

APLICAȚII ALE ALGEBREI ȘI GEOMETRIEI ANALITICE LA STUDIUL CINEMATIC AL CUPLAJULUI CARDANIC

Autori: Tonia PETER¹, Marius-Mihai BORDAȘ²
peter.tonia@yahoo.com

Coordonatori: Șef lucr.dr. ing Răzvan Bogdan ITU³, Lect. univ.dr. Marius Nicolae HELJIU⁴

¹ *Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Mașini și echipamente miniere, anul III*

² *Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Mașini și echipamente miniere anul IV*

³ *Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E, Departamentul de Inginerie Mecanică, Industrială și Transporturi*

⁴ *Universitatea din Petroșani, Facultatea de Științe, Departamentul de Matematică-Informatică*

Rezumat

Transmisia longitudinală se utilizează la transmiterea fluxului de putere de la cutia de viteze, sau cutia de distribuție, la transmisiile punților motoare. Transmisiile cardanice se compun dintr-un ansamblu de organe de mașini: cuplaje unghiulare (articulații cardanice), arbori cardanici, cuplaje axiale, suportți intermediari, care constituie o unitate funcțională independentă. Necesitatea transmisiei longitudinale rezultă din faptul că transmiterea momentului motor se face între doi arbori care au axele înclinate sub un anumit unghi. În cadrul lucrării se evidențiază neuniformitatea mișcării arborelui condus față de arborele conducător în cazul articulației simple, în funcție de unghiul dintre axele acestora. La studiul cinematic s-au folosit și aplicații ale geometriei analitice.

Cuvinte cheie

Transmisie longitudinală, cuplaj cardanic

1. Introducere

Cuplajele realizează legătura permanentă sau intermitentă între două elemente consecutive ale unei transmisii, în scopul transmiterii mișcării de rotație și a momentului de torsiune, fără a modifica legea de mișcare.

Din modul de definire a cuplajelor, rezultă funcția principală a acestora: transmiterea mișcării și a momentului de torsiune. Marea diversitate a domeniilor de folosire a cuplajelor a impus atașarea acestora și a altor funcții suplimentare:

- compensarea abaterilor de poziție a elementelor legate prin cuplaj (axiale, radiale, unghiulare sau combinate), datorate erorilor de execuție și/sau montaj;

- protecția împotriva șocurilor și vibrațiilor;
- întreruperea legăturii dintre cele două elemente;
- limitarea sarcinii transmise;
- limitarea turației;
- limitarea sensului de transmitere a sarcinii.

Condițiile pe care trebuie să le îndeplinească cuplajele sunt: siguranța în funcționare; dimensiuni de gabarit reduse; montare și demontare ușoare; să fie echilibrate static și dinamic; să asigure durabilitate ridicată.

Pentru legarea fixă a doi arbori se folosesc cuplajele permanente fixe. Aceste cuplaje transmit șocurile și vibrațiile, montajul realizându-se cu condiția respectării coaxialității arborilor.

Pentru cuplarea arborilor care, la montaj și/sau în timpul funcționării, prezintă abateri de la coaxialitate, se folosesc cuplaje permanente mobile rigide – care transmit șocurile și vibrațiile – sau elastice – care, datorită elementului elastic, amortizează șocurile și vibrațiile.

Pe lângă preluarea, în anumite limite, a abaterilor, cuplajele elastice modifică și frecvența proprie a sistemului, aducând această frecvență în afara turației de regim. În acest fel se micșorează efectul sarcinilor dinamice, energia dată de aceste sarcini fiind înmagazinată, temporar, sub forma unei energii potențiale, în elementul elastic, și redată, la încetarea acțiunii sarcinii dinamice, sistemului din care face parte cuplajul.

În cazul în care este necesară cuplarea sau decuplarea, în repaus sau în mișcare, a celor două părți ale lanțului cinematic legate prin cuplaje, se folosesc cuplajele intermitente comandate (ambreiaje).

Pentru limitarea sarcinii sau a turației și pentru transmiterea mișcării într-un singur sens, se folosesc cuplajele intermitente automate.

În situații funcționale speciale, ca de exemplu șocurile multiple sau suprasarcini, se folosesc cuplaje cu funcții multiple (combinate), formate prin înscrierea, într-o ordine, care să permită realizarea subansamblului funcțional, a cuplajelor cu funcții simple.

În timpul funcționării, asupra elementelor cuplajelor acționează și alte sarcini suplimentare, cum ar fi:

- sarcinile de inerție, care apar în regimul nestationar de funcționare a transmisiei echipată cu cuplaj;
- sarcinile de soc și vibratorii, care apar atât în regim nestationar cât și în regim stationar de funcționare;
- sarcinile datorate deformării forțate a elementelor componente ale cuplajelor și a elementelor sistemului de acționare, ca urmare a necoaxialității arborilor;

- sarcinile datorate frecării reciproce a elementelor mobile ale cuplajelor.

Mărimile sarcinilor care acționează asupra cuplajelor depind de: caracteristica mașinii motoare; regimul de funcționare al mașinii antrenate; influența cuplajului asupra momentului de inerție, rigidității și comportării la vibrații a lanțului cinematic.

2. Momente reprezentative din istoria transmisiilor cardanice

- 230 î.Hr. - cea mai veche descriere cunoscută, a unui sistem mecanic de tipul cuplajului cardanic, aparține lui Philon din Bizanț și se referă la suspensia unei călimări cu cerneală, formată din trei inele articulate.
- 1245- constructorul de biserici francez Villard de Honnecourt schițează o sobiță de formă sferică, prevăzută cu o suspensie cardanică, formată din inele concentrice.
- 1354 -cea mai veche aplicație cunoscută a cuplajului cardanic, pentru transmiterea mișcării de rotație, este descrisă de K. Schott și se referă la orologiul din Straßburger Münster.
- 1493 -Leonardo da Vinci (Codices Madrid) schițează suspensia unei busole, formată din inele concentrice articulate, care elimină influențele datorate oscilațiilor vasului.
- 1557 -G. Cardano face prima descriere științifică cunoscută a suspensiei, cu trei inele concentrice articulate, utilizată pentru rezemarea busolei marine.
- 1571 -Feldhaus descrie busola marină a lui Hans Groben, cu suspensie formată din inele concentrice articulate.
- 1578 -J. Besson descrie în lucrarea sa un sistem cu palete, pentru măsurarea vitezei unei corabii, care utilizează o suspensie de tip cardanic.
- 1629 -G. Branca descrie în cartea sa, despre mașini, o cărută, dotată cu suspensie de tip cardanic, pentru transportul răniților.
- 1664 -K. Schott scrie despre folosirea articulației cu cruce (Kreuzgelenk von Amicus.), în orologiile din turnuri, pentru transmiterea mișcării de rotație.
- 1664 -R. Hooke obține primul brevet de invenție pentru o articulație, de tipul suspensiei cardanice, destinată transmiterii mișcării de rotație.
- 1674 -R Hooke descrie în „Animadversions“ suspensia cu cruce a unui telescop (Helioscop von Johannes Hevelius); propune utilizarea cuplajului brevetat, pentru transmiterea mișcării de rotație, în ceasurile din turnuri.
- 1675 -I. Newton construiește un telescop dotat cu o suspensie de tip cardanic.
- 1683 -R. Hooke brevetează articulația bicardanică, indicând intuitiv condițiile de homocinematism.
- 1824 -J. V. Poncelet demonstrează analitic heterocinematismul cuplajului cardanic, deducând funcția de transmitere a mecanismului cardanic simplu.
- 1841 -R. Willis dovedește analitic homocinematismul articulației bicardanice brevetată de Hooke.
- 1842 - W. Salzenberg propune o variantă unghiular-axială a articulației cardanice.
- 1875 -F. Reuleaux studiază sistematic proprietățile articulației cardanice, sub denumirea de articulație cu cruce.
- 1876 -T. Ritterhaus studiază și stabilește condițiile structurale de funcționare ale mecanismului bicardanic.
- 1902 -R. Schwenke brevetează o transmisie bicardanică, pentru acționarea roților motoare și directoare ale automobilelor, iar A. Hardt brevetează o variantă homocinematică a articulației bicardanice cu centrare exterioară.
- 1907 -S. Crampton brevetează articulația bicardanică cvasihomocinematică cu centrare exterioară.
- 1918 -M. d’Ocagne modelează, prin simetrie directă, condițiile de homocinematism ale transmisiei bicardanice cu arbori coplanari de configurație A.
- 1928 -R. Bussien brevetează o transmisie bicardanică bi-bipodă, destinată roților motoare și directoare ale automobilelor.
- 1934 -Firma Citroën introduce în fabricație articulația bicardanică cvasihomocinetică, cu centrare interioară.

3. Cuplajul cardanic

Pentru transmiterea mișcării de rotație între doi arbori ale căror axe sunt situate în același plan făcând între ele un unghi oarecare, se folosește cuplajul cardanic.

Din cauza modului de alcătuire al acestui cuplaj raportul de transmitere a mișcării este variabil în timpul unei rotații complete a arborilor, astfel încât dacă mișcarea primită de la axul motor (conducător) este o rotație uniformă, mișcarea arborelui condus devine o rotație neuniformă.

Cuplajul cardanic este cel mai simplu și cel mai vechi cuplaj mobil unghiular ce a avut utilizare în domeniul autovehiculelor. Denumirea de cuplaj cardanic provine de la G. Cardano, fiind primul care a făcut o descriere amănunțită a cuplajului. În anul 1898, cuplajul cardanic a fost folosit de constructorul de automobile L. Renault în componenta transmisiei longitudinale.

Cuplajul unghiular cardanic sau articulația unghiulară determinate și apoi citind deplasările cardanică (fig. 1) se compune dintr-un element intermediar 3 (cruce, inel, galet etc.) care este montat între corespunzătoare acestora pe cele ale arborelui condus.. două furci ale căror plane sunt perpendiculare între ele. Una dintre furci se solidarizează cu arborele conducător 1, iar cealaltă cu arborele condus 2.

În lucrare se studiază neuniformitatea mișcării arborelui condus, dându-se arborelui conducător deplasări

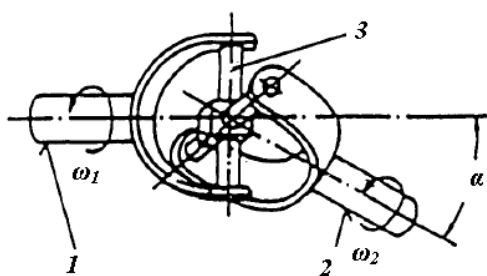


Fig. 1. Schema structurală a cuplajului unghiular cardanic

4. Considerații teoretice

Se notează cu α unghiul dintre axele celor doi arbori 1 și 2 (fig. 2), și prin θ , respectiv θ' unghiurile de rotire ale lor (unghiurile citite pe cele două cadrane gradate). Scopul lucrării este de a determina relația care leagă între ele unghiurile θ și θ' .

Pentru aceasta se constată că mișcarea crucii cardanice 3 (fig. 2) este aceea a unui unghi drept rigid obligat să-și deplaseze laturile în două plane și să aibe vârful fix (situat pe dreapta de intersecție a celor două plane).

Cele două plane sunt perpendiculare pe axele arborilor 1 și 2: unghiul dintre ele fiind tot α .

Se consideră unghiurile θ și θ' ca în figura 3 (Ox fiind linia de cea mai mare pantă) și se notează cu \bar{u} , \bar{v} și \bar{t} respectiv versorii celor două laturi ale unghiului drept și a dreptei de intersecție a celor două plane dirijați ca în figura 3, a.

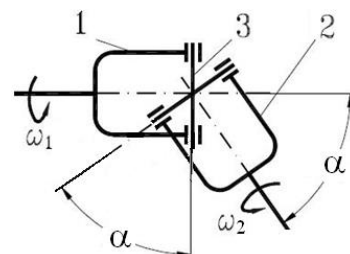


Fig. 2. Schema cuplajului

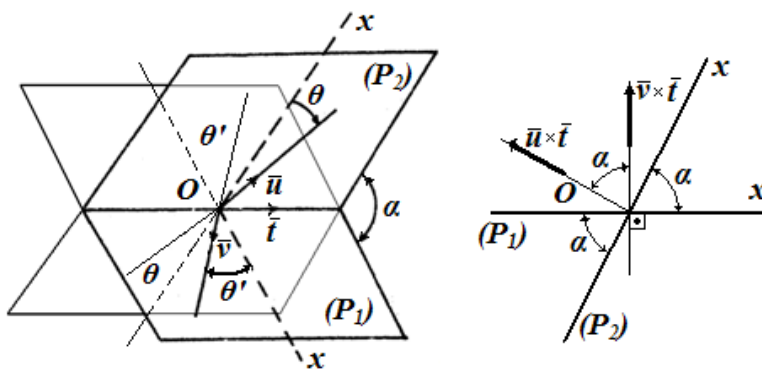


Fig. 3. Schema de calcul

În continuare se consideră din geometria analitică identitatea vectorială dată de relația (1):

$$(\bar{a} \times \bar{b}) \cdot (\bar{c} \times \bar{d}) = \frac{\bar{a} \cdot \bar{c} \cdot \bar{a} \cdot \bar{d}}{\bar{b} \cdot \bar{c} \cdot \bar{b} \cdot \bar{d}}, \quad (1)$$

Pentru demonstrarea identității dată de relația (1) se folosește formula de dezvoltare a dublului produs vectorial.

Să demonstrăm că:

$$\bar{a} \times (\bar{b} \times \bar{c}) = (\bar{a} \cdot \bar{c}) \cdot \bar{b} - (\bar{a} \cdot \bar{b}) \cdot \bar{c}, \quad (2)$$

Cum $\bar{b} \times \bar{c}$ este perpendicular pe \bar{b} și pe \bar{c} , de unde $\bar{b} \times \bar{c}$ este perpendicular pe planul format de \bar{b} și \bar{c} . Rezultă că $\bar{d} = \bar{a} \times (\bar{b} \times \bar{c})$ este perpendicular pe \bar{a} și pe $\bar{b} \times \bar{c}$, de unde rezultă că $\bar{d} = \bar{a} \times (\bar{b} \times \bar{c})$ este coplanar cu \bar{b} și \bar{c} . Cum \bar{d} este coplanar cu \bar{b} și \bar{c} se poate scrie $\bar{d} = \alpha \cdot \bar{b} + \beta \cdot \bar{c}$ (adică \bar{d} este o combinație liniară dintre \bar{b} și \bar{c}). Dar, cum \bar{d} este perpendicular pe \bar{a} rezultă că $\bar{a} \cdot \bar{d} = 0$, adică $\bar{a} \cdot (\alpha \cdot \bar{b} + \beta \cdot \bar{c}) = 0$, sau $\alpha \cdot (\bar{a} \cdot \bar{b}) + \beta \cdot (\bar{a} \cdot \bar{c}) = 0$, de unde $\frac{\alpha}{\bar{a} \cdot \bar{c}} = -\frac{\beta}{\bar{a} \cdot \bar{b}} = \lambda$.

Din $\frac{\alpha}{\bar{a} \cdot \bar{c}} = -\frac{\beta}{\bar{a} \cdot \bar{b}} = \lambda$, rezultă că $\alpha = \lambda \cdot (\bar{a} \cdot \bar{c})$ și $\beta = \lambda \cdot (\bar{a} \cdot \bar{b})$, și deci se poate scrie că:

$$\bar{d} = \bar{a} \times (\bar{b} \times \bar{c}) = \lambda (\bar{a} \cdot \bar{c}) \cdot \bar{b} - \lambda (\bar{a} \cdot \bar{b}) \cdot \bar{c}, \quad (3)$$

Pentru determinarea lui λ din relația (A12b.17) se vor da valori particulare pentru vectorii \bar{a} , \bar{b} și \bar{c} . Astfel pentru $\bar{a} = \bar{i}$, $\bar{b} = \bar{j}$ și $\bar{c} = \bar{k}$, putem scrie expresia vectorului \bar{d} în două moduri,

$\vec{d} = \vec{a} \times (\vec{b} \times \vec{c}) = \vec{i} \times (\vec{j} \times \vec{i}) = \vec{i} \times (-\vec{k}) = \vec{j}$ și respectiv $\vec{d} = \lambda(\vec{a} \cdot \vec{c}) \cdot \vec{b} - \lambda(\vec{a} \cdot \vec{b}) \cdot \vec{c} = \lambda(\vec{i} \cdot \vec{i}) \cdot \vec{j} - \lambda(\vec{i} \cdot \vec{j}) \cdot \vec{i} = \lambda \cdot \vec{j}$ de unde rezultă că $\lambda = 1$.

De unde în final rezultă că:

$$\vec{a} \times (\vec{b} \times \vec{c}) = (\vec{a} \cdot \vec{c}) \cdot \vec{b} - (\vec{a} \cdot \vec{b}) \cdot \vec{c} = \text{și formal } = \begin{vmatrix} \vec{b} & \vec{c} \\ \vec{a} \cdot \vec{b} & \vec{a} \cdot \vec{c} \end{vmatrix}, \quad (4)$$

În continuare pentru demonstrarea identității dată de relația (1) se procedează după cum urmează.

În $(\vec{a} \times \vec{b}) \cdot (\vec{c} \times \vec{d})$, notăm $(\vec{c} \times \vec{d}) = \vec{e}$, de unde rezultă:

$$\begin{aligned} (\vec{a} \times \vec{b}) \cdot (\vec{c} \times \vec{d}) &= (\vec{a} \times \vec{b}) \cdot \vec{e} = (\vec{a}, \vec{b}, \vec{e}) = \vec{a} \cdot (\vec{b} \times \vec{e}) = \\ &= \vec{a} \cdot [\vec{b} \times (\vec{c} \times \vec{d})] = \vec{a} \cdot [(\vec{b} \cdot \vec{d}) \cdot \vec{c} - (\vec{b} \cdot \vec{c}) \cdot \vec{d}] = \\ &= (\vec{b} \cdot \vec{d}) \cdot (\vec{a} \cdot \vec{c}) - (\vec{b} \cdot \vec{c}) \cdot (\vec{a} \cdot \vec{d}) = \text{formal cu } \begin{vmatrix} \vec{a} \cdot \vec{c} & \vec{a} \cdot \vec{d} \\ \vec{b} \cdot \vec{c} & \vec{b} \cdot \vec{d} \end{vmatrix} \end{aligned} \quad (5)$$

Prin înlocuirea vectorilor \vec{u} , \vec{b} , \vec{c} și \vec{d} cu versorii \vec{u} , \vec{v} și \vec{i} în relația (1) se obține:

$$(\vec{u} \times \vec{i}) \cdot (\vec{v} \times \vec{i}) = \begin{vmatrix} \vec{u} \cdot \vec{v} & \vec{u} \cdot \vec{i} \\ \vec{i} \cdot \vec{v} & \vec{i} \cdot \vec{i} \end{vmatrix}, \quad (6)$$

Ca urmare pentru identitatea dată de relația (6) vom avea:

$$\begin{aligned} (\vec{u} \times \vec{i}) \cdot (\vec{v} \times \vec{i}) &= |\vec{u} \times \vec{i}| \cdot |\vec{v} \times \vec{i}| \cdot \cos \alpha = \\ &= [u \cdot t \cdot \sin(90^\circ - \theta)] \cdot [v \cdot t \cdot \sin(90^\circ + \theta')] = \cos \theta \cdot \cos \theta' \cdot \cos \alpha \\ \begin{vmatrix} \vec{u} \cdot \vec{v} & \vec{u} \cdot \vec{i} \\ \vec{i} \cdot \vec{v} & \vec{i} \cdot \vec{i} \end{vmatrix} &= \begin{vmatrix} u \cdot v \cdot \cos 90^\circ & u \cdot t \cdot \cos(90^\circ - \theta) \\ t \cdot v \cdot \cos(90^\circ + \theta') & t \cdot t \end{vmatrix} = \\ &= \begin{vmatrix} 0 & \sin \theta \\ -\sin \theta' & 1 \end{vmatrix} = \sin \theta \cdot \sin \theta' \end{aligned}$$

de unde rezultă că:

$$\cos \theta \cdot \cos \theta' \cdot \cos \alpha = \sin \theta \cdot \sin \theta'$$

sau

$$\operatorname{ctg} \theta' = \frac{\operatorname{tg} \theta}{\cos \alpha},$$

iar în final rezultă θ' funcție de θ :

$$\theta' = \operatorname{arc} \cdot \operatorname{ctg} \left(\frac{\operatorname{tg} \theta}{\cos \alpha} \right), \quad (7)$$

O altă abordare a cinematicii cuplajului cardanic este dată în continuare.

Conform schemei cinematice din figura 4 în timpul rotirii arborelui conducător 1, brațul A_0A_1 descrie traiectoria 3, dispusă într-un plan perpendicular pe arborele 1. Brațul B_0B_1 al arborelui condus 2, dispus față de arborele 1 înclinat cu un unghi α , descrie traiectoria 4, aflată într-un plan înclinat cu unghiul α față de planul traiectoriei 3.

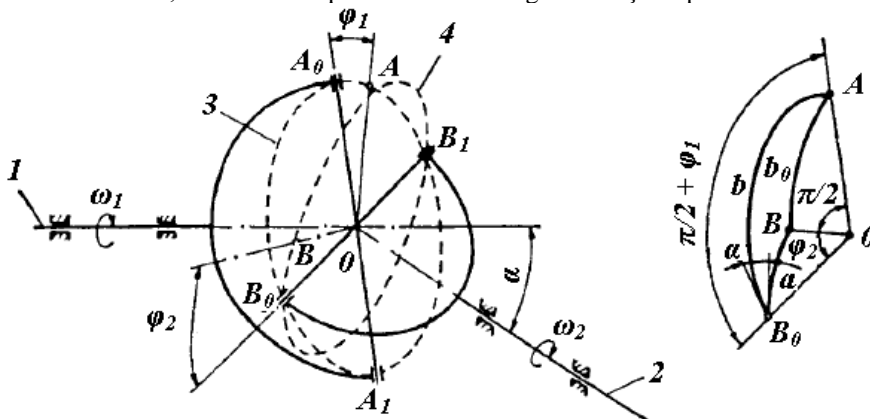


Fig. 4. Schema cinematică cuplajului unghiular cardanic

Legătura între brațele A_0A_1 și B_0B_1 se face prin intermediul unei cruce cu brațe egale și perpendiculare, numită cruce cardanică.

Prin rotirea arborelui 1 cu un unghi φ_1 , (fig. 4, a), punctul A_0 ajunge în A deplasându-se pe un arc de cerc, iar punctul B_0 , în B, arborele 2 rotindu-se cu un unghi φ_2 (fig. 4, b).

Din triunghiul sferic AB_0B (fig. 4, b), între deplasările unghiulare ale celor doi arbori există relația:

$$tg\varphi_1 = tg\varphi_2 \cos\alpha, \quad (8)$$

sau

$$\varphi_2 = \arctg\left(\frac{tg\varphi_1}{\cos\alpha}\right), \quad (9)$$

unde:

α este unghiul dintre arborii 1 și 2;

φ_1 - deplasarea unghiulară a arborelui conducător 1;

φ_2 - deplasarea unghiulară a arborelui condus 2.

Din relația (8) se observă că în cazul deplasării unghiulare uniforme a arborelui conducător 1, arborele 2 va avea deplasări unghiulare neuniforme.

Asincronismul mișcării furcilor articulației cardanice poate fi apreciat prin

Raportul de transmitere $i_c = \frac{\omega_1}{\omega_2}$, unde ω_1 și ω_2 sunt vitezele unghiulare de rotație ale arborilor; arborele conducător 1 și respectiv condus 2.

Cuplajul cardanic este un mecanism *heterocinetic*, legatura dintre vitezele unghiulare ale elementelor conducător și condus fiind funcție de unghiul de rotație φ_1 al elementului conducător și de unghiul α dintre axele celor doi arbori.

Pentru realizarea *homocinetismului* (egalitatea dintre vitezele unghiulare ale arborelui conducător și condus), se folosește soluția cu două cuplaje cardanice (bicardanic) și arbore intermediar.

Transmisiiile cardanice permit și compensarea abaterilor axiale ce apar în timpul funcționării; deplasarea relativă dintre cuplajele transmisiei bicardanice este posibilă ca urmare a existenței unei cuple de translație.

Prin diferențierea relației (8), considerând unghiul α constant, între vitezele unghiulare ω_1 , a furcii conducătoare, și ω_2 , a furcii conduse se obține relația:

$$\frac{d\varphi_1}{\cos^2\varphi_1} = \frac{d\varphi_2}{\cos^2\varphi_2} \cos\alpha, \quad (10)$$

Împărțind ambii membri ai ecuației (10) cu dt și ținând seama de faptul că $\dot{\varphi}_1 = \frac{d\varphi_1}{dt} = \omega_1$ și $\dot{\varphi}_2 = \frac{d\varphi_2}{dt} = \omega_2$,

din relația (10) se obține (raportul de transmitere):

$$i_c = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d\varphi_1}{d\varphi_2} = \frac{\cos^2\varphi_1 \cos\alpha}{\cos^2\varphi_2}, \quad (11)$$

Înlocuind în pe relația (11) pe $\cos^2\varphi_2$ cu:

$$\cos^2\varphi_2 = \frac{1}{1 + tg^2\varphi_2}, \quad (12)$$

după care, la rândul lui, se înlocuiește $tg\varphi_2$ din relația (8) cu:

$$tg\varphi_2 = \frac{tg\varphi_1}{\cos\alpha}, \quad (13)$$

se deduce, că:

$$\cos^2\varphi_2 = \frac{1}{1 + \frac{tg^2\varphi_1}{\cos^2\alpha}} = \frac{\cos^2\alpha}{\cos^2\alpha + tg^2\varphi_1} = \frac{\cos^2\alpha}{\cos^2\alpha + tg^2\varphi_1}, \quad (14)$$

Cu $\cos^2\varphi_2$ dedus astfel cu relația (14), raportul de transmitere dat de relația (11) devine:

$$i_c = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \cos\alpha \cdot \cos^2\varphi_1 \cdot \frac{\cos^2\alpha + tg^2\varphi_1}{\cos^2\alpha} = \frac{\cos^3\alpha \cdot \cos^2\varphi_1 + \cos\alpha \cdot \cos^2\varphi_1 \frac{\sin^2\varphi_1}{\cos^2\varphi_1}}{\cos^2\alpha} = , \quad (15)$$

$$= \frac{\cos\alpha \cdot (\cos^2\alpha \cdot \cos^2\varphi_1 + \sin^2\varphi_1)}{\cos^2\alpha} = \frac{(1 - \sin^2\alpha)\cos^2\varphi_1 + \sin^2\varphi_1}{\cos\alpha} = \frac{1 - \cos^2\varphi_1 \cdot \sin^2\alpha}{\cos\alpha}$$

Din relația (12), rezultă că la rotirea părții conducătoare se obțin următoarele valori extreme:

- pentru $\varphi_1 = 0, \pi, 2\pi, \dots$, când $\cos^2\varphi_1 = 1$, rezultă că:

$$i_c = \left(\frac{\omega_1}{\omega_2}\right)_{\min} = \cos\alpha \leq 1, \quad (16)$$

- pentru $\varphi_1 = 0, \pi/2, 3\pi/2, \dots$, când $\cos^2\varphi_1 = 0$, rezultă că:

$$i_c = \left(\frac{\omega_1}{\omega_2}\right)_{\max} = \frac{1}{\cos\alpha} \geq 1, \quad (17)$$

Prin urmare, raportul de transmitere cinematic al articulației cardanice variază între limitele $1/\cos\alpha$ și $\cos\alpha$, limite care sunt cu atât mai apropiate una de alta și ambele apropiate de valoarea unu, cu cât unghiul α dintre cei doi arbori este mai mic.

La o rotație completă a arborelui conducător 1 , ($\varphi_1 = 0, \dots, 2\pi$), raportul de transmitere atinge de două ori valoarea minimă și de două ori valoarea maximă, deci arborele condus 2 rămâne de două ori în urma arborelui conducător 1 ($\omega_2 < \omega_1$) și îl întrece de două ori ($\omega_2 > \omega_1$).

Datorită variațiilor raportului de transmitere se produc smucituri cu atât mai accentuate cu cât unghiul α este mai mare. Pentru a evita neregularitățile de rotație a arborelui condus 2 , valoarea unghiului α se limitează la circa 20° , dar valorile uzuale sunt $\alpha = 3^\circ, \dots, 5^\circ$.

Tot din relația (12), mai rezultă că atunci când:

- $\alpha = 0^\circ$, și $\omega_2 = \omega_1$, adică cuplajul devine echivalent cu un cuplaj fix între doi arbori cu axele în prelungire;
- $\alpha = 90^\circ$, și $\omega_2 = 0$, adică transmiterea mișcării este imposibilă, motiv pentru

care unghiul α se limitează superior la o valoare de 30° ($\alpha \leq 30^\circ$).

Accelerația unghiulară ε_2 a arborelui condus 2 se deduce din derivarea în raport cu timpul a vitezei unghiulare ω_2 în ipoteza că viteza unghiulară arborelui conducător 1 , ω_1 este constantă ($\omega_1 = \text{const.}$).

Astfel se obține:

$$\begin{aligned} \varepsilon_2 &= \frac{d\omega_2}{dt} = \frac{d\omega_2}{d\varphi_1} \cdot \frac{d\varphi_1}{dt} = \omega_1 \left(\omega_1 \frac{\cos\alpha}{1 - \cos^2\varphi_1 \sin^2\alpha} \right)' = \\ &= -\omega_1^2 \frac{\cos\alpha \cdot 2\sin^2\alpha \cdot \cos\varphi_1 \cdot \sin\varphi_1}{(1 - \cos^2\varphi_1 \sin^2\alpha)^2} = -\omega_1^2 \frac{\cos\alpha \cdot \sin\alpha \cdot \sin\alpha \cdot 2\sin\varphi_1 \cdot \cos\varphi_1}{(1 - \cos^2\varphi_1 \sin^2\alpha)^2}, \end{aligned} \quad (18)$$

sau

$$\varepsilon_2 = -\omega_1^2 \frac{\sin\alpha \cdot \sin 2\alpha \cdot \sin 2\varphi_1}{2 \cdot (1 - \cos^2\varphi_1 \sin^2\alpha)^2}, \quad (19)$$

Pentru aprecierea *asincronismului vitezelor unghiulare* ale elementului conducător și condus ale cuplajului unghiular cardanic se mai utilizează în afara raportului de transmitere și *coeficientul de asincronism* și *decalajul unghiular maxim*, definite prin următoarele relații:

$$U = i_{c\text{-max}} - i_{c\text{-min}} = \frac{1}{\cos\alpha} - \cos\alpha = \frac{1 - \cos^2\alpha}{\cos\alpha} = \frac{\sin^2\alpha}{\cos\alpha} = \text{tg}\alpha \cdot \sin\alpha, \quad (20)$$

pentru *coeficientul de asincronism*, și

$$(\Delta\varphi)_{\text{max}} = (\varphi_1 - \varphi_2)_{\text{max}} = \arctg\left(\pm \frac{1 - \cos\alpha}{2 \cdot \sqrt{\cos\alpha}}\right), \quad (21)$$

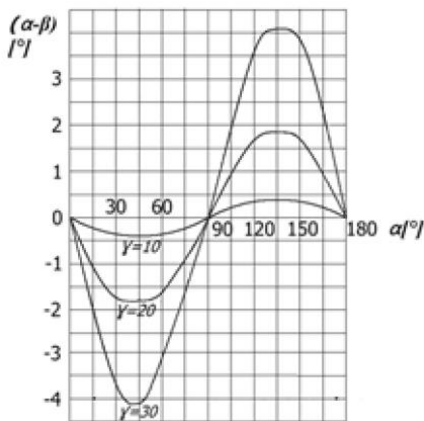


Fig. 5. Variația decalajului unghiular dintre furci în funcție de unghiul de rotație al furcii conducătoare

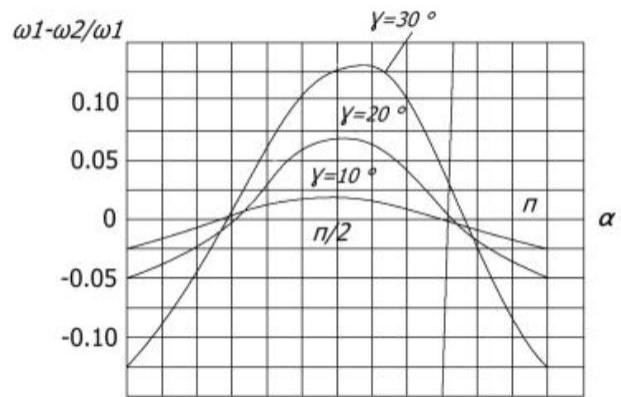


Fig. 6. Variația decalajului vitezelor unghiulare ale articulației cardanice rigide,

Concluzii

Din relațiile (7) și (8) rezultă că, la o rotație uniformă a arborelui conducător 1 , arborele condus 2 se rotește neuniform și această neuniformitate este cu atât mai mare, cu cât unghiul $\gamma(\alpha)$ dintre cei doi arbori este mai mare. Asincronismul mișcării furcilor articulației cardanice poate fi apreciat prin deplasarea unghiulară relativă a furcilor $\alpha - \beta$ $\varphi_1 - \varphi_2$ (decalajul unghiular). În Figura 5 este reprezentată dependența decalajului unghiular $(\alpha - \beta)$ în funcție de unghiul α pentru diferite valori ale unghiului γ . La o rotație completă a arborelui conducător ($0, \dots, 360^\circ$), arborele condus rămâne în urmă de două ori și întrece tot de două ori arborele conducător. De asemenea, asincronismul mișcării este cu atât mai mare cu cât unghiul γ dintre cei doi arbori este mai mare. În Figura 6 se prezintă variația decalajului unghiular al unei articulații cardanice rigide la care, viteza unghiulară a arborelui condus în timpul unei rotații rămâne în urmă de

două ori și întrece tot de două ori viteza unghiulară a arborelui conducător. Pentru a înlătura dezavantajul articulației cardanice, transmisiile longitudinale cele mai răspândite la automobile utilizează două articulații 4 și 5, așezate la extremitățile arborelui longitudinali,

Bibliografie

1. Drăchici I., (1978), Calculul și construcția cuplajelor, Ed. Tehnică, București
2. Frățile Ghe., (1977), Calculul și construcția automobilului, Editura Didactică și Pedagogică, București.
3. Miloiu G., Dudiță F., (1980), Transmisii mecanice moderne, Editura Tehnică, București.
4. Untaru M., Câmpian V., (1974), Construcția și calculul automobilelor, Ed. Tehnică, București.

