

# CALCULUL TENSIUNILOR ȘI DEFORMAȚIILOR UNUI ARC ELICOIDAL CILINDRIC REALIZAT PRIN TORSIUNE

**Autor: Oana Denisa BOANTA** <sup>1</sup>  
[oanaboanta5@gmail.com](mailto: oanaboanta5@gmail.com)

**Coordonator: Conf. univ. dr.ing. Bogdan Zeno COZMA** <sup>2</sup>

<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

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 arcul elicoidal de torsiune cu spira de secțiune circulară.

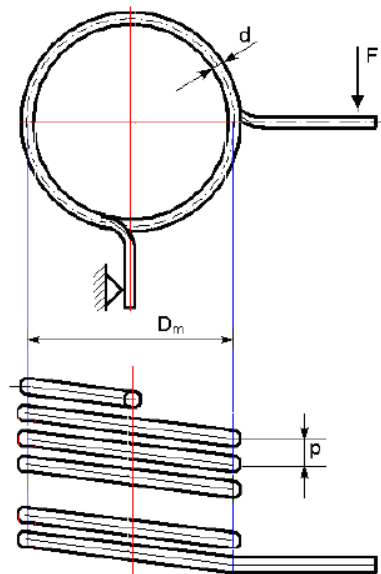
Constructiv arcurile elicoidale cilindrice de torsiune se execută din sârmă cu secțiunea circulară cu diametrul constant. Arcurile dețin o caracteristică lineară de moment de torsiune.

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 difera ca forma de arcurile elicoidale cilindrice de tractiune-compresiune doar prin spirele de capăt (fig.3.12), care sunt astfel construite încât permit încărcarea arcului cu momente de torsiune.



**Fig. 1.** Arc elicoidal cilindric 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.

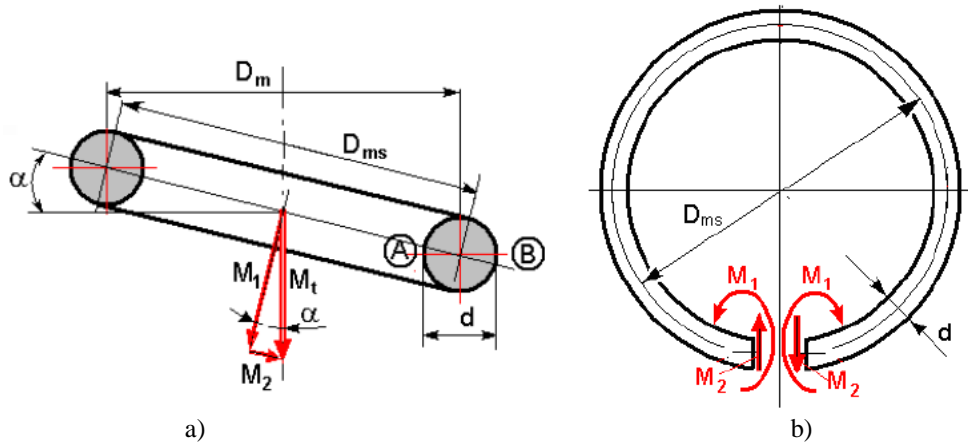


Fig. 2. Solicitarea spirei unui arc elicoidal cilindric de torsiune

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:

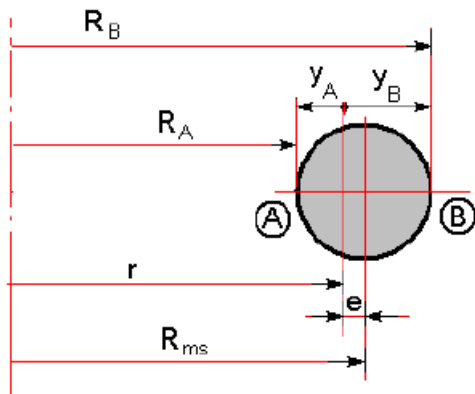


Fig. 3. Caracteristici dimensionale

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

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

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:

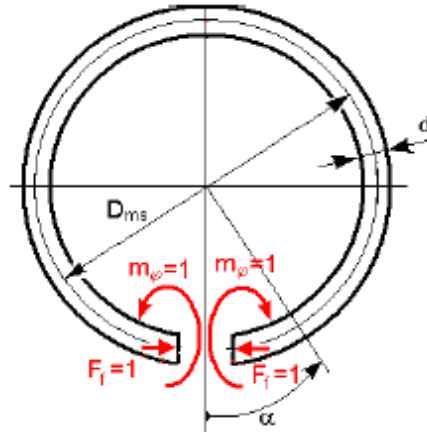


Fig. 4. Sistem de bază

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

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:

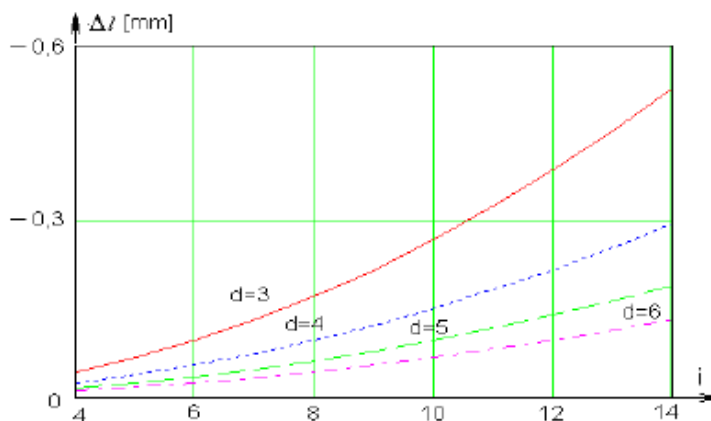
$$L_{sr} = 2 \cdot \pi \cdot D_r, \quad L_s = 2 \cdot \pi \cdot D_{ms}, \quad \Delta l = L_s - L_{sr}, \quad (15)$$

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

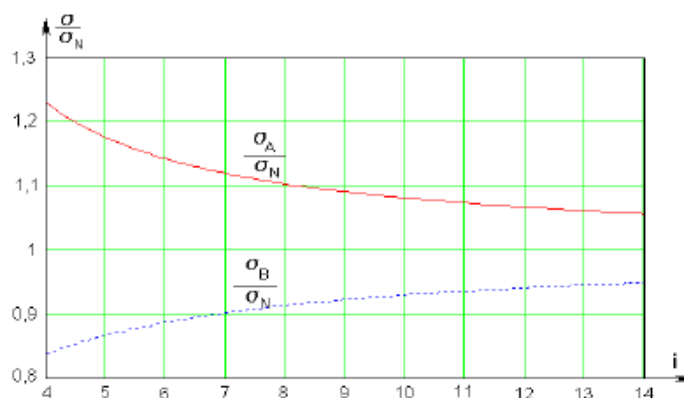
În figura 5 este prezentat modul de variație al lungimii spirei arcului în funcție de factorul dimensional și de diametrul spirei arcului.

Diagramele au fost determinate pentru cazul în care spira arcului este solicitată cu momentul  $M_1 = 1000 \text{ Nmm}$ .

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

### 3. 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. Cozma, B.Z. – Bazele proiectării tehnologice asistate de calculator, Editura Universitas, Petroșani, 2016.
2. Dumitrescu, I., Florea, V.A. - Desen tehnic industrial utilizând soft-uri CAD, Editura Universitas, Petroșani, 2018.
3. Drăghici, Gh., Drăghici, Ad.Gh., Brandabur, P., Agenda tehnică a fabricantului de arcuri. Editura Agnos, Sibiu, 2012.
4. 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.
5. Sofonea, G., Frățilă, M., Rezistența materialelor, Editura Universității "Lucian Blaga" din Sibiu, 1996, ISBN 973-9280-97-8.
6. \* \* \* STAS 7067/1..3-1987 Arcuri cilindrice de torsiune cu secțiunea circulară.

# DETERMINAREA DEFORMAȚIILOR ELASTICE ALE SEMIFABRICATELOR PROVOCATE DE ACȚIUNEA FORȚELOR RADIALE DE STRÂNGERE

**Autori:** Oana-Denisa BOANTĂ<sup>1</sup>, Nicolae VĂDUVESCU<sup>2</sup>  
[oanaboanta5@gmail.com](mailto:oanaboanta5@gmail.com), [ion.popescu67@yahoo.com](mailto:ion.popescu67@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 III

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

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

## Rezumat

În lucrare se prezintă calculul deformațiilor elastice provocate de acțiunea forțelor radiale de strângere în cazul centrării și fixării unui inel din oțel într-o mandrină cu trei fălci, schemele tip de fixare a semifabricatelor în mandrine, precum și formulele privind deformațiile ce se produc. Convențional, prin scheme de fixare caracteristice (sau tip) se definesc schemele întâlnite cu frecvență maximă în practica prelucrării semifabricatelor, orientate și fixate în dispozitive de lucru pentru mașini-unelte.

## Cuvinte cheie

*Deformații elastice, forțe de strângere*

## 1. Introducere

Instalarea oricărui semifabricat în vederea prelucrării prin așchiere presupune două operații principale; așezarea și fixarea. Prin așezare sau bazare semifabricatul capătă o orientare precisă în raport cu mașina-uneltă și cu scula așchietoare, iar prin fixare se caută să se mențină această poziție pe toată durata prelucrării.

Strângerea semifabricatelor în mandrine se utilizează mult în cazul strunjirii interioare, exterioare, rectificării și altor operații de prelucrare prin așchiere. Sub acțiunea forțelor de strângere semifabricatul se deformează inevitabil, în timpul prelucrării, semifabricatele în stare strânsă iau o formă corectă a suprafeței interioare (cazul inelelor). După scoaterea piesei din mandrină, datorită încetării acțiunii forțelor de strângere, suprafața prelucrată se deformează din cauza elasticității materialului, în cazul când semifabricatul are o rigiditate insuficientă, aceste modificări ale formei suprafeței prelucrate pot atinge valori mari. De aceea, la proiectarea proceselor tehnologice de prelucrare prin așchiere, trebuie să se cunoască valorile deplasărilor elastice în funcție de forțele de strângere aplicate.

Cunoașterea deformațiilor elastice de contact, respectiv a erorilor provocate de strângerea semifabricatelor, creează condiții pentru determinarea corectă a mărimii și condițiilor de aplicare a forțelor de strângere.

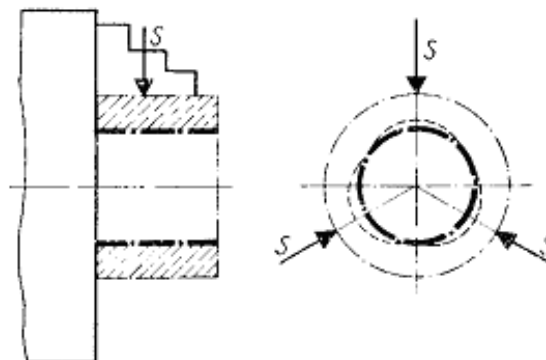
Fiecare din relațiile care exprimă dependența dintre forțe și deformații poate servi la determinarea forțelor admisibile de strângere, care trebuie comparate cu forțele limită determinate din condițiile de conservare a schemelor de orientare.

La prelucrarea semifabricatelor ușor deformabile, în general cu pereți subțiri, în timpul strângerii se produc deformații elastice în ansamblul sau în anumite porțiuni ale piesei. Deformațiile sunt cu atât mai mari cu cât rigiditatea semifabricatelor este mai scăzută și cu cât forțele exterioare sunt mai mari.

Pentru a determina mărimea deformațiilor elastice produse în ansamblul unui semifabricat și pentru a releva influența acestora asupra preciziei de formă a suprafețelor supuse prelucrării, se vor analiza unele situații întâlnite frecvent în practică, cum ar fi, centrarea și fixarea în mandrine cu fălci a semifabricatelor de tipul inelelor și bușelor.

Datorită deformațiilor elastice provocate de forțele de strângere, după prelucrare, se înregistrează abateri de la forma geometrică a suprafețelor generate (v. fig. 1).

Din acest motiv este necesar să se determine printr-un calcul prealabil mărimea deformațiilor elastice provocate de acțiunea forțelor radiale de strângere



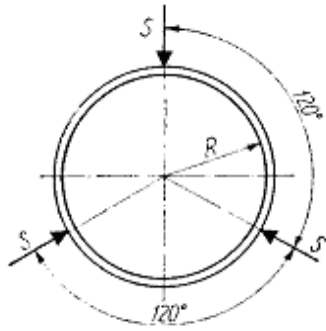
**Fig. 1.** Abateri de la forma geometrică a suprafețelor generate

## 2. Deformația inelului cu perete subțire în cazul centrării și fixării acestuia într-o mandrină cu trei bacuri

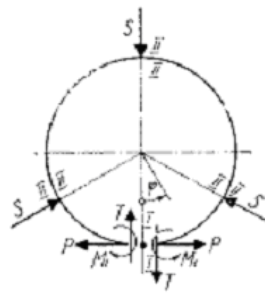
Se consideră că un inel din oțel este prins pentru prelucrare într-o mandrină universală cu trei bacuri, adică se află sub acțiunea a trei forțe radiale  $S$  (fig. 2), formând între ele unghiuri de  $120^\circ$ .

În cazul centrării și fixării unui inel din oțel într-o mandrină cu trei fălci (fig. 2), inelul închis reprezintă un sistem static nedeterminat, întrucât pentru determinarea eforturilor care apar în secțiunile inelului, ca urmare a aplicării forțelor  $S$  de strângere, trebuie studiate deformațiile elastice în ansamblul inelului.

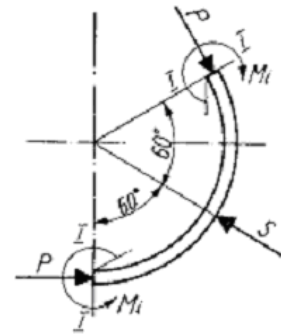
Pentru a transforma sistemul dat, într-un sistem static determinat, trebuie realizată o secțiune prin axa de simetrie a inelului (planul  $I-I$ , fig. 3).



**Fig. 2.** Inel din oțel este prins într-o mandrină universală cu trei bacuri



**Fig. 3.** Sistemul static determinat

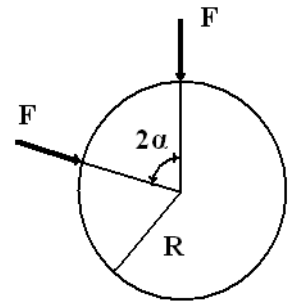


**Fig. 4.** Porțiune simetrică de inel

Simetria inelului și a sarcinii față de axa verticală care trece prin secțiunea  $I-I$ , ducе la concluzia că forța tăietoare  $T = 0$ . În mod analog, simetria față de axele care trec prin direcțiile celorlalte două forțe  $S$ , permite să se afirme că eforturile, în secțiunea  $I-I$  ( $\varphi = 0$ ), sunt identice cu eforturile din secțiunile  $\varphi = 120^\circ$ . Această concluzie dă posibilitatea determinării forței normale  $P$  din condițiile de echilibru ale unei porțiuni de inel limitată între  $\varphi = 0^\circ$  și  $\varphi = 120^\circ$  (fig. 4).

Problema se va rezolva considerând cazul general al mandrinei cu mai multe bacuri.

Se consideră că un inel din oțel este prins pentru prelucrare într-o mandrină universală cu  $n$  bacuri, adică se află sub acțiunea a  $n$  forțe radiale  $F$  (fig. 5), formând între ele unghiuri de  $2\alpha$ , cu  $\alpha = \pi/n$ ,  $n$  numărul de forțe. În cazul centrării și fixării unui inel din oțel într-o mandrină cu  $n$  fălci, inelul închis reprezintă un sistem static nedeterminat, întrucât pentru determinarea eforturilor care apar în secțiunile inelului, ca urmare a aplicării forțelor  $F$  de strângere, trebuie studiate deformațiile elastice în ansamblul inelului.

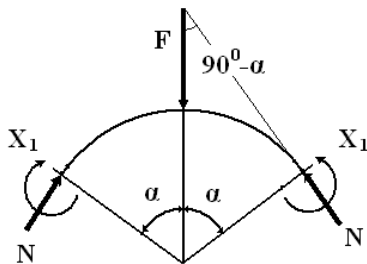


**Fig. 5.** Inel din oțel este prins într-o mandrină universală cu  $n$  bacuri

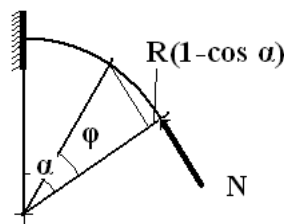
Proiectând pe verticală (fig. 6) rezultă:

$$2N \sin \alpha - F = 0 \quad N = \frac{F}{2 \sin \alpha}$$

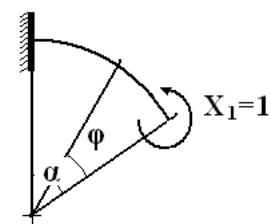
$$M_F(\varphi) = N(R - R \cos \varphi) = \frac{FR}{2 \sin \alpha} (1 - \cos \varphi); \quad \text{(fig. 7)} \quad \bar{M}(\varphi) = 1; \quad \text{(fig. 8)}$$



**Fig. 6.** Porțiune simetrică din inel



**Fig. 7.** Porțiunea din inel acționat de forța  $N$



**Fig. 8.** Porțiunea din inel acționat de forța  $X_1$

$$\delta_{1F} = \frac{R}{EI} \int_0^\alpha M_F \bar{M} d\varphi = \frac{FR^2}{2EI \sin \alpha} \int_0^\alpha (1 - \cos \varphi) d\varphi = \frac{FR^2}{2EI \sin \alpha} (\alpha - \sin \alpha) = \frac{FR^2}{2EI} \left( \frac{\alpha}{\sin \alpha} - 1 \right)$$

$$\delta_{11} = \frac{R}{EI} \int_0^\alpha \bar{M}^2 d\varphi = \frac{R\alpha}{EI}$$

Din ecuația:  $X_1 \delta_{11} + \delta_{1F} = 0$ , rezultă  $X_1 = -\frac{\delta_{1F}}{\delta_{11}} = -\frac{FR}{2} \left( \frac{1}{\sin \alpha} - \frac{1}{\alpha} \right)$

Momentul încovoietor în secțiunea arbitrară  $\varphi$  este:

$$M(\varphi) = M_F(\varphi) + X_1 = \frac{FR}{2 \sin \alpha} (1 - \cos \varphi) - \frac{FR}{2} \left( \frac{1}{\sin \alpha} - \frac{1}{\alpha} \right) = \frac{FR}{2} \left( \frac{1}{\sin \alpha} - \frac{\cos \varphi}{\sin \alpha} - \frac{1}{\sin \alpha} + \frac{1}{\alpha} \right)$$

$$M(\varphi) = \frac{FR}{2} \left( \frac{1}{\alpha} - \frac{\cos \varphi}{\sin \alpha} \right)$$

Pentru calculul deformatiei  $f_1$  în dreptul forței  $F$ , se aplică o forță  $\bar{F} = \bar{1}$  și se obține:

$$\bar{M}(\varphi) = \frac{\bar{1} \cdot R}{2} \left( \frac{1}{\alpha} - \frac{\cos \varphi}{\sin \alpha} \right)$$

atunci:

$$f_1 = f_F = \frac{2R}{EI} \int_0^\alpha M \bar{M} d\varphi = \frac{FR^3}{2EI} \int_0^\alpha \left( \frac{1}{\alpha} - \frac{\cos \varphi}{\sin \alpha} \right)^2 d\varphi = \frac{FR^3}{2EI} \int_0^\alpha \left( \frac{1}{\alpha^2} - \frac{2 \cos \varphi}{\alpha \sin \alpha} + \frac{\cos^2 \varphi}{\sin^2 \alpha} \right) d\varphi =$$

$$\frac{FR^3}{2EI} \int_0^\alpha \left( \frac{1}{\alpha^2} - \frac{2 \cos \varphi}{\alpha \sin \alpha} + \frac{1 + \cos 2\alpha}{\sin^2 \alpha} \right) d\varphi = \frac{FR^3}{2EI} \left( \frac{1}{\alpha^2} \alpha - \frac{2}{\alpha \sin \alpha} \sin \alpha + \frac{\alpha}{2 \sin^2 \alpha} + \frac{\sin 2\alpha}{4 \sin^2 \alpha} \right)$$

$$f_1 = f_F = \frac{FR^3}{2EI} \left( \frac{1}{2 \operatorname{tg} \alpha} + \frac{\alpha}{2 \sin^2 \alpha} - \frac{1}{\alpha} \right)$$

Pentru calculul deformatiei  $f_2$  situată între forțele  $F$ , se aplică o forță  $\bar{F} = \bar{1}$  și se obține:

$$\bar{M} = -R \sin \varphi \cdot \bar{1}$$

$$f_2 = f_{\text{între-forțe}} = \frac{FR^3}{2EI} \int_0^\alpha \left( \frac{\cos \varphi}{\sin \alpha} - \frac{1}{\alpha} \right) \sin \varphi d\varphi = \frac{FR^3}{2EI} \int_0^\alpha \left( \frac{\sin \varphi \cos \varphi}{\sin \alpha} - \frac{1}{\alpha} \sin \varphi \right) d\varphi$$

$$f_2 = \frac{FR^3}{2EI} \left( \frac{\sin \alpha}{2} - \frac{\cos \alpha - 1}{\alpha} \right)$$

Pentru  $\alpha = \pi/3$ , avem:

$$f_1 = \frac{FR^3}{EI} \cdot \frac{1}{2} \left( \frac{1}{2 \operatorname{tg} 60^\circ} + \frac{\frac{\pi}{3}}{2 \sin^2 60^\circ} - \frac{1}{\frac{\pi}{3}} \right) = 0,01593 \operatorname{FR}^3/EI$$

$$f_2 = \frac{FR^3}{EI} \cdot \frac{1}{2} \left( \frac{\sin 60^\circ}{2} - \frac{0,5}{\frac{\pi}{3}} \right) = -0,0222 \operatorname{FR}^3/EI$$

Pentru  $\alpha = \pi/4$ , avem:

$$f_1 = \frac{FR^3}{EI} \cdot \frac{1}{2} \left( \frac{1}{2 \cdot 1} + \frac{\frac{\pi}{4}}{2 \cdot \frac{1}{2}} - \frac{1}{\frac{\pi}{4}} \right) = 0,006079 \operatorname{FR}^3/EI$$

$$f_2 = \frac{FR^3}{EI} \cdot \frac{1}{2} \left( \frac{\sin 45^\circ}{2} - \frac{\cos 45^\circ - 1}{\frac{\pi}{4}} \right) = -0,009684 \operatorname{FR}^3/EI$$

În toate relațiile date mai înainte au fost notate:  $I$  - momentul de inerție al secțiunii inelului, în  $m^4$ ;  $E$  - modulul de elasticitate al materialului inelului, în  $MPa$ ;  $F$  - forța radială de strângere, în  $N$  și  $R$  - raza inelului, în  $m$ .

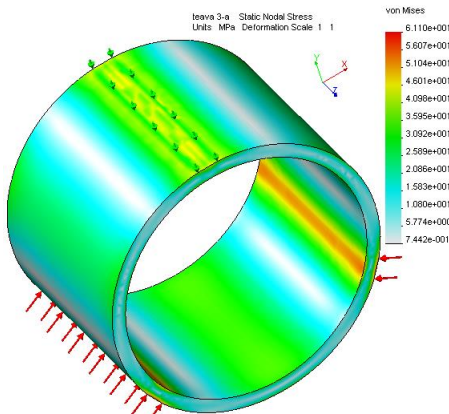


Fig. 9. Tensiuni în bucușă prinsă în trei bacuri

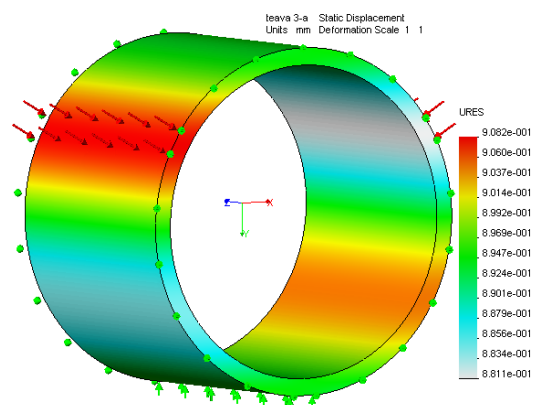


Fig. 10. Deplasări în bucușă în trei bacuri



În figurile 9, 11, și 13 sunt date tensiunile unei bucșe elastice de  $\Phi 70 \times 3,5 \times 50$  modelate în Solid Edge și analizat cu elemente finite a modului de solicitare, cu soft-ul COSMOS DesignSTAR.

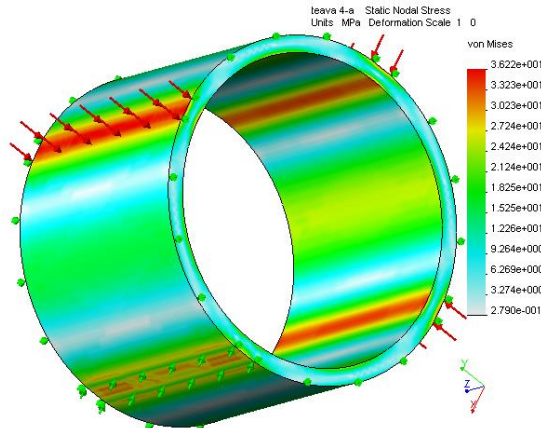


Fig. 11. Tensiuni în bucșa prinsă în patru bacuri

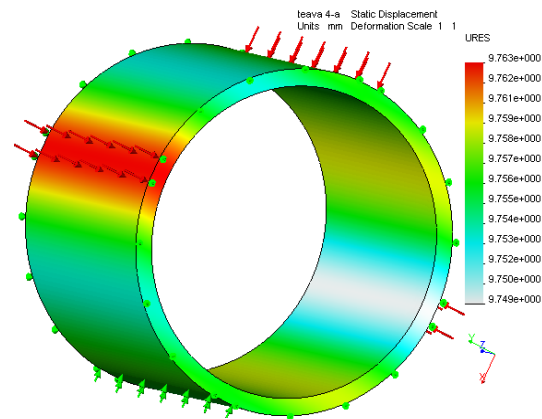


Fig. 12. Deplasări în bucșa în patru bacuri

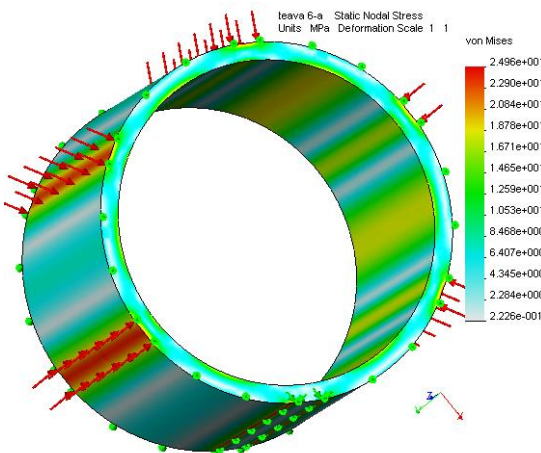


Fig. 13. Tensiuni în bucșa prinsă în șase bacuri

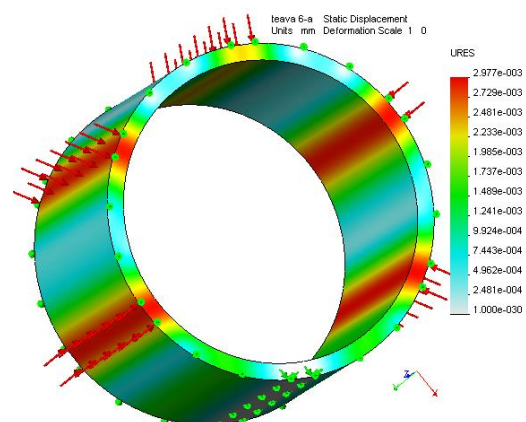


Fig. 14. Deplasări în bucșa în șase bacuri

În figurile 10, 12, și 14 sunt date deformațiile bucșei elastice de  $\Phi 70 \times 3,5 \times 50$  modelate în Solid Edge și analizat cu elemente finite a modului de solicitare, cu soft-ul COSMOS DesignSTAR.

Forța aplicată pe fiecare față, în toate cazurile, este de 1000 N. Tensiunile scad. Deformațiile sunt mai mari la 4 bacuri decât la 3 bacuri.

### 3. Concluzii

Se constată că, deformațiile radiale scad cu creșterea numărului de fălci, încât la centrarea și fixarea semifabricatelor în mandrine elastice, capabile să repartizeze forțele uniforme pe întreaga circumferință, deformațiile care măresc raza de curbură se anulează, iar cele care o micșorează se reduc mult și sunt egale în toate secțiunile.

Din cele expuse rezultă necesitatea determinării analitice sau experimentale a deformațiilor elastice în toate cazurile în care se prelucrează semifabricate insuficient de rigide. Mărimea deformațiilor, comparată cu abaterile de la forma geometrică prescrise, oferă elemente pentru determinarea forțelor de strângere admisibile. De asemenea, se relevă domeniul larg de investigații pe care îl oferă proiectarea optimă a schemelor de fixare și, pe această bază, proiectarea rațională și construcția dispozitivelor folosite la prelucrări pe mașini-unelte.

### Bibliografie:

1. Tache, V., Brăgaru, A. – *Dispozitive pentru mașini – unelte. Proiectarea schemelor de orientare și fixare a semifabricatelor*, Editura Tehnică, București, 1989.
2. Băduț, M., Iosip, M. – *Bazele proiectării cu Solid Edge*, Editura Albastră, Cluj-Napoca, 2003.



# STUDIUL CONSTRUCTIV ȘI TEHNOLOGIC AL UNUI DINAMOMETRU PENTRU MĂSURAREA FORTELOR LA TĂIEREA LIGNITULUI

**Autori:** Oana BOANTĂ<sup>1</sup> Ion POPESCU<sup>2</sup>  
[oanaboanta5@gmail.com](mailto:oanaboanta5@gmail.com), [ion.popescu67@yahoo.com](mailto:ion.popescu67@yahoo.com)

**Coordonator:** Șef lucr.dr.ing. Susana APOSTU<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, specializarea: Tehnologia Construcțiilor de Mașini, anul III

<sup>2</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, specializarea: Tehnologia Construcțiilor de Mașini, anul IV

<sup>3</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, Departamentul de Inginerie Mecanică, Industrială și Transporturi

## Rezumat

Stabilirea caracteristicilor la tăiere mecanică a rocilor prin așchiere stă la baza cunoașterii fenomenului de dislocare a rocilor cu ajutorul excavatoarelor cu rotor. În vederea determinării în condiții de laborator a forțelor de așchiere a rocilor și cărbunelui s-a conceput un dinamometru și un set de dinți (cu diferite unghiuri de degajare), ale cărui caracteristici au fost impuse de tipul mașinii-unelte (șeping hidraulic) aflată în dotare, lățimile și grosimile așchiilor de rocă ce trebuie dislocate, care sunt prezentate în lucrare.

## Cuvinte cheie

*Dinamometru, forță, așchiere, lignit, laborator.*

## 1. Introducere

Una din problemele cheie a creșterii eficienței mecanizării extragerii cărbunilor și rocilor sterile din descoperța stratelor de cărbuni în cariere și a îmbunătățirii indicilor tehnici și economici o constituie creșterea eficienței mecanizării tăierii cărbunilor și rocilor cu ajutorul excavatoarelor cu acțiune continuă în general și a celor cu roată-portcupe în special, ținând seama de dotarea tehnică a carierelor de lignit din România.

De aceea este necesar ca sistemul de tăiere-încărcare a excavatoarelor din dotare să fie îmbunătățit, ținând seama de condițiile concrete de lucru în carieră, reprezentate în principal de caracteristicile la tăiere a rocilor din acoperiș și a lignitului. Cunoașterea acestor caracteristici necesită cercetări teoretice și experimentale concrete, fără de care nu se poate crea o bază științifică ce servește la cunoașterea particularităților fenomenului și regimului de tăiere a rocilor, care la rândul lor permit stabilirea corelațiilor dintre parametrii constructivi și funcționali ai mașinii și parametrii regimului de așchiere. Aceste corelații permit apoi ca în practică să se realizeze o tăiere a rocilor la un consum specific minim de energie și la o capacitate de tăiere maxim posibilă de realizat, în paralel cu îmbunătățirea constructiv-funcțională a rotorului excavatorului și a durabilității dinților și cupelor pentru condiții concrete date.

## 2. Aspecte teoretice privind tăierea mecanică a rocilor

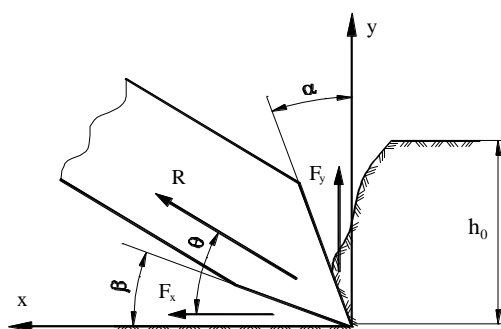
Dislocarea prin așchiere a rocilor are loc în baza interacțiunii dintre scula așchietoare și masiv, caracterizată printr-o forță rezultantă  $R$ , care se descompune în planul de tăiere după direcția de tăiere a sculei și normala la aceasta în componenta tangențială  $F_x$  și cea normală  $F_y$ , după cum se vede în figura 1.

Forța rezultantă care acționează asupra sculei așchietoare se poate determina cu relația:

$$\bar{R} = \int_s \bar{p}_n ds + \int_s \bar{p}_t ds \quad (1.1)$$

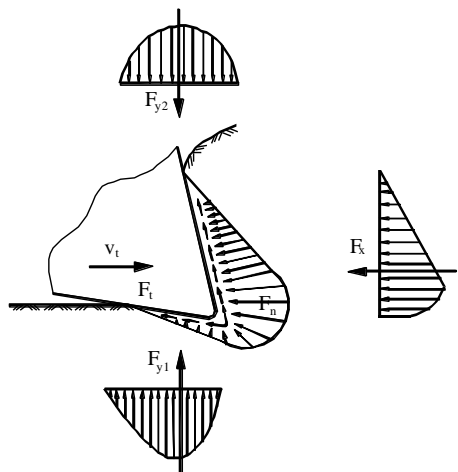
unde:  $S$  reprezintă suprafața de contact dintre scula așchietoare și masiv;  $p_n$  – eforturi specifice normale;  $p_t$  – eforturi specifice tangențiale.

Efectuarea celor două integrale din relația (1) este foarte dificilă din cauză că nu se cunoaște dependența între  $p_n$  și  $S$ , respectiv  $p_t$  și  $S$  și în plus pentru că între eforturile specifice nu sunt valabile legile de frecare ale lui Coulomb datorită variației în limite largi a suprafeței de contact  $S$  și a temperaturii.



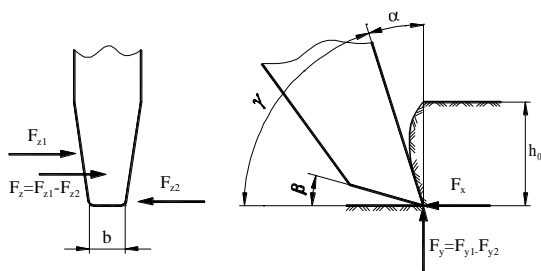
**Fig. 1.** Forțele care acționează asupra sculei așchietoare

Ținând seama de forma aproximativă a distribuției eforturilor specifice  $p_n$  și  $p_t$  în zona de contact a sculei așchietoare cu masivul de cărbune, după cum se arată în figura 2, se pot determina cele trei componente ale rezultantei forțelor ce acționează asupra sculei de tăiere la un moment dat.



