondei, legat direct cu pompa de extracţie şi acţionat hidraulic sau electric [41], [42].

Pompele hidraulice tip Kobe sunt pompe cu piston cu dublă acţiune ce sunt acţionate de un motor hidraulic liniar, pus în mişcare prin circulaţia sub presiune a unei părţi din lichidul debitat de sondă, care este repompat de la suprafaţă în sondă.

### **2.4.5. Pompele centrifuge**

Pompele centrifuge pentru extracţia petrolului sunt utilizate mai mult în S.U.A. şi Rusia sunt cunoscute sub numele de pompe Reda [51]. Ansamblul de adâncime este alcătuit dintr-o pompă centrifugă multietajată, numărul etajelor ajungând până la 700, antrenată de un motor electric asincron trifazat cu rotorul în scurtcircuit bipolar, la turaţia de aproximativ 2900 rot/min.

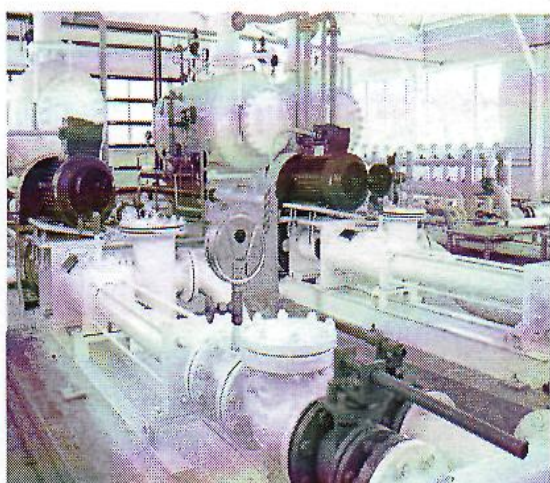
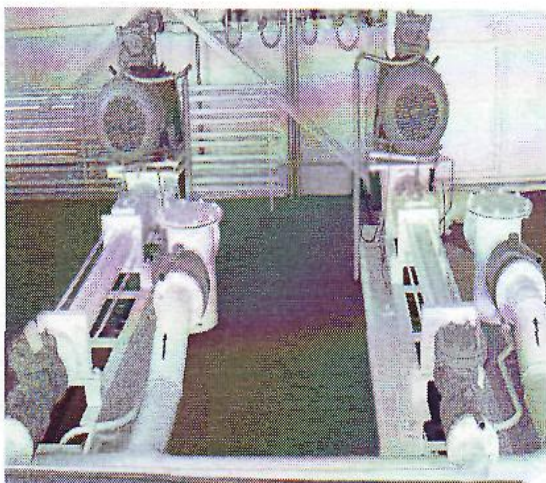
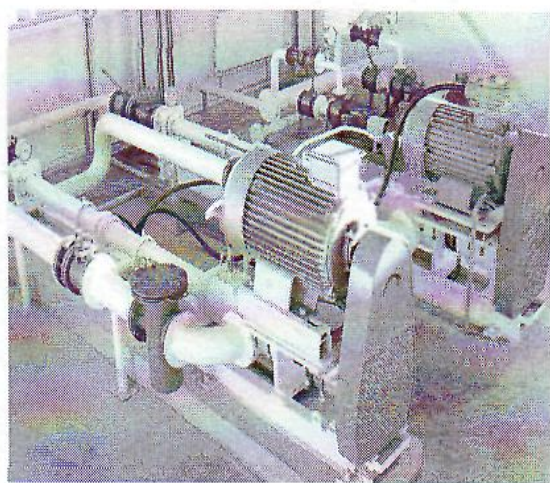
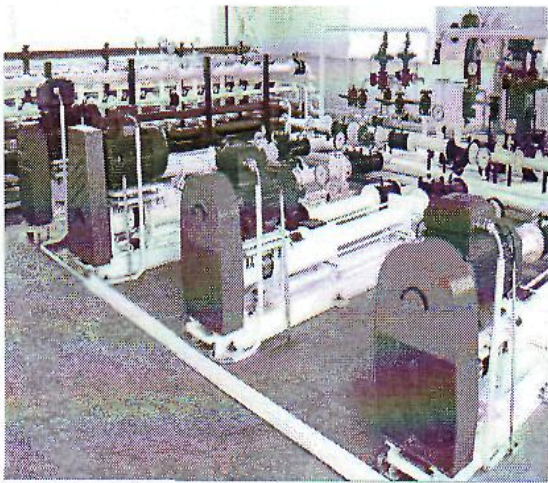
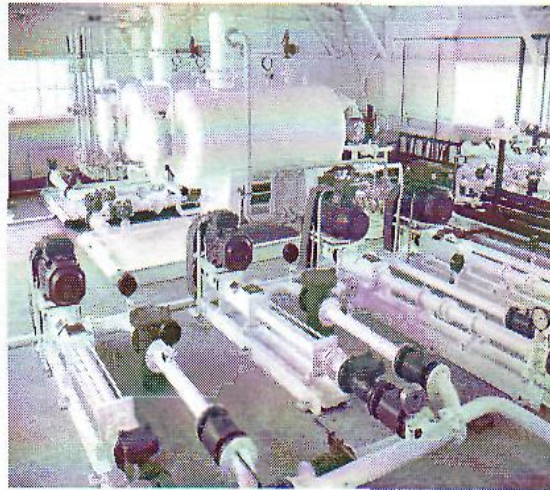
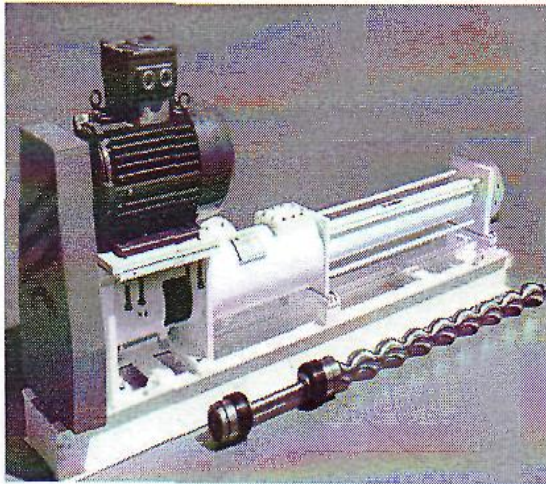
#### **2.4.6. Pompa cu șurub. Domenii de utilizare. Avantaje**

Creșterea necesităților energetice și scăderea potențialului productiv al zăcămintelor de petrol ce se poate exploata ușor au obligat firmele ce se ocupă cu extracția țițeiului, ca în cazul fluidelor cu vâscozități mari, inclusiv cele cu un conținut ridicat de parafină, dar mai ales în cazul celor care conțin nisip și alte particule solide în suspensie - care deveneau cauza limitării pompajului clasic, să nu-și mai poată permite abandonarea acestor sonde așa cum s-a întâmplat în trecut. La exploatarea acestor sonde se utilizează instalații echipate cu pompe cu șurub. Pompele cu șurub s-au dezvoltat într-o varietate foarte mare și sunt utilizate pe lângă extracția petrolului și în domenii precum petrochimia, industria celulozei și hârtiei, exploatarea minieră, agricultură, industria alimentară, construcții, ca pompe de santină la vapoare, etc. În industria chimică indiferent că se vehiculează substanțe chimice de bază, produse farmaceutice sau cosmetice, produse de rafinare, lacuri sau vopsele, siguranța este vitală [70].

#### **2.4.7. Descrierea și principiul funcțional al pompei cu șurub**

Pompele cu șurub fac parte din categoria pompelor volumetrice cu mișcare de rotație. Pomparea la acest tip de pompe se realizează prin variația de volum ce se desfășoară în timpul unei rotații complete a organelor de lucru ale pompei. Astfel, în prima jumătate a rotației are loc creșterea volumului, însoțită de scăderea presiunii sub valoarea presiunii atmosferice, lucru ce duce la aspirația lichidului, iar în a doua jumătate a volumului se micșorează, crescând presiunea, lucru ce duce la refularea lichidului [82].





