



(12) CERERE DE BREVET DE INVENȚIE

(21) Nr. cerere: a 2010 01230

(22) Data de depozit: 29.11.2010

(41) Data publicării cererii:  
30.05.2012 BOPI nr. 5/2012

(71) Solicitant:  
• UNIVERSITATEA TEHNICĂ "GHEORGHE  
ASACHI" DIN IAȘI,  
BD. PROF. D. MANGERON NR. 67, IAȘI, IS,  
RO

(72) Inventatori:  
• ALEXANDRESCU AURORA,  
STR. CARPATI, AP. 14, BL. 912A, SC B,  
AP. 6, IAȘI, IS, RO

(54) METODĂ DE OPTIMIZARE A SISTEMELOR HIDRAULICE  
PENTRU ALIMENTĂRI CU APĂ

(57) Rezumat:

Invenția se referă la o metodă de optimizare a sistemelor hidraulice pentru alimentări cu apă, utilizată în domeniul proiectării și construcției de pompe, a componentelor și a echipamentelor de automatizare specifice alimentărilor cu apă potabilă și uzată. Metoda conform invenției urmărește să formuleze o metodologie de stabilire a parametrilor optimi de dimensionare și exploatare a stațiilor de pompare utilizate în alimentările cu apă potabilă și industrială, și să asigure un consum optim de energie electrică pe durata de serviciu a amenajării, ținând seama de analiza legăturilor dintre parametrii constructivi și funcționali, consumurile anuale de energie electrică și cantitatea de energie electrică înglobată în amenajarea sistemelor hidraulice,

urmărindu-se generalizarea soluțiilor de sporire a eficienței energetice și economice a pomparei apei în stațiile de pompare prin maximizarea randamentului global și asigurarea minimizării consumului total de energie electrică necesar alimentării cu apă prin conducte sub presiune, în condițiile respectării restricțiilor impuse de complexul stație de pompare - rețele de conducte - consumatori și reducerea prețului metrului cub de apă furnizat consumatorilor industriali și casnici, concomitent cu reducerea consumului de energie electrică.

Revendicări: 3



OFICIUL DE STAT PENTRU INVENȚII ȘI MĂRCI	
Cerere de brevet de invenție	
Nr. a	2010 01230
Data depozit	28-11-2010

## METODĂ DE OPTIMIZARE A SISTEMELOR HIDRAULICE PENTRU ALIMENTĂRI CU APĂ

Metoda de optimizare a sistemelor hidraulice pentru alimentări cu apă poate fi utilizată în domeniul proiectării și construcției de pompe, a componentelor și a echipamentelor de automatizare specifice alimentărilor cu apă potabilă și uzată.

Invenția mai poate fi utilizată în domeniul tehnic de proiectare și exploatare a captării, distribuției și consumului de apă potabilă și apă industrială.

Stadiului tehnic actual nu oferă programe de calcul care să soluționeze problemele ivite în proiectarea și exploatarea sistemelor complexe pentru alimentarea cu apă potabilă și industrială a orașelor mari și care să aibă ca efect reducerea prețului pentru  $m^3$  de apă livrat la consumatorii casnici și industriali.

Problema tehnică pe care o rezolvă invenția este reducerea prețului  $m^3$  de apă furnizat consumatorilor industriali și casnici, concomitent cu reducerea consumului de energie electrică prin:

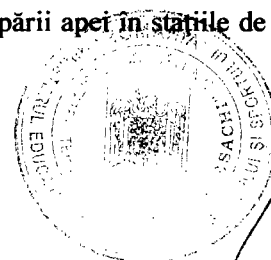
1. realizarea modelării matematice pentru optimizarea constructivă, energetică și funcțională a sistemelor inteligente de transport a apei potabile și industriale.
2. Elaborarea unor metode originale de optimizare a sistemelor hidraulice pentru alimentări cu apă potabilă și industrială din marile aglomerări urbane, care să furnizeze parametrii optimi de funcționare cu preț de cost minim și randament maxim.

Avantajele acestei invenții sunt următoarele:

- invenția formulează o metodologie originală de stabilire a parametrilor optimi de dimensionare și exploatare a stațiilor de pompare și a rețelelor de transport distribuție utilizate în sistemele hidraulice pentru alimentări cu apă potabilă și industrială.

- Invenția asigură minimizarea consumului specific total de energie electrică necesar în sistemele hidraulice complexe pentru alimentări cu apă pe durata de serviciu a amenajării și condițiile în care poate fi obținut.

- Invenția realizează creșterea eficienței energetice și economice a pomparii apei în stațiile de pompare pentru alimentări cu apă potabilă și industrială.



- Invenția are ca rezultat proiectarea optimă din punct de vedere energetic și funcțional a sistemelor hidraulice pentru alimentări cu apă potabilă și industrială, metodologia propusă permițând o reducere cu cca. (10 ÷ 15) % a consumului de energie electrică.

Se dau în continuare trei exemple de realizare a invenției:

Exemplul 1. Soluție tehnică pentru determinarea echipării optime a unei stații de pompare pentru alimentări cu apă

Eficiența energetică și economică a unei aducțiuni prin pompare este condiționată de alegerea corectă a utilajului de pompare folosit și de modul eficient de exploatare a sistemului hidraulic. Performanțele cele mai bune se obțin atunci când, pentru a acoperi cerințele utilizatorului, pompele lucrează în regimuri de funcționare cu randamente situate în vecinătatea randamentului lor maxim. Echiparea stației de pompare trebuie să se bazeze pe o cunoaștere cât mai bună a caracteristicilor funcționale ale respectivei aducțiuni, respectiv a relațiilor dintre debitul transportat și energia specifică hidraulică ce trebuie cedată acestuia de către pompe, în diferite configurații de exploatare a ansamblului. Strânsa legătură dintre caracteristicile funcționale ale generatoarelor hidraulice și geometria acestora face ca cerințele rețelei să fie asigurate în cele mai bune condiții prin utilizarea unui tip bine precizat de turbopompă, ale cărei caracteristici geometrice principale corespund caracteristicilor funcționale pe care trebuie să le realizeze. Această invenție prezintă o metodă de determinare a tipului de turbopompă ce urmează a fi folosită pentru a asigura parametrii ( $Q, H$ ) ceruți de rețea și a principalelor caracteristici geometrice ale acesteia. În situația în care industria nu produce tipul necesar de pompă, se poate apela la un program de calcul automat, care va stabili geometria unui nou rotor, care să satisfacă parametrii doriți, (programul de calculator EQUIPOPTIM, realizat în MatLab 7.1).

Constantele de trasaj permit legarea directă a mărimilor caracteristice regimului nominal ce trebuie realizat ( $Q_0, H_0$ ) de geometria rotorului și de elementele triunghiului de viteze asociate celor două suprafețe de control ale rotorului, (de intrare și de ieșire din rotor); folosirea lor este fundamentată pe modelarea hidraulică a turbomașinilor și pe prelucrarea experimental - statistică a observațiilor și măsurărilor asupra realizărilor anterioare. Stabilirea tipodimensiunii de turbopompă ce urmează a fi folosită pentru a asigura parametrii  $Q$  și  $H$  dați, ( $Q = (1,05 \div 1,1) \cdot Q_0$ ), devine o problemă de optimizare, a cărei funcție obiectiv este limitarea abaterii randamentului față de valoarea sa maximă – corespunzătoare debitului prelucrat - la o fracțiune  $\alpha = (0,01 \div 0,03)$ , considerată acceptabilă din punct de vedere energo - economic:

$$(1) \quad \Delta\eta = 0,29 \cdot \left( \lg \frac{45}{n_4} \right)^2 \leq \alpha,$$

în condițiile respectării restricțiilor impuse de necesitatea asigurării cerințelor rețelei, de corelare a turației de acționare cu turația mașinii electrice alimentate în curent alternativ, trifazat cu frecvența standard de 50 Hz, precum și de utilizarea unor valori corespunzătoare ale unghiurilor de intrare  $\beta_1 =$



( $12^\circ \div 20^\circ$ ) și de ieșire a paletelor rotorice  $\beta_2 = (14^\circ \div 36^\circ)$ . La determinarea turației de acționare se ține seama de frecvența de rotație care, dacă este mai mare, conduce la o reducere a gabariturii pompei și prin aceasta, a costului său, ca și la folosirea unor motoare electrice mai economice (număr mai redus de perechi de poli  $p$ ). Pentru a asigura parametrii de calcul ( $Q_o, H_o$ ) printr-o transformare energetică cu randament maxim, turația de acționare trebuie să aibă valoarea de calcul:

$$(2) \quad n_c = 45 \cdot Q^{-\frac{1}{2}} \cdot H^{\frac{3}{4}}; \quad p_c = \frac{3000}{45} \cdot Q^{\frac{1}{2}} \cdot H^{-\frac{3}{4}},$$

care conduce la un motor electric cu un număr de poli  $p = \text{INT}(p_c)$  și o turație nominală  $n_o$  dată de relația:

$$(3) \quad n_o = \frac{3000}{p} = \frac{3000}{\text{INT}(p_c)}; \quad p = \text{INT}\left(\frac{3000}{n_c}\right).$$