**Fig. 2.** Distribuția eforturilor specifice pe suprafața de contact între scula așchietoare

organul executor al mașinii.



**Fig. 3.** Forțele normale și laterale ce acționează asupra sculei așchietoare

*Componenta tangențială  $F_x$*  are aceeași direcție și sens opus vitezei de tăiere  $v_t$ , ea își schimbă valoarea absolută în timpul procesului de așchiere dar își păstrează direcția și sensul (considerat pozitiv).

*Componenta normală  $F_y$*  este rezultanta forțelor normale  $F_{y1}$  și  $F_{y2}$  (vezi fig. 2) care conform relației:

$$F_y = F_{y1} - F_{y2} \quad (2)$$

poate fi pozitivă pentru  $|F_{y1}| > |F_{y2}|$ , nulă pentru  $|F_{y1}| = |F_{y2}|$ , și negativă pentru  $|F_{y1}| < |F_{y2}|$ , determinată de natura și proprietățile fizico-mecanice ale cărbunelui sau rocii, precum și de parametri sculei.

*Componenta laterală  $F_z$*  este rezultanta forțelor  $F_{z1}$  și  $F_{z2}$  (vezi fig. 3) care conform relației:

$$F_z = F_{z1} - F_{z2} \quad (3)$$

poate fi pozitivă, nulă sau negativă, analog ca și componenta  $F_y$ , determinată de natura și proprietățile fizico-mecanice ale rocilor, de parametri sculei, precum și de poziția de montare a acesteia pe

Cele trei componente ale rezultantei  $R$  ce acționează asupra sculei așchietoare, respectiv solicitările corespunzătoare în aceasta prezintă o variație accentuată în timp și spațiu, determinată de natura rocii dislocate, caracterizată prin neomogenitate structurală, anizotropie și existența fisurilor. Aceasta conferă procesului de dislocare prin așchiere a cărbunilor și rocilor, un caracter aleator.

Studiul pur teoretic al fenomenului de așchiere a rocilor nu permite determinarea exactă a parametrilor ce caracterizează tăierea și interdependența dintre aceștia, uneori conducând chiar la rezultate eronate. De aceea este absolut necesar ca aceste studii să fie combinate cu metode de cercetare experimentală.

În ceea ce privește cercetările experimentale în condiții de laborator, deoarece în practică nu se pot admite ipotezele simplificatoare din „mecanica rocilor” și astfel nu există o metodologie analitică de studiu suficient de exactă pentru determinarea caracteristicilor la așchiere a rocilor și cărbunilor, determinarea acestora, cu o precizie suficient de mare, se poate efectua doar prin încercări experimentale.

Aceste încercări se pot realiza în condiții de laborator pe eșantioane recoltate din zăcământ sau în urma unor încercări directe efectuate în condiții reale de lucru. Metodele de laborator prezintă avantajul unei precizii ridicate a măsurătorilor și permit stabilirea unui număr mare de parametri. În plus, se pot efectua un număr suficient de mare de încercări, ce asigură o precizie acceptabilă la determinarea parametrilor cu o variație aleatoare, cum este cazul așchierii rocilor și cărbunilor.

Rocile și în general materialele neomogene sunt caracterizate de un parametru numit *rezistență specifică la tăiere*.

În literatura de specialitate noțiunea de *rezistență specifică la tăiere* apare sub trei forme de exprimare diferite și anume:

- rezistența specifică la tăiere raportată la adâncimea de pătrundere a dintelui sau muchiei tăietoare a cupei, dată de relația:

$$A = \frac{F_x}{h}, \quad \text{N/cm sau kN/m} \quad (4)$$

- rezistența specifică la tăiere raportată la lungimea muchiei tăietoare a cupei:

$$A_l = \frac{F_x}{l}, \quad \text{N/cm sau kN/m} \quad (5)$$

- rezistența specifică la tăiere raportată la suprafața secțiunii transversale a așchii dislocate:

$$K_e = \frac{F_x}{S}, \quad \text{N/cm}^2; \text{ N/m}^2 \text{ sau MPa} \quad (6)$$

unde:  $F_x$  reprezintă forța de tăiere ce acționează după tangenta la traiectoria dintelui (cupei), în N;  $h$  – adâncimea de pătrundere a dintelui, în cm;  $l$  – lungimea muchiei tăietoare a cupei, în cm;  $S$  – suprafața secțiunii transversale a așchiei, în  $\text{cm}^2$ .

Prima variantă A se utilizează mai mult pentru cazul tăierii cu scule de lățime mică a muchiei tăietoare, cum sunt cuțitele de combină și haveză sau dinți de lățime mică.

Varianta  $A_1$  este utilizată pentru excavatoare cu mai multe cupe (în special la cele cu lanț-portcupe), iar varianta  $K_e$  la excavatoare cu o cupă și la excavatoare cu roată-portcupe.

Cei mai mulți cercetători recomandă forma  $K_e$  a rezistenței specifice la tăiere pentru excavatoare cu rotor, întrucât forța raportată la suprafață este oriunde de pe cupă identic interpretabilă, pe când în cazul lui  $A_1$  lungimea  $l$  a muchiei tăietoare a cupei este relativă, ținând seama de prezența dinților, de colțuri și de diferența dintre muchia frontală și cea laterală de pe cupă.

### 3. Construcția dinamometrului pentru măsurarea forțelor la tăierea lignitului

În vederea determinării în condiții de laborator a forțelor de așchiere a rocilor și cărbunelui s-a conceput un dinamometru și un set de dinți (cu diferite unghiuri de degajare), ale cărui caracteristici au fost impuse de tipul mașinii-unelte (șeping hidraulic) aflată în dotare, lățimile și grosimile așchiilor de rocă ce trebuie dislocate.

În figura 4 este prezentat dinamometrul realizat, echipat cu dintelui de etalonare, care are forma și dimensiunile diferite față de dinții etalon, pentru a permite o etalonare precisă.

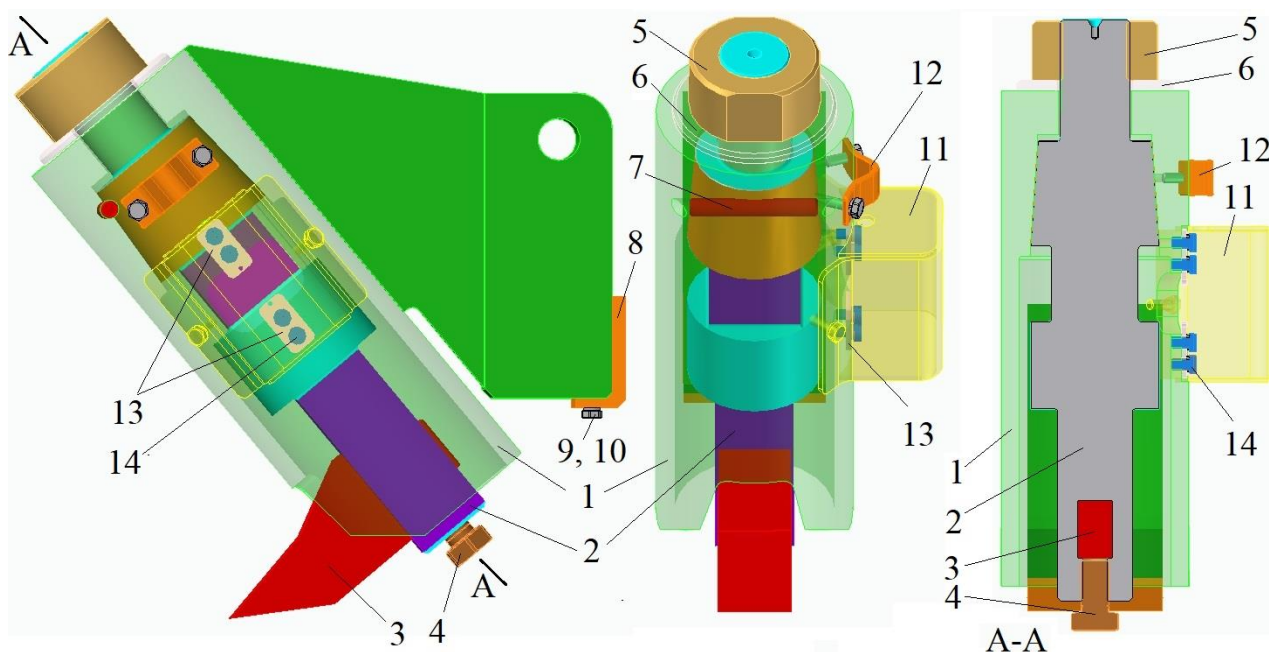


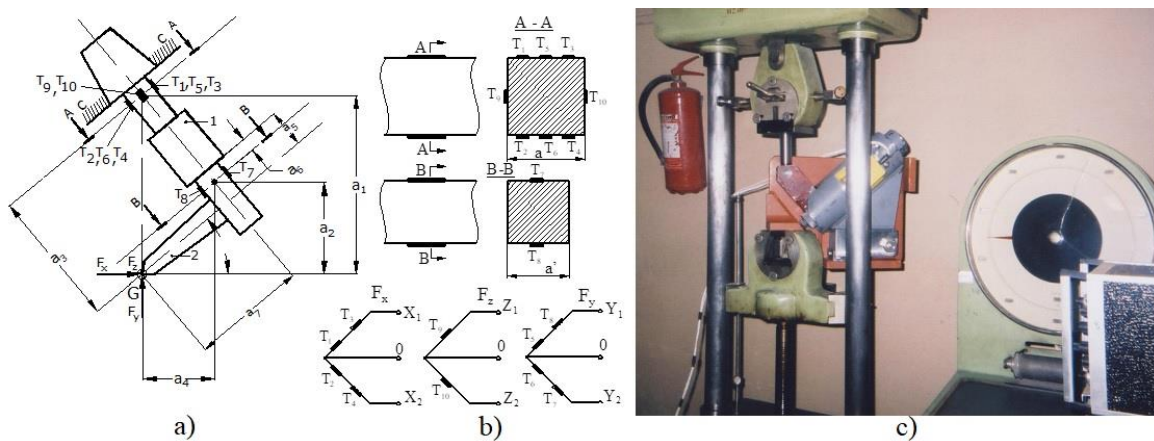
Fig. 4. Soluția constructivă a dinamometrului pentru măsurarea forțelor la tăierea lignitului

În figura 4 s-a notat: 1 – carcasă dinamometru; 2 – bară tensometrică (pe care se aplică traductoarele tensometrice rezistive); 3 – dinte etalon folosit în timpul procesului de așchiere; 4 – șurub pentru fixarea dintelui pe bara tensometrică; 5 – piuliță pentru împănarea prin strângere a barei tensometrice în carcasa dinamometrului; 6 – șaibă plată  $\Phi 90 \times \Phi 44 \times 6 \text{ mm}$ ; 7 – știft de blocare; 8 – placă de poziționare a dintelui pentru realizarea înclinării acestuia sub unghiul de  $40^\circ$  față de orizontală; 9, 10 – șurub și șaibă Grower pentru fixarea plăcii de poziționare; 11 – carcasă pentru protecția mufei de conexiuni dintre traductoarele tensometrice rezistive și cablul de legătură cu puntea tensometrică; 12 – clemă de fixare a cablului pe carcasa dinamometrului; 13 – placă de susținere a mufei de conexiuni; 14 – șurub de fixare a plăcii de susținere a mufei de conexiuni.

O etapă importantă în pregătirea încercărilor de laborator a constituit pregătirea barei tensometrice, prin fixarea traductoarelor tensometrice rezistive în punctele de măsurare a deformațiilor specifice de pe bara tensometrică, schema de conexiuni și etalonarea.

În figura 5.a este prezentată bara tensometrică 1, modul de rezemare și forțele ce încarcă dinte etalon 2, cu traductoarele tensometrice rezistive amplasate în punctele de măsurare a deformațiilor specifice.

În figura 5.b este prezentată schema de amplasare a traductoarelor și schema de conexiuni a traductoarelor  $T_i$ .

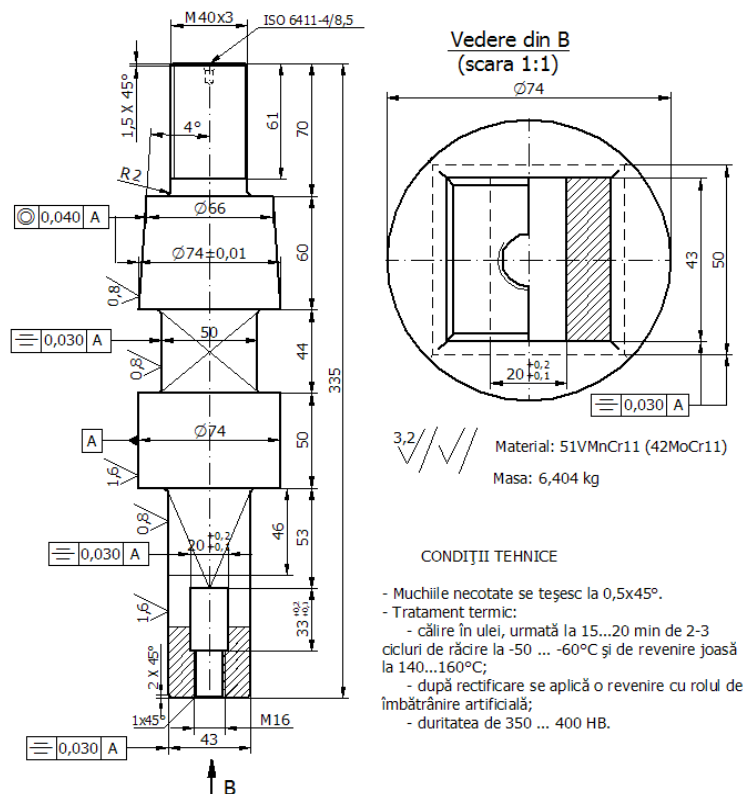


**Fig. 5.** Modul de solicitare a barei tensometrice, de amplasare a timbreleor tensometrice și etalonarea dinamometrului

Pentru etalonarea dinamometrului tensometric, conceput și realizat pentru tăierea lignitului, s-a utilizat un dinte special, respectiv un dispozitiv adecvat realizării solicitărilor pe cele trei direcții prin intermediul unei prese universale de laborator. În figura 5.c este prezentat dinamometrul montat în dispozitiv între bacurile preseii în poziția de etalonare.

În timpul etalonării și încercărilor, semnalul electric dat de traductoarele tensometrice ca urmare a deformațiilor specifice rezultate în punctele de măsurare, sunt preluate și amplificate de amplificatorul tensometric sub formă de semnal analogic, care apoi este convertit în semnal digital cu ajutorul plăcii de conversie și înregistrat de calculator sub forma unui fișier de date. Fișierul de date este prelucrat cu programe de analiză numerică, iar rezultatele sunt tipărite de imprimantă.

#### 4. Tehnologia de execuție a barei tensometrice



**Fig. 6.** Desenul de execuție al barei tensometrice

Bara tensometrică, ce are desenul de execuție prezentat în figura 6, se execută o singură bucată, ceea ce face ca tehnologia de execuție a acesteia să se încadreze în producția individuală sau de unicat.

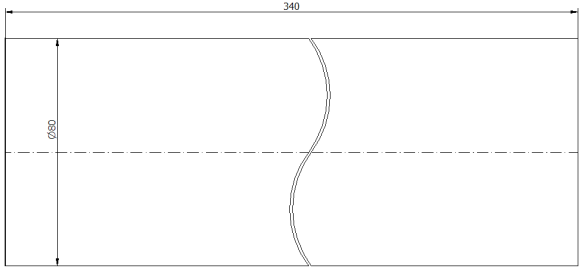
Datorită tipului de producției, a mărimii întreprinderii unde a fost executată bara tensometrică (fostul SC GRIMEX SA Tg.Jiu) și dotării tehnice a acesteia, se alege un proces tehnologic cu diferențierea operațiilor, cu reducerea la minimum a numărului de prinderi a piesei.

Semifabricatul folosit pentru executarea piesei este bară de oțel rotund laminat la cald STAS 333-87.

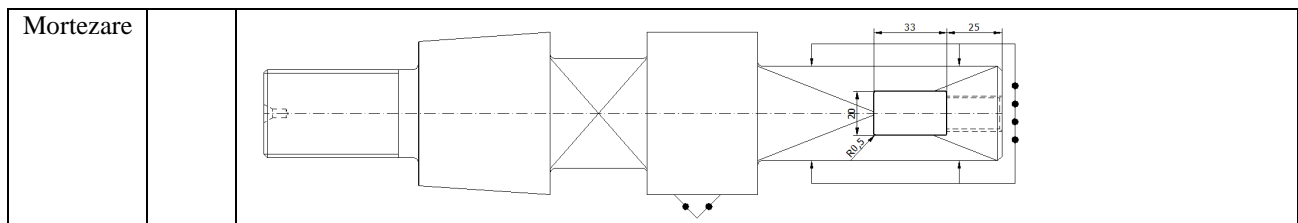
Pentru obținerea rugozității suprafețelor libere de  $R_a = 3,2 \mu\text{m}$  sunt necesare, conform literaturii de specialitate, faze de degroșare și finisare. Rugozitatea de  $R_a = 0,8 \mu\text{m}$ , a suprafețelor plane și conică, poate fi obținută cel mai economic prin rectificarea.

Pe baza celor de mai sus s-a stabilit următoarea variantă de proces tehnologic de prelucrare, ce este prezentat în tabelul 1.

**Tabelul 1. Succesiunea operațiilor și fazelor procesului tehnologic**

Operația	Nr. fază	Denumirea fazei și schița operației
<p style="text-align: center;"><b>I</b></p> <p style="text-align: center;">Debitarea semifabricatului</p>	<p>1. 2.</p>	<p>- orientarea și fixarea barei laminate; - debitare.</p> 
	<p style="text-align: center;"><b>II</b></p> <p style="text-align: center;">Strunjire</p>	<p>1. 2. 3. 4. 5. 6. 7. 8. 9. 10. 11. 12. 13. 14. 15. 16. 17. 18. 19. 20.</p>
<p style="text-align: center;"><b>III</b></p> <p style="text-align: center;">Frezare</p>		<p>1. 2. 3. 4. 5. 6. 7. 8. 9. 10. 11. 12. 13. 14. 15.</p>
	<p style="text-align: center;"><b>IV</b></p>	<p>1. 2. 3.</p>





Operația	Nr. fază	Denumirea fazei și schița operației
V Tratament termic	1. 2.	<p>Călire Revenire înaltă la 30...35 HRC</p>
VI Rectificare plană	1. 2. 3. 4. 5. 6.	<p>- orientarea și fixarea piesei în universalul capului divizor și prismă; - rectificare pe fața I, la <math>\square 50 \times 44</math> și <math>\square 43 \times 125</math>; - rectificare pe fața II, la <math>\square 50 \times 44</math> și <math>\square 43 \times 125</math>; - rectificare pe fața III, la <math>\square 50 \times 44</math> și <math>\square 43 \times 125</math>; - rectificare pe fața IV, la <math>\square 50 \times 44</math> și <math>\square 43 \times 125</math>; - desprinderea piesei.</p>
VII Rectificare conică exterioră	1. 2. 3.	<p>- orientarea și fixarea piesei între vârfuri; - rectificarea suprafeței conice; - desprinderea piesei.</p>

### 5. Concluzii

Cu ajutorul dinamometrului construit și etalonat au fost realizate pe un șeping hidraulic, aflat în laboratorul de mașini miniere (L13), încercări experimentale în vederea determinării caracteristicilor la tăiere a lignitului și rocilor sterile din carierele S.N.L. „Oltenia” Târgu-Jiu, care sunt prezentate în figura 7. În vederea efectuării unei încercări de tăiere în dinamometrul tensometric se fixează dintele-etalon dorit, după care se poziționează exact tăișul acestuia, atât față de marginea probei (sau tăietura alăturată), cât și adâncimea la care are loc încercarea (1-5 mm).



Fig. 7. Încercări de măsurare a forțelor de tăiere a lignitului cu ajutorul dinamometrului



**Bibliografie:**

1. Buzdugan, Gh., 1979, *Rezistența materialelor*, Editura Tehnică, București.
2. Dumitrescu, I., Florea, V.Al., 2018, – *Desen tehnic industrial, utilizând soft-uri CAD*, Editura Universitas, Petroșani.
3. Dumitrescu, I., Jula, D., 2010, – *Tehnologia construcțiilor de mașini, Îndrumar de proiectare*, Editura Universitas, Petroșani.

# PROIECTAREA UNEI MAȘINI PORTABILE DE ALEZAT

**Autor: Mădălin CIOARA<sup>1</sup>**

[madalin.c18@yahoo.com](mailto:madalin.c18@yahoo.com)

**Coordonator: Conf. univ. dr. ing. Bogdan-Zeno COZMA<sup>2</sup>**

<sup>1</sup> *Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., CFAC, anul I*

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

## Rezumat

Prelucrarea prin așchiere ocupă un loc important în construcția pieselor de mașini electrice, termice etc. Procesul de așchiere constă în acțiunea unei scule așchietoare asupra unui semifabricat și îndepărtarea de pe suprafața acestuia, sub formă de așchii, a surplusului de material, în scopul obținerii formei și dimensiunilor proiectate. Prin așchiere, în afara formei și dimensiunilor, se mai poate obține și precizia dimensională și calitatea suprafeței necesare.

Procedeele de prelucrare prin așchiere este cel mai economic în cazul producției individuale și de serie mică. Semifabricatele care se prelucurează prin așchiere provin din turnare, laminare, forjare, matrițare, presare, ștanțare, sudare etc. Prin așchiere este înlăturat adaosul de prelucrare de pe semifabricat.

În vederea prelucrării prin așchiere a pieselor metalice, se utilizează mașini-unelte specifice fiecărei etape tehnologice.

## Cuvinte-cheie

*Prelucrări prin așchiere, alezare, line boring, mașini-unelte, portabil.*

### 1. Introducere

Având în vedere propria orientare profesională (prelucrarea prin așchiere a metalelor), cât și subdomeniul de activitate actual (reparații, mentenanță și producția de unicate), am decis să îmi adaptez această lucrare științifică propriilor nevoi tehnologice.

Există cazuri diverse de intervenții pentru repararea masinilor și utilajelor, care necesită prelucrări, sau producerea de piese dedicate – „la fața locului”.

De cele mai multe ori, principala problemă este reprezentată de uzura alezajelor, care determină o deformare a acestora. Deformarea atrage după sine apariția de neregularități, făcând dificilă măsurarea, bușarea, sau poate chiar imposibilă folosirea în continuare a ansamblelor din care fac parte.

Un exemplu concret este cazul utilajelor terasiere. Articulațiile acestora sunt supuse unor forțe foarte mari, atât de frecare, cât și de tracțiune, timp îndelungat. Uzurile apar, cel mai des, în cazul bușelor (fabricate din material mai moale decât cel al bolțului), ajungându-se chiar la spargerea/ruperea acestora. După deteriorarea semnificativă a bușelor, bolțul ajunge să frece/lovească alezajul brațului, cauzând alungirea găurilor (ovalizare).

Prelucrarea alezajelor, mai ales în cazul pieselor de gabarit, este rareori posibilă pe mașinile-unelte normale, fixe. De aceea, în acest caz, avem nevoie de mobilitate din partea mașinii-unelte.

### 2. Alezarea

Alezarea este prelucrarea prin așchiere, executată manual sau mecanic (pe mașini de alezat, mașini de găurit, strunguri normale, mașini de frezat), cu ajutorul alezoarelor, frezelor sau cuțitelor de strung, pentru îmbunătățirea formelor geometrice, a netezimii și a preciziei dimensiunilor unei suprafețe interioare, cilindrice sau conice.

În general, atât la alezarea manuală, cât și la cea mecanizată, piesa stă nemișcată, iar sculele de alezare execută mișcarea principală de rotație, dar și cea de avans. Alezarea poate fi de eboșare (preliminară) sau de finisare.

Alezoarele se folosesc, în general, pentru găuri cu diametre mici, deoarece, pentru diametre mari, costul alezajului este foarte ridicat. Pentru alezajele mai mari, se folosesc în schimb cuțitele, montate pe dispozitive speciale, capete de alezat sau bări de alezat (bohrștangă).

Pentru găurile de diametre relativ mari, neputându-se folosi alezoarele, operația de alezare se efectuează pe mașini specifice de alezat, cu ajutorul cuțitelor fixate în capetele, sau axele portscule.

După poziția axului principal, mașinile de alezat se clasifică în mașini de alezat vertical și mașini de alezat orizontal.

**Mașina de alezat vertical.** Pe această mașină se execută de obicei numai operații de alezare pentru piese de mărime mijlocie (de exemplu, cilindrii de motoare cu explozie). Piesa fixată pe masa mașinii rămâne imobilă în timpul lucrului.

**Mașina de alezat orizontal.** La această mașină se pot efectua de obicei operații multiple, ca: găurire, alezare, frezare, strunjire plană.[11]

În România, s-au construit, la Bacău, diferite modele de astfel de mașini de tip bohrwerk (ex: AF 80, 85, AFD 100). Denumirea modelului este caracterizată de diametrul axului principal (al pinolei), dar și de cele trei tipuri de operații specifice acestor mașini-unelte: Alezat, Frezat și Danturat.



**Fig. 1. AFD - 100 IMU Bacău**

Tehnologul se întâlnește cu prelucrarea alezajelor, la proiectarea proceselor tehnologice, nu numai a pieselor din categoria buche, ci aproape a tuturor pieselor de mașini.

În general, prelucrarea precisă a unei găuri este mult mai dificilă decât prelucrarea unei suprafețe exterioare. Această afirmație este confirmată de toate normele pentru toleranțe, care prevăd toleranțe de 1,5 ori mai mari pentru găuri, decât pentru suprafețele exterioare de revoluție cu aceleași dimensiuni.[5]

În cazurile la care face referire acest proiect, prinderea în vederea prelucrării pieselor/ansamblelor pe mașini-unelte nu este posibilă din mai multe cauze:

- Dimensiuni mari ale pieselor/ansamblelor;
- Mase mari;
- Forme neregulate, fiind extrem de greu de fixat/centrat;
- Imposibilitatea transportului/demontării.

Este, deci, nevoie de o mașină-unealtă adaptată la aceste condiții excepționale, o mașină de dimensiuni robuste, cu o masă cât de mică posibil, compactă, cu posibilitate de prindere/fixare pe marginea găurii ce urmează a fi prelucrată. Într-un cuvânt, avem nevoie de o mașină de alezat portabilă.

### 3. Motoare electrice

Principalele obiective pe care le vom avea în proiectarea mașinii sunt:

- Formă robustă și design ergonomic;
- Limitarea la minim a angrenajelor pentru a reduce dimensiunile și masa;
- Asigurarea unei greutate optime prin folosirea unui motor principal adaptat unui necesar maxim de putere și cu o turație limitată (max. 700-1000 rot/min);
- Posibilitatea folosirii de variatoare electronice pentru reglarea vitezelor motoarelor;
- Un mecanism de avans automat, cât mai compact și ușor de reglat;
- Să fie cât mai universală, cu posibilitatea adaptării constante a unor noi dispozitive și accesorii pentru diversitatea operațiilor.

Pentru a asigura cea mai robustă formă, vom opta pentru dispunerea paralelă a axelor motoarelor, cu cea a dispozitivului de alezat (bara de alezat).

Bara alezoare va fi demontabilă și interschimbabilă cu alte dispozitive sau alte versiuni ale aceluiași tip de dispozitiv, de exemplu cu o lungime diferită, după caz.

Pentru mișcarea de avans avem de asemenea nevoie de un motor compact, cu o turație modestă (până la 200 rot/min), cu posibilitate de schimbare a sensului. Preluarea controlului manual asupra mișcării de avans se face prin decuplarea roților dințate, executată cu împingerea roții de mână, retragerea acesteia reprezentând cuplarea avansului automat.

Vitezele de rotație ale motoarelor, cât și sensul acestora se vor controla dintr-un panou (interfața de control) cu întrerupătoare și potențiometre.

Limitarea la cele mai economice variante posibile ne împinge spre aprofundarea studiului și la calcule suplimentare.

Este de la sine înțeles că motorul principal nu trebuie să aibă exces de putere. De aceea, motorul trebuie să ne asigure exact atâta putere câtă avem nevoie. De asemenea, pentru a putea fi instalat ușor în teren, tensiunea de alimentare trebuie să fie de 220V (monofază).

Stabilirea necesarului de putere se face cu relația:

$$P_c = \frac{a_p \cdot f \cdot v_c \cdot K_c}{60 \times 10^3 \times \eta} \text{ (kW)}$$

Unde:

$a_p$  – Adâncimea de așchiere [mm]

f - avansul [mm/rot]  
vc – viteza de aşchiere [mm/min]  
Kc – forţa specifică de tăiere [MPa]  
n – randamentul maşinii

Ca şi o posibilă sarcină de lucru considerăm:

Prelucrarea unui lagăr turnat din 270-480W cu  $\sigma = 550 \text{ N/mm}^2$ , cu capacitate uniformă de sudare. Cota interioară uzată a acestuia trebuie majorată de la  $\varnothing 446$  la  $\varnothing 450$ , fără a fi posibilă demontarea şi transportarea piesei la un atelier mecanic.

Prelucrarea se va face dintr-o trecere  $t = A_p/2 = 2 \text{ mm}$ , cu un avans de  $0,25 \text{ mm/rot}$ .

**Tabel 1. Avansuri pentru ştrunjirea interioară de degroşare cu cuţite din oţel rapid sau armate cu plăcuţe dure**

Dimensiunile secţiunii cuţit. sau a suport. pentru ştrunj. interioară		Ieşirea în afară a cuţitelor, mm		Materialul de prelucrat										
				Oteluri				Fonte şi aliaje de cupru						
				Adâncimea de aşchiere t, mm, până la:										
				2	3	1	5	8	2	3	5	8		
Diametrul secţiunii rotunde a cuţitului, mm		10	50	0,08	-	-	-	0,12-0,16	-	-	-			
		12	60	0,1	0,08	-	-	0,12-0,2	0,12-0,15	-	-			
		16	80	0,1-0,2	0,10	0,1	-	0,2-0,3	0,15-0,25	0,1-0,18	-			
		20	100	0,15-0,3	0,15-0,25	0,12	-	0,3-0,4	0,25-0,35	0,12-0,25	-			
		25	125	0,25-0,5	0,15-0,4	0,12-0,2	-	0,4-0,6	0,3-0,5	0,25-0,35	-			
		30	160	0,4-0,7	0,2-0,5	0,12-0,3	-	0,5-0,8	0,4-0,6	0,25-0,45	-			
		40	200	-	0,25-0,6	0,15-0,4	-	-	0,6-0,8	0,3-0,6	-			
		Secţiunea cuţitului, mm x mm		40x40		150	-	0,6-0,9	0,5-0,7	-	-	0,7-1,2	0,5-0,9	0,4-0,5
						300	-	0,4-0,7	0,3-0,6	-	-	0,6-0,9	0,4-0,7	0,3-0,7
				60x60		150	-	0,9-1,2	0,8-1,0	0,6-0,8	-	1,0-1,5	0,8-1,2	0,6-0,9
300	-					0,7-1,0	0,5-0,8	0,4-0,7	-	0,9-1,2	0,7-0,9	0,5-0,7		
75x75				300	-	0,9-1,3	0,8-1,1	3,7-0,9	-	1,1-1,6	0,9-1,3	3,7-1,0		
				500	-	0,7-1,0	0,6-0,9	3,5-0,7	-	-	0,7-1,1	3,6-0,8		
				800	-	-	0,4-0,7	-	-	-	0,6-0,8	-		

**Tabel 2. Valorile Kc**

Work Material	Tensile Strength(MPa) and Hardness	Specific Cutting Force Kc(MPa)				
		0.1 (mm/rev)	0.2 (mm/rev)	0.3 (mm/rev)	0.4 (mm/rev)	0.6 (mm/rev)
Mild Steel	520	3610	3100	2720	2500	2280
Medium Steel	620	3080	2700	2570	2450	2300
Hard Steel	720	4050	3600	3250	2950	2640
Tool Steel	670	3040	2800	2630	2500	2400
Tool Steel	770	3150	2850	2620	2450	2340
Chrome Manganese Steel	770	3830	3250	2900	2650	2400
Chrome Manganese Steel	630	4510	3900	3240	2900	2630
Chrome Molybdenum Steel	730	4500	3900	3400	3150	2850
Chrome Molybdenum Steel	600	3610	3200	2880	2700	2500
Nickel Chrome Molybdenum Steel	900	3070	2650	2350	2200	1980
Nickel Chrome Molybdenum Steel	352HB	3310	2900	2580	2400	2200
Hard Cast Iron	46HRC	3190	2800	2600	2450	2270
Meehanite Cast Iron	360	2300	1930	1730	1600	1450
Grey Cast Iron	200HB	2110	1800	1600	1400	1330

**Tabel 3. Durabilitatea economică a cuțitelor**

Secțiunea cuțitului de strung			Materialul de așchiat			
Rotunda	Pătrată	Dreptunghiulară	Oțel și fontă maleabilă		Fontă cenușie	
Dimensiuni, mm			Materialul tășului			
d	h x b	h x b	Oțel rapid	Carburi metalice	Oțel rapid	Carburi metalice
6	6x6	6x4	30	45	45	60
8	8x8	8x5				
10	10x10	10x6				
12	12x12	12x8	45	60	60	90
16	16x16	16x10	60	90		
20	20x20	20x12				
25	25 x 25	25x16				
32	32x32	32x20	75	120	105	150
40	40x40	40x25				
50	50x50	50 x 32				
63	63 x 63	63 x 40				

-Dimensiunile corpului cuțitului [mm] :  $h := 25$        $b := 25$

-Raza la vârful cuțitului:  $r := 1$

-Unghiul de atac principal și secundar al cuțitului [°]  $\chi := 70$        $\chi_1 := 20$

↳Durabilitatea economică a cuțitului (Carburi metalice) [min]:  $T := 90$

-Materialul plăcuței cuțitului - P10

-Adaosul de prelucrare [mm] :  $A_p := 4$

-Adâncimea de așchiere [mm]:

$$t := \frac{A_p}{2} = 2 \quad a_p := t = 2$$

-Marca oțelului: 270-480W      cu  $\sigma := 55$  [daN/mm<sup>2</sup>]      HB := 200 [N/mm<sup>2</sup>]

-Diametrul de prelucrat [mm]:  $D := 446$

-Avansul ales [mm/rot]:  $s := 0.25$        $f := s = 0.25$

-Constantă în funcție de cuplul semifabricat-sculă:  $C_v := 242$

-Coeficienți determinați experimental în funcție de condițiile de așchiere:

$$x_v := 0.18 \quad y_v := 0.2 \quad m_v := 0.125 \quad n := 1.75$$

$\xi := 0.08$  (=0,08 pentru oțel ; 0,04 pentru fontă și neferoase)

$\rho := 0.3$  (Pentru oțel, aluminiu și aliaje de magneziu prelucrate cu scule din oțel rapid  $\rho=0,6$ , iar pentru cele prelucrate cu carburi metalice grupa de utilizare P și M,  $\rho=0,3$ )

$\alpha := 15$  (a = 10 pentru scule din oțel rapid și a = 15 pentru scule armate cu plăcuțe dure)

$\mu := 0.1$  (Pentru prelucrarea de degroșare  $\mu=0,1$ ; pentru prelucrarea de finisare a oțelului și a aliajelor de aluminiu și magneziu  $\mu=0,2$ ; pentru prelucrarea de finisare a fontei și a aliajelor de cupru,  $\mu=0,08$ )

$$K_1 := \left( \frac{h \cdot b}{20 \cdot 30} \right)^\xi \quad K_5 := 1 \quad (P10) \quad K_c := 2600 \text{ [MPa]} \quad \text{Forța specifică de tăiere}$$

$$K_2 := \left( \frac{45}{\chi} \right)^\rho \quad K_6 := 1 \quad (C \leq 0.6) \quad \eta := 0.9$$

$$K_3 := \left( \frac{\alpha}{\chi_1} \right)^{0.09} \quad K_7 := 0.7 \quad (\text{Suprafață cu neregularități}) \quad (\text{Randamentul mașinii-unealtă})$$

$$K_8 := 0.9 \quad (\text{Strunjire interioară } >250)$$

$$K_4 := \left( \frac{r}{2} \right)^\mu \quad K_{tot} := K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot K_6 \cdot K_7 \cdot K_8 = 0.503$$

$$v := \left[ \frac{C_v}{T^{m_v} \cdot t^{x_v} \cdot s^{y_v} \cdot \left(\frac{HB}{200}\right)^n} \right] \cdot K_{tot} = 80.836 \quad [\text{m/min}]$$

$$P_c := \frac{a_p \cdot f \cdot v \cdot K_c}{60 \cdot 10^3 \cdot \eta} = 1.946 \quad [\text{kW}]$$

#### 4. Proiectarea băii-portsculă

În vederea proiectării băii de alezat considerăm următoarele aspecte:

-Asigurarea unei lungimi optime, prin luarea în calcul: a cursei de lucru, a dispozitivelor de centrare și a reazemelor, dar și a dimensiunilor sistemelor de prindere în mașină. Un aspect important este urmărirea posibilității de prelucrare a mai multor găuri co-axiale, dintr-o singură fixare a mașinii și a contralagărelor;

-O soluție de angrenare constantă a mișcării de rotație pe timpul avansului automat, dar și a celui manual, prin frezarea unor degajări pe toată lungimea băii;

-Sistemul de angrenare trebuie să aibă suprafețe rezistente la încovoiere, cu predispunere scăzută la deformare;

-Multiple poziții de prindere a sculei (cuțit de strung sau dispozitive a prindere a cuțitului, în cazul diametrelor mari);

-Diametru exterior optim, accesibil găurilor cu diametru mai mic, dar care să permită găurirea în vederea prinderii sculei așchiitoare.

