

STUDIUL ADAPTĂRII COMBINEI 2K-52MU LA STAȚIILE TRANSPORTORULUI CU RACLETE TR-5 CU AJUTORUL SOFT-URILOR CAD

Autori: D-tru. Ștefan NEGOIȚĂ ¹, Albert-Remus VEREȘ ²
v.remus17@gmail.com

Coordonator: conf.dr.ing. Iosif DUMITRESCU ³

¹ Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, specializarea master: Instalații și echipamente pentru procese în minerit, anul II

² Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, specializarea: Echipamente pentru procese industriale, anul II

³ Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, Departamentul de Inginerie Mecanică, Industrială și Transporturi

Rezumat

Necesitatea mecanizării exploatării cărbunelui în minele din Vale Jiului, în condițiile crizei economice actuale, a impus adaptarea utilajelor existente la noile condiții de re tehnologizare a unor abataje. Astfel, în cadrul programului de re tehnologizare a unui abataj frontal din cadrul E. M. Lonea s-a impus adaptarea combinei de abataj 2K-52MU la transportorul cu raclete TR-5. Problema principală de adaptare a celor două utilaje a constat în proiectarea și realizarea unor sisteme de prindere a capetelor lanțului mecanismului de avans al combinei de stații de acționare și de întoarcere ale transportorului cu raclete TR-5. În rezolvarea acestei probleme s-a urmărit ca toate elementele sistemelor de prindere a capetelor lanțului combinei să reziste la forța maximă de tractare a combinei de 250 kN, iar această solicitare să nu fie transmisă construcției metalice a stațiilor și să fie preluată de stâlpul hidraulic de ancorare a stației transportorului.

Cuvinte cheie:

mecanism de avans, transportor cu raclete

1. Introducere

Necesitatea mecanizării exploatării cărbunelui în minele din Vale Jiului, în condițiile crizei economice actuale, a impus adaptarea utilajelor existente la noile condiții de re tehnologizare a unor abataje. Astfel, în cadrul programului de re tehnologizare a unui abataj frontal din cadrul E. M. Lonea s-a impus adaptarea combinei de abataj 2K-52MU la transportorul cu raclete TR-5. Problema principală de adaptare a celor două utilaje a constat în proiectarea și realizarea unor sisteme de prindere a capetelor lanțului mecanismului de avans al combinei de stații de acționare și de întoarcere ale transportorului cu raclete TR-5. În rezolvarea acestei probleme s-a urmărit ca toate elementele sistemelor de prindere a capetelor lanțului combinei să reziste la forța maximă de tractare a combinei de 250 kN, iar această solicitare să nu fie transmisă construcției metalice a stațiilor și să fie preluată de stâlpul hidraulic de ancorare a stației transportorului.

Caracteristicile tehnice ale combinei de abataj 2K-52MU nu au fost corelate cu ale transportorului cu raclete TR-5, mai ales că acesta nu a fost conceput pentru abataj, și au fost proiectate și realizate de firme diferite din țări diferite. Dar cele două utilaje sunt compatibile, cel puțin din următoarele puncte de vedere:

- mai mult de jumătate din capacitatea teoretică de tăiere a combinei, care nu este atinsă în practică datorită corelării vitezei de avans cu condițiile geologo-miniere, poate fi suportată de către transportorul cu raclete;
- dimensional, combina poate fi montată pe transportor prin adoptarea de modificări corespunzătoare, adaptarea stațiilor de TR-5 la jgheaburi de TR-6 cu folosirea lateralelor de TR-7A și modificarea păpușilor combinei, fără a diminua caracteristicile de rezistență ale acestora;
- construcția robustă a transportorului suportă masa de circa 12 ... 14 tone a combinei;
- construcția transportorului cu raclete permite încărcarea în bune condiții a cărbunelui de către tamburii melcați.

Principala necorelare dintre cele două utilaje constă în faptul că stațiile de acționare și de întoarcere ale transportorului cu raclete TR-5 nu sunt prevăzute cu plăci/urechi de prindere a dispozitivului de legare a capătului lanțului de tracțiune a combinei.

2. Sistemul de legare la stația de acționare

În figura 1 este prezentată soluția constructivă de amplasare a sistemului de legare a capătului lanțului calibrat cu zale 26x92 al mecanismului de avans al combinei 2K-52MU, reper 2, la construcția metalică a stației de acționare, reper 1. Soluția constructivă a sistemului de legare este prezentat în figura 2, care se compune din: 1 - ureche fixată pe stație; 2 - placă laterală de legătură; 3 - placă laterală de blocare; 4 - bolț de blocare Ø50; 5 - bolț de blocare Ø 60; 6 - bolț articulație

Ø 60; 7 - ureche dispozitiv; 8 - tijă de tractare; 9 - inel de uzură; 10 - suport inel de uzură; 11 - bridă fixare lanț; 12 - știft de centrare; 13 - lanț calibrat cu zale 26x92; 14 - șurub M20x100; 15 - șurub M10 pentru ungere; 16 - inel distanțier; 17 - piuliță M42 joasă; 18 - piuliță M42; 19 - șurub M24x100.

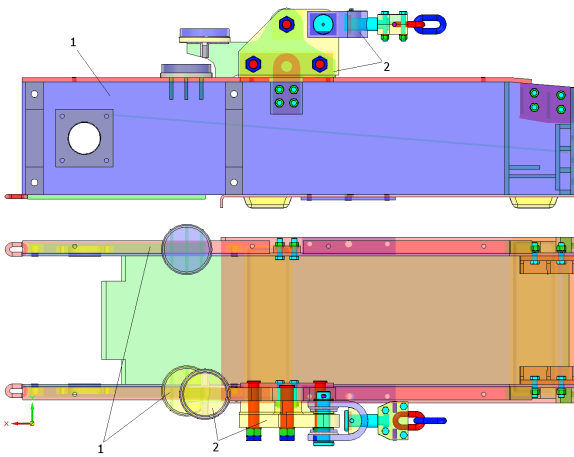


Fig. 1. Modul de amplasare al sistemului de legare pe stația de acționare [3]

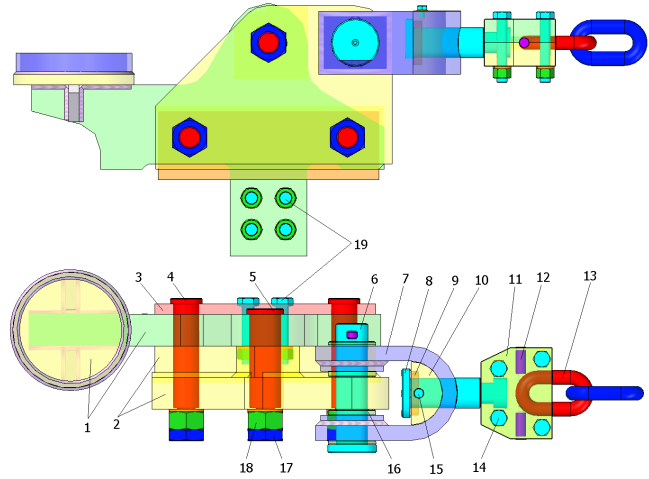


Fig. 2. Soluția constructivă a sistemului de legare a capătului lanțului pe stația de acționare TR-5 [3]

Sistemului de legare a capătului lanțului pe stația de acționare TR-5 prezintă următoarele îmbunătățiri constructive:

- urechea care se fixează pe stație, în locul urechii de ridicare, se sprijină pe rama stației prin două tălpi distanțate și are propriul suport pentru stâlpul hydraulic SVJ de ancorare a stației, ceea ce îmbunătățește stabilitatea urechii și modul de transmitere a forțelor la stație;
- prin suprapunerea suporturilor pentru stâlp se evită greșirea amplasării stâlpului de ancorare și permite interschimbabilitatea stației de acționare;
- prin poziționarea paralelă a plăcii laterale de legătură, reper 2 (fig. 2), și fixarea rigidă pe ureche prin cele trei bolțuri Ø 50, reper 4, și Ø 60, reper 5, s-a realizat o deplasare spre exterior a axei lanțului cu 120 mm ceea ce a îmbunătățit deplasarea combinei pe transportor în zona stației de acționare;
- s-a micșorat distanța între aripile urechii dispozitivului, reper 7, prin sudarea la interior a două plăci de adaus cu grosimea de 20 mm, care a îmbunătățit modul de solicitare a bolțului articulației, reper 6;

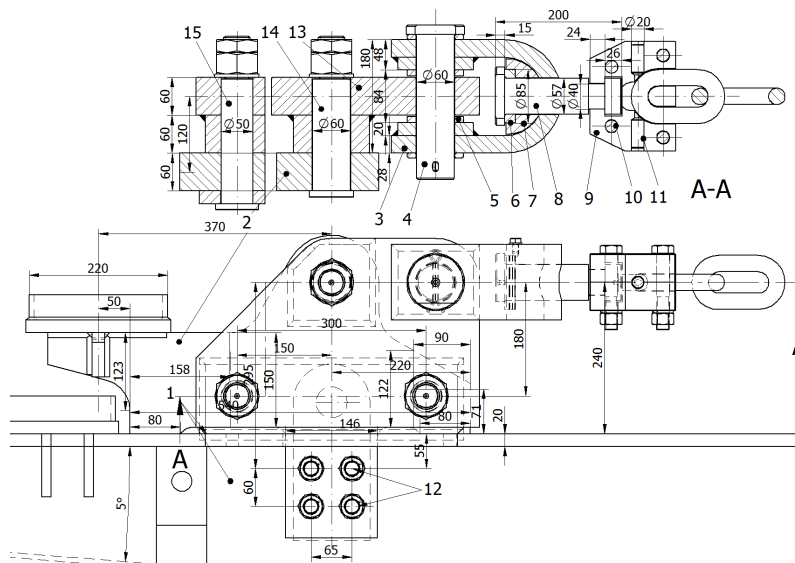


Fig. 3. Modelul de calcul pentru sistemul de legătură la stația de acționare [3]

- a fost înlocuit rulmentul axial cu bile 51112 cu un inel de uzură din fontă sau bronz, reper 9, cu rolul de a prelua răsucirile din lanț, și a fost prevăzut un șurub, reper 15, pentru ungerea suprafeței de contact dintre inelul de uzură și suportul inel, reper 10;

- au fost prevăzute știfturi transversale, reper 12, pentru centrarea celor două bride în vederea îmbunătățirii modului de transmitere a forței de tractare între tija de tractare, reper 8, și zala lanțului, reper 13;

- s-au folosit doar table cu grosimea de 20 mm și 60 mm, care se găseau pe stoc la E.M. Lonea.

Pe baza soluției constructive din figura 2 a fost întocmit modelul de calcul cu dimensiunile constructive în vederea verificării dimensionale a elementelor acestuia, care este prezentat în figura 3, unde s-au notat: 1 - peretele stației de acționare; 2 - ureche fixată pe stație; 3 - ureche dispozitiv; 4 - bolț articulație Ø 60x270; 5 - inel distanțier; 6 - inel de uzură; 7 - suport inel de uzură; 8 - tijă de tractare Ø 57x200; 9 - bridă; 10 - șurub M20x100; 11 - știft de centrare Ø 20x45; 12 - șurub M24x100; 13 - placă laterală de legătură; 14 - bolț de blocare Ø 60; 15 - bolț de blocare Ø 50.

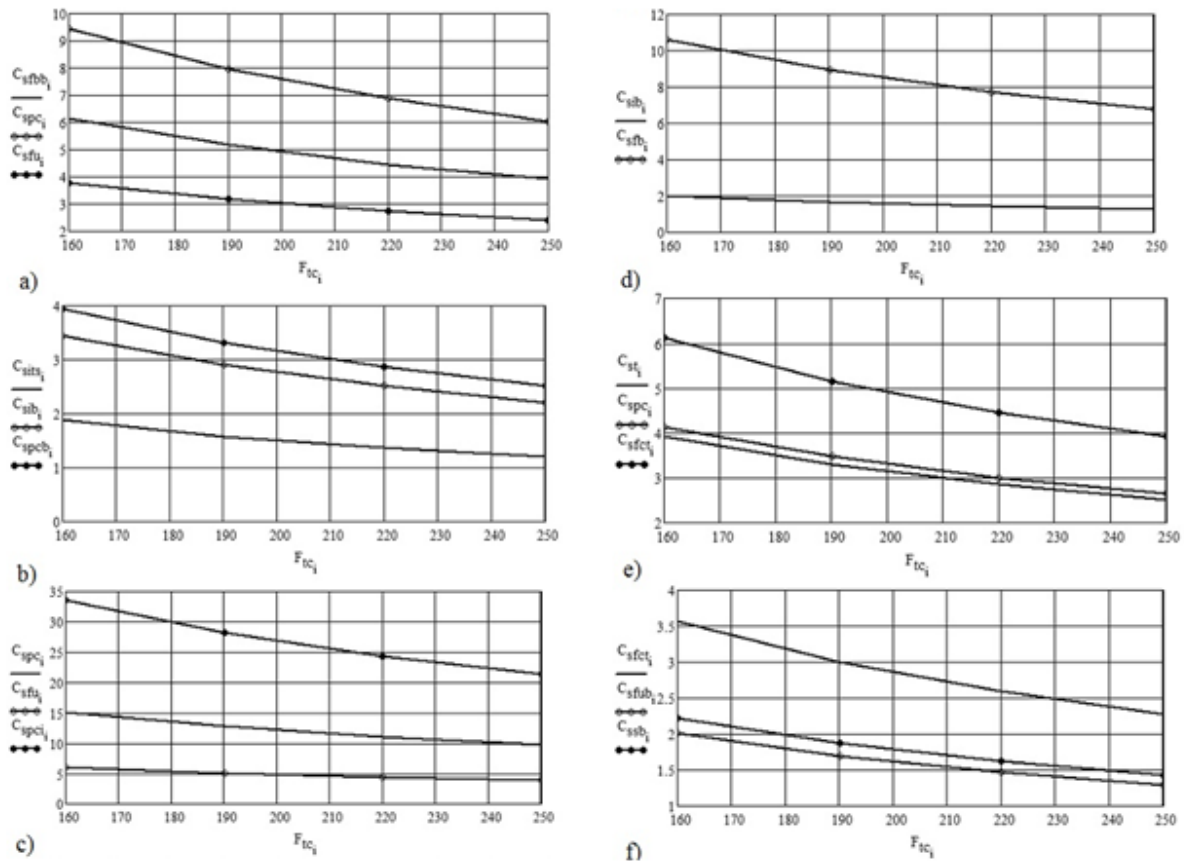


Fig. 4. Variația coeficienților de siguranță ai sistemului de legarea la stația de acționare

Pe baza modelului de calcul din figura 4 a fost întocmit un breviar de calcul în MathCAD pentru variația forței de tractare a combinei Ftc între 160 și 250 kN, iar valorile coeficienților de siguranță sunt prezentate grafic în figura 5 pentru următoarelor elemente constructive:

- placa laterală de legătură, 13, (fig. 4a);
- urechea fixată pe stație, 2, (fig. 4b);
- urechea dispozitivului de legătură, 3, (fig. 4c);
- bolț articulație Ø 60x245, 4, (fig. 4d);
- tijă de tractare Ø 57x200, 8, (fig. 4e);
- bride de prindere a zalei lanțului, 9, (fig. 4f).

Coefficienți de siguranță au rezultat prin raportare la caracteristicile mecanice ale oțelului OL 37, limita de curgere de 210 N/mm², pentru table și OLC 45 îmbunătățit, limita de curgere de 500 N/mm², pentru bolțuri. Valorile cele mai mici sunt la încovoierie bolț, reperul 4, Csub=1,28, și la forfecarea urechii bridei de fixare a lanțului, reper 9, Csfub=1,29, aceste valori pot fi amplificate de 1,7 ori dacă raportarea se face la rezistența de rupere.

Pe baza documentației de execuție a fost realizat la E.M. Lonea sistemul de legare a lanțului combinei la stația de acționare, figura 5.



Fig. 5. Sistemul de legare a lanțului la stația de acționare executat la E.M. Lonea [3]

3. Sistemul de legare la stația de întoarcere

În figura 6 este prezentată soluția constructivă de amplasare a sistemului de legare a capătului lanțului calibrat cu zale 26x92 al mecanismului de avans al combinei 2K-52MY, reper 2, la construcția metalică a stației de întoarcere, reper 1.

Soluția constructivă a sistemului de legare este prezentat în figura 7, care se compune din: 1 - ureche fixată pe stație; 2 - bolț articulație Ø 60; 3 - dispozitiv de prindere lanț; 4 - șurub M30x100; 5 - șurub M30x200.

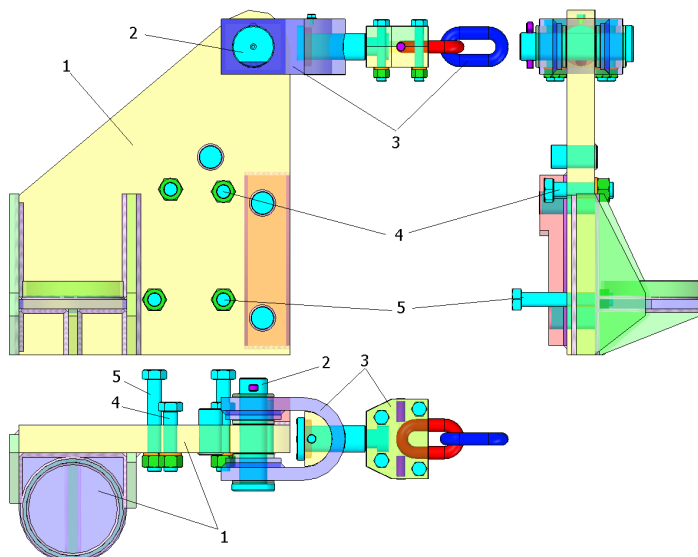
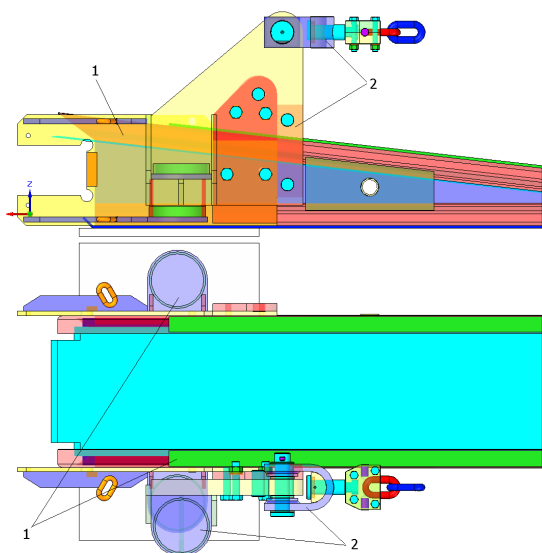


Fig. 6 Modul de amplasare al sistemului de legare pe stația de întoarcere [3]

Fig. 7. Soluția constructivă a sistemului de legare a capătului lanțului pe stația de întoarcere TR-5 [3]

Sistemul de legare a capătului lanțului pe stația de întoarcere TR-5 prezintă următoarele îmbunătățiri constructive:

- urechea care se fixează pe stație, pe urechea de ridicare printr-un bolț Ø 50 și patru șuruburi M30, are pe partea din față un prag rigidizat prin două bolțuri Ø 50, care blochează rotirea urechii față de peretele stației;
- pe partea exterioră a urechii s-a amplasat suportul pentru stâlpul hidraulic SVJ de ancorare a stației, într-o construcție sudată mai solidă de cât cea de pe stația de întoarcere;
- prin suprapunerea suporturilor pentru stâlp se evită greșirea amplasării stâlpului de ancorare;
- în cazul schimbării stației de întoarcere trebuie debitată cu flacăra oxiacetilenică o parte din guseurile de rigidizare a suportului pentru stâlp de pe stația de întoarcere, pe partea de montare a urechii, și trebuie executate în urechea de ridicare cele două găuri pentru șuruburile de M30x100.

Pe baza soluției constructive din figura 6 a fost întocmit modelul de calcul cu dimensiunile constructive în vederea verificării dimensionale a elementelor acestuia, care este prezentat în figura 8, unde s-au notat: 1 - urechea de ridicare a stației; 2 - urechea sistemului de legare; 3 - bolț Ø 50x100; 4 - bolț Ø 50x120; 5 - șurub M30x100; 6 - dispozitiv de legare lanț.

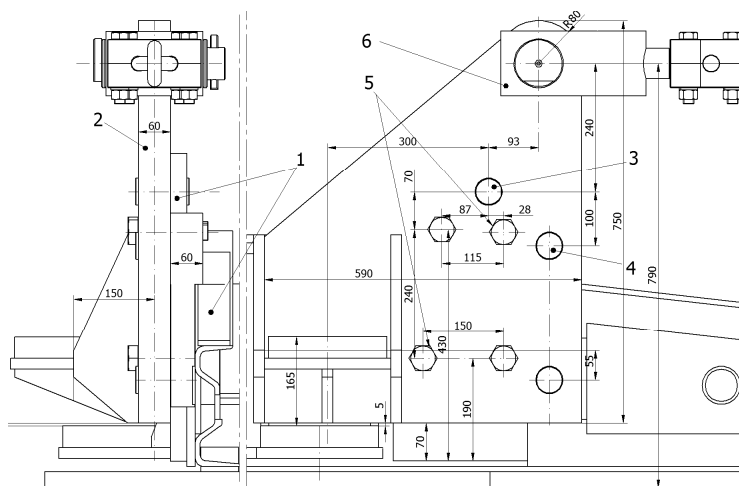


Fig. 8. Modelul de calcul pentru sistemul de legare la stația de întoarcere [3]

Pe baza modelului de calcul din figura 8 a fost întocmit un breviar de calcul în MathCAD pentru variația forței de tractare a combinei F_{tc} între 160 și 250 kN, iar valorile coeficienților de siguranță sunt prezentate grafic în figura 9 pentru următoarelor elemente constructive:

- asamblarea prin bolțul $\text{Ø} 50 \times 80$, 4, și șuruburile $M30 \times 100$, 5, a urechii pe perețele stației, (fig. 9a);
- urechea de ridicare a stației, 1, (fig. 9b).

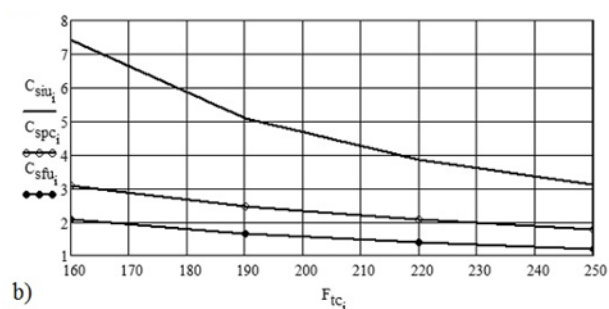
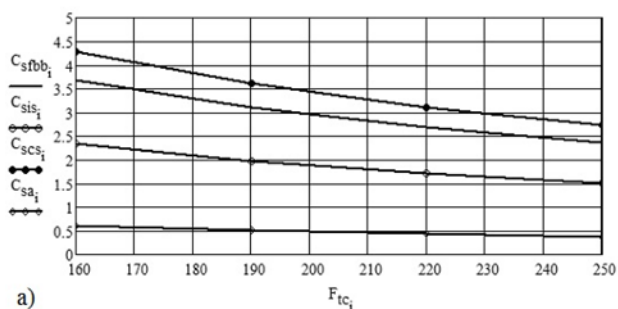


Fig. 9. Variația coeficienților de siguranță ai sistemului de legare la stația de întoarcere [3]

Pentru că valoarea coeficientului de siguranță la alunecare C_{sa_1} are valori mici s-a realizat blocarea suplimentară a urechii față de urechea de ridicare a stației de întoarcere prin bolțurile $\text{Ø}50 \times 120$, reper 4, și a unei rigle verticale.

Pe baza documentației de execuție a fost realizat la E.M. Lonea sistemul de legare a lanțului combinei la stația de întoarcere, figura 10.



Fig. 10. Sistemul de legare a lanțului la stația de întoarcere executat la E.M. Lonea [3]

Pentru a verifica modul de amplasare și deplasare a combinei 2K-52MU pe transportorul realizat din stații de TR-5, jgheaburi de TR-6 și laterale de TR-7A, a fost realizat montajul din figura 11 în Atelierul Mecanic al E.M. Lonea, având montate pe stații noile sisteme de legare a capetelor lanțului mecanismului de avans al combinei.



Fig. 11. Montarea combinei pe transportor [3]

Concluzii

Chiar dacă înălțimea de tăiere a combinei nu este corelată cu înălțimea abatajului a rezultat o creștere de productivitate la o investiție minimă de re tehnologizare a abatajului.

Prin adaptarea combinei de abataj 2K-52MU la un transportor cu raclete hibrid, stații de TR-5, jgheaburi de TR-6 și laterale de TR-7A, s-a câștigat o experiență în utilizarea acestor utilaje la exploatarea abatajelor frontale cu susținere individuală și tăiere cu combina.

Prin încercarea de deplasare a combinei pe transportor au fost verificate sistemele de legare a capetelor lanțului mecanismului de avans la stațiile transportorului.

Informațiile obținute în urma re tehnologizării abatajului de la E.M. Lonea, cu avantajele și dezavantajele aplicării metodei, vor permite în viitor realizarea unei optimizări a corelării utilajelor dintr-un abataj cu front scurt.

Bibliografie

1. Dalban, C., ș.a. - *Construcții metalice*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1983.
2. Gafițeanu, M., ș.a. - *Organe de mașini, vol. I și II*, Editura Tehnică, București 1983.
3. * * * - *Documentație tehnică privind adaptarea sistemului de legare a combinei 2K-52 MY de stațiile transportorului tip TR-5 și verificarea stabilității combinei pe transportor, contract 713/26.08.2013, E.M. Lonea.*

MĂSURĂTORI PENTRU VERIFICAREA SISTEMULUI DE FRÂNARE LA MAȘINILE DE EXTRACȚIE ȘI PROCESAREA DATELOR OBTINUTE

Autori: Tudor-Ioan FLORESCU ¹, L. Vasile-Bogdan C. TITOIU ²
florescu_tudor@yahoo.com

Coordonator: Șef lucrări dr.ing. Vilhelm ITU ³

¹ Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, specializarea: Tehnologia construcțiilor de mașini, anul IV

² Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, specializarea: Instalații și echipamente pentru procese mecanice, anul I

³ Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, Departamentul de Inginerie Mecanică Industrială și Transporturi:

Rezumat

Lucrarea prezintă aspecte privind prelucrarea datelor obținute ca urmare a măsurătorilor și înregistrărilor efectuate pentru a verifica și a pune diagnosticul sistemelor de frânare a mașinilor de extracție. Pentru a exemplifica aceste aspecte, a fost investigat dispozitivul de frânare al mașinii de extracție cu roată motoare de la „Puțul auxiliar nr.1 “ E.M. Livezeni.

Cuvinte cheie

Frână, mașină de extracție.

1. Introducere

Conform normelor de exploatare și de protecția muncii, fiecare mașină de extracție trebuie prevăzută cu un dispozitiv de frânare (fig.1 și fig.2) ce asigură desfășurarea normală a regimului de mișcare a vaselor de extracție, sau oprirea mașinii într-o anumită poziție a vaselor (frânarea de manevră) și oprirea automată a mașinii, independent de voința operatorului, într-unul din următoarele cazuri considerate perturbații sau avarii: dispariția tensiunii, scăderea presiunii fluidului de lucru pentru acționarea frânei, supraînălțarea vaselor de extracție, depășirea vitezei admise, suprasarcina etc. (frânarea de siguranță) .

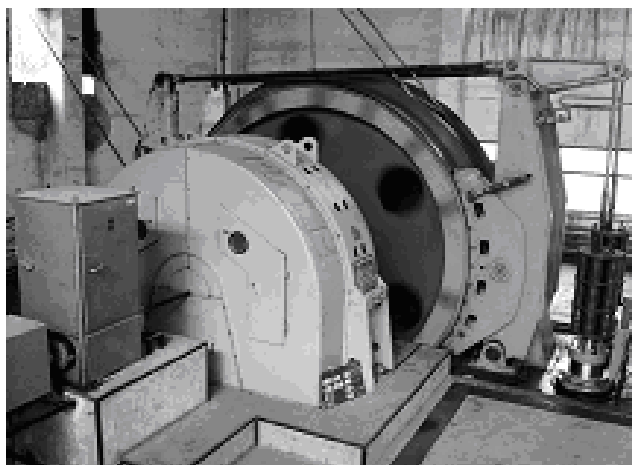


Fig. 1. Mașina de extracție
„Puț cu schip “ E.M. Lonea



Fig. 2. Mașina de extracție
„Puț auxiliar nr.12 “ E.M. Lupeni

Verificarea mecanismului de frânare a mașinilor de extracție miniere este importantă pentru asigurarea desfășurării normale a regimului de mișcare a vaselor de extracție pe puț, sau oprirea mașinii într-o anumită poziție a vaselor în cazurile considerate perturbații sau avarii.

În urma verificării se obțin informații necesare în vederea îmbunătățirii sistemului actual de asigurare a întreținerii și reparării acestei categorii de utilaje și în vederea creșterii siguranței în exploatare a instalațiilor de extracție.

2. Sistemul de frânare

Din punct de vedere constructiv, sistemul de frânare se compune din două părți: mecanismul de execuție și dispozitivul de acționare.

În funcție de mecanismul de execuție, frânele de construcție obișnuită pot fi cu bandă și cu saboți, iar din punctul de vedere al acționării, pot fi cu acționare prin greutate și arcuri (fig. 1 și fig. 2), pneumatice, hidraulice și combinate.

Mecanismul de execuție a frânelor constă din saboții de frânare și din transmisia cu pârghii ce leagă saboții de dispozitivul de acționare. Mecanismul de execuție este comun (în majoritatea cazurilor) pentru frânarea de manevră și pentru cea de siguranță.

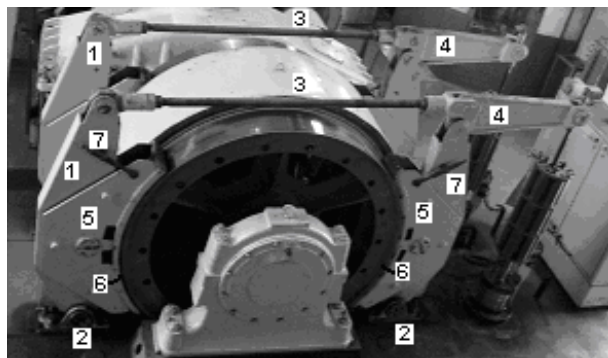


Fig.3. Dispozitiv de frânare mașină de extracție cu roată motoare tip „MK 2,5x4 Puț cu schip” E.M. Livezeni

Organul de execuție al frânelor cu saboți și pârghii (fig. 3) constă din două bare suport (1) articulate în reazeme (2), legate între ele prin tija (3) acționată prin ridicarea sau coborârea pârghiei (4).

Pe barele de susținere (1) sunt fixați suportii (5) ai saboților de frână (rigid în cazul deplasării unghiulare și articulat în cazul deplasării paralele). Pe suprafața interioară a suportilor se fixează saboții(6) care acționează direct asupra

genților de frânare. Deplasarea saboților în timpul frânării este împiedicată de reazemele (7) la extremitățile suportilor (5).

3. Condiții impuse dispozitivului de frânare

Momentul de frânare atât la frânarea de manevră cât și, la cea de siguranță trebuie să fie cel puțin triplul momentului static:

$$M_{fr} \geq 3M_{st} \quad [Nm] \quad (1)$$

În cazul unei instalații de extracție neechilibrate (fără cablu de compensare (echilibru)), momentul static este:

$$M_{st} = g(Q_u + qH)R \quad [Nm] \quad (2)$$

unde g este accelerația gravitațională, $g = 9,81 \text{ [m/s}^2\text{]}$; Q_u masa utilă a vasului de extracție, kg; q masa pe metru liniar a cablului de extracție, kg/m; H adâncimea de extracție, m; R este raza organului de infasurare, m.

Pentru o instalație echilibrată static sau dinamic (cu cablu de compensare):

$$M_{st} = g[Q_u + (q - q_1)H]R \quad [Nm] \quad (3)$$

unde q_1 masa pe metru liniar a cablului de compensare, kg/m.

În cazul reglării poziției unei tobe față de cealaltă, la schimbarea orizontului de extracție, pe geanta de frânare a tobei fixe trebuie dezvoltat momentul de frânare:

$$M'_{fr} \geq 1,2M_{1st} \quad [Nm] \quad (4)$$

unde M_{1st} este momentul static al unei ramuri a cablului, creat de greutatea vasului de extracție gol și a cablului de extracție, Nm.

$$M_{1st} = g(Q_c + qH)R \quad [Nm] \quad (5)$$

unde Q_c este masa vasului de extracție gol, kg.

