



A XVIII-a Conferință internațională – multidisciplinară
„Profesorul Dorin Pavel – fondatorul hidroenergeticii românești”
CLUJ NAPOCA, 2018

MENTENANȚA SISTEMELOR DE ACȚIONARE HIDRAULICĂ PRIN DIAGNOZĂ VIBROACUSTICĂ

Alexandru-Daniel MARINESCU, Carmen-Anca SAFTA,
Teodor Costinel POPESCU, Corneliu CRISTESCU

MAINTENANCE OF HYDRAULIC DRIVE SYSTEMS VIA VIBROACOUSTIC DIAGNOSIS

The aim of the article is to presents some of the experimental results regarding the noise and vibration levels of different types of hydrostatic equipment's in working. Vibration diagrams and acoustic spectra are measured in order to obtain a functional database of well-functioning diagrams so that to be compare with the diagram of malfunctioning hydrostatic equipment. The goal is to have a maintenance instrument in hydraulic drive systems diagnosis.

Keywords: vibroacoustic diagnosis, maintenance, hydraulic drives, reference model

Cuvinte cheie: diagnoză vibroacustică, mentenanță predictivă, mentenanță preventivă, acționare hidraulică, model de referință

1. Introducere

Dintre metodele non-invazive cunoscute, analiza vibroacustică este utilizată pentru toate sistemele mecanice ce lucrează în domenii dintre cele mai diverse, pornind de la industriile alimentară și energetică, până la industriile metalurgică și aerospațială.

În mașinile și utilajele care au piese în mișcare, apar șocuri și vibrații, care se transmit direct întregului sistem, și care peste anumite limite au efecte negative asupra sistemului tehnic și asupra personalului operator.

Evenimentele neplăcute care pot să apară în sistemele tehnice datorită depășirii limitelor admisibile de vibrații pentru sistemele tehnice, pot fi preîntâmpinate dacă sistemul este monitorizat continuu în punctele de interes, de exemplu lagăre, arbori, sau alte emente cu rol funcțional important, [1, 2].

În domeniul Sistemelor de acționări hidraulice (SAH), apariția vibrațiilor, autovibrațiilor, și a zgomotelor sunt determinate de funcționarea pompelor volumice care introduc pulsații de presiune în sistemul hidraulic, la care se adaugă și neliniaritățile specifice dinamicii supapelor de presiune și a distribuitorilor, [3, 4].

Mentenanța proactivă, ca ramură a mentenanței predictive, subliniază necesitatea detectării de rutină și a corectării cauzelor primare care conduc la defectările echipamentelor hidraulice, așa cum este exemplul zgomotului anormal, [1].

Prin încercarea la vibrații mecanice se verifică comportamentul echipamentului hidraulic la frecvențe susceptibile a fi întâlnite în exploatare, urmărindu-se apariția defectărilor sau a modificărilor caracteristicilor funcționale, [4].

Deci, utilizarea diagnozei vibroacustice ca metodă de lucru în mentenanța predictivă este necesară.

La INOE 2000-IHP București, începând din luna septembrie 2016, s-au făcut încercări vibroacustice pe echipamentele hidrostatice, cu scopul stabilirii unor modele de referință în ceea ce privește comportamentul în funcționare al acestora. Astfel, cu ajutorul unui analizor Stanford SR 780, (SUA) a fost testat un distribuitor proporțional 4/3, Rexroth (Germania), model Regler 4WRSEH 6C-A1-30, (figura 1). Setarea analizorului din meniu pe funcția „**Analiza octavelor**” a permis obținerea unor diagrame acustice etalon (figura 2).



Fig.1 Distribuitor și analizor



Fig.2 Diagrame acustice etalon

Lucrarea de față are ca principal scop prezentarea rezultatelor obținute prin măsurătorile de vibrații și zgomote. Metoda de diagnoza vibroacustică este alături de metoda de termografieră și de analiză a uleiului un instrument al mentenanței preventive și predictive pentru sistemele de acționare hidrostatică.

2. Măsurarea zgomotului

Adeseori în mentenanța industrială predictivă, precum și în multe alte situații practice se impune măsurarea zgomotului.

