A XIV-a Conferinţă internaţională – multidisciplinară,
"Profesorul Dorin PAVEL – fondatorul hidroenergeticii româneşti",
SEBEŞ, 2014

EXPLOATAREA POMPELOR VOLUMICE CE ACŢIONEAZĂ INSTALAŢIILE DE SIGURANŢĂ ALE BARAJELOR

Marius GRECU, Cătălin George TILEA, Valeriu PANAITESCU

EXPLOATATION OF VOLUMETRIC PUMPS WHICH ACT DAM SAFETY SYSTEMS

Exploitation means all operations which are performed in order to efficiently use the parameters of equipment or a machine in order to maintain their values as acceptable for a period of time. Experience shows that often because major malfunctions, found during exploitation, were due to failure or not taking into account the indications that seem usually unimportant.

This article presents important aspects of operating pumps that discharge valve installation equips bottom dam Motru applicable for the range of volumetric pumps that equip hydraulic installations. Following situations were analysed: replacement pumps less than 30 years in operation, adapting the existing hydro plant, adjustments made for putting into service and operation.

Key words: axial-piston pump volume, exploitation, life expectancy, ass wipe

Cuvinte cheie: pompă volumică cu pistoane axiale, exploatare, durată de viață, golire de fund

1. Introducere

Pompa este o maşină care transformă energia mecanică, primită de la o sursă de antrenare, în energie hidraulică. Pompele volumice realizează transportarea lichidului dintr-o cavitate în alta prin

echivalarea de volume şi nu prin intermediul forţelor centrifuge ca la pompele centrifuge [1]. Pompele volumice ce dotează instalaţia golirii de fund pentru barajul Motru sunt de tipul pompă volumică cu pistonaşe de tip axial.

Caracteristicile tehnice principale ale instalaţiei de pompe ce echipează vanele de golire de fund baraj Motru sunt:

- Forţa maximă la ridicare : 274,6 kN - Forţa maximă la coborâre : 117,6 kN - Forţa la aşezare pe prag : 137,3 kN - Viteza uleiului în conducte : 2,5 m/s - Efortul în conducte : 255 bar - Unghi instalat la pompa - 25 grd.	- Debit pompă volumică - 17 l/min - Tip pompă axială – 712-Bz1000 - Greutate pompă – 26 kg - Turaţie nominală – 1430 rot/min; - Tip motor electric - ASI-112M; - Putere nominală – 4,4 kW;

2. Considerente privind schimbarea pompelor vechi

În timpul funcţionării şi la efectuarea probelor profilactice s-a observat o mărire inadmisibilă a timpului de ridicare-coborâre a vanelor golirii de fund a barajului Motru. Iniţial s-a considerat a fi o problemă de gripaj în ghidajele vanelor plane în carcasă. S-a recurs la mărirea numărului de gresări realizate prin intermediul conductelor de gresare în diferite puncte ale ghidajului, la finalul perioadei timpul de acționare nefiind influențat. După verificarea amănunţită a circuitului hidraulic a sistemului GUP, s-a demontat în vederea reviziei una din cele două pompe volumice cu pistoane axiale.

La demontare s-au constatat următoarele probleme: ▪ joc mare al pistoanelor în cilindri (aproximativ 0,1mm, mai mare decât valoarea maximă admisă de 0,005-0,008 mm), (figura 2); ▪ ovalitatea accentuată a pistoanelor (mai mare decât 0,003 mm, valoarea maximă admisă), (figura 3); ▪ ovalitatea accentuată la corpul cilindrilor (mai mare decât 0,01 mm, valoarea maximă admisă); ▪ urme de frecare accentuată în zona cuplelor sferice la toate cele 7 pistonaşe; ▪ uzură accentuată a suprafeţei discului de distribuţie (figura 1).

La demontarea celei de-a doua pompe s-au observat aceleaşi probleme.