Distanța maximă între saboți și geanta de frânare nu trebuie să depășească 2mm.

Se impune totodată ca la frânare să se producă o decelerare de cel puțin $1,5\text{m/s}^2$ și cel mult $4 - 5 \text{ m/s}^2$, dar care să nu depășească valoarea critică la care are loc alunecarea cablului la instalațiile de extracție cu roată motoare. La aceste instalații punerea în mișcare a cablului și a încărcăturii se face datorită forței de frecare între cablu și roata motoare. Din acest motiv, cu cât adâncimea de extracție este mai mare, cu atât siguranța contra alunecării cablului pe roata motoare este mai mare.

Pentru evitarea alunecării cablului pe roata motoare, se impune să se păstreze un anumit raport între tensiunile de înfășurare și de desfășurare a cablului. În acest sens se limitează atât accelerația la pornire, cât și întârzierea în cazul frânării.

4. Măsurarea forțelor efective din tiranții mecanismului de frânare

Pe lângă dotarea instalației de extracție cu dispozitiv de frânare ce asigură desfășurarea normală a ciclului de extracție, instalația de extracție este prevăzută și cu aparate de control indicatoare și înregistratoare, precum și cu aparate de siguranță care să asigure posibilitatea unei comenzi raționale, schimbarea regimului de lucru și obținerea unor informații privind starea și regimul de funcționare a instalației de extracție.

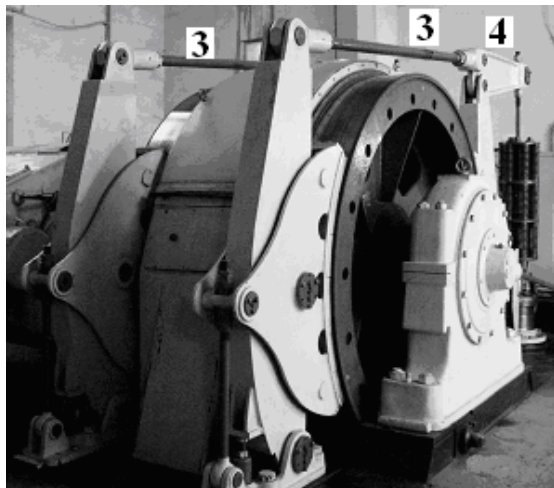


Fig. 4. Dispozitiv de frânare mașină de extracție cu roată motoare „MK 2,25x4 Puț auxiliar nr.1” E.M. Livezeni

Astfel, indicatorul de viteză (tahometrul) indică în orice moment viteza vaselor de extracție. În cazul în care variația în timp a vitezei se și înregistrează, aparatul se numește tahograf. Tahograma înregistrată permite controlul funcționării instalației (numărul și durata curselor de extracție, staționările, etc.). La instalațiile de extracție moderne se utilizează tahometre electrice bazate pe tahogeneratoare și selsine fără contact, având ca aparat de vizualizare un voltmetru indicator-înregistrator gradat în unități de viteză, montat în pupitrul de comandă.

În vederea verificării sistemului de frânare s-au determinat forțele efective din tiranții (tijele 3) mecanismului de frânare în cazul aplicării frânei de siguranță, care acționate prin ridicarea sau coborârea pârgheilor (4) antrenează barele de susținere pe de extracție goale în mișcare (în regim dinamic), prin simularea unui caz considerat care sunt fixați suportii saboților de frână (fig. 4).

Măsurătorile pentru determinarea forțelor efective din tiranți în cazul aplicării frânei de siguranță au fost efectuate, cu vasele perturbate sau avarie. Concomitent cu măsurarea forțelor din tiranți la parcurgerea unei curse complete a ciclului de extracție s-a măsurat și viteza.

Pentru determinarea prin măsurători a forțelor din tiranți ca tehnică experimentală de investigație s-a folosit tensometria electrică rezistivă, care, prin simplitatea utilizării acesteia și acuratețea datelor furnizate, s-a dovedit deosebit de eficace.

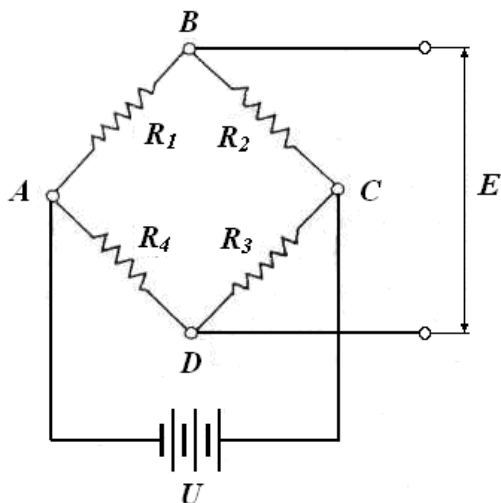


Fig. 5. Puntea Wheatstone

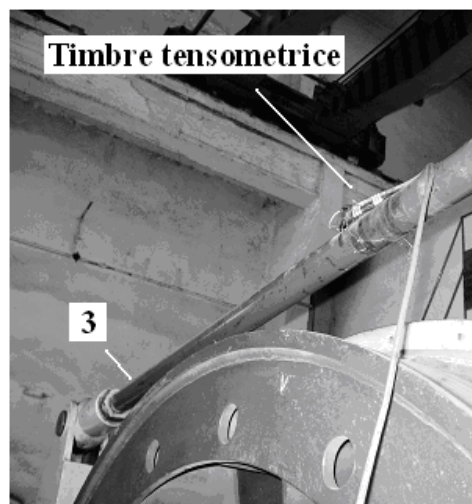


Fig. 6. Timbre tensometrice montate pe tirant

S-au utilizat timpres tensometrice de fabricație MM-SUA, tip EA-06-250 BG-120, cu rezistență nominală de 120Ω și factor de sensibilitate 2,06, cu care s-au realizat o punte Wheatstone având două ramuri active și două ramuri pasive (fig. 5). Astfel s-au lipit pe fiecare dintre cei doi tiranți câte două timpres tensometrice, diametral opuse în scopul de a elimina efectul încovoierii, și alte două timpres tensometrice de compensare (fig. 6). Ca amplificator de semnal s-a folosit un aparat amplificator de măsură tip SPIDER 8 cu patru module pentru canalele de măsură, a cărui schemă de principiu este prezentată în figura 7. Semnalul de ieșire din amplificator s-a înregistrat cu ajutorul unui sistem de achiziții de date (fig. 8).

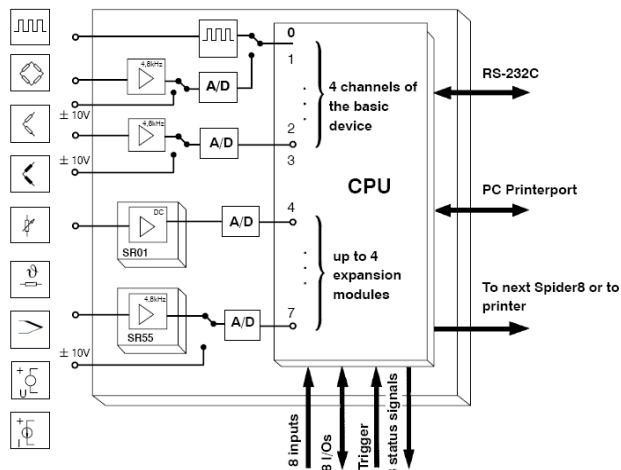


Fig. 7. Schema de principiu SPIDER 8



Fig. 8. Sistemul de achiziții

5. Procesarea datelor obținute în urma măsurătorilor

Pentru a putea fi procesată computerizat, informația analogică percepută de dispozitivele tehnice de măsurare (traductori), a fost necesară conversia ei în formă digitală, digitalizarea informației analogice prezentând avantaje cum ar fi fidelitatea înregistrării, memorării (stocării) și transmiterea acesteia.

Astfel informația obținută în urma măsurătorilor a fost convertită sub formă de date numerice, pe patru coloane sub formă de tabel, prima coloană semnificând baza de timp pentru măsurătorile efectuate, a doua coloană reprezentând forțele din cei doi tiranți ai mecanismului de frânare, a treia coloană reprezentând valorile tensiunii pentru comanda frânei de siguranță indicând momentul în care aceasta a fost aplicată pentru oprirea în timpul mișcării pe puț a vaselor de extracție, și ultima coloană (a patra) reprezentând variația vitezei înregistrată de la tahogeneratorul mașinii de extracție.

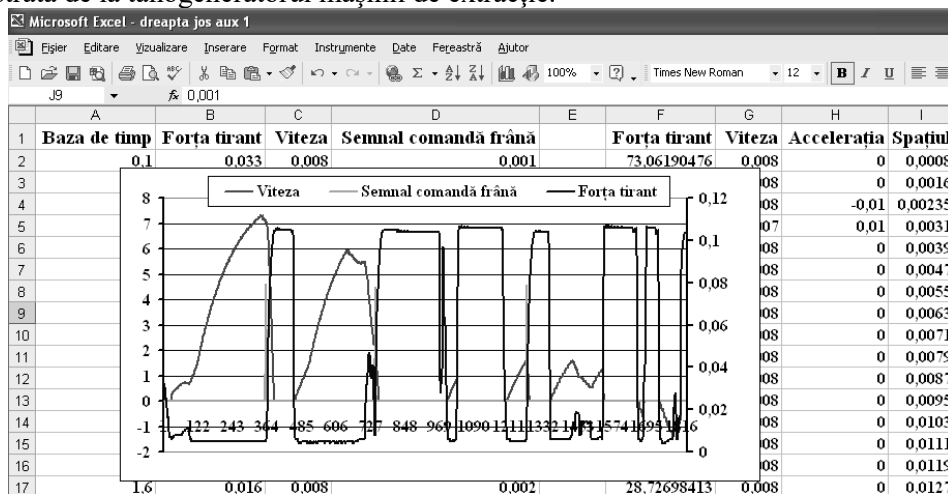


Fig. 9. Foaie de calcul cu reprezentarea mărimilor măsurate

Datele au fost organizate sub forma foilor de calcul electronic fiind prelucrate folosind softul Excel, care deși este un program de calcul tabelar oferă facilități de calcul pe baze de date, diferite prelucrări, analize, rapoarte precum și reprezentări grafice deosebite. În figura 9 este prezentată o foaie de calcul cu datele obținute în urma măsurătorilor împreună cu reprezentarea grafică a mărimilor măsurate și înregistrate.

În figura 10 este prezentată o foaie de calcul cu accelerația și spațiul calculate prin derivarea și integrarea datelor obținute în urma înregistrării vitezei împreună cu reprezentarea grafică a acestora.

Valorile forțelor din tiranți, cu care s-au calculat coeficienții de siguranță, obținute în urma măsurătorilor efectuate în timpul unui ciclu de extracție, împreună cu elementele cinematice ale mișcării vaselor pe puț și momentul aplicării frânei de siguranță sunt redată în graficele din figurile 11 și 12, iar ale forțelor din cablurile de extracție în figurile 13, 14 și 15.

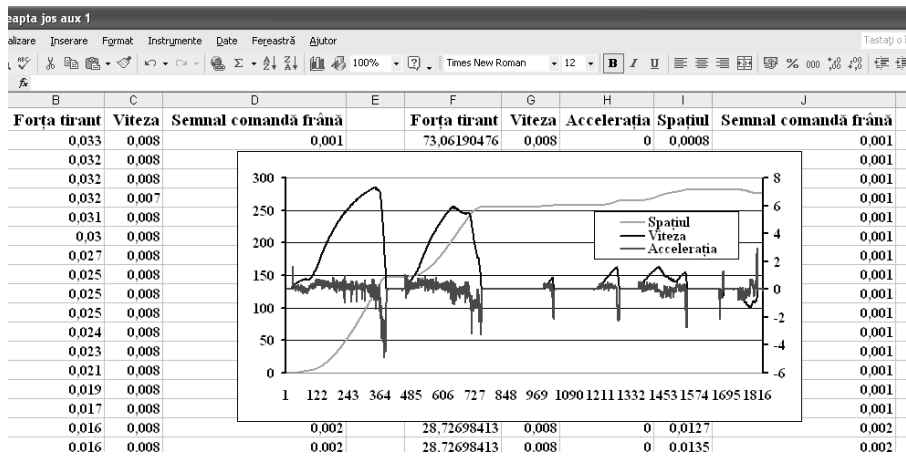


Fig. 10. Foaie de calcul cu reprezentarea vitezei, accelerației și a spațiului

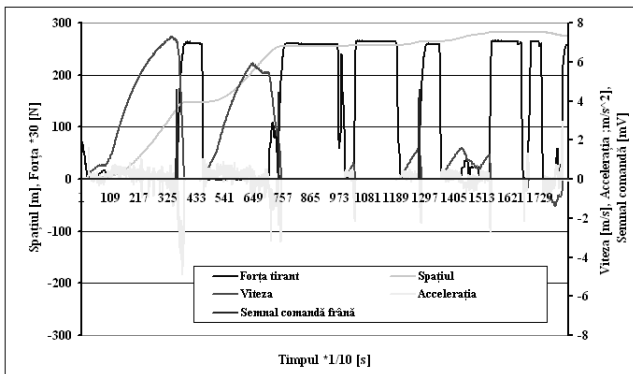


Fig. 11. Colivia dreapta urcă

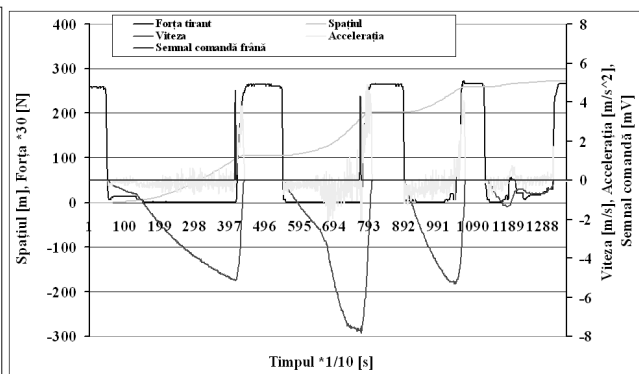


Fig. 12. Colivia dreapta coboară

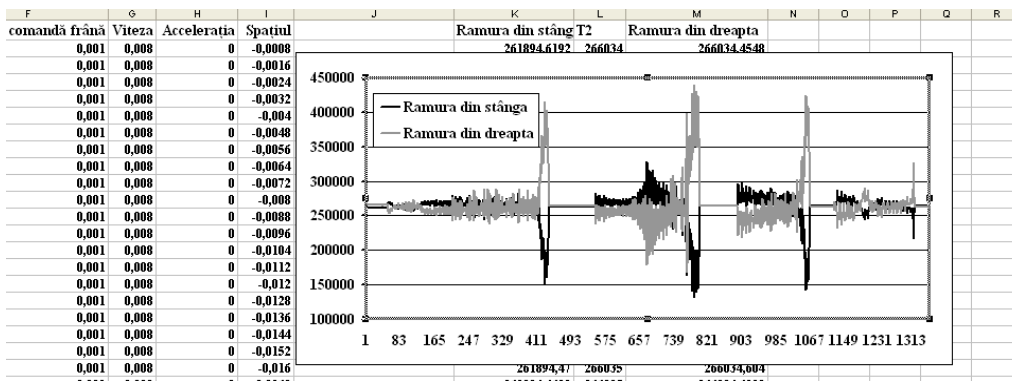


Fig. 13. Foaie de calcul cu reprezentarea forțelor de ramura din stânga și dreapta

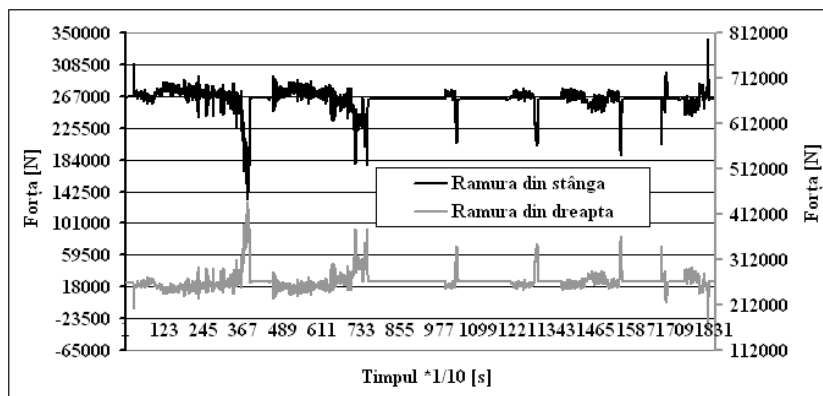


Fig. 14. Colivia dreapta urcă

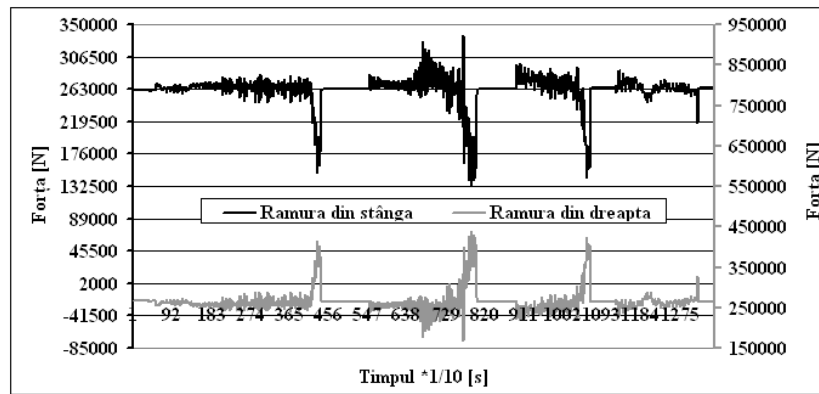


Fig. 15. Colivia dreapta coboară

6. Coeficienții de siguranță la frânarea de siguranță

Coeficientul de siguranță real la frânarea de siguranță este raportul dintre momentul de frânare total și momentul static maxim dat de sarcina dezechilibrată maximă și are expresia dată de relația:

$$c_s = M_{F,T} / M_{st \max} \quad (6)$$

Pentru manevrele cu schipurile goale în cazul în care schipul de pe ramura din stânga urcă iar cel de pe ramura din dreapta coboară, coeficientul de siguranță este $c_s = 2,607$, iar în cazul în care schipul de pe ramura din stânga coboară iar cel de pe ramura din dreapta urcă, coeficientul de siguranță este $c_s = 3,285$

7. Decelerațiile reale la frânarea de siguranță

Tabelul 1 Decelerațiile reale

Nr.crt.	cazul	dQ [daN]	V ₀ [m/s]	V ₁ [m/s]	t _{ef} [s]	t _m [s]	a [m/s ²]
1	1	0	7,78	7,78	2,91	0,78	2,64
2	1	0	6,66	6,66	2,39	0,77	2,78
3	2	0	8,64	8,64	3,13	0,64	2,76
4	2	0	7,64	7,64	2,9	0,57	2,634

Decelerațiile reale conform tabelului 1 sunt mai mici decât cele admise.

8. Concluzii

Diagnosticarea mecanismului de frânare a mașinilor de extracție miniere este importantă pentru asigurarea desfășurării normale a regimului de mișcare a vaselor de extracție pe puț, sau oprirea mașinii într-o anumită poziție a vaselor în cazurile considerate perturbatii sau avarii. În lucrare este prezentat calculul coeficienților de siguranță reali la aplicarea frânei de siguranță. Pentru evaluarea coeficienților de siguranță reali s-au folosit rezultatele obținute prin măsurători tensometrice precum și procesarea informației cu ajutorul calculatorului pentru obținerea de date necesare calculului. În urma diagnosticării se obțin informații necesare în vederea îmbunătățirii sistemului actual de asigurare a întreinerii și reparării acestei categorii de utilaje și în vederea creșterii siguranței în exploatare a instalațiilor de extracție cu posibilități de monitorizare a mecanismului de frânare. Deasemenea decelerațiile și timpii de întârziere, la aplicarea frânei de siguranță, au valorile cuprinse în limitele admisibile.

BIBLIOGRAFIE

1. Bandu Ioan, Margea Camelia (2003), *Elemente de birotică cu aplicații*, Editura Mirton, Timișoara,;
2. Magyari Andrei, (1990) *Instalații mecanice miniere*, Editura Tehnică, București,;
3. Ridzi Mihai, ș.a, (2005) *Metode și principii de măsurare electronică a tensiunilor mecanice*, Editura Universitas, Petroșani,
4. *** (2009) *Documentație tehnică*, E.M. Livezeni,

EROAREA DE MĂSURARE LA CONTROLUL SUPRAFETELOR CONICE INTERIOARE PRIN METODA BILELOR CALIBRATE

Autori: Adrian-Dănuț COSTEA¹, Florentina-Gabriela FĂȘUȚ²
ady_CREEPER@yahoo.com

Coordonator: Șef lucrări dr.ing. Gheorghe-Bogdan URDEA³

¹ Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, specializarea: Mașini și echipamente miniere, anul IV

² Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, specializarea: Instalații și echipamente de proces în minerit, anul I

³ Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, Departamentul de Inginerie Mecanică Industrială și Transporturi:

Rezumat

Prin aplicarea metodei de control a suprafeței conice interioare prin metoda bilelor calibrate este dată posibilitatea de a alege aparatul de măsurare care va măsura precizia corespunzătoare cu valoarea conicității care este măsurată.

Rezultatele obținute prin metoda de control sunt capabile să ofere certitudinea măsurării corecte sau greșite, al doilea caz necesitând o altă metodă de control mai precisă sau dispozitive cu o precizie mai mare.

Cuvinte cheie

Conicitate, bile, erori de măsurare.

1. Introducere

Pentru piesele care prezintă alezaje conice la care determinarea conicității nu poate fi făcută cu precizie și comoditate se folosește metoda indirectă de determinare a unghiului conului cu ajutorul bilelor calibrate.

Determinarea conicității, C , se face cu ajutorul relației:

$$C = 2 \operatorname{tg} \alpha / 2 \quad (1)$$

unde $\alpha / 2$ este semiunghiul conului.

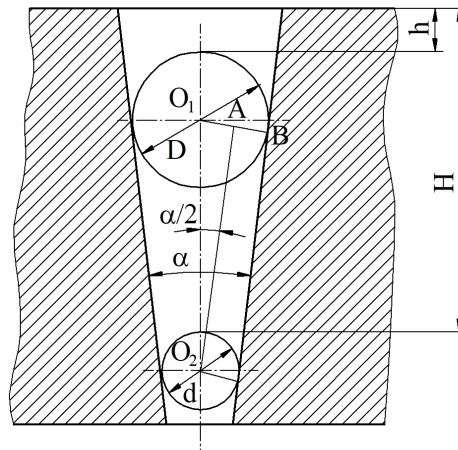


Fig. 1. Bile calibrate aflate în interiorul unei suprafețe conice

Ținând seama de figura 1 se poate scrie pentru determinarea unghiului de înclinare $\alpha / 2$ următoarea relație:

$$\sin \frac{\alpha}{2} = \frac{O_1 \cdot A}{O_1 \cdot O_2} \quad (2)$$

sau ținând seama de diametrele bilelor d , D și cotele H și h relația devine:

$$\sin \frac{\alpha}{2} = \frac{D - d}{2 \cdot (H - h) - (D - d)} \quad (3)$$

de unde rezulta unghiul $\alpha/2$:

$$\frac{\alpha}{2} = \arcsin \frac{D-d}{2 \cdot (H-h) - (D-d)} \quad (4)$$

Conicitatea va fi atunci:

$$C = 2 \operatorname{tg} \left[\arcsin \frac{D-d}{2 \cdot (H-h) - (D-d)} \right] \quad (5)$$

Se observă că în relația de calcul a conicității (5) nu se ține seama de eroarea care intervine la măsurarea cotelor d, D, h, H .

Eroarea care apare la măsurarea fiecărei cote de mai sus va influența valoarea unghiului α , influența care nu trebuie să fie mai mare de 10-20% din toleranța unghiului α prescris, care trebuie să fie măsurat. Este deci necesar să fie cunoscută eroarea de măsurare prin această metodă astfel încât rezultatul controlului să poată fi luat în considerare.

2. Calculul erorilor aferente metodei și mijloacelor de măsurare.

În cazul verificării conicității interioare a unui alezaj conic se folosesc de obicei două bile calibrate de dimensiuni diferite, d și D , precum și un micrometru de exterior și altul de adâncime pentru măsurarea diametrelor bilelor d, D și a cotelor h și H .

În figura 2 se prezintă modul în care variază aceste cote și influența pe care o au asupra conicității.

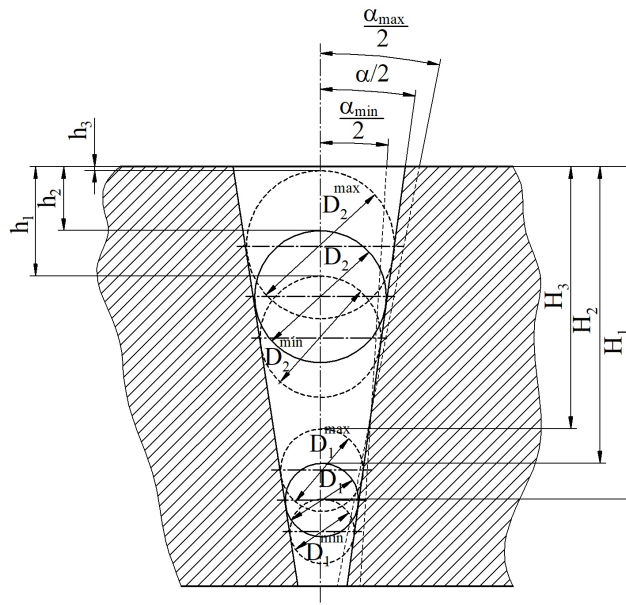


Fig. 2. Variația cotelor bilelor și influența acestora asupra conicității

În calculul conicității, C , dată de relația (1), unghiul α al conului este dat de relația:

$$\sin \frac{\alpha}{2} = \frac{O_1 \cdot A}{O_1 \cdot O_2} = \frac{R_1}{R_2} \quad (6)$$

Dimensiunile $O_1 \cdot A = R_1$ și $O_1 \cdot O_2 = R_2$ reprezintă cotele de închidere a două lanțuri de dimensiuni A, B , care sunt trasate în figura 3, respectiv, figura 4.

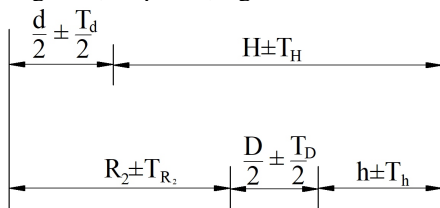


Fig. 3. Cotele de închidere ale lanțului de dimensiuni A

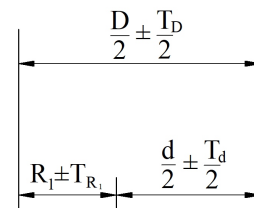


Fig. 4. Cotele de închidere ale lanțului de dimensiuni B

Unghiul α variază funcție de valorile cotelor de închidere R_1 și R_2 cuprinse între:

$$R_1^{\min} < R_1 < R_1^{\max}, \text{ respectiv } R_2^{\min} < R_2 < R_2^{\max},$$

Cum valoarea unghiului α este cuprinsă între $0 < \alpha < 90^\circ$ valoarea maximă și minimă a unghiului α va fi:

$$\begin{cases} \frac{\alpha_{\max}}{2} = \arcsin \frac{R_1^{\max}}{R_2^{\min}} \\ \frac{\alpha_{\min}}{2} = \arcsin \frac{R_1^{\min}}{R_2^{\max}} \end{cases} \quad (7)$$

Diferența $\alpha_{\max}/2 - \alpha_{\min}/2 = \varepsilon_{\alpha_{\max}}/2$ reprezintă eroarea de măsurare a unghiului $\alpha/2$ eroare care trebuie să fie mai mică decât 10-20% din toleranța prescrisă a unghiului $\alpha/2$, $T\alpha/2$.

$$\frac{\varepsilon_{\alpha_{\max}}}{2} \leq 10 \div 20\% \frac{T\alpha}{2} \quad (8)$$

Dacă se consideră eroarea de măsurare $\varepsilon_{\alpha_{\max}}$ repartizată simetric față de nominalul lui α se poate scrie:

$$\left(\frac{\alpha}{2} + \frac{\varepsilon_{\alpha_{\max}}}{2} \right) - \left(\frac{\alpha}{2} - \frac{\varepsilon_{\alpha_{\max}}}{2} \right) \leq \frac{1}{10} \cdot \frac{T\alpha}{2} \quad (9)$$

sau în cazul extrem ținând seama de (8):

$$\frac{\alpha_{\max}}{2} \leq \frac{\alpha}{2} + \frac{T\alpha}{40} \quad (10)$$

analog se obține:

$$\frac{\alpha_{\min}}{2} \geq \frac{\alpha}{2} - \frac{T\alpha}{40} \quad (10)$$

Unghiurile α_{\max} , respectiv α_{\min} sunt date de relațiile (7), relații în care R_1^{\max} , R_1^{\min} , R_2^{\max} , R_2^{\min} reprezintă valoarea maximă și minimă a cotelor de închidere a celor două lanțuri de dimensiuni A și B trasate în figura 3 și figura 4.

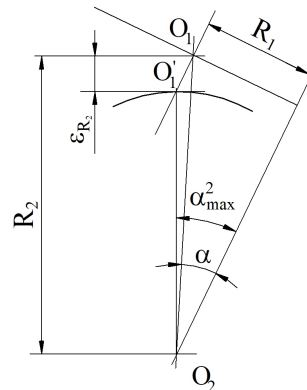
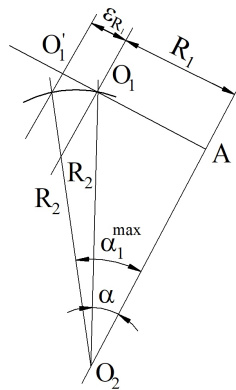


Fig. 5. $R_1 = \text{constant}$ iar cota R_2 are valoarea minimă **Fig. 6.** $R_1 = \text{constant}$ iar cota R_2 are valoarea minimă

Se consideră cota $R_2 = \text{constant}$, iar cota R_1 la valoarea maximă, vezi figura 5.

$$R_1^{\max} = R_1 + \varepsilon_{R1} \text{ unde } \varepsilon_{R1} = \text{eroarea de prelucrare a cotei } R_1.$$

Se obține:

$$\sin\left(\frac{\alpha_{\max}^1}{2}\right) = \frac{(R_1 + \varepsilon_{R1})}{R_2}$$

de unde:

$$\frac{\alpha_{\max}^1}{2} = \arcsin \frac{(R_1 + \varepsilon_{R1})}{R_2} \quad (12)$$

Ținând seama de (10) se obține pentru ε_{R1} :

$$\varepsilon_{R1} \leq R_2 \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2} + \frac{T \cdot \alpha}{40}\right) - R_1 \quad (13)$$

În cazul în care $R_1 = \text{constant}$ iar cota R_2 are valoarea minimă, vezi figura 6, se obține:

$$R_2^{\min} = R_2 - \varepsilon_{R2} \text{ unde } \varepsilon_{R2} = \text{eroarea de măsurare la cota } R_2.$$

Se obține:

$$\frac{\alpha_{\max}^2}{2} = \arcsin \frac{R_1}{(R_2 - \varepsilon_{R2})}$$

$$\varepsilon_{R2} \leq R_2 \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2} + \frac{T \cdot \alpha}{40}\right) - R_1 \quad (14)$$

Din figura 3, respectiv figura 4, care reprezintă lanțurile de dimensiuni care se formează se observă că între erorile ε_{R1} și ε_{R2} poate exista o relație de forma:

$$\varepsilon_{R1} = k \cdot \varepsilon_{R2}, k \in \mathbb{R}, \text{ dată de faptul că } d, D \text{ din lanțul de dimensiuni A intervin și în lanțul de dimensiuni B.}$$

Se poate scrie atunci:

$$\frac{\alpha_{\max}}{2} = \arcsin\left[\frac{(R_1 + \varepsilon_{R1})}{(R_2 - \varepsilon_{R2})}\right] \leq \frac{\alpha}{2} + \frac{T \cdot \alpha}{40} \quad (15)$$

Ținând seama că $\varepsilon_{R1} = k \cdot \varepsilon_{R2}$ în urmă efectuării calculelor se obține:

$$\varepsilon_{R1} = \frac{R_2 \sin(\alpha/2 + T \cdot \alpha/40) - R_1}{1 + 1/k \cdot \sin(\alpha/2 + T \cdot \alpha/40)} \quad (16)$$

$$\varepsilon_{R2} = \frac{R_2 \sin(\alpha/2 + T \cdot \alpha/40) - R_1}{k + \sin(\alpha/2 + T \cdot \alpha/40)}$$

Pe de alta parte erorile ε_{R1} și ε_{R2} se calculează ca erori ale elementelor de închidere ale lanțurilor de dimensiuni A și B din figura 3 respectiv figura 4.