DISPOZITIV PENTRU MĂSURAREA UNGHIURILOR CUȚITELOR DE STRUNG

Autori: Miruna-Corina POPA ¹, Andrei OGNER ²
popamiruna33@yahoo.com; andreiogner@yahoo.com

Coordonator: Conf.dr.ing. Iosif DUMITRESCU ³

¹ Universitatea, Facultatea IME, specializarea TCM: , anul III

² Universitatea, Facultatea IME, specializarea TCM: , anul III

³ Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Departamentul de I.M.I.T.:

Rezumat

Măsurarea unghiurilor constructive ale părții active ale cuțitului de strung se poate face direct, cu ajutorul unui raportor mecanic de masă sau a unui dispozitiv de măsurare a geometriei cuțitului, indirect cu ajutorul unui ceas comparator și al unei menghine rotative. Cunoașterea acestora este importantă în determinarea unghiurilor efective de așchiere, care influențează regimul de așchiere, forța de așchiere și rugozitatea suprafeței prelucrate. În lucrare pentru proiectarea și stabilirea parametrilor constructivi-funcționali ai dispozitivului s-a utilizat soft-ul Solid Edge, iar pe baza acestora a fost executat dispozitivul, care face parte din dotarea laboratorului de Scule așchietoare.

Cuvinte cheie

Dispozitiv, cuțit de strung, măsurarea unghiurilor

2. Introducere

Alături de procedeele noi și moderne de uzinare a materialelor, prelucrarea prin așchiere a metalelor și-a păstrat aria de extindere și importanța prin efortul specialiștilor din domeniu de a-i îmbunătăți în permanență competitivitatea. Marea majoritate a organelor de mașini folosite la fabricarea mașinilor și utilajelor sunt prelucrate prin așchiere, datorită faptului că până în prezent este singura cale prin care pot fi realizate rațional precizii dimensionale și geometrice înalte și o rugozitate a suprafețelor bună.

Datorită multiplelor posibilități de prelucrare prin strunjire, precum și răspândirii largi în construcția de mașini a pieselor cu formă de revoluție, strungurile sunt cele mai răspândite mașini-unelte pentru așchierarea metalelor, reprezentând peste 25% din totalul acestora.

Diversitatea mare a mașinilor-unelte care folosesc drept scule așchietoare cuțitele, a tipurilor de piese prelucrate, operațiilor care se execută, precum și a calității cerute acestor operații, a determinat existența în practica așchierii a unei mari varietăți de tipuri și dimensiuni de cuțite.

Forma constructivă, modul de prelucrare prin așchiere a cuțitelor de strung, cât și denumirea acestora este prezentată în figura 1.

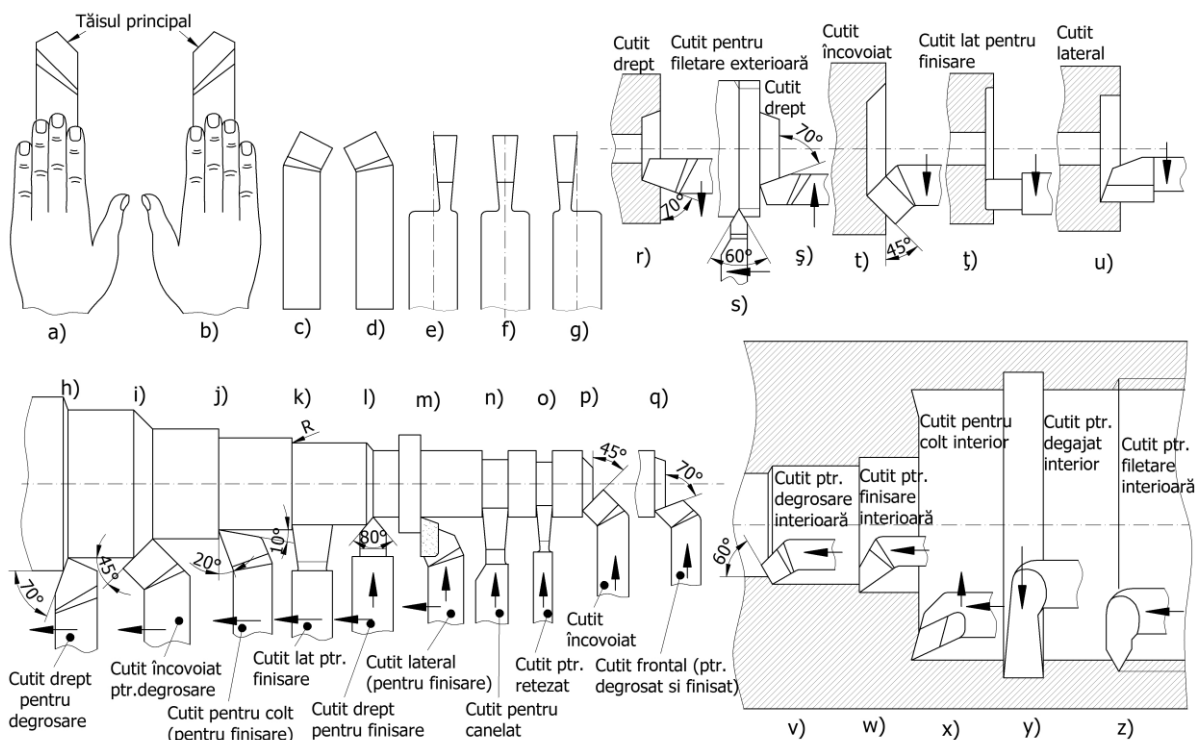


Fig. 1. Forma constructivă și modul prelucrare prin așchiere a cuțitelor de strung

Unghiurile constructive ale cuțitului de strung sunt prezentate în figura 2, în secțiunea N-N, unde s-au notat: α este unghi de așezare principal, format între fața de așezare principală *FAP* și planul tăișului principal *T*; β - unghi de ascuțire principal, format între fața de degajare *FD* și fața de așezare principală *FAP*; γ - unghi de degajare principal, format între fața de degajare *FD* și planul de bază *B*; δ - unghi de așchiere principal, format între fața de degajare *FD* și planul tăișului *T*. În mod analog se definesc și unghiurile secundare ale tăișului secundar *TS*, prezentate în secțiunea *N₁-N₁*, fiind notate cu α_1 , β_1 , γ_1 și δ_1 . Între aceste unghiuri există relațiile:

$$\alpha + \beta + \gamma = 90^\circ \quad (1)$$

$$\alpha_1 + \beta_1 + \gamma_1 = 90^\circ \quad (2)$$

$$\alpha + \beta = \delta \quad (3)$$

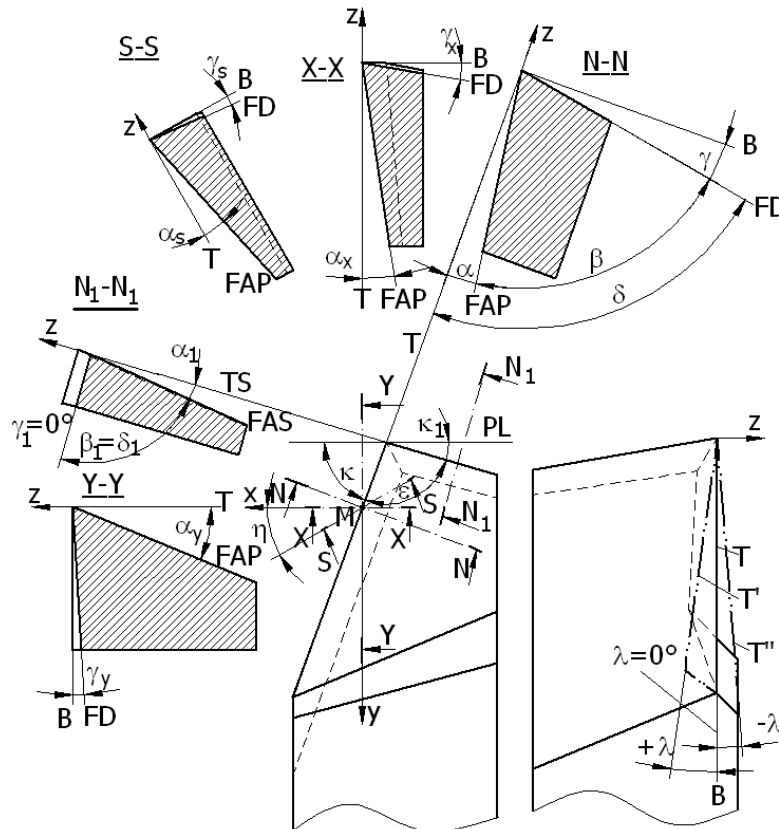


Fig. 2. Unghiurile constructive și funcționale ale cuțitului de strung

Conform figurii 2, cuțitul de strung mai are următoarele unghiuri: ε este unghi la vârf, format între cele două tăișuri, *T* și *TS*; λ - unghi de înclinare al tăișului, format între tăișul principal (*T*, *T'*, *T''*) și un plan paralel cu planul de bază *B* ce trece prin vârful cuțitului; κ - unghi de atac principal, format între tăișul principal *T* și planul de lucru *PL*, determinat de direcția mișcărilor principală și de avans; κ_1 - unghi de atac secundar, format între tăișul secundar *TS* și planul de lucru *PL*.

Între unghiurile de poziționare ale cuțitului în raport cu piesa există relația,

$$\kappa + \varepsilon + \kappa_1 = 180^\circ \quad (4)$$

2. Modelarea 3D a dispozitivului pentru măsurarea unghiurilor cuțitului de strung

Metodele CAD (*Computer Aided Design*) au schimbat modul tradițional de desenare (proiectare) la planșetă, când desenul începea cu vederile 2D ale ansamblului sau subsansamblului și apoi cu desenele pieselor componente. În desenarea asistată de calculator, în prima etapă se realizează modelul 3D al pieselor și ansamblului și după aceea se obțin desenele tehnice. Astfel, realizarea documentației tehnice desenate devine o activitate secundară, cu durată redusă.

În funcție de soft-ul utilizat, proiectantul poate opta între mai multe posibilități de modelare 3D a piesei. Indiferent de soft-ul sau metoda folosită pentru proiectare este nevoie de cunoașterea programului software folosit, de rolul funcțional al piesei și de procedeele tehnologice de prelucrare a suprafețelor piesei.

Solid Edge este un sistem de desenare (proiectare) asistată de calculator (CAD) folosit pentru modelarea pieselor, a ansamblurilor și realizarea desenelor tehnice industriale, fiind o soluție completă pentru dezvoltarea digitală

a produselor. Combinând viteza modelării explicite cu flexibilitatea și controlul parametric al modelului, rezultă cel mai rapid și flexibil sistem de modelare, *Synchronous Technology* (ST). Pentru companiile care dezvoltă produse de complexitate mică și medie este aplicația cea mai utilizată în diverse domenii: industria mecanică; aeronautică; industria auto; industria bunurilor de larg consum; industria lemnului etc.

În figura 3 este prezentat modelul 3D al dispozitivului pentru măsurarea unghiurilor constructive ale cuțitului de strung, unde s-au notat: 1 – suport dispozitiv; 2 – șurub cu cap cilindric M6x18; 3 – suport cu tijă; 4 – ansamblu de măsurare; 5 – braț de palpare; 6 – opritor; 7 – suport cuțit; 8 – șurub cu cap cilindric M8x20; 9 – piuliță oarbă M12; 10 – masă glisantă.

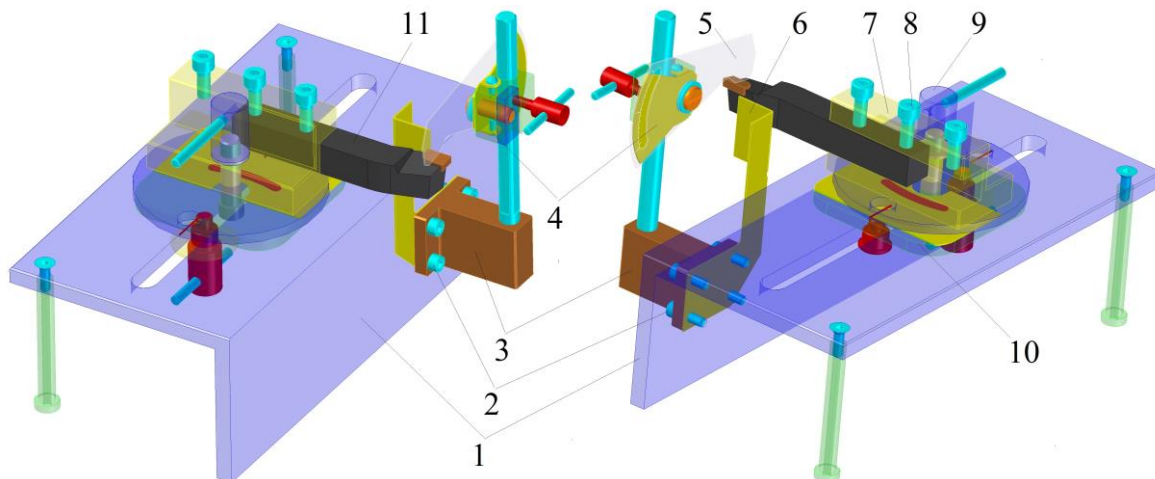


Fig. 3. Modelul 3D al dispozitivului pentru măsurarea unghiurilor constructive ale cuțitului de strung

În figura 4 este prezentat modelul 3D al ansamblului de măsurare, care se compune din: 1 – raportor; 2 – suport cu găuri în cruce; 3 – șurub M4x10; 4 – bolț pentru brațul palpator; 5 – șaibă plată; 6 – placă-piuliță; 7 – șurub pentru blocare; 8 – tijă-mâner.

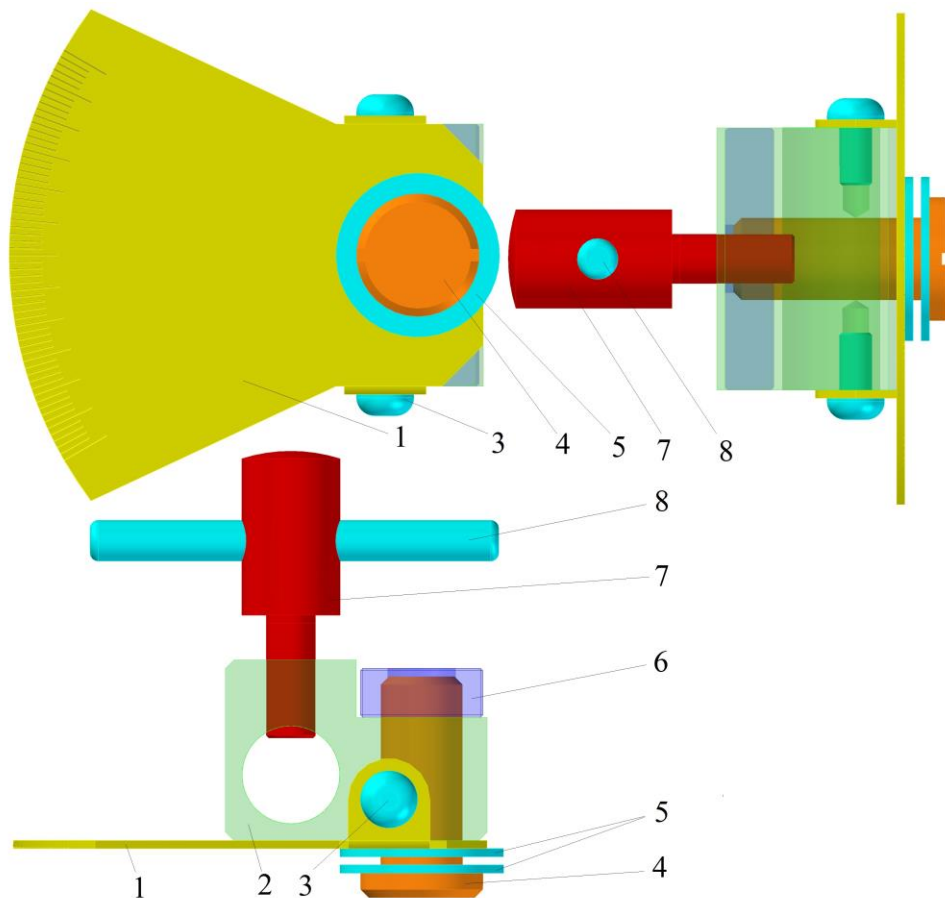


Fig. 4. Modelul 3D al ansamblului de măsurare

În figura 5 este prezentat modelul 3D al mesei glisante, care se compune din: 1 – placă de bază; 2 – raportor; 3 – placuță de sprijin; 4 – cep de ghidare-blocare; 5 – tijă-mâner; 6 – șaibă specială; 7 – bolț central; 8 – cep de ghidare. În jurul bolțului central pivotează suportul cuțitului pentru determinarea unghiurilor de atac ale cuțitului de strung. Cepurile de ghidare au rolul de a păstra direcția mesei glisante la deplasarea în lungul suportului dispozitivului la poziționarea cuțitului pentru măsurarea unghiurilor.

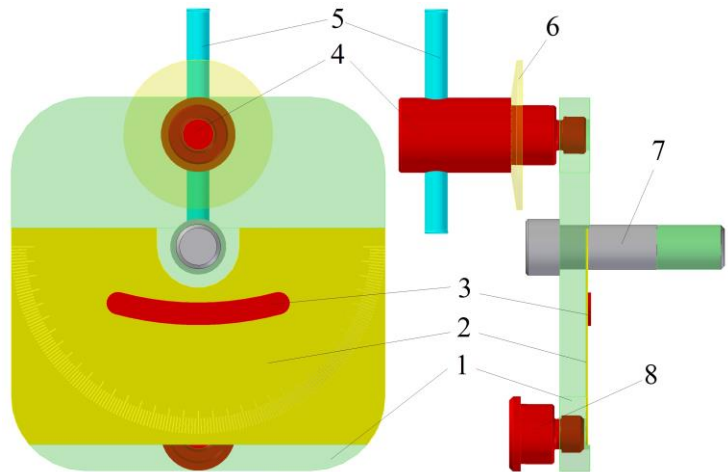


Fig. 5. Modelul 3D al mesei glisante

3. Măsurarea unghiurilor constructive ale cuțitului de strung

Pentru măsurarea unghiurilor constructive principale ale cuțitului de strung trebuie ca ansamblul de măsurare să aibă suprafața frontală a brațului palpator paralelă cu canalul de glisare al suportului dispozitivului. Această poziție se realizează prin deșurubarea șurubului de blocare a ansamblului de măsurare pe tijă și rotirea ansamblului de măsurare în jurul axei tijeii cu unghiul corespunzător.

În prima etapă (fig. 6.a) se aduce tăișul principal al cuțitului în contact cu suprafața opritorului, se blochează suportul cuțitului pe masa glisantă cu ajutorul piuliței oarbe și se citește unghiul de atac principal.

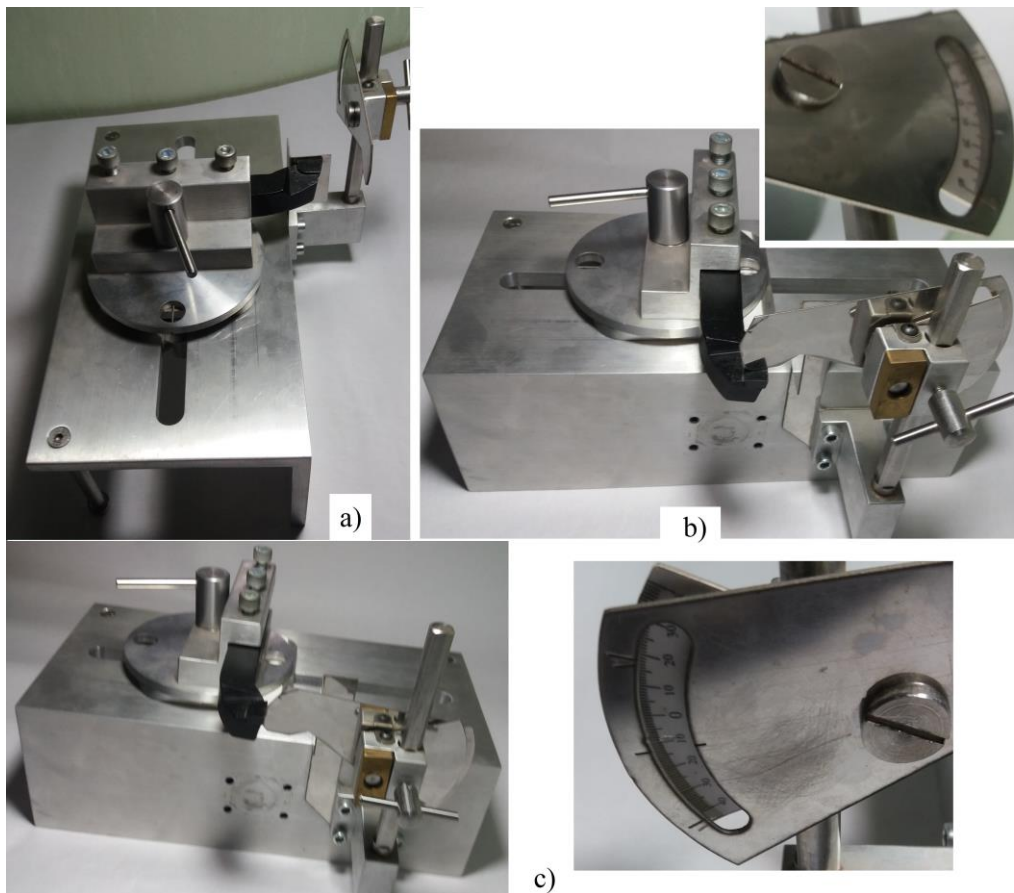


Fig. 6. Măsurarea unghiurilor principale ale cuțitului de strung

În etapa a doua (fig. 6.b) se deșurubează șuruburile de fixare a cuțitului și se translatează cuțitul în locașul suportului până ajunge plăcuța să fie traversată de planul frontal al brațului palpator, după care se înșurubează șuruburile de fixare a cuțitului, realizând fixarea cuțitului în suportul cuțitului. În continuare se deplasează masa glisantă

până muchia orizontală a brațului palpator este deasupra feței de degajare a cuțitului și se blochează masa glisantă pe suportul dispozitivului cu ajutorul cepului de ghidare-blocare. Prin deșurubarea șurubului de blocare a ansamblului de măsurare pe tijă se realizează deplasarea ansamblului de măsurare pe tijă și rotirea brațului palpator în jurul bolțului până se obține așezarea muchiei orizontale a brațului palpator pe fața de degajare a plăcuței și se înșurubează șurubul pentru blocarea ansamblului de măsurare pe tijă și se citește pe scala raportorului valoarea unghiului de degajare γ . Așezarea muchiei brațului palpator pe fața de degajare se controlează prin metoda fantei de lumină.

În etapa trei (fig.6.c) se deșurubează cepul de ghidare-blocare și se deplasează masa glisantă până când fața de degajare a cuțitului iese de sub muchia brațului palpator. În continuare se deșurubează șurubul de blocare a ansamblului de măsurare pe tijă și se coboară ansamblul de măsurare până când muchia verticală a brațului palpator ajunge în apropierea feței de așezare principale a cuțitului și se blochează ansamblul de măsurare pe tijă cu ajutorul șurubului de blocare. Prin rotirea brațului palpator și deplasarea mesei glisante se realizează așezarea muchiei verticale pe fața de așezare principală, se blochează masa glisantă cu ajutorul cepului de ghidare-blocare și se citește pe scala raportorului valoarea unghiului de așezare principal α .

Pentru măsurarea unghiurilor constructive secundare ale cuțitului de strung trebuie ca ansamblul de măsurare să aibă suprafața frontală a brațului palpator perpendiculară pe canalul de glisare al suportului dispozitivului. Această poziție se realizează prin deșurubarea șurubului de blocare a ansamblului de măsurare pe tijă și rotirea ansamblului de măsurare în jurul axei tijei cu unghiul corespunzător.

În prima etapă (fig. 7.a) se aduce tăișul secundar al cuțitului în contact cu suprafața opritorului, se blochează suportul cuțitului pe masa glisantă cu ajutorul piuliței oarbe și se citește unghiul de atac secundar.

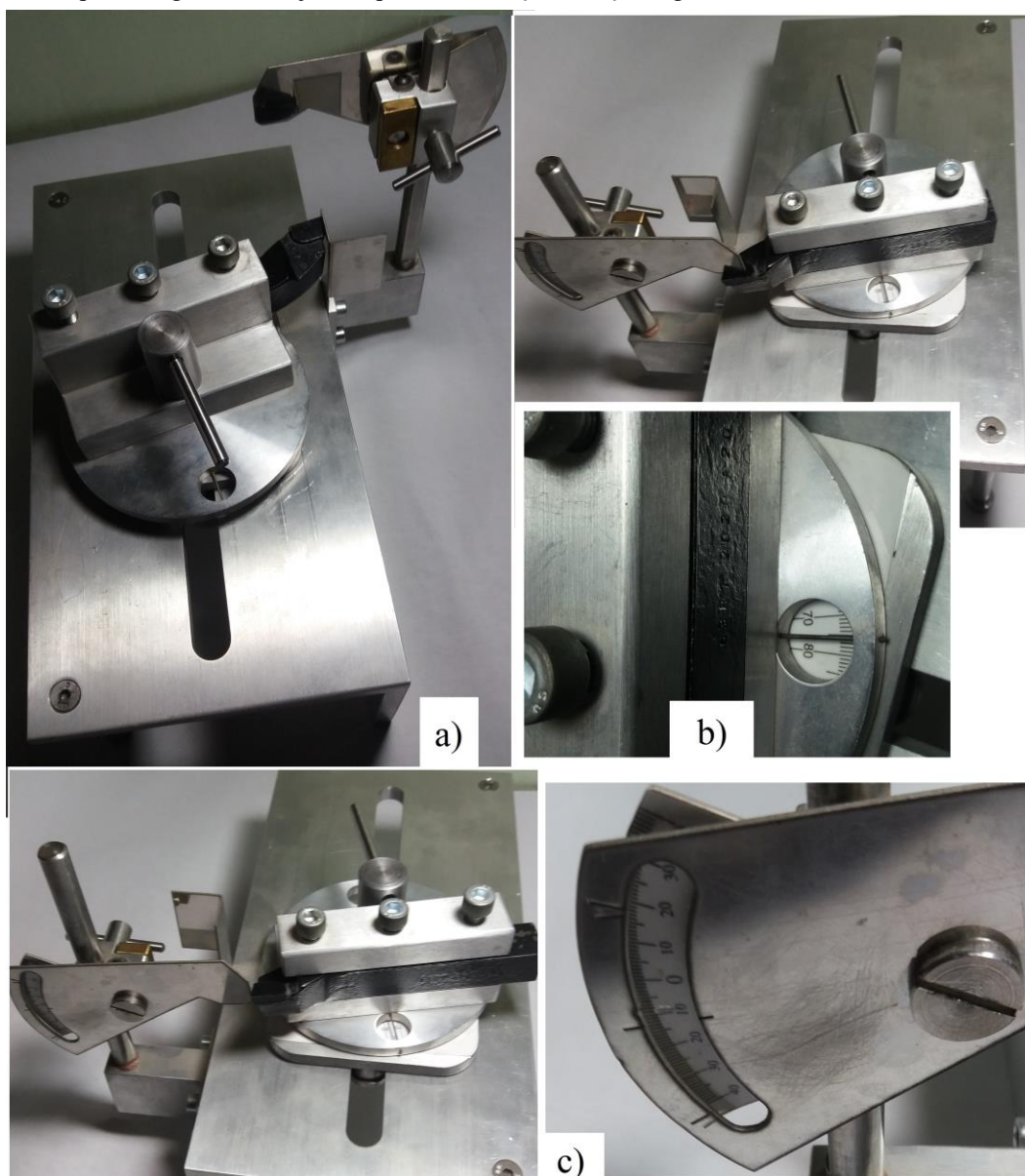


Fig. 3.8. Măsurarea unghiurilor secundare ale cuțitului de strung

În etapa a doua (fig. 7.b) se deșurubează șuruburile de fixare a cuțitului și se translatează cuțitul în locașul suportului până ajunge plăcuța să fie traversată de planul frontal al brațului palpator, după care se înșurubează șuruburile de fixare a cuțitului, realizând fixarea cuțitului în suportul cuțitului. În continuare se deplasează masa glisantă până muchia orizontală a brațului palpator este deasupra feței de degajare a cuțitului și se blochează masa glisantă pe suportul dispozitivului cu ajutorul cepului de ghidare-blocare. Prin deșurubarea șurubului de blocare a ansamblului de măsurare pe tijă se realizează deplasarea ansamblului de măsurare pe tijă și rotirea brațului palpator în jurul bolțului până se obține așezarea muchiei orizontale a brațului palpator pe fața de degajare a plăcuței și se înșurubează șurubul pentru blocarea ansamblului de măsurare pe tijă și se citește pe scala raportorului valoarea unghiului de degajare secundar γ_1 .

În etapa trei (fig. 7.c) se deșurubează șuruburile de fixare a cuțitului și se translatează cuțitul în locașul suportului până când fața de degajare a cuțitului iese de sub muchia brațului palpator. În continuare se deșurubează șurubul de blocare a ansamblului de măsurare pe tijă și se coboară ansamblul de măsurare până când muchia verticală a brațului palpator ajunge în apropierea feței de așezare secundare a cuțitului și se blochează ansamblul de măsurare pe tijă cu ajutorul șurubului de blocare. Prin rotirea brațului palpator și translatarea cuțitul în locașul suportului se realizează așezarea muchiei verticale pe fața de așezare secundară, se blochează cuțitul cu ajutorul șuruburilor de prindere și se citește pe scala raportorului valoarea unghiului de așezare principal α_1 .

Concluzii

Dispozitivul pentru măsurarea unghiurilor cuțitelor de strung a fost executat și face parte din dotarea laboratorului de *Scule așchietoare*.

Execuția elementelor componente ale dispozitivului s-au realizat din profiluri laminate sau table din oțel inoxidabil. O atenție deosebită a trebuit acordată modului de poziționare a elementelor componente pentru a permite brațului palpator, planului secant, o măsurare cât mai precisă a unghiurilor constructive a cuțitului de strung.

Cu ajutorul dispozitivului executat s-a realizat măsurarea unghiurilor constructive principale și secundare ale unui cuțit cotit cu plăcuță din carburi metalice P20 lipită, parcurgând câte trei etape: măsurarea unghiurilor de atac principal și secundar; măsurarea unghiurilor de degajare principal și secundar; măsurarea unghiurilor de așezare principal și secundar.

Bibliografie

1. Cozma, B.Z., Dumitrescu, I., Popescu, F.D. – *Concepția și proiectarea asistată de calculator a utilajului minier*, Universitas, Petroșani, 2019.
2. Dumitrescu, I., Florea, V.A. – *Prelucrări prin așchiere și scule așchietoare*, Editura Universitas, 2019, Petroșani.
3. Dumitrescu I. – *Proiectarea sculelor așchietoare, Îndrumător de laborator*, Editura Universitas, 2016, Petroșani.
4. Dumitrescu, I., Florea, V.A. – *Desen tehnic industrial, utilizând soft-uri CAD*, Editura Universitas, 2018, Petroșani.

SOLUȚIONAREA UNEI PROBLEME DE MECANICĂ PRIN UTILIZAREA PRINCIPIULUI TIMPULUI MINIM AL LUI FERMAT DIN OPTICA GEOMETRICĂ

Autori: Nagibeț-Ștefania LUCA ¹, Andreea-Aurelia URZICEANU ²
lucacarmen42@yahoo.com

Coordonatori: Șef lucr.dr. ing Răzvan Bogdan ITU ³, Lector univ.dr. Mihaela TOMESCU ⁴

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

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

³ Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E, Departamentul de Inginerie Mecanică, Industrială și Transporturi

⁴ Universitatea din Petroșani, Facultatea de Științe, Departamentul de Matematică-Informatică

Rezumat

În lucrare se prezintă aspecte privind posibilitatea de rezolvare a unei probleme de mecanică prin folosirea „principiului timpului minim” a lui Fermat aplicat fenomenului de refracție din optica geometrică.

Cuvinte cheie

Fermat, principiul timpului minim, aplicație, mecanică

3. Introducere

În optică, principiul Fermat sau principiul celui mai scurt timp, numit după matematicianul francez Pierre de Fermat, este principiul că traseul parcurs între două puncte de o rază de lumină este calea care poate fi traversată în cel mai scurt timp. Acest principiu este luat uneori ca definiția unei raze de lumină. Principiul lui Fermat afirmă că la trecerea unei raze de lumină prin medii cu densități diferite, aceasta va urma traiectoria pe care va putea să o parcurgă în timpul cel mai scurt.

Clasic, principiul lui Fermat poate fi considerat o consecință matematică a principiului lui Huygens.

La om, de exemplu, principiul lui Fermat poate fi demonstrat într-o situație în care un salvamar trebuie să găsească cel mai rapid mod de a traversa atât plaja, cât și apa, pentru a ajunge la un înotător înecat. Principiul a fost testat în studii cu furnici, în care cuibul de furnici se află pe un capăt al unui container și alimentele se află pe capătul opus, dar furnicile aleg să urmeze calea celui mai scurt timp, mai degrabă decât calea cea mai directă.

4. Demonstrarea legilor reflexiei și refracției luminii folosind principiul lui Fermat

1. Legea a doua a reflexiei

Enunț: Unghiul de incidență i este egal cu unghiul de reflexie r .

Demonstrație: Considerăm ca lumina emisă într-un punct A aflat într-un mediu omogen și izotrop ajunge într-un punct B după reflexia pe oglinda plană și orizontală $A'B'$ (fig.1). Unde AI este raza incidentă, I punctul de incidență, i unghiul de incidență, IB raza reflectată, iar r este unghiul de reflexie (presupunem că raza AIB se află în planul figurii, conform primei legi a reflexiei)

Timpul necesar luminii pentru parcurgerea drumului AIB este:

$$t = t_1 + t_2 = \frac{AI}{v} + \frac{IB}{v}, \quad (1)$$

în care v este viteza de parcurgere a luminii.