Un zgomot este definit prin parametrii fizici specifici, precum intensitatea, spectrul de frecvențe sau variația în timp a nivelului său [1]. Intensitatea acustică nu poate fi măsurată direct, dar se poate determina măsurând o mărime fizică de care depinde. În multe situații, determinarea intensității acustice I (W/m^2) se poate face prin măsurarea presiunii acustice p (Pa), deoarece între cele două mărimi există relația:

$$I = \frac{p^2}{\rho c} \quad (1)$$

în care: ρ este densitatea mediului (N/m^3), c viteza de propagare a sunetului în mediul de lucru (m/s). Produsul dintre densitate ρ și viteza c reprezintă impedanța caracteristică mediului (Ns/m^3), [5].

Cunoașterea impedanței caracteristice unui material este importantă atât în problemele de izolări fonice, cât și în problema amortizării vibrațiilor. În practică, este mai utilă cunoașterea nivelului de intensitate acustică, caracterizat de relația:

$$L_1 = 10 \cdot \log \frac{I}{I_0} \quad (2)$$

unde, I_0 este intensitate acustică de referință, $I_0 = 10^{12} W/m^2$.

Această mărime este obținută prin măsurarea nivelului de presiune acustică, întrucât în condiții normale de presiune și temperatură, diferența dintre cele două mărimi este practic neglijabilă.

Din punct de vedere fiziologic, problema zgomotului se reduce la măsurarea nivelului de tărie acustică, în foni. Acest lucru este relativ simplu de realizat în cazul sunetelor pure, în schimb este foarte dificil în cazul sunetelor complexe și al zgomotelor, [5].

Pentru măsurarea nivelului de presiune acustică, o instalație de măsurare va cuprinde în mod necesar un microfon, un amplificator cu

caracteristica liniară în banda uzuală de frecvențe, un atenuator gradat în decibeli și un instrument indicator sau un aparat înregistrator. La măsurarea zgomotelor care au un nivel de presiune foarte ridicat, se utilizează microfoane cu cristal, care au o sensibilitate redusă la vibrațiile care în această situație, însoțesc de regulă, zgomotele, [5].

Microfonul transformă oscilațiile acustice în oscilații electrice. Oscilațiile electrice, pot fi definite printr-una din cele trei valori ale tensiunii generate (figura 3).

Astfel, tensiunea medie este definită de relația:

$$e_m = \frac{1}{T} \int_0^T e(t) dt, \quad (3)$$

în care T este intervalul de timp (perioada) care cuprinde două semiperioade, una normală și a doua redresată. Tensiunea medie pătratică sau eficace este definită de relația:

$$e_{ef} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T [e(t)^2 dt]}. \quad (4)$$

Tensiunea de vârf, e_v , reprezintă valoarea maximă a tensiunii în intervalul de timp T , figura 3.

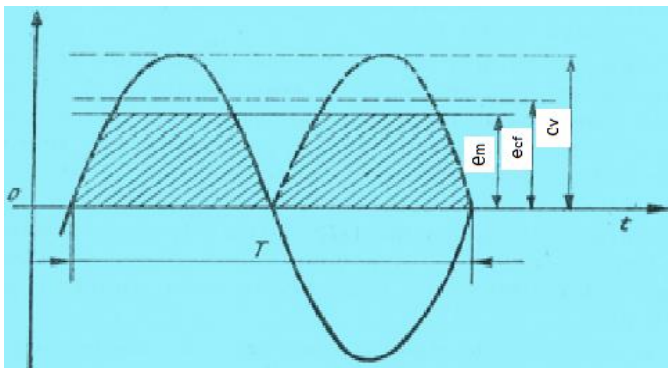


Fig.3 Semnal sinusoidal cu indicarea valorilor tensiunii de vârf eficace și medii, [5]

În cazul unor sunete pure, deci a unor oscilații electrice sinusoidale, raportul dintre valoarea medie și cea de vârf a tensiunii

este egal cu $2/\pi$, sau 0,636, iar raportul dintre valoarea eficace și cea de vârf este $1/\sqrt{2}$, sau 0,707, [5].

