

MODELE PENTRU STUDIUL CIOCANELOR HIDRAULICE UTILIZATE LA LUCRĂRI DE DEMOLARE A CONSTRUCȚIILOR

Vlădeanu Alexandru, prof.univ.dr. ing., Universitatea Tehnică de Construcții București, Facultatea Utilaj Tehnologic

Abstract: After a short introduction about the use of hydraulic hammers in construction, starting from the constructive scheme of an assembled on excavator hydraulic hammer, a complex model of hydraulic hammer, composed from a lot of mechanical and hydrostatic subsystems, which between them interact and with breaking material, is presented. Through mathematical models coupling of the composed subsystems (continuity equations for hydraulic flow and moving equations of mechanical components), mathematical model of the hydraulic hammer represented through unlinier differential equations system is obtained. Considering simplified models of hydraulic hammers, calculating relations for main parameters and variation diagrams of these can be obtained.

1.INTRODUCERE

Ciocanele hidraulice au o largă utilizare la lucrări de demolare a construcțiilor (clădiri, platforme betonate, drumuri) prin montarea acestora pe excavatoare hidraulice în locul cupei (fig.1). Prin lovirea repetată a elementelor de construcție de către vârful sculei se produce fisurarea și apoi sfărâmarea acestora. Ciocanele hidraulice sunt sisteme mecano-hidraulice complexe, care asigură transformarea energiei potențiale a lichidului de lucru în energie cinetică a unui piston, ce execută lovituri asupra sculei aflată în contact cu materialul de sfărâmat. În figura 2 se dă schema constructivă a unui ciocan hidraulic.



a)



b)

Fig.1

a) Ciocan hidraulic montat pe excavator; b) Ciocanul hidraulic in interacțiune cu materialul de sfărâmat

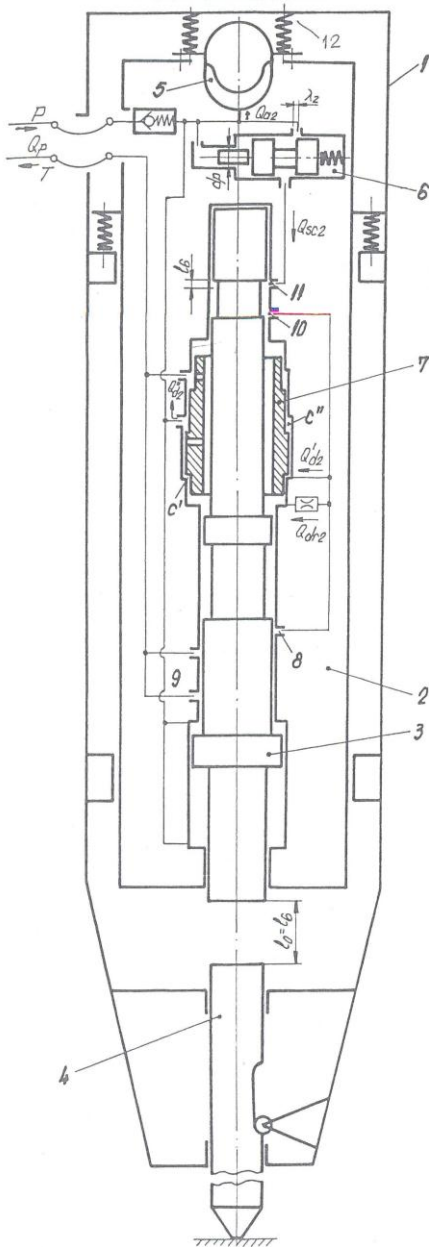


Fig.2

Considerând ca origine a timpului momentul imediat după executarea loviturii, apar următoarele faze ale ciclului de lucru: accelerarea pistonului la cursa în gol, schimbarea poziției distribuitorului în ultima parte a cursei în gol, frânarea pistonului la sfârșitul cursei în gol, accelerarea pistonului la cursa activă, schimbarea poziției distribuitorului în ultima parte a cursei active și realizarea loviturii.

2. Considerații privind modelarea ciocanelor hidraulice

Ciocanul hidraulic este un sistem mecano-hidraulic complex format din următoarele subsisteme:

- grupul de acționare (motor diesel- pompă hidraulică cu regulator de putere);
- magistrala de înaltă presiune cu acumulator, supapă de conectare, supapă de siguranță, conducte;
- mecanismul de lovire cu piston, cilindru, carcasă și distribuitor comandat de către piston;
- scula în interacțiune cu materialul de sfărâmat;
- magistrala de joasă presiune.