Din figură rezultă:

$$AI = \sqrt{a^2 + x^2}; IB = \sqrt{b^2 + (d-x)^2}, \quad (2)$$

$$\Rightarrow t = \frac{1}{v} \left[\sqrt{a^2 + x^2} + \sqrt{b^2 + (d-x)^2} \right], \quad (3)$$

Această expresie reprezintă funcția care determină valoarea timpului parcurgerii distanței AIB (unde v, a, b, d const).

Principiul lui Fermat afirmă faptul că lumina străbate drumul AIB în timpul minim, deci extremul funcției este un minim. Pentru a determina extremele funcției vom deriva și apoi anulăm această derivată, $\frac{dt}{dx} = 0$:

$$\frac{dt}{dx} = \frac{1}{v} \left\{ \frac{1}{2} (a^2 + x^2)^{-\frac{1}{2}} \cdot (2x) + \frac{1}{2} [b^2 + (d-x)^2]^{-\frac{1}{2}} \cdot 2(d-x)(-1) \right\} = \frac{1}{v} \left[\frac{x}{\sqrt{a^2 + x^2}} - \frac{d-x}{\sqrt{b^2 + (d-x)^2}} \right] = 0, \quad (4)$$

Dar din formulă se observă că:

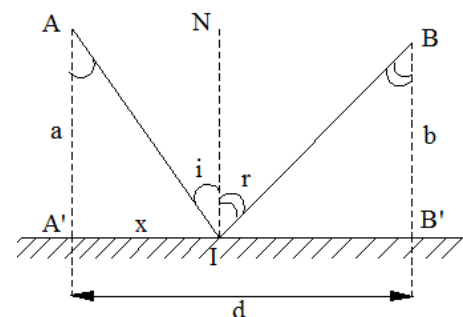


Fig. 1. Reflexia

$$\left. \begin{aligned} \frac{x}{\sqrt{a^2+x^2}} = \frac{A'I}{AI} = \sin i; \quad \frac{d-x}{\sqrt{b^2+(d-x)^2}} = \frac{IB'}{IB} = \sin r, \Rightarrow \sin i = \sin r \\ i, r \in (0, 90^\circ) \end{aligned} \right\} \Rightarrow i = r \text{ (legea a doua a reflexiei) (q.e.d.) (5)}$$

Observație:

Pentru a determina natura extremului dat de condiția $\frac{dt}{dx} = 0$, avem:

$$\frac{d^2t}{dx^2} = \frac{1}{v} \left\{ \frac{\sqrt{a^2+x^2} - x \cdot \frac{1}{2}(a^2+x^2)^{-\frac{1}{2}} \cdot 2x}{(a^2+x^2)^{\frac{3}{2}}} - \frac{\sqrt{b^2+(d-x)^2} \cdot (-1) + (d-x) \cdot \frac{1}{2}[b^2+(d-x)^2]^{-\frac{1}{2}} \cdot 2(d-x)(-1)}{b^2+(d-x)^2} \right\} = \quad (6)$$

$$\begin{aligned} &= \frac{1}{v} \left\{ \frac{a^2+x^2-x^2}{(a^2+x^2)^{\frac{3}{2}}} + \frac{b^2+(d-x)^2-(d-x)^2}{[b^2+(d-x)^2]^{\frac{3}{2}}} \right\} = \\ &= \frac{1}{v} \left\{ \frac{a^2}{(a^2+x^2)^{\frac{3}{2}}} + \frac{b^2}{[b^2+(d-x)^2]^{\frac{3}{2}}} \right\} \end{aligned}$$

Se observă din formulă că:

$$\cos i = \frac{a}{\sqrt{a^2+x^2}} \Rightarrow a^2+x^2 = \frac{a^2}{\cos^2 i}; \quad \cos r = \frac{b}{\sqrt{b^2+(d-x)^2}} \Rightarrow b^2+(d-x)^2 = \frac{b^2}{\cos^2 r}, \quad (7)$$

$$\Rightarrow \frac{d^2t}{dx^2} = \frac{a^2}{\left(\frac{a^2}{\cos^2 i}\right)^{\frac{3}{2}}} + \frac{b^2}{\left(\frac{b^2}{\cos^2 r}\right)^{\frac{3}{2}}} = \frac{\cos^3 i}{a} + \frac{\cos^3 r}{b}, \quad (8)$$

Dar $i, r \in (0, 90^\circ) \Rightarrow \cos i \in (0, 1), \cos r \in (0, 1) \Rightarrow \frac{d^2t}{dx^2} > 0 \Rightarrow$ funcția $t = f(x)$ prezintă un minim.

Legea a doua a refracției

Enunț: Raportul dintre sinusul unghiului de incidență și sinusul unghiului de refracție este egal cu indicele de refracție relativ al mediului

doi față de primul mediu: $\frac{\sin i}{\sin r} = \frac{n_2}{n_1} = n_{12}$

Demonstratie: Fie 2 (două) medii izotrope și omogene și separate prin planul orizontal $A'IB'$, ca în figura 2.

O rază de lumină trece din mediul (M_1) în care are viteza de propagare v_1 în mediul (M_2) în care are viteza de propagare $v_2 < v_1$.

Ca și în exemplul precedent, considerăm: AI raza incidentă, I punctul de incidență, i unghiul de incidență, IB raza refractată, r unghiul de

refracție., $n_{1,2}$ indicii de refracție ai celor 2 medii, $n_1 = \frac{c}{v_1}$, $n_2 = \frac{c}{v_2}$.

Durata drumului parcurs de lumină:

$$t = \frac{AI}{v_1} + \frac{IB}{v_2} = \frac{\sqrt{a^2+x^2}}{v_1} + \frac{\sqrt{b^2+(d-x)^2}}{v_2}, \quad (9)$$

Studiind extremele funcției $t = f(x)$, avem:

$$\frac{dt}{dx} = \frac{1}{v_1} \cdot \frac{x}{\sqrt{a^2+x^2}} + (-1) \cdot \frac{1}{v_2} \cdot \frac{d-x}{\sqrt{b^2+(d-x)^2}}, \quad (10)$$

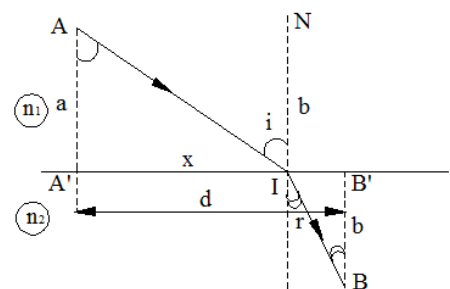


Fig. 2. Refracția

Tot din condiția $\frac{dt}{dx} = 0 \Rightarrow$

$$\frac{l}{v_1} \cdot \frac{x}{\sqrt{a^2 + x^2}} = \frac{l}{v_2} \cdot \frac{d-x}{\sqrt{b^2 + (d-x)^2}}, \quad (11)$$

Din triunghiurile dreptunghice $AA'I$ și IBB' \Rightarrow

$$\frac{x}{\sqrt{a^2 + x^2}} = \sin i, \quad \frac{d-x}{\sqrt{b^2 + (d-x)^2}} = \sin r, \quad \Rightarrow \frac{\sin i}{v_1} = \frac{\sin r}{v_2} \quad (12)$$

Dar $v_1 = \frac{c}{n_1}$, $v_2 = \frac{c}{n_2} \Rightarrow n_1 \sin i = n_2 \sin r$ (q.e.d.) (legea a doua a refracției)

Observații:

- $\frac{n_2}{n_1} = n$ reprezintă indicele de refracție relativ al mediului (M_2) față de mediul (M_1) $\Rightarrow n_1 \sin i = n_2 \sin r$

$\Leftrightarrow \frac{\sin i}{\sin r} = n$ (legea a doua a refracției exprimată în forma invariantului Descartes);

- legea a doua a refracției luminii este una din principalele legi ale opticii geometrice. Ea a fost dedusă pe această cale pentru prima dată de *Fermat* pe baza *principiului timpului minim* care-i aparține.

5. Soluționarea problemei de mecanică dată ca exemplu

Un pieton care merge pe jos cu viteza constantă v_1 se află la o distanță d față de o șosea rectilinie pe care circulă autobuze cu viteza constantă $v_2 > v_1$ (fig. 3). În ce punct de pe șosea trebuie să ia pietonul autobuzul pentru a ajunge în localitatea L în minimum de timp dacă $OL = l$? Se neglijează timpul de oprire al autobuzului și respectiv timpul de urcare al pietonului în autobuz. Să se determine valoarea timpului minim.

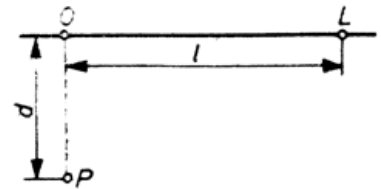


Fig.3.

Rezolvare:

Presupunem M punctul în care pietonul se urcă în autobuz (fig. 3, a). Ca urmare, timpul necesar pietonului pentru a ajunge din P în L este:

$$t = \frac{PM}{v_1} + \frac{ML}{v_2}, \quad (13)$$

Definind poziția punctului M prin $OM = x$, relația (13) devine:

$$t(x) = \frac{\sqrt{x^2 + d^2}}{v_1} + \frac{l-x}{v_2}, \quad x \in (0, l), \quad (14)$$

Pentru a determina extremele funcției $t(x)$, exprimată prin (14), considerăm:

$$\frac{dt}{dx} = \frac{v_2 x - v_1 \sqrt{x^2 + d^2}}{v_1 v_2 \sqrt{x^2 + d^2}}, \quad (15)$$

Punând condiția $\frac{dt}{dx} = 0$, se obține:

$$x = x^* = \frac{v_1 d}{\sqrt{v_2^2 - v_1^2}}, \quad (16)$$

Se observă că pentru $x < x^*$, $\frac{dt}{dx} < 0$, iar pentru $x > x^*$, $\frac{dt}{dx} > 0$. Așadar pentru $x = x^*$ funcția $f(x)$ prezintă într-adevăr un minim al cărui valoare rezultă prin înlocuirea $x = x^*$, dată de (16), în (14):

$$t_{min} = t(x^*) = \frac{l}{v_2} \left[1 + d \sqrt{\left(\frac{v_2}{v_1}\right)^2 - 1} \right], \quad (17)$$

Notă

1. Privind cu atenție figura 3, a nu este greu de observat că soluționarea problemei se poate face mult mai simplu folosind „*principiul timpului minim*” a lui *Fermat* aplicat fenomenului de refracție din optica geometrică. Într-adevăr, considerând itinerariul pietonului drept drumul parcurs de o rază luminoasă emisă din P și care se reflectă total în M (fig. 3, b), condiția timpului minim se exprimă prin unghiul limită:

$$\sin l = \frac{v_1}{v_2} \quad (18)$$

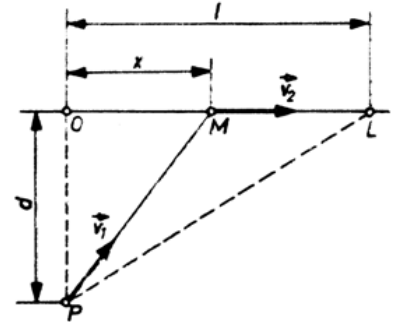


Fig. 3,a

Unghiul l definește poziția punctului M deoarece

$$OM = x^* = dtgl = \frac{v_1 d}{\sqrt{v_2^2 - v_1^2}} \quad (19)$$

ceea ce concordă într-adevăr cu (16).

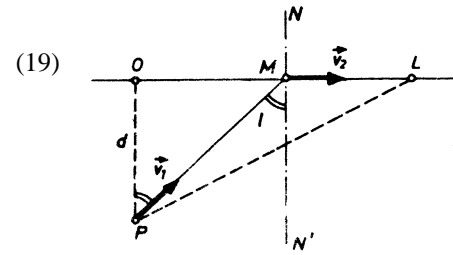


Fig. 3, b

2. Interesantă, din punctul de vedere analogic, este și observația ce urmează. Valoarea $OM = x^*$ se poate considera raza minimă a unei plăci circulare opace așezate cu centrul în O , deasupra unui izvor punctiform de lumina P imersat într-un mediu optic cu indicele de refracție relativ $n = \frac{v_2}{v_1}$, la adâncimea d , astfel încât nici o rază de lumină emisă de P să nu poată ieși din mediul în care se află (fig. 3, c).

Într-adevăr, nici o rază de lumină emisă de P nu poate părăsi mediul optic de indice relativ de refracție n dacă unghiul de incidență i respectă condiția

$$i \geq l, \quad \sin i \geq \sin l, \quad (20)$$

în care l este unghiul limită.

Dar

$$\sin i = \frac{OM}{PM} = \frac{x}{\sqrt{x^2 + d^2}} \quad \sin l = \frac{l}{n} = \frac{v_1}{v_2} \quad (21)$$

Substituind (21) în (20) se obține:

$$\frac{x}{\sqrt{x^2 + d^2}} \geq \frac{l}{n} \quad \frac{x}{\sqrt{x^2 + d^2}} \geq \frac{v_1}{v_2} \quad (22)$$

din care

$$x \geq \frac{v_1 d}{\sqrt{v_2^2 - v_1^2}}, \quad x_{min} = x^* = \frac{v_1 d}{\sqrt{v_2^2 - v_1^2}} \quad (23)$$

$$(42)$$

În concluzie, mobilul care merge cu viteză constantă ajunge la destinație în cel mai scurt timp.

Concluzii

Rezolvarea problemelor de maxim și minim contribuie eficient la realizarea competențelor transdisciplinare, realizează atât integrarea diferitor cunoștințe matematice cu cele dobândite în cadrul studierii altor discipline, cât și utilizarea acestora în diverse domenii. Importanța acestor probleme este deosebită din punctul de vedere al aplicațiilor practice.

Este util să se rezolve probleme, la care pot fi aplicate mai multe metode de soluționare și care cuprind un volum de cunoștințe interdisciplinare.

Bibliografie

1. Sfichi, R., Probleme de limită și extrem în fizică, București, Editura didactică și pedagogică, 1979;
2. Sfichi, R., Probleme de limită și extrem în fizică, București, Editura didactică și pedagogică, 1990;
3. <https://ro.scribd.com/doc/148154221/Principiul-Lui-Fermat-Aplicat-in-Optica-Geometrica-1669>

ASPECTE PRIVIND APLICAȚIA SUPERMATEMATICII ÎN CAZUL SISTEMELOR INDUSTRIALE CONCRETE

Autori: Dănuț-Ilie MATEI¹, Marius LUPU²
danutzu67@gmail.com

Coordonatori: Șef lucr.dr. ing Răzvan Bogdan ITU³, Prof.univ.dr.mat. Wilhelm W. KECS⁴

¹ *Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., CFAC, anul I*

² *Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., CFAC, anul I*

³ *Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E*

⁴ *Universitatea din Petroșani, Facultatea de Științe*

Rezumat

Supermatematica constituie un domeniu de cercetare cu multe aplicații, inițiat de profesorul universitar Mircea Eugen Șelariu. Supermatematica (SM) este o reuniune a matematicii cunoscute, ordinare. Noile componente de matematică, reunite sub denumirea de supermatematică, aduc contribuții importante în domeniile matematicii, informaticii, mecanicii, tehnologiei și a altor domenii. Metoda separării forțelor și a momentelor, ca parte a supermatematicii, oferă o rezolvare simplă și exactă a tuturor sistemelor mecanice solicitate de forțe plane sau reducibile la acestea (elastostatică) ocolind necesitatea rezolvării unor sisteme de ecuații de echilibru din metoda d'Alambert. În lucrarea de față au fost considerate unele aspecte privind aplicațiile metodei separării momentelor în cazul sistemelor industriale concrete.

Cuvinte cheie

Supermatematica, metoda separării momentelor, sisteme industriale

6. Introducere

Forța novatoare a supermatematicii profesorului Mircea Eugen Șelariu o recomandă ca valoroasă teorie, care deschide noi ramuri de cercetări cu numeroase aplicații.

Metoda separării forțelor și a momentelor, sau pe scurt metoda separării momentelor (MSM) a fost publicată inițial la "Primul Simpozion Național de Roboți Industriali" din București - octombrie 1981- sub denumirea de "Cinetostatica geometrică" de M.E.Șelariu. Datorită multiplelor facilități pe care le oferă, MSM s-a extins rapid.

Cu ajutorul MSM au fost soluționate exact și rapid probleme de cinetostatică care anterior au avut numai soluții aproximative. De exemplu, determinarea funcției de transmitere a forțelor la elementele de tipul excentricului circular, evolventic și spiral, a plunjerului; în relațiile existente în literatură fiind neglijate momentele forțelor de frecare din ghidajele lui și multe altele. Metoda se poate aplica cu același succes și în dinamică.

Totodată, relațiile analitice exacte obținute (ale unor elemente, ca de exemplu, pana) sunt mult mai simple și mai ușor de manipulat, la elementele legate în serie, decât cele clasice, deși elementele considerate au fost alese mai complexe (în sensul că pana, de exemplu, are toate cele trei fețe înclinate).

Metoda separării forțelor și a momentelor oferă o rezolvare simplă și exactă a tuturor sistemelor mecanice solicitate de forțe plane sau reducibile la acestea (elastostatică) ocolind necesitatea rezolvării unor sisteme de ecuații de echilibru din metoda d'Alambert.

7. Principiul metodei separării momentelor

MSM este o metoda analitică exactă și rapidă de determinare a funcțiilor de transfer a forțelor, curselor, vitezelor s.a. ale unor elemente, grupe de elemente sau ale unui mecanism în ansamblul lui, ocolind scrierea și rezolvarea unor sisteme de ecuații de echilibru.

Soluționarea acestor tipuri de probleme, în mecanica clasică, după metodele lui d'Alambert, conduce la scrierea și rezolvarea celor șase ecuații de echilibru a forțelor: trei de proiecție a acestora pe direcțiile celor trei axe de coordonate, ale unui sistem rectangular drept, și trei de echilibru a momentelor forțelor în jurul acestor axe. De asemenea, se cunoaște că rezolvarea unui astfel de sistem de ecuații conduce la formarea unor matrici, în cazul de față de 6×7 din care rezultă apoi determinanții sistemului și determinanții celor 6 necunoscute. Aplicând acestei matrici principiul matricilor partiționate, denumite și matrici compuse (aceste matrici au ca

elemente componente tot matrici), pot fi eliminate dintr-odată necunoscutele, care nu ne interesează (secundare) în primul moment, obținându-se rapid și elegant o dependență dintre două mărimi, de exemplu forța rezultantă de ieșire și forța rezultantă de intrare, care reprezintă tocmai funcția de transfer sau de transmitere a forțelor rezultante pentru elementul, subansamblul sau sistemul mecanic studiat, considerat în echilibru static sub acțiunea forțelor exterioare și de legatură.

Există trei astfel de funcții (expresii), corespunzătoare celor trei stări posibile de existență ale elementului, sau a sistemului considerat:

1. De mișcare, sau tendință de mișcare, spre stânga sau de rotire în sens sinistrorum (levogin), sau în sensul străngerii, din care cauză toți indicii mărimilor sunt notați cu S :

2. De mișcare, sau tendință de mișcare, spre dreapta sau de rotire în sens dextrorum (dextrogin), sau în sensul destrângerii, din care cauză toți indicii mărimilor sunt notați cu D și

3. De staționare, fără tendință de mișcare (translație, rotație sau combinate) în vreun sens. În acest caz forțele de frecare din sistem nu-și fac apariția, sistemul comportându-se ca și un sistem ideal, în care se consideră că frecările lipsesc cu desăvârșire. În acest ultim caz indicii sunt cei ai sistemelor ideale id .

Raportul dintre oricare mărime de la ieșire a unui element sau sistem și o aceeași mărime sau a alteia de la intrarea elementului sau a sistemului este denumită funcție de transfer (FT) a mărimilor respective. Dacă mărimile sunt de același gen, atunci FT este adimensională sau normată, iar dacă mărimile sunt de natură diferită, FT este cu dimensiunea ce rezultă din raportul mărimilor respective. FT mai este denumită și raport de transmitere sau de transfer (informațional) și, pentru simplificarea scrierii, se notează cu i și cu indicele mărimii transmise (forțelor rezultante i_R , forțelor normale i_N , cursei sau deplasării i_X , sau i_h , vitezelor i_V , accelerațiilor i_a). Funcția de transfer a rezultatelor forțelor ($FT_R \equiv i_R$), este cea mai importantă, deoarece, din expresia ei, pot fi deduse expresiile exacte ale oricăror altor mărimi. Ea este, prin definiție:

$$FT_R = i_R = \frac{R_2}{R_1}, \quad (1)$$

în care R_2 și R_1 sunt rezultantele forțelor de la ieșirea și respectiv, de la intrarea în element sau sistem.

FT_R se obțin în mod curent pentru sensul S sau D . Dacă ele se calculează pentru sensul S , atunci există convenția renunțării la indicele S , pentru simplificarea scrierii relațiilor ($FT_R \equiv FT_{RS}$). Din expresia exactă, și numai dintr-o astfel de expresie, prin schimbarea sensului (semnului din fața termenilor respectivi) frecărilor (unghiurilor de frecare φ_i , coeficienților μ_i și a razelor de frecare ρ_i) se obțin, imediat, FT_{RD} în sensul invers D , iar prin anularea termenilor de frecare (unghiuri, coeficienți și raze $\varphi_i = \mu_i = \rho_i = 0$) se obține imediat expresia raportului de transmitere a forțelor ideal $FT_{id} = FT_N$, același cu FT a forțelor normale, deoarece, în lipsa frecărilor, rezultanta se confundă cu normala în punctul de contact ($\bar{R} = \bar{N}$). Adică:

$$\begin{cases} FT_{RD} = FT_R(\varphi_i, \mu_i, \rho_i \Rightarrow -\varphi_i, -\mu_i, -\rho_i) \\ FT_{id} = FT(\varphi_i, \mu_i, \rho_i \Rightarrow 0) \end{cases}, \quad (2)$$

FT_X a deplasărilor unui element, subansamblu sau sistem este, prin definiție, raportul dintre deplasarea de la ieșire x_2 sau h_2 și deplasarea de la intrare x_1 sau h_1 , măsurate pe direcția normalelor din punctele de contact, la suprafețele de la ieșire și, respectiv, de la cea de intrare:

$$FT_X = \frac{x_2}{x_1}, \quad (3)$$

iar randamentul unui element sau sistem este FT a energiei, puterii sau a lucrului mecanic și este:

$$\eta = FT_E = FT_L = \frac{L_2}{L_1} = \begin{cases} N_2 x_2 \\ N_1 x_1 \end{cases} = \frac{R_2 \cos \varphi_2 x_2}{R_1 \cos \varphi_1 x_1} = \frac{R_2}{R_1} \cdot \frac{\cos \varphi_2}{\cos \varphi_1} \cdot \frac{h_2}{h_1} = FT_R \cdot FT_X \cdot FT_C, \quad (4)$$

în care forțele normale N_i s-au obținut ca proiecții ale rezultatelor R_i ($i = 1, 2$) și raportul cosinusurilor este notată FT_C . În majoritatea cazurilor, coeficienții de frecare sunt considerați egali ($\mu_1 = \mu_2 = \mu_3 = \mu_4$) și raportul cosinusurilor este 1 . Randamentul, astfel obținut, este corespunzător tendinței de mișcare, sau a mișcării, în sensul S . Prin schimbarea semnelor frecărilor în (4) se va obține pentru sensul D , iar prin anularea frecărilor se obține randamentul unui sistem ideal, care este, evident, egal cu unitatea ca și raportul cosinusurilor, astfel că:

$$\eta_{id} = 1 = FT_{id} = FT_X, \quad (5)$$

în care rezulta ca raportul curselor (FT_X) este inversul raportului de transmitere a forțelor sistemului ideal (FT_{id}):

$$FT_X = \frac{1}{FT_{id}}, \quad (6)$$

astfel că, înlocuind în (4) rezultă ceea ce, în literatura de specialitate, poartă denumirea de *legea cutiei negre*:

$$\frac{FT_R \bullet FT_C}{FT_{id} \bullet \eta} = 1; \text{ sau } \frac{i_R \bullet i_C}{i_{id} \bullet \eta} = 1; \text{ și } \frac{i_R^D \bullet i_C}{FT_{id} \bullet \eta_D} = 1, \quad (7)$$

pentru sensul D .

Pentru exemplificare, se consideră un sistem solicitat de forțe plane, sau reducibile la acesta, deci plan sau bidimensional, a cărui ecuații de echilibru sunt:

$$\left\{ \sum F_x = 0; \sum F_y = 0; \sum M = 0, \quad (8) \right.$$

Primele două ecuații scalare din (8) sunt echivalente cu prima ecuație vectorială din (9) care exprimă faptul că, în condiții de echilibru, cei patru vectori \bar{R}_i ($i=1, \dots, 4$) formează un patrulater (poligon) închis, parcurs în același sens.

$$\left\{ \sum_{i=1}^4 \bar{R}_i = \bar{R}_1 + \bar{R}_2 + \bar{R}_3 + \bar{R}_4 = 0; \sum_{i=1}^4 \bar{M}_i|_M = \bar{M}_1 + \bar{M}_2 + \bar{M}_3 + \bar{M}_4 = 0; S \sum_{i=1}^4 \bar{M}_i|_S = \bar{M}_1 + \bar{M}_2 = 0, \quad (9) \right.$$

ultima ecuație din (9), scrisă vectorial, este: $\sum_{i=1}^4 \bar{M}_i|_S = \bar{M}_1 + \bar{M}_2 = \bar{R}_1 \times \bar{d}_1 + \bar{R}_2 \times \bar{d}_2 = 0$

Primele două ecuații din (8) - de proiecție a forțelor pe axele x și, respectiv, y - sunt echivalente cu ecuația vectorială de echilibru a celor 4 forțe rezultante posibile ce pot solicita un element în cazul plan: \mathbf{R}_1 și \mathbf{R}_2 denumite, arbitrar, în funcție de scopul urmărit, dar una dintre ele trebuie să fie de modul cunoscut, rezultante principale: de intrare \mathbf{R}_1 (activa, presupusă dată sau cunoscută) și, respectiv, de ieșire \mathbf{R}_2 , precum și \mathbf{R}_3 și \mathbf{R}_4 numite rezultante secundare, a căror marimi - în acest prim moment nu ne interesează -

Vectorii forță sunt echipolenți, astfel că ei se pot translata pe suportul lor și intersecta, doi câte doi: rezultantele principale în punctul principal P și, respectiv, cele secundare în punctul secundar S .

$$\left\{ \begin{array}{l} \bar{R}_1 \cap \bar{R}_2 = P \\ \bar{R}_3 \cap \bar{R}_4 = S \end{array} \right. \quad (10)$$

și însumăți doi câte doi, rezultă vectorii \bar{R}_{12} numit *rezultanta rezultatelor principale* și, respectiv \bar{R}_{34} - *rezultanta rezultatelor secundare*.

$$\left\{ \begin{array}{l} \bar{R}_1 + \bar{R}_2 = \bar{R}_{12} \\ \bar{R}_3 + \bar{R}_4 = \bar{R}_{34} \end{array} \right. \quad (11)$$

Cu aceste observații și/sau defalcări sistemul (9) devine:

$$\left\{ \begin{array}{l} \bar{R}_1 + \bar{R}_2 + \bar{R}_3 + \bar{R}_4 = 0 \\ \bar{R}_1 \cap \bar{R}_2 = P; \bar{R}_3 \cap \bar{R}_4 = S \\ \bar{R}_1 + \bar{R}_2 = \bar{R}_{12}; \bar{R}_3 + \bar{R}_4 = \bar{R}_{34} \\ \left. \sum_i^4 \bar{M} \right|_S = 0 \Rightarrow R_1 d_1 - R_2 d_2 = 0 \end{array} \right. \quad (9')$$

Există maximum 4 forțe rezultante posibile ce pot solicita un element în cazul plan, deoarece din (8) se pot determina mărimile modulelor a trei vectori forță rezultantă; al patrulea fiind dat (cunoscut):

- \mathbf{R}_1 și \mathbf{R}_2 denumite, arbitrar, în funcție de scopul urmărit, rezultante principale dintre care \mathbf{R}_1 de intrare, care este forța activă de acționare (presupusă dată sau cunoscută) și toate celelalte forțe sunt de reacțiune
- \mathbf{R}_2 o forță rezultantă principală pasivă (sau reacțiune) și, respectiv, de ieșire
- \mathbf{R}_3 și \mathbf{R}_4 numite rezultante secundare, a căror mărimi - în acest prim moment nu ne interesează - ambele fiind forțe de reacțiune, de obicei cele din articulații, ghidaje s.a.

Dacă două (sau toate cele 4) direcții sunt paralele între ele, atunci unul (sau ambele) puncte, P și/sau S , de intersectare și separare a forțelor și a momentelor rezultante (în principale și în secundare) sunt aruncate la infinit; însumarea forțelor făcându-se pentru forțe paralele, ceea ce simplifică însumarea lor.

Astfel, sistemul de 4 vectori în echilibru a fost redus la unul de doi vectori în echilibru care sunt egali, de semn opus și acționează de-a lungul segmentului $PS = d$, direcție ce constituie, totodată, și axa centrală a elementului sau a sistemului considerat.

Lucrând, nu cu forțe componente (normale și de frecare), așa cum se practică curent în mecanica teoretică, practică care s-a dovedit mai dificilă, ci numai cu forțe rezultante, sistemul (8) de 3 ecuații, fiecare

putând să conțină, în general, până la 8 termeni, se reduce la 2 ecuații vectoriale, din care, ecuația de echilibru a momentelor forțelor din (9 și 9') - nu față de oricare punct din planul forțelor ci- față de punctul secundar S situat la distanțele (brațele forțelor față de S) d_1 și, respectiv, d_2 de suporturile rezultatelor principale, se reduce la numai doi termeni ($R_1 d_1 = -R_2 d_2$).

Există, deci, în plan, și nu numai aici, anumite puncte mai deosebite, cum este de exemplu punctul secundar S , față de care ecuația de momente are o formă cu un număr minim de termeni, întrucât vectorii R_3 și R_4 , fiind concurenți în acest punct, au momente nule. Ca urmare, din această ultimă ecuație din (9'), funcția de transfer i_R sau raportul de transmitere a forțelor, definit ca raport dintre forța de ieșire și cea de intrare, rezultă imediat și este:

$$i_R = \frac{R_2}{R_1} = \frac{d_1}{d_2} = \frac{\sin \psi_1}{\sin \psi_2}, \quad (12)$$

în care: $d_1 = d \sin \psi_1$ și $d_2 = d \sin \psi_2$

În acest fel, problema de cinetostatica s-a redus la una de geometrie elementară, fiind necesar să se determine doar punctul de intersecție S a două drepte suport ale vectorilor R_3 cu R_4 și distanțele d_1 și d_2 de la acest punct S la alte două drepte suport ale vectorilor principali R_1 și R_2 .

Dacă, în sistem acționează și un cuplu cunoscut C , cuplu care poate fi scris ca produs dintre modulul care se cunoaște (se dă) al vectorului, adică:

$$C = \begin{cases} R_1 d_{1C} \\ R_2 d_{2C} \end{cases}, \quad (13)$$

atunci, suma momentelor față de S rezultă:

$$\begin{cases} R_1 d_1 - R_2 d_2 + C \Rightarrow R_1 d_1 - R_2 d_2 + R_1 d_{1C} \\ R_1 d_1 - R_2 d_2 + C \Rightarrow R_1 d_1 - R_2 d_2 + R_2 d_{2C} \end{cases}, \quad (14)$$

astfel că (12) devine:

$$i_R = \begin{cases} \frac{R_2}{R_1} = \frac{d_1 + d_{1C}}{d_2} = \frac{d_{1C} + \sin \psi_1}{\sin \psi_2} \\ \frac{R_2}{R_1} = \frac{d_1}{d_2 + d_{2C}} = \frac{\sin \psi_1}{d_{2C} + \sin \psi_2} \end{cases}, \quad (12')$$

3 Dispozitiv de fixare a pieselor în alezajul lor

Dispozitivul prezentat în figura 1, oferă o aplicație a metodei separării momentelor (MSM), deoarece anularea forțelor la joncțiunea dintre elemente este mai evidentă.

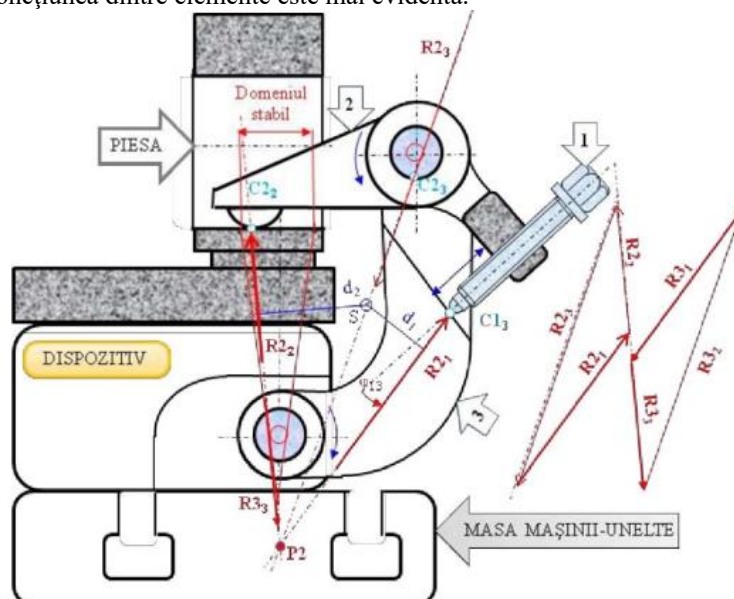


Fig. 1. Determinarea grafică a raportului de transmitere a forțelor rezultante i_R prin MSM și prin metoda clasică a poligonului (trigonului) forțelor rezultante

Șurubul de acționare 1 poate fi considerat ca făcând corp comun cu pârghia de fixare 2 a piesei de prelucrat, instalat la rândul lui pe masa unei mașini-unelte.

Pârghia de strângere 2 se introduce adânc în alezajul piesei, depășind zona de stabilitate și prin strângerea șurubului de acționare 1, pârghia va aluneca de la sine spre exteriorul alezajului, până în momentul în care ajunge în domeniul de stabilitate, când se vor stabili forțele de fixare $R2_2$, în funcție de forța de acționare $R1_3 = -R2_1$ dezvoltată de șurubul 1 și evident, de raportul de amplificarea a forțelor rezultante i_R , în sensul strângerii S , al mecanismului de fixare cu șurub și pârghie.

