

## ASPECTE REFERITOARE LA PROIECTAREA MOTOARELOR PNEUMATICE DE FORAJ

### ASPECTS CONCERNING THE DESIGN OF PNEUMATIC DRILLING ENGINES

Conf. univ. dr. ing. Ion PANĂ

Universitatea Petrol Gaze din Ploiești  
B-dul București, nr: 39, Ploiești, cod: 100680, jud.: Prahova, Romania  
e-mail: ion.pana@upg-ploiesti.ro

**Rezumat:** Forajul roto-percutant constituie o metodă rapidă de realizare a forajului în roci dure și uscate. Deși acest procedeu este destul de răspândit pe plan mondial, în România sunt cunoscute puține aplicații. Lucrarea se ocupă de modul de utilizare a rezultatelor obținute de autor pe modele experimentale la construcția unor variante industriale, folosind teoria similitudinii.

**Cuvinte cheie:** foraj roto-percutant, teoria similitudinii

**Abstract:** Down the hole hammer drilling is a quick way to achieve drilling in hard and dry rocks. Although this process is widespread worldwide, in Romania are known few applications. The paper deals with how to use the results obtained by author in experimental models in the construction of industrial versions, using similarity theory.

**Keywords:** down the hole hammer drill, similarity theory

## 1. INTRODUCERE

Pentru realizarea forajelor cu motoare de adâncime se cunosc în prezent trei metode care sunt frecvent utilizate, fiind susținute de posibilitățile tehnice ale unor importante firme producătoare [7-14]. Două dintre metode sunt cu acționarea hidraulică a motorului de adâncime care acționează sapa de foraj (rotesc sapa): motoarele hidrodinamice (turbinele de foraj) și motoarele hidrostactice (volumice sau elicoidale). Turbinele de foraj funcționează pe baza variației impulsului curenților de fluid la curgerea sa prin sistemul de palete (o succesiune rotor - stator) fig. 1,*a* au un randament mai scăzut decât motoarele hidrostactice. Motoarele hidrostactice fig. 1,*b* lucrează pe baza variației presiunii hidrostactice pe suprafața dinților rotorici care au profilul generat de curbe speciale cicloïdale (epi-hipocicloïde) și o dispunere elicoidală [3]. Aceste motoare sunt plasate deasupra sapei, la partea inferioară a garniturii de foraj fiind introduse odată cu acesta. Agentul de lucru care acționează aceste motoare îl constituie noroiul de foraj furnizat de pompele cu piston de suprafață, adus la motor prin intermediul prăjinilor de foraj. Prăjinile nu se rotesc, ceea ce reprezintă un avantaj prin diminuarea consumului energetic pentru învingerea frecărilor la rotirea garniturii de foraj și reducerea uzurii acestora.

A treia metodă o constituie forajul roto-percutant la care motorul pneumatic fig. 1,c plasat deasupra sapei fig. 2,a aplică lovituri (percuții) suportului acesteia menținând sapa într-o stare de vibrație continuă. Sapa plasată pe rocă este rotită de la suprafață prin garnitura de prăjini. Roca este transformată în pulbere adusă la suprafață de curentul de aer. Frecvența percuțiilor depinde de mărimea motorului fiind cuprinsă între 3- 70 Hz [4]. Agentul de lucru îl constituie aerul furnizat de compresorul plasat la suprafață. Forajul roto-percutant are un segment specific de aplicații caracterizate prin prezența redusă a apei în sondă, deoarece roca dislocată în amestec cu apa este greu de adus la suprafață [7-9].