Dacă se aplica metoda de maxim și minim se obține:

$$\begin{cases} \varepsilon_{R1} = \varepsilon_D / 2 + \varepsilon_d / 2 \\ \varepsilon_{R2} = \varepsilon_D / 2 + \varepsilon_d / 2 + \varepsilon_H + \varepsilon_h \end{cases} \quad (17)$$

$\varepsilon_{D,d,H,h}$ reprezintă eroarea de măsurare a cotelor D, d, H, h.

Dacă se aplică metoda probabilistică, se obține:

$$\begin{cases} \varepsilon_{R1} = \sqrt{(\varepsilon_D / 2)^2 + (\varepsilon_d / 2)^2} \\ \varepsilon_{R2} = \sqrt{(\varepsilon_D / 2)^2 + (\varepsilon_d / 2)^2 + (\varepsilon_H)^2 + (\varepsilon_h)^2} \end{cases} \quad (18)$$

3. Concluzii

Metoda permite prin aplicarea ei determinarea preciziei de măsurare a conicității suprafețelor conice interioare, posibilitatea alegerii unor aparate de măsură a căror precizie de măsurare să corespundă valorii toleranței - conicității prescrisă ce trebuie să fie măsurată.

Se poate calcula astfel pentru un unghi α al unui alezaj conic cu toleranța prescrisă $T \cdot \alpha$, în funcție de precizia de măsurare a aparatelor de măsură a cotelor d, D, h, H, erorile aferente astfel încât eroarea aferentă măsurării să fie cuprinsă între 10-20% din toleranța prescrisă unghiului α astfel încât măsurătoarea să fie luată în seamă.

Dacă relațiile (16) nu sunt verificate se vor alege aparate de măsură cu precizie mai ridicată, sau o altă metodă de măsurare.

Bibliografie:

1. Jula D., Urdea G.B. (2017) *Toleranțe, ajustaje și starea suprafeței teorie și aplicații*, Universitas Petroșani, Petroșani.
2. Nițescu, N., (2010) *Toleranțe și ajustaje, măsurări verificări și control dimensional. Îndrumător de laborator*, Editura Universitas Petroșani,
3. Zamfir, V., Nițescu, N., (1993) *Toleranțe și control dimensional (Vol.I Toleranțe)*, Litografia Universității Tehnice din Petroșani, Petroșani.

PRECIZIA DE MĂSURARE A SUPRAFEȚELOR CONICE EXTERIOARE CU RIGLA SINUS

Autori: Felician PERCĂ¹, Dumitru LUPU²

lupudumitru.070@gmail.com

Coordonator: Șef lucrări dr.ing. Gheorghe-Bogdan URDEA³

¹ Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, specializarea: Mașini și echipamente miniere, anul II

² Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, specializarea: Instalații și echipamente de proces în minieră, anul II

³ Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, Departamentul de Inginerie Mecanică Industrială și Transporturi

Rezumat

Metoda de măsurare a suprafețelor conice exterioare cu rigla sinus este o metodă trigonometrică la care este necesară cunoașterea unei catete și a ipotenuzei unui triunghi pentru calcularea valorii unghiulare.

În acest fel este posibil să se calculeze (determinantul) măsurătorii, rigla sinus oferind rezultate care pot fi luate în considerare în funcție de toleranța unghiului măsurat.

Eroarea de măsurare nu trebuie să depășească 10-20% față de toleranța precizată a unghiului.

În caz contrar, metoda de măsurare se va modifica sau va fi folosită rigla sinus cu clasă de precizie mai mare.

Cuvinte cheie

Riglă sinus, erori de măsurare.

1. Considerații generale

Metoda trigonometrică de măsurare a unghiurilor este o metodă indirectă care utilizează relațiile dintre funcțiile trigonometrice la care, în general, se procedează la calculul valorii unghiulare în urma cunoașterii unei catete și a ipotenuzei.

Metoda riglei Sinus folosește rigla Sinus ca etalon de lungime, asigurând conform clasei de precizie în care este construită etalonarea lungimii L, care este înscrisă pe ea.

Rigla Sinus are în componența ei o măsură paralelipipedică prevăzută cu două degajări în care sunt fixate rigid două role de același diametru și poziționate paralel una față de alta. Rigla este prelucrată prin rectificare și lepuire iar rolele sunt rectificate.

Piesa conică se așează pe riglă iar sub rolele 2 se așează un bloc de cale plan paralele, figura 1.

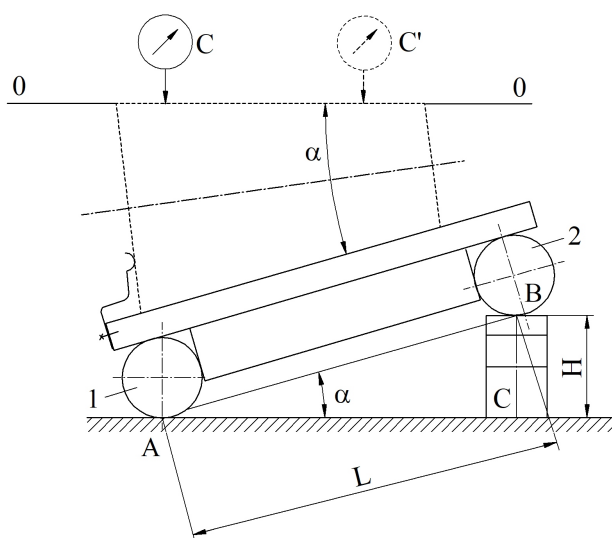


Fig. 1. Rigla sinus

Blocul de cale se așează astfel încât generatoarea conului să fie paralelă cu suprafața orizontală a plăcii de control, paralelism care se verifică cu un aparat care poate fi pus la zero.

Cu ajutorul înălțimii blocului de cale, H și a lungimii riglei Sinus, L, se determină unghiul conului α cu relația:

$$\alpha = \arcsin(H/L) \quad (1)$$

Cotele H, respectiv L, rezultă din două lanțuri de dimensiuni, fiecare cotă putând să ia valori maxime și minime, ducând astfel la influențarea valorii unghiului de măsurat.

2. Calculul erorilor aferente metodei și mijloacelor de măsurare

Se va observa mai jos modul de influență a erorii de prelucrare a cotelor H și L asupra valorii unghiului α .

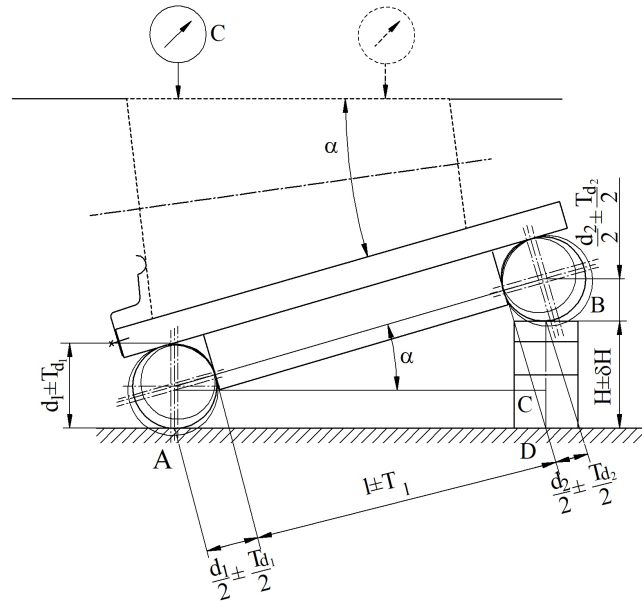


Fig. 2. Dimensiunile care participă la determinarea unghiului α .

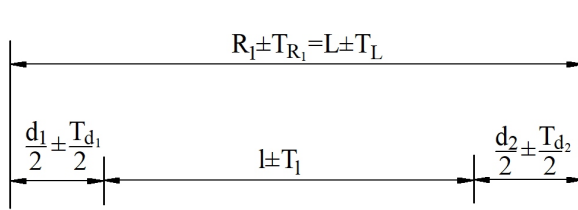


Fig. 3. Cotele de închidere ale lanțului de dimensiuni A

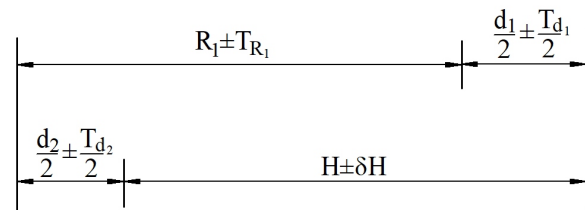


Fig. 4. Cotele de închidere ale lanțului de dimensiuni B

În figura 2 se prezintă toate dimensiunile care participă la determinarea unghiului α .

Lungimea riglei Sinus este distanța O_1O_2 , sau L, cota care apare ca element rezultat al lanțului de dimensiuni A trasat în figura 3.

Distanța O_2C este la rândul ei o cota rezultantă a lanțului de dimensiuni B, trasat în figura 4.

Unghiul α al conului este dat de relația:

$$\alpha = \arcsin(O_2C / O_1O_2) \text{ sau } \alpha = \arcsin \frac{R_1 + T_{R1}}{R_2 + T_{R2}} \quad (2)$$

Unghiul α are domeniul cuprins între $[0, 90^\circ]$, astfel încât valoarea maximă și minimă a unghiului α va fi:

$$\begin{cases} \alpha_{\max} = \arcsin \left[\frac{(R_1 + T_{R1})}{(R_2 - T_{R2})} \right] \\ \alpha_{\min} = \arcsin \left[\frac{(R_1 - T_{R1})}{(R_2 + T_{R2})} \right] \end{cases} \quad (3)$$

Variația unghiului α , $\alpha_{\max} - \alpha_{\min} = \Delta\alpha$, reprezintă eroarea de măsurare a unghiului datorată erorii de prelucrare a riglei Sinus.

Pentru ca rezultatul măsurătorii să poată fi luat în seama trebuie îndeplinită condiția:

$$\Delta\alpha \leq 10 \div 20\% T\alpha \quad (4)$$

Dacă eroarea de prelucrare a riglei Sinus duce la o eroare de măsurare $\Delta\alpha$ simetrică față de nominalul α se poate scrie:

$$(\alpha + \Delta\alpha/2) - (\alpha - \Delta\alpha/2) \leq (1/10)T\alpha \quad (5)$$

sau:

$$\begin{cases} \alpha_{\max} = \alpha + (1/20)T \cdot \alpha \\ \alpha_{\min} = \alpha - (1/20)T \cdot \alpha \end{cases} \quad (6)$$

Unghiurile α_{\max} și α_{\min} sunt date de relațiile (3), relații în care apar cotele R, respectiv la valoarea maximă și minimă.

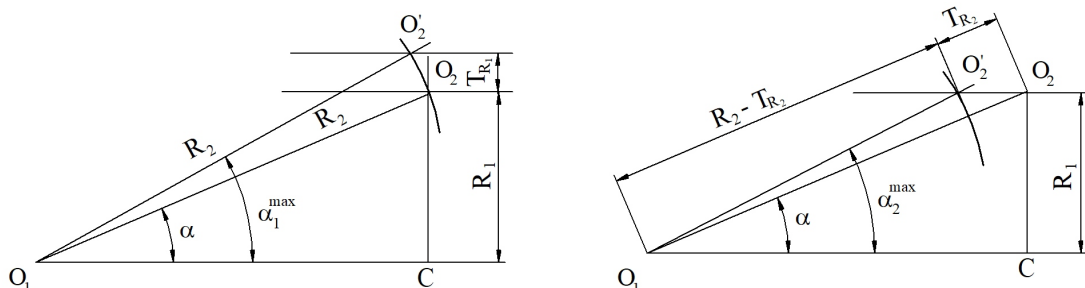


Fig. 5. $R_1 = \text{constant}$ iar cota R_2 are valoarea minimă **Fig. 6.** $R_1 = \text{constant}$ iar cota R_2 are valoarea minimă

Dacă se consideră cota $R_2 = \text{constant}$, iar cota R_1 la valoarea maximă, figura 5 se obține:

$$\alpha_1^{\max} = \arcsin \left[\frac{(R_1 + T_{R1})}{R_2} \right] \quad (7)$$

Ținând seama de (6) se obține pentru T_{R1} valoarea :

$$T_{R1} \leq R_2 \cdot \sin \left(\alpha + \frac{T\alpha}{2} \right) - R_1 \quad (8)$$

În cazul în care $R_1 = \text{constant}$ iar cota R_2 este la valoarea minimă se obține conform figurii 6:

$$\alpha_2^{\max} = \arcsin \left[\frac{R_1}{(R_2 - T_{R2})} \right] \quad (9)$$

Ținând seama de (6) se obține pentru T_{R2} .

$$T_{R2} \leq \frac{R_2 - R_1}{\sin \left(\alpha + \frac{T\alpha}{2} \right)} \quad (10)$$

T_{R1} , respectiv T_{R2} reprezintă erorile de prelucrare ale cotelor de închidere a celor două lanțuri de dimensiuni, A și B, care sunt trasate în figurile 3 și 4.

Pentru calculul erorilor T_{R1} și T_{R2} se poate aplica metoda de maxim sau minim sau metoda probabilistică:

În primul caz se obține:

$$\begin{cases} T_{R1} = \frac{T_{d2}}{2} + \frac{T_{d1}}{2} + \delta \cdot H \\ T_{R2} = \frac{T_{d1}}{2} + \frac{T_{d2}}{2} + T_1 \end{cases} \quad (11)$$

sau în cazul al doilea:

$$\begin{cases} T_{R1} = \sqrt{\left(\frac{T_{d2}}{2}\right)^2 + \left(\frac{T_{d1}}{2}\right)^2} + (\delta \cdot H)^2 \\ T_{R2} = \sqrt{\left(\frac{T_{d1}}{2}\right)^2 + \left(\frac{T_{d2}}{2}\right)^2} + (T_1)^2 \end{cases} \quad (12)$$

Dacă între erorile T_{R1} și T_{R2} se poate scrie o relație de forma:

$$T_{R1} = k \cdot T_{R2}, k \in \mathbb{R}, \quad (13)$$

atunci influența combinată a celor două erori asupra unghiului α va duce la relațiile:

$$\begin{cases} T_{R1} \leq \frac{R_2 \sin(\alpha + T \cdot \alpha / 20) - R_1}{1 + \sin(\alpha + T \cdot \alpha / 20) / k} \\ T_{R2} = \frac{R_2 \sin(\alpha + T \cdot \alpha / 20) - R_1}{k - \sin(\alpha + T \cdot \alpha / 20)} \end{cases} \quad (14)$$

Se poate calcula astfel funcție de precizia de prelucrare a riglei Sinus erorile T_{R1} și T_{R2} cu relațiile (11) sau (12) și dimensiunile nominale cu relațiile (15):

$$\begin{cases} R_1 = d_2 / 2 + H_1 - d_1 / 2 \\ R_2 = d_1 / 2 + d_2 / 2 + I \end{cases} \quad (15)$$

erori care trebuie să satisfacă relațiile (14) astfel încât valoarea măsurată a unghiului α să poată fi luată în seamă

3. Concluzii

Se poate determina astfel dacă măsurarea cu ajutorul riglei Sinus a suprafețelor conice exterioare dă rezultate care pot fi luate în considerare funcție de toleranța unghiului α care trebuie măsurat.

În cazul în care eroarea de măsurare depășește 10-20% din valoarea toleranței prescrise a unghiului a care trebuie măsurat se va alege o rigla Sinus executată într-o clasa de precizie mai ridicată sau se vor folosi aparate de măsură care au precizia de măsurare corespunzătoare valorii toleranței unghiului a prescris.

Bibliografie:

1. Jula D., Urdea G.B. (2017) *Toleranțe, ajustaje și starea suprafeței teorie și aplicații*, Universitas Petroșani, Petroșani.
2. Nițescu, N., (2010) *Toleranțe și ajustaje, măsurări verificări și control dimensional. Îndrumător de laborator*, Editura Universitas Petroșani,
3. Zamfir, V., Nițescu, N., (1993) *Toleranțe și control dimensional (Vol.I Toleranțe)*, Litografia Universității Tehnice din Petroșani, Petroșani.

METODĂ DE CALCUL A ÎMBINĂRILOR FILETATE CU UMĂR

Autori: Constantin-Laurențiu BRÎNAȘ¹, Marta CSAKI (OLĂRAȘU)²
constantin.brinas@gmail.com

Coordonator: Șef lucrări dr.ing. Gheorghe-Bogdan URDEA³

¹ Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, specializarea: Echipamente pentru procese industriale, anul II

² Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, specializarea master: Instalații și echipamente pentru procese în minerit, anul II

³ Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, Departamentul de Inginerie Mecanică Industrială și Transporturi:

Rezumat

Lucrarea prezintă o metodă de calcul a îmbinărilor filetate cu umăr, utilizate în special în industria petrolieră, la asamblarea etanșă a materialului tubular.

Prima parte a lucrării conține condițiile impuse de tipul constructiv, de starea de solicitare și de scopul calculului îmbinării, ipotezele de calcul, ecuațiile de echilibru static din îmbinările filetate cu umăr.

Cuvinte cheie

Îmbinări filetate cu umăr, erori de măsurare.

1. Considerații generale

La calculul îmbinărilor filetate cu umăr este necesar să se țină seama de tipul constructiv al îmbinării, de starea de solicitare și de scopul calculului.

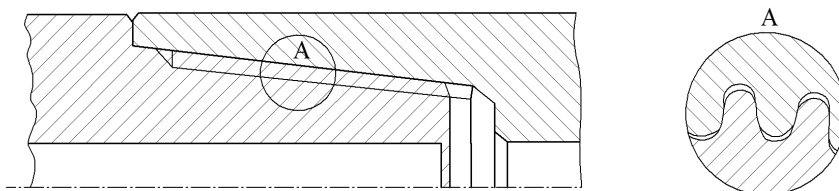


Fig. 1. Îmbinare conică cu umăr exterior

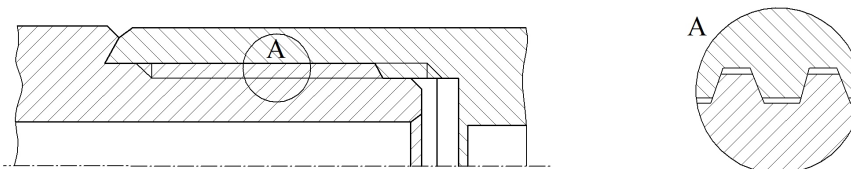


Fig. 2. Îmbinare cilindrică cu umăr exterior

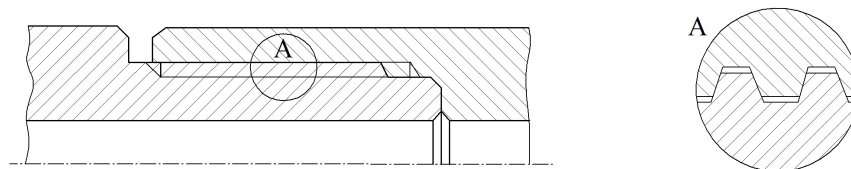


Fig. 3. Îmbinare cilindrică cu umăr interior

Tipul constructiv al îmbinărilor este caracterizat de:

- forma îmbinării, conică sau cilindrică (fig. 1.), respectiv (fig. 2. și 3.);
- poziția umărului de etanșare, cu umăr exterior sau interior (fig. 1 și 2), respectiv (fig. 3);
- forma umărului, plan sau tronconic (fig.1. și 3.), respectiv (fig. 2.);
- forma filetelui, de obicei triunghiulară, cu flancuri simetrice sau asimetrice, cu diferite grade de trunchiere (fig. 1.- 3.).

Simbolizarea folosită în prezenta lucrare pentru îmbinările filetate, în funcție de forma lor și de poziția umărului de strângere, este indicată în tabelul 1, cu observația că, dat fiind dificultățile de execuție, IKI nu are deocamdată o utilizare practică, ca atare.

Tabelul 1. Simbolizarea constructivă a îmbinărilor

Nr. crt.	Îmbinările filetate cu umăr		Simbol
	Definire constructivă pentru		
	formă	poziția umărului	
1.	CONICĂ	EXTERIOR	IKE
2.		INTERIOR	IKI
3.	CILINDRICĂ	EXTERIOR	ICE
4.		INTERIOR	ICI

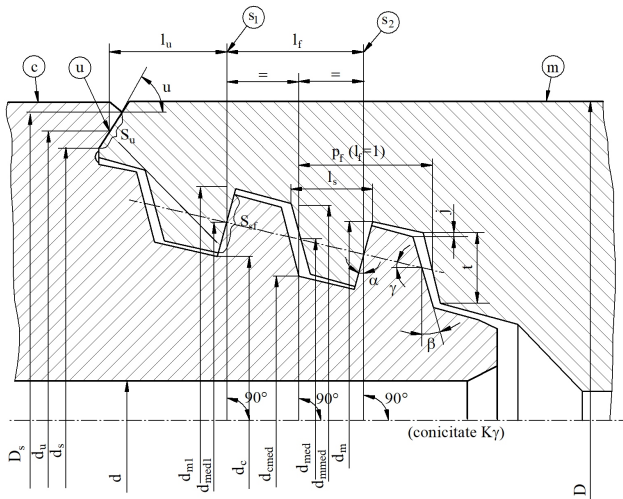


Fig. 4. IKE

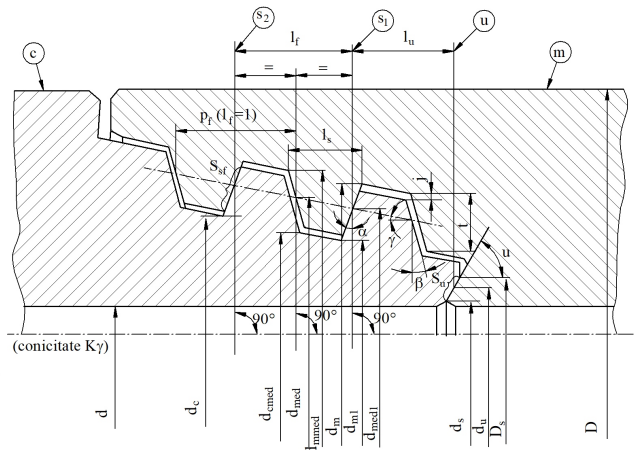


Fig. 5. IKI

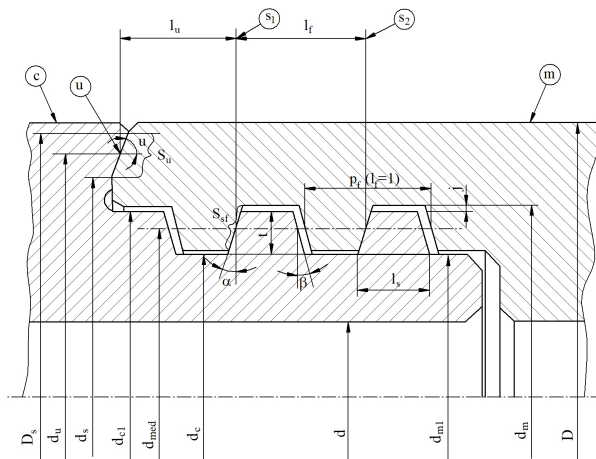


Fig. 6. ICE

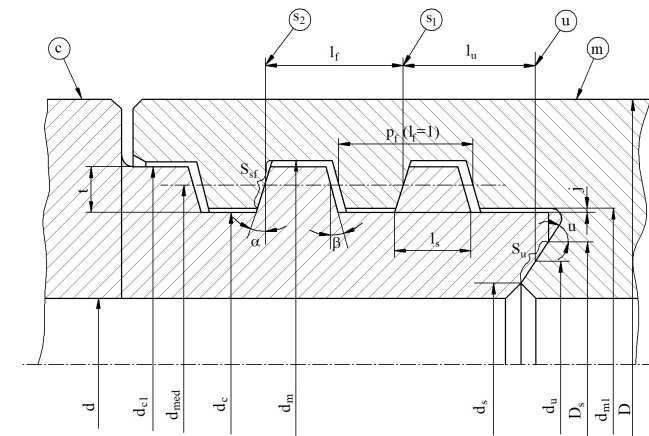


Fig. 7. ICI

Starea de solicitare a îmbinărilor depinde de tipul funcțional al materialului tubular respectiv, în principiu putându-se considera trei tipuri de bază de solicitări exterioare, corespunzătoare îmbinărilor.

Scopul calculului se referă, ca pentru orice problemă de calcul mecanic, la verificarea, determinarea capacității portante (capabilității) sau la dimensionarea îmbinării filetate.

Studiul analitic s-a realizat pe elementele îmbinării filetate, cepul (simbol c) și mufa (simbol m), pe zonele de solicitare corespunzătoare lungimilor umărului l_K și, respectiv, a filetului (activ) l_f , pentru:

- umărul de strângere (simbol u);
- secțiunile periculoase (critice) ale cepului și ale mufei;
- filetul (simbol f) cepului și al mufei

În schemele din figurile 4-7 și tabelul 2 sunt definite principalele caracteristici geometrice (și constructive) ale îmbinărilor filetate, cu umeri tronconici, utilizabile la prăjinile de foraj, ca fiind cazurile reprezentative generale, cu complexitatea constructivă și de solicitare cea mai mare, și care au stat la baza determinării metodei de calcul.

Funcție de starea de solicitare, celelalte variante de calcul reprezintă cazuri particulare de aplicare a metodei, rezolvabile fără dificultăți, prin adaptarea corespunzătoare a relațiilor stabilite

Tabelul 2 *Principalele caracteristici geometrice (și constructive) ale îmbinărilor filetate*

Nr. cri	DENUMIREA CARACTERISTICII	SIMBOL			
		IKE	IKI	ICE	ICI
1.	Diametrul exterior al mufei	D			
2.	Diametrul interior al cepului	d			
3.	Semiunghiul (tron-) conului îmbinării corespunzător conicității $K_\gamma = 2\text{tg}\gamma$	γ		-	
4.	Diametrul maxim al umărului.	D_s			
5.	Diametrul minim al umărului.	d_s			
6.	Diametrul (mediu) al umărului.	d_u			
7.	Semiunghiul conului umărului.	u			
8.	Diametrele critice ale cepului și mufei .	d_c, d_m			
9.	Diametrele mediu și critice în planul S_1	d_{med1}, d_{c1}, d_{m1}		-	
10.	Diametrul mediu al filetului	d_{med}			
11.	Diametrele medii ale filetului cepului și mufei	$d_{c_{med}}, d_{m_{med}}$		-	
12.	Diametrele vârfurilor fi tetelor (a cep și mufă	-		d_{c1}, d_{m1}	
13.	Lungimea zonei umărului	l_u			
14.	Lungimea zonei active a filetului corespunzătoare numărului activ de spirei n_s	l_f			
15.	Jocul (radial) la fundul filetului	j			
16.	Pasul filetului, corespunzător numărului de începături	p_f			
17.	Înălțimea (spirei) filetului	t			
18.	Lățimea spirei la fundul filetului	l_s			
19.	Unghiul flancului principal (activ) al filetului	α			

Relațiile analitice au fost determinate în următoarele ipoteze:

- efectele forțelor tangențiale asupra suprafețelor umărului de strângere și ale flancurilor filetului, la aplicarea momentului de strângere J, sunt incluse în valorile presiunilor specifice la strivire (prin impunerea corespunzătoare a coeficienților de siguranță admiși);
- valorile maxim admise pentru forțele de tracțiune G_0 , în diferitele etape de lucru din exploatare, includ și influențele datorate forțelor de inerție și de frecare ce apar la manevrarea garniturii de prăjini în gaură de sondă;
- efectele presiunilor de lucru ale fluidului de foraj asupra forțelor din umărul îmbinării sunt nesemnificative, neglijându-se;
- deformațiile radiale din cep și din mufă (precum și deformațiile spirelor filetelor) sunt mici, în raport cu deformațiile axiale, neglijându-se.

2. Ecuațiile echilibrului static

Legăturile dintre elementele de îmbinare, cepul și mufa, fiind constituite din suprafețele în contact ale umerilor și ale flancurilor active ale filetelor, adică de tip reazem simplu, se înlocuiesc cu forțele normale la suprafețele respective.

Studiul s-a realizat separat pentru cele două etape funcționale de solicitare, distincte în exploatare, și care corespund aplicării :

- momentului de strângere M , respectiv
- solicitărilor din forajul propriu-zis, adică forței de tracțiune G_0 , a momentului de lucru M_t și a presiunii interioare p , (inclusiv a forței de tracțiune G_{pi}).

Corespunzător acestor două etape funcționale, în figurile 8, 9 și figurile 10, 11 sunt reprezentate schematic solicitările exterioare și forțele (de legătură) din suprafețele de contact, pentru îmbinările IKE și, respectiv, ICI (reprezentările sunt similare și pentru îmbinările ICE și, respectiv, IKI).

