

FIABILITATEA TRENURILOR DE ROȚI DE LA LOCOMOTIVELE DE MINĂ

Autor: Florentin-Adrian CIOCHINĂ¹

B.FLORENTIN-ADRIANCIOCHINA@upet.ro

Coordonator: Conf. univ. dr. ing. Vlad Alexandru FLOREA²

¹ Universitatea din Petroșani, Facultatea IME, specializarea: Tehnologia construcțiilor de mașini, anul IV

² Universitatea din Petroșani, Facultatea IME, Departamentul: DIMIT

Rezumat

În industria extractivă mecanizarea transportului este un factor important al reducerii efortului fizic, al sporirii eficienței economice, întrucât ponderea transportului în cheltuielile de producție a unei tone de substanță minerală utilă extrasă la gura minei ajunge până la 40-50%, iar în carieră până la 60%. Trebuie însă menționat că, în afară de modernizarea căilor ferate miniere și a vagonetelor, o atenție deosebită trebuie acordată îmbunătățirii construcției locomotivelor de mină. Realizarea programului tehnic în condițiile unor restricții severe asupra resurselor materiale impune atât menținerea cât mai îndelungată a bunei funcționări a sistemelor (produselor) cât și asigurarea eficienței lor în exploatare din punct de vedere economic. Deoarece calitatea mijloacelor de muncă se manifestă în procesul de exploatare, datorită dinamizării extraordinare a calității ca urmare a progresului tehnico-științific, fiabilitatea s-a impus ca unul din parametrii principali prin care se poate caracteriza calitatea mașinilor, utilajelor, instalațiilor etc., având o structură complexă.

Cuvinte cheie

Fiabilitate, legi de repartiție, diagrama Allan Plait

1. Introducere

Indicatorii de fiabilitate ai combinelor de înaintare se vor determina pe baza legii Weibull folosind diagrama Allan Plait.

Conform legii de repartiție Weibull, probabilitatea ca un produs să se defecteze, în condiții normele de exploatare, după un interval t este dată de relația :

$$F(t) = 1 - e^{-\left(\frac{t-\gamma}{\eta}\right)^\beta}, \quad (1)$$

unde: t - variabilă exprimată în ore;

γ - parametru de poziție;

η - parametru de scară;

β - parametru de formă.

Acești parametrii se vor determina grafic după ce în prealabil datele rezultate în urmărirea produselor prezentate în capitolul anterior vor fi prelucrate în tabele, care ne permit construirea diagramei frecvență-cauză (diagrama Pareto), din care rezultă frecvența căderilor pentru fiecare defect în parte.

Știind că diagrama Allan Plait are pe ordonată frecvența cumulată a căderilor, iar pe abscisă durată medie de funcționare a unui reper se întocmesc tabele din care să rezulte acestea pentru fiecare defect în parte.

După trasarea diagramelor se face estimarea parametrilor astfel:

- parametrul γ are valoarea zero, pozitivă sau negativă după cum graficul este o dreaptă sau o curbă cu concavitatea spre stânga sau spre dreapta.

Dacă $\gamma \neq 0$, atunci se calculează cu relația:

$$\gamma = \frac{t_1 \cdot t_2 - t_2^2}{t_1 + t_3 - 2 \cdot t_2}, \quad (2)$$

unde t_1 și t_3 reprezintă abscisele extremelor curbei, iar t_2 abscisa punctului median al frecvențelor relative cumulate;

- estimarea parametrului η se face prin citirea pe linia η care corespunde ordonatei 63,2% a punctului în care se intersectează dreapta ce reprezintă valorile experimentate cu dreapta η ;

- estimarea parametrului β se efectuează prin trasarea unei paralele prin punctul de coordonate (1: 63,2%) la dreapta valorilor experimentale. Valoarea lui β se citește la intersecția acestei paralele cu dreapta a cărei abscisă este 0,37;

- determinarea lui $MTBF$ se face folosind scala suplimentară a diagramei care dă valoarea $MTBF$ în funcție de β . După determinarea probabilității de defectare se poate calcula fiabilitatea reperului prin relația: $R(t)=100-F(t)$, întocmindu-se diagrama de fiabilitate.

2. Calculul indicatorilor de fiabilitate

Analiza privind fiabilitatea se bazează pe construirea diagramelor Pareto (frecvență-cauză) și determinarea unor indicatori de fiabilitate pe baza legii Weibull.

Pe baza datelor culese s-a realizat diagrama frecvență-cauză pentru defecțiunile ce au apărut în perioada analizată la trenurile de roți de la locomotivele de mină (fig. 1).

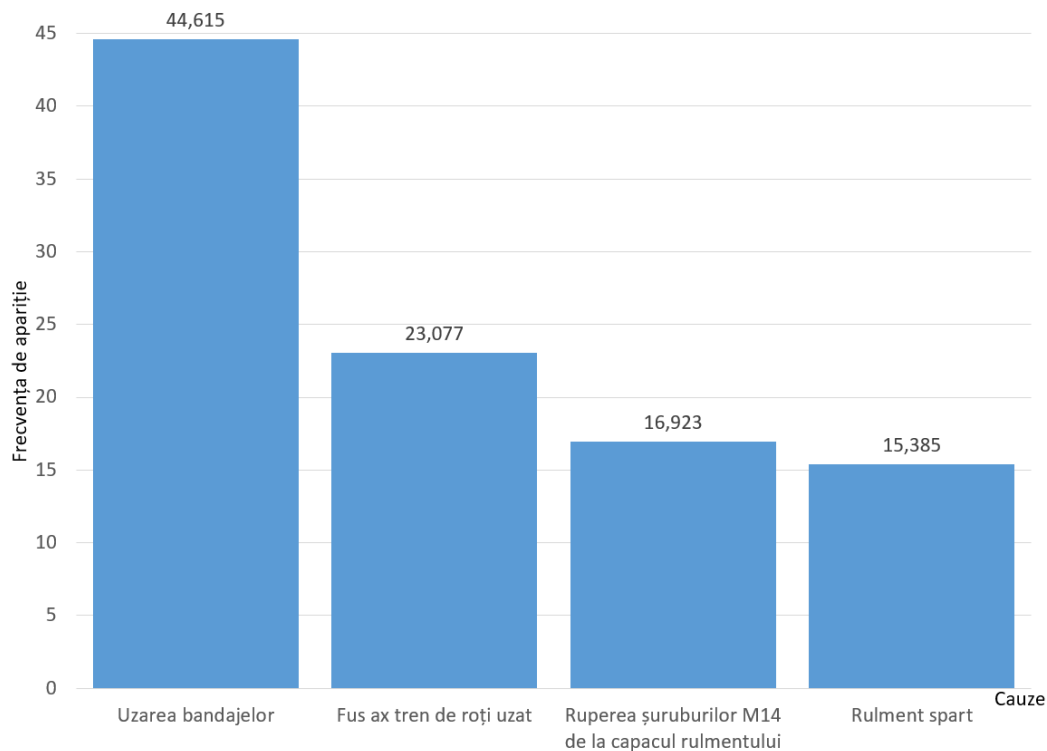


Fig. 1. Diagrama Pareto pentru trenurile de roți de la locomotivele de mină

S-a constatat că frecvența cea mai mare de căderi apare datorită uzurii bandajelor 44,61%.

Uzarea bandajelor

Nr. crt.	Intervalul de funcționare, ore	Numărul de căderi	Frecvența relativă	Frecvența cumulată %
1	0-2500	0	0	0
2	2500-5000	5	0,1724	17,24
3	5000-7500	4	0,1379	31,03
4	7500-10000	4	0,1379	44,82
5	10000-12500	3	0,1035	55,17
6	12500-15000	3	0,1035	65,52
7	15000-17500	3	0,1035	75,87
8	17500-2000	7	0,2413	100
Total		29	1	100

Cu ajutorul acestor date se construiește diagrama Allan Plait, după modelul din figura 2, din care rezultă parametrii și indicatorii de fiabilitate: $\gamma=0$; $\eta=14300$; $\beta=1,6$; MTBF=12821 ore.

Variația fiabilității în raport cu timpul pentru uzura bandajelor trenurilor de roți de la locomotivele de mină este arătată în tabelul 1.

Tabelul 1. Variația fiabilității pentru uzura bandajelor

t	1430	4290	7150	10010	14300	17160	21450	25740
R(t)	0,9752	0,8644	0,719	0,5683	0,3679	0,2622	0,1476	0,0772

Diagrama de fiabilitate pentru uzura bandajelor trenurilor de roți de la locomotivele de mină este prezentată în figura 3.

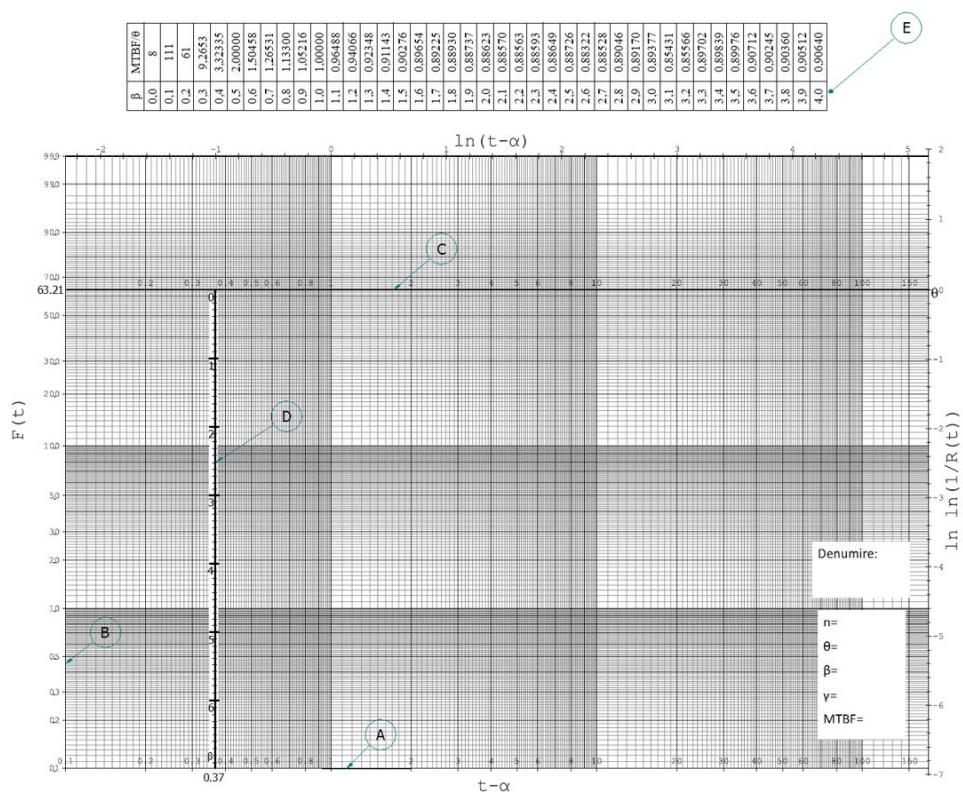


Fig. 2. Diagrama Allan Plait

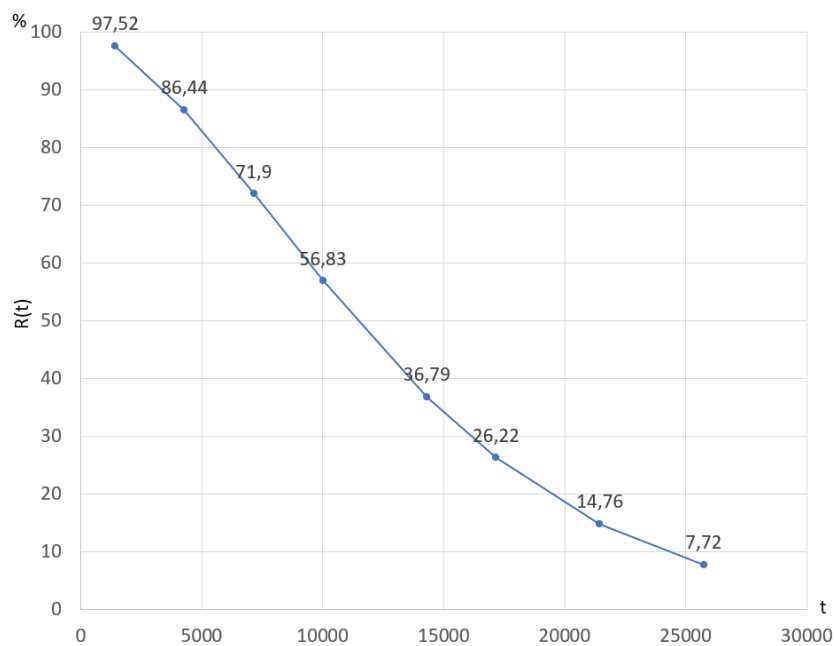


Fig. 3. Diagrama de fiabilitate pentru uzarea bandajelor trenurilor de roți de la locomotivele de mină

Uzura fusului axului trenului de roți

Nr. crt.	Intervalul de funcționare, ore	Numărul de căderi	Frecvența relativă	Frecvența cumulată %
1	0-2500	3	0,2	20
2	2500-5000	2	0,1333	33,33
3	5000-7500	0	0	33,33
4	7500-10000	2	0,1333	46,66
5	10000-12500	3	0,2	66,66
6	12500-15000	2	0,1333	79,99
7	15000-17500	1	0,0667	86,66
8	17500-20000	2	0,1333	100
Total		15	1	100

Cu ajutorul acestor date se construiește diagrama Allan Plait, din care rezultă parametrii și indicatorii de fiabilitate: $\gamma=0$, $\eta=12500$, $\beta=2,2$, MTBF=11070 ore.

Variația fiabilității în raport cu timpul pentru uzura fusului axului trenului de roți este arătată în tabelul 2.

Tabelul 2. Variația fiabilității pentru uzura fusului axului trenului de roți

t	1250	3750	6250	8750	12500	15000	18750	22500
R(t)	99,37	93,17	80,44	63,36	36,79	22,46	8,72	2,61

Diagrama de fiabilitate pentru uzura fusului axului trenului de roți este prezentată în figura 4.

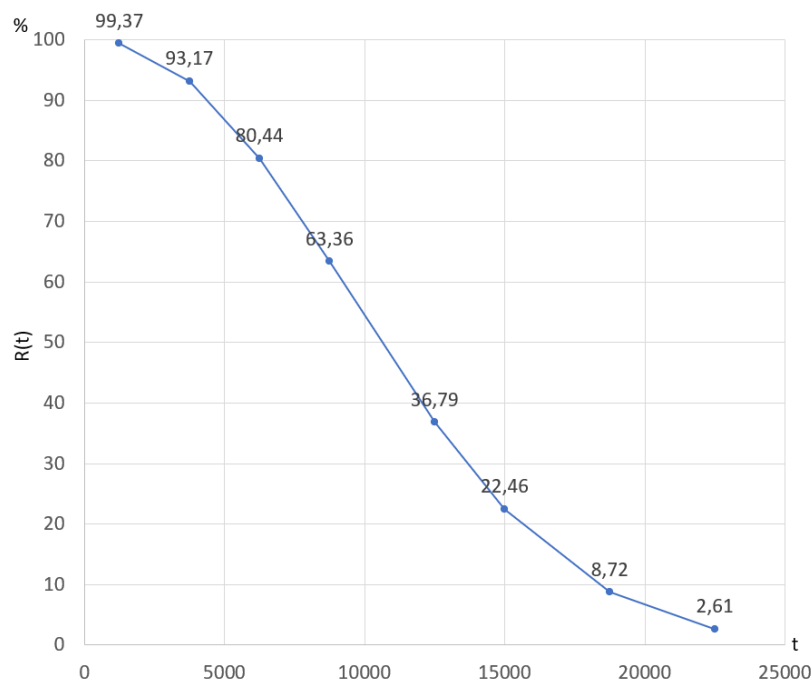


Fig. 4. Diagrama de fiabilitate pentru uzura fusului axului trenului de roți

Uzarea și ruperea șuruburilor M14 de la capacul rulmentului

Nr. crt.	Intervalul de funcționare, ore	Numărul de căderi	Frecvența relativă	Frecvența cumulată %
1	0-2500	1	0,0909	9,09
2	2500-5000	0	0	9,09
3	5000-7500	2	0,1818	27,27
4	7500-10000	3	0,2727	54,54
5	10000-12500	0	0	54,54
6	12500-15000	0	0	54,54
7	15000-17500	2	0,1818	72,72
8	17500-20000	3	0,2728	100
Total		11	1	100

Cu ajutorul acestor date se construiește diagrama Allan Plait, din care rezultă parametrii și indicatorii de fiabilitate: $\gamma=0$, $\eta=14500$, $\beta=1,4$, MTBF=13216 ore.

Variația fiabilității în raport cu timpul pentru uzarea și ruperea șuruburilor M14 de la capacul rulmentului este arătată în tabelul 3.

Tabelul 3. Variația fiabilității pentru uzarea și ruperea șuruburilor M14 de la capacul rulmentului

t	1450	4350	7250	10150	14500	17400	21750	26100
R(t)	96,1	83,08	68,46	54,5	36,79	27,51	17,13	10,26

Diagrama de fiabilitate pentru uzarea și ruperea șuruburilor M14 de la capacul rulmentului este prezentată în figura 5.

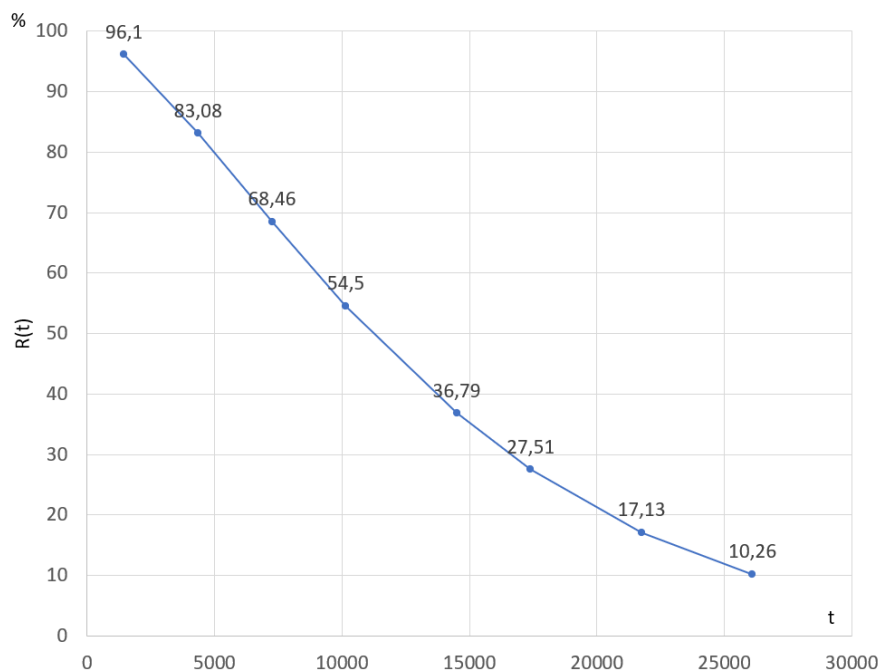


Fig. 5. Diagrama de fiabilitate pentru uzura și ruperea șuruburilor M14 de la capacul rulmentului

Rulment spart

Nr. crt.	Intervalul de funcționare, ore	Numărul de căderi	Frecvența relativă	Frecvența cumulată %
1	0-2500	2	0,2	20
2	2500-5000	0	0	20
3	5000-7500	1	0,1	30
4	7500-10000	1	0,1	40
5	10000-12500	0	0	40
6	12500-15000	1	0,1	50
7	15000-17500	4	0,4	90
8	17500-20000	1	0,1	100
Total		10	1	100

Cu ajutorul acestor date se construiește diagrama Allan Plait, din care rezultă parametrii și indicatorii de fiabilitate: $\gamma=48$, $\eta=20000$, $\beta=1,1$, MTBF=18098 ore.

Variația fiabilității în raport cu timpul pentru rulmentul spart este arătată în tabelul 4.

Tabelul 4. Variația fiabilității pentru rulmentul spart

t	2000	6000	10000	14000	20000	24000	30000	36000
R(t)	92,36	76,65	62,72	50,89	36,79	29,46	20,97	14,82

Diagrama de fiabilitate pentru rulmentul spart este prezentată în figura 6.

Concluzii

În lucrare s-a urmărit determinarea fiabilității trenului de roți la locomotiva de mină LDM-45 și LM-7.

Pe baza datelor obținute din urmărirea comportării în exploatare a trenurilor de roți de la locomotivele de mină, s-au putut stabili media timpului de bună funcționare MTBF pentru principalele defecțiuni și întreruperi în funcționare a acestui subansamblu. Astfel, pentru principalele repere s-a obținut:

- bandaje tren de roți, MTBF=12821 ore;
- fus ax tren de roți, MTBF=11070 ore;
- șurub M 14 de la capacul rulmentului, MTBF=13216 ore;
- rulment seria 22316, MTBF=18098 ore.

Actualmente pentru recondiționarea reperelor uzate ale trenurilor de roți în cadrul unităților miniere se folosesc o serie de metode, cu precădere recondiționarea prin sudare cu arc electric și oxiacetilenă, obținându-se o economie substanțială la costul subansamblului

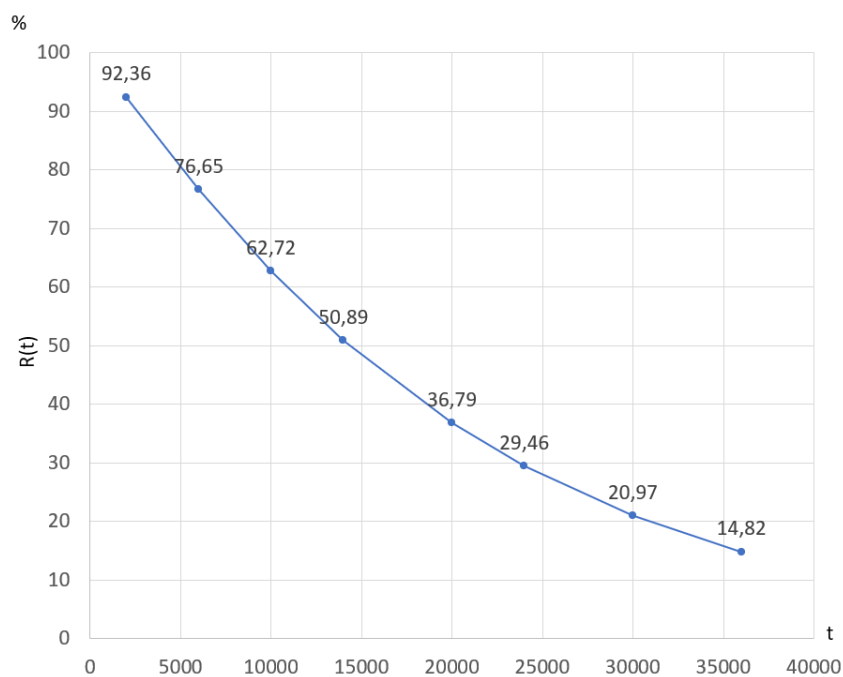


Fig. 6. Diagrama de fiabilitate pentru rulmentul spart

Bibliografie:

1. Dumitrescu, I., Cozma, B.Z., *Tehnologia construcțiilor de mașini, note de curs*, Editura Universitas, Petroșani, ISBN 978-973-741-555-4, 2017;
2. Dumitrescu, I., Florea, V.A., *Desen tehnic industrial utilizând soft-uri CAD*, Editura Universitas, Petroșani, ISBN 978-973-741-596-7, 2018;
3. Dumitrescu, I., Florea, V.A., *Prelucrări prin așchiere și scule așchietoare*, Editura Universitas, Petroșani, ISBN 978-973-741-666-7, 2019;
4. Florea, V.A., *Fiabilitatea și mentenanța produselor, îndrumător de laborator*, Editura Universitas, Petroșani, 2011;
5. Florea, V.A., *Mentenanța echipamentelor industriale, îndrumător de laborator*, Editura Universitas, Petroșani, 2019;
6. Florea, V.A., *Mentenanța echipamentelor industriale*, Petroșani, Editura Universitas, ISBN 978-973-741-681-0, 2020;
7. Florea, V.A., *Fiabilitatea sistemelor mecanice*, Petroșani, Editura Universitas, ISBN 978-973-741-858-6, 2022.