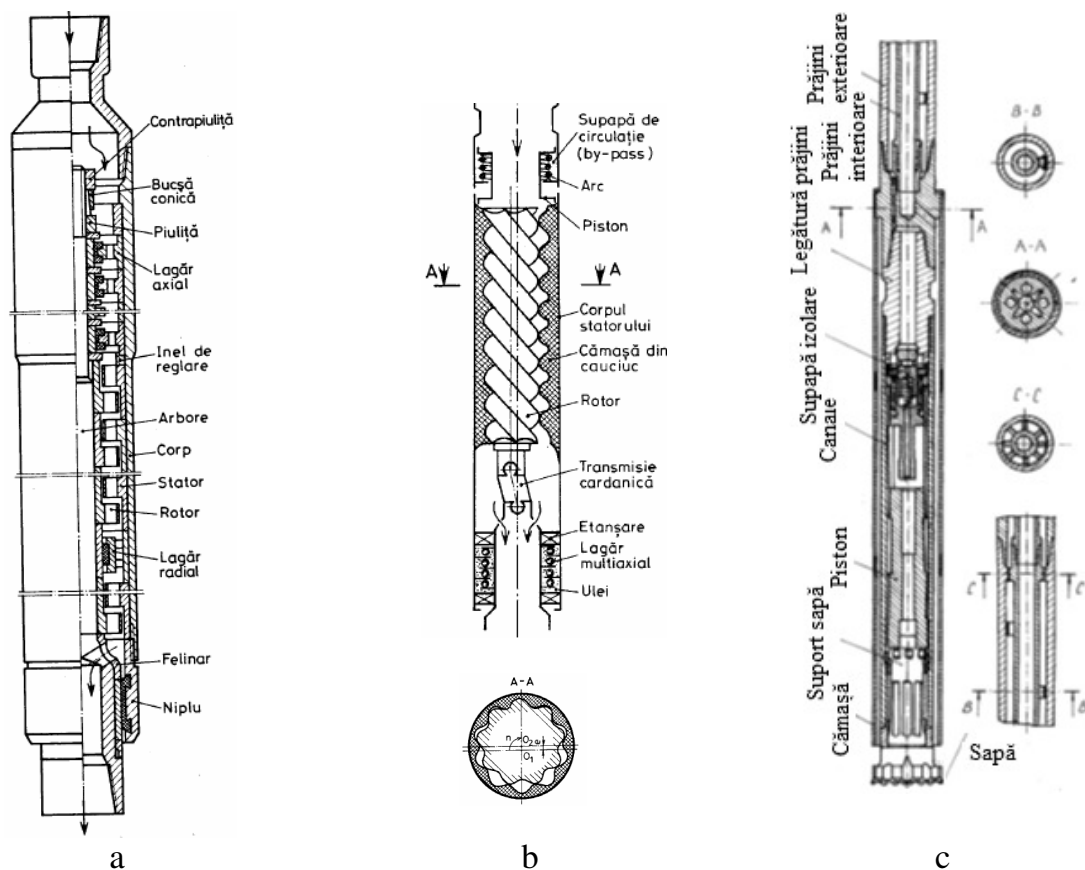


Fig. 1. Motoare de adâncime folosite în foraj: a) turbina de foraj; b) motorul elicoidal; c) motorul roto-percutant.

Acest dezavantaj se poate contracara prin introducerea unor aditivi în aer care leagă apa și o transformă într-o spumă mai ușor de eliminat. Astfel acest tip de foraj se folosește în rocile dure, în zonele înghețate sau deșertice. Apariția și evoluția acestui tip de foraj este întinsă pe ultimele trei decenii. Câteva dintre avantajele care susțin această variantă sunt: vitezele mari de foraj 30-35 m/h; diametrele de sondă de până la 762 mm; lipsa supapelor la motorul pneumatic și în general simplitatea acestuia care îi conferă o bună fiabilitate; nu necesită pregătirea și circulația noroiului de foraj. Instalația de foraj este transportabilă, compactă, având un grad ridicat de automatizare, fiind condusă de unul sau doi operatori [9]. Cea mai rapidă metodă de foraj în domeniul specific ( roci dure și uscate) o constituie metoda roto-percutantă. Toate motoarele prezentate mai sus corespund cerințelor și restricțiilor impuse de forajul sondelor: energie de dislocare suficientă, dimensiuni transversale reduse, durată de funcționare echivalentă cu cea a sapei de foraj, siguranță în funcționare [3].