3. Măsurarea nivelelor vibrațiilor

"Vibrațiile sunt oscilații ale sistemelor elastice", [6]. Sistemele mecanice sunt supuse fenomenului de vibrație datorită forțelor de readucere elastice. Un pendul oscilează, dar o bară elastică vibrează. Sistemele mecanice sunt alcătuite din elemente cu grade diferite de libertate (respectiv, flexibilitate) la diferite frecvențe.

Mișcarea vibratorie a unui element component al unui sistem tehnic este definită prin deplasare, viteză, accelerație, accelerație de ordinul doi sau deformație specifică dinamică [7]. Cele trei mărimi (deplasare, viteză, accelerație) conțin (aparent) aceeași cantitate de informație deoarece ele se deduc una din alta prin integrare sau derivare în timp. Practica a demonstrat că sunt mașini la care se recomandă *măsurarea vitezei* dacă componenta de viteză este relativ constantă pe un domeniu de frecvențe de până la 1 kHz. Pentru măsurarea componentelor de frecvență joasă ale vibrației se recomandă *măsurarea deplasării*. Pentru componentele de frecvență înaltă se recomandă măsurarea accelerației, [7].

Cu alte cuvinte, pentru domeniul de frecvențe 0÷1000 Hz se folosesc captori de deplasare, între 10÷2500 Hz se folosesc captori de viteze și între 20 Hz până la peste 20 kHz captori de accelerații, [7].

Vibrațiile sistemelor mecanice se compun din sinusoide de frecvențe diferite. Semnalele înregistrate se prelucrează și din analiza spectrală se pot desprinde concluzii legate de starea de funcționare a sistemului.

Indiferent de natura semnalului înregistrat (deplasare, viteză, accelerație) măsurarea amplitudinii se poate face la vârf, vârf-la-vârf (adică distanța de la un vârf negativ la unul pozitiv) și se poate determina "rădăcina medie pătrată a amplitudinii" sau RMS. Calculul RMS se face prin prelucrarea semnalului înregistrat din care valorile instantanee ale amplitudinilor undelor componente se ridică la pătrat și se mediază pe o perioadă (T) de timp. Din valoarea obținută se extrage rădăcina pătrată obținând valoarea RMS (Root Mean Square). RMS reprezintă nivelul total de vibrații a formei de undă într-un domeniu larg de frecvență.

Prelucrarea semnalului nivelului de vibrație necesită și o analiză spectrală prin care semnalul înregistrat în domeniul timp se reprezintă în domeniul frecvență. Se aplică semnalului o transformată

Fourier rapidă (FFT) și se obține spectrul de frecvență care trebuie să aibă cât mai puține pierderi de semnal, [8].

4. Directive și standarde europene

Se prezintă o sinteză a cadrului legislativ de reglementare în domeniul vibrațiilor și zgomotului instalațiilor industriale cu aplicație la sistemele de acționare hidraulică [4]:

- **Directiva 2000/14/CE** a Parlamentului și Consiliului Europei din 8 mai 2000 se referă la alinierea legislației din statele membre, referitoare la emisia de zgomot în mediu generat de utilaje utilizate în mediul exterior.

- **Directiva 2002/49/CE** menționează posibilitatea țărilor din UE de a realiza o **planificare acustică** prin care se urmărește micșorarea nivelului de zgomot prin amenajarea teritoriului și al planificării circulației, dar și combaterea zgomotului la sursă și efectuarea zonării acustice. Principalul indicator de zgomot definit în cadrul Directivei este L_{den} :

$$L_{den} = 10 \log \frac{1}{24} \left(12 \times 10^{\frac{L_{day}}{10}} + 4 \times 10^{\frac{L_{ev}+5}{10}} + 8 \times 10^{\frac{L_n+10}{10}} \right) \quad (5)$$

unde: L_{day} reprezintă nivelul sonor mediu, ponderat A pe termen lung, determinat pe ansamblul perioadelor de zi dintr-un an; L_{ev} , nivelul sonor mediu ponderat A pe termen lung, determinat pe ansamblul perioadelor de seară dintr-un an; L_n nivelul sonor mediu, ponderat A, pe termen lung, determinat pe ansamblul perioadelor de noapte dintr-un an.

Perioadele propuse de Comisia țărilor membre UE, pentru cei trei indicatori parțiali sunt: L_{day} (ziua), 7.00÷19.00; L_{ev} (seara), 19.00÷23.00; L_n (noaptea), 23.00÷7.00.