Parametrii funcționali ce trebuie asigurați de pompa acționată cu turația  $n_o$  conduc la o turație specifică a mașinii  $n_{qo}$  de forma:

$$(4) \quad n_q = n_{qo} \cdot \frac{i^{\frac{3}{4}}}{r^{\frac{1}{2}}}; \quad n_{qo} = n \cdot Q_o^{\frac{1}{2}} \cdot H_o^{\frac{3}{4}}.$$

Turația specifică  $n_q$  din relația (4) trebuie să satisfacă condiția (1), adică:

$$(5) \quad \frac{n_{qo}}{45 \cdot 10^{\sqrt{\frac{\alpha}{0,29}}}} \leq \frac{\sqrt{r}}{i^{\frac{3}{4}}} \leq \frac{10^{\sqrt{\frac{\alpha}{0,29}}}}{45} \cdot n_{qo}.$$

Introducând notațiile:  $b = \frac{1}{45 \cdot 10^{\sqrt{\frac{\alpha}{0,29}}}}$ ;  $R = \frac{\sqrt{r}}{i^{\frac{3}{4}}}$ ;  $a = \frac{10^{\sqrt{\frac{\alpha}{0,29}}}}{45}$ , relația (5) devine:

$$(6) \quad b \cdot n_{qo} \leq R \leq a \cdot n_{qo}.$$

În cazul când:

$$(7) \quad a \cdot n_{qo} \geq 1$$

turbopompa va avea un singur etaj ( $i = 1$ ), urmând ca rotorul său să prezinte  $r = 1$  sau  $r = 2$  intrări, după cum este sau nu satisfăcută inegalitatea:

$$(8) \quad b \cdot n_{qo} \leq 1.$$

În cazul când condiția (8) nu este îndeplinită, rotorul va avea două intrări (în dublu flux) și este necesară testarea condiției:

$$(9) \quad a \cdot n_{qo} \geq \sqrt{2}$$

stabilindu-se dacă mașina ce va fi aleasă prezintă un singur etaj atunci când inegalitatea (9) este îndeplinită, sau mai multe etaje – în caz contrar. Numărul de etaje pentru pompa ce satisface funcția



obiectiv a problemei de optimizare se determină, corespunzător numărului de intrări ale rotorului folosit  $r$ , din relația turației specifice a acestuia, adică din condiția  $n_q = 45$ :

$$(10) \quad i_c = \left( \frac{45 \cdot \sqrt{r}}{n_{q0}} \right)^{\frac{4}{3}},$$

cu observația că:  $i_1 \leq i_c \leq i_2$ ,  $i_{1,2} \in N$ , urmând a fi ales acel număr de etaje care conduce la minimul abaterii  $\Delta\eta$ :

$$(11) \quad i = \{i_1, i_2 / \min(\Delta\eta_k), k = 1, 2\} \text{ cu: } \Delta\eta_k = \left( \lg \frac{45}{n_{qk}} \right)^2; n_{qk} = n_{q0} \cdot \frac{i^{\frac{3}{4}}}{\sqrt{r}}.$$

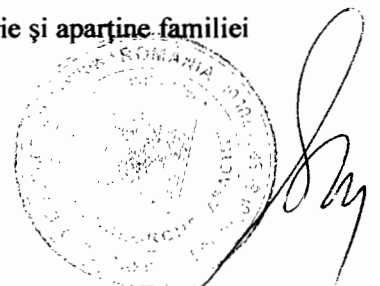
Dimensiunea mașinii hidraulice - caracterizată în această fază prin diametrul  $D_o$  al gurii de aspirație a rotorului, se determină ținând seama că la rotoarele radiale unghiul  $\beta_i$  crește pe măsura scăderii rapidității, pentru a se evita obținerea unor canale prea lungi și înguste. Pentru determinări concrete, calculele pot fi automatizate, folosind un program de calculator EQUIPOPTIM. Pentru a se putea sesiza influența abaterii de la valorile optime ale mărimilor determinate  $n$ ,  $r$ ,  $i$ , precum și a diferitelor unghiuri de intrare  $\beta_i$ , programul întocmit permite evaluarea caracteristicilor rotorului rezultat  $n_q$ ,  $k$ ,  $\eta_{ip}$ ,  $D_o$ , dar și a principalelor elemente ale intrării  $D_i$ ,  $b_i$ ,  $\beta_i$ ; se mai pot determina puterea hidraulică maximă  $P_{max}$  și coeficientul de sarcină  $\psi$ .

Rezultatul 1 (Exemplul 1). În vederea clarificării modului de utilizare a metodei de stabilire a tipodimensiunii de turbopompă necesară în condiții date, prin rularea programelor original de calculator EQUIPOPTIM, (MatLab 7.1) se stabilesc tipul și dimensiunile caracteristice ale pompelor corespunzătoare diferitelor cerințe  $Q$ ,  $H$  și se definesc elementele geometrice corespunzătoare respectivelor rotoare. Rezultatele obținute au fost înscrise în *tabelul 1*.

*Tabel 1. Determinarea mărimilor caracteristice pentru pompa centrifugă*

$Q$ [m <sup>3</sup> /s]	H [m]	$\alpha$ [-]	$D_o$ [mm]	$D_{na}$ [mm]	$\eta_{ip}$ [%]	d [mm]	p [-]	$D_b$ [mm]	$k_p$ [-]	$D_i$ [mm]	$D_2$ [mm]
0,167	30	0,03	202	250	85,6	52	0,288	52	0,777	212	354
0,167	30	0,03	161	250	83,05	52	0,317	55	0,759	169	337
$u_2$ [m/s]	$\beta_1$ [grad]	$\beta_2$ [grad]	$b_1$ [mm]	$b_2$ [mm]	$c_{1m}$ [m/s]	$c_{2m}$ [m/s]	$c_{1u}$ [m/s]	$c_{2u}$ [m/s]	$\lambda$ [-]	$\psi_2$ [-]	$\varphi$ [-]
26,89	20	22,5	45	27	5,84	5,85	0	12,79	0,962	0,814	0,066
25,59	20	18,5	34	17	4,85	4,85	0	13,85	0,956	0,901	0,038
$n_q$ [-]	$\rho$ [-]	i [-]	r [-]	z [-]	P [kW]	n [rpm]	$k_D$ [-]	$Q_r$ [m <sup>3</sup> /s]	$H_r$ [m]	k [-]	$u_1$ [m/s]
47,45	0,76	1	1	9	73,6	1450	0,599	0,175	30	0,895	16,10
33,5	0,72	2	1	7	75,9	1450	0,501	0,088	30	0,631	12,83

În condițiile acceptării unei variații a randamentului intern, față de valoarea maximă corespunzătoare debitului prelucrat de 0,03 se studiază două variante de rotor, în simplu și dublu flux. Randamentul soluției alternative se încadrează în limitele impuse și mai mult, pompa mono-etajată cu rotor în dublu flux de tip radial - normal și  $D_{na}$  250 este produsă în serie și aparține familiei RDS 250 - 200, acționată la o turație de 1450 rot/min.



Metoda de optimizare prezentată este corectă și ajută la alegerea tipului optim de turbopompă centrifugă, cu precizarea valorilor elementelor geometrice ale rotorului, precum și a valorilor parametrilor funcționali pe care pompa le oferă în condiții cerute de rețeaua de transport – distribuție și de consumatori.

Exemplul 2. Soluții tehnice pentru determinarea diametrelor optime pentru rețeaua de conducte și al numărului optim de comunicații pentru colector

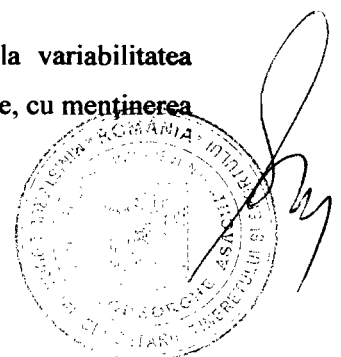
Experiența acumulată în proiectarea și exploatarea stațiilor de pompare, precum și posibilitatea utilizării tehnicii moderne de calcul electronic, permit îmbunătățirea metodelor de optimizare a liniilor de refulare, astfel încât să se ia în considerare și aspecte neglijate de metodele întâlnite curent în literatura de specialitate:

- posibilitatea ca refularea stației de pompare să se realizeze prin mai multe conducte forțate.
- Influența variației debitului asupra coeficientului pierderilor de sarcină distribuite.
- Importanța factorului timp în aprecierea influenței eficienței economice a investițiilor.
- Variabilitatea pronunțată a regimurilor de exploatare.

Profitabilitatea activității de distribuție a apei depinde în principal de relațiile în care se găsește capacitatea de servire și costurile determinate de prestarea serviciului, de volumul de apă distribuit și de prețul ce poate fi obținut prin prestarea efectivă a acestuia. Prețul  $m^3$  de apă depinde de valoarea investiției necesare, de consumul specific de energie electrică pentru pompare, de prețul unitar al energiei electrice și de volumul de apă facturat lunar. Proiectarea sistemelor hidraulice de alimentare cu apă, măsurile de reabilitare și de modernizare a lor trebuie fundamentată pe rezultatele unor studii de piață care să stabilească în mod realist volumele de apă ce vor putea fi distribuite și facturate lunar. Cerințele de apă actuale și de perspectivă se determină pe baza prelucrării datelor de exploatare existente și a luării în considerare a tendințelor manifestate în consumul de apă, atât în țară, cât și pe plan mondial.