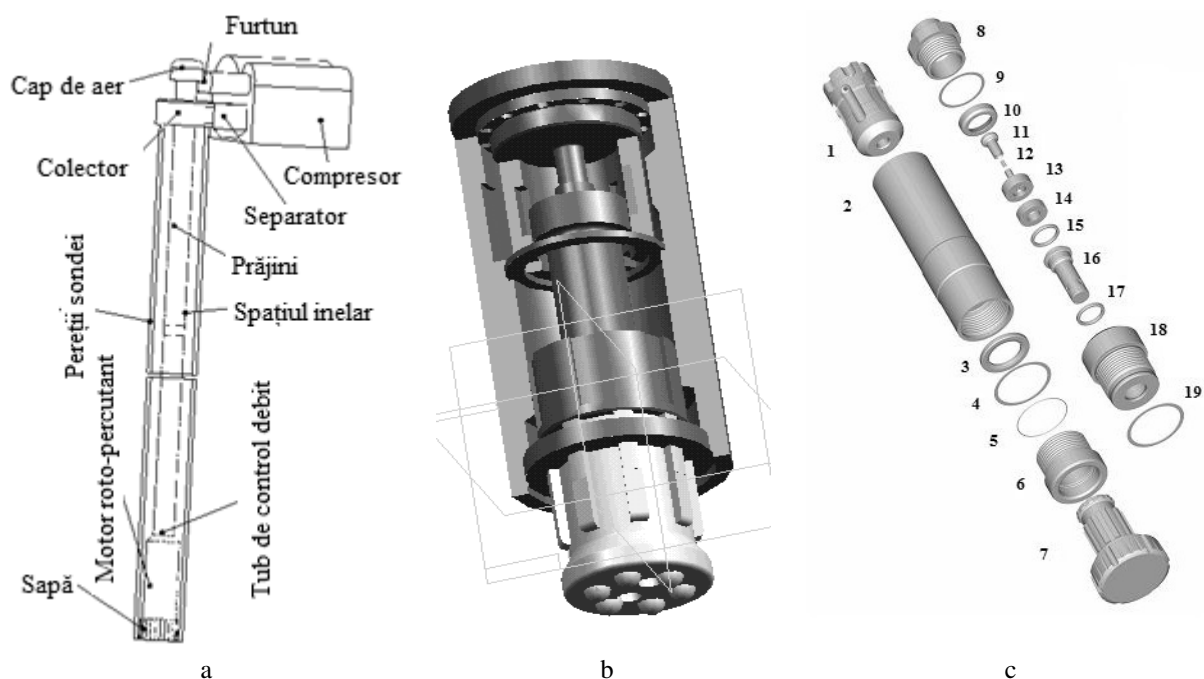


Fig. 2. Utilizarea și construcția motorului pneumatic roto-percutant (MPRP): a) structura sistemului de foraj cu colectarea particulelor de rocă (carotaj); b) o variantă de MPRP realizată în programul Solid Edge; c) elementele componente ale MPRP.

În România s-au întreprins puține cercetări legate de realizarea MPRP care au avut o perioadă mai intensă între 1994-2000, după care lucrările s-au redus [4,5]. Câteva dintre lucrările care pot fi realizate cu acest tip de motoare: foraje pentru apă, foraje de prospecțiuni, foraje cu aplicații în construcții, subtraversări, se regăsesc acum numai la instalațiile importate care lucrează cu această tehnologie. Lucrarea se ocupă de modul de utilizare a rezultatelor obținute pe modele experimentale la construcția unor variante industriale, folosind teoria similitudinii.