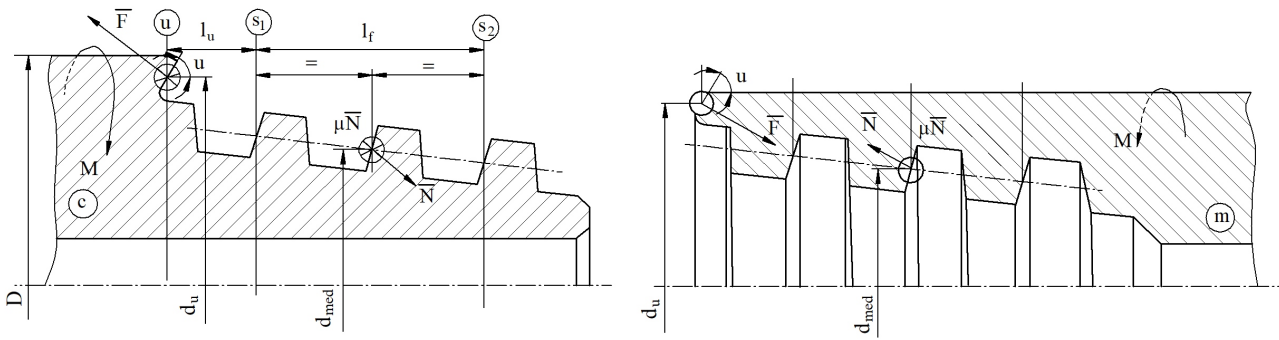


Fig. 8. Solicitări externe și forțe din suprafețele de contact pentru îmbinările IKE

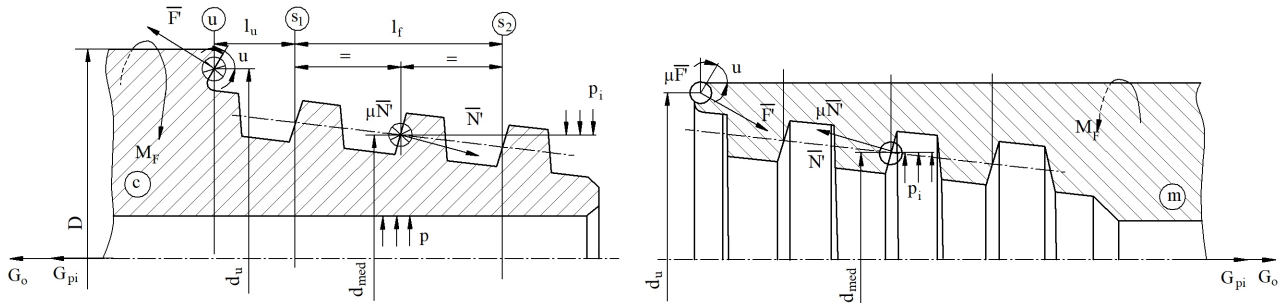


Fig. 9. Solicitări externe și forțe din suprafețele de contact pentru îmbinările ICI

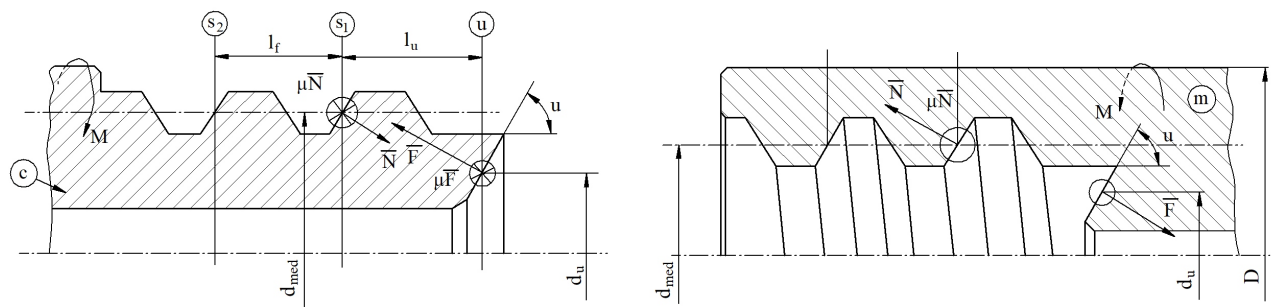


Fig. 10. Solicitări externe și forțe din suprafețele de contact pentru îmbinările ICE

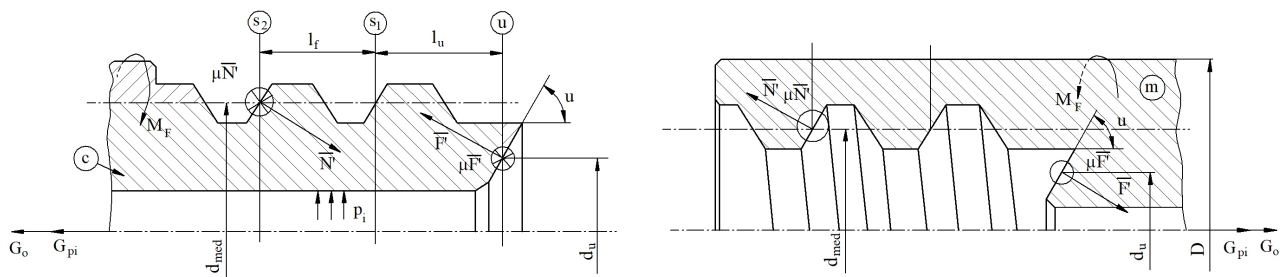


Fig. 11. Solicitări externe și forțe din suprafețele de contact pentru îmbinările IKI

La aplicarea momentului de strângere M , se constată că pe fiecare din suprafețele umerilor de contact apar forțele F , repartizate (circular) corespunzător diametrului umărului d_n și echilibrate axial de forțele N normale pe suprafețele de contact ale flancurilor active ale filetelor, repartizate pe spire, corespunzător diametrului mediu d_{med} . Forța N de pe suprafața spirelor filetelor, împreună cu forța de frecare se poate descompune pe trei direcții, adică:

$\bar{N} + \mu\bar{N} = \bar{P}_{(D)} + \bar{H}_{(D)} + \bar{R}_{(D)}$ - componentele la înșurubare (deșurubare) fiind (fig. 12) :

- forța axială:

$$P = N \cdot \cos \alpha' \cdot \cos \beta_m - \mu \cdot N \cdot \sin \beta_m$$

$$(P_D = N \cdot \cos \alpha' \cdot \cos \beta_m + \mu \cdot N \cdot \sin \beta_m)$$

- forța tangențială, care se opune momentului de înșurubare M (de deșurubare M_D):

$$H = N \cdot \cos \alpha' \cdot \sin \beta_m + \mu \cdot N \cdot \cos \beta_m$$

$$(H = -N \cdot \cos \alpha' \cdot \cos \beta_m + \mu \cdot N \cdot \sin \beta_m) \text{ și}$$

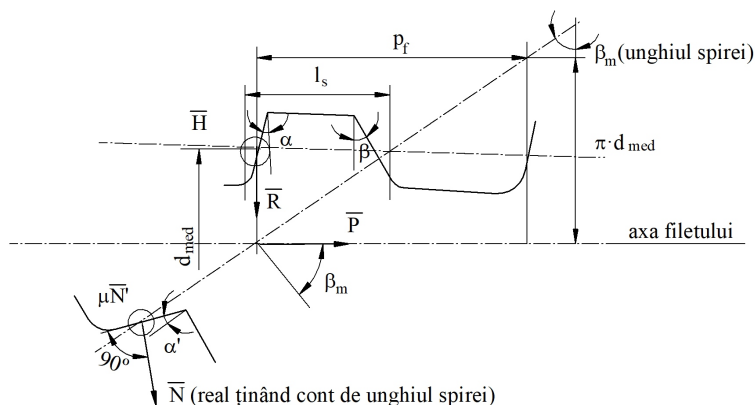


Fig. 12. Componentele la înșurubare (deșurubare)

- forța radială, care „turtește” cepul și „umflă” mufa:

$$R = N \cdot \cos \alpha'$$

$$(R_D = N \cdot \cos \alpha')$$

Exprimând în raport cu forța axială P (sau P_n), rezultă:

$$H = K_H \cdot P; R = K_R \cdot P; N = K_N \cdot P \text{ la înșurubare, și} \quad (1)$$

$$H_D = K_{HD} \cdot P_D; R_D = K_{RD} \cdot P_D; N_D = K_{ND} \cdot P_D \text{ la deșurubare, în care}$$

$\beta_m = \arctg(p_f / \pi \cdot d_{med})$ este unghiul mediu al spirelor

$\alpha' = \arctg(\tg \alpha \cdot \cos \beta_m)$ reprezintă unghiul flancului activ în sec- ne normală pe spira filetului, iar

$$K_{H(HD)} = \frac{(-) \cos \alpha' \cdot \sin \beta_m + \mu \cdot \cos \beta_m}{\cos \alpha' \cdot \cos \beta_m \mp \mu \cdot \sin \beta_m}$$

$$K_{R(RD)} = \frac{\sin \alpha'}{\cos \alpha' \cdot \cos \beta_m \mp \mu \cdot \sin \beta_m} \quad (2)$$

$$K_{N(ND)} = \frac{1}{\cos \alpha' \cdot \cos \beta_m \mp \mu \cdot \sin \beta_m}$$

sunt coeficienții corespunzători.

După aplicarea solicitărilor exterioare din etapa a doua funcțională, umerii se descarcă până la valoarea forței F', surplusul de sarcină fiind preluat prin forța W de pe filete (cu componenta axială P'), astfel că F' < F și N' > N (P' > P).

Ecuțiile de echilibru sunt deci:

$$P = F \cdot \sin u \text{ și } P' = G + F' \cdot \sin u \quad (3)$$

din condițiile de echilibru ale forțelor axiale, respectiv:

$$M = K_u \cdot F \quad (4)$$

din condiția de echilibru a momentelor în raport cu axa îmbinării (pentru prima etapă funcțională), în care:

$$G = G_0 + G_{pi}; G_{pi} = \pi d_s^2 \cdot p_i / 4 \quad (5)$$

$$K_u = K_e + K \cdot \sin u = 1 / K_M, K_e = \mu \cdot d_u / 2 \text{ și } K = K_H \cdot d_{med} / 2 \quad (6)$$

Conform relațiilor (1) și (2), momentul de deșurubare este:

$$M_D = K_{uD} \cdot M / K_u \quad (7)$$

care

$$K_{uD} = K_e + K_D \cdot \sin u \text{ și } K_D = K_{HD} \cdot d_{med} / 2$$

Din condiția de echilibru a momentelor în raport cu axa îmbinării, pentru a doua etapă funcțională, se obține:

$$M_f = M_u + M_f \quad (8)$$

în care momentele transmise de umăr și de filet au expresiile:

$$M_u = \frac{K_e \cdot F'}{K_e \cdot F' + K(G + F' \sin u)} \cdot M_f, \text{ respectiv}$$

$$M_f = \frac{K(G + F' \sin u)}{K_e \cdot F' + K(G + F' \sin u)} \cdot M_f \quad (9)$$

considerându-se că momentele transmise sunt proporționale cu capacitatea corespunzătoare de a transmite moment,

$$C_{Mu} = K_e \cdot F', C_{Mf} = K(G + F' \sin u), C_{MF} = C_{Mu} + C_{Mf} = K_e \cdot F' + K(G + F' \sin u) \quad (10)$$

Întrucât forțele radiale se autoechilibrează și deci nu se mai pot pune și alte condiții de echilibru, rezultă că problema este static nedeterminată.

3. Concluzii

Indiferent de tipul constructiv al îmbinării, capacitatea de preluare a momentului de strângere variază în același sens cu fiecare din elementele de influență, adică cu diametrele caracteristice ale îmbinării (medii, ale filetului și umărului), cu pasul filetului (sau cu numărul de începuturi corespunzător), cu unghiul flancului principal al filetului, cu coeficientul de frecare, precum și cu rezistențele admise în elementele îmbinări. Momentul de deșurubare variază în mod similar, cu excepția cazului în care este considerat în raport cu pasul sau cu numărul de începuturi al filetului, caz în care se constată variații inverse. Analizându-se raportul din momentele de deșurubare și de înșurubare, rezultă că valorile cele mai mici ale momentului de deșurubare se obțin la valorile reduse ale elementelor de influență (evident și ale momentului de strângere aplicat), cu excepția valorilor pentru pas sau pentru numărul de începuturi.

Bibliografie:

1. Muhs D., ș.a. (2008), *Roloff-Matek. Organe de mașini*, București, Editura Matrix Rom.
2. Rădulescu A., ș.a. (1975) *Carnet tehnic. Utilaj petrolier - foraj*, București, Editura Tehnică.

SISTEME DE ETANȘARE CLASICE ȘI MODERNE

Autori: Octavian FIRU¹, David-Marian POPESCU²
tavitza1@yahoo.com

Coordonator: Conf.univ.dr.ing. **Sorin VĂTAVU**³

^{1, 2} *Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, specializarea: Instalații și echipamente pentru procese mecanice, anul II*

³ *Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, Departamentul de Inginerie Mecanică, Industrială și Transporturi*

Rezumat

Etanșarea este funcția și elementul constructiv prin care se asigură separarea perfectă sau relativă între două medii fluide, la limita de separație dintre două piese fixe sau în mișcare relativă. Se pretinde o etanșare absolută între organele elementelor din instalațiile hidraulice și mediul exterior și se consideră îndeajuns o etanșare relativă între volume umplute cu fluide la diferite presiuni.

Etanșările reprezintă elemente constructive importante ale echipamentelor hidraulice, de care depinde siguranța și fiabilitatea ansamblului. Defectarea ermetizării la orice element de etanșare poate afecta parțial sau total sistemul general.

Lucrarea prezintă repere de bază referitoare la sistemele de etanșare clasice dar și orientări pentru soluții moderne.

Cuvinte cheie

Sisteme hidraulice, etanșări

1. Introducere

Sistemele hidraulice sunt utilizate într-o multitudine de domenii de activitate, prin intermediul lor fiind vehiculate fluide sub presiune. Circulația fluidului se face ca urmare a unei diferențe de potențial de presiune, de la punctul de presiune înaltă la cel de presiune joasă. Cea mai importantă categorie de fluide vehiculate o constituie lichidele.

Echipamentele ce intră în structura acestor sisteme sunt diverse și specifice destinației sistemului: industrială, alimentară, medicală, civilă sau militară etc.

În structura sistemelor hidraulice se regăsesc sistemele de pompare ce asigură generarea presiunii, rețelele hidraulice și elemente de distribuție prin intermediul cărora lichidul ajunge unde este nevoie, elemente de reglare, dar și ansambluri de elemente cu funcții de înmagazinare, condiționare a fluidului, respectiv măsurare. Sistemele de etanșare reprezintă ansambluri de elemente elastice și sau rigide care se amplasează în locașuri specifice, având ca scop separarea a două zone cu fluide și presiuni diferite. Ele au o importanță majoră în structura mașinilor și sistemelor hidraulice și pneumatice, deoarece asigură pe deoparte buna funcționare și comportare a acestora dar și izolarea cavităților cu fluide.

Utilizarea pe scară largă a sistemelor de etanșare a creat premisele dezvoltării unei game largă de tipuri de sisteme și elemente de etanșare, dar a și impus de la un moment dat tipizarea și respectiv standardizarea lor. Cerințele tehnologice actuale au impus însă și găsirea unor noi soluții de sisteme de etanșare neconvenționale, care să fie adecvate fluidelor speciale și presiunilor de lucru.

2. Repere generale pentru sistemele de etanșare

În cadrul sistemelor hidraulice SH și pneumatice SP pot fi identificate două categorii de bază (Vătavu, 2017):

- pentru vehiculare, respectiv dirijare a fluidului către puncte de utilizare a sa;
- pentru punerea în mișcare a unor elemente de execuție cu ajutorul cărora sunt manevrate organe de lucru.

Indiferent de categorie, sistemul hidraulic sau pneumatic va avea în componență sisteme sau elemente care realizează izolarea cavităților cu presiuni și / sau fluide diferite.

Etanșarea este funcția și elementul constructiv prin care se asigură separarea perfectă sau relativă între două medii fluide, la limita de separație dintre două piese fixe sau în mișcare relativă. Se pretinde o etanșare absolută între organele elementelor din instalațiile hidraulice și mediul exterior și se consideră îndeajuns o etanșare relativă între volume umplute cu fluide la diferite presiuni.

Construcția și natura materialelor elementelor unei etanșări depind de factorii :

- funcția etanșării ;
- natura chimică a mediului hidraulic ;
- presiunea și temperatura de lucru a instalației ;
- volumul oferit etanșării ;
- posibilitate de montare și demontare ușoară și durata de viață cât mai lungă ;
- prețul elementului și al construcției care îl găzduiește.

Clasificarea funcțională a etanșărilor le împarte în :

- *etanșări statice*, care realizează etanșarea între piese fără mișcare relativă, cum este cazul capacelor ;
- *etanșări dinamice*, care realizează etanșarea între piese în mișcare relativă, și care conduc la următoarele sub-categorii :
 - *etanșări dinamice*, la care elementul etanșator lucrează exclusiv *prin deformare*, specific mișcărilor relative de mică amplitudine, regăsite la capsule, membrane, tuburi și conducte flexibile ;
 - *etanșări dinamice culisante*, când suprafețele etanșate sunt în mișcare de translație ;
 - *etanșări dinamice rotative*, când suprafețele etanșate sunt în mișcare de rotație.

Etanșările reprezintă elemente constructive importante ale instalațiilor și echipamentelor hidraulice și pneumatice, de care depinde siguranța și fiabilitatea sistemelor : defectarea ermetizării la orice element de etanșare poate afecta parțial sau total sistemul. De exemplu în cazul instalațiilor de acționare hidraulică a susținerilor mecanizate, cea mai neînsemnată pierdere a etanșeității unuia dintre elementele componente care alcătuiesc sistemul hidraulic al stâlpilor hidraulici poate scoate stâlpul de sub presiunea minieră, creând pericolul surpării rocilor din acoperiș.

Sistemele de etanșare trebuie să îndeplinească o serie de cerințe, dintre care cele mai importante sunt :

- durabilitate ridicată ;
- ermetizare perfectă ;
- frecare minimă.

Ultimele două cerințe sunt contradictorii pentru etanșările mobile, pentru că o ermetizare ridicată mărește forțele de frecare, iar pentru reducerea frecării este necesară prezența unei pelicule lubrifiante, adică pierderi de lichid care duc la afectarea etanșeității.

Sistemele de etanșare folosite în practică reprezintă de fapt o combinație din mai multe componente de etanșare. Astfel de combinații originale sunt foarte multe și sunt destinate funcționării în condiții speciale. O clasificare a etanșărilor folosite în astfel de condiții este prezentată în fig. 1 (Drăghici, I., ș.a., 1982).

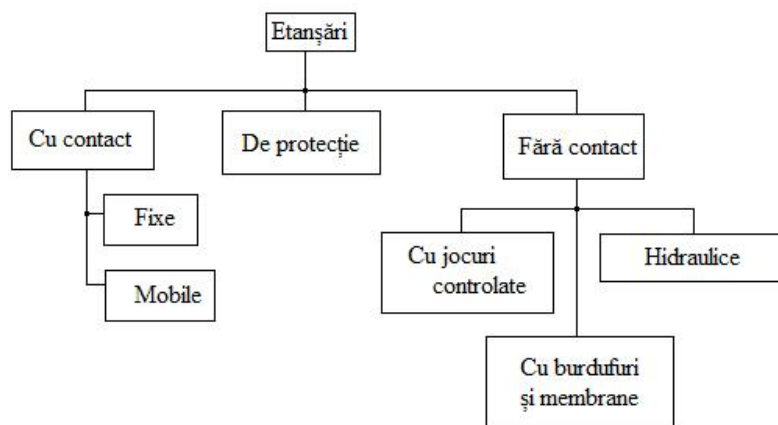


Fig. 1. Clasificarea sistemelor și elementelor de etanșare.

Sistemele de etanșare sunt folosite pentru a asigura gradul necesar de etanșeitățe al asamblărilor fixe sau mobile ale pieselor sau subsansamblelor mașinilor și mecanismelor. Funcționarea corespunzătoare a dispozitivelor de etanșare influențează esențial fiabilitatea mașinilor și mecanismelor în care sunt montate.

Conceperea unui sistem de etanșare presupune rezolvarea următoarelor probleme principale : excluderea scurgerilor mediului etanșat ; excluderea pătrunderii impurităților în spațiul interior al mașinii sau mecanismului ; asigurarea simplității constructive a dispozitivului și a demontării acestuia ; obținerea condițiilor menționate prin cea mai ieftină metodă. De multe ori este imposibilă rezolvarea tuturor acestor condiții, eficacitatea generală a dispozitivului de etanșare depinzând de raționalitatea compromisului realizat.

Pentru a putea corespunde condițiilor de funcționare, materialele elementelor de etanșare (garniturilor) trebuie să prezinte multiple proprietăți : alegerea celui mai rațional material constituie o problemă dificilă, datorită faptului că adesea sunt cerute proprietăți contradictorii.

Etanșările cu contact sunt cel mai mult utilizate în SH și SP. Comportarea etanșărilor cu contact este influențată de mediul etanșat, de calitatea și de frecarea dintre suprafețele în contact ; rugozitatea suprafețelor influențează calitatea și fiabilitatea etanșării, determinând forțele de frecare și prin urmare uzura elementelor de etanșare.

Pentru obținerea unei etanșări corespunzătoare este necesar ca rugozitatea suprafeței pe care alunecă buza de etanșare să nu depășească 0,4 μm. Muchia buzei de etanșare a garniturilor manșetă trebuie îndreptată totdeauna înspre mediul etanșat, aflat sub presiune. Pentru o bună funcționare trebuie unse în permanență și în special, la pornirea mașinii sau mecanismului. În cazul în care mediul etanșat nu prezintă proprietăți unguente, se prevede un spațiu cu lubrifiant cuprins între două garnituri, echipat cu un dispozitiv de alimentare.

Tendența de creștere progresivă a presiunilor în tehnica acționărilor hidraulice determină o reconsiderare a multor aspecte constructive și funcționale a SH și SP : printre alte aspecte importante vizate se află și sistemele de etanșare, de ale căror calități depinde în modul cel mai direct buna funcționare a sistemului.

Elementele de etanșare folosite în etanșările cu contact se execută din diferite materiale, alegerea lor fiind determinată de felul și condițiile reale de lucru. Materialele din care se pot confecționa garniturile de etanșare sunt : pielea, elastomerii (cauciucul natural și cel sintetic), plastomerii (poliamide, polimerii cu fluor, policlorura de vinil), grafitul, materialele metalice, hârtia și cartonul, pluta.

Pentru alegerea elementelor de etanșare trebuie luate în considerare o serie de factori : proprietățile lichidului de lucru, mărimea presiunilor din sistemul hidraulic, intervalul temperaturilor, mărimea admisă a scurgerilor de lichid, geometria și viteza de deplasare a acestora.

3. Sisteme de etanșare clasice (Ionescu, F., ș.a., 1980), (Oprean, A., 1983)

După poziția reciprocă a suprafețelor de separare, sistemele de etanșare se împart în : fixe (statice) și mobile (dinamice), ultimele fiind culisante și rotative.

Etanșările statice realizează etanșarea între suprafețele unor piese fără mișcare relativă (capace, racorduri), ce pot fi plane, cilindrice sau conice.

Etanșările mobile culisante se realizează între piesele aflate în mișcare relativă de translație prin alunecare (tija și pistonul cilindrilor hidraulici), iar cele mobile rotative se realizează între piesele aflate în mișcare relativă de rotație (la arborele mașinilor hidraulice rotative). În cazul etanșărilor mobile se utilizează uneori etanșarea fără garnitură sau fără contact, realizată prin jocuri mici garantate, joc mic și labirint. Aceste sisteme își găsesc aplicare la etanșarea plunjerelor sau a pistoanelor în tehnica presiunilor înalte, a sertarelor distribuitorilor sau a organelor de reglare a unor aparate hidraulice.

Etanșările statice realizează etanșarea pe suprafețe cilindrice, plane sau conice.

Etanșarea zonelor cilindrice se poate face cu elementul de etanșare (de obicei de tip inel) aflat pe arbore, în alezaj sau într-un spațiu creat în ambele piese.

Garniturile etanșărilor statice sunt aproape întotdeauna elastomeri de formă inelară (deși sunt cunoscute și sub alte forme mai ales pentru etanșări pe suprafețe plane), cele mai multe de secțiune circulară, denumite inele O. În mod particular garniturile pot fi metalice sau din alte materiale, și se folosesc mai ales la etanșarea racordurilor și dopurilor.

Etanșările dinamice culisante se utilizează la piesele aflate în mișcare relativă de alunecare (translație). În unele cazuri etanșarea se face fără garnitură. Acest gen de etanșare, fără element de etanșare, deși este costisitor se practică frecvent la distribuitorii clasici sau la servodistribuitorii, un joc de 3 – 4 μm limitând pierderile la ordinul cm³/s. Marea majoritate a motoarelor hidraulice rectilinii sunt echipate cu sisteme de etanșare localizate în alezaj sau pe arbore.

Etanșările utilizate în cazul motoarelor hidraulice care lucrează în regimuri de variații bruște de presiune sau pentru evitarea prelucrării precise a diametrului interior și a nevoii de calitate superioară a suprafețelor folosesc elemente de construcție specială cu manșete de diferite forme și din diverse materiale (fig. 2).

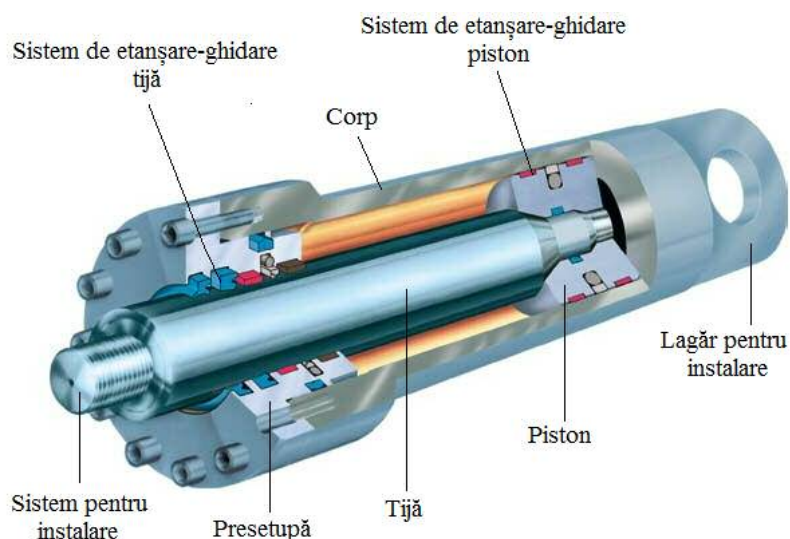


Fig. 2. Sisteme de etanșare dinamice specifice cilindrilor hidraulici.

Cunoașterea frecării și în particular a forței de frecare ce ia naștere într-o etanșare culisantă este necesară pentru calculul randamentului motorului hidraulic, și în cazul unui sistem mai complex, la determinarea unui coeficient minim de stabilizare, întrucât prin frecare se disipează o parte din energia sistemului.

Forța de frecare, în funcție de parametrii constructivi ai etanșării- diametrul D și lățimea L, se determină pe baza coeficientului de frecare relativ μ cu relația :

$$F_f = \pi D \cdot L \cdot \mu \cdot p_k , \quad (1)$$

unde p_k este presiunea medie de contact pe suprafața circulară de lățime L și diametru D .

Etanșările dinamice de rotație se utilizează pe scară largă în industria construcțiilor de mașini, ca dispozitiv independent de etanșare sau ca element component al sistemelor combinate de etanșare. Garniturile manșetă de rotație sunt larg răspândite, în special ca etanșări de protecție, firmele specializate producând o mare varietate de tipuri constructive de manșete de rotație. Structura și principiul de acțiune al manșetei buză de rotație este prezentat în fig. 3.

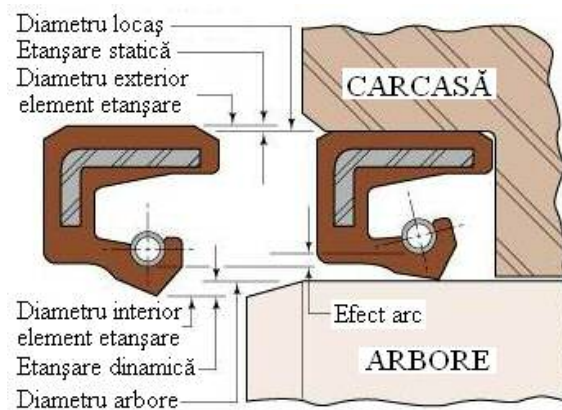


Fig. 3. Manșetă buză de rotație (simmering)

Manșetele cu carcasă metalică exterioră se pot utiliza în cazul unei rugozități mari și a unor dilatări termice posibile mari a locașurilor din carcasă.

Pentru protejarea buzei de etanșare împotriva murdăriei și pentru a evita coroziunea arborelui în zona de contact a buzei de etanșare, manșetele standard pot fi prevăzute cu buze suplimentare de protecție (buze-antipraf).

Buzele suplimentare, una sau două, pot fi îndreptate spre interior sau spre exterior, pentru obținerea unei rigidități mai mari fiind prevăzută un inel metalic suplimentar. Manșetele de rotație cu două buze de etanșare se utilizează în cazul în care este necesară separarea a două medii.

Pentru etanșarea mediilor aflate sub presiune, manșetele de rotație sunt prevăzute cu un reazem inelar metalic.

Frecarea ce ia naștere pe suprafața de contact dintre manșetă și arbore este influențată de o mulțime de factori, ceea ce face dificilă stabilirea unor relații general valabile pentru determinarea cantitativă a frecării. Momentul de frecare dintre manșetă și suprafața arborelui se poate determina cu următoarea relație :

$$M_f = \frac{\mu \cdot F_r \cdot d}{2}, \quad (2)$$

în care μ este coeficientul de frecare dintre buza de etanșare și suprafața arborelui, d este diametrul arborelui și F_r - forța radială de apăsare asupra arborelui.

Contactul dintre buza de etanșare și arbore fiind liniar, presiunea pe arbore este :

$$p_r = \frac{F_r}{\pi d}, [N/m]. \quad (3)$$

Puterea pierdută prin frecare se poate scrie sub forma :

$$P_f = M_f \cdot \omega, \quad (4)$$

sau înlocuind $\omega = 2\pi \cdot n$, n în rot/s, relația devine :

$$P_f = (\pi d^2) \mu \cdot p_r \cdot n [W]. \quad (5)$$

Firmele specializate prezintă diagrame care permit determinarea orientativă a puterii pierdute prin frecare, determinate experimental, în anumite condiții de încercare (fig. 3).

Manșetele care funcționează la o presiune mai mare de 50 kPa trebuie să fie prevăzute cu un inel de sprijin, care să evite întoarcerea pe dos a buzei de etanșare. Garniturile manșetă de rotație cu dublă etanșare se întrebunțează numai în cazurile în care este necesară etanșarea între două spații distincte, conținând medii diferite care nu trebuie să se amestece, aceasta deoarece generează forțe mari de frecare.

4. Recomandări privind alegerea sistemului de etanșare mecanică

Funcționarea corespunzătoare a etanșării mecanice presupune eliminarea frecării uscate, prin menținerea permanentă a unui film de fluid între suprafețele de frecare. Această cerință este realizată prin :

- alegerea corectă a sistemului de etanșare, compus din etanșarea mecanică și accesorii ;
- montajul adecvat ;
- deservirea și întreținerea riguroasă a utilajului echipat cu sistem de etanșare mecanică.

Pentru alegerea sistemului de etanșare mecanică se recomandă parcurgerea următoarelor etape (* * *, 2013):

1. Analizarea condițiilor de etanșat din punct de vedere al presiunii, temperaturii și corozivității mediului etanșat, al regimului dinamic al utilajului, precum și din punct de vedere al prescripțiilor de securitate.
2. Analizarea posibilităților tehnice ale etanșărilor preconizate, ținând cont de limitele de presiune, temperatură și viteză.
3. Stabilirea tipului constructiv al etanșării mecanice.
4. Stabilirea materialelor pentru elementele etanșării mecanice.

Se recomandă alegerea soluției celei mai simple din punct de vedere constructiv, dar ținând cont și de faptul că:

- materialele cu caracteristici mai performante din punct de vedere al condițiilor de etanșat îmbunătățesc performanțele etanșării mecanice ;
- prin dezvoltarea sistemului de etanșare mecanică și echiparea cu diverse accesorii, pot fi modificate esențial condițiile inițiale, creându-se mediul corespunzător pentru buna funcționare a etanșării.

Procesul de alegere a sistemului de etanșare este deosebit de complex, având un caracter iterativ, prin care se poate alege soluția optimă din punct de vedere economic și al siguranței în funcționare.

5. Sisteme de etanșare moderne

Sistemele de etanșare specifice mașinilor miniere au ridicat cerințele de proiectare, etanșare și standardul cerut pentru ingineria mecanică și construcția de etanșări. Modelele noi de etanșare trebuie să reziste presiunii timp îndelungat, să rămână elastice și rezistente la suprapresiuni repetate. Metodele de testare explozivă utilizate în trecut pentru a judeca adecvat proiectarea etanșărilor nu au luat în considerare mai mulți factori importanți pentru modelele de etanșare care îndeplinesc noile standarde.

Condițiile de funcționare speciale și cerințele de siguranță specifice industriei miniere în general, și subteranului în particular, au condus la aplicarea unor sisteme de etanșare particulare, programele producătorilor oferind chiar și soluții în funcție de cererea beneficiarilor.

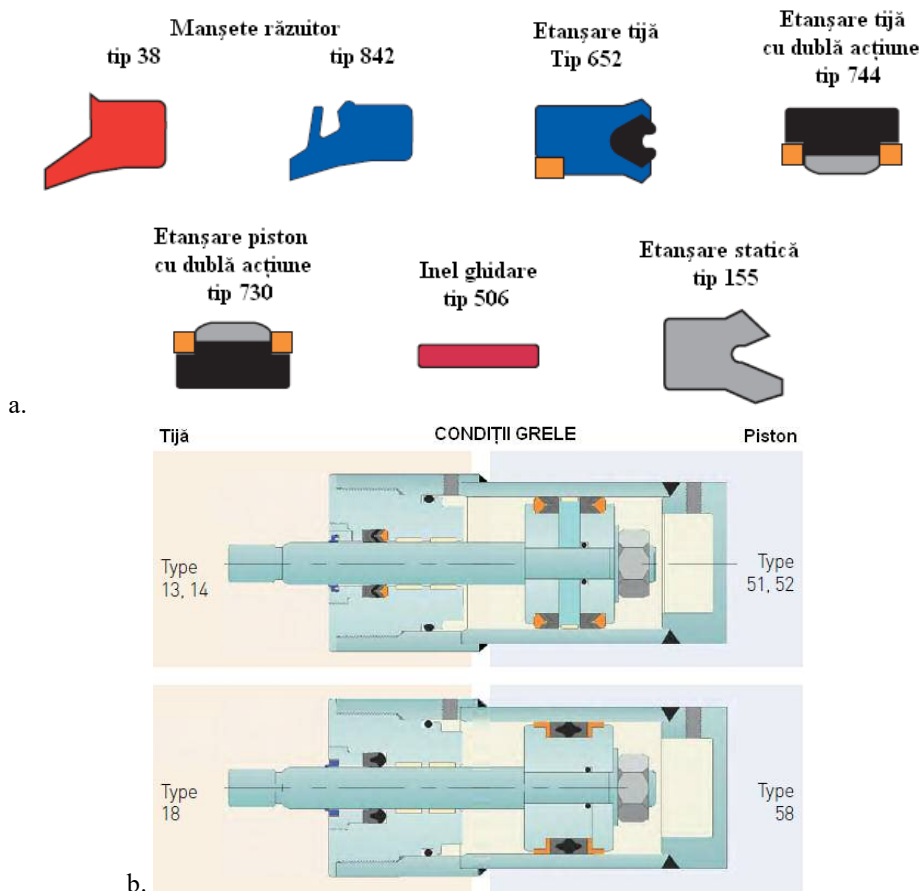


Fig. 4. Etanșări Hallite pentru cilindrii hidraulici minieri: a. oferta de bază; b. variante cilindri pentru condiții grele.

În fig. 4,a este prezentată oferta de bază a firmei Hallite pentru componentele sistemelor de etanșare-ghidare-curățare a tijelor și etanșare-ghidare a pistoanelor cilindrilor hidraulici minieri : banda pentru inelele de ghidare este

universală. În fig. 4,b sunt prezentate două tipuri de sisteme propuse pentru cilindri destinați condițiilor grele de lucru și sarcini mari : sunt menționate codurile sistemelor de etanșare propuse pentru tijă și piston echipat cu manșete cu simplă, respectiv dublă acțiune.