Cum valoarea de reparare era aproape egală cu cea de înlocuire, soluţia viabilă a rămas înlocuirea pompelor volumice.

3. Alegerea noilor pompe

La pompele vechi, puse în funcţiune în 1979, legăturile între pistoane şi discul oblic era făcută prin articulaţii sferice. Aceste legături

care erau des utilizate în industria pompelor volumice; prezintă dezavantajul că sunt complicate şi se defectează uşor.

Fig. 1 Placa de distribuţie a pompei cu pistonaşe axiale demontat

Fig. 2 Cilindrii pistonaşelor (n = 7)

Fig. 3 Detaliu capete pistonaşe

Astfel, la demontare, s-au observat gripaje în zonele cuplelor sferice, pătrunderi de impurităţi din ulei, cât şi zone cu frecări şi „scrijeliri” adânci în cămaşa cilindrilor.

Aceste frecări au dus la scăderea randamentului mecanic al pompei, astfel fiind diminuat randamentul global al instalaţiei.

Influenţa s-a extins astfel asupra timpului de închidere-deschidere la vane, ajungând până la aproximativ 9 minute, față de 4 minute (timpul de proiect pentru manevrarea unei vane la închidere). În cazul acestor instalaţii de siguranţă, depăşirea timpilor de manevră impuși prin proiect nu este admisă.

Pentru a evita apariţia unor astfel de probleme s-au achiziţionat pompe la care această legătură se face prin intermediul unor arcuri. Discul fulant a fost înlocuit cu un rulment axial pe care se sprijină pistoanele. Astfel pistoanele sunt în contact permanent cu rulmentul, datorită arcurilor introduse în cilindru.

Mai jos se prezintă schema forţelor descompusă pentru unul din cele 7 pistonaşe axiale[1]:

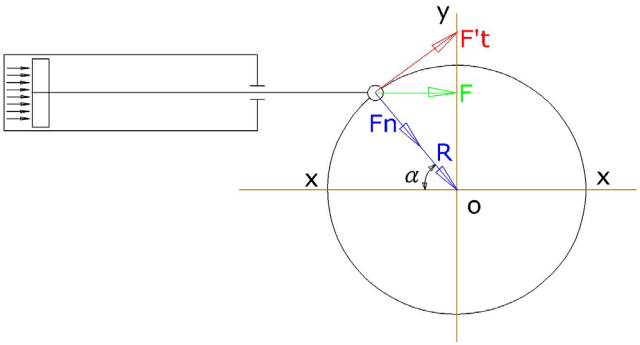

Fig. 4 Schema forţelor la acționarea pistonului

În figura 4 se prezintă modul cum acţionează forţele în pompele cu pistonaşe axiale. Rezistenţa creată în interiorul subansamblelor pompei volumice provine din presiunea pe care o exercită lichidul vehiculat (uleiul hidraulic) asupra pistoanelor pompei.

Forţa dată de presiunea fluidului de lucru este

$$F = p \times \frac{\pi \times d^2}{4} \tag{1}$$

p – presiunea lichidului asupra pistonului [bar];

d – diametrul pistonului [mm];

Forța *F* se poate descompune în două forţe componente: o forţa tangenţială, F_t, şi o forţă radială, F_n.

$$F_t = F \times \sin\alpha \tag{2}$$

unde α este unghiul de rotaţie al manivelei.

Momentul rezistent este

$$M = F \times R \times \sin\alpha \,. \tag{3}$$

Relaţiile (2) şi (3) sunt valabile doar pentru sistemul bielă-manivelă plan. În cazul în care sistemul devine spaţial, forţa tangenţială devine

$$F_{\tan} = F_t \times \cos\beta = F \times \sin\alpha \times \sin\gamma \,, \tag{4}$$

unde $\beta = 90^o - \gamma$.

Momentul rezistent rezultant este

$$M_{rez} = FR\sin\gamma \sum_{1}^{n} \sin\alpha_n \,, \tag{5}$$

α_n fiind unghiul ce se adoptă pentru sistemul bielă-manivelă în timpul mișcării (figura 5).