CALCULUL VALORII FORȚEI DE RĂSTURNARE PENTRU O PRISMĂ PĂTRATICĂ

Autori: Flavius-Andrei ȘTEFAN ¹, Horia-Mihai ICHIM ¹

bobo_andrei321@yahoo.com

Coordonatori: Conf.univ.dr. ing Răzvan Bogdan ITU ², Asist. univ. dr.ing. Alexandra ȘOICA ²

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

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

Rezumat

În lucrare sunt prezentate unele aspecte referitoare la calculul valorii forței orizontale care trebuie aplicată la mijlocul unei laturi a bazei de sus a unei prisme pătrate regulate pentru a o răsturna în jurul muchiei opuse a bazei de jos.

Cuvinte cheie

Forță, prismă, răsturnare

1. Introducere

Efectul acțiunii unei forțe asupra unui solid rigid poate fi atât o mișcare de translație cât și una de rotație. Pentru a descrie doar rotația generată de acțiunea unei forțe considerăm un solid rigid legat de o axă.

Efectul de rotație generat de forță va depinde de mărimea forței și de orientarea ei. Doar componenta forței ce acționează în plan perpendicular pe axă va genera rotația solidului rigid. Componenta forței ce acționează paralel cu axa va tinde să translateze corpul. De asemenea distanța dintre dreapta suport a forței și axa de rotație numită brațul forței va influența efectul de rotație.

Prin brațul forței înțelegem perpendiculara comună pe axa de rotație și pe dreapta în lungul căreia acționează forța sau dreapta suport a forței.

Mărimea fizică ce descrie efectul de rotație generat de o forță se numește moment al forței. Momentul forței este o mărime vectorială paralelă cu axa de rotație, adică perpendiculară pe planul format de brațul forței și componenta forței perpendiculară pe axa de rotație. În reprezentarea de mai sus am considerat pentru simplitate că cele două forțe acționează într-un plan perpendicular pe axa de rotație.

Matematic, mărimea momentului forței este egală cu produsul dintre mărimea brațului forței d și mărimea forței F :

$$M(F) = F \cdot d, \quad (1)$$

2. Calculul valorii forței de răsturnare

Considerăm o prismă pătratică dreaptă care este formată prin alipirea a doua cuburi cu latura $l = 20 \text{ cm}$. Unul dintre cuburi este din oțel (densitatea relativă $\rho_{ri} = 7,8$), iar celălalt din aluminiu (densitatea relativă $\rho_{ra} = 2,7$). Ne propunem să calculăm valoarea forței orizontale care trebuie aplicată la mijlocul unei laturi a bazei de sus a prisme pentru a o răsturna în jurul muchiei opuse a bazei de jos. Se vor examina toate cazurile posibile de așezare a prisme pe un suport cu suprafața orizontală (fig. 1).

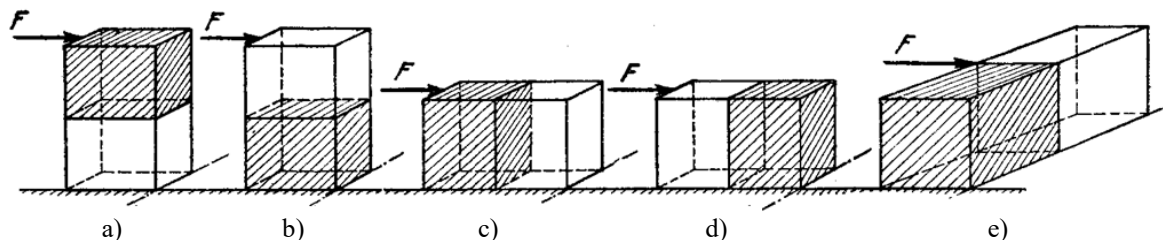


Fig. 1. Cazurile posibile de așezare a prisme pe suprafața orizontală

Eliminând cazurile echivalente rezultă cinci cazuri deosebite (fig. 1). Cubul de oțel s-a hașurat.

a) Pentru primul caz (fig. 1, a) greutatea prisme G este dată de suma greutateilor G_1 și G_2 ale cuburilor de oțel, respectiv de aluminiu, și va avea punctul de aplicație în centrul de greutate al prisme, pe axa verticală de simetrie a prisme. Rezultă că prisma se va afla sub acțiunea forțelor F și G , care tind să o rotească în sensuri contrare în jurul muchiei de răsturnare A (fig. 2). Acțiunile de rotire ale celor două forțe se măsoară prin momentele lor față de muchia de rotire A . Conform relației (1), aceste momente sunt:

$$M(G) = G \cdot \frac{l}{2}, \quad (2)$$

numit moment de stabilitate, și

$$M(F) = F \cdot 2l, \quad (3)$$

numit moment de răsturnare.

Pentru răsturnarea corpului este necesar ca $M_F > M_G$, deci la limită se poate scrie:

$$M(F) = M(G), \quad (4)$$

și, înlocuind

$$F \cdot 2l = G \cdot \frac{l}{2}, \quad (5)$$

de unde

$$F = G \cdot \frac{l}{2} \cdot \frac{1}{2l} = \frac{G}{4}, \quad (6)$$

Dar $G = G_1 + G_2$ și rezultă:

$$F = \frac{G_1 + G_2}{4}, \quad (7)$$

Cele două greutateți se calculează cu formulele cunoscute:

$$G_1 = V_1 \gamma_1 = l^3 \rho_1 \rho_a g; \quad G_2 = V_2 \gamma_2 = l^3 \rho_2 \rho_a g, \quad (8)$$

unde ρ_a este densitatea apei.

Se obține în final:

$$F = \frac{l^3 \rho_a g (\rho_1 + \rho_2)}{4} = 21N, \quad (9)$$

b) În cazul al doilea (fig. 1, b), cu toate că punctul de aplicație al greutateții G este mai aproape de baza de susținere (fig. 3), brațul acestei forțe față de muchia de răsturnare rămâne același ($l/2$) ca în cazul precedent. Rezultă că și momentul de stabilitate este același:

$$M(G) = G \cdot \frac{l}{2}, \quad (2')$$

De aici reiese evident că expresia forței F rămâne neschimbată:

$$F = \frac{l^3 \rho_a g (\rho_1 + \rho_2)}{4} = 21N, \quad (9')$$

c) În cazul al treilea (fig. 1, c) momentul de răsturnare are expresia:

$$M(F) = F \cdot l, \quad (10)$$

Pentru a găsi expresia momentului de stabilitate trebuie să se găsească expresia care dă lungimea brațului d_3 al forței G (greutatea totală) față de muchia de răsturnare A . Pentru aceasta trebuie determinată poziția centrului de greutate C al corpului (fig. 4).

Trebuie compuse forțele paralele și de același sens G_1 și G_2 . Astfel, avem relațiile:

$$G_1 \cdot l_1 = G_2 \cdot l_2; \quad l_1 + l_2 = l, \quad (11)$$

Din relațiile (11) se deduce:

$$l_2 = \frac{G_1 l}{G_1 + G_2}, \quad (12)$$

Pe figură se vede că:

$$d_3 = l_2 + \frac{l}{2} = \frac{G_1 l}{G_1 + G_2} + \frac{l}{2}, \quad (13)$$

Se poate scrie deci expresia momentului de stabilitate:

$$M(G) = G \left(\frac{G_1 l}{G_1 + G_2} + \frac{l}{2} \right) = l \frac{3G_1 + G_2}{2}, \quad (14)$$

Din condiția:

$$M(F) = M(G), \quad (15)$$

rezultă:

$$F = \frac{2G_1 + G_2}{2} = 104,4N, \quad (16)$$

d) Pentru al patrulea caz (fig. 1, d) momentul de răsturnare rămâne neschimbat față de cazul precedent.

$$M(F) = F \cdot l, \quad (17)$$

Momentul de stabilitate se schimbă, deoarece se schimbă brațul greutateții totale G față de muchia de răsturnare,

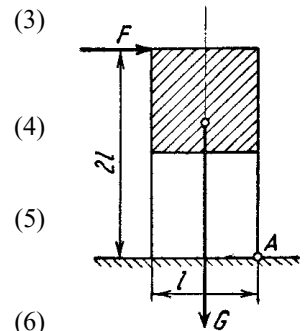


Fig. 2. Cazul din figura 1, a

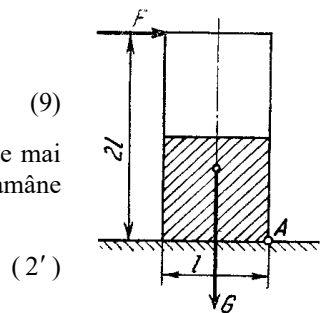


Fig. 3. Cazul din figura 1, b

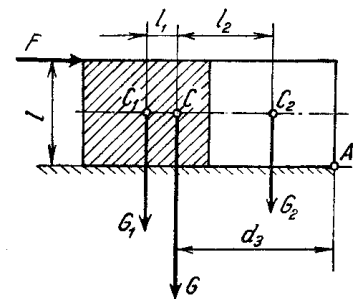


Fig. 4. Cazul din figura 1, c

care în acest caz este d_4 (fig. 5). Deoarece distanțele dintre punctele C_1 , C_2 și C rămân neschimbate, se notează de asemenea cu l_1 și l_2 . Pe figură se vede că:

$$d_4 = 2l - \frac{l}{2} - l_2 = \frac{3}{2}l - l_2 = l \frac{3G_2 + G_1}{2(G_1 + G_2)}, \quad (18)$$

unde am înlocuit l_2 prin valoarea de la punctul precedent: $l_2 = \frac{G_1 l}{G_1 + G_2}$.

Egalând cele două momente $M(F) = M(G)$, se obține în final:

$$F = \frac{3G_2 + G_1}{2} = \frac{3l^3 \rho_{r2} \rho_a g + l^3 \rho_{r1} \rho_a g}{2} = \frac{l^3 \rho_a g (3\rho_{r2} + \rho_{r1})}{2}, \quad (19)$$

sau, numeric:

$$F = 63,6 \text{ N}$$

e) În acest ultim caz (fig. 1, e), conform figurii 6, momentul de răsturnare este evident:

$$M_r = M(F) = F \cdot l, \quad (20)$$

iar momentul de stabilitate este:

$$M(G) = G \cdot \frac{l}{2}, \quad (21)$$

Din egalarea lor rezultă:

$$F \cdot l = G \cdot \frac{l}{2}, \quad (22)$$

de unde:

$$F = \frac{G}{2} = \frac{G_1 + G_2}{2}, \quad (23)$$

Înlocuind G_1 și G_2 cu expresiile cunoscute, se obține:

$$F = \frac{l^3 \rho_a g (\rho_{r1} + \rho_{r2})}{2} = 10,5 \text{ N}, \quad (23)$$

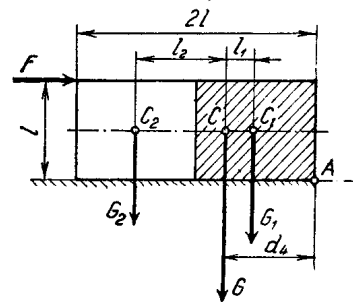


Fig. 5. Cazul din figura 1, d

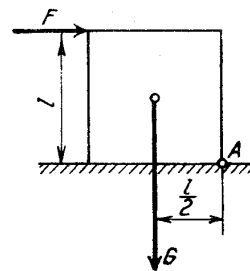


Fig. 6. Cazul din figura 1, e

Concluzii

Teorema proiecțiilor demonstrează pe cale cinematică rigiditatea unui solid, această teoremă este utilizată pentru și determinarea distribuției de viteze în mișcarea plan-paralelă. Teorema coliniarității extremităților vectorilor viteze a trei puncte coliniare folosește la studiul vitezelor în mișcarea plan-paralelă.

Bibliografie

<https://lectii-virtuale.ro/teorie/rotatia-solidului-rigid-momentul-fortei-cuplul-de-forte->

CERCETĂRI PRIVIND CONSTRUCȚIA ȘI DIMENSIONAREA STRUCTURII METALICE DIN COMPONENTA UNEI INSTALAȚII DE EXTRACTIE

Autori: Bogdan TOPLICEANU¹, Andrei PĂIȘ ²
paisandrei18@gmail.com ,

Coordonator: Asist.univ.dr.ing. **Daniel Cosmin VITAN**³

¹ *Universitatea din Petroșani, I.M.E, specializarea: T.C.M, anul I;*

² Universitatea din Petroșani, I.M.E, specializarea: Mașini și utilaje, anul I;

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

Rezumat

Lucrarea tratează proiectarea turnului metalic pentru săparea puțului de dezaerare Netiş din cadrul amenajări hidroenergetice Râul Mare Retezat. Calculul analitic de dimensionare și verificare al structurii metalice, este dublat de simularea grafică cu ajutorul soft-urilor de specializate, în vederea obținerii rezultatelor cât mai apropiate de condițiile reale de exploatare a turnului.

Turul puțului de dezaerare, se considera a fi o construcție temporară, iar componentele acestuia vor fi dezafectate odată cu finalizarea lucrărilor de săpare.

Turnul este alcătuit din structuri metalice împărțite în 4 tronsoane, 3 tronsoane fiind montate cu eclise și suruburilor, iar al patrulea fiind acoperișul.

Cuvinte cheie

Turn metallic, simulare, modelare 3D, analiză 3D.

1. Introdúcere

La amenajarea hidroenergetică Râul Mare Retezat, în cadrul căreia, pentru îmbunătățirea actualelor condiții de utilizare și exploatare, este necesară executarea unui puț de dezaerare, a cărei abordare face obiectul prezentei lucrări. Se precizează că puțul de dezaerare constituie o lucrare clasică minieră, similară cu cele utilizate pentru extragerea substanțelor minerale utile, în general, particularitatea constând în condițiile de amplasare în zona montană a instalației de extracție.

Puturile de dezaerare sunt lucrări hidrotehnice care sunt destinate evacuării aerului din galeriile subterane, în vederea creșterii debitului și a uniformizării curgerii apei vehiculate. Aceste fenomen se transpune într-o suplimentare a producției de energie electrică, determinată de reducerea rezistenței aerului la curgerea apei pe galeriile de aducțiune.

2. Stabilirea fortelor de solicitare

Turnul de extracție este solicitat în timp datorită transportului de material steril extras în tehnologia de execuție a săpării puțului de dezaerare. Condițiile pentru calculul ce urmează a fi expuse pentru calculul analitic vor fi definite și materializate în continuare.

Astfel în figura 1 este prezentat modelul de calcul cu dimensiunile geometrice ale turnului pentru a determina starea de solicitare a acestuia.

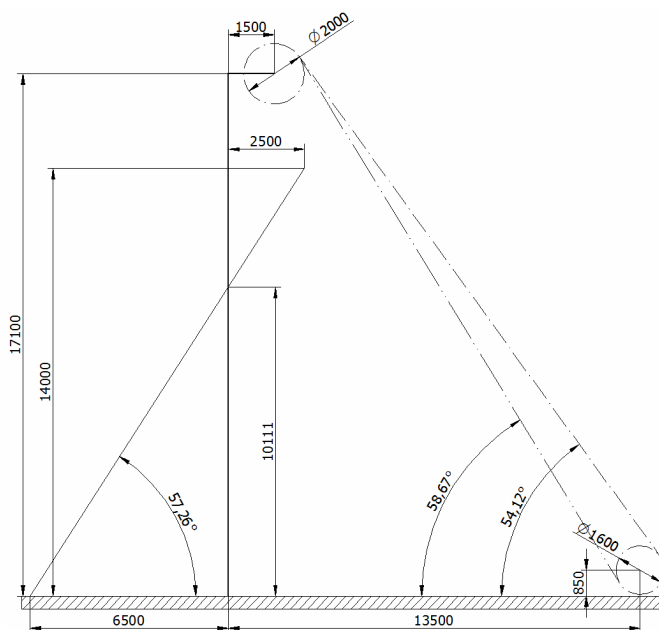


Fig. 1. *Modelul de calcul*

Determinarea poziției centrului de greutate a turnului pe cele trei axe geometrice, este calculat în funcție de greutatea tronsonurilor pozițiile centrelor de greutate ale al fiecărui tronson, greutatea moletelor și centrul de greutate al acestora. Greutatea totală a turnului în N este:

$$G = G_{ti} + G_m + G_{ts} + G_a + G_{ps} + 2 \cdot G_{ts} + G_{pd} + G_{mm} + 4 \cdot G_{m6} = 2.347 \times 10^5$$

unde: G_{ti} - greutatea tronsonului inferior al turnului, în N; G_m - greutatea tronsonului intermediar al turnului, în N; G_{ts} - greutatea tronsonului superior a turnului, în N; G_{ps} - greutatea platformei superioare a turnului, în N; G_a - greutatea acoperișului turnului, în N; G_{ts} - greutatea tronsonului de scară a turnului, în N; G_{pd} - greutatea platformei de descărcare a turnului, în N; G_{mm} - greutatea moletelor de 2.000 cu suport, în N; G_{m6} - greutatea moletelor de 600, în N.

Poziția centrului de greutate a turnului, în mm:

$$z_G = \frac{K + G_{ts} \cdot z_{tsi} + G_{ts} \cdot z_{tss} + G_{pd} \cdot z_{pd} + G_{mm} \cdot z_{mm} + 4 \cdot G_{m6} \cdot z_{m6e}}{G} = 1.058 \times 10^4$$

$$x_G = \frac{G_{ts} \cdot x_{tsi} + G_{ts} \cdot x_{tss} + G_{pd} \cdot x_{pd} + G_{mm} \cdot x_{mm} + 2 \cdot G_{m6} \cdot x_{m6e} + 2 \cdot G_{m6} \cdot x_{m6i}}{G} = 29.745$$

$$y_G = \frac{G_{ts} \cdot y_{tsi} + G_{ts} \cdot y_{tss} + G_{pd} \cdot y_{pd} + G_{mm} \cdot y_{mm} + 2 \cdot G_{m6} \cdot y_{m6e} + 2 \cdot G_{m6} \cdot y_{m6i}}{G} = -54.334$$

Pentru stabilirea sarcinii maxime de încărcare a turnului, se vor folosi, unghiul de înclinare al cablului și al ancorei, înălțimea până la axa moletelor, distanța de la axa moletelor la axa turnului, greutatea podului mobil, trolului graifer, graiferului, încurcătura utilă, greutatea cilindrului, a cablului, împreună cu lungimea minimă și maximă a cablului.

Determinarea sarcinii maxime la lansarea podului mobil este determinată cu relația :

$$S = G_{pm} + G_{tg} + G_g + G_{iu} + G_c + g_{cab} \cdot l_c = 5.568 \times 10^4$$

unde: G_{pm} - greutatea podului mobil, în N; G_{tg} - greutatea trolului graifer, în N; G_g - greutatea graiferului, în N; G_{iu} - greutatea încărcăturii utile, în N; G_c - greutatea cilindrului, în N; g_{cab} - greutatea specifică a cablului $\Phi 25$ mm, în N/ml; l_c - lungimea minimă a cablului, de la moletă la pod, în m.

Determinarea sarcinii verticale la transportul materialului derocat cu chibla, este definit de greutatea chiblei, greutatea carabinei, greutatea dispozitivului E-169, greutatea saniei de ghidare și a încărcăturii chiblei, totul în N.

$$S_t = G_{ch} + G_{cr} + G_E + G_{sg} + G_{ic} + g_{cab} \cdot l_{cm} = 2.07 \times 10^4$$

unde: G_{ch} - greutatea chiblei de 0,75 m³, în N; G_{cr} - greutatea carabinei, în N; G_E - greutatea dispozitivului E-169, în N; G_{sg} - greutatea saniei de ghidare, în N; G_{ic} - greutatea încărcăturii chiblei, în N; l_{cm} - lungimea maximă a cablului, de la moletă la E-169, în m.

Determinarea sarcinilor de solicitare a turnului pe vertical și orizontală, static și dinamic, în N, este influențată de coeficientul dinamic al instalației de extracție care este egal cu 1.6.

Cazul I : Determinarea solicitărilor în cazul lansării podului mobil.

$$H_1 = S \cdot \cos(\alpha) = 3.264 \times 10^4$$

$$H_{1d} = H_1 \cdot C_d = 5.222 \times 10^4$$

$$V_1 = S \cdot (1 + \sin(\alpha)) = 1.008 \times 10^5$$

$$V_{1d} = V_1 \cdot C_d = 1.613 \times 10^5$$

Cazul II : Determinarea solicitărilor în cazul transportului de material pe verticală.

$$H_2 = S_t \cdot \cos(\alpha) = 1.213 \times 10^4$$

$$H_{2d} = H_2 \cdot C_d = 1.941 \times 10^4$$

$$V_2 = S_t \cdot (1 + \sin(\alpha)) = 3.747 \times 10^4$$

$$V_{2d} = V_2 \cdot C_d = 5.996 \times 10^4$$

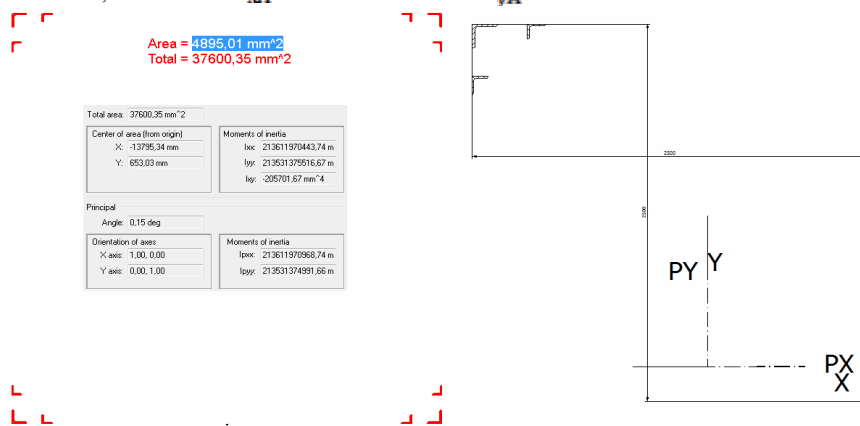
3. Verificarea turnului

Pentru instalația de extracție echipată cu chibla, înălțimea turnului de extracție, H_T în m, de la sol până la platforma superioară pe care se montează moleta de extracție și se calculează cu relația:

Încărcarea materialului se face în mijloace auto prin intermediul unui jgheab de încărcare, astfel încât se adoptă $h_r = 8$ m; h_c – înălțimea chiblei împreună cu carabina, dispozitivul de legare a cablului (până la clema superioară) și dispozitivul de ghidare a chiblei, în m. Însușind dimensiunile elementelor precizate rezultă $h_c = 5,55$ m; h_s – spațiul de siguranță pentru cazul supraridicării chiblei ca urmare a unor erori de manevră, în m, care se adoptă la valoarea $h_s = 1,45$ m, impusă de normele de protecția muncii, specifică pentru valori mici ale vitezei; DM – diametrul moletei de extracție, în m, DM = 2.000 mm.