Carcasa 1 se montează cu ajutorul unor bolțuri pe mânerul excavatorului în locul cupei. În interiorul carcasei ghidează cilindrul 2, suspendat pe arcurile 12, precum și scula 4. Se realizează legătura prin conducte și furtunuri cu pompa hidraulică a excavatorului și cu rezervorul de ulei. Pe conducta de alimentare se află o supapă de sens, acumulatorul pneumohidraulic 5, precum și o supapă de conectare 6, care se deschide atunci când presiunea atinge o anumită valoare, care se poate regla. Distribuitorul 7, aflat în interiorul cilindrului 2, asigură schimbarea sensului de deplasare a pistonului 3 în interiorul cilindrului și prin acesta executarea de lovituri periodice ale pistonului asupra sculei 4. Schimbarea poziției sertarului distribuitorului, care este realizat sub formă de bușe, este comandată chiar de către pistonul în mișcare prin închiderea, respectiv deschiderea unor canale executate în corpul cilindrului (8, 9, 10, 11).

În cazul schemei din figura 2, camera inferioară a cilindrului este în legătură permanentă cu magistrala de înaltă presiune, iar camera superioară a cilindrului este cameră de comandă, fiind legată când cu pompa, când cu rezervorul în funcție de poziția sertarului distribuitorului.

Creșterea presiunii de reglaj a supapei de conectare asigură o creștere importantă a presiunii de lucru și a energiei de lovire a ciocanului hidraulic mai ales la debite mici ale pompei.

Ciocanul hidraulic se află în interacțiune cu materialul de sfărâmat prin intermediul sculei, precum și cu mașina de bază, prin fixarea carcasei ciocanului la capătul mânerului excavatorului hidraulic. Prin intermediul carcasei ciocanului, o parte din greutatea echipamentului excavatorului acționează asupra sculei, realizând forța de apăsare asupra materialului de sfărâmat. Parametrii ce caracterizează interacțiunea ciocanului cu materialul se schimbă de la lovitură la lovitură și depind nu numai de proprietățile fizico-mecanice ale materialului de sfărâmat, ci și de forma sculei, forța de apăsare a sculei pe material și de starea suprafeței.

Subsistemele componente ale ciocanului hidraulic interacționează între ele, mărimile de ieșire ale unora fiind mărimi de intrare pentru altele. Pentru fiecare subsistem corespund modele matematice, care se schimbă de la o fază la alta a ciclului de lucru, iar totalitatea acestora formează modelul matematic al ciocanului hidraulic. Modelul ciocanului hidraulic rezulta din compunerea modelelor subsistemelor componente.

3. Modele matematice pentru subsistemele componente

3.1. Modelul magistralei de înaltă presiune

În figura 3 se indică modelul magistralei de înaltă presiune, care cuprinde supapa de siguranță 1, conducte de înaltă presiune 2, acumulatorul pneumohidraulic 3, supapa de conectare 4 și traductorul de poziție 5. Supapa de conectare asigură transmiterea semnalului de comandă la distribuitor, pentru începerea cursei active a pistonului, numai după încărcarea acumulatorului la presiunea p' stabilită prin reglajul arcului supapei. Traductorul de poziție realizează legătura între pompă și rezervor la depășirea cursei admise a pistonului, evitând funcționarea în gol a ciocanului hidraulic.

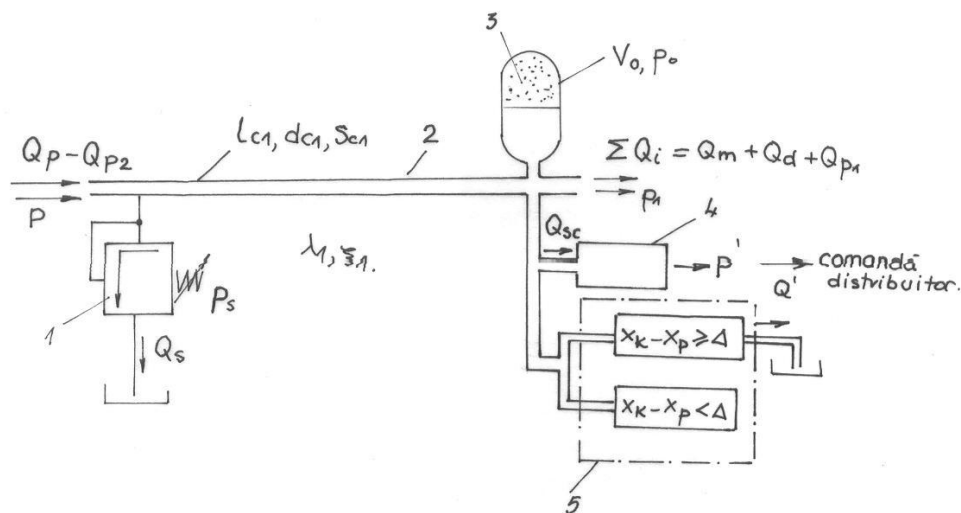


Fig.3

Mărimile de intrare pentru acest subsistem sunt debitul furnizat de pompă și debitele necesare la diferite componente ale ciocanului hidraulic, inclusiv pierderile de debit, iar mărimea de ieșire a subsistemului este presiunea. Modelul matematic al magistralei de înaltă presiune se obține pornind de la ecuația de continuitate:

$$Q_p - Q_{p2} = Q_m + Q_d + Q_{sc} + Q_s + Q_c + Q_{p1} \quad (1)$$

în care: Q_p – debitul pompei; Q_{p2} – debitul pierderilor de lichid din camera de înaltă presiune în camera de joasă presiune a pompei; Q_m – debitul necesar pentru mecanismul de lovire; Q_d – debitul necesar pentru comanda distribuitorului; Q_{sc} – debitul necesar pentru comanda supapei de conectare; Q_s – debitul ce trece prin supapa de siguranță; Q_c – debitul determinat de compresibilitatea magistralei de înaltă presiune, ținând seama de elasticitatea lichidului, a conductelor și de compresibilitatea gazului din acumulator; Q_{p1} – debitul pierderilor de lichid în diferite componente ale ciocanului hidraulic.

Exprimând componentele debitului funcție de presiune, se obține o ecuație diferențială neliniară având ca variabilă presiunea.

3.2. Modelul mecanismului de lovire

Mecanismul de lovire cuprinde cilindrul cu sistemul de canale prin care circulă uleiul hidraulic, pistonul, care execută lovituri periodice asupra sculei și distribuitorul, al cărui sertar de formă tubulară se deplasează în interiorul cilindrului, fiind comandat de către pistonul în mișcare.

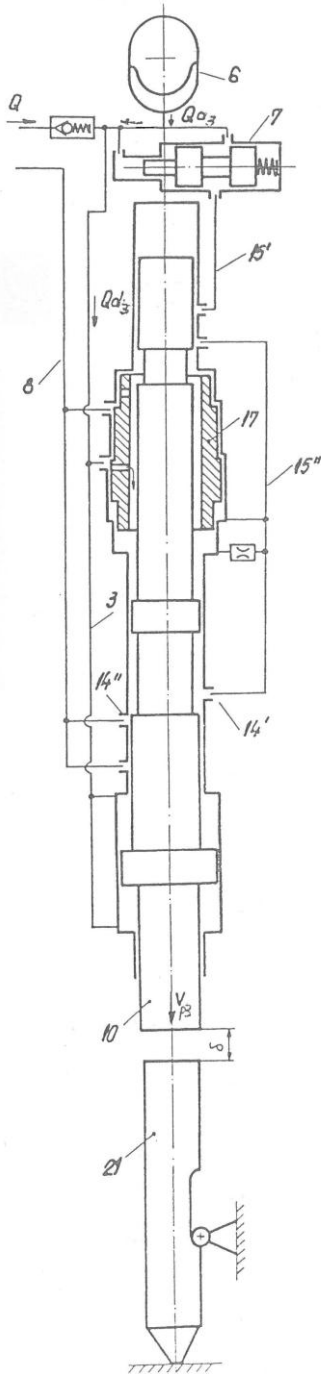


Fig.4

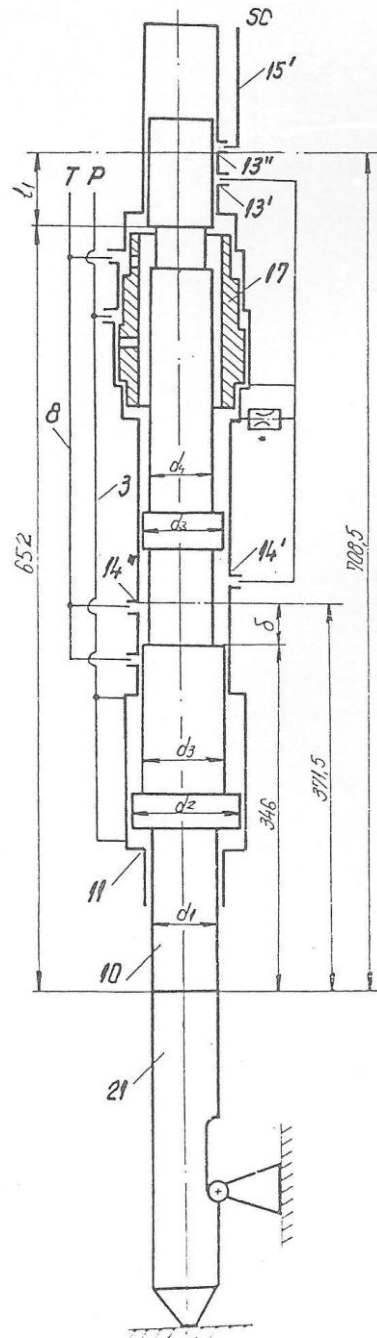


Fig.5

Ciocanul hidraulic cu schema din figura 2, dat ca exemplu, are camera inferioară legată permanent cu pompa, iar camera superioară este cameră de comandă, legată când cu pompa, când cu rezervorul funcție de poziția sertarului distribuitorului. Rezultă următoarele faze ale ciclului de lucru al mecanismului de lovire:

a) cursa activă a pistonului, care se termină cu executarea loviturii și care cuprinde două subfaze:

a1) deplasarea pistonului din poziția limită superioară până la stabilirea legăturii între orificiile 14' și 14'', cu sertarul distribuitorului în poziția limită superioară (fig.4);

a2) schimbarea poziției sertarului distribuitorului în poziția limită inferioară, care trebuie să se încheie în momentul executării loviturii (fig.5);

b) cursa în gol a pistonului care cuprinde două subfaze:

b1) deplasarea pistonului din poziția de lovire până ce se realizează legătura între orificiile 13' și 13'' (cu sertarul distribuitorului în poziția limită inferioară);

b2) frânarea pistonului (mecanică sau hidraulică) simultan cu schimbarea poziției sertarului distribuitorului în poziția limită superioară (mișcarea sertarului are loc doar dacă supapa de conectare este deschisă).

3.2.1. Model pentru studiul mișcării pistonului și cilindrului

Modelul pentru studiul mișcării pistonului este dat în figura 6a, iar pentru studiul mișcării cilindrului se utilizează modelul din figura 6b, în care 1 reprezintă pistonul, 2 – cilindrul, 3 – carcasa ciocanului hidraulic, 4 – sistem de arcuri. Neglijând influența masei lichidului asupra mișcării pistonului și cilindrului, se obține modelul matematic dat de relația (2) pentru piston și modelul matematic dat de relația (3) pentru cilindru:

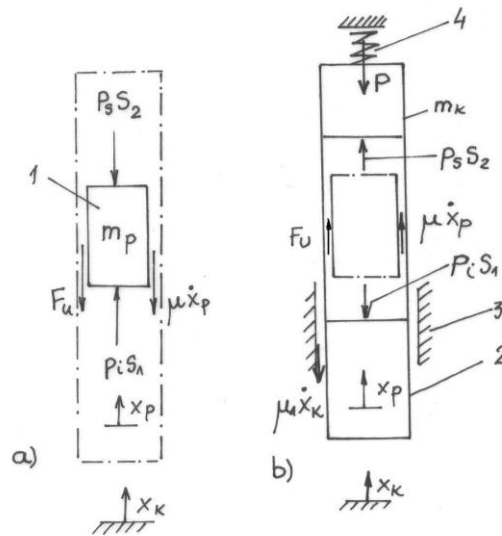


Fig.6

$$m_p \frac{d^2 x_p}{dt^2} = p_i S_1 - p_s S_2 - F_u \text{sign}(\dot{x}_p - \dot{x}_k) - \mu \frac{dx_p}{dt} - m_p g \quad (2)$$

$$m_k \frac{d^2 x_k}{dt^2} = p_s S_2 - p_i S_1 + F_u \text{sign}(\dot{x}_p - \dot{x}_k) + \mu \frac{dx_p}{dt} - \mu_1 \frac{dx_k}{dt} - (P_0 - m_k g + c \delta x_k) \quad (3)$$

în care: x_p, \dot{x}_p - deplasarea, respectiv viteza pistonului față de cilindru; x_k, \dot{x}_k - deplasarea, respectiv viteza cilindrului față de carcasă; m_p - masa pistonului; p_i, p_s - presiunea în camera inferioară, respectiv superioară a cilindrului; S_1, S_2 - aria suprafeței active a pistonului pentru camera inferioară, respectiv superioară; F_u - forța de frecare uscată între etanșările pistonului și cilindru; μ - coeficient de frecare vâscoasă între piston și cilindru; g - accelerația gravitației; m_k - masa cilindrului; μ_1 - coeficient de frecare vâscoasă între cilindru și carcasă; P_0 - forța în sistemul de arcuri dintre cilindru și carcasă în poziția de echilibru a cilindrului; c - constanta elastică a sistemului de arcuri; δx_k - deformația arcurilor față de poziția de echilibru a cilindrului; sign - funcție definită astfel:

$$\text{sign}(\dot{x}_p - \dot{x}_k) = \begin{cases} 1 & \text{pentru } \dot{x}_p - \dot{x}_k > 0 \\ -1 & \text{pentru } \dot{x}_p - \dot{x}_k < 0 \end{cases} \quad (4)$$