Formulele stabilite permit să se determine puterea necesară pentru antrenarea pompei şi să se dimensioneze corect organele pompei.

Odată stabilit modelul de pompă, conform caracteristicilor hidraulice s-a ales varianta cu număr impar de cilindri, deoarece fluctuaţia totală a debitului este mai mică.

- Pentru pompa cu şase cilindri [1] (figura 5):
  - debit maxim 106,1 %;
  - debit minim 83,8 %;
  - fluctuaţia totală a debitului 22,3 %.

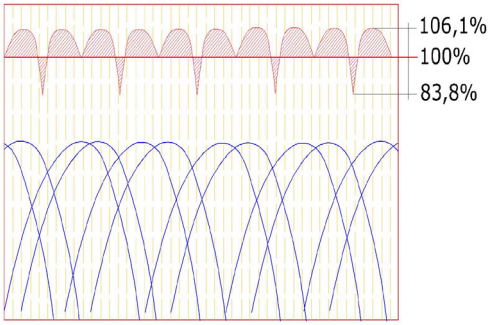

Fig. 5 Variaţia debitului unei pompe cu şase cilindri

Pentru pompa cu şapte cilindri [1], figura 6:

- debit maxim 101,2 %;
- debit minim 97,2 %;
- fluctuaţia totală a debitului 4 %.

Fluctuaţiile debitului furnizat de pompele volumice cu pistonaşe axiale sunt mai mici la pompele cu număr impar de cilindri faţă de cele cu număr par, deoarece, la pompele cu număr par de cilindri, în dreptul fiecărui cilindru se găseşte cilindrul diametral opus şi din această cauză începutul refulării unuia corespunde cu sfârşitul refulării cilindrului opus.

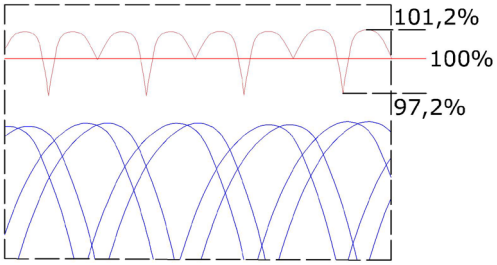

Fig. 6 Variaţia debitului unei pompe cu şapte cilindri

Diferenţa dintre debitele instantanee maxime şi minime este mai mare decât la pompa cu număr impar de cilindrii, la care începutul refulării fiecărui piston nu corespunde cu sfârşitul refulării unui alt piston.

În cazul instalaţiei de golire de fund a barajului Motru pompa poate avea o fluctuaţie de debit de:

1. *pentru pompa cu 6 cilindri*:

Q_n=17 l/min,

$$Q_{\max} = 17 \times \frac{106,1}{100} = 18,037 \quad \text{[l/min]},$$

$$Q_{\min} = 17 \times \frac{83,8}{100} = 14,246 \quad \text{[l/min]},$$

$$\Delta Q = Q_{\max} - Q_{\min} = 18,037 - 14,246 = 3,791 \quad \text{[l/min]};$$

2. *pentru pompa cu 7 cilindrii:*

Q_n = 17 l/min,

$$Q_{\max} = 17 \times \frac{101,2}{100} = 17,204 \quad \text{[l/min]},$$

$$Q_{\min} = 17 \times \frac{97,2}{100} = 16,524 \quad \text{[l/min]},$$

$$\Delta Q = Q_{\max} - Q_{\min} = 17,204 - 16,524 = 0,68 \quad \text{[l/min]}.$$

Diferenţa fluctuaţiei de debit (de aproximativ 3 l/min) indică alegerea pompei cu 7 pistoane. Acesta conferă şi un randament funcțional mai bun.