Forțele rezultante secundare $R2_3$ și $R3_3$ sunt tangente, fiecare, la cercurile lor de frecare din fus, de raze $\rho_i = r_i \cdot \sin \varphi$. Ele trec astfel tangente, duse din punctele P , la cercul respectiv, încât să se opună sensului de rotație al elementului respectiv în jurul fusului/axului, deoarece aceste forțe sunt întotdeauna forțe de reacțiune. Cu P sunt notate punctele de intersecție a direcțiilor/suporturilor forțelor principale $R1$ și $R2$. Punctete CI_i ($i = 1, 2, 3$) sunt punctele de aplicare a forțelor respective. R este simbolul unei forțe rezultante, $R1$ este forța rezultantă de intrare într-un element, $R2$ este forța rezultantă de ieșire și $R3, R4$ (când există) sunt forțele rezultante secundare, a căror intersecție, a suportului lor, sunt punctele secundare Si . SM este punctul secundar al mecanismului, privit ca un singur element, în ansamblul lui. Indicii 1, 2, 3, 4 determină elementul aparținător, Astfel $R2_1$ este forța rezultantă de la ieșire ($R2$) din șurubul 1, sau farța dezvoltată de acesta, la aplicarea unui moment $M1$ la intrarea lui, moment ne marcat în figura 1.

Rezolvarea grafică, prin poligonul forțelor rezultante, cât și cea prin MSM , ca raport al brațelor forțelor principale d_1/d_2 , față de punctul secundar al mecanismului S , dau, evident același rezultat. Micile diferențe posibile sunt cauzate de limitele metodelor grafice în ceea ce privește precizia.

Se observă din desen că, de această dată, brațele d_1 și d_2 sunt totodată și brațele pârghiei, și care s-a ținut cont și de faptul că rezultanta $R2_3$ nu trece prin centrul fusului ci, tangenta la cercul de frecare din fusul/articulația pârghiei 2, cea care asigură amplificarea sau, cum este cazul din figura 1, reducerea forțelor.

Deoarece existența frecării nu poate amplifica, ci doar demultiplica forțele într-un sistem, se verifică că raza de frecare diminuează din lungimea "clasică" (care nu ține seama de frecarea din fus) a brațului forței de acționare/intrare, ceea ce corespunde realității.

4 Dispozitiv de fixare a pieselor cu placă rabatabilă

În continuare este prezentat, în figura 2, un alt exemplu de (sistem) dispozitiv de instalare a unei piese de prelucrat format din mai multe elemente, după cum urmează:

- 1 - piuliță, cu șaibă de autoașezare, șurub de acționare;
- 2 - placă de fixare rabatabilă;
- 3 - element de distribuție în plan vertical a forțelor de fixare verticale și orizontale într-un raport dorit;
- 4 - elemente de autoașezare a forțelor distribuite pe verticală și pe orizontală pe cele două suprafețe ale piesei de prelucrat, forțe orizontale care asigură contactul piesei cu baza tehnologică de dirijare sau de rezemare a dispozitivului și forța verticală care asigură apăsarea piesei pe baza de așezare.

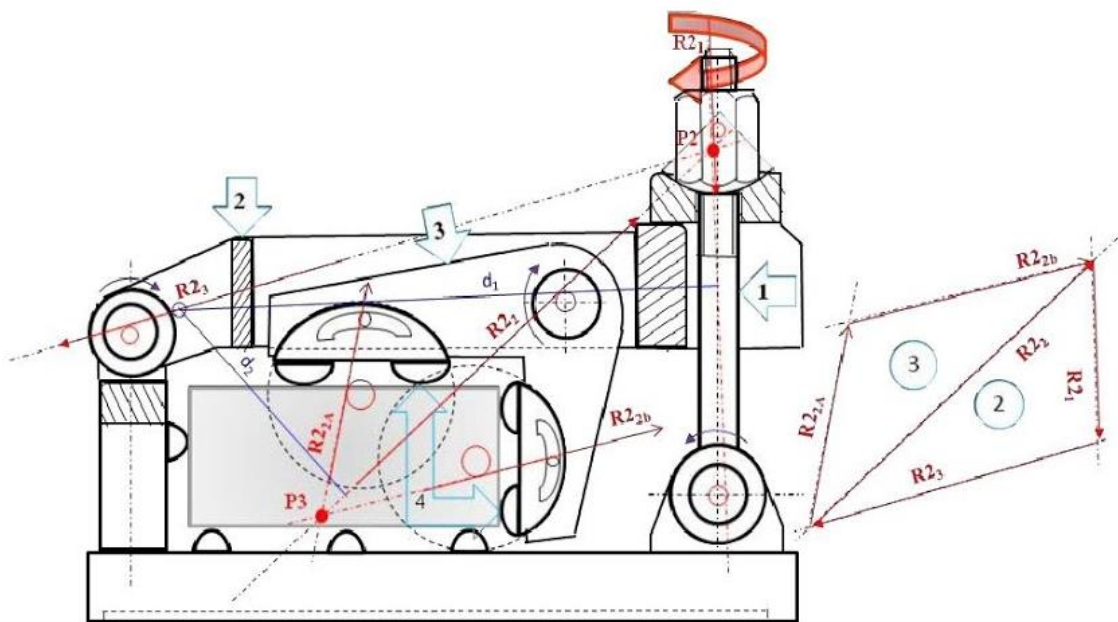


Fig. 2. Dispozitiv de instalare a piesei cu placă de fixare rabatabilă

Dacă, asupra piesei, s-ar aplica o singură forță de fixare orientată pe direcția forței R_{2A} , care este înclinată, față de normala (verticala) pe baza de așezare, cu un unghi de frecare $\varphi_A \leq \arctg \mu_{2A}$ din figura 2, atunci piesa n-ar avea o forță componentă pe baza de dirijare și/sau de rezemare, deoarece piesa nu poate aluneca, în aceste condiții pe baza de așezare. Iar dacă s-ar aplica numai forța R_{2B} atunci piesa s-ar roti în jurul bazei de dirijare și reacțiunile de contact piesă-dispozitiv, pe baza de așezare ar fi diferite, piesa suferind cel puțin o rotație și cel mult s-ar ridica de pe elementele de orientare de așezare ale dispozitivului din partea stângă, dacă punctul de aplicare a forței R_{2B} este prea jos plasat, față de elementele bazei de dirijare din stânga. Fenomen ilustrat în figura 3.

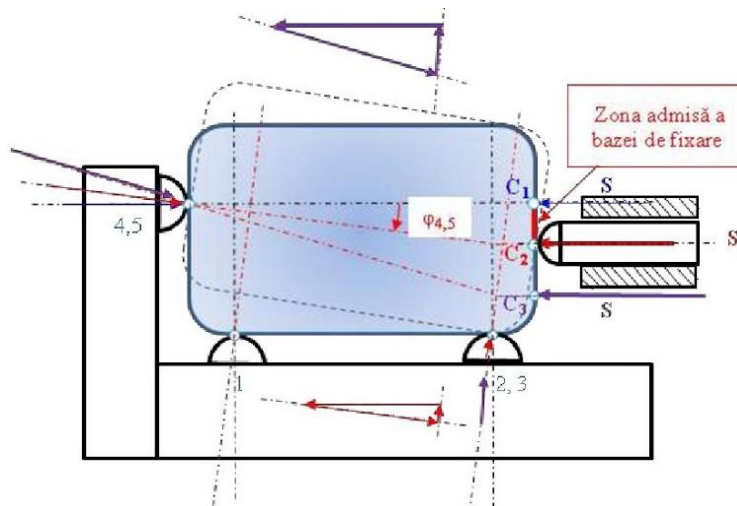


Fig. 3. Determinarea zonei admise a bazei de fixare

Deoarece, la acest dispozitiv, forțele nemijlocite R_{2A} și R_{2B} de fixare sunt aplicate simultan, rezultanta lor fiind forța R_{2} , aceste neajunsuri dispar, înclinarea vektorului rezultantă - R_{2} fiind suficient de mare, adică mai mare decât unghiurile de frecare pe bazele respective (φ_A , φ_B), astfel că piesa va aluneca pe baza de așezare, pentru a asigura un contact bun pe baza de dirijare și/sau de rezemare și dacă înțeapă planul bazei de așezare spre centrul ei, sau, mai precis în centrul de presiune al bazei de așezare, asigură și o bună distanțare a forțelor de contact piesă-dispozitiv în cele trei puncte de contact piesă - dispozitiv pe această bază, înlăturând rotirea piesei în dispozitiv, datorată diferențelor, alfel posibile, dintre forțele normale, din punctele de contact 1, 2, 3 de pe baza de așezare.

Exemplificarea pierderii contactului dintre piesă și dispozitiv în unele puncte (1) ale bazei de așezare este ilustrată în figura 3.

C1) Prin aplicarea forței de strângere S în punctul limită superioară a zonei admise bazei de fixare C_1 forța S se descarcă numai pe baza de dirijare, în punctele 4 și 5, astfel că, exceptând greutatea piesei, forțele de contact datorate strângerii pe baza de așezare, în punctele 1, 2 și 3 sunt nule. Piesa, însă, nu va suferi rotații în dispozitiv, așa cum se întâmplă în cazul C3.

C2) Aplicând forța S la limita inferioară admisă a bazei de fixare, în punctul C_2 , ea se va descărca exclusiv pe baza de dirijare (în punctele 4 și 5) și în punctele 2 și 3 ale bazei de așezare astfel ca, în punctul 1, forța rezultantă și, în consecință, și forța normală de contact ca și deformațiile corespunzătoare sunt nule. Piesa suferă rotații infime, datorate deformațiilor de contact diferite în cele trei puncte (1, 2 și 3) ale bazei de așezare.

C3) Aplicându-se forța de strângere S în afara/exteriorul zonei admise a bazei de fixare, în punctul C_3 , normalele din punctele 4 și 5 trebuie să se rotească, pentru ca echilibrul forțelor să poată să se realizeze. Pentru ca acest lucru să fie posibil, e necesară o rotație a piesei în dispozitiv, știind că normala este perpendiculară pe suprafața plană a piesei Cu cât punctul se îndepărtează mai mult de zona admisă a bazei de fixare, cu atât rotația piesei va fi mai pronunțată.

Muncitorii cu experiență cunosc acest fenomen, astfel că după fixarea piesei în dispozitiv, de obicei în menghine de mașină la frezare, aplică o lovitură de ciocan piesei, pentru a o aduce din nou în contact cu elementele bazei de așezare și în acest mod, pentru eliminarea unor abateri de paralelism a suprafeței prelucrate față de suprafața care este bază de așezare.

Sunt și menghine moderne cu bacuri deplasabile în jos, spre baza de așezare, față de falca menghinelor, astfel încât, la aplicarea unei forțe de strângere pe orizontală, spre falca fixă cu bac mobil, piesa să se deplaseze

în jos pe verticala, asigurând un contact bun pe baza de așezare comună a piesei și a menghinei.

Există posibilitatea optimizării aplicării forței de strângere S , astfel încât, să se obțină orice raport dorit între valorile forțelor în punctele de contact.

Concluzii

Fiind o metodă deosebit de simplă și expresivă, MSM permite constructorului, de sisteme mecanice, optimizarea construcției, astfel încât, diversele funcții scop, impuse, să se poată realiza fără dificultăți. MSM se poate aplica sub forma grafică și/sau grafo-analitică în primele faze ale design-ului, acelea de concepție a sistemului, în care construcția mecanică se află sub forma unor schițe de principiu, urmând ca în ce-a de a doua fază, de proiectare a construcției, în varianta optimă, determinată în prima fază, să fie utilizată sub formă analitică pentru verificarea condițiilor de funcționare, de autofrânare și de evitare a autoblocării, ca și de determinare rapidă și exactă a tuturor forțelor care solicită sistemul, în vederea dimensionării și a verificării elementelor componente.

Datorită simplității acestei metode (MSM), față de metoda d'Alambert, care presupune scrierea și rezolvarea unor sisteme de ecuații de echilibru, ea s-a bucurat de succes.

Metoda poate fi aplicată cu succes și în probleme de dinamică.

Bibliografie

[1] Șelariu, M. E., Cinetostatică geometrică.(MSM), Com.I Simp. Naț.de Rob.Ind., Buc. 1981

[2] Șelariu, M. E.,-SUPERMATEMATICA-Fundamente-Vol-I-Editia-a-II-a-2012-Cap-8-METODA SEPARĂRII-FORȚELOR-ȘI-A-MOMENTELOR

CALCULUL DE VERIFICARE AL ROȚII MOTOARE A MAȘINII DE EXTRAȚIE DE LA PUȚUL VECHI CU SCHIP EXPLOATAREA MINIERĂ LONEA

Autori: Dumitru Valentin RAUȚ¹, Ana Maria STANCI²

val3ntin_rrr@yahoo.com

Coordonator: Șef lucr.dr. ing Răzvan Bogdan ITU³

¹ Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., CFAC, anul I

² Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., TCM, anul I

³ Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E

Rezumat

Extragerea din subteran a cărbunelui și a sterilului la E.M. Lonea se realizează prin intermediul instalației de extracție cu schip, care are în componența sa o mașină de extracție amplasată în turnul Puțului vechi, prevăzută cu două schipuri de câte 8 tone fiecare. Orice disfuncționalitate a mașinii de extracție poate duce la pierderi importante de producție și periclitarea stării de securitate și siguranță atât a zăcământului cât și a personalului muncitor. În decursul anilor au apărut, la tambura (roata) mașinii de extracție, fisuri în cordoanele de sudură ale butucului și ale nervurilor de rigidizare a șaibelor de frânare, care au evoluat în timp ca dimensiuni și număr. Pentru eliminarea acestor fisuri s-au executat operații de reparare prin îndepărtarea și refacerea cordoanelor de sudură în zonele afectate ale tamburei. Pentru determinarea cauzelor care produc fisurarea cordoanelor de sudură, descrise mai sus, cât și pentru stabilirea de soluții tehnice pentru stoparea fisurării cordoanelor de sudură și garantarea bunei funcționării a mașinii de extracție, s-a realizat un studiu de verificare a solicitării roții motoare. În lucrare se prezintă rezultatele calculului de verificare a roții motoare și soluția tehnică de îmbunătățire a construcției și funcționării acesteia.

Cuvinte cheie

Mașină de extracție, roată motoare, verificare

Prezentarea mașinii de extracție

Mașina de extracție propriu-zisă este amplasată în turnul instalației de extracție (fig. 1) Puț cu Schip Vechi (axa mașinii este la cota puțului +46,5m). Organul de înfășurare a cablului de extracție este roată motore multicablu. Tipul mașinii de extracție este MK 2,1 x 4, (fig.2) și a fost achiziționată din fosta URSS și pusă în funcțiune în anul 1967. Acționarea mașinii de extracție este asincronă. Instalația de extracție este echilibrată dinamic (cu cablu de echilibru mai greu decât cablul de extracție). Utilizatorul mașinii este E.M.Lonea.

Mașina de extracție (fig. 2) este destinată transportului substanței minerale utile, a sterilului și de materiale între două orizonturi (stația de încărcare din subteran de la cota -320m și de deversare (descărcare) de la suprafață cota +21,5m). Forțele necesare pentru deplasarea schipurilor sunt transmise prin forța de frecare dintre cele 4 cabluri de extracție și căptușeala roții de fricțiune.

Pentru reducerea sarcinii dezechilibrate se folosesc două cabluri de compensare.



Fig.1. Turnul instalației de extracție(plan apropiat)

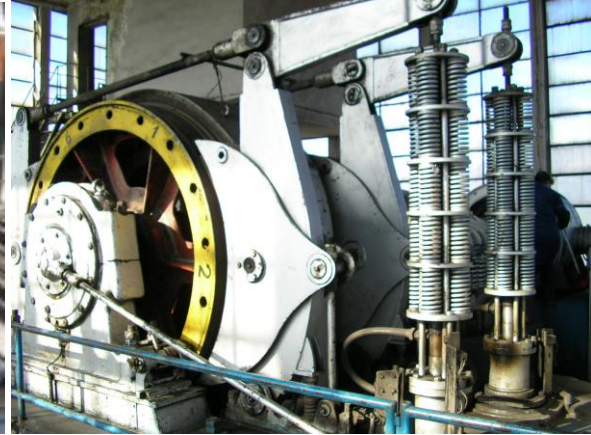


Fig.2. Mașina de extracție MK 2,1 x 4

Fig.3. Roata motoare multicablu

Mașina este acționată cu 2 motoare asincrone, cu $P_n = 2 \times 500\text{kW}$, cu rotor bobinat, alimentate la 6kV. Organul de înfășurare a cablului de extracție al mașinii de extracție este cu rază constantă de tip roată motoare multicablu (fig.3).

Roata motoare

Forma și dimensiunile constructive ale roții motoare și ale arborei sunt prezentate în figura 4, unde s-au notat: 1 - arbore; 2 - roată motoare; 3 - inel de fricțiune; 4 - sabot de strângere; 5 - inel distanțier

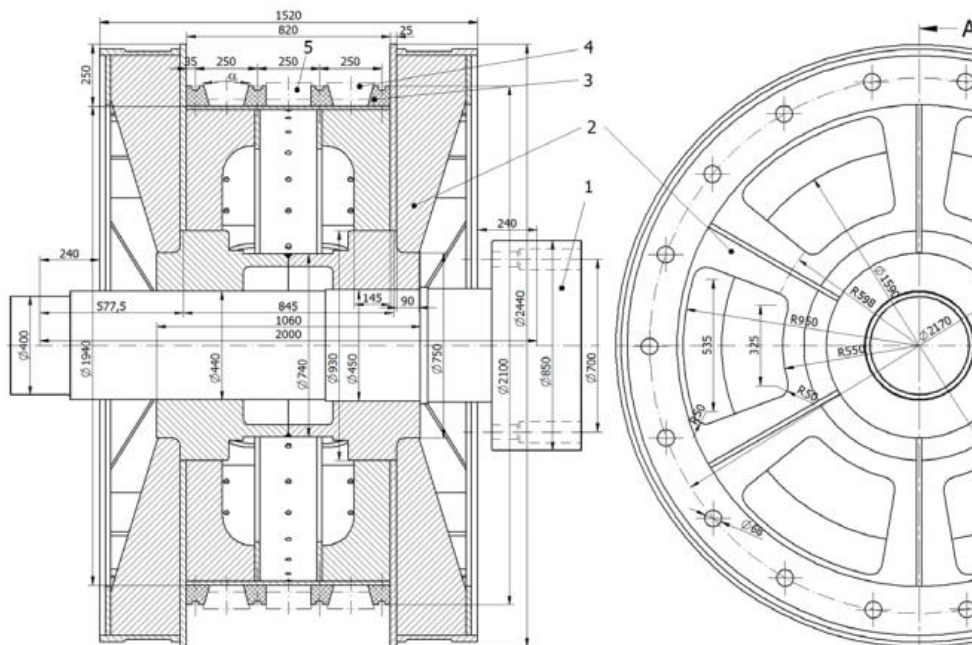


Fig.4. Roata motoare cu arbore

Verificarea roții motoare

Conform desenului din figura 4 și a modului de funcționare a roții motoare s-a stabilit modelul de calcul din figura 5.

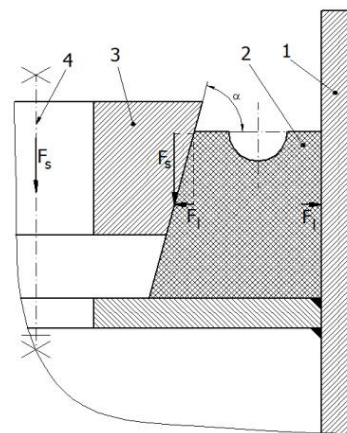
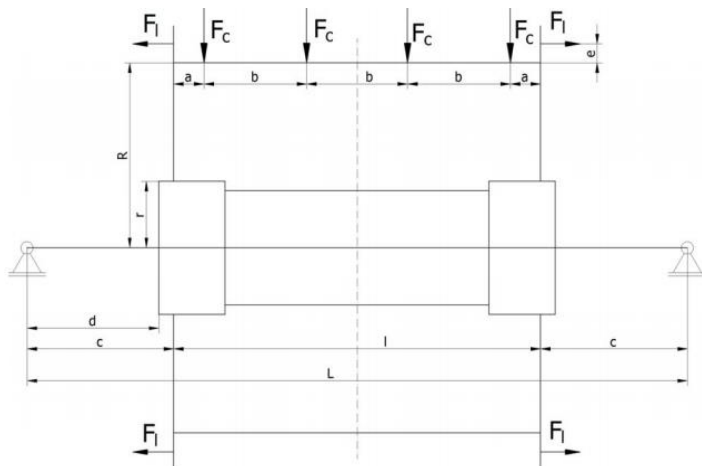


Fig. 5. Modelul de calcul pentru roata motoare a schipului Fig. 6. Descompunere forței de strângere a inelului de fricțiune

În figura 6 este prezentat modul de descompunere a forței de strângere a inelelor de fricțiune, unde s-au notat: 1 - construcția metalică a roții; 2 - inele de fricțiune; 3 - sabot de strângere; 4 - șurub M20x140 sau M24x140.

Pe baza modelului de calcul din figura 5 roata motoare a fost considerată ca un sistem static nedeterminat, format dintr-un cadru dreptunghiular încastrat pe butuci, datorită rigidității mari în plan longitudinal al arborelui cu butucii. În figura 7 este prezentat modul de rezolvare a sistemului static nedeterminat prin metoda sarcinii unitare - Mohr-Maxwell și procedeul Veresceaghin pentru partea de sus, iar în figura 8 pentru partea de jos.

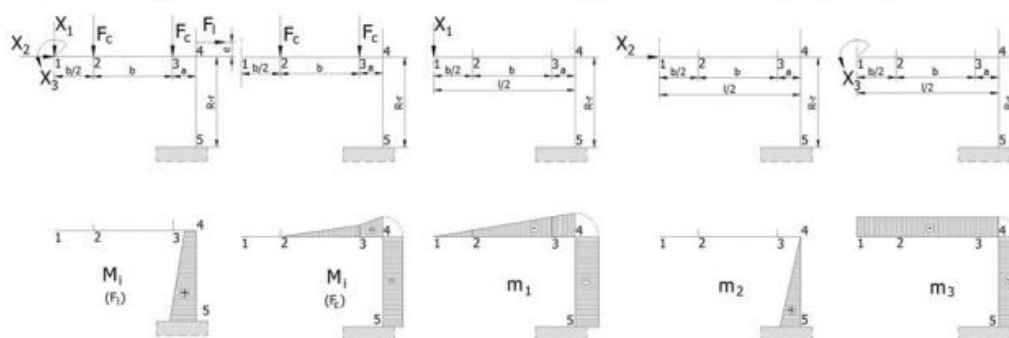


Fig. 7. Modul de rezolvare a sistemului static nedeterminat al roții motoare, partea de sus

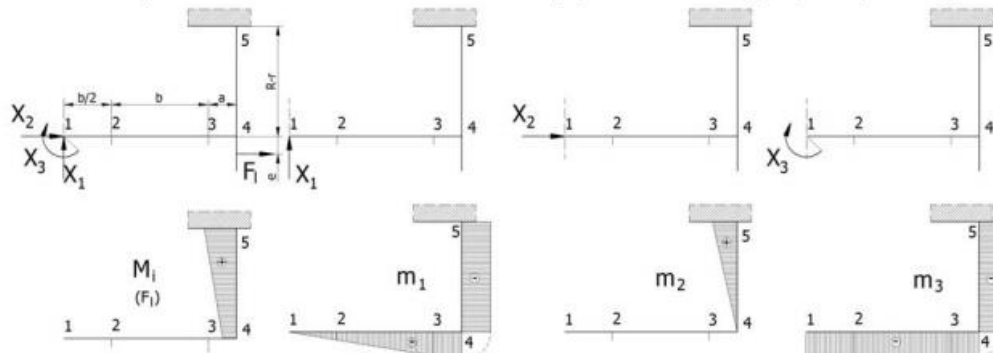


Fig. 8. Modul de rezolvare a sistemului static nedeterminat al roții motoare, partea de jos

Pentru a putea rezolva sistemul static nedeterminat au trebuit stabilite momentele de inerție ale tronsoanelor, s-au ales secțiunile cu momentul de inerție cel mai mic pe tronsoanele 2-4 și 4-5, care sunt prezentate în figurile 9 și 10.

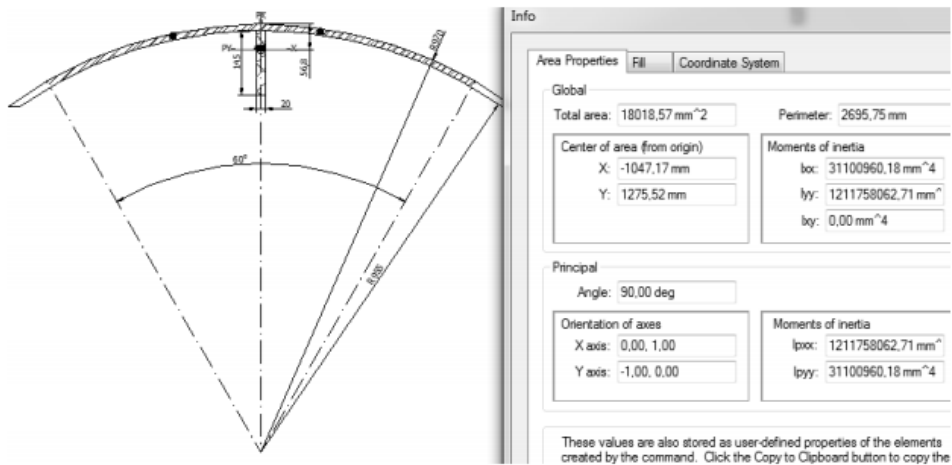


Fig. 9. Secțiunea critică pe tronsonul 2-4 și caracteristicile geometrice

Pentru tronsonul 2-4 s-a ales un sector circular din manta cu deschiderea de 60° cu nervura centrală, pentru care se stabilește și forța concentrată produsă de cablul de extracție.

Pentru tronsonul 4-5 s-a ales secțiunea de la baza degajării trapezoidale din peretele lateral, unde peretele lateral are secțiunea minimă și nervura exterioră are o lățime redusă.

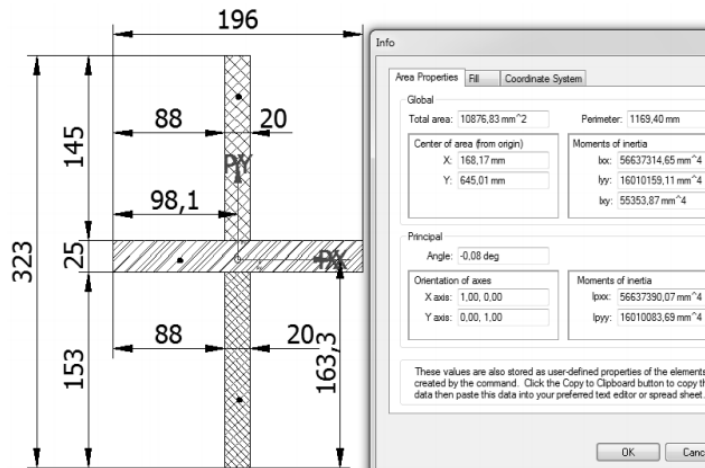


Fig. 10. Secțiunea critică pe tronsonul 4-5 și caracteristicile geometrice

Diagramele de moment încovoietor, forță normală și tăietoare sunt prezentate în figurile 11 și 12.

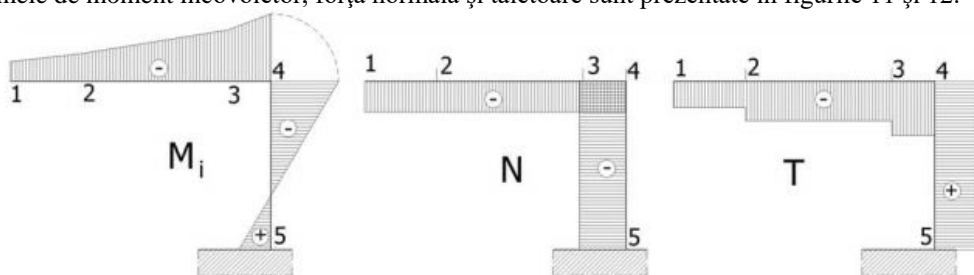


Fig. 11. Diagramele de moment încovoietor forță normală și tăietoare pentru partea de sus

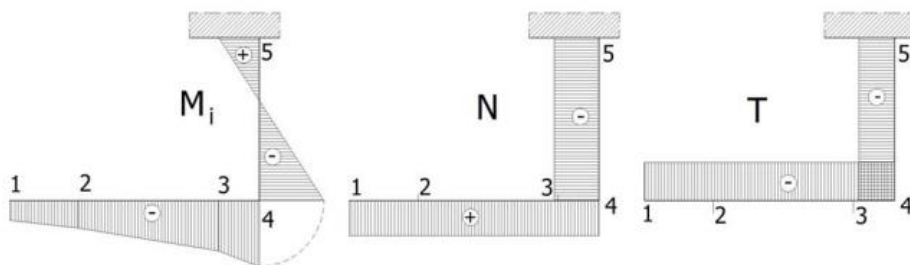


Fig. 12. Diagramele de moment încovoietor, forță normală și tăietoare pentru partea de jos

Rezultatele calculului de verificare au fost sintetizate în graficele din figurile 13, 14, 15, 16, 17, 18 și 19.

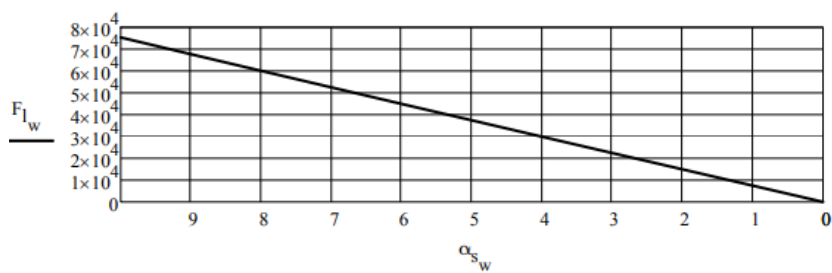


Fig. 13. Modul de variație a forței de apăsare laterală a peretelui la strângerea celor 6 șuruburi M24x140, în funcție de unghiul de înclinare al laturii sabotului, în N

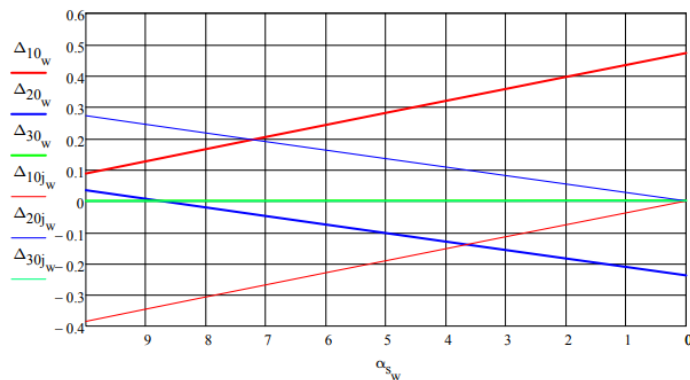


Fig. 14. Modul de variație a deplasărilor după cele trei direcții în funcție de unghiul de înclinare al sabotului, în mm

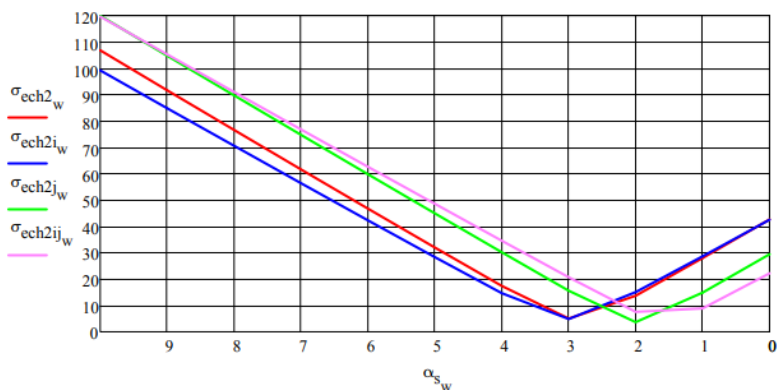


Fig. 15. Modul de variație a tensiunii echivalente din manta în funcție de unghiul de înclinare al sabotului, în N/mm²

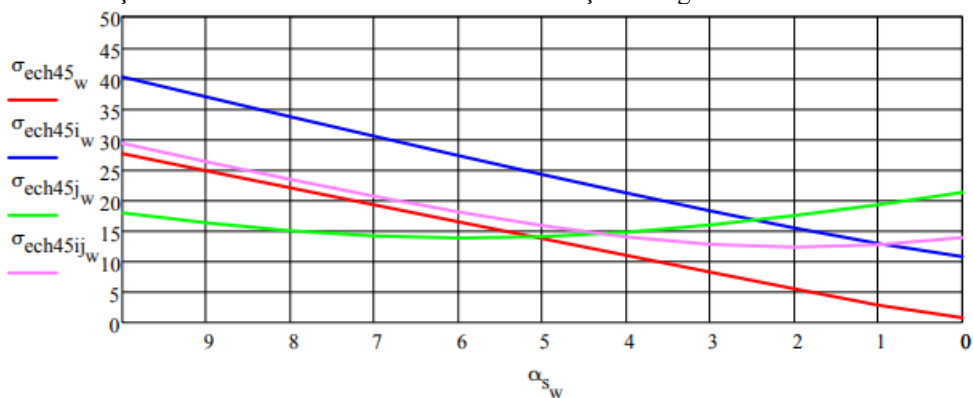


Fig. 16. Modul de variație a tensiunii echivalente din peretele lateral în funcție de unghiul de înclinare al sabotului, în N/mm²

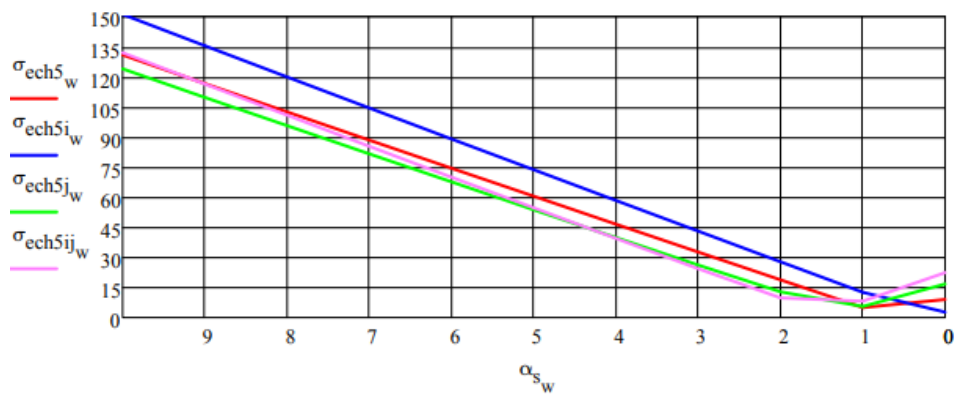


Fig. 17. Modul de variație a tensiunii echivalente din îmbinarea peretelui lateral cu butucul în funcție de unghiul de înclinare al sabotului, în N/mm²

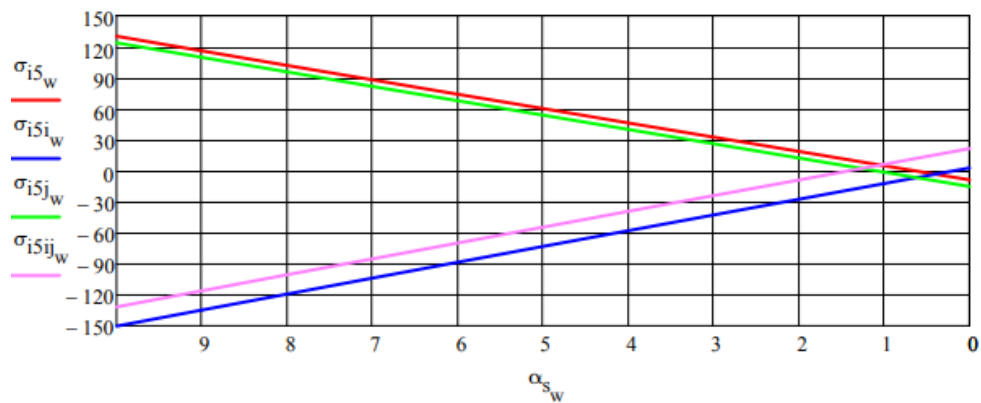


Fig. 18. Modul de variație a tensiunii de încovoiere din îmbinarea peretelui lateral cu butucul în funcție de unghiul de înclinare al sabotului, în N/mm²

Concluzii

Pornind de la soluția constructivă, dimensiunile acesteia și modul de asamblare a roții motoare pe arbore a fost stabilit un model de calcul. Pe acesta au fost puse forțele din cele patru cabluri de extracție și forțele laterale rezultate în urma strângerii prin împănare a discurilor de fricțiune pe mantaua roții cu ajutorul saboților, respectiv al șuruburilor M24x140. Forța laterală a fost corelată prin luarea momentului de frecare dintre inele de fricțiune și mantaua roții de trei ori mai mare de cât momentul dinamic de acționare sau frânare pentru un coeficient de frecare de 0,15, conform literaturii de specialitate.

