

# STUDIUL REPARĂRII UNUI TROLIU MINIER DE 45 KW PENTRU INSTALAȚIA DE RIDICARE A SCHIPULUI DE LA E.M. LUPENI

**Autori:** MAILAT Ioan-Călin<sup>1</sup>, MATEI Dănuț-Ilie<sup>2</sup>,

**Coordonator:** Șef lucr.dr.ing. COZMA Bogdan-Zeno<sup>3</sup>

<sup>1</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Tehnologia construcțiilor de mașini, anul IV

<sup>2</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Tehnologia construcțiilor de mașini, anul II

<sup>3</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Departamentul I.M.I.T.

## Rezumat

Troliurile miniere pot fi folosite pentru tracțiunea pe orizontală și pe planuri înclinate. Troliurile pentru plane înclinate cu puteri mai mari de 40 ... 50 kW au o construcție și funcționare asemănătoare cu cea a mașinilor de extracție cu tobe. Acționarea acestora se poate face cu reductoare cilindro-melcate sau cu reductoare cilindrice. În cazul reductoarelor cilindrice sunt necesare frâne electrohidraulice cilindrice pe arborele de intrare, asemănător electropanelor de pe podurile rulante. În lucrare se prezintă modul de adaptare la E.M. Lupeni a unui troliu pentru plan înclinat de 45 kW pentru înlocuirea unui troliu de 75 kW folosit pentru manevrarea schipurilor cu masa de 27 500 kg, ce a fost distrus în urma unei manevre greșite. Adaptarea constă în soluționarea problemelor privind transmisia mecanică, fixarea pe fundație, consolidarea lagărelor tobei și îmbunătățirea sistemului de comandă a mecanismului de siguranță cu clichet.

## Cuvinte cheie

Troliuri miniere, mașina de extracție, schip, transmisii mecanice.

### 1. Introducere

Troliurile miniere pot fi folosite pentru tracțiunea pe orizontală, pe calea ferată, și pe planuri înclinate. Acestea pot să fie cu una sau două tobe și cu șaiabă de fricțiune. Troliurile pentru plane înclinate cu puteri mai mari de 40 ... 50 kW au construcție asemănătoare cu cea a mașinilor de extracție, având frână de siguranță, indicator de poziție a sarcinii tractate și alte elemente de semnalizare și automatizare. Acționarea acestora se poate face cu reductoare cilindro-melcate sau cu reductoare cilindrice. În cazul reductoarelor cilindrice sunt necesare frâne electrohidraulice cilindrice pe arborele de intrare, asemănător electropanelor de pe podurile rulante.

În urmă cu trei ani s-a produs distrugerea unui troliu cu puterea de 75 kW folosit pentru manevrarea schipurilor cu masa maximă de 30 tone, care a căzut în puț pe o înălțime mai mare de 200 m și a produs smulgerea tamburului și distrugerea reductorului, figura 1. În cazul prezentat nu au fost victime umane, doar pagube materiale și blocarea fluxului de extragere a cărbunelui, întrerupând procesul de producție al minei.



**Fig. 1.** Modul de distrugere a troliului minier

Mecanismul cu clichet sau frâna cu saboți din componența troliurilor miniere se găsesc montate pe lateralele tamburului, având rolul de a împiedica căderea sarcinii ridicate în cazul unei defecțiuni a transmisiei mecanice a troliului.

În lucrare se prezintă modul de adaptare a unui troliu pentru plan înclinat de 45 kW existent la E.M. Lupeni în vederea înlocuirii troliului de 75 kW distrus în urma unei manevre greșite. Adaptarea constă în soluționarea problemelor privind transmisia mecanică, fixarea pe fundație, consolidarea lagărelor tobei și îmbunătățirea sistemului de comandă a mecanismului de siguranță cu clichet.

## 2. Transmisia mecanică a trolului de 45 kW

Lipsa documentației tehnice a trolului de 45 kW a impus relevarea acestuia și verificarea transmisiei mecanice a acestuia. Schema cinematică a trolului este prezentată în figura 2, unde s-au notat: 1 – motor electric de 45 kW,  $n = 1450$  rot/min; 2 – cuplaj elastic cu bolțuri; 3 – frână circulară FC 315 cu ridicător electrohidraulic; 4 – reductor cilindric cu patru trepte; 5 – cuplaj cu bolțuri; 6 – articulație sferică; 7 – tobă trolu; 8 – roată pentru clichet; 9 – clichet; 10 – contragreutate; 11 – ramă suport trolu. Rulmenții reductorului sunt radiali cu role butoi pe două rânduri.

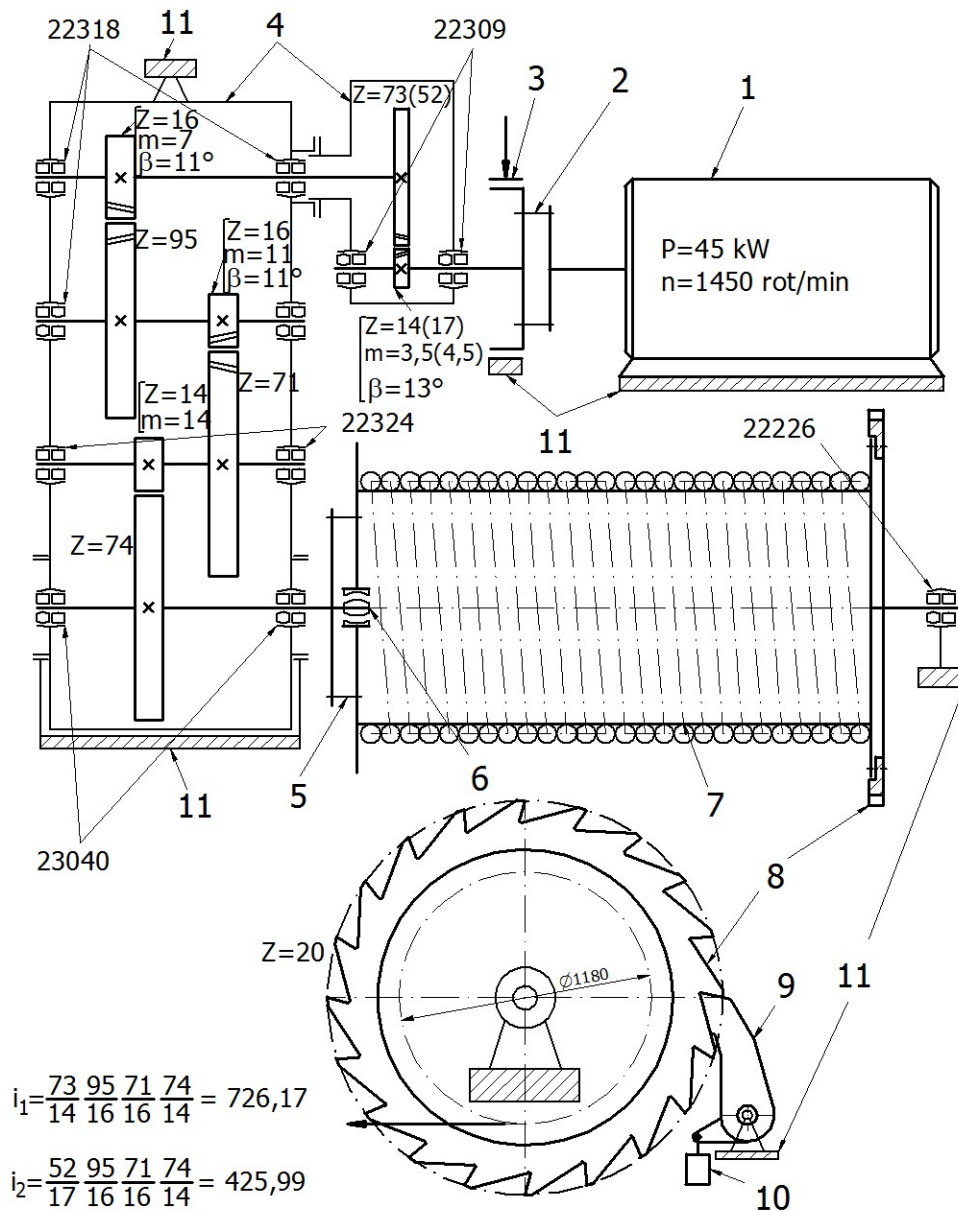


Fig. 2. Schema cinematică a trolului de 45 kW

Transmisia mișcării se face de la motorul electric la tobă printr-un cuplaj elastic cu bolțuri, un reductor cu patru trepte cilindrice, cu raportul de transmitere de 726,17 și un cuplaj rigid cu bolțuri. Ca elemente de siguranță pe lanțul cinematic se află o frână circulară FC 315 cu ridicător electrohidraulic, reper 3, având ca șaiță de frânare semicuplajul montat pe arborele de intrare în reductor, reper 2, și mecanismul cu clichet, repere 8 și 9, aflat montat pe capătul din stânga al tamburului, cu blocarea tamburului la tragere. Datorită mecanismului cu clichet și a construcției modului de prindere a cablului pe tambur rezultă că înfășurarea cablului pe tambur se face doar pe dreapta de la lagăr spre reductor.

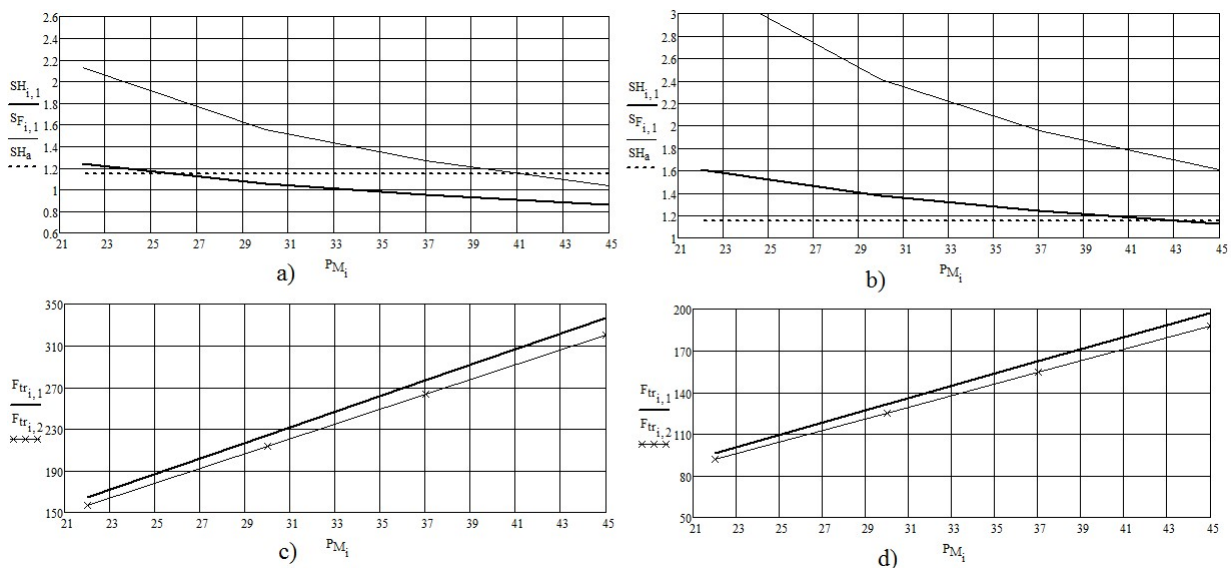
La relevare s-a constatat că în locul capacului arborelui de intrare în reductorul cilindric cu trei trepte, ce are raportul de transmitere de 139,26, a fost montat un angrenaj cilindric cu raportul de transmitere de 5,21, figura 3. Acesta avea pe pinion doi dinți ruți ceea ce impunea executarea unui angrenaj nou.



**Fig. 3.** Treaptă cilindrică cu dinți înclinați montată suplimentar la intrarea în reductorul mare

Pe baza schemei cinematice a reductorului, figura 2, și cu ajutorul soft-ului MathCAD s-a realizat un breviar de calcul pe baza STAS-urilor 12223-84 și 12268-84 pentru cele patru angrenaje ale acestuia. Datorită creșterii de peste cinci ori a momentului de torsiune transmis de angrenajele reductorului mare s-a realizat verificarea acestora într-o plajă a puterii nominale de acționare de la 22 kW la 45 kW. Materialul roților dințate și tratamentul termic aplicat acestora ce a rezultat în urma măsurării durității danturilor se prezintă astfel: treapta I este executată din oțel de cementare (56 – 62 HRC); treapta II și III au pinionul tratat termic, îmbunătățire la 45 HRC, și roțile dințate la o duritate de 200 HB; treapta IV are atât pinionul cât și roata dințată la o duritate de 200 HB.

Rezultatele obținute din breviarul de calcul pentru angrenajul al IV-lea al reductorului, coeficienții de siguranță la oboseală prin presiune de contact  $S_{H1}$  și la oboseală prin încovoiere la piciorul dintelui  $S_{F1}$ , respectiv forța de tractare  $F_{tr}$  pentru primul și al doilea strat de spire de pe tobă sunt prezentate în figura 4.



Pe baza schemei cinematice a troliului din figura 2 și a caracteristicilor tehnice ale troliului determinate și prezentate în tabelul 1 se prezintă următoarele observații:

- transmisia troliului se compune din două reductoare montate în serie, un reductor cilindric cu trei trepte, cu raportul de transmitere de 139,26, și un reductor cu o treaptă cilindrică, cu raportul de 5,21, montat în locul capucului arborelui de intrare;
- creșterea raportului de transmitere a reductorului troliului de la 139,26 la 726,17 la aceeași putere de acționare de 45 kW a dus la obținerea unor coeficienți de siguranță subunitari și impunerea reducerii puterii de acționare sub 30 kW;
- ungerea angrenajelor reductorului se recomandă să se facă cu unsoare cu bisulfură de molibden și grafit pentru angrenaje, datorită cantității mari de ulei TIN 300, peste 170 l, și a utilizării la intervale mari de timp;

- construcția troliului cu un singur mecanism de siguranță cu clichet, pe sensul de ridicare a sarcinii, face grea manevrarea acestuia fără o bună corelare a comenzilor motorului electric, frânei circulare FC315 și a mecanismului cu clichet;
- diametrul tamburului de înfășurare a cablului, conform literaturii de specialitate, necesită folosirea unui cablu cu diametrul de maxim 30 mm;
- reducerea puterii de acționare a troliului și a diametrului cablului a impus realizarea unui palan (scripete) simplu pentru realizarea unei forțe de ridicare de peste 300 kN, cât este necesară la manevrarea schipului.

### 3. Îmbunătățirea constructivă a troliului pe fundație

În figura 1.4 este prezentată soluția constructivă de poziționare a troliului pe fundație și modificările constructive ce trebuie efectuate, unde s-au notat: 1 – rama de fundație a troliului vechii; 2 – troliul existent; 3 – bride de fixare a ramelor I; 4 - bride de fixare a ramelor II; 5 - bride de fixare laterală a ramelor; 6 – mecanism de comandă a clichetului; 7 – brățară suplimentară.

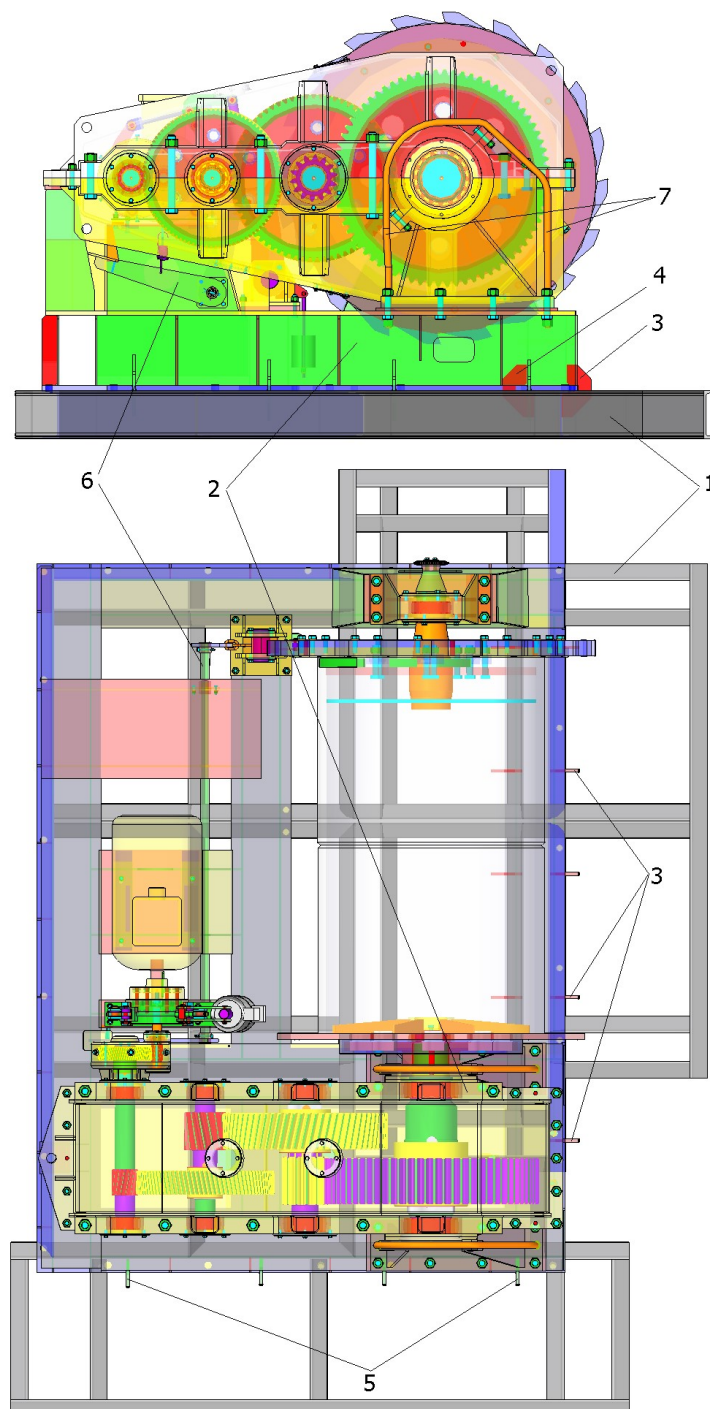


Fig. 1.4. Construcția poziționării troliului pe fundație

Pentru poziționarea troliului pe fundație s-a folosit fundația și rama vechiului troliu de 75 kW, care a fost verificată în urma smulgerii troliului de pe această fundație. Datorită deformațiilor produse în vechea ramă de fundație, executată din U24, în zona șuruburilor de fixare a vechiului troliu, pe lângă șuruburile de M30x100 folosite la prinderea ramei noului troliu s-au folosit și bride de fixare a celor două rame executate din tablă de 16 mm și asamblate prin sudare. Au fost amplasate două rânduri de bride pentru fixarea traverselor din față ale ramelor, acolo unde solicitarea este maximă.

La construcția actualului troliu au fost propuse următoarele îmbunătățiri:

- realizarea unei brățării suplimentare pentru consolidarea prinderii reductorului pe rama acestuia, realizată din oțel rotund de 30 mm și fixată în locul șuruburilor centrale de M30x150, din cele zece șuruburi folosite pentru prinderea suportului pe ramă;
- montarea unui mecanism de comandă cu piciorul al clichetului ce asigură blocarea troliului sub sarcină ridicată, astfel ca operatorul uman să poată comanda pornirea și oprirea motorului electric de acționare.

Soluția constructivă a mecanismului de comandă a clichetului este prezentată în figura 1.5, unde s-au notat: 1 – za; 2 – braț comandă clichet; 3 – bolț cu autoblocare; 4 – țeavă de 1<sup>1/2</sup>; 5 – lagăr; 6 – șurub M12x30; 7 – piuliță M12; 8 – șaibă Grower N12; 9 – șaibă  $\phi 44 \times 60 \times 3$ ; 10 – șplint 5x45; 11 – braț pentru comandă cu piciorul; 12 – arc de întindere.

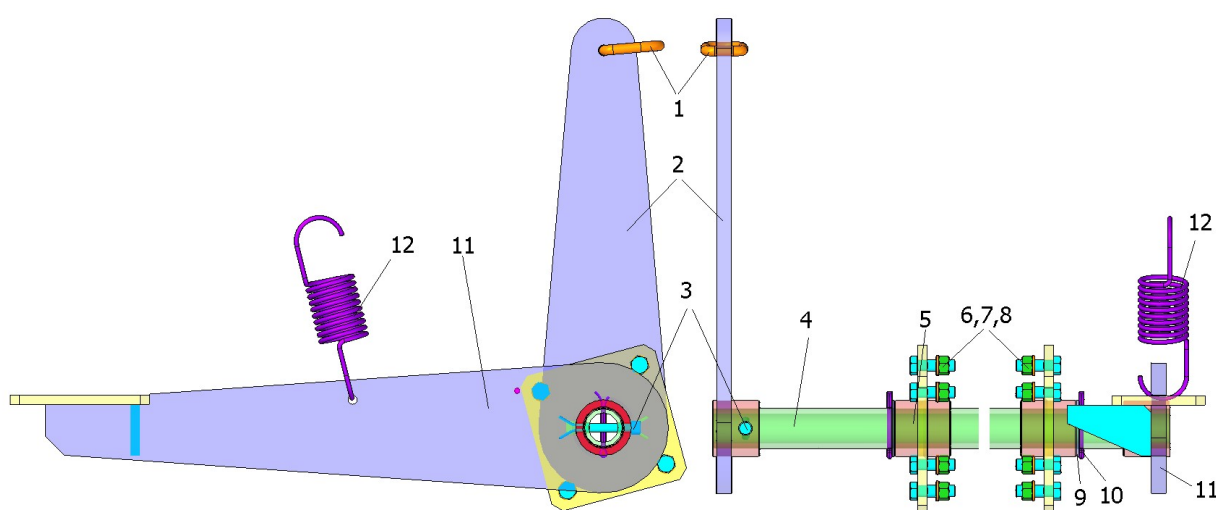


Fig. 1.5. Soluția constructivă a mecanismului de comandă a clichetului

Pentru poziționarea mecanismului de comandă al clichetului se execută găuri de trecere de  $\phi 61$  mm în pereți de susținere a motorului electric și frânei pentru trecerea țevii și găuri de  $\phi 13$  mm pentru fixarea lagărelor. De asemenea, se sudează pe suportul frânei FC 315 un suport pentru prinderea arcului de întindere și un opritor pentru guseul de lângă pedală pentru menținerea arcului pretensionat, respectiv pentru presarea clichetului pe roata de clichet.

#### 4. Concluzii

Troliurile miniere pot fi folosite pentru tracțiunea pe orizontală, pe calea ferată, și pe planuri înclinate. Acestea pot să fie cu una sau două tobe și cu șaibă de fricțiune. Troliurile pentru plane înclinate cu puteri mai mari de 40 ... 50 kW au construcție asemănătoare cu cea a mașinilor de extracție, având frână de siguranță, indicator de poziție a sarcinii tractate și alte elemente de semnalizare și automatizare. Acționarea acestora se poate face cu reductoare cilindro-melcate sau cu reductoare cilindrice. În cazul reductoarelor cilindrice sunt necesare frâne electrohidraulice cilindrice pe arborele de intrare, asemănător electropanelor de pe podurile rulante.

În urmă cu trei ani s-a produs distrugerea unui troliu cu puterea de 75 kW folosit pentru manevrarea schipurilor cu masa maximă de 30 tone, care a căzut în puț pe o înălțime mai mare de 200 m și a produs smulgerea tamburului și distrugerea reductorului, figura 1. În cazul prezentat nu au fost victime umane, doar pagube materiale și blocarea fluxului de extragere a cărbunelui, întrerupând procesul de producție al minei.

Mecanismul cu clichet sau frâna cu saboți din componența troliurilor miniere se găsesc montate pe lateralele tamburului, având rolul de a împiedica căderea sarcinii ridicate în cazul unei defecțiuni a transmisiei mecanice a troliului.

În lucrare se prezintă modul de adaptare a unui troliu pentru plan înclinat de 45 kW existent la E.M. Lupeni în vederea înlocuirii troliului de 75 kW distrus în urma unei manevre greșite. Adaptarea constă în soluționarea problemelor privind transmisia mecanică, fixarea pe fundație, consolidarea lagărelor tobei și îmbunătățirea sistemului de comandă a mecanismului de siguranță cu clichet.

## 5. Bibliografie

1. Crudu, I., ș.a. (1981) – *Atlas reductoare cu roți dințate*, Editura Didactică și Pedagogică, București.
2. Gafițeanu, M., ș.a. (1983) – *Organe de mașini, vol. I și II*, Editura Tehnică, București.
3. Muscă G. (2006) – *Proiectarea asistată folosind Solid Edge*, Editura Junimea, Iași.
4. Rădulescu, Gh., ș.a. (1986) - *Îndrumar de proiectare în construcția de mașini, vol. III*, Editura Tehnică, București.
5. \* \* \* - *PT-C 09 - Prescripții tehnice privind exploatarea, întreținerea și controlul instalațiilor de extracție, cablurilor și dispozitivelor de legare a cablurilor*
6. \* \* \* - *Culegere STAS-uri organe de mașini, vol. Id, Angrenaje, Reductoare*, Editura Tehnică, București, 1984.
7. \* \* \* - *Culegere STAS-uri organe de mașini, vol. IIIc, Standarde noi sau revizuite*, Editura Tehnică, București, 1986.

# STUDIUL CONSTRUCTIV ȘI TEHNOLOGIC A STANDULUI PENTRU PERFORAREA ROTATIVĂ A SĂRII

**Autori:** CRISTEA Lucian<sup>1</sup>, RĂUȚ Dumitru-Valentin<sup>2</sup>,

**Coordonator:** Șef lucr.dr.ing. COZMA Bogdan-Zeno<sup>3</sup>

<sup>1</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Tehnologia construcțiilor de mașini, anul IV

<sup>2</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Tehnologia construcțiilor de mașini, anul II

<sup>3</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Departamentul I.M.I.T.

## Rezumat

În lucrare se prezintă modul de realizare a unui stand pentru perforarea rotativă a rocilor moi (cărbune, ghips, sare gemă, calcare foarte moi, marmură compactă), având rezistența la perforare și tăiere de până la  $f = 3$ , după prof. M.M. Protodiakonov. Pentru a realiza o gamă cât mai largă de turații și avansuri axiale s-a folosit un strung normal, având un dispozitiv montat pe arborele principal, în care se prinde proba supusă perforării, iar în portcuțit printr-un traductor se fixează tija cu capul de sfredel. Prinderea probei se realizează cu o pretensionare biaxială asemănătoare condițiilor din frontul de lucru. Prin măsurarea momentului și forței de avans se pot stabili regimurile optime de perforare (turație, avans) și forma geometrică optimă a capului de perforat în funcție de caracteristicile mecanice ale rocii.

## Cuvinte cheie

Stand, perforare rotativă, roci moi.

## 1. Introducere

Exploatarea substanțelor minerale utile a fost, este și va rămâne, cel puțin pentru încă o perioadă de timp una din activitățile primordiale ale societății umane. Din punct de vedere economic această activitate este extrem de costisitoare, dar este esențială, pentru că stă la baza majorității activităților industriale.

Fenomenul de dislocare mecanică a rocilor este foarte complex, și depinde de un număr foarte mare de factori, legați atât de caracteristicile rocii cât și de procedeele de dislocare. Dintre factorii dependenți de rocă putem aminti:

- proprietățile mecanice ale rocilor, ce definesc forțele pe care instalația trebuie să le transmită sculei, pentru a obține o anumită productivitate;
- capacitatea rocilor de prelucrat (perforat) de a uza scula în timpul dislocării rocii, care determină frecvența de schimbare a sculelor uzate;
- fisurile și crăpăturile existente în roci, care joacă un rol important în dislocarea lor;
- starea de tensiune a rocilor, ce are un rol foarte important în procesul de dislocare.

Primii doi factori de influență și anume proprietățile mecanice și capacitatea de uzare, se pot determina pe probe de rocă în laborator, iar ultimii doi pot fi determinați numai în situ.

Prin realizarea unui stand pentru perforarea rotativă a rocilor moi (cărbune, ghips, sare gemă, calcare foarte moi, marmură compactă), cu posibilitatea de măsurare a momentului și forței de avans, se pot stabili regimurile optime de perforare (turație, avans) și forma geometrică optimă a capului de perforat în funcție de caracteristicile mecanice ale rocii.

## 2. Construcția și funcționarea standului

Pentru a realiza o gamă cât mai largă de turații și avansuri axiale s-a folosit un strung normal, pentru care au fost proiectate și construite două dispozitive în vederea realizării standului pentru perforarea rotativă a rocilor moi, prezentat în figura 1. Acesta se compune din: 1 – batiul strungului; 2 – motor electric; 3 – cutia de avansuri și filete; 4 – păpușa fixă și cutia de viteze; 5 – suportul cu proba, fixat pe arborele principal; 6 – tija elicoidală și capul de sfredel tip CR; 7 – dinamometru cu timbre tensometrice pentru măsurarea forței de avans și momentului de torsiune; 8 – portcuțitul cu sania portcuțit; 9 – sania transversală; 10 – sania longitudinală; 11 – căruciorul strungului.

Montarea pe arborele principal a suportului probei 5 se face, după demontarea universalului, cu ajutorul celor patru șuruburi și a antrenorului, prin centrarea flanșei suportului pe suprafața conică a arborelui principal, la fel ca și universalul.

Dinamometrul se prinde în portcuțit, astfel ca axa capului de sfredel să fie în planul axei de rotație a probei, iar reglarea în plan orizontal se realizează cu ajutorul săniei transversale 9. Pentru a avea spațiu suficient la început de perforare, când sfredelul este în prelungirea suportului, se demontează de pe strung păpușa mobilă.

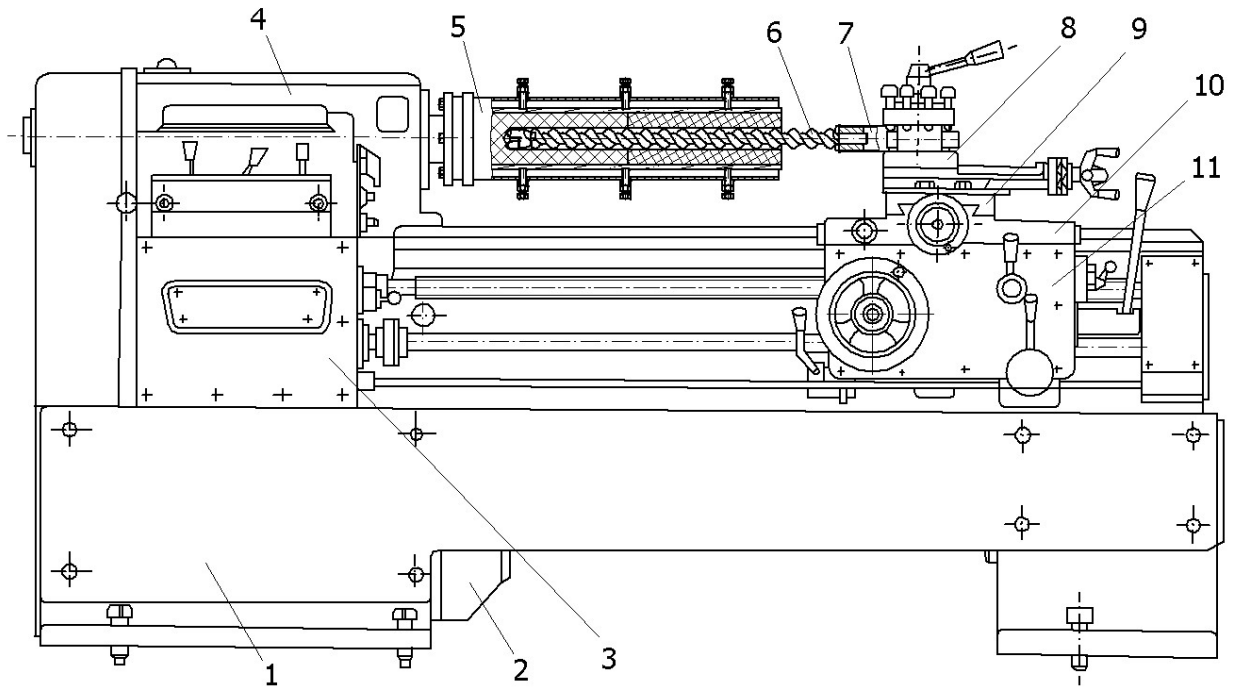


Fig. 1. Stand pentru perforarea rotativă a rocilor moi

În figura 2 este prezentată soluția constructivă a celor două dispozitive de prindere a probei și a sfredelului, ce vin montate pe strungul normal, unde s-au notat: 1 – suportul dinamometrului; 2 – bolț de fixare a țevii; 3 – țevă cu perete subțire, cu rol de traductor; 4 – suportul țije; 5 – pene paralele; 6 – tija sfredelului; 7 – cap de sfredel detașabil tip CR; 8 – prima probă; 9 – rigle din lemn; 10 – suportul probei; 11 – șuruburi de M12; 12 – piulițe pentru blocarea șuruburilor; 13 – a doua probă; 14 – șuruburile de prindere a universalului pe arborele principal; 15 – flanșa de prindere a universalului; 16 – piulițe cu umăr pentru fixarea universalului.

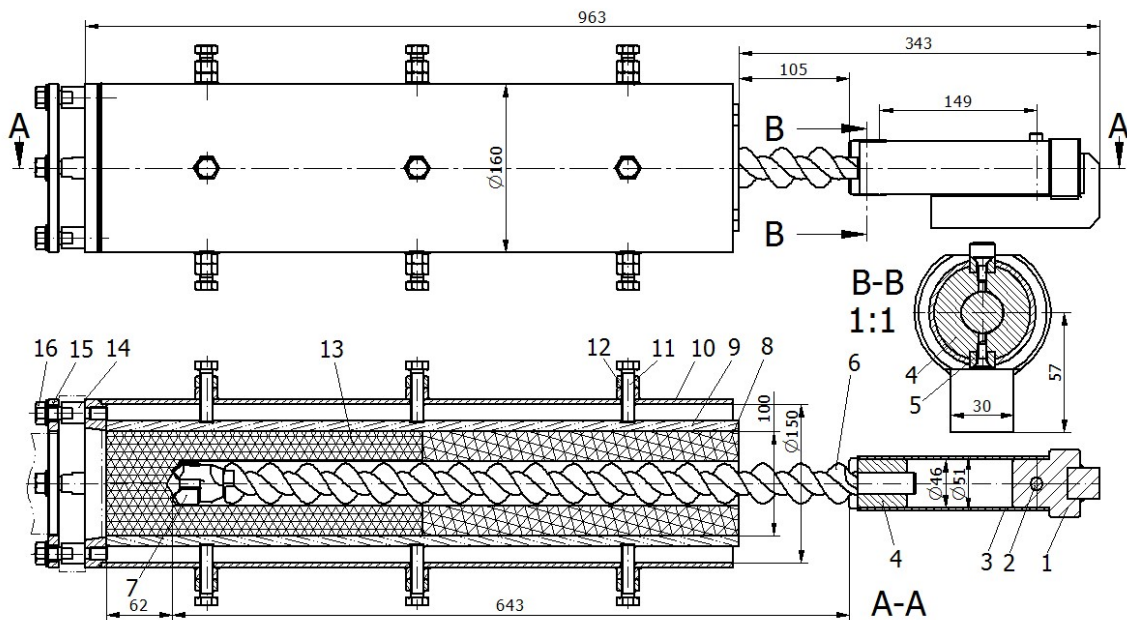
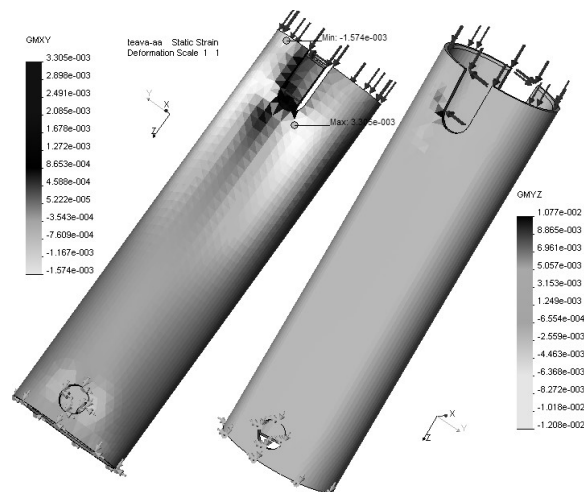


Fig. 2. Dispozitivele standului pentru prinderea probei și sfredelului

Țeava este elementul elastic, ce se deformează sub acțiunea momentului de torsiune și a forței axiale transmise de la tija sfredelului la portcușitul strungului și care este măsurată de timbrele tensometrice. Modul de deformare a țevii este prezentată în figura 3, unde alungirea în planul perpendicular pe axa țevii (XY) este de  $5,22 \cdot 10^{-5}$  mm, iar în planul axei țevii (YZ) este de  $1,25 \cdot 10^{-3}$  mm pentru zona de montare a timbrelor.





**Fig. 3.** Modul de variație a alungirilor în planurile XY și YZ pentru  $F=10$  kN,  $M=250$  Nm

Timbrele tensometrice sunt montate pe țeava 3, două pentru măsurarea forței axiale, așezate unul în lungul generatoarei țevii și celălalt transversal pe aceasta, și două pentru măsurarea momentului, așezate la  $45^\circ$  față de generatoare.

Forța axială este dată de sistemul de avans longitudinal al strungului și transmisă de la portcuțit la capul de sfredel 7 prin suportul dinamometrului 1, țeava 3, suportul tijei 4 și tija sfredelului 6.