Invenția stabilește măsurile necesare pentru minimizarea consumului specific de energie electrică, a cheltuielilor de exploatare și estimează cerințele de apă actuale și de perspectivă prin prelucrarea datelor de exploatare existente și prin luarea în considerare a principalelor caracteristici optime ale transportului prin pomparea apei, în situația dată:

- diametrul optim  $Dn_{opt}$  al conductelor de refulare ce trebuie să vehiculeze debitul cerut de sistemul hidraulic, respectiv debitul optim  $Q_{opt}$  ce poate fi transportat pe aducțiunea de caracteristici date;
- tipo - dimensiunea optimă de pompă care poate asigura vehicularea debitului  $Q_p$ , sub sarcina corespunzătoare  $H_p$ , cu cel mai ridicat randament  $\eta$ , adoptat ca randament de referință în selectarea ofertelor;
- modalitatea optimă de adaptare a funcționării instalației de pompare la variabilitatea cerințelor utilizatorilor, respectiv oportunitatea folosirii unor capacități de compensare, cu menținerea



sub presiunea normală de regim a rețelei servite, pentru a reduce factura energetică a sistemului prin evitarea pompării în perioada de vârf a curbei de sarcină a sistemului energetic.

Mărimea consumului de energie este determinată de energia înglobată, de consumul operațional de energie folosit pentru funcționarea sistemului și de consumul operațional de energie necesar pentru întreținerea și conducerea exploatării. Energia înglobată se determină ca produs între volumul lucrărilor de construcții montaj și un consum unitar echivalent de energie. Consumul operațional de energie pentru funcționarea sistemului este dat de produsul dintre volumul de apă prelucrat și consumul de energie, aferent acestei lucrări, adică transportului și distribuției apei în rețeaua pentru alimentări cu apă. Consumul operațional de energie pentru întreținerea și conducerea exploatării se asimilează cheltuielilor anuale corespunzătoare lucrărilor efectuate și se determină ca o parte din energia înglobată, ce corespunde cheltuielilor anuale.

În baza prelucrării datelor relative la dependența dintre investiția în stațiile de pompare proiectate și executate deja și puterea instalată a acestora, se poate stabili o relație de forma:

$$(12) \quad I_p = I_{po} + i_p N_i, \text{ [lei]}$$

în care  $I_{po}$ ,  $i_p$  sunt constante determinate prin metoda celor mai mici pătrate;  $N_i$  este puterea instalată în stația de pompare pentru transportul apei, adică puterea necesară pentru acoperirea pierderilor de sarcină pe linia de refulare. Prin prelucrarea datelor relative la dependența dintre investiția în rețeaua de conducte date în exploatare și diametrul lor nominal, se poate stabili o relație de forma:

$$(13) \quad I_R = n \cdot L \cdot (i_o + b \cdot D^{\alpha'}), \text{ [lei]},$$

în care:  $n$  este numărul firelor de refulare ale stației de pompare;  $L$  este lungimea liniei de refulare,

[m];  $D$  este diametrul nominal al liniei de refulare și poate fi scris sub forma  $D = \left( \frac{m \cdot Q'}{J} \right)^{\frac{1}{\beta'}}$ , [m];

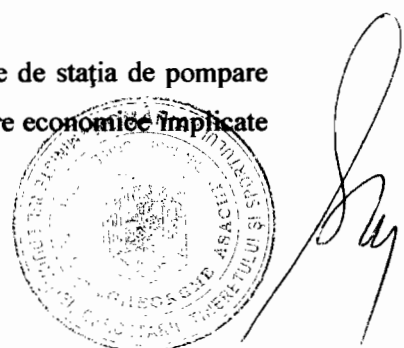
$i_o$ ,  $b$ ,  $\alpha'$  sunt parametri determinați prin metoda celor mai mici pătrate pe baza prelucrării datelor menționate mai sus.

Ținând seama că prețul unitar al energiei electrice este diferențiat în perioada de vârf a curbei de sarcină a sistemului energetic național față de perioada de bază, în funcție de numărul de ore de funcționare zilnică a stației de pompare care determină consumul în orele de vârf, prețul mediu unitar  $p_o$  va fi calculat cu următoarea ecuație:

$$(14) \quad p_o = p_b \cdot [1 + v_p \cdot (m_v - 1)], \quad v_p = \frac{t_{vp}}{t_p}, \quad m_v = \frac{p_v}{p_b},$$

în care:  $t_p$  este durată medie zilnică a pompării apei [ore/zi];  $t_{vp}$  este durată medie zilnică de pompare în perioada de vârf a curbei de sarcină a S.E.N. [ore/zi];  $p_v$  este prețul unitar al energiei “de vârf”, [lei/kWh];  $p_b$  reprezintă prețul unitar al energiei “de bază”, [lei/kWh].

Cota cheltuielilor medii anuale actualizate de energie electrică generate de stația de pompare  $a''_p$  trebuie să țină seama de ratele diferite de dezvoltare ale diverselor sectoare economice implicate



în analiză și raportează cheltuielile la același moment, darea în exploatare a amenajării. Cota cheltuielilor medii anuale va fi determinată de cheltuielile anuale generate de recuperarea investiției în stația de pompare, de cheltuielile determinate de reparațiile curente și de reparațiile capitale:

$$(15) \quad a_p^i = a_p^j + \frac{1}{T_r}; \quad a_p^j = a_p \cdot \frac{\sum_{k=1}^t \left( \frac{1+u_a}{1+r} \right)^k}{\sum_{k=1}^t \left( \frac{1+u_e}{1+r} \right)^k}; \quad T_r = \sum_{k=1}^t \left( \frac{1+u_e}{1+r} \right)^k$$

S-au folosit următoarele notații:  $a_p$  este cota cheltuielilor anuale generate de stația de pompare;  $u_a$  este rata dezvoltării medii anuale a sectorului de alimentări cu apă, (indicele mediu estimat al creșterii anuale a prețului unitar al energiei);  $u_e$  reprezintă rata dezvoltării medii anuale a sectorului energetic;  $r$  este rata de actualizare, echivalentă cu dobânda medie acordată de băncile comerciale;  $T_r$  este durata normată de existență a amenajării analizate.

Cota cheltuielilor medii anuale actualizate generate de linia de refulare  $a''_R$  determină cheltuielile anuale legate de recuperarea investiției în conductele de refulare, în reparațiile capitale și în reparațiile curente la conductele ce alcătuiesc liniile de refulare ale stației de pompare. Toate aceste cheltuieli se raportează la momentul dării în funcțiune a acestora prin luarea în considerare a ratelor de dezvoltare diferite ale sectoarelor implicate în analiză:

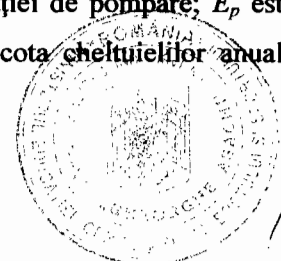
$$(16) \quad a''_R = a'_R + \frac{1}{T_r}; \quad a'_R = a_R \cdot \frac{\sum_{k=1}^t \left( \frac{1+u_c}{1+r} \right)^k}{\sum_{k=1}^t \left( \frac{1+u_e}{1+r} \right)^k}$$

În relațiile (15) și (16) s-au folosit următoarele notații:  $a_R$  este cota cheltuielilor anuale generate de conductele de refulare;  $u_c$  este indicele mediu de creștere anuală a prețurilor unitare ce determină cheltuielile legate de liniile de refulare.

Problema de optimizare constă în găsirea acelor valori pentru parametrii funcționali ai stației de pompare, care să determine un consum specific total mediu anual minim, în condițiile respectării restricțiilor de ordin funcțional și constructiv, precum și pe cele legate de adoptarea unor dimensiuni modulare normalizate; prin valorile lor, unii dintre factori ( $D, L, J, n$ ), influențează direct s-au indirect calitatea funcționării instalațiilor, iar alții trebuie să corespundă unor valori prescrise. În consecință, trebuie căutate acele valori ale parametrilor  $D, L, J, n$  care conduc la minimul funcției obiectiv, adică la minimul funcției economice  $Z'(D,n)$ . Funcția obiectiv a problemei de optimizare este funcția economică  $Z$ , reprezentată prin următoarea relație matematică:

$$(17) \quad Z' = (a_p^i \cdot I_p + a''_R \cdot I_R) + p_o \cdot E_p(W_o) = Z_i + Z_e,$$