În cazul mișcării de rotație, au apărut oferte de sisteme compuse, de tip compact, denumite casete sau cartușuri de etanșare. Etanșările tip cartuș sunt etanșări frontale care sunt prealabil complet montate într-un ansamblu. Au avantajul că montarea lor în pompă este foarte simplă, iar strângerea etanșării la lungimea de lucru este garantată din fabricație.

Flanșa etanșării este prevăzută cu toate orificiile necesare pentru răcirea / spălarea etanșării. Etanșarea utilizată poate fi una standardizată sau specială; simplă, tandem, sau dublă, neechilibrată sau echilibrată.

În fig. 5 este prezentată o ofertă a ROSEAL, cu etanșări tipizate EFK, EFP sau EFB, etanșări echilibrate sau neechilibrate (***, 2013). Pentru această ofertă, caracteristicile tehnice sunt următoarele :

- diametru arbore, $d_1 = 25 \dots 80$ mm, (peste 80 mm la cerere) ;
- presiune, $p = \text{max. } 8 \text{ bar (25 bar)}$;
- temperatura, $t = -15 \dots +180$ °C ;
- viteza de rotație, $v = 15$ m/s.

Aceste sisteme sunt destinate în general industriilor speciale, etanșarea fiind rezistentă la agenți chimici și abrazivi în funcție de materialele utilizate.

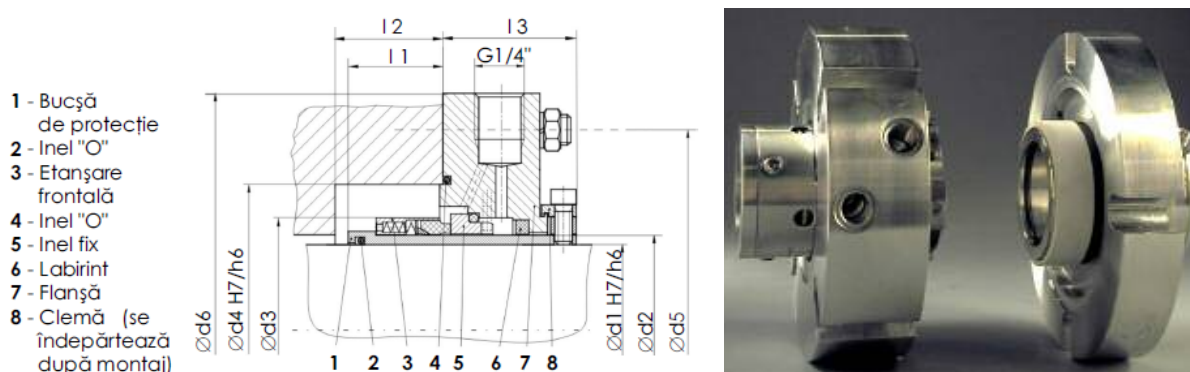


Fig. 5. Etanșare tip cartuș ROSEAL

ROSEAL S.A. oferă pieței variate sisteme de etanșare pentru industriile alimentară, a medicamentelor, chimică și nucleară. Printre cele mai moderne sisteme propuse sunt și etanșările cu fluide magnetice, utilizate în echipamente rotitoare, ce permit mișcarea de rotație în timp ce se păstrează ermetizarea prin formarea unei bariere fizice de nanofluid magnetic (nanofluidul magnetic este ținut în loc de un magnet permanent).

Dezvoltarea tehnologiei de etanșare cu fluide magnetice este legată de proprietățile magnetice, termo-fizice și de curgere a nanofluidelor magnetice, special orientat de fiecare aplicație. Etanșările cu fluide magnetice sunt proiectate pentru o gamă largă de aplicații, dar totuși în general sunt limitate la etanșarea gazelor, vaporilor și lichidelor presurizate în mod indirect. Fiecare combinație de materiale și particularitate de proiectare au practic o limită stabilită de temperatură, diferență de presiune, viteză, încărcare aplicată și mediul de operare. Proiectarea etanșărilor rotitoare cu fluid magnetic are în vedere faptul că fluidul reacționează ca un lichid omogen în câmp magnetic exterior și astfel forma și poziția lor pot fi controlate printr-un gradient de câmp magnetic.

Printre principalele avantaje ale etanșărilor cu nanofluid magnetice pot fi menționate :

- durată mare de funcționare fără intervenție (~ 5 ani) ;
- uzură minimă (doar frecare vâscoasă) ;
- contaminare practic nulă ;
- domeniu larg al presiunii de funcționare (10 mbar ... 20 bar, iar pentru cazuri speciale până la 100 bar).

6. Concluzii

Sistemele de etanșare reprezintă ansambluri de elemente elastice și/sau rigide care se amplasează în locașuri specifice, având ca scop separarea a două zone cu fluide și presiuni diferite. Utilizarea pe scară largă a sistemelor de etanșare a creat premisele dezvoltării unei game largă de tipuri de sisteme și elemente de etanșare, dar a și impus la un moment dat tipizarea și respectiv standardizarea lor. Cerințele tehnologice actuale au impus însă și găsirea unor noi soluții de sisteme de etanșare neconvenționale, care să fie adecvate fluidelor speciale și presiunilor de lucru.

Bibliografie:

1. Drăghici, I., ș.a., (1982), *Îndrumar de proiectare în construcția de mașini*, București, Editura Tehnică.
2. Ionescu, F., ș.a., (1980), *Mecanica fluidelor și acționări hidraulice și pneumatice*, București, Editura Didactică și Pedagogică.
3. Oprean, A., (1983), *Hidraulica mașinilor unelte*, București, Editura Didactică și Pedagogică
4. Vătavu, S., (2017), *Instalații și echipamente de proces cu fluide I. Note de curs*.
5. ***, (2013), *ROSEAL S.A. Etanșări mecanice. Catalog*, Odorheiu Secuiesc.

6. <http://www.ecosealthailand.com/Ecoseal2016/index.php/seal-knowledge/78-oilseal-construction>

SISTEME DE POMPARE. REPERE DE BAZĂ ȘI APLICAȚII ÎN MINERIT

Autori: Giuliano Samir BALOG¹, Constantin TIUGAN²
giullyano9@gmail.com

Coordonator: Conf.univ.dr.ing. Sorin VĂTAVU³

¹ *Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, specializarea: Instalații și echipamente de proces în minerit, anul I*

² *Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, specializarea: Instalații și echipamente pentru procese mecanice, anul II*

³ *Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, Departamentul de Inginerie Mecanică, Industrială și Transporturi*

Rezumat

Sistemele hidraulice sunt utilizate în varii domenii de activitate, începând cu cel casnic și încheind cu cel militar și realizează fie transportul sau vehicularea unui fluid către un sistem de depozitare - rezervoare, din care fluidul urmează a fi folosit în funcție de necesități, fie punerea în mișcare a unor elemente de execuție – motoare hidraulice, componente finale ale unor sisteme folosite pentru acționarea organelor de lucru.

Sistemele de pompare sunt ansambluri pentru generarea energiei hidraulice ce înglobează pompele propriu-zise, motoarele lor de antrenare și totalitatea aparatajului de măsură, comandă și control a funcționării lor; de regulă ansamblul pompă-motor de antrenare este denumit agregat de pompare.

Parametrii de funcționare ai sistemului de pompare sunt determinați de tipul general al sistemului hidraulic alimentat și de sarcina pe orificiul de refulare al agregatului de pompare.

Lucrarea prezintă repere de bază referitoare la sistemul de pompare și detalii referitoare la cele utilizate în domeniul minier.

Cuvinte cheie

Mașini hidraulice, pompe, rețele hidraulice

1. Introducere

Sistemele hidraulice sunt utilizate într-o multitudine de domenii de activitate, prin intermediul lor fiind vehiculate fluide sub presiune. Circulația fluidului se face ca urmare a unei diferențe de potențial de presiune, de la punctul de presiune înaltă la cel de presiune joasă. Cea mai importantă categorie de fluide vehiculate o constituie lichidele.

Echipamentele ce intră în structura acestor sisteme sunt diverse și specifice destinației sistemului: industrială, alimentară, medicală, civilă sau militară etc.

Indiferent de destinația sistemului, va fi nevoie de generarea suprapresiunii necesare: aceasta poate fi obținută cu sau fără mijloace mecanice.

Sistemele gravitaționale nu folosesc sisteme de pompare specifice, deplasarea fluidului realizându-se gravitațional, ca urmare a unei diferențe de nivel, întotdeauna de sus în jos.

În cazul utilizării sistemelor de pompare mecanice, mișcarea fluidului se poate realiza în orice direcție, cu diferențe de nivel foarte mari.

În structura sistemelor hidraulice ce vehiculează lichide se regăsesc sistemele de pompare ce asigură generarea presiunii, rețelele hidraulice și elemente de distribuție prin intermediul cărora lichidul ajunge unde este nevoie, dar și ansambluri de elemente cu funcții de înmagazinare, condiționare a fluidului, respectiv măsurare.

2. Sisteme hidraulice. Generalități, clasificări și structură

În cadrul sistemelor hidraulice cu destinație industrială, pot fi identificate două categorii de bază (Vătavu, 2017):

- pentru vehiculare, respectiv dirijare a lichidului către puncte de utilizare a sa;
- pentru punerea în mișcare a unor elemente de execuție cu ajutorul cărora sunt manevrate organe de lucru.

În figura 1 este prezentată schema bloc al unui sistem de vehiculare și transport al unui fluid, în timp ce în figura 2 poate fi urmărită structura unui sistem hidraulic de acționare.

Din cele două scheme structurale poate fi observată existența unor elemente comune (rezervor primar, sistemul de pompare, rețea hidraulică, distribuitor), diferențierile realizându-le zonele de ieșire ale sistemelor. În cazul sistemului de acționare se observă că lichidul de lucru după ce își îndeplinește funcția motoare este redirectionat în rezervorul primar; de asemenea, tot în același rezervor este direcționată și energia hidraulică disipată voit în urma reglajelor parametrilor hidraulici și pierderile volumice ale sistemului. În acest al doilea caz, funcția principală a rezervorului nu este cea de înmagazinare, ci cea de răcire a lichidului de lucru.

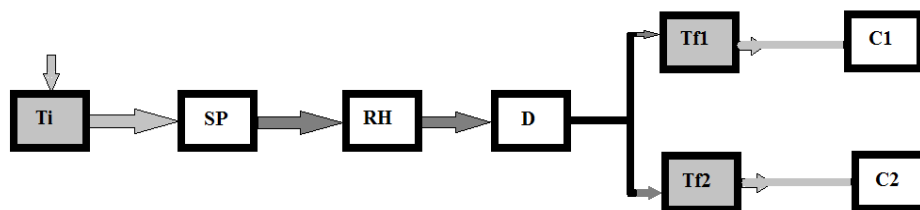


Fig. 1. Structura sistemului de vehiculare și transport al fluidelor:
 SP - sistem de pompare; RH - rețea hidraulică; D - sistem distribuție;
 Ti - rezervor primar; Tf - rezervor final; C - consumator.

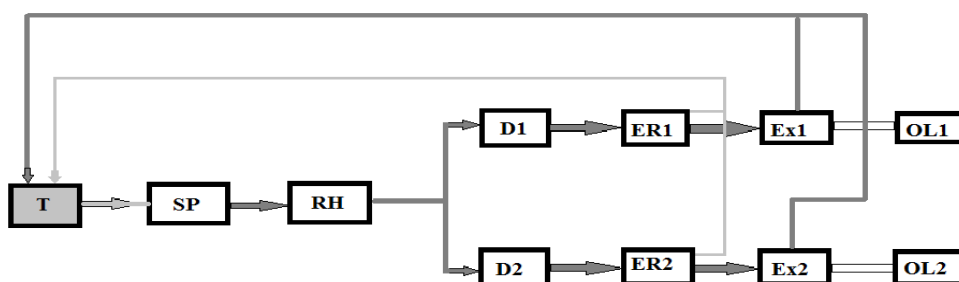


Fig. 2. Structura sistemului hidraulic de acționare:
 SP - sistem de pompare; RH - rețea hidraulică; D_i - distribuitoare; ER_i - elemente de reglare;
 Ex_i - elemente de execuție (motoare hidraulice); T - rezervor; OL_i - organe de lucru.

3. Sisteme de pompare. Fundamente

Sistemele de pompare sunt ansambluri pentru generarea energiei hidraulice ce înglobează pompele propriu-zise, motoarele lor de antrenare și totalitatea aparatajului de măsură, comandă și control a funcționării lor; de regulă ansamblul pompă-motor de antrenare este denumit agregat de pompare AP. După cum se observă din fig. 3, comanda și controlul funcționării stației poate fi realizată prin acțiunea asupra motorului de antrenare sau/și a pompei.

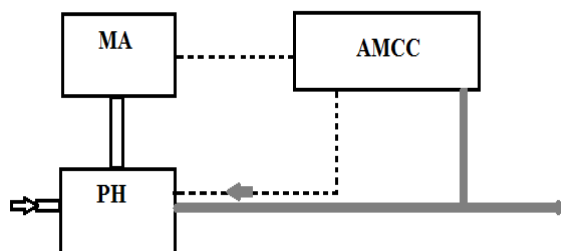


Fig. 3. Structura sistemului de pompare:
 PH - pompa hidraulică; MA - Motor de antrenare;
 AMCC - aparataj de măsură, comandă și control.

O clasificare generală a sistemelor de pompare (SP) se poate realiza după mai multe criterii, cele mai importante fiind natura mediului pompat, destinația, așezarea și mobilitatea, caracteristicile, structura și dispunerea agregatelor de pompare (AP) și durata exploatării:

- după natura mediului pompat, SP funcționează cu apă potabilă, cu fluide industriale și alimentare, mono sau bifazice;
- SP sunt destinate alimentării cu apă potabilă și industrială a diverșilor consumatori, centralelor termoelectrice, de termoficare sau atomoelectrice pentru diferite scopuri de foraj, diferitelor ramuri industriale (minieră, petrolieră, chimică, alimentară etc.), stingerii incendiilor;
- după așezare și mobilitate, SP pot fi: fixe, mobile și plutitoare, cu amplasare subterană sau supraterană.

Parametrii fundamentali ai SP/AP sunt mărimi ce caracterizează stațiile/agregatele din punct de vedere hidraulic și energetic.

Debitul instalat Q. Stabilește soluțiile tehnice de alimentare cu fluid, transportul sau vehicularea, înmagazinarea și distribuția la consumatori a acestuia, având o influență hotărâtoare asupra investițiilor și cheluielilor de exploatare.

Sarcina (presiunea p sau înălțimea de pompare H). Caracterizează transferul de energie realizat de către agregat spre fluid.

În cazul apei potabile, industriale și a transportului suspensiilor este utilizată noțiunea de înălțime de pompare H , care se determină cu relația:

$$H = H_g + \sum h, [m],$$

unde H_g este înălțimea geometrică de pompare și $\sum h$ - pierderea de sarcină datorată frecărilor fluidului la parcurgerea instalației.

În cazul sistemelor hidraulice de acționare, presiunea de refulare necesară funcționării organului de lucru se determină cu o relație asemănătoare:

$$p = p_s + \sum \Delta p, [Pa],$$

în care p_s este presiunea necesară învingerii sarcinii la organul de lucru, iar $\sum \Delta p$ este pierderea de presiune globală pe instalație datorată frecărilor hidraulice și mecanice interne.

Între înălțimea de pompare și presiune există relația de legătură,

$$p = \rho g \times H, [Pa],$$

unde ρ este densitatea fluidului vehiculat (în kg/m^3) și $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ este accelerația gravitațională, produsul lor fiind greutatea specifică γ (în N/m^3).

Înălțimea de aspirație H_a . Este distanța de la nivelul lichidului din rezervorul de aspirație până la axa pompei orizontale sau până la axa rotorului la pompele verticale. Dacă rezervorul de aspirație este amplasat deasupra axei pompei, atunci înălțimea de aspirație se consideră negativă și acționează ca o suprapresiune la aspirație. Valoarea înălțimii de aspirație se stabilește prin calcul și trebuie să evite apariția cavitației și pericolul dezamorsării.

Puterea instalată P_a . Reprezintă suma puterilor de acționare P_{aM} a motoarelor agregatelor de pompare componente ale SP:

$$P_a = \frac{\sum PaMi}{\eta} = \frac{\sum (\rho g \times H_i Q_i)}{\eta} \text{ sau } P_a = \frac{\sum PaMi}{\eta} = \frac{\sum (p_i Q_i)}{\eta}, [W],$$

în care η este randamentul global al instalației hidraulice a SP.

4. Sisteme de pompare folosite în minerit și extracția țiteiului

Exploatarea subterană a cărbunilor este o activitate complexă, ce presupune costuri și eforturi continue și importante. Metoda de exploatare se alege în funcție de condițiile de zăcământ și trebuie să asigure atât securitatea masivului, cât și pe cea a activității.

În momentul actual, abatajul cu front lung asigură producția maximă de cărbune pentru o exploatare subterană; activitatea de extracție prin această metodă presupune însă o tehnologie specifică și rezolvarea problemelor legate de ventilarea locului de muncă și de asigurarea condițiilor pentru desfășurarea activității într-un mediu cu grad ridicat de risc. Atmosfera potențial explozivă în care se desfășoară activitatea în subteran este atât o consecință a fenomenelor naturale subterane, cât și a proceselor tehnologice, fiind rezultatul combinării gazelor combustibile emanate de masiv, a prafului rezultat în urma activităților și a curentului de aer proaspăt ce spală lucrările miniere subterane pentru ventilarea locurilor de muncă; această atmosferă are caracter grizutos, gazul preponderent fiind metanul.

Desfășurarea activităților din abataj necesită utilizarea diferitelor tipuri de energie: electrică, hidraulică și pneumatică; acestea pot fi întrebuințate individual, dar de cele mai multe ori în combinații; dintre cele trei categorii menționate, gradul de securitate maxim îl prezintă energia hidraulică și cea pneumatică (energia pneumatică prezintă risc de utilizare zero în atmosfera grizutoasă, iar energia hidraulică se poate apropia de același nivel de risc la utilizarea lichidelor de lucru greu inflamabile) (Vătavu, 2010).

Transportul energiei hidraulice sau pneumatice se face prin trasee de conducte rigide sau flexibile, metalice sau de tipul furtunurilor de presiune; de regulă magistralele de galerie sunt metalice, iar în zona abatajelor și fronturilor de lucru conductele trebuie să fie flexibile pentru a asigura mobilitatea necesară echipamentelor, mașinilor și instalațiilor.

Sistemele hidraulice sunt utilizate în acționarea integrală sau doar a unor subsansamble ale susținerii de abataj, combinei și transportorului blindat. Dacă în cazul combinei acestea sunt autonome, asigurând poziționarea pe verticală a corpului mașinii și a organelor de tăiere, în cazul transportorului, ele îndeplinesc doar funcțiuni secundare, cum ar fi cea de fixare în front a stațiilor de acționare și întoarcere, lichidul de lucru sub presiune fiind luat din circuitul de alimentare a susținerii.

În cadrul abatajelor minelor de cărbuni susținerile îndeplinesc o serie de funcțiuni tehnologice, principalele fiind aceea de susținere a tavanului și dirijare a presiunii acoperișului, și de asigurarea a desfășurării tuturor operațiilor ale procesului de exploatare în condiții de deplină securitate pentru personal și masiv. Susținerea de abataj formează împreună cu transportorul și utilajul de tăiere un complex de abataj, sistem de mașini care asigură mecanizarea simplă sau complexă a lucrărilor necesare extragerii cărbunelui prin abatajele cu front lung. Există două tipuri principale de susținere cu acționare hidraulică: individuale și mecanizate.

Susținerea de abataj este un sistem autonom cu acționare hidraulică, alimentarea acesteia realizându-se de la un sistem de pompare de înaltă presiune ce folosește un lichid de lucru greu inflamabil, de tipul unei emulsii de apă săracă în ulei emulsionabil (3 - 5 % ulei în amestec). Transportul energiei hidraulice se face pe distanțe mari, prin rețele de ordinul sutelor de metri, deoarece, prin norme, poziționarea stației de pompe se realizează în curentul de aer proaspăt, în

galeria de bază, într-o locație statică pentru o perioadă îndelungată de timp; distanța maximă dintre complexul de susținere și stație corespunde începutului exploatarei, pe parcursul extracției cărbunelui distanța micșorându-se ca urmare a deplasării spre dreapta a susținerii.

Susținerea individuală cu stâlpi hidraulici și grinzi este folosită în complex cu un transportor, extragerea cărbunelui fiind realizată fie prin perforare-puşcare, fie cu o maşină specială destinată acestei operații; acest tip de complex asigură mecanizarea parțială a extragerii cărbunelui. În cazul stâlpilor hidraulici individuali cu circuit deschis, alimentarea lor cu emulsie sub presiune se face de la o stație de pompe prin intermediul unui distribuitor denumit pistol de pozare; în urma alimentării se realizează poziționarea grinzii la tavan și preînțepenirea stâlpului la presiunea maximă de refulare a stației. Realizarea funcției de portanță și detensionarea stâlpilor se face prin descărcarea de presiune direct în mediul înconjurător, respectiv pe vatra abatajului, stâlpii hidraulici cu circuit deschis nefiind prevăzuți cu circuit de retur la rezervorul stației.

Sistemul hydraulic al susținerii cu stâlpi cu circuit deschis este deci simplu, cuprinzând o stație (agregat hydraulic) cu pompe cu cilindră fixă și o magistrală de alimentare (tur) întinsă pe lungimea abatajului, de-a lungul căreia sunt dispuse mai multe pistoale de pozare ce permit alimentarea tuturor stâlpilor componentelor de susținere CS_n .

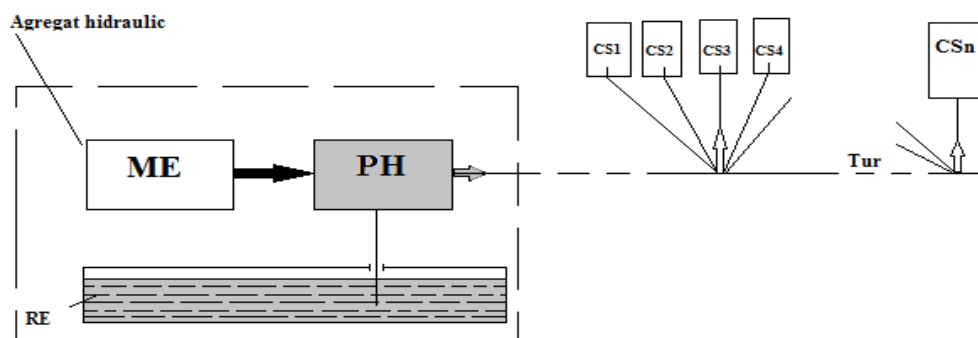


Fig. 4. Sistemul hydraulic de acționare a unei susțineri individuale. Schema bloc :
 ME - motor electric; PH - pompă hidraulică cu debit constant; RE - rezervor cu emulsie;
 CS - cadru de susținere; P_h - putere hidraulică

Susținerea individuală cu stâlpi hidraulici cu circuit intern, denumiți cu pompă individuală, nu necesită stație de pompe, uleiul de lucru fiind vehiculat într-un circuit interior al fiecărui stâlp.

Sistemele de extracție artificială a țiteiului se aplică după perioada eruptibilă a sondelor, când presiunea de zăcământ nu mai poate ridica, doar ea, fluidele la suprafață. În acest caz, pentru a putea face ca sonda să producă un anumit debit se apelează la o metodă artificială de liftare a fluidelor ce pătrund în gaura de sondă.

Metodele artificiale de liftare se împart în două mari categorii și necesită utilizarea unei energii din afară care să ajute la ridicarea fluidului. Cele două categorii se rezumă la ridicarea cu ajutorul gazelor comprimate introduse în sondă sau prin pompaj de adâncime, folosind pentru aceasta sisteme de pompare SP speciale, ce cuprind pompe acționate mecanic sau pneumatic de la suprafață. Pompajul se aplică mai mult în faza finală a exploatarei sau când consumul de gaze comprimate este extrem de mare.

După modul în care se transmite de la suprafață energia necesară funcționării pompei, sistemele de pompaj de adâncime pot fi cu prăjini și fără prăjini.

Pompajul de adâncime cu prăjini poate fi:

- pompaj clasic (canadian), în care pistonul pompei, plasat la adâncime, execută o mișcare pe verticală de du-te-vino transmisă de la suprafață prin intermediul unei garnituri de prăjini (tije) de pompare; prăjinile care transmit mișcare de la suprafață la pistonul pompei pot fi, de regulă, cu secțiune plină sau (mai rar) tubulară, acționate de unități de acționare mecanice cu balansier sau pneumatice;
- pompajul cu prăjini rotative sau elicoidale, mai este denumit, pompaj cu pompe Moineau; pompa este formată dintr-un stator și un rotor, rotorul fiind pus în mișcarea de rotație de la suprafață, de la un cap de antrenare, prin intermediul acelorași prăjini (tije) de pompare ca și la pompajul clasic.

Stația de pompare cuprinde unitatea de acționare propriu-zisă (fig. 5) și capul de pompare și utilajul de fund (fig. 6). Capul de pompare are o flanșă dublă excentrică (8) și o flanșă simplă excentrică (9). Prin intermediul lor se realizează centrarea prăjinii lustruite în raport cu gaura de sondă. Flanșa simplă excentrică este filetată la interior pe toată lungimea; în partea de jos a filetului se înfiletează prima bucată de țevă de extracție (*tubing*). În partea superioară a filetului se înșurubează o reducere T (10), care permite ieșirea fluidului din sondă, iar partea de sus are montată o cutie de etanșare (11) prevăzută cu inele de bronz, ce strâng între ele prin înfiletare garniturile de etanșare (12). Pompa funcționează înecat în lichid. Undeva imediat deasupra pompei se montează racul de ancorare (un gen de packer armat prin tracțiune, dar fără garnitura de etanșare). Misiunea acestei ancore este de a nu permite scurtarea sau deplasarea în sus a părții inferioare a tubingului. Pistonul pompei are la partea superioară orificii pentru a putea coborî prin fluid : (Petre și Chițu-Militaru, 1986).

Pompa de adâncime reprezintă elementul principal al sistemului de pompare, de modul de funcționare al acesteia depinzând, în cea mai mare măsură, cantitatea de lichid adusă la suprafață. Pompa de adâncime (fig. 7,a) este formată

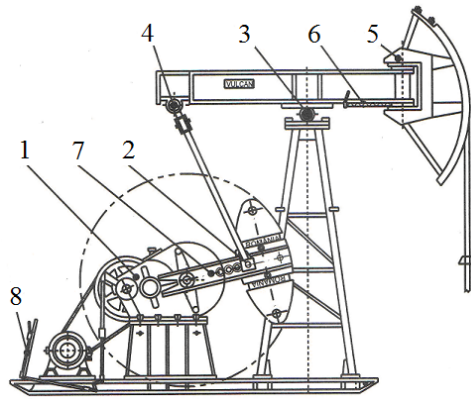


Fig. 5. Unitate de acționare: 1- reductor; 2- articulație sferică; 3- lagăr central; 4- lagăr sferic; 5- cap balansier; 6- dispozitiv de rabatare a capului balansier; 7/ manivelă cu contragreutăți; 8- sisteme de frânare.

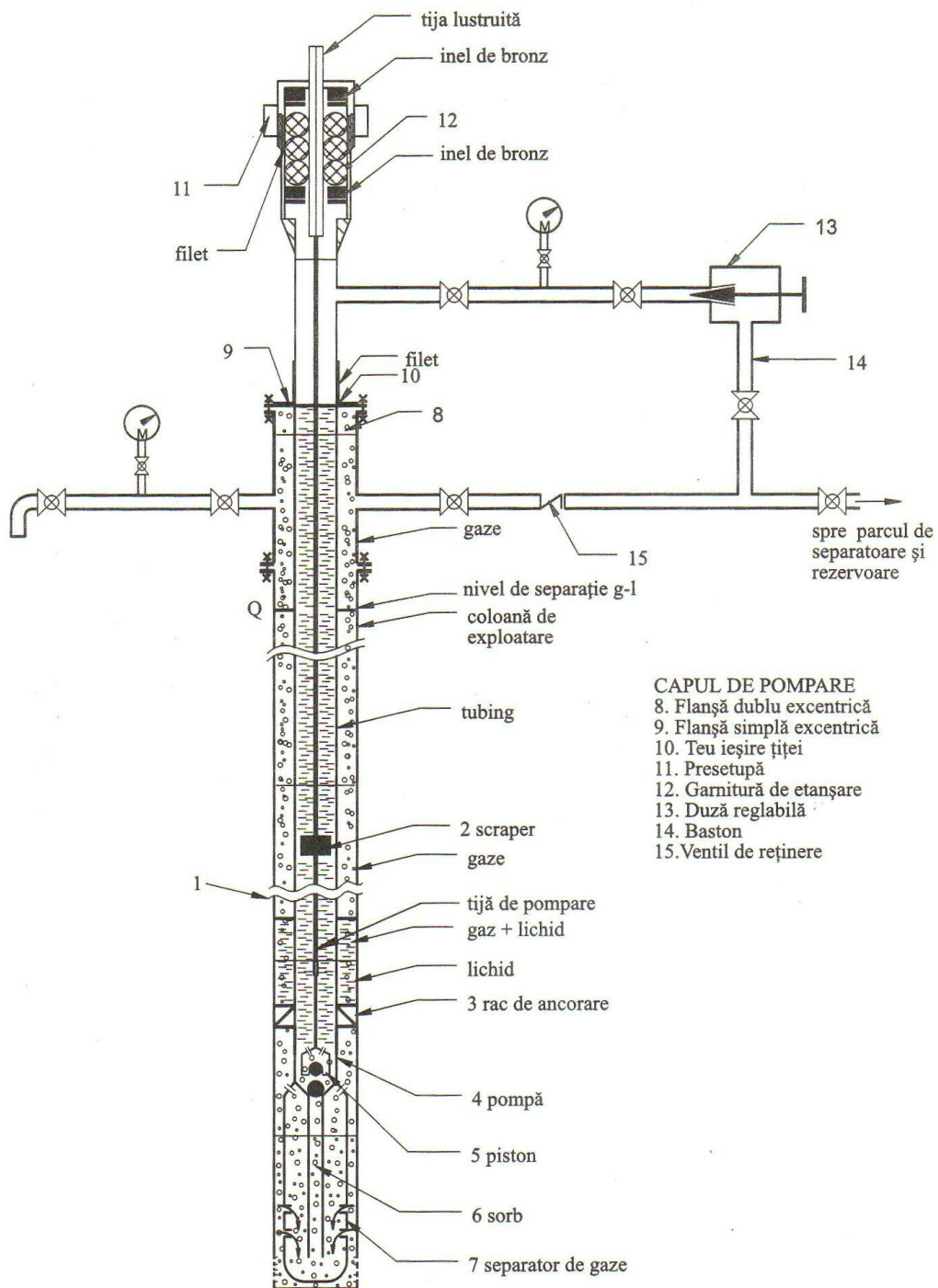


Fig. 6. Capul de pompare și utilajul de fund

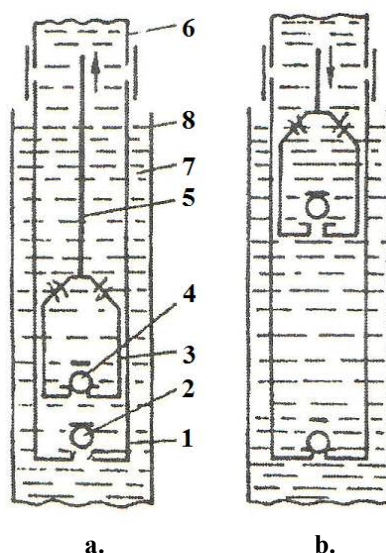


Fig. 7. Schema și principiul de funcționare al unei pompe de adâncime

dintr-un cilindru (1), având la partea inferioară un scaun cu bilă (2), cu rol de supapă de aspirație, care se mai numește și supapă fixă și un piston cilindric mobil (3), prevăzut cu un scaun cu bilă (4), cu rol de supapă de refulare. Ansamblul cilindru-piston este fixat la partea inferioară a garniturii de țevi de extracție (6) și scufundat în lichidul (7), aflat în coloana de exploatare (8).

Pistonul este acționat de la suprafață prin intermediul tijelor de pompare (5), de la care primește o mișcare alternativă. Mișcarea circulară transmisă de la motor la reductor este transformată de sistemul bielă-manivelă în mișcare alternativă rectilinie prin intermediul balansierului și a garniturii de prăjini de pompare. Această mișcare este transmisă pistonului. Pompa cu piston este deci o pompă în care lichidul este ridicat din sondă la suprafață prin mișcarea rectilinie alternativă a pistonului în cilindrul pompei.