-O rigiditate ridicată.

Diametrul exterior de  $\varnothing 40$  mm permite realizarea unor găuri de  $\varnothing 12,2$  mm, necesare pentru prinderea sculei așchiitoare.

De asemenea, este permisă frezarea unor degajări cu adâncimea de 5,8 mm și lățimea de 11,3 mm, necesare angrenării în vederea mișcării de rotație.

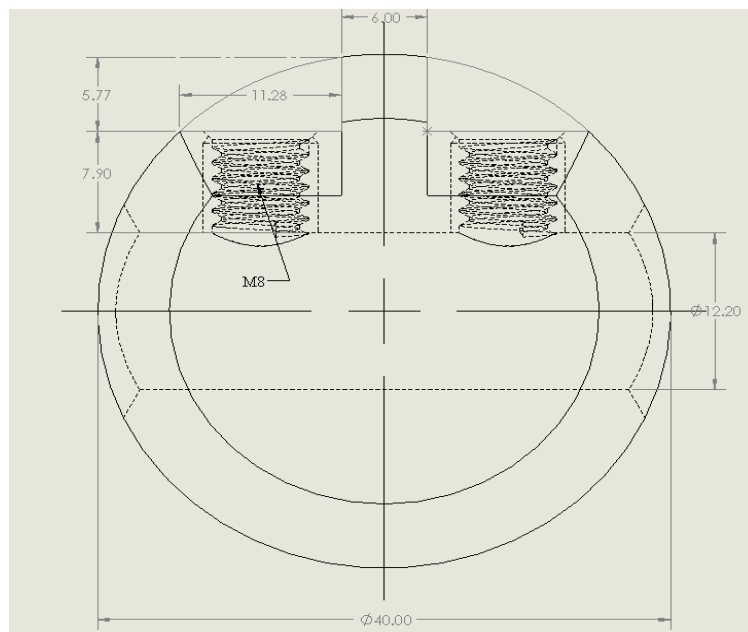
Grosimea peretelui rămas între gaura  $\varnothing 12,2$  mm și laturile generate de frezarea degajărilor (8 mm) este suficientă pentru a realiza câte 2 găuri filetate, simetrice, M8, în vederea fixării sculei așchiitoare.

Găurile radiale  $\varnothing 12,2$  au o distanță între centre de 100 mm, fiind distribuite la 50 de mm de capetele băii.

Semifabricatul ales pentru confecționarea băii de alezat este bară calibrată din OLC 40 , cu HB=200 daN/ .

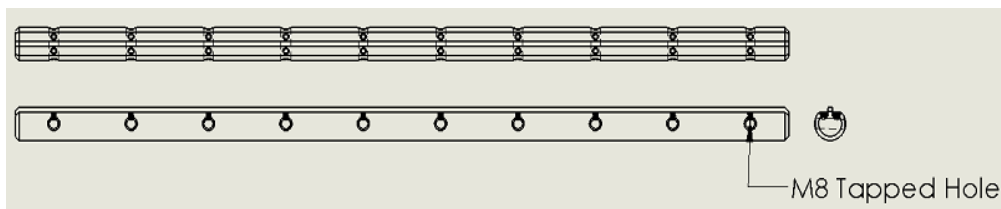
Operațiile de prelucrare prin așchiere la care este supus semifabricatul sunt:

- Teșire capete pe strung normal cu cuțit frontal  $45^\circ$ ;
- Frezare degajări, folosind o freză deget cu 4 dinți  $\varnothing 16 \times 25$ mm;
- Găurire cu burghiu din HSS  $\varnothing 12$  mm;
- Șanfrenarea găurilor pe ambele părți, folosind un adâncitor  $\varnothing 16$  DIN 335 / STAS 1367
- Găurire  $\varnothing 6,5$ ;
- Filetare M8.



**Fig. 2.** Bara de alezat – Vedere axială





**Fig. 3.** Bara de alezat

### 5. Proiectarea pinolei

O temă destul de dificilă a fost gândirea unui sistem compact de avans, cu posibilitatea de intervenție a operatorului, pentru oprirea exclusivă a avansului, sau pentru controlul manual al acestuia.

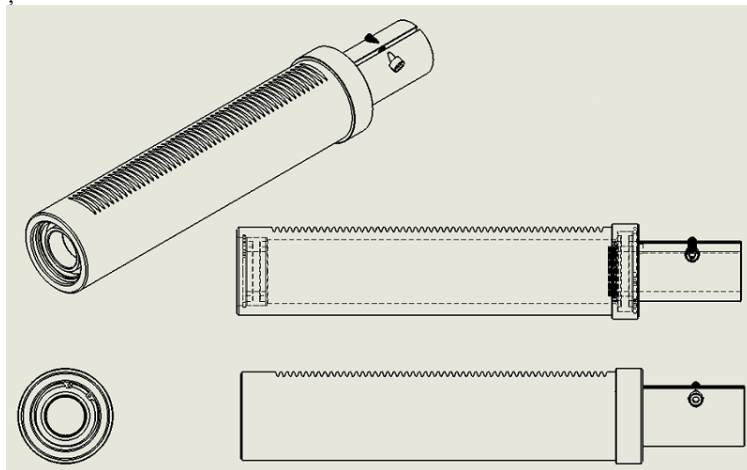
Urmărind cu atenție modul de funcționare a mașinilor radiale de găurit MG-13 Suceava și GR-616 – produsă de “Înfrățirea Oradea” am ajuns să vizualizez o concepție primară a sistemului responsabil cu deplasarea rectilinie a acestei bări de alezat.

Așadar, soluția a fost introducerea bării de alezat printr-o pinolă cu cremalieră, având, în partea posterioară, un sistem de strângere cu bușă elastică, asamblată în interiorul unui rulment.

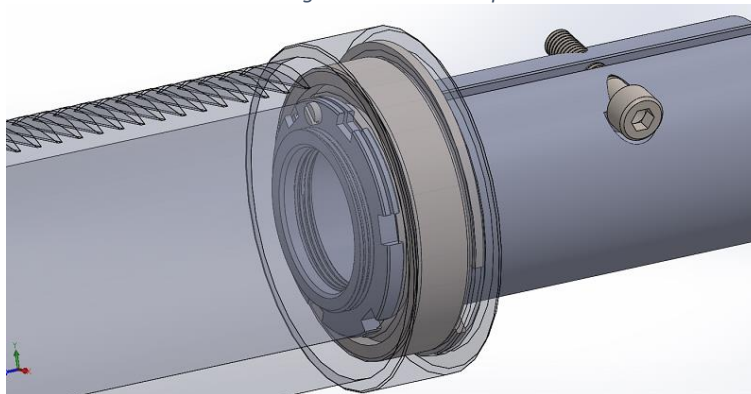
Știind deja diametrul bării de alezat, dar în același timp și faptul că aceasta trece printr-o bușă elastică, ne rămân de stabilit dimensiunile rulmenților, iar apoi diametrul exterior al pinolei.

Grosimea minimă a bușei în cota de rulment este 5mm/r, ceea ce rezultă că diametrul interior al rulmentului va fi de  $\varnothing 40 + 5 \times 2 = \varnothing 50$ . Dimensiunile rulmenților fiind standardizate, cel mai potrivit model pentru bușa elastică este 6010 (50x80x16).

Fixarea bușei elastice pe carcasa interioară a rulmentului este asigurată de strângerea, pe filetul M50x1,5 al acesteia, a unei piluțe cu șurub de blocare



*Figură 4 - Ansamblul pinolei*



**Fig. 5.** Model 3D pinolă

### 6. Concluzii

Printre problemele cu care mă confrunt destul de des la serviciu, dar și la atelierul particular, este problema generată de uzura excesivă a alezajelor unor piese grele, sau cu forme abstracte, pe care nu le pot prelucra pe o mașină de frezat normală, pentru a genera suprafețe cilindrice, uniforme.

Situația de față face parte din obiectul prelucrării alezajelor, o operație destul de dificilă din mai multe puncte de vedere, plus necesitatea prelucrării la față locului, cu o mașină portabilă.

Sper ca acest prototip, ajuns în fază finală de proiectare și după perfecționarea tuturor elementelor constructive, să ne ajute să ducem la bun sfârșit operațiile de reparare a utilajelor de construcții.

Doresc să menționez faptul că acesta este doar un rezumat al adevăratei lucrări de proiectare, aceasta fiind mult mai amplă și nu se încadrează în limita maximă de pagini impusă prezentei lucrări.

**Bibliografie:**

1. **10828, S.R. ISO - Angrenaje melcate cilindrice – Geometria profilurilor melcilor**, 2012;
2. **Biber, Gh.** – *Manualul strungarului*, Editura Tehnică, București, 1977;
3. **Bolunduț, I.L.** – *Știința și ingineria materialelor*, Editura Tehnică-Info, Chișinău, 2010;
4. **Cozma, B.Z.** – *Bazele proiectării asistate de calculator*, Editura Universitas, Petroșani, 2016;
5. **Drăghici, G** – *Tehnologia construcțiilor de mașini*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1977;
6. **Dumitrescu, I; Bolunduț I.L.** – *Mașini-unelte și prelucrări prin așchiere*, Universitatea din Petroșani, 2000;
7. **Dumitrescu, I; Florea V.A.** – *Prelucrări prin așchiere și scule așchietoare*;
8. **Dumitrescu, I; Cozma B.Z.** – *Tehnologia construcțiilor de mașini*, Editura Universitas, Petroșani, 2017;
9. **Dumitrescu, I; Jula D.** – *Tehnologia construcțiilor de mașini – Îndrumar de laborator*, Editura Universitas, Petroșani, 2010;
10. **Dumitrescu, I.** – *Tratamente termice*, Editura Universitas, Petroșani, 2015
11. **Georgescu, G.S.** - *Îndrumător pentru ateliere mecanice*, Editura Tehnică, București, 1966;
12. **Ghinea, E.; Militaru, V.; Barbu, C.** – *Tehnologia prelucrărilor prin așchiere*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1979;
13. **Google Images (WEB)**;
14. **Jula, A.; Chișu, E.; Lateș, M.T.** – *Organe de mașini și transmisii mecanice*, Brașov, 2005;
15. **Mitsubishi** – *Cutting power for turning (WEB: Mitsubishi carbide.com)*;
16. **Wachs, E.H.** – *Wachs Electric HD Drive 220V (WEB)*;
17. **Bibliografia face referire la sursele de documentare a întregului proces de proiectare (varianta amplă).**

# ASPECTE PRIVIND REZOLVAREA UNOR PROBLEME DE MECANICĂ DUPĂ MODUL ÎN CARE INTERVIN MĂRIMILE NECUNOSCUTE

**Autori :** Alina-Andreea CIOBANAȘU<sup>1</sup>, Daniel MÂNDRUȚ<sup>2</sup>  
[alinaciobanasu6@gmail.com](mailto:alinaciobanasu6@gmail.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</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Departamentul I.M.I.T.

## Rezumat

În lucrare se prezintă aspecte asupra modalității de rezolvare a problemelor de mecanică în cazul în care în cadrul problemelor intervin și mărimi necunoscute care nu sunt cerute în problemele respective.

## Cuvinte cheie

*Mecanică, probleme, mărimi necunoscute.*

## 1. Introducere

Soluționarea unei probleme de mecanică presupune identificarea tuturor fenomenelor posibile care apar în problema respectivă, stabilirea conexiunilor dintre aceste fenomene și scrierea expresiilor matematice ale principiilor și legilor care guvernează și definesc aceste fenomene, obținându-se astfel ecuațiile de rezolvare a problemei respective.

După cum este cunoscut în mecanică se tratează numai probleme a căror sisteme de ecuații sunt compatibile, adică determinate.

La problemele care nu au un grad foarte ridicat de dificultate, în ecuațiile sistemului propus spre rezolvare intervin doar *mărimi cunoscute*, despre care enunțul problemei informează că au valori date (cunoscute) și *mărimi necunoscute*, mărimi care sunt *cerute* în enunțul problemei, acestea fiind în număr egal cu numărul de ecuații ale sistemului găsit. În acest caz sistemul de ecuații obținut este compatibil și rezolvarea lui va permite determinarea mărimilor cerute în enunțul problemei.

În cazul problemelor cu un grad de dificultate mai ridicat, în ecuațiile sistemului de rezolvat intervin *mărimi cunoscute*, despre care enunțul problemei informează că au valori date și *mărimi necunoscute*, în număr mai mare decât numărul ecuațiilor sistemului găsit, unele dintre ele *cerute* în enunțul problemei și unele care *nu sunt cerute*, dar care fără a căror introducere nu ar fi posibilă scrierea ecuațiilor sistemului de rezolvat.

Dacă la scrierea ecuațiilor sistemului de rezolvat au fost epuizate toate informațiile din enunțul problemei, cum numărul de necunoscute depășește numărul de ecuații, la o examinare rapidă, s-ar putea trage concluzia că problema propusă spre rezolvare este nedeterminată.

În cazul rezolvării problemei, atenția trebuie să se îndrepte însă către necunoscutele cerute în problemă și să se elimine, prin reduceri sau simplificări, pe parcursul rezolvării sistemului de ecuații care conține toate necunoscutele, pe cele care nu sunt cerute în enunțul problemei respective.

Pentru ca acest lucru să fie posibil, este evident că este necesară rezolvarea literală a problemei, iar datele numerice vor fi introduse numai după obținerea literală a mărimilor necunoscute, cerute.

În continuare se va analiza, prin exemple, modul de rezolvare a unor probleme care conduc la un sistem de ecuații nedeterminat din punct de vedere al tuturor mărimilor necunoscute care apar, dar care devine determinat, dacă se va avea în vedere că problema propusă solicită găsirea doar a unora dintre mărimile necunoscute, și anume a celor cerute în enunțul problemei.

## 2. Problemele de analizat

a) Picăturile de ploaie întâmpină din partea aerului o forță de rezistență care crește cu viteza, astfel încât în apropierea pământului, ating o viteză constantă, orientată vertical.

O picătură de ploaie, nimerind pe geamul lateral al unui automobil în momentul în care automobilul se află la distanța  $d = 7m$  de indicatorul rutier „Stop la intersecție”, lasă o urmă a cărei înclinație față de verticală variază de la  $\alpha_1 = 60^\circ$  la  $\alpha_2 = 50^\circ$  în timpul în care picătura parcurge distanța  $h = 30cm$  pe verticală (fig. 1).

Considerând mișcarea automobilului uniform variată, să se stabilească dacă acesta a fost oprit în condiții regulamentare, adică înaintea indicatorului rutier „Stop la intersecție”.

Problema cere să se calculeze distanța parcursă de automobil (pe care o notăm cu  $d_0$ ) în mișcare uniform încetinită din momentul în care geamul lateral

este atins de picătură până la oprire și să se compare cu distanța  $d = 7m$  la care se afla automobilul față de indicator.

Unghiurile pe care le face urma lăsată de picătura de ploaie în cele două puncte A și B cu verticala reprezintă unghiurile pe care le face viteza relativă a picăturii față de automobil cu verticala în cele două puncte.

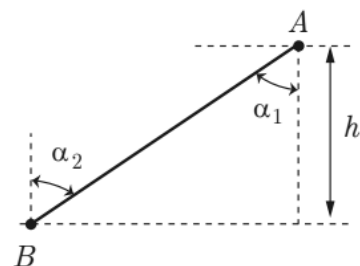


Fig. 1

Dacă notăm cu  $u$  viteza constantă cu care cade picătura față de pământ, atunci vitezele  $v_1$  și  $v_2$  ale automobilului când picătura se află în punctele  $A$  și respectiv  $B$  vor fi:

$$v_1 = u \cdot \operatorname{tg} \alpha_1, \quad (1)$$

și

$$v_2 = u \cdot \operatorname{tg} \alpha_2, \quad (2)$$

Între cele două viteze există relația:

$$v_2 = v_1 + a \cdot t, \quad (3)$$

unde  $a$  este accelerația automobilului, iar  $t$  este timpul în care picătura parcurge cu viteza  $u$  constantă, distanța  $h$  pe verticală, unde:

$$t = \frac{h}{u}, \quad (4)$$

Pe de altă parte, ecuația lui Galilei aplicată pentru mișcarea automobilului din momentul în care este atins de picătură și până la oprire se scrie:

$$0 = v_1^2 + 2ad_0, \quad (5)$$

unde  $d_0$  este distanța parcursă de automobil din momentul în care este atins de picătură până la oprire.

Folosind toate informațiile din enunțul problemei s-a putut obține un sistem de numai 5 ecuații cu 6 necunoscute  $u$ ,  $v_1$ ,  $v_2$ ,  $t$ ,  $a$  și  $d_0$ , evident nedeterminat. Ținând însă cont că singura mărime necunoscută ce trebuie determinată este  $d_0$ , se vor elimina celelalte necunoscute.

Înlocuind relațiile (1), (2) și (4) în relația (3) se obține:

$$u \cdot \operatorname{tg} \alpha_2 = u \cdot \operatorname{tg} \alpha_1 v_1^2 + a \frac{h}{u}, \quad (6)$$

de unde rezultă:

$$a = \frac{u^2 (\operatorname{tg} \alpha_2 - \operatorname{tg} \alpha_1)}{h} d_0, \quad (7)$$

care înlocuită în relația (5) conduce la:

$$0 = u^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha_1 + 2 \frac{u^2 (\operatorname{tg} \alpha_2 - \operatorname{tg} \alpha_1)}{h} d, \quad (8)$$

Se constată că, deși această ecuație are două necunoscute ( $u$  și  $d_0$ ), una din ele se simplifică (necunoscuta care nu a fost cerută  $u$ ) și găsim o ecuație cu o singură necunoscută  $d_0$  (necunoscuta cerută), nedeterminarea transferându-se celorlalte necunoscute.

Se obține în final:

$$d_0 = \frac{\operatorname{tg}^2 \alpha_1}{\operatorname{tg} \alpha_1 - \operatorname{tg} \alpha_2} \cdot \frac{h}{2}, \quad (9)$$

Cu valorile numerice găsim:  $d_0 \approx 6,64m$ . Se observă că  $d_0 < d = 7m$ . Deci automobilul a oprit regulamentar.

b) Pe o masă este întins un lanț subțire omogen. Un capăt al lanțului de care este prins un corp mic și greu atâră liber peste marginea mesei. Când porțiunea de lanț de pe masă este  $l_0 = 20cm$ , lanțul este în echilibru, dar la un mic șoc el începe să alunece. Aflați viteza lanțului în momentul în care părăsește în întregime masa. Se cunoaște accelerația gravitațională  $g = 9,8m/s^2$ .

Sigur mișcarea lanțului se face cu frecare, altfel lanțul nu ar putea fi în echilibru, dacă un capăt al lui atâră liber peste marginea mesei.

Aplicăm teorema variației energiei mecanice totale între momentul declanșării mișcării (starea  $A$  a sistemului din fig. 2) și momentul în care lanțul părăsește în întregime masa (starea  $B$  a sistemului din fig. 2).

$$E_B - E_A = L_f, \quad (10)$$

unde  $E_A$ ,  $E_B$  reprezintă energia mecanică totală în stările  $A$  respectiv  $B$ , iar  $L_f$  lucrul mecanic al forței de frecare singura forță neconservativă care produce lucru mecanic la alunecarea lanțului pe masă.

Vom alege drept nivel de energie potențială nulă ( $E_p = 0$ ) nivelul la care se află corpul mic și greu de masă  $m$  în momentul în care lanțul părăsește în întregime masa.

Vom ține de asemenea cont că masele diferitelor porțiuni de lanț se pot exprima ca produsul dintre lungimea respective porțiuni și masa unității de lungime  $p$  a lanțului și și că centrul de greutate al acestor porțiuni se află la

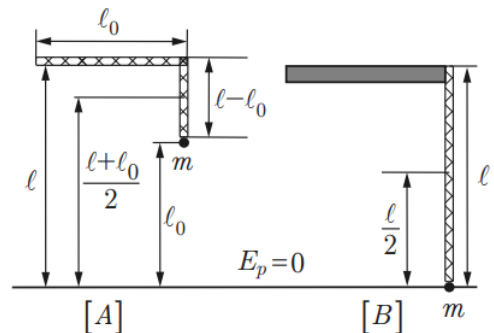


Fig. 2

mijlocul respectivei porțiuni (vezi fig. 2).

Notăm cu  $l$  lungimea întregului lanț.

Energia mecanică a sistemului în starea  $B$  este:

$$E_B = \frac{(m+lp)v^2}{2} + lpg \frac{l}{2}, \quad (11)$$

unde  $v$  este viteza în momentul în care lanțul părăsește în întregime masa.

Energia mecanică a sistemului în starea  $A$  este:

$$E_A = mgl_0 + (l-l_0)pg \frac{l+l_0}{2} + l_0pgl, \quad (12)$$

sau:

$$E_A = (m+lp)gl_0 + lpg \frac{l}{2} - l_0pg \frac{l_0}{2}, \quad (13)$$

Înlocuind și făcând calcule algebrice se obține:

$$\frac{(m+lp)v^2}{2} - (m+lp)gl_0 + l_0pg \frac{l_0}{2} = L_f, \quad (14)$$

Vom calcula acum  $L_f$  prin aria de sub graficul care reprezintă modul de variație a forței de frecare în raport cu coordonata. În momentul în care s-a realizat o deplasare  $x \leq l_0$  a lanșului, deci porțiunea de lanț de pe masă este  $l_0 - x$  (vezi fig. 3), forța de frecare este dată de relația:

$$F_f = -\mu(l_0 - x)pg, \quad (15)$$

Reprezentarea grafică a dependenței acesteia de  $x$ , pentru  $x \in [0; l_0]$ , este cea din figura 4.

Rezultă:

$$L_f = \frac{\mu l_0^2 pg}{2}, \quad (16)$$

Pe de altă parte declanșarea mișcării se produce când porțiunea de lanț de pe masă are lungimea  $l_0$ , deci:

$$[m + (l-l_0)p]g = \mu l_0 pg, \quad (17)$$

de unde rezultă:

$$\mu = \frac{m+lp}{l_0p} - 1, \quad (18)$$

În rezolvarea acestei probleme, folosind toate informațiile din enunț, s-au putut obține doar 3 ecuații (14), (16) și (18) cu 6 necunoscute:  $m$ ,  $p$ ,  $l_0$ ,  $L_f$ ,  $\mu$  și  $v$ , deci un sistem de ecuații nedeterminat.

Încercând să exprimăm singura mărime necunoscută cerută, viteza  $v$ , vom constata că toate celelalte necunoscute se autoelimină.

Într-adevăr, înlocuind în (16) expresia găsită pentru  $\mu$  în relația (18), obținem:

$$L_f = \frac{(m+lp)v^2}{2} + l_0pg \frac{l_0}{2}, \quad (19)$$

Introducând această ultimă expresie dată de relația (19) găsită pentru  $L_f$  în (6), după calcule algebrice, se găsește:

$$\frac{(m+lp)v^2}{2} = \frac{(m+lp)l_0g}{2}, \quad (20)$$

și de aici rezultând:  $v = \sqrt{gl_0}$ , iar cu valorile numerice se obține  $v = 1,4m/s$ .

### 3. Concluzii

Se observă deci din cele arătate mai sus cum cele două probleme, aparent nerezolvabile din cauza numărului mic (dar suficient) de informații, devin rezolvabile dacă se analizează structura ecuațiilor care descriu fenomenele la care acestea se referă.

De altfel, enunțul unei probleme conceput corect trebuie să conțină numai informațiile necesare și suficiente pentru găsirea mărimilor necunoscute cerute.

Există și enunțuri ale problemelor, din fericire nu multe, în care sunt incluse informații care rămân nefolosite pe parcursul rezolvării problemei, ele apărând ca urmare a neglijenței autorului în formularea enunțului.

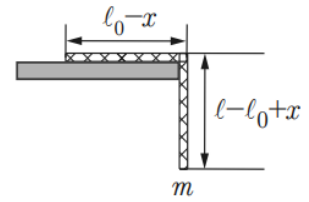


Fig. 3

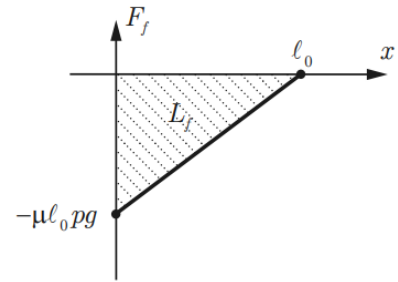


Fig. 4

Asemenea informații „parazite” nu numai că nu sunt de folos în rezolvare, dar ele de cele mai multe ori, derutează rezolvatorii cu mai puțină experiență.

Prezentăm în continuare ca exemplu o astfel de problemă. Enunțul problemei este:

c) O bară omogenă cu masa  $m$  și lungimea  $L$  are un capăt sprijinit pe un perete, iar celălalt capăt este legat de un fir cu aceeași lungime, așa cum indică desenul din figura 5. Coeficientul de frecare dintre bară și perete fiind  $\mu = 0,3$ , să se determine unghiul  $\alpha$  corespunzător poziției de echilibru a sistemului.

Analizând cu atenție enunțul acestei probleme vom constata că el conține unele informații inutile care nu intră în componența rezultatului corect stabilit. Astfel, masa barei ( $m$ ) ca și lungimea ei ( $L$ ), care, evident, sunt mărimi finite, nu sunt necesare a fi precizate în enunțul problemei. Precizarea că bara este omogenă informează rezolvatorul asupra faptului că centrul de masă (ce coincide cu cel de greutate) al acesteia se află la mijlocul lungimii ei, iar precizarea că lungimea firului este egală cu lungimea barei, implică faptul că triunghiul format de bară, fir și perete este isoscel (fig. 6).

Aceste informații la care se adaugă  $\mu = 0,3$ , sunt suficiente (și necesare) pentru a putea rezolva problema pusă.

Desigur că precizarea mărimilor  $m$  și  $L$ , fără a li se atribui valori numerice, nu poate constitui o greșeală. Dar e bine, metodic și logic să lăsăm la libertatea rezolvitorilor adoptarea acestor notații (simboluri) ale acestor mărimi necesare doar pe parcursul calculelor și raționamentelor de soluționare a problemei.

În acest caz enunțul devine mai interesant, mai atrăgător și contribuie, credem, la cultivarea intuiției, perspicacității și inventivității rezolvitorilor.

Mai necesară, deși s-ar putea spune că s-ar subînțelege, ni se pare precizarea, care nu s-a făcut în enunț, că firul ce leagă un capăt al barei de perete este ideal (de masă neglijabilă).

În continuare vom rezolva problema pentru confirmarea considerațiilor făcute. Astfel, identificând forțele care acționează asupra sistemului considerat (fig. 6), acestea sunt: greutatea barei  $\vec{G}$  aplicată la jumătatea lungimii acesteia; tensiunea în fir  $\vec{T}$ ; reacțiunea peretelui  $\vec{N}$ ; forța de frecare a capătului barei cu peretele în punctul de sprijin  $\vec{F}_f$ .

Tendința de alunecare a barei fiind în jos, în sensul greutății  $\vec{G}$  a acesteia, forța de frecare  $\vec{F}_f$  va fi orientată în sens contrar.

Pentru echilibrul barei, vom proiecta ecuația vectorială  $\vec{G} + \vec{N} + \vec{F}_f + \vec{T} = 0$ , pe axele rectangulare ale sistemului de referință  $xOy$ , convenabil ales (fig. 6)

Avem:

$$\begin{cases} N - T \sin \alpha = 0 \\ -G + F_f + T \cos \alpha = 0 \end{cases} \quad (21)$$

Totodată, avem în vedere că:

$$F_f \leq \mu N, \quad (22)$$

Relațiile (21) și (22) formează un sistem ce conține cinci necunoscute ( $N$ ,  $T$ ,  $G$ ,  $F_f$  și  $\alpha$ ). Urmărind să determinăm  $\alpha \in (0; \pi/2)$  în funcție de  $\mu$ , vom mai scrie o ecuație de echilibru privind momentele forțelor față de  $O$  (de asemenea convenabil ales):  $G \cdot OC \sin \alpha - T \cdot OA \sin(\pi - 2\alpha) = 0$ . Dar  $AO = 2OC$ , astfel că ecuația de mai sus se retranscrie sub forma  $G \sin \alpha - 2T \sin 2\alpha = 0$ , sau  $G - 4T \cos \alpha = 0$ . Eliminând  $G$ ,  $N$ ,  $T$  și  $F_f$ , vom găsi soluția problemei. Astfel avem:  $N = T \sin \alpha$ ;  $G = 4T \cos \alpha$ ;  $F_f = 4T \cos \alpha$ . Așadar, în final:

$$\alpha \in \left[ \arctg \frac{3}{\mu}; \frac{\pi}{2} \right), \quad (23)$$

Numeric, din (23), rezultă  $\alpha \geq \arctg 10 \cong 84^\circ 17' 22''$ .

### Bibliografie:

1. Pantelimon A., *Mărimi fizice necunoscute care intervin în rezolvarea problemelor de fizică*, Revista de Fizică și Matematică aplicată CYGNUS, vol. 12, nr. 1/2016
2. Sfichi, R., *Asupra enunțului și soluției unei probleme de echilibru static*, Revista de Fizică și Matematică aplicată CYGNUS nr. 2/2011

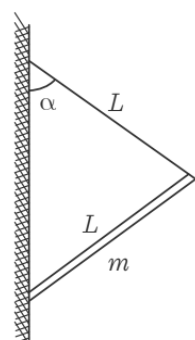


Fig. 5

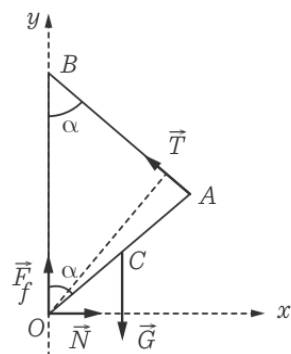


Fig. 6



# PROIECTAREA FREZELOR DISC-MODUL CU SOLID EDGE

**Autori: Fineas Daniel HOROTAN**<sup>1</sup>

[danihorotan@gmail.com](mailto:danihorotan@gmail.com)

**Coordonator: Conf. univ. dr.ing. Bogdan Zeno COZMA**<sup>2</sup>

<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

Frezele disc-modul sunt scule de danturat mai simple, din care motiv au și cost relativ scăzut. Cu ajutorul acestor scule prelucrarea se efectuează pe mașini-unelte universale, din care motiv productivitatea prelucrării este modestă iar precizia danturii prelucrate este scăzută.

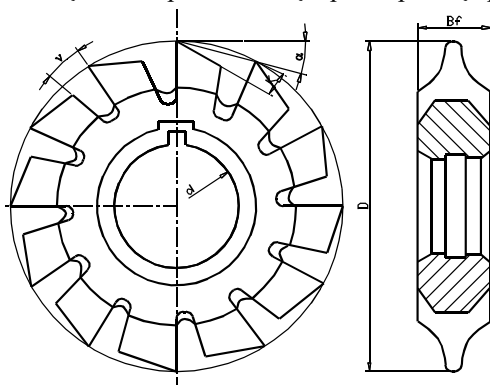
## Cuvinte cheie

Freză disc modul, proiectarea frezei disc modul, Solid-Edge.

## 1. Generalități

Frezele disc-modul sunt scule de danturat mai simple, din care motiv au și cost relativ scăzut. Cu ajutorul acestor scule prelucrarea se efectuează pe mașini-unelte universale, din care motiv productivitatea prelucrării este modestă iar precizia danturii prelucrate este scăzută. Datorită acestor dezavantaje frezele disc modul se utilizează doar la producția de unicat sau în cazul lucrărilor de reparații.

Frezele disc-modul (fig. 1) sunt scule profilate cu dinți detalonați, elementele lor constructive stabilindu-se ca în cazul frezelor profilate cu dinți detalonați. Unele particularități apar în privința profilului acestor scule.



**Fig. 1.**

*Profilul frezelor disc-modul.* Profilul frezelor disc-modul se indică în secțiunea axială a sculei. Dacă unghiul de degajare al sculei este zero, profilul acesteia este identic cu cel al golului dintre dinții roții dințate de prelucrat.