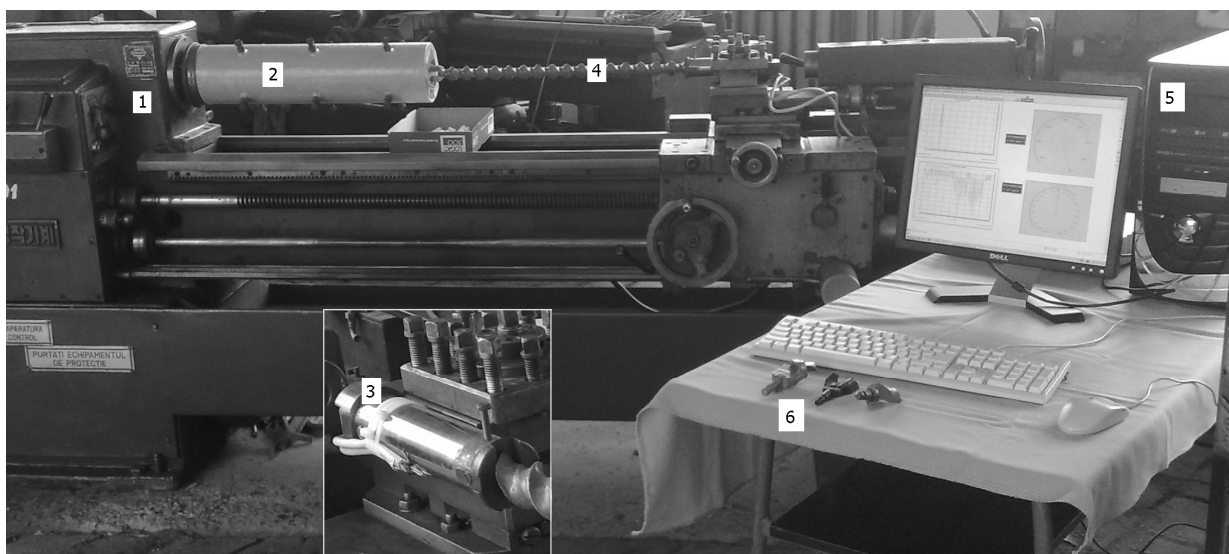
Momentul de torsiune este produs de arborele principal al strungului și transmis probelor din rocă 8 și 13 prin intermediul suportului 10 și a sistemului de prindere a probelor în suport, compus din riglele de lemn 9 și șuruburile 11 cu piulițele de blocare 12. Transmiterea momentului de torsiune de la capul sfredelului 7 la țeava 3 a dinamometrului se realizează prin asamblările de formă, tip pană, dintre cap - tijă sfredel și tijă-suport tijă și prin două pene 5 de la suport tijă la țeavă.

Poziționarea celor trei elemente ale dinamometrului se face prin cele două ajustaje intermediare realizate între țeavă și suportul dinamometrului, respectiv suportul tijei. S-a optat pentru această construcție demontabilă, pentru a putea schimba elementele componente și pentru a utiliza dinamometrul chiar pentru găurirea metalelor pe strung.

Cele două probe 8 și 13, de  $100 \times 100 \times 300$  mm, sunt poziționate între cele patru rigle de lemn 9 și introduse în interiorul țevii suportului 10. Prin strângerea șuruburilor 11 și blocarea acestora cu piulițele 12 se realizează atât centrarea probelor cât și fixarea acestora.

### 3. Măsurători efectuate la perforarea rotativă a sării geme

În figura 4 este prezentat standul cu ajutorul căruia s-a realizat perforarea rotativă a sării geme, acesta se compune din: 1 – strungul normal; 2 – dispozitivul de prindere a celor două probe din sare; 3 – dispozitivul dinamometric; 4 – tija și capul sfredelului; 5 – calculatorul cu placa de achiziție a datelor măsurate; 6 – tipuri constructive de capete de sfredel.



**Fig. 4.** Standul pentru perforare rotativă a sării și aparatura de măsurare

Au fost realizate măsurători cu cele trei tipuri de capete de sfredel pentru turații de 100 și 200 rot/min și avansuri de la 0,1 până la 3,2 mm/rot. În figura 5 sunt prezentate rezultatele măsurătorilor pentru capul de sfredel standardizat, cel din dreapta figura 4, pentru o turație de 100 rot/min și un avans de 3,2 mm/rot, ceea ce înseamnă o viteză de perforare de 0,32 m/min. Frecvența de înregistrare a datelor este 50 Hz, rezultând că diagrama de variație a momentului M și forței de avans F s-a realizat în timp de 3 sec, de aproximativ 30 de înregistrări pe o rotație.

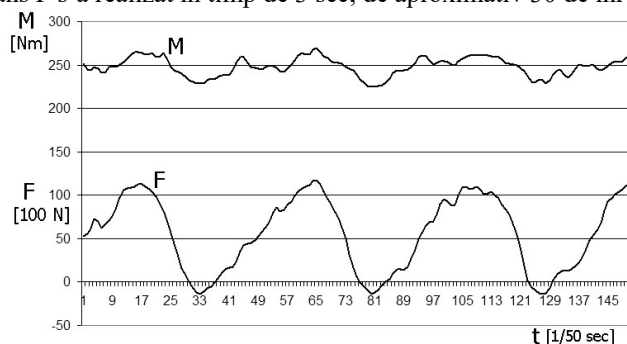


Fig. 5. Variația momentului și forței

Se observă că la valoarea maximă a forței de avans  $F=11770,4$  N s-a înregistrat și valoarea maximă a momentului de torsiune  $M=269,817$  Nm, iar la valoarea minimă  $F=-14,261$  N o valoare a momentului de  $M=228,194$  Nm. Din forma diagramei forței axiale rezultă că apare un factor de perturbare a datelor măsurate, ce are o frecvență de 45 – 47 înregistrări pe ciclu, corespunzător la aproximativ 1,5 rotații.

După efectuarea mai multor măsurători cu diferite regimuri de perforare pe capete de sfredel cu geometrie de așchiere diferită, la care a apărut aceeași frecvență de perturbare. Am montat un burghiu, cu diametrul de 28 mm, în dinamometru și am găurit atât în metal cât și în sare pentru a putea compara rezultatele măsurătorilor. Pe baza acestor măsurători am observat că elementul perturbator este tija elicoidală de sfredel, care a fost modelată 3D și efectuată o analiză modală cu elemente finite pentru determinarea vibrațiilor proprii, care este prezentată în figura 6. Se observă că deplasările pe direcția Z ajung în zona capului de sfredel, pe un dinte la maxim iar pe celălalt la minim, ceea ce duce la pierderea contactului între capul de sfredel și talpa găurii, respectiv forță de avans negativă.

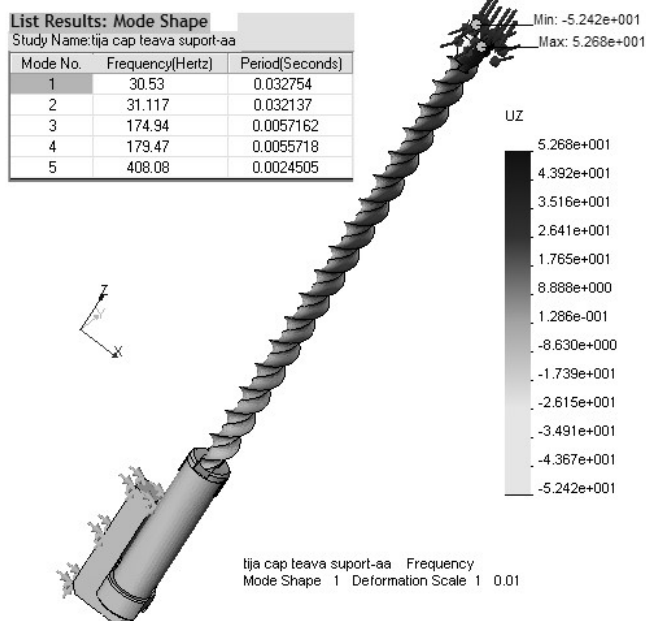


Fig. 6. Analiza modală a tijei de sfredel

#### 4. Concluzii

Standul pentru perforarea rotativă a rocilor moi s-a realizat printr-o construcție relativ simplă, datorită utilizării unui strung normal, care a permis obținerea unei game largi de regimuri de perforare a sării geme.

Soluția constructivă a standului permite modificarea de mai multe ori a regimului de perforare pentru aceeași probă și la aceeași prindere, ceea ce duce la stabilirea precisă a regimului de perforare optim.

Prin fixarea laterală a probei cu ajutorul bacurilor din lemn și a șuruburilor de strângere se realizează pretenționarea bidirecțională a probei asemănătoare condițiilor din frontul de lucru.

Se pot utiliza capete de perforat cu geometrii de aşchiere diferite în cazul perforării aceleaşi probe, rezultând optimizare cât mai bună a geometriei de aşchiere în funcţie de caracteristicile rocii perforate.

Prin măsurătorile efectuate s-a pus în evidenţă modul în care se produce dislocarea sării la perforarea rotativă, influenţa tije de sfredel asupra dislocării rocii, cu aşchii intermitente, ce produc o solicitare pulsatorie a capului de sfredel, tije şi instalaţie de perforare. Aceste date privind frecvenţa de dislocare, respectiv solicitările ce apar, permit stabilirea regimurilor optime de perforare pentru anumite roci şi instalaţii de perforare utilizate.

Pentru viitor ne propunem executarea unui cap de sfredel cu dinţi demontabili, cu geometrie de perforare diferită, şi pe baza măsurătorilor efectuate pe stand să putem stabili o corelare teoretică (relaţii de calcul) între geometria capului de sfredel şi natura rocii de perforat, respectiv, regimul optim de perforare în funcţie de durabilitatea capului de sfredel şi costul operaţiei de perforare.

## **5. Bibliografie**

1. Cozma B. (2005) *Referat Teză de doctorat*, Petroşani.
2. \* \* \* - *Proiectarea şi tehnologia de execuţie a unui stand pentru perforarea rotativă a sării*, 2008, Petroşani, Proiect de diplomă, absolvent Panaite, A. G., coordonator Dumitrescu, I., ş.a.
3. \* \* \* - *Soft-urile Solid Edge şi Cosmos Design Star*.

# STUDIUL CONSTRUCTIV ȘI TEHNOLOGIC AL TAMBURULUI MECANISMULUI DE RIDICARE A BRAȚULUI EXCAVATORUL CU ROTOR EsRc-1400

**Autori:** Cristian NEGREA<sup>1</sup>, Alexandru-Andrei CALOTĂ<sup>2</sup>,  
c\_alex12@yahoo.com

**Coordonator:** Conf.dr.ing. Iosif DUMITRESCU<sup>3</sup>

<sup>1</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Tehnologia construcțiilor de mașini, anul IV

<sup>2</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Tehnologia construcțiilor de mașini, anul III

<sup>3</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Departamentul I.M.I.T.

## Rezumat

Este cunoscut faptul că la extragerea cărbunelui brun și a lignitului, atât la noi în țară cât și pe plan mondial se utilizează liniile tehnologice, în care utilajul principal îl reprezintă excavatorul cu rotor. În această lucrare se face un studiu al tamburului mecanismului de ridicare a brațului excavatorului cu rotor EsRc-1400, pentru stabilirea problemelor de funcționare a acestuia, iar pe baza acestora să se proiecteze și să se implementeze noi soluții care să conducă la îmbunătățirea constructivă a tamburului, în vederea creșterii eficienței în lucru a acestuia. Pentru aceasta a fost prezentată construcția și funcționarea mecanismului de ridicare a brațului, dimensionarea și verificarea tamburului și prezentarea a două soluții constructive de îmbunătățire a funcționării și exploatării tamburului.

## Cuvinte cheie

Excavator cu rotor EsRc-1400, tambur, mecanism de ridicare braț

### 1. Introducere

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.

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.



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

Mecanismul de ridicare a brațului rotorului cu cupe 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 articulația 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 roților 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 exterioară.

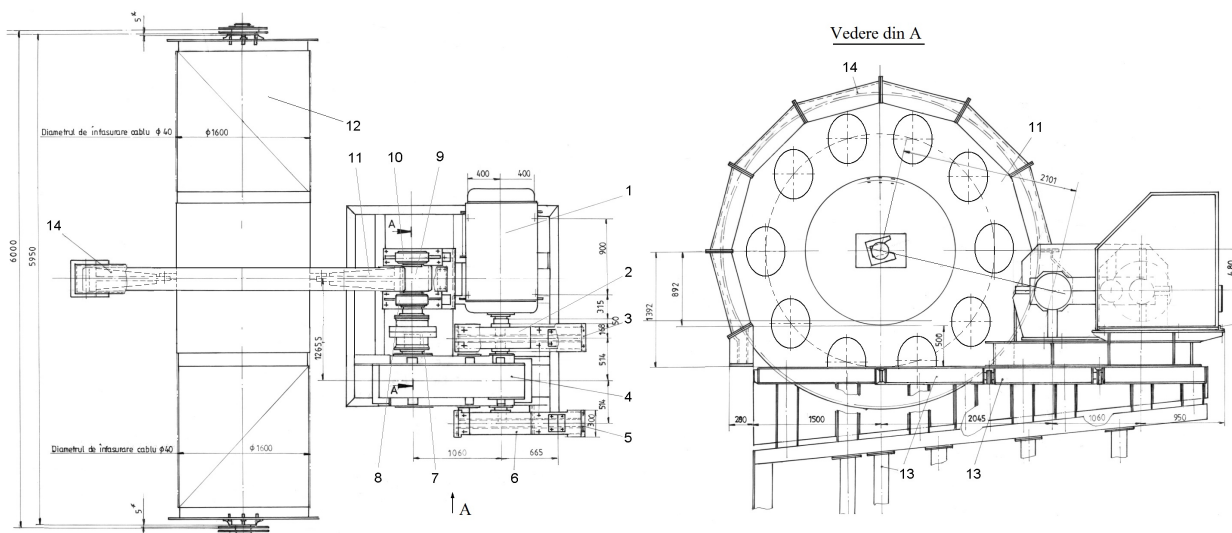


Fig. 2. Mecanismul de ridicare-coborâre a brațului excavatorului

Acționarea troliului 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 șaibă 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 asamblează 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 flanșe pe construcția metalică a tamburului, tambur ce se sprijină prin intermediul unui ax pe lagărele radiale cu bucșe, având diametrul de așezare a cablului de 1600 mm.

Rezarea 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).

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  $\varnothing 200$ ; 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.

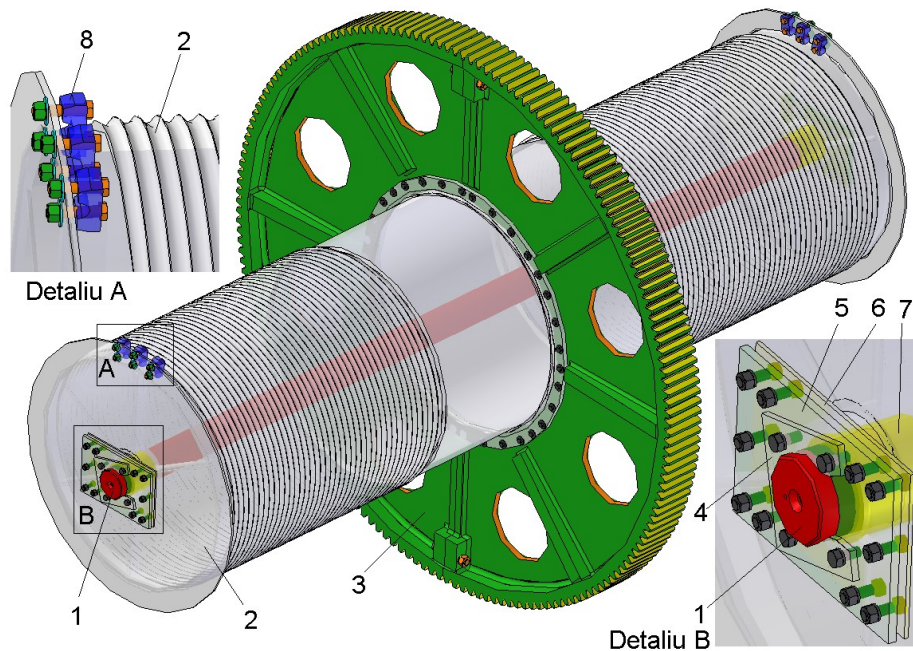


Fig. 3. Tamburul de înfășurare a cablului

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 plașa  $d_{38} = 144 \dots 1816$  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.

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 încovoiere prezentate în figura 5 sunt mai mici de cât tensiunea admisibilă pentru solicitare alternant simetrică a oțelului OT400  $\sigma_a = 55$  N/mm<sup>2</sup>.

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  $\Delta l_1$ , pentru 5 canale  $\Delta l_5$  și pentru 10 canale  $\Delta l_{10}$ .

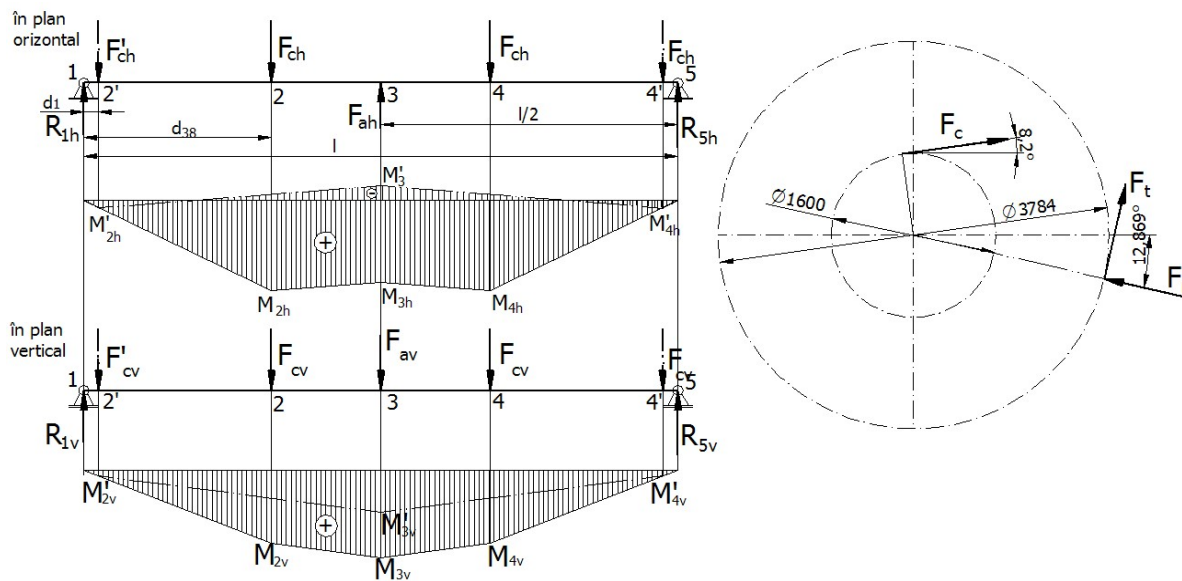


Fig. 4. Modelul de calcul al tamburului de înfășurare a cablului

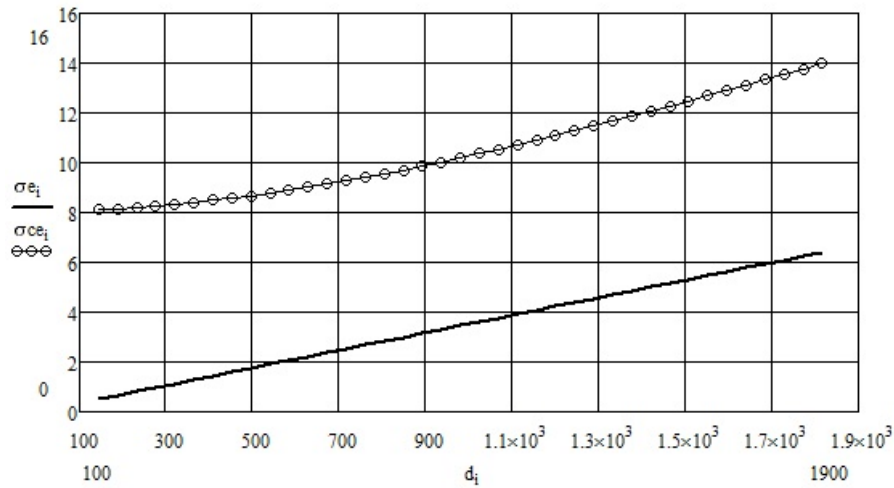


Fig. 5. Modul de variație a tensiunii de încovoiere în funcție de poziția cablului

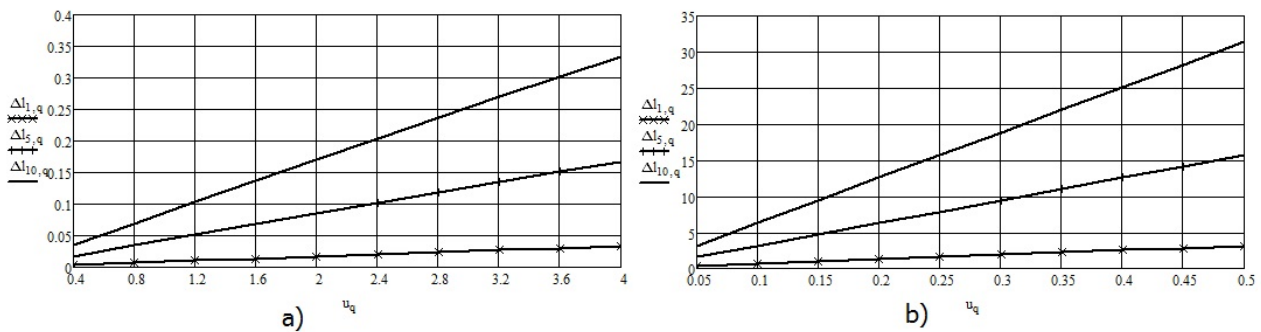


Fig. 6. Influența uzurii axiale și radiale a canalelor tamburului asupra alungirii cablului

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 – bușă 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.

3. Roata dințată  $z=172$ ,  $m=22$  din componența 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.

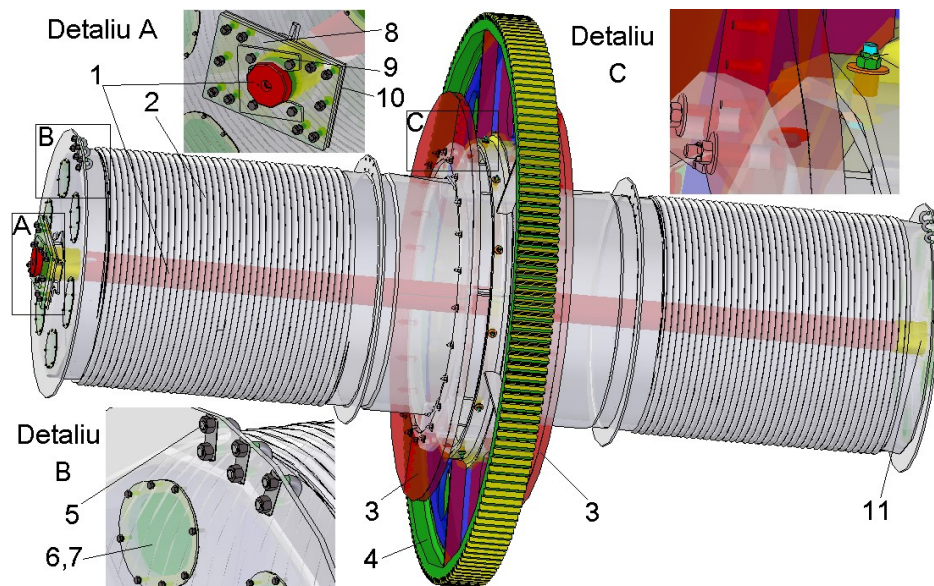


Fig. 7. Soluția de ansamblu a tamburului pentru înfășurarea cablului – varianta I:

*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, varianta care este reproiectată în proporție de 95%.

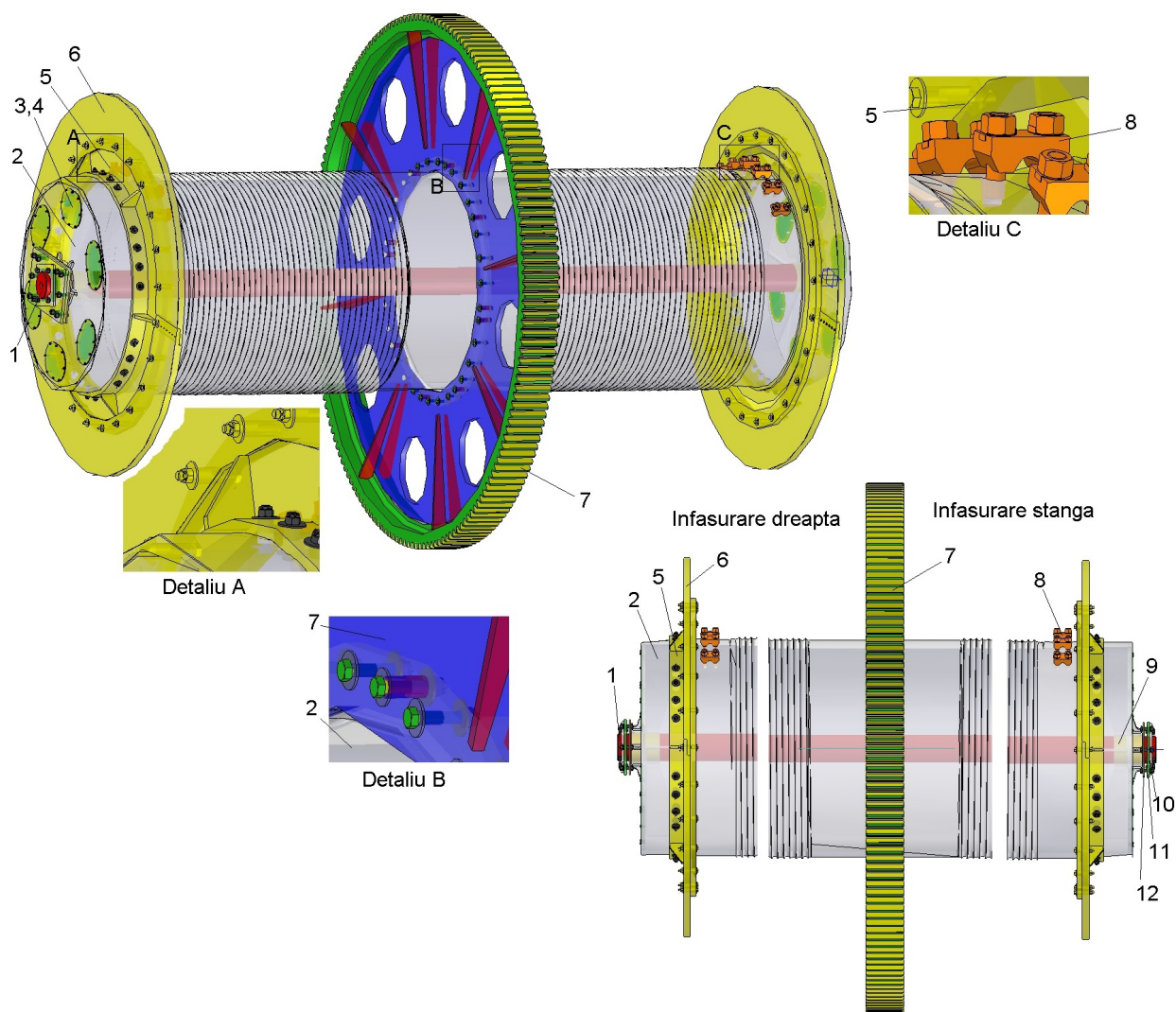


Fig. 8. Soluția de ansamblu a tamburului cu discuri de frână – varianta II



Semnificația reperelor din figură 8 este următoarea: 1 – arbore tambur Ø 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 – bucsă 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 componența 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. Dumitrescu, I., Florea V.A. (2018) *Desen tehnic industrial, utilizând soft-uri CAD*, Editura Universitas, Petroșani.
3. Găfițeanu, M. ș.a. (1981, 1983) *Organe de mașini, vol. I și II*, Editura Tehnică, București.
4. \* \* \* - *Documentația tehnică a excavatorului EsRc 1400*.

# STUDIUL CAPETELOR DE FREZAT ROMASCON PRIN MODELARE 3D

**Autor: Alexandru-Andrei CALOTĂ** <sup>1</sup>,  
c\_alex12@yahoo.com

**Coordonator: Conf.dr.ing. Iosif DUMITRESCU** <sup>2</sup>

<sup>1</sup> *Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Tehnologia construcțiilor de mașini, anul III*

<sup>2</sup> *Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Departamentul I.M.I.T.*

## Rezumat

Capetele de frezat cu dinți așchietori în formă de cuțite se utilizează numai pentru frezări frontale. O utilizare mai mare au capetele de frezat având cuțite armate cu plăcuțe din carburi metalice. Capetele de frezat Romascon au la bază ideea că prin poziționarea diferită a tășurilor, pentru așchiere și pentru ascuțire, se evită ascuțirea dinte cu dinte și se înlocuiește cu rectificări cilindrice, conice sau elicoidale, realizate continuu, cu discuri abrazive cu diametru mare. Poziționarea cuțitelor cu coadă conică pentru așchiere sau pentru ascuțiri se face prin rotirea acestora în corpul frezei. În lucrare se prezintă construcția capetelor de frezat Romascon, modelarea 3D a acestora și modul de poziționare a cuțitelor pentru ascuțire.

## Cuvinte cheie

Capete de frezat Romascon, modelare 3D, ascuțire

### 1. Introducere

Capetele de frezat sunt freze de dimensiuni mari, cu dinți demontabili, folosite la prelucrarea suprafețelor plane. Pot avea diferite forme constructive, în funcție de destinația lor, constând dintr-un corp de bază, executat din oțel pentru construcție sau turnat din oțel, eventual din aliaje ușoare, în cazul dimensiunilor foarte mari, și din dinți așchietori demontabili, cu tășuri din oțel rapid, carburi metalice sau materiale mineralo-ceramice.

Capetele de frezat lucrează cu o productivitate mai mare decât celelalte tipuri de freze și în paralel prezintă avantajul că doar dinții așchietori se execută din material special, care se pot schimba foarte ușor după uzură.

Din punct de vedere constructiv, capetele de frezat pot fi:

- cu lame din oțel rapid sau armate cu plăcuțe din carburi metalice ;
- cu cuțite din oțel rapid sau armate cu plăcuțe din carburi metalice ;
- cu plăcuțe din carburi metalice lipite direct pe corp sau fixate mecanic;
- cu plăcuțe din materiale mineralo-ceramice fixate mecanic.

La capetele de frezat ca dinți așchietori în formă de lamă, partea activă a sculei (lamele) se fixează în corpul de bază prin zimți, cuie conice sau piese de presare sub formă de pană strânse de corpul frezei cu unul sau cu două șuruburi.

Capetele de frezat cu dinți așchietori în formă de cuțite se utilizează numai pentru frezări frontale. Cuțitele pot avea secțiune prismatică sau circulară. O utilizare mai mare au capetele de frezat având cuțite armate cu plăcuțe din carburi metalice.

Freze cu dinți demontabili armați produse de firmele specializate au avantajul unui număr mare de reascuțiri, dar au dezavantajul că ascuțirea se realizează cu utilaje specializate, dinte cu dinte, restabilirea calităților așchietoare necesită 4 - 5 ore.

Freze cu plăcuțe din carburi metalice lipite direct pe corp înlătură acest dezavantaj, dar au dezavantajul unui număr redus de utilizări și al unui consum nerațional de aliaj dur.

### 2. Construcția capetelor de frezat Romascon

Capetele de frezat Romascon, denumirea provenind de la cuvintele România, ascuțire și continuă, îmbină avantajele celor două clase de freze prezentate anterior (cu dinți demontabili și plăcuțe lipite direct pe corp), prin aceea că ascuțirea și restabilirea calităților așchietoare se realizează pe mașini universale de ascuțit, cu o durată de maxim 30 de minute, numărul mare de reascuțiri asigurând o folosire rațională a plăcuțelor din carburi metalice. Aceste freze au fost fabricate prima dată la noi în țară de către un colectiv de la Universitatea Tehnică "Gheorghe Asachi" din Iași, sub conducerea profesorului dr. ing. V. Belousov.

Capul de frezat Romascon prezentată în figura 1 se compune dintr-un corp de revoluție 1, prevăzut cu partea de poziționare-fixare (con Morse, con ISO, alezaj), în partea frontală a corpului sunt practicate un număr de locașuri tronconice, în care se montează cuțitele cu coadă conică 2 (fig. 1.a), fixate prin piulițele 3 și șaibele 4. Pe partea frontală a corpului frezei sunt practicate canale, în care se poziționează știfturile 5, presate în corpul cuțitelor, corespunzător poziției feței care se ascute sau pentru lucru.

La capul de frezat frontal Romascon, axa cuțitului cu coadă conică poate fi paralelă (fig. 1.b) sau înclinată față de axa corpului frezei cu un unghi (15° - 20°) spre interior (fig. 1.c). În cazul capului de frezat Romascon de colț, axa cuțitului cu coadă conică este înclinată față de axa corpului cu un unghi (15° - 45°) spre exterior.

Capetele de frezat Romascon se utilizează pentru prelucrarea suprafețelor plane deschise, iar capetele de frezat Romascon de colț pentru prelucrarea suprafețelor plane intersectate sub un unghi de 90° (praguri).

Parametrii geometrici constructivi se definesc în raport cu triedrul de referință constructive, compus din:

- planul de baza care este un plan axial ce trece prin punctul considerat M, de pe tăiș;
- planul tăișului, plan tangent la tăiș și perpendicular pe planul de baza;
- planul normal, plan perpendicular atât pe planul de baza cât și pe planul tăișului și care trece prin punctul M considerat pe tăiș.

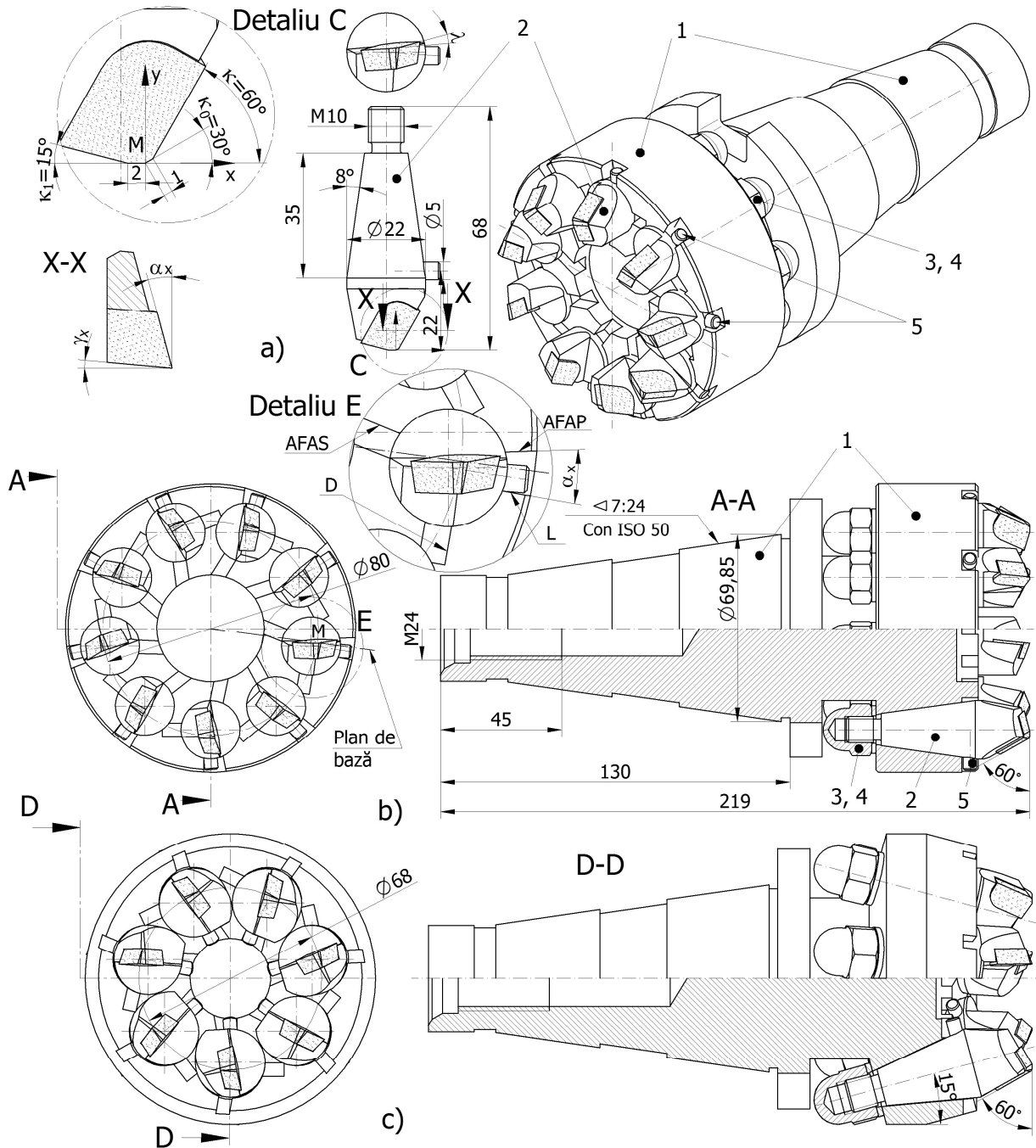


Fig. 1. Capete de frezat Romascon

Unghiurile părții așchietoare, ale unui cuțit, se obțin astfel:

- unghiul de atac principal  $\kappa$  și unghiul de atac auxiliar  $\kappa_0$  (fig. 1, Detaliu C) se obțin din poziționarea corectă în vederea lipirii plăcuței pe corpul cuțitului demontabil și ascuțirea cu știftul în poziția AFAP (fig. 1, Detaliu E);
- unghiul de degajare  $\gamma_x$  și unghiul de înclinare al tăișului  $\lambda$  se obțin prin poziționarea corectă față de planul de bază a plăcuței în vederea lipirii pe corpul cuțitului demontabil și ascuțirea cu știftul în poziția D (fig. 1, Detaliu E);

- unghiul de așezare principal  $\alpha_x$  și unghiul de așezare auxiliar se obțin în urma ascuțirii fețelor de așezare principale și auxiliare, cu știftul în poziția AFAP, iar după ascuțirea acestora cuțitul se va roti cu un unghi  $\alpha_x$ , în poziția de lucru L (fig. 1, Detaliu E);

- unghiul de atac secundar  $\kappa_1$  și unghiul de așezare corespunzător de pe acest tăiș se obțin prin poziționarea știftului la ascuțire în poziția AFAS.