## 2. ELEMENTE DE PROIECTARE

Realizarea unor modele experimentale pentru motoarele pneumatice roto-percutante (MPRP) în cadrul Departamentului de Inginerie Mecanică și Electrică din Universitatea de Petrol și Gaze din Ploiești și de către IPCUP Ploiești în colaborare cu UPETROM Ploiești a permis obținerea de date referitoare la performanțele funcționale ale acestora. Cercetările au fost orientate în special spre următoarele aspecte referitoare la MPRP: înregistrarea presiunii în camerele de lucru; măsurarea debitului consumat; determinarea frecvenței loviturilor; stabilirea energiei de lovire; studiul influențelor exercitate de concepția MPRP (variante constructivă), lungimea cursei, volumul camerelor de lucru, aria duzei de alimentare/golire; determinarea coeficientului de debit la trecerea prin orificiile motorului; fixarea parametrilor regimului de foraj. Beneficiind de mijloacele moderne de calcul (concret utilizarea modulului Simscape din Matlab [15]) a fost îmbunătățit studiul în faza de realizare a prototipului, prin construcția unor modele virtuale ale MPRP. Un punct important al cercetării constă în utilizarea rezultatelor obținute pe modele experimentale la construirea altor variante

funcționale; extinderea se face pe baza elementelor de teoria similitudinii, aspecte care vor fi dezvoltate în cele ce urmează.

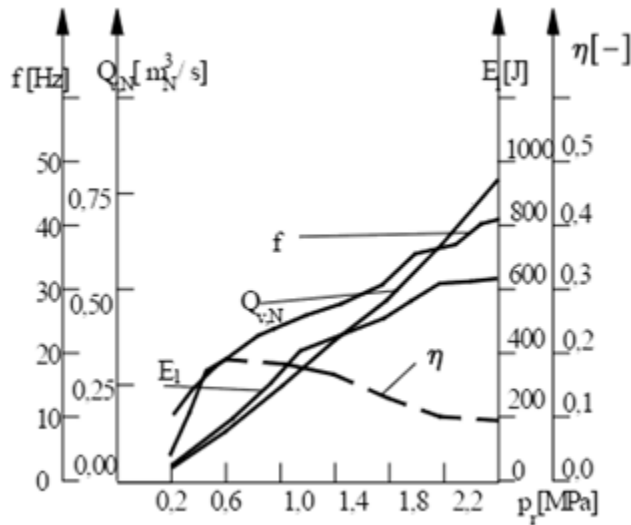


Fig. 3. Performanțele motorului pneumatic roto-percutant: f –frecvența;  $Q_{vN}$  – debitul de aer prin motor în condiții normale;  $E_1$  – energia de lovire;  $\eta$  – randamentul.

Conceptele referitoare la teoria similitudinii sunt bine cunoscute. În continuare o să expunem pe scurt modul în care s-a procedat. Se utilizează următoarele axiome [ 2,6]:

- 1) în mecanica fluidelor există trei mărimi fizice fundamentale: lungimea L, masa M și timpul T;
- 2) raportul mărimilor fizice derivate, în două cazuri diferite nu depinde de alegerea unităților fundamentale folosite pentru determinarea mărimilor fizice derivate;
- 3) dacă variația unităților de măsură ale unor mărimi fizice fundamentale determină variația unei mărimi fizice derivate atunci există o funcție și numai una care realizează corespondența dintre mărimile fundamentale respective și cea

derivată. Utilizarea axiomelor 1-3 permite enunțarea următoarelor teoreme:

Th1) fiecare mărime fizică derivată poate fi exprimată sub forma unui produs dintr-o constantă  $k$  și puteri ale mărimilor fizice fundamentale:

$$A = k \cdot L^a \cdot M^b \cdot T^c \quad . \quad (1)$$

Th2) dacă  $A_1, A_2, A_3$  sunt trei mărimi fizice derivate și expresiile lor în raport cu mărimile fizice fundamentale L, M, T:

$$\begin{aligned} A_1 &= k_1 \cdot L^{a_1} \cdot M^{b_1} \cdot T^{c_1} \\ A_2 &= k_2 \cdot L^{a_2} \cdot M^{b_2} \cdot T^{c_2} \\ A_3 &= k_3 \cdot L^{a_3} \cdot M^{b_3} \cdot T^{c_3} \quad , \end{aligned} \quad (2)$$

iar condiția necesară și suficientă pentru a alege pe  $A_1, A_2, A_3$  ca mărimi fundamentale este:

$$\Delta = \begin{vmatrix} a_1 & b_1 & c_1 \\ a_2 & b_2 & c_2 \\ a_3 & b_3 & c_3 \end{vmatrix} \neq 0. \quad (3)$$

Utilizând această teoremă se pot exprima mărimile fizice fundamentale L, M, T și prin intermediul acestora expresiile oricărei mărimi derivate. Astfel:

$$L = k_L \cdot A_1^{\alpha_1} \cdot A_2^{\beta_1} \cdot A_3^{\gamma_1} \quad , \quad M = k_M \cdot A_1^{\alpha_2} \cdot A_2^{\beta_2} \cdot A_3^{\gamma_2} \quad , \quad T = k_T \cdot A_1^{\alpha_3} \cdot A_2^{\beta_3} \cdot A_3^{\gamma_3} \quad (4)$$

cu

$$\alpha_1 = \frac{1}{\Delta} \begin{vmatrix} b_2 & c_2 \\ b_3 & c_3 \end{vmatrix}, \alpha_2 = \frac{1}{\Delta} \begin{vmatrix} b_1 & c_1 \\ b_3 & c_3 \end{vmatrix}, \alpha_3 = \frac{1}{\Delta} \begin{vmatrix} b_1 & c_1 \\ b_2 & c_2 \end{vmatrix}, \beta_1 = \frac{1}{\Delta} \begin{vmatrix} a_2 & c_2 \\ a_3 & c_3 \end{vmatrix}, \beta_2 = \frac{1}{\Delta} \begin{vmatrix} a_1 & c_1 \\ a_3 & c_3 \end{vmatrix},$$

$$\beta_3 = \frac{1}{\Delta} \begin{vmatrix} a_1 & c_1 \\ a_2 & c_2 \end{vmatrix}, \gamma_1 = \frac{1}{\Delta} \begin{vmatrix} a_2 & b_2 \\ a_3 & b_3 \end{vmatrix}, \gamma_2 = \frac{1}{\Delta} \begin{vmatrix} a_1 & b_1 \\ a_3 & b_3 \end{vmatrix}, \gamma_3 = \frac{1}{\Delta} \begin{vmatrix} a_1 & b_1 \\ a_2 & b_2 \end{vmatrix} \quad (5)$$

Th3) orice relație completă  $f(A_1, A_2, \dots, A_p) = 0$  între mărimile  $A_1, A_2, \dots, A_p$  care determină un fenomen poate fi scrisă sub forma :

$$\varphi(\pi_1, \pi_2, \dots, \pi_{p-q}) = 0 \quad , \quad (6)$$

unde mărimile  $\pi_i$  sunt produse adimensionale, independente între ele, formate cu mărimile  $A_1, A_2, \dots, A_p$ , iar  $q$  este rangul matricei:

$$\begin{vmatrix} a_1 & a_2 & \dots & a_p \\ b_1 & b_2 & \dots & b_p \\ c_1 & c_2 & \dots & c_p \end{vmatrix} \quad (7)$$

Studierea motoarelor pneumatice poate fi descrisă cu ajutorul următoarelor nouă mărimi:  $p$  – presiunea,  $A_1$ ;  $D$  – diametrul pistonului percutant considerat ca element de referință pentru elementele geometrice din construcția motorului (toate sunt raportate la acesta),  $A_2$ ;  $\rho$  – densitatea gazului,  $A_3$ ;  $v$  – viteza pistonului în momentul impactului cu suportul sapei,  $A_4$ ;  $\dot{m}$  – debitul masic de gaz,  $A_5$ ;  $f$  – frecvența loviturilor pistonului,  $A_6$ ;  $E_l$  – energia de lovire a pistonului,  $A_7$ ;  $m_p$  – masa pistonului,  $A_8$ ;  $P$  – puterea sistemului de percuție,  $A_9$ ; primele trei mărimi au fost alese mărimi de bază. Formăm matricea dimensională:

	$A_1$	$A_2$	$A_3$	$A_4$	$A_5$	$A_6$	$A_7$	$A_8$	$A_9$
L	-1	1	-3	1	0	0	2	0	2
M	1	0	1	0	1	0	1	1	1
T	-2	0	0	-1	-1	-1	-2	0	-3

și considerând mărimile de bază presiunea, diametrul exterior al pistonului și densitatea

fluidului de lucru (aer) obținem determinantul de rang:  $\Delta = \begin{vmatrix} -1 & 1 & -3 \\ 1 & 0 & 1 \\ -2 & 0 & 0 \end{vmatrix} = -2 \neq 0$ . Rangul

matricei dimensionale fiind trei se pot alcătui cu ajutorul celor nouă mărimi introduse anterior șase criterii de similitudine ( $i = 4,9$ ):  $\pi_{i-3} = p^\alpha \cdot D^\beta \cdot \rho^\gamma \cdot A_i^\delta$ . Mărimile  $A_i$  sunt exprimate prin relația dimensională:  $A_i = L^{a_i} \cdot M^{b_i} \cdot T^{c_i}$  iar ecuațiile dimensionale ale criteriilor  $\pi$  sunt:

$$\pi_{i-3} = L^0 \cdot M^0 \cdot T^0 = (L^{-1} \cdot M^1 \cdot T^{-2})^{\alpha_i} \cdot (L^1 \cdot M^0 \cdot T^0)^{\beta_i} \cdot (L^{-3} \cdot M^1 \cdot T^0)^{\gamma_i} \cdot (L^{a_i} \cdot M^{b_i} \cdot T^{c_i})^{\delta_i}$$

Rezultă ecuațiile:

$$\begin{cases} -\alpha_i + \beta_i - 3\gamma_i + a_i\delta_i = 0 \\ \alpha_i + \gamma_i + b_i\delta_i = 0 \\ -2\alpha_i + c_i\delta_i = 0 \end{cases} ,$$

astfel pot fi calculate rapoartele mărimilor constructiv funcționale ale modelului (indicele  $m$ ) și prototipului:

$$\frac{p_m}{p} = \frac{v_m^2 \rho_m}{v^2 \rho} , \pi_1 = \frac{p}{\rho \cdot v^2} , \quad (8)$$

$$\frac{\dot{m}_m}{\dot{m}} = \frac{D_m^2}{D^2} \sqrt{\frac{p_m \cdot \rho}{p \cdot \rho_m}} , \pi_2 = \frac{p \cdot D^4}{\rho \cdot \dot{m}^2} , \quad (9)$$

$$\frac{f_m}{f} = \frac{D}{D_m} \sqrt{\frac{p_m \cdot p}{\rho_m \cdot \rho}} , \pi_3 = \frac{p}{D^2 \cdot \rho \cdot f^2} , \quad (10)$$

$$\frac{E_{lm}}{E_l} = \frac{p_m \cdot D_m^3}{p \cdot D^3} , \pi_4 = \frac{p \cdot D^3}{E_l} , \quad (11)$$

$$\frac{m_{pm}}{m_p} = \frac{\rho_m \cdot D_m^3}{\rho \cdot D^3} , \pi_5 = \frac{\rho \cdot D^3}{m_p} , \quad (12)$$

$$\frac{P_m}{P} = \frac{D_m^2}{D^2} \frac{p_m}{p} \sqrt{\frac{p_m \cdot \rho}{p \cdot \rho_m}} , \pi_6 = \frac{\rho \cdot P^2}{D^4 \cdot p^3} . \quad (13)$$