Totodată se asigură şi limitarea suprapresiunilor pe circuitul hidraulic la o valoare mai mică. Fluctuaţia debitului într-un circuit hidraulic poate provoca o creştere considerabilă a presiunii, mai ales la turaţii mari [2].

De asemenea, aceste fluctuaţii repetate pot provoca un fenomen de rezonanță, fenomen ce poate produce avarii într-un sistem hidraulic. Funcționarea în parametri optimi ai unei instalații de golire de fund baraj conduce la respectarea întocmai a normelor privind uvrajele hidrotehnice cât și la menținerea siguranței comunităților din avalul barajului [3].

4. Relaţia cu furnizorul, achiziționarea pompei

În cadrul instalaţiilor ce echipează vanele de siguranţă ale barajelor de apă, rolul pompei volumice este important. În exploatarea acumulărilor de apă sunt deseori cazuri de ape mari moment în care o nefuncţionare necorespunzătoare a instalaţiei de vane de siguranţă poate avea consecinţe catastrofale. Din acest motiv pompele din dotarea acestor instalaţii trebuie să fie simple, robuste, eficiente și garantate pentru o perioadă de viaţă cât mai mare.

Având în vedere aceste aspecte, între beneficiar şi furnizor trebuie să existe o relaţie strânsă de la comanda fermă şi până la furnizarea ulterioară de piese de rezervă.

În practică, la verificarea pompei pe ştandul de probă, sunt foarte rare cazurile când punctul de funcționare solicitat se găseşte pe curba caracteristică, având în majoritatea cazurilor abateri în anumite limite. Se solicită furnizorului garanţii pentru zona de debit şi cădere necesară instalaţiei, şi valorile punctului nominal pentru care pompa poate fi corespunzătoare [4].

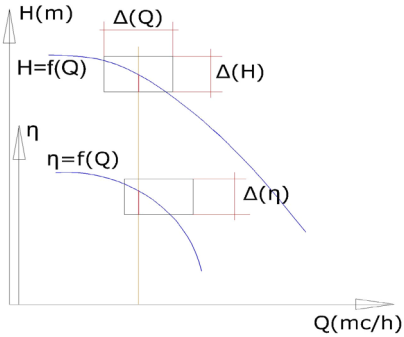

Fig. 7 Domeniul garantat pentru parametrii nominali ai unei pompe [4]

Conform figurii 7, domeniul garantat de furnizor pentru curba $H = f(Q)$ este dreptunghiul având laturile ΔQ şi ΔH, iar pentru curba $\eta = f(Q)$, limitele garantate sunt date de segmentul $\Delta\eta$.

În această situaţie, pompa este considerată corespunzătoare, dacă curbele respective intersectează sau sunt tangente la dreptunghiul ΔQ-ΔH, respectiv la segmentul $\Delta\eta$.

În ceea ce priveşte aceste pompe volumice, trebuie ştiut că nu există reglementări internaţionale, care să stabilească limitele de garanţie a parametrilor, deoarece randamentul volumic al acestora este

net superior faţa de randamentul celorlalte tipuri de pompe. Din practică, neconvenţional, se admit abateri de ±5 % [4].

5. Montarea, punerea în funcţiune şi exploatarea pompei volumice

Odată achiziţionată pompa, aceasta se montează conform documentaţiei tehnice, respectând prescripţiile proiectantului.

Există reguli care nu sunt precizate în documentaţia tehnică, considerându-se cunoscute.

Reguli generale înainte de montare:

- se verifică documentaţia pompei;
- se verifică existenţa certificatului de calitate şi conformitate al produsului;
- se îndepărtează capacele de plastic de pe orificiile pompei;
- se verifică aspectul general al pieselor pompei;
- nu se îndepărtează, pe cât posibil, unsoarea de protecţie;
- după o depozitare mai lungă, trebuie verificată unsoarea rulmenţilor înainte de montare;
- se verifică dispozitivul de reglaj al unghiului corpului mobil, se urmăreşte corespondenţa acului indicator cu poziţia reglată.

