

DISPOZITIV PENTRU ALEZAREA ȘI NETEZIREA ȚEVII STĂLPULUI HIDRAULIC SVJ

Autori: Dănuț BARB¹, Cristian NEGREA²

Coordonator: Șef lucr.dr.ing. Bogdan-Zeno COZMA³

¹ *Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, specializarea: Tehnologia Construcțiilor de Mașini, anul 4*

² *Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, specializarea: Tehnologia Construcțiilor de Mașini, anul 3*

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

Rezumat:

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

Cuvinte cheie:

Stâlp hidraulic, cilindru hidraulic, dispozitiv

1. Introducere

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

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

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

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

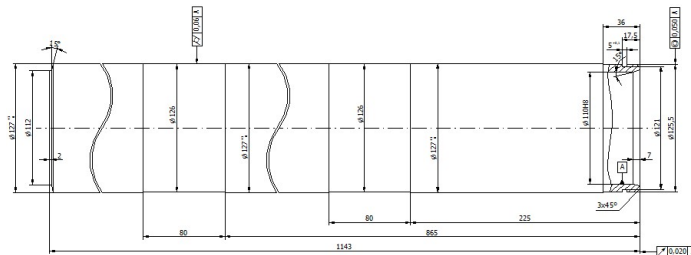


Fig. 1. Țeava cilindricului superior al stâlpului SVJ

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

- abaterea de la concentricitate de 5 mm;
- rugozitatea interioară de 0,4 μm ;
- productivitatea maximă.

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

2. Sistemul tehnologic de prelucrare a alezajului

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

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

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

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

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

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

Capul de roluit va trebui să netezească rugozitățile provenite după așchiere, care nu pot să depășească 3,2-6,3 μm .