**Fig.2.14. Grupuri de pompare cu pompe cu șurub [115]**

## CAPITOLUL 3

### CERCETĂRI PRIVIND MATERIALELE ȘI TEHNOLOGIA DE FABRICAȚIE A POMPELOR CU ȘURUB ȘI CALCULUL DE DIMENSIONARE AL ACESTORA

#### 3.1. Elemente de tehnologia fabricației pompelor cu șurub și alegerea materialelor

La pomparea fluidelor cu particule solide în suspensie, se impun materialelor utilizate rezistențe ridicate la coroziune, rezistența la uzură abrazivă, deci o duritate mare pe suprafața de lucru [60].

a). Rotorul pompei cu șurub se execută din :

- oțel aliat de îmbunătățire (41MoCr11), cu simbolul 38KHM conform STAS 8185-1988 având duritatea de la 260...280 HB;
- oțel inoxidabil îmbunătățit de la 280...300 HB.

b). Statorul pompei cu șurub este format din două părți componente:

- mantaua metalică;
- statorul propriu-zis numit și manșon elastic.

#### 3.2. Determinarea relațiilor optime între dimensiunile principale ale elementelor pompei

Dimensiunile geometrice de bază pentru organele de lucru ale pompei sunt: diametrul  $d_r$ , excentricitatea  $e$ , pasul statoric  $p$  egal cu doi pași rotorici  $p_r$  și strângerea inițială sau jocul dintre șurub și manșon  $\delta_0$  [99].

#### 3.3. Calculul dimensiunilor elementelor pompei cu șurub

a). Alegerea debitului  $Q$  și a unei viteze unghiulare de calcul

Debitul pompei corespunde debitului de lichid produs de sondă și este:

$$Q = 12 \text{ m}^3/\text{h} \quad (3.2.)$$

b). Determinarea diametrului rotorului [93]

$$\text{Se face cu relația : } d_r = (1,030 \dots 1,223) \cdot \sqrt[3]{Q/\omega} \quad (3.4.)$$

În care  $Q$  se introduce în  $\text{m}^3/\text{s}$

Înlocuind în relația (3.4.) se obține diametrul rotorului:

$$d_r = 1,223 \cdot \sqrt[3]{12/60 \cdot 60 \cdot 24 \cdot 31,416} = 0,020072 \text{ m} \quad (3.5.)$$

$$\text{Se alege } d_r = 30 \text{ mm} \quad (3.6.)$$

### c). Determinarea pasului statoric și alegerea excentricității

La determinarea pasului statoric se utilizează domeniul de rapoarte optim  $p/r_r = 5,5 \dots 8$  stabilit anterior. Utilizând diametrul rotorului raportul devine [93]:

$$p/d_r = 2,75 \dots 4; \text{ se adoptă } p/d_r = 3 \quad (3.7.)$$

Pasul are dimensiunea coform relației de mai sus, rezultă că

$$p/d_r = 3 \quad (3.8.)$$

### d). Determinarea vitezei unghiulare de antrenare [92]

În această etapă debitul pompei:  $Q = 4 \cdot d_r \cdot e \cdot n \cdot p \cdot \eta_v$  (3.10.)

din care se obține frecvența de rotație (turația) :

$$n = Q / (4 \cdot d_r \cdot e \cdot p \cdot \eta_v) \quad (3.11.)$$

Introducând debitul în  $m^3/min$ , randamentul volumic care se adoptă  $\eta_v = 0,85$ , iar celelalte mărimi în m, relația (3.10.) devine:

$$n = \frac{\frac{12}{60 \cdot 24}}{4 \cdot 0,03 \cdot 0,004 \cdot 0,09 \cdot 0,85} = 226,943 \text{ rot/min} \quad (3.12)$$

Viteza unghiulară corespunde acestei frecvențe de rotații (turații) este [92]:

$$\omega = \frac{\pi \cdot 226,943}{30} = 23,765 \text{ rad/s} \quad (3.13.)$$

### e). Determinarea prestrângerii dintre rotor și manșonul elastic

Strângerea dintre rotor și stator asigură etanșeitatea între treptele pompei, de ea depinzând randamentul volumetric al pompei.

Prestrângerea se determină utilizând relația [92] :  $\delta_0 = (0,011 \dots 0,013) \cdot d_r$  (3.14)

### f). Determinarea numărului de etaje al pompei

Numărul de etaje al pompei rezultă din condiția realizării presiunii necesare ridicării fluidului la suprafață. Se calculează numărul preliminar de etaje [92]:

$$z' = p_p / p_e \quad (3.18.)$$

## 3.4. Solicitarea la torsiune

Momentul de torsiune total se calculează cu relația următoare [88]:

$$M_t = \frac{P_s}{\omega} = 11029 / 23,764 = 464,086 \text{ Nm} \quad (3.25.)$$



## CAPITOLUL 4

### CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND COMPORTAREA LA UZURĂ A ELEMENTELOR ACTIVE ALE POMPELOR CU ȘURUB

#### 4.1. Determinarea granulozității

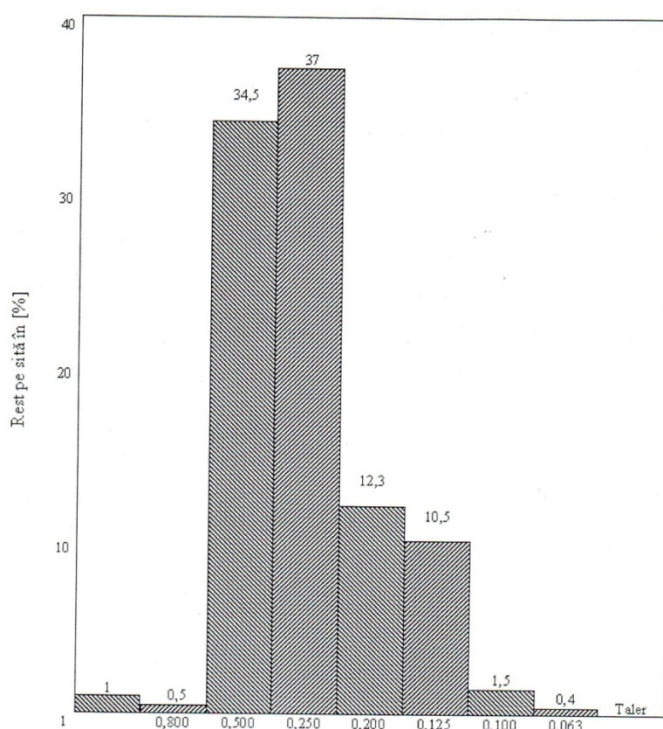
Granulozitatea este o proprietate importantă a nisipului. În afara dimensiunilor granulelor de nisip granulozitatea se referă totodată și la forma granulelor, la starea suprafeței granulelor precum și la starea intrinsecă a granulelor de nisip.

##### Principiul metodei [59], [62]

Determinarea granulozității se face prin cernerea mecanică a nisipului, obținut după separarea părților levigabile conform STAS 1934/3-72, printr-un set de site diferite, suprapuse, corespunzător granulației nisipului de încercat.

#### 4.2. Reprezentarea grafică a granulozității nisipului

Exemplul de calcul pentru reprezentarea granulozității nisipului.



**Fig. 4.2. Histograma granulației nisipului**

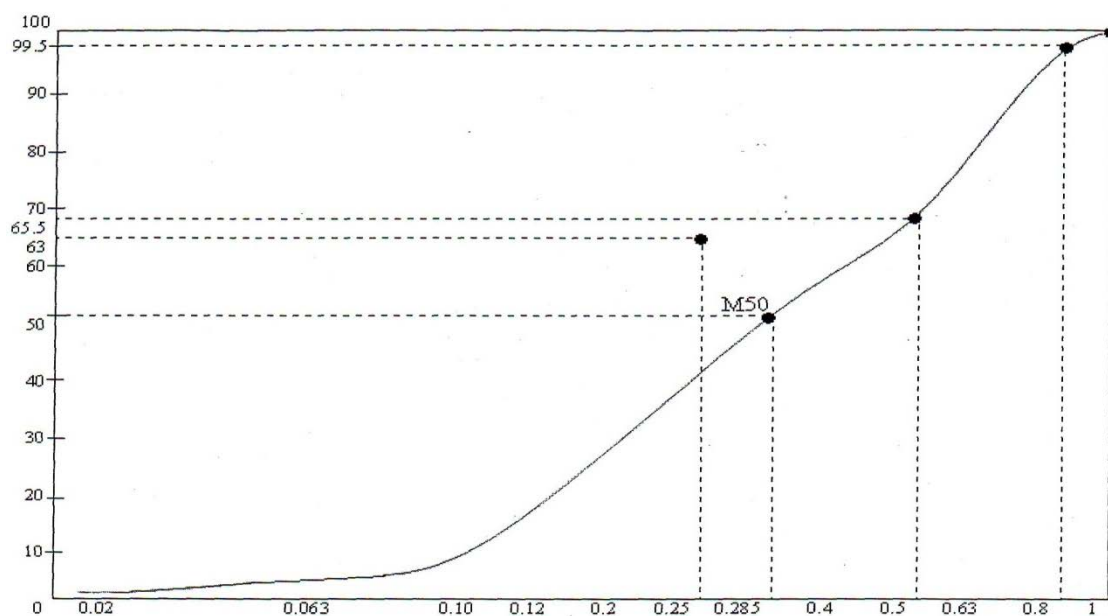
S-a folosit pentru experimentări nisip de sondă de la Schela Videle.