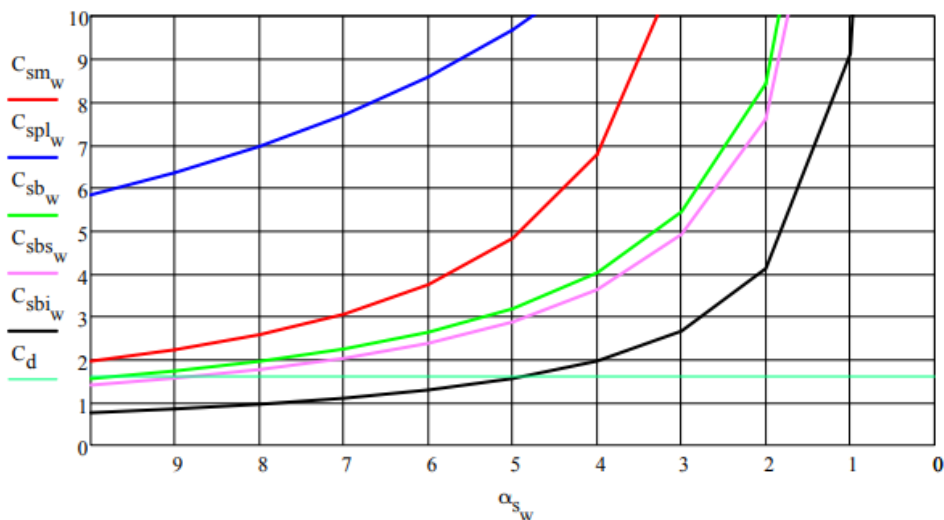


Fig. 19. Modul de variație al coeficientului de siguranță minim în funcție de unghiul de înclinare al sabotului, în N/mm²

S-a considerat construcția metalică exterioară a roții ca un cadru dreptunghiular încastrat pe butucul roții motoare, care este montat prin fretare pe arborele roții.

A fost rezolvat sistemul static nedeterminat atât la partea superioară cât și la partea inferioară prin tăierea cadrului după axa de simetrie și utilizarea modulelor de rezistență minime de pe cele două laturi ale semidreptunghiului.

În manta a fost aleasă o secțiune cu pasul unghiular de 60° și nervura centrală, în peretele lateral secțiunea minimă dintre două decupări cu nervura pe centru, iar în zona butucului la nivelul îmbinării prin sudare a nervurii interioare cu butucul. Forțele din cablurile de extracție au fost luate la jumătate, acoperitor din modul de repartizare a presiunii pe unghiul de înfășurare a cablului.

Pentru a vedea influența forței laterale s-a ales variabil unghiul de înclinare al laturii sabotului între 10° și 0° , în cazul de la E.M. Lonea unghiul este de aproximativ 7° , rezultatele obținute sunt prezentate, astfel: în figura 14 – deformațiile produse de încărcările exterioare și cele trei componente necunoscute la partea superioară și inferioară; în figura 19 – coeficienții de siguranță minimi pentru manta, perete lateral și în cordonul de sudură comparați cu coeficientul dinamic al instalațiilor de extracție; în figura 18 – tensiunea de încovoire în zona de îmbinare prin sudare cu butucul.

Din graficele prezentate, rezultate în urma calculului de verificare se desprind următoarele:

- deformațiile produse de forțele exterioare și de cele trei componente ale sistemului nedeterminat (X_1, X_2, X_3) pun în evidență rezolvarea corectă a sistemului static nedeterminat pentru că la $\alpha_s = 0^\circ$, forța laterală zero, în partea inferioară deformațiile sunt zero, figura 14;

- deformațiile produse după direcția X_2 , în lungul mantalei roții, de 0,25 mm între sus și jos pe o parte și de 0,5 mm pe toată roata au fost puse în evidență și prin măsurători, figura 14;

- forța laterală rezultată în urma strângerii inelelor de fricțiune pentru cabluri este direct proporțională cu unghiul de înclinare a laturii sabotului și are o influență mare asupra tensiunilor din manta, perete lateral și îmbinarea cu butucul;

- tensiunile produse de forțele normală și tăietoare sunt mici în comparație cu tensiunea produsă de momentul încovoietor, care variază direct proporțional cu unghiul de înclinare, figura 18;

- solicitarea cordonului de sudură este una pulsatorie, cu amplitudine mai mare pe compresiune și mai mică pe întindere, figura 18. Rezistența admisibilă a cordonului de sudură la solicitare pulsatorie este mai mică de cât la alternant simetrică, pentru OL 50, $\sigma_A = 240 \text{ N/mm}^2$ pentru solicitare simetrică și 180 N/mm^2 la cea pulsantă, (Pavelescu, D. ș.a. - O.M., pag.131);

- coeficientul de siguranță la cordonul de sudură $C_{sbs} = 2$, pentru OL 52 și un unghi de înclinarea a laturii sabotului de 7° , este puțin mai mare de cât coeficientul dinamic al instalațiilor de extracție $C_d = 1,6$, iar în cazul solicitării la oboseală coeficientul de siguranță are valoarea 1,095, figura 19;

- în urma măsurării durității a rezultat că nervura și butucul au o duritate între 140 și 150 HB, pentru $k=0,35$ rezultă o rezistență de rupere între 49 și $52,5 \text{ daN/mm}^2$, care corespunde unui oțel OL 52;

- cordonul de sudură are duritatea între 220 și 230 HB, având o rezistență între 77 și $80,5 \text{ daN/mm}^2$, ceea ce arată o slabă corelare a metalului cordonului de sudură cu metalele de îmbinat.

Bibliografie:

1. Comanda de achiziție nr.182/ 18.10.2013 emisă de E.M. Lonea;
2. Documentație tehnică, instalație de extracție de la E.M. Lonea..

METODA ANALIZEI DIMENSIONALE ÎN STUDIUL PROCESULUI DE PULVERIZARE PRIN DUZE

Autori: Bogdan Eduard I. ZAMFIR ¹, Alexandru D. SPRÎNCENĂTOAIA ²
zamfir93@yahoo.com

Coordonatori: Șef lucr.dr. ing Răzvan Bogdan ITU ³, Asist.univ. Bogdan Ioan MARC ³

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

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

^{3,4} Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E, Departamentul de Inginerie Mecanică, Industrială și Transporturi

Rezumat

Principalele elemente responsabile de calitatea procesului de pulverizare sunt duzele, care se constituie ca elemente principale ale oricărei mașini de stropit. Acest fapt explică și marea diversitate de sisteme de pulverizare. În lucrare sunt prezentate unele aspecte teoretice privind procesul de pulverizare prin duze. La analiza și modelarea acestui proces s-a utilizat teoria analizei dimensionale.

Cuvinte cheie

Pulverizare, duză, analiză dimensională

8. Introducere

Curgerea fluidelor bifazice lichid-gaz este întâlnită pe scară largă în natură, ca, de exemplu, în căderea picăturilor de ploaie. În aplicațiile practice, un tip important de astfel de proces este curgerea unui flux bifazic având un impuls inițial, care conduce la scindarea lichidului în picături mici.

Acest proces de pulverizare are loc adesea prin trecerea lichidului printr-un ajutor divergent - o duză. Pulverizarea este procesul care conduce la conversia vânei de lichid în picături, prin trecerea lichidului sub presiune printr-o duză. Forțele de tensiune superficială a lichidului, care îi conferă omogenitatea, sunt anulate de factori interni și externi.

Figura 1 ilustrează schematic structura unui jet de lichid pulverizat.

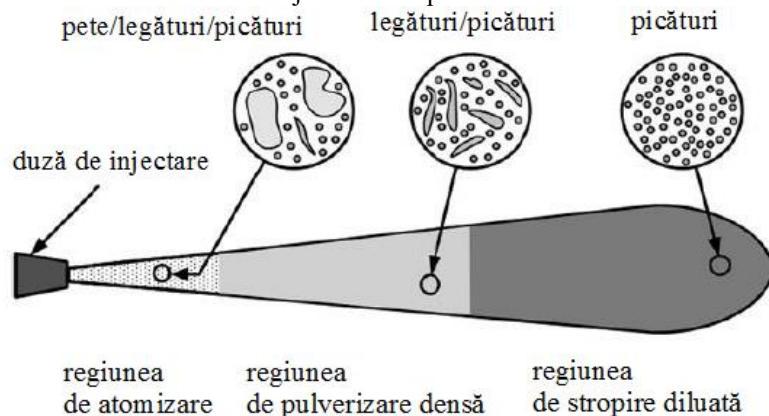


Fig.1. Structura unui jet de pulverizare lichidă

În zona inițială, fracțiunea lichidă e dominantă, lichidul fiind descompus în bule și ligamente (particule de lichid non-sferice). În zona intermediară, de pulverizare densă, fracțiunea lichidă are o pondere mai mică, dar semnificativă.

Aici are loc o fragmentare secundară și apar interacțiuni picătură/picătură, cum ar fi coliziunile și coalescența. În zona de pulverizare diluată predomină picăturile sferice, bine formate, care interacționează puternic cu jetul turbulent de aer. În general, pulverizarea depinde de presiunea de injecție prin duză, de debitul de lichid, de caracteristicile geometrice ale duzei, de vâscozitatea și densitatea lichidului

Fragmentația sau pulverizarea hidraulică se realizează prin trecerea forțată a lichidelor de stropit prin orificii calibrate, denumite duze. Fragmentația se realizează:

- prin duze de pulverizare hidraulică cu jet proiectat (fie jet plat sau conic direct proiectat, fie jet care face un impact cu o suprafață de laminare, care schimbă direcția jetului, adică duze cu jet indirect proiectat);
- prin duze de turbionare, denumite și duze tangențiale (cu deflector elicoidal sau pastilă de turbionare), unde lichidului i se imprimă o mișcare circulară într-o cameră plasată înaintea orificiului calibrat;
- prin duze hidraulice cu două jeturi care se lovesc între ele, realizându-se astfel dispersia.

Unele dintre cele mai utilizate duze (la mașinile de stropit) sunt cele tangențiale cu deflector elicoidal și jet conic. Deflectorul imprimă o mișcare turbionară lichidului. Turbulența rezultantă scindează jetul în picături, care se

constituie într-un con, când ies din orificiul calibrat. Camera de turbionare poate fi cu volum constant sau cu volum reglabil. Reglarea volumului camerei de turbionare se face prin deplasarea deflectorului.

Repartiția cantitativă a volumului de lichid pulverizat este influențată de o serie de factori cum ar fi presiunea de lucru a pulverizatorului, viteza inițială a jetului de lichid pulverizat, debitul pulverizatorului, sistemul de pulverizare folosit.

9. Tehnici de analiză dimensională

Există mai multe tehnici sau metode de analiză dimensională. Două dintre cele mai importante sunt următoarele:

Metoda Rayleigh

Rayleigh, care era alături de Fourier, unul dintre precursorii analizei dimensionale, a dezvoltat o metodă directă și foarte simplă, care permite obținerea de elemente fără dimensiuni. În această metodă sunt urmate următorii pași:

1- Funcția caracteristică potențială a variabilei dependente este definită.

2- Fiecare variabilă este modificată prin dimensiunile corespunzătoare.

Se elaborează ecuațiile condițiilor de omogenitate.

4- Necunoscutele $n-p$ sunt fixe.

5- Înlocuiți exponenții care au fost calculați și stabiliți în ecuația potențială.

6- Mutați grupurile de variabile pentru a defini numerele fără dimensiuni.

Metoda lui Buckingham

Această metodă se bazează pe teorema lui Buckingham sau teorema π , care prevede următoarele:

Dacă există o relație la un nivel dimensional omogen între un număr " n " de magnitudine fizice sau variabile în care apar diferite dimensiuni fundamentale " p ", există și o relație de omogenitate între $n-p$, grupuri independente fără dimensiuni.

3. Principiul omogenității dimensionale

Principiul Fourier, cunoscut și ca principiul omogenității dimensionale, afectează structurarea corectă a expresiilor care leagă algebric magnitudinea fizică.

Este un principiu care are coerența matematică și afirmă că singura opțiune este să scadă sau să adune împreună magnitudine fizice care sunt de aceeași natură. Prin urmare, nu este posibil să se adauge o masă cu o lungime sau un timp cu o suprafață etc.

În mod similar, principiul afirmă că, pentru ca ecuațiile fizice să fie corecte la nivel dimensional, termenii totali ai membrilor celor două părți ale egalității trebuie să aibă aceeași dimensiune. Acest principiu permite garantarea coerenței ecuațiilor fizice.

Principiul asemănării

Principiul asemănării este o extensie a caracterului omogen al dimensiunilor ecuațiilor fizice. Se menționează după cum urmează:

Legile fizice rămân neschimbate în fața schimbării dimensiunilor (dimensiunilor) unui fapt fizic în același sistem de unități, fie că sunt schimbări de caracter real sau imaginar.

Aplicarea cea mai clară a principiului similitudinii este dată în analiza proprietăților fizice ale unui model realizat la o scară mai mică, pentru a folosi ulterior rezultatele obiectului la dimensiunea reală.

Această practică este fundamentală în domenii precum proiectarea și fabricarea aeronavelor și navelor și în lucrări hidrotehnice mari.

Printre numeroasele aplicații de analiză dimensională putem evidenția cele enumerate mai jos.

- Identificați eventuale erori în operațiile efectuate

- Rezolvați problemele a căror rezoluție prezintă dificultăți matematice insurmontabile.

- Proiectarea și analizarea modelelor la scară redusă.

- Faceți observații cu privire la modul în care pot fi modificate posibilele modificări ale modelului.

În plus, analiza dimensională este folosită destul de frecvent în studiul mecanicii fluidelor.

Relevanța analizei dimensionale în mecanica fluidelor se datorează dificultății de a stabili ecuații în anumite fluxuri, precum și dificultățile de rezolvare a acestora, astfel încât este imposibil să se obțină relații empirice. Din acest motiv, este necesar să se recurgă la metoda experimentală.

4. Studiul procesului de pulverizare prin duze

Până în prezent nu a fost posibilă stabilirea legilor pulverizării complexe. Deși fenomenul descompunerii vânei de lichid a constituit obiectul unei serii de cercetări teoretice și experimentale în ultimii 100 de ani, totuși nu s-a elaborat încă o teorie generală, pe baza căreia să fie posibilă determinarea apriorică a gradului de pulverizare pentru diferite tipuri de duze, caracteristici ale lichidului și condiții de lucru.

Aplicarea analizei matematice se mărginește, în general, la formularea problemei, adică la stabilirea ecuațiilor diferențiale și a condițiilor de contur.

Rezolvarea acestor ecuații este posibilă numai în câteva cazuri speciale și cu o serie întreagă de ipoteze simplificatoare. O soluție analitică completă a problemei referitoare la dimensiunile picăturilor prezintă greutate considerabile din două motive:

a. Nu se cunoaște cu precizie lungimea undelor și intensitatea oscilațiilor care există în jet și care depind de condițiile inițiale ale scurgerii jetului prin duză, de construcția duzei, de prelucrarea și starea suprafețelor, etc.

b. Picăturile ce se obțin sunt rezultatul unui proces complex de granulare a picăturilor formate în spațiul de schimb [2].

Din motivele arătate mai sus, posibilitatea unei rezolvări analitice complete a problemei este exclusă. De aceea, studierea pulverizării se face pe cale experimentală, iar rezultatele obținute, în baza teoriei similitudinii, sunt generalizate pentru sisteme dinamic asemenea.

Pentru stabilirea relațiilor fizice, a legăturii care există între mărimile utilizate la descrierea fenomenelor fizice, poate fi utilizată analiza dimensională. Această metodă se bazează pe teorema fundamentală a analizei dimensionale, teorema II, a lui Vaschy-Buckingham. Conform acestei teoreme, procesele fizice sau procesele fizico-chimice pot fi descrise prin funcții ale criteriilor de similitudine independente ce se pot forma cu variabilele care controlează procesul.

Se consideră că sunt independente acele criterii care nu pot fi exprimate prin combinații aritmetice ale altor criterii.

Astfel dacă un proces este determinat de n variabile dimensionale: $X_1, X_2, X_3 \dots X_n$ acesta poate fi exprimat printr-o funcție criterială de forma generală: $f(\Pi_1, \Pi_2, \Pi_3 \dots \Pi_{n-m}) = 0$.

Teorema II are următorul enunț: *numărul de criterii independente din funcția criterială este dat de diferența $n-r$, unde n este numărul variabilelor dimensionale iar r este rangul matricei dimensionale, care este egal cu numărul mărimilor fundamentale în funcție de care se pot exprima variabilele luate în analiză [6].*

În cazul procesului de pulverizare prin duze, analiza dimensională ia în considerare următoarea funcție de $m = 7$ variabile:

$$f(D, v, \rho_l, d, \eta_l, \sigma, \rho_g) = 0, \quad (1)$$

unde:

D – diametrul duzei, v – viteza relativă a lichidului față de gazul înconjurător, ρ_l – densitatea lichidului, d – diametrul picăturii, η_l – vâscozitatea dinamică a lichidului, σ – tensiunea superficială a lichidului, ρ_g – densitatea gazului
 D, v, ρ_l sunt mărimile fundamentale.

Complexii adimensionali (criteriile independente) sunt:

$$\Pi_1 = \frac{d}{D}; \Pi_2 = \frac{\eta_l}{D^{x_1} v^{x_2} \rho_l^{x_3}}; \Pi_3 = \frac{\sigma}{D^{x'_1} v^{x'_2} \rho_l^{x'_3}}; \Pi_4 = \frac{\rho_g}{\rho_l}, \quad (2)$$

Matricea dimensională a variabilelor pentru $d = 3$ mărimi fundamentale, L (lungime), M (masă), T (timp), este:

	D	v	ρ_l	d	η_l	σ	ρ_g
M	1	1	-3	1	-1	0	-3
L	0	0	1	0	1	1	1
T	0	-1	0	0	-1	-2	0

(3)

Sistemul de ecuații dimensionale liniare care exprimă condiția de omogenitate, pentru complexul adimensional Π_2 , este:

$$\begin{cases} (L); x_1 + x_2 - 3x_3 = -1 \\ (M); x_3 = 1 \\ (T); x_2 = 1 \end{cases}, \quad (4)$$

Se obțin soluțiile $x_1 = 1; x_2 = 1; x_3 = 1$ și rezultă:

$$\Pi_2 = \frac{\eta_l}{Dv\rho_l}, \quad (5)$$

Sistemul de ecuații dimensionale liniare care exprimă condiția de omogenitate, pentru complexul adimensional Π_3 este:

$$\begin{cases} (L); x'_1 + x'_2 - 3x'_3 = -1 \\ (M); x'_3 = 1 \\ (T); x'_2 = -1 \end{cases}, \quad (6)$$

Se obțin soluțiile $x'_1 = 1; x'_2 = 2; x'_3 = 1$ și rezultă:

$$\Pi_3 = \frac{\eta_l}{Dv^2\rho_l}, \quad (7)$$

astfel încât: $\varphi_1(\Pi_1, \Pi_2, \Pi_3, \Pi_4) = 0$ sau $\Pi_1 = \varphi_1(\Pi_2, \Pi_3, \Pi_4)$, adică:

$$\frac{d}{D} = \varphi_2 \left(\frac{\eta_l}{Dv\rho_l} \cdot \frac{\sigma}{Dv^2\rho_l} \cdot \frac{\rho_g}{\rho_l} \right), \quad (8)$$

Complexul adimensional Π_1 poate fi pus sub forma:

$$\Pi_1 = k \cdot \Pi_2^a \cdot \Pi_3^b \cdot \Pi_4^c, \quad (9)$$

Se fac combinații între complexii adimensionali, astfel încât să apară o mărime fizică ușor de variat într-un

singur complex, în cazul de față v , viteza relativă a lichidului față de gazul înconjurător. Astfel, se combină complexii adimensionali Π_2 și Π_3 , pentru a elimina v , și apar noii complexi Π'_2 și Π'_3 :

$$\Pi'_2 = \frac{\Pi_2^2}{\Pi_3} = \frac{\eta_l^2}{D^2 v^2 \rho_l^2} \cdot \frac{Dv^2 \rho_l}{\sigma} = \frac{\eta_l^2}{D \rho_l \sigma}, \quad (10)$$

$$\Pi'_3 = \frac{\Pi_3}{\Pi_4} = \frac{\sigma}{Dv^2 \rho_l} \cdot \frac{\rho_l}{\rho_g} = \frac{\sigma}{Dv^2 \rho_g}, \quad (11)$$

Relația (9) devine:

$$\Pi_1 = k \cdot \Pi_2'^a \cdot \Pi_3'^b \cdot \Pi_4^c, \quad (12)$$

dar

$$\Pi_4 = \frac{\rho_g}{\rho_l} = \text{const.} \Rightarrow k_I \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^c = k, \quad (13)$$

și rezultă

$$\frac{d}{D} = k \left(\frac{\eta_l^2}{D \rho_l \sigma} \right)^a \left(\frac{\sigma}{Dv^2 \rho_g} \right)^b \Rightarrow d = k \left(\frac{\eta_l^2}{D \rho_l \sigma} \right)^a \left(\frac{\sigma}{Dv^2 \rho_g} \right)^b D, \quad (14)$$

Coeficienții k , a , b , care intervin în relația (14), pentru diverse situații, variind viteza lichidului și diametrul duzelor, se vor determina pe cale experimentală. În urma experimentărilor se va obține forma ecuației (14), care descrie variația diametrului picăturilor.

În multe situații dezvoltarea experimentului are loc în laborator pe instalații care diferă constructiv de cele industriale, dar permit o desfășurare identică sau similară a fenomenelor studiate. Pentru a utiliza rezultatele de laborator la instalațiile industriale, s-au stabilit relații matematice cunoscute sub denumirea de legi de similitudine.

Acestea permit desfășurarea experimentului cu un fluid convenabil pentru utilizare și aplicarea rezultatelor la un fluid mai puțin convenabil pentru utilizare experimentală. Aceste legi sunt deosebit de utile pentru că se pot utiliza pe o instalație sau mașină mai simplă și de dimensiuni reduse (modelul), fiind posibilă reducerea substanțială a costurilor de cercetare și permit transpunerea rezultatelor de la model la instalația sau mașina în mărime naturală (prototip). Pentru ca rezultatele stabilite pe modele să poată fi utilizate la instalația în natură, trebuie respectate condițiile de similitudine.

Pentru a realiza similitudinea dinamică a două fenomene nu este suficient ca raportul dimensiunilor liniare să fie constant. Trebuie ca și rapoartele mărimilor cinematice și dinamice să fie constante.

Similitudinea geometrică se realizează atunci când raportul dintre dimensiunile liniare de pe prototip și cele de pe model este constant. Similitudinea cinematică implică, în punte omoloage, similitudinea geometrică a câmpului hidrodinamic și raport constant al mărimilor cinematice de același tip (viteze, accelerații). Odată stabilită scara lungimilor, rezultă un raport constant al timpului în care se desfășoară fenomenul pe prototip și timpul în care se desfășoară fenomenul pe model, adică scara timpului. Similitudinea dinamică impune ca raportul tuturor forțelor din natură, de pe prototip și de pe model, să fie constant. Rezultă, astfel, scara forțelor:

Teorema lui Newton afirmă că într-un grup de fenomene asemenea, fiecare criteriu de similitudine are câte o valoare unică pentru toate fenomenele grupului. Respectarea simultană a tuturor acestor criterii nu conduce la o similitudine completă. Dar în realitate respectarea simultană a acestor criterii nu este posibilă practic. Similitudinea nu se va realiza după toate criteriile, ci numai după anumite criterii, care sunt determinante în desfășurarea unui fenomen. Astfel se realizează o similitudine incompletă. Transpunerea rezultatelor de pe un model la prototip va fi din această cauză afectată de erori, iar influența parametrilor neglijați apare în așa numitul efect de scară.

Concluzii

Datorită interacțiunilor multiple între picături și faza gazoasă turbulentă, fenomenul pulverizării este deosebit de complex. Pentru a-l descrie s-a apelat, până la dezvoltarea recentă a tehnologiei digitale (creșterea exponențială a performanțelor calculatoarelor), la metode cvasi-empirice. Avansul tehnologic permite o înțelegere mai profundă a acestui fenomen și, ceea ce este relevant, la perfecționarea aplicațiilor practice. În particular, este foarte important să se știe care este tipul de duză indicat pentru un anumit tip de pulverizare și cum sunt influențate performanțele acestuia de proprietățile lichidului și de condițiile de operare.

Rezultatele studiului pulverizării obținute experimental vor permite stabilirea unor relații deosebit de importante, între diametrul mediu al picăturilor, caracteristicile geometrice ale duzelor și parametrii fizici ai fluidului pulverizat, relații care pot constitui punctul de plecare pentru dimensionarea optimă a duzelor

Bibliografie

1. Dumitrașcu A., Manea D., Căsândroiu T., - *Prezentarea metodei analizei dimensionale în studiul procesului de pulverizare prin duze la mașinile de aplicat tratamente fitosanitare*, INMATEH –Agricultural Engineering, Vol.45, No.1 2015, e: ISSN 2068 – 2239 p: ISSN 2068 – 4215
2. Staicu C. I., (1976) - *Analiza dimensională generală*, Editura Tehnică, București, 1976;
3. *** http://mmut.mec.upt.ro/mh/Culegere_2013/Cap_1_Badarau.pdf

STUDIUL PROCESULUI TEHNOLOGIC DE REALIZARE AL UNEI MAȘINI DE ALEZAT PORTABILE

Autor: BOANTĂ Oana-Denisa¹

Coordonator: Conf.univ.dr.ing. COZMA Bogdan-Zeno²

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

²Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Departamentul I.M.I.T.

Rezumat

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.

Cuvinte cheie

Așchieria metalelor, oțel, uzură, alezaje

1. Introducere

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).



Găuri ovalizate la un încărcător

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-unealtă.

Pe internet și la furnizorii de specialitate putem găsi diferite variante de „Line Boring Machines” (mașini de alezat portabile), prețurile fiind destul de ridicate.

În această lucrare, îmi propun să întocmesc proiectul propriei variante de mașină de alezat portabilă, după modelul celei de la *Elsa s.r.l. Italia* (Figura de mai jos).

În elaborarea acestui proiect m-am inspirat din videoclipuri de pe internet, care arată modul de utilizare al acestui tip de mașină, după care, prin rezultatul propriilor cercetări, calcule și idei, vin, în fața dumneavoastră cu “rodul” a patru luni de muncă.

2. Prezentarea generală a domeniului

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 prelucrează 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.

3. Proiectarea subansamblelor mașinii

Dispunerea paralelă a celor 3 axe principale - axul motorului principal, axul motorului de avans, respectiv axa de rotație a bării de alezat (**Fig.1**), implică niște considerații particulare în proiectare.

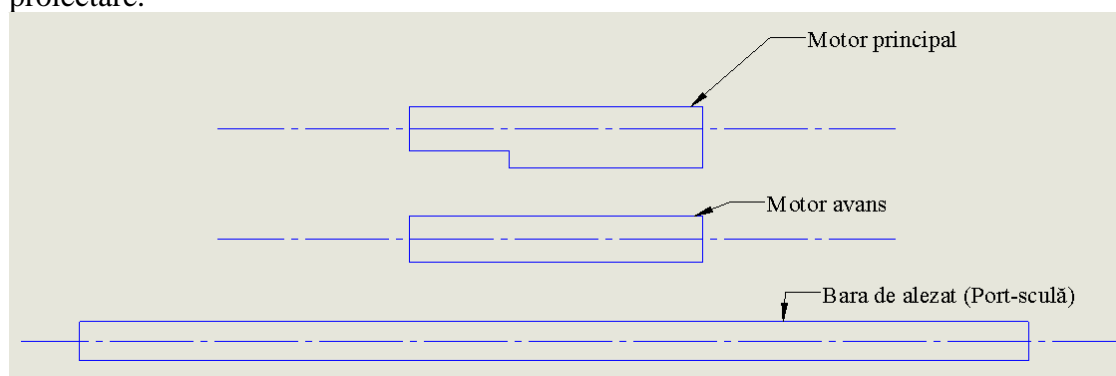


Fig.1 - Dispunerea axelor principale (Schiță)

În vederea proiectării bării 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 bării;
- 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 așchietoare.
- O rigiditate ridicată.

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

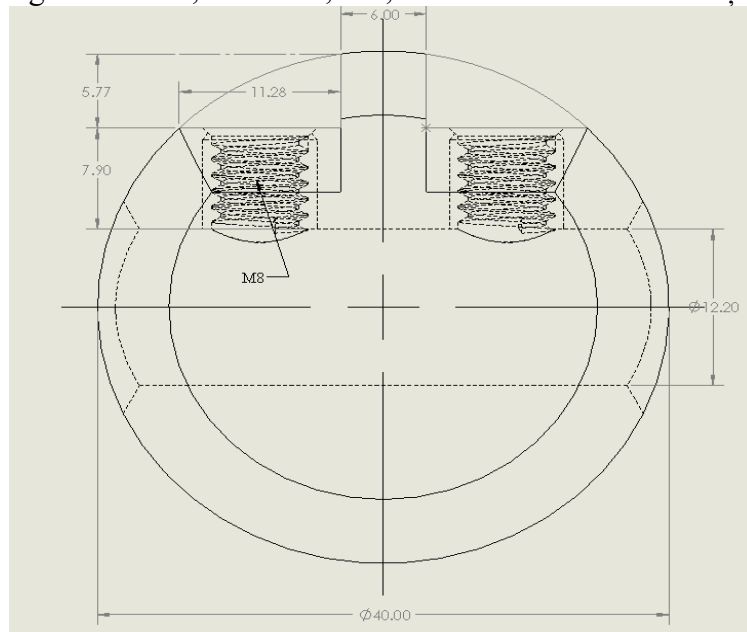
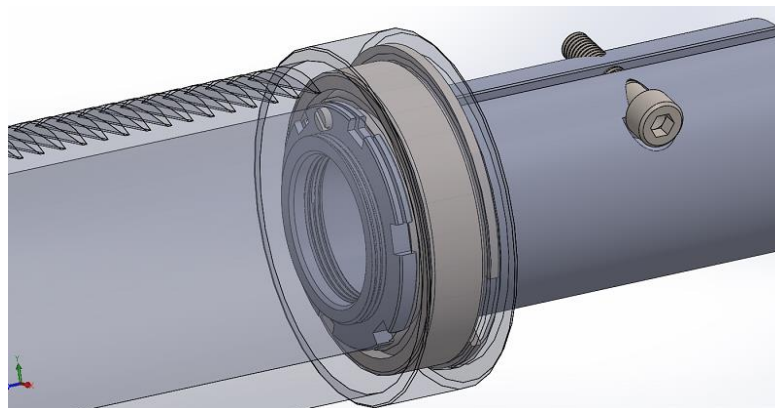


Fig.2 - Vedere 2D din planul frontal al băii

Pentru partea anterioară, contribuind astfel la ușurarea ansamblului, folosim un rulment mai mic, permițând, astfel, o cotă inferioară, pe exteriorul pinolei, în zona cremalierii. Rulmentul părții anterioare are cotele 40x68x21 (63008).