Presiunile p_i, p_s din camera inferioară, respectiv superioară a cilindrului, se determină pentru fiecare fază a ciclului de lucru, ținând seama de pierderile de presiune pe conducte și de forțele de inerție ce acționează asupra lichidului din conducte, care are o mișcare cu viteză variabilă. Pentru cursa în gol p_i și p_s se determină cu relațiile (5), respectiv (6), iar pentru cursa activă cu relațiile (7) și (8):

$$p_i = p_1 - \Delta p_{c1} - \Delta p_{i1} = p_1 - \frac{\rho S_1^2 (\dot{x}_p - \dot{x}_k)^2}{2S_{c2}^2} \left(\frac{l_{c2}}{d_{c2}} \lambda_2 + \xi_2 \right) - \frac{\rho S_1 l_{c2} (\ddot{x}_p - \ddot{x}_k)}{S_{c2}} \quad (5)$$

$$p_s = p_r + \Delta p_{c2} + \Delta p_{i2} = p_r + \frac{\rho S_2^2 (\dot{x}_p - \dot{x}_k)^2}{2S_{c3}^2} \left(\frac{l_{c3}}{d_{c3}} \lambda_3 + \xi_3 \right) + \frac{\rho S_2 l_{c3} (\ddot{x}_p - \ddot{x}_k)}{S_{c3}} \quad (6)$$

$$p_i = p_1 + \Delta p_{c1} + \Delta p_{i1} = p_1 + \frac{\rho S_1^2 (\dot{x}_p - \dot{x}_k)^2}{2S_{c2}^2} \left(\frac{l_{c2}}{d_{c2}} \lambda_2 + \xi_2 \right) + \frac{\rho S_1 l_{c2} (\ddot{x}_p - \ddot{x}_k)}{S_{c2}} \quad (7)$$

$$p_s = p_1 - \Delta p_{c3} - \Delta p_{i3} = p_r - \frac{\rho S_2^2 (\dot{x}_p - \dot{x}_k)^2}{2S_{c4}^2} \left(\frac{l_{c4}}{d_{c4}} \lambda_4 + \xi_4 \right) - \frac{\rho S_2 l_{c4} (\ddot{x}_p - \ddot{x}_k)}{S_{c4}} \quad (8)$$

în care: p_1 – presiunea la ieșirea din magistrala de înaltă presiune; p_r – presiunea la intrarea în magistrala de joasă presiune; Δp_{c1} – pierderi de presiune liniare și locale în conducta ce unește magistrala de înaltă presiune cu camera inferioară a cilindrului; Δp_{c2} – pierderi de presiune liniare și locale în conducta ce unește camera superioară a cilindrului cu magistrala de joasă presiune; Δp_{c3} – pierderi de presiune liniare și locale în conducta ce unește magistrala de înaltă presiune cu camera superioară a cilindrului; Δp_{i1} , Δp_{i2} , Δp_{i3} – variații ale presiunii datorită forțelor de inerție ale lichidului din conducte; ρ – densitatea lichidului; l_{c2} , d_{c2} , S_{c2} , λ_2 , ξ_2 – lungimea, respectiv diametrul, aria secțiunii transversale, coeficient de rezistență liniară, coeficient de rezistență locală pentru conducta ce unește magistrala de înaltă presiune cu camera inferioară a cilindrului; l_{c3} , d_{c3} , S_{c3} , λ_3 , ξ_3 – lungimea, respectiv diametrul, aria secțiunii transversale, coeficient de rezistență liniară, coeficient de rezistență locală pentru conducta ce unește camera superioară a cilindrului cu magistrala de joasă presiune; l_{c4} , d_{c4} , S_{c4} , λ_4 , ξ_4 – lungimea, respectiv diametrul, aria secțiunii transversale, coeficient de rezistență liniară, coeficient de rezistență locală pentru conducta ce unește magistrala de înaltă presiune cu camera superioară a cilindrului; \dot{x}_p, \dot{x}_k – accelerația pistonului, respectiv a cilindrului.

Debitele necesare mecanismului de lovire sunt date de relațiile (9) și (10):

$$Q_m = \begin{cases} S_1 (\dot{x}_p - \dot{x}_k) & \text{pentru cursa în gol } (\dot{x}_p > 0) \\ -(S_1 + S_2) (\dot{x}_p - \dot{x}_k) & \text{pentru cursa activă } (\dot{x}_p < 0) \end{cases} \quad (9)$$

$$Q_m' = \begin{cases} S_2 (\dot{x}_p - \dot{x}_k) & \text{pentru cursa în gol } (\dot{x}_p > 0) \\ 0 & \text{pentru cursa activă } (\dot{x}_p < 0) \end{cases} \quad (10)$$

în care: Q_m – debitul de lichid de înaltă presiune necesar pentru alimentarea mecanismului de lovire; Q_m' – debitul de lichid trimis de mecanismul de lovire în magistrala de joasă presiune.

La stabilirea relațiilor de mai sus, s-a ținut seama că ambele camere ale cilindrului sunt legate la pompă în faza cursei active a pistonului, pentru ciocanul hidraulic dat ca exemplu, iar camera de comandă este camera superioară a cilindrului.