Cu ajutorul datelor din tabel, așezând fiecare granulație una lângă alta, începând cu granulația cea mai grosieră, se întocmește curba granulației nisipului.

### 4.3. Determinarea gradului de uniformitate (GU)

Gradul de uniformitate se calculează în funcție de granulația medie cu relația:

$$\%GU = \% \text{ nisip care trece prin sită } \frac{4}{3} M50 - \% \text{ nisip care trece prin sită } \frac{2}{3} M50$$



*Măsurarea ochiurilor sitelor în mm*

**Fig. 4.3. Curba cumulativă a granulației [62]**

Se citește pe curbă granulația medie M50, care în acest caz este 0,285.

Mărimea ochiurilor sitelor pentru determinarea gradului de uniformitate GU sunt:

$$\frac{4}{3} M 50 = \frac{4}{3} \cdot 0,285 = 0,38 \text{ mm} \quad \frac{2}{3} M 50 = \frac{2}{3} \cdot 0,285 = 0,19 \text{ mm}$$

Din curbă se deduce că : prin sita 0,38 mm trece 89% , iar prin sita 0,19mm trece 11%

Gradul de uniformitate GU = 89-11 = 78%

### 4.5. Determinări experimentale privind comportarea la uzură a statorilor pompelor cu șurub

#### 4.5.1. Scopul determinărilor experimentale

Conform standardului SR ISO 7743+A1/1995 se stabilește determinarea proprietăților efort - deformare la uzură a cauciucurilor vulcanizate, folosindu-se mai multe tipuri de epruvete [61].

#### 4.5.2. Descrierea instalației

În vederea efectuării experiențelor s-a folosit o instalație compusă din [59]:



- mașină de încercat; dispozitiv pentru cercetarea la uzură a cauciucului; punte tensometrică; înregistratorul de date cu hârtie milimetrică; un volum de țigete (păcură) de 100 ml.



**Fig. 4.5. a. Punte tensometrică și înregistratorul de grafice**



**Fig. 4.5.b. Dispozitivul asamblat pe mașina de încercat**

#### **4.5.3. Metodologia de lucru**

Pentru a face experimentările celor 3(trei) tipuri de cauciuc NBR80(NP) , NBR75(BI) și NBR70(AS) mai întâi s-a etalonat mașina pentru încercări astfel s-au lipit două mărci tensometrice pe dispozitivul pentru cercetarea la uzură a cauciucului în poziția nr.20, care se conectează la puntea tensometrică. La puntea tensometrică se fixează acul indicator la valoarea de 0  $\mu\text{m/m}$ , iar tensiunea la punte este  $U = 0,1 \text{ V}$ . Volumul de țigete  $V = 100\text{ml}$  [59].

Se desfilează capacul dispozitivului pentru cercetare la uzură a cauciucului se introduc succesiv tronsoane de stator cu injecții diferite de cauciuc, se montează epruvete de oțel succesiv pentru fiecare experiență, se pune volumul de (țigete) păcură stabilit  $V=100\text{ml}$  se infiletează capacul se centrează capacul mașinii în axul dispozitivului pentru cercetare la uzură a cauciucului și se acționează butonul de pornire al mașinii de încercat [59].

Se lasă să funcționeze timp de  $t = 1\text{minut}$ , se înregistrează graficul în acest timp, se întrerupe înregistrarea graficului apoi timp de 30 de minute se lasă să funcționeze mașina, iar după 30 de minute se pornește înregistratorul de grafice; se face graficul timp de  $t = 1\text{minut}$  apoi se oprește înregistratorul de grafice și se lasă mașina să funcționeze timp de 30 de minute, apoi se înregistrează graficul timp de  $t = 1\text{minut}$ . Măsurăm momentul de torsiune de pe grafice, la vârfurile redată de acul înregistrator pe hârtia milimetrică.

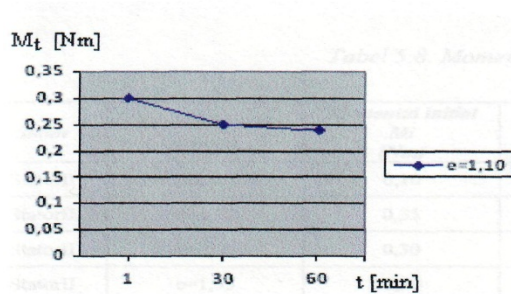


Fig. 4.9.a.

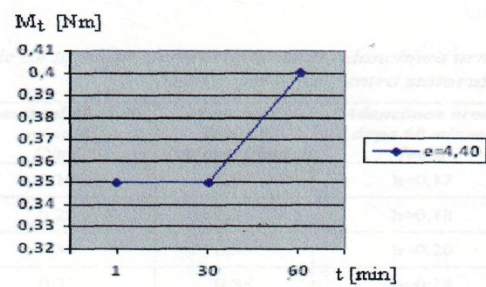


Fig. 4.9.b.

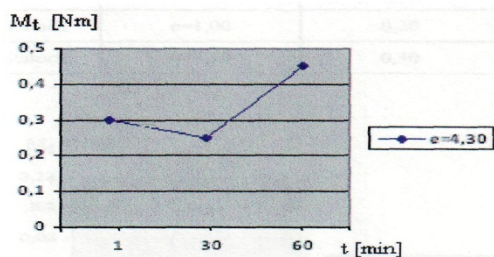


Fig. 4.9.c.

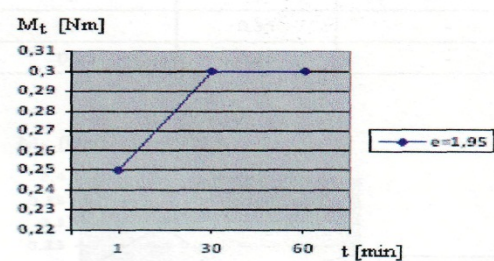


Fig. 4.9.d.

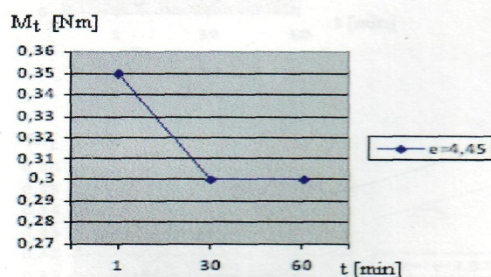


Fig. 4.9.e.

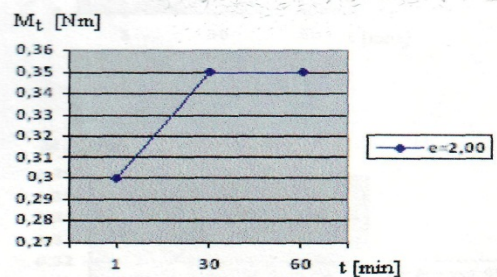


Fig. 4.9.f.

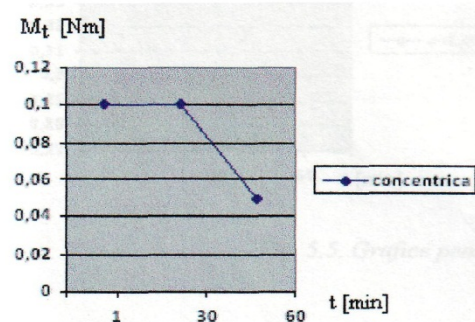


Fig. 4.10.a

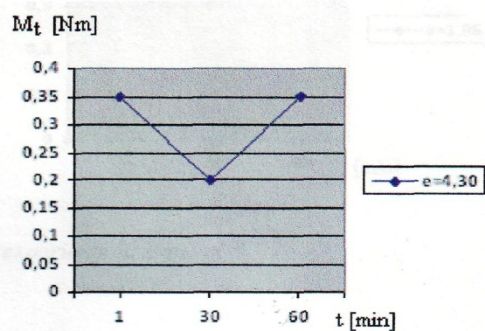


Fig. 4.10.b.