Aceste relații pot fi utilizate la aprecierea comportării MPRP la modificarea elementelor geometrice și a parametrilor aerului utilizat la alimentarea motorului. Câteva dintre performanțele unui MPRP determinate pe baza criteriilor de similitudine stabilite anterior și a datelor experimentale de pe model sunt redată în fig. 3. Scările alese pentru transpunerea modelului au fost: geometrică 1/5 și pentru presiunile de lucru 1/2. Deci varianta industrială executată are gabaritul de cinci ori mai mare și se vor utiliza presiuni de două ori mai mari ca pe model. Cu aceste valori pentru scări, masa pistonului la varianta industrială este  $m_p = 34$  kg, iar diametrul pistonului  $D = 150$  mm. Presiunea la ieșirea din motor are o importanță deosebită referitoare la funcționarea motorului și la debitul de aer consumat. (testele au fost efectuate la presiunea de ieșire 1,013 bara). Randamentul motorului s-a calculat cu formula:

$$\eta = \frac{E_l \cdot f}{p \cdot Q_{vN}} . \quad (14)$$

### 3. CONCLUZII

Cercetările inițiate au permis formularea următoarelor concluzii:

- ✓ Caracteristica MPRP care exprimă legătura dintre energia de lovire și frecvența loviturilor arată specificul acestui motor (de a aplica lovituri) deosebindu-se de caracteristica motoarelor hidraulice (turbina de foraj sau motorul elicoidal), fig. 4.
- ✓ Studiul experimental pe modele este deosebit de util în verificarea unor idei și obținerea de informații.
- ✓ Au fost stabilite criteriile de similitudine specifice MPRP.

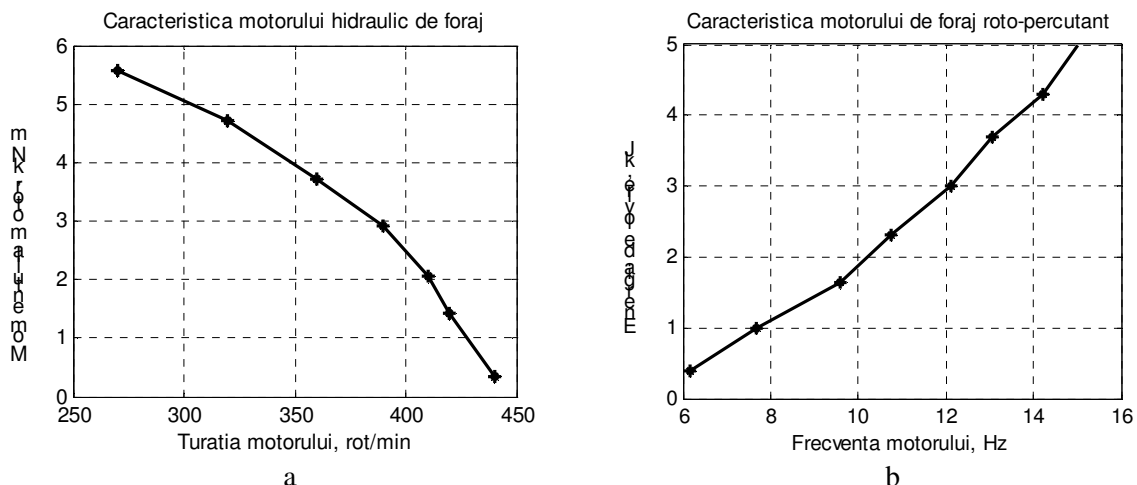


Fig. 4. Caracteristicile motoarelor de foraj de adâncime: a) caracteristica motoarelor hidraulice; b) caracteristica motoarelor pneumatice.