Mărimile de intrare ale subsistemului mecanism de lovire sunt presiunile în magistrala de înaltă presiune p_1 și în magistrala de joasă presiune p_r . Mărimile de ieșire ale subsistemului sunt deplasările pistonului și ale cilindrului în funcție de timp, de unde rezultă vitezele și accelerațiile pistonului și ale cilindrului, durata ciclului de lucru, precum și debitele Q_m și Q_m' , care intră sau ies din camerele de lucru într-un moment oarecare. Deplasările pistonului și ale cilindrului realizează comanda distribuitorului prin intermediul canalelor executate în aceste elemente.

3.2.2. Modelul distribuitorului

Distribuitorul ciocanului hidraulic realizează comunicarea periodică a camerei de comandă a mecanismului de lovire cu magistralele de înaltă și joasă presiune. În timpul cursei active, sertarul distribuitorului (poz.17) are poziția din figura 7a, iar la sfârșitul cursei active pistonul realizează legătura cu rezervorul prin canalele 14'-14'' a camerei inferioare (c') a distribuitorului, care este camera de comandă a distribuitorului. Ca urmare se realizează deplasarea sertarului distribuitorului în poziția din figura 7b, corespunzătoare cursei în gol a pistonului. La sfârșitul cursei în gol, pistonul realizează legătura cu magistrala de înaltă presiune prin canalele 13'-13'' a camerei

inferioare (c') a distribuitorului (fig.7b) și se schimbă din nou poziția sertarului. Comanda sertarului distribuitorului se realizează doar dacă supapa de conectare 7 este deschisă (fig.7b).

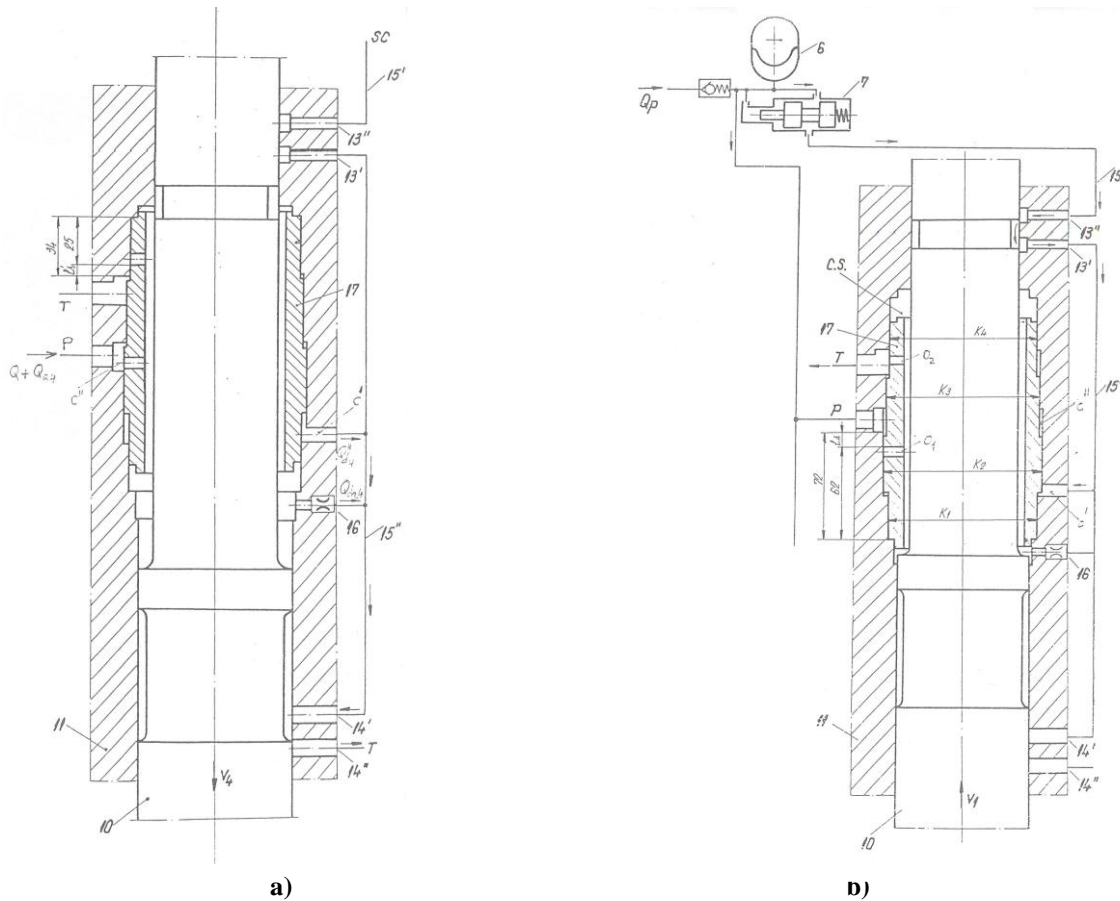


Fig.7

La stabilirea modelului dinamic al distribuitorului, se fac următoarele simplificări: se neglijează masa lichidului din camerele de lucru, se neglijează influența forței de greutate a sertarului asupra mișcării sertarului, nu se consideră variația debitului prin distribuitor în timpul deplasării sertarului. Modelul matematic al distribuitorului este dat de ecuația diferențială de mișcare a sertarului (11):

$$m_d \frac{d^2 z}{dt^2} = -S_{d1} p_{d1} + S_{d2} p_{d2} - \lambda_d \frac{dz}{dt} \quad (11)$$