Unghiul de așezare de pe tăișurile de trecere se obțin prin ascuțire în pozițiile:

- AFAS, la capetele de frezat cu axa cuțitului înclinată față de axa corpului;

- AFAP, la capetele de frezat cu axa cuțitului paralelă cu axa corpului;

- AFAP, la capetele de frezat de colț.

### 3. Modelarea 3D a capului de frezat Romascon

Pentru modelarea 3D a corpului capului de frezat Romascon cu ajutorul soft-ului Solid Edge s-a realizat schița din figura 2.a, cu dimensiunile unui con pentru scule 7:24 – 50, STAS 7381-81, în partea stângă, iar în partea dreaptă sunt prezentate forma și dimensiunile părții active. La capătul mic al conului se realizează gaura filetată M24 cu adâncimea de 45 mm pentru prinderea axială în arborele principal al mașinii de frezat (fig. 1.b și fig. 2.b). La baza mare a conului se află discul cu diametrul de 100 mm și grosimea de 12 mm, ce este prevăzut cu două degajări cu lățimea de 25,7 mm și adâncimea de 15 mm pentru transmiterea momentului de antrenare de la arborele principal la capul de frezat.

În partea frontală a corpului capului de frezat sunt executate două alezaje conice cu semiunghiul de  $8^\circ$  dispuse echidistant pe un cerc cu diametrul de 80 mm (fig. 1.b).

La fiecare alezaj conic sunt prevăzute câte trei degajări pentru poziționarea știftului cuțitului la așchiere și ascuțire.

În figura 2.c este prezentat desfășurătorul pentru modelarea 3D a corpului capului de frezat Romascon.

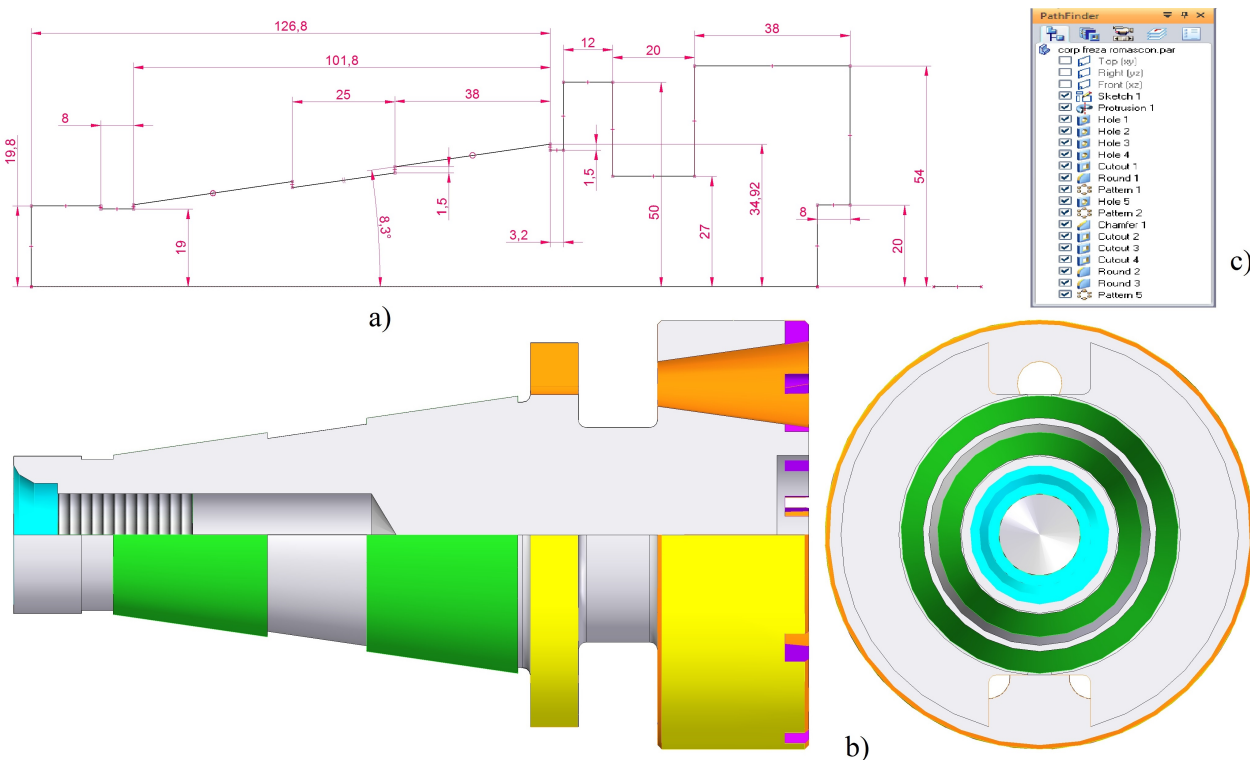


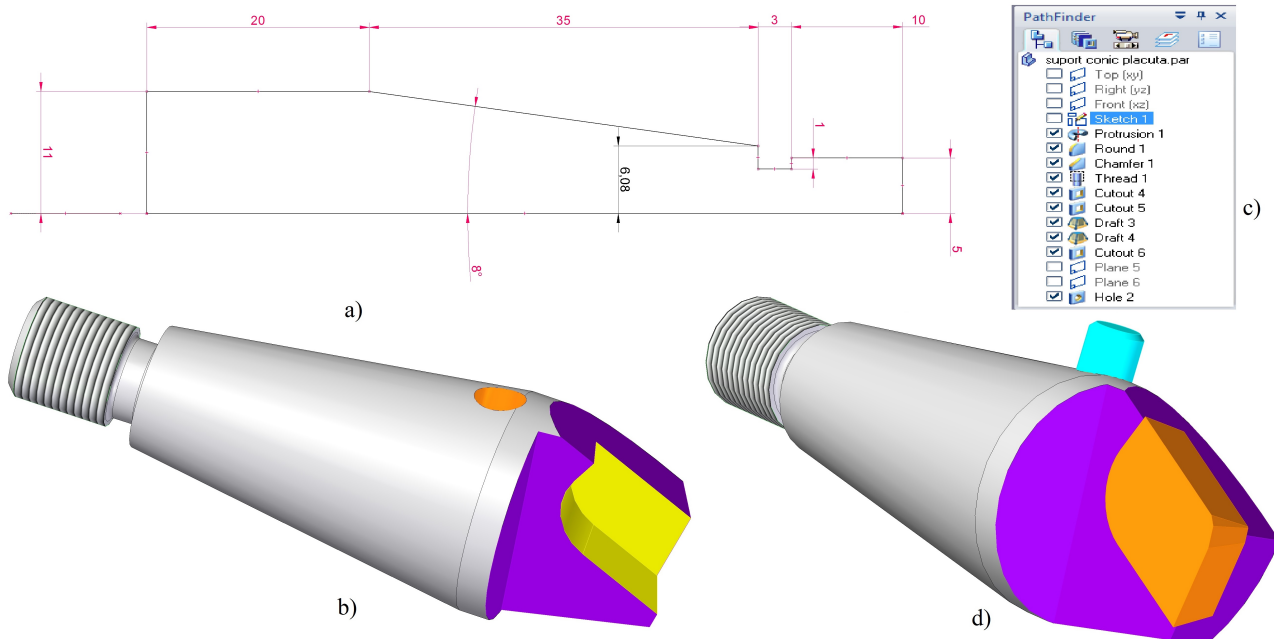
Fig. 2. Modelarea 3D a corpului capului de frezat Romascon cu axa cuțitelor paralele cu axa corpului

În figura 3.a este prezentată schița pentru realizarea corpului cuțitului cu coadă conică, având semiunghiul de  $8^\circ$ , capătul filetat de M10 pentru strângere în corpul capului de frezat.

Pe capătul cilindric al cuțitului sunt realizate suprafețele părții active ale corpului cuțitului și locașul pentru poziționarea plăcuței din carburi metalice (fig. 3.b). Pe partea locașului se află poziționat alezajul pentru montarea știftului de poziționare a cuțitului în corpul capului de frezat.

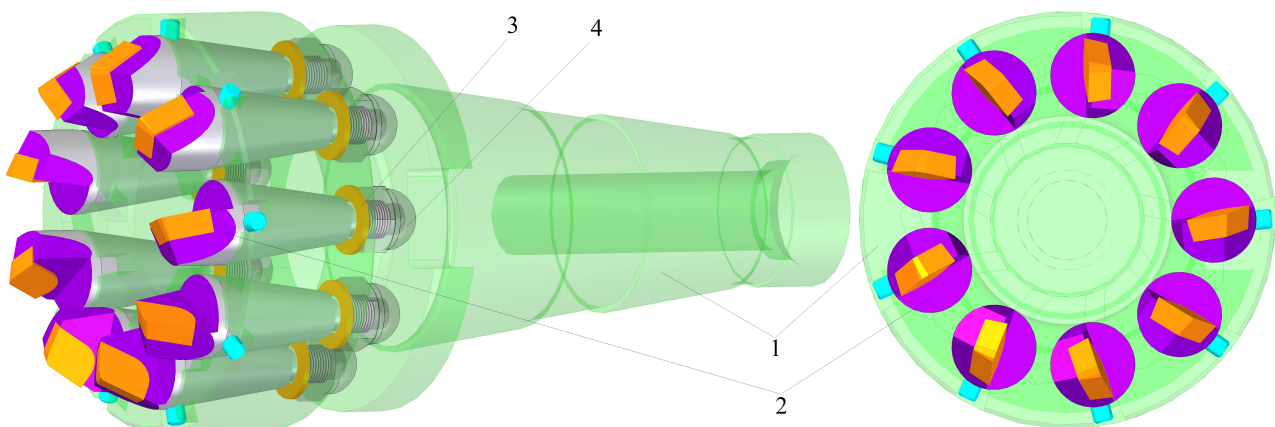
Poziția axei alezajului pentru știft trebuie corelată cu poziția locașului plăcuței pentru a realiza unghiurile constructive (fig. 1.a) ale cuțitului.

În figura 3.c este prezentat desfășurătorul pentru modelarea 3D a corpului cuțitului cu coadă conică.



**Fig. 3.** Modelul 3D al cuțitului armat cu plăcuță din carburi metalice și coadă conică

În figura 4 este prezentat modelul 3D al capului de frezat Romascon cu cu axele cuțitelor paralele cu axa corpului, unde s-au notat: 1 – corpul capului de frezat; 2 – cuțit cu corp conic și plăcuță din carburi metalice; 3 – șaibă plată; 4 – piuliță înfundată M10.



**Fig. 4.** Modelul 3D al capului de frezat Romascon cu cu axele cuțitelor paralele cu axa corpului

#### 4. Ascuțirea capetelor de frezat Romascon

Uzura capetelor de frezat Romascon se manifestă sub forma unor fațete de uzură de lungime variabilă pe fețele de așezare principale, auxiliare și de trecere (Rîvkin-Kolesov), respectiv suprafețele de degajare.

Reascuțirea trebuie practică în momentul când lățimea maximă a fațetei de uzură atinge valoarea de 1 mm, pe oricare dintre tășuri.

Reascuțirea constă în eliminarea fațetelor de uzură de pe toate suprafețele.

În vederea ascuțirii este necesară poziționarea știfturi-lor (presate în cuțite) în canalele frontale din corpul frezei, corespunzător suprafeței care se ascute.

Ascuțirea frezei începe sau se sfârșește cu egalizarea fețelor de degajare, continuând cu celelalte suprafețe funcție de tipul capului de frezat Romascon și anume:

a) Capete de frezat Romascon cu axa cuțitului înclinată față de axa corpului (fig. 1.c): ascuțirea fețelor de așezare principale; ascuțirea fețelor de așezare de pe tășul de trecere; ascuțirea fețelor de așezare auxiliare; ascuțirea fețelor de așezare secundare.

b) Capete de frezat Romascon cu axa cuțitului paralelă cu axa corpului capului de frezat (fig. 4): ascuțirea fețelor de așezare de pe tășul de trecere; ascuțirea fețelor de așezare principale; ascuțirea fețelor de așezare auxiliare; ascuțirea fețelor de așezare secundare.

c) Capete de frezat Romascon de colț: ascuțirea fețelor de așezare secundare; ascuțirea fețelor de așezare de pe tășul de trecere; ascuțirea fețelor de așezare principale; ascuțirea fețelor de așezare auxiliare.

Ascuțirea se poate realiza pe mașini universale de ascuțit, dotate cu un dispozitiv pentru a realiza mișcarea de rotație e frezei, pe mașini universale de rectificat sau pe mașini semiautomate de ascuțit capete de frezat.

În vederea obținerii calității corespunzătoare a suprafețelor plăcuțelor dure ascuțite, se vor utiliza discuri abrazive din carbura neagră sau carbură verde de siliciu, din grupa de duritate K40-K60.

Regimul de așchiere la ascuțire este următorul: viteza periferică a discului abraziv (20-30) m/s; viteza tangențială e frezei (30-40) m/min; avansul (60-200) mm/min; adâncimea stratului așchiat 0,1 mm.

În continuare se vor prezenta schemele de ascuțire pentru capetele de frezat Romascon cu axa cuțitului paralelă cu axa corpului capului de frezat, care sunt prezentate în figura 5.

După reglarea parametrilor regimului de așchiere la ascuțire se verifică, ca sensurile de rotație, al capului de frezat și al discului abraziv, să fie astfel alese, încât discul abraziv să se rotească pentru a parcurge suprafața de degajare sau de așezare de la tășul principal în spate, iar freza să se rotească respectând aceeași regulă, lucru necesar pentru evitarea știrbirii tășului principal al plăcuțelor dure.

Pentru ascuțirea fețelor de așezare principale, știfturile se poziționează în contact cu peretele AFAP (ascuțirea fețelor de așezare principale) din canalul frontal din corpul capului de frezat (fig. 1, Detaliu E). Pentru realizarea unghiului de atac principal  $\kappa = 60^\circ$  este necesar ca generatoarea discului abraziv să formeze cu axa capului de frezat un unghi de  $27^\circ$  și poziționarea discului abraziv să aibă cotele din figura 5.a stânga, iar în urma ascuțirii rezultă fețele de așezare principale prezentate în figura 5.a dreapta.

Ascuțirea fețelor de așezare auxiliare se realizează cu știfturile tot în poziția AFAP, unghiul dintre generatoarea discului abraziv și axa capului de frezat fiind de  $60^\circ$ , iar poziționarea discului abraziv se face conform cotelor din figura 5.b stânga, iar în urma ascuțirii rezultă fețele de așezare auxiliare prezentate în figura 5.b dreapta.

Ascuțirea fețelor de așezare secundare se realizează prin poziționarea știfturilor în canalul notat cu AFAS (ascuțirea fețelor de așezare secundare) din corpul capului de frezat (fig. 1, Detaliu E). Pentru realizarea unghiului de atac secundar de  $\kappa_1 = 15^\circ$  este necesar ca generatoarea discului abraziv să formeze un unghi  $75^\circ$  față de axa capului de frezat, iar poziționarea discului abraziv se face conform cotelor din figura 5.c stânga, iar în urma ascuțirii rezultă fețele de așezare secundare prezentate în figura 5.c dreapta.

Ascuțirea fețelor de degajare se face prin poziționarea știfturilor în canalul notat cu D (degajare) din corpul capului de frezat (fig. 1, Detaliu E). Pentru o ascuțire corespunzătoare, generatoarea discului abraziv face cu axa capului de frezat un unghi de  $6^\circ$ , iar poziționarea discului abraziv se face conform cotelor din figura 5.d stânga, iar în urma ascuțirii rezultă fețele de degajare prezentate în figura 5.d dreapta. Ascuțirea este terminată în momentul în care toate fețele de degajare sunt așchiate pe o lățime de minim 2 mm, lățime măsurată începând de la tășurile principale.

## 5. Concluzii

Astăzi este unanim recunoscut că producerea de bunuri materiale de calitate, la parametrii prescriși de proiectant și solicitați de utilizator este posibilă numai printr-un efort conjugat al producătorilor, care trebuie să dispună de echipamente tehnologice performante, de precizie ridicată.

Prin excelență, sculele așchietoare sunt parte componentă a sistemelor tehnologice pentru prelucrări mecanice prin așchiere și echipează toată gama de mașini unelte, de la cele universale la cele specializate și cu comandă numerică. De calitatea și precizia sculelor așchietoare depinde nemijlocit calitatea produselor realizate prin aceste tehnologii, precizia lor de execuție, productivitatea și prețul de cost, într-un cuvânt performanțele și competitivitatea produselor.

Prin utilizarea modelării 3D la studiul capetelor de frezat Romascon se realizează înțelegerea ușoară a soluției constructive, a modului de utilizare a capetelor de frezat și a modului de ascuțire a acestora. De asemenea, permite stabilirea formei geometrice a părții active a cuțitului cu coadă cilindrică și proiectarea rapidă a diferitelor dimensiuni de capete de frezat și geometrii de așchiere în funcție de cerințele tehnologice de așchiere.

Prin simularea ascuțirii capetelor de frezat Romascon se poate determina precis poziția canalelor de blocare a știftului cuțitului pentru realizarea geometriei cerute părții active a cuțitului. De asemenea, se pot stabili caracteristicile tehnice (dimensiuni, unghiuri de poziționare etc.) pentru proiectarea unor dispozitive de prindere și poziționare a capetelor de frezat pe mașinile universale de rectificare sau pe mașinile universale de ascuțit.

## Bibliografie

1. Dumitrescu, I. (2016) *Proiectarea sculelor așchietoare, Îndrumător de laborator*, Editura Universitas, Petroșani.
2. Dumitrescu, I., Florea V.A. (2018) *Desen tehnic industrial, utilizând soft-uri CAD*, Editura Universitas, Petroșani.
3. Mihailide Mircea, Irina Croitoru, Mircea Cozmîncă, *Scule așchietoare. Concepție, proiectare, utilizare*, format pdf, disponibil la <http://www.musif.mt.tuiasi.ro/echipa/mmihailide/mmihailide.html>
4. Minciu, C., ș.a. (1995) *Scule așchietoare, Îndrumar de proiectare, vol. 1*, Editura Tehnică, București.

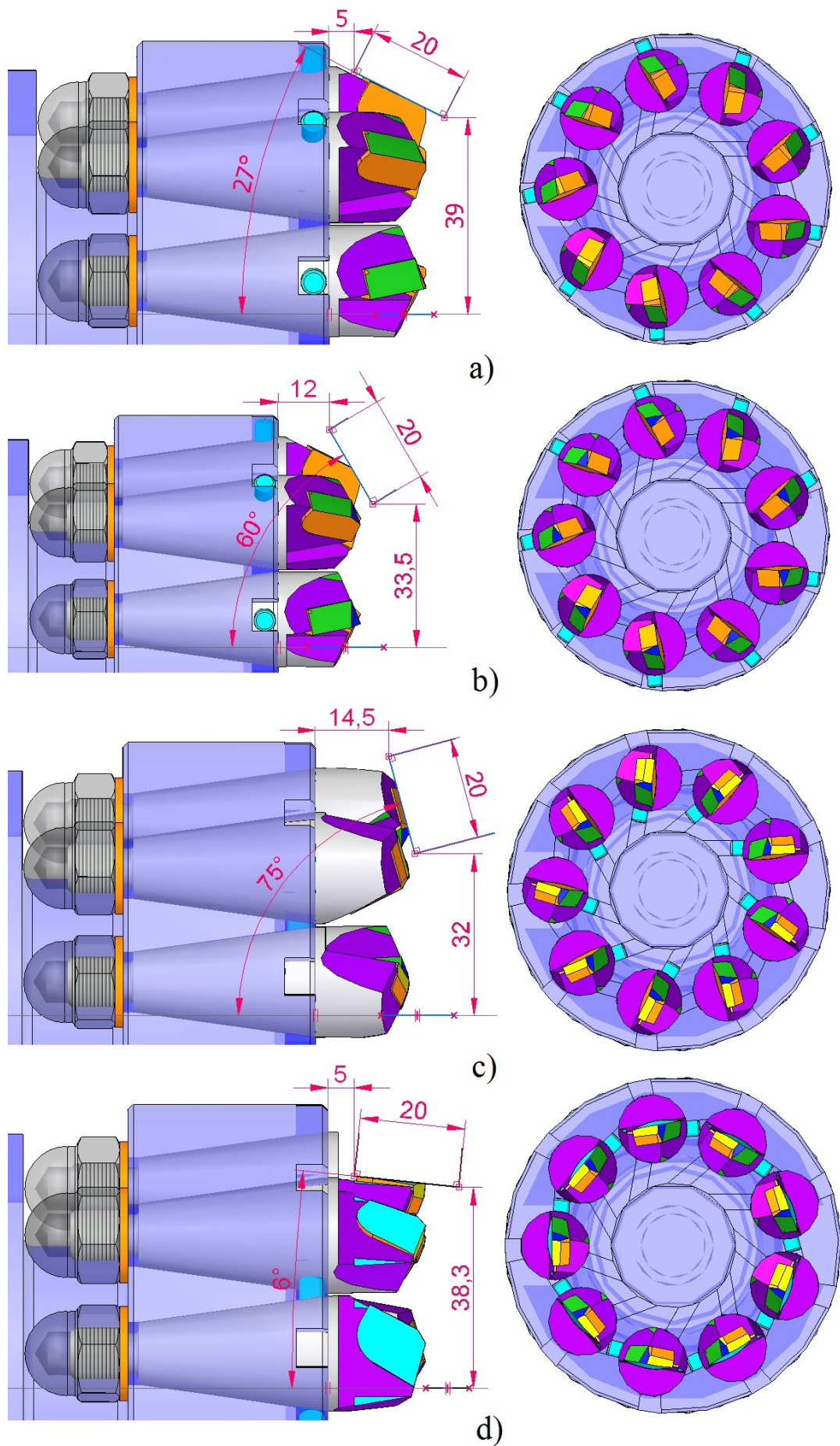


Fig. 5. Schemele de ascuțire pentru capul de frezat Romascon cu axa cuțitului paralelă cu axa corpului capului de frezat

# ÎMBUNĂTĂȚIREA CONSTRUCTIVĂ ȘI TEHNOLOGICĂ A RULMENTULUI DE LA MECANISMUL DE ROTIRE AL EXCAVATORULUI CU ROTOR ESRC 1400

**Autori:** Bogdan Ioan SUCIU<sup>1</sup>, Ioan-Alexandru TIMIȘERI<sup>2</sup>,  
alex.tim1997@yahoo.com

**Coordonator:** Conf.dr.ing. Iosif DUMITRESCU<sup>3</sup>

<sup>1</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Tehnologia construcțiilor de mașini, anul III

<sup>1</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Tehnologia construcțiilor de mașini, anul III

<sup>3</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Departamentul I.M.I.T.

## Rezumat

Excavatorul cu rotor EsRc 1400-constituie utilajul de bază din dotarea carierelor de lignit de la noi din țară, aproximativ 70% din volumul excavațiilor realizându-se cu acest tip de utilaj. Mecanismul de rotire aflat între platforma inferioară de pe șenile și partea superioară cu organul de tăiere, mecanismul de ridicare și structura metalică aferentă. În lucrare se face o analiză a rulmentului axial de presiune al mecanismului de rotire din care a rezultat că pentru mărirea durabilității de funcționare cât și sarcinii statice se impune creșterea numărului de bile a rulmentului, de la 109 la 143, fără a modifica dimensiunile căii de rulare și ale bilei. De asemenea, se propune îmbunătățirea funcțională a soluției constructive a căii de rulare inferioare a rulmentului axial cu bile.

## Cuvinte cheie

Excavator cu rotor EsRc 1400, mecanism de rotire, rulment axial.

## 1. Introducere

Creșterea eficienței mecanizării extragerii straturilor de lignit și a rocilor sterile din descoperță acestora, presupune parcurgerea unor procese de re tehnologizare și modernizarea precum și îmbunătățirea indicatorilor de performanță în exploatarea unor sisteme tehnologice utilizate în condiții concrete de exploatare și dotarea tehnică a carierelor.

Carierelor de lignit din România sunt dotate cu linii tehnologice prevăzute cu excavatoare cu rotor, benzi transportoare, mașini de haldat, utilaje de depozitat și complementare, care asigură o capacitate orară teoretică de 200 000 m<sup>3</sup>/h, respectiv de transport și de haldat de 300 000 m<sup>3</sup>/h.

În carierelor de lignit din România lucrează un număr de 99 de excavatoare cu rotor, 50 mașini de haldat, 584 de transportoare cu bandă care însumează aproximativ 325 km și alte utilaje de depozitare și complementare.

Excavatorul cu rotor EsRc 1400-30/7-630 constituie utilajul de bază din dotarea carierelor de lignit de la noi din țară, aproximativ 70% din volumul excavațiilor realizându-se cu acest tip de utilaj. În figura 1 este prezentat excavatorul EsRc-1400 din care rezultă principalele mecanisme care intră în componența acestora.

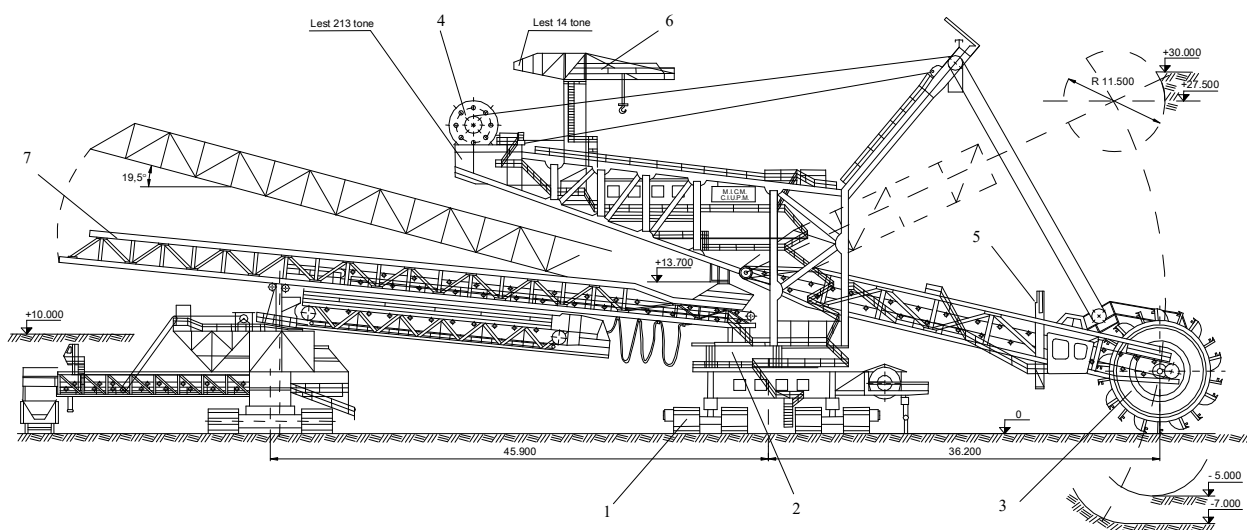


Fig. 1. Vedere generală a excavatorului EsRc-1400-30/7×630

1 - mecanism de deplasare pe șenile; 2 - mecanism de rotire; 3 - mecanism de acționare a roții cu cupe; 4 - mecanism de ridicare; 5 - mecanism de acționare cabină de comandă; 6 - macara rotitoare de 10 t; 7 - mecanism de ridicare și de translație cărucior



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.

## 2. Rulmentul axial cu bile al mecanismul de rotire

În figura 2 este prezentată construcția de ansamblu a mecanismului de rotire care echipează excavatorul cu rotor EsRc -1400.

Semnificația reperelor inscripționate în figura 2 este următoarea: 1 - acționarea mecanismului de rotire care cuprinde două grupuri de antrenare identice; 2 - ansamblul rulment axial de presiune cu coroană dințată cilindrică cu dinți drepți; 3 - pinion de atac cilindric cu dinți drepți cu lăgăruiri; 4 - lăgăruirea podului; 5 - ungerea rulmentului de presiune; 6 - fixarea limitatorului pentru patinarea ambreiajului; 7 - ungerea rulmentului axial de rotire.

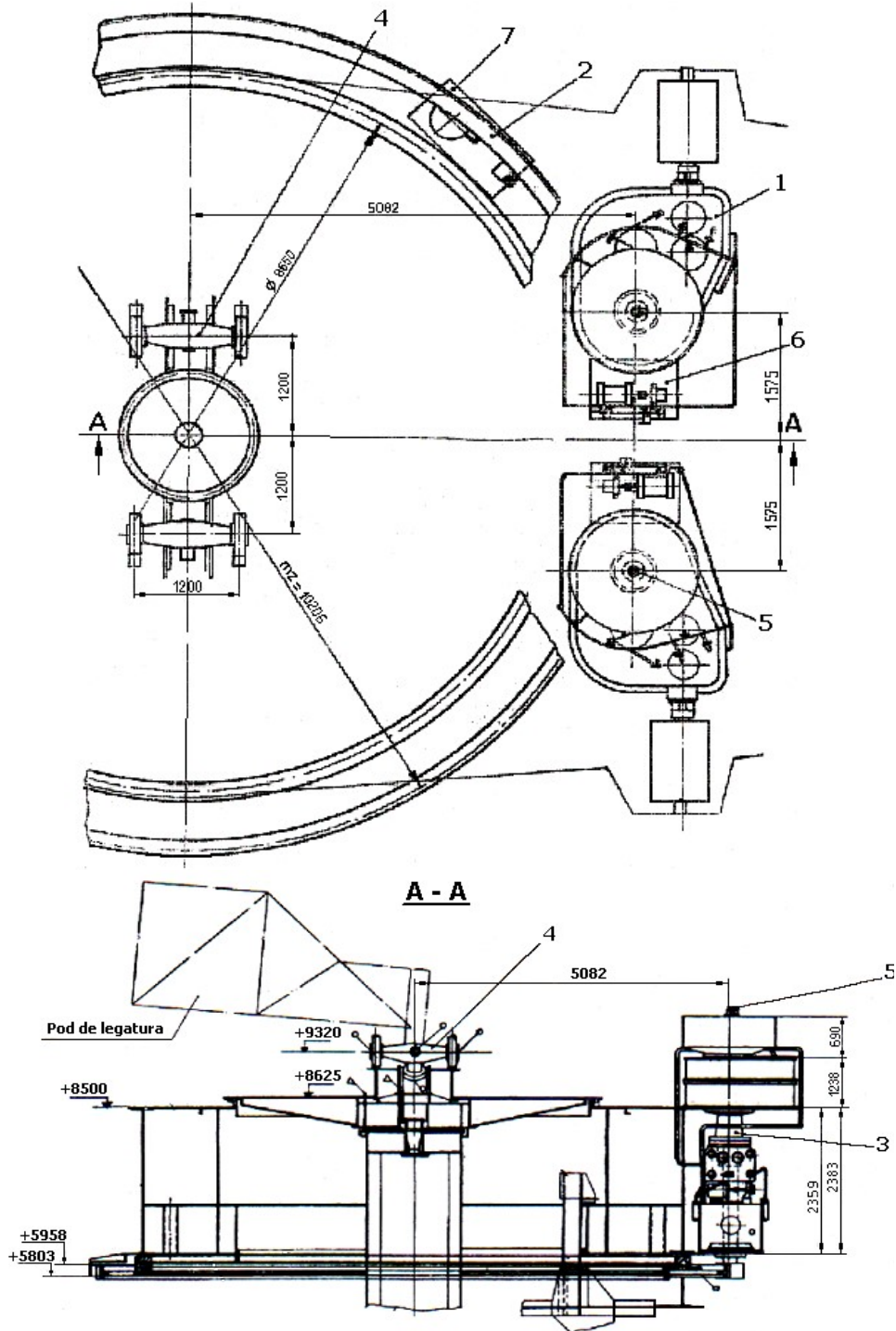


Fig. 2. Construcția de ansamblu a mecanismului de rotire

În figura 3 este prezentată soluția de ansamblu a rulmentului axial cu bile care reprezintă structura portantă mobilă, care face posibilă rotirea platformei superioare a excavator, față de șasiul și mecanism de vehiculare a acetuia, care , din punct de vedere al rotirii rămân fixe.

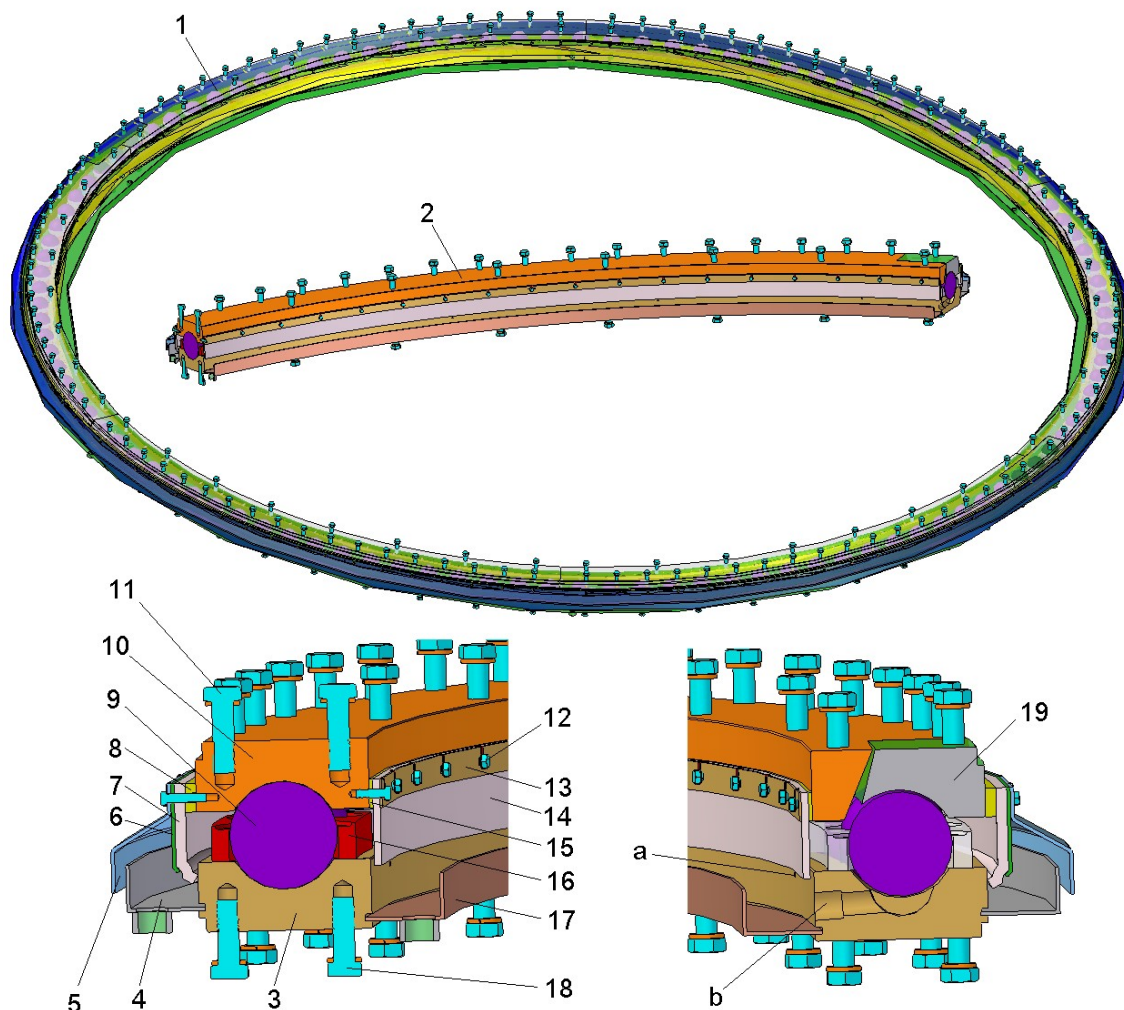


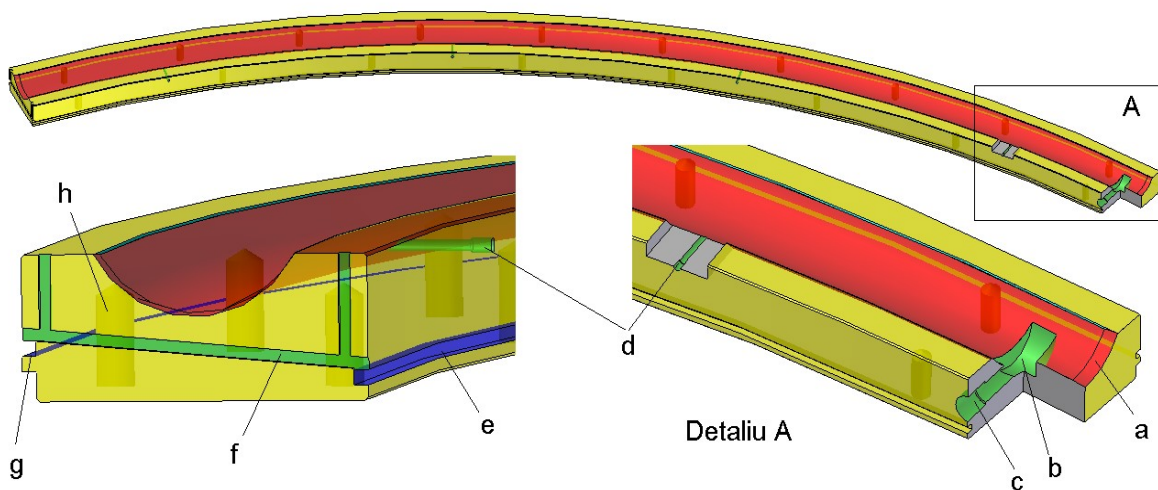
Fig. 3. Rulment axial cu bile cu diametrul de rulare de 8650 mm

Calea de rulare inferioară, 3, formată din șase segmente rigidizate între ele prin șuruburi, este fixă, fiind montată pe șasiul excavatorului, iar calea de rulare superioară, 10, fixată pe construcția superioară a excavatorului, se rotește odată cu aceasta.