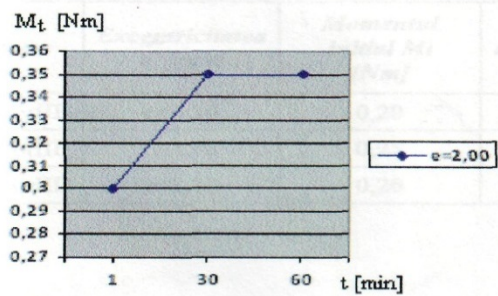


Fig. 4.10.c.

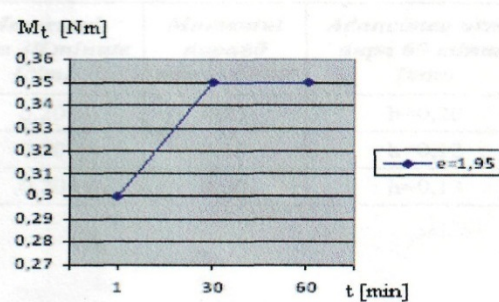


Fig. 4.10.d.

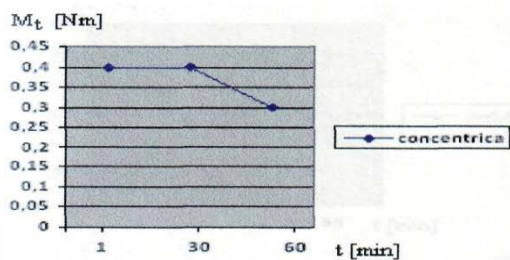


Fig. 4.10.e.

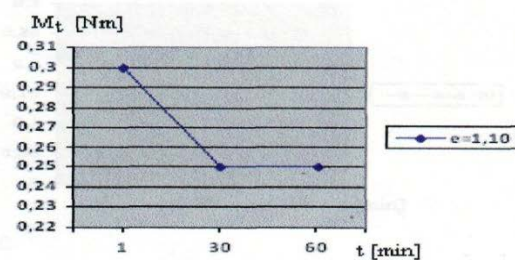


Fig. 4.10.f.

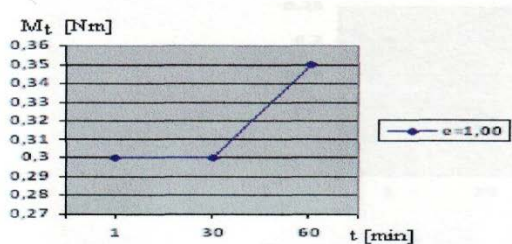


Fig. 4.10.g.

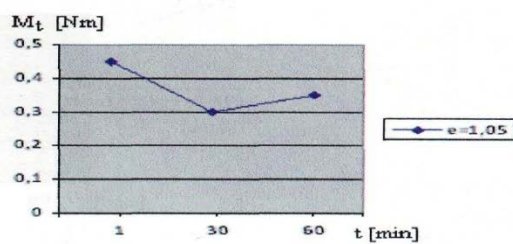


Fig. 4.10.h.

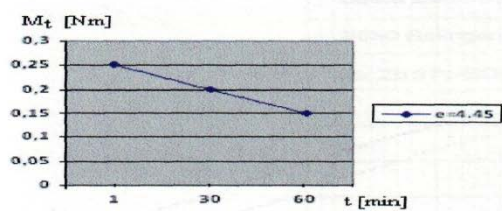


Fig. 4.11.a.

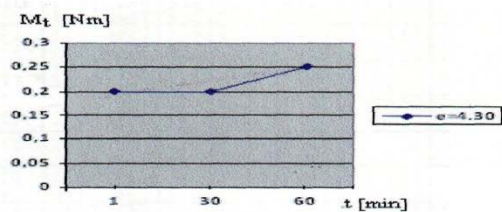


Fig. 4.11.b.

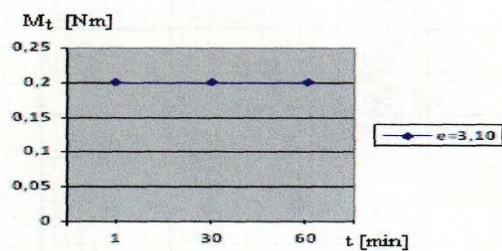


Fig. 4.11.c.

S-au reprezentat momentele de torsiune redactate pe hârtie milimetrică, în funcție de mărimea excentricității și de timp.

#### **4.5.5. Concluziile experiențelor**

Pentru cauciucul injectat în Satorul I, se determină diferite valori pentru urma lăsată. Adâncimea uzurii variază de la  $h = 0,10 - 0,35\text{mm}$ . Pentru cauciucul injectat în Satorul II, se determină diferite valori pentru urma lăsată. Adâncimea uzurii variază de la  $h = 0,12 - 0,20\text{mm}$ . Pentru cauciucul injectat în Satorul III, se determină diferite valori pentru urma lăsată. Adâncimea uzurii variază de la  $h = 0,13 - 0,20\text{mm}$ . Comportarea uzurii include o apreciere a lungimii, lățimii și adâncimii precum și a numărului de fisuri.

#### **4.6. Concluzii**

Pe măsura uzării satorului, cămașa se strânge cu ajutorul unor cliere și face ca satorul să îmbrace mai strâns rotorul, asigurând etanșeitatea. Etanșeitatea dintre spațiul de refulare și cel de aspirație se realizează pe linia de contact dintre rotor și sator.

### **CAPITOLUL 5**

## **FRECAREA, CLASIFICAREA PROCESELOR DE FRECARE, MODELE MATEMATICE ALE FRECĂRII ȘI UZAREA, DEFINIRE, INDICATORI DE UZARE**

#### **5.1. Frecarea – definire și clasificare**

Frecarea este un proces complex, o reuniune a mai multor fenomene fizice, chimice și metalurgice, fiind influențat de o multitudine de factori, a căror interacțiune este în numeroase cazuri dificil de determinat experimental. Forța de freca este generată de acțiunea forțelor normale și tangențiale aplicate corpurilor, forța care se opune mișcării relative și acționează pe aceeași direcție în sens opus acesteia. Regimurile de freca sunt clasificate după mai multe criterii.

#### **5.2. Frecarea vâscoasă**

Legea frecării vâscoase (Isaac Newton) este folosită pentru exprimarea cantitativă a vâscozității, măsură a proprietății lichidelor de a se opune curgerii ca urmare a interacțiunii dintre straturile de fluid [65]:

$$F = \eta \cdot S \cdot d_v/d_n \quad (5.10.)$$

unde :  $\eta$  = coeficientul de vâscozitate dinamică;

$S$  = suprafața straturilor aflate în contact [ $\text{mm}^2$ ];

$d_u/d_n$  = gradientul vitezei față de normala de curgere.

### **5.3. Stadiul actual al cercetărilor privind uzarea abrazivă, de eroziune și al elaborării modelelor matematice specifice.**

#### **5.3.1. Uzarea – definire și indicatori de uzare**

Procesul de uzare este un proces complex, cu mecanisme multiple și diverse, care are încă multe necunoscute. Există o diversitate de formulări pentru definirea acestui proces tribologic. Uzarea se exprimă prin cantitatea de material îndepărtat de pe suprafețele în contact aflate în mișcare relativă.

#### **5.3.2. Aspecte privind procesele de uzare caracteristice pompelor cu șurub**

Rotorul cu o singură elice exterioară și statorul prevăzut la interior cu o dublă elice, sunt cele două componente ale **cuplei tribologice** caracteristice pompei cu șurub.

#### **5.3.3. Uzura de abraziune**

Îndepărtarea materialului de pe suprafețele de frecare prin acțiunea unor corpuri dure, definește uzura abrazivă [93].

Procesele de abraziune pot fi diferențiate în funcție de modul în care particula dură acționează în interstițiul suprafețelor respective:

- particula abrazivă este „fixată” pe una din suprafețe și urmărește comportarea mecanică a suprafeței de care este legată;
- particula abrazivă este liberă în interstițiu și interacționează cu una sau ambele suprafețe.

#### **5.3.4. Uzarea de eroziune**

Eroziunea este :”Un proces de uzare abrazivă la care impactul repetat al particulelor mici antrenate de un fluid în mișcare pe o suprafață provoacă îndepărtarea de material de pe acea suprafață”- aceasta este definiție dată de Hutchings.