în care:  $I_p$  este investiția în stația de pompare pentru alimentări cu apă, (utilaj hidromecanic, construcții și instalații);  $I_R$  este investiția în conductele de refulare ale stației de pompare;  $E_p$  este consumul mediu anual de energie generat de pomparea apei;  $a''_R$  este cota cheltuielilor anuale





actualizate generate de exploatarea conductelor de refulare;  $a_p''$  este cota cheltuielilor anuale actualizate generate de exploatarea stației de pompare pentru alimentări cu apă;  $p_o$  este prețul mediu unitar al energiei electrice consumate. În baza considerentelor menționate, funcțiile economice iau formele:

$$(18.a) \quad Z' = a_p \cdot I_{p_o} + a_p' \cdot i_p \cdot \frac{k}{\eta} \cdot m \cdot \frac{Q_M^{\gamma'+1} \cdot L}{n^{\gamma'} \cdot D^{\beta'}} + a_R \cdot n \cdot L \cdot j_o + a_R' \cdot b \cdot n \cdot L \cdot D^{\alpha'} + \frac{k}{\eta} \cdot m \cdot L \cdot \frac{Q_M^{\gamma'}}{D^{\beta'} \cdot n^{\gamma'}} \cdot F \cdot \frac{W_o}{3600} \cdot p_o.$$

$$(18.b) \quad Z = a_p \cdot I_{p_o} + a_R \cdot n \cdot L \cdot j_o + J \cdot \frac{k \cdot L}{\eta} \cdot \left( a_p' \cdot i_p \cdot \frac{Q_M}{n} + \frac{F \cdot p_o \cdot W_o}{3600} \right) + a_R' \cdot b \cdot n \cdot L \cdot \left( \frac{m \cdot Q_M^{\gamma'}}{J} \right)^{\frac{\alpha'}{\beta'}}.$$

Corespunzător funcției obiectiv a procesului de optimizare soluția de amenajare optimă ( $D, n$ ) va fi determinată de valorile  $n_o$  și  $D_o$  care conduc la minimizarea funcției economice  $Z'(D, n)$ ; pentru determinarea pantei piezometrice optime  $J_o$  a rețelei de transport distribuție a apei se minimizează cheltuielilor totale medii anuale  $Z(J)$ , rezultând deci condițiile de forma:

$$(19) \quad \frac{\partial Z'}{\partial n} = 0; \quad \frac{\partial Z'}{\partial D} = 0 \quad \text{și} \quad \frac{\partial Z}{\partial J} = 0.$$

Procesul de optimizare a diametrului optim și al numărului conductelor de refulare a colectorului ține seama de relațiile (18.a) și (19) și trebuie să respecte următoarele condiții impuse de practică:

$$(20) \quad \{D, n\} \Rightarrow \min Z'(D, n); \quad n \geq 1, n \in \mathbb{N}; \quad D = D_n; \quad D_n \in \{D_{ni}, i = 1, 2, \dots\}$$

În urma calculelor rezultă următoarele expresii matematice pentru numărul optim de conducte de refulare  $n_o$  și pentru diametrul optim  $D_o$  al acestora:

$$(21.a) \quad n_o = \left[ \frac{1}{i_o} \cdot \left( \frac{\alpha' \cdot \gamma'}{\beta'} - 1 \right) \right]^{\frac{\alpha'+\beta'}{\alpha'(\gamma'+1)}} \cdot b^{\frac{\beta'}{\alpha'(\gamma'+1)}} \cdot \left( \frac{k \cdot m}{a_R \cdot \alpha' \cdot \eta} \right)^{\frac{1}{\gamma'+1}} \cdot \left( a_p' \cdot j_p + \frac{F \cdot W_o \cdot p_o}{3600 \cdot Q_M} \right)^{\frac{1}{\gamma'+1}} \cdot Q_M;$$

$$(21.b) \quad D_o = \left( \frac{k \cdot m}{a_R \cdot b \cdot \alpha' \cdot \eta} \right)^{\frac{1}{\alpha'+\beta'}} \cdot \left( a_p' \cdot j_p + \frac{F \cdot W_o \cdot p_o}{3600 \cdot Q_M} \right)^{\frac{1}{\alpha'+\beta'}} \cdot \left( \frac{Q_M}{n_c} \right)^{\frac{\gamma'+1}{\alpha'+\beta'}};$$

În calculul valorilor parametrului  $n_o$  trebuie avut în vedere că, în funcție de mărimea parametrilor  $\alpha', \beta', \gamma'$ , devine rațională adoptarea unui număr de fire  $n > 1$ , doar în cazul  $\alpha' \cdot \gamma'/\beta' > 1$ ; în caz contrar, valoarea rezultată din calcul nu are sens, fiind negativă și se alege  $n = 1$ . În cazul  $\alpha' \cdot \gamma'/\beta' > 1$ , valoarea de calcul a parametrului  $n$ , va primul număr natural superior celui efectiv rezultat din relația (20),  $n_c \in \mathbb{N}$ ,  $n_c \geq n_o$ . Introducând în relația diametrului optim valoarea  $n_c$  stabilită în prealabil, se determină o valoare a diametrului, cuprinsă în general între două diametre nominale normalizate consecutive:  $D_{n1} \leq D_o \leq D_{n2}$ . Diametrul nominal optim va corespunde diametrului normalizat care conduce la obținerea celei mai mici valori a funcției  $Z(D, n)$  calculată pentru cele două diametre  $D_{n1}$  și  $D_{n2}$ :  $D_{no} \in \{D_{n1}, D_{n2}\}$ ;  $Z(D_{no}, n_c) = \min [Z(D_{n1}, n_c), Z(D_{n2}, n_c)]$



Prin utilizarea *relațiilor* (18.b) și (19) se dimensionează rețeaua de conducte de transport - distribuție, obținându-se o pantă piezometrică optimă  $J_o$  pentru fiecare tronson al rețelei, în condițiile realizării unui consum specific total de energie electrică minim și un randament maxim al sistemului hidraulic:

$$(21.c) \quad J_o = \left[ \frac{\alpha' \cdot \eta \cdot a_R \cdot b \cdot n \cdot L}{\beta' \cdot k \cdot L \cdot \left( a_p \cdot i_p \cdot \frac{Q_M}{n} + \frac{F W_o \cdot P_o}{3600} \right)} \right]^{\frac{\beta'}{\alpha' + \beta'}} \cdot (m \cdot Q_M^{\gamma'})^{\frac{\alpha'}{\alpha' + \beta'}}$$

Rezultatul 1 (Exemplul 2). Prin prelucrarea statistico - matematică a datelor relative la proiectarea, execuția și exploatarea stațiilor de pompare pentru alimentări cu apă, au rezultat următoarele valori concrete ale parametrilor modelului de optimizare:

- Caracteristicile economice ale stației de pompare:  $I_{po} = 250 \cdot 10^6$  lei;  $i_p = 2,2 \cdot 10^6$  lei/kW;  $\eta = 0,75$ ;  $p_b = 1,3$ ;  $a_p = 0,065$ ;  $F = 0,82$ ;  $k = 9,81$ .

- Caracteristicile energo - economice ale conductelor de refulare:  $m = 1,6 \cdot 10^{-3}$ ;  $\beta' = 5,09$ ,  $\gamma' = 1,97$ ;  $\alpha' = 2,75$ ;  $i_o = 1,9 \cdot 10^6$ ;  $b = 4,5 \cdot 10^6$ ;  $a_R = 0,0355$ .

- Coeficienții calculului de actualizare:  $u_a = 0,05$ ;  $u_c = 0,03$ ;  $u_e = 0,06$ ;  $r = 0,08$ ;  $t = 30$  ani;  $a_p'' = 0,058$ ;  $a_R'' = 0,024$ ;  $T_r = 22,75$ .

- Volumul mediu anual de apă pompată se estimează în funcție de debitul de dimensionare și un timp convențional de funcționare la capacitatea maximă  $T_c = (1000 - 1500)$  ore/an, ( $W_o = 3600 \cdot Q_M \cdot T_c$ ) – în cazul pompelor pentru alimentări cu apă.

- Durata medie zilnică a pomparii se estimează astfel:  $t_p = (10 \div 20)$  ore, iar durata funcționării “la vârf de sarcină” a sistemului energetic național:  $t_{pv} = (2 \div 6)$  ore.

- Prețul unitar al energiei “de vârf” se acceptă  $p_v = 3,5$  lei/kWh, față de cel al energiei de bază  $p_b = 1,3$  lei/kWh.

Dacă se consideră  $Q_M = 2,025$  m<sup>3</sup>/s,  $W_o = 8,6 \cdot 10^6$  m<sup>3</sup>,  $L = 552$  m, rezultă  $n_o = 0,28$  și  $D_o = 1,224$  m. Se adoptă  $n_c = 1$ . Valorile pentru funcția economică  $Z$  asociată pomparii apei obținută în urma rulării programului DIAMPAN sunt prezentate în *tab. 2*. În *relațiile* (18) și (21) s-au folosit următoarele unități de măsură:  $[L] = m$ ;  $[D_n] = m$ ;  $[W_o] = \text{mil. m}^3$ ;  $[Q_M] = \text{m}^3/\text{s}$ ;  $[p_o] = \text{lei/kWh}$ .

Calculul numărului conductelor de refulare  $n_o$ , al diametrelor optime  $D_o$ , al pantelor piezometrice optime  $J_o$  obținute în urma rezolvării problemei de optimizare a funcției economice  $Z$  se realizează prin utilizarea programul original de calculator DIAMPAN, (MatLab 7.1). Se evidențiază următoarele aspecte, (*tabel 2*): 1) utilizarea mai multor conducte forțate este avantajoasă din punct de vedere economic numai în cazul când  $\alpha' \cdot \gamma' / \beta' > 1$ , situație ce corespunde refulării unor debite mari. 2) Cheltuielile fixe generate de realizarea conductelor, prin mărirea lor, au tendința de a reduce numărul conductelor de refulare și de a spori corespunzător diametrul acestora.