în care: m_d – masa sertarului; $z, \frac{dz}{dt}, \frac{d^2 z}{dt^2}$ – deplasarea sertarului față de cilindru, respectiv viteza și accelerația; S_{d1}, S_{d2} – aria suprafeței active a sertarului pentru camera superioară a distribuitorului, legată permanent cu pompa, respectiv pentru camera inferioară (camera de comandă a distribuitorului); p_{d1}, p_{d2} – presiunea în camera necomandată, respectiv în camera de comandă a distribuitorului; λ_d – coeficientul de frecare vâscoasă.

Ținând cont de pierderile de presiune și de forțele de inerție ce acționează asupra lichidului în mișcare pe conductele ce leagă camerele distribuitorului de magistrala de înaltă și joasă presiune, se obțin relații asemănătoare cu relațiile (5) – (8) pentru presiunile p_{d1}, p_{d2} la schimbarea poziției sertarului la sfârșitul cursei active a pistonului, precum și la sfârșitul cursei în gol.

Debitele necesare la distribuitor sunt date de relațiile (12) și (13):

$$Q_d = \begin{cases} S_{d1} \frac{dz}{dt} & \text{pentru schimbarea poziției sertarului la sfârșitul cursei active a pistonului} \\ (S_{d2} - S_{d1}) \frac{dz}{dt} & \text{pentru schimbarea poziției sertarului la sfârșitul cursei în gol a pistonului} \end{cases} \quad (12)$$

$$Q'_d = \begin{cases} S_{d2} \frac{dz}{dt} & \text{pentru schimbarea pozitiei sertarului la sfarsitul cursei active a pistonului} \\ 0 & \text{pentru schimbarea pozitiei sertarului la sfarsitul cursei in gol a pistonului} \end{cases} \quad (13)$$

în care: Q_d – debitul necesar pentru comanda sertarului distribuitorului; Q'_d - debitul trimis din camera de comandă a distribuitorului spre rezervor.

3.3. Modelul magistralei de joasă presiune

Modelul matematic al magistralei de joasă presiune se obține scriind ecuația de continuitate:

$$Q_r = Q'_m + Q'_d + Q'_p - Q'_c = Q'_m + Q'_d + r_{p1}(p_1 - p_r) - \frac{V'_1}{E} \frac{dp_r}{dt} \quad (14)$$

în care: Q_r – debitul de lichid ce intră în rezervor; Q'_p - debitul determinat de pierderile de lichid între camerele legate de pompa și cele legate de rezervor; Q'_c -debitul determinat de compresibilitatea lichidului din magistrala de joasă presiune; r_{p1} - pierderi de debit specifice; V'_1 - volumul lichidului în magistrala de joasă presiune; E – modulul de elasticitate echivalent al lichidului și conductelor.

3.4. Modelul sculei în interacțiune cu materialul

În figura 8 se prezintă modelul sculei, ghidate în interiorul carcasei ciocanului hidraulic și asupra căreia pistonul execută lovituri periodice. Modelul matematic al sculei se compune din ecuația (15) de echilibru a forțelor pe direcția axei sculei, precum și din ecuația (16), care exprimă transformarea energiei cinetice a pistonului în lucru mecanic de pătrundere a sculei în material și lucru mecanic de deformare elastică a sculei și a materialului. Forța de lovire a pistonului trebuie să învingă rezistențele opuse de material, care în cazul general variază de la o lovitură la alta.

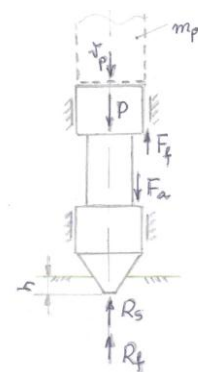


Fig.8

$$P + F_a - R_s - R_f - F_f = 0 \quad (15)$$

$$\frac{m_p [v_p (1-k)]^2}{2} = \frac{Ph}{2} + L_{ds} + L_{dm} \quad (16)$$

în care: P – forța de lovire exercitată periodic de piston; F_a – forța de apăsare aplicată asupra sculei prin intermediul carcasei ciocanului hidraulic; R_s – rezistența la strivire (sau despicare) a materialului; R_f –rezistența datorită frecărilor între sculă și material; F_f -rezistența datorită frecărilor între sculă și ghidajele din carcasă; m_p – masa pistonului; v_p – viteza pistonului în momentul loviturii; k – coeficientul de restituire; h – adâncimea de pătrundere a sculei în material la o lovitură; L_{ds} , L_{dm} – lucrul mecanic de deformare a sculei, respectiv a materialului la o lovitură. Aceste mărimi depind de caracteristicile sculei și ale materialului care se sfărâmă.