Astfel, modelele clasice ale eroziunii, elaborate înainte de 1990, sunt cele propuse de Finnie (1958 și 1960), Bitter (1963) și Hutchings (1974, 1979, 1981).

### **5.4. Concluzii**

Frecarea uscată, vâscoasă, dinamică, statică, abraziunea și eroziunea mecanică sunt procese tribologice specifice sistemelor hidraulice de reglare automată și respectiv a pompelor cu șurub.

Cuplele de frecare caracteristice acestui sistem hidraulic sunt rotor - stator. Suprafața de contact lubrifiată, este locul de manifestare a complexului fenomen de frecare - uzare.

## CAPITOLUL 6

### Evaluarea presiunii de contact dintre statorul și rotorul pompelor cu șurub folosind metoda elementelor finite (MEF)

#### 6.1. Metoda de analiză cu elemente finite

Metoda elementului finit (MEF) poate fi aplicată în orice domeniu de activitate, pentru fenomenele reale care pot fi scrise printr-un sistem de ecuații diferențiate. Inițial, metoda elementului finit a fost dezvoltată pentru analiza unor probleme de structuri mecanice, iar ulterior a fost extinsă în analiza proceselor și fenomenelor din diverse domenii de cercetare și proiectare [64].

O influență majoră asupra duratei de funcționare în parametrii de proiectare ai pompelor cu șurub o are uzura statorului. Gradul și viteza de uzare a statorului pompelor cu șurub depinde de presiunea de contact ce se realizează între stator și rotor ca urmare a diferenței dimensionale (strângerii) dintre acestea. Problema contactului dintre două corpuri, determinarea deformațiilor și tensiunilor în zona de contact, au constituit o preocupare majoră a inginerilor motivată printre altele și de consecințele, uneori nebănuite, ale unei astfel de legături. Rezolvarea analitică a problemei implică numeroase dificultăți, atât din punct de vedere al modelării, cât și din punct de vedere al aparatului matematic utilizat. O posibilitate de evaluare a acestora o reprezintă utilizarea metodei elementelor finite (MEF). În cazul pompei cu șurub s-a recurs la modelarea unui contact de tip rigid - flexibil. În vederea simplificării problemei, cu consecințe favorabile în convergența soluției, s-a considerat un model plan al contactului între statorul și rotorul pompei cu șurub, pentru două poziții relative ale acestora prezentate în figura 6. Din această cauză, elementele finite utilizate au fost:

- pentru realizarea modelului fizic al statorului și al rotorului pompei cu șurub s-a utilizat, din biblioteca de elemente finite a programului ANSYS, elementul finit PLANE183;
- pentru contactul dintre cele două elemente ale pompei cu șurub s-au utilizat elementele TARGE169 și CONTA172.

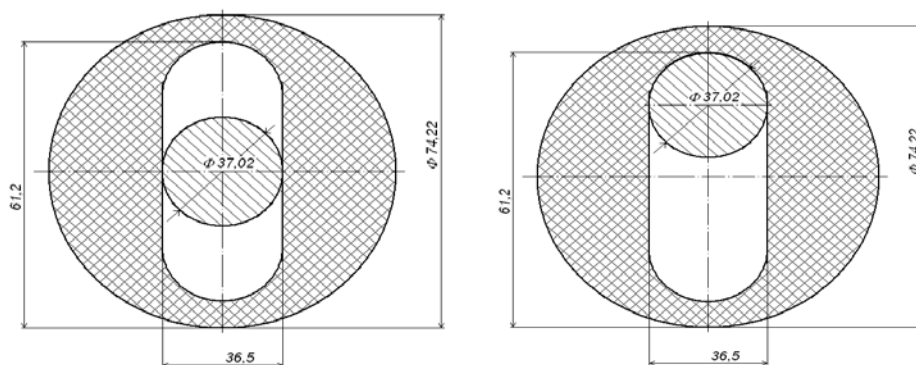


Fig. 6. Geometria, dimensiunile rotorului și statorului pompei cu șurub pentru cele două poziții relative analizate.

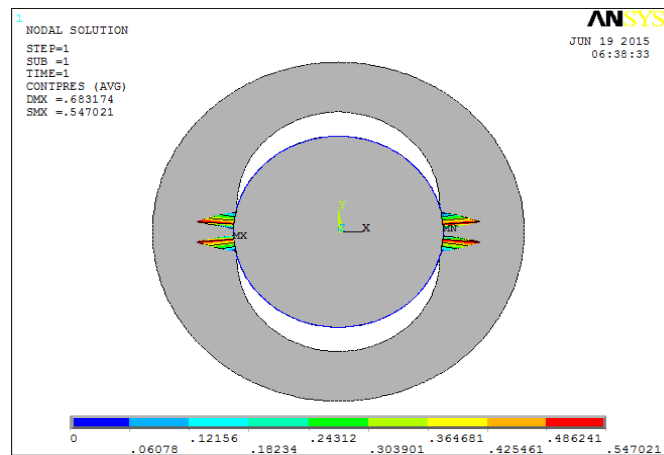


Fig. 6.3. Modelul 1. Presiunea de contact [MPa]

$D_E = 89,2 \text{ mm}$ ;  $D_I = 48,6 \text{ mm}$ ;  $D_R = 50,3 \text{ mm}$ ,  $\mu = 0,39$ ;  $E = 4,2 \text{ MPa}$

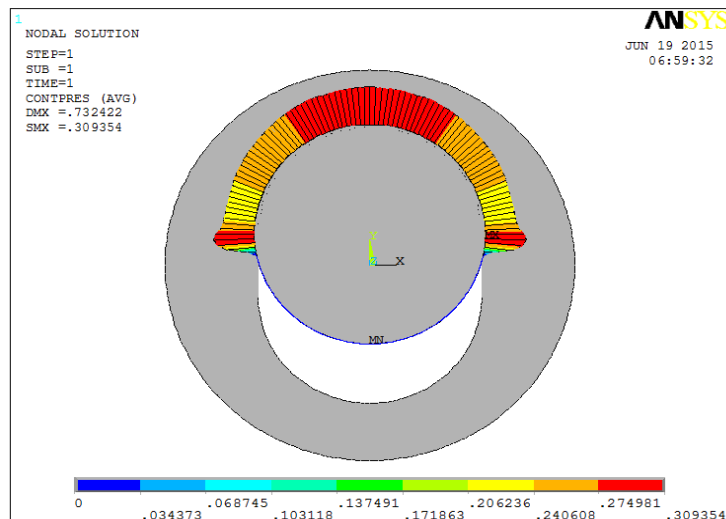


Fig. 6.9. Modelul 2. Presiunea de contact [MPa]

$D_E = 89,2 \text{ mm}$ ;  $D_I = 48,6 \text{ mm}$ ;  $D_R = 50,3 \text{ mm}$ ,  $\mu = 0,39$ ;  $E = 4,2 \text{ MPa}$

unde:

$D_E$  = diametrul exterior al statorului [mm];

$D_I$  = diametrul interior al statorului[mm];

$D_R$  = diametrul rotorului[mm];

$\mu$  = coeficientul lui Poisson;

$E$  = modulul de elasticitate longitudinal pentru **stator I** [MPa].

## 6.2. Concluzii

Pentru ambele modele presiunea de contact depinde, cum era și firesc, de strângere. Cu cât strângerea este mai mare cu atât presiunea de contact între rotor și stator crește. Simularea numerică efectuată pe lângă observațiile anterioare furnizează în principal valorile presiunii de contact, valori care pot fi utilizate în determinări experimentale în vederea stabilirii gradului și vitezei de uzare a statorului cu implicații directe asupra calculului cât mai exact al debitului pompei cu șurub.

## CAPITOLUL 7

### CONCLUZII GENERALE ȘI CONTRIBUȚII PROPRII

#### 7.1. Cercetări ce au rezultat în urma încercărilor efectuate

Cercetările întreprinse pentru elaborarea tezei de doctorat intitulată: *„Contribuții la realizarea constructivă și tehnologică a pompelor cu șurub pentru industria petrolieră”* au avut ca scop stabilirea unor recomandări privind funcționarea și exploatarea pompelor cu șurub, cu menținerea unor performanțe de lucru acceptabile funcție de domeniul de utilizare, având în vedere efectele de uzare. În cadrul tezei s-a procedat la caracterizarea și clasificarea pompelor cu șurub și la analiza proceselor de frecare și uzare specifice, cu evidențierea principalilor factori de influență ai acestor procese. S-a pus în evidență cinematica și procesul de pompare al pompei cu șurub, care se poate utiliza în extracția petrolului.