Este de remarcat soluția adoptată de obținere a căilor de rulare din segmente, impuse de dimensiunile de gabaritat extrem de mari.

Semnificația reperelor indicate în această figură este următoarea: 1 – rulment axial cu bile, diametrul de rulare 8650 mm, compus din 6 segmente; 2 – segment de rulare; 3 – segmentul căii de rulare inferioare, fix; 4 – jgheab exterior pentru colectarea uleiului de ungere; 5 – apărătoare; 6 – întăritură manșetă exterioară; 7 – manșetă exterioară; 8 – inel distanțier exterior; 9 – bilă Ø150 mm, 109 bucăți; 10 – segmentul căii de rulare superioare, mobil; 11 – șurub special M30x100 cu șaibă Grower, 207 bucăți; 12 – șurub M12x30 cu șaibă de siguranță; 13 – inel interior; 14 – manșetă interioară; 15 – inel distanțier interior; 16 – colivie pentru 3 bile, 35 bucăți și o colivie pentru 4 bile; 17 – jgheab interior pentru colectarea uleiului de ungere; 18 – șurub special M30x85 cu șaibă Grower, 108 bucăți; 19 – piesă de vizitare, 2 bucăți; a – 4 găuri M12x1,5 pe fiecare segment pentru alimentare cu ulei sub presiune; b – o gaură G1 ¼ pe fiecare segment pentru evacuarea uleiului.

Detaliile constructive ale unui segment component al căii de rulare inferioare sunt prezentat în figura 4.



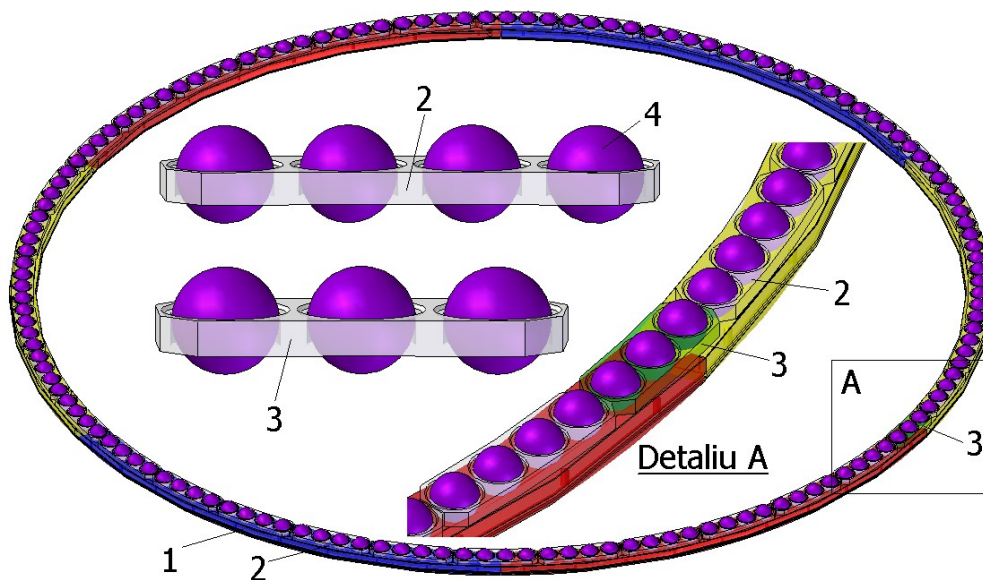
**Fig. 4.** Segment al căii de rulare inferioare:

a – degajare la capetele segmentului de 1,5x20 mm; b – canal de colectare; c – gaură G 1¼” pentru evacuarea uleiului; d – 4 găuri M12x1,5 pentru alimentare cu ulei sub presiune; e – canal pentru poziționarea jgheabului inferior; f – canale 12x8 mm pentru evacuarea uleiului din ungerea coliviilor; g – canal pentru poziționarea jgheabului exterior; h – 18 găuri M30x50/60.

### 3. Propuneri de îmbunătățire a construcției rulmentului axial cu bile

În urma analizei rulmentului axial de presiune prezentată anterior a rezultat că atât durabilitatea de funcționare cât și sarcina statică se îmbunătățesc prin creșterea numărului de bile a rulmentului, fără a modifica dimensiunile căii de rulare și ale bilei.

În figura 5 este prezentat rulmentul modificat cu 143 de bile, care se compune din: 1 – inelul inferior, compus din șase segmente; 2 – colivia cu 4 bile; 3 – colivia cu 3 bile; 4 – bilă cu diametrul de 150 mm. La acest rulment s-a păstrat numărul de colivii (35+1), doar că cele cu 3 bile au fost transformate în colivii cu 4 bile, iar colivia cu 4 bile în colivie cu 3 bile.



**Fig. 5.** Rulmentul modificat cu 143 de bile

În figura 6 este prezentat modul de variație a duratei de funcționare a celor două variante constructive, cu linie întreruptă rulmentul cu 109 bile. Se observă ca prin creșterea numărului de bile cu 34 se obține o mărire a durabilității de funcționare cu peste 70 %, fiind în valoare absolută mai mică la duritate mică a căii de rulare, 300 ore la duritate de 50 HRC și ajungând la 1650 ore la duritate de 60 HRC a căii de rulare. Din cele prezentate se impune executarea

tratamentului termic de călire superficială la o duritate de peste 60 HRC și într-o plajă de variație în lungul căii de rulare cât mai mică, pentru a avea o uzură uniformă.

Atât pentru rulmentul axial cât și pentru coroana dințată se impune schimbarea ciclică a poziției excavatorului față de frontul de lucru pentru a avea o uzură uniformă a segmentelor căii de rulare, respectiv a segmentelor coroanei dințate.

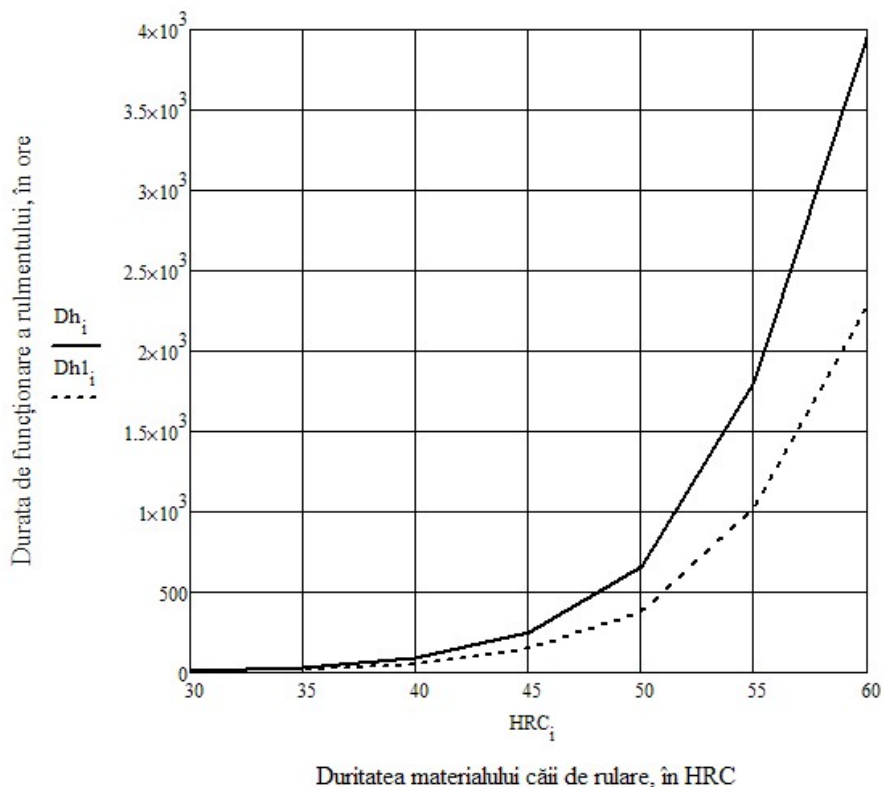


Fig. 6. Modul de variație a duratei de funcționare pentru cele două variante constructive de rulment axial

În figura 7 este prezentată o soluție de îmbunătățire a segmentului căi de rulare inferioare a rulmentului axial cu bile.

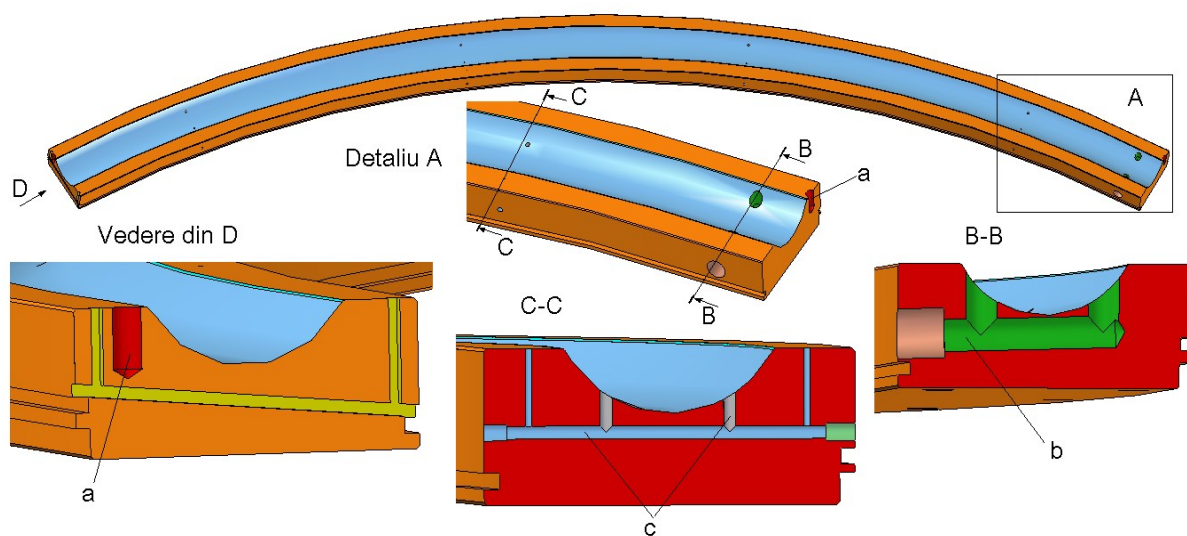


Fig. 7. Soluție de îmbunătățire a segmentului căi de rulare inferioare

Îmbunătățirea construcției căii de rulare inferioare a rulmentului se poate realiza prin:

- eliminarea degajărilor (1,5x20 mm) de la capetele segmentului pentru a realiza o cale de rulare continuă, fără praguri;

- realizarea la capete a câte un alezaj pentru știft de centrare  $\Phi 20 \times 40$  mm (a), în vederea centrării segmentelor între ele, soluție ce există și la coroana dințată;
- modificarea soluției de colectare a uleiului de pe calea de rulare (b), în ideea păstrării continuității căii de rulare;
- îmbunătățirea soluției de alimentare cu ulei sub presiune a căii de rulare (c), cu posibilitatea de alimentare pe partea exterioară sau interioară și desfundarea ușoară a canalelor, cu ungerea și a suprafeței de frecare dintre colivie și inelul inferior.

#### 4. Concluzii

Pe baza analizei problemelor constructive și funcționale ale rulmenților axiali cu bile de la excavatorul cu rotor și a relațiilor de studiere a caracteristicilor acestora s-au propus următoarele soluții de îmbunătățire a caracteristicilor rulmentului axial al mecanismului de rotire:

1. Conform literaturii de specialitate, se recomanda ungerea cu unsoare consistentă, din cauza modului de realizare a etanșării se impune utilizarea ungerii cu ulei mineral sub presiune, care să realizeze evacuarea particulelor abrazive de pe calea de rulare. Pe viitor se poate face un studiu și încercări de utilizare a unui sistem de ungere cu unsoare consistentă.
2. Creșterea numărului de bile de la 109 la 143 a dus la îmbunătățirea durabilității de funcționare cu peste 75 %, iar la o duritate a căii de rulare de 60 HRC la o creștere a durabilității cu peste 1650 de ore.
3. Îmbunătățirea funcțională a soluției constructive a căii de rulare inferioare a rulmentului axial cu bile prin:
  - realizarea unei centrării între segmentele inelului inferior atât la prelucrare cât și la montaj;
  - eliminarea pragurilor de pe calea de rulare, pentru realizarea unei funcționări line;
  - îmbunătățirea sistemului de ungere atât al căii de rulare cât și al coliviei.

#### Bibliografie

1. Buzdugan, Gh. (1979) *Rezistența materialelor*, Editura Tehnică, București.
2. Dumitrescu, I., Florea V.A. (2018) *Desen tehnic industrial, utilizând soft-uri CAD*, Editura Universitas, Petroșani.
3. Găfițeanu, M. ș.a. (1981, 1983) *Organe de mașini, vol. I și II*, Editura Tehnică, București.
4. \* \* \* - *Documentația tehnică a excavatorului EsRc 1400*.

# STUDIUL GEOMETRIEI FREZELOR CILINDRICE CU DINȚI ELICOIDALI PRIN MODELARE 3D

**Autor: Ioan-Alexandru TIMIȘERI <sup>1</sup>,**  
alex.tim1997@yahoo.com

**Coordonator: Conf.dr.ing. Iosif DUMITRESCU <sup>2</sup>**

<sup>1</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Tehnologia construcțiilor de mașini, anul III

<sup>2</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Departamentul I.M.I.T.

## Rezumat

Frezele sunt scule așchietoare cu cea mai mare varietate de soluții constructiv-funcționale, multe dintre acestea prezentând particularități cu totul deosebite în ceea ce privește calculul și construcția. Prin modelarea 3D a frezelor cilindrice cu dinți elicoidali se pun în evidență elementele constructive, putând observa cu ușurință geometria muchiilor tăietoare și se pot analiza posibilitățile de ascuțire și reascuțire ale acestora. Utilizarea proiectării prin modelare 3D asigură productivitate, economie de materiale și resurse și obținerea unui preț de cost competitiv. În lucrare sunt prezentate posibilitățile de realizare a modelului 3D al frezelor cilindrice cu dinți elicoidali, precum și calculul modului de poziționare a frezei-sculă față de semifabricat și calculul elementelor de reglare a mașinii de frezat.

## Cuvinte cheie

Freză cilindrică, dinți elicoidali, modelare 3D

### 1. Introducere

Frezele sunt scule așchietoare rotative prevăzute cu unul sau mai mulți dinți, ele execută mișcarea principală de rotație, iar mișcarea de avans poate fi realizată de piesă sau de freză. Acestea fiind sculele așchietoare cu cea mai mare varietate de soluții constructiv – funcționale , multe dintre acestea prezentând particularități cu totul deosebite în ceea ce privește calculul și construcția.

Pentru definirea parametrilor geometrici ai frezelor, se folosește un caz general, cel al frezelor cilindro-frontale, cu dinți frontali și cu dinți elicoidali dispuși pe partea cilindrică, dinții frontali fiind de fapt o prelungire a dinților elicoidali.

La freză cilindro-frontală, prezentată în figura 1, s-au notat: 1 - dinți elicoidali; 2 - canale elicoidale pentru cuprinderea și evacuarea așchiilor; 3 - fața de degajare a dinților elicoidali; 4 - fața de așezare a dinților elicoidali; 5 - tășuri elicoidale; 6 - dinți frontali, o continuare a dinților elicoidali; 7 - canale frontale pentru așchii; 8 - tășuri frontale principale; 9 - tășuri frontale secundare; 10 - tășuri frontale auxiliare; 11, 12 - vârfuri ale dinților frontali.

Unghiurile părții așchietoare, la dinții elicoidali de pe suprafața cilindrică, sunt:  $\omega$  - unghiul canalelor elicoidale;  $\gamma_{n1}$  - unghi de degajare normal;  $\alpha_{n1}$  - unghi de așezare normal;  $\gamma_{x1}$  - unghi de degajare frontal;  $\alpha_{x1}$  - unghi de așezare frontal.

Unghiurile părții așchietoare, la dinții frontali, sunt:  $\kappa$  - unghi de atac principal;  $\kappa_1$  - unghi de atac secundar;  $\kappa_2$  - unghi de atac al tășului auxiliar;  $\alpha_n$  - unghi de așezare normal;  $\gamma_n$  - unghi de degajare normal;  $\alpha_m$  - unghi de așezare normal pentru tășul secundar;  $\gamma_m$  - unghi de degajare normal pentru tășul secundar;  $\alpha_x$  - unghi de așezare în planul radial X-X;  $\gamma_x$  - unghi de degajare în planul radial X-X;  $\alpha_y$  - unghi de așezare în planul tangențial Y-Y;  $\gamma_y$  - unghi de degajare în planul tangențial Y-Y.

Între unghiurile măsurate în planele X-X, Y-Y și N-N există următoarele relații de legătură:

- pentru dinții elicoidali:

$$tg \alpha_{x1} = tg \alpha_{n1} \cos \omega, \quad (1)$$

$$tg \gamma_{n1} = tg \gamma_{x1} \cos \omega; \quad (2)$$

- pentru dinții frontali:

$$tg \alpha_x = \frac{tg \alpha_n}{\sin \kappa + tg \alpha_n \operatorname{tg} \lambda \cos \kappa}, \quad (3)$$

$$tg \gamma_n = tg \gamma_x \sin \kappa + tg \gamma_y \cos \kappa. \quad (4)$$

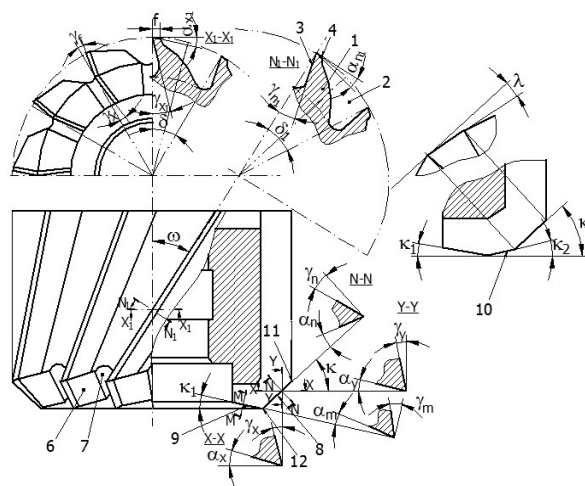


Fig. 1. Elementele geometrice ale frezelor

Pentru realizarea unei desprinderi ușoare a așchiilor, cu forțe de așchiere mici și pentru asigurarea unei rugozități cât mai bune a suprafețelor frezate și a unei durabilități convenabile, tășurile trebuie prevăzute cu unghiuri de degajare pozitive, cu valori între 8 - 16°.

Unghiul de așezare asigură pătrunderea ușoară a tăișului în material, fără frecări și eforturi mari pe spatele dintelui, cu valori între 4 - 18°. Unghiul de atac principal are valori între 30 - 90°, unghiul de atac secundar între 0 - 8°, iar unghiul de atac al tăișului de trecere între 25 - 45°.

Formele constructive și parametrii geometrici ai dinților frezelor cilindrice și cilindro-frontale sunt prezentate în figura 2. În practică se întâlnesc următoarele forme de dinți și canale pentru așchii, astfel:

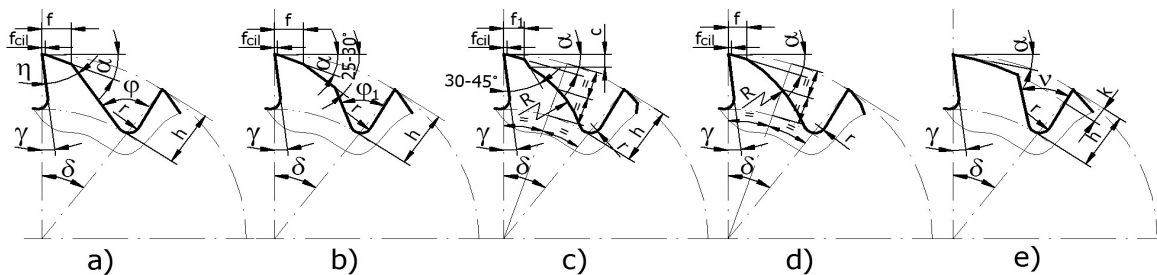


Fig.

## 2. Forme constructive și parametrii geometrici ai dinților frezelor

- a – dinte cu profil triunghiular (STAS 579-76, ISO 2586 – freze cilindro-frontale);
- b - dinte cu profil trapezoidal (STAS 579-76, ISO 2586);
- c - dinte cu profil cu fațetă proeminentă (STAS 579-76, ISO 2586);
- d - dinte cu profil curbiliniu (STAS 579-76, ISO 2586);
- e - dinte cu profil detalonat (STAS 577/1-78, ISO 3855 – freze, clasificare).

Forma ideală a spatelui dintelui din punct de vedere al rezistenței mecanice este cea cu profilul de parabolă. Primele patru forme se folosesc la freze cu dinți frezați, iar ultima la freze profilate cu dinți detalonați.

Prin forma lor, dinții trebuie să îndeplinească următoarele condiții: stabilitate mecanică și termică ridicată; execuție ușoară; să asigure un număr cât mai mare de reascuțiri; tendință redusă de fisurare în timpul tratamentului termic; canale spațioase cu profil adecvat pentru cuprinderea și evacuarea ușoară a așchiilor.

Dintele cu profil triunghiular este cel mai simplu constructiv și tehnologic, dar permite un număr mic de reascuțiri și are rezistență mică. El se folosește la freze cu dinți deși și la frezele pentru finisare.

Dintele cu profil trapezoidal prezintă o rezistență mecanică bună și permite un număr mare de reascuțiri, fiind utilizat la frezele de degroșare și finisare.

Dintele cu profil curbiliniu cu fațetă sau cu fațetă proeminentă prezintă o rezistență mecanică și o rigiditate superioară și permite un număr mare de reascuțiri, fiind utilizat la frezele cu dinți rari.

Valoarea unghiului de înclinare se stabilește funcție de tipul frezei și numărul de dinți ai acesteia, având în vedere faptul că o dată cu creșterea unghiului  $\omega$  se obține o creștere a durabilității frezei, datorită scăderii încărcării unitare și a creșterii unghiului de degajare transversal  $\gamma_x$ . Pe baza acestor considerente se recomandă următoarele valori pentru unghiul  $\omega$ : pentru freze cilindrice cu dinți deși între 25 - 35°; pentru freze cilindrice cu dinți rari între 30 - 60°; pentru freze disc cu două sau trei tăișuri între 15 - 25°.

La frezele cilindro-frontale, mărimea unghiului de înclinare trebuie să țină seama de faptul că acest unghi este în același timp și unghi de degajare longitudinal  $\gamma_y$  al tăișului principal frontal și nu poate depăși valoarea de 25 - 30°, pentru ca tăișurile frontale rezultă excesiv de slăbite sub aspect termo-mecanic.

Pentru determinarea elementelor constructive ale dinților se folosesc următoarele relații:

- unghiul profilului triunghiular în plan normal,

$$\eta = \varphi - \delta_n - \gamma, \text{ grad}, \quad (5)$$

în care:  $\varphi$  este unghiul canalului și are valori între 50° și 110° din 5° în 5° și între 25 - 60° pentru dintele cu profil detalonat;  $\delta_n$  – pasul unghiular în plan normal al frezei se determină în funcție de pasul unghiular în plan frontal  $\delta$  cu relațiile:

$$\delta = \frac{360}{Z}, \quad \delta_n = \arctg(\tg \delta \cos \omega), \text{ grad}, \quad (6)$$

în care Z este numărul de canale al frezei.

- înălțimea  $h$  a dintelui se poate aproxima cu relațiile,
- pentru dintele cu profil triunghiular  $h = (0,5...0,6) p_n$ ;

- pentru dintele cu profil trapezoidal și curbiliniu  $h = (0,3...0,4) p_n$ , (7)

în care  $p_n$  este pasul într-o secțiune normală pe taiș, care se poate determina cu relația,

$$p_n = \sqrt{R_f^2 + R_e^2 - 2 R_f R_e \cos \delta_n}, \text{ mm}, \quad (8)$$

în care:  $R_f$  este raza frezei, în mm;  $R_e$  – raza punctului de pe elipsă corespunzător pasului unghiular normal care se determină cu relația,

$$R_e = \frac{R_f}{\sqrt{1 - (\sin \omega)^2 (\sin \delta_n)^2}}, \text{ mm}. \quad (9)$$

Raza la fundul canalului de așchii  $r$  se alege între 0,8 – 2 mm pentru dintele cu profil triunghiular și de 2 – 3 mm pentru dintele cu profiluri trapezoidal și curbiliniu.

Lățimea optimă a fațetelor este:  $f_{cil} = 0,05 - 0,1$  mm și  $f_1 = 0,8 - 2$  mm.

Raza arcului de cerc al spatelului dintelui cu profil curbiliniu sau cu fațetă proeminentă este dată de relația,

$$R = (0,3 \dots 0,45) D_f, \text{ mm}. \quad (10)$$

## 2. Modelarea 3D al frezei cilindrice

Se realizează modelul 3D al frezei cilindrice 100 x 125 STAS 578-76/Rp 3 cu dinte trapezoidal în construcție normală cu ajutorul soft-ului Solid Edge. Aceasta are următoarele caracteristici constructive: diametrul frezei  $D_f = 100$  mm; diametrul alezajului  $d = 40$  mm; lungimea frezei  $L = 125$  mm; lungimea umărului de sprijin a alezajului  $l_1 = 31$  mm; lățimea canalului de pană  $b = 10$  mm; adâncimea canalului de pană  $t = 3,5$  mm; raza canalului de pană  $r = 1,2$  mm; numărul de dinți  $Z = 10$ ; înălțimea dintelui  $h = 11$  mm; lățimea fațetei cilindrice  $f_{cil} = 1,5$  mm; unghiul elicei canalului  $\omega = 25^\circ$ ; unghiul de degajare  $\gamma = 12 \pm 2^\circ$ ; unghiul de așezare  $\alpha = 10 \pm 2^\circ$ ; unghiul canalului  $\varphi = 50^\circ$ .

Pe baza relației (6) s-a determinat pasul unghiular  $\delta_n = 33,36^\circ$ , cu ajutorul relației (9) se determină  $R_e = 51,45$  mm, iar cu relația (8) s-a calculat pasul în planul normal pe elicea dintelui  $p_n = 29,15$  mm. Știind că prin intersecția planului normal pe elicea dintelui cu corpul cilindric al frezei rezultă o elipsă cu axa mică egală cu diametrul frezei și axa mare egală cu  $b = D_f / \cos \omega = 110,34$  mm. Cu ajutorul acestor date se realizează schița profilului transversal al canalului, din figura 3. a, într-un plan înclinat față de axa frezei cu unghi  $\theta = 90 - \omega = 65^\circ$ .

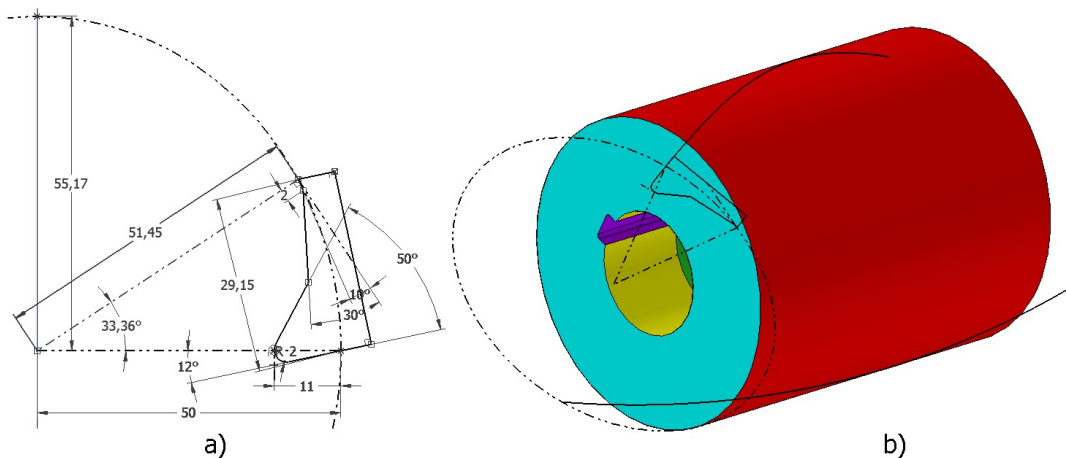


Fig. 3. Etapele de realizare a secțiunii transversale a canalului și a curbelor directe ale acestuia

În figura 4. a este prezentată foaia de calcul a curbei directe a canalului elicoidal al frezei, cu ajutorul relațiilor,

$$\begin{aligned} x_i &= R \sin \varphi_i; \\ y_i &= R \cos \varphi_i; \\ z_i &= R \varphi_i \operatorname{tg}(\pi/2 - \omega). \end{aligned}, \text{ mm}, \quad (11)$$

în care  $\varphi_i$  este unghiul de rotire în jurul axei frezei, în rad.

Pe baza foii de calcul din figura 4.a a fost generată foaia de calcul din figura 4.b, prin ordonarea coordonatelor punctelor  $(x_i, y_i, z_i)$ , care permit trasarea curbei generatoare a profilului canalului, prezentată în figura 3.b, cu ajutorul tabelor de calcul, prin comanda *Curve by Table*.

Cu ajutorul profilului secțiunii transversale a canalului frezei, figura 3. a, și a celor două curbe directe

E3						C1		
f* = 50°B3*TAN(C3)						f* = Foaie2IE3		
A	B	C	D	E	F	A	B	C
unghiul	fi	teta	y	z	x			
fi de rot	rad	rad						
0	0	1,134464	-50	0	0	0	-50	0
5	0,087266	1,134464	-49,8097	9,357177	-4,35779	-4,35779	-49,8097	9,357177
10	0,174533	1,134464	-49,2404	18,71435	-8,68241	-8,68241	-49,2404	18,71435
15	0,261799	1,134464	-48,2963	28,07153	-12,941	-12,941	-48,2963	28,07153
20	0,349066	1,134464	-46,9846	37,42871	-17,101	-17,101	-46,9846	37,42871
25	0,436332	1,134464	-45,3154	46,78588	-21,1309	-21,1309	-45,3154	46,78588
30	0,523599	1,134464	-43,3013	56,14306	-25	-25	-43,3013	56,14306
35	0,610865	1,134464	-40,9576	65,50024	-28,6788	-28,6788	-40,9576	65,50024
40	0,698132	1,134464	-38,3022	74,85741	-32,1394	-32,1394	-38,3022	74,85741
45	0,785398	1,134464	-35,3553	84,21459	-35,3553	-35,3553	-35,3553	84,21459
50	0,872665	1,134464	-32,1394	93,57177	-38,3022	-38,3022	-32,1394	93,57177
55	0,959931	1,134464	-28,6788	102,9289	-40,9576	-40,9576	-28,6788	102,9289
60	1,047198	1,134464	-25	112,2861	-43,3013	-43,3013	-25	112,2861
65	1,134464	1,134464	-21,1309	121,6433	-45,3154	-45,3154	-21,1309	121,6433
70	1,22173	1,134464	-17,101	131,0005	-46,9846	-46,9846	-17,101	131,0005
75	1,308997	1,134464	-12,941	140,3576	-48,2963	-48,2963	-12,941	140,3576
80	1,396263	1,134464	-8,68241	149,7148	-49,2404	-49,2404	-8,68241	149,7148
85	1,48353	1,134464	-4,35779	159,072	-49,8097	-49,8097	-4,35779	159,072

a)

b)

Fig. 4. Calculul profilului canalului elicoidal al frezei în Excel



elicoidale, figura 3.b, se generează un canal elicoidal cu comanda *Swept Cutout*, iar cu comanda *Pattern* se realizează multiplicarea canalului în matrice circulară pe suprafața cilindrică a frezei rezultând partea așchietoare a frezei cilindrice cu dinți înclinați, prezentată în figura 5.a. În figura 5.b este prezentat desenul de execuție al frezei, cu dimensiunile constructive ale acesteia.

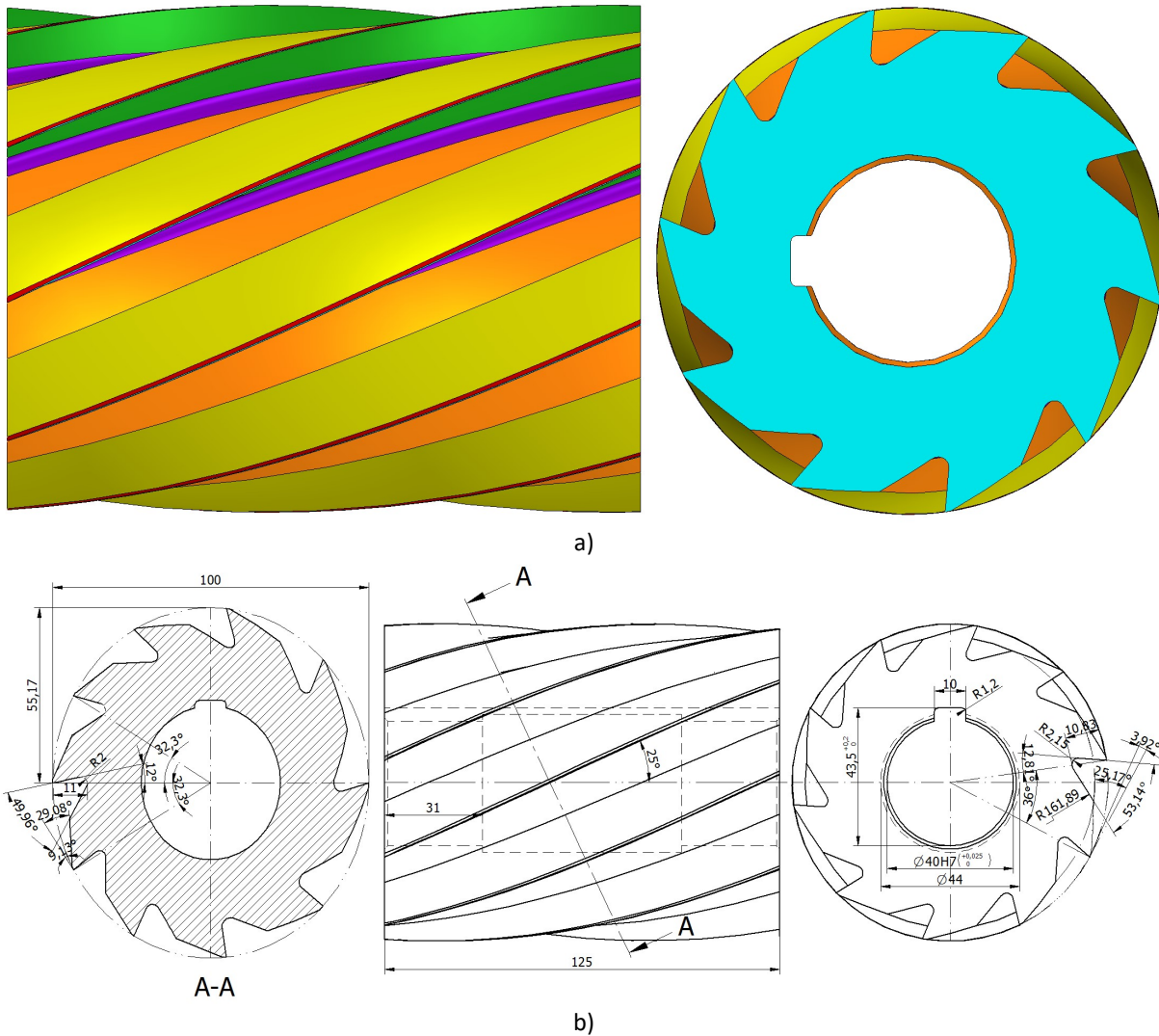


Fig. 5. Modelul 3D și desenul de execuție al frezei cilindrice

### 3. Frezarea canalelor elicoidale ale frezelor cilindrice

Pentru rezolvarea problemelor teoretice și practice ale frezării canalelor elicoidale ale frezelor cilindrice trebuie parcurse următoarele etape:

- calculul elementelor de poziționare a frezei-sculă față de semifabricat;
- calculul elementelor de reglare a mașinii de frezat;
- controlul parametrilor geometrici și constructivi ai dinților.

Problema cea mai importantă este calcul elementelor de poziționare a frezei-sculă față de semifabricat.

Pentru obținerea unghiului de degajare dat al dinților frezei cilindrice, freza-sculă trebuie deplasată în direcție orizontală față de axa semifabricatului, cu distanța  $u$  și pe verticală cu distanța  $v$ , ca în figura 6.a.

Pentru calcularea deplasărilor  $u$  și  $v$  se consideră secțiunea canalului de frezat în planul axial X - X al frezei-sculă (fig. 6).