4. Modele simplificate

Datorită complexității modelului prezentat mai sus, compus din sisteme de ecuații diferențiale neliniare, care diferă de la o fază la alta a ciclului de lucru și pentru care trebuie puse condițiile inițiale și la limită corespunzătoare, se recurge la modele care iau în considerare mai multe ipoteze simplificatoare și anume:

-se consideră că asupra materialului se apasă cu o forță constantă, exercitată de mașina de bază prin intermediul carcasei ciocanului hidraulic;

-se neglijează deplasarea sculei în urma loviturii pistonului și se consideră o funcționare periodică a ciocanului hidraulic (această ipoteză este valabilă când mediul de sfărâmat este foarte rezistent) ;

-deplasarea cilindrului ciocanului hidraulic, precum și a carcasei acestuia este neglijabilă comparativ cu deplasarea pistonului și ca urmare studiul mișcării sistemului format din patru corpuri (carcasa ciocanului fixată pe mașina de bază, cilindrul, pistonul și scula) se reduce la studiul mișcării pistonului, neconsiderându-se avansul sculei;

-debitul pompei hidraulice este constant, considerându-se funcționarea acesteia în afara domeniului de reglaj a debitului, cu turație constantă a motorului diesel;

-se neglijează forțele de inerție ce acționează asupra lichidului de lucru, care circulă prin conducte cu viteze variabile;

- datorită existenței acumulatorului, compresibilitatea lichidului din conducte și elasticitatea conductelor se poate neglija;

-se neglijează forțele de frecare între piston și cilindru, pierderile de presiune pe conducte, precum și pierderile de debit;

-se presupune că ciocanul hidraulic funcționează în poziție verticală,, executând lovitura de sus în jos;

-factorul de restituire la ciocnirea dintre pistonul percutor și scula de lucru se consideră egal cu zero (ciocnire perfect plastică).

În lucrarea [3] s-a studiat un astfel de model simplificat pe un ciocan hidraulic de tipul celui prezentat mai sus și după rezolvarea ecuațiilor diferențiale cu ajutorul programului MATLAB, s-au obținut : diagrama de variație a presiunii pe magistrala de înaltă presiune în funcție de timp (fig.9), diagrama de variație a vitezei pistonului în funcție de timp, durata ciclului de lucru, frecvența loviturilor și energia de lovire pentru cazul considerat.

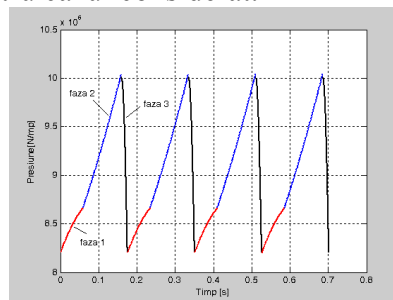


Fig. 9

5. Concluzii

Ciocanele hidraulice utilizate în construcții sunt sisteme mecano-hidraulice foarte complexe, formate din mai multe subsisteme mecanice și hidraulice, care interacționează între ele. Interacțiunea sculei cu materialul complică și mai mult studiul ciocanelor hidraulice, având în vedere că rezistența materialului se schimbă de la o lovitură la alta. Având în vedere că rezolvarea modelului matematic complex este foarte dificilă, în lucrare s-au enumerat mai multe ipoteze simplificatoare și s-au menționat unele rezultate obținute prin considerarea acestor ipoteze. Se propune ca în continuare să se studieze influența separată asupra procesului de lucru a ciocanelor hidraulice a unor factori din cei neglijați în cadrul modelului simplificat menționat mai sus, ca de exemplu: influența forțelor de inerție ce acționează asupra lichidului de lucru, influența compresibilității lichidului din conducte și a elasticității conductelor, influența caracteristicilor materialului de sfărâmat asupra procesului de lucru a ciocanului hidraulic etc.

BIBLIOGRAFIE

- [1] Mihăilescu Ș., Vlădeanu A., Studiul posibilităților de perfecționare a ciocanelor hidraulice produse de Uzina București, contract cercetare științifică I.C.B., București, 1989.
- [2] Saghinov A.S. ș.a. , Teoreticeskie osnovî sozdania ghidroimpulsnih sistem udarnih organov mașin, Nauka, Alma Ata, 1985.
- [3] Vlădeanu A., Vlădeanu G. , Metodă aproximativă pentru studiul ciocanelor hidraulice, Al X-lea Simpozion Național de Utilaje pentru Construcții SINUC 2004, București, decembrie 2004.