Cercetările efectuate au demonstrat că forța de frecare este generată de acțiunea forțelor normale și tangențiale aplicate corpurilor. Frecarea este determinată de forțele hidraulice radiale neechilibrate care apar la curgerea țiteiului între rotor și stator precum și de modificarea proprietăților țiteiului. Forțele frecării vâscoase se manifestă între țitei și cuplul rotor - stator. Fenomenul de uzare este inevitabil la pompele cu șurub, fiind realizate pentru a lucra efectiv în medii agresive, respectiv cu nisip. Forțele frecării vâscoase se manifestă între țitei și cuplul rotor - stator. Fenomenul de uzare este inevitabil la pompele cu șurub, fiind realizate pentru a lucra efectiv în medii agresive, respectiv cu nisip.

În urma experiențelor efectuate pe cele trei tipuri de statori s-au putut aplica trei modele matematice: Finnie, Bitter și Hutchings.

Studiul uzării de abraziune și de eroziune a condus la următoarele concluzii:

- Cercetările teoretice și experimentale ale uzării erozive (realizate în ultimii 20 de ani), au la bază trei modele: Finnie, Bitter și Hutchings.

- După 1990 s-a impus o nouă strategie de cercetare a proceselor erozive care operează cu metode moderne de investigare. Modelele matematice ale uzării de eroziune evidențiază natura procesului și relațiile de calcul ale ratei adimensionale de uzare și de asemenea factorii de influență caracteristici.



- Cercetările efectuate și rezultatele obținute au demonstrat că viteza, unghiul de incidență cu suprafața țintă, densitatea materialelor suprafeței țintă și a particulelor abrazive constituie factorii cu influență puternică asupra intensității de eroziune. Analiza uzării erozive în cazul pompelor cu șurub evidențiază următoarele aspecte:

- Modelele Bitter și Finnie relevă aceeași variație a ratei adimensionale de uzare, se evidențiază în cazul modelului Finnie un unghi critic pe care îl detaliază Bitter în modelele sale.

- Intensitatea de uzare erozivă crește exponențial cu creșterea valorii vitezei de impact a particulei, variația fiind accentuată de valoarea coeficientului de frecare.

Jocul dintre rotorul și statorul pompei cu șurub, se poate exprima în funcție de grosimea stratului uzat cu relații matematice după modelul de eroziune considerat.

## **7.2. Contribuții personale**

1. În cadrul tezei am făcut o analiză bibliografică ținând seama de tehnologia de fabricație, construcția, caracterizarea, clasificarea pompelor cu șurub precum și o analiză a proceselor de frecare, uzare specifice, cu evidențierea principalilor factori de influență ai acestor procese.

2. În cadrul lucrării am efectuat descrierea constructivă a pompelor cu șurub, astfel că pompa fiind compusă dintr-un rotor metalic în formă de șurub cu un singur început, este plasat excentric în interiorul cauciucului statorului, acesta fiind din metal la exterior, cu două începuturi. Am trecut în evidență factorii care influențează pompa cu șurub, care sunt: factori exteriori (geologici și constructivi) și factori interni (care țin de construcția în sine a elementelor componente ale pompei).

3. Am evidențiat cinematica și procesul de pompare al pompei cu șurub, care are avantajul că se poate utiliza pe lângă extracția petrolului precum și în domenii ca: petrochimie, industria celulozei, industria alimentară, agricultură și construcții.

4. Am efectuat cercetări privind materialele și tehnologia de fabricație a pompelor cu șurub astfel că: rotorul a fost executat dintr-un oțel aliat de îmbunătățire cu simbolul 38KHM conform STAS 8185-1988, iar statorul este format din două părți: mantaua metalică confecționată din oțel 35KHM conform STAS 8185-1988 și manșonul elastic de la interiorul statorului din cauciuc.

5. Am efectuat operația de cernere mecanică a nisipului, pe care l-am adus de la sondele aparținând S.P. Videle, pentru determinarea granulozității acestuia, care s-a obținut după separarea părților levigabile, prin cernere mecanică printr-un set de site diferite suprapuse într-un aparat, corespunzător granulației nisipului de încercat.

6. Am efectuat experimente pe mașina de încercat pe trei tipuri de statori I, II, III folosind un dispozitiv asamblat pe această mașină, 100 ml țigeti, iar ca drept rotor am folosit epruvete metalice cu diferite excentricități cât și cilindrice. Mașina de încercat funcționa câte 30 de minute, iar după fiecare acest interval de timp, înregistratorul de grafice a reprezentat grafic pe hârtie milimetrică momentele de torsiune cu diferite valori fapt care a condus la uzarea cauciucului din interiorul statorului. Acest aspect a determinat adâncimi în cauciuc cu efecte de

penetrare a țiteiului în interiorul statorului din cauciuc. În urma experiențelor efectuate, în funcție de valorile excentricităților, uzarea cauciucului include aspectele: lungimii, lățimii, adâncimii fisurilor și numărului lor, fiind măsurate cu șublerul și ceasul comparator cu cadran.

7. În baza teoriilor frecării și uzării am efectuat studii bibliografice detaliate privitoare la procesele de frecare și uzare ale cuplelor rotor - stator de la pompele cu șurub, avându-se în vedere specificitatea funcțională, precum și cea a cuplei cu lichidul de lucru (țiteiul) având parametrii de debit și de presiune ridicați. În urma analizelor efectuate am stabilit modelul teoretic de uzare care conduce la un coeficient de corelație adecvat evoluției reale a proceselor de uzare.

8. S-a realizat analiza cu element finit a stării de tensiune generate de presiunea dintre rotor – stator datorită strângerii, a pus în evidență zonele cele mai expuse la degradare prin eroziune, confirmând predicția modelelor erozive, conform căreia intensitatea de uzare erozivă este semnificativ mai redusă în interstițiul cuplei.

9. Studiile teoretice și cuantificările rezultate în urma acestora, pot deveni instrumente utile pentru proiectanți și inginerii de sistem în vederea proiectării cu fiabilitate impusă, respectiv cu predicția resursei funcționale, precum și pentru stabilirea unor trepte de exploatare admisibile până la înlocuirea lichidului de lucru (țiteiului), respectiv înlocuirea acestor echipamente la epuizarea resursei, în funcție de categoria de mașini/sisteme în care sunt integrate.

10. Am studiat defectele pompelor cu șurub aflate în funcționare, de la S.P. Videle și S.P. Țicleni, care pot să apară la : motorul electric, la modulul de antrenare, la transmisia intermediară, la camera de aspirație, la camera de refulare, la setul rotor - stator, cât și mentenanța : modulului de antrenare, a transmisiei intermediare, a setului rotor - stator.

11. Elaborarea și publicarea a 4 lucrări științifice (articole) dintre care 3 sunt în teza de doctorat.

### **7.3. Direcții viitoare de cercetare**

Pe baza studiilor efectuate pentru elaborarea tezei și a rezultatelor obținute se estimează viitoare direcții de cercetare :

Se propune un studiu pentru alte valori ale excentricității de exemplu ( $e = 2\text{mm}$ ) pentru statori cu cauciuc sintetic Perbunan de diverse duriități, astfel încât să nu mai determine apariția fisurilor în cauciuc.

- La camera de aspirație/refulare se propune un studiu al efectelor placării cu diferite materiale.
- La transmisiile intermediare se propune studierea efectelor placării:

- prin cromare Cr (crom)

- prin depunere de Cd48 (cadmiu)

Realizarea unui studiu al efectelor erozive specifice interacțiunii particulelor abrazive cu suprafețele țintă, în legătură cu relația între caracteristicile geometrice ale particulei și cele ale rugozității suprafeței.

Să se extindă cercetările privind uzarea erozivă cu alte modele, în afara celor „clasice”.