Proiectarea și modelarea 3D a melcului

Parcurgând toate etapele de proiectare, schițare și modelare de până acum, începe să se contureze o schemă cinematică a mecanismului de avans.

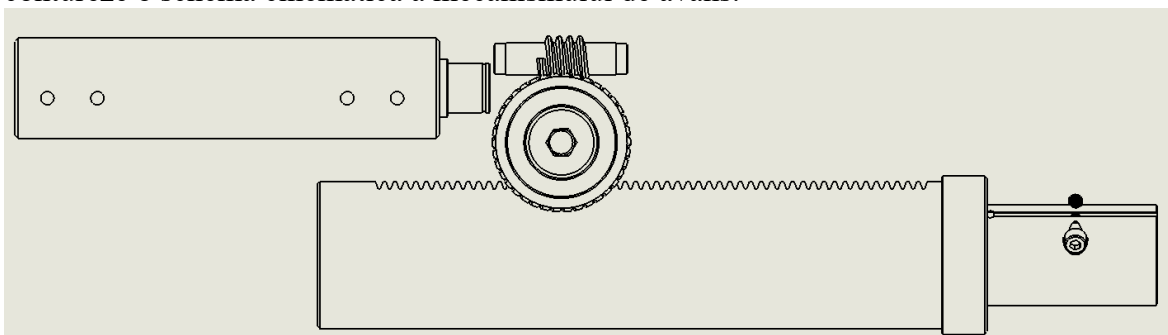


Fig. 0. - Schiță primară a sistemului de avans

Ansamblarea și centrarea componentelor sistemului de avans

În cadrul acestei mașini, sistemul de avans reprezintă cel mai complex subansamblu. Din cele prezentate anterior, știm că, la rândul său, acesta se compune din:

- Angrenajul roților dințate motor-ax melc
- Antrenarea prin pană a melcului de către axul acestuia, care asigură și controlul manual, prin roata de mână, amplasată la capătul posterior al acestuia
- Angrenajul melc-roată melcată
- Angrenajul pinion cremalieră.

Cu ajutorul softului *SOLIDWORKS* vom reuși să efectuăm modelarea 3D a ansamblului (fig.4).

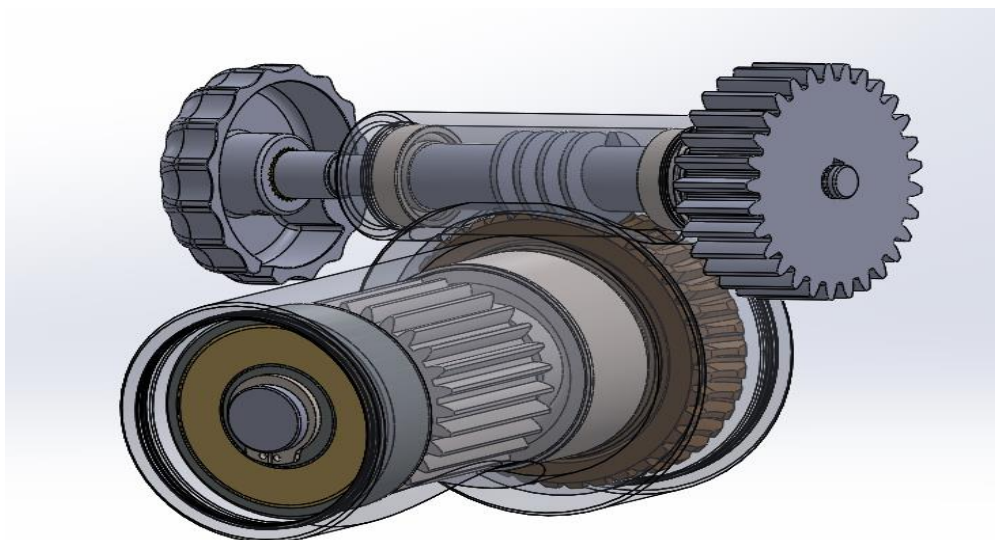


Fig. 4- Ansamblu avans 3D

4. 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 fața locului, cu o mașină portabilă.

Punctul de pornire în proiectarea elementelor constructive ale mașinii este chiar în procurarea motoarelor optime, din toate punctele de vedere (masă, putere, volum, viteză de rotație etc.).

5. Bibliografie

1. **Bolunduț, I.L.** – *Știința și ingineria materialelor*, Editura Tehnică-Info, Chișinău, 2010.
2. **Cozma, B.Z.** – *Bazele proiectării asistate de calculator*, Editura Universitas, Petroșani, 2016.
3. **Dumitrescu, I; Bolunduț I.L.** – *Mașini-unelte și prelucrări prin așchiere*, Universitatea din Petroșani, 2000.
4. **Dumitrescu, I; Florea V.A.** – *Prelucrări prin așchiere și scule așchietoare*.
5. **Dumitrescu, I; Cozma B.Z.** – *Tehnologia construcțiilor de mașini*, Editura Universitas, Petroșani, 2017.
6. **Dumitrescu, I; Jula D.** – *Tehnologia construcțiilor de mașini – Îndrumar de laborator*, Editura Universitas, Petroșani, 2010.
7. **Dumitrescu, I.** – *Tratamente termice*, Editura Universitas, Petroșani, 2015.

STUDIUL TEHNOLOGIC ȘI CONSTRUCTIV AL UNUI CAPAC DE ETANȘARE A CAPĂTULUI UNUI ARBORE DIN CADRUL UNUI ANSAMBLU

Autor: HOROTAN Fineas-Daniel¹

Coordonator: Conf.univ.dr.ing. COZMA Bogdan-Zeno²

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

²Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Departamentul I.M.I.T.

Rezumat

Acesta are rolul de etanșa capătul unui arbore din cadrul unui ansamblu.

Reperul capac se fixează cu ajutorul a 3 șuruburi M 6 care trec prin alezajele filetate S 16 și se centrează prin știfturile care trec prin alezajele S9.

Se analizează precizia dimensională, de formă și de poziție, precum și rugozitățile suprafețelor piesei. Se au în vedere precizările standardelor: STAS 8102-68 pentru suprafețe exterioare și STAS 8103-68 pentru cele interioare.

Reperul primit prin tema de proiect se va executa din Fc250 STAS 868-82, fontă cenușie cu grafit lamelar turnată în piese. Fontele sunt aliaje ale fierului cu carbonul care conțin cantități însemnate de elemente însoțitoare, iar carbonul se află parțial liber, sub formă de grafit.

Cuvinte cheie

Reper capac, fontă cenușie, șuruburi M6.

1. Introducere

În construcția de mașini și utilaje se folosește frecvent fonta cenușie, care prezintă comparativ cu oțelurile unele proprietăți specifice care o fac de neînlocuit, proprietăți ce depind însă și de natura bazei metalice și de cantitatea, forma și distribuția grafitului.

Sunt fonte de a doua fuziune obținute în cubilouri sau cuptoare electrice și se toarnă direct în piese. Comparativ cu alte aliaje feroase, aceste fonte au caracteristici mecanice scăzute, prezentând în schimb rezistență bună, mai ales la rupere și compresiune, cu o capacitate mare de amortizare a vibrațiilor și duritate relativ mare.

Cu cât rezistența la rupere este mai mare iar duritatea este mai mică, cu atât calitatea fontei este mai bună. Rezistența la rupere a fontelor este cu atât mai mare cu cât fonta conține mai multă perlită și are grafitul mai fin și uniform distribuit. Rezistența la coroziune a fontelor cenușii crește cu finisarea grafitului și micșorarea cantității de grafit, cât și prin adaosuri de Cu, Ni și Cr. Rezistența la șoc termic este inferioară altor fonte.

Fluiditatea fontelor cenușii crește cu creșterea conținutului de C, Si și P și cu creșterea temperaturii de turnare. Tendința de formare a crăpăturilor la cald este cu atât mai mică cu cât dilatarea la solidificare este mai mare și cu cât contracția antiperlitică este mai mică.

Sudabilitatea fontelor cenușii este scăzută, iar când se impune se realizează cu preîncălziri la 500...560°C, urmată de detensionare. Sudarea se poate aplica numai pieselor puțin solicitate mecanic. Fontele cenușii nu se deformează plastic. Se utilizează pentru piese care necesită rezistență mecanică mică, medie și mare, în general fără tratament termic.

2. Analiza documentației de execuție a piesei

Se analizează precizia dimensională, de formă și de poziție, precum și rugozitățile suprafețelor piesei. Se au în vedere precizările standardelor: STAS 8102-68 pentru suprafețe exterioare și STAS 8103-68 pentru cele interioare.

Pe baza tabelului 1 se pot stabili mai multe variante posibile de execuție a reperului **Corp**, ținând cont de precizia și calitatea fiecărei suprafețe și de procedeul final de realizare a condițiilor tehnice impuse.

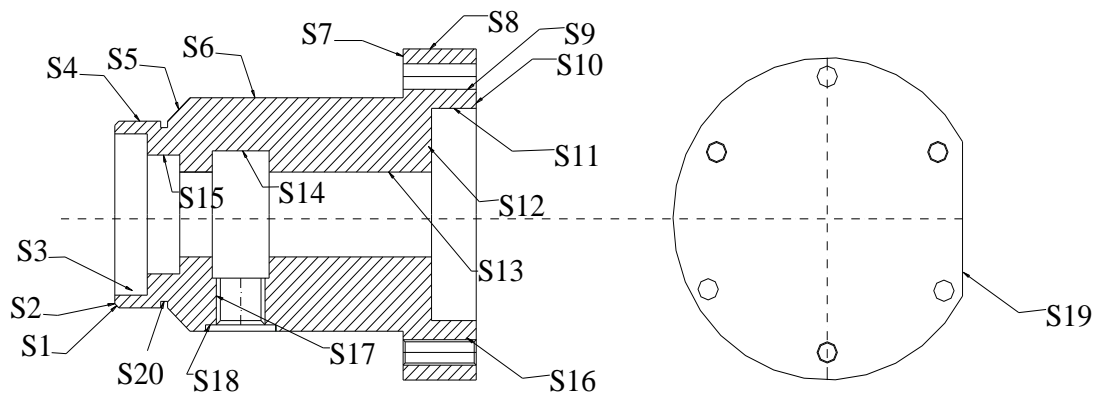


Fig.1. Reperul capac etanșare capăt arbore

În construcția de mașini și utilaje se folosește frecvent fonta cenușie, care prezintă comparativ cu oțelurile unele proprietăți specifice care o fac de neînlocuit, proprietăți ce depind însă și de natura bazei metalice și de cantitatea, forma și distribuția grafitului.

Compoziția chimică este prezentată în tabelul următor:

Tabel 1

Simbol fontă	C %	Mn %	Si %	P %	S %	Cr %	Ni %	Structură
Fc250	3.0-3.5	0.5-1.0	1.6-2.3	0.5-1.0	0.14-0.17	<0.2	max 0.30	P+F+Cg

P – perlită, F – ferită, Cg - grafit

3. Proiectarea semifabricatului

Semifabricatul matrișat pentru piesa **Corp** va fi executat prin turnare datorită materialului impus prin desenul de execuție al piesei care este o fonta FC 250

Cu datele de mai sus, adaosurile de prelucrare și abaterile dimensionale ale semifabricatului sunt conform STAS 7670-83:

- pentru dimensiuni mai mici de 50 mm: A=2,5mm;
- pentru dimensiuni între 50...120 mm :A=3,0mm;
- pentru dimensiuni între 120...250 mm :A=3,5mm;
- pentru dimensiuni între 250...350 mm :A=4,5 – 5mm;

Cu datele de mai sus s-a realizat desenul de execuție al semifabricatului.

Pentru definirea desenului de execuție al semifabricatului se mai prezintă următoarele elemente:

- înclinații tehnologice: exterioare 2°, interioare 3°;
- raze de racordare: exterioare 2mm, interioare 3mm.

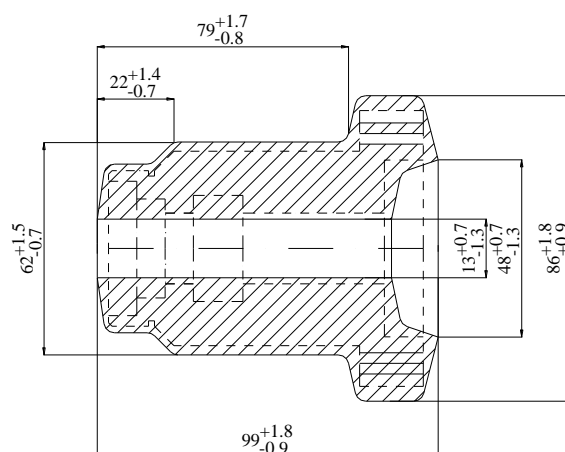


Fig.2. Desenul de execuție al semifabricatului

4. Organizarea și programarea fabricării reperului

Datele inițiale necesare:

- **Impuse prin tema lucrării**

a. Volumul producției.

$$N_g = 10000 \text{ buc/an}$$

b. Fondul nominal de timp.

$$F_n = k_{sch} \cdot h \cdot z_e \text{ [ore]}$$

$k_{sch} = 2$ număr de schimburi

$h = 8$ ore durată unei zile de muncă

$$z_e = 365 - (52 + 52 + 6) = 255 \text{ zile}$$

$$F_n = 2 \cdot 8 \cdot 255 = 4080 \text{ ore/an}$$

c. Mărimea lotului economic: $N_{ec} = 1000 \text{ buc/lot}$

d. Mărimea lotului de transport: $N_{tec} = 100 \text{ buc/lot transport}$

- **Rezultate în urma procesului tehnologic:**

Nr op	Denumire operație	tui [min]	Nt [min]
10	strunjire degrosare	12,012	12,01
20	strunjire degrosare	13,042	13,04
30	strunjire finisare	5,832	5,83
40	strunjire finisare	4,802	4,80
50	strunjire finisare	5,832	5,83
60	strunjire finisare	5,832	5,83
70	Gaurire largire alezare filetare	1,775	1,78
80	Gaurire filetare adancire	2,901	2,90
90	Filetare	3,144	3,14
100	Frezare	3,556	3,56

120	rectificare	2,938	2,94
130	rectificare	2,938	2,94
140	rectificare	2,526	2,53

Verificarea tipului de producție

Se aplică metoda indicilor de constanță:

a.fondul nominal de timp:

$$F_n = k_{sch} \cdot h \cdot z_e \text{ [ore]}$$

$k_{sch}=2$ număr de schimburi

$h=8$ ore durata unei zile de muncă

$z_e=365-(52+52+6)=255$ zile

$$F_n = 2 \cdot 8 \cdot 255 = 4080 \text{ ore/an}$$

b.Ritmul mediu al fabricației

$$r_g = F_n / N_g \cdot 60 = 4080 / 10000 \cdot 60 = 24.48$$

c.Se determină indicatorul TPi:

$$TP_i = r_g / T_{ui} \quad T_{ui} \text{ - timpul unitar pe operație}$$

Dacă: $TP_i \leq 1$ Producție de masă

$1 < TP_i \leq 10$ Producție de serie mare

$10 < TP_i \leq 20$ Producție de serie mijlocie

$TP_i > 20$ Producție de serie mică

Nr op	Denumire operație	tui [min]	TPi	Tipul productiei
10	strunjire degrosare	12,012	6,734932	SM
20	strunjire degrosare	13,042	6,597914	SM
30	strunjire finisare	5,832	8,573388	SM
40	strunjire finisare	4,802	9,339858	SM
50	strunjire finisare	5,832	8,573388	SM
60	strunjire finisare	5,832	8,573388	SM
70	Gaurire largire alezare filetare	1,775	16,74085	Sm
80	Gaurire filetare adancire	2,901	12,18373	Sm
90	Filetare	3,144	11,6285	Sm
100	Frezare	3,556	10,86052	Sm
120	rectificare	2,938	12,09326	Sm
130	rectificare	2,938	12,09326	Sm
140	rectificare	2,526	13,2502	Sm

Majoritatea operațiilor au ritmul $10 < TP_i \leq 20$, rezultând o producție de serie mijlocie.

5. Concluzii

Pentru a se elimina subiectivismul proiectanților de tehnologii în procesele tehnologice de prelucrare a pieselor de organe de mașini, ilustrat prin diferențele care apar foarte frecvent între procesele tehnologice de prelucrare a pieselor identice sau foarte asemănătoare ca forma geometrică și dimensiuni. În cadrul aceluiași întreprinderi sau întreprinderi similare, dotate cu același fel de utilaje, este necesar ca procesele tehnologice de prelucrare a pieselor să se proiecteze folosind

procesele tehnologice optime tipizate de prelucrare, a pieselor reprezentative, a claselor sau a grupelor de piese.

Utilizarea proceselor tehnologice optime tipizate de prelucrare, pentru proiectarea proceselor tehnologice de prelucrare a pieselor de mașini, prezintă un mare număr de avantaje, dintre care se pot enumera următoarele:

- se elimină, subiectivismul în proiectarea proceselor tehnologice;
- se elimină deosebiriile dintre procesele tehnologice de prelucrare, proiectate de tehnologi diferiți, a pieselor identice sau asemănătoare (din aceeași clasă de piese);
- se reduce foarte mult timpul de proiectare a proceselor tehnologice de prelucrare ale pieselor din clasele sau grupele de piese;
- se asigură proiectarea de procese tehnologice optime de prelucrare pentru toate piesele din aceeași clasă sau grupă de piese;
- se asigură o unitate a proceselor tehnologice de prelucrare a pieselor din clasa sau grupa de piese nu numai în cadrul aceleiași întreprinderi, dar chiar și în cadrul întregii industrii constructoare de mașini;
- îmbunătățirile aduse proceselor tehnologice optime tipizate de prelucrare se pot extinde cu rapiditate și ușurință la toate procesele tehnologice de prelucrare a pieselor din clasele sau grupele respective;
- se poate foarte ușor cunoaște și evalua nivelul tehnico-științific al tehnologiilor aplicate într-o întreprindere sau chiar în întreaga industrie constructoare de mașini;
- ușurează conlucrarea dintre inginerii tehnologi și proiectanți în vederea unificării pieselor (a formelor geometrice și a dimensiunilor) în interiorul claselor de piese, lucru care simplifică, ușurează și reduce foarte mult costul prelucrării pieselor;
- ușurează activitatea de proiectare SDV-urilor și a mașinilor-unelte.

Avantajele utilizării proceselor optime tipizate de prelucrare a pieselor reprezentative ale grupelor sau claselor de piese sunt valabile în toate cele trei tipuri de producții, pentru proiectarea proceselor tehnologice de prelucrare a pieselor incluse în diversele clase sau grupe de piese.

Pentru a ne limita numai la problema proiectării proceselor tehnologice de prelucrare, s-a prezentat în cele ce urmează algoritmul cu etapele proiectării proceselor tehnologice de prelucrare a unei piese oarecare dintr-o clasă sau grupă de piese, folosind procesul tehnologic optim tipizat de prelucrare a piesei reprezentative a clasei sau a grupei de piese din care face parte piesa respectivă.

6. Bibliografie

1. Abrudeanu.M, *Știința materialelor*, Ed Univ. din Pitești, vol I, 1997 și vol II, 1999;
2. Banu I., Anghel D., *Elemente de proiectarea și verificarea proceselor de fabricație*, Ed. Univ. din Pitești, 2002;
3. *** STAS-uri, grupa U10.

STUDIUL PROCESULUI TEHNOLOGIC DE PRELUCRARE A PIESELOR DE TIP BUCȘE

Autor: LUCA Nagibet-Ștefania¹

Coordonator: Conf.univ.dr.ing. COZMA Bogdan-Zeno²

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

²Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Departamentul I.M.I.T.

Rezumat

Pentru a se elimina subiectivismul proiectanților de tehnologii în procesele tehnologice de prelucrare a pieselor de organe de mașini, ilustrat prin diferențele care apar foarte frecvent între procesele tehnologice de prelucrare a pieselor identice sau foarte asemănătoare ca forma geometrică și dimensiuni. În cadrul acelorași întreprinderi sau întreprinderi similare, dotate cu același fel de utilaje, este necesar ca procesele tehnologice de prelucrare a pieselor să se proiecteze folosind procesele tehnologice optime tipizate de prelucrare, a pieselor reprezentative, a claselor sau a grupelor de piese.

Din procesul tehnologic optim tipizat de prelucrare a pieselor reprezentative a claselor sau grupelor de piese, tehnologul sau calculatorul electronic, selectează în funcție de suprafețele piesei care trebuie prelucrate, operațiile necesare prelucrării pieselor din componența clasei sau grupeii de piese din care face parte piesa pentru care trebuie proiectat procesul tehnologic de prelucrare.

Cuvinte cheie

Utilaje, proces tehnologic, grupuri de piese

1. Introducere

Utilizarea proceselor tehnologice optime tipizate de prelucrare, pentru proiectarea proceselor tehnologice de prelucrare a pieselor de mașini, prezintă un mare număr de avantaje, dintre care se pot enumera următoarele:

- 1 — se elimină, subiectivismul în proiectarea proceselor tehnologice;
- 2 — se elimină deosebiriile dintre procesele tehnologice de prelucrare, proiectate de tehnologi diferiți, a pieselor identice sau asemănătoare (din aceeași clasă de piese);
- 3 — se reduce foarte mult timpul de proiectare a proceselor tehnologice de prelucrare ale pieselor din clasele sau grupele de piese;
- 4 — se asigură proiectarea de procese tehnologice optime de prelucrare pentru toate piesele din aceeași clasă sau grupă de piese;
- 5 — se asigură o unitate a proceselor tehnologice de prelucrare a pieselor din clasa sau grupa de piese nu numai în cadrul aceleiași întreprinderi, dar chiar și în cadrul întregii industrii constructoare de mașini;
- 6 — îmbunătățirile aduse proceselor tehnologice optime tipizate de prelucrare se pot extinde cu rapiditate și ușurință la toate procesele tehnologice de prelucrare a pieselor din clasele sau grupele respective;
- 7 — se poate foarte ușor cunoaște și evalua nivelul tehnico-științific al tehnologiilor aplicate într-o întreprindere sau chiar în întreaga industrie constructoare de mașini;
- 8 — ușurează conlucrarea dintre inginerii tehnologi și proiectanți în vederea unificării pieselor (a formelor geometrice și a dimensiunilor) în interiorul claselor de piese, lucru care simplifică, ușurează și reduce foarte mult costul prelucrării pieselor;
- 9 — ușurează activitatea de proiectare SDV-urilor și a mașinilor-unelte.

2. Forme constructive caracteristice de piese din clasa „bucşe”, condiții tehnice impuse la prelucrare, semifabricate

Formele constructive caracteristice de piese din clasa buce sînt reprezentate în figura 2.1

Forma semifabricatelor

Pentru buce cu diametrul interior pînă la 20 mm confecționate din oțel, alamă, cupru, aluminiu se folosesc drept semifabricate bare laminate trase. Semifabricatele pot fi de asemenea și turnate sau forjate individual fără alezaj.

Pentru buce cu diametrul interior mai mare de 20 mm, semifabricatele trebuie să fie confecționate cu alezaj de-a dreptul din laminare sau turnate, cele mai des folosite semifabricate pentru astfel de buce fiind țevile laminate. Semifabricatele turnate sub presiune pot fi realizate și cu alezaj cu diametrul mai mare de 3 mm, funcție de materialul folosit. Semifabricatele din masă plastică se obțin prin presare.

3. Tehnologia de prelucrare mecanică prin aşchiere a piesei „bucşă” pe maşini-unelte clasice

Piesa de prelucrat (figura 1) este o bucşă, având rolul de a face legătura între două piese tip ţeavă.

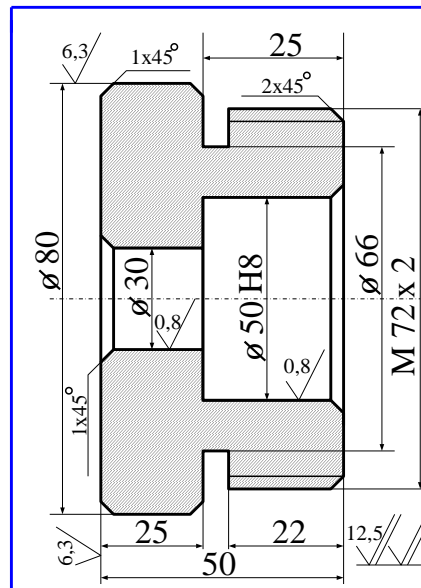


Fig.1. Bucşă

Probleme deosebite privind precizia de prelucrare și rugozitatea suprafețelor, prezintă porțiunile cilindrice $\Phi 50 \text{ H8} (+0,039_0) \times 25 \text{ mm}$, $M 72 \times 2$ pe lungime 22.

Numărul de piese fabricate: 60 buc/an.

Reperul se execută în clasa de execuție SR EN 22768-1 (STAS 2300-88), iar rugozitatea suprafeței este $R_a = 6,3 \mu\text{m}$. Materialul piesei este 2C45 SREN 10025 (OLC45 STAS 880-88), oțel carbon de calitate pentru tratament termic, destinat construcției de mașini.

Compoziția chimică a oțelului 2C45 este:

- Carbon – 0,42 0,50%;
- Mangan – 0,50 0,80%;
- Fosfor – max. 0,035%;
- Sulf – max. 0,035%.

Caracteristicile mecanice ale oțelului 2C45, sunt:

- rezistența la rupere, $R_m = 700 \dots\dots\dots 850 \text{ MPa}$;
- limita de curgere, $R_{p0,2} = 500 \text{ MPa}$;
- alungirea, $A_5 = 14\%$;
- duritatea HB max., HB = 183.

Calculul adaosurilor de prelucrare pentru suprafața cilindrică exterioară $\Phi 80$

Se determină cunoscând mărimea adaosului de prelucrare, pentru operația sau faza considerată, ținând cont de figura 2 și relațiile de calcul din:

a) pentru suprafețe de revoluție exterioare, cu adaos de prelucrare simetric

$$2A_{C\min} = a_{\min} - b_{\min}$$

$$2A_{C\max} = a_{\max} - b_{\max}$$

Ținând seama de relațiile:

$$a_{\max} = a_{\min} + T_a$$

$$b_{\max} = b_{\min} + T_b$$

$$2A_{C\max} = a_{\min} + T_a - b_{\min} - T_b$$

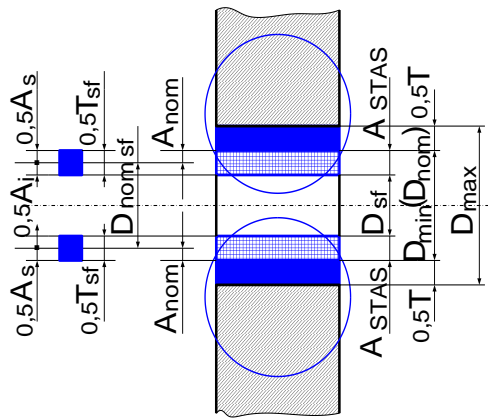


Fig.2. Calculul dimensiunilor intermediare pentru suprafețe de revoluție.

b) pentru suprafețe de revoluție interioare, cu adaos de prelucrare simetric:

$$2A_{Cmin} = b_{max} - a_{max}$$

$$2A_{Cmax} = b_{min} - a_{min}$$

La calculul dimensiunilor intermediare ale semifabricatului, se începe de la operația sau faza precedentă.

4. Tehnologia de prelucrare prin așchiere a piesei „bucșă” pe un strung cu comandă numerică

Sistemul de măsurare al deplasărilor este numeric – incremental.

Strungul are două capete revolver, unul cu axa verticală în care se montează un număr de 4 scule pentru prelucrare suprafețelor interioare și celălalt cu axa orizontală paralelă cu axa OZ în care se fixează sculele pentru prelucrarea suprafețelor exterioare (fig.3).

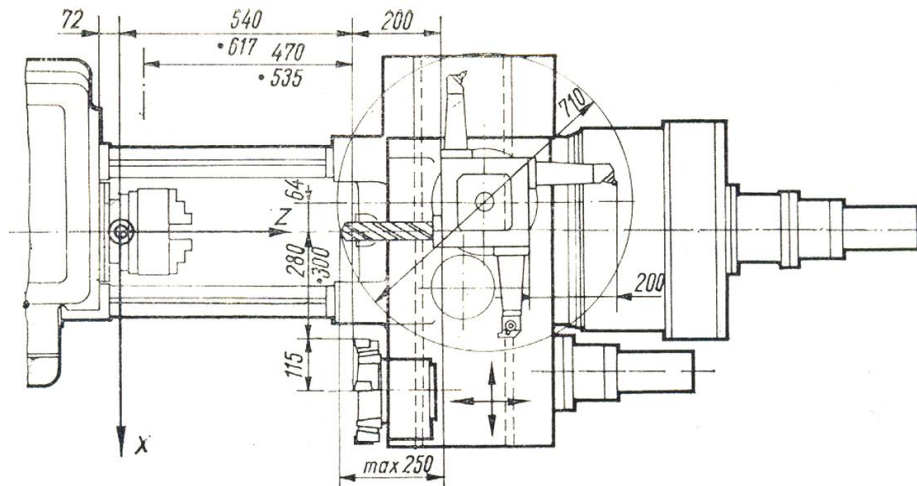


Fig.3. Fixarea sculelor pe un strung cu comandă numerică

În cazul piesei - bucsă, analiza desenului a condus la concluzia că sunt necesare două operații pentru prelucrare, fiecare operație necesitând un număr de faze.

Prima operație constă în:

- ✓ găurire la diametrul $\Phi = 28$ mm;
- ✓ lărgire la diametrul $\Phi = 29,4$ mm;
- ✓ strunjire exterioară la diametrul $\Phi = 80$ mm pe lungimea $l = 28$ mm;
- ✓ strunjire frontală de la cota 55 mm la cota 52 mm;
- ✓ teșire $2 \times 45^\circ$ și $1 \times 45^\circ$.

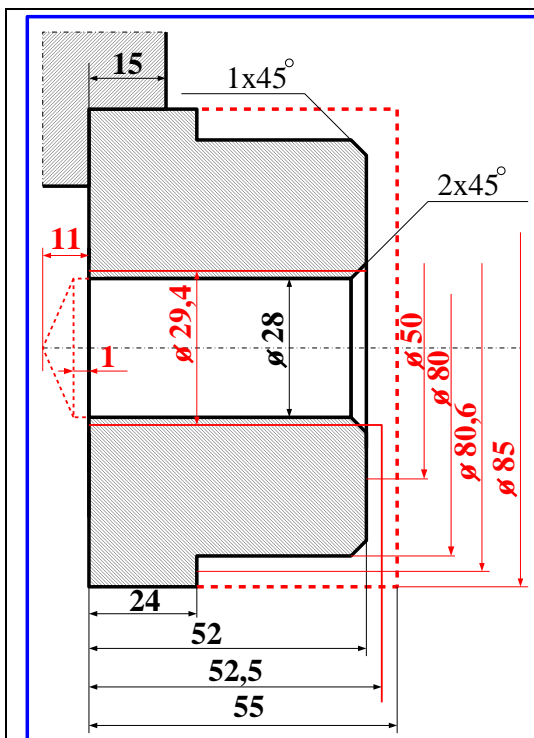


Fig.4. Desenul de prelucrare al bușei la operația numărul 1

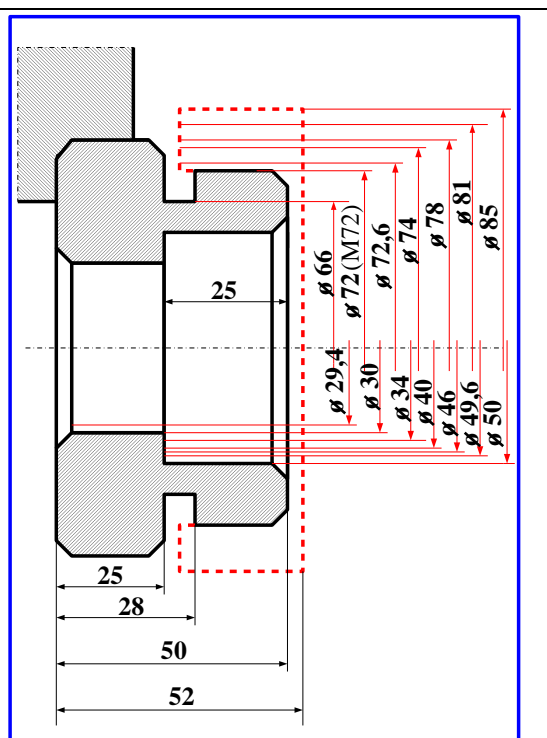


Fig.5. Desenul de prelucrare al bușei la operația numărul 2

Cea de a doua operație (fig.4.) se descompune în următoarele faze:

- ✓ strunjire la interior la diametrul $\Phi = 30$ mm;
- ✓ strunjire la interior la diametrul $\Phi = 50$ mm pe distanța de 27 mm;
- ✓ teșire 1 X 45°;
- ✓ strunjire la exterior de la diametrul $\Phi = 85$ mm până la $\Phi = 72$ mm pe lungimea de 24 mm;
- ✓ strunjire frontală de la cota 52 mm la cota 50 mm;
- ✓ teșire 2 X 45° și 1 x 45°;
- ✓ canelare și filetare – filet metric fin M 72 x 2 ($d = 72$ mm, $d_1 = 68,102$ mm).

5. Concluzii

Pentru a se elimina subiectivismul proiectanților de tehnologii în procesele tehnologice de prelucrare a pieselor de organe de mașini, ilustrat prin diferențele care apar foarte frecvent între procesele tehnologice de prelucrare a pieselor identice sau foarte asemănătoare ca forma geometrică și dimensiuni. În cadrul aceluiași întreprinderi sau întreprinderi similare, dotate cu același fel de utilaje, este necesar ca procesele tehnologice de prelucrare a pieselor să se proiecteze folosind procesele tehnologice optime tipizate de prelucrare, a pieselor reprezentative, a claselor sau a grupelor de piese.

Din procesul tehnologic optim tipizat de prelucrare a pieselor reprezentative a claselor sau grupelor de piese, tehnologul sau calculatorul electronic, selectează în funcție de suprafețele piesei care trebuie prelucrate, operațiile necesare prelucrării pieselor din componența clasei sau grupeii de piese din care face parte piesa pentru care trebuie proiectat procesul tehnologic de prelucrare. Pentru a fi posibil acest lucru, inginerul tehnologic trebuie să dispună de procesele tehnologice optime tipizate de prelucrare ale pieselor reprezentative a tuturor claselor sau grupelor de piese (pentru fiecare tip de producție).