Această secțiune este o elipsă ale cărei semiaxe  $m$  și  $n$ , care se calculează cu relațiile,

$$n = \frac{R}{\cos \eta} \quad (12)$$

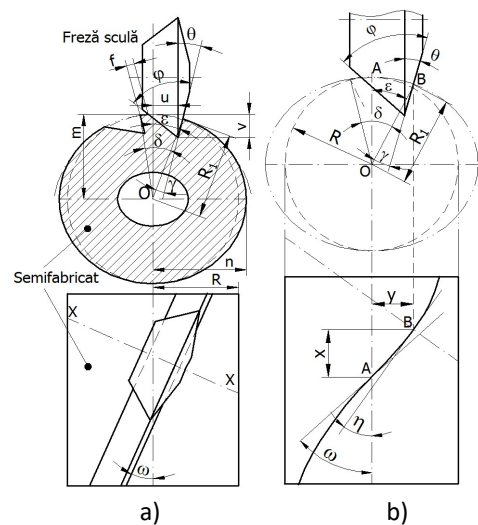


Fig. 6. Modul de poziționare a frezei-sculă față de semifabricat

$$m = R$$

în care  $R$  este raza semifabricatului.

Raza de curbură a elipsei  $R_1$  (raza raportată) se determină după relația,

$$R_1 = \frac{R}{\sqrt{1 - (\sin \eta)^2 [\sin(\gamma + \theta)]^2}}. \quad (13)$$

La frezarea canalului elicoidal care are unghiul de înclinare  $\omega$ , cu freza unghiulară biconică, unghiul  $\eta$  de rotire al mesei mașinii de frezat poate fi determinat din figura 6 b, știind că pasul canalului elicoidal este dat de relația,

$$P = 2\pi \cdot R \cdot \text{ctg} \omega, \quad (14)$$

Coordonatele unui punct B de pe suprafața semifabricatului, care se găsește pe elicea cu unghiul  $\omega$  și este rotit cu unghiul  $\varepsilon$  față de generatoarea care trece prin punctul A, figura 10.1b, se pot determina cu relațiile,

$$\begin{aligned} x &= \varepsilon \cdot R \cdot \text{ctg} \omega \\ y &= R \cdot \sin \varepsilon \end{aligned} \quad (15)$$

Unghiul de înclinare al tangentei față de linia elicoidală într-un punct oarecare B se poate determina cu relația,

$$\text{tg} \eta = \frac{dy}{dx} = \frac{R \cdot \cos \varepsilon}{R \cdot \text{ctg} \omega} = \text{tg} \omega \cdot \cos \varepsilon \text{ sau } \text{tg} \eta = \text{tg} \omega \cdot \cos(\gamma + \theta), \quad (16)$$

în care:  $\gamma$  este unghiul de degajare al dintelui frezei de prelucrat, în grade;  $\theta$  - unghiul lateral al frezei-sculă, în grade.

În practică pot să apară două cazuri de poziționare a profilului canalului față de axa verticală a semifabricatului și freza-sculă să aibă sau nu rază la vârful: profilul canalului se intersectează cu axa verticală a semifabricatului și freza-sculă are rază la vârful, figura 7 a; profilul canalului nu se intersectează cu axa verticală a semifabricatului și freza-sculă nu are rază la vârful, figura 7 b.

Deplasarea pe orizontală a frezei-sculă se determină din  $\Delta OeK$  cu relația,

$$\begin{aligned} u_0 &= Oe \cdot \sin(\theta + \gamma + \beta) \text{ sau} \\ u_0 &= T \cdot \sin(\theta + \gamma + \beta), \text{ mm,} \end{aligned} \quad (17)$$

Deplasarea pe verticală a frezei-sculă  $v_0$  se calculează cu relațiile:

$$\begin{aligned} v_0 &= R - eK, \quad eK = Oe \cdot \cos(\theta + \gamma + \beta), \\ v_0 &= R - T \cdot \cos(\theta + \gamma + \beta), \text{ mm,} \end{aligned} \quad (18)$$

în care:  $T$  este segmentul  $Oe$ , care se determină prin teorema sinusurilor din triunghiul  $\Delta Ode$  cu relația,

$$T = \frac{R_1 - cd}{\cos \beta}, \text{ mm; } \quad (19)$$

în care:  $cd = h$  pentru freza-sculă fără rază la vârful;  $cd = h + \frac{r}{\cos(\gamma - \theta)}$  pentru freza-sculă cu rază la vârful, aceasta relație

rezultă din *Detaliu A*, unde  $\Delta oih \equiv \Delta efg$ , după criteriul UUU, și  $oh = fe$ , iar din  $\Delta oih$  rezultă că  $oh = \frac{r}{\cos(\gamma - \theta)}$  și  $cd = h + fe$ ;

$\beta$  - unghiul ce apare datorită unghiului de degajare  $\gamma > 0$  ( $\beta = 0$ , când  $\gamma = 0$ ) și se determină din triunghiul  $\Delta Oed$  cu relațiile,

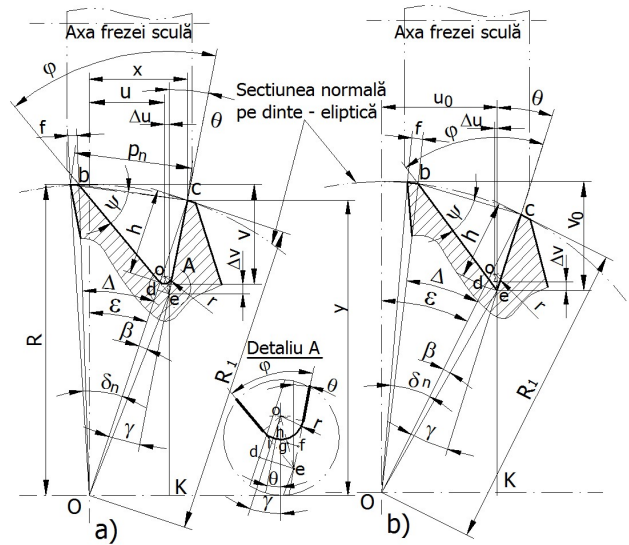


Fig. 7. Poziția profilului canalului față de axa

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \beta &= \frac{de}{R_1 - cd} = \frac{cd \cdot \operatorname{tg} \gamma}{R_1 - cd}, \\ \operatorname{tg} \beta &= \frac{[h \cos(\gamma - \theta) + r] \operatorname{tg} \gamma}{R_1 \cos(\gamma - \theta) - [h \cos(\gamma - \theta) + r]}; \end{aligned} \quad (20)$$

în care:  $h$  este înălțimea dintelui, în mm;  $r$  – raza la vârful frezei-sculă, în mm;

În general, canalul elicoidal al frezei are la bază o rază de racordare  $r$ , care reduce deplasările pe cele două direcții cu  $\Delta u$  și  $\Delta v$ , determinate cu relațiile:

$$\Delta u = oe \sin\left(\frac{\varphi}{2} - \theta\right), \quad oe = \frac{r}{\operatorname{tg} \frac{\varphi}{2}} \sqrt{\operatorname{tg}^2 \frac{\varphi}{2} + 1}, \quad \Delta u = \frac{r \sin\left(\frac{\varphi}{2} - \theta\right)}{\operatorname{tg} \frac{\varphi}{2}} \sqrt{\operatorname{tg}^2 \frac{\varphi}{2} + 1} \quad (21)$$

$$\Delta v = \frac{r \cos\left(\frac{\varphi}{2} - \theta\right)}{\operatorname{tg} \frac{\varphi}{2}} \sqrt{\operatorname{tg}^2 \frac{\varphi}{2} + 1} - r \quad (22)$$

Deplasările vârfului racordat al frezei față de generatoarea superioară a semifabricatului după cele două axe se determină cu relațiile:

$$u = u_0 - \Delta u \quad (23)$$

$$v = v_0 - \Delta v \quad (24)$$

#### 4. Concluzii

Forma, precizia și calitatea suprafețelor pieselor prelucrate depind de caracteristicile mașinii-unelte și de scula așchietoare prin precizia de proiectare, de execuție și de poziționare relativă față de piesă.

Prin utilizarea soft-urilor de modelare 3D a sculelor așchietoare se rezolvă aceste probleme de proiectare cu o productivitate bună și cu posibilități de simulare a executării, comportării în procesul de așchiere și de verificare a rezistenței părții active a sculei.

În cazul modelării 3D al frezelor cilindrice cu dinți elicoidali se verifică relațiile date în literatura de specialitate [3, 4] prin simularea condițiilor de generare a suprafețelor părții active a dinților elicoidali ai frezelor cilindrice și realizarea diferitelor secțiuni pentru a pune în evidență valorile unghiurilor constructive și de lucru.

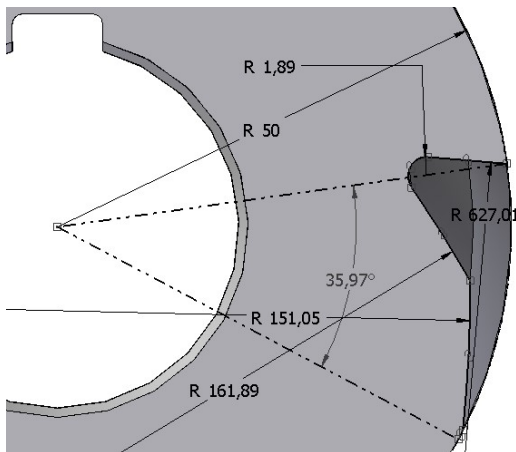


Fig. 8. Profilul canalului în planul frontal al frezei

În majoritatea literaturii de specialitate a proiectării sculelor așchietoare, generarea canalelor elicoidale au ca bază de referință un punct de pe generatoarea axială a semifabricatului, cum este cazul danturării roților dințate cu dinți înclinați, și nu deplasat lateral ca în cazul poziționării frezei-sculă pentru prelucrarea canalelor elicoidale ale frezelor.

În urma modelării 3D a frezelor cilindrice cu dinți elicoidali se confirmă precizările din literatura de specialitate [3], ca în plan frontal față de degajare și spatele dintelui nu au profilul din drepte ci din curbe, arce de cerc, ceea ce duce la obținerea unui unghi de degajare variabil, figura 8. Se observa diferența dintre pasul unghiular al schiței profilului canalului, figura 3, și secțiunea normală pe canal din figura 5.

Pe viitor îmi propun o analiză a profilului dintelui în urma prelucrării prin frezare a canalului elicoidal cu freză-sculă biconică.

#### Bibliografie

1. Dumitrescu, I. (2016) *Proiectarea sculelor așchietoare*, Îndrumător de laborator, Editura Universitat, Petroșani.
2. Dumitrescu, I., Florea V.A. (2018) *Desen tehnic industrial, utilizând soft-uri CAD*, Editura Universitat, Petroșani.
3. Grozav, I., Pamîntaş, E. (1994) *Teoria și proiectarea asistată a sculelor așchietoare*, U.P.Timișoara.
4. Minciu, C., ș.a. (1995) *Scule așchietoare, Îndrumar de proiectare, vol. 1*, Editura Tehnică, București.

# STUDIUL BURGHIULUI ELICOIDAL PRIN MODELARE 3D

Autor: Elvis-Mădălin BOTOȘ<sup>1</sup>,  
[botos22@yahoo.com](mailto:botos22@yahoo.com)

Coordonator: Conf.dr.ing. Iosif DUMITRESCU<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Tehnologia construcțiilor de mașini, anul III

<sup>2</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Departamentul I.M.I.T.

## Rezumat

Problema cea mai importantă care se pune la proiectarea burghiilor elicoidale este stabilirea profilului canalului elicoidal, respectiv, determinarea profilului frezei de ordinul II pentru prelucrarea acestuia. Aceasta se poate rezolva grafic sau analitic. În lucrare se determină prin calcul profilul transversal al canalului elicoidal pentru un burghiu, cu următoarele caracteristici: diametrul de 20 mm; diametrul miezului de 2,8 mm; unghiul la vârf 118°; unghiul elicei canalului de 30°; lățimea dintelui de 11,5 mm; diametrul spatelui dintelui de 18,5 mm; fațeta de 1,75 mm. De asemenea, pe baza datelor calculate s-a realizat modelarea 3D a corpului burghiului cu canale elicoidale și geometria părții active obținută în urma ascuțirii. Punerea în evidență a metodelor și schemelor de ascuțire și supraascuțire a burghiilor elicoidale se poate face cu ajutorul soft-urilor de modelare 3D.

## Cuvinte cheie

Burghiu elicoidal, profil canal elicoidal, modelare 3D

### 1. Introducere

Pentru a putea determina prin calcul profilul canalului este necesar să se cunoască: diametrul burghiului  $d$ ; unghiul la vârf  $\varepsilon = 2\kappa$ ; unghiul de înclinare al canalului  $\omega$ ; diametrul miezului burghiului  $d_0$ ; lățimea dintelui  $b$ ; lățimea fațetei  $f$ ; diametrul spatelui dintelui  $d_1$ ; forma tășului burghiului.

Unghiul la vârf  $2\kappa$  are valorile stabilite (STAS R1370-74) în funcție de materialul prelucrat și are valori între 118 și 140°. Unghiul de înclinare  $\omega$  al canalului elicoidal are valorile date în tabelul 1.

Tabelul 1. Valorile unghiului canalului elicoidal, în grad

Tipul burghiului	Diametrul burghiului, mm				
	până la 1	1 ... 3,2	3,2 ... 5	5 ... 10	peste 10
N	18±3	20±3	22±3	25±3	30±5
D	-	10±2	12±3	13±3	
M	-	35±3	35±5	40±5	

Diametrul miezului burghiului  $d_0$ , lățimea fațetei  $f$ , lățimea dintelui  $b$  și diametrul spatelui dintelui  $d_1$  se stabilesc în funcție de diametrul burghiului  $d$ , conform tabelului 2.

Tabelul 2. Relații de determinare a elementelor burghiului  $d_0$ ,  $f$ ,  $b$  și  $d_1$

Diametrul burghiului, $d$ , mm	0,5 ... 10	11 ... 60	61 ... 80
Diametrul miezului, $d_0$ , mm	(0,28 ... 0,165)d	(0,16 ... 0,15)d	(0,15 ... 1,375)d
Lățimea fațetei, $f$ , mm	(0,32 ... 0,1)d	(0,1 ... 0,06)d	(0,059 ... 0,045)d
Lățimea dintelui, $b$ , mm	(0,6 ... 0,57)d	(0,58 ... 0,57)d	(0,57 ... 0,56)d
Diametrul spatelui dintelui, $d_1$ , mm	d - (0,08 ... 0,8)	d - (0,8 ... 2,5)	d - 2,5

Observație: Primele valori din paranteze corespund valorilor mici ale diametrului burghiului.

Pentru a mări rezistența burghiului, miezul se face conic, diametrul lui crescând spre coada burghiului cu 1,5 mm la o lungime de 100 mm, la burghie din oțel carbon și 1,75 mm la burghie din oțel rapid.

Pentru micșorarea frecării cu peretele găurii, la diametrul exterior al burghiului se realizează cu o conicitate inversă, ale cărei valori la 100 mm lungime sunt:

- pentru burghie cu diametru până la 6 mm este de 0,03 ... 0,08 mm;
- pentru burghie cu diametru 6 ... 18 mm este de 0,04 ... 0,10 mm;
- pentru burghie cu diametru peste 18 mm este de 0,05 ... 0,12 mm.

Prin construcție și ascuțire trebuie să se asigure un unghi de așezare constructiv  $\alpha$ , de valoare variabilă,  $\alpha = 8$  ... 14° la exterior și  $\alpha = 20$  ... 25° la interior. Unghiul de înclinare al tășului transversal  $\psi$  are următoarele valori:

- $\psi = 47$  ... 50° pentru burghie cu diametrul mai mic de 12 mm;
- $\psi = 52$  ... 55° pentru burghie cu diametrul mai mare de 12 mm.

Tășul principal al dintelui burghiului poate fi rectiliniu, convex și concav. În general, burghiile elicoidale se fac cu tăș rectiliniu.

## 2. Calculul profilului canalului elicoidal al burghiului

Determinarea prin metode analitice a profilului canalului elicoidal se poate realiza doar cu ajutorul calculatorului, prin determinarea coordonatelor punctelor profilului activ al canalului. În general, tăișul burghiului elicoidal este rectiliniu, ceea ce permite determinarea profilului canalului într-o secțiune transversală.

Pentru determinarea prin calcul a profilului canalului elicoidal, prezentat în figura 1, este necesară cunoașterea:  $d$  – diametrul burghiului, în mm;  $d_m$  – diametrul miezului burghiului, în mm;  $\omega$  – unghiul de înclinare al canalelor elicoidale ale burghiului, în grad;  $\kappa$  – semiunghiul la vârf al burghiului, în grad;  $i_{max}$  – numărul de intervale în care se divizează lungimea conului de atac al burghiului,  $l_z = i_{max} \Delta z$ .

Calculul constă în determinarea coordonatelor  $x_i$  și  $y_i$  ale punctelor profilului util AV, tăiș rectiliniu, și ale profilului neutil VB, care este un arc de cerc.

Pentru partea utilă se consideră că unui punct curent de pe tăiș  $P_t$  îi corespunde punctul  $P_u$  de pe partea utilă, care se obține printr-o mișcare elicoidală, compusă dintr-o rotație cu unghiul  $\varphi_i$  pe raza  $R_i$  și o deplasare axială cu  $i \Delta z$ . Dacă la o rotație completă,  $2\pi$ , corespunde o deplasare pe axa Oz egală cu pasul canalului elicoidal,  $p_E$ , atunci la o rotație cu unghiul  $\varphi_i$  va corespunde o deplasare axială,  $i \Delta z$ , care se determină cu relația,

$$i \Delta z = \frac{i \Delta x}{\operatorname{tg} \kappa} = \frac{i l_x}{i_{max} \operatorname{tg} \kappa}; \quad l_x = \sqrt{R^2 - r^2}, \quad (1)$$

unde:  $i$  este o poziție oarecare a punctului  $P_t$  pe tăișul dintelui burghiului, cu valori între 0 și  $i_{max}$ ;  $l_x$  – proiecția pe axa Ox a distanței  $OA=R$ , în mm;  $R$  – raza burghiului,  $R=d/2$ , în mm;  $r$  – raza miezului burghiului,  $r=d_0/2$ , în mm.

Raza,  $R_i$ , a punctului curent de pe partea utilă a canalului burghiului se determină cu relația,

$$R_i = \sqrt{r^2 + l_x^2 \left( \frac{i_{max} - i}{i_{max}} \right)^2}, \quad \text{mm.} \quad (2)$$

Pasul elicei canalului elicoidal,  $p_E$ , se calculează cu relația,

$$p_E = \frac{\pi d}{\operatorname{tg} \omega}, \quad \text{mm.} \quad (3)$$

Unghiul central,  $\varphi_i$ , între punctul curent al tăișului  $P_t$  și punctul  $P_u$  de pe partea utilă a canalului burghiului se calculează cu relația,

$$\varphi_i = \frac{i}{i_{max}} \frac{2\pi l_x}{p_E \operatorname{tg} \kappa}, \quad \text{rad.} \quad (4)$$

Unghiul central,  $\delta_i$ , al punctului curent  $P_t$  față de axa Ox se determină cu relația,

$$\delta_i = \arcsin \left( \frac{r}{R_i} \right), \quad \text{rad.} \quad (5)$$

Unghiul central,  $\theta_i$ , între punctul  $P_u$  de pe partea utilă a canalului burghiului și axa Ox se calculează cu relația,

$$\theta_i = \delta_i - \varphi_i, \quad \text{rad.} \quad (6)$$

Coordonatele punctului  $P_u$  de pe partea utilă a canalului burghiului se determină cu relațiile:

$$x_i = R_i \cos \theta_i, \quad \text{mm;} \quad (7)$$

$$y_i = R_i \sin \theta_i, \quad \text{mm.} \quad (8)$$

Coordonatele pentru  $i = 0$  corespund punctului A, iar cele pentru  $i = i_{max}$  corespund punctului V, al intersecției părților utilă și neutilă ale canalului elicoidal, pe suprafața miezului burghiului.

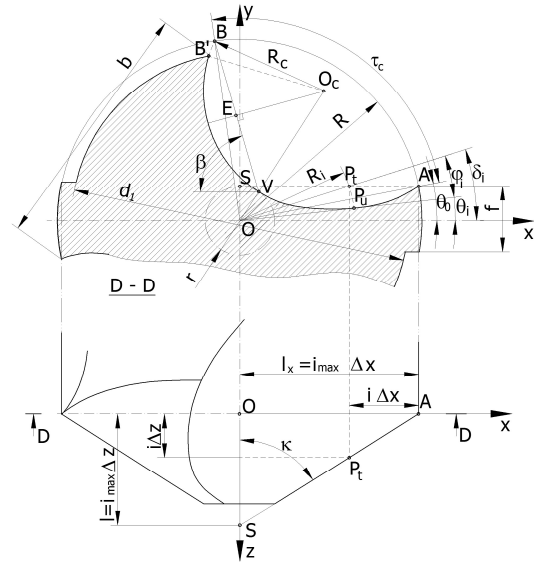


Fig. 1. Elementele profilului canalului

Coordonatele punctelor părții neutile a canalului, VB, se găsesc pe un arc de cerc ce trece prin punctele V și B, al cărui centru se găsește la intersecția dreptei OV cu perpendiculara dusă prin mijlocul dreptei VB.

Unghiul de deschidere al canalului,  $\tau_c$ , se calculează cu relația,

$$\tau_c = \pi - 2K \operatorname{arctg}\left(\frac{b}{d_1}\right), \text{ rad}, \quad (9)$$

unde:  $b$  este lățimea dintelui, în mm;  $d_1$  – diametrul spatelui dintelui, în mm;  $K$  – un coeficient de corecție a lățimii dintelui,  $K = 1, 1 \dots 1, 2$ .

Coordonatele punctului B se determină cu relațiile:

$$x_B = R \cos(\theta_0 + \tau_c), \text{ mm}; \quad (10)$$

$$y_B = R \sin(\theta_0 + \tau_c), \text{ mm}. \quad (11)$$

Lungimea segmentului de dreaptă VB se calculează cu relația,

$$l_{VB} = \sqrt{(x_B - x_V)^2 + (y_B - y_V)^2}, \text{ mm}. \quad (12)$$

Unghiul  $\beta$  al segmentului de dreaptă VB se determină cu relația,

$$\beta = \operatorname{arctg}\left(\frac{y_B - y_V}{|x_B - x_V|}\right), \text{ rad}. \quad (13)$$

Raza arcului de cerc se determină din triunghiul isoscel VBO<sub>c</sub> în care EO<sub>c</sub> este înălțime, cu relația,

$$R_c = \frac{l_{VB}}{2 \cos(\pi - \beta - \theta_{i_{max}})}, \text{ mm}. \quad (14)$$

Coordonatele centrului arcului de cerc, O<sub>c</sub>, se determină cu relațiile:

$$x_{O_c} = (R_c + r) \cos \theta_{i_{max}}, \text{ mm}; \quad (15)$$

$$y_{O_c} = (R_c + r) \sin \theta_{i_{max}}, \text{ mm}. \quad (16)$$

### 3. Modelarea 3D a canalelor elicoidale ale burghiului

Se determină prin calcul profilul transversal al canalului elicoidal pentru un burghiu, cu următoarele caracteristici: diametrul de 20 mm; diametrul miezului de 2,8 mm; unghiul la vârf 118°; unghiul elicei canalului de 30°; lățimea dintelui de 11,5 mm; diametrul spatelui dintelui de 18,5 mm; fațeta de 1,75 mm.

Pe baza relațiilor de la (1) la (16) a fost întocmită foaia de calcul Excel din figura 2.a, în partea stângă sunt datele pentru partea utilă a canalului și în dreapta pentru partea neutilă. Pe baza acestora a fost generată foaia de calcul din figura 2.b, care permite, în Solid Edge, trasarea curbei generatoare a profilului canalului, prezentată în figura 3.a, cu ajutorul tabelor de calcul, prin comanda *Curve by Table*.

Între coordonatele  $x$  și  $y$  din cele două foii de calcul sau făcut inversări pentru a realiza un burghiu cu canalul elicoidal pe dreapta.

Cu ajutorul profilului canalului elicoidal și a celorlalte date constructive (lățime fațetă, diametru spate dinte), s-a realizat profilul secțiunii transversale a burghiului, prezentată în figura 3.b.

În figura 2.c este prezentată foaia de calcul a curbei directoare a canalului elicoidal, cu ajutorul relațiilor,

$$\begin{aligned} x_i &= R \sin \varphi_i; \\ y_i &= R \cos \varphi_i; \\ z_i &= R \varphi_i \operatorname{tg}(\pi/2 - \omega). \end{aligned}, \text{ mm}, \quad (17)$$

unde  $\varphi_i$  este unghiul de rotire în jurul axei burghiului, în rad.

Cu ajutorul profilului secțiunii transversale și a celor două curbe directoare elicoidale, figura 3.c, se generează partea utilă a burghiului elicoidal, prezentată în figura 4.a, cu ajutorul softului Solid Edge și a comenzii *Swept Protrusion*. În figura 4.b este prezentat desenul părții active a burghiului, cu dimensiunile constructive ale acesteia. Geometria capului burghiului urmând să fie precizată după ascuțirea acestuia.

A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	
1												
2	diamentru miez	2,8	raza miez	1,4	latimea dintului						11,5	
3	diamentru burghiu	20	raza burghiu	10	diamentru spatelui dintului						18,5	
4												
5	unghiul la varf	118	semilungh	1,02374	semilunghiul dintului					0,65071		
6	lg lapa			1,64428	unghiul descurii canalului					1,84016		
7	unghiul elioei omeg	30		0,5238								
8	lg omeg			0,51735								
9	pasul elioei			108,828								
10												
11	numarul de intervale imax									20	diferenta coordonatelor pct. B	-4,456
12												7,65367
13	distantia axa punct A									9,90152	lungimea segmentului VB	5,02374
14	unghiul punctului A									0,14046		
15												1,05471
16	constanta pasului elioei									0,34349	unghiul dirse V0c si VB	0,85668
17												6,91662
18												2,80084
19												7,83208
20	i Ri	fi i	delta i	teta i	xi i	yi i						
21												
22	0	10	0	0,14046	0,14046	9,90152	1,4	0	0,47163	1,318		
23	1	9,51005	0,017177	0,14775	0,13058	9,4291	1,23825	1	0,07112	0,01461	1,49999	
24	2	9,02097	0,03435	0,15683	0,12148	8,95419	1,09314	2	0,14204	-0,4262	1,71399	
25	3	8,53193	0,05152	0,16483	0,11331	8,47722	0,9547	3	0,21337	-0,8547	1,95692	
26	4	8,04388	0,0687	0,17493	0,10624	7,99863	0,82296	4	0,28449	-1,2627	2,23354	
27	5	7,55585	0,08587	0,18634	0,10045	7,51935	0,70792	5	0,35551	-1,6502	2,55846	
28	6	7,07104	0,10305	0,19931	0,09626	7,0383	0,57961	6	0,42673	-2,0152	2,88614	
29	7	6,58649	0,12022	0,21419	0,09397	6,55744	0,451801	7	0,49786	-2,3558	3,22093	
30	8	6,10364	0,1374	0,23143	0,09404	6,07667	0,57311	8	0,56898	-2,6703	3,59902	
31	9	5,62281	0,15457	0,25163	0,09708	5,59644	0,64489	9	0,64011	-2,9572	3,99651	
32	10	5,1449	0,17175	0,27559	0,10384	5,11719	0,53331	10	0,71122	-3,2149	4,41738	
33	11	4,67045	0,18882	0,30444	0,11552	4,63932	0,53832	11	0,78235	-3,4423	4,8535	
34	12	4,20076	0,20609	0,33977	0,13068	4,16328	0,55988	12	0,85347	-3,6381	5,30468	
35	13	3,73793	0,22327	0,38093	0,14996	3,6956	0,59792	13	0,92459	-3,8013	5,78663	
36	14	3,28384	0,24044	0,44043	0,19999	3,21839	0,65236	14	0,99571	-3,9311	6,24301	
37	15	2,84385	0,25762	0,51472	0,2671	2,75038	0,72313	15	1,06684	-4,0289	6,72541	
38	16	2,4252	0,27479	0,61538	0,34059	2,28589	0,81012	16	1,13796	-4,0882	7,2134	
39	17	2,04105	0,29197	0,75687	0,4609	1,82534	0,91325	17	1,20908	-4,1146	7,70451	
40	18	1,71476	0,30914	0,95622	0,6408	1,36915	1,03239	18	1,2802	-4,1061	8,19626	
41	19	1,48496	0,32632	1,2309	0,80458	0,91773	1,16742	19	1,35132	-4,0527	8,68816	
42	20	1,4	0,34349	1,5708	1,22731	0,47149	1,31822	20	1,42245	-3,9945	9,17173	
43												

Fig. 2. Calculul profilului canalului elicoidal în Excel

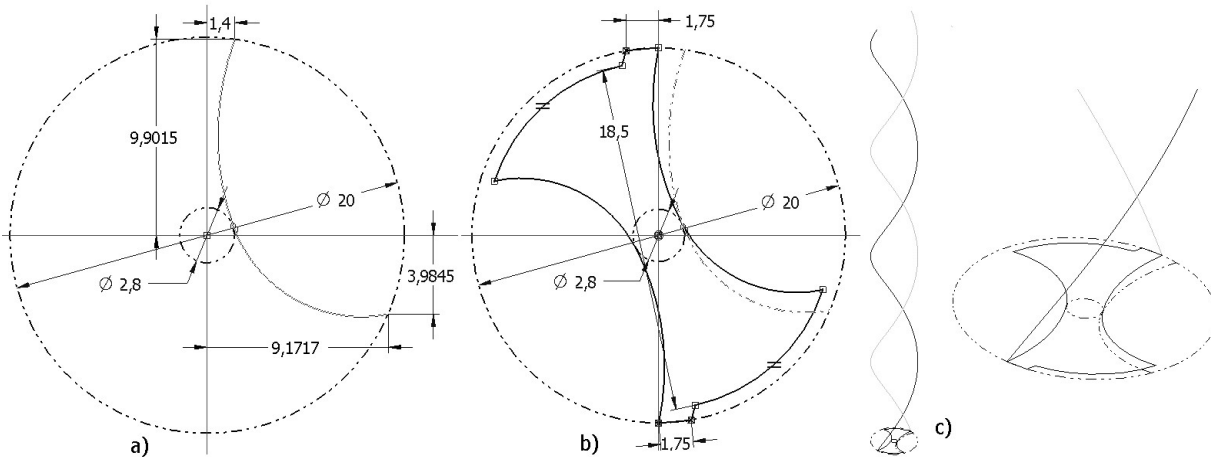


Fig. 3. Etapele de realizare a secțiunii transversale și a curbelor directe ale burghiului

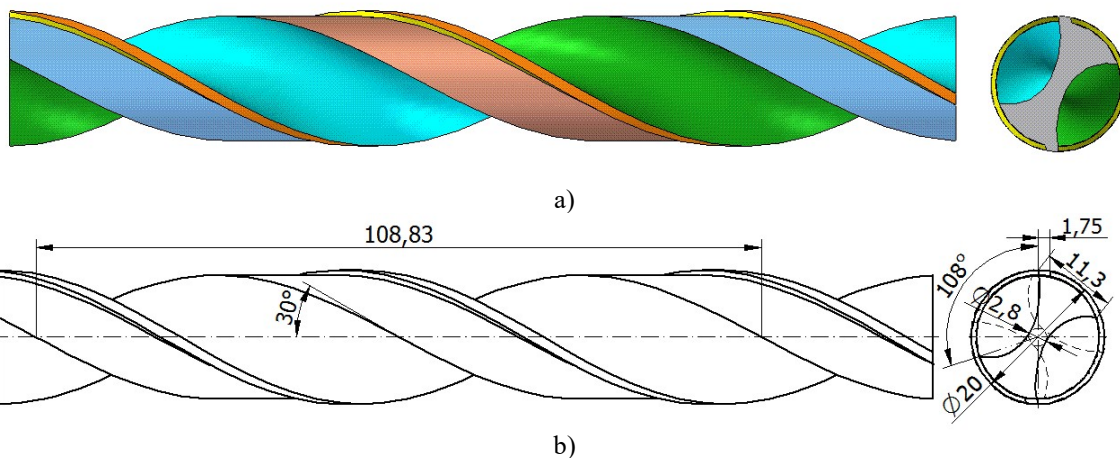


Fig. 4. Modelul 3D și desenul părții active a burghiului elicoidal

#### 4. Ascuțirea burghiilor elicoidale

Ascuțirea are o importanță hotărâtoare asupra preciziei găurii obținute, a forțelor și momentelor ce apar la burghiere, a durabilității și productivității burghiilor elicoidale.

Metoda de ascuțire trebuie să asigure următoarele calități părții așchietoare a burghiului:

- unghi de aşezare crescător de la aproximativ  $6^\circ$  la exterior la  $20-30^\circ$  la intersecţia tăişului principal cu cel transversal;
- să asigure autocentrarea burghiului şi un unghi de degajare cât mai mare;
- o formă convenabilă tăişului principal;
- simetrie perfectă a parametrilor geometrici de pe cei doi dinţi;
- calitate superioară a suprafeţelor de aşezare;
- o rezistenţă la uzură.

De asemenea, metoda de ascuţire trebuie să fie tehnologică, generarea suprafeţelor de aşezare să se facă prin compunerea unui număr minim de mişcări simple, schema de rectificare să asigure regimuri de aşchiere maxime, discul abraziv să aibă o formă simplă şi să nu necesite multe corecţii.

Reascuţirea trebuie practică înaintea de atingerea valorii limită a uzurii feţelor de aşezare  $h_a = 0,8 - 1$  mm, în caz contrar apare o uzură rapidă a vârfurilor principale şi a faţetelor.

Procedeele clasice de ascuţire a burghiilor elicoidale sunt prezentate în figura 10.3, astfel:

- procedeul cilindric circular, figura 5.a;
- procedeele conice, figurile 5.b şi 5.c;
- procedeul dublu plan, figura 5.d;
- procedeele cilindro-eliptice, figurile 5.e, 5.f şi 5.g.

Cinematica procedeele de aşchiere este realizată prin compunerea mişcărilor: *I* – principală, de rotaţie a discului abraziv; *II* – de avans circular în jurul axei dispozitivului, pentru realizarea suprafeţelor cilindrice sau conice, sau a axei burghiului la procedeele cilindro-eliptice; *III* – de avans de pătrundere pe direcţia axei burghiului; *IV* – pentru uniformizarea uzurii discului abraziv, mişcare rectilinie alternativă sau excentrică la procedeele cilindro-eliptice; *V* – de detalonare a feţii de aşezare a dintelui burghiului la procedeele cilindro-eliptice.

La procedeul cilindric circular Blau, figura 5.a, faţa de aşezare rezultă de formă cilindrică circulară, axa de oscilare, a mişcării *II*, fiind paralelă cu suprafaţa activă plană a discului abrazive. Procedeul conic Bancroft-Washborne-Stock, figura 5.b, la care faţa de aşezare a burghiului rezultă conică, axa burghiului făcând un unghi ascuţit cu axa conului după care se face ascuţirea. Procedeul conic Weiscker, figura 5.c, deosebindu-se de primul prin faptul că axa burghiului face un unghi de  $90^\circ$  cu axa conului după care se face ascuţirea.

Procedeul dublu plan, figura 5.d, este caracterizat prin faptul că faţa de aşezare se compune din două suprafeţe plane intersectate, zona centrală rezultând de formă piramidală autocentrată.

Procedeele elicoidale, Oliver – figura 5.e, Suhov – figura 5.f şi Spiropoint-Cincinnati – figura 5.g, care se caracterizează prin aceea că suprafaţa de aşezare elicoidală se generează de dreapta de contact dintre burghiu şi discul abraziv prin compunerea mişcării de rotaţie *II* a burghiului cu o mişcare de avans axial *V* a discului, de detalonare.

Din punct de vedere al forţelor şi momentelor de aşchiere la burghiere, ascuţirile elicoidale şi cele dublu plane, imprimând valori mari pentru unghiul de degajare transversal, asigură forţe axiale cu  $20...30\%$  mai mici decât celelalte procedee, momentul fiind foarte puţin afectat. Micşorarea forţei axiale conduce în acelaşi timp şi la o uşoară creştere a durabilităţii.

Din punct de vedere al preciziei burghierii, în vederea evitării operaţiei următoare de lărgire, ascuţirea optimă este ascuţirea dublu plană, elicoidală sau cilindro-eliptică cu vârf piramidal autocentrat.

Se ia modelul 3D al burghiului elicoidal (fig. 4) şi se aplică o ascuţire conică cu distanţa dintre axa burghiului şi vârful conului de ascuţire de 37 mm,  $l=(1,8...1,9)d$ , în care  $d$  este diametrul burghiului ( $d=20$  mm) şi o decalare între proiecţiile axelor burghiului şi conului de 2,2 mm,  $K=(0,08...0,12)d$ . Pentru aceasta se face o tăiere plană a vârfului burghiului la unghiul la vârf  $2\kappa$  cu ajutorul comenzii *Cutout*, din Solid Edge, aplicată în planul  $y0z$  al burghiului, figura 6.a. În continuare, se construiesc cele două planuri de poziţionare a axelor conurilor de ascuţire, figura 6.b, în care se desenează schiţa de generarea a conului de ascuţire, figura 6.c, iar apoi cu comanda *Revolved Cutout* se obţine faţa de aşezare a dintelui burghiului, figura 6.d.

În mod asemănător se pot modela 3D ascuţirea cilindrică, plană şi eliptică.