## BIBLIOGRAFIE

1. Allis I. R, Capp W.H, Submersible Pumping - Long Beach of Cast Wilmington Field, JPT aug. 1984;
2. Anghel C, Considerații practice legate de utilizarea dispozitivului de rotirea garniturii de prăjini de pompare, Simpozion I.C.P.T. Câmpina, 1988;
3. Antonescu N.N., ș.a., Toleranțe și control dimensional, Editura U.P.G. Ploiești, 1999;
4. Brown K.E., The Tehnology of Artificial Lift Methods, PennWell Publishing Co,1991;
5. Brown K.E., The Tehnology of Artificial Lift Methods, PennWell Publishing Co, Tulsa Oklahoma,1980;
6. Bruce W., The Progressive Cavity Pumping System: The Preferred Artificial Lift Method for Heavy Oil Production, Alberta,1994;
7. Cameron M., Gas Lift Design and Performance Analysis in the North West Hulton Field, SPE,1990;
8. Chachula R.C., Anderson D.G., Slim-Hole, High - Volume, P.C. Pump Development for 140 mm Cased Well Aplications SPE 30270, June 1995;
9. Charles L., Calculator Program Speeds Rod Pumps Design, World Oil Febr. 1984;
10. Clark K.M., Hydraulic Lift System for Low Pressure Wells, Ptroleum Engineering International, Febr.1980;
11. Clegg J. D., Bucaram S.M., Hein Jr. N. W., Recommandations and Comparisons for Selecting Artificial Lift Methods, Petroleum Engineering International, Dec.1993;
12. Clegg J. D., Rate Artificial Lift Method, JPT, March,1988;
13. Coloja Pascu M., Rădulescu M., Exploatarea sondelor orizontale, Universitatea Petrol - Gaze Ploiești, 1997;
14. Coteville J., Valentin E., Activation des puis: Criteres de Selection et des Procedes. Revue de L' Institut Francais du Petrol, Oct. 1986;
15. Crețu I., Hidraulică generală și subterană, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1983;
16. Cristea V, Grădișteanu I., ș.a, Instalații și utilaje pentru forarea sondelor, Editura Tehnică, București, 1985;
17. Cristescu M., Tocan I., Contributions to the improvement of the Sucker Rod Pumping Oil Production Method, Buletinul Universitatii Petrol- Gaze, Vol XLV, nr.1-2, Ploiești, 1993;
18. Dillon L., Clair St., Kenneth A., A Method for Predincting Flow Rate in Positive Displacement Rotary Pumps, Robbins Myers Inc., 1983;
19. Donny Right, Richard L., PCP Prove More Efficient in Mature Waterflood Tests, OGJ, 1993;
20. Drăghici I, s.a., Îndrumar de proiectare în construcția de mașini, vol.I, București, Editura Tehnică, 1981;
21. Dumitru V., Studiu privind posibilitatea utilizării pompelor de adâncime cu cavități progresive, I.C.P.T. Câmpina,1994;
22. Dunn L. J., Humphreys K. J., Laboratory Investigation of Sucker Rod/ Tubing Wear, Edmonton, Aug.1990;
23. Fincher L., Griffin D., Rod Pumps on Offshore Platforms Lift Emeraude Field Production, OGJ,Nov, 1980;

24. Firu L., Criterii privind alegerea sistemului de extracție a țițeiului din sonde orizontale, Revista Română de Petrol, Apr. 1995;
25. Gabor Takacs, Modern Sucker - Rod Pumping, Penn Well Publishing Company, Tulsa, 1993;
26. Gaymard B., Chanton E, Puyo P., The Progressing Cavity Pumps in Europe: Results and New Developments, 7 th Offshore South-east Asia Conference, Singapore febr.2 - 5, 1988
27. Gibbs S., Desingn and Diagnosis of Deviated Rod – Pumped Wells, JPT, July 1992;
28. Ionescu V., Varga A., Sisteme automate – metode moderne de sinteză, Editura Getic, București, 1994;
29. Iurcik M.A, Istonim Z.A., Calcule în extracția petrolului, Editura Tehnică, București, 1982;
30. Jamaluddin A.K., Nazarco T.W., Controlling Sand Production During Downhole Emulsificaation, JCPT 1995;
31. James F., What's New in Artificial Lift, World Oil, March 1996;
32. James Revard, The Progressing Cavity Pump Handbook, PennWell Publishing Company, 1995;
33. Janet R., Sucker Rod Tables, Petroleum Engineering International, Aug. 1995;
34. Kilvingtan J., Gallivan D., Beatrice Field: Electric Submersible Pump and Reservoir Performance, 1981 - 1983;
35. Lea J. F., Anderson P.D., Optimization of Progressive Cavity Pump Systems in the Development of the Clear Water Heavy Oil Reservoir, JCPT 1988;
36. Lea J.F., Minissale J.D., Efficiency of Artificial Lift Systems, Southwestern Petroleum Short Course, LUBBOCK, Texas 1992;
37. Lekia D., A coupled Rod and Fluid Dynamic Model for Predicting the Behavior of Sucker Ror Pumping System, JPT, Feb.1995;
38. Linicicone D.E., Reduced Tubing Failures in Rod – Pumped Well Utilizing DownHole Caliper Surveyes, Texas Tech. University, Lubbock 1990;
39. Lukasiewicz S., Dynamic Behavior of the Sucker Rod String in the Inclined Well. Production Operations Symposium, Oklahoma City, April 1991;
40. Matei N., Tehnologia forării sondelor, Universitatea Petrol - Gaze, Ploiești,1987;
41. Matthews C., Drilling and Production Practices to Mitigate Sucker - Rod/ Tubing Wear - Related Failures in Directional Wells, SPE, Nov. 1993;
42. Matthews C.M Interim Report - ELK Point Field Study, C.F.E.R. Edmonton, 1988;
43. McCaffrey W.J., Recent Successes in Primary Bitumen Production, University of Calgary Symposium, Calgary, 1991;
44. McCaslin K., A study of the Methods for Preventing Rod - Wear Tubing Leaks in Sucker Rod Pumping Wells, SPE Nov. 1988;
45. Mc Coy J., New System Analyzes Pumping Waell Performance , WO Nov. 1990;
46. Mills A.R.R., Gaymard R., The development of progressing cavity oilwell pumps - past, present and future, Journal of Canadian Petroleum Technology, 1994;
47. Neely B., Gipson F., Clegg J., Selection of Artificial Lift Method, SPE 10337, October 1981;
48. Niceforo S., How to Instal and Maintain Electric Submersibile Pumps, Wor;d Oil, July 1984;
49. Panait Ghe., Teoria mecanismelor și mașinilor, Editura Universal Cartfil, Ploiești,1998;

50. Pascovici M.D., Cicone T., Elemente de tribologie, Editura Bren, 2001;
51. Pătruț P., Nicolae I., Acționări hidraulice și automatizări – teorie, aparate, sisteme automate și aplicații industriale, Editura “Nausica”, București, 1998;
52. Petre N., Chițu, Militaru P., Extracția țițeiului prin pompaj cu prăjini, Editura Tehnică, București, 1986;
53. Petre N., Chițu, Militaru P., Optimizarea regimului de funcționare a sondelor în pompa de adâncime cu prăjini în condiții de coroziune, abraziune, cu coloane deviate și alte dificultăți de exploatare, Tema ICPT, 1988 - 1989;
54. Petre N., Chițu, Militaru P., Program tip “EXPERT” pentru optimizarea regimului de funcționare a echipamentelor de pompaj cu prăjini pentru sondele verticale, Tema I.C.P.T. Câmpina, 1995;
55. Petre N., Ghiță Ghe., Chițu, Militaru P., Elemente noi în exploatarea sondelor în pompaj de adâncime, I.C.P.T.Câmpina, 1991;
56. Petre Săvulescu, Acționări hidraulice și pneumatice, Editura Universității de Petrol – Gaze din Ploiești, 2011;
57. Pickford M., Morris J., Hydraulic Pumping Units in Offshore Artificial Lift Applications, SPE 16922, Sept. 1987;
58. Popescu C., Coloja M.P., Extracția țițeiului și a gazelor asociate, Editura Tehnică București, 1993;
59. Popescu M., Cercetări experimentale, privind comportarea la uzură a elementelor active ale pompelor cu șurub – Referat de doctorat nr.3, 2010;
60. Popescu M., Cercetari teoretice privind constructia, fabricația și exploatarea pompelor cu șurub – Referat de doctorat nr.2, 2010;
61. Popescu M. „Experimental Determinations Regarding the Behaviour of Spiral Screw Pumps Stators under Erosion Wear” – Buletinul U.P.G., Seria Tehnică, vol.LXI - Nr.2, 2014, p. 107-113;
62. Popescu M. „Experimental research regarding the calculation of well sand granularity” - Buletinul U.P.G., Seria Tehnică, vol.- Nr.2, 2016, în curs de apariție;
63. Popescu M. „The construction, manufacturing and use of Moineau pumps in the Romanian oil industry” - Buletinul U.P.G., Seria Tehnică, vol. – Nr.3, 2016, în curs de apariție;
64. Popovici A.I., Utilaj pentru exploatarea sondelor de petrol, Editura Tehnică, București, 1989;
65. Popovici A.I., Contribuții la studiul efectelor uzării asupra performanțelor sistemelor hidraulice de reglare automată, București, 2012;
66. Posea N., Țilimpea S., Stan M., Metoda energetică pentru determinarea numărului de stabilizatori ai garniturii de antrenare a pompelor cu șurub utilizate în extracția țițeiului, Universitatea Petrol - Gaze, Ploiești, 1995;
67. Popovici C., Coloja-Pascu Mihai, Extracția țițeiului și a gazelor asociate, vol 2, Editura Tehnică, București, 1993;
68. Popovici Alexandru, Utilaj pentru exploatarea sondelor, Editura Tehnică București, 1989;
69. Prosber Tim., Predicting Rod Wear in Conventional and Screw Pump Installation, Paperno.CIM/SPE 90-59, June 1990;
70. Rar Mills, Gaymard R., The Development of Progressing Cavity Oil Well Pump Technology in Canada, Ian.1990;