Forma și dimensiunile golului dintre doi dinți sunt funcție de modul, unghiul de angrenare și numărul de dinți ai roții dințate de executat. Aceasta înseamnă că pentru prelucrarea fiecărei roți dințate ar fi necesară o freză disc-modul. Având însă în vedere că pentru un anumit modul și unghi de angrenare, diferențele dintre profile la numere de dinți apropiate sunt mai mici decât erorile de prelucrare, se poate folosi o freză pentru prelucrarea roților dințate cu numere de dinți apropiate, în felul acesta s-a ajuns la folosirea garniturilor sau a seturilor de freze modul, în cazul modulelor mai mici de 7 mm, setul este format din 8 freze, iar în cazul modulelor mai mari de 8 mm într-un set există 15 freze. La danturările precise, mai ales în cazul modulelor mari, sunt 26 de freze într-un set (tabelul 1)

**Tabelul 1.**

Numărul frezei	Numărul de freze într-un set de freze			Numărul frezei	Numărul de freze într-un set de freze		
	8	15	26		8	15	26
	Numărul de dinți ai roții de prelucrat				Numărul de dinți ai roții de prelucrat		
1	12-13	12	12	5	26-34	26-29	26-27
1 1/2	-	13	13	5 1/4	-	-	28-29
2	14-16	14	14	5 1/2	-	30-34	30-31
2 1/2	-	15-16	15	5 3/4	-	-	32-34
2 3/4	-	-	16	6	35-54	35-41	35-37
3	17-20	17-18	17	6 1/4	-	-	38-41
3 1/4	-	-	18	6 1/2	-	42-54	42-46
3 1/2	-	19-20	19	6 3/4	-	-	47-54
3 3/4	-	-	20	7	54-134	55-79	55-65

4	21-25	21-22	21	7 1/4	-	-	66-79
4 1/4	-	-	22	7 1/2	-	80-134	80-102
4 1/2	-	23-25	23	7 3/4	-	-	103-134
4 3/4	-	-	24-25	8	135 și mai mult	135 și mai mult	135 și mai mult

Din cele de mai sus rezultă că la prelucrarea unei roți dințate, numărul frezei se alege în funcție de numărul de dinți ai roții dințate de prelucrat.

Fiecare freză din garnitură are forma golului roții dințate cu numărul minim de dinți. Deci restul roților dințate din grupă vor fi executate cu un gol mai mare decât cel teoretic. Din acest motiv la roțile dințate care au un număr de dinți sub 32, profilul dintelui va suferi o subțiere.

Determinarea profilului frezelor disc-modul se reduce la calcularea coordonatelor punctelor de pe profilul dintelui roții dințate de prelucrat, în funcție de elementele piesei, date în desenul de execuție.

Fie  $M_x(x, y)$  un punct de pe profilul danturii, aflat pe cercul de rază oarecare  $R_x$  (fig.2).

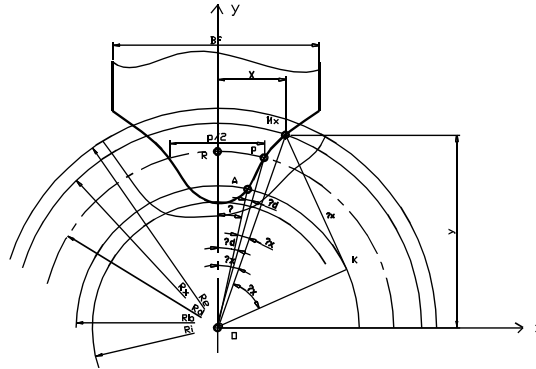


Fig. 2.

Coordonatele acestui punct în raport cu sistemul de referință  $xoy$  se calculează cu ajutorul relațiilor:

$$\begin{aligned} x &= R_x \cdot \sin \varphi_x \\ y &= R_x \cdot \cos \varphi_x \end{aligned} \quad (1)$$

Unghiul  $\varphi_x$  se exprimă, în baza figurii 2, cu ajutorul relației:

$$\varphi_x = \varphi_d + \theta_x - \theta_d \quad (2)$$

În primul rând se determină valoarea unghiului  $\theta_x$ , în funcție de elementele roții dințate, date în desenul de execuție. Din triunghiul  $OKM_x$  (fig. 2) rezultă:

$$\rho_x = R_b \cdot \operatorname{tg} \alpha_x \quad (3)$$

Arcul  $AK$  se calculează cu relația:

$$AK = R_b \cdot (\alpha_x + \theta_x) \quad (4)$$

Din cauza rulării fără alunecare:  $\rho_x = AK$ . Prin egalarea relației (3) cu (4), după efectuarea calculelor, se obține:

$$\theta_x = \operatorname{tg} \alpha_x - \alpha_x = \operatorname{inv} \alpha_x \quad (5)$$

Valoarea unghiului  $\alpha_x$  se determină din relația:

$$\cos \alpha_x = \frac{R_b}{R_x} \quad (6)$$

În mod asemănător se poate deduce pentru punctul  $P$  de pe cercul de divizare:

$$\theta_d = \operatorname{tg} \alpha - \alpha = \operatorname{inv} \alpha \quad (7)$$

unde  $\alpha$  reprezintă unghiul de angrenare al roții dințate (unghiul profilului cremalierii de referință  $\alpha=20^\circ$ ).

Unghiul  $\varphi_d$  se poate calcula cu ajutorul relației:

$$\varphi_d = \frac{QP}{R_d}$$

În cazul danturii necorijate, arcul  $QP$  reprezintă un sfert de pas. Prin urmare:

$$\varphi_d = \frac{\pi \cdot m}{4R_d} = \frac{\pi \cdot m}{2 \cdot m \cdot z} = \frac{\pi}{2 \cdot z} \quad (8)$$

unde  $m$  este modulul roții dințate, iar  $z$  numărul de dinți.

Înlocuind relațiile (8), (5) și (7) în (2) rezultă:

$$\varphi_x = \frac{\pi}{2 \cdot z} + \text{inv} \alpha_x - \text{inv} \alpha \quad [\text{rad}] \quad (9)$$

sau

$$\varphi_x = \frac{180}{\pi} \left( \frac{\pi}{2 \cdot z} + \text{inv} \alpha_x - \text{inv} \alpha \right) \quad [\text{grade}] \quad (9')$$

La danturile corijate, arcul  $QP$  nu este egal cu un sfert de pas, ci are o valoare mai mare sau mai mică decât aceasta, corespunzător deplasării negative respectiv pozitive de profil (fig. 3).

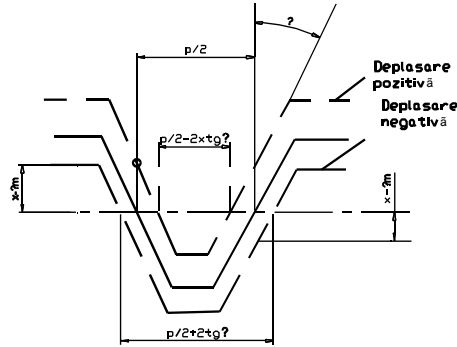


Fig. 3.

Din acest motiv, la danturile corijate arcul  $QP$  se determină cu relația:

$$QP = \frac{\pi \cdot m}{4} \mp x \cdot \text{tg} \alpha$$

de unde rezultă că, în cazul danturilor corijate,

$$\varphi_d = \frac{\pi \cdot m}{4R_d} \mp \frac{x \cdot \text{tg} \alpha}{R_d} = \frac{\pi}{2 \cdot z} \mp \frac{2 \cdot \xi \cdot \text{tg} \alpha}{z} \quad (10)$$

unde  $\xi$  este deplasarea specifică de profil.

Având în vedere valoarea lui  $\varphi_d$  dată de relația (10) și ținând cont de mărimea jocului lateral din angrenare  $j$ , valoarea unghiului  $\varphi_x$  se calculează cu relația:

$$\varphi_x = \frac{180}{\pi} \left( \frac{\pi}{2 \cdot z} \mp \frac{2 \cdot \xi \cdot \text{tg} \alpha}{z} + \text{inv} \alpha_x - \text{inv} \alpha \right) + \frac{j}{m \cdot z} \quad (11)$$

Înlocuind această valoare a lui  $\varphi_x$  în relația (1) se pot determina coordonatele punctului  $M_x$ . În mod similar se determină coordonatele diferitelor puncte de pe profil, alegându-se valori discrete pentru  $R_x$  între  $R_b$  și  $R_e$ .

Este mai convenabil ca profilul sculei să se indice în raport cu sistemul de referință  $x_1O_1y_1$  având originea pe cercul de rază  $R_i$  (fig. 4).

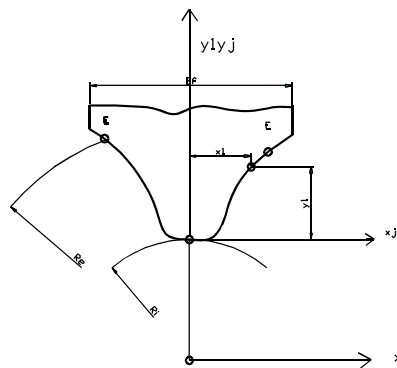


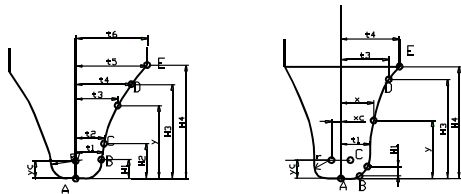
Fig.4.

în acest caz,

$$\begin{aligned} x_1 &= x = R_x \cdot \sin \varphi_x \\ y_1 &= y - R_i = R_x \cdot \cos \varphi_x - R_i \end{aligned} \quad (12)$$

În practică nu se calculează coordonatele  $x_1$  și  $y_1$  pentru punctele de pe profil, ci se utilizează datele Institutului Unional de cercetări științifice pentru scule (ENIMS) din U.R.S.S.

Aceste date sunt prezentate tabelar pentru roțile dințate necorijate, având modulul de 100 mm. Înmulțind valorile date pentru  $x_1$  și  $y_1$  cu modulul roții pentru care se proiectează scula și împărțind rezultatul cu 100, se obțin coordonatele punctelor de pe profilul căutat.

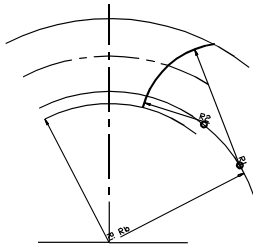


**Fig. 5.**

arcul de evolventă CE (fig.5).

În figura 5 — D reprezintă ultimul punct de pe profilul frezei iar E corespunde ultimului punct de pe profilul șablonului cu care se controlează cuțitul de detalonat freza disc-modul.

Executarea frezelor disc-modul cu aceste profile este destul de dificilă din cauza executării greoaie a cuțitului de detalonat. Din acest motiv se utilizează frecvent înlocuirea acestui profil cu două arce de cerc al căror centru se află pe cercul de bază (fig.6). Razele acestor arce de cerc se calculează cu relațiile:



**Fig. 6.**

$$R_1 = \rho_1 \cdot m; \quad R_2 = \rho_2 \cdot m \quad (13)$$

$\rho_1$  și  $\rho_2$  se dau tabelar în funcție de numărul de dinți al roții dințate (sau în funcție de numărul frezei din set).

Profilul frezelor disc-modul pentru roți dințate cilindrice cu dantură înclinată nu este identică cu profilul frezelor disc-modul pentru dantură dreaptă. Dacă roțile dințate cilindrice cu dantură înclinată s-ar prelucra cu freze disc-modul pentru dantură dreaptă, dantura prelucrată ar rezulta cu profil în evolventă într-o secțiune normală pe elicea dinților și nu în planul frontal al roții dințate cu dinți înclinați. Rezultă deci că

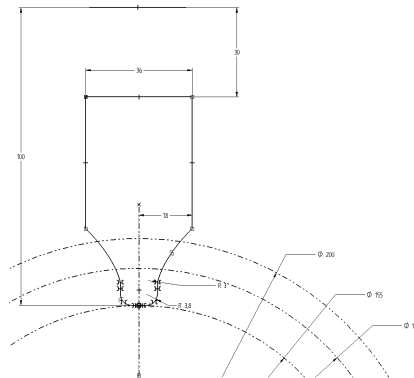
la prelucrarea roților dințate cilindrice cu dinți înclinați sunt necesare freze disc-modul cu profile speciale; coordonatele punctelor de pe profil se determină cu relații complicate.

La prelucrarea roților dințate cilindrice cu dinți înclinați de precizie mică, având unghiul de înclinare a dinților de valori mici, pot fi folosite frezele disc-modul obișnuite, freza alegându-se în funcție de modulul normal și numărul de dinți ai roții de înlocuire ( $z_t = 2/\cos^3 \beta$ ).

## 2. Etapele proiectării frezei disc-modul. Proiectarea frezei disc-modul cu Solid Edge

Pentru prelucrarea danturii unei roții dințate cu 18 dinți, modul de 10 mm și fără deplasare de profil, se alege, conform tabelului 1, freza disc-modul cu numărul 3 din setul cu 15 freze.

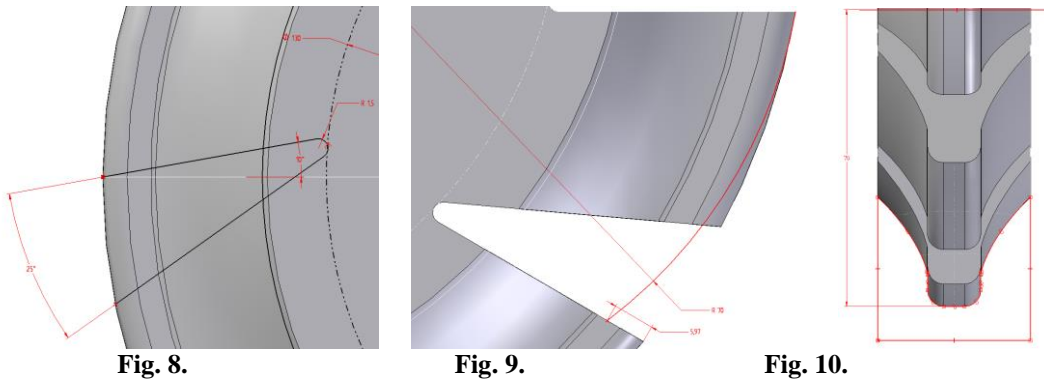
Cu ajutorul relațiilor de la (1) la (11) s-a întocmit o foaie de calcul Excel pentru stabilirea punctelor (x, y) ale profilului evolventic, iar cu ajutorul comenzii Curve by Table din Solid Edge – Part s-a desenat acest profil evolventic. Cu ajutorul acestuia s-a desenat profilul golului dintre doi dinți ai roții dințate de prelucrat (fig. 7), care a permis generarea formei exterioare a frezei cu comanda Revolved Protrusion.



**Fig. 7.**

Delimitarea dinților frezei se face prin decuparea golului dintre dinți pentru evacuarea așchiilor cu ajutorul comenzilor Cutout și Pattern (multiplicare matricială pentru 12 dinți) (fig. 8).

Detalonarea dinților cu constanta K=6 mm s-a realizat prin stabilirea curbei directoare de detalonare (fig. 9) și a curbei generatoare ce realizează păstrarea profilului frezei după reascuțire (fig. 10).

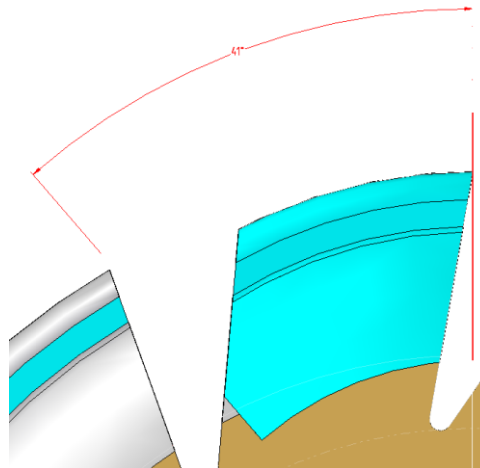


**Fig. 8.**

**Fig. 9.**

**Fig. 10.**

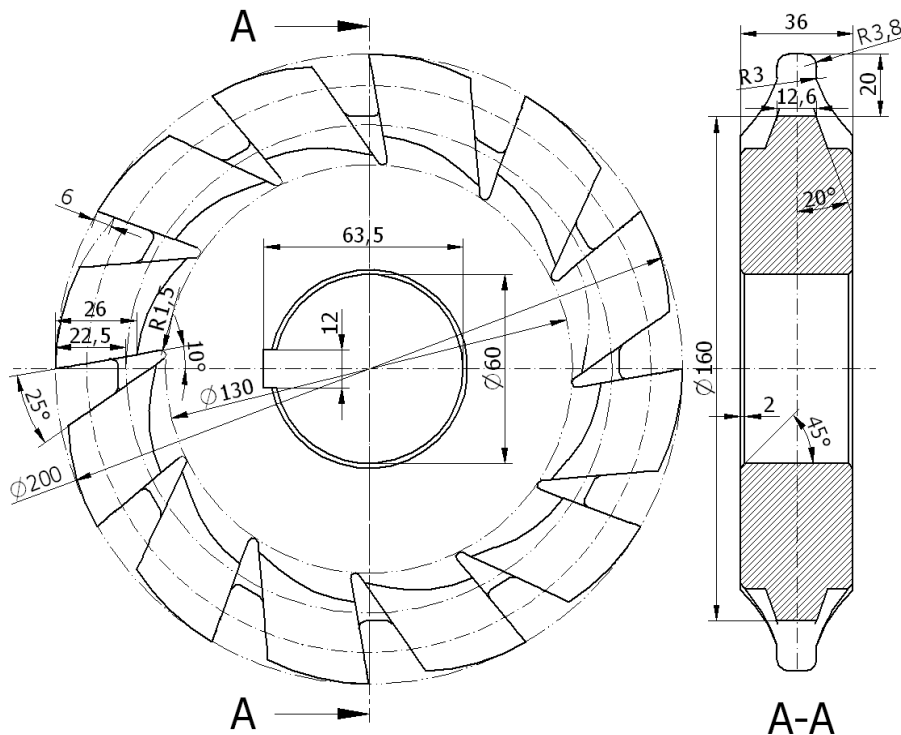
Cu comanda Revolved Cutout s-a realizat operația de detalonare a dintelui pe care o execută cuțitul profilat de delanore pe un strung de detalonare (fig. 11). Se observă că aceasta nu este posibilă pe toată suprafața laterală a dintelui.



**Fig. 11.**

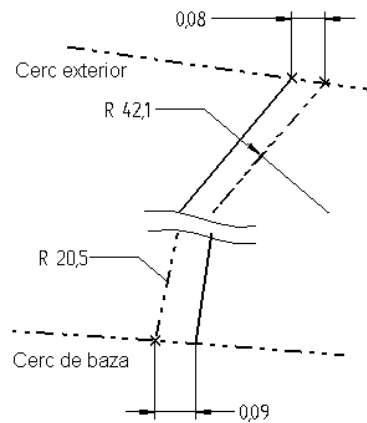
După îndepărtarea bavurilor ce rămân după detalonare cu comanda Cutout și realizarea unei nervuri intermediare în golul dintre dinții frezei cu comenzile Protrusion și Pattern se realizează canalul de pană cu comanda Cutout.

Desenul de execuție al frezei disc-modul este prezentat în fig. 12, care a fost realizat în mediul de lucru Draft.



**Fig. 12.**

Cu ajutorul soft-ului Solid Edge se poate determina abaterea care este între profilul evolventic și profilul realizat prin două arce de cerc ( $R_1 = 42,1$  mm și  $R_2 = 20,5$  mm) sunt prezentate în fig. 13 pentru cercul de bază (0,09 mm) și pentru cercul exterior al roții prelucrate (0,08 mm).



**Fig. 13.**

### 3. Concluzii

În urma proiectării frezei disc-modul cu soft-ul Solid Edge se desprinde concluzia că relațiile de stabilire a dimensiunilor constructive ale frezelor, prezentate la punctul 2 (conform literaturii de specialitate), nu pot fi respectate de prelucrarea prin detalonare a dinților frezei. De asemenea, acestea nu sunt respectate de STAS 2763/2-83, care la freza disc-modul are cu totul alte dimensiuni constructive ( $z=10$ ;  $D=125$  mm;  $B=32$  mm;  $K=6,5$  mm;  $\nu=22^\circ$ ;  $\beta=0^\circ$ ; vez.fig.1)

### Bibliografie:

1. Minciu, C. ș.a. *Scule așchietoare, îndrumar de proiectare*, vol.1 și 2, Editura Tehnică, București, 1996.
2. Muscă, G. *Proiectarea asistată folosind Solid Edge*, Editura Junimea, Iași, 2006.
3. Cozma, B.Z. *Bazele proiectării tehnologice asistate de calculator*, Editura Universitas, Petroșani, 2016.
4. Dumitrescu, I., Florea, V.A. *Desen tehnic industrial utilizând soft-uri CAD*, Editura Universitas, Petroșani, 2018.



# MODERNIZAREA CUPELOR DE EXCAVATOR ESRC - 1400 CU AJUTORUL SOFT-URILOR CAD/CAE

**Autori:** LEONTE Alexandru Daniel <sup>1</sup>, SÎMZIAN Harald <sup>2</sup>  
[leontedaniel@gmail.com](mailto:leontedaniel@gmail.com), [harald@simausrom.com](mailto:harald@simausrom.com)

**Coordonator:** Șef lucr.dr.ing. URDEA Gheorghe-Bogdan <sup>3</sup>

<sup>1</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, specializarea: Tehnologia Construcțiilor de Mașini, anul 4

<sup>2</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, specializarea: Tehnologia Construcțiilor de Mașini, anul 4

<sup>3</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, Departamentul de Inginerie Mecanică, Industrială și Transporturi

## Rezumat

Creșterea eficienței mecanizării extragerii straturilor de lignit impune modernizarea utilajelor din dotarea tehnică a carierelor de lignit. Excavatorul cu rotor EsRc 1400-30/7-630 constituie utilajul de bază din dotarea carierelor de lignit de la noi din țară. În lucrare se realizează, cu ajutorul soft-urilor CAD/CAE, un studiu al formei și parametrilor geometrici a cupelor de excavator existente în exploatare și se propune o soluție nouă de cupă asimetrică.

## Cuvinte cheie:

*Excavator, soft-uri CAD/CAE.*

## 1. Introducere

Pe plan mondial se cunoaște că în condiții de carieră sunt cele mai diversificate tehnologii de excavare, transport și haldare sau depozitare, folosind utilaje cu acțiune discontinuă, până la cele mai moderne cu acțiune continuă în care intră excavatoarele cu rotor, transportoarele cu bandă, mașinile și instalațiile de haldat, respectiv de depozitat, etc.

Dintre toate componentele și mecanismele utilajelor aferente unui flux tehnologic de excavare, transport și haldare, cel mai solicitat este roata port-cupe a excavatoarelor.

Roata port-cupe execută operațiunea cea mai grea și de cea mai mare responsabilitate tehnică și financiară, performanțele ei regăsindu-se cu cea mai mare pondere în creșterea productivității muncii și reducerea costurilor specifice.

## 2. Analiza construcției cupelor

O analiză de ansamblu a formei și parametrilor geometrici ai cupelor excavatoarelor cu rotor din carierele de lignit, pun în evidență faptul că excavatoarele clasice toate sunt echipate cu cupe simetrice cu muchia tăietoare rotunjită. Rezultatele cercetărilor întreprinse la noi în țară și pe plan mondial au scos în evidență necesitatea ca în cel mai scurt timp echiparea excavatoarelor aflate în exploatare să se facă cu cupe asimetrice adecvate condițiilor locale. Astfel, pentru excavatoarele de tip EsRc 1400 în variantă modernizată se utilizează cupe poligonale asimetrice sau cupe trapezoidale simetrice.

Trecerea de la cupele simetrice cu muchia tăietoare rotunjită la cupele asimetrice poligonale se realizează prin valorificarea corpului de bază, 1, al cupei și înlocuirea corespunzătoare a muchiei tăietoare, 2, și a de prindere a dinților, 3, atât cu ocazia reparării cupelor, cât și în cazul realizării unor seturi de cupe noi, figura 1.

În figura 1a se prezintă cupa tăietoare simetrică clasică a excavatorului EsRc 1400-30/7-630, aceasta este echipată cu șase dinți care sunt fixați prin intermediul șuruburilor pe muchia tăietoare. Din punct de vedere al eficienței tehnico-economice, acest tip de cupă prezintă următoarele dezavantaje:

O varianta modernizată de cupă tăietoare este prezentată în figura 1b, cunoscută sub denumirea SIP, este o cupă simetrică, poligonală, la care muchia tăietoare, 2, în construcție sudată, este realizată din trei segmente. Cupa este echipată cu șapte dinți, 3, montați prin împănare în port-dinte. Față de construcția clasică prezintă următoarele avantaje: uzinarea ușoară și rapidă a muchiei tăietoare; durata redusă de schimbare a dinților uzați; îmbunătățirea geometriei așchietoare și a formei constructive a dinților.

## 3. Studiul procesului de dislocare

Procesul de dislocare a rocilor sterile sau a lignitului se dovedește avantajos atunci, când fiecare dinte de pe cupă și cupa în ansamblu este solicitată uniform, indiferent de faza de tăiere. Aceasta înseamnă că fiecare dinte să lucreze în aceleași condiții de așchiere, să aibă aceeași uzură, indiferent dacă pivotarea are loc de la stânga la dreapta sau de la dreapta la stânga.

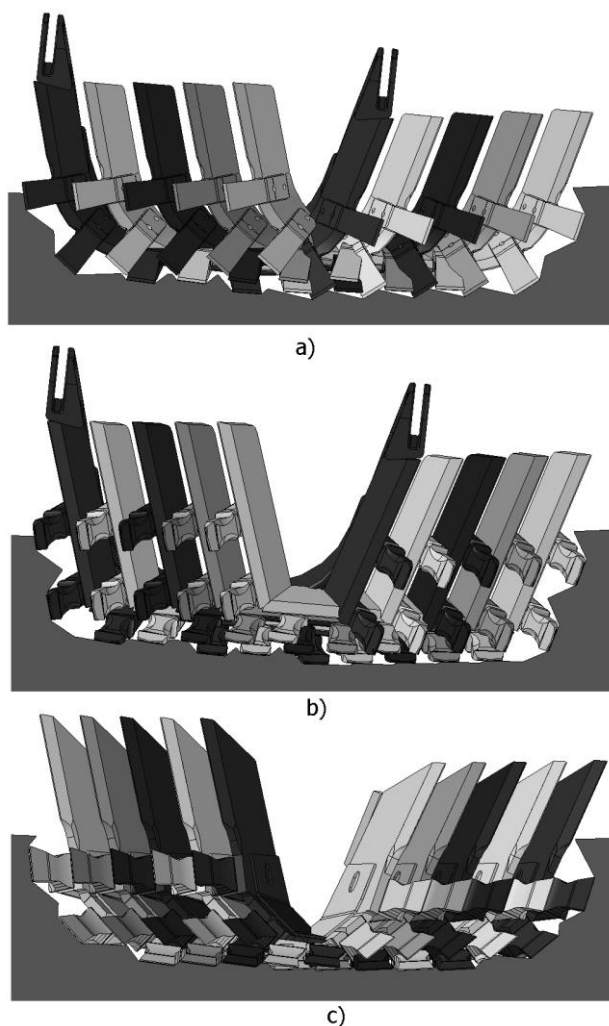
Pentru a efectua un studiu a modului de dislocare a rocilor din masiv s-a conceput o metodologie, utilizabilă de altfel la orice mașină de dislocat roci, cea a schemelor desfășurate de tăiere. Prin această metodă se reconstituie de fapt pe cale grafică ceea ce se întâmplă la interacțiunea dintre mașină (în cazul de față rotorul excavatorului) și masiv într-un plan orizontal ce trece prin centrul de rotație al rotorului, în care așchia are grosimea maximă.

La întocmirea unei scheme desfășurate de tăiere se ține seama de parametrii constructivi ai cupelor și modul de așezare a dinților, de parametrii constructivi ai rotorului și modul de amplasare a cupelor pe rotor, de parametrii funcționali ai excavatorului, turația rotorului și viteza de pivotare a brațului, și de caracteristicile la tăiere a materialului dislocat, unghiul lateral  $\psi$  de rupere a așchiilor.

În cele ce urmează se va analiza procesul de dislocare a stărilor pentru o adâncime de 500 mm, un pas de pivotare între cupe de 148 mm și un unghi  $\psi = 45^\circ$ . Aceasta se realizează pentru trei tipuri constructive de cupe, figura 2, și anume: tăierea cu cupe clasice, figura 2a; tăierea cu cupe trapezoidale simetrice tip SIP, figura 2b; tăierea cu cupe poligonale asimetrice de pe excavatorul EsRc 1400 modernizat, figura 2c.

Pentru fiecare caz în parte s-a întocmit schema desfășurată de tăiere prin poziția a cinci cupe succesive ale rotorului în planul de lucru. În acest fel se poate studia modul de așchiere a fiecărui dinte atât la un sens de pivotare a brațului cât și în sens invers. Din schemele desfășurate rezultă, la cupa clasică, figura 2a, că la pivotarea spre dreapta a brațului sunt în așchiere patru dinți, iar la pivotare spre stânga doar doi dinți, rezultând o încărcare neuniformă a cupei și o suprafață cu denivelării a frontului, respectiv o încărcare neuniformă a rotorului pentru cele două pivotări.

La cupa SIP, figura 2b, la pivotarea spre dreapta a brațului sunt în așchiere cinci dinți, iar la pivotare spre stânga doar trei dinți, rezultând o încărcare neuniformă a cupei, mai ales dintele din mijlocul segmentului central al muchiei tăietoare a cupei, respectiv o încărcare neuniformă a rotorului pentru cele două pivotări.



**Fig. 2.** Scheme desfășurate de tăiere a rocilor

La cupa asimetrică, figura 2c, sunt în așchiere patru dinți, atât la pivotare spre dreapta cât și la pivotare spre stânga, rezultând o încărcare uniformă a cupei și o suprafață netedă a frontului, respectiv o încărcare uniformă a rotorului pentru cele două pivotări.

Încărcarea neuniformă a cupelor simetrice pentru cele două pivotări se datorează poziționării înclinate cu  $6^\circ$  a planului de simetrie a rotorului față de axa brațului de pivotare. Aceasta constituie dezavantaje evidente ca regim de funcționare a dinților, cupei și rotorului, dar și a sistemului de acționare a rotorului, împreună cu sistemul de pivotare a excavatorului.

Această neuniformitate de lucru a cupelor este anulată prin realizarea asimetrică a cupelor.

#### 4. Cupe de excavator modernizate

Cupele asimetrice modernizate, care fac obiectul prezentei lucrării, s-au realizat prin păstrarea corpului cupei, 1, și schimbarea muchiei tăietoare, 2, a formei geometrice a dinților, 3, și modul de amplasare a acestora pe muchia tăietoare, figura 3.

Muchia tăietoare (cuțitul) este o construcție formată din cinci segmente de dimensiuni inegale, sudate între ele sub diferite unghiuri pentru a asigura simetria necesară cupei. Segmentele sunt rigidizate suplimentar printr-o placă de rigidizare amplasată pe partea interioară a cupei. Placa de rigidizare se folosește ca șablon pentru poziționarea celor cinci segmente ale cuțitului și este sudată pe acesta după conturul exterior și după conturul interior al degajărilor practicate în acest scop.

Pe segmentele muchiei tăietoare sunt sudate sub diferite înclinări și la distanțe bine calculate port-cuțitele pentru poziționarea și fixarea dinților cupei.

Segmentele muchiei tăietoare sunt realizate din tablă cu grosimea de 40 mm, oțel marca OL 52.3K. Partea frontală a muchiei tăietoare active este teșită la 40° pe o distanță de 40 mm.

Construcția cupei tăietoare – încărcătoare, figura 3b, la nivelul muchiei tăietoare este identică cu aceea a cupei tăietoare, figura 3a, diferența esențială dintre ele fiind cupa propriu zisă care asigură încărcarea materialului derocat.

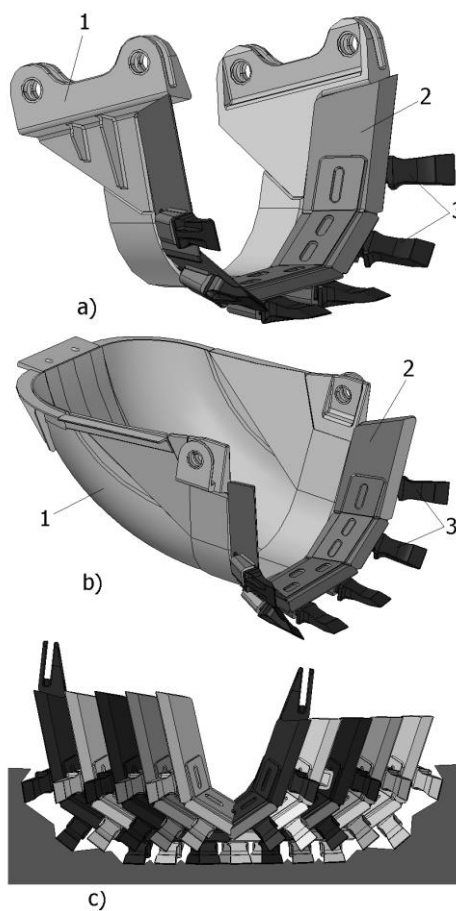


Fig. 3. Cupe asimetrice modernizate cu schema desfășurată de tăiere

La execuția construcției de ansamblu a cupelor trebuie respectate o serie de condiții tehnice, dintre care cele mai importante sunt:

- debitarea tablelor pentru execuția muchiei tăietoare se realizează cu flacără oxiacetilenică, iar prelucrarea se realizează prin frezare sau rabotare pentru a avea o precizie cât mai bună la asamblare;
- toleranțele generale privind prelucrările prin așchiere trebuie să corespundă mk ISO 2768;
- asamblarea prin sudare se face în ordinea notării pe documentația de execuție, figura 4, cu respectarea toleranțelor pentru poziționare;
- sudura se recomandă să fie realizată în mediu cu gaze protectoare ( $\text{CO}_2/\text{Ar}$ ) cu sârmă G3Si1 SR EN 440:94;
- partea din față a muchiei tăietoare se încarcă prin sudare cu electrod EI 450 H (EH3 C040 450 B 0/STAS 1125/6), produs de DUCTIL Buzău, prin sudare în rețea rombică cu vârful spre muchia cuțitului, având înălțimea cordonului de 3 mm și distanța între cordoane de 10 mm, duritatea metalului depus fiind de 45 – 50 HRC.

În figura 3c este prezentată schema desfășurată de tăiere a rocilor, pentru aceleași condiții de lucru ale excavatorului ca și în cazurile anterioare. Se remarcă față de cazurile analizate anterior un mod de comportare mult mai avantajos, astfel:

- la fiecare sens de pivotare lucrează toți dinții de pe acea parte a cupei;

- în ambele sensuri de pivotare geometria secțiunii transversale a așchiilor pentru același dinte este la fel, ceea ce face să nu existe diferențe majore de solicitare și de uzare a dinților de pe ambele părți ale muchiei tăietoare ale cupei;
- uzura uniformă a dinților duce la schimbarea tuturor dinților la o singură oprire ceea ce reduce durata de staționare a excavatorului;
- regimul de funcționare al excavatorului este același indiferent de sensul de pivotare al rotorului;
- se realizează o solicitare uniformă a motoarelor de acționare, a sistemului mecanic de transmitere a mișcărilor (de rotație și de pivotare), cât și un consum specific de energie la tăiere uniform;
- se reduce consumul de dinți și de muchii tăietoare;
- se îmbunătățește stabilitatea excavatorului în față;
- se îmbunătățesc parametrii de excavare;
- se reduc cheltuielile de exploatare a excavatoarelor și se îmbunătățește gradul lor de utilizare.