- În România directiva a fost implementată prin intermediul **HG 321/2005**.

Standardul ISO 2954, privind *Vibrațiile mecanice ale mașinilor rotative și cu piston - Cerințe pentru instrumentele de măsurare a severității vibrațiilor*, [9].

Standardul ISO 4412-1:1991, privind *Acționări hidraulice - Cod de testare pentru determinarea nivelelor de zgomot transmise prin aer-Partea 1: Pompe*, [10].

Standardul ISO 4412-1:1991, privind *Acționări hidraulice - Cod de testare pentru determinarea nivelelor de zgomot transmise prin aer-Partea 1: Motoare*, [11]

5. Diagnoza vibroacustică a unor pompe hidrostactice

Se prezintă rezultatele măsurătorilor de zgomot și vibrații în stația de pompare (figura 4) a standului de testare pentru echipamente hidrostactice, în vederea evaluării funcționării grupurilor de pompare. S-au obținut înregistrări ale nivelului de zgomot și diagrame de vibrații pentru un număr de 5 pompe volumice de tipuri diferite.

Pentru măsurarea nivelurilor de vibrații s-au folosit accelerometre (figura 6) montate pe conducta de refulare a pompei (figura 7).



Fig. 4 Stație de pompare pentru stand de testare aparatură hidraulică (Laborator hidraulică INOE 2000-IHP, 2018)



Fig. 5 Accelerometru



Fig. 6 Pompă hidraulică cu palete

S-a pornit fiecare pompă și s-a înregistrat nivelul de vibrații (acc.), în două regimuri de funcționare (în gol și în sarcină). Presiunea de lucru utilizată în timpul încercărilor a fost de **130 bar**. Pentru exemplificare sunt prezentate mai jos **diagramele de vibrații**, astfel

obținute, pentru o pompă hidraulică cu palete, simplă, cu cilindree fixă - Pompa 2 din componența stației de pompare (vezi figurile 6+8).

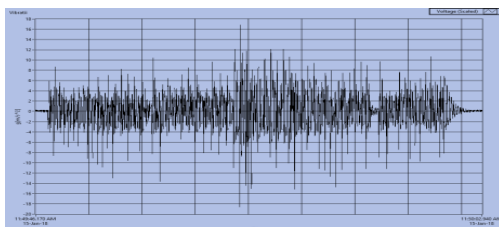


Fig. 7 Funcționare în gol

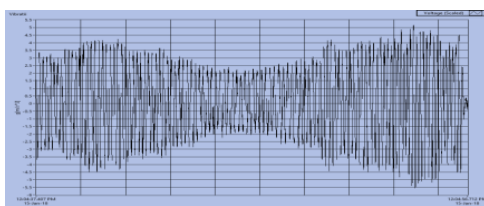


Fig. 8 Funcționare în sarcină

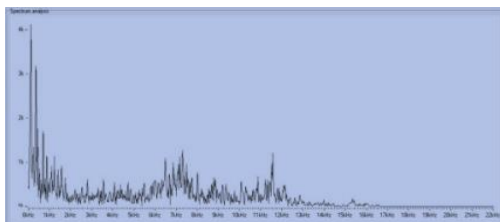


Fig. 9 Funcționare în gol

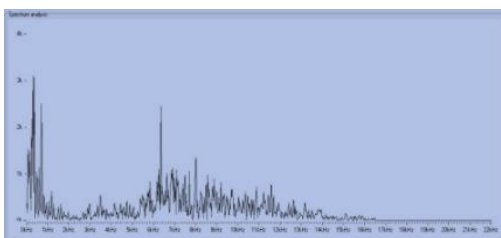


Fig. 10 Funcționare în sarcină

Pentru aceeași pompă sunt prezentate și **spectrele de frecvență (zgomot)**, la funcționarea în gol și în sarcină (figura 9 și figura 10).

Diagramele de vibrații și spectrele de frecvență (zgomot) astfel obținute pentru toate cele 5 pompe ale stației de pompare vor fi incluse într-o bază de date, și vor fi considerate probe martor pentru diagnosticarea, prin comparație a eventualelor defecțiuni apărute în timpul funcționării acestora.