[illegible]

Momentul de inerție după axa X-X, în mm⁴ este 213611970443.74;
Momentul de inerție după axa Y-Y, în mm⁴ este 213531375516.67;
Aria secțiunii, în mm² este 37800.35;
Distanța maximă, în mm este 2.500;
Modulul de rezistență, în mm³ $W_{x-a} = 8.544 \times 10^7$ și $W_{y-a} = 8.541 \times 10^7$



În figura 4 secțiunea B-B prin tronsonul inferior al turnului, pentru care au fost stabilite următoarele caracteristici geometrice:

Momentul de inerție după axa X-X, în mm⁴ egal cu 267807002222,8;
 Momentul de inerție după axa Y-Y, în mm⁴ egal cu 267674515148,12;
 Aria secțiunii, în mm² egala cu 55610,95;
 Distanța maximă, în mm egala cu 2.500;
 Modulul de rezistență, în mm³ $W_{xB}=1.071 \times 10^8$ și $W_{yB}=1.071 \times 10^8$;

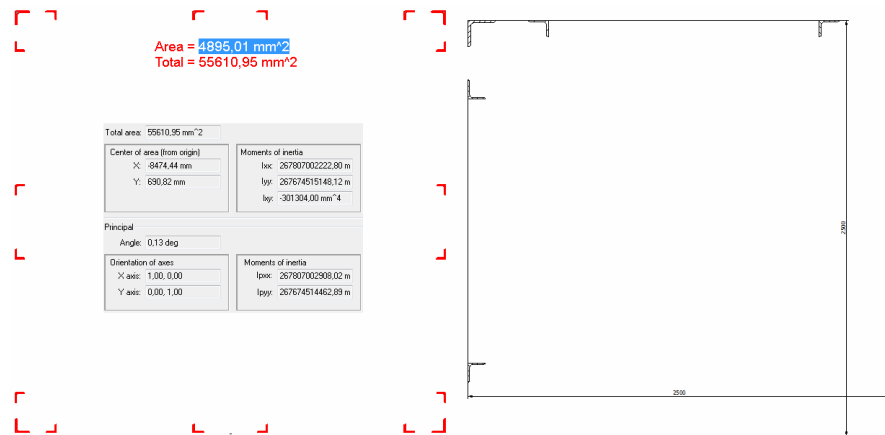


Fig. 3. Caracteristicile geometrice ale secțiunii B-B prin tronsonul inferior al turnului

În figura 5 este prezentată secțiunea C-C prin zona de îmbinare a tronsonului inferior cu tronsonul intermediar al turnului, pentru care au fost stabilite următoarele caracteristici geometrice unde sunt stabilite:

Momentul de inerție după axa X-X, în mm⁴ egal cu 310565505011,8;
 Momentul de inerție după axa Y-Y, în mm⁴ egal cu 310565310834,47;
 Aria secțiunii, în mm² egala cu 60352,53;
 Distanța maximă, în mm egal cu 2.566;
 Modulul de rezistență, în mm³ $W_{xC} = 1.21 \times 10^8$ și $W_{yC} = 1.21 \times 10^8$.

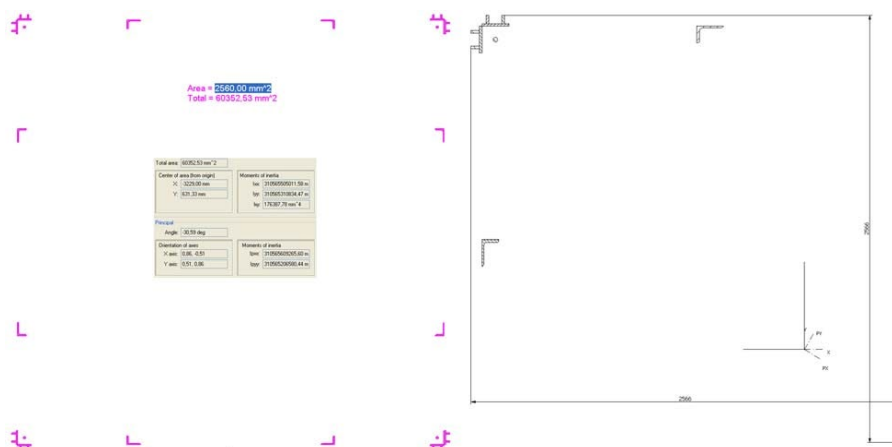


Fig. 4. Caracteristicile secțiunii C-C prin îmbinarea tronsoanelor inferior și intermediar ale turnului.

În figura 6 sunt prezentate secțiunile D-D și E-E prin tronsonul intermediar al turnului, pentru care au fost stabilite următoarele caracteristici geometrice:

Caracteristici geometrice la secțiunea D-D.
 Momentul de inerție după axa X-X, în mm⁴ egal cu 241920563998,18;
 Momentul de inerție după axa Y-Y, în mm⁴ egal cu 241921289707,71;
 Aria secțiunii, în mm² egal cu 43825,13;
 Distanța maximă, în mm egal cu 2.500;
 Modulul de rezistență, în mm³ $W_{xD} = 9.677 \times 10^7$ și $W_{yD} = 9.677 \times 10^7$.

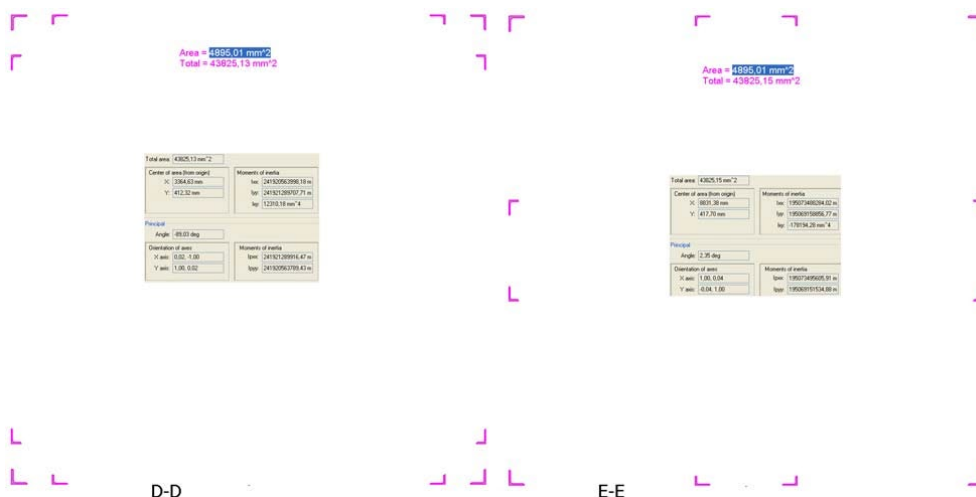


Fig. 5. Caracteristicile geometrice ale secțiunilor D-D și E-E prin tronsonul intermediar al turnului

Caracteristici geometrice la secțiunea E-E:

Momentul de inerție după axa X-X, în mm^4 egal cu 195073488284,02;

Momentul de inerție după axa Y-Y, în mm^4 egal cu 195069158856,77;

Aria secțiunii, în mm^2 egal cu 43825,15;

Distanța maximă, în mm egal cu 2.500;

Modulul de rezistență, în mm^3 $W_{xE} = 7.803 \times 10^7$ și $W_{yE} = 7.803 \times 10^7$.

În figura 7 este prezentată secțiunea F-F prin platforma superioară a turnului, pentru care a fost stabilite următoarele caracteristici geometrice:

Momentul de inerție după axa X-X, în mm^4 egal cu 139159414,63;

Momentul de inerție după axa Y-Y, în mm^4 egal cu 120254491995,14;

Aria secțiunii, în mm^2 egală cu 50707,8;

Distanța maximă, în mm egală cu 128,39;

Modulul de rezistență, în mm^3 $W_{xF} = 4.81 \times 10^6$ și $W_{yF} = 1.084 \times 10^7$.

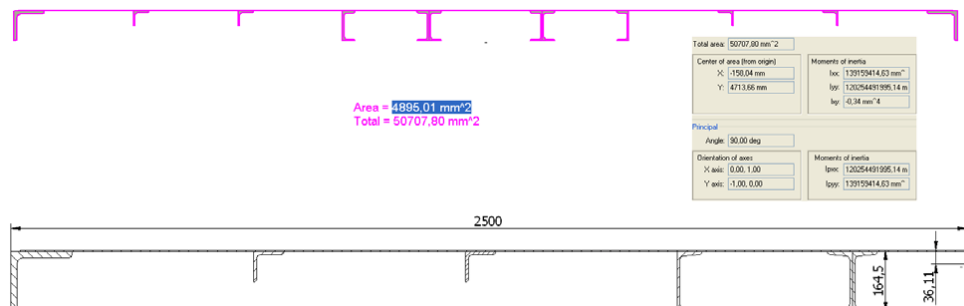


Fig. 6. Caracteristicile geometrice ale secțiunii F-F prin platforma superioară a turnului

Prin toate simulările și prin cele prezentate succint s-a reliefat ca valorile maxime calculate și cele rezultate din simulare, se încadrează în valorile prescrise de standardele și normativele aflate în vigoare în domeniul construcției și exploatarea mașinilor de extracție.

4. Concluzii

Structura metalică a turnului de extracție este modelată ca un cadru plan, care reprezintă un sistem static simplu nedeterminat, încărcat cu forțele tehnologice ce apar în cablu de extracție și cu forțele masice date de greutatea turnului.

Forțele tehnologice maxime, aplicate în centrul de simetrie a moletei de extracție sunt calculate pentru două situații, un prim caz, pentru transportul cu chibla a rocii sau materialelor, iar al doilea, pentru lansarea sau scoaterea podului mobil de lucru. Având în vedere importanța instalației, normele de securitate impun un coeficient de siguranță de peste 3, mai ales că se efectuează și transport de personal, astfel încât în calcule se adoptă un coeficient dinamic de 1,6 cu care se multiplică modulul forțelor tehnologice utilizate în calculul structurii metalice.

Astfel, pentru calculul de verificare a turnului de extracție, componentele forțelor tehnologice aplicate în centrul moletei sunt $F_x = 19.410 \text{ N}$ și $F_z = 59.960 \text{ N}$, pentru cazul transportului materialului cu chibla și $F_x = 52.220 \text{ N}$ și $F_z = 161.300 \text{ N}$, pentru lansarea sau extragerea podului mobil de lucru.

Greutatea turnului este definită de vectorul orientat după axa z, având modulul ca sumă a greutăților elementelor componente, iar punctul de aplicație calculat în funcție de centrele de greutate a elementelor componente.

Tensiunile maxime în structura de rezistență a turnului apar în zona platformei superioare, acest lucru fiind

demonstrat și prin aplicarea metodelor de studiu a solicitărilor și deformațiilor cu ajutorul elementelor finite folosind utilitățile Cosmos Design Star și Abaqus.

Bibliografie:

1. Adam, D. C., (2008), *Instalații de extracție miniere*, vol. I și II, Ed. Universitas, Petroșani.
2. Băduț, M., Iosip, M., (2003), *Bazele proiectării cu Solid Edge*, Editura Albastră, Cluj-Napoca.
3. Blumfeld, M., (1995), *Introducere în metoda elementelor finite*, Editura Tehnică, București.
4. Buzdugan, Gh., (1986) *Rezistența materialelor*, Editura Didactică și Pedagogică, București.
5. Dumitrescu I., Apostu S., Vitan D.C., (2021), *Tehnologia materialelor – îndrumător de laborator*, Ed. Universitas, Petroșani.
6. Itu, V., ș.a., (2008), *Solicitări mecanice tehnologice ale turnurilor de extracție miniere*, Editura Edyro Press, Petroșani.
7. Magyari, A., Achim, M.I., (1988), *Culegere de caracteristici tehnice pentru alegerea și proiectarea instalațiilor de extracție miniere*, Litografia Institutului de Mine Petroșani.
8. Vitan D.C., (2024), *Reabilitarea mecanică a sistemelor industriale de mare complexitate*, Ed. Universitas, Petroșani.
9. *, COSMOS Design STAR Basic User's Guide.
10. **, Solid Edge Software v.19. Academic license ADA Computers.

UTILIZAREA REPREZENTĂRILOR GRAFICE ÎN REZOLVAREA UNOR PROBLEME DE CINEMATICĂ

Autori: Florin-Alexandru PEAGU ¹, Flavius-Mihai COLȚAN ¹
apeagu14@gmail.com

Coordonatori: Conf.univ.dr. ing Răzvan Bogdan ITU ², Asistent. univ. dr.ing.ec. Cristina Pupăză ²

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

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

Rezumat

În lucrare se prezintă unele aspecte privind rezolvarea unor probleme de mecanică utilizând reprezentarea grafică prin reprezentarea unor funcții elementare, și anume prin reprezentarea grafică a funcțiilor de gradul I și de gradul al II-lea.

Cuvinte cheie

Mecanică, funcție, reprezentare grafică, probleme

1. Introducere

Metoda grafică se utilizează cu succes pentru demonstrarea mai multor formule și legi din mecanică, iar problemele grafice (care, de obicei, conțin în textul său un grafic), acoperă o bună parte din arealul problemelor de mecanică. Pe de altă parte, o analiză profundă a rezultatelor obținute la rezolvarea problemelor de mecanică poate fi efectuată reprezentând grafic procesele la care este supus sistemul. Rezolvarea grafică, de exemplu, permite să stabilim sau să explicăm procesele care au loc, atunci când sistemul trece prin anumite stări.

Din multitudinea problemelor de mecanică, un loc aparte îl ocupă problemele care conțin reprezentări grafice ale funcțiilor elementare: de gradul I, de gradul al II-lea. Conexiunea dintre mecanică și matematică, își găsește o ilustrare reală în cadrul acestor probleme.

Reprezentând grafic procesele la care este supus un sistem mecanic, se poate realiza o analiză profundă a rezultatelor obținute la rezolvarea unor astfel de probleme. De exemplu, metoda grafică ne permite să stabilim sensul fizic al rădăcinilor ecuației de gradul al II-lea sau să explicăm procesele care au loc atunci când sistemul trece prin diferite stări. În continuare vom prezenta câteva metode de rezolvare a problemelor ce conțin reprezentări grafice ale funcțiilor de gradul I și de gradul al II-lea din mecanică.

2. Funcțiile elementare de gradul I, și de gradul al II-lea

Forma generală a unei funcții afine este:

$$f: \mathbb{R} \rightarrow \mathbb{R}; \quad f(x) = ax + b, \quad \text{unde } a, b \in \mathbb{R}, \quad (1)$$

Dacă coeficientul lui x , a este nenul, se obține funcția de gradul I; dacă $a \neq 0$ și $b=0$, se obține funcția liniară, iar dacă $a=0$, se obține funcția constantă. Toate aceste funcții își regăsesc aplicabilitatea în multe discipline reale, în particular și în mecanică.

Proprietăți ale acestora reprezintă suportul matematic al interpretării unor grafice care duc la rezolvarea unor tipuri de probleme. O largă aplicabilitate o are proprietatea de monotonie a funcției de gradul I, proprietate ce descrie, de exemplu, tipul mișcării rectilinii a unui corp: accelerată sau încetinită. Reamintim faptul că, dată o funcție $f: I \rightarrow \mathbb{R}$, unde I este un interval real, dacă pentru $x_1, x_2 \in I$, cu $x_1 < x_2$, avem $f(x_1) < f(x_2)$ spunem că funcția f este strict crescătoare pe intervalul de definiție I . Altfel spus, dacă raportul de variație:

$$R = \frac{f(x_1) - f(x_2)}{x_1 - x_2}, \quad (2)$$

cu $x_1 \neq x_2$, este strict pozitiv, atunci funcția este strict crescătoare pe I . Schimbând semnul între valorile funcției, $f(x_1)$ și $f(x_2)$, se obține o funcție strict descrescătoare pe domeniul de definiție; în cazul calculului raportului de variație, dacă acesta este negativ, se obține o funcție strict descrescătoare. În cazul funcțiilor liniare, pentru a studia monotonia este suficient să verificăm semnul lui coeficientului a : dacă acest coeficient este strict pozitiv, atunci funcția liniară este strict crescătoare, iar dacă a este negativ, se obține o funcție strict descrescătoare.

Reprezentarea grafică a funcției afine este o dreaptă oblică în cazul funcției de gradul I și o dreaptă orizontală în cazul funcției constante. Dacă domeniul de definiție este o restricție a mulțimii numerelor reale (interval mărginit sau nemărginit), atunci graficul devine un segment, respectiv semidreaptă.

În multe situații, cunoașterea coordonatelor punctelor de intersecție cu axele de coordonate oferă puncte de plecare în rezolvarea problemelor de cinematică. Astfel, punctul de intersecție cu axa Ox are coordonatele $(-b/a, 0)$, iar punctul de intersecție cu axa Oy are coordonatele $(0, b)$. Dacă vorbim însă despre cazul funcției constante, aceasta va intersecta doar axa Oy în punctul indicat mai sus. Aceste puncte se mai numesc „tăieturi”.

Forma generală a funcției de gradul al doilea este:

$$f: \mathbb{R} \rightarrow \mathbb{R}; \quad f(x) = ax^2 + bx + c, \quad \text{unde } a, b, c \in \mathbb{R}, \quad a \neq 0, \quad (3)$$

Reprezentarea acestei funcții este o parabolă. Aceasta admite un punct de extrem, numit vârful parabolei, având coordonatele $V(-b/2a, -\Delta/4a)$. Pentru $a > 0$, funcția de gradul al doilea este strict descrescătoare pe intervalul $(-\infty, -b/2a]$ și strict crescătoare pe intervalul $[-b/2a, +\infty)$, iar dacă a este negativ, intervalele de monotonie se inversează.

În mecanică, intervalele de monotonie pot oferi informații despre sensul deplasării unui corp aflat în mișcare rectilinie uniform variată, după cum coordonata crește sau scade în timp.

Ca și în cazul funcției de gradul întâi, un rol important îl joacă punctele de intersecție a graficului funcției de gradul al doilea cu axele de coordonate:

Punctul de intersecție cu axa Oy are coordonatele $(0, c)$.

Numărul de puncte de intersecție cu axa Ox depinde de semnul discriminantului ecuației atașate; astfel, distingem cazurile:

Pentru $\Delta > 0$, intersecția este formată din două puncte distincte, având coordonatele $\left(\frac{-b + \sqrt{\Delta}}{2a}, 0\right)$, respectiv $\left(\frac{-b - \sqrt{\Delta}}{2a}, 0\right)$.

Pentru $\Delta = 0$, intersecția conține un singur punct, $(-b/2a, 0)$.

Pentru $\Delta < 0$, graficul funcției de gradul doi nu intersectează axa Ox .

În funcție de semnul discriminantului ecuației atașate, se determină semnul funcției de gradul al doilea. Mai jos ilustrăm această proprietate:

$\Delta > 0$:

- Semn contrar lui a (coeficientul dominant) între cele două soluții reale și distincte;
- Semnul lui a în afara rădăcinilor.

$\Delta = 0$:

- Funcția se anulează în soluția reală a ecuației.
- Semnul lui a la stânga și la dreapta soluției.

$\Delta < 0$:

- Semnul lui a pe tot domeniul.

3. Aplicații ale graficelor funcțiilor de gradul I, și de gradul al II-lea în rezolvarea problemelor

În continuare vom prezenta câteva exemple de rezolvare a unor probleme de cinematică, din mecanică, în care la rezolvarea acestora se utilizează reprezentările grafice ale funcțiilor elementare amintit anterior.

1) Ecuațiile mișcării a două mobile sunt $x_1 = 1 + t$ și $x_2 = 2 + 2t$. Să se reprezinte grafic legile mișcării și să se afle locul și momentul întâlnirii lor. Care este semnificația fizică a răspunsului obținut?

Rezolvare:

Vom reprezenta grafic legile mișcării în sistemul de coordonate (tOx) folosind punctele de intersecție ale graficelor cu axele de coordonate (reprezentarea prin tăieturi) (fig. 1).

Pentru $x_1(t) = 1 + t$, avem:

$$\begin{aligned} \cap Ot &\Rightarrow 0 = 1 + t \Rightarrow t = -1 \Rightarrow A(-1, 0) \\ \cap Ox &\Rightarrow t = 0 \Rightarrow x = 1 \Rightarrow B(0, 1) \end{aligned} \quad (4)$$

Pentru $x_2(t) = 2 + 2t$, avem:

$$\begin{aligned} \cap Ot &\Rightarrow 0 = 2 + 2t \Rightarrow t = -1 \Rightarrow D(-1, 0) \equiv A(-1, 0) \\ \cap Ox &\Rightarrow t = 0 \Rightarrow x = 2 \Rightarrow C(0, 2) \end{aligned} \quad (5)$$

Din punct de vedere matematic, punctul de intersecție a celor două grafice este $A(-1, 0)$. Din punct de vedere fizic, acest punct de intersecție ar da informații despre momentul și locul întâlnirii mobilelor. Dar cum timpul nu poate fi decât pozitiv, înseamnă că cele două mobile nu se întâlnesc.

2) Viteza unui mobil aflat în mișcare rectilinie depinde de timp conform graficului din figura alăturată (fig.2). Să se calculeze valoarea maximă a modulului accelerației.

Rezolvare:

Trebuie să analizăm mișcarea pe fiecare interval de timp pe care este reprezentată viteza

Pentru $t \in [0s, 2s]$, $v = 2$ m/s. Aceasta se menține constantă, deci mișcarea este rectilinie uniformă și $a_1 = 0$ m/s².

Pentru $t \in [2s, 4s]$ viteza corpului crește de la $v_1 = 2$ m/s la $v_2 = 4$ m/s. Accelerația reprezintă panta drepte din reprezentarea grafică:

$$a_2 = \frac{v_2 - v_1}{t_2 - t_1}, \quad (6)$$

și obținem $a_2 = 1$ m/s².

Pentru $t \in [4s, 8s]$ viteza corpului scade de la $v_2 = 4$ m/s la $v_3 = 1$ m/s. Accelerația reprezintă panta drepte din

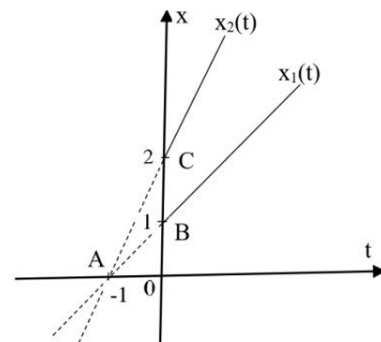


Fig. 1. Graficele pentru aplicația 1

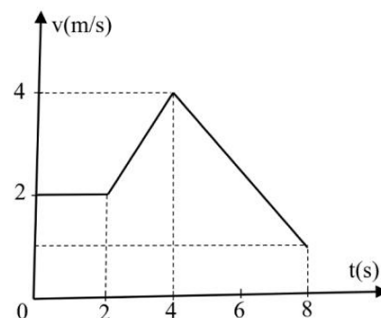


Fig. 2. Graficul vitezei pentru aplicația 2

reprezentarea grafică:

$$a_3 = \frac{v_3 - v_2}{t_3 - t_2}, \quad (7)$$

obținând $a_3 = -0,75 \text{ m/s}^2$, $|a_3| = 0,75 \text{ m/s}^2$.