6. Bibliografie

1. Cozma, B.Z. – *Bazele proiectării tehnologice asistate de calculator*, Editura Universitas, Petroșani, 2016.

2. Cozma, B.Z. – *Managementul ciclului de viață al produselor*, Editura Universitas, Petroșani, 2018.
3. Dumitrescu, I., Florea, V.A. - *Desen tehnic industrial utilizând soft-uri CAD*, Editura Universitas, Petroșani, 2018.
4. Dumitrescu, I., Jula, D. - *Tehnologia construcțiilor de mașini. Îndrumător de laborator*, Editura Universitas, Petroșani, 2010.
5. Dumitrescu I., ș.a. - *Stabilirea parametrilor geometrici ai dinților de excavator pentru condițiile carierelor din Oltenia*, Revista Minelor, nr. 11-12/2006.
6. Jula, D., Urdea, G.B. -*Toleranțe, ajustaje și starea suprafeței. Teorie și aplicații*, Editura Universitas, Petroșani, 2017.

STUDIUL TEHNICO-ECONOMIC A PROCESULUI TEHNOLOGIC DE PRODUCERE A UNEI PIESE DE TIP ARBORE-PINION

Autor: URZICEANU Andreea-Aurelia¹

Coordonator: Conf.univ.dr.ing. COZMA Bogdan-Zeno²

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

²Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Departamentul I.M.I.T.

Rezumat

În tehnologiile moderne, tehnologiile neconvenționale s-au extins tot mai mult, cu tendința de creștere rapidă în următorii ani, pentru realizarea unor piese pentru mașini, instalații, aparate etc., executate din diferite materiale. Calitatea pieselor fabricate nu depinde numai de calitatea utilajului tehnologic folosit dar depinde și de tehnologia de fabricare.

La întreprinderile constructoare de mașini pentru obținerea produselor fabricate: mașini, utilaje, aparate, bunuri de consum, se desfășoară un proces de producție prin care materiile prime și semifabricatele sunt transformate în produs finit - piesa.

Cuvinte cheie

Prelucrarea prin așchiere, tratamente termice, construcția de scule.

1. Introducere

Procesele tehnologice sunt o parte a procesului de producție legată direct de schimbarea treptată a stării produsului în timpul fabricării sale.

Elaborarea procesului tehnologic presupune rezolvarea problemelor complexe ale procesului de transformare a semifabricatului în piesă finită. Este necesară conlucrarea dintre inginerul proiectant cu inginerul tehnolog, cu atribuții diferite:

- inginerul proiectant, asigură, elaborarea documentației de execuție, în concordanță cu procedeele tehnologice accesibile și aplicabile, pentru asigurarea rolului funcțional al reperului și produsului.

- inginerul tehnolog, asigură, elaborarea documentației tehnologice optimizate prin detalierea elementelor tehnice, organizatorice, corelat cu cele economice, care are rolul să materializeze conceptul din documentația de execuție. Elementul de bază a procesului tehnologic îl constituie operația tehnologică.

2. Date inițiale necesare proiectării procesului tehnologic a piesei de tip arbore-pinion

Este un desen tehnic industrial a piesei de tip arbore - pinion de proiecție ortogonală reprezentat într-o scară reală. Această piesa este reprezentată într-o vedere fundamentală și una suplimentară. Este un arbore - pinion cilindric cu dinți dreți destinat pentru transmiterea momentului de rotație în componența unui reductor cilindric. Are dantura formată din $z = 40$ dinți cu modulul $m = 3$ mm și diametrul de divizare $d = 120$ mm. Piesa trebuie de prelucrat conform treptelor de precizie și rugozităților indicate, suprafețele neindicate după Rz 80. Conform cerințelor tehnice muchile ascuțite de teșit, duritatea suprafeței de lucru a dinților HRC 35 – 45, tratarea termică normalizarea.

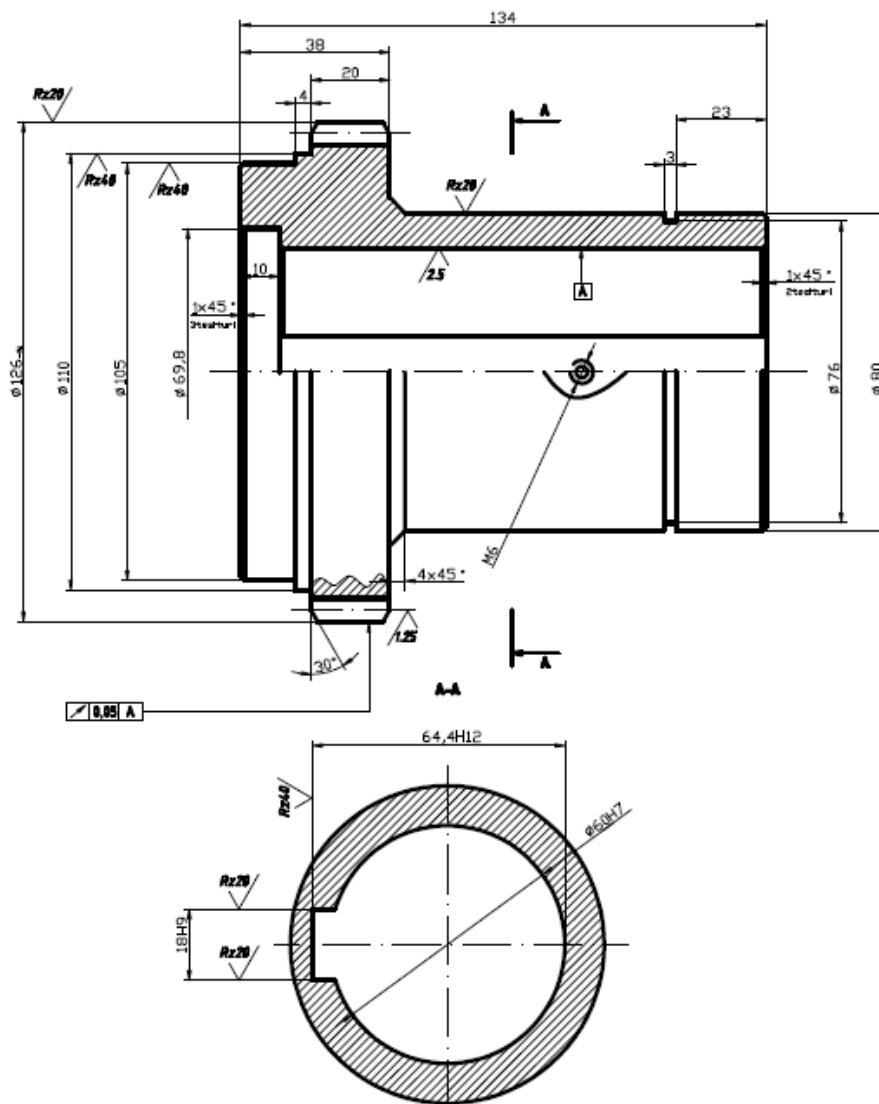


Fig.1. Analiza desenului tehnic a piesei de tip arbore-pinion

La alegerea semifabricatului se ia în considerare următoarele condiții:

- forma geometrică și dimensiunile semifabricatului nu trebuie să difere cu mult de forma și dimensiunea piesei finite;
- suprafața exterioară trebuie să fie fără defecte;

Luând în considerare că tipul de producere a piesei proiectată în lucrarea dată este serie pe unicate vom alege tipul semifabricatului ca laminat, deoarece în comparație cu alte tipuri de semifabricate se primește cel mai ieftin.

Industria propune următoarele dimensiuni a laminatelor;

- de la 5 la 56 peste fiecare 1 mm;
- de la 58 la 82 peste fiecare 2 mm;
- de la 85 la 150 peste fiecare 5 mm;
- de la 160 la 250 peste fiecare 10 mm;

Dimensiunea și diametrul semifabricatului se va cunoaște calculând adaosurile de prelucrare mecanică.

Procedeul tehnologic aplicat la execuția arborilor (în cazul nostru - semifabricat) trebuie să îndeplinească condițiile impuse de tehnologia construcțiilor de mașini. Alegerea procedurii de

prelucrare este determinat de calitatea materialului și de modul de obținere a semifabricatelor (lamine, forjate, matrițate, turnate).

Operația optimă pentru obținerea semifabricatelor (arbori) este forjarea.

Această metodă de căpătare a semifabricatului ne da posibilitatea de a economisi metal și de a micșora volumul prelucrării mecanice, însă pentru fabricarea semifabricatelor forjate se folosește aparataj foarte scump.

Procesul de căpătare a semifabricatelor v-a consta numai în tăierea în părți a tije laminate, lungimea și diametrul căreia vor corespunde semifabricatului.

Diametrul și lungimea semifabricatului se determină cunoscând adaosul de prelucrare mecanică.

3. Calculul tehnico-tehnologic a procesului tehnologic de producere a piesei de tip arbore-pinion

Regimul de așchiere influențează direct, costul, precizia și calitatea suprafețelor. Pentru efectuarea regimului de așchiere este nevoie de stabilit un regim optim, în timp scurt și cheltuieli minime care depinde de costul, productivitatea precizia de prelucrare și calitatea suprafeței.

Consecutivitatea alegerii regimului de așchiere depinde de metoda de prelucrare. La strungire ca date inițiale se adoptă datele inițiale proprietățile fizico - mecanice ale materialului de prelucrat, adaosul și caracterul prelucrării (degroșare sau finisare) după care se determină adâncimea de așchiere t , și orientativ avansul s . mai departe se determină materialul cuțitului și parametrii geometrici; determinăm avansul s după pașaportul mașinii unelte; se alege viteza de așchiere; calculăm frecvența de rotație recomandată de mașina unealtă (luând în considerație diametrul d al piesei). După frecvența de rotație se precizează viteza de așchiere și se controlează regimul ales în dependență de puterea de așchiere.

La găurire consecutivitatea alegerii regimului de așchiere este: după adâncimea și diametrul găurii de prelucrat se alege seria burghiului, și în dependență de proprietățile fizico-mecanice ale semifabricatului forma de ascuțire a părții tăietoare a burghiului și parametrii geometrici. După normative și luând în considerație precizia de prelucrare și caracteristica sistemului ISO se alege grupa de avans s și se corectează după pașaportul mașinii unelte; se determină viteza de așchiere v și se corectează după pașaportul mașinii unelte. Forța axială găsită și puterea de așchiere nu trebuie să depășească, respectiv, forțele admisibile a avansului mașinii unelte și puterii motorului.

Operația – strunjire (005)

Fixarea „A”, **Faza I**, Fixarea „B”, **Faza I**: De retezat capul semifabricatului cu adâncime $t = 3$ mm.

După mărimea adaosului de prelucrare la lungimea 134 mm ($h=6$ mm) fixăm adâncimea de

așchiere: $t = \frac{h}{2} = \frac{6}{2} = 3(\text{mm})$

Determinăm avansul din:

$$S = 0,6 - 1,0(\text{mm/rot});$$

$$S_{pas} = 0,8 \left(\frac{\text{mm}}{\text{rot}} \right).$$

Determinăm viteza de aşchiere (m/min):

$$V = \frac{C_V}{T^m \cdot t^x \cdot S^y} \cdot K_V;$$

T = 60 min – durabilitatea sculei aşchietoare

4. Calculul economic

Operația – strunjirea 005.

1. Timpul auxiliar, timpul ajutător pentru prinderea-desprinderea în universal cu 3 fălci $t_{a1}= 0,29$ min;
2. Timpul ajutător pentru manevrarea strungului $t_{a2}=0,14$ min;
3. Timpul pentru măsurarea cu şublerul $\tau_{a5}= 0,11$ min;
4. Timpul auxiliar legat de fază $\tau_{a6}= 0,16$ min;
5. Timpul pentru rotirea portcuțitului $t_{a4}=0,06$, dacă avem două sau mai multe treceri $t_{a4}= n \cdot 0,06$;
6. Timpul pentru prinderea sculei în port cuțit $t_{a7}= 0,30$ min;

Pentru fiecare fază timpul auxiliar total se calculează conform formulei: $T_a = t_{a1} + t_{a2} + \tau_{a5} + \tau_{a6} + t_{a4} + t_{a7}$;

Tab.1 Timpul total pentru operația de strunjire.

Strunjirea 005								
Fixarea A								
Faza	T _m , (min)	T _a , (min)	T _f , (min)		Faza	T _m , (min)	T _a , (min)	T _f , (min)
1	0,56	0,95	1,51		5	0,34	0,41	0,75
2	0,088	0,6	0,688		6	0,16	0,83	0,99
3	1,5	0,71	2,21		7	0,0031	0,47	0,4731
4	12,4	1,13	13,53		8	0,0039	0,47	0,4739
total			17,938		total			2,687
Fixarea B								
Faza	T _m , (min)	T _a , (min)	T _f , (min)		Faza	T _m , (min)	T _a , (min)	T _f , (min)
1	0,56	0,65	1,21		8	0,0025	0,47	0,4725
2	0,86	0,77	1,63		9	0,012	0,77	0,782
3	0,68	0,41	1,09		10	5,37	0,83	6,2
4	0,33	0,89	1,22		11	0,15	0,41	0,56
5	0,072	0,41	0,482		12	0,0019	0,41	0,4119
6	0,07	0,41	0,48		13	0,037	0,77	0,807
7	0,056	0,41	0,466		14	0,012	0,77	0,782
total			6,578		total			10,0154
T_o (min)								
37,2184								

Operația – frezarea 010

1. Timpul auxiliar timpul, ajutător pentru prinderea în capul $t_{a1}= 0,29$ min ;
2. Timpul ajutător pentru manevrarea strungului $t_{a2}=0,18$ min ;
3. Timpul auxiliar legat de fază $\tau_{a6}= 0,16$ min ;
4. Timpul pentru rotirea capului divizor $t_{a3}=0,10$, dacă avem două sau mai multe treceri $t_{a3}= n \cdot 0,10$;
5. Timpul pentru fixarea frezei $t_{a4}= 0,30$ min ;

Pentru fiecare fază timpul auxiliar total se calculează conform formulei :

$$T_a = t_{a1} + t_{a2} + \tau_{a3} + \tau_{a6} + t_{a4};$$

Tab. 2 Timpul total pentru operația de frezare.

Frezarea 010			
Fixarea A			
Faza	T _m , (min)	T _a , (min)	T _o , (min)
1	1,88	4,93	6,81

5. Concluzii

Pentru realizare unui proces tehnologic cât mai optim și economic este necesar de analizat amănunțit desenul de execuție și cerințele tehnice a piesei;

La divizarea întregului proces tehnologic se va lua în considerare posibilitatea de instalare a dispozitivelor de poziționare și fixare a semifabricatului și a sculelor într-o succesiune logică cu cât mai puține mânuiri și faze posibile;

La prima operație a procesului tehnologic se va prevedea prelucrarea suprafeței/suprafețelor care vor servi drept baze tehnologice;

Recomand ca la începutul procesului tehnologic să se prelucreze suprafețele interioare cu $\varnothing 60H7$ și $\varnothing 69,8$ mm, după acesta semifabricatul să fie prins pe un dorn fixat în centre pentru prelucrarea suprafețelor exterioare ceea ce permite încadrarea în toleranța bății radiale indicate pe desenul tehnic;

Recomand ca următoare operație după strunjire să fie frezarea dinților pentru respectarea bătilor conform indicațiilor desenului tehnic.

Recomand ca aproape de sfârșitul procesului tehnologic să se prelucreze suprafața interioară cu $\varnothing 60H7$ care ar putea să fie deteriorate prin operații ulterioare de prelucrare;

Recomand ca tratarea termică să se execute prin intermediul metodei cu C.F.I;

Asigurarea realizării calitativă a piese în condițiile tehnice prescrise, la costuri și timp minim o putem face doar prin intermediul unui proces tehnologic bine structurat.

Metode de optimizare a procesului tehnologic

Reducerea numărului de operații prin excluderea operațiilor de control.

Cauza: aceste nu sunt considerate operații ale procesului tehnologic, dar fac parte din timpul auxiliar.

Efectuarea strunjirii interioare după care semifabricatul este fixat pe un dorn cilindric cu o treaptă pentru strunjirea exterioară.

Cauza: a) strunjirea se va efectua în acest mod pentru respectarea perpendicularității și paralelismului dintre suprafețele de prelucrat.

b) strunjirea se va efectua în acest mod pentru respectarea unei singure axe de prelucrare și prevenirea bătilor și vibrațiilor.

După strunjire va urma operația de frezare a dinților.

Cauza: operația de frezarea a dinților se va efectua pentru respectarea unei singure axe de prelucrare și prevenirea bătilor.

După mortezarea canalului pentru pană va urma operația de strunjire și în final tratarea termică.

Cauza: aceasta se va face pentru înlăturarea unor deformații și a unor elemente de așchii apărute.

Tratarea termică se va face cu metoda C.F.I (curenților de frecvență înaltă).

Cauza: deoarece trebuie tratată termic doar coroana dințată nu piesa în întregime, la supunerea întregii piese tratamentului termic ea își modifica proprietățile pe întreaga suprafață.

6. Bibliografie

1. Cozma, B.Z. – *Bazele proiectării tehnologice asistate de calculator*, Editura Universitas, Petroșani, 2016.
2. Cozma, B.Z. – *Managementul ciclului de viață al produselor*, Editura Universitas, Petroșani, 2018.
3. Dumitrescu, I., Florea, V.A. - *Desen tehnic industrial utilizând soft-uri CAD*, Editura Universitas, Petroșani, 2018.

STUDIUL TRANSPORTOARELOR MINIERE CU BANDĂ PE ROLE DE LA EXPLOATAREA MINIERĂ LUPENI

Autori: Ion POPESCU ¹, Ciprian-Virgil OPRITĂSCU ²
ion.popescu67@yahoo.com; opritescu.ciprian@yahoo.com

Coordonator: Conf.dr.ing. Iosif DUMITRESCU ³

¹ Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., specializarea: T.C.M., anul IV

² Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., specializarea: T.C.M., anul IV

³ Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Departamentul de I.M.I.T.:

Rezumat

Transportoarele cu bandă pe role reprezintă mijlocul de transport cel mai larg utilizat pe galerii și plane înclinate în minele de cărbuni. Datorită numărului mare de transportoare cu bandă este importantă dimensionarea corectă a acestora pentru a estima puterea rețelei electrice și al consumului de energie, automatizarea fluxului de transport pentru îmbunătățirea eficienței economice a transportului tonei de cărbune între subteran și suprafață. În lucrare se prezintă studiul realizat pentru fluxul de transport de la E.M.Lupeni.

Cuvinte cheie

Transportor, minier, bandă, role

10. Introducere

Transportoarele cu bandă pe role reprezintă mijlocul de transport cel mai larg utilizat pe galerii și plane înclinate în minele de cărbuni, iar în carierele carbonifiere se realizează transportul doar cu acestea. Banda este cel mai scump element al transportorului și de a cărei durabilitate depinde eficiența economică a folosirii transportoarelor cu bandă.

În figura 1 este prezentată schema constructivă a unui transportor cu bandă staționar, unde s-au notat: 1 - carcasă de evacuare; 2 - tobă de acționare; 3 - bandă din cauciuc; 4 - role superioare; 5 - suport role; 6 - pâlnie de alimentare; 7 - tobă de întindere și întoarcere; 8 - cârucior; 9 - cablu de întindere; 10 - rolă de ghidare; 11 - contragreutate; 12 - cadru sistem întindere; 13 - suport cap întindere; 14 - role inferioare; 15 - motor electric; 16 - construcție metalică; 17 - cuplaj cu frână electromagnetică; 18 - reductor; 19 - material transportat.

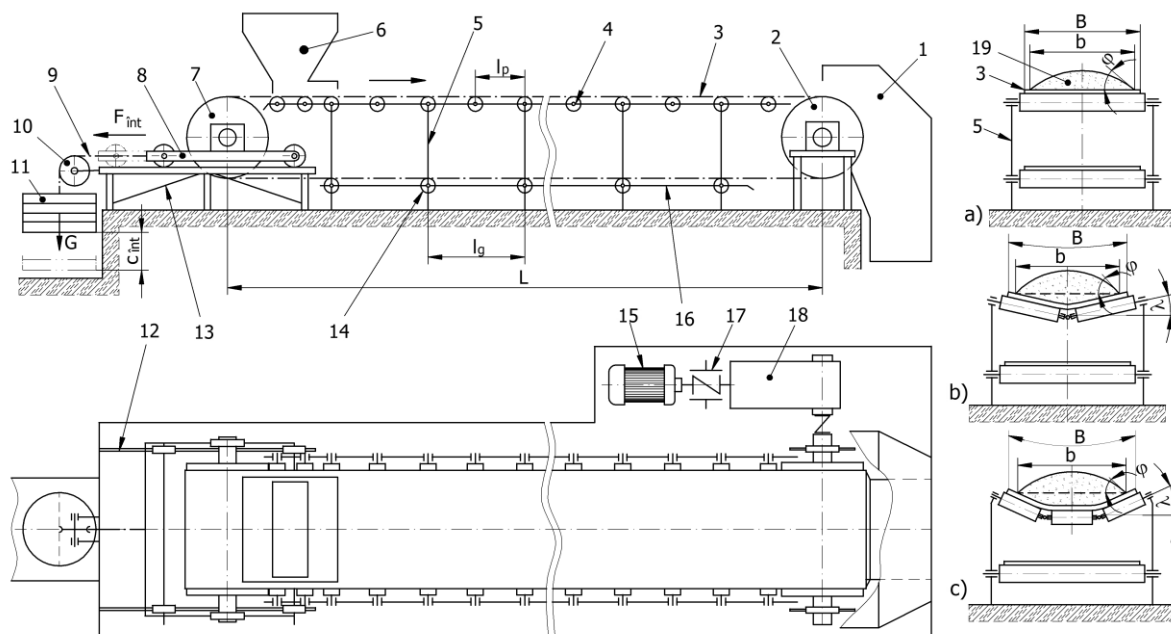


Fig. 1. Schema constructivă a unui transportor cu bandă pe role staționar

Banda din cauciuc fără sfârșit 3 ce se înfășoară peste toba de acționare 2 și toba de întindere 7. Banda este susținută de rolele superioare 4 și inferioare 14, montate în suporturi pe construcția metalică 5 și 16. Încărcarea benzii se realizează prin pâlnia 6, în dreptul tobei de întindere. Descărcarea benzii se realizează în dreptul tobei de acționare, materialul ajungând în buncărul 1, sau se poate realiza în orice punct pe lungimea transportorului cu ajutorul unui dispozitiv de descărcare mobil.

În funcție de lățimea sa, banda se poate sprijini în partea încărcată, pe un singur rând de role, banda având forma plată (fig. 1.a) sau se poate sprijini pe două sau trei rânduri de role, banda având formă de jgheab (fig. 1.b și 1.c). Unghiul de înclinare al axelor rolor $\lambda = 15^\circ \dots 45^\circ$.

2. Prezentarea fluxului de transport de la E.M.Lupeni

În figura 2 este prezentată situația celor 9 transportoare cu bandă TMB 1000, cu caracteristicile tehnice ale acestora (lungime și putere instalată), ce sunt cuprinse în schema fluxului de transport din subteran. Acestea asigură transportul cărbunelui pe orizontul 300 și orizontul 330 până la silozul de 1300 t, de unde cu ajutorul schipului de 14 tone acesta este scos la suprafață și transferat cu transportoare cu bandă pe role de TMB 1400 la preparație. La schip mai există două transportoare cu bandă pentru dozarea cărbunelui în subteran B_{3,4} cu lungimea de 19 m. Lungimea celor 9 transportoare TMB 1000 variază între 43 m și 547 m, acestea sunt echipate cu 2 până la 7 grupuri de acționare de 45 kW.

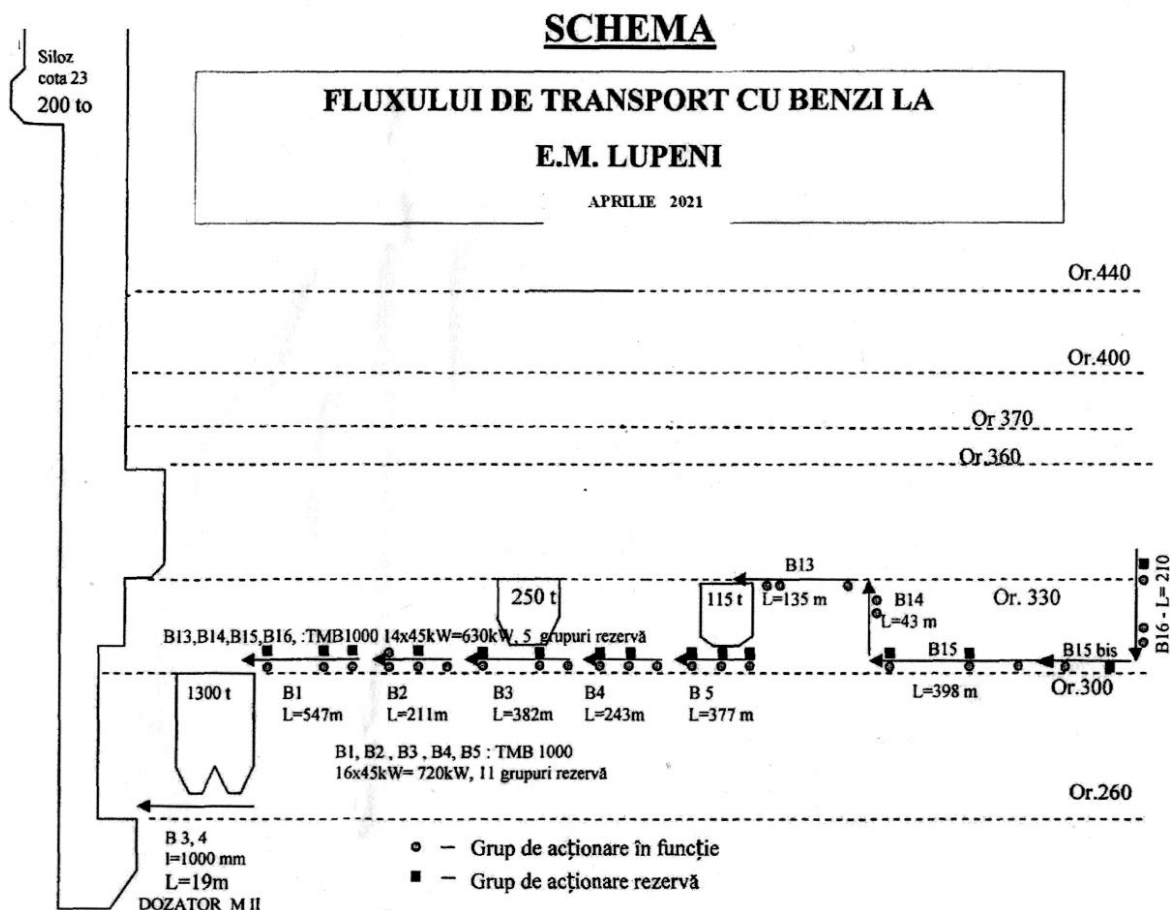


Fig. 2. Schema fluxului de transport cu transportoare cu bandă pe role TMB1000-E.M.Lupeni

Cele 9 transportoare cu bandă TMB 1000, au o lungime totală de transport de 2546 m și o putere instalată de $43 \times 45 = 1935 \text{ kW} = 1,935 \text{ MW}$, din care în funcție $28 \times 45 = 1260 \text{ kW} = 1,26 \text{ MW}$.

3. Studiul fluxului de transport de la E.M.Lupeni

Datorită lungimii variabile a transportoarelor cu bandă TMB 1000 s-a făcut o analiză a eficienței utilizării acestora pentru lungimii cuprinse între 80 și 520 m și un debit de transport între 0 și 455 t/h, care a fost prezentată în capitolul III. Conform cărții tehnice a transportorului cu bandă TMB 1000 (L. 37051 – UNIO Satu Mare), pag. 3/53, debitul de transport este de 450 t/h și poate funcționa până la o înclinare de 14° . Au fost făcute aceste precizări pentru că transportul cărbunelui între orizontul 300 și 330 se face pe planuri înclinate la 12° .

Pentru analiza eficienței transportului de cărbune cu transportoarele TMB 1000 s-a folosit o schemă de transportor cu două inflexiuni în plan vertical, secțiunea fluxului de cărbune transportat este pentru o albiere a benzii pe un jgheab cu trei role de susținere ce au unghiul lateral de 30° . În figura 3.a este prezentată schema transportorului cu bandă TMB 1000 cu două grupuri de acționare, iar în figura 3.b cu patru grupuri acționare.

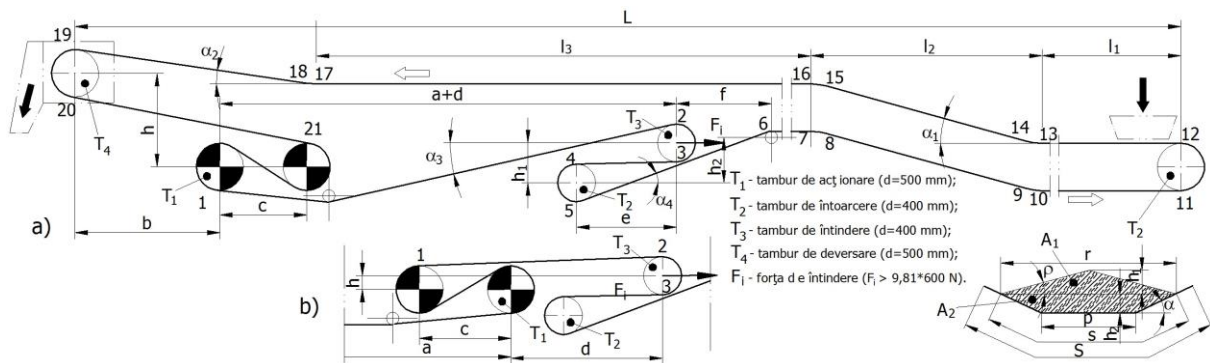


Fig. 3. Schema transportorului TMB 1000 cu punctele de inflexiune de pe traseul lanțului

La schema de transportor prezentată s-au luat în analiză două variante de transport, când transportul se face în plan orizontal și a doua când transportul se face ascendent la 12° cu o porțiune orizontală de 10% din lungimea L a acestuia. Pentru aceste variante s-au calculat forțele de tracțiune în cele 21 puncte ale transportorului și au fost trasate diagramele de variație a acestora în lungul benzii, figura 4. Diagramele de variație a forței din bandă au fost stabilite pentru trei lungimii ale transportorului, astfel: a_1, b_1 – pentru lungimea $L = 520$ m; a_2, b_2 - pentru lungimea $L = 320$ m; a_3, b_3 - pentru lungimea $L = 80$ m.

La varianta a doua cu înclinare ascendentă de 12° , lungimea desfășurată a benzii este mai mare pentru că s-a luat aceeași lungime a proiecției în plan orizontal ca și în primul caz. În diagrame este prezentată variația forței pentru debitul maxim de transport de 455 t/h (linie continuă) și pentru mersul în gol (linie întreruptă).

Se observă din diagrama forțelor de tracțiune din bandă că saltul cel mai mare se produce în zona de încărcare a cărbunelui datorită diferenței dintre viteza benzii și componenta vitezei cărbunelui de încărcat pe direcția de transport.

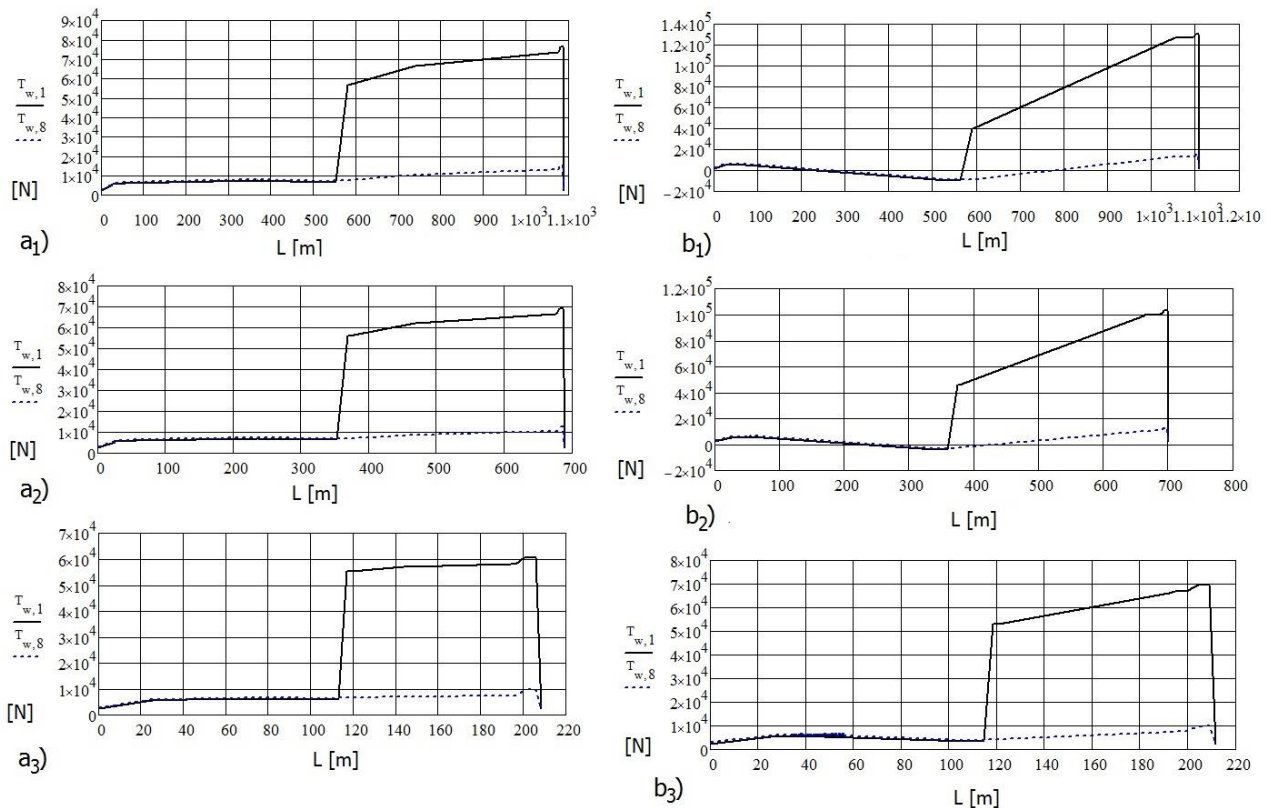


Fig. 4. Diagramele forțelor de tracțiune din banda transportorului

În figura 5 se prezintă modul de variație al forței de acționare a benzii în funcție de debitul de cărbune transportat pentru cele două cazuri, figurile 5.a₁ și 5.b₁, în funcție de lungimea transportorului pentru cele două cazuri, figurile 5.a₂ și 5.b₂ și variația în procente a forței în funcție de lungimea transportorului, 5.a₃ și 5.b₃.