6. Concluzii

■ Analiza vibroacustică, reprezintă o tehnică modernă de mentenanță, care utilizează aparate de precizie ce pot furniza informații calitative privind starea de funcționare a unui sistem de acționare hidraulică (SAH).

■ În acest scop se pot concepe metodologii de verificare pe grupe de aparate specifice SAH cu precizarea domeniului de zgomot și vibrații la funcționarea normală a aparatului sau a SAH. Datele înregistrate la INOE 2000-IHP București, în urma încercărilor vibroacustice, vor fi necesare în vederea stabilirii unor modele de referință, în ce privește comportamentul în funcționare al aparatului hidrostatic.

■ Autorii consideră că utilizarea unei aparaturi performante, calibrarea corectă și cunoașterea modului de lucru prin înțelegerea fenomenului fizic, sunt cerințe care se impun de la sine atunci când vorbim de eficiența diagnozei vibroacustice, ca metodă de lucru în mentenanța predictivă și preventivă.

BIBLIOGRAFIE

- [1] Everest, A.F., Pohlmann, K.C., *Master Handbook of Acoustics*, ed. A V a, 2009, Ed. McGraw Hill, www.roletech.net/books/HandbookAcoustics.pdf
- [2] Carp-Ciocărdia, C., Dragomirescu, A., Safta, C.A., Schiaua, M., Magheți, I., *Experimental investigation of possible failures of a Banki turbine*, acta Technica Napocensis, series: Applied mathematics, mechanics and Engineering, Vol 60, No. 4, 2017, pp 545-550.
- [3] Ericson, L., *On Fluid Power Pump and Motor Design - Tools for Noise Reduction*, Linköping Studies in Science and Technology. Dissertations No. 1417, 2011, ISBN 978-91-7519-994-8.
- [4] Ciobanu, E., Călinoiu, C., *Acționări Hidrostatice*, Editura Oficiului de Informare Documentară pentru Industrie, Cercet, manag. 2002.

- [5] Grumăzescu, M., Stan, A, Wegener, N, Marinescu, V, *Combaterea zgomotului și vibrațiilor*, Editura Tehnică, București, 1964.
- [6] Radeș, M., *Vibrații mecanice*, Editura Printech, 2008.
- [7] Buzdugan, Gh., Mihăilescu, E., Radeș, M., *Măsurarea vibrațiilor*, Editura Academiei, București, 1979.
- [8] * * * www.mobilindustrial.ro/current_version/online_docs/COMPENDIU.
- [9] * * * ISO Online Browsing Platform (OBP) <https://www.iso.org/obp/ui/#iso:std:iso:10816:-8:ed-1:v1:en>.
- [10] * * * ISO International Organization for Standardization, Standards Catalogue ISO 4412- 1:1991 <https://www.iso.org/standard/10317.html>.
- [11] * * * ISO International Organization for Standardization, Standards Catalogue, ISO 4412- 2:1991 <https://www.iso.org/standard/10319.html>.

Drd. Ing. Alexandru-Daniel MARINESCU
cercetător științific, Institutul Național de Cercetare – Dezvoltare pentru
Optoelectronică – Filiala Institutul de Cercetare pentru Hidraulică și
Pneumatică (INOE 2000 – IHP) București
e-mail: alexandru_marini@yahoo.com

Prof. Dr. Ing. Carmen-Anca SAFTA
Universitatea Politehnică București, Facultatea de Energetică
e-mail: safta.carmenanca@gmail.com

Dr. Ing. Teodor Costinel POPESCU
cercetător științific gradul I, Institutul Național de Cercetare – Dezvoltare
pentru Optoelectronică (INOE 2000) – Filiala Institutul de Cercetare pentru
Hidraulică și Pneumatică, (INOE 2000 – IHP) București
e-mail: popescu.ihp@fluidas.ro

Dr. Ing. Corneliu CRISTESCU
cercetător științific gradul I, Institutul Național de Cercetare – Dezvoltare
pentru Optoelectronică (INOE 2000) – Filiala Institutul de Cercetare pentru
Hidraulică și Pneumatică, (INOE 2000 – IHP) București
e-mail: cristescu.ihp@fluidas.ro