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

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

3. Construcția dispozitivului de alezat și roluit

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

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

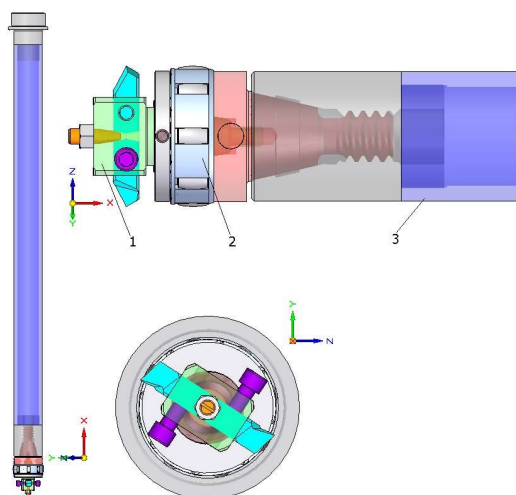


Fig. 2. Construcția dispozitivului de alezaj și roluit

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

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

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

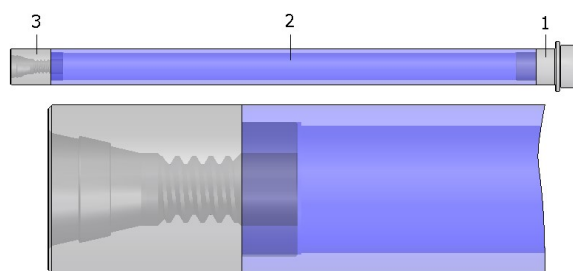


Fig. 3. Dornul portsculă

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

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

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

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

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

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

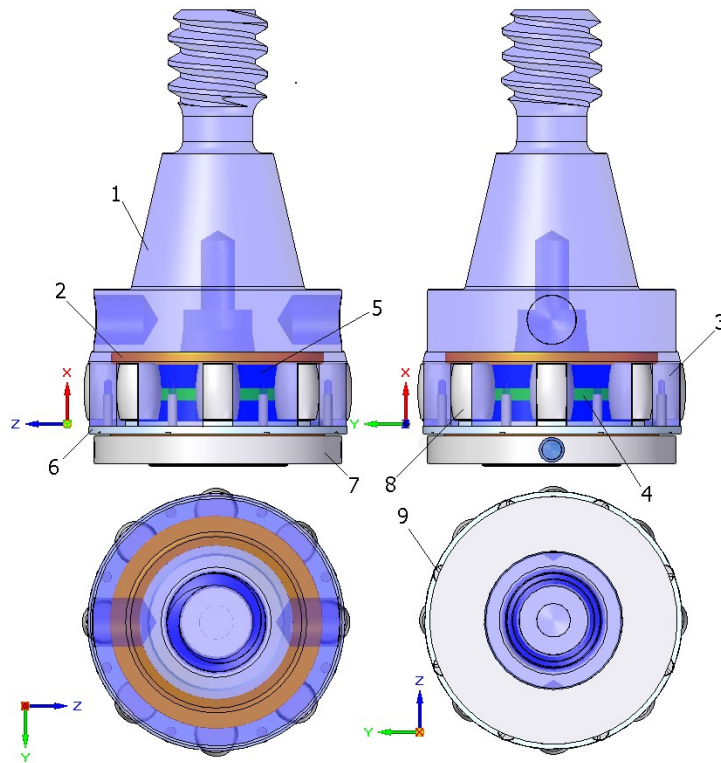


Fig. 4. Cap de roluit

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

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

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

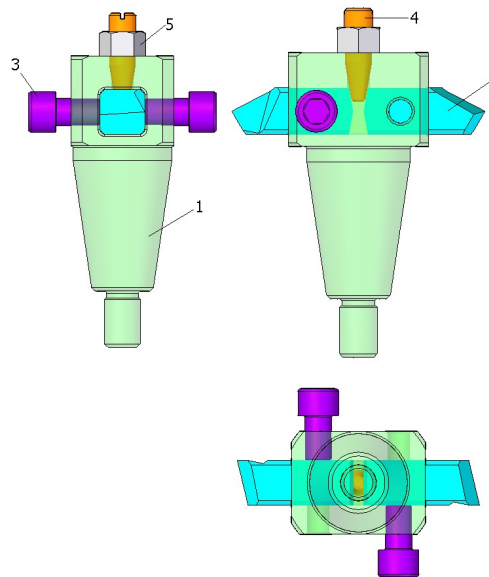


Fig. 5. Construcția capului de alezare prin strunjire

Corpul capului de alezare prin strunjire se aseamănă foarte mult cu corpul capului de roluire, doar că în locul rolelor este prevăzut cu un suport în care se fixează cuțitele așchietoare cu plăcuțe fixate mecanic, dispuse la 180° pentru a echilibrarea forțelor de așchiere pe diametrul cilindrului.

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

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

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

4. Concluzii

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

Datorită complexităţii problemei, realizarea şi prelucrarea găurilor adânci este una dintre cele mai pretenţioase operaţii tehnologice, fiind necesar să se asigure câteva cerinţe specifice acestui gen de prelucrare: evacuarea forţată a aşchiilor în timpul prelucrării; realizarea unui sistem tehnologic cu rigiditate bună; realizarea preciziei dimensionale, de formă şi a calităţii suprafeţei alezajului conform cerinţelor funcţionale; trebuie să aibă productivitate mare; să realizeze un preţ de cost al prelucrării redus.

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

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

Folosirea cuţitelor cu plăcuţe fixate mecanic şi cu reglare micrometrică îmbunătăţesc performanţele dispozitivului şi fac parte din proiectul meu de licenţă.

Bibliografie

1. Tiberiu Psezenszky - *Dispozitive universale de găurit de mare productivitate*, Institutul Central de Documentare Tehnică, Bucureşti, 1967.
2. Ioan-Lucian Bolunduţ, Iosif Dumitrescu - *Maşini - unelte şi prelucrări prin aşchiere*, Editura Tehnică – Info, Chişinău, 1999.
3. I. Drăghici – *Îndrumar de proiectare în construcţia de maşini*, Editura Tehnică, Bucureşti, 1981.
4. *** – *Prelucrarea găurilor adânci*, Institutul de Documentare Tehnică, Bucureşti, 1963.

PROIECTAREA DISPOZITIVELOR DE LEGAT CABLU LAT PENTRU ECHILIBRAREA VASELOR DE EXTRACȚIE

Autori: Camelia GHIONOIU ¹, Oleg BUREAGA ²

Coordonator: Șef lucr.dr.ing. Gheorghe-Bogdan URDEA ³

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

² Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, specializarea: Mașini și Echipamente Miniere, anul 3

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

Rezumat: Dispozitivele de legat cablu lat pentru echilibrare fac legătura dintre vasul de extracție și cablul lat pentru compensarea maselor transportate pe verticală. În lucrare sunt prezentate soluțiile constructiv-funcționale ale dispozitivelor de legat cablu lat pentru echilibrare DLCLE-118, DLCLE-129 și DLCLE-135. Acestea au aceeași formă constructivă, diferența constând în dimensiunile elementelor componente, care sunt supuse la încărcări diferite în funcție de caracteristicile cablului lat de compensare. Pe baza modelării 3D a dispozitivelor de legat cablu lat s-a realizat o verificare de rezistență după metoda clasică și cu ajutorul analizei cu elemente finite.