Se observă că influența cea mai mare asupra forței de acționare a benzii o are debitul de cărbune transportat, fiind de șapte ori mai mare la debitul maxim față de mersul în gol, și mai puțin în cazul lungimii, unde variațiile sunt de maxim 46%, respectiv, la transportorul pe plan înclinat de 60% .

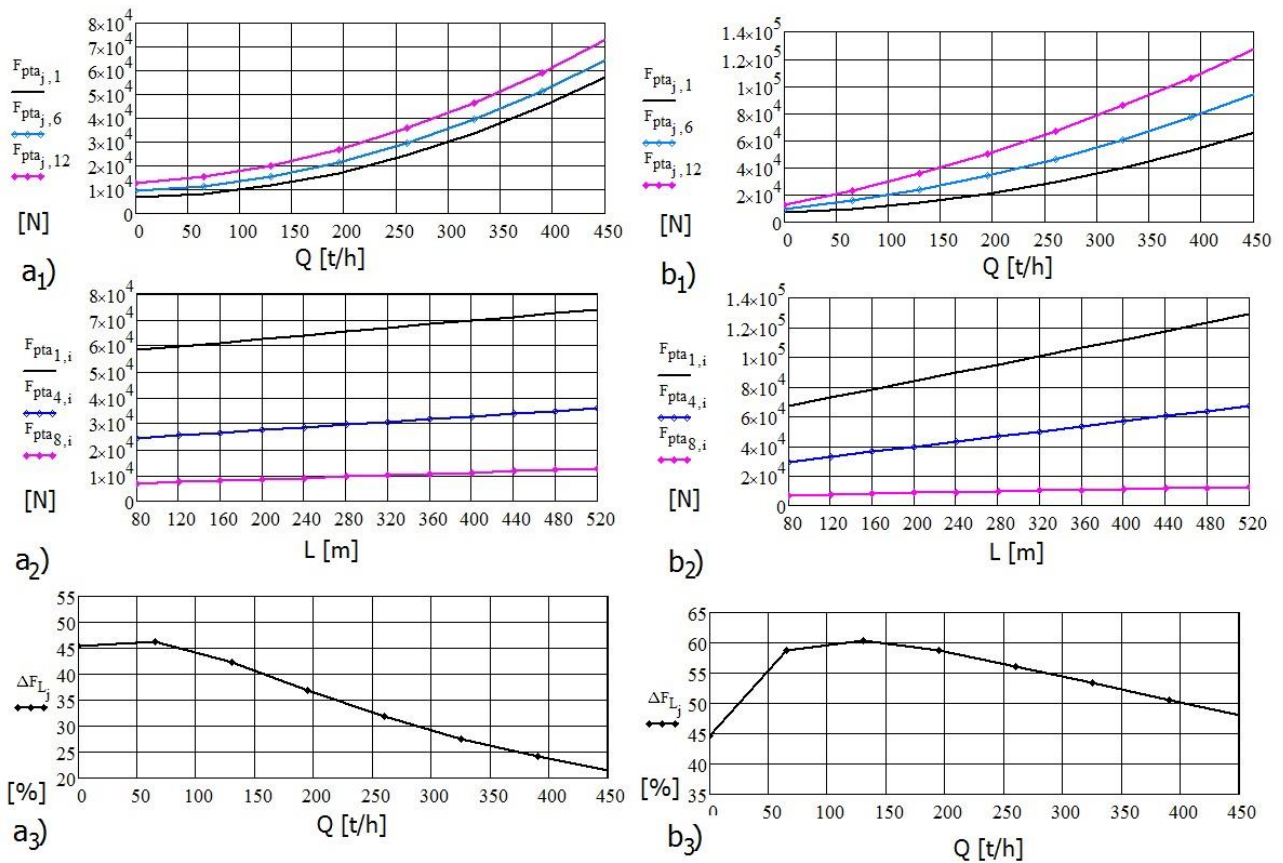


Fig. 5. Variația forței de acționare a benzii în funcție de debit și lungime

Pe baza forțelor de tracțiune s-a realizat o verificare a benzii transportorului TMB 1000, banda cu inserție PES/PA 1000/4/1000/14 (lățimea de 1000 mm, cu 4 inserții în clasa de rezistență $4 \times 250 = 1000$ daN/cm și grosimea de 14 mm) ce rezistă la o forță de rupere de 1000 kN. Pentru un coeficient de siguranță la solicitare statică de 9, pentru condiții de exploatare normale STAS 7539-84, tabelul 36, a rezultat o variație a gradului de utilizare a benzii în funcție de lungimea și debitul transportat, ce este prezentat în figura 6.a pentru funcționare în plan orizontal și figura 6.b pentru înclinare ascendentă de 12° . În aceste figuri s-au notat: 1 – banda cu lungimea de 80 m; 2 - banda cu lungimea de 320 m; 3 - banda cu lungimea de 520 m. Se observă că gradul de utilizare a benzii (de solicitare) are valori de la 10,6 la 83,8 % la transportul pe orizontală și între 8,8 și 117,6 % în cazul transportării cărbunelui ascendent la un unghi de 12° , situația celor două planuri înclinate, între orizonturile 300 – 330.

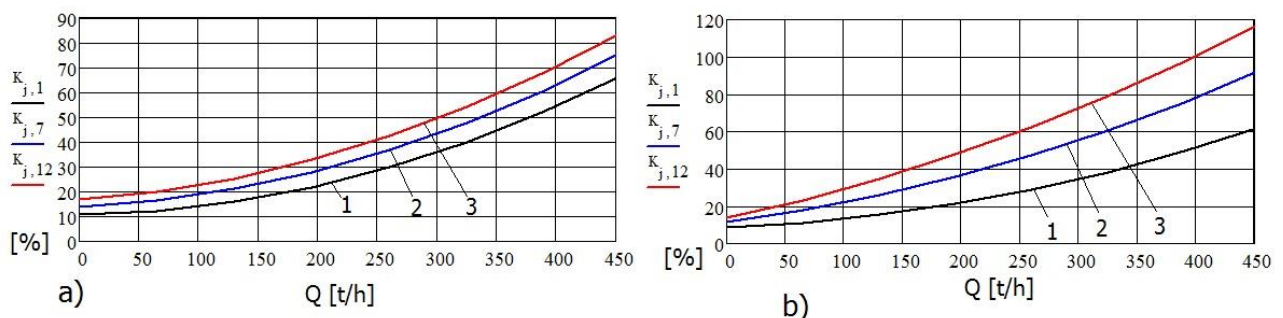


Fig. 6. Variația gradului de utilizare a benzii transportorului

Pentru cele două variante s-au determinat puterile necesare de acționare ale transportorului cu bandă TMB 1000 și se compară cu puterile de acționare instalate a două sau patru grupuri de 45 kW. Variația puterii în funcție de lungime este prezentată în figura 7.a pentru funcționare în plan orizontal și figura 7.b pentru înclinare ascendentă de 12° , unde s-au notat: 1 – debit de transport de 455 t/h; 2 - debit de transport de 390 t/h; 3 - debit de transport de 260 t/h; 4 - debit de transport de 195 t/h; 5 - debit de transport de 0 t/h (mersul în gol). Se observă că debitul maxim de 455 t/h poate fi realizat doar cu patru grupuri de acționare până la lungimi ale transportorului de 300 m și cu șase grupuri pentru înclinații de 12° și lungimi de până la 300 m. Puterea consumată pentru mersul în gol în funcție de lungime variază între

18,5 kW și 33,8 kW la funcționare în plan orizontal, respectiv, 18,7 kW și 33,8 kW la funcționare ascendent la 12°. Acest consum de putere la mers în gol apropiat în cele două cazuri, orizontal și ascendent la 12°, se datorează componentei greutateii benzii de pe ramura goală a transportorului.

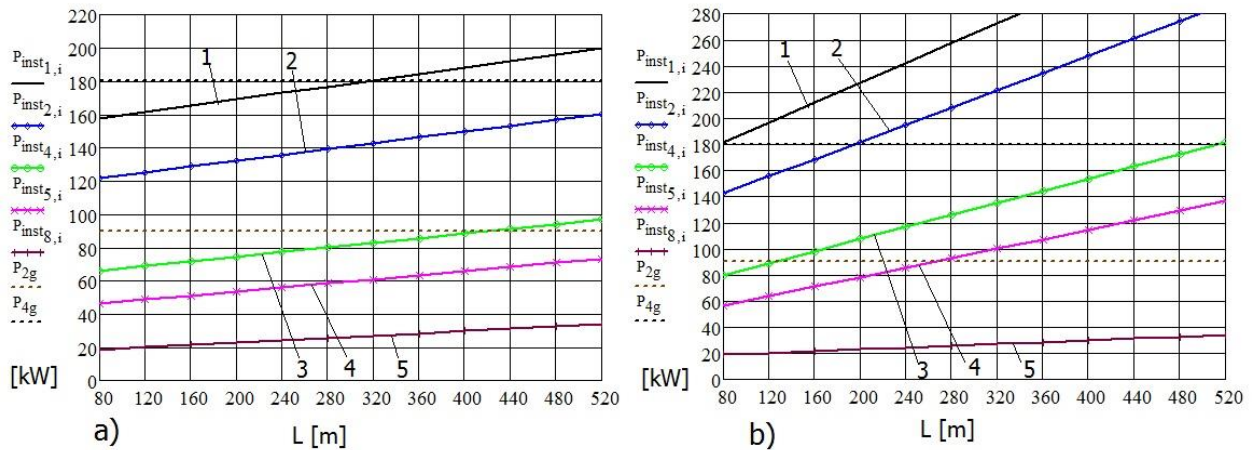


Fig. 7. Variația puterilor necesare acționării transportorului

Dacă se raportează procentual pierderile de putere la mers în gol la puterea necesară pentru realizarea capacității maxime de transport 455 t/h, au rezultat pentru cele două cazuri următoarele variații, ce sunt prezentate în figura 8. Se observă că în toate cazurile puterea consumată pentru funcționarea în gol a transportorului este sub 17%, iar în cazul transportoarelor ce funcționează ascendent pe un plan înclinat la 12° rezultă un procent sub 10,3 cu scădere la creșterea lungimii datorită greutateii benzii de pe ramura goală.

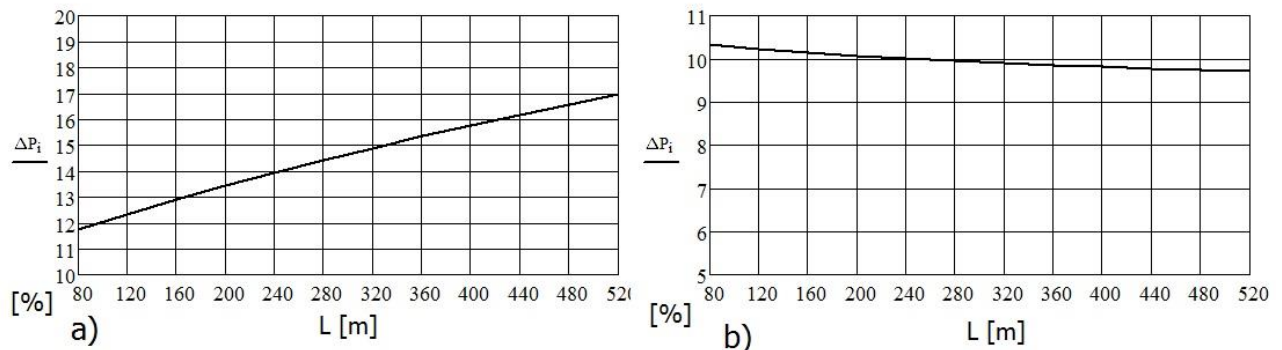


Fig. 8. Variația procentuală a puterii la mers în gol în raport cu puterea pentru capacitatea maximă

În figura 9 este prezentat modul de variație a accelerației la pornirea benzii în funcție de debitul de cărbune transportat și lungimea benzii pentru cele două cazuri, orizontal figura 9.a și ascendent la 12° figura 9.b. Greutatea ce trebuie pusă în mișcare în gol este de 11,7 kN, iar la debitul maxim ajunge la 334,1 kN pentru lungimea maximă de bandă, 520 m. S-au notat: 1 – plaja de accelerații posibil de realizat cu două grupuri de acționare; 2 - plaja de accelerații posibil de realizat cu patru grupuri de acționare. Se observă că la debite peste 250 t/h se produce alunecarea benzii pe tambur în plan orizontal, iar pe plan înclinat la 150 t/h.

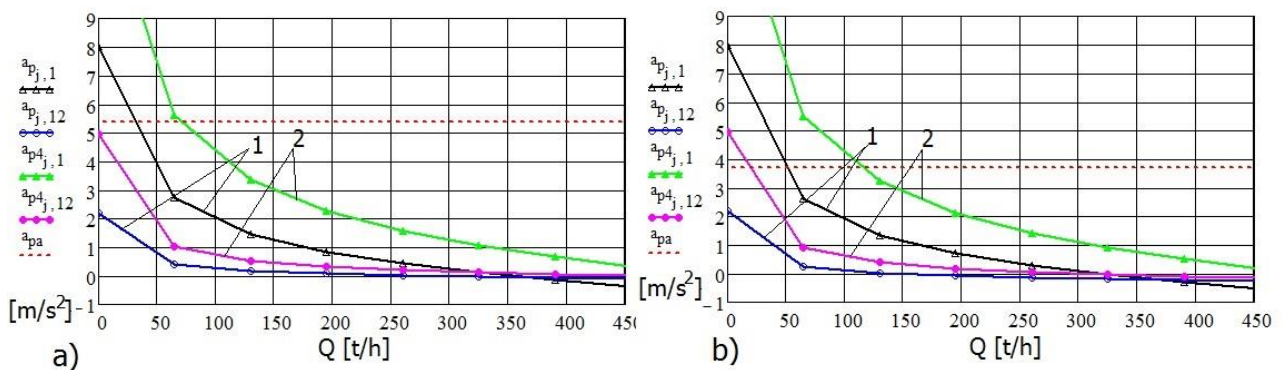


Fig. 9. Variația accelerațiilor de pornire în funcție de alunecarea benzii pe tambur și a cărbunelui pe bandă

4. Concluzii

Pe baza studiului realizat se impun următoarele măsuri de îmbunătățire a fluxului de transport al huilei din abataj la suprafață la E. M. Lupeni:

- să se îmbunătățească sistemul de încărcare a cărbunelui pe transportorul cu bandă, prin dirijarea acestuia în sensul de transport și reducerea frecării de pereții jgheabului de încărcare;
- controlarea periodică a forței de întindere a benzii pentru păstrarea săgeții în apropierea limitei admise de 1% din distanța dintre role la debitul maxim de transport;
- realizarea de investiții în vederea automatizării și creșterii fiabilității fluxului de transport de la E. M. Lupeni.

Bibliografie

5. Cozma, B.Z., Dumitrescu, I., Popescu, F.D. – *Concepția și proiectarea asistată de calculator a utilajului minier*, Universitas, Petroșani, 2019.
6. Dumitrescu, I., Florea, V.A. – *Desen tehnic industrial utilizând soft-uri CAD*, Universitas, Petroșani, 2018.
7. * * * - *Cartea tehnică a transportorului cu bandă TMB 1000*, L.37051, UNIO Satu Mare.
8. * * * - STAS 7539-84 – *Transportoare cu bandă, Prescripții de calcul*.
9. * * * - *Documentație privind fluxul de transport actual de la E.M. Lupeni*.

ASPECTE PRIVIND GENERAREA MOMENTELOR ȘI CUPLURILOR DE ROTAȚIE ÎN PLAN TANGENȚIAL SAU RADIAL

Autori: Oana-Denisa BOANTĂ ¹, Daniel HOROTAN ²,
oanaboanta5@gmail.com

Coordonator: Asist.univ. Bogdan Ioan MARC ³

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

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

³ Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Departamentul I.M.I.T.

Rezumat

Printre momentele și cuplurile din mecanică și rezistența materialelor distingem momentele și cuplurile care sunt generate în planuri perpendiculare față de planurile de rotație ale sistemelor dinamice. În articol sunt prezentate schemele de generare a momentelor de rotație în planuri perpendiculare tangențiale sau radiale, relațiile de calculul pentru determinare lor, precum și exemple de aplicații concrete.

Cuvinte cheie

Moment de rotație tangențial, moment de rotație radial, forță centrifugă, masă, viteza de rotație, turbine eoliene, turbine unisens, instalații hidropneumatice, forță de atracție,

11. Introducere

Prin noțiunea simplă de moment în mecanică se înțelege acțiunea unei forțe aplicată unui sistem mecanic la o distanță față de un punct de referință. Din punct de vedere matematic prin moment se înțelege produsul vectorial dintre forță și distanța de poziție: $\vec{M}_O = \vec{r} \times \vec{F}$ [Nm] (fig. 1).

Momentul unei forțe în raport cu o axă, de versor \vec{u} , este proiecția pe acea axă a momentului forței calculat în raport cu un punct oarecare al axei respective (fig. 2).

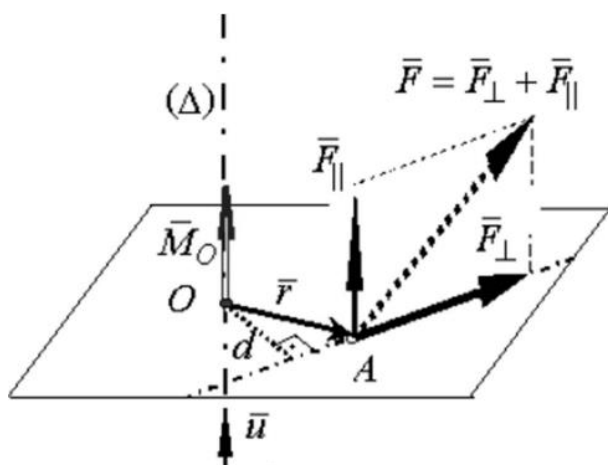


Fig. 1. Momentul unei forțe în raport cu un punct

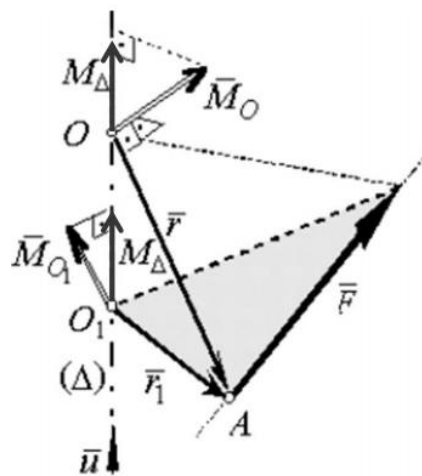


Fig. 2. Momentul unei forțe în raport cu o axă

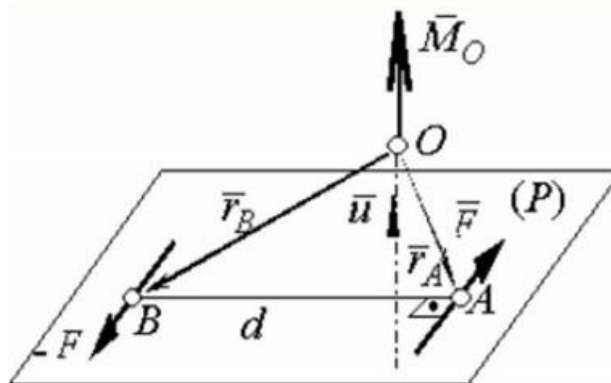


Fig. 3. Momentul unui cuplu de forțe

Prin noțiunea de cuplu în mecanică se înțelege un sistem alcătuit din două forțe distanțate, egale, paralele și de sens contrar (fig. 3). Matematic aceasta se exprimă prin relația: $\vec{M}_O = \vec{r}_A \times \vec{F} + \vec{r}_B \times (-\vec{F}) = (\vec{r}_A - \vec{r}_B) \times \vec{F} = \vec{BA} \times \vec{F}$ [Nm]. Cuplul de forțe este caracterizat prin rezultantă nulă și moment nenul.

În mecanică și rezistența materialelor calculul pentru diferitele situații au condus la forme foarte diferite ale noțiunii de moment.

Printre momentele și cuplurile utilizate în mod curent în mecanică există momente și cupluri, care acționează în sisteme dinamice de rotație și care necesită o precizare a denumirii lor. Astfel, avem situația când într-un sistem dinamic de rotație există un plan perpendicular pe planul de rotație al sistemului în care se află un corp având o axă de oscilație poziționată în planul de rotație al sistemului. În acest caz momentul generat de forța centrifugă sau de o componentă a acestei forțe aplicată corpului din planul perpendicular obligă corpul respectiv să se așeze cu centrul de greutate în planul de rotație al sistemului. Același lucru se întâmplă dacă în planul perpendicular există două mase care formează un cuplu, având un centru de rotație poziționat în planul de rotație al sistemului dinamic.

Planul perpendicular pe planul de rotație al sistemului dinamic poate ocupa doar două poziții semnificative: poziția tangențială, când planul este fixat la o anumită distanță față de axa de rotație a sistemului dinamic și poziția radială când acest plan trece prin axa sistemului..

12. Momentul de rotație în plan tangențial

În caz că planul în care acționează un moment este perpendicular și tangențial față de planul de rotație al unui sistem dinamic avem un moment de rotație tangențial. În figura 4 este reprezentată macheta unui sistem în care se vede cum este generat momentul de rotație în plan tangențial.

Astfel, în timpul rotirii sistemului dinamic o masă sferică m , legată de o pârghie cu centrul de oscilație în planul de rotație al sistemului, este acționată în planul tangențial de un moment creat de componenta F_t a forței centrifuge F_c care tinde să așeze această masă în planul de rotație.

13. Determinarea momentului de rotație tangențial

Pentru această determinare utilizăm figura 5 și și relațiile următoare

$$M = F_t \cdot OA, \quad (1)$$

$$F_t = F_c \cdot \sin \beta, \quad (2)$$

$$F_c = m \cdot \omega^2 \cdot KC, \quad (3)$$

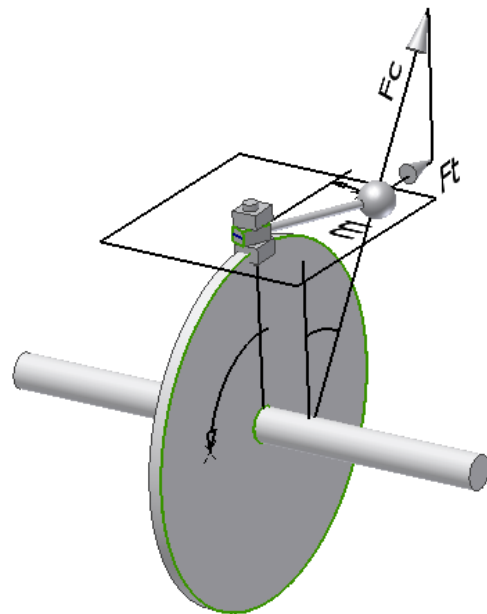


Fig. 4. Macheta unui sistem în care se vede cum este generat momentul de rotație în plan tangențial

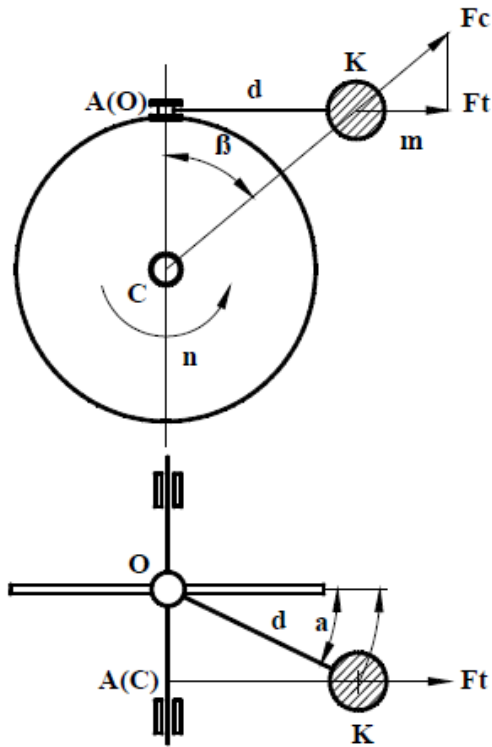


Fig. 5. Generarea momentului de rotație în plan tangențial

14. Momentul de rotație în plan radial

În caz că planul în care acționează un moment este un plan perpendicular și dispus radial față de planul de rotație al unui sistem dinamic avem un moment de rotație în plan radial. În figura 6 este reprezentat sistemul dinamic în care se vede cum este generat momentul de rotație radial. Astfel, în timpul rotirii sistemului dinamic o masă sferică m legată de o pârghie cu centrul de oscilație în planul de rotație al sistemului este acționată în plan radial de un moment creat de forța centrifugă F_c care tinde să așeze această masă în planul de rotație al sistemului.

5. Determinarea momentului de rotație în radial

Pentru determinarea momentului de rotație radial utilizăm figura 7 și relațiile prezentate în continuare.

$$M = F_c \cdot AK, \quad (13)$$

$$F_c = m \cdot \omega^2 \cdot KB, \quad (14)$$

$$KB = R, \quad (15)$$

$$AK = d \cdot \sin a, \quad (16)$$

$$M = m \cdot \omega^2 \cdot R \cdot d \cdot \sin a, \quad (17)$$

$$M = 0,011 \cdot m \cdot n^2 \cdot R \cdot d \cdot \sin a, \quad (18)$$

unde: m este masa sferei, kg; ω – viteza de rotație, rad/s; n – viteza de rotație a sistemului, rot/min; d – distanța de la centrul masei la centrul de rotație al pârghiei, m .

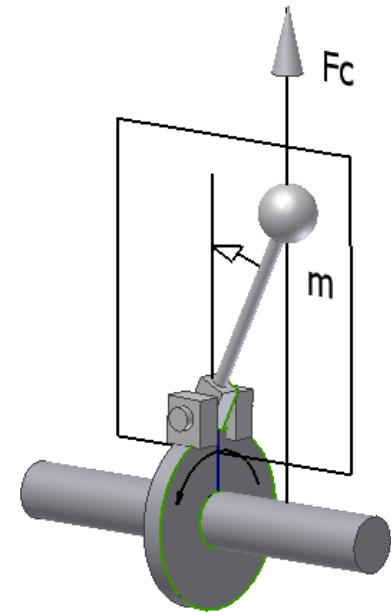


Fig. 6. Generarea momentului de rotație radial

$$KC = \frac{KA}{\sin \beta}, \quad (4)$$

$$KA = d \cdot \sin \alpha, \quad (5)$$

$$KC = d \cdot \frac{\sin \alpha}{\sin \beta}, \quad (6)$$

$$F_c = m \cdot \omega^2 \cdot d \cdot \frac{\sin \alpha}{\sin \beta}, \quad (7)$$

$$F_t = m \cdot \omega^2 \cdot d \cdot \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} \cdot \sin \beta =, \quad (8)$$

$$= m \cdot \omega^2 \cdot d \cdot \sin \alpha \quad (9)$$

$$OA = d \cdot \cos \alpha, \quad (9)$$

$$M = m \cdot \omega^2 \cdot d \cdot \sin \alpha \cdot d \cdot \cos \alpha =$$

$$= m \cdot \omega^2 \cdot d^2 \cdot \frac{\sin 2\alpha}{2}, \quad (10)$$

$$\omega = 2\pi \cdot \nu = 2\pi \cdot \frac{n}{60} = 0.105 \cdot n, \quad (11)$$

$$M = 0,011 \cdot m \cdot n^2 \cdot d^2 \cdot \frac{\sin 2\alpha}{2}, \quad [\text{Nm}] \quad (12)$$

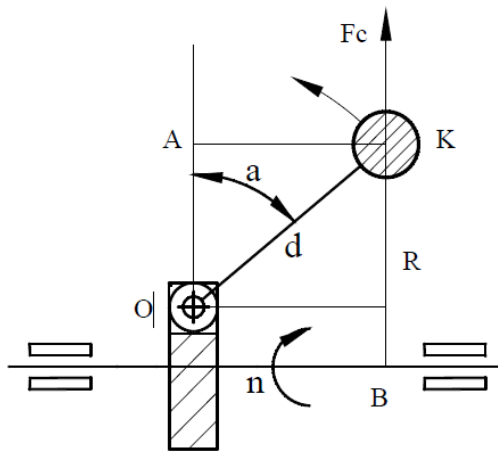


Fig. 7. Generarea momentului de rotație în plan radial



Fig. 8. Mecanism prevăzut cu mase pentru crearea momentului de rotație în plan tangențial și reglarea poziției palelor unei turbine eoliene.

6. Aplicații pentru momentul de rotație tangențial și radial

Aplicații concrete ale momentului de rotație în plan tangențial găsim în turbinele eoliene (fig. 9) care sunt prevăzute cu un mecanism pentru reglarea poziției palelor la pornire și menținerea constantă a vitezei de rotație a turbinelor, figura 8 și în turbinele axiale unisens, utilizate în instalațiile hidropneumatice acționate de valuri (fig.10).

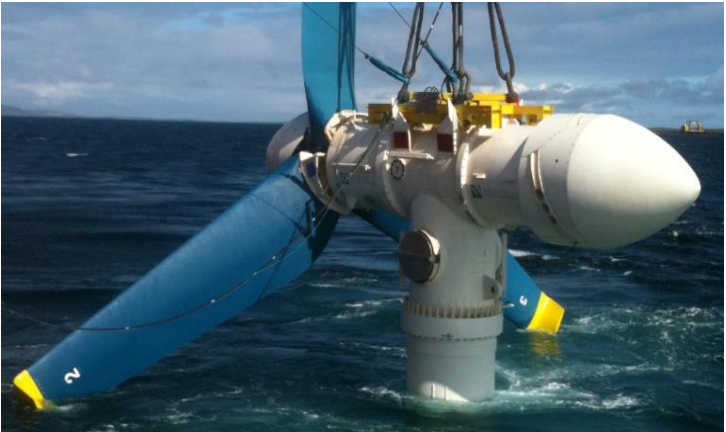


Fig. 9. Turbine eoliene



Fig. 10. Instalații acționate de valuri

Pot exista sisteme dinamice în care apar momente de rotație radiale chiar fără o destinație expresă. Un exemplu concret îl putem găsi în mecanica universului, încercând să răspundem la întrebarea: oare de ce galaxiile au formă aplatizată? Situația este reprezentată în figura 9 și relațiile prezentate în continuare.

$$M = F_r \cdot p, \quad (19)$$

$$\bar{F}_r = \bar{F}_c + \bar{F}_a, \quad (20)$$

$$F_c = m\omega^2 r, \quad (21)$$

unde: m este masa corpului din galaxie, kg ; F_c - forța centrifugă a corpului, N ; F_a - forța de atracție a galaxiei, N ; F_r - forța rezultantă, N ; R - distanța de la corp la axa de rotație a galaxiei, m ; d - distanța de la centrul galaxiei la corp, m ; p - perpendiculară pe direcția forței rezultante, m ; ω - viteza de rotație, rad/s .

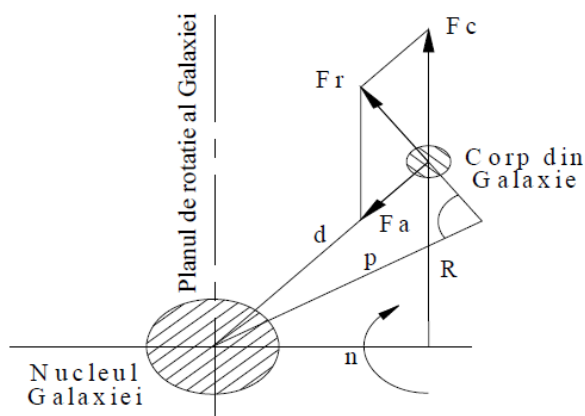


Fig. 11. Generarea momentului de rotație în plan radial într-o galaxie.

În acest exemplu avem o situație mai complexă întrucât în afară forței centrifuge corpurile sunt legate de nucleul galaxiei nu printr-o bară rigidă ci printr-o forță de atracție. Astfel, corpul din galaxie este acționat de un moment creat de o forță rezultantă.

Momentul creat tinde să așeze corpul respectiv în planul de rotație al galaxiei. Migrația corpurilor spre planul de rotație al galaxiei are drept consecință aplatizarea din ce în ce mai accentuată a galaxiei.

În manualele de mecanică și în Dicționarul de mecanică al acad. Caius Iacob nu s-au găsit denumiri pentru momentele prezentate. În limba engleză s-a găsit denumirea: „centrifugal twisting moment“ pentru momentul de rotație tangențial. Denumirea nu este potrivită deoarece: a) numai forțele pot fi centrifugale; b) nu se precizează planurile în care sunt generate momentele respective.

Concluzii

Denumirile: "moment de rotație tangențial" și „moment de rotație radial“ pot fi considerate adecvate deoarece:

- a) arată că momentele respective sunt generate în sisteme dinamice de rotație;
- b) arată planurile în care sunt generate momentele respective.

Bibliografie

1. Gheorghe OLARU, Momente și cupluri de rotație în plan tangențial sau radial, Buletinul AGIR nr. 1/2013 ianuarie-martie
2. Gheorghe OLARU, Mihai RÂPEANU, Turbina de vânt cu generator electric de 1 kW. În: Electrotehnica Nr. 6 Sept. 1988
3. Gheorghe. OLARU, Dan LAZĂR, Dorin MARIAN. Turbină unisens pentru centrale hidropneumatice acționate de valuri. În: Energetica nr. 9/2010.
4. Gheorghe OLARU, Captarea și Conversia energiei valurilor. Ed. Printech, 2010. București.
5. Caius IACOB, Dicționar de mecanică, Ed. științifică și enciclopedică, București, 1980.