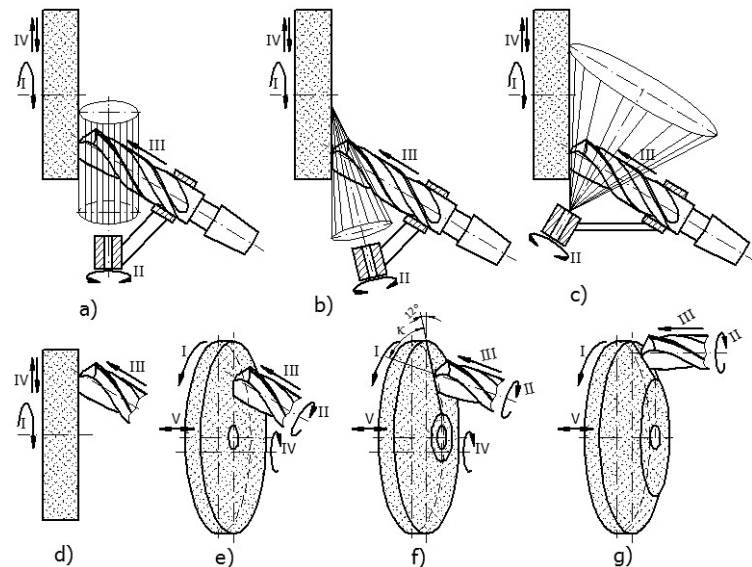


Fig. 5. Procedee de ascuţire



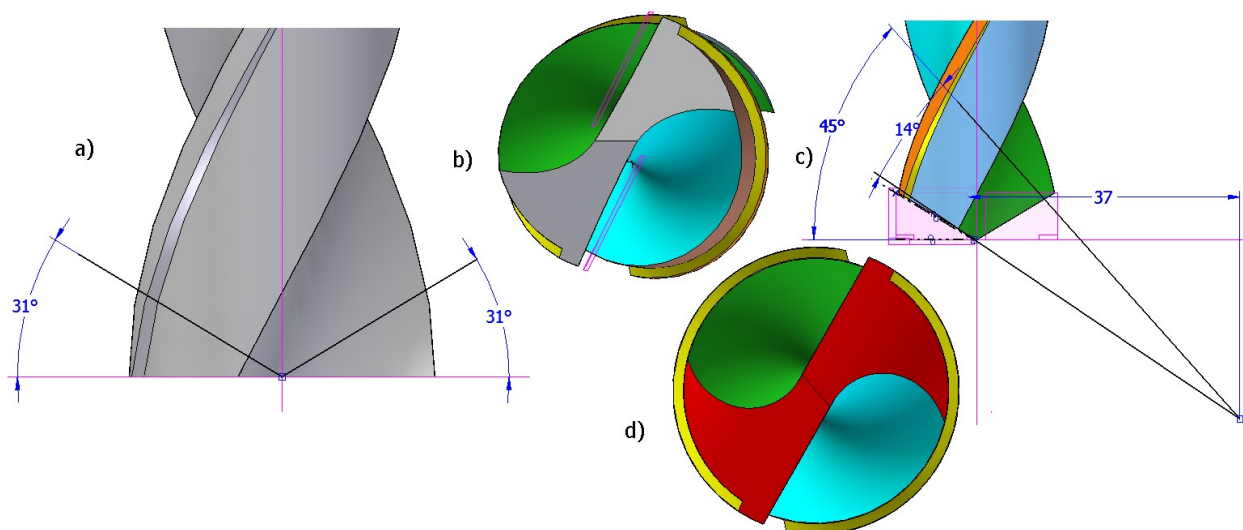


Fig. 6. Etapele de modelare 3D a fețelor de așezare la ascuțirea conică

## 5. Concluzii

Alături de procedeele noi și moderne de uzinare a materialelor, prelucrarea prin așchiere a metalelor și-a păstrat aria de extindere și importanța prin efortul specialiștilor din domeniu de a-i îmbunătăți în permanență competitivitatea. Se poate afirma că proiectarea și tehnologiile de execuție și exploatare a sculelor așchietoare este o problemă importantă pentru toți inginerii tehnologi din industria constructoare de mașini.

Prin utilizarea softurilor de modelare 3D și a softurilor de analiză cu element finit și de calcul se reușește studierea rapidă a geometriei sculelor așchietoare și optimizarea formei constructive a acestora.

Determinarea prin metode analitice a profilului canalului elicoidal se poate realiza doar cu ajutorul calculatorului, prin determinarea coordonatelor punctelor profilului activ al canalului, iar modelarea 3D a acestuia permite optimizarea formei frezei de ordinul II pentru prelucrarea acestuia.

Modelarea 3D a formei corpului burghiului elicoidal permite înțelegerea construcției și prelucrării canalelor elicoidale. De asemenea, prin modelarea ascuțirii burghiului se poate verifica geometria părții active a burghiului și modul de variație a unghiurilor de degajare și așezare principal în lungul tăișului principal.

Modelarea 3D a ascuțirii burghiului permite stabilirea caracteristicilor tehnice (dimensiuni, unghiuri de poziționare etc.) pentru proiectarea unor dispozitive de prindere și poziționare a burghiului pe mașinile de ascuțit și mișcările pe care trebuie să le efectueze dispozitivul pentru a obține fața de așezare principală a dintelui burghiului.

## Bibliografie

1. Dumitrescu, I. (2016) *Proiectarea sculelor așchietoare, Îndrumător de laborator*, Editura Universitas, Petroșani.
2. Dumitrescu, I., Florea V.A. (2018) *Desen tehnic industrial, utilizând soft-uri CAD*, Editura Universitas, Petroșani.
3. Grozav, I., Pamîntaş, E. (1994) *Teoria și proiectarea asistată a sculelor așchietoare*, U.P.Timișoara.
4. Minciu, C., ș.a. (1995) *Scule așchietoare, Îndrumar de proiectare, vol. 2*, Editura Tehnică, București.

# POSSIBILITATEA PROIECTĂRII PRIN METODE GRAFICE A UNOR PIESE OBTINUTE PRIN ÎNFĂȘURAREA UNOR SUPRAFEȚE PLANE PE CORPURI DE ROTAȚIE

**Autori:** Bogdan-Eduard I. ZAMFIR <sup>1</sup> Alexandru Daniel V. LEONTE <sup>2</sup>,  
[zamfir93@yahoo.com](mailto:zamfir93@yahoo.com)

**Coordonator:** Șef lucr.dr.ing. Răzvan Bogdan ITU <sup>3</sup>

<sup>1</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Tehnologia construcțiilor de mașini, anul I

<sup>2</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Tehnologia construcțiilor de mașini, anul I

<sup>3,4</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Departamentul I.M.I.T.

## Rezumat

Geometria descriptivă fiind o disciplină de cultură tehnică generală contribuie la dezvoltarea vederii în spațiu și creativității specialiștilor din domeniul tehnic, prin însușirea raționamentului geometric și a principiilor reprezentării plane a spațiului. În lucrare se tratează posibilitatea proiectării prin metode grafice a unor piese confecționate din table subțiri având diferite utilizări.

## Cuvinte cheie

Construcții metalice, figuri plane înfășurate

## 1. Introducere

La trasarea unor curbe plane pe corpuri rotunde, unele proprietăți ale acestora se conservă sau se transformă în altele analoge [1]. Astfel, dacă o figură plană se înfășoară pe un cilindru și se trasează pe figura dată linii paralele cu direcția generatoarelor, unghiurile sub care aceste drepte taie conturul figurii plane se conservă în timpul înfășurării iar tangenta la curba cilindrică întâlnește generatoarea punctului de contact sub un unghi egal cu cel pe care paralela corespondentă îl formează cu tangenta la curba plană.

Considerând  $x$  și  $z$  coordonatele unui punct  $M(m, m')$  de pe suprafața unui cilindru de rotație respectiv  $x_1$  și  $z_1$  cele ale punctului corespondent de pe desfășurata acestuia (figura 1) relația care există între proiecția verticală a punctului și cea de pe desfășurata cilindrului este exprimată prin relațiile [2]:

$$x = r \cdot \sin \frac{x_1}{r}, \quad z = z_1, \quad (1)$$

$$x_1 = r \cdot \arcsin \frac{x}{r}, \quad z_1 = z, \quad (2)$$

unde  $r$  este raza cercului bazei cilindrului.

Pentru con, relația dintre proiecția orizontală a unui punct  $M(m, m')$  de pe suprafața conului și poziția  $M_1(m_1, m_1')$  de pe desfășurata acestuia și reciproc, rezultă din ecuațiile de mai jos [2]:

$$\omega = \frac{\omega_1}{\sin \alpha}, \quad \rho = \rho_1 \cdot \sin \alpha, \quad (3)$$

$$\omega_1 = \omega \cdot \sin \alpha, \quad \rho_1 = \frac{\rho}{\sin \alpha}, \quad (4)$$

unde mărimile  $\omega, \omega_1, \rho, \rho_1$  au semnificațiile din figura 2

Pe baza acestor considerente, în lucrare se dezvoltă posibilitatea de proiectare prin metode grafice a unor piese din table subțiri rezultate din înfășurarea unei plăci patrulatere sau circulare pe un cilindru respectiv pe un con de rotație [3], [4].

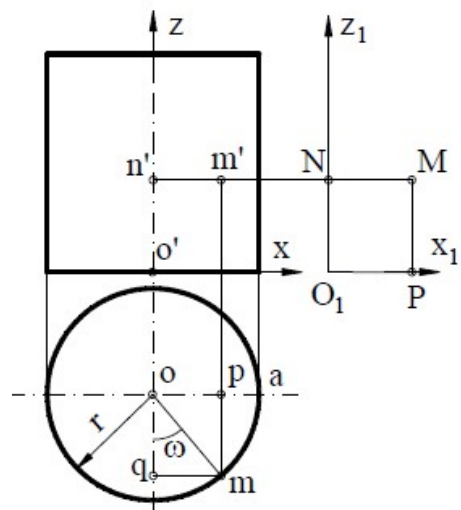


Fig. 1. Relațiile dintre coordonatele inițiale și cele de pe desfășuratele corpurilor cilindrice

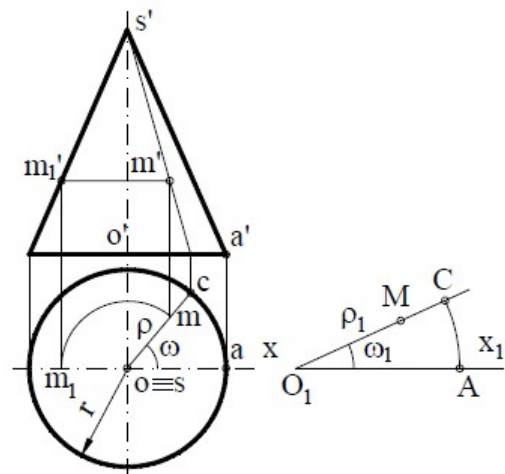


Fig. 2. Relațiile dintre coordonatele inițiale și cele de pe desfășuratele corpurilor conice

Pentru o ilustrare grafică cât mai intuitivă, grosimea elementelor plane care se înfășoară pe suprafața cilindrului sau conului s-a considerat neglijabilă.

## 2. Realizarea unei construcții metalice prin înfășurarea unei figuri plane pe un cilindru

### 2.1. Pătrat înfășurat pe suprafața unui cilindru

Foia din tablă care se înfășoară pe suprafața unui cilindru este un pătrat a cărui diagonală are lungimea egală cu lungimea cercului bazei cilindrului (figura 3, a).

Prin înfășurare, pe proiecția verticală rezultă că două laturi opuse ale pătratului sunt două părți consecutive ale unei elice (figura 3, b). Prin urmare, pe proiecția verticală a cilindrului, rezultă două elice de sensuri diferite. Două laturi consecutive ale pătratului au ca și corespondent pe desfășurata cilindrului o elice al cărui pas este egal cu înălțimea acestuia (figura 3, c).

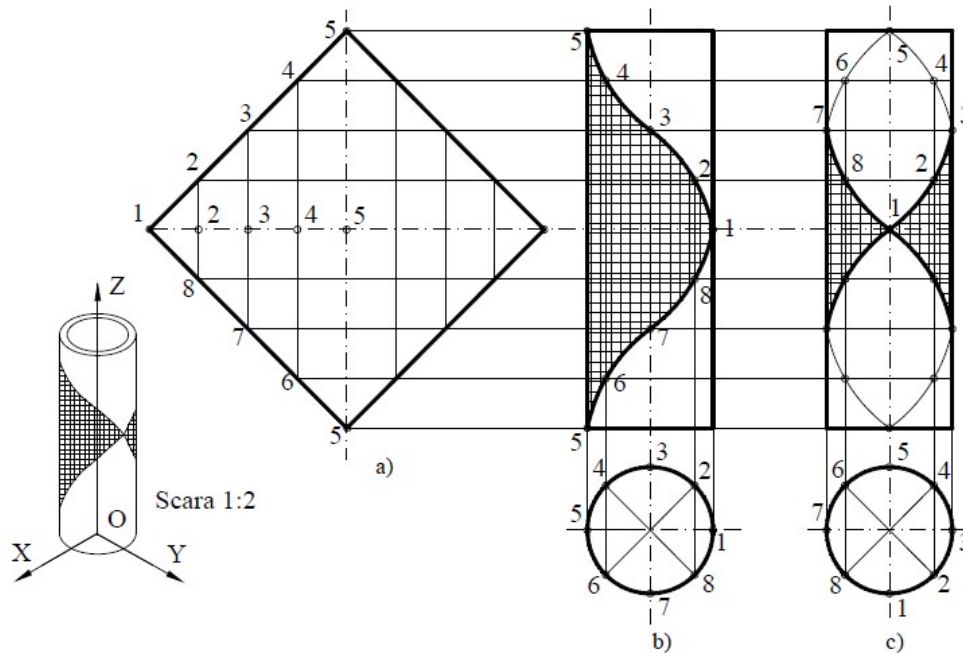


Fig. 3. Piesă realizată prin înfășurarea unui pătrat pe un cilindru

### 2.2. Înfășurarea unui cerc pe suprafața unui cilindru

Prin înfășurarea unui cerc de rază  $r$  pe un cilindru de rotație (figura 4), rezultă o curbă spațială pentru care tangenta în punctul 5 este orizontală iar în punctele 1 și 9 tangentele sunt verticale deoarece în punctele corespondente ale cercului, tangentele sunt de asemenea orizontale și respectiv verticale. Dacă punctele 1 și 9 se proiectează vertical pe axa cilindrului, curba obținută prin înfășurarea cercului pe cilindrul dat, prezintă un punct dublu iar cele două ramuri ale curbei sunt tangente între ele în punctul dublu. Punctul 5 este punct de întoarcere.

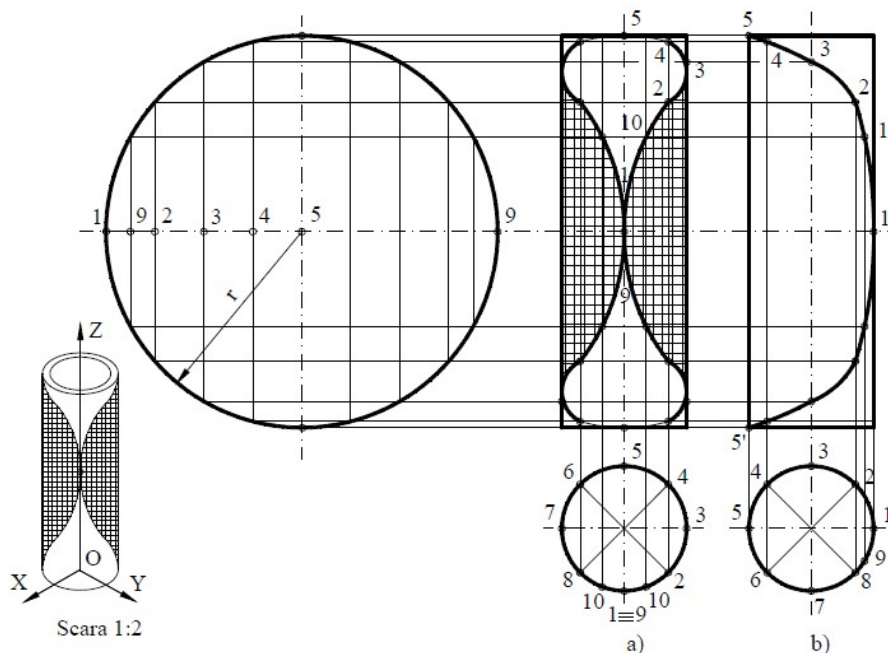
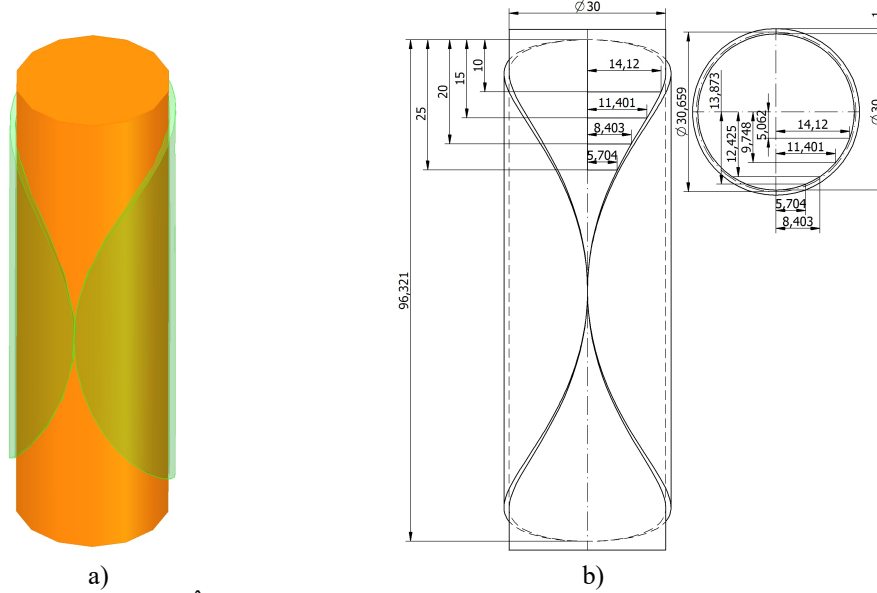


Fig. 4. Piesă realizată prin înfășurarea unui cerc pe un cilindru

În figura 5 este prezentată înfășurarea unui cerc pe un cilindru cu diametrul de  $\Phi 30$  mm realizată în Solid Edge în 3D, în figura 6 în 2D, iar în tabelul 1 este dat un exemplu pentru verificarea relațiilor dintre coordonatele inițiale și cele de pe desfășuratele corpurilor cilindrice ( $x$  și  $x_1$  din relațiile (1) și (2))



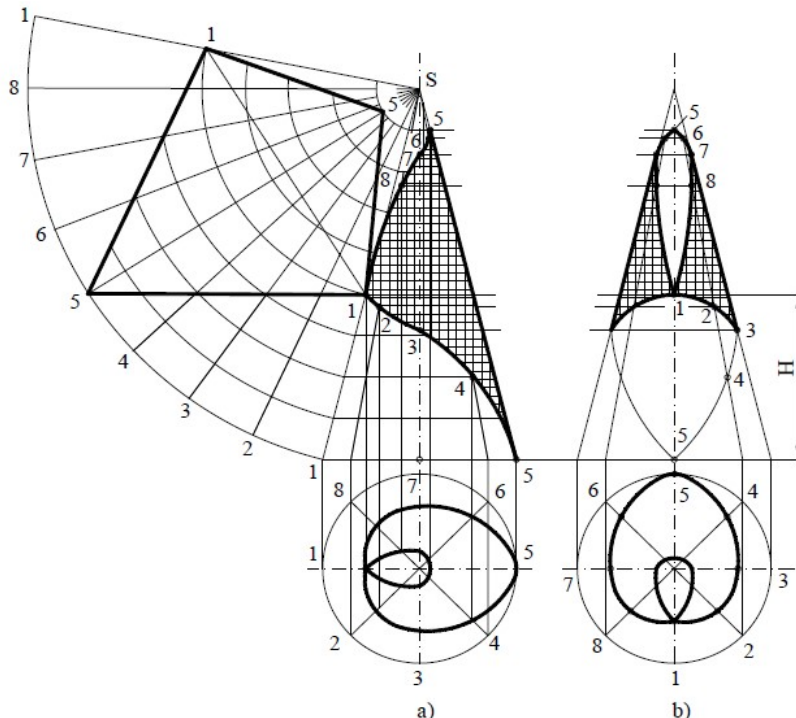
a) b)  
Fig. 5. Înfașurarea cercului pe cilindru realizată în Solid Edge  
a) 3D; b) 2D

Tabelul 1. Exemplu pentru verificarea relațiilor dintre coordonatele inițiale și cele de pe desfășuratele corpurilor cilindrice

r	x	x/r	$x_1=r*\arcsin(x/r)$	$x_1/r$	$x=r*\sin(x_1/r)$
15	0	0	0	0	0
15	7.5	0.5	7.853981634	0.523598776	7.5
15	15	1	23.5619449	1.570796327	15

### 2.3. Înfașurarea unui patrulater pe suprafața unui con

Patrulaterul înfașurat pe conul de rotație (figura 6) are diagonala 1-1 care subîntinde un arc de cerc cu centrul în vârful conului S, de lungime egală cu lungimea cercului obținut prin secționarea conului cu un plan de nivel la cota H. Rezultă proiecțiile pe planul [H] și [V] ale transformatei patrulaterului considerat figura 6, a) și cele de pe vederea laterală a întregului ansamblu (figura 6, b), cele două ramuri simetrice ale curbei trasate pe con având punctul dublu 1 și punctul de întoarcere 5.



a) b)  
Fig. 6. Piesă realizată prin înfașurarea unui patrulater pe un con

#### 2.4. Înfășurarea unui cerc pe suprafața unui con

O construcție bazată pe același raționament este cea rezultată prin înfășurarea pe un con de rotație a unui cerc (figura 7), trasat pe desfășurata conului, tangent la generatoarele de contur în punctele 1-1. Lungimea arcului 1-1 cu centrul în vârful S al conului, trasat pe desfășurata acestuia este egală cu lungimea cercului obținut prin secționarea conului cu un plan de nivel dus la înălțimea H. Prin înfășurare, rezultă construcția ale cărei proiecții prezintă punctul dublu 1 și punctul de întoarcere 5.

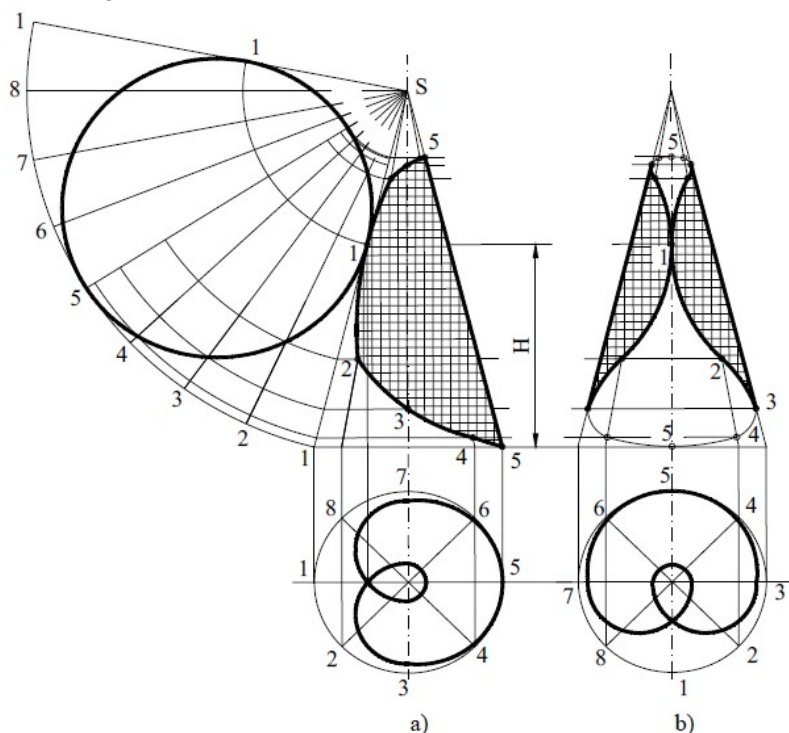


Fig. 7 Piesă realizată prin înfășurarea unui cerc pe un con

#### Concluzii

În lucrare s-a tratat metodologia de obținere a înfășurării unor suprafețe plane pe corpuri de rotație cilindrice și conice.

De asemenea în lucrare s-a evidențiat posibilitatea proiectării prin metode grafice a unor piese confecționate din table subțiri având diferite utilizări cum ar fi unele suprafețe colier, căptușeli pentru cazane, mantale etc., de forme rezultate prin înfășurarea pe suprafețe cilindrice sau conice a unor table subțiri de forme poligonale sau rotunde. Prelucrările cu role profilate în afara spațiului de lucru fac posibilă rularea diferitelor profile laminare cu cheltuieli mai mici.

Rezultatele obținute arată că pentru asemenea piese, metoda grafică poate fi utilizată în exclusivitate, cu suficientă precizie, nemaifiind necesare calcule analitice decât dacă se impune un studiu complet al proprietăților curbilor spațiale rezultate prin înfășurare.

#### Bibliografie

- [1] Orban, M., Geometrie descriptivă. Proiecții și metode de transformare a proiecțiilor. Casa Cărții de Știință, Cluj-Napoca, 2008, ISBN 978-973-133-393-9.
- [2]. Orban, M, Geometrie descriptivă. Sinteze și aplicații.,UT PRES, Cluj-Napoca, ISBN 973-662-020-4.
- [3]. Orban, M. și colectiv, Geometrie descriptivă. Suprafețe și corpuri cu aplicații în tehnică, UT PRES, Cluj-Napoca, 2002, ISBN 973-8335-71-X.
- [4] Orban, M., Construcții metalice realizate prin înfășurarea unor suprafețe plane pe corpuri de rotație. A XI-a Conferință Națională cu participare internațională - Profesorul Dorin Pavel - fondatorul hidroenergeticii românești, Sebeș, 2011, publicat în Știință și Inginerie, Editura AGIR, București 2011, vol. 19, p. 119-124, ISSN 2067-7138

# ASPECTE PRIVIND TEORIA ALGEBRICĂ A ANALIZEI DIMENSIONALE

**Autori:** Alexandru-Daniel V. LEONTE <sup>1</sup>, Bogdan Eduard I. ZAMFIR <sup>2</sup>  
[leontedaniel20@yahoo.com](mailto:leontedaniel20@yahoo.com)

**Coordonatori:** Șef lucr.dr. ing Răzvan Bogdan ITU <sup>3</sup>, Prof.univ.mat.dr. Wilhelm W. Kecs <sup>4</sup>

<sup>1</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Tehnologia construcțiilor de mașini, anul I

<sup>2</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Tehnologia construcțiilor de mașini, anul I

<sup>3</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E

<sup>4</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de Științe

## Rezumat

Analiza dimensională este un instrument de principiu folosit în fizică, chimie și tehnică la înțelegerea situațiilor care implică utilizarea combinată a mai multor mărimi fizice. Este un instrument uzual al oamenilor de știință și inginerilor pentru a verifica plauzibilitatea diferitelor tipuri de unități de măsură derivate, a consistenței ecuațiilor și a metodelor de calcul. Este folosită de asemenea pentru a face ipoteze pertinente asupra fenomenelor fizice care să fie verificate experimental sau prin teorii mai evolute.

În lucrarea de față au fost considerate câteva aspecte ale teoriei algebrice de analiză dimensională.

## Cuvinte cheie

Mărime fizică, unitate, valoare numerică, dimensiune, analiză dimensională

## 1. Introducere

*Măsurare* înseamnă compararea a două mărimi fizice de același fel, dintre care una este luată ca etalon. Rezultatul măsurării este un număr. Acest număr nu poate avea o semnificație ulterioară dacă nu este specificat și etalonul (numit în mod obișnuit „unitate de măsură”).

*Teorema fundamentală a unităților de măsură* afirmă că raportul numerelor care reprezintă rezultatele măsurării unei aceleiași mărimi fizice cu două etaloane diferite este egal cu inversul raportului dintre cele două etaloane. Cunoașterea acestei teoreme ne ajută să găsim valoarea pe care am determina-o măsurând cu un anumit etalon, în funcție de rezultatul măsurării cu alt etalon, doar cunoscând raportul celor două etaloane.

În sistemele de unități de măsură există mărimi fizice având etaloane a căror definiție se face în mod arbitrar. Aceste mărimi fizice se numesc *mărimi fizice fundamentale*, iar unitățile lor de măsură sunt *unitățile de măsură fundamentale* ale sistemului de unități de măsură. Alte mărimi fizice au unități de măsură care se definesc cu ajutorul unităților de măsură fundamentale. Acestea se numesc *mărimi fizice derivate*, iar unitățile lor de măsură sunt *unități de măsură derivate*. În Sistemul Internațional există doar șapte mărimi fizice fundamentale, restul mărimilor fizice fiind mărimi derivate.

Mărimile fizice fundamentale ale unui sistem de unități de măsură se mai numesc *dimensiunile sistemului de unități de măsură*. Relația care există între o unitate de măsură derivată și unitățile de măsură fundamentale poate fi transpusă în mod mai general ca o relație cu dimensiunile sistemului de unități de măsură. Această relație se numește *formula dimensională*.

*Analiza dimensională* este domeniul care se ocupă cu stabilirea relațiilor între formulele dimensionale ale diferitelor mărimi fizice. Pe baza acestor relații se pot uneori determina forme aproximative ale unor legi valabile în anumite situații experimentale. Chiar dacă formulele determinate utilizând analiza dimensională sunt doar aproximative, ele pot constitui un mare ajutor în simplificarea experimentelor care urmează să stabilească forma corectă a legilor respective. De asemenea, prin analiza dimensională se pot pune în evidență rapoarte adimensionale ale unor mărimi fizice, numite criterii, care sunt utilizate pentru a caracteriza preponderența unui anumit efect fizic în raport cu altul. Analiza dimensională se asociază și cu o altă metodologie de lucru, denumită *similitudine*. Dacă formulele dimensionale care caracterizează un anumit proces fizic (de exemplu, mecanic) coincid cu acelea care se referă la alt proces fizic (de exemplu, electric), atunci prin studiul experimental al unuia dintre ele și utilizând știința similitudinii se pot trage concluzii asupra rezultatelor care s-ar obține studiind celălalt proces.

*Metoda lui Rayleigh* constituie o modalitate relativ simplă de a stabili posibile formule matematice care să descrie interdependența mărimilor fizice care caracterizează desfășurarea unui anumit proces fizic. În esență, metoda presupune că una dintre mărimile implicate în proces este un produs de puteri necunoscute ale celorlalte mărimi. Considerentele de analiză dimensională permit găsirea de relații între exponenții (puterile) din formulă, rezultatul fiind în cazul cel mai favorabil chiar legea care guvernează respectivul proces, determinată până la nivelul unei constante ce urmează a fi măsurată experimental. Metoda Rayleigh este eficientă mai ales în studiul unor procese fizice în care numărul parametrilor implicați este mic, în caz contrar aplicarea ei devenind greoaie. În situațiile mai complicate se folosește o altă metodă, numită *teorema  $\pi$* , care are avantajul de a fi mai corectă din punct de vedere fizic.

## 2. Aspecte teoretice

Scopul fizicii este acela de a stabili legile în virtutea cărora se desfășoară procesele din natură. Aceste legi pot fi

exprimate atât sub formă calitativă cât și sub formă cantitativă. Forma calitativă a unei legi fizice este de cele mai multe ori prea vagă pentru a avea aplicații practice. De aceea, *este necesară stabilirea unei forme cantitative pentru fiecare lege a fizicii.*

Forma cantitativă a unei legi a fizicii este o relație matematică între *mărimi fizice măsurabile.*

Mărimile fizice măsurabile sunt, așa cum le spune și numele, acele mărimi fizice care pot fi măsurate.

Definiția măsurării este: *măsurarea* unei mărimi fizice înseamnă compararea ei cantitativă cu o mărime fizică de aceeași natură, aleasă ca *unitate de măsură.*

Se vor folosi în continuare următoarele notații:

A = mărimea fizică măsurabilă;

$\langle A \rangle$  = unitatea de măsură;

a = valoarea numerică rezultată în urma măsurării.

Între aceste mărimi există următoarea relație:

$$a = \frac{A}{\langle A \rangle}, \quad (1)$$

Evident, aceeași mărime fizică poate fi măsurată cu două unități de măsură diferite:

$$a_1 = \frac{A}{\langle A_1 \rangle}; \quad a_2 = \frac{A}{\langle A_2 \rangle}, \quad (2)$$

Făcând raportul celor două valori numerice, rezultă:

$$\frac{a_1}{a_2} = \frac{\langle A_2 \rangle}{\langle A_1 \rangle}, \quad (3)$$

Această relație a primit denumirea de *teorema fundamentală a unităților de măsură* și se enunță astfel: măsurând o mărime fizică cu două unități de măsură diferite, raportul valorilor numerice obținute este invers proporțional cu raportul celor două unități de măsură, fiind independent de mărimea fizică măsurată.

Forma cantitativă a unei legi fizice poate fi exprimată în două moduri diferite:

- *formula matematică*, adică relația matematică dintre mărimile fizice:

$$A_0 = f(A_1, A_2, \dots, A_n), \quad (4)$$

- *formula fizică*, adică relația matematică dintre valorile mărimilor fizice:

$$a_0 = f(a_1, a_2, \dots, a_n), \quad (5)$$

În general, *determinarea unei legi a fizicii se face pe cale experimentală, găsindu-se corelațiile între valorile mărimilor fizice care intervin. Aceste valori sunt stabilite utilizând unități de măsură specifice fiecăreia dintre mărimile fizice implicate.*

Totalitatea unităților de măsură atașate mărimilor fizice cunoscute la un moment dat se numește *sistem de unități de măsură.*

Dacă unitățile de măsură aparținând unui sistem de unități de măsură sunt definite în mod arbitrar atunci sistemul de unități de măsură se numește *incoerent. Folosirea unui sistem de unități de măsură incoerent generează neajunsuri în ceea ce privește relația dintre formulele fizice și matematice ale unei legi a fizicii.*

Eliminarea discrepanțelor între formula fizică și cea matematică este aceea care impune reducerea la minimum posibil a mărimilor fizice care au unități de măsură alese arbitrar.

Dacă într-un sistem de unitati de masura numarul marimilor fizice fundamentale este cel mai mic posibil, sistemul de unitati de măsură se numește *sistem coerent de unități de măsură.*

Dacă există  $N$  mărimi fizice distincte și  $n$  legi fizice independente, obținem  $n$  relații între unitățile de măsură ale celor  $N$  mărimi fizice, numărul mărimilor fizice fundamentale devenind egal cu diferența  $N - n$ . Notând mărimile fizice fundamentale cu:

$$F_1, F_2, \dots, F_{N-n}, \quad (6)$$

și unitățile lor de măsură (stabilite arbitrar) cu:

$$\langle F_1 \rangle, \langle F_2 \rangle, \dots, \langle F_{N-n} \rangle, \quad (7)$$

rezultă că unitățile de măsură derivate se pot exprima ca produse ale unor anumite puteri ale unităților fundamentale:

$$\langle A_k \rangle = \langle F_1 \rangle^{\varphi 1k} \cdot \langle F_2 \rangle^{\varphi 2k} \cdot \dots \cdot \langle F_{N-n} \rangle^{\varphi(N-n)k}, \quad (8)$$

În istoria științei și tehnicii s-au folosit diverse sisteme coerente de unități de măsură. Utilizarea lor simultană putea duce la confuzii. De aceea prin hotărârea *Conferinței Generale de Măsură și Greutăți* (Paris, 1960) s-a adoptat un sistem de unități de măsură unic pe plan internațional, bazat pe sistemul metric. Acesta poartă denumirea de *Sistemul Internațional de Unități de Măsură* sau, prescurtat, *SI*.

*Sistemul Internațional* este un sistem coerent care cuprinde șapte mărimi fizice fundamentale, numite *dimensiuni* ale acestui sistem de unități.

*Toate cele șapte unități de măsură fundamentale sunt definite în mod arbitrar* (de exemplu, kelvinul este a 273,16-a parte din intervalul de temperatură între zero absolut și temperatura punctului triplu al apei distilate).

*Toate celelalte unități de măsură utilizate de Sistemul Internațional sunt unități de măsură derivate* (de exemplu, viteza se măsoară în metri pe secundă).

Tabelul următor (tabelul 1) cuprinde lista mărimilor fizice fundamentale ale Sistemului Internațional.