Tabel 2. Valorile funcției economice Z

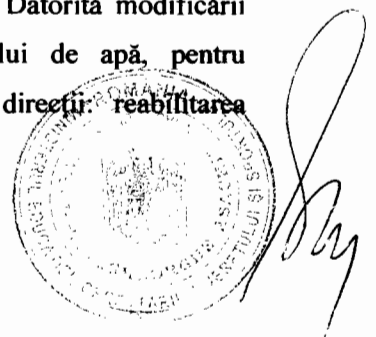
$Q_M$ [m <sup>3</sup> /s]	$W_o$ [m <sup>3</sup> ]	L [m]	$n_c$ [-]	Dn [m]	$J_o$ [m]	$N_i$ [kW]	$h_r$ [m]	Z [mil.lei/an]	$Z_i$ [mil.lei/an]	$Z_e$ [mil.lei/an]
2,025	$8,6 \cdot 10^6$	552	1	0,8	20,001	321,672	11,040	610,864	112,991	497,873
				0,9	10,982	176,623	6,062	380,199	106,828	273,371
				1	6,424	103,310	3,546	272,369	112,470	159,899
				1,1	3,954	63,599	2,183	223,704	125,267	98,437
				1,2	2,539	40,842	1,402	206,523	143,309	63,214
				1,3	1,690	27,175	0,933	207,860	165,800	42,061
				1,4	1,159	18,636	0,640	221,282	192,438	28,844
				1,5	0,816	13,117	0,450	243,455	223,153	20,302
				1,6	0,587	9,444	0,324	272,610	257,993	14,618
				1,7	0,431	6,937	0,238	307,799	297,062	10,736
				1,8	0,322	5,186	0,178	348,526	340,499	8,026
				1,9	0,245	3,938	0,135	394,554	388,459	6,095
2,0	0,189	3,033	0,104	445,800	441,105	4,695				

Exemplul 3. Soluție tehnică pentru funcționarea optimă a ansamblului stație de pompare - rețea de distribuție - consumatori

În calculul de optimizare se vor folosi două funcții obiectiv: randamentul total maxim și consumul total de energie electrică necesar pentru transportul fiecărui m<sup>3</sup> de apă potabilă, respectiv m<sup>3</sup> de apă uzată. Procesul de optimizare va lua în considerare că profitabilitatea activității de distribuție a apei depinde în principal de relațiile în care se găsesc capacitatea de servire și costurile determinate de prestarea serviciului, cu volumul de apă distribuit și cu prețul ce poate fi obținut prin prestarea efectivă a acestuia, depinzând deci, pe de o parte de valoarea investiției necesare, iar pe de altă parte, de consumul specific de energie electrică pentru pompare, de prețul unitar al energiei electrice și în mod determinant, de volumul de apă facturat lunar.

Cu ajutorul unor algoritme de calcul matematic originale s-a realizat programul original de calculator OFESPR, (MatLab 7.1) care poate furniza, în funcție de numărul consumatorilor activi aflați simultan în rețea, parametrii funcționali ai ansamblului stație de pompare – hidrofor – rețea de conducte, precum și parametrii disponibili la consumatori, în ipoteza unui preț minim a m<sup>3</sup> de apă pompat și a unui randament maxim.

Cele mai bune performanțe energo-economice, concretizate în cele mai reduse consumuri specifice de energie pentru pompare, vor corespunde soluției de pompare care asigură acoperirea domeniului de cerințe ( $Q, H$ ) față de stația de pompare cu randamentele cele mai ridicate în funcționarea agregatelor. Atingerea acestui deziderat este condiționată de stabilirea unei soluții adecvate constructiv pentru stația de pompare și de exploatare rațională a acesteia. Toate stațiile de punere sub presiune trebuie dotate cu aparatură modernă de automatizare, care să permită legarea la o rețea de calculatoare. Stațiile de pompare trebuie să furnizeze în rețeaua de distribuție debitul orar maxim; debitele cu cea mai ridicată frecvență în exploatare trebuie să fie prelucrate cu randamente cât mai apropiate de randamentul maxim al celei mai bune pompe folosite. Datorită modificării comportamentului utilizatorilor, în sensul reducerii sensibile a consumului de apă, pentru eficientizarea exploatării stațiilor de pompare trebuie acționat, pe două direcții: reabilitarea



instalațiilor prin măsuri adecvate punerii de acord a capacității de servire cu noile cerințe ale utilizatorilor, respectiv modernizarea echipamentului prin măsuri ce vizează atingerea, în noile condiții, a unor performanțe energo - economice comparabile cu cele mai bune realizate pe plan mondial.

În cele ce urmează se prezintă o metodă de analiză a eficienței energo - economice a instalațiilor de pompare echipate cu un singur tip de pompe, în care adaptarea la regimurile variabile se realizează prin folosirea hidroforului. Calculul randamentului global al ansamblului format din stație de pompare – hidrofor - rețea de distribuție - consumatori, ia în considerare caracteristicile de sarcină corespunzătoare fiecărui element al ansamblului, pentru cele două faze de lucru ale hidroforului: umplere (acumulare) și golire (restituție). Pentru fiecare combinație (număr, tip, poziție) de consumatori activi, va corespunde în planul  $(Q, H)$  o caracteristică a ansamblului rețea - consumatori. Cu ajutorul punctelor  $(Q_{R-Hi}, H_i)$  se poate ajusta caracteristica de sarcină a ansamblului rețea - hidrofor, având următoarea formă generală:

$$(22) \quad H_{R-H,u}^{(0)} = H_{gR-H,u} + M_{R-H,u} \cdot Q_{R-H,u}^2$$

S-a elaborat un program de calculator OFESPR cu ajutorul căruia se pot determina caracteristicile funcționale și energetice ale mașinilor hidraulice la turația curentă  $n$  și la turația nominală  $n_n$ . Caracteristica de sarcină a pompelor poate fi trasată sub forma unei parabole cu ecuație completă (C):

$$(23) \quad H = H_0 + H_1 \cdot Q + H_2 \cdot Q^2,$$

sau sub forma unei parabole având ecuația incompletă (I):

$$(24) \quad H + H_{pf} - k_{pf} \cdot Q^2.$$

Caracteristica de randament a pompelor s-a obținut sub forma unei parabole având o ecuație fără termen liber:

$$(25) \quad R_p = R_1 \cdot Q - R_2 \cdot Q^2.$$

Cu ajutorul programului de calculator OFESPR se poate determina modulul de rezistență hidraulică a oricărei rețele unifilare de conducte, luând în considerare toate tipurile de singularități: intrarea în conductă/aspirator  $I_c$ ; schimbarea de direcție/cot/curbura  $G$ ; schimbarea de diametru: reducere  $R_e$  și lărgire  $D_f$ ; confluente  $C_f$ ; ramificație  $R_f$ ; robinete de închidere: cu sertar  $V_s$ , cu ventil  $V_v$  și fluture  $V_f$ ; ieșire din conductă: sub nivel  $O_{ci}$  și în aer  $O_{ca}$ . Pentru a determina punctul de funcționare al pompelor active pe ansamblul rețea - hidrofor, se intersectează caracteristica  $R - H$  cu caracteristica de sarcină a stației de pompare echipate cu pompe identice. Caracteristica de sarcină a SP este de forma:

$$(26) \quad H_{SP} = H_{pf} - \frac{K_{pf} + M_{ro}}{p^2} \cdot Q_{SP}^2,$$

în care  $K_{pf}$  reprezintă modulul de rezistență hidraulică al pompelor,  $M_{ro}$  este modulul de rezistență hidraulică al comunicațiilor acestora, iar  $p^*$  este numărul pompelor ce funcționează simultan în



paralel în stația de pompare. Rezolvând sistemul de *ecuații* (22) și (26), rezultă expresiile matematice pentru definirea debitului și a sarcinii ansamblului stația de pompare – rețea - hidrofor în punctul (0) din rețea:

$$(27) \quad Q_{SP-R-H,u} = \sqrt{\frac{H_{pf} - H_{\varepsilon R-H,u}}{M_{R-H,u} + \frac{K_{pf} + M_{ro}}{p^{*2}}}}$$

$$(28) \quad H_{SP-R-H,u} = H_{pf} - \frac{H_{pf} - H_{\varepsilon R-H,u}}{\frac{M_{R-H,u} \cdot p^2}{K_{pf} + M_{ro}} + 1}$$

Puterea cerută de rețea are următoarea relație matematică:

$$(29) \quad N_{c,u} = \gamma \cdot Q_{SP-R-H,u} \cdot H_{SP-R-H,u}^{(0)}$$

Puterea absorbită de o pompă se exprima sub forma:

$$(30) \quad N_{a,u} = \frac{\gamma \cdot Q_{p,u} \cdot H_{p,u} \cdot p}{\eta_p \cdot \eta_m}; Q_{p,u} = \frac{Q_{SP-R-H,u}}{p^*}$$

Randamentul total al ansamblului  $\eta_{uAP}$ , pentru faza de umplere a hidroforului va fi:

$$(31) \quad \eta_{uAP} = \frac{N_{c,u}}{N_{a,u}} = \eta_p \cdot \eta_m \cdot \frac{1}{1 + \frac{K_{pf} + M_{ro}}{p^{*2}} \cdot \frac{Q_{SP-R-H,u}^2}{H_{SP-R-H,u}^{(0)}}}$$