Fazele principale ale ciclului de pompare sunt prezentate în (fig. 7). La începutul cursei în sus a pistonului (fig. 7,a) supapa mobilă (4) a pistonului se închide, iar greutatea lichidului din țevi, corespunzătoare secțiunii brute a pistonului, este preluat de prăjinile de pompare. O dată cu deplasarea ascendentă a pistonului se creează o depresiune în cilindrul pompei, iar supapa fixă (2) se deschide imediat ce presiunea de deasupra ei scade sub valoarea presiunii din sondă, permițând lichidului din coloană să intre în cilindrul pompei.

La cursa în jos a pistonului (fig. 7,b) supapa fixă se închide, deoarece lichidul de sub piston este comprimat, iar supapa mobilă se deschide numai când presiunea lichidului de sub piston depășește presiunea coloanei de lichid din țevile de extracție; ca urmare, greutatea lichidului se transferă de pe piston pe țevile de extracție. Pistonul se deplasează în jos prin lichidul din cilindrul pompei.

Rezultă că pompa de extracție este, în principiu, o pompă cu piston cu simplu efect. La punctul mort superior și inferior ambele supape sunt închise.

Este de menționat că, de multe ori, cilindrul pompei de adâncime nu este umplut complet cu lichid în timpul cursei ascendente. O parte din volumul cilindrului este umplut cu gaze, ceea ce conduce la un randament scăzut al pompei. Dacă volumul de gaze aspirat este mare, la coborârea pistonului, presiunea țiteiului și gazelor de sub aceasta nu crește destul pentru a putea deschide supapa mobilă. La cursa ascendentă, fluidul se destinde, dar presiunea în pompă este încă destul de mare ca să nu permită deschiderea supapei fixe de aspirație: în acest caz, pompa este blocată cu gaze și nu produce.

5. Concluzii

Sistemele de pompare sunt ansambluri pentru generarea energiei hidraulice ce înglobează pompele propriu-zise, motoarele sau sistemele lor de antrenare și totalitatea aparatului de măsură, comandă și control a funcționării lor; de regulă ansamblul pompă-motor de antrenare este denumit agregat de pompare. Acestea se regăsesc în domeniul minier atât pentru vehicularea diferitelor categorii de lichide, cât și în structura sistemelor de acționare hidraulică ale diferitelor mașini, utilaje și instalații.

Bibliografie:

1. Petre, N., Chițu-Militaru, P., (1986), *Extracția țiteiului prin pompaj cu prăjini*, București, Editura Tehnică.
2. Vătavu, N., (2010), *Îmbunătățirea metodelor de evaluare și stabilirea condițiilor pentru încercarea echipamentelor mecanice utilizate în atmosfere potențial explozive. Teza de doctorat.*
3. Vătavu, S., (2017), *Instalații și echipamente de proces cu fluide I. Note de curs.*

DEPENDENȚA DIRECȚIEI DE TĂIERE FAȚĂ DE STRATIFICAȚIA PRIVIND PARAMETRII DE AȘCHIERE A LIGNITULUI DIN BAZINUL OLTENIA DIN ROMÂNIA

Autor: Giuliano BALOG
giullyano9@gmail.com

Coordonator: Șef lucr.dr.ing. Ovidiu-Bogdan TOMUȘ

¹Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, IEPM 11

²Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, Departamentul IMIT

Rezumat: În această lucrare se analizează direcția de tăiere a excavatorului cu rotor, care în principal taie „șpan vertical”, unde predomină tăierea perpendiculară pe stratificație, iar încercările de laborator au fost efectuate în principal cu tăierea perpendiculară pe stratificație. În cazul tăierii lignitului cu „șpan orizontal” (în principal la excavarea sub nivelul șenilelor) tăierea are loc preponderent paralel cu stratificația, ca și în cazul intrării cupei în masiv la tăierea cu „șpan vertical”. Comparația s-a efectuat cu rezultatele obținute prin încercări de tăiere perpendicularare pe stratificație a eșantioanelor prelevate din același strat și carieră.

Cuvinte cheie: excavator cu rotor, tăiere, șpan vertical, comparație, stratificație

1. Generalități

Pe baza determinărilor efectuate asupra parametrilor regimului de tăiere a lignitului pe întreg bazinul Olteniei, la nivelul carierelor și a stratelor de lignit s-a efectuat o analiză comparativă care pune în evidență forțele de tăiere, rezistențele specifice la tăiere, forțele de pătrundere, unghiul de rupere a așchiilor din masiv, consumul specific de energie la tăiere pe cariere, respectiv pe stratele de lignit studiate.

Analiza comparativă este utilă pentru a pune în evidență comportarea la tăiere a lignitului din carierele și stratele studiate pe de o parte și pentru îmbunătățirea parametrilor constructivi ai dinților, cupelor și rotorului în ansamblu, pe de altă parte.

Analiza comparativă constituie în același timp și baza științifică pentru alegerea unor noi echipamente de extragere în bazinul Olteniei.

Comparațiile efectuate asupra tăierii perpendicularare pe stratificație și tăierii paralele cu stratificația lignitului permit o evaluare mai bună a fenomenului de dislocare la nivelul unui șpan tăiat de către rotorul excavatorului.

2. Analiza comparativă a tăierii lignitului paralel și perpendicular pe stratificație

Excavatorul cu rotor în principal taie „șpan vertical”, unde predomină tăierea perpendiculară pe stratificație, încercările de laborator au fost efectuate în principal cu tăierea perpendiculară pe stratificație. Deoarece în cazul tăierii lignitului cu „șpan orizontal” (în principal la excavarea sub nivelul șenilelor) tăierea are loc preponderent paralel cu stratificația, ca și în cazul intrării cupei în masiv la tăierea cu „șpan vertical”, s-au făcut 31 de încercări experimentale de tăiere paralelă cu stratificația. Aceste încercări s-au efectuat pe un eșantion prelevat în mod corespunzător din carierele de lignit din Oltenia. Comparația s-a efectuat cu rezultatele obținute prin încercări de tăiere perpendicularare pe stratificație a eșantioanelor prelevate din același strat și carieră.

În figurile 1 și 2 se prezintă dependența forței de tăiere F_{xm} și a coeficientului dinamic k_d în funcție de h_0 pentru cazul tăierii paralele, respectiv perpendicularare pe stratificație. Se observă că forța F_{xm} este de 2,16 ori mai mare la tăierea perpendiculară față de tăierea paralelă, iar coeficientul dinamic k_d are valori mai mari la tăierea perpendiculară în medie cu 40%.

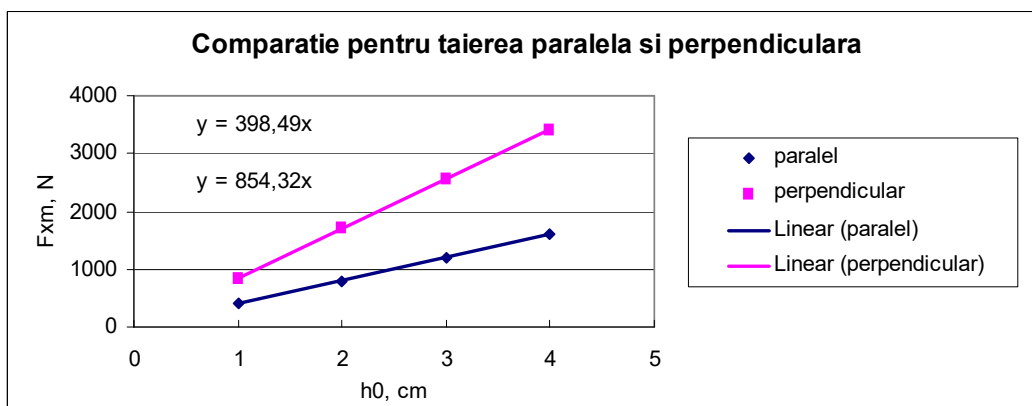


Fig. 1. Forța medie efectivă de tăiere F_{xm} în funcție de adâncimea de tăiere h_0

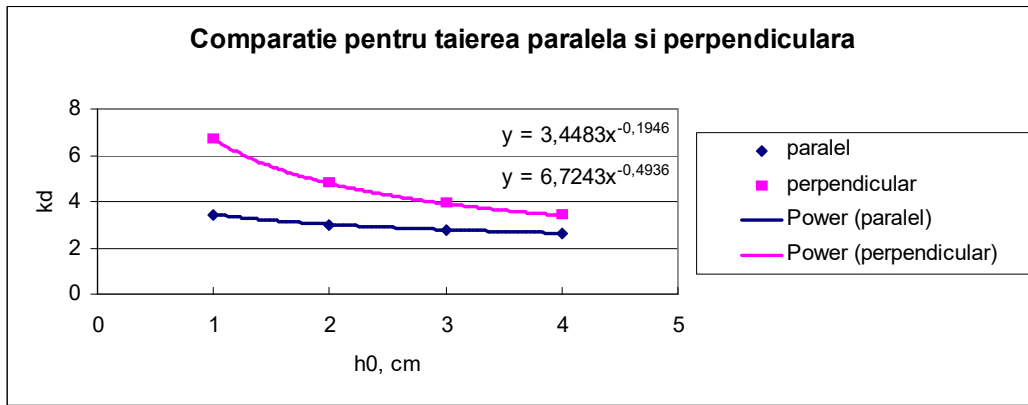


Fig. 2. Dependenta coeficientului dinamic k_d , în funcție de adâncimea de tăiere h_0

Din punct de vedere a rezistențelor specifice la tăiere, în figurile 3, 4 și 5 se prezintă dependențele $A = f(h_0)$, $A_1 = f(h_0)$ și $K_e = f(S_0)$. Se observă că A și K_e sunt aproximativ constante în raport cu h_0 , respectiv S_0 , iar A_1 are o variație liniară în funcție de h_0 , analog ca și în cazul lui F_{xm} .

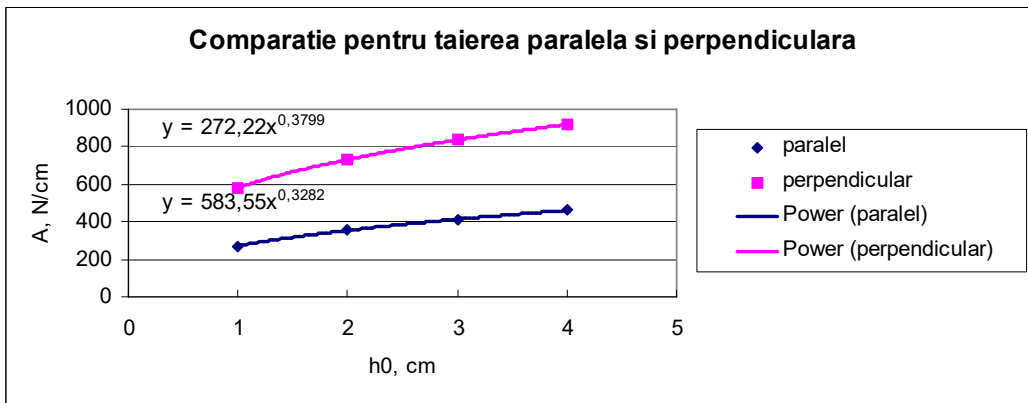


Fig. 3. Dependenta rezistenței specifice la tăiere A în funcție de adâncimea de tăiere h_0

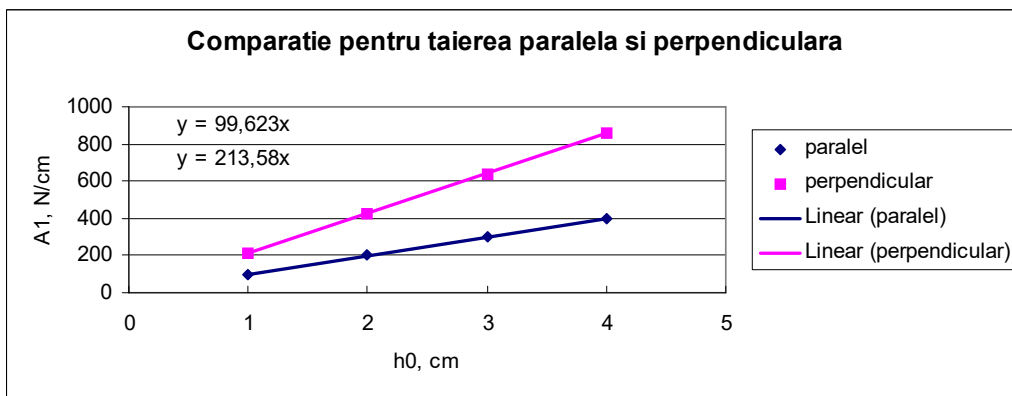


Fig. 4. Dependenta rezistenței specifice la tăiere A_1 în funcție de adâncimea de tăiere h_0

Valorile mai mari ale rezistenței specifice la tăiere se constată în cazul tăierii perpendiculare pe stratificație. Astfel, pentru A , raportul este de 2,1 iar pentru K_e de 2,3 între tăierea perpendiculă și cea paralelă. același raport de 2,1 ca și la A se constată și la A_1 . Se poate concluziona că în medie rezistența și rezistența specifică la tăierea perpendiculă pe stratificația lignitului este cel puțin dublă față de tăierea paralelă cu stratificația.

În ceea ce privește forța de pătrundere F_{ym} și forța laterală F_{zm} în funcție de h_0 , s-au ridicat curbele corespunzătoare prezentate în figurile 6 și 7. Din analiza acestora rezultă că forța F_{ym} are numai valori negative (spre masiv) care în valoare absolută sunt de cel puțin 2 ori mai mari în cazul tăierii perpendiculare față de cea paralelă.

Forțele laterale F_{zm} au valori convențional pozitive pentru cazul tăierii perpendiculare și negative pentru cazul tăierii paralele, valorile absolute fiind de cel puțin 6 ori mai mari la tăierea perpendiculă.

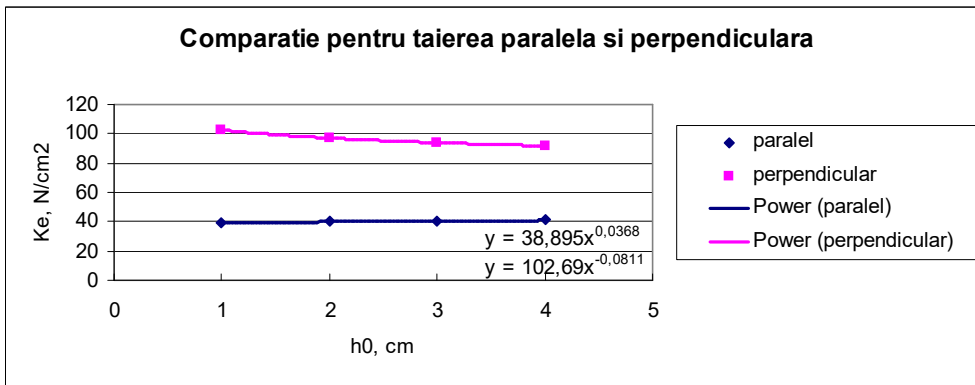


Fig. 5. Dependența rezistenței specifice la tăiere K_e în funcție de suprafața secțiunii transversale a așchii S_0

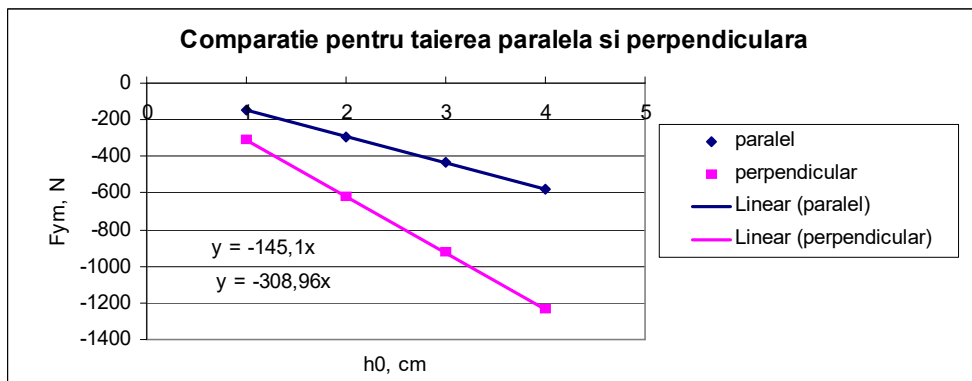


Fig. 6. Forța medie efectivă de pătrundere F_{ym} în funcție de adâncimea de tăiere h_0

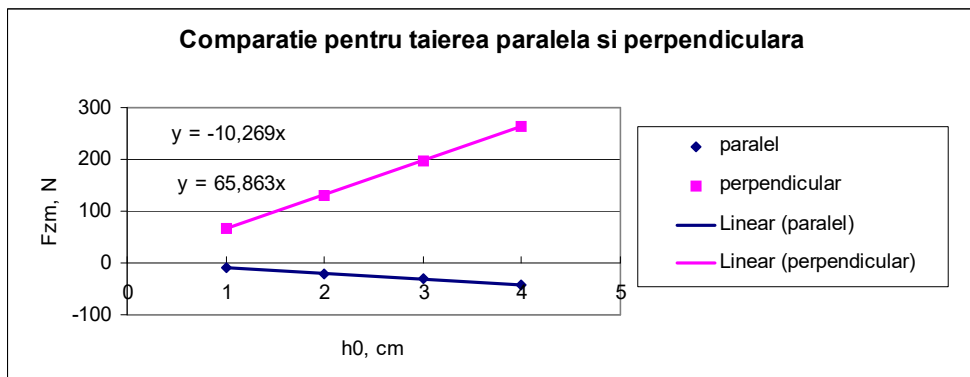


Fig. 7. Forța medie efectivă laterală F_{zm} în funcție de adâncimea de tăiere h_0

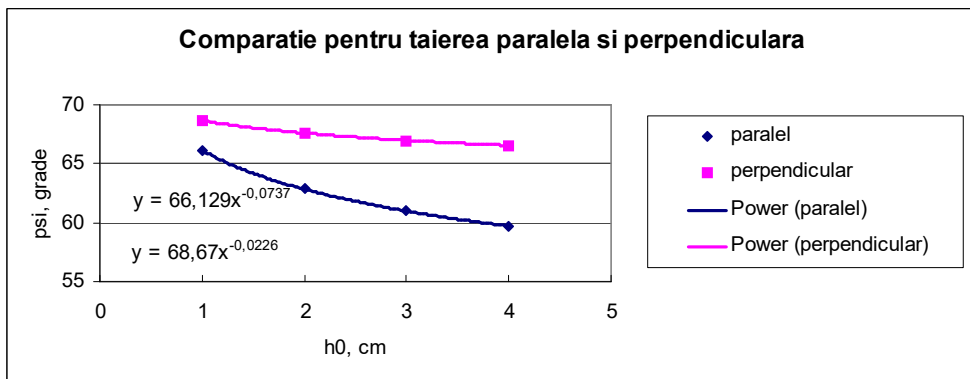


Fig. 8. Dependența unghiului ψ de rupere a așchii în funcție de adâncimea de tăiere h_0

Comparația unghiurilor de rupere ψ s-au efectuat în baza curbelor reprezentate în figura 8, de unde rezultă că ambele curbe au tendință de aplatizare. Astfel ψ are valoarea de 60° pentru tăierea paralelă și de 67° pentru tăierea perpendiculară. Din acest punct de vedere tăierea perpendiculară este mai avantajoasă.

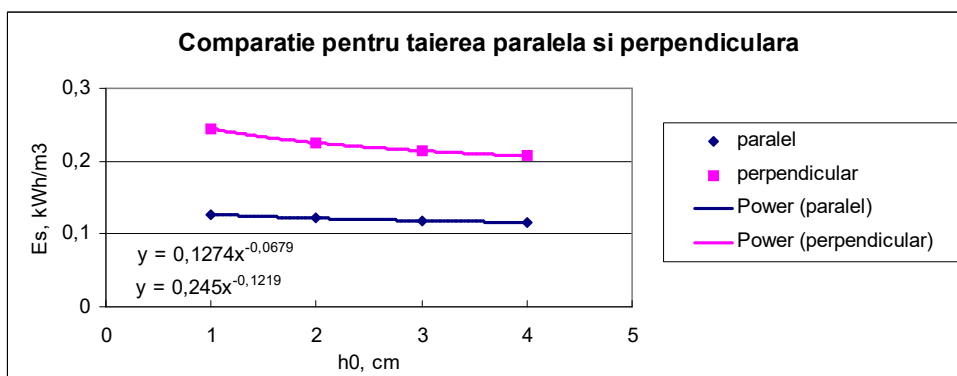


Fig. 9. Dependența consumului specific de energie la tăiere E_s , în funcție de adâncimea de tăiere h_0

Din punct de vedere energetic comparația s-a făcut prin curbele reprezentate în figura 9. Se poate remarca tendința de aplatizare a celor două curbe în raport cu h_0 , constatându-se un consum specific de energie dublu în cazul tăierii perpendiculare, față de tăierea paralelă, adică $E_s = 0,22 \text{ kWh/m}^3$ față de $E_s = 0,11 \text{ kWh/m}^3$.

3. Concluzii

În analiza comparativă a tăierii paralele și perpendiculare pe stratificația lignitului s-au urmărit aceleași aspecte ca și în comparațiile dintre cariere și strate.

Comparațiile efectuate asupra tăierii perpendiculare pe stratificație și tăierii paralele cu stratificația lignitului permit o evaluare mai bună a fenomenului de dislocare la nivelul unui șpan tăiat de către rotorul excavatorului.

Se evidențiază că la aproape toate aspectele comparate tăierea perpendiculă este mai dezavantajoasă decât tăierea paralelă, cu excepția unghiului de rupere a așchiilor din masiv. Din punct de vedere a forțelor, rezistențelor specifice la tăiere, respectiv a consumului specific de energie așchiera lignitului perpendiculă pe stratificație implică valori aproximativ duble față de tăierea paralelă cu stratificația.

Bibliografie

- [1] Kovacs, I., Iliș, N., Nan, M.S., *Regimul de lucru al combinelor miniere*, Editura Universitas, Petroșani, (2000).
- [2] Kovacs, I., Andraș, I., Andraș, A., Tomuș, O.B. – *Overview Of The Results Obtained In The Field Of Rock Cutting In Underground And Open Pit Conditions*. - Monografia Nowoczesne Metody Eksploatacji Wegla I Skal Zwiezlych. pag. 9 – 16, Akademia Gorniczo-Hutnicza. Krakow 2013
- [3] Kovacs I., Nan M.S., Jula D., Tomus O.B. - *New Buckets Mounted on Rotor Excavators, as a Result of Dislocation Tested Process* –, International Conference on Applied Computer Science, Malta September 15-17, 2010, ISSN: 1792-4863; ISBN: 978-960-474-225-7;
- [4] Kovacs I., Nan M.S., Jula D., Tomus O.B., *New Buckets Mounted on Rotor Excavators, as a Result of Dislocation Tested Process* –, *International Conference on Applied Computer Science*, Malta September 15-17, 2010.
- [5] Tomuș O.B., *Studiul posibilităților de creștere a performanțelor rotorului excavatoarelor utilizate în carierele de lignit*. Teză de doctorat, Petroșani, 2009.
- [6] Tomuș O.B., Voicu G.V., Grigorie P., Poiana L., *Research Regarding The Use of CAD Methods on the design of Bucket Wheel and Excavator Teeth and Bucket Based on real Working Conditions*. – microCAD 2010, International Scientific Conference Miskolc, 18-20 march 2010.

STUDIUL ÎMBUNĂTĂȚIRII CONSTRUCTIVE AL TAMBURULUI DE ÎNFĂȘURARE A CABLULUI DE LA MECANISMUL DE RIDICARE AL EXCAVATORUL CU ROTOR EsRc-1400

Autori: Oleg BUREAGA ¹,
ady_CREEPER@yahoo.com

Coordonator: Conf.univ.dr.ing. Dumitru JULA ²

¹ Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, specializarea: Mașini și echipamente miniere, anul IV

² Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, Departamentul de Inginerie Mecanică Industrială și Transporturi:

Rezumat

Lucrarea prezintă îmbunătățirea construcției și funcționării mecanismului de ridicare excavatorului cu rotor EsRc-1400. Cu ajutorul modelului de calcul al tamburului de înfășurare a cablului au fost determinate reacțiunile în lagărele tamburului, momentele încovoietoare în plan orizontal și vertical și s-au determinat tensiunile echivalente în zonele de înfășurare a cablurilor și în zona centrală a tamburului. Sunt prezentate două variante constructive ale tamburului de înfășurare a cablului.

Cuvinte cheie

Excavator cu rotor, tambur de înfășurare a cablului .

1. Introducere

Extragerea cărbunelui în cariere se utilizează abia la începutul secolului XX, ea se dezvoltă foarte rapid, odată cu perfecționarea excavatoarelor și a sistemelor de transport adecvate, astfel încât în 1950 din cariere se extrag 48% din producția mondială a substanțelor minerale utile, în 1970 acest procent crește la 75%. În prezent producția mondială de cărbune brun și lignit într-o proporție de peste 90% se extrage din cariere.

În etapa actuală se constată o trecere de la utilizarea extensivă a utilajelor de extragere a cărbunilor la cea intensivă, care duce la creșterea producției nu numai prin investiții, dar mai ales prin creșterea indicilor de utilizare al instalațiilor și utilajelor.



Fig. 1. Vedere de ansamblu a excavatorului cu rotor EsRc-1400

Pe plan mondial, în momentul de față se utilizează două tipuri de mecanisme de ridicare – coborâre a brațului excavatoarelor cu rotor:

- mecanism de ridicare – coborâre hidraulic cu motoare hidraulice liniare de forță;
- mecanism de ridicare – coborâre cu troliu mecanic, scripeți și cabluri.

Mecanismul cu troliu, scripeți și cabluri metalice este cel mai utilizat.

În figura 1 este prezentată o vedere de ansamblu a excavatorului EsRc-1400 în care se poate evidenția

mecanismul de ridicare și structura metalică aferentă.

Mecanismul de ridicare a brațului cu roata portcupe este așezat pe cutia contragreutății de la capătul brațului de echilibrare și permite ridicarea sau coborârea brațului, în plan vertical, în funcție de necesitățile de exploatare.

Platforma superioară a excavatorului este amplasată deasupra șasiului de bază și se poate roti față de aceasta prin intermediul rulmentului de sprijin și rotire, $\varnothing 8650$ mm, cu coroană dințată.

Coroana dințată și calea de rulare inferioară a rulmentului sunt solidarizate de șasiul de bază, iar calea de rulare superioară este solidarizată de platforma rotitoare. Rotirea platformei cu toată construcția superioară ce se sprijină pe aceasta se realizează cu ajutorul mecanismului de rotire. Mecanismul de rotire este protejat prin cuplajul de siguranță care oprește acționarea la suprasarcină. În mijlocul platformei este amplasată lăgăruirea podului de legătură dintre excavatorul propriu-zis și căruciorul de încărcare.

Pe platforma rotitoare se sprijină cei patru stâlpi ai turnului. De turn este fixat brațul de echilibrare, iar în partea opusă a acestuia este articulat, prin intermediul a două axe, brațul roții cu cupe.

De turn mai este articulat stâlpul care susține blocul rolor de ghidare a cablului de la mecanismul de ridicare a brațului roții cu cupe. La capătul brațului de echilibrare se găsește cabina basculabilă pentru balast. Pe cutia de balast este montat mecanismul de ridicare a brațului. Pe partea (contravântuirea) superioară a brațului de echilibrare este amplasată calea de rulare pentru macaraua de 10 tone, folosită la montaj și reparații.

Capătul stâlpului articulat la blocul cu role, este legat de cutia pentru balast prin intermediul a două cabluri de ancorare. Platforma rotitoare preia sarcini de compresiune de la construcția superioară, dar și momente din mișcările de rotire ale acesteia.

2. Construcția și funcționarea mecanismului de ridicare

În figura 2 este prezentat mecanismul de ridicare, unde s-au notat: 1 – motor electric 275 kW/1000 rot/min; 2- cuplaj elastic 300 cu șaibă de frână $\varnothing 710$; 3 – frână 710/300 cu saboți, contragreutate și ridicător electrohidraulic, 600 daN·m; 4 – reductor cilindric 2H-M-1060-0; 5 – apărătoare frână; 6 – semicuplaj cu șaibă de frână; 7 – cuplaj dințat, moment maxim 72 000 N·m; 8- lagăr $\varnothing 200$, var. I; 9 – pinion $Z=19$, $m=22$; 10 - lagăr $\varnothing 200$, var. II; 11 – roată dințată $Z=172$, $m=22$; 12 – tambur cablu; 13 – șasiu (construcția cutiei de balast); 14 – apărătoare transmisie exterioră.

Acționarea trolului se realizează cu un motor electric ce transmite mișcarea la un reductor.

Reductorul este cu două trepte de transmitere, cu roți dințate cilindrice și ungere prin barbotare. Arborele pinion de la treapta I iese în afară cu ambele capete. La unul din capete se montează cuplajul elastic cu șaiba de frână $\varnothing 710$, ce face legătura cu motorul electric, iar la celălalt capăt se montează o șaibă de frânare cu același diametru $\varnothing 710$, iar pe acestea se assemblează cele două frâne cu doi saboți și contragreutăți.

În continuare, mișcarea de la reductor se transmite prin cuplajul dințat la axul pinion, care angrenează cu roata dințată cilindrică, formată din două părți cu diametrul de divizare de 3784 mm. Această roată se îmbină prin flanșă pe construcția metalică a tamburului, tambur ce se sprijină prin intermediul unui ax pe lagărele radiale cu bușe, având diametrul de așezare a cablului de 1600 mm.

Rezemarea roții cu cupe pe sol este periculoasă, datorită faptului că se deplasează centrul de greutate al întregului ansamblu al excavatorului. Pentru a asigura o funcționare corespunzătoare, pe mecanismul de ridicare-coborâre a brațului sunt montate dispozitive de siguranță (întrerupător centrifugal, limitator de cursă cu rotații, dinamometru hidraulic de compresiune).

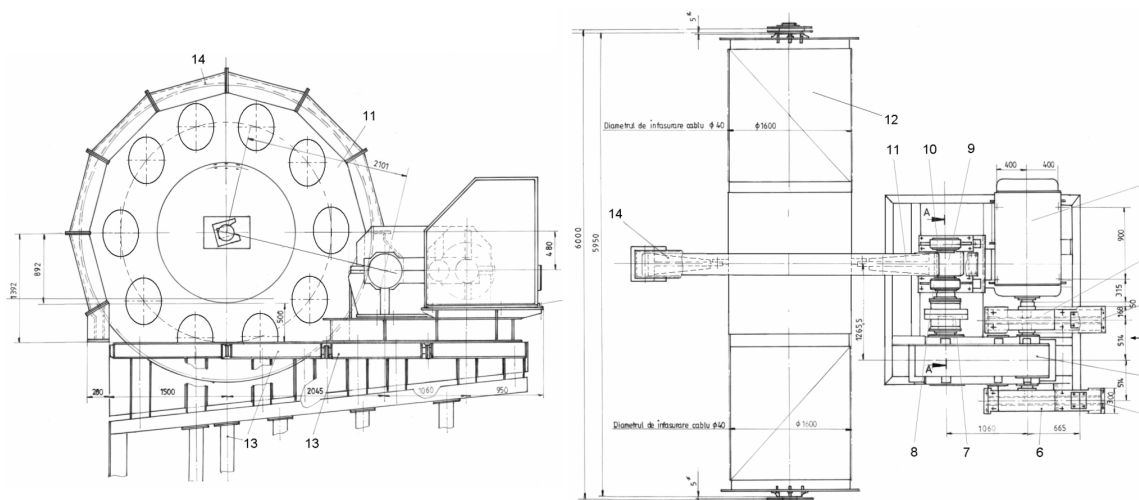


Fig. 2. Mecanismul de ridicare-coborâre a brațului excavatorului

Tamburul pe care se înfășoară cablul de tracțiune, figura 3, este o construcție metalică sudată, pe care se fixează, cu organe de asamblare, roata dințată și capetele cablului. În figura 3 s-au făcut următoarele notații: 1 – arbore tambur $\Phi 200$; 2 – construcția metalică a tamburului; 3 – roată dințată $z=172$, $m=22$; 4 – plăcuță de blocare a arborelui; 5 – placă de fixare; 6 – placă de uzură; 7 – bucsă lagăr; 8 – bridă de prindere cablu.