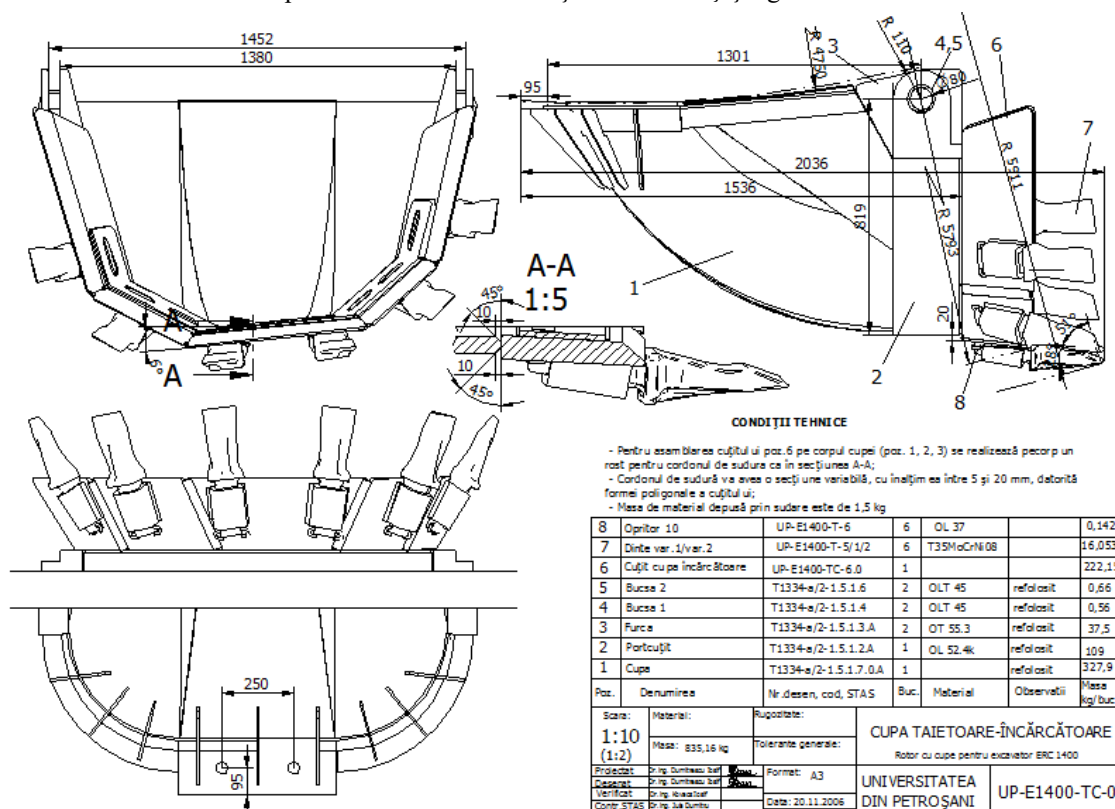


Fig. 4. Documentația de execuție a cupei tăietoare-încărcătoare

## 5. Concluzii:

În consens cu tendința existentă pe plan mondial și a cercetărilor efectuate în domeniu la noi în țară, de utilizare în viitor pe excavatoare doar a cupelor asimetrice și a faptului că majoritatea excavatoarelor lucrează cu cupe simetrice, fie de formă poligonală sau rotundă, a impus conceperea și proiectarea unei cupe asimetrice pentru excavatoarele cu rotor nemodernizat EsRc 1400-30/7-630.

Cupele asimetrice concepute au parametrii în concordanță cu parametrii rotorului clasic și țin seama de rezultatele cercetărilor întreprinse în domeniul dislocării lignitului și rocilor sterile cu ajutorul dinților de excavator.

Din rațiuni de reducere a cheltuielilor și simplificarea fabricării cupelor, s-a proiectat doar muchia tăietoare pentru cupă asimetrică, atât la cupa tăietoare-încărcătoare, cât și la cupa tăietoare, iar restul construcției este reutilizată de la cupele simetrice clasice.

Analiza efectuată a procesului de dislocare prin metoda schemelor desfășurate de tăiere, pune în evidență avantajele dinților și cupei propuse, respectiv a amplasării dinților pe cupă, față de soluțiile existente în prezent, ceea ce dovedește încă o dată că este necesară adoptarea soluției propuse pentru toate excavatoarele nemodernizate ce se află în carierele lignit.

## Bibliografie:

1. Kovacs, I., Jula, D., Dumitrescu, I., ș.a. (2003) - *Studiul comportării la tăiere mecanică a rocilor sterile din descoperita stratelor de lignit și a lignitului în carierele aparținând CNL Oltenia în vederea creșterii performanțelor tehnice și economice a extragerii cu ajutorul excavatoarelor cu rotor*, Contract nr. 6/2002 cu CNLO Târgu-Jiu.

2. Nan, M.S., Dumitrescu, I., Jula, D., ș.a. (2007) – *Cercetări teoretice și experimentale privind creșterea gradului de utilizare a utilajelor de excavare din carierele de lignit aparținând S.C. Complexul Energetic Turceni*, Contract nr. 1/2006 cu S.C. Complexul Energetic Turceni.
3. Sümeği, I. (2002) - *Külfejtési marótárcoás kotrógépek jövesztő szerkezetének elméleti vizsgálata és fejlesztése*. Doktori értekezés, Universitatea din Miskolc.
4. \* \* \* - *Documentația tehnică a excavatorului EsRc 1400-30/7-630*.
5. \* \* \* - *Solid Edge Software v.19*, Academic license ADA Computers București





- canalele de poziționare și blocare 11x5,5 mm, la rugozitatea  $R_a = 12,5 \mu\text{m}$ , se obțin prin frezare cu freze disc;
- cele două țeșituri exterioare de  $1 \times 45^\circ$  și interioare  $0,8 \times 45^\circ$  și  $2 \times 30^\circ$ , la rugozitatea de  $R_a = 12,5 \mu\text{m}$ , se realizează, din două prinderi, după strunjirea exterioară și strunjirea interioară.
- gaura filetată M10x1, la rugozitatea  $R_a = 12,5 \mu\text{m}$ , se obține prin găurire  $\varnothing 9$  mm și tarodare manuală cu set de tarozi M10x1.

## 2. Determinarea tipului de producție

Piesa de prelucrat face parte din categoria pieselor mici cu greutate sub 3 kg și se prelucrează două bucați pe produs, încadrându-se în producția de unicat.

## 3. Stabilirea succesiunii operațiilor de prelucrare și echipamentul tehnologic

Datorită tipului producției, a mărimii întreprinderii și dotării tehnice a acesteia se alege un proces tehnologic cu concentrarea operațiilor, cu reducerea la minim a numărului de prinderi a piesei.

Semifabricatul folosit pentru executarea piesei este o bară rotundă laminată la cald.

Pentru obținerea rugozității de  $R_a = 1,6 \mu\text{m}$  sunt necesare, conform tabelului 1.23, faze de degroșare, finisare și rectificare, iar pentru obținerea rugozității suprafețelor libere de  $R_a = 12,5 \mu\text{m}$  sunt necesare doar faze de degroșare.

Prelucrările se execută pe următoarele mașini-unelte: strungul normal SN 400; mașina de frezat universală FU36; o mașină de găurit G25; mașina de rectificat rotund universală RU100. Caracteristicile tehnice ale acestora sunt prezentate în tabelele 1 și 2.

Sculele așchietoare și aparatul de control necesare fiecărei faze a procesului tehnologic se stabilesc în etapa de determinare a parametrilor regimului de așchiere.

**Tabelul 1. Caracteristicile tehnice ale mașinilor-unelte**

Nr crt	Tipul mașini-unelte	Caract. princip.	Turația arb.princip. [rot/min]	Avansul longitudinal [mm/rot] [mm/min] la frezare	Avansul transversal [mm/rot]
0	1	2	3	4	5
<i>Strunguri normale</i>					
1.	Strung normal SN 400	$D = 400$ $d = 210$ $d_a = 45$ $25 \times 25$ $L = 750 \dots$ 2000 $N = 7,5$	12; 15; 19; 24; 30; 38; 46; 58; 76; 96; 120; 150; 185; 230; 305; 380; 480; 600; 765; 955; 1200; 1500	0,06; 0,12; 0,24; 0,48; 0,96; 0,08; 0,16; 0,32; 0,64; 1,28; 0,10; 0,20; 0,40; 0,80; 1,60; 0,14; 0,28; 0,56; 1,12; 2,24; 0,16; 0,36; 0,72; 1,44; 2,88; 0,22; 0,44; 0,88; 1,76; 3,52	0,046; 0,092; 0,184; 0,368; 0,796; 0,059; 0,113; 0,226; 0,452; 0,904; 0,075; 0,15; 0,30; 0,60; 1,20; 0,101; 0,203; 0,406; 0,812; 1,624; 0,126; 0,253; 0,506; 1,012; 2,024; 0,17; 0,34; 0,68; 1,36; 2,72.
<i>Mașini de frezat</i>					
1	FU 36	$S = 360 \times$ 1600(1400) $L = 1100(900)$ $l = 300$ $v = 420$ $N = 7,5$	32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500; 630; 1000; 1250; 1600	19; 24; 30; 38; 48; 60; 75; 95; 118; 150; 190; 235; 300; 375; 475; 600; 750; 950	Ca avansul longitudinal; Avansul vertical 1/3 din avansul longitudinal
<i>Mașini de găurit</i>					
1.	G 25	$D = 25$ $S = 224$ $L = 315$ $N = 3$	53; 60; 80 ; 112; 160; 224; 315 450; 630; 900; 1250; 1800	0,10; 0,13; 0,19; 0,27; 0,32; 0,53 ; 0,75 ; 1,06; 1,5	

**Tabelul 2. Caracteristicile tehnice ale mașinilor de rectificat**

<i>Mașini de rectificat rotund</i>								
Caracteristici tehnice	U.M.	Exterior			Interior		Universale	
		RE100	RE350R	RFC200	SM-ME65	FI-MEP71	RU100	RU350R
Diam. piesei prel. – minim	mm			15	10	15		
-	mm	100	350	200	100	135	100	350
maxim								
Înălțimea vârfulor	mm	135	175	-	-	-	135	175
Distanța max. între vârfuluri	mm	300, 500	630,250 0	-	-	-	300,500	630,2500

Masa maximă a piesei	kg	100	500	-	-	-	100	500
Lung, max. de rectificare	mm	100, 150	300, 530	-	42	-	100, 150	300, 530
Cursa max. long, a mesei	mm	-	-	-	310	310	-	-
Dim. discului abraziv								
- diametrul maxim	mm	400	600	508			400	600
- diametrul minim	mm	240	-	360			240	-
- lățimea normală	mm	40	160	-	-	-	40	160
- lățimea maximă (simplă)	mm	60	160	254			60	160
- lățimea maximă (comp.)	mm	100	200	-			100	200
- diametrul alezajului	mm	127	305	305			127	305
Dom de tur.la axu! portpiesă	rot/min	63...80 0	12,5..25 0	-	115...1400	115...1400	63...800	12,5...25 0
Numărul treptelor de turații	-	Cont.	continuu	-	8	8	continuu	continuu
Turațiile axului portsculă								
- pentru diametrul minim	rot/min	1840	-		75...90mii	32...45 mii	1840	-
- pentru diametrul maxim	rot/min	1480		1200	15...31mii	3...9mii	1480	
Dom. vitez. de avans long.	m/mm	0,05 ...8	0,05 ... 6	.	0,25 ... 8	0,25 8	0,05 ... 8	0,05 ... 6
Unghiul de rotire al mesei	grade	12, 10	9,5	.	.	-	12,10	9,5
Înclin, max.a păpuș. portsc	grade	-	.	.	20	20	.	.
Av. de pătrundere - max. - prin rotirea cu un dinte - la folosirea lim. microm.	mm mm mm	2 0,05 0,001	2 0,005 0,001	;	;	-	2 0,05 0,001	2 0,005 0,001
Precizia de lucru	mm		.		±0,003	± 0,003	.	.
Puterea totală instalată	kW	7	15		8,5	7,5	7	15

Pe baza celor de mai sus s-a stabilit următoarea variantă de proces tehnologic de prelucrare:

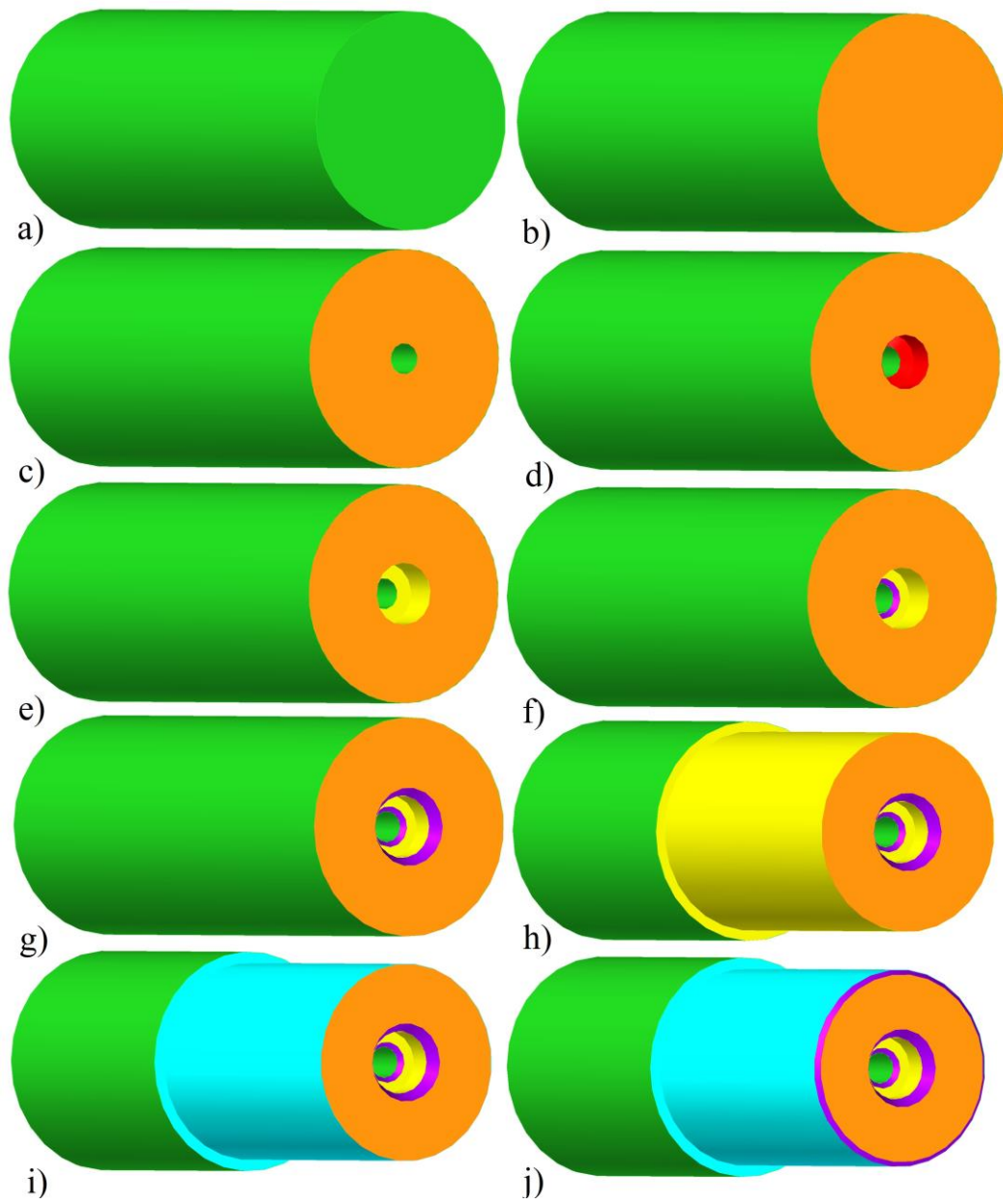
a) *Debitarea semifabricatului* din oțel rotund laminat la cald de Ø56x156, STAS 333-87;

b) *Strunjire*, pentru prelucrarea suprafețelor cilindrice exterioare Ø50,4 și interioară Ø16 mm, a suprafețelor frontale și teșirea muchiilor, sunt necesare fazele prezentate în figura 2 și enumerate astfel:

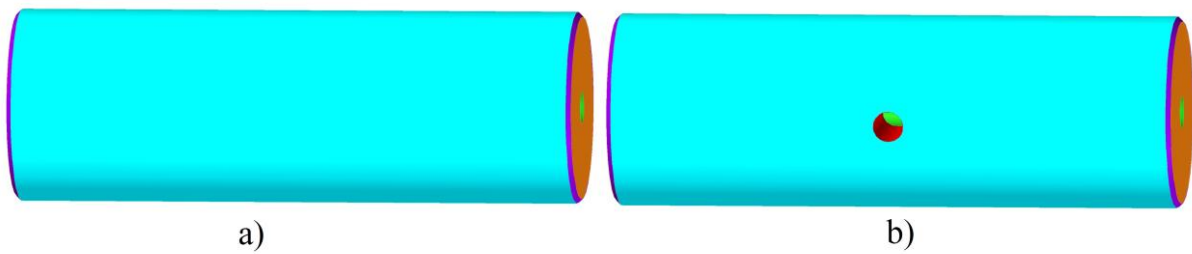
- orientarea și fixarea semifabricatului în universal pe suprafața Ø56x60 mm (fig. 2.a);
- strunjire frontală de degroșare Ø56 mm (fig..2.b);
- găurire pe strung Ø8x80 mm (fig. 2.c);
- găurire pe strung Ø9x20 mm (fig. 2.c);
- găurire pe strung Ø14x7,5 mm (fig. 2.d);
- strunjire cilindrică interioară de finisare Ø16x10 mm (fig. 2.e);
- teșire 0,8x45° (fig. 2.f);
- teșire 2x30° (fig. 2.g);
- strunjire cilindrică exterioară de degroșare Ø52x80 mm (fig. 2.h);
- strunjire cilindrică exterioară de finisare Ø50,4x80 mm (fig. 2.i);
- teșire 1,2x45° (fig. 2.j);
- desprinderea piesei, rotirea cu 180° și prinderea în universal (fig. 3.a);
- strunjire frontală de degroșare Ø56 mm (fig. 3.b);
- realizarea pe strung a găurii de centrare (fig. 3.c)
- strunjire cilindrică exterioară de degroșare Ø52x70 mm (fig. 2.d);
- strunjire cilindrică exterioară de finisare Ø50,4x70 mm (fig. 2.e);
- teșire 1,2x45° (fig. 2.f);
- desprinderea piesei.

c) *Găurire*, pentru prelucrarea găurii Ø8x25 mm, cu următoarele faze:

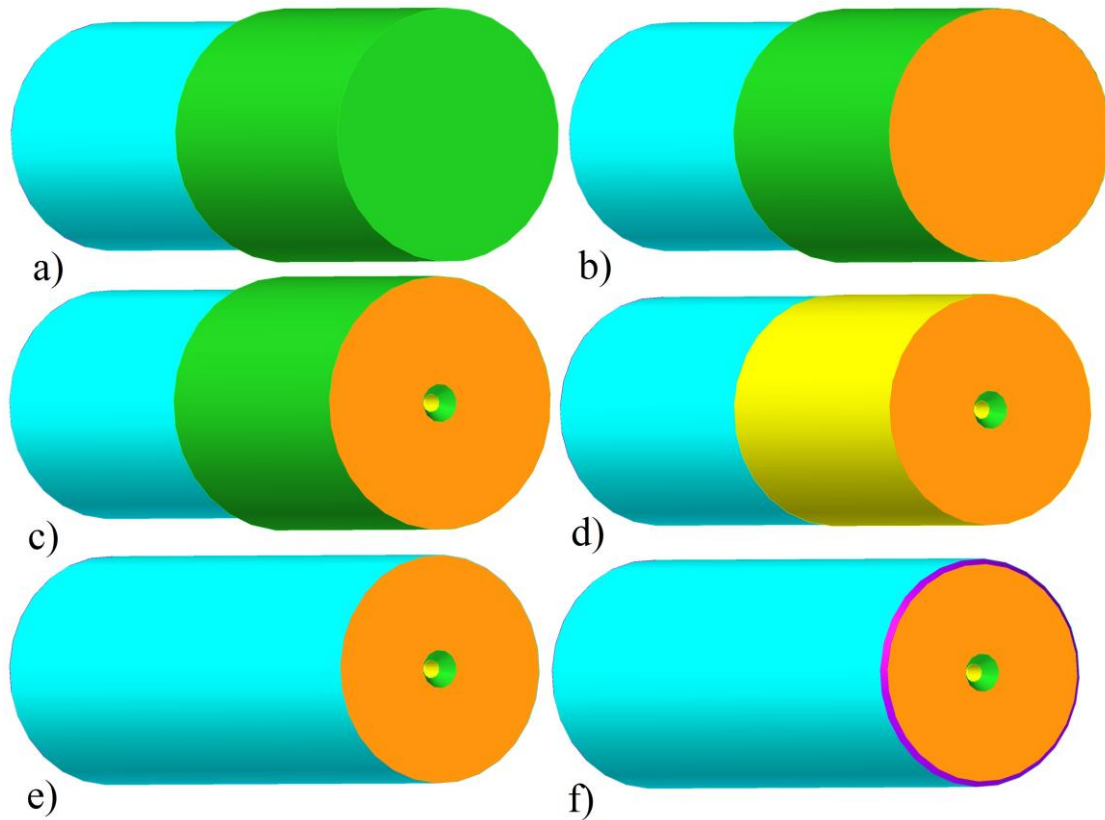
- orientarea și fixarea piesei în dispozitivul cu bucsă de ghidare pentru burghiu (fig. 4.a);
- găurire Ø8x25 mm (fig. 4.b);
- desprinderea piesei.



**Fig. 2.** Fazele operației de strunjire 1



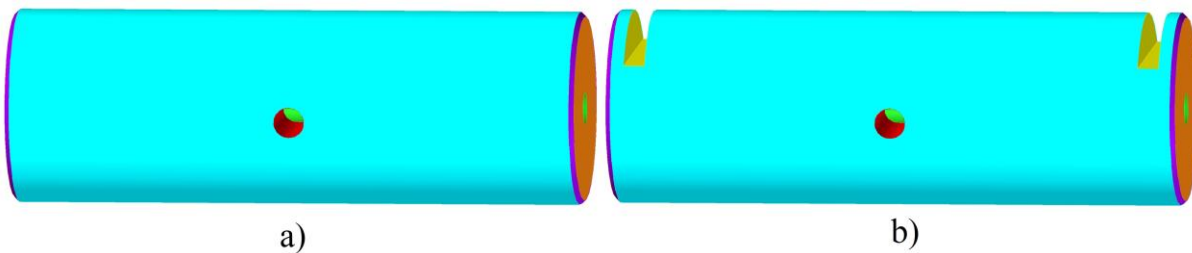
**Fig. 3.** Fazele operației de găurire



**Fig. 4.** Fazele operației de strunjire 2

d) *Frezare*, pentru prelucrarea prin frezare a canalelor de poziționare și blocare a axului cu ajutorul unei freze disc, se executa următoarele faze:

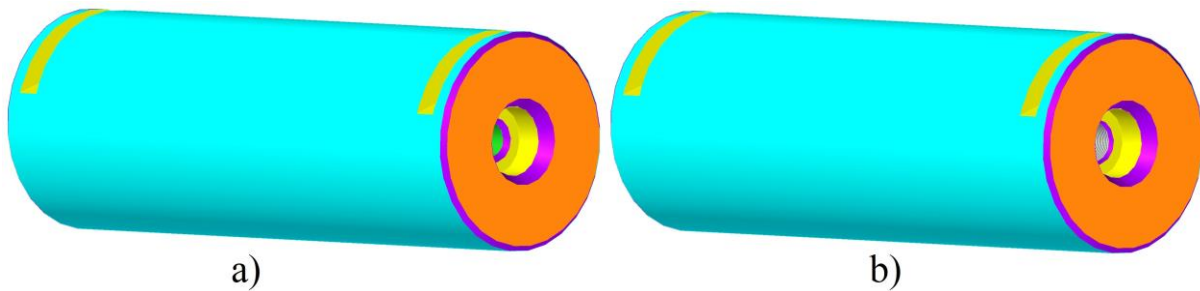
- orientarea și fixarea piesei pe masa mașinii cu ajutorul unei menghine (fig. 5.a);
- prelucrarea unui canal 11x5,5 mm (fig. 5.b);
- prelucrarea celuilalt canal 11x5,5 mm (fig. 5.b);
- desprinderea piesei.



**Fig. 5.** Fazele operației de frezare

e) *Filetare*, pentru prelucrarea găurii filetate M10x1 mecanic cu ajutorul unui set de doi tarozi, se parcurg următoarele faze:

- orientarea și fixarea piesei în menghină (fig. 6.a);
- tarodarea de degroșare M10x1 (fig. 6.b);
- tarodarea de finisare M10x1 (fig. 6.b);
- desprinderea piesei.

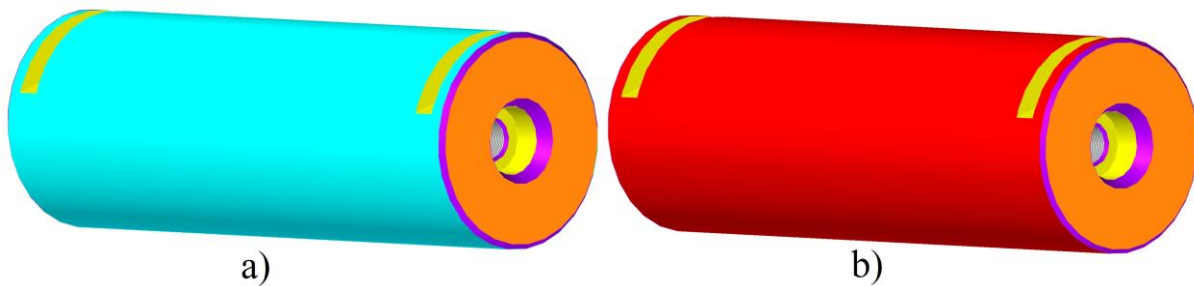


**Fig. 6.** Fazele operației de filetare prin tarodare

f) *Tratament termic de îmbunătățire*, compus din călire și revenire medie.

g) *Rectificare cilindrică exterioară*, pentru prelucrarea suprafeței cilindrice exterioare  $\Phi 50f7$ , este prezentată în figura 7 cu următoarele faze:

- orientarea și fixarea piesei în dispozitivul de prindere al păuși port-piesă (fig. 7.a);
- rectificarea rotundă exterioară de degroșare  $\Phi 50 f7$  (fig. 7.b);
- rectificarea rotundă exterioară de finisare  $\Phi 50 f7$  (fig. 7.b);
- desprinderea piesei.



**Fig. 7.** Fazele operației de rectificarea rotundă exterioară

#### 4. Determinarea adaosului de prelucrare și a dimensiunilor intermediare

a) *Adaosurile de prelucrare pentru suprafețele frontale* se aleg din tabelul 4.1 pentru debitare semifabricatului cu ferăstrău alternativ,  $A_p=3$  mm, rezultând o lungime a semifabricatului de  $l=150+2\cdot 3=156$  mm. Adaosul pentru strunjirea de degroșare  $A_{pd}=3$  mm.

b) *Adaosurile de prelucrare pentru suprafața cilindrică de  $\Phi 50f7$  mm*, pentru rectificarea exterioară a suprafețelor cilindrice, din tabelul 2.38, rezultă un adaos  $2A_p=0,4$  mm. Dimensiunea intermediară înainte de rectificarea, după strunjirea de finisare, este  $D_s=50+0,4=50,4$  mm, la precizia h10 (0 și +0,12) și rugozitatea de  $R_a=6,3$   $\mu\text{m}$ . Pentru strunjirea exterioară de finisare, conform tabelului 2.27, adaosul de prelucrare  $2A_p=1,1\cdot 1,3=1,43 \approx 1,5$  mm, rezultând o dimensiune intermediară, după strunjirea de degroșare,  $D_{sd}=50,4+1,5=51,9 \approx 52$  mm, la o precizie, după strunjirea de degroșare de IT1, de  $\pm 0,230$  mm. Conform tabelului 4.2 adaosul minim pentru strunjirea exterioară de degroșare este  $2A_p=1,1$  mm, pe baza acestuia, a abaterii inferioare a semifabricatului din oțel rotund laminat la cald  $A_i=1,2$  și a relațiilor de calcul rezultă dimensiunea nominală necesară la semifabricat  $d_{snom}=50+0,4+1,5+1,1+1,2=54,2$  mm. Din tabelul 4.1 se alege diametrul nominal al semifabricatului de 56 mm. Adaosul pentru strunjirea de degroșare este  $2A_p=56-52=4$  mm.

c) *Adaosurile de prelucrare pentru alezajul  $\Phi 16$* , pentru strunjirea interioară de finisare, conform tabelului 2.30, adaosul de prelucrare  $2A_p=1,0$  mm, rezultând o dimensiune intermediară, după găurire,  $D_g=16-1,0=15$  mm, care se obține prin găurire. Pentru reducerea momentului de torsiune la găurire și a formei geometrice a piesei, aceasta se realizează din trei treceri, prima reprezentând gaura de ungere de  $\Phi 8$  mm, al doilea diametru al burghiului reprezentând gaura pentru filetul M10x1 de  $\Phi 9$  mm, conform tabelului 2.36, iar ultima trecere cu burghiu de  $\Phi 15$  mm.

d) *Adaosurile pentru prelucrarea prin frezare a canalului de blocare  $11 \times 5,5$  mm*, se consideră adaosul de prelucrare egal cu lățimea canalului, care se prelucrează cu freză disc cu lățimea de 5,5 mm la o singură trecere.

#### 5. Alegerea formei și a dimensiunilor semifabricatului

Conform punctului 4.2, s-a ales un semifabricat din oțel rotund laminat la cald STAS 333-88, având diametrul de 56 mm și lungimea de 156 mm și plus grosimea pânzei ferăstrăului de 2 mm.

Coeficientul de utilizare a materialului se calculează cu relația , pentru masa semifabricatului  $m_{sf}=3,055$  kg, masa piesei  $m_p=2,227$  kg, rezultând  $K_m=m_p \cdot 100/m_{sf}=72,9$  %.

## 6. Calculul economic al procesului tehnologic

Metoda cheltuielilor de producție

Cheltuielile de producție ale prelucrării mecanice prin aşchiere a axului roţii se calculează cu relația (5.3),

$$C_p = C_m + C_{prel} + C_S + C_{SC}, \text{ lei/buc}, \quad (1)$$

a<sub>1</sub>) Cheltuieli cu materialul se calculează cu relația, știind că:

- masa semifabricatului,  $m_{sf}=3,055$  kg;
- masa piesei,  $m_p = 2,227$  kg;
- prețul unitar al oțelului C45 (OLC45),  $P_m = 4,64$  lei/kg (tabelul 5.3);
- prețul de vânzare al deșeurilor,  $P_{des} = 0,7$  lei/kg (preț fier vechi 0,5...0,8 lei/kg).

$$C_m = 3,055 \cdot 4,64 - (3,055 - 2,227) \cdot 0,7 = 13,6 \text{ lei/buc}, \quad (2)$$

a<sub>2</sub>) Cheltuielile cu prelucrarea prin aşchiere se determină, în etapa de proiectare, cu relația:

$$C_{prel} = C_{sal} + C_{amu} + C_{imu} + C_{rmu} + C_{ee} + C_{SD}, \text{ lei/buc}, \quad (3)$$

Cheltuieli cu retribuiția (salariul)  $C_{sal}$  muncitorilor se calculează cu relațiile (5.7 și 5.8), considerând că strunjirea, găurirea și frezarea sunt încadrate la categoria a 4-a de complexitate a prelucrării la o normă timp de 80 min la strunjire, de 10 min la găurire și de 30 min la frezare și un tarif orar de 5 lei/ora, filetarea prin tarodare la categoria a 5-a și are o normă de timp de 20 min și un tarif orar de 5,4 lei/ora, iar rectificarea la categoria a 6-a având o normă de timp de 40 min și un tarif orar de 6 lei/ora, rezultând,

$$S_{sal} = \left[ (80 + 10 + 30) \cdot \frac{5}{60} + 20 \cdot \frac{5,4}{60} + 40 \cdot \frac{6}{60} \right] \cdot \left( 1 + \frac{28,026}{100} \right) = 20,23 \text{ lei/buc} \quad (4)$$

Cheltuielile efectuate cu amortizarea mașinilor-unelte  $C_{amu}$  se determină cu relațiile, știind că:

- valoarea mașinilor-unelte este la strunjire  $V_{mu1} = 60000$  lei, la frezare  $V_{mu2} = 80000$ , la găurire  $V_{mu3} = 40000$  lei și la rectificare  $V_{mu4} = 150000$  lei;
- cota medie anuală de amortizare este la strunjire  $A_1 = 9,6\%$ , la frezare  $A_2 = 6,4\%$ , la găurire  $A_3 = 6,4\%$  și la rectificare  $A_4 = 6,4\%$  (tabelul 5.8); 120000 – numărul de minute anual de funcționare la 250 de zile lucrătoare și un schimb de 8 ore;  $\gamma$  - coeficientul de încărcare al mașini-unelte,  $\gamma = 0,85$ ;  $n_s$  – numărul de piese prelucrate simultan  $n_s = 1$ .

$$C_{amu} = \frac{60000 \cdot 9,6 \cdot 80 + 80000 \cdot 6,4 \cdot 30 + 40000 \cdot 6,4 \cdot 10 + 150000 \cdot 6,4 \cdot 40}{120000 \cdot 0,85 \cdot 1 \cdot 100} = 10,1 \text{ lei/buc} \quad (5)$$

Cheltuielile efectuate cu întreținerea mașinilor-unelte se determină cu relațiile, știind că:

- coeficientul de complexitate constructivă a mașini-unelte la strunjire  $K_1=0,75$ , la frezare  $K_2=0,73$ , la găurire  $K_4=0,5$  și la rectificare  $K_5=0,7$ ;
- masa mașini-unelte folosită la strunjire  $G_1=2000$  kg, la frezare  $G_2=3000$  kg, la găurire  $G_3=1500$  kg și la rectificare  $G_4=4000$  kg (tabelul 5.9).

$$C_{imu} = \left( 3 + 0,065 \cdot 0,75 \cdot \sqrt[3]{2000} \right) \cdot \frac{80}{60} + \left( 3 + 0,065 \cdot 0,73 \cdot \sqrt[3]{3000} \right) \cdot \frac{30}{60} + \left( 3 + 0,065 \cdot 0,5 \cdot \sqrt[3]{1500} \right) \cdot \frac{10}{60} + \left( 3 + 0,065 \cdot 0,7 \cdot \sqrt[3]{4000} \right) \cdot \frac{40}{60} = 9,7 \text{ lei/buc} \quad (6)$$

Cheltuielile efectuate cu repararea mașinilor-unelte se determină cu relațiile, astfel:

$$C_{rmu} = 0,20 \cdot \left( 0,75 \cdot \sqrt[3]{2000} \cdot \frac{80}{60} + 0,73 \cdot \sqrt[3]{3000} \cdot \frac{30}{60} + 0,5 \cdot \sqrt[3]{1500} \cdot \frac{10}{60} + 0,7 \cdot \sqrt[3]{4000} \cdot \frac{40}{60} \right) = 5,25 \text{ lei/buc} \quad (7)$$

Cheltuieli efectuate cu energia electrică consumată pentru acționarea mașinilor-unelte se determină cu relațiile, știind că:

- puterea nominală a motorului electric este la strunjire  $P_1 = 7,5$  kW, la frezare  $P_2 = 7,5$  kW, la găurire  $P_3 = 3$  kW și la rectificare  $P_4 = 7$  kW;
- raportul dintre puterea de mers în gol și puterea nominală este la strunjire și la frezare  $\alpha_{1,2,3} = 0,065$ , la găurire  $\alpha_3 = 0,094$  și la rectificare  $\alpha_5 = 0,065$ .

$$C_{ee} = \left[ (0,7 + 0,33 \cdot 0,065) \cdot 7,5 \cdot \frac{(80 + 30)}{60} + (0,7 + 0,33 \cdot 0,094) \cdot 3 \cdot \frac{10}{60} + (0,7 + 0,33 \cdot 0,065) \cdot 7 \cdot \frac{40}{60} \right] \cdot 0,4 = 5,46 \text{ lei/buc} \quad (8)$$

Cheltuieli efectuate cu sculele și dispozitivele utilizate pe mașini-unelte se determină cu relațiile, știind că:



- norma grupată a costului mediu a unui minut de exploatare a cuțitelor de strung din oțel rapid sau armate cu plăcuțe din carburi metalice este  $N_{gc1}=6,6$  lei, al frezelor din oțel rapid  $N_{gc2}=17,62$  lei, al burghiilor  $N_{gc3}=18,45$  lei și a sculelor de rectificat  $N_{gc5}=12,0$  lei;

- costul dispozitivelor se ia ca o cotă parte din valoarea mașini-unelte, care pentru o mașină universală și dispozitiv mecanic este de 0,04;

- durata medie de utilizare pentru dispozitive se ia pentru dimensiuni medii  $T_{di}=14500$  ore.

$$C_{SD} = \left( 6,6 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,85 + 1,3 \cdot \frac{0,04 \cdot 60000}{0,5 \cdot 14500} \right) \cdot \frac{80}{60} + \left( 17,62 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,85 + 1,3 \cdot \frac{0,04 \cdot 80000}{0,5 \cdot 14500} \right) \cdot \frac{30}{60} + \left( 18,45 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,85 + 1,3 \cdot \frac{0,04 \cdot 40000}{0,5 \cdot 14500} \right) \cdot \frac{10}{60} + \left( 12 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,85 + 1,3 \cdot \frac{0,04 \cdot 150000}{0,5 \cdot 14500} \right) \cdot \frac{40}{60} = 26,01 \text{ lei/buc} \quad (9)$$

Cheltuielile de prelucrare prin aşchiere a roții dințate se corectează cu creșterea salariului mediu brut 2020/2009 de 2,2 ( $5429/1,25 = 4343/1973$ ) și inflația leu/Euro de 1,155 și sunt,

$$C_{prel} = 20,23 \cdot 2,2 + 1,155 \cdot (10,1 + 9,7 + 5,25 + 5,46 + 26,01) = 109,79 \text{ lei/buc} \quad (10)$$

a<sub>3</sub>) Cheltuieli indirecte ale secțiilor de prelucrare prin aşchiere a roții dințate se iau pentru toate secțiile  $R_{Si} = 150$  și rezultă:

$$C_s = 20,23 \cdot 2,2 \cdot \frac{150}{100} = 66,76 \text{ , lei/buc}, \quad (11)$$

a<sub>4</sub>) Cheltuieli indirecte ale societății comerciale se determină cu relația, pentru o regie a societății comerciale de 15%,

$$C_{SC} = (13,6 \cdot 1,155 + 109,79 + 66,76) \cdot \frac{15}{100} = 28,84 \text{ , lei/buc}, \quad (12)$$

Cheltuielile de producție ale prelucrării mecanice prin aşchiere a roții dințate se calculează cu relația următoare și sunt:

$$C_p = 15,71 + 109,79 + 66,76 + 28,84 = 221,10 \text{ lei/buc}. \quad (13)$$

## 7. Concluzii

În cadrul acestui capitol se analizează tipologia de prelucrare a unui subansamblu plecând de la analiza desenului de execuție, determinarea tipului de producție, stabilirea succesiunii operațiilor de prelucrare și echipamentul tehnologic utilizat, până la calculul economic al procesului tehnologic.