- ✓ Se poate anticipa necesarul energetic al instalației, concretizat în parametrii compresorului utilizat. Deși randamentul MPRP este destul de scăzut v. fig. 3, acesta compensează prin rapiditatea pe care o asigură forajului. Necesarul de aer pentru acționarea MPRP este sub 20 % din total, restul cantității de aer furnizată de compresor (împreună cu aerul care trece prin motor) este folosită la curățarea găurii de sondă asigurând viteza ascensională necesară ridicării particulelor de detritus. Acest aer este trecut direct în gaura de sondă prin duze centrale. În medie viteza ascensională este de 12- 14 m/s în spațiul inelar [1]. Dacă se dorește colectarea particulelor de detritus în scopul analizei acestora se pot folosi prăjini duble ca în fig. 1,c sau 2,a.
- ✓ Procedeul expus mai sus a permis realizarea unor MPRP funcționale în varianta industrială evitându-se greșelile unor constructori care au realizat astfel de motoare inutilizabile în practică.
- ✓ Există variante de motoare hidraulice roto-percutante cu frecvențe mult mai mari (150-200 Hz) greu de imaginat pentru dispozitivele mecanice, dar numai de suprafață, folosite cu bune rezultate în minerit [7,13].
- ✓ Contrapresiunea din gaura de sondă (presiunea necesară ridicării detritusului la suprafață are un rol important în evaluarea performanțelor pe modele și în aprecierea comportării întregii instalații de foraj.

- ✓ Reglarea debitului necesar pentru circulație prin intermediul duzelor centrale constituie un alt obiectiv al testelor experimentale [5] în vederea asigurării continuității regimului de foraj.

## REFERINȚE

- [1] **A.M. ANSARI, Ș.A.**, „*A Comprehensive Mechanistic Model for Upward Two Phase Flow in Wellbores*”, SPE Productions and Facilities, May, 1994.
- [2] **J. FLOREA, V. PANAITESCU**, „*Mecanica Fluidelor*”, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1979.
- [3] **IONESCU, M., NICOLESCU Ș.** *Tehnologia forării sondelor*, Editura Universității Petrol Gaze din Ploiești, 2003.
- [4] **PANĂ I.** „*Aspects regarding numerical modelling of air drilling*”, în lucrările celei de a XXX-a sesiunii de comunicări științifice cu participare internațională „Modern Tehnologies in the 21th Century, Academia tehnică militară, secțiunea mecanică aplicată, publicate de CD, ISBN 973-640-012-3, 6-7 noiembrie, 2003.
- [5] **PANĂ I.** „*Using the Control Tube for Additional Flushing in Down the Hole Hammer Drilling*”, Analele Universității Maritime din Constanța, Anul IX, vol. 11, p. 181-184, Constanța 2008.
- [6] **SANDOR, L., BRÂNZAȘ, P., RUS, I.** „*Transmisii hidrodinamice*”, Editura Dacia, Cluj Napoca, 1990.
- [7] \*\*\* „*Documentație tehnică ciocane roto-percutante*”, firmele: Holman, Krupp, Atlas Copco, Boart Ltd., Mission, 1995-2010.
- [8] \*\*\* „*Documentație tehnică instalații de foraj apă și instalații pneumatice în subteran*”, firma I.P.C.U.P. Ploiești, 1995-2009.
- [9] \*\*\* „*Documentație tehnică instalații de foraj*”, firma Ingersoll Rand, 1995-2008.
- [10] \*\*\* *Composite Catalog of Oil Field . Equipment and Service*, USA 1980 - 2001.
- [11] \*\*\* *Journal Petroleum Technology* , Magazine . USA , 1990 - 2008.
- [12] \*\*\* *Petroleum Engineer* . Magazine. USA , 1996 - 2008.
- [13] \*\*\* *World Oil* , Magazine . USA , 1994 - 2009.
- [14] \*\*\* *Oil and Gas Journal* , Magazine . USA , 1993 -2009 .
- [15] \*\*\* *Matlab R 2010a*, MathWorks Corporation, Product Help, 2010.