În *relația* (31)  $\eta_p$  este randamentul unei singure pompe și  $\eta_m$  este randamentul global al motorului de acționare. În faza de golire, hidroforul acționează în rețea ca un generator, alături de pompă. Din caracteristica de sarcină a hidroforului în rețea în faza de golire (înregistrată în secțiunea 0), rezultă debitul hidroforului în faza de golire:

$$(32) \quad Q_{H,g} = \sqrt{\frac{H_{\varepsilon H} + H_H - H^{(0)}}{M_{rH,g}}}$$

Conform *ecuației* de continuitate, se poate scrie:

$$(33) \quad Q_{H-SP,g}^{(0)} = Q_H^{(0)} + Q_{SP}^{(0)}$$

Dând valori numerice sarcinii  $H_{H,g}^{(0)} = H_{SP,g}^{(0)} = H_i; i = 1, n$  va rezulta în planul  $(Q, H)$  câte o pereche de valori (puncte):  $(Q_{SP-H,gi}^{(0)}, H_{SP-H,gi}^{(0)})$ ; prin aplicarea regulii celor mai mici pătrate va fi găsită caracteristica de sarcină a ansamblului stația de pompare - hidrofor în punctul (0), în faza de golire a hidroforului:

$$(34) \quad H_{SP-H,g}^{(0)} = H_{SP-H,g} - M_{SP-H,g} \cdot Q_{SP-H,g}^2$$

Pentru a determina parametrii de funcționare ai ansamblului stația de pompare – rețea - hidrofor, în faza de golire a hidroforului, se utilizează ipoteza că:



8

$$(35) \quad Q_{SP-H,g} = Q_{R,g} = Q_{SP-R-H,g}^{(0)}$$

În consecință va rezulta pentru debitul ansamblului o relație de forma:

$$(36) \quad Q_{SP-R-H,g} = \sqrt{\frac{H_{SP-H,g}}{M_{SP-H,g} + M_R}}$$

iar pentru sarcină una de forma:

$$(37) \quad H_{SP-R-H,g}^{(0)} = H_{SP-H,g} \cdot \left( 1 - \frac{1}{1 + \frac{M_R}{M_{SP-H,g}}} \right)$$

Puterea cerută în rețea, în faza de golire, se poate exprima prin relația:

$$(38) \quad N_{c,g} = \gamma \cdot Q_{SP-R-H,g} \cdot H_{SP-R-H,g}^{(0)}$$

Puterea absorbită de pompă în aceeași fază va fi:

$$(39) \quad N_{a,g} = \frac{\gamma \cdot Q_{p,g} \cdot H_{p,g} \cdot p}{\eta_m \cdot \eta_p}; \quad Q_{p,g} = \frac{Q_{SP-R-H,g} - Q_{H,g}}{p^*}$$

Randamentul global al ansamblului  $\eta_{gAP}$ , în faza de golire va fi:

$$(40) \quad \eta_{g,g} = \frac{N_{c,g}}{N_{a,g}} = \frac{\eta_m \cdot \eta_p}{\left( 1 - \frac{Q_{H,g}}{Q_{SP-R-H,g}^{(0)}} \right) \cdot \left[ 1 + \frac{k}{p^{*2} \cdot H_{SP-R-H,g}^{(0)}} \cdot (Q_{SP-R-H,g} - Q_{H,g})^2 \right]}$$

Analiza făcută corespunde situației în care toate motoarele electrice de acționare ale pompelor au turație constantă.

Rezultatul 1 (Exemplul 3). Rezultate au fost obținute pentru ajustarea caracteristicilor analitice ale ansamblului pompă – motor folosind programul OFESPR, pentru o stația de pompare cu hidrofor din orașul Iași, *tabele (3) și (4)*. Programul OFESPR ia în considerare două cazuri distincte:

Tabel 3. Parametri măsurați

Parametrul	U [V]	I [A]	cosφ [-]	M [mca]	Z <sub>1</sub> [m]	Q [m <sup>3</sup> /s]	n [rpm]
1	3457	31,43	0,843	59,80	55,66	0,296	1486
2	3473	28,87	0,840	66,02	56,52	0,228	
3	3442	27,18	0,838	68,59	56,56	0,189	
4	3482	21,95	0,835	77,45	57,60	0,063	
5	3504	19,89	0,830	80,92	57,65	0,000	

a) agregatul de pompare este pornit, situație în care se disting alte trei faze: 1)  $\alpha^* < \alpha^*_{cr}$  va corespunde fazei de umplere a hidroforului, obținându-se prin rularea programului OFESPR caracteristica de sarcină rezultantă rețea – hidrofor pe pompă cu randamentul global al ansamblului  $\eta_{uAP}$ . 2)  $\alpha^* > 1$  va corespunde fazei de golire hidrofor, obținându-se prin rularea programului OFESPR caracteristica de sarcină rezultantă pompă – hidrofor pe rețea cu randamentul global al ansamblului  $\eta_{gAP}$ . 3)  $\alpha^*_{cr} \leq \alpha^* \leq 1$  va corespunde situației când pompa funcționează la o sarcină  $H_0$  dată.



Tabel 4. Parametri calculați

Parametrul	Q [m <sup>3</sup> /s]	H [m]	N <sub>H</sub> [kW]	N <sub>E</sub> [kW]	N <sub>m</sub> [kW]	η <sub>E</sub> [%]	η <sub>AP</sub> [%]	η <sub>H</sub> [%]	M <sub>a</sub> [daNcm]
1	0,296	62,35	181,1	274,8	250,4	91,13	65,89	72,30	160,9
2	0,228	67,60	151,2	252,7	230,3	91,14	59,84	65,66	148,0
3	0,189	70,08	129,9	235,2	214,3	91,10	55,24	60,64	137,7
4	0,063	77,79	48,1	191,5	173,8	90,75	25,11	27,67	111,7
5	0,000	81,20	0,0	173,5	140,0	90,47	0,00	0,00	89,9

b) Agregatul de pompare este oprit, rețeaua fiind alimentată de hidrofor, iar prin rularea programului OFESPR se obține caracteristica de sarcină pentru funcționarea rețelei de distribuție pe hidrofor la o sarcină  $H_o$  dată, caz întâlnit în practică atunci când se produce o avarie sau o pană de curent.

Prin rularea programului OFESPR s-au mai determinat și următoarele ecuații caracteristice pentru ansamblul pompă – motor:

- Caracteristica analitică a curbei de sarcină obținută experimental este:

$$H = 81.15784 - 49.38269*Q - 47.12893*Q^2.$$

- Caracteristica analitică a curbei de sarcină de catalog este:

$$H_c = 81.00000 - 53.00000*Q - 55.00000*Q^2.$$

- Caracteristica analitică a curbei de randament obținută experimental este:

$$\eta_H = 0.00679 + 4.55154*Q - 7.26886*Q^2.$$

- Caracteristica analitică a curbei de randament de catalog este:

$$\eta_{Hc} = 0.00679 + 5.00000*Q - 10.00000*Q^2.$$

- Caracteristica analitică a curbei de putere obținută experimental este:

$$N_m = 142.06229 + 461.08971*Q - 331.35249*Q^2.$$

- Caracteristica analitică a curbei de putere de catalog este:

$$N_{mc} = 142.00000 + 500.00000*Q - 200.00000*Q^2.$$

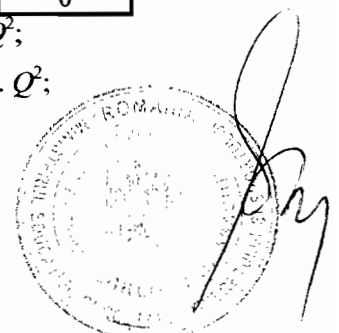
Rezultatul 2 (Exemplul 3). Rezultate sunt obținute pentru calculul sistemelor hidraulice sub presiune folosind programul OFESPR pentru stația de pompare CUG Iași, *tabele* (5) și (6). S-au ajustat curbele caracteristice analitice de catalog și experimentale ale pompei 8 NDS sub următoarele forme:

Tabel 5. Parametri măsurați

Parametru	U [V]	I [A]	cos φ [-]	Presiune manometrica [bar]	Z <sub>1</sub> [m]	Q [m <sup>3</sup> /h]
1	414	250	0,86	6,6	49,92	525
2	413	251	0,85	6,7	49,81	523
3	415	250	0,85	6,8	49,71	515
4	414	247	0,85	6,9	49,63	490
5	414	230	0,84	7,3	49,58	403
6	418	168	0,75	8,0	49,58	154
7	418	146	0,68	8,3	49,60	0

- Curba de sarcina, (catalog):  $H_{cat} = 81,25676 + 148,54452 \cdot Q + 1172,66214 \cdot Q^2$ ;

- Curba de randament, (catalog):  $\eta_{cat} = 35,21752 + 626,67952 \cdot Q - 2138,77272 \cdot Q^2$ ;



**Tabel 6. Parametri calculați**

Regim	Q [m <sup>3</sup> /s]	H [m]	N <sub>h</sub> [kW]	N <sub>e</sub> [kW]	η <sub>E</sub> [%]	η <sub>A</sub> [%]	η <sub>H</sub> [%]	N <sub>m</sub> [kW]	M <sub>a</sub> [daNcm]
1	0,146	65,54	93,90	154,20	90,01	60,89	67,64	138,80	88,30
2	0,145	66,64	94,80	152,60	89,97	62,12	69,04	137,30	87,40
3	0,143	67,74	95,00	152,70	89,97	62,21	69,15	137,40	87,50
4	0,136	68,80	91,80	150,50	89,91	60,97	67,81	135,40	86,20
5	0,112	72,79	80,00	138,50	89,50	57,73	64,50	124,00	78,90
6	0,043	79,68	33,60	91,20	86,50	36,84	42,59	78,90	50,20
7	0	82,64	0	71,90	84,05	0	0	140,00	89,06

- Curba de putere, (catalog):  $N_{h\ cat} = 51,23941 + 399,10273 \cdot Q + 1172,66214 \cdot Q^2$ .