Descrierea în amănunt a procesului de fabricație, prin utilizarea exemplelor realizate cu ajutorul programelor de simulare, pe de o parte dar mai ales exemplificarea unui caz concret de calcul al costurilor necesare, prin modele matematice pe de altă parte, reprezintă un real ajutor tuturor celor interesați de acest domeniu. Acest deziderat este validat de tendința actuală, atât în țară cât și pe plan extern, de minimizare a costurilor, optimizarea producției și maximizarea calității produselor într-o piață liberă și concurențială.

validat de tendința actuală, atât în țară cât și pe plan extern, de minimizare a costurilor, optimizarea producției și maximizarea calității produselor într-o piață liberă și concurențială.

## Bibliografie:

1. Prescripția tehnică PTR 16 – 2003, *Cerințe tehnice privind proiectarea, construirea, montarea, repararea, întreținerea, revizia, verificarea și exploatarea instalațiilor de transport pe plan înclinat pentru materiale* – ISCIR, [http://www.iscir.ro/doc/legislatie/PT\\_R16\\_2003.pdf](http://www.iscir.ro/doc/legislatie/PT_R16_2003.pdf).
2. Solid Edge Software v.19. Academic license ADA Computers București.
3. Structural Research and Analysis Corp - *COSMOS Design Star Product – Nonlinear Stress Analysis User's Guide and Tutorial*, Los Angeles, 2001.
4. Cozma, B.Z. *Bazele proiectării tehnologice asistate de calculator*, Editura Universitas, Petroșani, 2016.
5. Dumitrescu, I., Florea, V.A. *Desen tehnic industrial utilizând soft-uri CAD*, Editura Universitas, Petroșani, 2018.

# UNELE ASPECTE PRIVIND LOCULUL GEOMETRIC ÎN MECANICĂ

**Autori:** Florin-Alexandru PEAGU<sup>1</sup>, Flavius Mihai COLȚAN<sup>2</sup>  
[apeagu14@gmail.com](mailto:apeagu14@gmail.com)

**Coordonatori:** Șef lucr.dr. ing Răzvan Bogdan ITU<sup>3</sup>, Lector.univ.dr. Mirel STOIAN<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., Departamentul I.M.I.T.

<sup>4</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de Științe, Departamentul Matematică-Informatică

## Rezumat

În esență, problemele de loc geometric sunt probleme de găsim a unor proprietăți echivalente celor prin care este dată o anumită mulțime, sau altfel spus, problema de egalitate a două mulțimi. În lucrare sunt prezentate unele aspecte privind locul geometric în mișcarea plan-paralelă din cinematica mecanii, și anume cercurile lui Bresse.

## Cuvinte cheie

*Mecanică, cinematică, loc geometric.*

### 1. Introducere

Prin loc geometric se înțelege figura formată din mulțimea a tuturor punctelor din plan sau din spațiu care au aceeași proprietate.

O problemă de loc geometric se distinge printr-un enunț ce prezintă proprietatea respectivă și prin determinarea mulțimii tuturor punctelor ce o satisfac.

Rezolvarea unei probleme de loc geometric presupune determinarea mulțimii de puncte care satisfac proprietatea respectivă.

După modul în care este structurată problema, se întâlnesc două situații: probleme în care *locul geometric este precizat*; probleme în care *enunțul cere și stabilirea locului*.

Indiferent de situație, problema fixează o mulțime de elemente fixe (puncte, drepte, cercuri, segmente, arce, unghiuri, etc.) și o mulțime de constante (direcții, numere reale, etc.) cu ajutorul cărora se formează o proprietate referitoare la punctele planului sau ale spațiului.

### 2. Medallion bibliografic Jacques Antoine Charles Bresse

Jacques Antoine Charles Bresse (fig. 1) a fost un inginer civil și matematician francez. A lucrat în domeniul construcției de poduri și al cărui nume este immortalizat cu cinste ca unul dintre cei 72 de oameni de pe Turnul Eiffel. S-a născut la 9 octombrie 1822 la Vienne, Isère în Franța și a murit la vârsta de 60 de ani la 22 mai 1883 la Paris. 2022 marchează 200 de ani de la nașterea lui.

Bresse a absolvit École Polytechnique în 1843 și a primit educația formală în inginerie l'École des Ponts et Chaussées. S-a întors l'École des Ponts et Chaussées în 1848 ca instructor pentru cursuri de mecanică aplicată și în 1853 și-a câștigat funcția de profesor de mecanică aplicată, membru al Academiei de Științe, la secția de mecanică, înlocuindu-l pe generalul Morin, la 31 mai 1880. Cursul său de mecanică aplicată predat la Școala de Drumuri și Poduri și Cursul său de mecanică și mașini, profesat la Ecole Polytechnique, au fost publicate cu numeroase figuri în trei volume de Gauthier-Villars et fils. Marcel Bresse, unicul său fiu, fost student al Școlii Politehnice, și-a continuat cu distincție tradițiile în corpul podurilor și drumurilor. El este cel care a încredințat fotografia, realizată în 1880, să execute portretul tatălui său.

după care a predat la școală până la moartea sa în 1883.

Numele său este unul dintre cele 72 de nume înscrise pe Turnul Eiffel. Bresse a fost ales



**Fig. 1**

### 3. Cercurile lui Bresse

Într-un articolul „Mémoire sur un théorème nouveau concernant les mouvement plans et sur l'application de la cinématique à la détermination des rayons de courbure”, - Journal de l'école impériale polytechnique, trente-cinquième cahier, tome XX, Paris, publicat în anul 1853, Jacques Antoine Charles Bresse, pune în evidență pentru prima dată următoarele aspecte ale cinematicii mișcării plan-paralele a rigidului:

- existența centrului instantaneu al accelerațiilor (numit de Bresse și cel de-al doilea centru instantaneu de rotație) și a proprietății distribuției instantanee a accelerațiilor de a fi similară cu distribuția instantanee a accelerațiilor de la rigidul cu o axă fixă, rotația având loc pentru momentul considerat în jurul centrului accelerațiilor;

- locurile geometrice ale punctelor care au la un moment dat vitezele și accelerațiile coliniare (cercul inflexiunilor) sau ortogonale (cercul de rebrusment, tangențial sau de fugă) care ulterior vor fi numite cercurile lui Bresse;

- determinarea razelor de curbură, prin metode cinematice pentru: concoida, cisoida, curba lui Watt, elipsa, sinusoidală, parabola, elicea și spirala lui Arhimede;
- în ultima parte a articolului (apendice), Bresse analizează rezultatele obținute de alți autori privind problematică abordată în articol.

În continuare se vor studia cercurile lui Bresse sub aspect geometric și cinematic.

Sub aspect geometric, se poate arăta că, într-o mișcare plană, locul geometric al punctelor în care viteza și accelerația sunt vectori coliniari este un cerc numit cercul inflexiunilor, iar locul geometric al punctelor în care acești doi vectori sunt ortogonali este de asemenea un cerc numit cercul tangențial (de fugă).

Astfel, dacă se unește centrul instantaneu de rotație  $I$  cu centrul accelerațiilor  $J$  (fig. 2) și se duc dreptele  $Ix$  și  $Iy$  care fac cu  $IJ$  respectiv unghiurile  $90^\circ - \varphi$  și  $\varphi$  (unde

$\varphi$  este dat de relația  $\operatorname{tg} \varphi = \frac{\dot{\omega}}{\omega^2}$ ), apoi dacă se duce o perpendiculară în  $J$ , pe  $IJ$  care întâlnește dreptele  $Ix$  și  $Iy$  respectiv în  $A$  și  $B$ , atunci cercurile de diametre  $IA$  și  $IB$  sunt locurile geometrice căutate.

Într-adevăr, dacă se consideră un punct  $M$  pe cercul de diametru  $IA$  și se unește acest punct cu  $I$  și  $J$ , atunci viteza  $\vec{v}_M$  a punctului  $M$  trebuind să fie normală pe  $IM$ , suportul ei va fi  $MA$ , iar accelerația  $\vec{a}_M$  a aceluiași punct, trebuind să facă unghiul  $\varphi$  cu  $JM$ , suportul ei va fi  $IM$ . Cum  $\angle AMI = 90^\circ$  rezultă că vectorii  $\vec{v}_M$  și  $\vec{a}_M$  sunt ortogonali.

Dacă se consideră acum un punct  $N$  pe cercul de diametru  $IB$  și se unește acest punct cu  $I$  și  $J$ , atunci viteza  $\vec{v}_N$  a punctului  $N$  trebuind să fie normală pe  $IN$ , are direcția  $NB$ , iar accelerația  $\vec{a}_N$  a aceluiași punct, trebuind să facă unghiul  $\varphi$  cu  $JN$ , suportul ei va fi tot  $NB$ . Rezultă că vectorii  $\vec{v}_N$  și  $\vec{a}_N$  sunt coliniari.

În continuare, sub aspect cinematic, ne propunem să determinăm ecuațiile carteziene a cercurilor de rebrusment și al inflexiunilor (cercurile lui Bresse). Pentru aceasta inițial vom stabili expresiile vitezei centrului accelerațiilor și accelerației centrului instantaneu de rotație.

Mișcarea plan-paralelă a rigidului este complet determinată dacă se cunosc variațiile în timp a coordonatelor originii sistemului  $xOy$  solidarizat cu rigidul și a unghiului dintre o dreaptă fixă și una solidarizată cu rigidul (de exemplu între axele  $Ox_1$  și  $Ox$  ca în figura 3) reprezentate de funcțiile:

$$\begin{aligned} x_{10} &= x_{10}(t); \\ y_{10} &= y_{10}(t); \\ \theta &= \theta(t). \end{aligned} \quad (1)$$

Un punct curent  $M$  aparținând rigidului situat în  $y_1$  raportate la sistemul de referință fix  $x_1O_1y_1$ .

Legătura între acestea este dată de relațiile:

$$\begin{aligned} x_1 &= x_{10} + x \cos \theta - y \sin \theta; \\ y_1 &= y_{10} + x \sin \theta + y \cos \theta. \end{aligned} \quad (2)$$

Expresiile vitezei și accelerației punctului  $M$  raportate la cele 2 sisteme sunt:

$$\vec{v}_1 = \dot{x}_1 \vec{i}_1 + \dot{y}_1 \vec{j}_1 = (\dot{x}_{10} - \omega x \sin \theta - \omega y \cos \theta) \vec{i}_1 + (\dot{y}_{10} + \omega x \cos \theta - \omega y \sin \theta) \vec{j}_1 \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \vec{a}_1 &= \ddot{x}_1 \vec{i}_1 + \ddot{y}_1 \vec{j}_1 = (\ddot{x}_{10} - \varepsilon x \sin \theta - \varepsilon y \cos \theta - \omega^2 x \cos \theta + \omega^2 y \sin \theta) \vec{i}_1 + \\ &+ (\ddot{y}_{10} + \varepsilon x \cos \theta - \varepsilon y \sin \theta - \omega^2 x \sin \theta - \omega^2 y \cos \theta) \vec{j}_1 \end{aligned} \quad (4)$$

$$\vec{v} = \vec{v}_0 + \vec{\omega} \times \vec{r} = (v_{0x} - \omega \cdot y) \vec{i} + (v_{0y} + \omega \cdot x) \vec{j} \quad (5)$$

$$\vec{a} = \vec{a}_0 + \vec{\varepsilon} \times \vec{r} + \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}) = (a_{0x} - \varepsilon \cdot y - \omega^2 \cdot x) \vec{i} + (a_{0y} + \varepsilon \cdot x - \omega^2 \cdot y) \vec{j} \quad (6)$$

în care  $\omega = \dot{\theta}$  și  $\varepsilon = \dot{\omega} = \ddot{\theta}$ .

Trecerea de la versorii sistemului fix  $x_1O_1y_1$  la versorii sistemului solidarizat cu rigidul  $xOy$  conduce la relațiile:

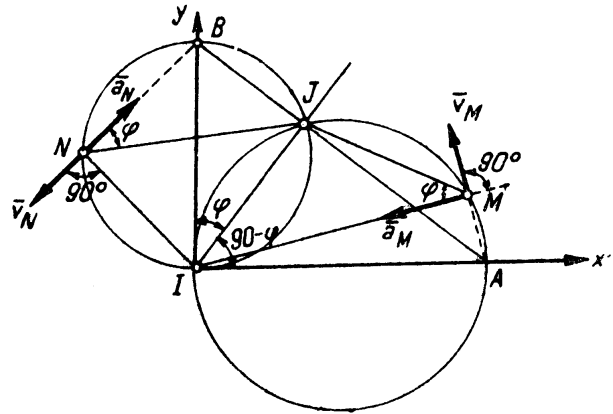


Fig. 2

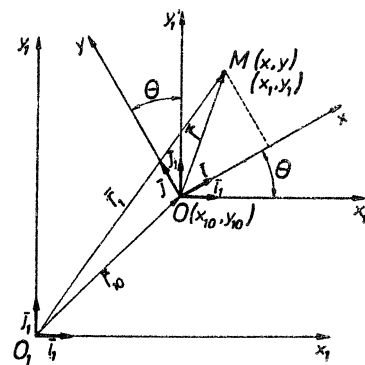


Fig. 3

$$\begin{aligned}\bar{i}_I &= \bar{i} \cos \theta - \bar{j} \sin \theta; \\ \bar{j}_I &= \bar{i} \sin \theta + \bar{j} \cos \theta.\end{aligned}\quad (7)$$

$$\begin{aligned}v_{Ox} &= \dot{x}_{I0} \cos \theta + \dot{y}_{I0} \sin \theta; \\ v_{Oy} &= -\dot{x}_{I0} \sin \theta + \dot{y}_{I0} \cos \theta.\end{aligned}\quad (8)$$

$$\begin{aligned}a_{Ox} &= \ddot{x}_{I0} \cos \theta + \ddot{y}_{I0} \sin \theta; \\ a_{Oy} &= -\ddot{x}_{I0} \sin \theta + \ddot{y}_{I0} \cos \theta.\end{aligned}\quad (9)$$

Prin înlocuirea relațiilor (8) și (9) în (5) și (6) se obține:

$$\begin{aligned}v_x &= \dot{x}_{I0} \cos \theta + \dot{y}_{I0} \sin \theta - \omega \cdot y; \\ v_y &= -\dot{x}_{I0} \sin \theta + \dot{y}_{I0} \cos \theta + \omega \cdot x.\end{aligned}\quad (10)$$

$$\begin{aligned}a_x &= \ddot{x}_{I0} \cos \theta + \ddot{y}_{I0} \sin \theta - \varepsilon y; -\omega^2 x \\ a_{Oy} &= -\ddot{x}_{I0} \sin \theta + \ddot{y}_{I0} \cos \theta + \varepsilon x - \omega^2 y.\end{aligned}\quad (11)$$

Coordonatele centrului instantaneu de rotație  $I$  și ale centrului accelerațiilor  $J$ , raportate la sistemul de referință mobil și obținute prin anularea componentelor vitezei (5) și accelerației (6) sunt:

$$x_I = -\frac{v_{Oy}}{\omega}; \quad y_I = \frac{v_{Ox}}{\omega}\quad (12)$$

$$x_J = \frac{\omega^2 a_{Ox} - \varepsilon a_{Oy}}{\omega^4 + \varepsilon^2}; \quad y_J = \frac{\omega^2 a_{Oy} + \varepsilon a_{Ox}}{\omega^4 + \varepsilon^2}\quad (13)$$

Raportate la același sistem de referință vom determina viteza centrului accelerațiilor prin înlocuirea relațiilor (13) în (10) și accelerația centrului instantaneu de rotație prin înlocuirea relațiilor (12) în (11). În acest mod obținem:

$$\begin{aligned}v_{Jx} &= \frac{v_{Ox}(\omega^4 + \varepsilon^2) - \omega(\omega^2 a_{Oy} + \varepsilon a_{Ox})}{\omega^4 + \varepsilon^2} = \\ &= \frac{[(\omega^4 + \varepsilon^2)\dot{x}_{I0} - \omega^3 \ddot{y}_{I0} - \omega \varepsilon \ddot{x}_{I0}] \cos \theta + [(\omega^4 + \varepsilon^2)\dot{y}_{I0} - \omega^3 \ddot{x}_{I0} - \omega \varepsilon \ddot{y}_{I0}] \sin \theta}{\omega^4 + \varepsilon^2}\end{aligned}\quad (14, a)$$

$$\begin{aligned}v_{Jy} &= \frac{v_{Oy}(\omega^4 + \varepsilon^2) + \omega(\omega^2 a_{Ox} + \varepsilon a_{Oy})}{\omega^4 + \varepsilon^2} = \\ &= \frac{[-(\omega^4 + \varepsilon^2)\dot{x}_{I0} + \omega^3 \ddot{y}_{I0} + \omega \varepsilon \ddot{x}_{I0}] \sin \theta + [(\omega^4 + \varepsilon^2)\dot{y}_{I0} + \omega^3 \ddot{x}_{I0} - \omega \varepsilon \ddot{y}_{I0}] \cos \theta}{\omega^4 + \varepsilon^2}\end{aligned}\quad (14, b)$$

$$\begin{aligned}a_{Ix} &= a_{Ox} - \varepsilon \frac{v_{Ox}}{\omega} + \omega^2 \frac{v_{Oy}}{\omega} = \\ &= \frac{(\ddot{y}_{I0} \omega - \varepsilon \dot{y}_{I0} - \omega^2 \dot{x}_{I0}) \sin \theta + (\ddot{x}_{I0} \omega - \varepsilon \dot{x}_{I0} + \omega^2 \dot{y}_{I0}) \cos \theta}{\omega},\end{aligned}\quad (15, a)$$

$$\begin{aligned}a_{Iy} &= a_{Oy} - \varepsilon \frac{v_{Oy}}{\omega} - \omega^2 \frac{v_{Ox}}{\omega} = \\ &= \frac{(-\ddot{x}_{I0} \omega + \varepsilon \dot{x}_{I0} - \omega^2 \dot{y}_{I0}) \sin \theta + (\ddot{y}_{I0} \omega - \varepsilon \dot{y}_{I0} - \omega^2 \dot{x}_{I0}) \cos \theta}{\omega},\end{aligned}\quad (15, b)$$

În mod similar se pot obține expresiile vitezei centrului accelerațiilor și a accelerației centrului instantaneu de rotație raportate la sistemul de referință fix  $x_I O_I y_I$  prin înlocuirea expresiilor (13) în (3) respectiv (12) în (4).

Anterior s-a arătat (numat pe considerente geometrice), că locul geometric al punctelor aparținând unui rigid în mișcare plan-paralelă care la un moment dat au viteza și accelerația ortogonale, respectiv coliniare, sunt două cercuri numite ceroul tangențial (de fugă) sau de rebrusment, respectiv cercul inflexiunilor.

Condiția de ortogonalitate între viteza și accelerația unui punct  $\vec{v} \cdot \vec{a} = 0$  conduce la:

$$v_x a_x + v_y a_y = 0\quad (16)$$

În raport cu sistemul de referință  $xOy$  prin înlocuirea componentelor din (5) și (6) în relația (16) se obține ecuația cercului de rebrusment:

$$x^2 + y^2 + \frac{a_{Oy} \omega + v_{Oy} \varepsilon - v_{Ox} \omega^2}{\omega \varepsilon} x - \frac{a_{Ox} \omega + v_{Ox} \varepsilon + v_{Oy} \omega^2}{\omega \varepsilon} y + \frac{a_{Ox} v_{Ox} + a_{Oy} v_{Oy}}{\omega \varepsilon} = 0$$

care poate fi pusă sub forma:

$$(x - x_{C_I})^2 + (y - y_{C_I})^2 = R_I^2\quad (17)$$

în care:

$$x_{C_1} = \frac{a_{O_y}\omega + v_{O_y}\varepsilon - v_{O_x}\omega^2}{2\omega\varepsilon} \quad (18)$$

$$y_{C_1} = \frac{a_{O_x}\omega + v_{O_x}\varepsilon + v_{O_y}\omega^2}{2\omega\varepsilon} \quad (19)$$

$$R_1^2 = x_{C_1}^2 + y_{C_1}^2 - \frac{a_{O_x}v_{O_x} + a_{O_y}v_{O_y}}{\omega\varepsilon} \quad (20)$$

Prin înlocuirea relațiilor (8) și (9) în (18), (19) și (20) acestea devin:

$$x_{C_1} = \frac{(\ddot{x}_{10}\omega + \dot{x}_{10}\varepsilon - \dot{y}_{10}\omega^2)\sin\theta - (\ddot{y}_{10}\omega + \dot{y}_{10}\varepsilon - \dot{x}_{10}\omega^2)\cos\theta}{2\omega\varepsilon} \quad (21)$$

$$y_{C_1} = \frac{(\ddot{y}_{10}\omega + \dot{y}_{10}\varepsilon - \dot{x}_{10}\omega^2)\sin\theta + (\ddot{x}_{10}\omega + \dot{x}_{10}\varepsilon - \dot{y}_{10}\omega^2)\cos\theta}{2\omega\varepsilon} \quad (22)$$

$$\begin{aligned} R_1^2 &= x_{C_1}^2 + y_{C_1}^2 - \frac{\dot{x}_{10}\ddot{x}_{10} + \dot{y}_{10}\ddot{y}_{10}}{\omega\varepsilon} = \\ &= \frac{(\ddot{x}_{10}\omega + \dot{x}_{10}\varepsilon + \dot{y}_{10}\omega^2)^2 + (\ddot{y}_{10}\omega + \dot{y}_{10}\varepsilon - \dot{x}_{10}\omega^2)^2 - 4\omega\varepsilon(\dot{x}_{10}\ddot{x}_{10} + \dot{y}_{10}\ddot{y}_{10})}{4\omega^2\varepsilon^2} \end{aligned} \quad (23)$$

Condiția de coliniaritate a vitezei și accelerației  $\vec{v} \times \vec{a} = 0$  conduce la relația:

$$v_x a_z - v_y a_x = 0 \quad (24)$$

Procedând în același mod ca în cazul cercului de rebrusment pentru cercul inflexiunilor se obține:

$$x^2 + y^2 - \frac{a_{O_x}\omega - v_{O_y}\omega^2 - v_{O_x}\varepsilon}{\omega^3}x - \frac{a_{O_y}\omega + v_{O_x}\omega^2 - v_{O_y}\varepsilon}{\omega^3}y + \frac{v_{O_x}a_{O_y} - v_{O_y}a_{O_x}}{\omega^3} = 0$$

care poate fi pusă sub forma:

$$(x - x_{C_2})^2 + (y - y_{C_2})^2 = R_2^2 \quad (25)$$

în care:

$$x_{C_2} = \frac{a_{O_x}\omega - v_{O_y}\omega^2 - v_{O_x}\varepsilon}{2\omega^3} \quad (26)$$

$$y_{C_2} = \frac{a_{O_y}\omega + v_{O_x}\omega^2 - v_{O_y}\varepsilon}{2\omega^3} \quad (27)$$

$$R_2^2 = x_{C_2}^2 + y_{C_2}^2 - \frac{v_{O_x}a_{O_y} - v_{O_y}a_{O_x}}{\omega^3} \quad (28)$$

relații care mai pot fi puse sub forma:

$$x_{C_2} = \frac{(\ddot{y}_{10}\omega - \dot{y}_{10}\varepsilon + \dot{x}_{10}\omega^2)\sin\theta + (\ddot{x}_{10}\omega - \dot{x}_{10}\varepsilon - \dot{y}_{10}\omega^2)\cos\theta}{2\omega^3} \quad (29)$$

$$y_{C_2} = \frac{-(\ddot{x}_{10}\omega - \dot{x}_{10}\varepsilon - \dot{y}_{10}\omega^2)\sin\theta - (\ddot{y}_{10}\omega - \dot{y}_{10}\varepsilon + \dot{x}_{10}\omega^2)\cos\theta}{2\omega^3} \quad (30)$$

$$\begin{aligned} R_2^2 &= x_{C_2}^2 + y_{C_2}^2 - \frac{\dot{x}_{10}\ddot{y}_{10} - \dot{y}_{10}\ddot{x}_{10}}{\omega^3} = \\ &= \frac{(\ddot{y}_{10}\omega - \dot{y}_{10}\varepsilon + \dot{x}_{10}\omega^2)^2 + (\ddot{x}_{10}\omega - \dot{x}_{10}\varepsilon - \dot{y}_{10}\omega^2)^2 - 4\omega^3(\dot{x}_{10}\ddot{y}_{10} - \dot{y}_{10}\ddot{x}_{10})}{4\omega^6} \end{aligned} \quad (31)$$

Se poate arăta foarte ușor că cele două cercuri numite și cercurile lui Bresse sunt ortogonale prin verificarea relației:

$$(x_{C_2} - x_{C_1})^2 + (y_{C_2} - y_{C_1})^2 = R_1^2 + R_2^2 \quad (32)$$

Prin introducerea coordonatelor centrului instantaneu de rotație (12), și a centrului (polului) accelerațiilor (13), în ecuațiile cercurilor de rebrusment (17) și al inflexiunilor (25) se obțin două identități, astfel fiind verificat și analitic faptul că cele două cercuri se intersectează în cele două puncte rezultat din condiția geometrică descrisă anterior.

#### 4. Concluzii

Au fost stabilite expresiile carteziene ale vitezei centrului accelerațiilor și a accelerației centrului instantaneu de rotație. Au fost stabilite ecuațiile carteziene ale cercurilor lui Bresse raportate la sistemul de referință  $xOy$  solidarizat cu zidul. Se poate face ușor raportarea la sistemul  $x_1O_1y_1$ . În cazul unui rigid cu trei dimensiuni în mișcare plan paralelă cele două cercuri devin cilindri circulari drepecți. Cele două cercuri sunt ortogonale și au ca puncte de intersecție centrul

instantaneu de rotație și centrul accelerațiilor. Prin metoda adoptată se pot extinde unele dintre aspectele abordate și în cazul altor tipuri de mișcări.

**Bibliografie:**

1. Popa, Al., *Unele aspecte ale cinematicii mișcării plan-paralele a rigidului*, Buletinul Institutului de petrol și Gaze, vol. XXXIII, Nr.1, Ploiești, 1981.
2. Vâlcovici, V., Bălan Șt., Voinea, R., *Mecanică teoretică*, E.T., București, Ed. II 1963, Ed. III 1968.
3. \*\*\* <https://www.wonders-of-the-world.net/Eiffel-Tower/Pantheon/Charles-Bresse.php>.
4. \*\*\* [https://dbpedia.org/page/Jacques\\_Antoine\\_Charles\\_Bresse](https://dbpedia.org/page/Jacques_Antoine_Charles_Bresse).

# PROIECTAREA DISPOZITIVULUI PENTRU ÎNCHIDEREA ȘI DESCHIDEREA PORȚILOR RABATABILE ȘI UȘILOR BASCULANTE

**Autori:** Ioan-Alexandru TIMIȘERI<sup>1</sup> Elvis-Mădălin BOTOȘ<sup>1</sup>  
[alex.tim1997@yahoo.com](mailto:alex.tim1997@yahoo.com) , [botos22@yahoo.com](mailto:botos22@yahoo.com)

**Coordonator:** Șef lucr.dr.ing. Susana APOSTU<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, specializarea: Concepția și fabricația asistată de calculator, anul II

<sup>2</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, Departamentul de Inginerie Mecanică, Industrială și Transporturi

## Rezumat

Dispozitivul are la bază principiul mecanismului cu cilindru oscilant (basculant) la care acționarea hidraulică sau pneumatică a fost înlocuită cu acționarea electromecanică, formată dintr-un motor electric de curent continuu, un reductor melcat și a un mecanism șurub-piuliță. Utilizarea acestui tip de acționare s-a impus datorită simplității construcției, a economiei de energie, a ușurinței de conectare la un acumulator electric și a posibilităților de automatizare și comandă de la distanță.

## Cuvinte cheie

*Dispozitiv, poartă, ușă, închidere/deschidere.*

## 1. Construcția dispozitivului

Activitatea umană a fost, este și va fi orientată spre folosirea legilor naturii pentru realizarea unei vieți mai bune, prin conceperea unor mașini, utilaje și dispozitive care să reducă efortul fizic și intelectual și să mărească standardul de viață și confort. Pornind de la aceste premise s-a încercat realizarea unui dispozitiv pentru închiderea și deschiderea porților rabatabile și ușilor de garaj.

În figura 1 se prezintă soluția constructivă a dispozitivului, având un grup de acționare 1, compus din motor și reductor melcat, de la ștergătorul de parbrize al autoturismului DACIA, care prin furca de cuplare 2, fixată cu piulița (M6) 3 și șaiba Grower (N6) 4 pe axul grupului, realizează transmiterea mișcării la tija de acționare (M16) 7. Tija de acționare are la capăt o piuliță M10 pentru cuplare și montarea șaibelor de rulare, coliviiilor cu bile și a bucșei de susținere și poziționare în interiorul țevii 5. Piulița M10 este blocată cu ajutorul unui știft elastic cu diametrul de 3 mm. Poziționarea tije 7 față de țeava de susținere 5 se realizează cu ajutorul distanțierului 8, șurubului (M6x50) 9 și urechii 10. Urechea 10 este asamblată prin bolțul 11 cu urechea 13 de prindere pe stâlpul porții respectiv rama ușii de garaj. Cele două urechi (10, 13) împreună cu bolțul 11, cu diametrul de 15 mm, realizează cupla de rotație a dispozitivului în raport cu elementul fix (stâlp, ramă).

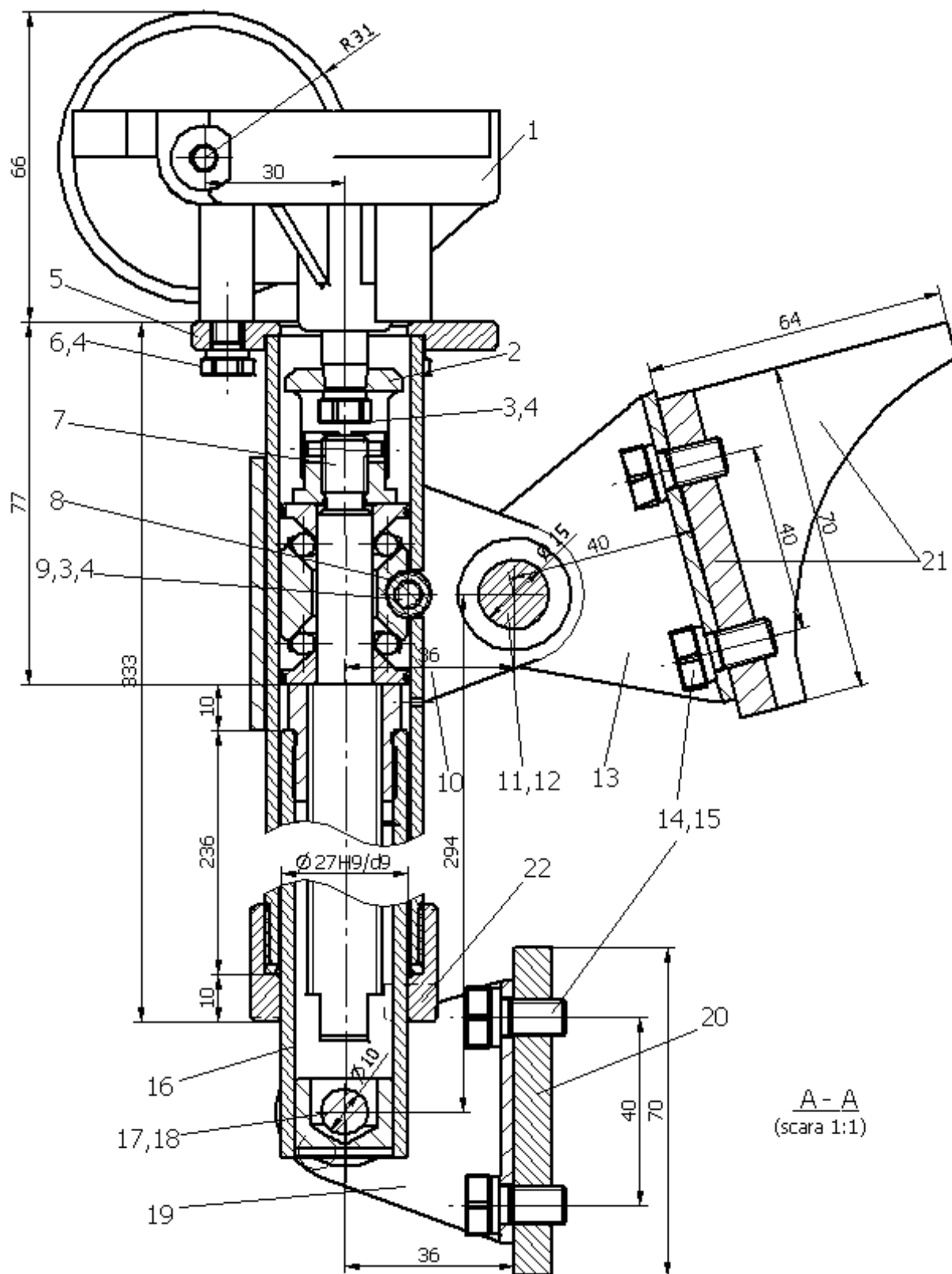
În interiorul țevii de susținere 5 glisează țeava telescopică 16, care prin intermediul unei piulițe de M16, alezajului de  $\Phi 10$ , de la capătul opus, și bolțului 17 realizează legătura între urechea 13 de pe stâlp și urechea 19 de pe poartă. Țeava telescopică 16, urechea 19 și bolțul 17 formează a doua cuplă de rotație a dispozitivului. Pentru o ghidare și culisare cât mai bună a țevii telescopice, piulița M16 are un guler de ghidare, iar la capătul țevii de susținere se află o bucșă de ghidare 22. Această bucșă de ghidare are și rolul de a limita cursa dispozitivului printr-un distanțier și de montare a țevii telescopice.