Reguli generale pentru montare:

- se verifică şi se stabileşte corespondenţa găurilor de montaj cu cele ale pompei;
- strângerea buloanelor se face în cruce;
- se centrează pompa, asigurându-se coaxialitatea arborilor;
- se branșează conductele prin flanşe strânse cu şuruburi sau prin îmbinări filetate;
- axele flanşelor conductelor trebuie să coincidă cu cele ale flanşelor la care se racordează, iar flanşele trebuie să fie paralele între ele;
- racordarea trebuie făcută fără a da naştere la tensiuni sau solicitări în corpul pompei;
- se evită montajele care pot genera pungi de aer;
- înainte de montarea conductelor acestea se „suflă” cu aer, se spală şi se curăţă, eliminându-se astfel impurităţile rămase în timpul sudării;
- diametrul conductei de refulare trebuie să fie cel puţin egal cu cel al orificiului de refulare al pompei;

- îmbinările conductelor de admisie şi refulare trebuie să se facă cu garnituri plate, moi, cu grad de etanşare superioară.

Reguli generale pentru punerea în funcţiune:
- se verifică rotirea liberă;
- se verifică sensul de rotaţie;
- se verifică sistemul de etanşare;
- se verifică circuitele de etanşare;
- se amorsează (pompele volumice sunt considerate autoamorsante, dar unele tipuri vin însoţite de racorduri pentru amorsare);
- toate pompele volumice se pornesc cu vana de pe refulare deschisă.

Reguli generale pentru exploatare :
- se urmăreşte funcţionarea liniştită şi fără zgomote şi vibraţii a utilajului;
- temperatura uleiului în lagăre nu trebuie să depăşească cu mai mult de 50 ^{0}C, temperatura mediului ambiant;
- se urmăreşte periodic apariţia eventualelor pierderi de ulei;
- se verifică periodic temperatura de funcţionare a rulmenţilor (de obicei prin atingerea cu mâna);
- aparatele de măsura şi control se observă în permanenţă;
- dacă regimul de pompare prezintă pulsaţii se caută şi se înlătură defectul.

6. Concluzii

- observarea atentă a instalaţiilor şi caracterul preventiv al activității de exploatare poate preveni apariţia unor defecte majore sau chiar avarii;
- înlocuirea în termen a echipamentului la sfârşitul perioadei de viaţă conferă păstrarea gradului de siguranţă ridicat al instalaţiei;
- instalaţiile trebuie modificate odată cu trecerea timpului şi aduse în pas cu avansul tehnologic.

Recomandări:

- se recomandă utilizarea pompelor volumice cu număr impar de pistonașe;

- se recomandă utilizarea pompelor la care legătura între pistonașe și disc se face cu arcuri.

BIBLIOGRAFIE

[1] Ţurcanu, C., Ganea, N., *Pompe volumice*, Editura tehnică, Bucureşti, 1963.
[2] Ganea, N., *Alegerea, exploatarea, întreţinerea şi repararea pompelor*, Editura tehnică, Bucureşti, 1981.
[3] * * * *Manualul inginerului hidrotehnician*, Editura tehnică, Bucureşti, 1982.
[4] Todicescu, Al., *Mecanica fluidelor şi maşini hidropneumatice*, Editura didactică şi pedagogică, Bucureşti, 1974.

Drd.Ing. Marius-Cristian GRECU
Șef Atelier Exploatare Motru, UHE Tg-Jiu, SPEEH Hidroelectrica
e-mail: marius.grecu@hidroelectrica.ro

Dr.Ing. Cătălin George TILEA
Inginer Șef UHE Tg-Jiu, SPEEH Hidroelectrica
e-mail: catalin.tilea@hidroelectrica.ro

Prof.univ.em.Dr.Ing. Valeriu PANAITESCU
membru AGIR
Departamentul de hidraulică, mașini
hidraulice și ingineria mediului, Facultatea de Energetică,
UPB București