Viteza reprezintă o funcție de gradul I în variabila timp, după cum exprimă legea vitezei:

$$v(t) = v_0 + at, \quad (8)$$

Cum panta dreptei oferă informații cu privire la monotonie, semnul accelerației indică faptul că pentru $t \in [2s, 4s]$ mișcarea este rectilinie uniform accelerată, iar pentru $t \in [4s, 8s]$ mișcarea este rectilinie uniform încetinită. În concluzie, valoarea maximă a modulului accelerației este 1 m/s^2 .

3) Un mobil pornește uniform variat din originea axei Ox cu viteza inițială $v_0 = 15 \text{ m/s}$. După un timp t_1 mobilul trece prin punctul de coordonată $x_1 = 10 \text{ m}$ cu viteza $v_1 = -10 \text{ m/s}$. Să se calculeze:

- Accelerația;
- Timpul t_1 ;
- Distanța parcursă în acest timp;
- Să se reprezinte grafic pe aceeași diagramă, viteza și coordonata.

Rezolvare:

a) Din formula lui Galilei:

$$v_1^2 = v_0^2 + 2ax_1, \quad (9)$$

deducem accelerația:

$$a = \frac{v_1^2 - v_0^2}{2x_1}, \quad (10)$$

de unde $a = -6,25 \text{ m/s}^2$.

Obs: Deoarece $a < 0$ mișcarea corpului este încetinită.

b) Din legea vitezei:

$$v_1 = v_0 + at_1, \quad (11)$$

rezultă:

$$t_1 = \frac{v_1 - v_0}{a}, \quad (12)$$

de unde $t_1 = 4 \text{ s}$.

c) Mișcarea fiind încetinită, calculăm timpul după care corpul se oprește:

$$t_{op} = \frac{-v_0}{a} = 2,4 \text{ s}, \quad (13)$$

Deoarece $t_1 > t_{op}$ rezultă că după oprire corpul își continuă mișcarea, inversându-și sensul vitezei, deci apropiindu-se de originea axei Ox . Astfel, distanța totală parcursă de corp va fi:

$$d = 2d_{op} - x_1, \quad (14)$$

unde d_{op} este distanța parcursă de corp în timpul t_{op} .

$$d_{op} = \frac{-v_0^2}{2a} = 18 \text{ m}, \quad (15)$$

Înlocuind în relația (14) obținem $d = 26 \text{ m}$.

d) Pentru a reprezenta grafic legea vitezei $v(t) = v_0 + at$ vom folosi punctele de intersecție ale graficului cu axele de coordonate:

$$v = 0 \Rightarrow t = t_{op} = -\frac{v_0}{a}, \quad (16)$$

unde $-\frac{v_0}{a} = 2,4 \text{ s}$

$$t = 0 \Rightarrow v = v_0, \quad (17)$$

unde $v_0 = 15 \text{ m/s}$.

Pentru reprezentarea legii mișcării:

$$x = x_0 + v_0 t + \frac{1}{2} at^2, \quad (18)$$

folosim faptul că mobilul pornește din originea axei Ox , deci pentru $t=0$, $x=0$. Mai

mult, ținând cont de faptul că legea mișcării reprezintă o funcție de gradul al doilea, reprezentarea grafică este o parabolă deci avem nevoie de coordonatele vârfului parabolei $V(t_{op}, d_{op})$ adică $V(2,4 \text{ s}, 18 \text{ m})$.

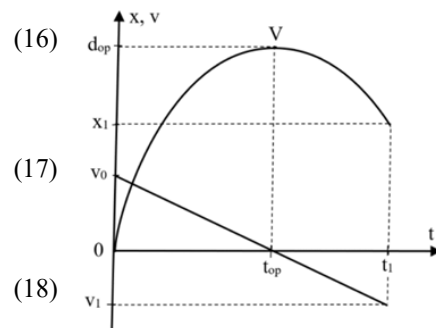


Fig. 3. Viteza și legea mișcării

Concluzii

Rezolvarea problemelor grafice contribuie eficient la realizarea competențelor transdisciplinare, realizează atât integrarea diferitelor achiziții 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 în tehnică, tehnologie. Această temă este destul de actuală, deoarece problemele ce conțin reprezentări grafice sunt prezente atât la concursuri cât și la olimpiade.

Bibliografie

1. Antici, A., I., Robu, C., M, *Rezolvarea unor probleme de fizică utilizând reprezentarea grafică a funcțiilor de gradul I și de gradul al II-lea*, Revista de Fizică și Mecanică aplicată CYGNUS nr 1(35)/ 2022;
2. *** <https://destepti.ro/ce-este-sofismul-dar-un-sofist-de-la-antici-la-moderni/>
3. *** <https://ro.wikipedia.org/wiki/Aristotel>

<https://lectii-virtuale.ro/teorie/rotatia-solidului-rigid-momentul-fortei-cuplul-de-forte->

ANALIZĂ FUNCȚIONALĂ ȘI CONSTRUCTIVĂ A ELEVATORULUI ELECTROMECHANIC CU DOUĂ COLOANE UTILIZAT ÎN SERVICE-URI AUTO

Autori: Vasile LUNGOCI ¹, Constantin Claudiu HEBEDEANU ²

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

¹ Universitatea din Petroșani, I.M.E, specializarea: Concepție și Fabricație Asistate de Calculator, anul I;

² Universitatea din Petroșani, I.M.E, specializarea: Concepție și Fabricație Asistate de Calculator, anul I;

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

Rezumat

Principalele categorii de echipamente de service-auto sunt : elevatoare; echipamente de mecanica generală, scule, testere și utilități: aer comprimat, lubrifianți, exhaustoare; echipamente de service-roți; standuri de reglaj direcție; echipamente pentru linia de Inspecție Tehnică Periodică (ITP); utilaje și scule de tinichigerie; cabina de vopsit și echipamente pentru atelierul de vopsitorie; echipamente de curățat și pentru dotarea spălătoriei auto.

Cuvinte cheie

Elevator auto, service-auto, autoturism

1. Considerații generale despre elevatoarele din service-auto

Creșterea exponențială a volumului importurilor de autoturisme și autocamioane din ultimii ani precum și creșterea nivelului tehnologic al autovehiculelor din ziua de azi au generat și evoluția pieței de echipamente de service-auto.

Dacă în anii 1995-2000 vârful de vânzări în acest domeniu a fost generat de acordarea legislației românești la normele europene pentru ITP (Inspecția Tehnică Periodică), la acesta dată se realizează recorduri de vânzări pentru dotarea service-urilor auto, în special cele de marca.

Principalele categorii de echipamente de service-auto sunt : elevatoare; echipamente de mecanica generală, scule, testere și utilități: aer comprimat, lubrifianți, exhaustoare; echipamente de service-roți; standuri de reglaj direcție; echipamente pentru linia de Inspecție Tehnică Periodică (ITP); utilaje și scule de tinichigerie; cabina de vopsit și echipamente pentru atelierul de vopsitorie; echipamente de curățat și pentru dotarea spălătoriei auto.

În cazul elevatoarelor este foarte important să alegeți tipul care se potrivește cel mai bine aplicației dorite. Există elevatoare cu o coloană (fig.1,a), cu 2 coloane (fig. 1,b) și cu 4 coloane (fig. 1,c), foarfecă și îngropate.

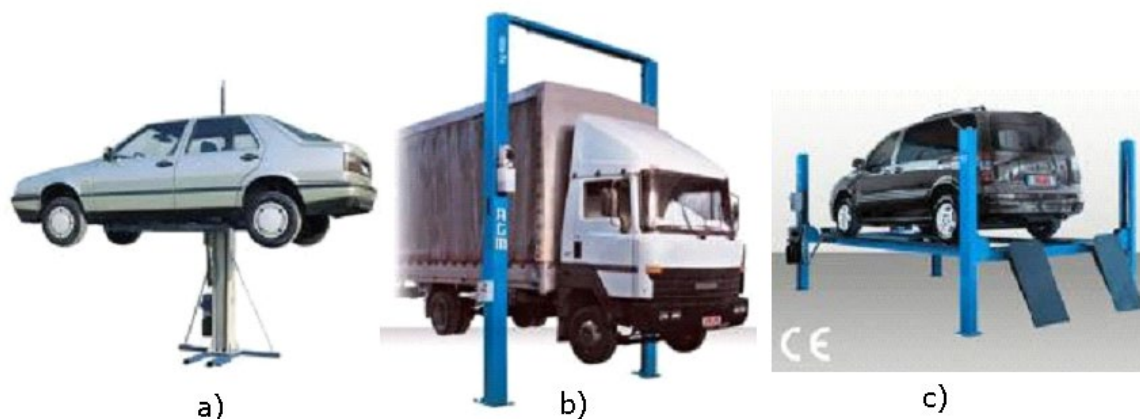


Fig. 1. Elevatoare electrohidraulice cu una, două și patru coloane

Elevatoarele cu 2 coloane pot fi electromecanice sau hidraulice. Elevatoarele electromecanice pot fi acționate de un motor și cu o transmisie către cealaltă coloană prin lanț sau prin cardan, sau pot fi acționate de 2 motoare având sincronizarea electromecanică sau electronică. Elevatoarele electromecanice uzuale au sarcina utilă de 2,5 – 3,2 tone, iar excepțiile au 3,5 - 5 tone. Ele sunt și cele mai folosite în Europa unde parcul auto se pretează acestor elevatoare.

2. Construcția și funcționarea elevatorului cu două coloane

În figura 2 este prezentată soluția constructivă a elevatorului electromecanic cu două coloane, la care transmisia mișcării de la o coloană la cealaltă se face printr-un lanț cu role și zale scurte tip 10A (5/8”), iar deplasarea suportului cu brațe pe coloana este realizată de un mecanism șurub-piuliță Tr 44x7.

Caracteristicile tehnice ale elevatorului sunt date în tabelul 1.

Tabelul 1. Caracteristicile tehnice ale elevatorului

Nr. crt.	Denumire caracteristică	U. M.	Valoare
1.	Masa portantă	kg	2000
2.	Înălțimea maximă de ridicare	mm	2000
3.	Timpul de ridicare	sec	47
4.	Distanța între brațele celor două coloane	mm	2250
5.	Lungimea brațului telescopic mic – închis - deschis	mm mm	550 850
6.	Lungimea brațului telescopic mare – închis - deschis	mm mm	925 1400
7.	Unghiul de rotire al brațelor	grade	105
8.	Înălțimea talpei	mm	50
8.	Puterea motorului de acționare	kW	3
9.	Dimensiuni de gabarit – lungime - lățime - înălțime	mm mm mm	3000 1090 2495
10.	Masa elevatorului	kg	800
11.	Calitatea minimă a betonului	-	B250
12.	Grosimea minimă a vetrei din beton B250	mm	180

După poziționarea autoturismului între cele două coloane și a suportilor din cauciuc a brațelor în punctele de ridicare a autoturismului se pornește motorul electric de pe coloana 2, care printr-o transmisie prin patru curele trapezoidale înguste SPZ 8,5x1000 rotește tija filetată Tr 44x7 (Detaliu C). La capătul inferior al tijei filetate, în interiorul talpei 1, este montată roata de lanț, care printr-un lanț cu role și zale scurte 10A transmite mișcarea de rotație la tija filetată din coloana 3.

Talpa elevatorului este în construcție sudată, fiind realizată din profil U100, având la exterior câte patru urechi cu orificii de $\Phi 25$ la fiecare capăt, pentru fixare pe fundație sau vatra din beton.

Cele două coloane sunt construite din profil H180B fixate prin sudare pe plăcile de bază, care se montează pe talpa elevatorului prin câte cinci șuruburi M16x65 asigurate cu șaibe Grower (7, 8) fiecare. Pe capătul superior se montează prin patru șuruburi M12x35 placa de capăt superioară pe care se află bușa în care se montează rulmentul axial cu bile 51207 și rulmentul radial cu bile 6007, ce poziționează capătul superior al tijei filetate (Detaliu D).

Pe capătul superior al tijei filetate de pe coloana cu motor 2 se montează prin pană roata mare de curea cu ajutorul a două piulițe M30. La capătul inferior al tijei filetate, în placa de bază, se află montat un rulment radial cu bile 6006 și roata de lanț, care este montată prin pană și fixată cu inel elastic de siguranță.

Pe interiorul aripilor profilului H180B se găsesc montate două rigle de ghidare, prin 4 știfturi de centrare $\Phi 8 \times 35$ și 23 de șuruburi M12x35. Pe aceste rigle de ghidare culisează suportul brațelor 4 cu ajutorul unei piulițe Tr 44x7 montată între ghidajele și umărul de sprijin al suportului. Între piuliță și umărul suportului brațelor se găsește o piesă cu suprafață sferică pentru autoașezarea suportului pe piuliță în cazul încărcării dezechilibrate a suportului brațelor și a jocului dintre patinele suportului și riglele de ghidare. Piulița și patinele suportului sunt confecționate din bronz turnat.

La capătul brațului se găsește suportul cu tijă filetată M36 și capac din cauciuc, care permite o reglare fină pe înălțime a brațelor opuse.

Brațul telescopic mare 6 este compus din două tronsoane de țevă pătrată de 100x100x6,3 și 80x80x5,6, care culisează una în cealaltă pe o lungime de 475 mm.

Montarea și întinderea curelelor trapezoidale se face cu ajutorul celor 4 șuruburi M10x65 pe care se află montat motorul electric.

Montarea și întinderea lanțului cu role și zale scurte 10A se face prin deplasarea coloanei 3 pe talpa elevatorului cu ajutorul celor 5 șuruburi M16x65 de fixare a coloanei.

Cu ajutorul soft-ului Solid Edge a fost realizată modelarea 3D a elevatorului electromecanic cu două coloane și a ansamblurilor acestuia, care sunt prezentate în figura 3, 4, 5 și 6.

Pentru obținerea autorizației de funcționare a unui elevator auto și exploatarea acestuia conform prescripției tehnice PT R5-2003, beneficiarul trebuie să aibă în cadrul firmei un operator RSVTI, persoană fizică sau firmă autorizată de către ISCIR-INSPECT IT să presteze o asemenea activitate, iar operarea elevatorului va fi efectuată de către o persoană autorizată.

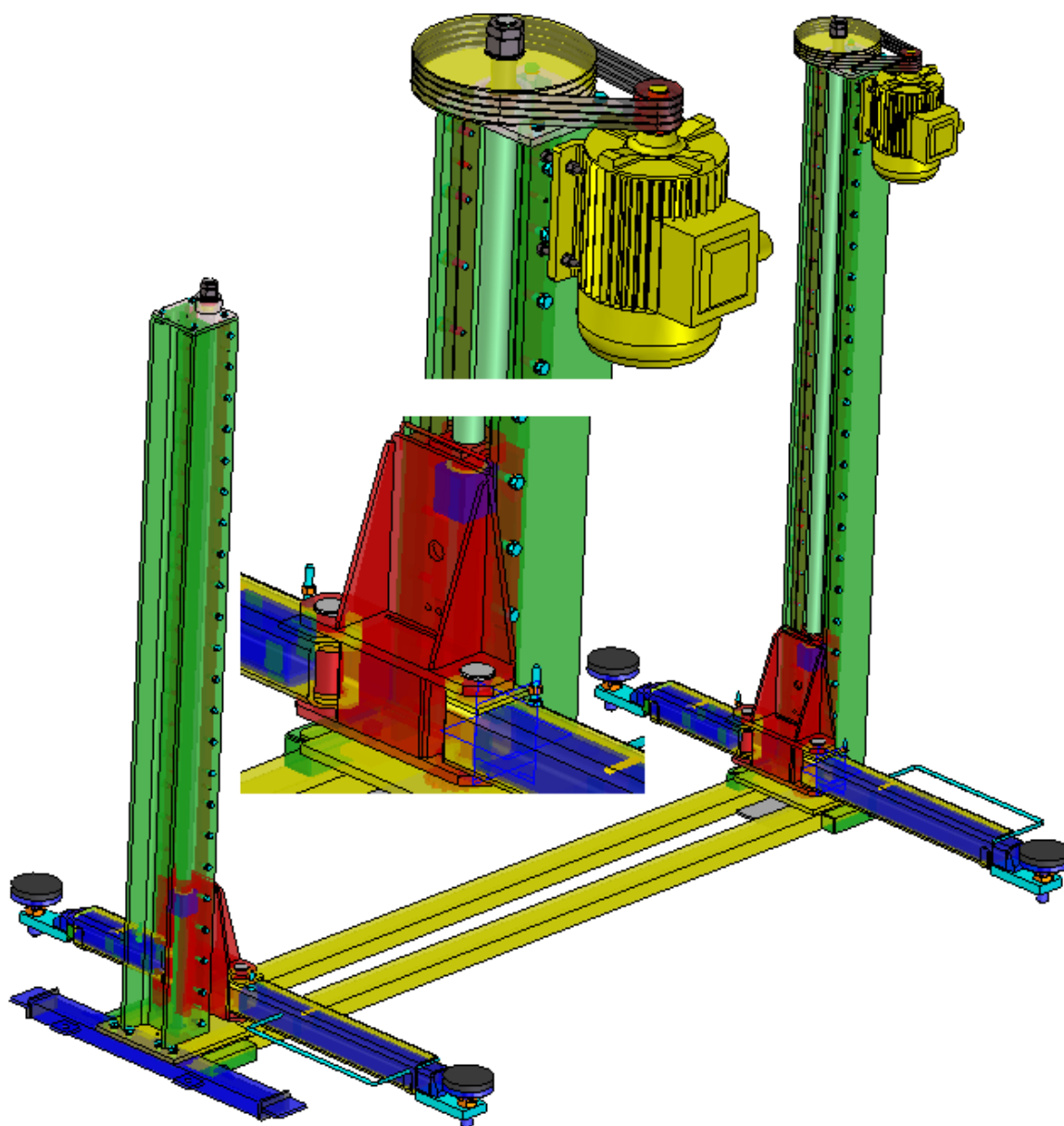


Fig. 3. Modelul 3D al elevatorului electromecanic cu două coloane

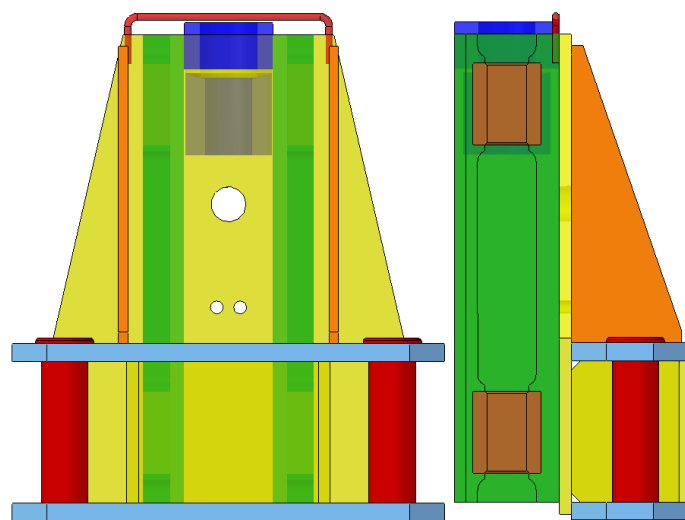


Fig. 4. Modelul 3D al suportului brațelor

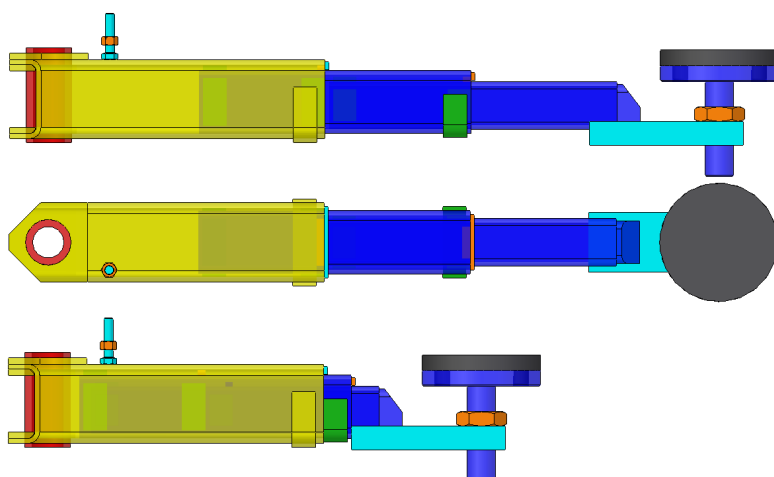


Fig. 5. Modelul 3D al brațului telescopic mic

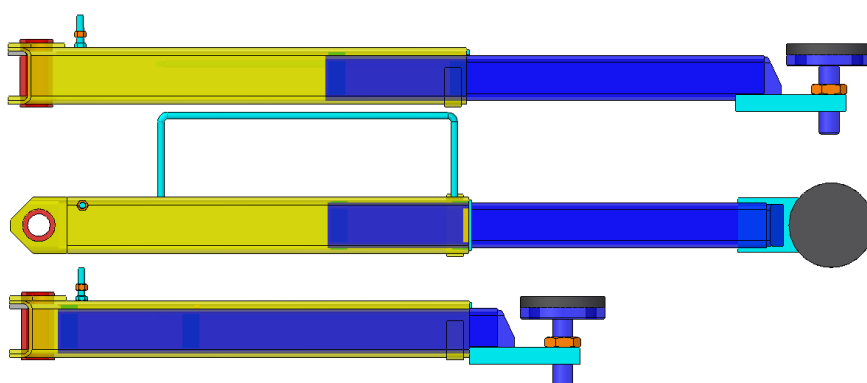


Fig. 6. Modelul 3D al brațului telescopic mare

3. Verificarea de rezistență a brațelor elevatorului

Cu ajutorul programului COSMOSDesignSTAR 4.0 s-a realizat o analiză statică lineară a brațelor telescopice ale elevatorului la solicitările statice maxime.

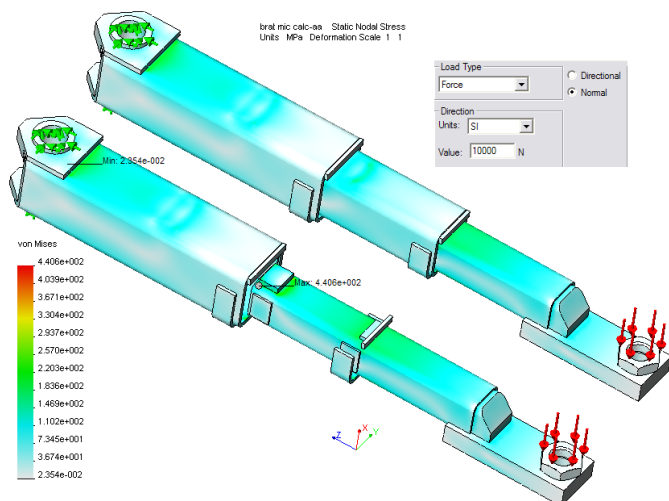


Fig. 7. Modul de variație a tensiunii echivalente în brațul telescopic mic

maximă în brațul plăcuței de în rest nu de 168,3 mai mare determinată 131,286 MPa.