Tabelul 1. Mărimile fizice fundamentale ale Sistemului Internațional

Marimea fizica	Simbolul dimensional	Unitate de masura	Simbolul unitatii de masura
LUNGIME	L	metru	m
TIMP	T	secunda	s
MASA	M	kilogram	kg
TEMPERATURA	Q	kelvin	K
CANTITATE DE SUBSTANTA	N	kilomol	kmol
INTENSITATEA CURENTULUI ELECTRIC	I	amper	A
INTENSITATE LUMINOASA	E	candela	cd

### 3. Omogenitatea dimensională a legilor fizicii, formula dimensională a unei mărimi fizice

Fie un sistem de unități de măsură sistem coerent și fie  $F_1, F_2, \dots, F_m$  mărimile fizice fundamentale ale acestuia. Fie de asemenea formula matematică  $A_0 = f(A_1, A_2, \dots, A_n)$  și formula fizică  $a_0 = f(a_1, a_2, \dots, a_n)$  ale unei legi a fizicii. Deoarece sistemul de unități de măsură este coerent, forma matematică a celor două formule este identică. În această situație, unitatea de măsură a marimii  $A_0$  se exprimă astfel:

$$\langle A_0 \rangle = \frac{f(A_1, A_2, \dots, A_n)}{f(a_1, a_2, \dots, a_n)}, \quad (9)$$

Unitatea de măsură  $\langle A_0 \rangle$  nu poate depinde de valorile particulare  $a_1, a_2, \dots, a_n$  pe care le iau mărimile fizice  $A_1, A_2, \dots, A_n$ . Rezultă că legea fizică trebuie să fie o funcție omogenă în raport cu unitățile de măsură ale mărimilor fizice de care depinde:

$$f(A_1, A_2, \dots, A_n) = f(a_1 \langle A_1 \rangle, a_2 \langle A_2 \rangle, \dots, a_n \langle A_n \rangle) = \langle A_1 \rangle^{\alpha_1} \cdot \langle A_2 \rangle^{\alpha_2} \cdot \dots \cdot \langle A_n \rangle^{\alpha_n} f(a_1, a_2, \dots, a_n), \quad (10)$$

Această cerință care trebuie satisfăcută de legea fizică se numește *condiția de omogenitate*. Dacă condiția de omogenitate este satisfăcută, rezultă:

$$\langle A_0 \rangle = \langle A_1 \rangle^{\alpha_1} \cdot \langle A_2 \rangle^{\alpha_2} \cdot \dots \cdot \langle A_n \rangle^{\alpha_n}, \quad (11)$$

Pe de altă parte, unitățile de măsură derivate  $\langle A_0 \rangle, \langle A_1 \rangle, \dots, \langle A_n \rangle$  se exprimă în funcție de unitățile fundamentale, conform relațiilor:

$$\langle A_k \rangle = \langle F_1 \rangle^{\varphi_{1k}} \cdot \langle F_2 \rangle^{\varphi_{2k}} \cdot \dots \cdot \langle F_m \rangle^{\varphi_{mk}}, \quad (12)$$

Înlocuind în relația rezultată din condiția de omogenitate obținem:

$$\langle F_1 \rangle^{\varphi_{10}} \cdot \langle F_2 \rangle^{\varphi_{20}} \cdot \dots \cdot \langle F_m \rangle^{\varphi_{m0}} = \left( \langle F_1 \rangle^{\varphi_{11}} \cdot \langle F_2 \rangle^{\varphi_{21}} \cdot \dots \cdot \langle F_m \rangle^{\varphi_{m1}} \right)^{\alpha_1} \cdot \dots \cdot \left( \langle F_1 \rangle^{\varphi_{1m}} \cdot \langle F_2 \rangle^{\varphi_{2m}} \cdot \dots \cdot \langle F_m \rangle^{\varphi_{mm}} \right)^{\alpha_m}, \quad (13)$$

sau:

$$\langle F_1 \rangle^{\varphi_{10}} \cdot \langle F_2 \rangle^{\varphi_{20}} \cdot \dots \cdot \langle F_m \rangle^{\varphi_{m0}} = \langle F_1 \rangle^{\varphi_{11} + \alpha_1 + \varphi_{12}\alpha_2 + \dots + \varphi_{1n}\alpha_n} \cdot \langle F_2 \rangle^{\varphi_{21} + \alpha_1 + \varphi_{22}\alpha_2 + \dots + \varphi_{2n}\alpha_n} \cdot \dots \cdot \langle F_m \rangle^{\varphi_{m1} + \alpha_1 + \varphi_{m2}\alpha_2 + \dots + \varphi_{mn}\alpha_n}, \quad (14)$$

Deoarece unitățile de măsură  $\langle F_0 \rangle, \langle F_1 \rangle, \dots, \langle F_m \rangle$  au fost definite arbitrar, relația poate fi satisfăcută doar dacă exponenții aceleiași unități de măsură valori egale în cei doi membri ai ecuației:

$$\begin{cases} \varphi_{10} = \varphi_{11}\alpha_1 + \varphi_{12}\alpha_2 + \dots + \varphi_{1n}\alpha_n \\ \dots \\ \varphi_{m0} = \varphi_{m1}\alpha_1 + \varphi_{m2}\alpha_2 + \dots + \varphi_{mn}\alpha_n \end{cases}, \quad (15)$$

Ele sunt echivalente următoarei formulări a condiției de omogenitate:

Termenii unei expresii matematice, care corespunde unei legi a fizicii, trebuie să aibă același grad de omogenitate în raport cu fiecare dintre unitățile de măsură fundamentale.

Condiția de omogenitate este independentă de unitățile de măsură ale mărimilor fizice fundamentale ale sistemului de unități de măsură.

Deoarece condiția de omogenitate depinde doar de alegerea mărimilor fizice fundamentale, putem introduce noțiunea de *dimensiune asociată unei mărimi fizice fundamentale*  $F_i$ , notată  $[F_i]$ .

În aceste condiții, relațiilor între unitățile de măsură derivate și unitățile de măsură fundamentale:

$$\langle A_k \rangle = \langle F_1 \rangle^{\varphi_{1k}} \cdot \langle F_2 \rangle^{\varphi_{2k}} \cdot \dots \cdot \langle F_m \rangle^{\varphi_{mk}}, \quad (16)$$

le corespund relații asemănătoare între dimensiunea mărimii derivate și dimensiunile mărimilor fundamentale:

$$[A_k] = [F_1]^{\varphi_{1k}} \cdot [F_2]^{\varphi_{2k}} \cdot \dots \cdot [F_m]^{\varphi_{mk}}, \quad (17)$$

Acest tip de relație poartă numele de formula *dimensională a unei mărimi fizice*.

Să presupunem în continuare, că suntem în situația că trebuie să determinăm expresia exactă a unei legi a fizicii, încă necunoscută, de forma:



$$A_0 = f(A_1, A_2, \dots, A_n), \quad (18)$$

Există o infinitate de relații matematice posibile între mărimile fizice  $A_1, A_2, \dots, A_n$ . Nu toate aceste relații matematice au și *sens fizic* ! Pot avea sens fizic doar expresiile care verifică condiția de omogenitate:

$$[A_0]^{\alpha_0} = [A_1]^{\alpha_1} \cdot [A_2]^{\alpha_2} \cdot \dots \cdot [A_n]^{\alpha_n}, \quad (19)$$

Ce avantaje ar putea rezulta din acest fapt ? Pentru a înțelege cum putem utiliza condiția de omogenitate dimensională, se va examina în continuare un exemplu:

Se consideră că viteza  $v$  cu care atinge solul un corp lasat liber la o înălțime  $h$  depinde și de masa sa  $m$  și de accelerația gravitațională  $g$ .

Frecările se pot neglija.

Se caută o lege a fizicii de forma:

$$v = f(h, m, g), \quad (20)$$

Formulele dimensionale ale mărimilor care intervin sunt:

$$[v]_{SI} = \frac{L}{T}; \quad [h]_{SI} = L; \quad [m]_{SI} = M \quad [g]_{SI} = \frac{L}{T^2}, \quad (21)$$

Conform condiției de omogenitate dimensională avem :

$$[v] = [h]^{\alpha_1} \cdot [m]^{\alpha_2} \cdot [g]^{\alpha_3}, \quad (22)$$

sau :

$$\frac{L}{T} = L^{\alpha_1} M^{\alpha_2} \left( \frac{L}{T^2} \right)^{\alpha_3}, \quad (23)$$

sau :

$$L^1 T^{-1} M^0 = L^{\alpha_1 + \alpha_3} T^{-2\alpha_3} M^{\alpha_2}, \quad (24)$$

Dimensiunile sistemului de unități de măsură sunt mărimi independente, ceea ce are drept urmare faptul că exponenții lor din membrul stâng trebuie să fie egali cu exponenții din membrul drept al expresiei:

$$\begin{cases} \alpha_1 + \alpha_3 = 1 \\ -2\alpha_3 = -1 \\ \alpha_2 = 0 \end{cases}, \quad (25)$$

Soluțiile acestui sistem de ecuații sunt:

$$\alpha_1 = 1/2; \quad \alpha_2 = 0; \quad \alpha_3 = 1/2;$$

Rezultă că relația de omogenitate are forma:

$$[v] = [h]^{1/2} \cdot [m]^0 \cdot [g]^{1/2}, \quad (26)$$

sau:

$$[v] = \sqrt{[gh]}, \quad (27)$$

Se știe că legea vitezei căderii libere a unui corp în câmpul gravitațional terestru este:

$$v = \sqrt{2gh}, \quad (28)$$

Comparând condiția de omogenitate dimensională cu legea vitezei, remarcăm asemănarea lor ! Diferența este dată doar de un coeficient numeric adimensional.

Concluzia pe care o sugerează acest exemplu este următoarea :

Cel puțin în anumite cazuri, expresia matematică a unei legi a fizicii corespunde până la unii factori numerici adimensionali cu expresia matematică a condiției de omogenitate.

Exemplul studiat a fost unul particular. În cazul general, există următoarele posibilități:

1. Numărul ecuațiilor independente ale sistemului de ecuații,  $p \leq m$ , este mai mare decât numărul  $n$  al exponenților  $\alpha_j$ . În acest caz, sistemul de ecuații este incompatibil. *Sensul fizic al acestei situații matematice este acela că numărul mărimilor fizice luate în considerare este prea mic, fenomenul studiat depinzând și de alte mărimi fizice.* Legea pe care o căutăm  $A_0 = f(A_1, A_2, \dots, A_n)$  nu există !

2. Numărul ecuațiilor independente ale sistemului de ecuații,  $p \leq m$ , este egal cu numărul  $n$  al exponenților  $\alpha_j$ . În acest caz, sistemul de ecuații este compatibil determinat, iar exponenții  $\alpha_j$  sunt unic determinați. *Sensul fizic este acela că există o singură relație matematică între mărimile fizice considerate care să reprezinte o lege a fizicii.*

3. Numărul ecuațiilor independente ale sistemului de ecuații,  $p \leq m$ , este mai mic decât numărul  $n$  al exponenților  $\alpha_j$ . În acest caz, sistemul de ecuații este compatibil nedeterminat. Dintre exponenții  $\alpha_j$ ,  $p$  se exprimă în funcție de ceilalți ( $n - p$ ) exponenți, luați ca parametri. *Sensul fizic este că există mai multe expresii matematice compatibile cu legea fizică căutată.*

Rayleigh și-a propus să determine forma concretă a legii fizice în cazurile al doilea și al treilea. Pentru aceasta el face următoarea afirmație suplimentară:

*Ipoteza lui Rayleigh*: omogenitatea în raport cu dimensiunile mărimilor fizice este o consecință a omogenității în raport cu însăși mărimile fizice ce intervin în expresia unei legi fizice. Matematic această ipoteză se poate exprima astfel:

$$A_0 = f(A_1, A_2, \dots, A_n), \quad (29)$$

$$[A_0]^{\alpha_0} = [A_1]^{\alpha_1} \cdot [A_2]^{\alpha_2} \cdot \dots \cdot [A_n]^{\alpha_n}, \quad (30)$$

$$A_0^{\alpha_0} = K A_1^{\alpha_1} \cdot A_2^{\alpha_2} \cdot \dots \cdot A_n^{\alpha_n}, \quad (31)$$

unde  $K$  este o constantă numerică ( $[K] = 1$ ).

În cazul al doilea, această ipoteză, ne permite să afirmăm ca legea fizică căutată are o formă unică:

$$A_0 = K A_1^{\alpha_1(\mu_{10} \dots \mu_{1n})} \dots A_n^{\alpha_n(\mu_{10} \dots \mu_{nn})}, \quad (32)$$

În cazul al treilea, în funcție de rangul nedeterminării,  $(n - p)$ , se vor introduce parametrii  $\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_{n-p}$ , astfel încât soluțiile sistemului de ecuații sunt de forma:

$$\alpha_i = \alpha_i(\mu_{10}, \dots, \mu_{nn}; \lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_{n-p}), \quad (33)$$

Conform ipotezei lui Rayleigh, rezultă:

$$A_0 = \sum_j K A_1^{\alpha_1(\mu_{10} \dots \mu_{1n}; \lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_{n-p})} \dots A_n^{\alpha_n(\mu_{10} \dots \mu_{nn}; \lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_{n-p})}, \quad (34)$$

adică  $A_0$  reprezintă o sumă finită sau infinită de expresii matematice compatibile cu legea fizică cerută, diferind una de cealaltă prin valorile parametrilor  $\lambda$ . Valorile parametrilor  $K_j$  și  $\lambda$ , precum și numărul de termeni ai sumei ce urmează să se stabilească pe cale experimentală.

În continuare se prezintă exemple, în care se utilizează *metoda lui Rayleigh*. Astfel se cere să se determine formula dimensională a lucrului mecanic. Formula de definiție a lucrului mecanic este:

$$L = F \cdot d \cdot \cos \alpha, \quad (35)$$

Prin urmare, formula dimensională este:

$$[L] = [F] \cdot [d] \cdot [\cos \alpha], \quad (36)$$

Dimensiunea deplasării  $d$  este lungimea  $L$ , iar funcția cosinus este adimensională:  $[\cos \alpha] = 1$ . Pentru a găsi dimensiunea forței, vom utiliza principiul fundamental al dinamicii:

$$F = ma \Rightarrow [F] = [m] \cdot [a] = M \cdot [a], \quad (37)$$

Folosind definițiile accelerației și vitezei, mai obținem:

$$a = \frac{\Delta v}{\Delta t} \Rightarrow [a] = \frac{[\Delta v]}{[\Delta t]} = \frac{[L]}{[T]}, \quad (38)$$

$$v = \frac{\Delta s}{\Delta t} \Rightarrow [v] = \frac{[\Delta s]}{[\Delta t]} = \frac{L}{T}, \quad (39)$$

Rezultă:

$$[a] = \frac{L}{T^2}, \quad [F] = \frac{ML}{T^2} \quad (40)$$

În final :

$$[L] = \frac{ML^2}{T^2} = L^2 T^{-2} M^1, \quad (41)$$

În exemplul următor utilizând metoda Rayleigh să se determine formula presiunii hidrostatice.

Rezolvare

Presiunea hidrostatică depinde de densitatea  $\rho$  și adâncimea  $h$  ale lichidului, precum și de accelerația gravitațională  $g$ . Putem scrie:

$$p = f(\rho, h, g), \quad (42)$$

Conform condiției de omogenitate dimensională, putem scrie:

$$[p] = [\rho]^x \cdot [h]^y \cdot [g]^z, \quad (43)$$

Substituind cu formulele dimensionale corespunzătoare, rezultă:

$$L^{-1} T^{-2} M^1 = (L^{-3} T^0 M^1)^x \cdot (L^1 T^0 M^0)^y \cdot (L^1 T^{-2} M^0)^z, \quad (44)$$

De aici :

$$L^{-1} T^{-2} M^1 = L^{-3x+y+z} \cdot T^{-2z} \cdot M^x, \quad (45)$$

Prin egalarea exponentilor celor trei dimensiuni, obținem :

$$\begin{cases} -3x + y + z = -1 \\ -2z = -2 \\ x = 1 \end{cases}, \quad (46)$$

Soluțiile acestui sistem de ecuații sunt  $x = 1, y = 1$  și  $z = 1$ . Prin urmare, condiția de omogenitate dimensională se scrie

astfel:

$$[p] = [\rho]^l \cdot [h]^l \cdot [g]^l, \quad (47)$$

Conform ipotezei făcute de Rayleigh, condiția de omogenitate ar reflecta chiar legea căutată:

$$p = K \cdot \rho \cdot h \cdot g, \quad (48)$$

$K$  fiind un coeficient numeric adimensional care urmează să fie determinat pe cale experimentală.

Un alt exemplu este acela în care să se utilizeze metoda Rayleigh pentru a determina înălțimea  $h$  la care urcă un lichid de densitate  $\rho$  într-un tub capilar de rază  $r$ . Coeficientul de tensiune superficială al lichidului este  $\sigma$  și se măsoară în N/m, iar accelerația gravitațională este  $g$ . Se știe că înălțimea este invers proporțională cu raza tubului capilar.

Rezolvare

Înălțimea cerută depinde de densitatea  $\rho$  și coeficientul de tensiune superficială  $\sigma$  ale lichidului, de raza tubului capilar  $r$ , precum și de accelerația gravitațională  $g$ . Putem scrie:

$$h = f(\rho, \sigma, r, g), \quad (49)$$

Condiția de omogenitate dimensională este:

$$[h] = [\rho]^x \cdot [\sigma]^y \cdot [r]^z \cdot [g]^w, \quad (50)$$

Se formează sistemul de ecuații:

$$\begin{cases} -3x + z + w = 1 \\ -2y - 2w = 0 \\ x + y = 0 \end{cases}, \quad (51)$$

Acesta este un sistem compatibil simplu nedeterminat. Va trebui ca una dintre necunoscute să fie luată ca parametru. Fie aceasta  $w$ . Soluțiile sunt  $x = w$ ,  $y = -w$  și  $z = 1 + 2w$ . Prin urmare, condiția de omogenitate dimensională se scrie astfel:

$$[h] = [\rho]^w \cdot [\sigma]^{-w} \cdot [r]^{1+2w} \cdot [g]^w, \quad (52)$$

Putem scrie și:

$$[h] = [r]^1 \cdot \left( \frac{[\rho] \cdot [r]^2 [g]}{[\sigma]} \right)^w, \quad (53)$$

Conform ipotezei lui Rayleigh:

$$h = Kr \left( \frac{\rho g r^2}{\sigma} \right)^w, \quad (54)$$

Cantitatea conținută în paranteză este un complex adimensional. În adevăr:

$$\frac{[\rho] \cdot [r]^2 [g]}{[\sigma]} = \frac{(L^{-3} T^0 M^1) \cdot (L^1 T^0 M^0)^2 \cdot (L^1 T^{-2} M^0)}{(L^0 T^{-2} M^1)} = 1, \quad (55)$$

În general, fiecărei variabile luată ca parametru îi corespunde câte un complex adimensional.

Dacă folosim și informația oferită de enunț, rezultă că exponentul  $1 + 2w$  al razei capilarului trebuie să aibă valoarea  $-1$ . Rezultă  $w = -1$  și:

$$h = K \frac{\sigma}{\rho \cdot g \cdot r}, \quad (56)$$

### Concluzii

În final, putem face următoarele observații asupra metodei lui Rayleigh.

Ea reprezintă o cale lesnicioasă pentru determinarea expresiei matematice a unor legi fizice simple, care depind de un număr redus de parametri. Dificultatea de a o utiliza crește odată cu mărirea numărului de parametri fizici implicați de legea căutată. Ipoteza lui Rayleigh privind omogenitatea legilor fizicii nu este valabilă în toate cazurile și de aceea soluțiile pe care le obținem sunt uneori eronate sau incomplete.

În situațiile mai complicate se folosește o altă metodă, numită teorema  $\pi$ , care are avantajul de a fi mai corectă din punct de vedere fizic.

### Bibliografie

- [1] Cernica, I. M., Bazele fizice ale analizei dimensionale: aplicații și sisteme de unități, Editura AGIR, București, 2014.
- [2] Cernica, I. M., Contribuții la teoria algebrică a analizei dimensionale, a XIV – a Conferință internațională-multidisciplinară „Profesorul Dorin PAVEL-fondatorul hidroenergeticii românești”, Sebeș, 2014.
- [3] Milea, A., În lumea măsurărilor și a unităților de măsură, Editura AGIR, București, 2008.
- [4] \*\*\* <http://www.qreferat.com/referate/constructii/MASURARE-SISTEMUL-INTERNATIONA757.php>

# ASPECTE PRIVIND INFLUENȚA ACȚIUNII FORȚEI TĂIETOARE ASUPRA GRINZILOR DREPTE SOLICITATE LA ÎNCOVOIERE

**Autor: Dănuț-Ilie P. MATEI** <sup>1</sup>  
[danutz67@gmail.com](mailto:danutz67@gmail.com)

**Coordonator: Șef lucr.dr.ing. Răzvan Bogdan ITU** <sup>2</sup>

<sup>1</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Tehnologia construcțiilor de mașini, anul II

<sup>2</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Departamentul I.M.I.T.

## Rezumat

În lucrare se prezintă aspecte cu privire la o grindă (bară) dreaptă supusă momentului de încovoiere, luând în considerare sau neglijând influența acțiunii forței tăietoare. Pentru exemplificare au fost luate în studiu diferite forme a secțiunilor transversale, respectiv pentru diferite valori ale raportului (relației) între înălțimea secțiunii grinzii (barei) și lungimea sa.

## Cuvinte cheie

Grindă dreaptă, moment încovoiător, forță tăietoare, deformații

## 1. Introducere

În orice corp solid există forțe interioare, de structură, care asigură păstrarea formei și dimensiunilor corpului. Dacă un corp este solicitat mecanic în interiorul său apar niște forțe interioare suplimentare, care caută să se opună tendinței de deformare a corpului. Calculul acestor forțe interioare suplimentare constituie obiectul fundamental al Rezistenței Materialelor. Spre deosebire de mecanica teoretică, rezistența materialelor ține seama de proprietatea de deformabilitate a corpurilor, pe care mecanica teoretică le consideră perfect rigide.

În rezistența materialelor corpurile se studiază ținând seama de faptul că ele se deformează sub acțiunea sarcinilor. Mărimea deformațiilor depinde de caracteristicile elastice ale materialului, de forma și dimensiunile corpului și de mărimea și modul de aplicare al sarcinilor. Pentru a caracteriza starea de deformație a corpurilor se folosesc o serie de mărimi care caracterizează această stare.

Principiul fundamental care trebuie avut în vedere în calculul de rezistență este: piesa proiectată trebuie să asigure din punct de vedere al rezistenței, buna funcționare a ansamblului în care este montată. Dimensiunile ei trebuie să fie astfel calculate încât să nu existe pericol de rupere. În afară de aceasta, piesa trebuie proiectată în condițiile cele mai economice atât ca material, cât și ca prelucrare.

## 2. Considerații generale

Una din metodele uzuale de calcul a deformațiilor elementelor de rezistență o reprezintă metodele energetice, prin exprimarea valorii energiei potențiale de deformare acumulată în elementele de rezistență. Expresia generală a energiei potențiale de deformare  $W_d$  acumulată într-o grindă dreaptă în care sarcinile exterioare dau naștere la eforturi ca: forță axială  $N$ , forță tăietoare  $T$ , moment încovoiător  $M_i$ , moment de torsiune  $M_t$ , este :

$$W_d = \int_L \frac{N^2}{2 \cdot E \cdot A} dx + \int_L \frac{k \cdot T^2}{2 \cdot G \cdot A} dx + \int_L \frac{M_i^2}{2 \cdot E \cdot I} dx + \int_L \frac{M_t^2}{2 \cdot G \cdot J} dx, \quad (1)$$

În multe aplicații practice unii din termenii expresiei energiei potențiale de deformare  $W_d$  au o valoare neglijabilă, luându-se în considerare numai efectul momentului încovoiător.

Este cunoscut faptul că efectul forței tăietoare asupra deformației elementului de rezistență este semnificativă pentru anumite valori ale raportului dintre înălțimea  $h$  a secțiunii și lungimea  $L$  a elementului de rezistență, aceasta fiind influențată și de forma secțiunii transversale.

În cadrul lucrării se va considera exprimarea energiei potențiale de deformare  $W_d$  exprimată numai prin termenii corespunzători forței tăietoare  $T$  și a momentului încovoiător  $M_i$  având expresia:

$$W_d = \int_L \frac{k \cdot T^2}{2 \cdot G \cdot A} dx + \int_L \frac{M_i^2}{2 \cdot E \cdot I} dx, \quad (2)$$

În relațiile (1) și (2) -  $k$  - reprezintă un coeficient care ține seama de distribuția tensiunii tangențiale pe secțiune și poate fi calculat ca raportul dintre aria totală a secțiunii transversale  $A$  și aria de forfecare  $A_F$ :

$$k = \frac{A}{A_F}, \quad (3)$$

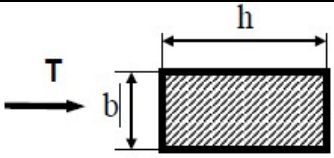
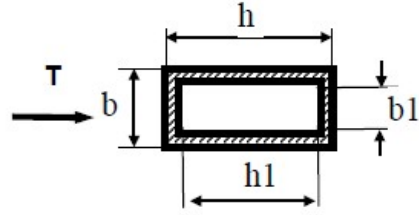
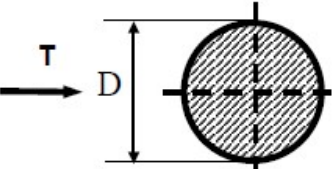
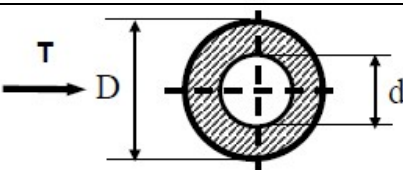
Valoarea ariei de forfecare  $A_F$  se calculează cu relația:

$$A_F = \frac{I^2}{\int_A \frac{S^2}{b^2} \cdot dA}, \quad (4)$$

în care: -  $I$  - reprezintă valoarea momentului de inerție, iar -  $S$  - este momentul static, calculate în raport cu axa de încovoiere.

Din literatura de specialitate [1], [2], [3], [4] valorile ariilor de forfecare și a coeficientului  $k$  au valorile prezentate în tabelul 1.

Tabelul 1. Valorile ariilor de forfecare și a coeficientului  $k$

Secțiunea	Aria de forfecare $A_F$	$k = \frac{A}{A_F}$
	$\frac{5}{6} \cdot b \cdot h$	$\frac{6}{5} = 1,2$
	$\frac{h \cdot (b - b_1)}{0,5 \cdot b \cdot h}$ dacă $\frac{b_1}{b} = \frac{h_1}{h} = 0,5$	1,5
	$\frac{9}{10} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}$	$\frac{10}{9} = 1,11$
	$\frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{16}$	4

### 3. Metoda de calcul

Pentru studiul influenței forței tăietoare asupra deformațiilor s-a considerat o grindă simplu rezemată încărcată cu sarcină concentrată  $F$  și o sarcină uniform distribuită  $p$ , conform figurii 1. Se va studia valoarea deplasării în dreptul secțiunii de aplicare a forței concentrate  $F$ . Aceasta se va calcula considerând expresia energiei de deformare din relația (2) și aplicând metoda de calcul a deplasărilor a lui Castigliano, se determină valoarea deplasării în dreptul secțiunii de aplicare a forței concentrate  $F$ :

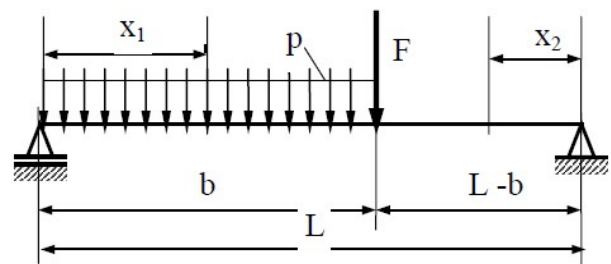


Fig.1. Studiul grinzii simplu rezemate

$$\delta_F(M_i, T) = \frac{1}{E \cdot I} \int_0^b M_{i1}(x_1) \frac{\partial M_{i1}(x_1)}{\partial F} dx_1 + \frac{1}{E \cdot I} \int_0^{L-b} M_{i2}(x_2) \frac{\partial M_{i2}(x_2)}{\partial F} dx_2 + \frac{k}{G \cdot A} \int_0^b T_1(x_1) \frac{\partial T_1(x_1)}{\partial F} dx_1 + \frac{k}{G \cdot A} \int_0^{L-b} T_2(x_2) \frac{\partial T_2(x_2)}{\partial F} dx_2, \quad (5)$$

Dacă se înlocuiesc expresiile momentelor încovoietoare și a forței tăietoare pe cele două tronsoane de calcul, se obține :

$$\begin{aligned}
\delta_F(M_i, T) = & \frac{1}{E \cdot I} \int_0^b \left[ \frac{F(L-b) \cdot x_1}{L} + \frac{p \cdot b}{L} \left( L - \frac{b}{2} \right) \cdot x_1 - \frac{p \cdot x_1}{2} \cdot x_1 \right] \cdot \left[ \frac{(L-b)}{L} x_1 \right] \cdot dx_1 + \\
& + \frac{1}{E \cdot I} \int_0^{L-b} \left( \frac{F \cdot b}{L} \cdot x_2 + \frac{p \cdot b^2}{L} \cdot x_2 \right) \cdot \left( \frac{b \cdot x_2}{L} \right) \cdot dx_2 + \\
& + \frac{k}{G \cdot A} \int_0^b \left[ \frac{F(L-b)}{L} + \frac{p \cdot b}{L} \left( L - \frac{b}{2} \right) - p \cdot x_1 \right] \cdot \left( \frac{L-b}{L} \right) \cdot dx_1 + \\
& + \frac{k}{G \cdot A} \int_0^{L-b} \left( -\frac{F \cdot b}{L} + \frac{p \cdot b^2}{L} \right) \cdot \left( -\frac{b}{L} \right) \cdot dx_2
\end{aligned} \tag{6}$$

Efectuând calculul integralelor și grupând termenii rezultă:

$$\begin{aligned}
\delta_F(M_i, T) = & \frac{1}{24} \cdot \frac{b^2}{L} \cdot \frac{3pb^3 - 7pb^2L - 16FLb + 8Fb^2 + 8FL^2 + 4pbL^2}{E_m \cdot I} + \\
& + \frac{1}{2} \cdot k \cdot \frac{2FL - 2Fb + pbL - pb^2}{G \cdot A}
\end{aligned} \tag{7}$$

Din relația (7) se poate scrie expresia deplasării  $\delta_F(M_i)$  din secțiunea de aplicare a forței  $F$  dacă se ia în considerare numai efectul momentului încovoietor  $M_i$ :

$$\delta_F(M_i) = \frac{1}{24} \cdot \frac{b^2}{L} \cdot \frac{3pb^3 - 7pb^2L - 16FLb + 8Fb^2 + 8FL^2 + 4pbL^2}{E_m \cdot I}, \tag{8}$$

respectiv deplasarea  $\delta_F(T)$  produsă numai de forța tăietoare  $T$ :

$$\delta_F(T) = \frac{1}{2} \cdot k \cdot \frac{2FL - 2Fb + pbL - pb^2}{G \cdot A}, \tag{9}$$

#### 4. Exemplu pentru aplicarea metodei

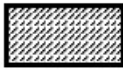
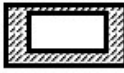


Se vor considera grinzi drepte solicitate la încovoiere, având modul de încărcare și rezemare ca cel din figura 1, având diferite forme ale secțiunilor transversale ca: dreptunghiulară, tubulară dreptunghiulară circulară, tubulară circulară.

Pentru fiecare formă a secțiunii transversale se vor considera 10 tipuri de grinzi care au raportul dintre înălțimea  $h$  a secțiunii și lungimea  $L$  a elementului de rezistență cu valori cuprinse între  $0,3 \leq h/L \leq 1,4$ . La toate aceste grinzi s-au menținut aceleași condiții de încărcare/rezemare.

Pentru toate formele secțiunilor s-au calculat valorile deplasărilor, acestea fiind comparate pentru toate grinzile care au raportul  $h/L$  de aceeași valoare.

Rezultatele calculului deformațiilor pentru aceste grinzi sunt prezentate în tabelul 2, fiind utilizate relațiile (7), (8), (9).

Tabelul 2. Rezultatele calculului deformațiilor grinzilor

$\frac{h}{L}$	Valorile deplasărilor în dreptul forței pentru diferite forme ale secțiunilor, în [ mm ]											
												
	$\delta_F(M_i, T)$	$\delta_F(M_i)$	$\delta_F(T)$	$\delta_F(M_i, T)$	$\delta_F(M_i)$	$\delta_F(T)$	$\delta_F(M_i, T)$	$\delta_F(M_i)$	$\delta_F(T)$	$\delta_F(M_i, T)$	$\delta_F(M_i)$	$\delta_F(T)$
1,4	0,145	0,090	0,056	0,175	0,092	0,083	0,109	0,076	0,033	0,239	0,081	0,157
1,2	0,242	0,167	0,076	0,283	0,171	0,112	0,186	0,141	0,045	0,365	0,151	0,214
1,0	0,454	0,346	0,109	0,517	0,355	0,162	0,357	0,293	0,064	0,621	0,313	0,308
0,9	0,661	0,527	0,134	0,740	0,541	0,200	0,526	0,447	0,079	0,857	0,477	0,380
0,8	1,014	0,844	0,170	1,119	0,866	0,253	0,816	0,716	0,100	1,245	0,764	0,481
0,7	1,661	1,439	0,222	1,808	1,477	0,331	1,353	1,222	0,131	1,932	1,303	0,628
0,6	2,969	2,666	0,302	3,186	2,736	0,450	2,442	2,263	0,178	3,27	2,414	0,855
0,5	5,964	5,529	0,435	6,322	5,674	0,648	4,950	4,693	0,267	6,238	5,006	1,232
0,4	14,17	13,49	0,68	14,866	13,853	1,012	11,859	11,458	0,401	14,146	12,222	1,92
0,3	43,87	42,66	1,209	45,583	43,783	1,799	36,926	36,213	0,713	42,049	38,627	3,421

Comparând valorile deformațiilor pentru grinzile studiate s-au calculat ponderea deformațiilor produse numai de forța tăietoare  $\delta_F(T)$ , respectiv a celor produse numai de momentul încovoietor  $\delta_F(M_i)$ , din deformațiile produse de

momentul încovoiator și forța tăietoare acționând simultan  $\delta_F(M_i, T)$ , utilizând relațiile (10):

$$\Delta 1_i = \frac{\partial_F(M_i)}{\delta_F(M_i, T)} \cdot 100, \quad \Delta 2_i = \frac{\partial_F(T)}{\delta_F(M_i, T)} \cdot 100, \quad \Delta 3_i = \frac{\partial_F(T)}{\delta_F(M_i)} \cdot 100, \quad (10)$$

Diagramele de variație ale ponderilor  $\Delta 1_i = f(h/L)$ ,  $\Delta 2_i = f(h/L)$ ,  $\Delta 3_i = f(h/L)$  pentru cele 4 variante ale secțiunilor transversale ale grinzilor studiate sunt redată în figurile 2, 3, 4 și 5.

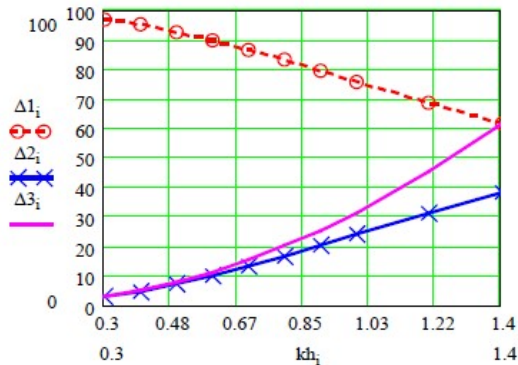


Fig. 2. Diagramele de variație ale ponderilor pentru secțiunea dreptunghiulară

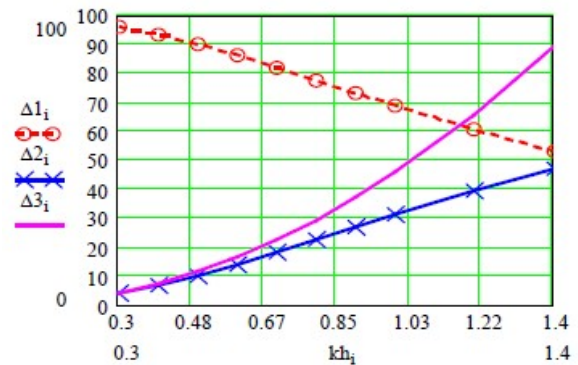


Fig. 3. Diagramele de variație ale ponderilor pentru secțiunea tubulară dreptunghiulară

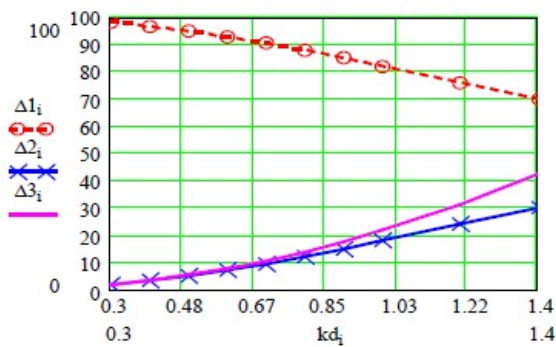


Fig. 4. Diagramele de variație ale ponderilor pentru secțiunea circulară

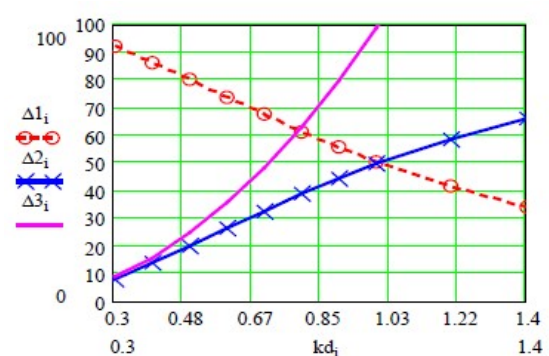


Fig. 5. Diagramele de variație ale ponderilor pentru secțiunea tubulară circulară

### Concluzii

Analizând valorile deplasărilor în dreptul forței concentrate pentru diferite forme ale secțiunilor, se pot concluziona următoarele:

- pentru valori crescătoare ale raportului  $h/L$ , ponderea deplasării  $\delta_F(M_i)$  produse de momentul încovoiator  $M_i$ , scade în comparație cu valoarea deplasării  $\delta_F(M_i, T)$  produsă de cele două eforturi  $T$  și  $M_i$ .
- valoarea deplasării  $\delta_F(T)$  produsă numai de forța tăietoare crește semnificativ la creșterea valorii raportului  $h/L$ .
- pentru aceeași valoare a raportului  $h/L$ , cea mai semnificativă creștere a valorii deplasării  $\delta_F(T)$  se constată în cazul secțiunilor tubulare și în special pentru secțiunea circulară tubulară.
- pentru secțiunile pline ale grinzilor care au valori mai mari ale raportului  $h/L \geq 0,6$  valoarea deplasării  $\delta_F(T)$  produsă numai de forța tăietoare nu poate fi neglijată.
- pentru secțiunile tubulare ale grinzilor care au valori mai mari ale raportului  $h/L \geq 0,4$  valoarea deplasării  $\delta_F(T)$  produsă numai de forța tăietoare trebuie luată în considerare.