Cuvinte cheie:

dispozitiv de legat cablu, modelare 3 D

1. Introducere

Dispozitivele de legat cablu lat pentru echilibrare fac legătura dintre vasul de extracție și cablul lat pentru compensarea maselor transportate pe verticală.

Caracteristicile constructiv-funcționale ale dispozitivelor de legat cablu lat pentru echilibrare sunt prezentate în tabelul 1.

Tabelul 1 Caracteristicile constructiv-funcționale ale dispozitivelor de legat cablu lat pentru echilibrare

Nr. crt.	Denumirea caracteristicii	UM	Valoarea caracteristicii			
			DLCLE-118	DLCLE-129	DLCLE-135	
1.	Sarcina statică maximă	tone/kN	2/20	3,5/35	5,5/55	
2.	Secțiunea cablului lat	mm	106×15,5 118×17	124×18 129×19	135×20	
3.	Masa specifică a cablului	kg/m	5,447/6,726	7,558/8,128	8,865	
4.	Modul de fixare a cablului	-	cu buclă și inimă excentrică			
5.	Diametrul bolțurilor	mm	60	70	70	
6.	Grosimea eclisei de prindere la schip	mm	40	48	40	
7.	Numărul de cleme de fixare a cablului lat	buc	6	6	6	
8.	Distanța dintre cleme	mm	120	120	120	
9.	Dimensiuni de gabarit	Lungime (înălțime)	mm	1327	1577	1706
		Lățime	mm	380	460	500
		Grosime	mm	238	250	258
10.	Masa	kg	190	248	290	

2. Construcția și funcționarea dispozitivelor

Principalele părți constructiv-funcționale ale dispozitivelor de legat cablu lat pentru echilibrare DLCLE-118, DLCLE-129 și DLCLE-135 sunt prezentate în figura 1 și 2.

Cele trei tipodimensiuni de dispozitive de legat cablu lat pentru echilibrare au aceeași formă constructivă, diferența constând în dimensiunile elementelor componente, care sunt supuse la încărcări diferite în funcție de caracteristicile cablului lat de compensare.

Conform figurii 1, un astfel de dispozitiv este format dintr-un șir de elemente de rezistență care fac legătura dintre fundul vasului de extracție și inima excentrică, a cărei lățime funcțională este determinată de lățimea cablului lat, și un șir de cleme de fixare a capătului de cablu înfășurat pe inimă.