71. Rădulescu Ghe., ș.a., Fizico - chimia și tehnologia uleiurilor lubrifiante, Editura Tehnică, București, 1982;
72. Rădulescu Ghe., ș.a., Combustibili, uleiuri și exploatarea autovehiculelor, Editura Tehnică, București, 1986;
73. Rene' Santos, Paul Allred, PC Program Calculates Oil and Gas Properties, Petroleum Engineering International, March 1988;
74. Rick C., Terry M., Permanent Intrumentation for Production Optization and Reservoir Management, SPE 30274, 1995;
75. Rick Von F., New Ideas in Artificial Lift, Petroleum Engineering International, Oct. 1991;
76. Robertson A., Subzone Redevelopment of the Long Beach Unit Wilmington Oil Fild A Case Study, SPE 150101, Apr.2 - 4 , 1989;
77. Robert C., Offshore Production of Heavy Oil, JPT, January 1989;
78. Robert M., How to Prevent Gas-Locked Sucker Rod Pumps, World Oil, June 1992;
79. Robescu D.N., ș.a., Fluide polifazice, Editura Tehnică, București, 2010;
80. Samsui I.D., Analiza structurală – metode difractometrice și microscopice, Editura Tehnică UTM, Chișinău. 2006;
81. Santos O., Field Application of Computer Graphics for Monitoring Borehole Trayectories, Jpt, Dec. 1989;
82. Saveth K.J., Steven T., A Comparative Analysis of Efficiency and Horsepower Between Progressing Cavity Pumps and Plunger Pumps, SPE 16194, March 1987;
83. Săvulescu P., Acționări hidraulice și pneumatice, Editura Universității Petrol-Gaze din Ploiești, 2011;
84. Șerban C., Considerente constructive în fabricația noilor tipuri de pompe de extracție cu cilindru lung și piston metalizat, Editura Mine, Petrol, Gaze - nov. 1986;
85. Șerban C., Utilizarea mufelor cu ghidare cu bile la exploatarea sondelor de petrol prin sisitemul pompajului de adâncime cu prăjini, RRP Dec. 1994;
86. Ștefănescu I.I., Ripa M., Deleanu L., Lubrifiere și material de ungere, Editura AIUS, Craiova, 2005;
87. Ștefănoiu D., Identificarea experimentală a sistemelor, Editura Tehnică București 1996;
88. Steven T.k. Effects of Viscosity, Sand and Gas on the Selection and Operation of Progressing Cavity Down Hole Pumps, Pacific Coastes Oil Show, 1984;
89. Steven T.K., The Progressing Cavity Pump in Coalbed Methane Extraction, SPE23494, Oct. 1991;
90. Tertisco M., Stoica P., Popescu Th., Identificarea asistată de calculator a sistemelor, Editura Tehnică, București, 1987;
91. Tocan I., Estimarea comportării viitoare în funcționare a sondelor de extracție a petrolului, volum consacrat Sesiunii Științifice “Industria de Petrol și Gaze – prezent și perspective”, Ploiești, mai 1992;
92. Tocan I., Determinarea parametrilor din ecuația de aflux, folosind curba de referință a lui Vogel, procedeele disponibile de prelucrare a datelor obținute din cercetarea sondelor și un ritm de extracție, volum consacrat Sesiunii Științifice “Noutăți și perspective în Foraj - Extracție”, U.P.G., Ploiești, noiembrie 1994;
93. Tocan Ion, Extracția Petrolului, Pregătirea sondelor pentru exploatarea și punerea în producție a sondelor, Editura Tehnică București 1998;
94. Tocan Ion., Tehnologia extracției petrolului, vol.I, 1978, vol II, 1984, I.P.G. Ploiești;

95. Tripp H., A Review Analyzing Beam Pumped Well, JPT, May 1989;
96. Tudor A., Contactul real al suprafețelor de frecare, Editura Academiei Bucuresti, 1990;
97. Tudor A., Frecarea și uzarea materialelor, Editura Bren, București 2002;
98. Tudor A., Vlase M., Uzarea materialelor, Editura Bren, București, 2010;
99. Tudor I., - Tribologie, Editura Universității din Ploiești, 2001;
100. Tudor I., Rîpeanu R.G., - Ingineria coroziunii volumul I,II, Editura Universității din Ploiești, 2002;
101. Tudor I., Rîpeanu R.G., - Coroziunea și protecția suprafețelor - Îndrumar de lucrări practice, Editura Imprimex 1998;
102. Uzategui E., Application of Progressive Cavity Pump in Maraven's Heavy Oil Fields, Venezuela, 1990;
103. Vlase M., Popovici A.I., Stadiul actual al cercetărilor asupra eroziunii, al XVI-lea Simpozion Național de Utilaje pentru Construcții, SINUC 2010, format electronic, București;
104. Vlase M., Petrescu F., Popovici A.I., Savaniu M., Determinări experimentale ale proprietăților lubrifianților biodegradabili cu funcționare multiplă, al XVII-lea Simpozion Național de Utilaje pentru Construcții, SINUC 2011, format electronic, București;
105. Visser R., Offshore Production of Heavy Oil, JPT, Jan 1989;
106. Vrielink H.j., Hippman A.M., The Optimization of Slant- Well Drilling in the Lindberg Field, SPEDE, Dec. 1989;
107. William D. McCain, The Properties of Petroleum Fluids, 2 nd Edition, Pennwell, Publishing Company, 1990;
108. Wood H., New High- Performance Field - Installed Sucker Rod Guides, SPE 16921, Sep. 1987;
109. Catalog REDA SUBMERSIBLE PUMP , TRW Reda Pump, 1987;
110. ROBBINS & MYERS, Moyno Down - hole Pump - Willis TX 77378 - MB 2001;
111. RODEMIP, rotary Submersible Pumps - Gorman - Rupp Wed, sep.30, 2015;
112. \*\*\*Composite Catalog of Oil Field Equipment and Services, World Oil a Gulf Publishing Company Publication 1998 ;
113. \*\*\* Eastman Christensen – Survey Applications and Technology, SPE Drilling Engineering, June 1992;
114. \*\*\* Griffin - Bottomhole Sreew Pumps, operators manual - Griffin Petroleum Services, LTD, Calgary 1985;
115. \*\*\* Motoare elicoidale de fund, I.P.C.U.P. Ploiești, 1984;
116. \*\*\* Operators Manual, B.M.W. Pumps Inc. 1992;
117. \*\*\* Catalog de uleiuri S.C.I.C.E.R.P. S.A. Ploiești, 1985;
118. \*\*\*Grupuri de pompare în zăcămintele de țiței, S.C. CONFIND S.R.L. Câmpina 2008;
119. \*\*\*Catalog Emip, volume 2: codices 106 - 200, 2011;
120. \*\*\* Catalog Allweiler - Screw Pumps - Series: SN, SNE/SNEF - Germany, 2016;
121. \*\*\* Catalog Bornemann – All Progressive Cavity Pumps production moved to Argentina, 1983;
122. \*\*\*Catalog Griffin – Le Grand, 1987;
123. \*\*\*Catalog Geremia, 1999;
124. \*\*\*Catalog PCM Moineau Oilfield – Composite catalog of Field - Equipment and Services, 1988 - 1999.