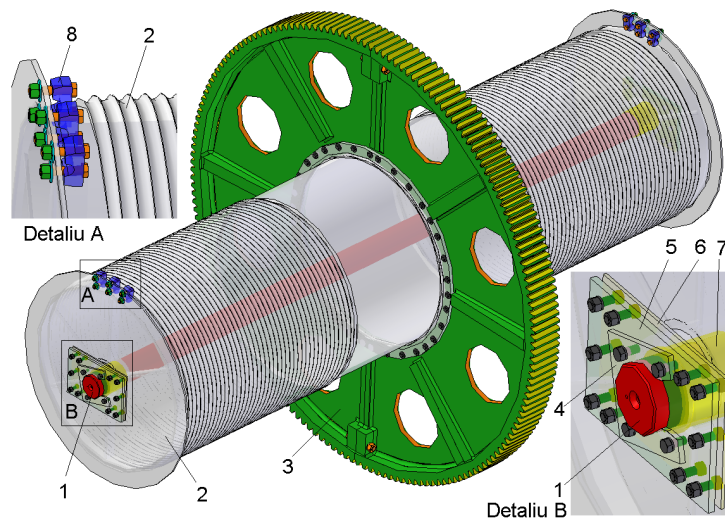


Fig. 3. Tamburul de înfășurare a cablului

Din reprezentarea spațială din figura 3 rezultă modul de realizare a roții dințate din două bucăți, cu montarea acestora pe suportul sudat pe construcția metalică a tamburului, precum modul de fixare a capetelor de cablu pe construcția metalică și modalitatea de blocare a arborelui tamburului.

3. Dimensionarea și verificarea tamburului de înfășurare a cablului

În figura 4 este prezentat modelul de calcul al tamburului de înfășurare a cablului mecanismului de ridicare a excavatorului, cu poziționarea forțelor din cablu în plan orizontal F_{ch} și în plan vertical F_{cv} și a forțelor din angrenajul cilindric F_{ah} și F_{av} . Pentru forțele din cablu s-a luat poziția variabilă a acestora pe plaja $d_{38} = 144 \dots 1816$ mm cu pasul canalului tamburului de 44 mm. Forțele din angrenajul cilindric au fost determinate în funcție de forța tangențială F_t și radială F_r a angrenajului, respectiv de unghiul de poziționare a liniei de angrenare față de planul orizontal.

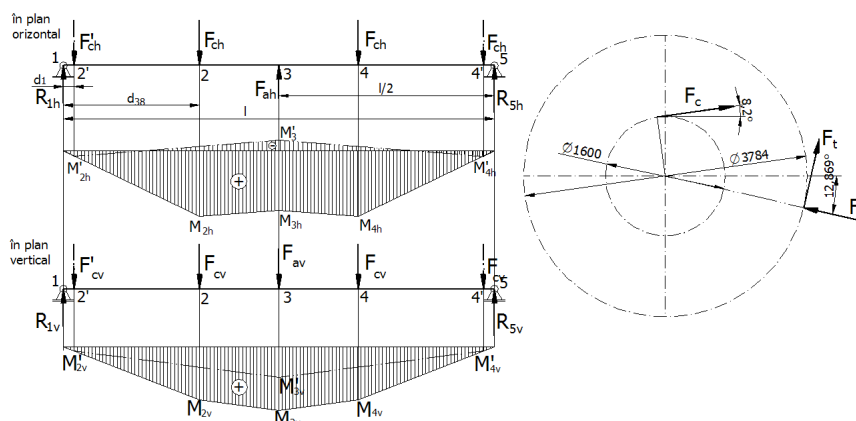


Fig. 4. Modelul de calcul al tamburului de înfășurare a cablului

Cu ajutorul modelului de calcul al tamburului de înfășurare a cablului au fost determinate reacțiunile în lagărele tamburului, momentele încovoietoare în plan orizontal și vertical și s-au determinat tensiunile echivalente în zonele de înfășurare a cablurilor și în zona centrală a tamburului. Valorile tensiunilor de

încovoire prezentate în figura 5 sunt mai mici de cât tensiunea admisibilă pentru solicitare alternant simetrică a oțelului OT400 $\sigma_a = 55 \text{ N/mm}^2$.

De asemenea, s-a urmărit influența uzurii axiale și radiale a canalelor de înfășurare a cablurilor asupra alungirii acestora, prezentată în figura 6 pentru 1 canal Δl_1 , pentru 5 canale Δl_5 și pentru 10 canale Δl_{10} .

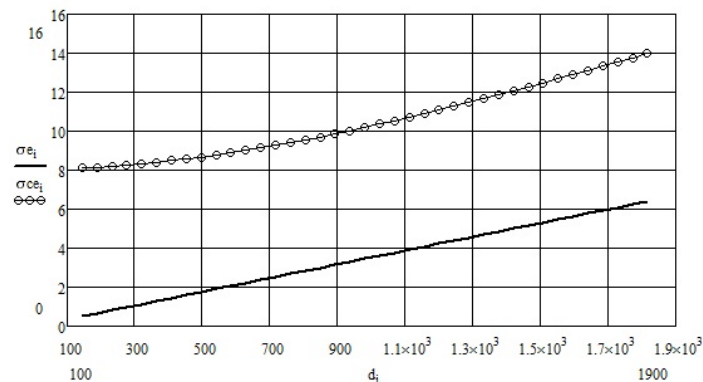


Fig. 5. Modul de variație a tensiunii de încovoire în funcție de poziția cablului

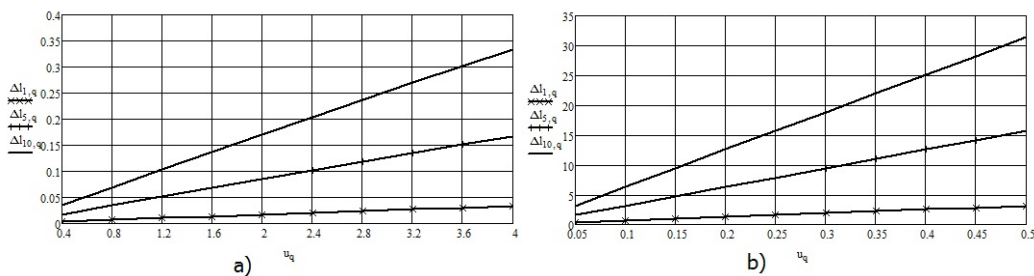


Fig. 6. Influența uzurii axiale și radiale a canalelor tamburului asupra alungirii cablului

Din figura 6 se observă că alungirea cablului crește foarte mult la uzura radială, având o influență de aproximativ 100 de ori mai mare de cât uzura axială.

4. Soluții de îmbunătățire a construcției tamburului de înfășurare a cablului

Pornind de la defectele apărute de-a lungul timpului la mecanismul de ridicare-coborâre a brațului excavatorului cu rotor, coroborat cu experiența dobândită în exploatarea acestora, s-au conceput două variante constructiv-funcționale de tambur pentru înfășurarea cablului de tracțiune, care vor fi codificate în continuare ca fiind varianta I și varianta II.

Prezentarea tamburului pentru înfășurarea cablului – varianta I

În figura 7 este prezentată soluția de ansamblu a tamburului pentru înfășurarea cablului de tracțiune, varianta I, în legenda căreia sunt menționate elementele componente ale acestui subansamblu, și din care, prin comparație cu varianta clasică, prezentată în capitolul I, rezultă modernizările care au fost efectuate. Noul tambur se compune din: 1 – arbore tambur $\varnothing 200$; 2 – construcția metalică a tamburului; 3 – discuri de frână; 4 – roată dințată $z=172$, $m=22$; 5 – colier de prindere cablu; 6 – capac de vizitare; 7 – garnitură din cauciuc; 8 – placă de fixare; 9 – plăcuță de blocare a arborelui; 10 – placă de uzură; 11 – bucsă lagăr.

Astfel, pot fi evidențiate următoarele modificări, care constituie în același timp îmbunătățiri constructive efectuate asupra sistemului de ridicare în ansamblu:

1. Pe construcția metalică a tamburului, de o parte și alta a roții dințate $z=172$, $m=22$, reper 4, sunt fixate cu ajutorul șuruburilor, detaliul C, figura 7, două discuri de frânare, reper 3. Aceste discuri vin în contact cu suprafața de uzură a cleștilor hidraulici de frânare rezultând frânarea directă a tamburului eliminându-se solicitarea angrenajului cilindric la frânare.

2. Pe construcția metalică a tamburului, figura 7, sunt prevăzute, prin sudare, la extremitățile zonelor de înfășurare a cablului dinspre centrul tamburului două inele suplimentare, utilizate pentru legarea capătului de cablu, detaliul B. Schimbarea legăturii cablului dintr-o parte în alta este necesară deoarece, în zona opusă legăturii, unde cablul se înfășoară și se desfășoară de pe tobă în timpul procesului de ridicare-coborâre apare, datorită eforturilor foarte mari din cablu, o uzură foarte pronunțată a canalelor de ghidare a cablului. Prin schimbarea legăturilor zona neuzată devine zonă activă de înfășurare-desfășurare, ceea ce conduce la dublarea duratei de viață a tobei.

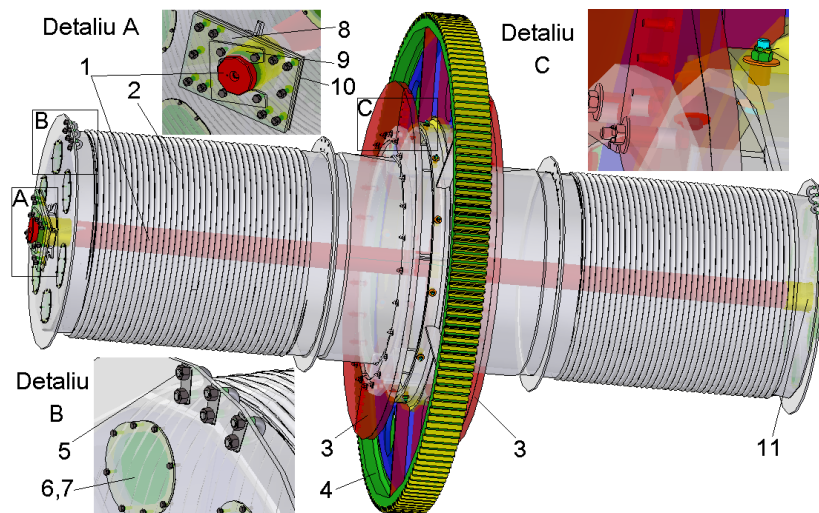
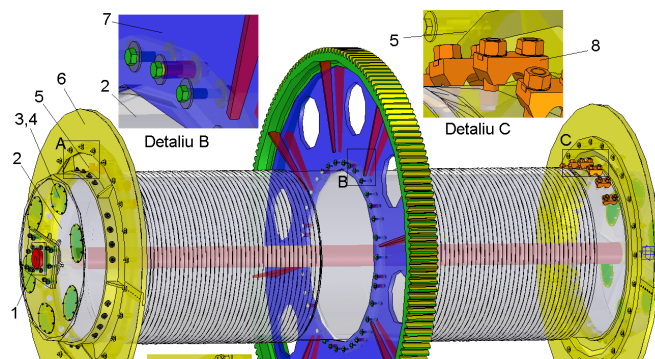


Fig. 7. Soluția de ansamblu a tamburului pentru înfășurarea cablului – varianta I:

3. Roata dințată $z=172$, $m=22$ din componenta angrenajului cilindric exterior, a fost reproiectată, executându-se în construcție sudată, dintr-o singură bucată, cu avantaje privind precizia de execuție, condițiile de montaj și funcționare.

Prezentarea tamburului pentru înfășurarea cablului – varianta II

În figura 8 este prezentată soluția de ansamblu a tamburului pentru înfășurarea cablului de tracțiune în varianta II, variantă care este reproiectată în proporție de 95%.



Semnificația reperelor din figură 8 este următoarea: 1 – arbore tambur $\varnothing 200$; 2 – construcția metalică a tamburului; 3 – capac de vizitare; 4 – garnitură din cauciuc; 5 – suport demontabil pentru discul de frână; 6 – disc de frână; 7 – roată dințată $z=172$, $m=22$; 8 – bridă de prindere cablu; 9 – bucășă lagăr; 10 – plăcuță de blocare a arborelui; 11 – placă de fixare; 12 – placă de uzură.

5. Concluzii

Sunt prezentate două variante constructive ale tamburului de înfășurare a cablului, la care discurile mecanismului de frânare sunt montate direct pe toba tamburului, după angrenajul cilindric exterior.

Prima variantă presupune montarea discurilor de frânare, și deci a mecanismului de frânare, în vecinătatea centrului longitudinal al tamburului de înfășurare a cablului. Este reconsiderat punctul în care se face legătura cablului de tracțiune la construcția de rezistență a tamburului, este reproiectat colierul de fixare a cablului în vederea creșterii siguranței în funcționare a mecanismului, este reproiectată roata dințată cilindrică din componenta mecanismului cilindric deschis.

A doua variantă de tambur, concepută pentru a se încadra în ansamblul mecanismului de ridicare-coborâre a excavatorului, este o concepție nouă, simplă, cu avantaje constructive și funcționale, la care discurile de frânare sunt dispuse înspre extremitățile tamburului. Are marele avantaj că elementele de uzură sunt ușor demontabile, ceea ce simplifică foarte mult activitatea de mentenanță.

Bibliografie

1. Buzdugan, Gh. (1979) *Rezistența materialelor*, Editura Tehnică, București
2. Găfițeanu, M. ș.a. (1981 și 1983) *Organe de mașini, vol. I și II*, Editura Tehnică, București
3. Muscă G. (2006) *Proiectarea asistată folosind Solid Edge*, Editura Junimea, Iași
4. * * * - *Documentația tehnică a excavatorului EsRc 1400*.

ANALIZA TRANSFERULUI DE CĂLDURĂ ÎN RĂCITOARE CU APĂ TRI-CONCENTRICE ȘI FASCICUL TUBULAR ÎN MANTA

Autori: George-Alexandru MARINESCU, Florin STĂNICĂ

marinescualex2000@gmail.com

Coordonator: Șef lucrări dr. ing. **Sînziana RĂDULESCU**

Universitatea Petrol-Gaze din Ploiești, Tehnologia Petrolului și Petrochimie, Tehnologii Avansate în Prelucrarea Petrolului, Anul I Master

Universitatea Petrol-Gaze din Ploiești, Facultatea de Științe Economice, Contabilitate Aplicată și Informatica de Gestiune, Anul I

Universitatea Petrol-Gaze din Ploiești, Tehnologia Petrolului și Petrochimie, Inginerie Chimică

Rezumat

Schimbătoarele de căldură sunt utilaje care au o importanță deosebită în desfășurarea unui proces tehnologic industrial. Acestea sunt utilizate în scopul realizării transferului de căldură de la un fluid la altul în diverse procese, precum: încălzire, răcire, fierbere, condensare sau în alte procese termice în care sunt prezente două sau mai multe fluide cu temperaturi diferite. Lucrarea prezintă rezultatele obținute la analiza transferului de căldură la răcirea unui flux de apă caldă într-un schimbător de căldură concentric, experimental, și dimensionarea unui schimbător de căldură tri-concentric cu rol de răcire a unui produs petrolier care ar putea înlocui condensatoarele de tip fascicul tubular în manta existente.

Cuvinte cheie

schimbător, transfer, căldură, proces

Summary

Heat exchangers are machines that are of particular importance in conducting an industrial process. They are used to transfer heat from one fluid to another in various processes such as heating, cooling, boiling, condensing or other thermal processes in which two or more fluids with different temperatures are present. This paper presents the results obtained in the heat transfer analysis when cooling a hot water stream in an experimental tri-concentric heat exchanger and the dimensioning of a tri-concentric heat exchanger to cool an oil product that could replace the condensers already existing in the refinery.

Key words

heat exchanger, transfer, heat, process

1. INTRODUCERE

Schimbătoarele de căldură sunt aparate utilizate pentru realizarea transferului de căldură între două fluide, un fluid cald care cedează căldură și un fluid rece care primește căldură [Dobrinescu, 1983]. Aceste utilități au o importanță deosebită în desfășurarea unui proces tehnologic industrial, fiind utilizate în scopul realizării transferului de căldură de la un fluid la altul în diverse procese, precum: încălzire, răcire, fierbere, condensare sau în alte procese termice în care sunt prezente două sau mai multe fluide cu temperaturi diferite.

Clasificarea schimbătoarelor de căldură se poate face din mai multe puncte de vedere, dintre care cele mai importante sunt:

- clasificarea după modul de contactare a fluidelor;
- clasificarea după procesul principal de transfer de căldură;
- clasificarea după tipul constructiv al aparatului.

Schimbătoarele de căldură de tip tub în tub (Figura 1) sunt formate din două tuburi concentrice, un fluid circulând prin tubul interior, iar celălalt prin spațiul inelar (intertubular).

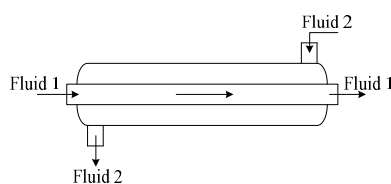


Figura 1. Schimbător de căldură tub în tub

Aceste schimbătoare de căldură pot fi utilizate ca și condensatoare, vaporizatoare, subrăcitoare, preîncălzitoare, recuperatoare de căldură etc. Schimbătoarele de căldură concentrice prezintă și avantajele [Dobrinescu, 1983]: performanței de transfer termic, în special în cazul utilizării de țevi nervurate, comparativ construcțiilor multitubulare, la sarcini termice egale sunt mai puțin masive, compactității ridicate. Utilizarea acestor tipuri de schimbătoare de căldură oferă avantaje tehnico-economice datorită posibilității realizării schimbului de căldură între trei fluide într-un singur utilaj.

Un alt schimbător de căldură de tip concentric este schimbătorul de căldură tri-concentric care este o versiune ușor modificată a unui schimbător de căldură tub în tub prin adăugarea unui al treilea tub concentric (Figura 2).



Figura 2: Element al unui schimbător de căldură tuburi tri-concentrice [2]

Schimbătoarele de căldură cu tuburi tri-concentrice prezintă două mari avantaje în comparație cu schimbătoarele de căldură cu două tuburi concentrice și anume suprafața mai mare de transfer termic pe unitatea de lungime și coeficienții globali de transfer de căldură mai mari datorită vitezelor mai mari ale fluidelor în regiunile inelare. Aceste schimbătoare își găsesc utilizare practică în procese de încălzire, răcire, pasteurizare/sterilizare, înghețare și procese de concentrare utile în industria alimentară și a produselor lactate [Dobrinescu, 1983].

2. ANALIZA TRANSFERULUI DE CĂLDURĂ APĂ-APĂ ÎNTR-UN SCHIMBĂTOR DE CĂLDURĂ CU TUBURI TRI-CONCENTRICE

2.1. SCOPUL CERCETĂRII EXPERIMENTALE

Scopul părții experimentale îl constituie analiza transferului de căldură apă-apă într-un schimbător de căldură cu tuburi tri-concentrice construit și operat în condiții de laborator. Obiectivele acestui studiu sunt:

- Calculul fluxurilor termice;
 - Calculul coeficienților parțiali de transfer de căldură și compararea cu datele din literatură;
 - Calculul coeficienților globali de transfer de căldură și compararea cu datele din literatură;
- Influența variației debitelor fluxurilor de apă rece și apă caldă asupra coeficienților parțiali și globali de transfer de căldură

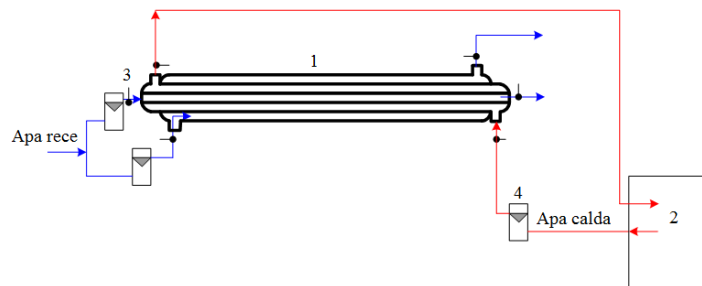


Figura 3: Schema instalației experimentale [Rădulescu S., Pătrașcu C, Onuțu I., 2010]

(1) Schimbătorul de căldură cu tuburi tri-concentrice, (2) baia termostatăă; (3) termometre electronice cu sondă; (4) rotametre cu plutitor magnetic.

Schimbătorul de căldură cu tuburi tri-concentrice este construit din țevi de cupru industrial, drepte, cu suprafață netedă și îmbinate prin sudare. În tabelul 1 sunt prezentate mărimile geometrice ale schimbătorului de căldură cu tuburi tri-concentrice.

În figura 4 este prezentată secțiunea transversală a tuburilor schimbătorului de căldură tri-concentric.

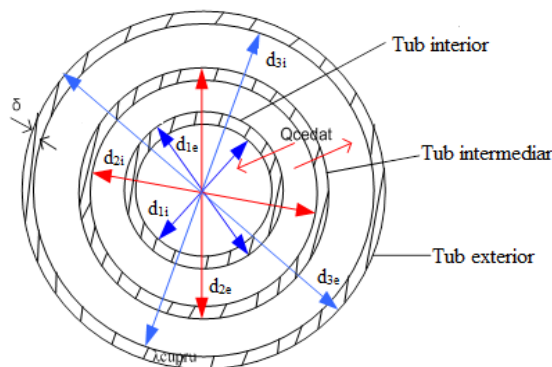


Figura 4: Geometria tuburilor schimbătorului de căldură

La intrarea în schimbătorul de căldură temperatura de intrare a apei calde este de 60°C iar pentru cele două fluxuri de apă rece, fluxul R₁ și fluxul R₂, temperatura este cea de la rețea, cuprinsă între 17,6-18,9 °C.

S-au efectuat mai multe seturi de determinări experimentale, în care:

- debitul de apă rece corespunzător fluxului R_1 s-a variat între 50-160 l/h;
- debitul de apă rece corespunzător fluxului R_2 s-a variat între 50-160 l/h;
- debitul de apă caldă s-a variat între 50-140 l/h.

2.1. INTERPRETAREA REZULTATELOR OBTINUTE

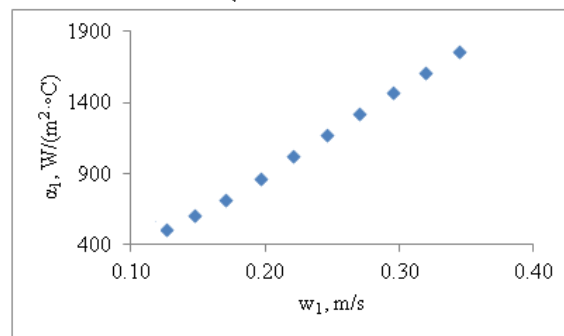


Figura 5: Variația coeficientului parțial de transfer de căldură cu viteza pentru fluxul R_1

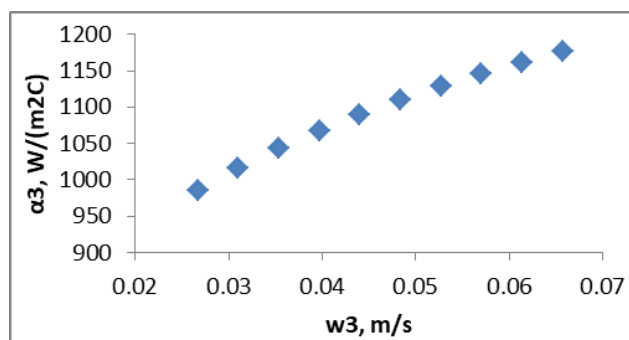


Figura 6: Variația coeficientului parțial de transfer de căldură cu viteza pentru fluxului R_2

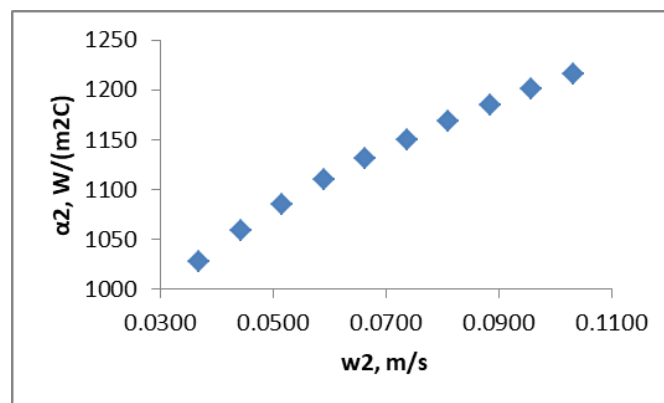


Figura 7: Variația coeficientului parțial de transfer de căldură cu viteza pentru apa caldă

3. DIMENSIONAREA UNUI RĂCITOR BENZINĂ-APĂ DE TIP TRI-CONCENTRIC PENTRU INSTALATIA DE HIDRODESULFURARE

În acest capitol s-a realizat dimensionarea unui răcitor benzină – apă de tip tri-concentric pentru instalația de Hidrodesulfurare în vederea îmbunătățirii procesului de racire.

Parametrii de lucru folosiți la dimensionarea răcitorului tri-concentric sunt cei care au fost obținuți de la schimbătorul actual de căldură din rafinăria Petrotel Lukoil. Se consideră că circulația fluidelor în răcitor se realizează în contracurent.

În figura 8 este prezentată secțiunea transversală a tuburilor schimbătorului de căldură tri-concentric. S-a ales ca apa de răcire să circule prin tubul interior (fluxul de apă rece R₁) și spațiul inelar exterior (fluxul R₂) iar benzina să circule prin spațiul inelar interior. Astfel, benzina cedează căldură în două direcții, o direcție către fluxul de apă rece R₁ din tubul interior și o altă direcție către fluxul de apă rece R₂ din spațiul inelar exterior, prin urmare se pot defini doi coeficienți globali de transfer de căldură, iar pe aparat un coeficient global de transfer de căldură efectiv .

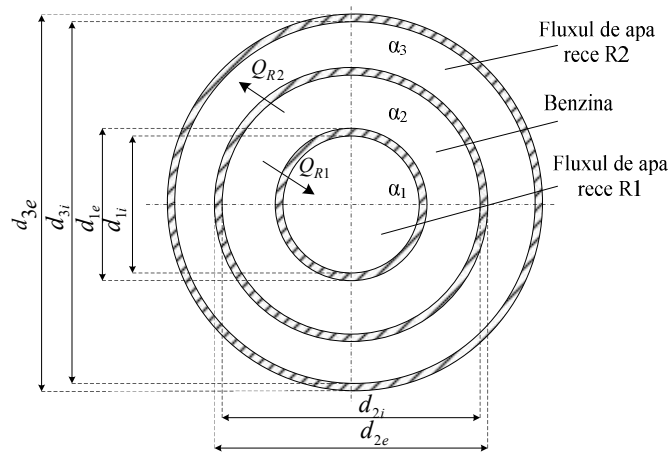


Figura 8: Geometria tuburilor interioare și exterioare ale schimbătorului de căldură și fluxurile de fluide

Semnificația termenilor din această figură este următoarea: d_{1i} , d_{1e} – diametrele interior și exterior ale tubului interior; d_{2i} , d_{2e} – diametrele interior și exterior ale tubului intermediar; d_{3i} , d_{3e} – diametrele interior și exterior ale tubului exterior; α_1 , α_2 , α_3 – coeficienții de transfer de căldură prin convecție, Q_{R1} – fluxul primit de apă rece R₁, Q_{R2} – fluxul primit de apă rece R₂.

Tabelul 1. Datele geometrice ale răcitorului benzină-apă

Mărime geometrică	Valoare	Simbol	Unitate de
Lungime tub	4	L	m
Diametrul exterior al tubului interior	0,083	d_{1e} , m	m
Diametrul interior al tubului interior	0,08	d_{1i} , m	m
Diametrul exterior al tubului intermediar	0,126	d_{2e} , m	m
Diametrul interior al tubului intermediar	0,123	d_{2i} , m	m
Diametrul exterior al tubului exterior	0,169	d_{3e} , m	m
Diametrul interior al tubului exterior	0,166	d_{3i} , m	m
Numărul de elemente	9	n_e	-
Numărul de baterii	1	n_b	-

4. CALCULUL ECONOMIC

Calculul economic pentru schimbătorul de căldură tri-concentric dimensionat în capitolul 3 se realizează după etapele următoare:

- Se calculează cheltuielile totale:

$$C_t = C_a + C_u, \text{ RON, EURO} \quad (1)$$

unde: C_t - cheltuieli totale; C_a - cheltuieli cu amortizarea; C_u - cheltuieli cu utilitățile.

- Cheltuieli cu amortizarea:

$$C_a = (1+r)*R*C_{50}*(A_{nec}/50)^{0,7}, \text{ RON} \quad (2)$$

unde: r - cota de întreținere reparații, $r = 0,4$; R = rata anuală de amortizare, $R = (1/16) \text{ an}^{-1}$; C_{50} - cost pentru schimbătorul de referință cu aria exterioră de transfer de căldură, $A_{nec} = 52 \text{ m}^2$; A_{nec} - aria exterioră de transfer de căldură necesară, m^2 .

- Cheltuieli cu utilitățile:

$$C_u = C_{ar} + C_{eng.el.}, \text{ RON/an} \quad (3)$$

unde: C_{ar} - cheltuieli cu apa de răcire; $C_{eng.el.}$ - cheltuieli cu energia electrică.

$$C_{ar} = m_r * P_u \quad (4)$$

$$C_{eng.el.} = E_i * P_{eng.el.}, \text{ RON/an} \quad (5)$$

unde: P_u - preț apă, RON/t; E_i = energie consumată pentru acționarea pompelor, kWh/an; $P_{eng.el.}$ - preț energie electrică, RON/kWh.

$$E_i = N_t * \tau, \text{ kWh/an} \quad (6)$$

unde: N_t - puterea totală de pompare, W. Se consideră timpul de funcționare $\tau = 8000 \text{ h/an}$.

$$N_t = N_{int} + N_{ext} \quad (7)$$

$$N_{int} = (m_r * \Delta p) / (\rho * \eta_p * 1000) \quad (8)$$

unde: Δp este căderea de presiune pentru fluidul care curge prin tuburi; ρ este densitatea la temperatura medie aritmetică pentru fluidul care curge prin tuburi.

$$N_{ext} = (m_c * \Delta p) / (\rho * \eta_p * 1000) \quad (9)$$

unde: Δp este căderea de presiune pentru fluidul care curge prin manta; ρ este densitatea la temperatura medie aritmetică pentru fluidul care curge prin manta.

În aceste două ecuații η_p este randamentul pompei. Se consideră $\eta_p = 70 \%$.

Tabelul 2. rezultatele obținute în urma calculului economic:

Cheltuieli/Mărime	Simbol	Valoare	Unitate de măsură
Cheltuieli totale	C_t	53842	RON
Cheltuieli cu amortizarea	C_a	2698	RON
Cheltuieli cu utilitățile	C_u	51144	RON/an
Cheltuieli cu apa de răcire	C_{ar}	32446	RON/an
Cheltuieli energie electrică	$C_{eng.el.}$	18698	RON/an
Energia consumată pentru acționarea pompelor	E_i	853	kWh/an

5. CONCLUZII

În acest capitol sunt prezentate concluziile proiectului referitoare la:

- analiza experimentală a transferului de căldură apă caldă – apă rece într-un schimbător de căldură tri-concentric;
- dimensionarea unui răcitor de benzină de tip tri-concentric care ar putea asigura procesul de răcire al benzinei în locul schimbătorului de căldură de tip fascicul tubular în manta existent.
- calculul economic.
-

Analiza experimentală a transferului de căldură la răcirea unui flux cald de apă într-un schimbător de căldură tub în tub din cadrul laboratorului folosind pentru răcire două fluxuri de apă de la rețea a avut ca scop stabilirea influenței creșterii debitului de apă de răcire, a debitului de apă caldă și a temperaturii de intrare a apei calde asupra performanțelor practice ale schimbătorului de căldură. Rezultatele experimentale evidențiază faptul că valorile coeficienților parțiali de transfer de căldură ale fluxurilor de apă rece, ale fluxului de apă caldă și cele ale coeficientului global de transfer de căldură au crescut cu creșterea debitelor de apă rece și apă caldă, prin urmare cu creșterea vitezelor de curgere ale acestora. Temperatura de ieșire a apei calde crește cu creșterea vitezei de curgere și a temperaturii de intrare a apei calde. Întrucât schimbătorul de căldură este scurt, în condițiile experimentale date apa caldă se răcește mai bine la viteze de curgere mai mici.

În urma dimensionării răcitorului tri-concentric care ar putea deservii procesul de răcirea al benzinei în locul răcitorului cu apă existent s-a obținut o arie de transfer de căldură necesară de $47,5 \text{ m}^2$, mai mică decât cea a schimbătorului de căldură fascicul tubular în manta actual. Prin urmare, se consideră că schimbătorul dimensionat poate asigura serviciul cerut, iar aria de transfer de căldură necesară este acceptabilă.