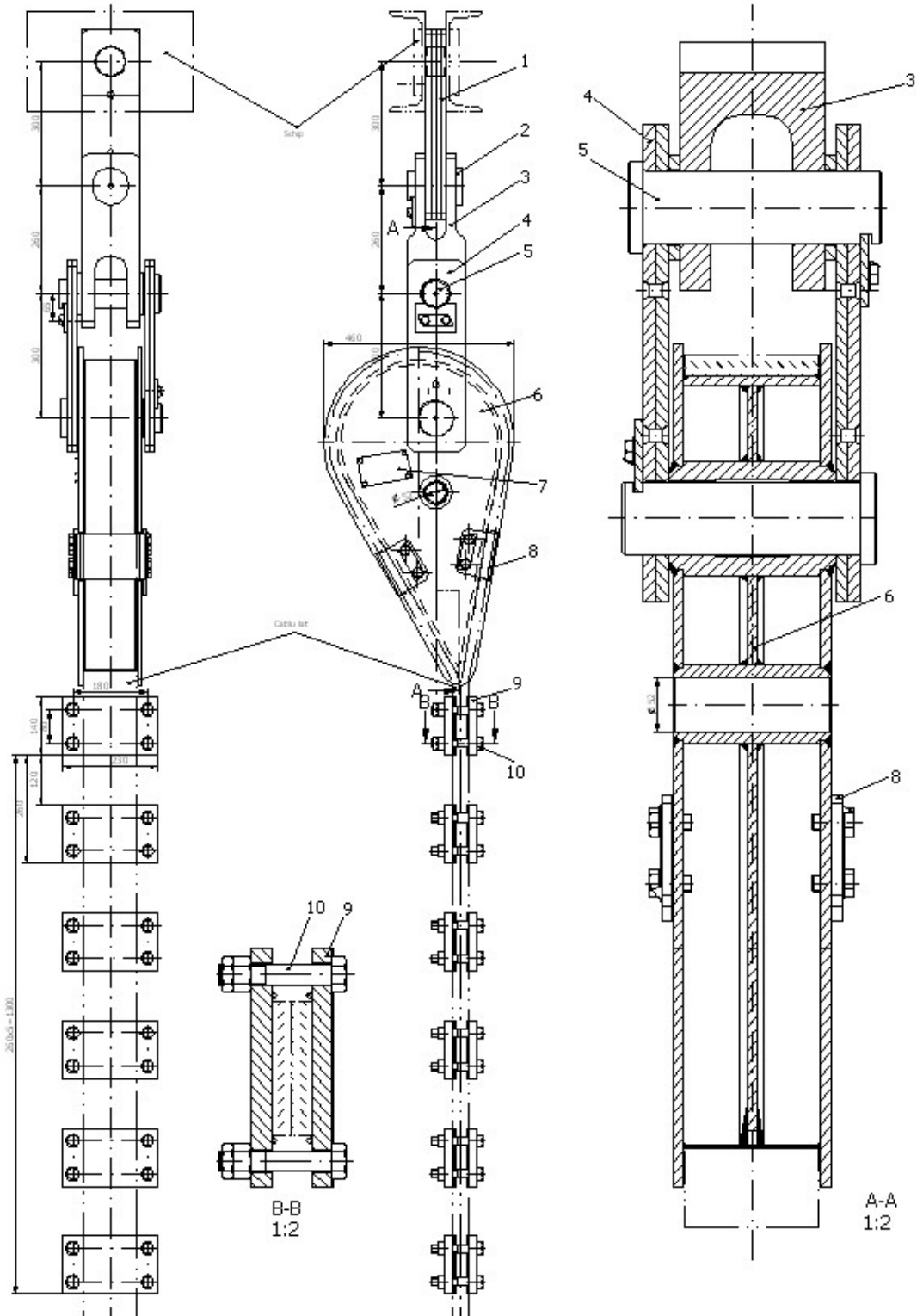


Fig. 1. Dispozitiv de legat cablu lat pentru echilibrare DLCLE 118, 129, 135

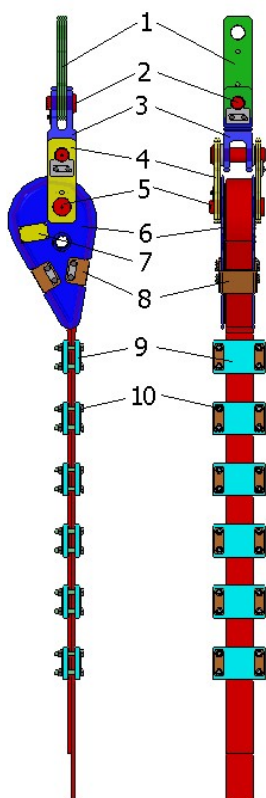


Fig. 2. Dispozitiv de legat cablu lat pentru echilibrare DLCLE 118

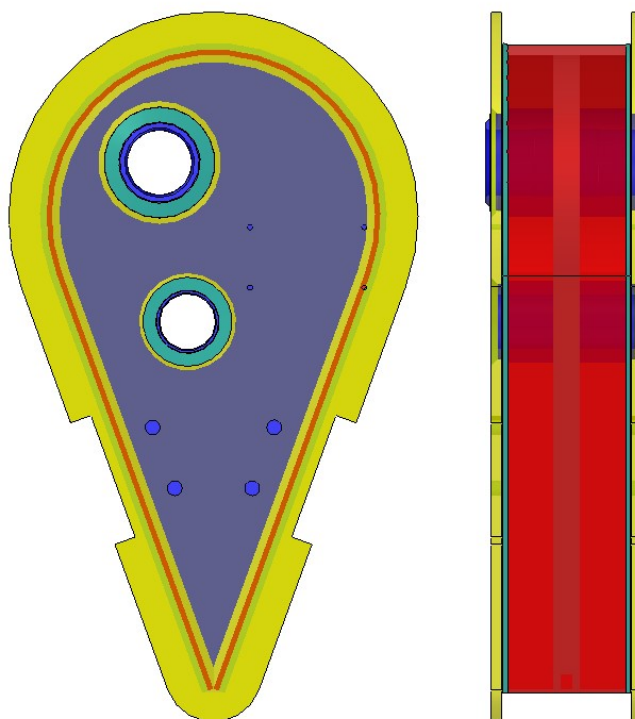


Fig. 3. Inimă excentrică

Ansamblul dispozitivului este fixat de vasul de extracție prin intermediul eclisei 1, care este o structură de rezistență formată din patru plăci de oțel nituite între ele și prelucrate prin așchiere la dimensiunile nominale. Legătura până la inima excentrică 6, se realizează prin intermediul unei furci 3 și a două eclise 4, compuse din două plăci de oțel nituite între ele, iar legătura între cele trei elemente efectuându-se prin bolțurile 2 și 5, executate din oțel aliat și tratate termic.