4.

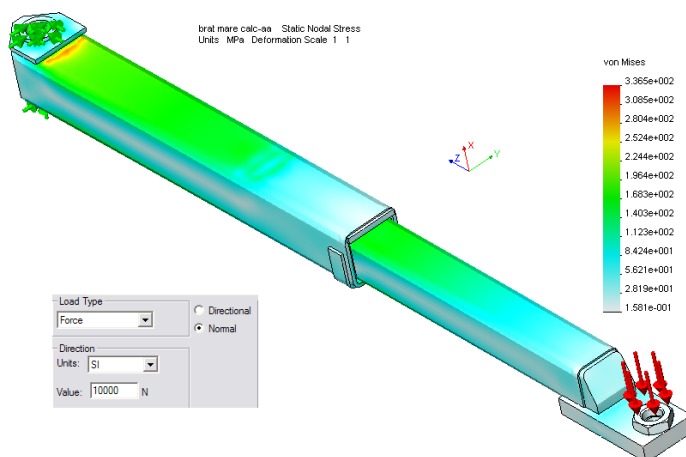


Fig. 8. Modul de variație a tensiunii echivalente în brațul telescopic mare

exponențială importurilor autocamioane

precum și creșterea nivelului tehnologic al autovehiculelor din ziua de azi au generat și evoluția pieței de echipamente de service-auto.

În cazul elevatoarelor este foarte important să alegeți tipul care se potrivește cel mai bine aplicației dorite. Elevatorul electromecanic cu două coloane, la care transmisia mișcării de la o coloană la cealaltă se face printr-un lanț cu role și zale scurte tip 10A (5/8”), iar deplasarea suportului cu brațe pe coloana este realizată de un mecanism șurub-piuliță Tr 44x7, prezintă următoarele avantaje:

- deservește o plajă largă de autoturisme, cele cu masa sub 2000 kg;
- are o construcție relativ simplă și se comandă ușor;
- are dimensiuni de gabarit reduse și poate montat ușor în atelier;
- costurile de achiziție și de mentenanță sunt mici;

5. Bibliografie

1. Buzdugan, Gh. – *Rezistența materialelor*, Editura Tehnică, București, 1979.
2. Mănescu, T. Șt., ș.a. – *Analiză structurală prin metoda elementului finit*, Editura Orizonturi Universitare, Timișoara, 2005.

În fig. 7 este prezentat modul de variație a tensiunii echivalente pentru solicitare a brațului telescopic mic cu o sarcină de 10 000 N, se observă că valoarea maximă (440,6 MPa) apare în brațul intermediar în zona plăcuței de ghidare superioară, iar în rest nu depășește valoarea de 220 MPa, care este mai mare decât cea determinată prin calcul 161,84 MPa.

În fig. 8 este prezentat modul de variație a tensiunii echivalente pentru solicitare a brațului telescopic mare cu o sarcină de 10 000 N, se observă că valoarea

(336,5 MPa) apare suport în zona fixare a bucșei, iar depășește valoarea MPa, care este decât cea prin calcul

Concluzii

Creșterea a volumului de autoturisme și din ultimii ani

3. Muscă G. – *Proiectarea asistată folosind Solid Edge*, Editura Junimea, Iași, 2006.
4. Cozma, B.Z., Dumitrescu, I., Popescu, F.D., *Concepția și proiectarea asistată de calculator a utilajului minier*, Universitas publishing, Petroșani, 2019.
5. Cozma, B.Z., *Bazele proiectării tehnologice asistate de calculator*, Editura Universitas, 2016, Petroșani.
6. Cozma, B.Z., *Metoda elementului finit*, Editura Universitas, 2024, Petroșani.

STUDIU PRIVIND OPTIMIZAREA FIXĂRII CAPETELOR LANȚULUI DE AVANS AL COMBINEI 2K-52MU PENTRU INTEGRAREA CU STAȚIILE TRANSPORTORULUI CU RACLETE TR-5

Autori: Florin Marius CAZAN ¹, Gelu VESA ²

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

¹ Universitatea din Petroșani, I.M.E, specializarea: Concepție și Fabricație Asistate de Calculator, anul II;

² Universitatea din Petroșani, I.M.E, specializarea: Concepție și Fabricație Asistate de Calculator, anul I;

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

Rezumat

Caracteristicile tehnice ale combinei de abataj 2K-52MU nu au fost corelate cu ale transportorului cu raclete TR-5, mai ales că acesta nu a fost conceput pentru abataj, și au fost proiectate și realizate de firme diferite din țări diferite. Necesitatea mecanizării exploatării cărbunelui în minele din Vale Jiului, în condițiile crizei economice actuale, a impus adaptarea utilajelor existente la noile condiții de retehnologizare a unor abataje. Astfel, în cadrul programului de retehnologizare a unui abataj frontal din cadrul E. M. Lonea s-a impus adaptarea combinei de abataj 2K-52MU la transportorul cu raclete TR-5.

Cuvinte cheie

Combină de abataj, transportor cu raclete

1. Introducere

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

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

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

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

2. Sistemul de legare la stația de acționare

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

Soluția constructivă a sistemului de legare este prezentat în figura 2, care se compune din: 1 – ureche fixată pe stație; 2 – placă laterală de legătură; 3 – placă laterală de blocare; 4 – bolț de blocare $\Phi 50$; 5 – bolț de blocare $\Phi 60$; 6 – bolț articulație $\Phi 60$; 7 – ureche dispozitiv; 8 – tijă de tractare; 9 – inel de uzură; 10 – suport inel de uzură; 11 – bridă fixare lanț; 12 – știft de centrare; 13 – lanț calibrat cu zale 26x92; 14 – șurub M20x100; 15 – șurub M10 pentru ungere; 16 – inel distanțier; 17 – piuliță M42 joasă; 18 – piuliță M42; 19 – șurub M24x100.

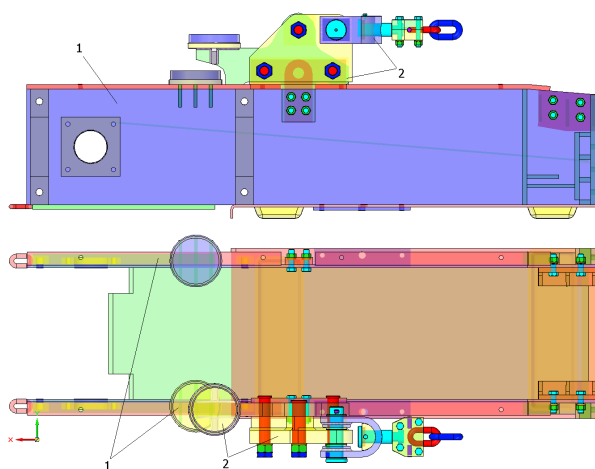


Fig. 1. Modul de amplasare al sistemului de legare pe stația de acționare [3]

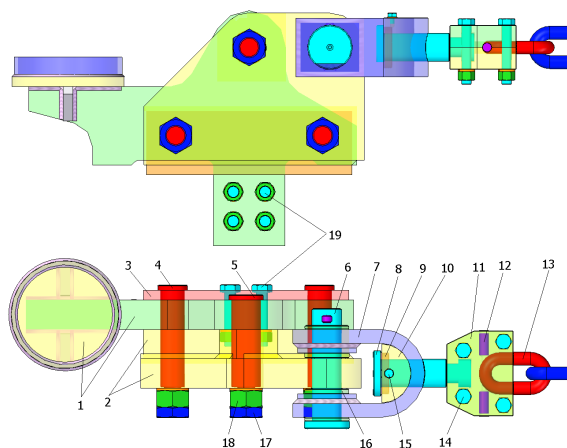


Fig. 2. Soluția constructivă a sistemului de legare a capătului lanțului pe stația de acționare TR-5 [3]

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

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

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

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

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

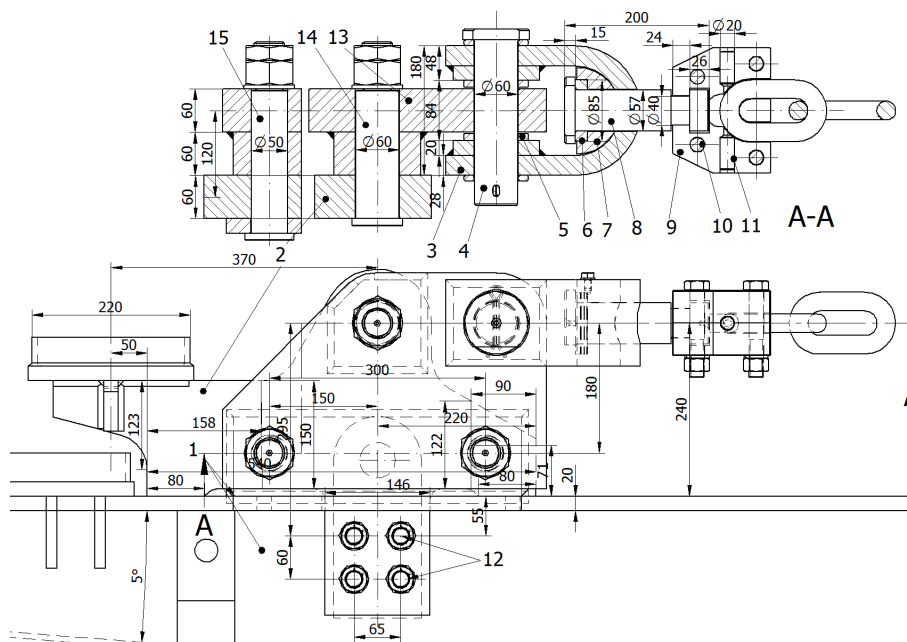


Fig. 3. Modelul de calcul pentru sistemul de legătură la stația de acționare [3]

Pe baza soluției constructive din figura 2 a fost întocmit modelul de calcul cu dimensiunile constructive în vederea verificării dimensionale a elementelor acestuia, care este prezentat în figura 3, unde s-au notat: 1 - peretele stației de acționare; 2 - ureche fixată pe stație; 3 - ureche dispozitiv; 4 - bolț articulație $\Phi 60 \times 270$; 5 - inel distanțier; 6 - inel de uzură; 7 - suport inel de uzură; 8 - tijă de tractare $\Phi 57 \times 200$; 9 - bridă; 10 - șurub $M20 \times 100$; 11 - știft de centrare $\Phi 20 \times 45$; 12 - șurub $M24 \times 100$; 13 - placă laterală de legătură; 14 - bolț de blocare $\Phi 60$; 15 - bolț de blocare $\Phi 50$.

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

- placa laterală de legătură, 13, (fig. 4a);
- urechea fixată pe stație, 2, (fig. 4b);
- urechea dispozitivului de legătură, 3, (fig. 4c);
- bolț articulație $\Phi 60 \times 245$, 4, (fig. 4d);
- tijă de tractare $\Phi 57 \times 200$, 8, (fig. 4e);
- bride de prindere a zalei lanțului, 9, (fig. 4f).

Coeficienți de siguranță au rezultat prin raportare la caracteristicile mecanice ale oțelului OL 37, limita de curgere de 210 N/mm^2 , pentru table și OLC 45 îmbunătățit, limita de curgere de 500 N/mm^2 , pentru bolțuri. Valorile cele mai mici sunt la încovoiere bolț, reperul 4, $C_{sib}=1,28$, și la forfecarea urechii bridei de fixare a lanțului, reper 9, $C_{sfub}=1,29$, aceste valori pot fi amplificate de 1,7 ori dacă raportarea se face la rezistența de rupere.

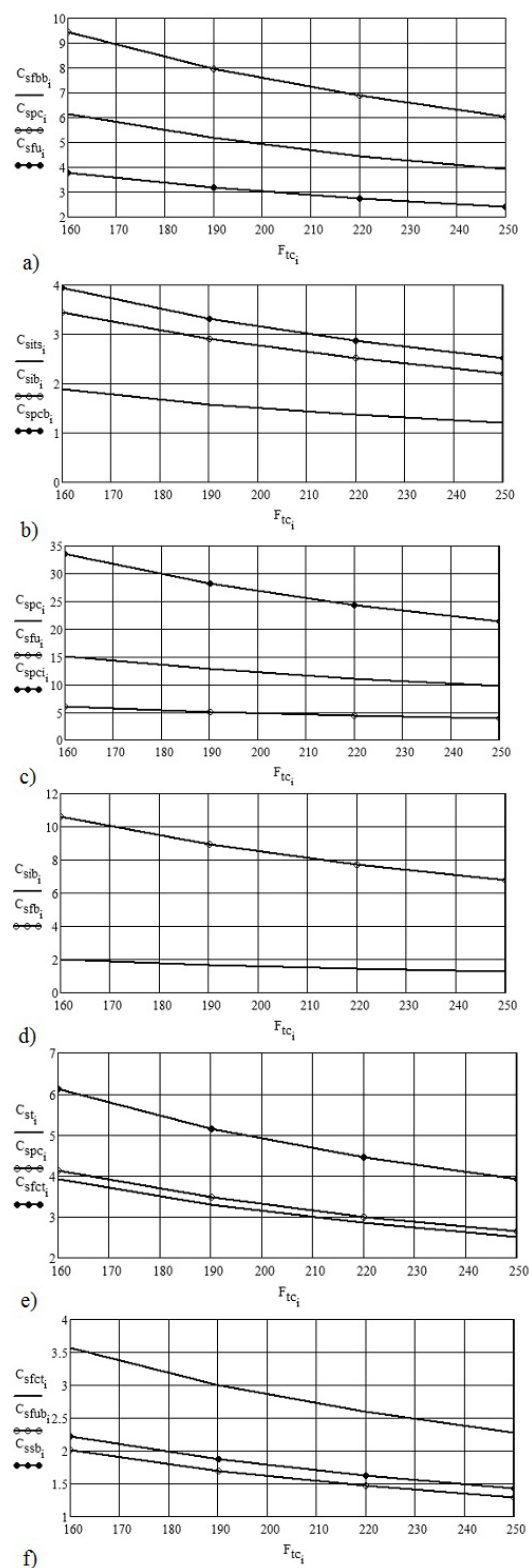


Fig. 4. Variația coeficienților de siguranță ai sistemului de legarea la stația de acționare

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



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

3. Sistemul de legare la stația de întoarcere

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

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

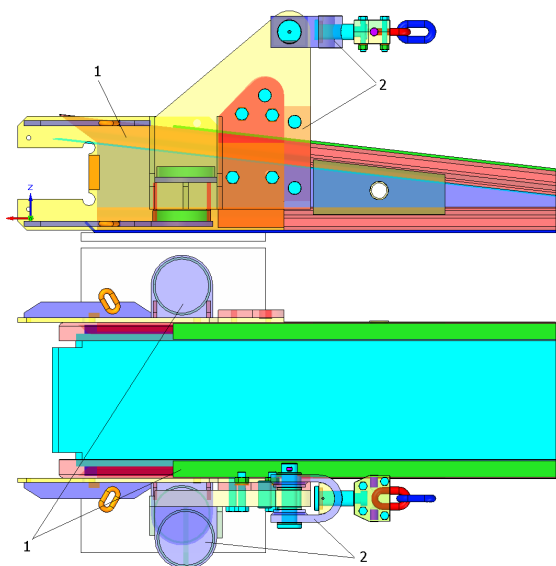


Fig. 6 Modul de amplasare al sistemului de legare pe stația de întoarcere [3]

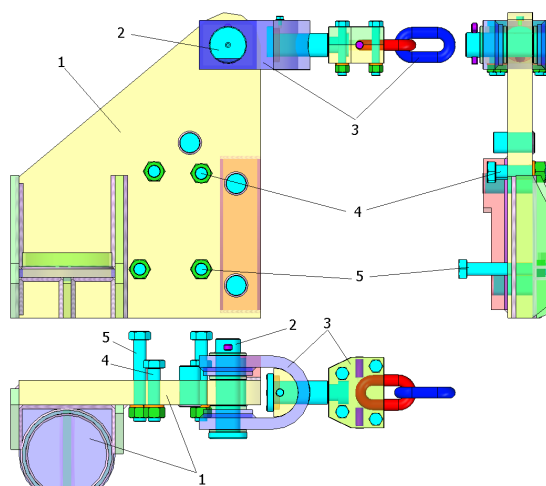


Fig. 7. Soluția constructivă a sistemului de legare a capătului lanțului pe stația de întoarcere TR-5 [3]

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

- pe partea exterioară a urechii s-a amplasat suportul pentru stâlpul hidraulic SVJ de ancorare a stației, într-o construcție sudată mai solidă de cât cea de pe stația de întoarcere;

- prin suprapunerea suporturilor pentru stâlp se evită greșirea amplasării stâlpului de ancorare;

- în cazul schimbării stației de întoarcere trebuie debitată cu flacăra oxiacetilenică o parte din guseurile de rigidizare a suportului pentru stâlp de pe stația de întoarcere, pe partea de montare a urechii, și trebuie executate în urechea de ridicare cele două găuri pentru șuruburile de M30x100.

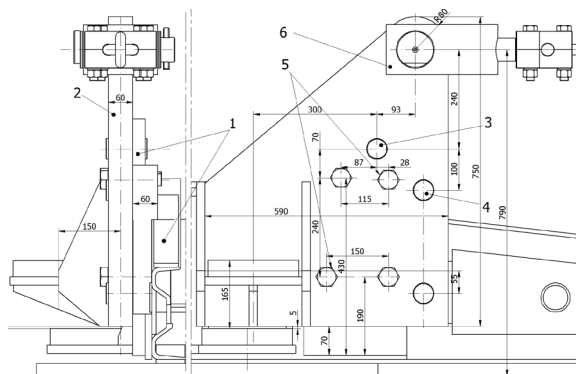


Fig. 8. Modelul de calcul pentru sistemul de legare la stația de întoarcere [3]

verificării dimensionale a elementelor acestuia, care este prezentat în figura 8, unde s-au

Pe baza soluției constructive din figura 6 a fost întocmit modelul de calcul cu dimensiunile constructive în vederea

notat: 1 - urechea de ridicare a stației; 2 - urechea sistemului de legare; 3 - bolt $\Phi 50 \times 100$; 4 - bolt $\Phi 50 \times 120$; 5 - șurub $M30 \times 100$; 6 - dispozitiv de legare lant.

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

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

Pentru că valoarea coeficientului de siguranță la alunecare Csa_i are valori mici s-a realizat blocarea suplimentară a urechii față de urechea de ridicare a stației de întoarcere prin

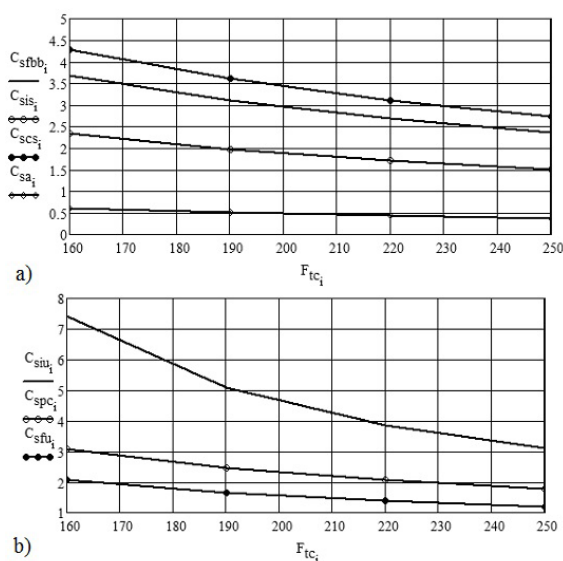


Fig. 9. Variația coeficienților de siguranță ai sistemului de legare la stația de întoarcere [3]

bolțurile $\Phi 50 \times 120$, reper 4, și a unei rigle verticale.

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

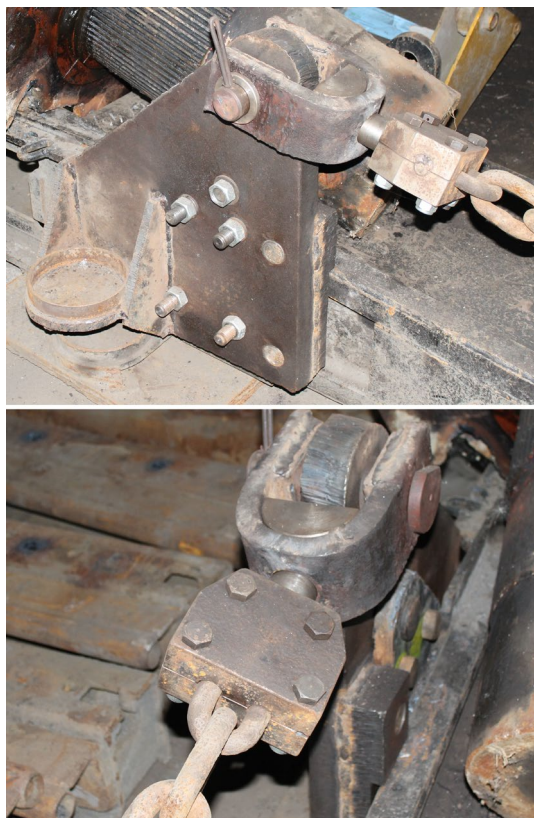


Fig. 10. Sistemul de legare a lanțului la stația de întoarcere executat la E.M. Lonea [3]

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



Fig. 11. Montarea combinei pe transportor [3]

4. Concluzii

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

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

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

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

5. Bibliografie

1. Dalban, C., ș.a. – *Construcții metalice*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1983.
2. Gafițeanu, M., ș.a. – *Organe de mașini, vol. I și II*, Editura Tehnică, București 1983.
3. * * * - *Documentație tehnică privind adaptarea sistemului de legare a combinei 2K-52 MY de stațiile transportorului tip TR-5 și verificarea stabilității combinei pe transportor*, contract 713/ 26.08.2013, E.M. Lonea.
4. Cozma, B.Z., Dumitrescu, I., Popescu, F.D., *Concepția și proiectarea asistată de calculator a utilajului minier*, Universitas publishing, Petroșani, 2019.
5. Cozma, B.Z., *Bazele proiectării tehnologice asistate de calculator*, Editura Universitas, 2016, Petroșani.
6. Cozma, B.Z., *Metoda elementului finit*, Editura Universitas, 2024, Petroșani.

CIOCANUL MECANIC INTELIGENT PENTRU RECICLAREA MATERIALELOR ÎN MEDIUL INDUSTRIAL AUTOMATIZAT

Autor(i): Titus FRENȚIU¹, Alexandru MINA²

timeandrhythm@yahoo.com

contact@mad-milling.ro

Coordonator(i):

Conf. Dr. Ing. **Dan GLĂVAN**³

Șef de lucrări Dr. Ing. **Theoharis BABANATSAS**³

¹ Universitatea „Aurel Vlaicu” din Arad, FACULTATEA DE INGINERIE, Specializarea: Productica Sistemelor Industriale, anul II

² Universitatea „Aurel Vlaicu” din Arad, FACULTATEA DE INGINERIE, Programul de studii: Autovehicule rutiere, anul III

³ Universitatea „Aurel Vlaicu” din Arad, Departamentul: Automatizări, Inginerie Industrială, Textile și Transporturi.