Urechile 13 și 19 se pot monta pe stâlp, respectiv pe poartă, prin intermediul a câte două șuruburi M8x16 și a plăcilor suport 20 și 21.

Pentru simplificarea construcției, reducerea frecărilor și preluarea forțelor axiale s-au folosit două colivii cu bile de la roțile de bicicletă. De asemenea, s-a utilizat pentru tija filetată M16, o bară filetată din comerț, iar țeava de susținere este de G1" și cea interioară de G3/4", fiind prelucrată doar țeava de G1" la interior.

Utilizarea grupului de acționare de la autoturismul DACIA permite obținerea unor momente relativ mari la puteri mici de 30 W și alimentarea și comandarea ușoară a acestuia.



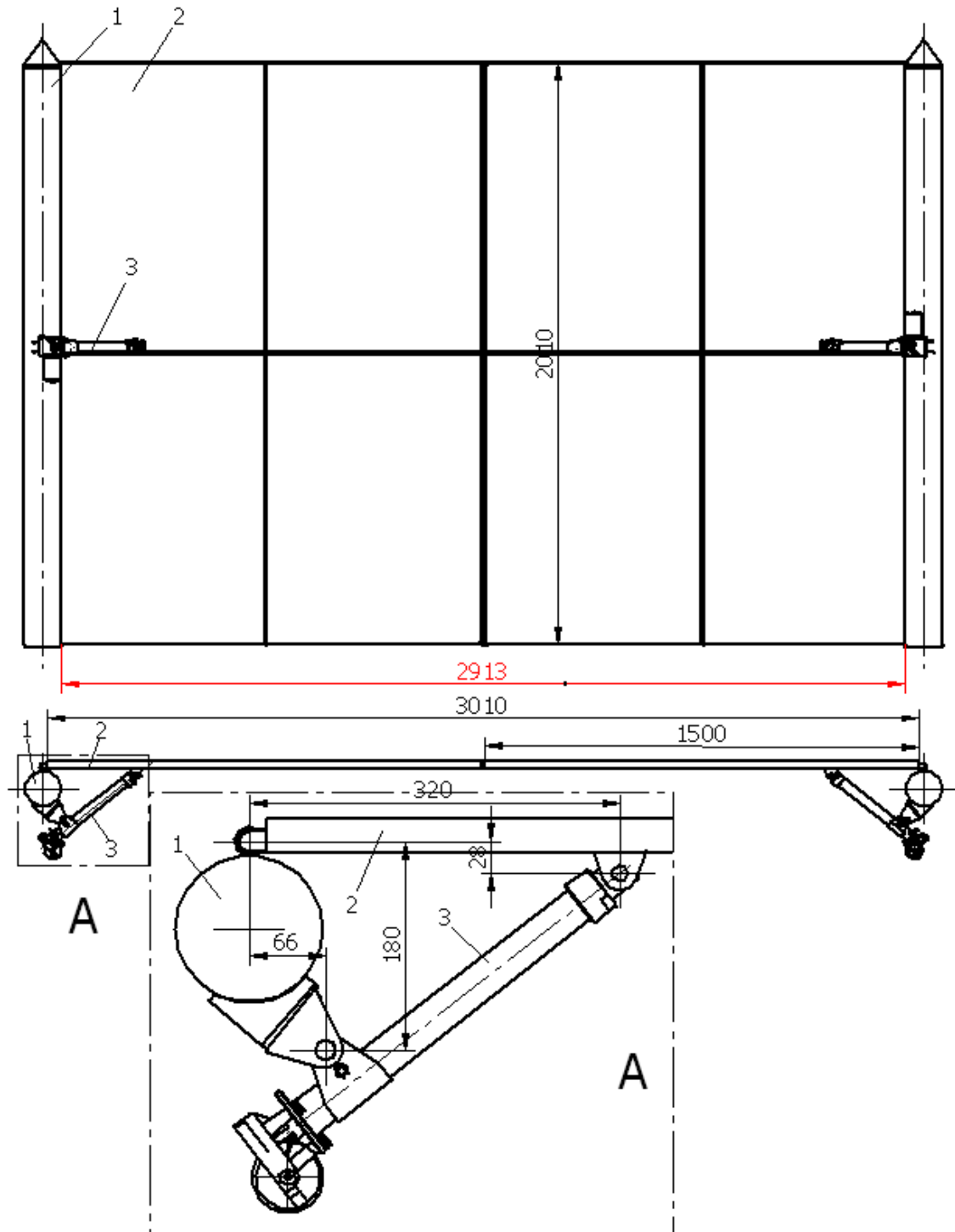


**Fig. 1.** Dispozitiv de închiderea și deschiderea porților și ușilor de garaj

În urma realizării și încercărilor soluția constructivă poate fi îmbunătățită, iar în vederea promovării acestuia pe piața de consum se poate îmbunătăți tehnologia de fabricație prin alegerea semifabricatelor și a materialelor cele eficiente din punct de vedere economic și funcțional.

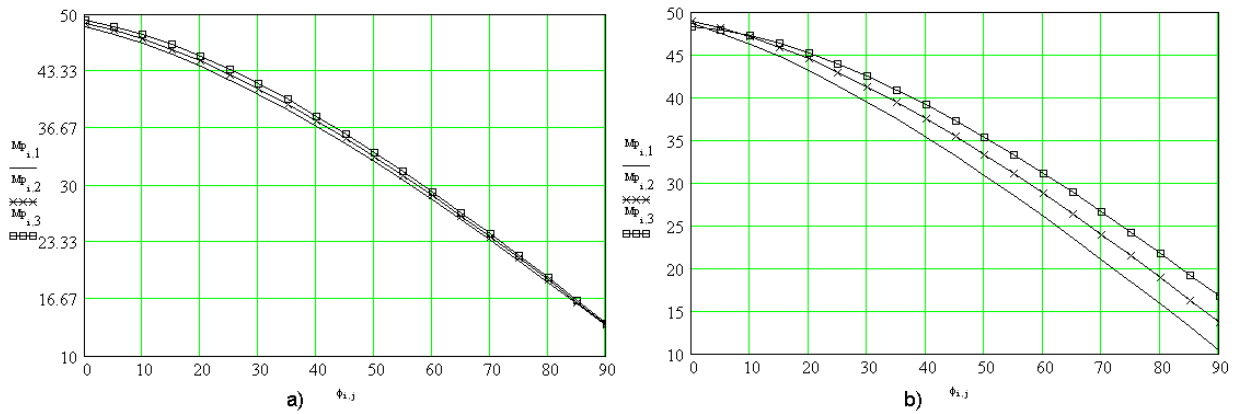
## 2. Soluții de montaj pe porți și uși de garaj

Modul de montare a dispozitivului pe o poartă rabatabilă, compusă din două părți, este prezent în figura 2, unde s-au notat: 1 - stâlp; 2 - poartă; 3 - dispozitiv.



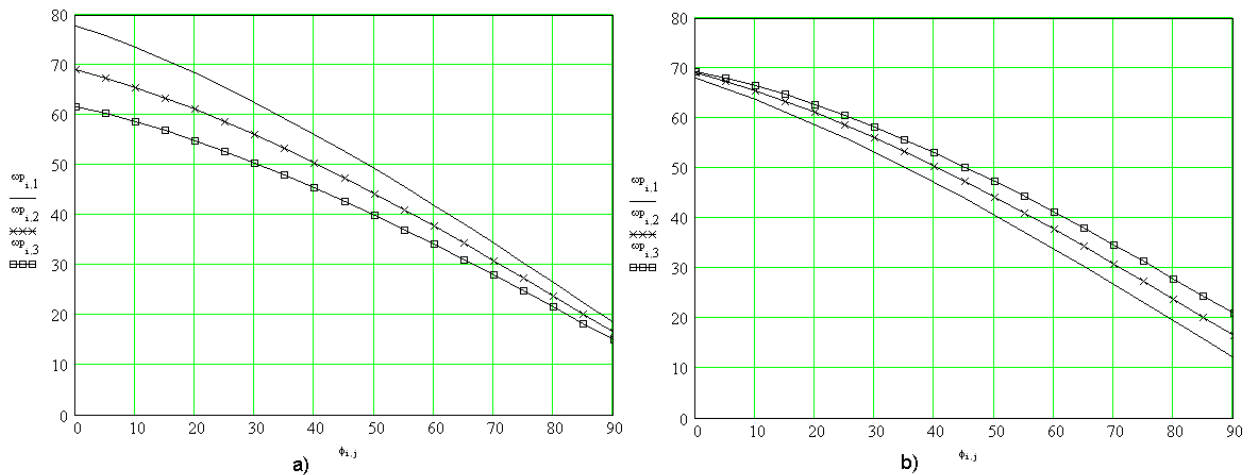
**Fig. 2.** Poartă rabatabilă

În figura 3 este prezentat modul de variație a momentului de deschidere/închidere al porții în funcție de unghiul de deschidere  $\Phi$  ( $0 \dots 90^\circ$ ) pentru diferite poziții ale articulației pe poartă (fig. 3.a) respectiv pe stâlp (fig. 3.b). În primul caz s-a modificat poziția articulației cu  $\pm 20$  mm față de poziția din fig. 2, iar articulația de pe stâlp rămânând nemodificată (fig. 2), în al doilea caz s-a rotit articulația de pe stâlp cu  $\pm 10^\circ$  față de poziția din fig. 2, iar articulația de pe poartă fiind ceea din fig. 2. Se observă că în primul caz variația momentului este foarte mică mai ales la valoarea minimă (13,467 la 13,764 daN·m), în al doilea caz variația este mai mare (10,38 la 16,678 daN·m) ceea ce duce la concluzia că prin poziționarea articulației cât mai aproape de interiorul stâlpului va duce la mărirea momentului minim de închidere a porții.



**Fig. 3.** Variația momentului de deschidere și închidere a porților rabatabile

În figura 4 este prezentat modul de variație al vitezei unghiulare de deschidere a porții, în grade/min, în funcție de unghiul de deschidere  $\Phi$  ( $0 \dots 90^\circ$ ) pentru cele două cazuri prezentate mai sus. Se observă în primul caz (fig. 4.a) că panta curbei de variație a vitezei se micșorează la depărtarea articulației pe poartă față de balama, iar în al doilea caz (fig. 4.b) la rotirea articulației spre interiorul stâlpului.



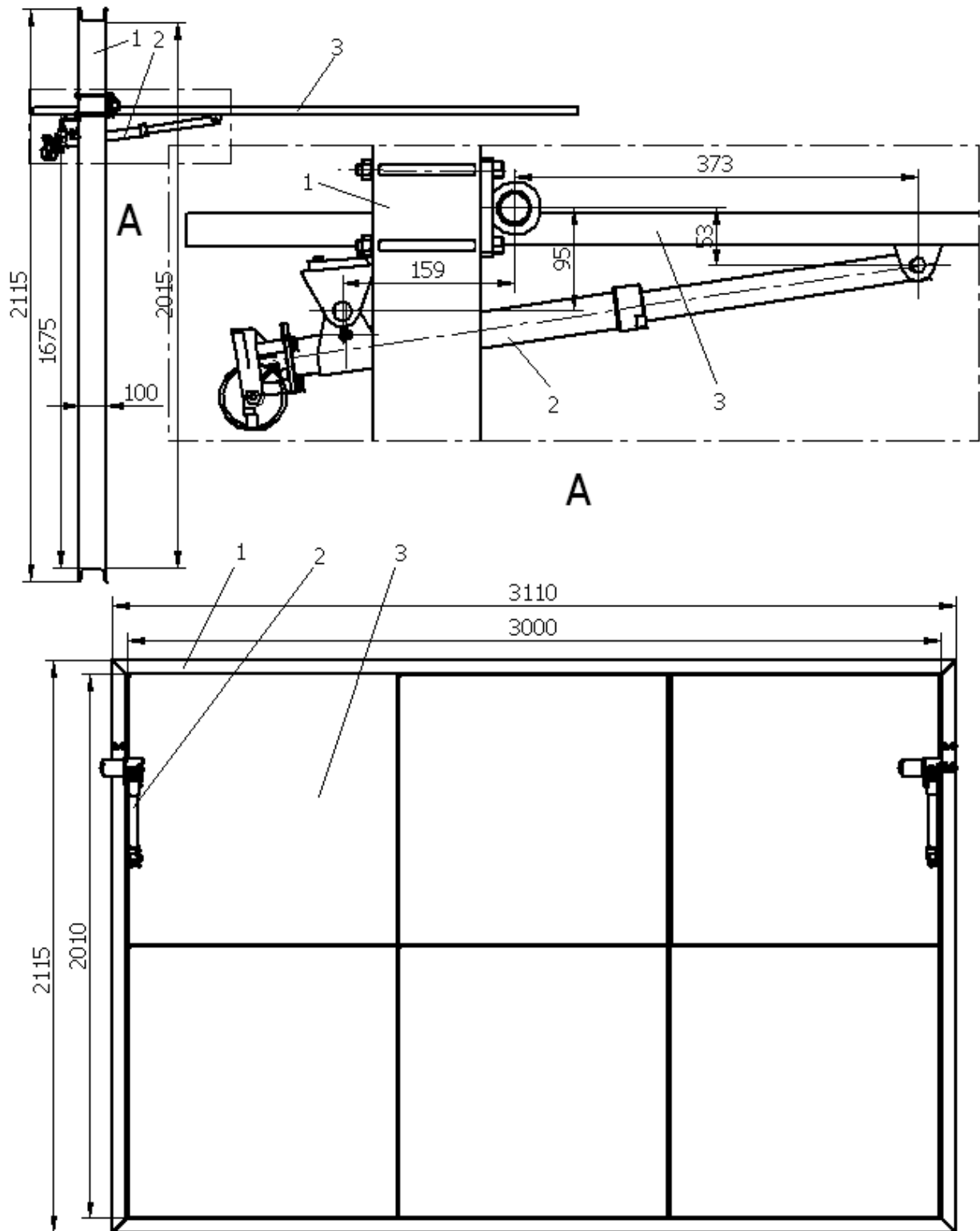
**Fig. 4.** Variația vitezei unghiulare a porții rabatabile la deschidere și închidere

Din cele prezentate se poate concluziona că poziția cea mai bună pentru articulațiile dispozitivului sunt spre interiorul stâlpului și pe poartă cât mai departe.

În figura 5 este prezentat modul de montare al dispozitivului în cazul ușii basculante a garajului, unde s-a notat: 1 – rama ușii; 2 - dispozitiv; 3 - ușă.

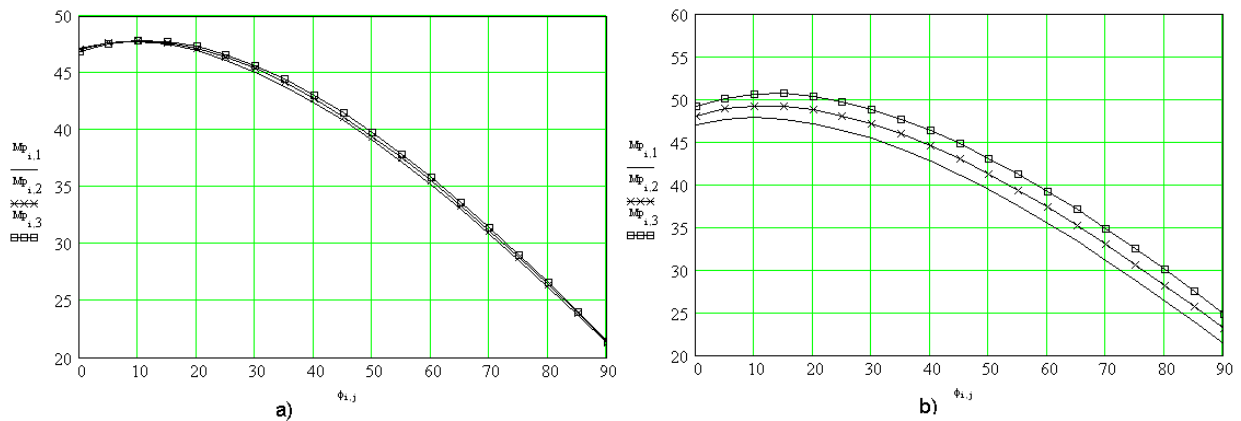
În figura 6 este prezentat modul de variație a momentului de deschidere/închidere al ușii în funcție de unghiul de deschidere  $\Phi$  ( $0 \dots 90^\circ$ ) pentru diferite poziții ale articulației pe ușă (fig. 6.a) respectiv pe ramă (fig. 6.b). În primul caz s-a modificat poziția articulației cu  $\pm 20$  mm față de poziția din fig. 5, iar articulația de pe ramă rămânând nemodificată (fig. 5), în al doilea caz s-a deplasat articulația pe ramă în jos cu câte 10 mm față de poziția din figura 5, iar articulația de pe ușă fiind cea din figura 5. Se observă că în primul caz variația momentului este foarte mică mai ales la valoarea minimă (21,167 la 21,424 daN·m), în al doilea caz variația este mai mare (21,301 la 24,87 daN·m) ceea ce duce la concluzia că prin poziționarea articulației, cât mai jos pe ramă va duce la mărirea momentului minim de deschidere a ușii.

Pentru îmbunătățirea funcționării ușii basculante se apropie cât mai mult posibil centrul de greutate al ușii de articulația acesteia prin montarea unor contragreutăți la partea superioară a ușii.

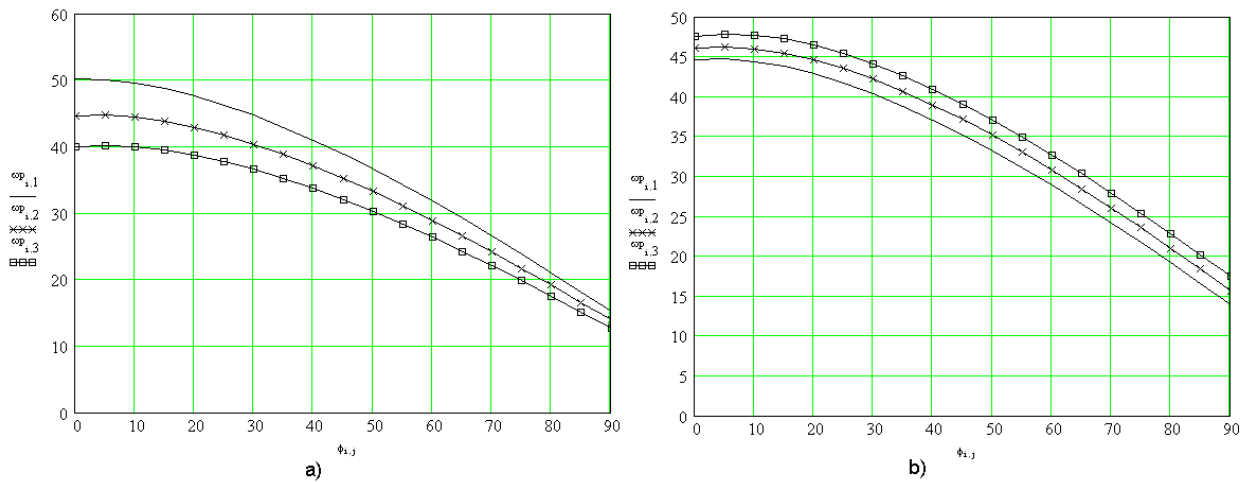


**Fig. 5.** Ușă de garaj basculantă

În figura 7 este prezentat modul de variație al vitezei unghiulare de deschidere a ușii, în grade/min, în funcție de unghiul de deschidere  $\Phi$  ( $0 \dots 90^\circ$ ) pentru cele două cazuri prezentate mai sus. Se observă în primul caz (fig. 7.a) că panta curbei de variație a vitezei se micșorează la depărtarea articulației pe ușă față de balama, iar în al doilea caz (fig. 7.b) acestea sunt aproximativ la fel.



**Fig. 6.** Variația momentului de deschidere și închidere a ușilor basculante



**Fig. 7.** Variația vitezei unghiulare a ușii basculante la deschidere și închidere

Din cele prezentate se poate concluziona că poziția cea mai bună pentru articulațiile dispozitivului sunt cât mai jos pe ramă și pe ușă cât mai departe față de balama.

#### Bibliografie:

1. Buzdugan, Gh., 1979, *Rezistența materialelor*, Editura Tehnică, București.
2. Draghici, I., ș.a. 1981, *Îndrumar de proiectare în construcția de mașini, vol. I*, Editura Tehnică, București.
3. Dumitrescu, I., Florea, V.Al. – *Desen tehnic industrial, utilizând soft-uri CAD*, Editura Universitas, Petroșani, 2018.
4. Handra-Luca, V. ș.a. *Introducere în teoria mecanismelor, vol. I și II*, Editura Dacia, Cluj-Napoca, 1983.

# STUDIUL CONSTRUCTIV ȘI TEHNOLOGIC AL UNUI CUPLAJ FRANGIBIL PENTRU BALIZELE DE ILUMINAT DE PE AEROPORTURI

**Autori:** Bogdan Eduard ZAMFIR<sup>1</sup> Dorel-Ionuț IUGA<sup>1</sup>  
[zamfir93@yahoo.com](mailto:zamfir93@yahoo.com), [iugadorelionut@yahoo.com](mailto:iugadorelionut@yahoo.com)

**Coordonator:** Șef lucr.dr.ing. Susana APOSTU<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, specializarea: Tehnologia Construcțiilor de Mașini, anul IV

<sup>2</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, Departamentul de Inginerie Mecanică, Industrială și Transporturi

## Rezumat

Orice corp de iluminat din zona unui aeroport, ce este situat deasupra nivelului pistei, trebuie să aibă o secțiune de rupere care să cedeze în cazul unei coliziuni cu o aeronava sau cu orice vehicul. Această secțiune de rupere a suportului este asigurată de un cuplaj frangibil, ce este o piesă interschimbabilă în construcția suportului. În lucrare este prezentată soluția constructivă a unui cuplaj frangibil din aluminiu, ce trebuie să realizeze secțiunea de rupere la o înălțime de maxim 38 mm față de nivelul pistei pentru o înălțime a balizei de maxim 360 mm. Secțiunea de rupere a cuplajului frangibil trebuie să reziste la viteze ale aerului din spatele unui avion de mari dimensiuni de până la 480 km/h și să cedeze la momentul de încovoiere între 204 și 678 J (Nm). Acest cuplaj frangibil a fost executat de firma ElectroMax Petroșani și încercat în laboratorul de Rezistența materialelor de la Universitatea din Petroșani.

## Cuvinte cheie

*Support frangibil, baliză, panou, aeroport.*

## 1. Introducere

Reglementarea aeronautică civilă română RACR-AD-PETA "Proiectarea și exploatarea tehnică a aerodromurilor", ediția 2/2015, din 11.05.2015, capitolul 5, definește că balizele trebuie să fie frangibile. Cele care sunt amplasate în apropierea unei piste sau a unei căi de rulare trebuie să fie suficient de joase, încât să asigure distanța de siguranță pentru elice sau pentru gondolele motoarelor cu reacție. Uneori se folosesc ancore sau lanțuri, pentru a evita ca balizele rupte din suportii lor să fie luate de suflul motoarelor sau de vânt.

Materialul de îndrumare privind frangibilitatea balizelor este cuprins în Manualul pentru proiectarea aerodromurilor (ICAO Doc. 9157), Partea 6. Materialele și configurațiile pentru structurile frangibile trebuie să fie adecvate pentru utilizarea dorită și trebui să realizeze o structură cât mai ușoară posibil. Structurile pot fi fabricate din materiale metalice sau nemetalice care nu sunt afectate negativ de condițiile de mediu în aer liber. Materialele selectate pentru a îndeplini cerințele de frangibilitate trebuie să fie puternice, ușoare și să aibă un modul redus de duritate. Greutatea minimă este importantă pentru a se asigura că se consumă cea mai mică cantitate de energie pentru a accelera masa balizei la viteza avionului care o lovește. (Referința manualului de proiectare a aerodromului ICAO, partea 6, secțiunea 4.7.1)

Materialele nemetalice pot fi special concepute pentru a oferi caracteristici excelente de frangibilitate.

Totuși, comportamentul lor structural poate fi dificil de analizat din cauza incertitudinii privind modulul lor de elasticitate sau izotropia materială. Toate materialele trebuie să poată rezista sau să fie protejate împotriva efectelor asupra mediului, inclusiv: fluctuațiile de temperatură; radiație solară; vibrații; intemperii (spray de sare, vânt, umiditate relativă); și coroziune (datorită ploii, zăpezii, gheții, nisipului, noroiului sau materialelor de degradare) întâlnite în mod obișnuit în mediul aerian.

AC 150/5345-46D, specifică pentru planurile de iluminare pe pistă și pe linia de rulare, oferă îndrumări pentru corpurile de iluminat de-a lungul pistei. L-804 corpurile de iluminat ridicate trebuie să aibă un punct de frangibilitate care nu este mai mare de 1,5 inci (38 mm) deasupra pistei.

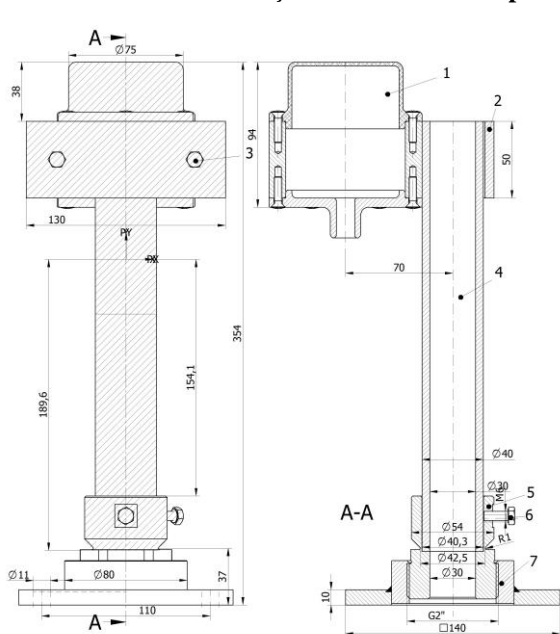
Frangibilitatea se realizează la aceste dispozitive prin reducerea diametrului exterior al secțiunii transversale sau prin prelucrarea unor găuri sau a altor elemente care reduc rezistența efectivă a cuplajului la înălțimea de 38 mm deasupra fundației de



**Fig. 1.** Exemple de cuplaje frangibile

fixare a balizei (fig. 1). Cuplajul frangibil trebuie să funcționeze la temperaturi între -25°C și + 55°C, la umiditate între 0-100% și să suporte viteze ale vântului de până la 480km/h. Acesta trebuie să se rupă la un moment de încovoiere între 204 și 678 J (Nm).

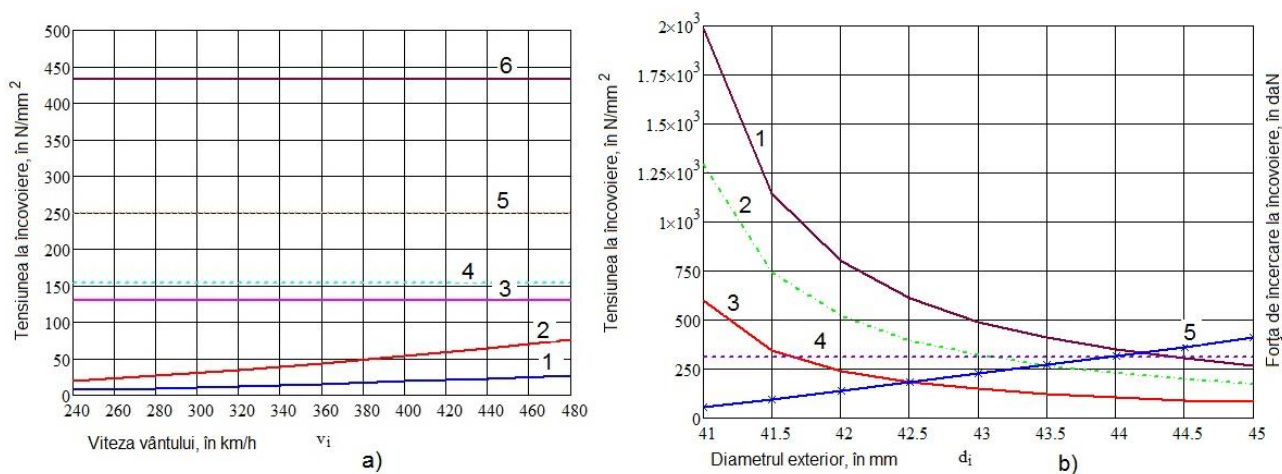
## 2. Stabilirea soluției constructive a suportului frangibil pentru balize



**Fig. 2.** Soluția constructivă a suportului balizei APP AL 008 02 WH

În figura 2 este prezentat desenul de ansamblu al balizei, care se compune din: 1 - baliză APP AL 008 02 WH; 2 - brățară; 3 - șurub M6x25; 4 - țevă de aluminiu  $\Phi 40 \times 5$ ; 5 - cuplaj frangibil G2"; 6 - șurub M6x16; 7 - talpă pătrată de  $140 \times 140$ . Pe baza acestei soluții constructive a fost întocmit un breviar de calcul cu ajutorul softului MathCAD, care a permis verificarea la încovoiere a țevii în zona de fixare în cuplaj și a secțiunii de rupere a cuplajului frangibil pentru intensitățile ale vântului între 240 și 480 km/h pentru țevă din aluminiu de  $\Phi 35 \times 2$  mm și  $\Phi 40 \times 5$  mm, care sunt prezentate în figura 3.a, curbele 1 și 2. De asemenea, a fost reprezentată tensiunea de încovoiere în țeava de  $\Phi 35 \times 2$  mm pentru momentul minim de încovoiere de 204 J, curba 3, și pentru valoarea maximă de 678 J, curba 6. Tensiunea admisibilă pentru țeava din aliaj de aluminiu EN WA 6082/SR EN 755-2, s-a luat egală cu limita de curgere, care este de  $250 \text{ N/mm}^2$ , curba 5. Se observă că tensiunea de încovoiere de  $432,8 \text{ N/mm}^2$ , dată de momentul maxim, curba 6, este mult mai mare de cât tensiunea admisibilă, ceea ce impune alegerea țevii de  $\Phi 40 \times 5$  mm. Curba 5 reprezintă tensiunea de încovoiere maximă de  $153,05 \text{ N/mm}^2$  din țeava de  $\Phi 40 \times 5$  mm, care este mai mică de cât tensiunea admisibilă.

În figura 3.b se prezintă variația tensiunii de încovoiere în secțiunea cuplajului în funcție de diametrul exterior, curbele 1, 2 și 3 reprezintă variația tensiunii pentru momentul maxim, mediu și minim. Se observă că la o rezistență de rupere de  $310 \text{ N/mm}^2$ , cuplajul frangibil este executat din aliaj de aluminiu EN WA 6082/SR EN 755-2, curba 4, se intersectează cu tensiunea medie, curba 2, la aproximativ diametrul de 43 mm. Curba 5 reprezintă forța de încercare pe presă pentru un braț al forței de 190 mm, rezultând pentru diametrul de 43 mm o forță de rupere de 240 daN.



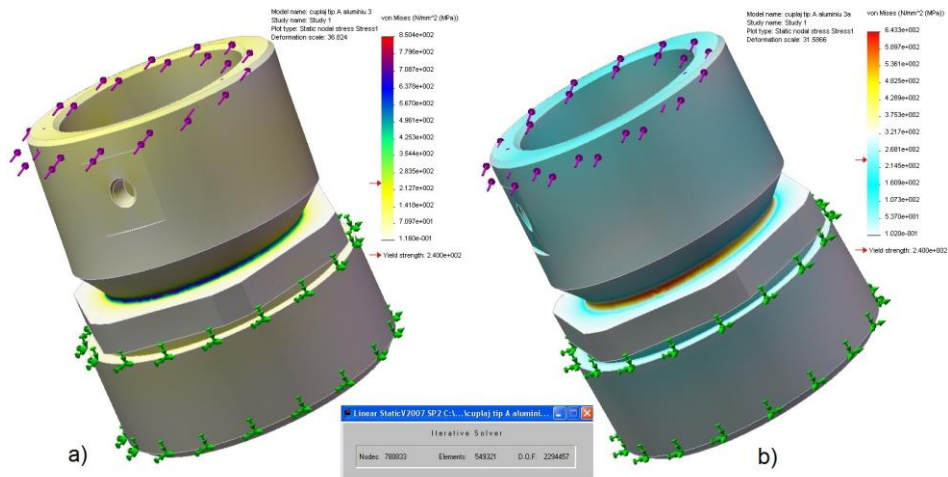
**Fig. 3.** Variația tensiunii de încovoiere cu viteza vântului și diametrul exterior al secțiunii cuplajului frangibil

O problemă care a fost analizată în programul de calcul este modul de comportare al secțiunii critice a cuplajului frangibil la fenomenul de oboseală. Pentru un număr de  $10^6$  cicluri de solicitare pulsatorie a secțiunii de rupere a cuplajului dată de o viteză a vântului de 240 km/h și o rază de racordare în zona secțiunii de rupere a cuplajului de 1 mm a rezultat un coeficient de siguranță de 0,876, iar pentru o rază de 0,5 mm un coeficient de siguranță de 0,561.

Pentru a evidenția influența razei de racordare din zona secțiunii de rupere s-a făcut o analiză cu element finit a cuplajului frangibil la solicitarea statică dată de momentul maxim, în figura 4.a pentru raza de 0,5 mm și în figura 4.b pentru raza de 1 mm. Se observă că au rezultat tensiuni mai mari de cât la metoda clasică, iar raportul dintre cele două tensiuni maxime este de 1,36 mai mic de cât raportul dintre coeficienții de siguranță la oboseală de 1,56.