- Curba Net Positive Suction Head, NPSH, (catalog):  $NPSH_{cat} = 3,96448 - 6,23568 \cdot Q + 166,07452 \cdot Q^2$ .

- Curba de sarcina, (experimental):  $H = 82,40003 - 26,85812 \cdot Q - 559,14111 \cdot Q^2$ ;

- Curba de randament, (experimental):  $\eta_{h\ exp} = 1,38552 + 1064,33524 \cdot Q - 4187,03906 \cdot Q^2$ ;

- Curba de putere mecanică, (experimental):  $N_{mec\ exp} = 132,88330 - 1275,15627 \cdot Q + 9261,22956 \cdot Q^2$ ;

- Curba de putere hidraulica, (experimental):  $N_{h\ exp} = -0,48774 + 885,06386 \cdot Q - 1558,93249 \cdot Q^2$ .

S-au obținut caracteristicile pierderilor de sarcină și a caracteristicile de sarcină ale rețelei de transport, corespunzătoare funcționării unei singure pompe din cele două, pe care le are stația de pompare:

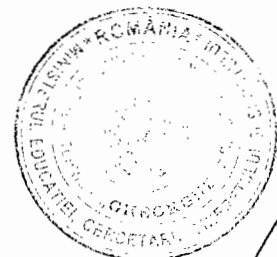
$$H_{R\ min} = H_{g\ min} + \frac{v_e^2 - v_i^2}{2 \cdot g} + (45,051 + 288,741) \cdot Q^2 = 63,673 + \frac{v_e^2 - v_i^2}{2 \cdot g} + 333,792 \cdot Q^2,$$

$$H_{R\ max} = H_{g\ max} + \frac{v_e^2 - v_i^2}{2 \cdot g} + 333,792 \cdot Q^2 = 69,4 + \frac{v_e^2 - v_i^2}{2 \cdot g} + 333,792 \cdot Q^2.$$

Programul OFESPR a analizat parametrii optimi ai stației de pompare care determină un preț minim al m<sup>3</sup> la consumatori în condiții re tehnologizării complete a stației de pompare CUG Iași. Au fost analizate 12 variante de echipare a stației și au fost alese variantele optime. Am analizat comportarea celor două pompe în exploatare și am obținut parametrii funcționali în cazul utilizării celor două caracteristici de sarcină extreme  $H_{R\ max}$  și  $H_{R\ min}$ , determinate prin calcul; rezultatele practice sunt vizualizate în tabelul 7.

**Tabelul 7. Punctele de funcționare ale pompelor P1 și P2 experimentale și de catalog**

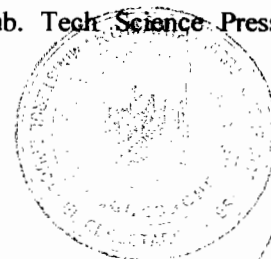
Parametrul	P1				P2			
	H <sub>R max</sub>		H <sub>R min</sub>		H <sub>R max</sub>		H <sub>R min</sub>	
	exp	cat	exp	cat	exp	cat	exp	cat
Q <sub>pf</sub> [m <sup>3</sup> /s]	0,105	0,131	0,129	0,145	0,107	0,125	0,13	0,145
H <sub>pf</sub> [m]	73	75,5	69	73	73	76,9	70	71,3
η <sub>pf</sub> [%]	67	81	69	81,5	66	79	69	81,5





## Bibliografie

- [1] Alexandrescu A., 1996, *Contribuții privind optimizarea unor parametri constructivi și funcționali ai unor utilaje din stațiile de pompare ale alimentărilor cu apă*, Teză de doctorat, Universitatea Tehnică "Gh. Asachi" Iași, conducător prof. dr. doc. Ing. Irimiciuc N.
- [2] Alexandrescu A., directorul Contractului de finanțare 21-041/2007, "*Optimizarea sistemelor energetice inteligente de transport a apei pentru creșterea eficienței energetice și economia de energie*", încheiat în ziua de 18.09.2007 cu Centrul Național de Management Programe, Parteneriate în domenii prioritare, Unitatea Executivă pentru Finanțarea Învățământului Superior, Cercetării, Dezvoltării și Inovării (UEFISCDI), domeniul D2. Perioada de derulare 18.09.2007 – 9.12.2010. Suma totală de finanțare este 1243078 RON, din care 1.199.058 RON de la Bugetul de stat, iar 44.020 RON cofinanțare S. C. APAVITAL S. A. Iași. În cadrul acestui contract, metoda de optimizare supusă brevetării este aplicată în cazul concret de reabilitare a stației de repompare CUG din orașul Iași.
- [3] Alexandrescu A., 2010, *Power optimization of the complex pumping system*, 15-17 September, AFM 2010 Eighth International Conference on Advances in Fluid Mechanics, Wessex Institute of Technology UK, [www.wessex.ac.uk/10-conferences.html](http://www.wessex.ac.uk/10-conferences.html), WIT eLibrary in volume 69 of WIT Transactions on Engineering Sciences, ISSN (on-line) 1743-3533, ISSN (print) 1746-4471, ISBN 978-1-84564-476-5, ISI Thomson, Ed. WIT Press Southampton UK, Boston USA, [www.witpress.com](http://www.witpress.com); Algarve, Portugal, pp 357-370.
- [4] Alexandrescu A., 2009, *Power optimization of the complex pumping system*, proceeding in International Association of Science and Technology for Development Canada – European Conference on Power and Energy Systems EuroPES 2009, 681-051, 7-9 September, <http://www.iasted.org/conference>, Palma de Mallorca, Spania, Ed. ACTA Press și IASTED, Calgary, Canada, ISBN 978-0-88986-807-6, pp. 209-214.
- [5] Alexandrescu A., 2009, *Hydraulic system optimization for water supply under pressure*, JOURNAL INTERNATIONAL SCIENTIFIC PUBLICATIONS MATERIALS, METHODS AND TECHNOLOGY, Vol. 3, Part. 1, Published by INFO INVEST at [www.science-journals.eu](http://www.science-journals.eu), Sunny Beach Resort, Bulgaria, ISSN 1313-2539, pp. 15-25.
- [6] Alexandrescu A., 2008, *Contributions regards the optimization of the hydraulic systems for the reduction of energy consumption*, 10<sup>th</sup> International Symposium TECHNOMAT & INFOTEL. JOURNAL INTERNATIONAL SCIENTIFIC PUBLICATIONS MATERIALS, METHODS AND TECHNOLOGY, Vol. 2, Part. 1, Published by INFO INVEST, Sunny Beach Resort, Bulgaria, ISSN 1313-2539, [www.science-journals.eu](http://www.science-journals.eu), Index DOAJ-DIRECTORY OF OPEN ACCESS JOURNALS pp. 25-33.
- [7] Alexandrescu A., 2008, *Contribution as for the optimization of the pumping stations*, International Conference on Computational & Experimental Engineering & Sciences, Pub. Tech Science Press,