Rezumat:

Ca cercetător pasionat de ingineria durabilă, mi-am propus să creez un ciocan mecanic inspirat de schițele lui Leonardo da Vinci, adaptat pentru reciclarea metalelor ușoare. Acest proiect a combinat inovarea tehnologică cu principiile mecanice clasice, transformând un mecanism de forjare într-un instrument eficient de compactare. Am proiectat un sistem simplu, dar robust, bazat pe o camă acționată manual, care comprimă cutiile de aluminiu cu un consum minim de energie. Dispozitivul are un impact redus asupra mediului și oferă o alternativă accesibilă la echipamentele industriale. Pe lângă utilitatea sa practică, proiectul are și o puternică valoare educațională, oferind un exemplu clar de conversie a energiei și de aplicare a legilor fizicii. Acest tip de inițiativă este un pas concret către un viitor mai curat și mai responsabil.

Cuvinte cheie:

Reciclare, mecanică, durabilitate, inovare

1. Introducere:

1.1 Scopul proiectului

Acest proiect își propune să dezvolte un ciocan mecanic, inspirat de schițele lui Leonardo da Vinci, pentru reciclarea metalelor ușoare, cum ar fi cutiile de aluminiu.

Dispozitivul utilizează un mecanism cu came pentru a transforma mișcarea de rotație într-o lovitură repetitivă, comprimând astfel materialele metalice.

Avantajele unui astfel de sistem includ eficiența ridicată, consumul redus de energie și simplitatea mecanică. Pe lângă reciclare, un astfel de mecanism modernizat poate fi utilizat și în atelierele de prelucrare a metalelor sau în scopuri educaționale.

1.2 Contextul istoric al ciocanului mecanic inspirat de Leonardo da Vinci

Leonardo da Vinci a fost un pionier al mecanicii, iar multe dintre schițele sale ilustrează mecanisme bazate pe came, pârghii și altele asemenea. Unul dintre acestea este mecanismul de forjare, în care o roată cu came ridică și eliberează un ciocan greu, permițând aplicarea unor lovituri regulate asupra unui obiect metalic.

Acest principiu a stat la baza dezvoltării forjelor mecanizate în timpul Renașterii și continuă să fie utilizat în prezent în diverse aplicații industriale.

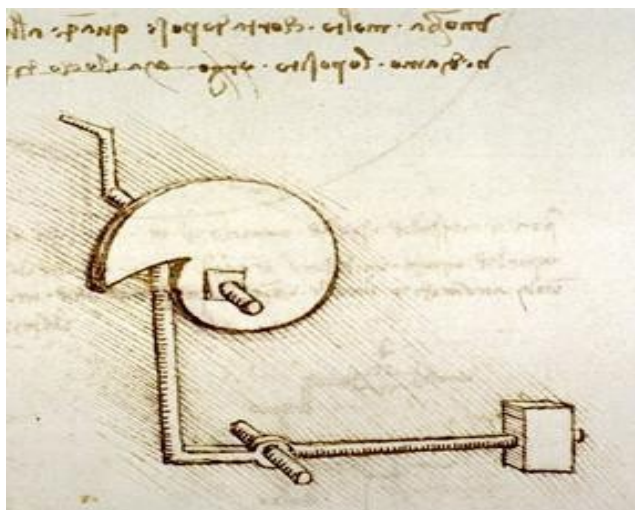


Figura 1. Schița lui Da Vinci a ciocanului cu came

1.3 Inovații în proiectul nostru

Proiectul nostru modernizează conceptul original prin adaptarea mecanismului la nevoile de reciclare. În loc să fie folosit pentru forjare, ciocanul mecanic este utilizat pentru compactarea metalelor ușoare, cu următoarele inovații:

- Design optimizat pentru reciclare;
- Posibilitate de acționare manuală sau cu motor electric;
- Eficiență energetică ridicată prin utilizarea unui mecanism cu came bine calibrat;
- Utilizarea de materiale reciclabile, ușoare și accesibile pentru construcția dispozitivului (în principal lemn).

2. DESCRIEREA PROIECTULUI:

2.1 Prezentare generală

Proiectul constă într-un ciocan mecanic acționat manual, acționat cu ajutorul unei roți montate pe un ax, care transmite mișcarea unui mecanism cu came.

Acesta ridică și eliberează ciocanul metalic prin aplicarea de lovituri repetate asupra obiectelor plasate în suportul de bază. Sistemul este conceput pentru compactarea metalelor ușoare, cum ar fi cutiile de aluminiu, oferind o metodă eficientă și durabilă de reciclare.

2.2 Componente și materiale utilizate

- Camă (lemn);
- Arbore metalic pentru transmiterea mișcării de rotație (oțel);
- Roată de mână montată pe o axă pentru acționarea mecanismului camei (lemn);
- Scânduri rezistente pentru structura de susținere (lemn);
- Greutăți (ciocan) și tijă de acționare (ambele din fier);
- Șuruburi pentru prindere (oțel).

2.3 Aplicații posibile ale ciocanului mecanic

- Reciclarea și compactarea deșeurilor metalice, reducerea volumului acestora și facilitarea transportului;
- Utilizare educațională, pentru a demonstra principiile mecanicii și conversiei energiei;
- Prelucrarea materialelor moi, cum ar fi aluminiul sau cuprul, în scopuri artisanale sau industriale.

3. CONSTRUCȚIE ȘI ASAMBLARE:

3.1 Etapele de construcție

- Construcție cu came - realizată din lemn.
- Construcția cadrului de susținere - realizată din lemn pentru stabilitate și costuri reduse.
- Fixarea fusului și a roții camei - elementul central al mecanismului.
- Montarea sistemului de acționare manuală - roata manuală este conectată la camă de un fus metalic (tijă filetată).
- Montarea greutății și a brațului - pentru transferul mișcării.
- Adăugarea suportului de compactare și a ghidajelor laterale - pentru direcționarea corectă a loviturilor.

3.2 Instrumente utilizate

- Ferăstrău și burghiu - pentru prelucrarea materialelor;
- Circulare de mână - pentru confecționarea camei;
- Burghiu, șurubelniță și chei - pentru fixarea ansamblurilor;
- Dispozitive de măsurare (bandă de măsură, riglă, cuțit) - pentru verificarea alinierii componentelor.

3.3 Imagini ale etapelor proiectului fizic



Figura 2. Pregătirea materialului



Figura 3. Crearea camei



Figura 4. *Crearea structurii din lemn*



Figura 5. *Adăugarea de suporturi pentru stabilitate*



Figura 6. Proiectul în starea sa finală

4. FUNCȚIONAREA DISPOZITIVULUI

4.1 Compararea eficienței cu alte metode de reciclare

Mecanismul bazat pe came este o alternativă mai eficientă la presarea manuală, fiind mai rapid și necesitând mai puțin efort fizic.

În comparație cu presarea hidraulică, acesta consumă mai puțină energie și este mai accesibil pentru utilizatorii casnici.

5. CALCULE ȘI TEORIE

5.1 Legile fizice aplicabile

Ciocanul mecanic (greutatea) funcționează pe baza mai multor principii fizice fundamentale:

- Energia cinetică: $E_c = (m \cdot v^2)/2$, unde E_c este energia cinetică, m este masa ciocanului și v este viteza înainte de impact.
- Energia potențială: $E_p = m \cdot g \cdot h$ unde E_p este energia potențială, m este masa ciocanului, g este accelerația gravitațională (aproximativ $9,81 \text{ m/s}^2$) și h este înălțimea de la care cade ciocanul.
- Forța de impact: $F = (m \cdot v)/t$, unde F este forța generată și t este timpul de contact dintre ciocan și material.
- Randamentul energetic: $\eta = E_{\text{folosită}}/E_{\text{totală}} \cdot 100\%$, unde $E_{\text{folosită}}$ este energia reală utilizată pentru compactare, iar $E_{\text{totală}}$ este energia introdusă în sistem.
- Greutatea ciocanului: $G = m \cdot g$ unde m este masa corpului, iar g este accelerația gravitațională ($9,8 \text{ N/kg}$).

5.2 Funcționare manuală

Pentru a acționa mecanismul, utilizatorul rotește manual o roată conectată la axul principal, care transmite mișcarea camei. Aceasta, la rândul său, ridică și eliberează greutatea, generând lovituri periodice asupra materialului reciclat.

Raportul de transmisie al camei este calculat pentru a asigura un efort minim din partea utilizatorului, furnizând în același timp suficientă forță pentru compactarea eficientă a metalelor ușoare.

Această soluție păstrează principiul mecanic al dispozitivului, dar elimină necesitatea unei surse de energie electrică, ceea ce o face mai accesibilă și mai durabilă.

5.3 Impactul asupra mediului și durabilitatea

Un astfel de mecanism reduce consumul de energie comparativ cu presele hidraulice și sprijină reciclarea eficientă a metalelor ușoare, contribuind astfel la protecția mediului.

6. CONCLUZII

6.1 Rezultatele proiectului

Proiectul a demonstrat că un ciocan mecanic, bazat pe un mecanism cu came, poate fi utilizat eficient pentru reciclarea metalelor.

Acesta funcționează cu un consum redus de energie și reprezintă o alternativă durabilă la metodele industriale de compactare.

6.2 Îmbunătățiri și perspective de viitor

- Optimizarea proiectării pentru creșterea eficienței energetice;
- Implementarea unui motor electric pentru automatizare;
- Adăugarea unui sistem de colectare a metalului compactat.

Bibliografie:

- [1] Bălan, M., (2021), *Tehnologii moderne de reciclare a materialelor*, Editura Politehnica Press, București.
- [2] Dardac, N., & Barbu, T.C., (2019), *Principii de funcționare a mecanismelor clasice*, Editura ASE, București.
- [3] Da Vinci, L., (2020), *Codex Atlanticus – Mechanical Inventions*, Biblioteca Ambrosiana, Milano.
- [4] Frățilă, M., & Ionescu, A., (2018), *Dispozitive mecanice în prelucrarea materialelor*, Editura Universității Tehnice, Cluj-Napoca.
- [5] Jorritsma, M., (2022), "Recycling Efficiency of Manual vs. Powered Tools", *Journal of Sustainable Engineering*, Vol. 12(2), pp. 55–68.
- [6] Popa, D., (2020), *Reciclarea metalelor: practici sustenabile și echipamente dedicate*, Editura Academiei Române, București.
- [7] Singh, R., & Patel, H., (2023), "Design Optimization of Cam-driven Hammering Devices", *International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research*, Vol. 11(1), pp. 102–109.
- [8] Vasilescu, R., (2017), *Istoria mașinilor de impact în tehnologia mecanică*, Editura Didactică și Pedagogică, București.

OPTIMIZAREA PROCESELOR INDUSTRIALE PRIN IMPLEMENTAREA FIXĂRII PNEUMATICE AUTOMATE PE MENGHINĂ – O ABORDARE ROBOTICĂ

Autor(i): Titus FRENȚIU¹, Alexandru MINA²

timeandrhythm@yahoo.com

contact@mad-milling.ro

Coordonator(i):

Prof. Dr. Ing. **Adriana GLĂVAN³**

Șef de lucrări Dr. Ing. **Theoharis BABANATSAS³**

¹ Universitatea „Aurel Vlaicu” din Arad, FACULTATEA DE INGINERIE, Specializarea: Productiva Sistemelor Industriale, anul II

² Universitatea „Aurel Vlaicu” din Arad, FACULTATEA DE INGINERIE, Programul de studii: Autovehicule rutiere, anul III

³ Universitatea „Aurel Vlaicu” din Arad, Departamentul: Automatizări, Inginerie Industrială, Textile și Transporturi.

Rezumat:

Lucrarea propune proiectarea, modelarea și integrarea unui sistem de fixare pneumatică automată pe menghină, destinat optimizării proceselor de strângere în aplicații robotizate. Sistemul se bazează pe acționarea unui cilindru pneumatic controlat prin electrovalve, cu presiune furnizată de un compresor. Designul a fost realizat în SOLIDWORKS și optimizat ulterior pentru a asigura o forță de strângere suficientă. Adaptarea menghinei permite o prindere rapidă, sigură și reproductibilă a pieselor, reducând timpii de ciclu și erorile umane în procesele industriale repetitive. Această soluție este scalabilă și integrabilă în linii de producție automatizate sau celule robotizate.

Cuvinte cheie:

Menghină pneumatică, fixare automată, cilindru pneumatic, prelucrare industrială

1. Introducere

În contextul industrial actual, caracterizat prin cerințe ridicate privind productivitatea, precizia și eficiența energetică, automatizarea proceselor de fixare a devenit o necesitate. Menghina, element esențial în prelucrarea pieselor, are nevoie de adaptări moderne pentru a face față cerințelor actuale. Fixarea pneumatică automată reprezintă o soluție eficientă, integrabilă în procesele robotizate de producție, oferind o fixare rapidă, repetabilă și controlabilă.

2. Scopul lucrării

Scopul acestei lucrări este de a analiza și optimiza procesul de fixare în menghine industriale prin implementarea unei soluții pneumatice automate, integrată cu un braț robotic. Se urmărește creșterea fiabilității și a productivității în operațiile de strângere, reducerea timpului de ciclu și eliminarea variabilității umane în procesul de fixare.

3. Descrierea generală a sistemului studiat

Sistemul analizat constă într-o menghină modificată pentru integrarea unui cilindru pneumatic de acționare, controlat de un sistem electro-pneumatic conectat la un braț robotic. Proiectul a fost realizat folosind software CAD (SolidWorks), fiind implementat fizic cu componente executate pe mașini CNC. Primele prototipuri au evidențiat necesitatea optimizării sistemului de forță, conducând la adoptarea unui cilindru cu diametru mai mare și a unui sistem cu pârghie pentru multiplicarea forței de strângere.

4. Materiale și metode

- Modelare CAD: S-a utilizat SolidWorks pentru proiectarea ansamblului menghinei și a elementelor pneumatice.
- Execuție fizică: Componentele au fost fabricate din oțel aliat, prin frezare și strunjire CNC.
- Componente pneumatice: Cilindru pneumatic, electrovalvă cu dublu sens, regulator de presiune, conducte PU, unitate FRL.
- Control: Sistemul a fost integrat cu un PLC, care primește semnale de la senzorii de poziție ai brațului robotic și comută electrovalva în funcție de necesitățile ciclului de lucru.

5. Rezultate și discuții

Sistemul inițial cu cilindru mic nu genera o forță de fixare suficientă pentru aplicațiile de frezare. În urma analizelor experimentale, s-a constatat că diametrul cilindrului trebuie ajustat în funcție de materialul piesei și de tipul prelucrării. Prin înlocuirea cilindrului și introducerea unui sistem cu pârghie, s-a obținut o creștere a forței de strângere cu aproximativ 75%.

Testele au indicat o scădere a timpului de fixare de la 4,5 secunde la 2,1 secunde, iar erorile de poziționare au fost reduse semnificativ datorită automatizării.

Tabelul 1. Compararea performanței sistemului de fixare

Criteriu de evaluare	Menghină mecanică (clasică)	Menghină pneumatică automată
Timp de fixare (secunde)	4,5	2,1
Forță maximă de strângere (N)	800	1.400
Precizie repetabilă (mm)	$\pm 0,8$	$\pm 0,2$
Control automat/robotic	Nu	Da
Necesitate operator uman	Permanent	Minim/ocazional
Cost operațional (€/1000 cicluri)	12	7
Rată de eroare la fixare (%)	5%	0,5%
Compatibilitate cu sisteme CNC	Limitată	Ridică

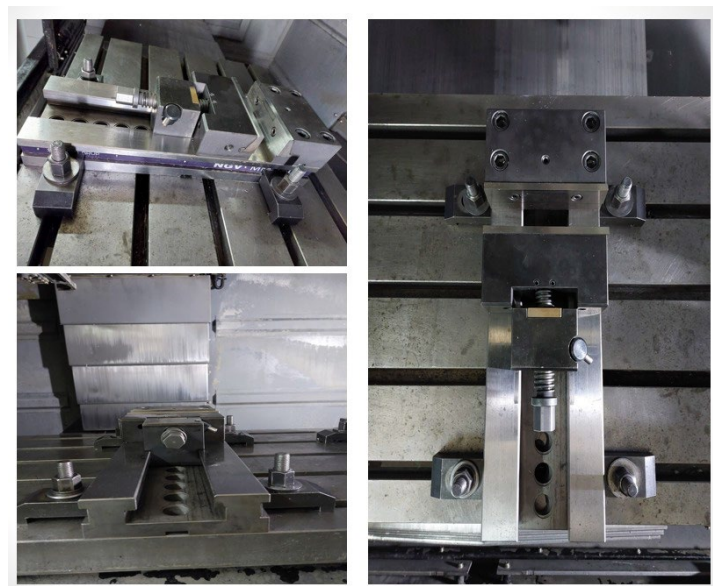


Fig. 1. Menghină pneumatică automatizată integrată pe masă de prelucrare CNC

Această imagine prezintă ansamblul unei menghine adaptate pentru fixare pneumatică, montată pe o masă de mașină cu comandă numerică (CNC). Se observă:

- **Cilindrul pneumatic** montat lateral (sus stânga), utilizat pentru acționarea falcii mobile;
- **Fălcile paralele** (una fixă, una mobilă) dimensionate pentru a asigura o prindere fermă a pieselor supuse prelucrării;
- **Sistemul de ghidare și alunecare liniară** cu canale T pentru prinderea sigură de masa mașinii;
- **Elementele de prindere mecanică** (șuruburi și bride) ce asigură poziționarea stabilă în timpul funcționării.

Această configurație permite integrarea cu un braț robotic, automatizând complet procesul de fixare/strângere. Sistemul este conceput pentru a reduce timpul de ciclu și a crește precizia operațiilor mecanice repetate, în acord cu obiectivele prezentate în proiect și susținute în PPT-ul de referință.

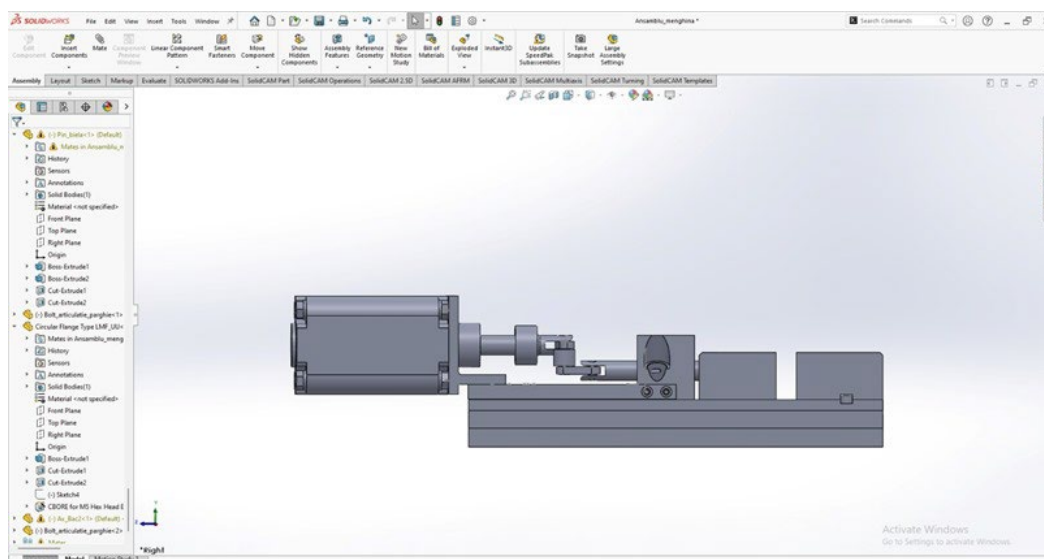


Fig. 2. Model CAD al sistemului de fixare pneumatică automatizată

Imaginea prezintă modelul tridimensional al unui ansamblu de menghină automatizată proiectat în mediul SOLIDWORKS. Componenta principală vizibilă în partea stângă este **cilindrul pneumatic**, cuplat la o **pârghie de transmisie** a forței către fălcile menghinei.

Elemente evidențiate:

- **Cilindrul pneumatic** cu dublă acțiune – oferă mișcare liniară controlată pentru închiderea și deschiderea fălcii mobile;
- **Mecanismul de transfer al mișcării** – constând în pârghii și pini de ghidare;
- **Baza menghinei** – prevăzută cu canale și locașuri pentru montajul pieselor și compatibilitate cu masa mașinilor CNC;
- **Model parametric complet** – permițând ajustări dimensionale și testări virtuale ale eforturilor mecanice.

Acest model CAD a fost esențial în etapa de design a sistemului, facilitând analiza funcțională și optimizarea forței de strângere, în conformitate cu datele și concluziile din proiectul prezentat în PPT.



Fig. 3. Menghină NGV-MM150 echipată cu cilindru pneumatic

Imaginea ilustrează un prototip fizic al menghinei de tip NGV-MM150, modificată pentru a integra un **cilindru pneumatic** de acționare liniară. Acesta este montat în partea stângă, fiind conectat direct la fălcile mobile pentru a permite acționarea automată a fixării piesei.

Caracteristici tehnice observabile:

- **Structură rigidă** cu ghidaj prismatic și șină de bază din oțel tratat, ideală pentru aplicații de frezare;
- **Cilindru pneumatic cu montaj frontal**, alimentat prin două racorduri standard;
- **Falcă mobilă acționată automat** pentru strângere repetabilă și constantă;
- Sistemul este pregătit pentru **integrare cu un braț robotic** sau o celulă CNC automată.

Avantajele fixării pneumatice automate pe menghină

1. **Reducerea timpului de fixare:**
 - Acționarea rapidă a fălcii mobile permite scurtarea ciclurilor de lucru și creșterea productivității în regim industrial.
2. **Repetabilitate ridicată:**
 - Presiunea constantă asigură o forță uniformă la fiecare ciclu de prindere, eliminând variațiile umane.
3. **Integrare facilă cu sisteme robotizate și CNC:**
 - Poate fi controlată electric prin PLC sau sistem de comandă numerică, fără intervenție umană.
4. **Ergonomie și siguranță sporită pentru operatori:**
 - Eliminarea acționării manuale reduce efortul fizic și riscurile asociate manipulării continue.
5. **Forță de strângere reglabilă:**
 - Prin ajustarea presiunii din sistemul pneumatic, se poate adapta forța de prindere în funcție de materialul piesei.
6. **Durabilitate și întreținere redusă:**
 - Sistemele pneumatice moderne au o durată de viață lungă, iar uzura mecanică este minimă în lipsa frecării directe.

7. **Adaptabilitate:**

- Poate fi implementată pe menghine existente prin conversie sau modernizare cu cilindri pneumatici standardizați.

8. **Reducerea costurilor operaționale:**

- Deși investiția inițială este mai mare decât în cazul sistemelor mecanice, întreținerea redusă și eficiența ciclurilor aduc beneficii economice pe termen lung.



Fig. 4. Celulă robotizată de prelucrare CNC cu sistem de fixare pneumatică integrat

Imaginea prezintă o **celulă de automatizare industrială** alcătuită dintr-o **mașină CNC HURCO** și un **cobot colaborativ Universal Robots (UR)**, integrat cu un sistem de fixare pneumatică pe menghină. Brațul robotizat este echipat cu un **gripper adaptiv** capabil să preia și să poziționeze piesele de lucru în menghina acționată automat.