### Bibliografie

- [1] Bejan, M., Rezistența materialelor, vol. I, ediția a V-a, Editura AGIR, București și Editura Mega, Cluj Napoca, 2009.
- [2] Gherman, Gh. A., Rezistența materialelor, Editura Mirton, Timișoara, 2003
- [3] Gherman, Gh. A., Mecanica și rezistența materialelor: mecanica, Editura Mirton, Timișoara, 2003
- [4] Gherman, Gh. A., Studiul efectului forței tăietoare asupra deformațiilor grinzilor drepte solicitate la încovoiere, A XIV-a Conferință Națională cu participare internațională - Profesorul Dorin Pavel - fondatorul hidroenergeticii românești, Sebeș, 2011, publicat în Știință și Inginerie, Editura AGIR, București 2014.

# ASPECTE PRIVIND CALCULUL TENSIUNILOR ȘI DEFORMAȚIILOR LA UN ARC ELICOIDAL CILINDRIC DE TORSIUNE

**Autori:** Dumitru-Valentin D. RĂUȚ <sup>1</sup>, Marius LUPU <sup>2</sup>  
Val3ntyn\_rrr@yahoo.com

**Coordonator:** Șef lucr.dr.ing. Răzvan Bogdan ITU <sup>3</sup>

<sup>1</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Tehnologia construcțiilor de mașini, anul II

<sup>2</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Tehnologia construcțiilor de mașini, anul II

<sup>3</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Departamentul I.M.I.T.

## Rezumat

În lucrare se prezintă analiza stării de tensiuni și a deformațiilor arcului elicoidal de torsiune. Tensiunile și deformațiile au fost analizate în dependență de factorul dimensional al arcului și diametrul secțiunii transversale.

## Cuvinte cheie

Arc elicoidal de torsiune, tensiuni, deformații

## 1. Introducere

Arcurile sunt organe de mașini care, prin forma lor și prin proprietățile elastice deosebite ale materialelor din care sunt executate, se deformează elastic, sub acțiunea unor sarcini exterioare, în limite relativ mari.

Domeniile de folosire ale arcurilor sunt diverse și se referă, în principal, la:

- amortizarea șocurilor și vibrațiilor (suspensiile autovehiculelor, limitatoare de cursă, cuplaje elastice, cârlige de macara, fundații de mașini etc.);

- acumularea de energie, care urmează să fie restituită ulterior sistemului din care arcul face parte (ceasuri cu arc, arcuri motoare de la diverse mecanisme etc.);

- exercitarea unei forțe elastice permanente (cuplaje de siguranță prin fricțiune, ambreiaje prin fricțiune, arcuri de întinzătoare etc.);

- reglarea sau limitarea forțelor sau a debitelor (prese, cuplaje de siguranță, robinete de reglare etc.);

- măsurarea forțelor și momentelor, prin utilizarea dependenței dintre sarcină și deformația arcului (chei dinamometrice, dinamometre, cântare, aparate de măsură, standuri de încercare etc.);

- modificarea frecvenței proprii a unor organe de mașini sau a unor sisteme mecanice.

În domeniul tehnic arcurile sunt utilizate pentru proprietatea de a avea, în domeniul elastic, deformații mari sub acțiunea forțelor sau momentelor. Datorită deformațiilor mari ale arcului sub acțiunea forțelor și momentelor active, arcul are posibilitatea să înmagazineze o mare cantitate de energie. Energia acumulată este eliberată atunci când acțiunea forțelor și a momentelor active devine zero, iar arcul revine la forma și dimensiunile inițiale.

Având în vedere caracteristicile sale arcul poate fi folosit ca acumulator de energie care să reducă efectul șocurilor și pentru de a înmagazina o cantitate mare de energie. Arcul este folosit pentru reducerea șocurilor sau pentru utilizarea energiei acumulate pentru a pune la dispoziție o energie potențială care să genereze la momentul dorit o anumită mișcare, pentru limitarea forțelor, momentelor, presiunilor, debitelor, intensității curentului, în domeniul vibrațiilor prin modificarea frecvențelor proprii, măsurare forțelor și a momentelor etc.

De asemenea arcurile sunt utilizate pentru limitarea unor forțe sau momente la supape de siguranță, la cuplaje etc.

Datorită domeniilor variate în care pot fi utilizate și a materialelor din care sunt executate arcurile au fost concepute și realizate într-o diversitate mare de modele și forme constructive.

Din varietatea de modele de arcuri, în prezenta lucrare este analizat din punct de vedere al tensiunilor și al deformațiilor arcului elicoidal de torsiune cu spira de secțiune circulară.

Constructiv arcurile elicoidale cilindrice de torsiune se execută din sârmă cu secțiunea circulară cu diametrul constant. Arcurile dețin o caracteristică lineară de moment de torsiune.

Arcurile de torsiune sunt arcuri elicoidale spiralate, materialul este susținut mai ales pe îndoitură. Introducerea forței sau momentului de torsiune urmează/ se desfășoară peste torsiunea de la începutul și sfârșitul arcului, în care cerințele pot fi adaptate în mai multe moduri.

Arcul poate să fie confecționat cu spira pe stânga sau dreapta. Arcurile de torsiune trebuie solicitate numai în sensul înfășurării.

În figura 1 este reprezentat un arc de torsiune elicoidal.

Arcurile elicoidale cilindrice de torsiune diferă ca forma de arcurile elicoidale cilindrice de tractiune-compresiune doar prin

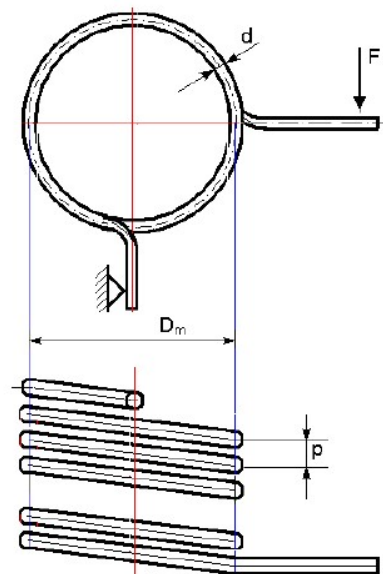


Fig. 1. Arc elicoidal cilindric de torsiune



spirele de capat (fig.3.12), care sunt astfel construite încât permit încărcarea arcului cu momente de torsiune.

Deoarece spirele sunt solícitate – în principal – la încovoiere, arcurile elicoidale de torsiune se mai numesc și arcuri flexionale. La aplicarea unui moment de torsiune, spirele au tendința de a-si micșora diametrul de înfășurare.

## 2. Calculul tensiunilor și deformațiilor

Pentru determinarea tensiunilor și a deformațiilor s-a considerat schema de încărcare prezentată în figura 2, a și b.

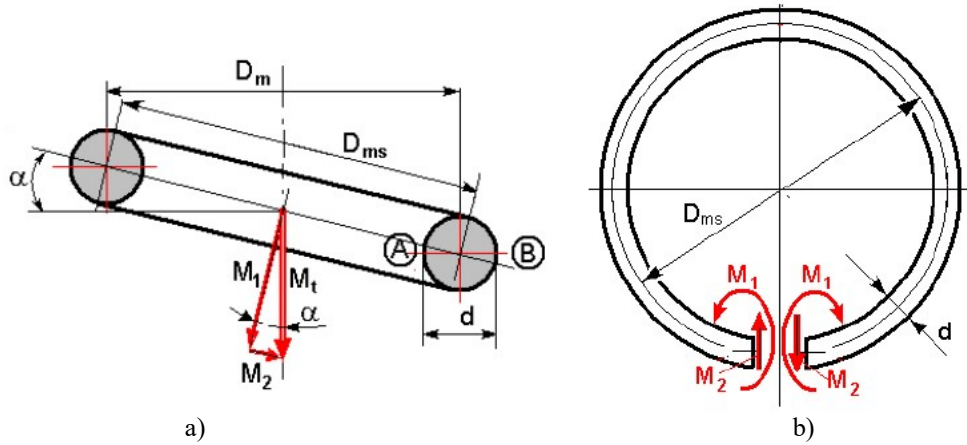


Fig. 2. Solicitarea spirei unui arc elicoidal cilindric de torsiune

unde:

$M_t$  este momentul de torsiune care solícită spira arcului;

$M_1, M_2$  sunt momente de încovoiere care solícită spira arcului

$$M_1 = M_t \cos \alpha, \quad (1)$$

$$M_2 = M_t \sin \alpha, \quad (2)$$

$$D_{ms} = \frac{D_m}{\cos \alpha}, \quad (3)$$

$$i = \frac{D_{ms}}{d}, \quad (4)$$

unde:

-  $D_m$  este diametrul mediu de înfășurare al arcului;

-  $D_{ms}$  este diametrul mediu al spirei, măsurat în planul spirei arcului;

-  $i$  este factorul dimensional.

Întrucât unghiul de înclinare al spirei arcului este mic valoarea momentului  $M_2$  este mică în raport cu valoarea momentului  $M_1$ , drept urmare se va lua în calculul tensiunilor și a deformațiilor, numai momentul de încovoiere  $M_1$ .

Tensiunile din secțiunea transversală a spirei arcului, s-au determinat prin asimilarea spirei cu o bară curbă de curbură mare.

În acest caz tensiunile din secțiunea transversală se determină cu relațiile:

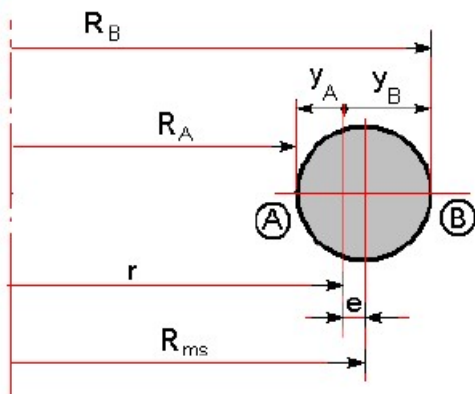


Fig. 3. Caracteristici dimensionale

$$\sigma_A = \frac{M_1 \cdot y_A}{A \cdot e \cdot R_A}, \quad (5)$$

$$\sigma_B = \frac{M_1 \cdot y_B}{A \cdot e \cdot R_B}, \quad (6)$$

unde: mărimile  $y_A, y_B, R_A, R_B, R_{ms}, r, e$ , sunt definite în figura 3 și se calculează cu relațiile:

$$R_{ms} = \frac{D_{ms}}{2}, \quad (7)$$

$$r = \frac{2 \cdot R_{ms} + \sqrt{4 \cdot R_{ms}^2 - d^2}}{4}, \quad (8)$$

$$y_{A,B} = \frac{d}{2} \pm e, \quad (9)$$

$$R_{A,B} = R_{ms} \pm e, \quad (10)$$

$$e = R_{ms} - r, \quad (11)$$

Tensiunile determinate cu relațiile (5), (6) au fost comparate cu tensiunile determinate cu relația lui Navier (12).

$$\sigma_N = \frac{M_I \cdot y_{A,B}}{I_z}, \quad (12)$$

Sub acțiunea momentului de răsucire spira arcului se deformează și drept urmare diametrul spirei de modifică iar brațele arcului se rotesc.

Pentru determinarea deplasării și a rotirii s-au utilizat metodele energetice de calcul. S-a folosit metoda Mhor-Maxwell pentru sistemul de bază prezentat în figura 4.

Unghiul de rotire al capătului liber al unei spire va fi:

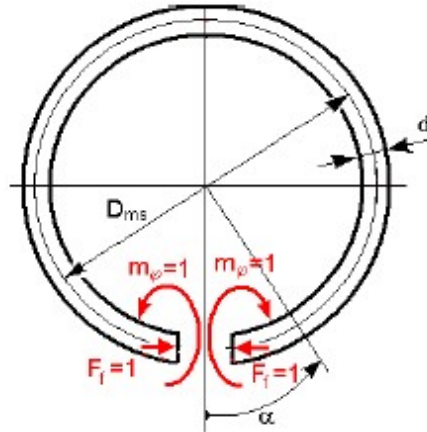


Fig. 4. Sistem de bază

$$\varphi_s = \frac{\int_0^{2\pi} M_I \cdot m_\varphi \cdot R_{ms} \cdot d\alpha}{E \cdot I_z} = \frac{2\pi \cdot R_{ms} \cdot M_I}{E \cdot \frac{\pi \cdot d^4}{64}}, \quad (13)$$

Scurtarea lungimi spirei arcului va fi:

$$\Delta l_s = \frac{\int_0^{2\pi} M_I \cdot R_{ms} (1 - \cos \alpha) \cdot F_f \cdot R_{ms} \cdot d\alpha}{E \cdot I_z} = \frac{2\pi \cdot R_{ms}^2 \cdot M_I}{E \cdot \frac{\pi \cdot d^4}{64}}, \quad (14)$$

Scurtarea lungimii spirei arcului va produce o micșorare a diametrului spirei. Vom avea în acest caz:

$$L_{sr} = 2 \cdot \pi \cdot D_r, \quad L_s = 2 \cdot \pi \cdot D_{ms}, \quad \Delta l = L_s - L_{sr}, \quad (15)$$

$$D_r = D_{ms} - \frac{\Delta l_s}{2 \cdot \pi}, \quad (16)$$

În figura 5 este prezentat modul de variație al lungimii spirei arcului în funcție de factorul dimensional și de diametrul spirei arcului.

Diagramele au fost determinate pentru cazul în care spira arcului este solicitată cu momentul  $M_I = 1000 \text{ Nmm}$ .

În figura 6 este prezentat modul de variație a tensiunilor din punctele A și B din secțiunea transversală a arcului în funcție de factorul dimensional al arcului.

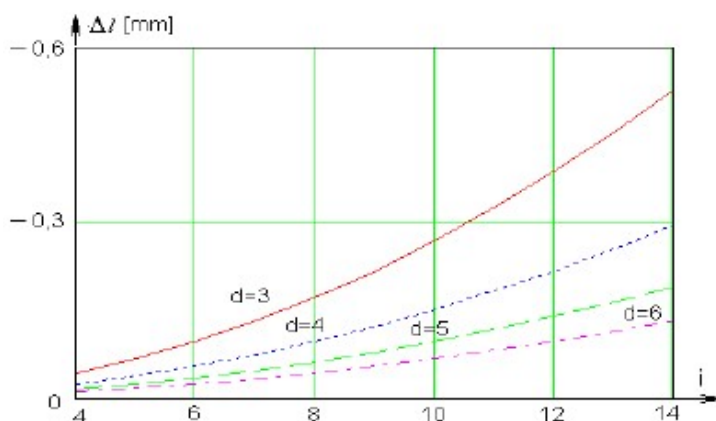


Fig. 5. Variația scurtării lungimii spirei arcului

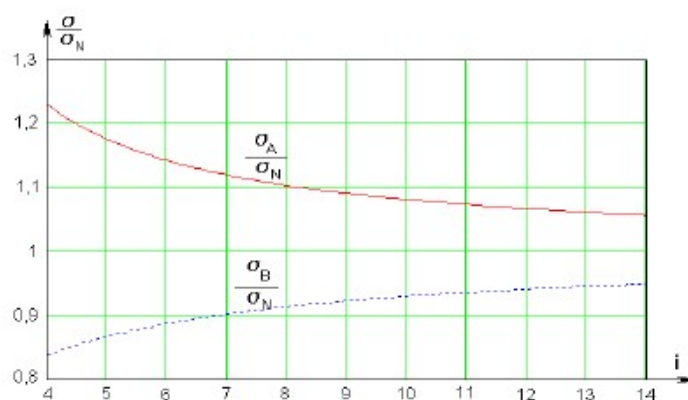


Fig. 6. Variația tensiunilor normale

### Concluzii

Se constată că tensiunile normale din punctele A și B scad atunci când factorul dimensional crește, figura 6.

Pentru valori ale factorului dimensional mai mari de 14, tensiunile din punctele A și B calculate cu relațiile (5, 6) au valori care diferă cu până la 5 % din valoarea tensiunilor calculate cu relația lui Navier..

Variația scurtării lungimii spirei arcului este influențată atât de diametrul spirei cât și de valoarea factorului dimensional

### Bibliografie

- [1] Drăghici, Gh., Drăghici, Ad.Gh., Brandabur, P., Agenda tehnică a fabricantului de arcuri. Editura Agnos, Sibiu, 2012.
- [2] Frățilă, M., Determinarea tensiunilor și deformațiilor la un arc elicoidal cilindric de torsiune, A XIV-a Conferință Națională cu participare internațională - Profesorul Dorin Pavel - fondatorul hidroenergeticii românești, Sebeș, 2011, publicat în Știință și Inginerie, Editura AGIR, București 2014.
- [3] Sofonea, G., Frățilă, M., Rezistența materialelor, Editura Universității "Lucian Blaga" din Sibiu, 1996, ISBN 973-9280-97-8.
- [4] \* \* \* STAS 7067/1..3-1987 Arcuri cilindrice de torsiune cu secțiunea circulară.

# ASAMBLAREA PRIN PRESAREA A UMĂRULUI MOLETEI MOBILE PE ARBORELE CU MOLETE

**Autori:** Elvis-Mădălin A. L. BOTOȘ <sup>1</sup>, Flavius SÂRBU <sup>2</sup>  
botos22@yahoo.com

**Coordonator:** Șef lucr.dr.ing. Vilhelm ITU <sup>3</sup>

<sup>1</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Tehnologia construcțiilor de mașini, anul III

<sup>2</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Tehnologia construcțiilor de mașini, anul II

<sup>3</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Departamentul I.M.I.T.

## Rezumat

În urma analizei soluției constructive și tehnologice a arborelui cu molete, a rezultatelor verificărilor dimensionale s-a propus o nouă soluție constructivă de arbore. În lucrarea se prezintă calculul asamblării prin strângere a inelului moletei mobile pe arborele cu molete propus ca o nouă soluție constructivă de arbore.

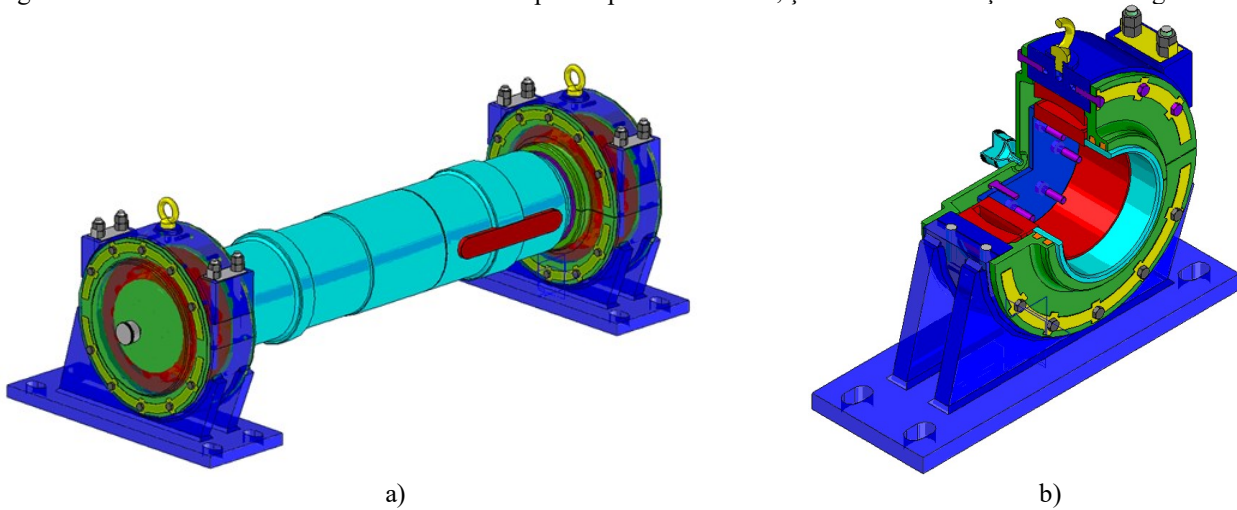
## Cuvinte cheie

Instalație de extracție, turn, arbore, umăr moletă

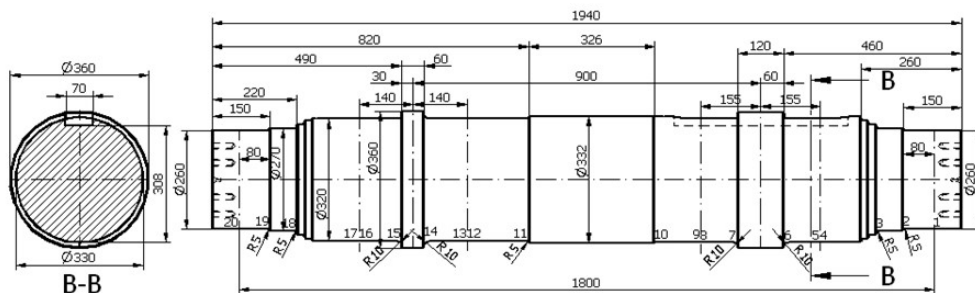
## 1. Introducere

Moletele montate în turn, la instalațiile de extracție cu organul de antrenare al cablurilor de extracție amplasat pe sol, sunt molete de extracție. Moletele de extracție sunt dispozitive auxiliare ale instalațiilor de extracție care au rolul de susținere și conducere a cablului de extracție pe axa de simetrie verticală a puțului de extracție. Ansamblul moletelor este format din arborele moletelor și lagărele acestuia prin intermediul cărora ansamblul este fixat de construcția turnului de extracție, moleta mobilă și moleta fixă solidară cu arborele moletelor.

Moleta fixă este poziționată pe arbore printr-un umăr și o pană paralelă, iar moleta mobilă printr-un umăr și două lagăre de alunecare. Semimoletele sunt asamblate prin cepuri de centrare, șuruburi de fixare și inele de strângere.



**Fig. 1.** Arbore tip Lonea  
a) echipat cu lagăre: b) lagăr tip Lonea



**Fig. 2.** Dimensiunile arborelui tip Lonea

Moleta mobilă are rolul de a reduce tensiunile din cablu și uzura canalului pentru cablu, datorită alungirilor diferite a celor două cabluri la înfășurarea și desfășurarea de pe roata motoare a mașini de extracție.

Forma și dimensiunile ale arborelui de la E.M. Lonea, sunt prezentate în figurile 1, a) și 2.

## 2. Arborele moletei propus

În figura 3 sunt prezentate forma și dimensiunile constructive a arborelui propus, unde s-a notat: 1 – inel moletă mobilă; 2 – arbore; 3 - pană; 4 – inel moletă fixă.

Arborele propus (fig. 3) are fusurile de cap simetrice și un singur palier central, ceea ce permite prelucrarea ușoară și precisă a acestuia. Pe arbore se montează prin strângere inelul moletei mobile și cu joc inelul moletei fixe, care este poziționat pe arbore de cele două pene. Inelul moletei mobile se montează pe arbore prin strângere directă.

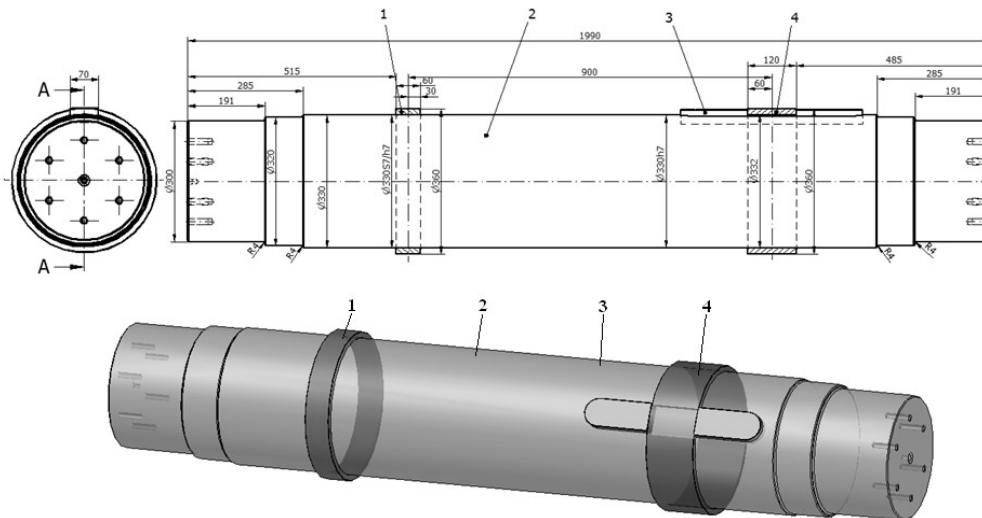


Fig. 3. Arborele moletelor propus

## 3 Asamblarea umărului (inelului) moletei mobile

Din categoria asamblărilor ce transmit încărcarea prin forțe de frecare, asamblările cu strângere directă sunt cel mai des utilizate.

Este de reținut că asamblările arbore-butuc cu transmitere prin frecare au o capacitate portantă ridicată, asigură o centrare bună a butucului față de arbore, dar sunt asamblări fixe axial și de obicei greu demontabile.

În cazul asamblărilor arbore-butuc cu transmitere prin frecare, pe suprafața de contact arbore-butuc sau pe suprafețele de contact element intermediar-arbore și element intermediar-butuc se creează o forță normală  $F_n$ , suficient de mare, astfel încât la aplicarea momentului de răsucire  $T$  sau a forței axiale  $F$  să apară un moment de frecare  $T_f > T$  sau o forță de frecare  $F_f > F$ , asigurându-se astfel transmiterea prin frecare a momentului de răsucire sau a forței axiale. Siguranța funcționării acestor asamblări este deci determinată de stăpânirea valorii coeficientului de frecare, valoare ce depinde de o multitudine de parametri și variază între limite destul de largi. Din această cauză în calculul asamblărilor cu transmitere prin frecare se adoptă un moment de calcul  $T_c$  sau a unei forțe de calcul  $F_c$ , mai mare decât valoarea nominală, condițiile  $T_f > T$  și  $F_f > F$  scriindu-se sub forma:

$$T_f = T_c = \beta T \text{ și } F_f = F_c = \beta F, \quad (1)$$

unde  $\beta$  este un coeficient de siguranță împotriva patinării.

Forța normală se poate crea pe mai multe căi rezultând o varietate destul de mare de asamblări arbore-butuc cu transmitere prin frecare, dintre care cele mai des utilizate sunt:

- asamblarea cu strângere proprie;
- asamblarea cu strângere pe con.

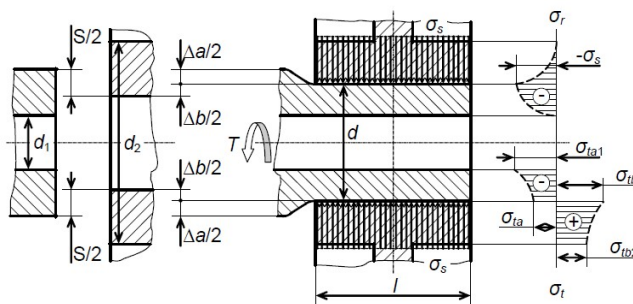


Fig. 4. Asamblare cu strângere proprie

Este de reținut că asamblările arbore-butuc cu transmitere prin frecare au o capacitate portantă ridicată, asigură o centrare bună a butucului față de arbore, dar sunt asamblări fixe axial și de obicei greu demontabile.

În cazul acestei asamblări forța normală se realizează prin alegerea unui ajustaj cu strângere între arbore și butuc. Înainte de montaj diametrul exterior al arborelui este mai mare decât diametrul interior al butucului cu strângerea  $S$  (fig. 4), rezultând că după montaj, prin deformare, diametrul arborelui scade cu  $\Delta a$  iar diametrul butucului crește cu  $\Delta b$  ( $\Delta a$

+  $\Delta b = S$ ), pe suprafața de contact apărând tensiunea de contact  $\sigma_s$ , a cărei rezultantă este forța normală  $F_n$ . Dacă forța normală este suficient de mare se asigură transmiterea prin frecare a unui moment de răsucire sau a unei forțe axiale

Asamblările cu strângere proprie se caracterizează printr-o capacitate portantă ridicată și siguranță în funcționare având însă dezavantajul unei demontări relativ anevoioase și a unui efect de concentrare a tensiunilor destul de pronunțat.

Totodată apare pericolul unei forme specifice de uzare - coroziunea de fretare.

După modul de realizare a asamblării, asamblările cu strângere proprie sunt:

- asamblări presate la care montajul se face prin introducerea axială, forțată, la rece a arborelui în butuc (sau invers);

- asamblări fretate caz în care prin încălzirea butucului și/sau răcirea arborelui se anulează, prin deformare termică, strângerea și se realizează un joc la montaj. Asamblările fretate sunt mai sigure și au o capacitate portantă mai mare (valoarea coeficientului de frecare este mai mare: la montaj suprafețele nu sunt unse iar rugozitățile nu se distrug și strângerile care se pot realiza sunt mai mari) dar utilizarea lor este limitată de temperatura de încălzire a butucului (pentru oțel  $t_{max} \approx 600^\circ C$ ) respectiv temperatura de răcire a arborelui (la răcirea cu aer lichid  $t_{min} \approx -190^\circ C$ ).

Calculul asamblării cu strângere proprie urmărește, pe de o parte, alegerea unui ajustaj care să asigure transmiterea prin frecare a momentului de răsucire dar să nu periclitaze rezistența arborelui sau a butucului, iar pe de altă parte, determinarea forței axiale de presare, la montaj, la asamblările presate, respectiv a temperaturii de încălzire a butucului (de răcire a arborelui), la asamblările fretate.

Cu notațiile din figura 4, în ipoteza unei repartiții uniforme a tensiunii de contact (în realitate la capetele zonei de contact arbore-butuc apare un efect de concentrare a tensiunilor relativ puternic, efect ce poate fi atenuat printr-o proiectare corespunzătoare a formei constructive a butucului respectiv a arborelui) putem scrie:

$$F_n = \sigma_s \pi d l \quad (2)$$

și deci momentul de frecare și forța de frecare vor fi:

$$T_f = F_f \frac{d}{2} = \mu F_n \frac{d}{2} = \mu \sigma_s \pi d l \frac{d}{2} \quad \text{și} \quad F_f = \mu F_n = \mu \sigma_s \pi d l \quad (3)$$

din condițiile (1) rezultând expresia tensiunii de contact minime necesare transmiterii prin frecare a momentului de răsucire și a forței axiale:

$$\sigma_{s,min} = \frac{2\beta T}{\mu \pi d^2 l} \quad \text{și} \quad \sigma_{s,min} = \frac{\beta F}{\mu \pi d l} \quad (4)$$

Valoarea acestei tensiuni rezultă din limitarea tensiunilor efective ce apar în arbore și în butuc (fig. 4).

Rezultă:

- pentru arbore (indice a):  $\sigma_{s,max,a}$ ;
- pentru butuc (indice b):  $\sigma_{s,max,b}$ ;
- pentru întreaga asamblare:

$$\sigma_{s,max} = \min\{\sigma_{s,max,a}; \sigma_{s,max,b}\} \quad (5)$$

Strângerea teoretică corespunzătoare unei anumite tensiuni de contact este:

$$S_t = \sigma_s d \left( \frac{k_a}{E_a} + \frac{k_b}{E_b} \right) \quad (6)$$

unde:

$$k_a = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \nu_a, \quad \text{iar} \quad k_b = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \nu_b \quad (7)$$

cu:  $E_a, E_b$  - modulele de elasticitate ale celor două materiale;

$\nu_a, \nu_b$  - coeficienții Poisson ai celor două materiale.

Rezultă deci o strângere teoretică minimă  $S_{t,min}$  (cu  $\sigma_{s,min}$ ) și o strângere teoretică maximă  $S_{t,max}$  (cu  $\sigma_{s,max}$ ).

Strângerile teoretice calculate cu relația (3) trebuie corectate pentru a ține cont de: rugozitatea pieselor, deoarece la montaj prin deformarea plastică a rugozităților strângerea scade, rezultând o corecție de rugozitate  $c_r$ :

$$c_r = 1,2(R_{max,a} + R_{max,b}) \quad (8)$$

dilatările inegale, în funcționare, ale arborelui și butucului (dilatarea arborelui duce la creșterea strângerii respectiv dilatarea butucului o reduce), rezultând o corecție de dilatare  $c_d$ :

$$c_d = [\alpha_a(t_b - t_0) - \alpha_b(t_a - t_0)] \cdot d, \quad (9)$$

unde:  $\alpha_a, \alpha_b$  - coeficienții de dilatare lineară ai celor două materiale,

$t_a, t_b$  - temperatura în funcționare a arborelui respectiv butucului.

Cunoscând aceste două corecții se calculează strângerea corectată:

$$S_{cor} = S_t + c_r + c_d, \quad (10)$$

obținându-se deci o strângere corectată minimă  $S_{cor,min}$  și o strângere corectată maximă  $S_{cor,max}$ .

Ajustajul standardizat ales (STAS 8100-88) trebuie pe de o parte să asigure transmiterea prin frecare a momentului de răsucire iar pe de altă parte să nu producă în arbore sau în butuc tensiuni efective prea mari. Rezultă:

$$S_{min,STAS} \geq S_{cor,min}, \quad \text{respectiv} \quad S_{max,STAS} \leq S_{cor,max} \quad (11)$$

La montajul asamblărilor presate trebuie învinsă forța maximă de frecare, corespunzătoare strângerii maxime a ajustajului standardizat ales. Rezultă:

$$F_p \geq F_{f,max} = \mu_m \pi d l \sigma_{s,max,STAS}, \quad (12)$$

unde:  $\mu_m$  - coeficientul de frecare la montaj;

$\sigma_{s,max,STAS}$  - tensiunea maximă de contact corespunzătoare strângerii maxime a ajustajului standardizat. Valoarea ei rezultă din relația (1.32), cu  $S_t = S_{max,STAS}$ .

Varianta mai frecventă de asamblare fretată este cea obținută prin încălzirea la montaj a butucului. În acest caz dilatarea butucului trebuie să anuleze strângerea maximă a ajustajului standardizat și să asigure existența unui joc necesar montajului. Din legea dilatării lineare rezultă temperatura necesară de încălzire a butucului la montaj:

$$t_m = \frac{S_{max,STAS} + j_m}{d\alpha_b} + t_0, \quad (13)$$

unde:  $j_m$  - jocul la montaj.

Dacă din calcul rezultă o temperatură de încălzire a butucului la montaj prea mare se poate adopta soluția răcirii simultane a arborelui sau soluția unei asamblări combinate presato-fretate

Din informațiile preluate de la E.M. Petrila în urma măsurătorilor efectuate de către Serviciul T.G.T., s-au obținut următoarele:

a) abaterile horizontale față de axul de transport materializat în turn, respectiv axul roții motoare la molettele superioare este de 35,5 mm;

b) abaterile horizontale față de axul de transport, respectiv axul roții motoare la molettele inferioare nu există;

c) unghiurile de rotire orizontale față de axul de transport, respectiv axul roții motoare pentru molettele superioare sunt nule (nu există rotiri);

d) centrul roții motoare este deplasat față de axa principală de transport cu 11 mm spre Parâng, dar această valoare se încadrează în toleranțele admise de literatura de specialitate.

Ținând cont de aceste abateri, la calculul sarcinilor ce se transmit prin intermediul cablurilor de extracție, s-a constatat că apare și o componentă axială a acestor sarcini (fig. 5), componentă ce acționează asupra inelului molettei fixe cât și a celei mobile prin intermediul molettei fixe respectiv a celei mobile.

Forța axială maximă transmisă în timpul ciclului de extracție este de 528,1 N în cazul aplicării frânei de siguranță (cu schipul gol) și de 428,945 N în timpul funcționării aplicării

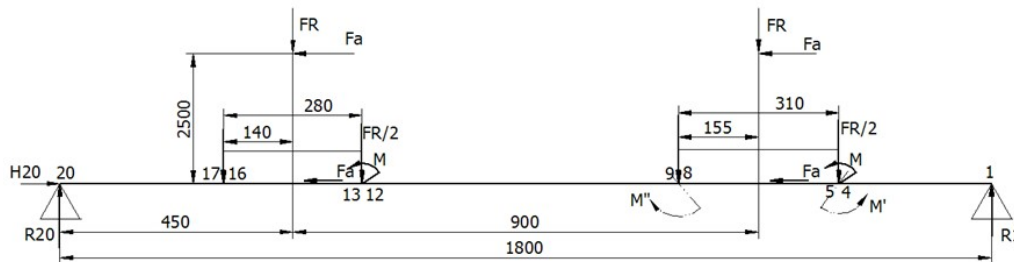


Fig. 5. Modelul de încărcare a arborelui

frânei de siguranță (cu schipul gol) și de 428,945 N în timpul funcționării normale.

Folosind relațiile de calcul de la asamblarea arbore plin-butuc subțire unde se încadrează situația dată se obțin următoarele date, pentru o forță de 10 ori mai mare:

$$\sigma_{s,min} = 0,424493563 \text{ N/mm}^2 \quad (14)$$

pentru care rezultă:

$$S_{cor} = 0,073376744 \text{ mm} \quad (15)$$

Pentru aceste valori s-a ales un ajustaj arbore unitar S7/hf la care temperatura necesară pentru introducerea liberă a inelului pe arbore este:

$$t_m \cong 154^{\circ} \text{C} \quad (16)$$

### Concluzii

Soluția constructivă propusă prezintă următoarele avantaje:

- gradul de utilizare a materialului este mai mare;
- îmbunătățirea condițiilor tehnologice de prelucrare;
- îmbunătățirea condițiilor de fixare a molettei mobile și a molettei fixe și creșterea coeficientului de siguranță la oboseală la valori mai mari de, datorită reducerii concentratorilor de tensiune din zona moletelor.

### Bibliografie

1. Drăghici, I., ș.a. - *Îndrumător de proiectare în construcția de mașini, vol. II*, - Ed. Tehnică, București, 1982
2. Rașeev M., - *Componentele sistemelor mecanice I* - (notițe de curs), 2009
3. \* \* \* - *Contract de cercetare nr.165 A.S.L./26.09.2008* - încheiat cu C.N.H. Petroșani.