- ICCES0820071216415, Vol. 415, no. 1, ISBN 10:0-9717880-5-7; ISBN -13: 978-0-9717880-5-3, 16 – 20 March, Honolulu, Hawaii, USA, [www.icces08.com](http://www.icces08.com), pp. 1-12.
- [8] Anton A., Constantinescu P., Ceausescu M., 2000, *Verifying Some Submersible Pumps Performance*, The 5th International Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics, Bul. U. Politehnica, Tom 45 (59), Vol. II, Pages 189 – 196, Timisoara.
- [9] Aral M. M., 2001, *Reconstruction of Hydraulic Management of a Water Distribution System Using Optimization*, Georgia Institute of Technology, USA.
- [10] Barglazan M., Dobanda E., *Regimuri tranzitorii in instalatii de pompare*, 2000, Prima Conferinta a Hidroenergeticienilor, Vol. 2, Pag. 253 – 262, Bucuresti, Romania.
- [11] Block H., Allan R. B., 2006, *Pump User's Handbook*, Hardcover, USA.
- [12] Ermolin Yuri A., 2002, *Mathematical Modelling for Optimized control of Moscow's sewer network*, Applied Mathematical Modelling, Vol. 23, Issue 7, Pag. 543 – 556, Amsterdam, The Netherlands.
- [13] Georgescu A. M., Perju S., Alboiu N., Mehedinta I., 2004, *Analiza timp frecvență a consumului de apă la stația de pompare "Teiul Doamnei"*, A treia Conferinta a Hidroenergeticienilor, Vol. 1, Pag. 199 – 204, București.
- [14] Georgescu A. M., 2005, *Modelarea numerică a funcționării stațiilor de pompare și stațiilor de hidrofor cu programul EPANET*, Ed. Printech, CIEM, București, Romania.
- [15] Gosselin L., Bejan A., 2005, *Tree networks for minimal pumping power*, International Journal of Thermal Sciences, Vol. 44, Issue 1, Pag. 53 – 63, USA.
- [16] Gosselin L., 2005, *Minimum pumping power fluid tree networks without a priori flow regime assumption*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Chicago, Vol. 48, Issue 11, Pag. 2159 – 2171, USA.
- [17] Houck H. M., 2004, *Optimization modeling of multiple reservoir system*, Technical report, Charles W. Harris, Hydraulics Laboratory, Dept. of Civil Engineering, University of Washington, USA.
- [18] HDR Engineering Inc., 2005, *Handbook of Public Water Systems, 2<sup>nd</sup> Edition*, John Wiley & Sons, Hardcover, USA.
- [19] Igor I. Karassik, Joseph P. Messina, Paul Cooper, Charles C. Heald, 2006 *Pump, Handbook*, Ed. Mc Graw – Hill Science / Engineering / Hill Professional, USA.
- [20] Klarbring A., Petersson J., Torstenfelt B., Karlsson, 2005, *Topology optimization of networks*, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol 192, Issue 35 – 36, Pag. 3909 – 3932, USA.



## REVENDICĂRI

1) Metoda de optimizare a sistemelor hidraulice pentru alimentări cu apă caracterizată prin aceea că oferă Soluție tehnică pentru determinarea echipării optime a unei stații de pompare pentru alimentări cu apă, se reduce la o problemă de optimizare, a cărei funcție obiectiv este limitarea abaterii randamentului față de valoarea sa maximă – corespunzătoare debitului prelucrat - la o fracțiune  $\alpha = (0,01 \div 0,03)$ ,

considerată acceptabilă din punct de vedere energo - economic:  $\Delta\eta = 0,29 \cdot \left(\lg \frac{45}{n_q}\right)^2 \leq \alpha$ , în condițiile respectării restricțiilor impuse de necesitatea asigurării cerințelor rețelei, de corelare a turației de acționare

cu turația specifică  $n_q$  care trebuie să satisfacă condiția:  $\frac{n_{\varphi}}{45 \cdot 10^{\sqrt[0,29]{\alpha}}} \leq \frac{\sqrt{r}}{i^{\frac{3}{4}}} \leq \frac{10^{\sqrt[0,29]{\alpha}} n_{\varphi}}{45}$ , de utilizarea unor

valori corespunzătoare ale unghiurilor de intrare  $\beta_1 = (12^\circ \div 20^\circ)$  și de ieșire a paletelor rotorice  $\beta_2 = (14^\circ \div 36^\circ)$ , (programul de calculator EQUIOPTIM).

2) Conform revendicării 1), caracterizată prin aceea că oferă Soluții tehnice pentru determinarea diametrelor optime pentru rețeaua de conducte și al numărului optim de comunicații pentru colector, se stabilesc măsurile necesare pentru minimizarea funcțiilor obiectiv reprezentată de consumul specific total de energie electrică:

$$(18.a) Z' = a_p \cdot I_{p0} + a_p \cdot i_p \cdot \frac{k}{\eta} \cdot m \cdot \frac{Q_M^{r+1} \cdot L}{n^r \cdot D^{\beta}} + a_R \cdot n \cdot L \cdot j_0 + a_R \cdot b \cdot n \cdot L \cdot D^{\alpha'} + \frac{k}{\eta} \cdot m \cdot L \cdot \frac{Q_M^r}{D^{\beta} \cdot n^r} \cdot F \cdot \frac{W_0}{3600} \cdot P_0,$$

$$(18.b) Z = a_p \cdot I_{p0} + a_p \cdot i_p \cdot \frac{k}{\eta \cdot n} \cdot J \cdot Q_M \cdot L + a_R \cdot n \cdot L \cdot j_0 + a_R \cdot b \cdot n \cdot L \cdot D^{\alpha'} + \frac{k}{\eta} \cdot L \cdot J \cdot F \cdot \frac{W_0}{3600} \cdot P_0,$$

prin luarea în considerare a caracteristici optime ale transportului prin pomparea apei cu cel mai ridicat randament  $\eta$ , adoptat ca randament de referință în selectarea ofertelor; modalitatea optimă de adaptare a funcționării instalației de pompare la variabilitatea cerințelor utilizatorilor, respectiv oportunitatea folosirii unor capacități de compensare pentru a reduce factura energetică a sistemului, prin evitarea pompării în perioada de vârf a curbei de sarcină a sistemului energetic, (programul de calculator DIAMPAN). Corespunzător funcției obiectiv a procesului de optimizare soluția de amenajare optimă ( $D, n$ ) va fi determinată de valorile  $n_0$  și  $D_0$  care conduc la minimizarea funcției economice  $Z'(D, n)$ , relația (18.a)

adică  $\frac{\partial Z'}{\partial n} = 0$ ;  $\frac{\partial Z'}{\partial D} = 0$ , iar pentru determinarea pantei piezometrice optime  $J_0$  a rețelei de transport

distribuție a apei se minimizează cheltuielilor totale medii anuale  $Z(J)$ , relația (18.b) rezultând deci

condițiile de forma  $\frac{\partial Z}{\partial J} = 0$ :



$$(21.a) \quad n_o = \left[ \frac{1}{i_o} \cdot \left( \frac{\alpha' \cdot \gamma'}{\beta'} - 1 \right) \right]^{\frac{\alpha'+\beta'}{\alpha'(\gamma'+1)}} \cdot b^{\frac{\beta'}{\alpha'(\gamma'+1)}} \cdot \left( \frac{k \cdot m}{a_R \cdot \frac{\alpha'}{\beta'} \cdot \eta} \right)^{\frac{1}{\gamma'+1}} \cdot \left( a_p \cdot j_p + \frac{F \cdot W_o \cdot P_o}{3600 \cdot Q_M} \right)^{\frac{1}{\gamma'+1}} \cdot Q_M;$$

$$(21.b) \quad D_o = \left( \frac{k \cdot m}{a_R \cdot b \cdot \frac{\alpha'}{\beta'} \cdot \eta} \right)^{\frac{1}{\alpha'+\beta'}} \cdot \left( a_p \cdot j_p + \frac{F \cdot W_o \cdot P_o}{3600 \cdot Q_M} \right)^{\frac{1}{\alpha'+\beta'}} \cdot \left( \frac{Q_M}{n_c} \right)^{\frac{\gamma'+1}{\alpha'+\beta'}};$$

$$(21.c) \quad J_o = \left[ \frac{\alpha' \cdot \eta \cdot a_R \cdot b \cdot n \cdot L}{\beta' \cdot k \cdot L \cdot \left( a_p \cdot j_p \cdot \frac{Q_M}{n} + \frac{F \cdot W_o \cdot P_o}{3600} \right)} \right]^{\frac{\beta'}{\alpha'+\beta'}} \cdot \left( m \cdot Q_M^{\gamma'} \right)^{\frac{\alpha'}{\alpha'+\beta'}}.$$

3) Conform revendicărilor 1) și 2), caracterizată prin aceea că oferă Soluție tehnică pentru funcționarea optimă a ansamblului stație de pompare - rețea de distribuție – consumatori, se realizează un calcul de optimizare în care se folosesc două funcții obiectiv: randamentul total maxim pentru faza de umplere  $\eta_{uAP}$  și de golire  $\eta_{gAP}$  a hidroforului:

$$(31) \quad \eta_{uAP} = \frac{N_{c,u}}{N_{a,u}} = \eta_p \cdot \eta_m \cdot \frac{1}{1 + \frac{K_{pf} + M_{ro}}{p^{*2}} \cdot \frac{Q_{SP-R-H,u}^2}{H_{SP-R-H,u}^{(0)}}},$$

$$(40) \quad \eta_{gAP} = \frac{N_{c,g}}{N_{a,g}} = \frac{\eta_m \cdot \eta_p}{\left( 1 - \frac{Q_{H,g}}{Q_{SP-R-H,g}^{(0)}} \right) \cdot \left[ 1 + \frac{k}{p^{*2} \cdot H_{SP-R-H,g}^{(0)}} \cdot \left( Q_{SP-R-H,g} - Q_{H,g} \right)^2 \right]}$$

și consumul total de energie electrică necesar pentru transportul fiecărui  $m^3$  de apă potabilă, respectiv  $m^3$  de apă uzată. Procesul de optimizare va lua în considerare că profitabilitatea activității de distribuție a apei depinde în principal de relațiile în care se găsesc capacitatea de servire și costurile determinate de prestarea serviciului, cu volumul de apă distribuit și cu prețul ce poate fi obținut prin prestarea efectivă a acestuia, depinzând deci, pe de o parte de valoarea investiției necesare, iar pe de altă parte, de consumul specific de energie electrică pentru pompare, de prețul unitar al energiei electrice și în mod determinant, de volumul de apă facturat lunar, (programul de calculator OFESPR).