Componente și aspecte tehnice:

- **Interfață HMI cu ecran tactil** pentru programarea sarcinilor robotului și coordonarea ciclului de prelucrare;
- **Conexiune pneumatică** vizibilă pe brațul robotizat, utilizată pentru alimentarea sistemului de fixare;
- **Menghină acționată pneumatic**, fixată pe masa mașinii CNC, optimizează ciclul de lucru prin eliminarea intervenției umane în faza de prindere;
- **Proiectare ergonomică și modulară**, ideală pentru linii de producție cu volum variabil și cerințe ridicate de flexibilitate.

Sistemul asigură o **automatizare completă a operației de fixare și prelucrare**, crescând eficiența și calitatea procesului tehnologic.

Curiozități tehnice legate de fixarea pneumatică și automatizarea proceselor

1. **Pneumatica este folosită pe scară largă în industria alimentară** deoarece aerul comprimat este curat, nu contaminează mediul, și poate fi utilizat chiar în spații sterile.
2. **Un cilindru pneumatic poate realiza până la 50 de cicluri pe minut**, în funcție de presiune și cursă, depășind semnificativ viteza unui operator uman.
3. **Menghinele cu fixare automată pot fi reglate să se oprească la detectarea piesei greșite sau montate incorect**, protejând atât echipamentele, cât și piesele.
4. **Integrarea unui braț robotic cu o menghină pneumatică permite operarea 24/7**, reducând complet timpul de inactivitate uman, ceea ce este ideal pentru producție în masă.
5. **Peste 70% din liniile de asamblare moderne folosesc fixare automată (pneumatică sau hidraulică)**, datorită preciziei și consistenței ciclurilor.
6. **Un sistem pneumatic bine calibrat poate furniza aceeași forță de fixare cu o eroare sub 1% între cicluri**, ceea ce este aproape imposibil de realizat manual.

7. **În unele fabrici de înaltă tehnologie**, ciclul complet de prindere–prelucrare–deprindere al unei piese durează sub 10 secunde datorită sincronizării perfecte dintre robot și sistemul de fixare.
8. **Fixarea pneumatică este preferată față de cea electrică** în medii unde se cere simplitate constructivă, întreținere ușoară și toleranță la praf sau umezeală.



Fig. 5. Componentă prelucrată CNC utilizată în ansamblul de fixare pneumatică

Imaginea prezintă o piesă mecanică din aluminiu prelucrată prin frezare CNC, parte din structura suport a ansamblului de fixare pneumatică. Designul este optimizat pentru **montaj rigid al cilindrului pneumatic** și al mecanismului de transmitere a forței către menghina automatizată.

Detalii tehnice:

- **Material:** Aluminiu 7075 – ales pentru raportul ridicat rezistență-greutate și prelucrabilitate excelentă;
- **Geometrie de precizie** – toate suprafețele funcționale sunt frezate, cu toleranțe dimensionale strânse;
- **Găuri de montaj** – prelucrate perpendicular și paralel pentru asamblare perfect aliniată cu restul subansamblului;
- **Rol funcțional:** Piesă intermediară între baza menghinei și corpul cilindrului pneumatic, garantând stabilitate și transmisie eficientă a mișcării liniare.

Această piesă reflectă aplicarea principiilor de proiectare mecanică în contextul automatizării industriale, asigurând compatibilitatea optimă între componentele sistemului.

6. Concluzii

Fixarea pneumatică automată a demonstrat un potențial ridicat în optimizarea proceselor industriale, în special atunci când este integrată într-un sistem robotic. Implementarea propusă duce la:

- Creșterea productivității prin reducerea timpului de ciclu
- Îmbunătățirea siguranței și ergonomiei muncii
- Repetabilitate ridicată și control precis al forței de fixare

Această soluție este scalabilă și aplicabilă într-un spectru larg de industrii, oferind o alternativă modernă la sistemele tradiționale de strângere mecanică.

Contribuția personală în cadrul acestui proiect constă în participarea activă la proiectarea, optimizarea și testarea unui sistem de fixare pneumatică automatizată aplicabil pe menghine industriale. Prin realizarea modelului CAD, selecția și integrarea componentelor pneumatice, precum și prin testele funcționale efectuate în medii simulate și reale, am demonstrat fezabilitatea tehnică și avantajele operaționale ale acestei soluții.

Un element esențial a fost analiza comparativă între sistemele mecanice clasice și soluția pneumatică automată, însoțită de propuneri concrete de îmbunătățire a forței de strângere prin utilizarea unui cilindru cu diametru mărit și a unui sistem cu pârghie. Integrarea cu un braț robotic colaborativ a reprezentat o extensie inovativă a proiectului, validând aplicabilitatea într-un cadru de producție automatizată.

Perspective de viitor:

- Integrarea unui **sistem de senzori inteligenți** pentru monitorizarea forței de strângere și detectarea pieselor incorrect poziționate;
- Extinderea proiectului către o **linie complet automatizată**, cu robotizare a întregului flux de încărcare–prelucrare–descărcare;
- Utilizarea tehnologiei **IoT (Internet of Things)** pentru urmărirea în timp real a stării sistemului pneumatic, a ciclurilor de lucru și a consumului de aer;
- Optimizarea suplimentară a consumului energetic prin **valve proporționale și control adaptiv al presiunii**.

Soluții propuse pentru un plus de valoare:

- Realizarea unei baze de date cu parametri optimi de strângere pentru diferite tipuri de materiale și operații;
- Proiectarea unei **menghine modulare**, care să permită înlocuirea rapidă a fălcilor în funcție de forma piesei de prelucrat;
- Implementarea unui sistem **de autodiagnosticare**, care să alerteze operatorii în caz de scădere a presiunii sau blocaje mecanice.

Prin această abordare integrată, lucrarea aduce nu doar o soluție tehnică aplicabilă, ci și o viziune scalabilă și modernă asupra automatizării proceselor de fixare, contribuind la transformarea digitală a producției industriale.

Bibliografie:

- [1] Anghel M., (2020), Sisteme pneumatice în automatizări industriale, Editura Universitară, București.
- [2] Ciobanu R., (2021), Dispozitive tehnologice și fixarea pieselor în prelucrarea CNC, Editura Politehnica, Timișoara.
- [3] Dumitrescu M., (2019), Proiectarea și controlul sistemelor de prindere inteligente, Editura MatrixRom, București.
- [4] Enache V., (2018), Automatizări pneumatice și electro-pneumatice, Editura Tehnică, București.
- [5] Florea T., (2022), Robotica industrială – concepte și aplicații, Editura AGIR, București.
- [6] Marin A., (2020), Elemente de mecatronică aplicată în procese de fabricație, Editura Univers Ingineresc, Iași.
- [7] Petrescu D., (2023), Integrarea roboților în procese de fixare automată, Editura Eurostampa, Timișoara.

ASPECTE PRIVIND PROBLEMA CU „VEHICULELE ALINIAE”

Autori: Ovidiu-Marian IORGA ¹, Florin-Alexandru PEAGU ¹

IORGA_GABRIELA2007@YAHOO.COM

Coordonatori: Conf.univ.dr. ing Răzvan Bogdan ITU ², Șef lucr.dr.ing. Susana APOSTU ²

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

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

Rezumat

În lucrare sunt prezentate aspecte privind problema vehiculelor aliniate (coliniare). Problema datează din anul 1921, fiind compusă de Miron Nicolescu, pe când era student. Rezolvarea acesteia este prezentată prin metoda propusă de autorul problemei și prin alte metode ce demonstrează coliniaritatea a trei puncte în plan.

Cuvinte cheie

Coliniaritate, vehicule aliniate

1. Introducere

În geometrie, coliniaritatea unei mulțimi de puncte este proprietatea lor de a fi dispuse pe o singură dreaptă. Se spune că o mulțime de puncte cu această proprietate este coliniară (uneori scris ca colineară). În general, termenul este folosit pentru a arăta că unele obiecte sunt aliniate, adică stau „în linie” sau „într-un șir”. În orice geometrie, se spune că mulțimea de puncte de pe o dreaptă este coliniară. În geometria euclidiană, această relație este vizualizată intuitiv prin puncte situate pe o „linie dreaptă”.

Trei sau mai multe puncte distincte sunt coliniare dacă există o dreaptă care le conține. Pentru a demonstra că trei puncte distincte sunt coliniare, sunt disponibile diverse strategii care sunt construite pe relațiile generate de coliniaritatea a trei puncte.

Problemele de coliniaritate sunt problemele a căror concluzie solicită demonstrarea apartenenței a unor puncte la o aceeași dreaptă.

În continuare, dintre metodele specifice pentru demonstrarea coliniarității folosite în geometrie prezentăm câteva dintre metodele folosite.

Demonstrarea coliniarității cu ajutorul unghiului alungit (unghiuri suplimentare).

Dacă A și C sunt situate de o parte și de alta a dreptei BD și $m(\angle ABD) + m(\angle DBC) = 180^\circ$, atunci punctele A , B și C sunt coliniare (fig. 1).

Demonstrarea coliniarității utilizând reciproca teoremei unghiurilor opuse la vârf.

Dacă punctul B este situat pe dreapta DE , iar A și C sunt de o parte și de alta a dreptei DE și $\angle ABD = \angle CBE$, atunci punctele A , B , C sunt coliniare (fig. 2).

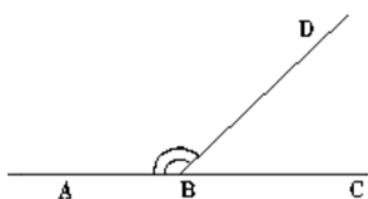


Fig. 1. Unghiuri suplimentare

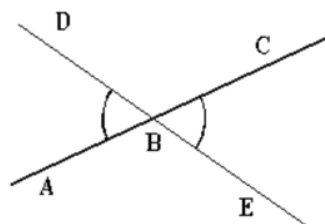


Fig. 2. Unghiuri opuse la vârf

Teorema unghiurilor opuse la vârf. Două unghiuri cu același vârf care au laturile unuia în prelungirea laturilor celuilalt se numesc unghiuri opuse la vârf. Dacă două unghiuri sunt opuse la vârf, atunci ele sunt congruente.

Demonstrarea coliniarității prin identificarea unei drepte ce conține punctele respective.

Pentru a arăta că punctele A , B , C sunt coliniare se identifică o dreaptă căreia ele să-i aparțină.

Condiția de coliniaritate a trei puncte $A(x_1, y_1)$, $B(x_2, y_2)$, $C(x_3, y_3)$ se obține dacă punem condiția ca punctul $C(x_3, y_3)$ să verifice ecuația dreptei AB , adică:

$$\frac{y_3 - y_1}{y_2 - y_1} = \frac{x_3 - x_1}{x_2 - x_1}, \quad (1)$$

Condiția de coliniaritate a celor 3 puncte se mai poate scrie sub formă de determinant:

$$\begin{vmatrix} 1 & x_1 & y_1 \\ 1 & x_2 & y_2 \\ 1 & x_3 & y_3 \end{vmatrix} = 0, \quad (2)$$

Demonstrarea coliniarității punctelor folosind vectorii.

Doi vectori sunt coliniari dacă au aceeași direcție. Acest lucru se întâmplă în cazul în care ambii vectori sunt nenuli și dreptele lor suport sunt paralele sau coincid și cazul în care unul dintre vectori este nul. Paralelismul vectorilor reprezintă un caz particular al coliniarității lor, lucru explicabil prin faptul că vectorii liberi nu au o poziție fixă și pot fi translați în orice punct al planului.

Demonstrarea coliniarității punctelor folosind aplicațiile numerelor complexe în geometrie.

Dacă punctele A, B, C au respectiv afixele z_A, z_B, z_C , atunci A, B, C sunt coliniare dacă și numai dacă $(z_B - z_A) / (z_C - z_A) \in \mathbb{R}^*$.

Demonstrarea coliniarității punctelor utilizând metoda metrică: $A - B - C$ (B este situat între A și C) dacă și numai dacă $d(A, C) = d(A, B) + d(B, C)$.

Demonstrarea coliniarității utilizând metoda vectorială: A, B, C sunt coliniare dacă și numai dacă $\exists \alpha \in \mathbb{R}^* \setminus \{1\}$ astfel încât $\overrightarrow{AB} = \alpha \overrightarrow{AC}$ sau dacă și numai dacă $\exists \beta \in \mathbb{R}^* \setminus \{1\}$ astfel încât $\overrightarrow{r_A} = \beta \overrightarrow{r_B} + (1 - \beta) \overrightarrow{r_C}$.

Demonstrarea coliniarității punctelor utilizând proprietățile funcției arie: dacă $C \in \text{Int} \angle AOB$ și $A_{[AOB]} = A_{[AOC]} + A_{[BOC]}$, atunci A, B, C sunt coliniare. Metodă de rezolvare care a fost folosită de autorul problemei.

2. Problema vehiculelor aliniate propusă de Miron Nicolescu

În cele ce urmează reproducem enunțul și rezolvarea problemei vehiculelor aliniate așa cum a fost prezentată în [1].

Dintr-un punct pornesc în același timp pe trei drumuri date, situate în același plan și făcând între ele unghiurile α și β , trei vehicule cu viteze constante v_1, v_2, v_3 . Condiția necesară și suficientă ca cele trei vehicule să fie neconținut în linie dreaptă, este dată de relația:

$$\frac{\sin(\alpha + \beta)}{v_2} = \frac{\sin \alpha}{v_3} = \frac{\sin \beta}{v_1}, \quad (3)$$

(v_2 fiind viteza vehiculului mijlociu).

Restabiliți acest adevăr!

Notă. Problema datează din anul 1921, fiind compusă de Miron Nicolescu, pe când era student.

Se consideră ca poziții, pe dreptele date d_1, d_2, d_3 , ale celor trei mobile după timpul t , punctele $A \in d_1, B \in d_2,$

$C \in d_3$ (fig. 3). Condiția necesară și suficientă ca cele trei mobile să fie coliniare este:

$$\text{aria}(AOC) = \text{aria}(AOB) + \text{aria}(BOC), \quad (4)$$

sau

$$\frac{OA \cdot OC \sin(\alpha + \beta)}{2} = \frac{OA \cdot OB \sin \alpha}{2} + \frac{OB \cdot OC \sin \beta}{2}, \quad (5)$$

adică:

$$v_1 v_3 t^2 \sin(\alpha + \beta) = v_1 v_2 t^2 \sin \alpha + v_2 v_3 t^2 \sin \beta, \quad (6)$$

de unde:

$$\frac{\sin(\alpha + \beta)}{v_2} = \frac{\sin \alpha}{v_3} = \frac{\sin \beta}{v_1}, \quad (3a)$$

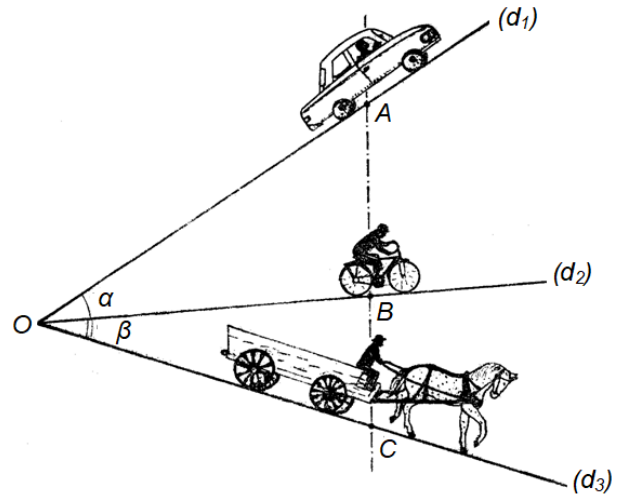


Fig. 3. Poziția vehiculelor la timpul t

3. Rezolvarea problemei vehiculelor aliniate și prin alte metode specifice pentru demonstrarea coliniarității

În continuare se va prezenta problema vehiculelor aliniate cu un enunț reformulat și rezolvată și prin alte metode specifice care se întrebunțează pentru demonstrarea coliniarității folosite în geometrie, și care se pretează la rezolvarea problemei de față.

Se consideră următoarea reformulare a enunțului problemei prin care se cere, de fapt, același lucru dar sub o altă formă: *în același moment și din același punct O, pe trei drumuri date, situate în același plan și făcând între ele unghiurile α și β , trei vehicule cu viteze constante v_1, v_2, v_3 .*

Ne propunem să găsim relația care trebuie să existe între mărimile vitezelor inițiale și unghiurile α și β , astfel încât, în tot timpul mișcării, cele trei vehicule să rămână coliniare.

În vederea soluționării unei asemenea probleme de coliniaritate va trebui să admitem următoarele două ipoteze simplificatoare care nu au fost incluse în enunțul acesteia: neglijarea rezistenței aerului și considerarea celor trei vehicule ca puncte materiale.

Pentru stabilirea condiției de coliniaritate a celor trei vehicule facem apel la metodele specifice pentru demonstrarea coliniarității folosite în geometrie prezentate anterior în introducere.

Vom considera ca poziții, pe dreptele date d_1, d_2, d_3 , situate în același plan și făcând între ele unghiurile α și β , ale celor trei mobile după timpul t , punctele $A \in d_1, B \in d_2, C \in d_3$ (fig. 4). În figura 4 dreapta d_1 pe care se mișcă vehiculul B coincide cu axa Ox .

Astfel vehiculele având vitezele constante și traiectoriile drepte mișcarea lor, conform cinematicii punctului material, vor avea o mișcare rectilinie și uniformă, caz pentru care relațiile folosite pentru parametrii mișcării vor fi cele stabilite la acest tip de mișcare.

Condiția de coliniaritate constă conform (2) în relația:

$$\delta = \begin{vmatrix} x_A & y_A & 1 \\ x_B & y_B & 1 \\ x_C & y_C & 1 \end{vmatrix}, \quad (7)$$

Pentru exprimarea coordonatelor punctelor A, B și C la un moment $t > 0$, socotit din momentul lansării vehiculelor, facem apel la cunoștințele de cinematică din mecanică:

$$\begin{cases} x_A = v_1 t \cos \alpha & y_A = v_1 t \sin \alpha \\ x_B = v_2 t & y_B = 0 \\ x_C = v_3 t \cos \beta & y_C = -v_3 t \sin \beta \end{cases}, \quad (8)$$

Substituind apoi relațiile (8), în determinantul (7) obținem:

$$\delta = \begin{vmatrix} v_1 t \cos \alpha & v_1 t \sin \alpha & 1 \\ v_2 t & 0 & 1 \\ v_3 t \cos \beta & -v_3 t \sin \beta & 1 \end{vmatrix} = 0, \quad (9)$$

Prin dezvoltarea acestui determinant și după reducerea termenilor asemenea și împărțirea cu t^2 , ($t > 0$), obținem în final relația căutată:

$$v_1 v_3 \sin(\alpha + \beta) = v_1 v_2 \sin \alpha + v_2 v_3 \sin \beta, \quad (10)$$

Vom utiliza în continuare metoda vectorială (fig. 5). Punctele A, B, C sunt colineare dacă și numai dacă vectorii $\overline{AB}$ și $\overline{AC}$ sunt colineari deci dacă și numai dacă există $\alpha \in R$ astfel încât:

$$\overline{AB} = \alpha \overline{AC}, \quad (11)$$

Dar

$$\overline{AC} = \alpha \overline{AB} \Leftrightarrow \frac{x_C - x_A}{x_B - x_A} = \frac{y_C - y_A}{y_B - y_A} \text{ cu } x_B - x_A \neq 0, y_B - y_A \neq 0, \quad (12)$$

Rezultă, deci:

$$\frac{v_3 t \cos \beta - v_1 t \cos \alpha}{v_2 t - v_1 t \cos \alpha} = \frac{-v_3 t \sin \beta - v_1 t \sin \alpha}{0 - v_1 t \sin \alpha} \Rightarrow v_1 v_3 \sin(\alpha + \beta) = v_1 v_2 \sin \alpha + v_2 v_3 \sin \beta, \quad (13)$$

Relația (13) este identică cu relația (10).

Afizele punctelor A, B și C conform figurii 6 sunt z_A, z_B, z_C . Punctele $A(z_A), B(z_B)$ și $C(z_C)$ sunt coliniare dacă și numai dacă $(z_C - z_A)/(z_C - z_B)$ aparține R .

$$\begin{aligned} \frac{z_C - z_A}{z_B - z_A} &= \frac{v_3 t \cos \beta - v_1 t \cos \alpha - i(v_3 t \sin \beta + v_1 t \sin \alpha)}{v_2 t - v_1 t \cos \alpha - i v_1 t \sin \alpha} = \lambda \Leftrightarrow \\ &\Leftrightarrow v_3 t \cos \beta - v_1 t \cos \alpha - \lambda(v_2 t - v_1 t \cos \alpha) - i(v_3 t \sin \beta + v_1 t \sin \alpha - \lambda v_1 t \sin \alpha) = 0 \end{aligned} \quad (14)$$

Pentru ca ultima relație din (14) să fie nulă trebuie să avem:

$v_3 t \cos \beta - v_1 t \cos \alpha - \lambda(v_2 t - v_1 t \cos \alpha) = 0$ și idem $v_3 t \sin \beta + v_1 t \sin \alpha - \lambda v_1 t \sin \alpha = 0$, de unde rezultă:

$$\lambda = \frac{v_3 \cos \beta - v_1 \cos \alpha}{v_2 - v_1 \cos \alpha} \text{ și } \lambda = \frac{v_3 \sin \beta + v_1 \sin \alpha}{v_1 \sin \alpha}, \quad (15)$$

Egalând cele două ecuații din (15) rezultă:

$$\begin{aligned} \frac{v_3 \cos \beta - v_1 \cos \alpha}{v_2 - v_1 \cos \alpha} &= \frac{v_3 \sin \beta + v_1 \sin \alpha}{v_1 \sin \alpha} \Rightarrow \\ &\Rightarrow v_1 v_3 \sin(\alpha + \beta) = v_1 v_2 \sin \alpha + v_2 v_3 \sin \beta \end{aligned} \quad (16)$$

Ultima relație din (16) este identică cu relația (10).