În continuare au fost verificate șuruburile de M10, grupa 6.8, pentru fixarea tălpii balizei pe fundație la solicitările de întindere, strivire și forfecare a filetului, rezultând cel mai mic coeficient de siguranță la strivire de 2,2 pentru cazul când lucrează un singur șurub. De asemenea, a fost verificată talpa suportului balizei, care pentru o tablă de 10 mm și un butuc de 69 mm nu a verificat la solicitarea maximă, având un coeficient de siguranță de 0,73, fiind nevoie de creșterea diametrului butucului la 79 mm, când coeficientul a crescut la 1,33.

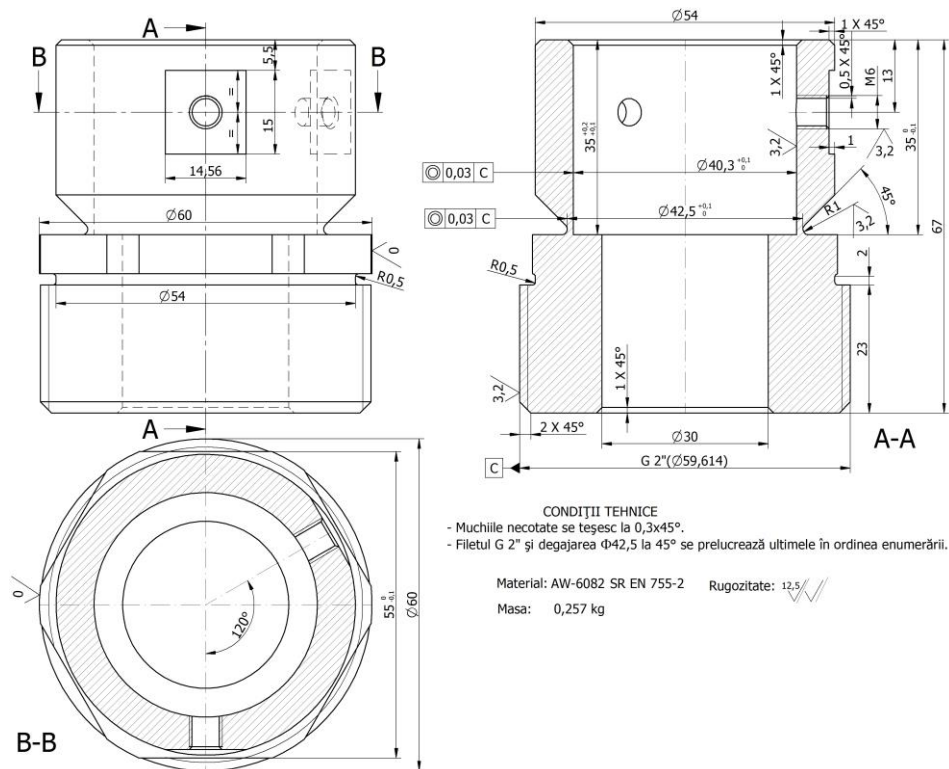




**Fig. 4.** Analiza cuplajului frangibil cu ajutorul metodei elementului finit

### 3. Stabilirea tehnologiei de execuție a cuplajului frangibil

În figura 5 este prezentat desenul de execuție a cuplajului frangibil, pe baza analizei acestuia s-a întocmit procesul tehnologic prezentat în tabelul 1.

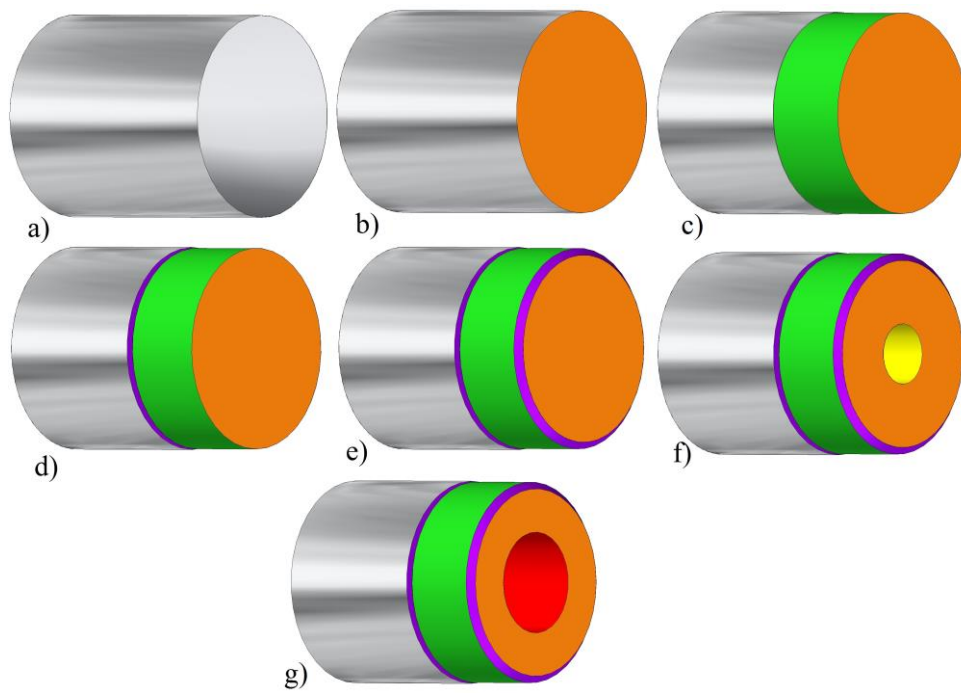


**Fig. 5.** Cuplaj frangibil pentru suport baliză

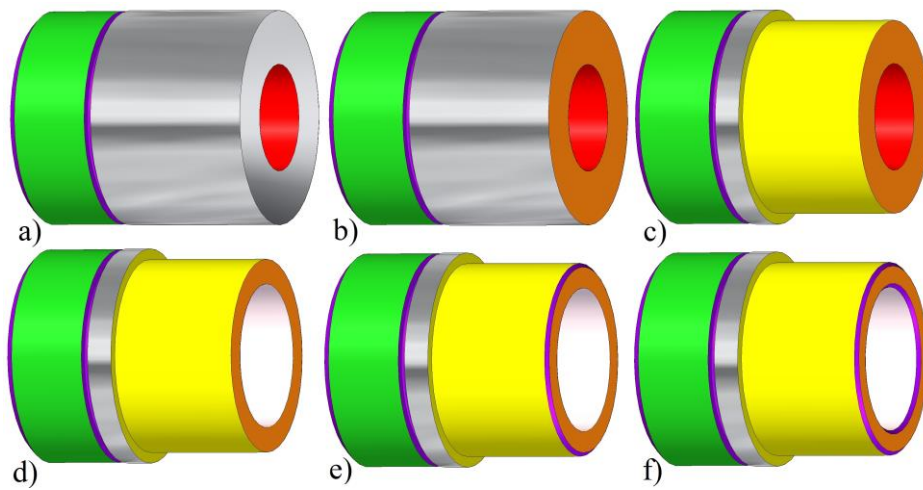
**Tabelul 1.** Succesiunea operațiilor și fazelor procesului tehnologic

Operația	Nr. fază	Denumirea fazei	Schița operației
I Debitare	1.	- orientarea și fixarea semifabricatului pe fierestrău;	
	2.	- debitare cu fierestrău mecanic.	
II Strunjire 1	1.	- orientarea și fixarea semifabricatului (fig. 6.a);	
	2.	- strunjire frontală de degroșare (fig. 6.b);	
	3.	- strunjire exterioară de degroșare $\Phi 59,614 \times 25$	

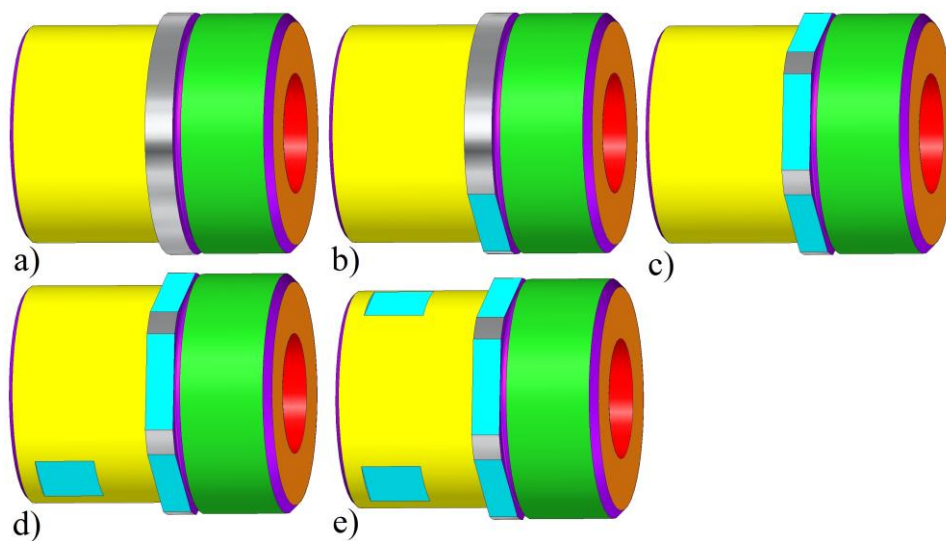
	<ol style="list-style-type: none"> <li>4.</li> <li>5.</li> <li>6.</li> <li>7.</li> <li>8.</li> </ol>	<p>mm (fig. 6.c);</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- strunjire exterioară de canelare <math>\Phi 54 \times 2</math> mm (fig. 6.d);</li> <li>- teșire <math>2 \times 45^\circ</math> (fig. 6.e);</li> <li>- găurire <math>\Phi 18 \times 70</math> mm (fig. 6.f);</li> <li>- găurire <math>\Phi 30 \times 70</math> mm (fig. 6.g);</li> <li>- desprinderea piesei.</li> </ul>	
III Strunjire 2	<ol style="list-style-type: none"> <li>1.</li> <li>2.</li> <li>3.</li> <li>4.</li> <li>5.</li> <li>6.</li> <li>7.</li> <li>8.</li> </ol>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- orientarea și fixarea semifabricatului (fig. 7.a);</li> <li>- strunjire frontală de degroșare (fig. 7.b);</li> <li>- strunjire exterioară de degroșare <math>\Phi 54 \times 35</math> mm (fig. 7.c);</li> <li>- strunjire interioară de degroșare <math>\Phi 39 \times 35</math> mm (fig. 7.d);</li> <li>- strunjire interioară de finisare <math>\Phi 40,3 \times 35</math> mm (fig. 7.d);</li> <li>- teșire exterioară <math>1 \times 45^\circ</math> (fig. 7.e);</li> <li>- teșire interioară <math>1 \times 45^\circ</math> (fig. 7.f);</li> <li>- desprinderea piesei.</li> </ul>	
IV Frezare Suprafață hexagonală și degajări	<ol style="list-style-type: none"> <li>1.</li> <li>2.</li> <li>3.</li> <li>4.</li> <li>5.</li> <li>6.</li> </ol>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- orientarea și fixarea piesei în capul divizor cu universal (fig. 8.a);</li> <li>- frezarea primei fețe a hexagonului <math>S = 55</math> mm (fig. 8.b);</li> <li>- frezarea celorlalte fețe ale hexagonului prin divizarea din <math>60</math> în <math>60^\circ</math> (fig. 8.c);</li> <li>- frezarea primei degajări de <math>15</math> mm (fig. 8.d);</li> <li>- frezarea celei de a doua degajare de <math>15</math> mm prin divizarea cu <math>120^\circ</math> (fig. 8.e);</li> <li>- desprinderea piesei.</li> </ul>	
V Găurire și tarodare	<ol style="list-style-type: none"> <li>1.</li> <li>2.</li> <li>3.</li> <li>4.</li> <li>5.</li> <li>6.</li> <li>7.</li> <li>8.</li> <li>9.</li> </ol>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- orientarea și fixarea piesei în capul divizor cu universal (fig. 9.a);</li> <li>- găurirea primei găuri cu burghiu elicoidal <math>\Phi 5</math> mm (fig. 9.b);</li> <li>- teșire <math>0,5 \times 45^\circ</math> (fig. 9.c)</li> <li>- găurirea celei de a doua găuri cu burghiu elicoidal <math>\Phi 5</math> mm (fig. 9.d);</li> <li>- teșire <math>0,5 \times 45^\circ</math> (fig. 9.e)</li> <li>- desprinderea piesei, orientarea și fixarea piesei în menghină;</li> <li>- filetare cu tarodul o gaură;</li> <li>- filetare cu tarodul a doua gaură;</li> <li>- desprinderea piesei.</li> </ul>	
VI Strunjire 3	<ol style="list-style-type: none"> <li>1.</li> <li>2.</li> <li>3.</li> <li>4.</li> <li>5.</li> </ol>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- orientarea și fixarea semifabricatului (fig. 10.a);</li> <li>- filetare <math>G 2'' \times 23</math> mm (fig. 10.b);</li> <li>- strunjire exterioară de degroșare a degajării de rupere <math>\Phi 42,5</math> mm, <math>45^\circ</math> (fig. 10.c);</li> <li>- strunjire exterioară de finisare a degajării de rupere <math>\Phi 42,5</math> mm, <math>45^\circ</math> (fig. 10.c);</li> <li>- desprinderea piesei.</li> </ul>	



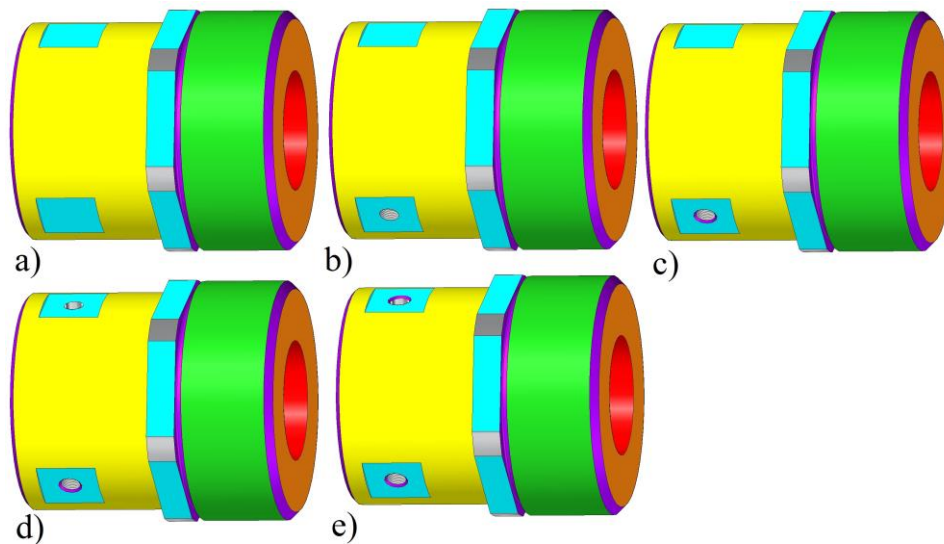
**Fig. 6.** Fazele operației de strunjire 1



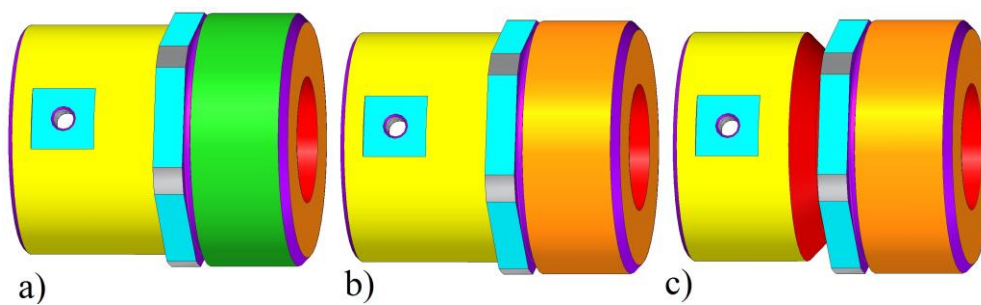
**Fig. 7.** Fazele operației de strunjire 2



**Fig. 8.** Fazele operației de frezare



**Fig. 9.** Operația de găurire și tarodare



**Fig. 10.** Fazele operației de strunjire 3

#### 4. Concluzii

Cu ajutorul soft-urilor moderne de proiectare s-a putut obține un cuplaj frangibil de calitate, care a intrat în portofoliul de produse al firmei ElectroMax Petroșani (fig. 11.a).

Construcția suportului balizei a fost modificată față de construcția prezentată în figura 2, realizându-se alimentarea cu energie electrică printr-un cablu introdus prin interiorul suportului balizei (fig. 11.b).



a)



b)

**Fig. 11.** Cuplajul frangibil și suportul frangibil cu baliza

#### Bibliografie:

1. Buzdugan, Gh., 1979, *Rezistența materialelor*, Editura Tehnică, București.
2. Dumitrescu, I., Florea, V.Al. – *Desen tehnic industrial, utilizând soft-uri CAD*, Editura Universitas, Petroșani, 2018.
3. Dumitrescu, I., Jula, D. – *Tehnologia construcțiilor de mașini, Îndrumar de proiectare*, Editura Universitas, Petroșani, 2010.
4. Mănescu, T. Șt., ș.a., 2005, *Analiză structurală prin metoda elementului finit*, Ed. Orizonturi Universitare, Timișoara.
5. \* \* \* , 2005, RACR-AD-PETA "Proiectarea și exploatarea tehnică a aerodromurilor", ediția 2/2015.

# DISPOZITIV PENTRU ALEZAREA ȘI NETEZIREA ȚEVII STĂLPULUI HIDRAULIC SVJ

**Autori:** URZICEANU Andreea-Aurelia<sup>1</sup>, CARCEA Victor<sup>2</sup>  
[urziceanu.andreea@yahoo.com](mailto:urziceanu.andreea@yahoo.com), [nicevictor75@gmail.com](mailto:nicevictor75@gmail.com)

**Coordonator:** Șef lucr.dr.ing. URDEA Gheorghe-Bogdan<sup>3</sup>

<sup>1</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, specializarea: Tehnologia Construcțiilor de Mașini, anul 2

<sup>2</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, specializarea: Tehnologia Construcțiilor de Mașini, anul 2

<sup>3</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, Departamentul de Inginerie Mecanică, Industrială și Transporturi

## Rezumat

Tema lucrării este determinată de condițiile actuale de lucru din minele din Valea Jiului, în care extragerea cărbunelui se face în abataje cameră cu susținere individuală, compusă din grinzi de susținere articulate (G.S.A.) și stâlpi hidraulici individuali tip S.V.J. sau stâlpi hidraulici minieri (S.H.M). Defectarea țevelor acestor stâlpi hidraulici este destul de frecventă datorită lovirii și coroziunii, ceea ce impune schimbarea țevelor în procesul tehnologic de reparare a stâlpilor. Pentru creșterea productivității muncii, asigurarea unei precizii dimensionale și de formă bună, cât și a unei calități a suprafeței alezajului cilindrului stâlpului tip SVJ a fost proiectat dispozitivul de alezare și netezire, ce poate fi utilizat pe strunguri clasice cu lungimea între vârfuri de 3000 – 8000 mm existente în dotare întreprinderilor de utilaj minier din Valea Jiului. Astfel de încercări au mai existat în cadrul S.C. UMIROM S.A. Petroșani, cu rezultate satisfăcătoare la prelucrarea cilindrului de susținere a brațelor combinelor de abataj, cu lungimea alezajului mai mică. Dispozitivul prezentat în lucrare își propune ca din aceeași prindere să execute atât prelucrare prin așchiere a alezajului țevii cât și roluirea suprafeței acestuia.

## Cuvinte cheie

*Stâlp hidraulic, cilindru hidraulic, dispozitiv.*

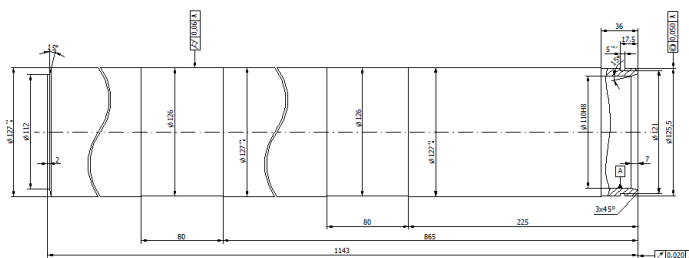
## 1. Introducere

Analizând procedeele de prelucrare a alezajelor adânci prin metode clasice, constatăm că la ora actuală cele mai productive procedee sunt cele prin așchiere (alezare - roluire), care asigură pe lângă precizia prelucrării o durificare a suprafeței, echivalentă cu un tratament termic.

Din punctul de vedere al raportului calitate - preț se dorește ca acești cilindri să se obțină printr-o metodă de înaltă productivitate, ca la aceeași prindere să se asigure calitatea suprafeței, precizia dimensională, abaterea de formă de la cilindricitate, cât și durificarea suprafeței.

În figura 1 este prezentat desenul de execuție al țevii cilindrului superior al stâlpului SVJ, iar pentru pregătirea acesteia pentru operația de strunjire și roluire a alezajului se impun următoarele faze tehnologice:

- debitarea semifabricatului la 1146-1148 mm din țevă de Ø127x10 mm;
- prinderea în universal și prelucrarea suprafeței de Ø126x80 mm pentru sprijinire în linetă;
- prinderea în universal și linetă pe un strung universal, strunjirea frontală a capetelor pentru a realiza lungimea  $1143 \pm 1$  mm;
- strunjirea exterioră la cota 125,5 mm cu rugozitatea  $6,3 \mu\text{m}$  cu condițiile impuse pe documentație pe lungimea de  $L = 36^{+0,2}$  mm;
- strunjirea canalului Ø121 mm la distanța de 17,5 mm pe lățimea de  $5^{+0,1}$  mm;
- strunjirea capătului opus la Ø112x2 mm și înclinația de  $15^\circ$ .



**Fig. 1.** Țeava cilindrului superior al stâlpului SVJ

Aceste operații se execută pe strunguri clasice. Pentru operațiile următoare este necesară crearea unui dispozitiv de prelucrat găuri adânci care să asigure:



- abaterea de la concentricitate de 5 mm;
- rugozitatea interioară de 0,4  $\mu\text{m}$ ;
- productivitatea maximă.

Pentru a se asigura aceste condiții, condiția principală este folosirea aceleiași prinderi, atât pentru operația de alezare, cât și pentru operația de roluire.

## 2. Sistemul tehnologic de prelucrare a alezajului

Având în vedere că lungimea țevelor cilindrilor stâlpilor au valori cuprinse între 874-1143 mm, se va alege o mașina-unealtă care trebuie să asigure o cursă de lucru mai mare de cât dublul lungimii țevii și lungimea capetelor de strunjit și roluit.

Întrucât în dotarea întreprinderii existau strunguri normale cu lungimea cursei longitudinale de 3000 mm, s-a ales un astfel de strung la care a fost demontat căruciorul portcuțit, iar în locul acestuia s-a montat un dispozitiv de fixare a țevii stâlpului coaxială cu axa arborelui principal al strungului. Astfel țeava va executa mișcarea de avans, iar capetele de alezat și roluit fixate în universal vor executa mișcarea de rotație.

Problema majoră a sistemului tehnologic de prelucrare a țevelor o reprezintă modul de evacuare a șpanului rezultat din procesul de așchiere, care trebuie evacuat înspre zona neprelucată a țevii pentru a se desfășura în condiții bune procesul de roluire.

Pentru evacuarea șpanului se poate folosi o pompă cu debit mare pentru alimentarea cu lichid de răcire spălare în spatele capului de roluit, care să asigure evacuarea forțată a șpanului spre capătul neprelucrat al țevii. Manșonul de alimentare cu lichid de răcire spălare se montează etanș pe capătul țevii de prelucrat dinspre păpușa fixă a strungului și trebuie să realizeze etanșarea față de tija de susținere a capetelor de alezat și roluit, care se rotește.

Datorită lungimii mari a tije de susținere a capetelor de alezat și roluit se impune prelucrarea în prealabil a alezajului capului țevii pentru a introduce capul de alezare fără așchiere, iar capul de roluire să se sprijine pe marginea suprafeței alezajului prelucrat anterior.

Capul de așchiat trebuie să prezinte durabilitate în funcționare datorită lungimii suprafeței alezajului de peste 1100 mm, folosindu-se cuțite de strunjire interioară cu plăcuțe din carburi metalice fixate mecanic, pentru a obține cilindricitatea cerută alezajului. Cuțitele de așchiere trebuie să prezinte unghiuri de degajare și de înclinare a tăișului astfel încât așchia să fie eliminată în permanență în fața dispozitivului pentru a putea fi evacuată mai ușor de lichidul de spălare și răcire.

Capul de roluit va trebui să netezească rugozitățile provenite după așchiere, care nu pot să depășească 3,2-6,3  $\mu\text{m}$ .

Vitezele de așchiere pentru un asemenea grad de prelucrare nu trebuie să depășească din experiența practică  $V_a = 40 \text{ m/min}$ , cu avansuri mici, cu razele de racordare a sculei de  $R = 2-3 \text{ mm}$ , iar presiunea de contact a bilei sau a rolei cu suprafața alezajului nu trebuie să depășească forța  $F = 80-110 \text{ daN}$ .

De obicei aceste regimuri se stabilesc pe bază practică și sunt variabile de la material la material, de la diferite tipuri de capete de roluit, care pot fi cu bile sau role conice, cu role cilindrice sau cu role butoi și de tipul sculelor de așchiere folosite.

## 3. Construcția dispozitivului de alezat și roluit

Dispozitivul de alezat și roluit are o construcție complexă ce trebuie să asigure realizarea ambelor operații în condiții optime, să aibă o rigiditate bună care să prevină apariția vibrațiilor, să asigure coaxialitatea suprafeței interioare cu cea exterioară, încadrarea în abaterea de conicitate admisă pe documentația de execuție.

Construcția dispozitivului de alezat și roluit este prezentată în figura 2, care se compune din: 1 - cap de așchiere; 2 - cap de roluire; 3 - dorn portsculă.

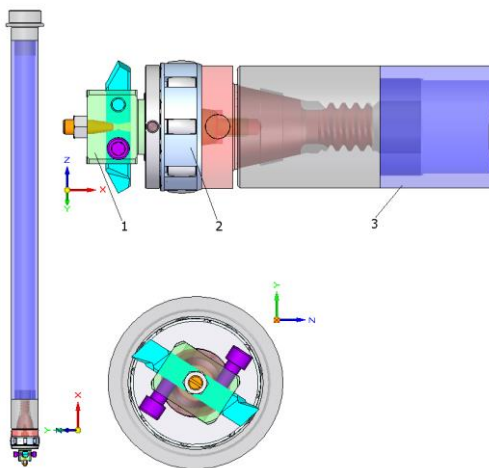
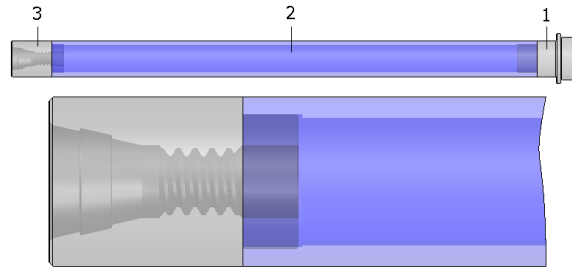


Fig. 2. Construcția dispozitivului de alezat și roluit

Cele trei elemente sunt demontabile unul față de celălalt astfel încât la ieșirea din alezajul țevii cilindricului să poată fi demontate pentru retragerea rapidă a dornului portsculă și demontarea țevii din dispozitivul de prindere.

Construcția dornului portsculă este prezentat în figura 3, care trebuie să realizeze o greutate redusă, o rigiditate și coaxialitate bună. Aceasta se compune din: 1 - capăt cilindric, care se prinde în universal; 2 - corp din țeavă; 3 - bușă filetată, în care se centrează și fixează capul de roluit.

Cele trei elemente sunt asamblate prin sudură și prelucrate, fiind după sudare și detensionare. Materialul din care este confecționat dornul portsculă este OL 52.



**Fig. 3.** Dornul portsculă

În practica industrială au fost realizate mai multe variante de capete de roluire, care pot fi reglabile sau fixe cu bile sau role.

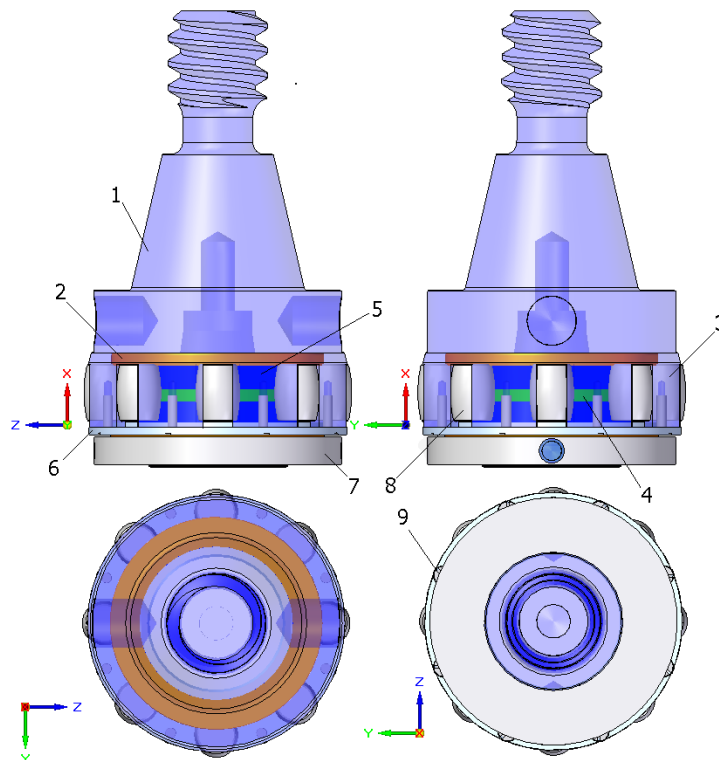
Capetele de roluit reglabil au avantajele că pot prelua variațiile de diametru pe toată lungimea alezajului și prin detensionarea elementelor de strângere se poate retrage capul de roluire fără a se demonta. Dezavantajele acestor capete de roluit constă în complexitatea constructivă și au gabarit mare.

Capetelor de roluit nereglabil au rigiditate bună, lungime mică și realizează o precizie dimensională bună, iar dezavantajele acestora constă în obligativitatea demontării la fiecare ieșire din alezaj și necesită forțe mari în timpul roluirii.

Alegerea tipului capului de roluit se face după următoarele criterii: diametrul și lungimea alezajului; mașinarea pe care se execută; caracteristicile mecanice și tehnologice ale materialului prelucrat; experiența și posibilitățile tehnologice ale întreprinderii în execuția capetelor de roluit.

În funcție de tipul capului de roluit cu bile, cu role conice, cu role cilindrice sau cu role butoi, calitatea suprafeței obținute depinde de raza de atac a elementului de roluit. Atacul trebuie să fie de forma picăturii de apă.

Capul de roluire folosit în realizarea dispozitivului este de tip nereglabil cu role butoi, fiind prezentat în figura 4, și reprezintă elementul principal al întregului dispozitiv, ce trebuie să realizeze rugozitatea maximă acceptată de 0,4 μm.



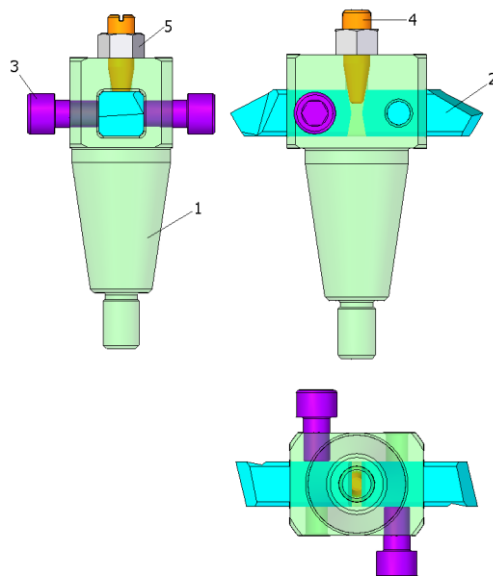
**Fig. 4.** Cap de roluit



Capul de roluire se compune din: 1 - corp; 2 - inel de presiune; 3 - colivie; 4 - distanțier; 5 - cale de rulare biconică; 6 - inel de reținere; 7 - piuliță M56x2; 8 - rolele butoi Ø18 din rulmenții 22218; 9 - șurub M4x1,5.

La proiectarea și execuția reperelor s-a ținut seama de dimensiunea finală a alezajului, care conform documentației este cota de  $\text{Ø}110 \text{ H}8^{+0,054}$ .

Capul de alezat prin strunjire este prezentat în figura 5 și se compune din: 1 - corp; 2 - șuruburi de fixare a cuțitelor; 3 - piuliță M12; 4 - prezon de reglare; 5 - cuțite de așchiat.



**Fig. 5.** Construcția capului de alezare prin strunjire

Corpul capului de alezare prin strunjire se aseamănă foarte mult cu corpul capului de roluire, doar că în locul roleurilor este prevăzut cu un suport în care se fixează cuțitele așchietoare cu plăcuțe fixate mecanic, dispuse la  $180^\circ$  pentru a echilibra forțele de așchiere pe diametrul cilindrului.

Prin utilizarea cuțitelor cu plăcuțe fixate mecanic se mărește productivitatea de prelucrare prin rotirea sau schimbarea plăcuței și reglarea ușoară a diametrului alezajului prelucrat.

Capul de alezare prin strunjire se poate demonta din ansamblul capului de roluire, întrucât el se poziționează printr-un con de autocentrare și fixează printr-un filet M16 stânga.

Ansamblul corp cap de așchiere se execută din material 40Cr10 călit și revenit cu duritatea de 45 - 52 HRC.

#### 4. Concluzii

Prezentul dispozitiv de alezare prin strunjire și netezire prin roluire a fost proiectat pentru repararea țevilor de cilindru ale stâlpilor hidraulici SVJ în cadrul S.C. UMIROM S.A. Petroșani înainte de privatizarea acesteia, în anul 2000.

Datorită complexității problemei, realizarea și prelucrarea găurilor adânci este una dintre cele mai pretențioase operații tehnologice, fiind necesar să se asigure câteva cerințe specifice acestui gen de prelucrare: evacuarea forțată a așchiilor în timpul prelucrării; realizarea unui sistem tehnologic cu rigiditate bună; realizarea preciziei dimensionale, de formă și a calității suprafeței alezajului conform cerințelor funcționale; trebuie să aibă productivitate mare; să realizeze un preț de cost al prelucrării redus.

Prin asamblarea celor două capete de alezare și roluire în cadrul dispozitivului se realizează o ghidare și centrare bună a capului de alezare de către capul de roluire.

Utilizarea împreună a celor două capete impune prelucrarea anterioară a capului alezajului țevii cilindrului pe o adâncime de 25 mm cu executarea și teșiturii de  $7 \times 15^\circ$ .

Folosirea cuțitelor cu plăcuțe fixate mecanic și cu reglare micrometrică îmbunătățesc performanțele dispozitivului și fac parte din proiectul meu de licență.

#### Bibliografie:

1. Tiberiu Psezenszky - *Dispozitive universale de găurit de mare productivitate*, Institutul Central de Documentare Tehnică, București, 1967.
2. Ioan-Lucian Bolunduț, Iosif Dumitrescu - *Mașini - unelte și prelucrări prin așchiere*, Editura Tehnică - Info, Chișinău, 1999.
3. I. Drăghici - *Îndrumar de proiectare în construcția de mașini*, Editura Tehnică, București, 1981.
4. \*\*\* - *Prelucrarea găurilor adânci*, Institutul de Documentare Tehnică, București, 1963.