În urma realizării calculului economic pentru utilizarea unui răcitor tri-concentric care ar putea înlocui răcitorul de benzină-apă actual în Secția de stabilizare benzină, s-au obținut un cost total cu cheltuielile de amortizare și utilități de 53842 RON pe an, cheltuieli ce pot fi acoperite de rafinărie.

BIBLIOGRAFIE

1. Dobrinescu D., Procese de transfer termic și utilaje specifice, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1983.
2. <http://nawabi.de/project/hrsg/hrsg.htm>
3. H Padleckas, U-tube heat exchanger
4. Șomoghi V., Procese de transfer de căldură, Editura Universal Cartfil, Ploiești, 1998.
5. Batmaz, E., Sandeep, K., P., Calculation of overall transfer coefficients în a triple tube heat exchanger, Heat Mass Transfer, Volume 41, Number 3, January, 2005, pag. 271-279.
6. Dobrinescu D., Pătrașcu M., Șomoghi V., Pătrașcu C., Procese de transfer de căldură. Aplicații numerice, Institutul de Petrol și Gaze, Ploiești, 1991, p. 61-73.
7. Pătrașcu C., Popa M., Negoită L.I., Rădulescu S., Procese de transfer de căldură. Lucrări practice, Editura Universității Petrol – Gaze din Ploiești, 2010
8. Serth R.W., Process Heat Transfer. Principles and Applications, Elsevier Academic Press, U.S.A., 2007, p. 44-68.
9. Manual proces tehnologic instalatia Hidrodesulfurare

STUDIUL SOLICITĂRILOR ȘI DEFORMĂRILOR SAPELOR DE FORAJ CU METODA ELEMENTULUI FINIT

Autori : Ildiko KERTESZ (BRÎNAȘ)¹, Constantin Laurențiu BRÎNAȘ²
kerteszdiko@gmail.com

Coordonator: Șef lucr.dr.ing. Stela DINESCU³

¹Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, specializarea Mașini și Echipamente Miniere, anul IV.

²Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, specializarea Mașini și Echipamente Miniere, anul II.

³Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, Departamentul Inginerie Mecanică Industrială și Transporturi.

Rezumat

În cadrul acestei lucrări vom prezenta rezultatele analizei cu elemente finite ale solicitărilor, respectiv deformărilor unei sape de foraj cu inserții. Pentru a obține aceste rezultate am folosit aplicația SolidWorks Educațional în care a fost desenat, apoi supus analizei modelul menționat. În baza rezultatelor obținute se pot trage o serie de concluzii în vederea optimizării proceselor de producție.

Cuvinte cheie

Sape de foraj, elemente finite, discretizare, solicitare, deformare.

1. Sapele de foraj

Sapele reprezintă categoria cea mai importantă a sculelor de foraj. Din această cauză conceperea, execuția și utilizarea corectă a sapei sunt elemente cu un rol deosebit, influențând în mod direct performanțele și deci eficiența economică a forajului.

Primind mișcarea de rotație prin intermediul garniturii de prăjini de foraj (sau eventual de la motorul de fund), precum și o apăsare axială, partea activă a sapei pătrunde în talpa sondei, dislocând roca.

Particulele de rocă sfărâmată sunt antrenate și evacuate de către fluidul de transport, care vine de la suprafață și iese prin orificiile de spălare ale sapei.

Sapa de foraj este formată din trei elemente principale unite prin corpul sapei:

- a. Partea activă, care acționează în mod direct asupra rocii, dislocând-o și realizând în felul acesta gaura de sondă corespunzătoare diametrelor sapeilor. Ea se compune din suprafețele în contact cu talpa și peretele sondei, respectiv cu suprafața cilindrică a probei, în cazul capului de carotieră. La sapele cu tăiș fix, partea activă este formată din muchiile tăietoare active și de calibrare ale lamelor sau inserțiilor, iar la sapele cu role din dantură și spatele rotelor. Caracteristicile părții active sunt în funcție de natura rocii pentru care este destinată sapa.
- b. Sistemul de spălare, care este format din amenajarea interioară a corpului și orificiile de ieșire ale fluidului de circulație, are diferite forme și dimensiuni, în funcție de necesitățile de foraj și tipul constructiv al sapei.
- c. Elementul de legătură, care are rolul de a fixa sapa la garnitura de foraj și de a transmite eforturile active necesare dislocării rocii. Elementul de legătură poate fi cu filet sau cu flanșe. Filetul de legătură definit prin tip și dimensiune, este funcție de diametrul sapei și al garniturii de foraj. El are sensul de înșurubare dreaptă și o geometrie specială, cu pas și înălțime mare, fiind identic cu cel al racordurilor speciale pentru prăjinile de foraj, la care se montează sapa.

Sapele tăietoare au fost inițial impregnate cu diamante naturale. Acestea erau utilizate pentru forarea prin straturigeologice extrem de dure. Sapa PDC - Polycrystalline diamond compact (Sapa cu diamante policristaline) este un echipament mai recent. Principalele elemente tăietoare sunt acoperite cu diamante sintetice. Aceste sape au fost utilizate inițial numai pentru formațiuni foarte moi, dar noile sape PDC sunt adecvate pentru straturi medii și dure.

Funcție de tipul dislocării, sapele de foraj se clasifică:

- Sape de tip despicator-așchietor – prin apăsare se realizează despicierea, iar prin rotație, așchieria. În această categorie se încadrează sapele cu lame.
- Sape de tip sfărâmător- rozător – sapele cu inserții și sapele cu diamante.
- Sape de tip sfărâmător – așchietor – sapele cu role.

Sapele cu lame pot fi cu două sau trei lame (la 120°). Sapele cu două lame se numesc și sape coadă de pește (cu lame subțiri și cu lame groase). Părțile de contact cu roca sunt armate cu material dur prin sudură.

Sapele cu inserții se mai numesc și sape monolit. Sapa are un corp masiv, în care sunt fixate inserții de diferite forme (plăcuțe și știfturi) din carbură de wolfram, cu liant de cobalt. Inserțiile se fixează prin lipire cu un aliaj cu alamă, sau prin presare la rece, cum se poate observa și în figura 1.

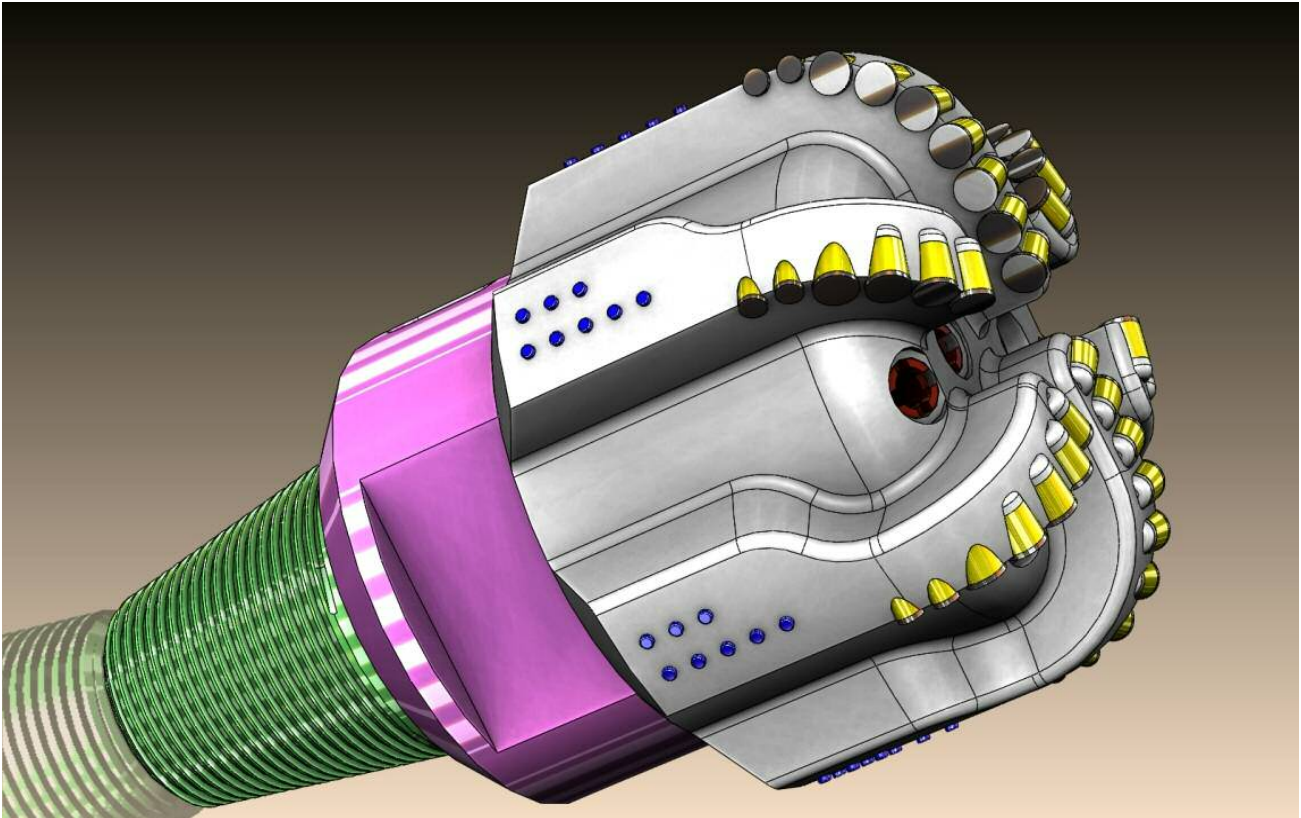


Fig.1. Sapă de foraj cu inserții

Sapele cu diamante sunt utilizate în roci cu durități variabile, de la roci puțin tari până la roci extratari. Sunt foarte eficiente la rocile abrazive, în special la adâncimi mari, având o mare rezistență la uzură. Durata lor de utilizare este mare, comparativ cu a altor tipuri de sape.

Diamantele, sunt elementele active (diamante industriale) și sunt prinse într-o matrice (suport), realizată din aliaje dure sinterizate, de tipul carburii de wolfram în amestec cu lianți (cobalt, fier, cupru, nichel, etc.). Există sape cu diamante inserate, la care granulele de diamant sunt fixate (împlântate) în matrice, sau sape cu diamante impregnate (granule de dimensiuni mici sunt distribuite în masa matricei).

Sistemul de spălare al sapei permite circulația fluidului de foraj în vederea evacuării detritusului, precum și pentru curățirea și răcirea suprafețelor active.

Sapele cu role au elementele active sub forma unor proeminențe numite dinți, care sunt plasați pe suprafața unor corpuri de rostogolire, numite rolele. Rotirea sapei în jurul axei sale determină rostogolirea rolelor. Contactul dinților cu roca este periodic și limitat ca timp. Pătrunderea dinților în rocă produce sfărâmarea ei. Când, pe lângă pătrundere, dinții mai execută o mișcare de translație față de talpă, dislocarea rocii se face prin sfărâmare și așchiere. În acest caz rolele execută o mișcare combinată, de rostogolire și translație. Cu cât roca este mai dură și abrazivă, mișcarea de alunecare trebuie să fie mai scăzută, ea lipsind la rocile foarte dure și abrazive.

Cele mai utilizate sape (săparea sondelor pentru petrol, gaze) sunt sapele cu trei role. Mai există sape cu o rolă, cu două role și cu mai mult de trei role.

În urma procesului de sinterizare rezultă un produs foarte dur. Aceste calități sunt necesare forezelor care sapă mai ales în soluri dure. Sapele de foraj dotate cu plăcuțe vidia au următoarele caracteristici:

- rezistență la abraziune;
- rezistență la încovoiere;
- rezistență mare la rupere;
- rezistență mare la coroziune.

Datorită acestor proprietăți carburile metalice utilizate la producția de plăcuțe vidia nu sunt aplicabile doar la foraje. În funcție de compoziția sunt utilizate pe scară largă în mai multe ramuri ale industriei. Domeniile principale sunt industria automobilelor, a mineritului și industria de armament. De asemenea, vidia obținută prin procesul de sinterizare se folosește și în medicină. Acestea sunt potrivite la prelucrarea prin așchiere și la foraje de puțuri sau industria minieră.

Construcția instalațiilor de foraj este permanent supusă modificărilor generate de necesitatea creșterii continue a vitezelor de foraj, de natura rocilor, extinderea domeniului de utilizare, creșterea duratei de funcționare și a coeficientului de utilizare. În condiții reale de lucru, ca urmare a sarcinilor statice și dinamice ce acționează asupra garniturii de foraj, elementele acesteia prezintă după un anumit timp de funcționare, fenomene de oboseală.

2. Metoda analizei cu elemente finite

Analiza cu elemente finite, denumită și FEA (Finite Element Analysis), este o metodă de analiză numerică, utilizată pentru rezolvarea unor probleme din diverse domenii ale ingineriei, cum ar fi proiectarea de mașini, electromagnetismul, mecanica solului, dinamica fluidelor, acustica și multe altele. Din punct de vedere matematic, analiza cu elemente finite este o metodă numerică utilizată pentru rezolvarea problemelor caracterizate de un set de ecuații diferențiale parțiale. În domeniul ingineriei mecanice FEA se folosește pe scară largă pentru rezolvarea problemelor de structură, vibrații și problemelor termice, iar versatilitatea și eficiența numerică, au impus metoda de analiză cu elemente finite pe piața de software de analiză în inginerie, celelalte metode devenind în timp aplicații de nișă.

În cazul oricărui instrument de analiză bazată pe FEA, geometria modelului este împărțită în entități relativ mici numite elemente finite. Denumirea de elemente finite sugerează faptul că acestea nu sunt infinite de mici, dar relativ mici în comparație cu dimensiunile modelului real care este supus analizei. Crearea de elemente finite se numește în mod obișnuit discretizare.

FEA este un instrument puternic de analiză în inginerie utilizată în rezolvarea multor probleme de la foarte simplu la foarte complex. Inginerii de design folosesc FEA în timpul procesului de dezvoltare a produsului pentru a analiza un proiect.

Obiectivul final al utilizării FEA ca un instrument de proiectare este schimbarea procesului de proiectare alcătuit din cicluri repetitive de: proiectare - prototip - test într-un proces simplificat în cazul în care prototipurile nu sunt folosite ca instrumente de proiectare, ele fiind necesare doar pentru validarea design-ului final.

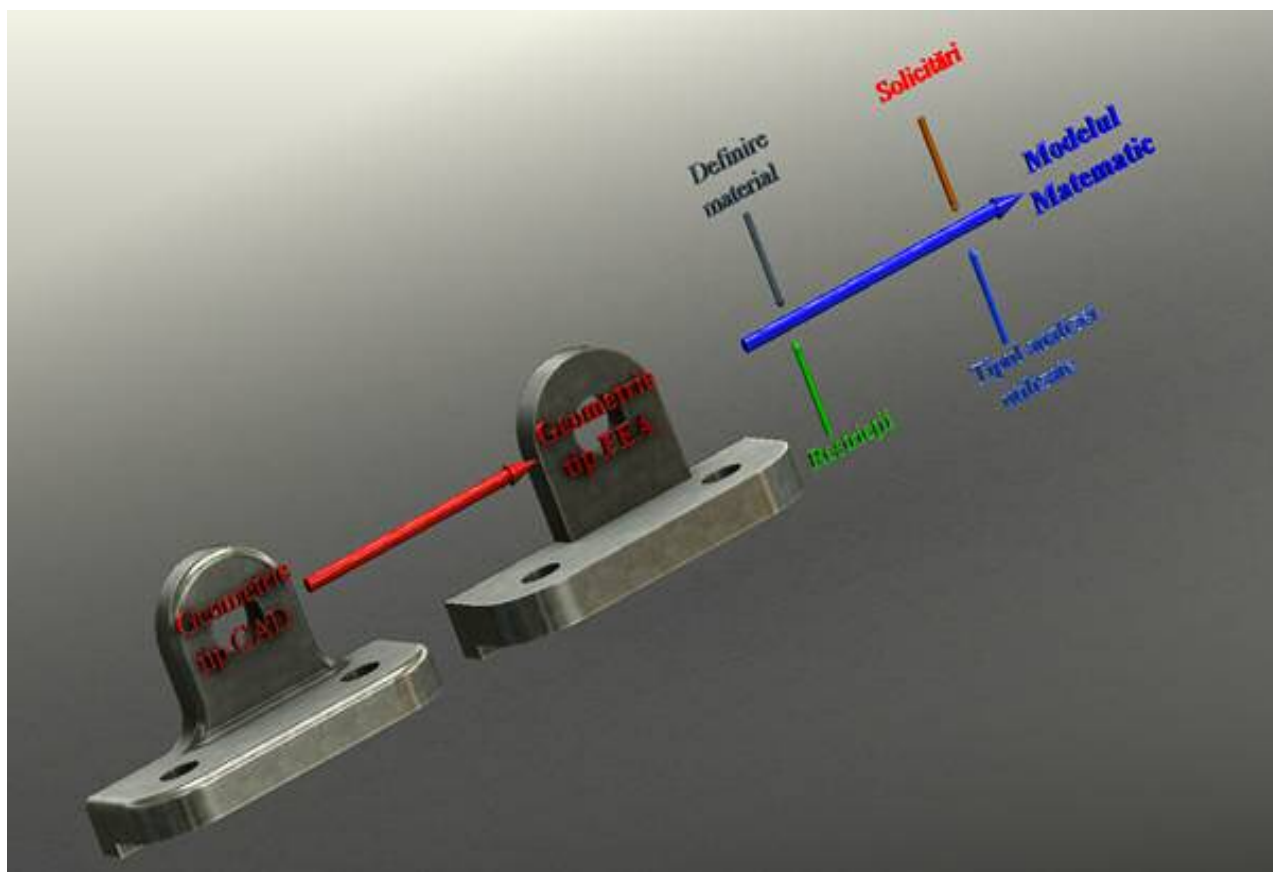


Fig.2. Construirea modelului matematic

Pentru soluționarea unei probleme aplicațiile orientate spre analiză cu elemente finite parcurg următoarele trei etape:

- preprocesare modelului FEA, care presupune definirea modelului și apoi divizarea acestuia în elemente finite (discretizarea);
- rezolvarea modelului cu FEA pentru obținerea soluțiilor vizate;
- post-procesarea soluțiilor obținute pentru analiza rezultatelor.

Din punctul de vedere al metodologiei la metodele cu elemente finite se pot distinge următorii pași FEA:

- construirea modelului matematic;
- construirea modelului cu element finit prin discretizarea modelului matematic;
- rezolvarea modelului cu element finit;
- analiza rezultatelor.

Crearea rețelei de discretizare impune de multe ori modificări ale geometriei CAD, care se poate materializa prin anularea unor elemente geometrice, idealizare, și / sau curățare:

Anularea - presupune un proces de îndepărtare a unor părți ale geometriei care au caracteristici considerate ne semnificative pentru analiză, cum ar fi rotunjiri exterioare, sau teșituri;

Idealizarea – este un proces mai agresiv, care se poate îndepărta de geometria CAD solidă, de exemplu pereții subțiri cu suprafețe sau grinzi cu linii;

Curățirea - este necesară pentru ca geometria să satisfacă cerințele impuse de procesul de discretizare. În procesul de curățare pot fi utilizate instrumentele CAD de control a calității pentru verificarea entităților multiple care ar putea fi tolerate în modelul CAD, dar care ar face ulterior operația de discretizare imposibilă.

Simplificarea modelul CAD nu este o operație care are ca unic obiectiv obținerea unui model discretizabil. De multe un model trebuie simplificat pentru reducerea numărului de ochiuri ale rețelei de discretizare. Astfel se va obține o rețea mai simplă care determină obținerea unor soluții acceptabile cu timpi de calcul mai mici, permițând astfel analiza mai multor variante de model într-un interval de timp rezonabil. Uneori pregătirea geometriei prin anulare, idealizare și curățire poate să nu fie necesară. Calitatea discretizării depinde în foarte multe situații de calitatea geometriei modelului analizat și supus operației de discretizare. Pregătirea pentru discretizare, presupune definirea în prealabil a proprietăților materialelor care alcătuiesc modelul. Definirea proprietăților materialelor se poate face în aplicația de analiză cu elemente finite sau anterior când este construit modelul CAD fiind astfel importate în aplicația de analiză cu elemente finite.

Proprietățile materialului, sarcinile și restricțiile impuse modelului sunt informațiile de intrare pentru un anumit tip de analiză. În ansamblu acum se finalizează crearea modelului matematic prezentat în figura 2.

Procesul de creare a unui model matematic constă în modificarea geometriei CAD (în figura 2 au fost înlăturate din modelul CAD rotunjirile exterioare), definirea unor sarcini și solicitări, impunerea unor restricții, definirea proprietăților materialului și a tipului de analiză (static, dinamic etc.) care urmează să fie efectuată.

3. Criteriul Von Mises de rupere

Criteriul Von Mises de analiză a tensiunilor, cunoscut și sub numele de criteriul Huber, este o evaluare a tensiunilor care reprezintă toate cele șase componente ale unei stări generale ale acestora.

Tensiunea Von Mises poate fi exprimată prin relația:

$$\sigma_{vm} = \sqrt{0,5 \cdot \left[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 \right] + 3 \cdot (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)} \quad (1)$$

Tensiunea Von Mises este utilizată frecvent pentru analize de siguranță structurală a materialelor care prezintă proprietăți elasto - plastice (oțelul sau aliajul de aluminiu). Teoretic un material ductil cedează într-o locație în care tensiunea Von Mises devine egală cu limita de tensiune admisibilă. În cele mai multe cazuri limita de curgere este folosită ca limită a tensiunii. Conform criteriului Von Mises raportat la eșec (cedare) factorul de siguranță (FOS - factor of safety)

$$FOS = \frac{\sigma_{limită}}{\sigma_{vm}} \quad (2)$$

În cadrul prezentei lucrări am realizat simularea solicitărilor și deformărilor care pot apărea în timpul procesului de producție a unei sape de foraj. Valorile forțelor aplicate asupra modelului analizat sunt approximate, fiind rezultate ale cercetărilor efectuate în prealabil în cadrul departamentului, cu ajutorul altor metode de calcul. În figura 3 se pot observa solicitările care apar datorită forței de rezistență a stratului sau solului în care se execută procedeul de forare. Astfel se vede că solicitarea maximă apare atât în zona de inserții care intră în contact direct cu suprafața de forat cât și în zona cozii. Valoarea maximă a tensiunilor Von Mises este 0.05N/m² în cazul aplicării unei forțe de apăsare uniform distribuite de 6000 N/m².

În urma analizei deformărilor rezultatele obținute arată că deformarea maximă apare la torsiune și este de 0.03 mm și se poate observa în figura 4.

Rezultatele obținute sunt în concordanță cu cele determinate prin metode analitice în studiile de cercetare efectuate în cadrul Departamentului IMIT.

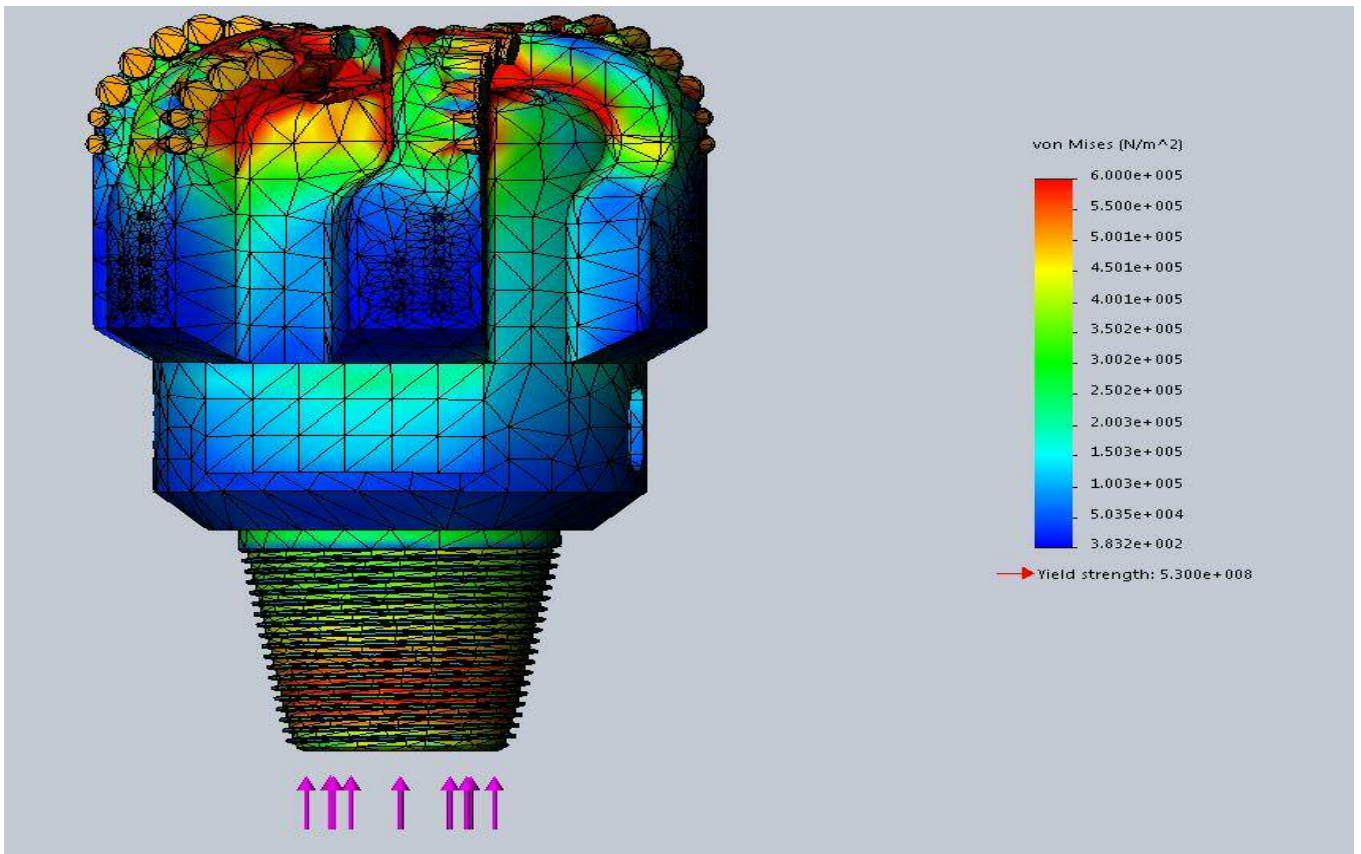


Fig.3. Determinarea prin simulare a tensiunilor Von Mises

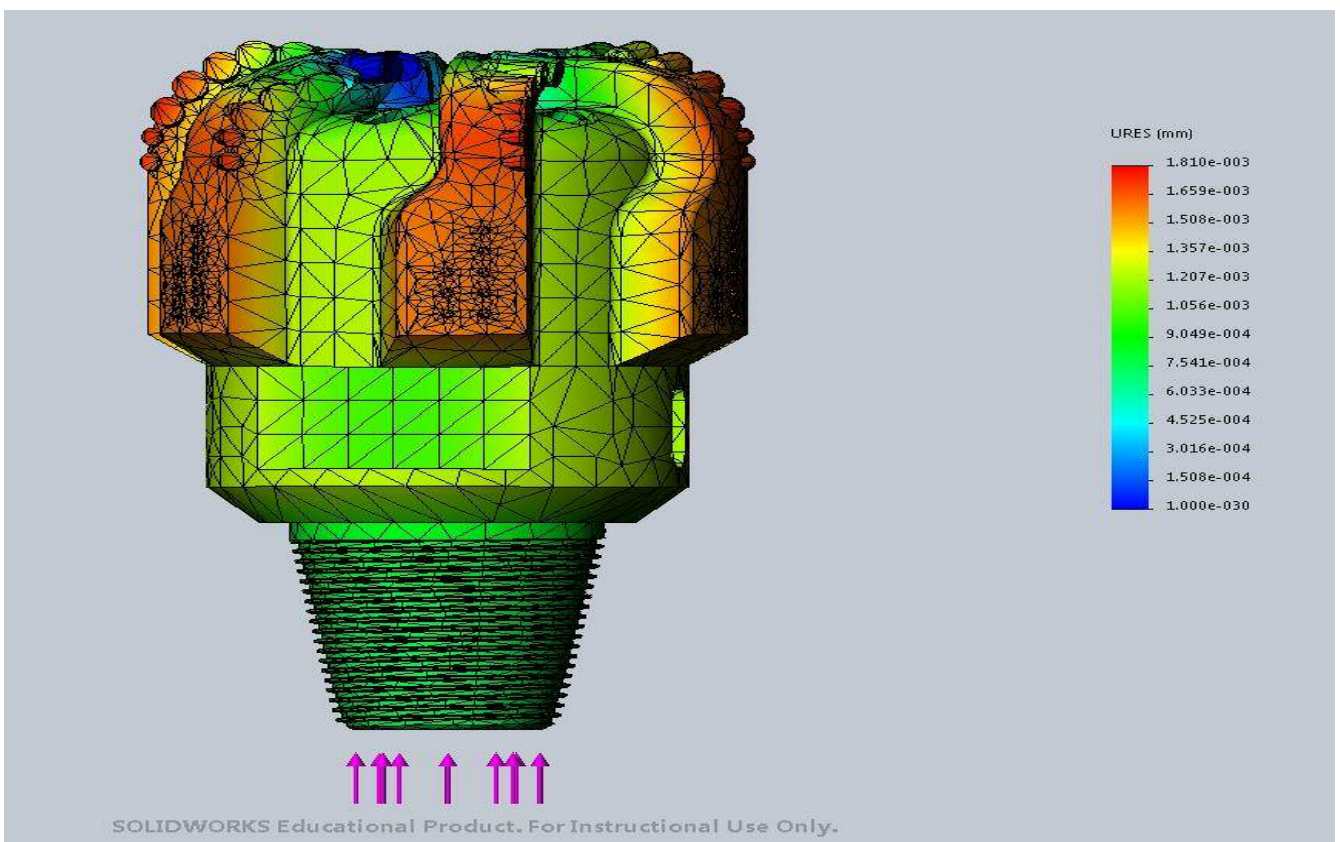


Fig.4. Determinarea prin simulare a deformărilor

4. Concluzii

Analiza cu elemente finite, este o metodă de analiză numerică utilizată pentru rezolvarea unor probleme din diverse domenii ale ingineriei. În ingineria mecanică analiza cu elemente finite este utilizată pe scară largă pentru rezolvarea problemelor de structură, vibrații și problemelor termice, iar versatilitatea și eficiența numerică, au impus metoda de analiză cu elemente finite pe piața de software de analiză în inginerie, în timp ce alte metode au devenit aplicații de nișă. FEA este utilizată preponderent în timpul procesului de dezvoltare a produsului pentru a analiza un proiect. Obiectivul final al utilizării analizei cu elemente finite ca un instrument de proiectare este schimbarea procesului de proiectare alcătuit din cicluri repetitive de: proiectare - prototip - test într-un proces simplificat în care prototipurile nu sunt folosite ca instrumente de proiectare, ele fiind necesare doar pentru validarea design-ului final. Utilizarea FEA face ca iterațiile de proiectare să fie mutate din spațiul fizic al prototipurilor și testării în spațiul virtual al simulării pe calculator.

Simularea comportamentului sabelor de foraj cu inserții prin analiza cu elemente finite a avut la bază rezultatele obținute în decursul anilor de Departamentul de Inginerie Mecanică, Industrială și Transporturi în cadrul contractelor de cercetare prestate care au vizat îmbunătățirea performanțelor în funcționare și optimizarea proceselor de producție în industria minieră.

Rezultatele obținute sunt în concordanță cu cele determinate prin metode analitice în studiile de cercetare efectuate în cadrul Departamentului IMIT și pot fi sintetizate prin folosirea rezultatelor obținute pentru selecția corectă a metodelor de lucru și a utilajelor, în vederea exploatării acestora în procesul de forare, în funcție de duritatea rocilor și solurilor în care urmează a fi efectuată săparea propriu-zisă, pentru îmbunătățirea performanțelor și creșterea eficienței economice.

Bibliografie

1. Costin I., (1972) *Instalații pentru foraj de mică adâncime*, Editura Tehnică, București
2. Dimirache, G., Zamfir, V., (2002) *Ingineria sistemelor mecanice*, Editura Focus, Petroșani
3. Iliăș, N., (1993) *Mașini miniere, exemple de calcul*, Editura Tehnică București
4. J. EdAkin, (2009) *Finite Element Analysis Concepts via SolidWorks*, World Scientific
5. Kurowski, (2015) P.,M., *Engineering Analysis with SOLIDWORKS Simulation*
6. Lari I., (1961) *Garnitura de foraj*, Editura Tehnică, București
7. Marian, I. (1991) *Utilaje de încărcare și transport minier*, Editura Tehnică, București