Vom considera în continuare metoda unghiului alungit (unghiuri suplimentare). Dacă A și C sunt situate de o parte și de alta a dreptei OB și $m(\angle AOB) + m(\angle OBC) = 180^\circ$ (fig. 7), atunci punctele A, B și C sunt coliniare.

$$\text{Din } \triangle ABO \text{ rezultă că: } \angle ABO = 180^\circ - (\alpha + \theta), \quad (17)$$

$$\text{Din } \triangle OBC \text{ rezultă că: } \angle OBC = 180^\circ - (\beta + \gamma), \quad (18)$$

Calculând suma măsurilor unghiurilor $\angle ABO$ și $\angle OBC$, obținem:

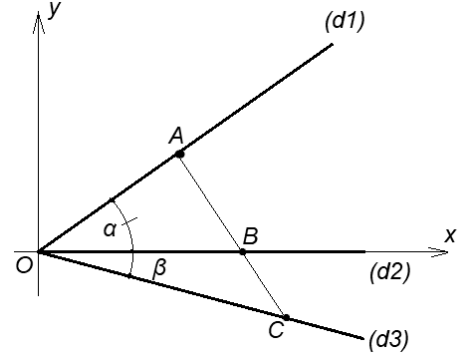


Fig. 4. Poziția punctelor A, B, C

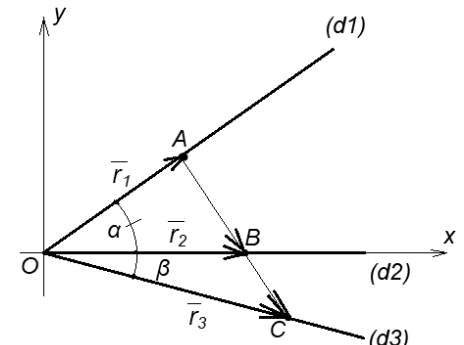


Fig. 5. Vectorii punctelor A, B, C

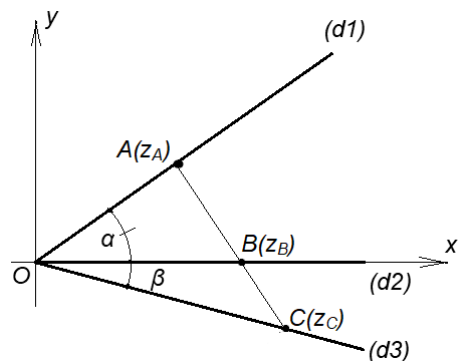


Fig. 6. Afizele punctelor A, B, C

$$\begin{aligned}\square ABO + \square OBC &= 180^\circ - (\alpha + \theta) + 180^\circ - (\beta + \gamma) = \\ &= 360^\circ - (\gamma + \theta + \beta + \gamma) = 180^\circ\end{aligned}, \quad (19)$$

deoarece $(\gamma + \theta + \beta + \gamma) = 180^\circ$

De unde rezultă că punctele A, B și C sunt coliniare și atunci vectorii $\overrightarrow{AB}$ și $\overrightarrow{AC}$ fiind coliniari produsul lor vectorial este nul. Avem astfel:

$$\overrightarrow{AB} \times \overrightarrow{AC} = \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ v_2 t - v_1 t \cos \alpha & -v_1 t \sin \alpha & 0 \\ v_3 t \cos \beta - v_1 t \cos \alpha & -v_3 t \sin \beta - v_1 t \sin \alpha & 0 \end{vmatrix} = 0, \quad (20)$$

Din dezvoltarea determinantului se obține:

$$v_1 v_3 \sin(\alpha + \beta) = v_1 v_2 \sin \alpha + v_2 v_3 \sin \beta, \quad (21)$$

relația (21) fiind identică cu relația (10).

În continuare vom utiliza reciproca teoremei unghiurilor opuse la vârf (fig. 8).

Pe dreapta $OD \equiv Ox$ se consideră punctul D ($D \in (d_2)$) și $OD \supset OB$. Punctele A și C sunt situate de o parte și de alta a dreptei OD (d_2). $\square ABD = \alpha + \varphi$, unghi exterior $\angle OAB$. În $\triangle OBC$,

$$\begin{aligned}\square OBC &= 180^\circ - [180^\circ - (\alpha + \beta + \varphi) + \beta] = \\ &= 180^\circ - 180^\circ + \alpha + \beta + \varphi - \beta = \alpha + \varphi\end{aligned}$$

Rezultă că $\square ABD = \square OBC$, opuse la vârf. Deci punctele A, B și C sunt coliniare, de unde rezultă că produsul vectorial dintre vectorii $\overrightarrow{AB}$ și $\overrightarrow{AC}$ este nul. În final va rezulta aceeași expresie dată de relația (10).

Demonstrarea coliniarității punctelor utilizând metoda metrică: $A - B - C$ (B este situat între A și C) dacă și numai dacă $d(A, C) = d(A, B) + d(B, C)$.

Ținând cont de coordonatele punctelor A, B și C date de relațiile (8), avem:

$$\begin{aligned}d(A, B) &= \sqrt{(x_B - x_A)^2 + (y_B - y_A)^2} = t\sqrt{v_2^2 + v_1^2 - 2v_1 v_2 \cos \alpha} \\ d(B, C) &= \sqrt{(x_C - x_B)^2 + (y_C - y_B)^2} = t\sqrt{v_3^2 + v_2^2 - 2v_2 v_3 \cos \beta} \\ d(A, C) &= \sqrt{(x_C - x_A)^2 + (y_C - y_A)^2} = t\sqrt{v_3^2 + v_1^2 + 2v_1 v_3 (\sin \alpha \cdot \sin \beta - \cos \alpha \cdot \cos \beta)}\end{aligned}, \quad (22)$$

Din relația (23) prin ridicarea la pătrat și efectuarea calculelor se obține aceeași relație dată de (10).

$$\sqrt{v_3^2 + v_1^2 + 2v_1 v_3 (\sin \alpha \cdot \sin \beta - \cos \alpha \cdot \cos \beta)} = \sqrt{v_2^2 + v_1^2 - 2v_1 v_2 \cos \alpha} + \sqrt{v_2^2 + v_3^2 - 2v_2 v_3 \cos \beta}, \quad (23)$$

Concluzii

Interdisciplinaritatea este o cooperare între discipline diferite din aceeași arie curriculară, privind un anumit fenomen, proces a cărui complexitate poate fi demonstrată, explicată, rezolvată numai prin acțiunea a mai multor factori.

Interdisciplinaritatea presupune abordarea conținuturilor complexe având ca țel formarea unei imagini unitare asupra unei anumite teme. Aceasta implică combinarea a două sau mai multe discipline academice într-o singură activitate. Astfel, acumulezi cunoștințe noi pe mai multe domenii simultan.

Mecanica este dependentă de matematică și putem să ne dăm seama de acest lucru din faptul că nu putem rezolva aproape nicio problemă de mecanică fără matematică.

În lucrarea s-a arătat prin exemplul considerat legătura strânsă dintre cele două discipline fundamentale, matematica și mecanica.

Bibliografie

1. V. Bobeanu, *Caleidoscop Matematic*, Editura Albatros, București, 1979;
- 2 *** <https://ro.wikipedia.org/wiki/Coliniaritate>
- 3 *** <https://cmp.gil.ro/?p=9643>
- 4 *** <https://www.math.uaic.ro/~oanacon/depozit/Tema11.pdf>

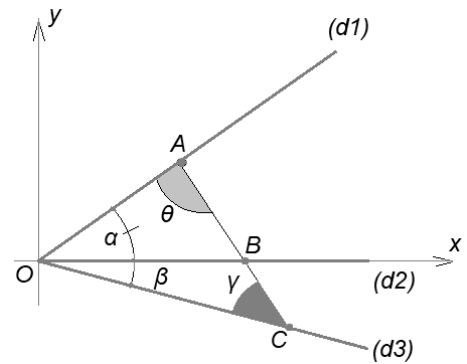


Fig. 7. Unghiurile pentru metoda unghiului alungit (unghiuri suplimentare)

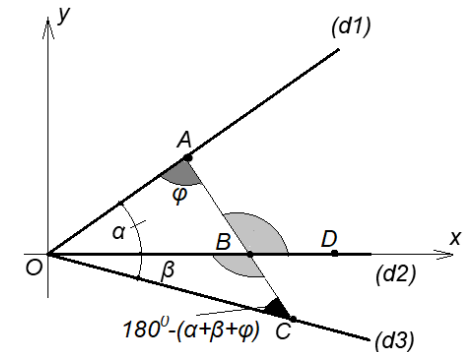


Fig. 8. Unghiurile pentru utilizarea reciproci teoremei unghiurilor opuse la vârf.

ASPECTE PRIVIND O PROBLEMĂ DE CINEMATICĂ A LUI TRAIAN LALESCU

Autori: Andrei-David IZVORAN ¹, Daniel-Bogdan TOPLICIANU ¹

Coordonatori: Conf.univ.dr. ing Răzvan Bogdan ITU ², Lector. univ. dr. Mihaela TOMESCU ²

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

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

Rezumat

În lucrare sunt prezentate aspecte privind rezolvarea unei probleme de cinematică propusă de Traian Lalescu. Problema datează din anul 1912, și a fost publicată în Gazeta matematică. Rezolvarea acesteia este prezentată printr-o metodă aritmetică, propusă de autor, și una algebrică.

Cuvinte cheie

Cinematică, aritmetică, algebră

1. Introducere

Mișcarea este o proprietate intrinsecă a materiei, în sensul că nu există materie în repaus absolut, după cum nu poate fi concepută mișcare fără suportul material. Modificarea stării de mișcare a unui sistem fizic este, de regulă, studiată ca o consecință a acțiunii corpurilor înconjurătoare, sau ca rezultat al interacțiunilor unor părți din interiorul sistemului. Modificarea stării de mișcare poate fi studiată, pentru început, doar pur descriptiv, fără a lua în considerare cauzele care o determină. O astfel de abordare geometrică a mișcării este cunoscută drept abordarea cinematică, iar capitolul corespunzător din mecanică poartă numele de Cinematică.

Mărimile fizice cele mai importante în cinematică sunt traiectoria (spațiul), viteza și accelerația.

În cele ce urmează se prezintă rezolvarea unei probleme de cinematică, datorată lui Traian Lalescu, care a fost un academician și matematician român, profesor universitar la București și la Timișoara. A fost primul rector al Școlii Politehnice din Timișoara. Personalitate proeminentă a școlii matematice românești. Are contribuții în multiple domenii ale matematicii pure și aplicate.

Rezolvarea problemei este prezentată printr-o metodă aritmetică, propusă de autor, și una algebrică.

2. Problema propusă și rezolvată de Traian Lalescu

În cele ce urmează reproducem enunțul și rezolvarea problemei pe cale aritmetică așa cum a fost prezentată în lucrarea [1].

Două trenuri, care parcurg distanța AB cu viteze diferite, pleacă unul din stația A la ora 6, celălalt din stația B la ora 6 și 30 de minute și se întâlnesc în stația intermediară C la ora 7 și 27 de minute. La întoarcere, ambele trenuri pornesc la ora 18, fiecare cu aceeași viteză ca la ducere și fără oprire până în C .

La ora 19, distanța dintre trenuri se micșorează cu $3/4$ din distanța AB ; în sfârșit, întâlnirea lor are loc de data aceasta la 37 km depărtare de C . Să se determine AC și CB , vitezele trenurilor și ora de întâlnire la întoarcere.

În vederea soluționării problemei va trebui să admitem următoarele două ipoteze simplificatoare care nu au fost incluse în enunțul acesteia: neglijarea rezistenței aerului și considerarea celor două trenuri ca puncte materiale.

Rezolvarea aritmetică dată de autorul problemei.

Dacă ambele trenuri, pornind seara, parcurg într-o ora (de la 18 la 19) cât $4/5$ din distanța AB , ele vor parcurge $1/5$ din aceeași distanță într-un sfert de oră. Deci ele se vor întâlni la ora 19 și 15 minute, după o oră și un sfert de mers.

Dimineața, trenul din A mersese 87 de minute, de la ora 6 până la ora 7 și 27 de minute, deci cu 12 minute mai mult decât seara, pe când trenul din B numai 57 de minute, de la ora 6 și 30 de minute până la ora 7 și 27 de minute, adică cu 18 minute mai puțin.

Deoarece distanța parcursă, atât dimineața cât și seara este aceeași și anume distanța AB , rezultă că distanța făcută dimineața mai mult de trenul din A este tocmai cea făcută mai puțin de trenul din B . Deci trenul din A merge mai repede decât cel din B , prin urmare seara întâlnirea se va face în C' la 37 km de C , de partea stației A , fiindcă trenul B care pleacă seara din A face până în C numai 75 de minute și cu o viteză mai mică.

Problema, acum, se rezolvă imediat. Seara, trenul din A , care pleacă acum din B , parcurge distanța de la B pînă la C' în 75 de minute; însă distanța BC el o parcurge în $(12 \cdot 57)/18 = 38$ de minute, fiindcă aceeași distanță e parcursă, dimineața de trenul din B în 57 de minute.

Prin urmare trenul din A parcurge distanța de la C pînă la C' , care este de 37 km, în 37 de minute. El are deci o viteză de 60 km pe oră.

Trenul din B va avea viteza de $(12 \cdot 60)/18 = 40$ km/oră.

Distanța AC , parcursă de primul tren în 87 de minute, va fi de 87 km, iar distanța BC , parcursă de același tren în 38 de minute, va fi deci de 38 km.

Distanța totală este de 125 km.

3. Problema propusă de Traian Lalescu rezolvată algebric

Rezolvarea algebrică.

Fie x viteza trenului care pleacă din A , y viteza celui din B și z distanța AB . Întrucât la ducere, parcurgând toată distanța până la întâlnirea lor în C , trenul din A făcuse 87/60 ore, iar cel din B , 57/60 ore, rezultă: $29x + 19y = 20z$.

La întoarcere, trenurile au străbătut împreună, într-o oră, 4/5 din distanța AB , ceea ce revine la $x + y = (4/5)z$.

Din sistemul realizat cu aceste două ecuații se obține:

$$x = \frac{12z}{25}, \quad y = \frac{8z}{25}, \quad (1)$$

deci $x > y$, astfel că, la ducere $AC > BC$, iar la întoarcere $AC' < BC'$ (C' fiind locul unde s-au întâlnit seara); prin urmare:

$$\begin{aligned} BC' &= BC + CC' = \frac{19}{20}y + 37 \\ AC' &= AC - CC' = \frac{29}{20}x - 37 \end{aligned} \quad (2)$$

și cum aceste distanțe au fost parcurse de fiecare tren în același timp înseamnă:

$$\frac{\frac{19}{20}y + 37}{x} = \frac{\frac{29}{20}x - 37}{y}, \quad (3)$$

Rezolvând sistemul

$$\begin{aligned} 29x + 19y &= 20z \\ x + y &= \frac{4}{5}z \\ \frac{\frac{19}{20}y + 37}{x} &= \frac{\frac{29}{20}x - 37}{y} \end{aligned} \quad (4)$$

se găsește: $x = 60$ km/oră, $y = 40$ km/oră.

Se deduce: $AC = \frac{29}{20} \cdot 60 = 87 \text{ km}$, $CB = \frac{19}{20} \cdot 40 = 38 \text{ km}$; știind că timpul cât s-a parcurs distanța BC' (respectiv AC') este:

$$\frac{\frac{19}{20}y + 37}{x} = \frac{75}{60}, \quad (5)$$

adică, 1 oră și 15 minute, rezultă că trenurile se vor întâlni la ora 19 și 15 minute.

Concluzii

Mecanica este o ramură a fizicii care se ocupă cu studiul mișcării, forțelor și energiei. Este un subiect fundamental care este esențial pentru a înțelege cum funcționează lucrurile în lumea din jurul nostru.

Matematica este limbajul fizicii, iar mecanica nu face excepție. Matematica este esențială în înțelegerea mecanicii. Oferă instrumentele necesare pentru analiza și rezolvarea problemelor din mecanică.

Interdisciplinaritatea apare ca necesitate a depășirii granițelor artificiale între diferite domenii. Argumentul care pledează pentru interdisciplinaritate constă în aceea că oferă o imagine integrată a lucrurilor care sunt, de regulă, analizate separat.

În lucrarea s-a arătat prin exemplul considerat legătura strânsă dintre cele două discipline fundamentale, matematica și mecanica.

Bibliografie

1. V. Bobeanu, *Caleidoscop Matematic*, Editura Albatros, București, 1979;
2. *** [chrome-extension://efaidnbmnnnibpcajpcglclefindmkaj/https://ctptc-airinei.ro/interdisciplinaritate.pdf](https://efaidnbmnnnibpcajpcglclefindmkaj/https://ctptc-airinei.ro/interdisciplinaritate.pdf)
3. *** <https://racext.com/ro/do-you-need-math-for-mechanics/>

ASPECTE PRIVIND INTERFERENȚA DINTRE MECANICĂ ȘI GEOMETRIE

Autori: Marius Călin MICLOȘ¹, Andrei-David IZVORAN¹

miclosmariuscalin@yahoo.com

Coordonatori: Conf. univ.dr. ing Răzvan Bogdan ITU², Asist.univ.dr.ing Bogdan Ioan MARC²

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

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

Rezumat

În lucrare se prezintă aspecte privind determinarea centrului de greutate al unei figure plane și anume ale unui trapez, care se bazează pe centrul de greutate al triunghiului, presupus cunoscut.

Cuvinte cheie

Sofism, model mecanic

1. Introducere

Utilizarea ideilor din Mecanică pentru deducerea unor rezultate din Matematică are o lungă tradiție și poate cel mai cunoscut fapt în această direcție este concurența medianelor într-un triunghi prin considerente de Statică (mai precis, de centre de greutate), conform careia punctul de intersecție al medianelor unui triunghi este centrul de greutate al acestuia.

Folosindu-ne de această proprietate vom prezenta în continuare aspecte privind determinarea centrului de greutate pentru un trapez.

2. Centrul de greutate al unui trapez

Enunțul problemei (în care se cere suspendarea trapezului într-un punct obținut ducând anumite linii apoi caracterizarea stării de echilibru al acestuia) este următorul:

„Să se arate că centrul de greutate al unui trapez oarecare se află la intersecția a două segmente: cel care unește mijloacele bazelor și cel care unește capetele segmentelor formate din fiecare bază prelungită cu un segment congruent cu baza cealaltă (prelungirile se fac în sensuri contrare)”

Soluția acestei probleme (care se găsește prin multe cărți) se bazează pe centrul de greutate al triunghiului, presupus cunoscut (se duc succesiv cele două diagonale și se găsesc centrele de greutate ale celor două perechi de triunghiuri, apoi se intersectează cele două segmente determinate de perechile de centre).

Se poate ajunge la același rezultat folosind, din mecanică, condiția de echilibru al forțelor având direcții paralele și același sens...

Fie trapezul, $BCNM$ având greutate distribuită omogen pe toată suprafața lui. Se prelungesc laturile neoparalele BM și CN până se intersectează în punctul A (fig. 1). În felul acesta ia naștere triunghiul ABC având centrul de greutate în G . Se notează cu G_1 centrul de greutate al triunghiului AMN și cu G_2 cel al trapezului considerat ($BMNC$). Considerând că triunghiurile și trapezul au greutate, este evident că aceasta va fi proporțională cu suprafețele (ariile) respective și că punctele de aplicație ale greutatea celor trei figuri vor fi centrele lor de greutate (pe figura 1 greutatea sunt marcate cu vectorii respectivi).

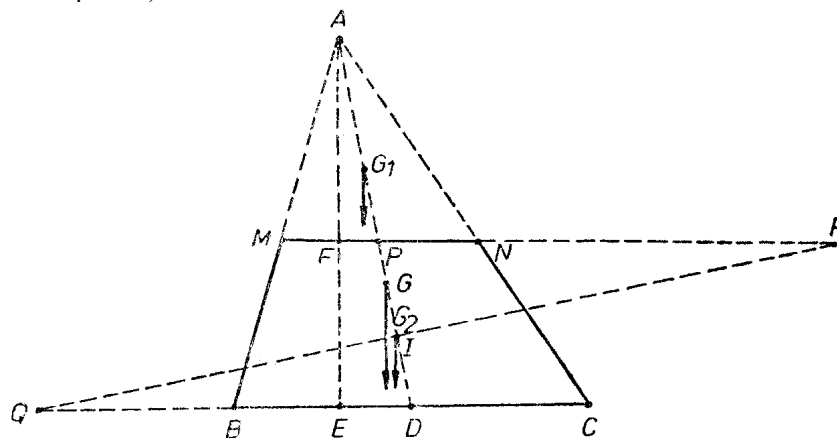


Fig. 1. Trapezul și construcțiile auxiliare

Gunoscând pozițiile lui G și G_1 se poate afla poziția lui G_2 - aici este raționamentul mecanic al soluției -, punând condiția de echilibru pentru cele trei forțe de greutate, cea a triunghiului mare fiind rezultanta celorlalte două. Această condiție constă în egalitatea momentelor forțelor din G_1 și G_2 în raport cu G :

$$GG_1 \cdot MN \cdot AF = GG_2 \cdot (MN + BC) \cdot FE, \quad (1)$$

unde greutatea sunt suplinite de suprafețele cu care sunt direct proporționale (în relație se disting „dublele” suprafețelor triunghiului mic și trapezului, ținând cont că AF și AE sunt perpendiculare pe MN și BC). Din această relație interesează GG_2 așa că:

$$GG_2 = \frac{MN}{MN + BC} \cdot \frac{AF}{FE} \cdot GG_1, \quad (2)$$

relație pe care o vom folosi ulterior.

Se prelungește apoi MN cu $NR = BC$ iar pe BC cu $BQ = MN$ (în sensurile indicate pe figură) și se notează cu I intersecția dintre RQ și mediana AD . Problema se reduce acum la a arăta că G_2 coincide cu I (deocamdată le considerăm distincte în figura 1).

Dacă P este mijlocul segmentului MN , se poate calcula PI din asemănarea triunghiurilor PIR și DIQ :

$$\frac{PI}{ID} = \frac{2BC + MN}{BC + 2MN}, \quad (3)$$

Ca orice proporție, și aceasta se pretează la o derivare convenabilă (se adaugă numărătorii la numitori, în cazul nostru) și ținând seama de $PI + ID = PD$, avem:

$$PI = \frac{2BC + MN}{3(BC + MN)} \cdot PD, \quad (4)$$

De fapt ne interesează GI pentru a vedea dacă este egal cu GG_2 .

Pornind de la $GI = PI - PG = PI - \left(\frac{2}{3}AD - AP\right)$ și ținând seama de (4), rezultă:

$$GI = \frac{2BC + MN}{3(BC + MN)} \cdot PD - \frac{2}{3}AD + AP, \quad (5)$$

unde înlocuim $PD = AD - AP$ și $AD = \frac{BC}{MN} \cdot AP$ (dintr-o asemănare care nu are nevoie să fie „prezentată”) astfel că:

$$GI = \frac{2}{3} \cdot \frac{AP \cdot MN}{MN + BC}, \quad (6)$$

după o suită de calcule.

Ne concentram acum asupra lui GG_2 . Observând că $GG_1 = AG - AG_1 = \frac{2}{3}(AD - AP)$ și $\frac{AF}{FE} = \frac{AP}{PD}$ (Tales), relația (2) devine:

$$GG_2 = \frac{2}{3} \cdot \frac{AP \cdot MN}{MN + BC}, \quad (7)$$

Se observă din (6) și (7) că:

$$GI = GG_2, \quad (8)$$

din care deducem că punctele I și G_2 coincid.

Concluzii

Matematica poate fi studiată individual ca materie ce include elemente de algebră și geometrie, dar, în același timp, matematica se îmbină și cu alte discipline, cum este de altfel și mecanica.

Matematica zilelor noastre, deși recunoaște rolul intuiției în formularea diferitelor rezultate, validează numai acele rezultate pentru care sunt cunoscute demonstrații riguroase. Utilizarea intuiției în deducerea unei demonstrații are însă întotdeauna un farmec aparte, care face ca emoția creației matematice să fie aidoma creației artistice.

Acceptând că spațiul mecanic este identic cu spațiul geometric, atunci cele două propoziții sunt echivalente. Acest fapt, s-a bucurat de-a lungul timpului de o mare atenție din partea oamenilor de știință, care l-au extins în diferite moduri, obținând interpretări în Mecanică ale diferitelor enunțuri din Geometrie și invers.

Bibliografie

1. Mitroaica, Gh., *Din peripețiile unui rezolvator de probleme*, Editura Albatros, București, 1987;
- 2.***Chromeextension://efaidnbmnnnibpcajpcglclefindmkaj/http://math.ucv.ro/~niculescu/GM/GM2001/Mecanic%20si%20geom.pdf