Inima excentrică este o construcție metalică sudată, figura 3, având o placă centrală ce dă forma și poziția celor două bușe, iar placa înfășurătoare și plăcile exterioare realizează canalul pe care se înfășoară capătul cablului lat pentru compensare. Inima are pe lângă bușea bolțului 5 și o gaură utilizată pentru sprijinirea dispozitivului în vederea montării cablului. Pe inimă este fixată eticheta 7, pentru identificarea dispozitivului și două bride 8, cu rolul de fixare a cablului lat în canalul inimii metalice.

Capătul liber al cablului este petrecut pe o distanță de aproximativ 1500 mm peste cablu care intră pe inimă, cele două ramuri fiind prinse în șase clemene duble 9, fiecare având câte patru șuruburi de strângere 10, cu piulițe și contrapiulițe.

Materialul pieselor de importanță deosebită, respectiv plăcile eclisei de prindere a vasului de extracție, toate bolțurile de legătură, furca de legătură, plăcile eclisei intermediare, placa inferioară și superioară a inimii excentrice, trebuie să fie controlate defectoscopic nedistructiv, înainte de debitarea materialelor, și trebuie să corespundă prescripțiilor specificate în documentația tehnică.

La execuția eclisei de prindere a schipului, figura 4, a eclisei intermediare și a plăcilor inferioară și superioară a inimii excentrice trebuie respectate următoarele condiții:

- nu se admite îndreptarea la cald a tablelor din care se confecționează subansamblurile menționate;
- decuparea piesei din placă se va face pe contur prin așchiere sau prin tăiere termică, caz în care se lasă un adaos de prelucrare de minim 10 mm, care se va îndepărta prin așchiere;
- decuparea piesei se face astfel ca direcția de laminare a tablei să coincidă cu direcția de solicitare a piesei, în lungul acesteia.

La execuția subansamblurilor formate din plăci, se prind în pachet plăcile exterioare și interioare și se execută alezajele pentru nituri, după care se fixează prin nituire, urmând ca să se prelucreze și celelalte alezaje. După asamblarea pachetului de plăci prin nituire, se prelucrează capătul nitului pentru a nu depăși în exterior suprafața plăcii exterioare

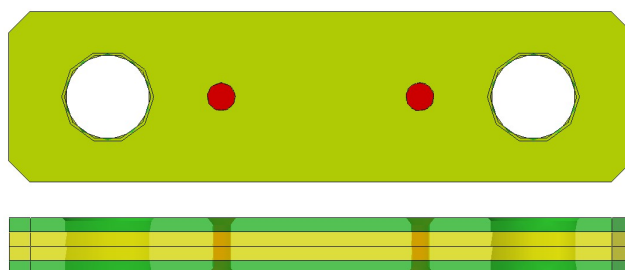


Fig. 4. Eclisă de prindere a skipului

Pentru execuția bolțurilor de legătură și furcilor, nu se admite forjarea materialului, ci doar prelucrarea mecanică a acestuia.

Înainte de montare la locul de utilizare se verifică toate piesele componente ale dispozitivului. Nu vor fi admise elementele componente care prezintă defecțiuni sau deteriorări, care ar putea influența negativ funcționarea dispozitivului.

Vasul de extracție la care se cuplează dispozitivul de echilibrare se află așezat pe tacheți sau pe un pod de siguranță.

La partea superioară dispozitivul se cuplează prin intermediul bolțurilor la vasul de extracție, iar la parte inferioară se montează cablul lat prin înfășurarea acestuia pe inima excentrică și fixarea cu cleme.

Verificarea zilnică a dispozitivelor se face prin examinarea atentă cu ochiul liber și prin ciocănire, urmărindu-se să se constate dacă piesele componente prezintă fisuri sau deformări.

3. Verificarea dimensională a dispozitivelor

Plecând de la modelul matematic de echilibru al cablului și al inimii metalice, prezentat în figura 5, și din condiția de nealunecare a capătul cablului blocat între cleme și cablu rezultă relația de determinare a forței de strângere a clemelor,

$$N_1 = \frac{G \cdot e^{-\mu \cdot \theta}}{\mu_1 \cdot (1 + e^{-\mu \cdot \theta})}, N,$$

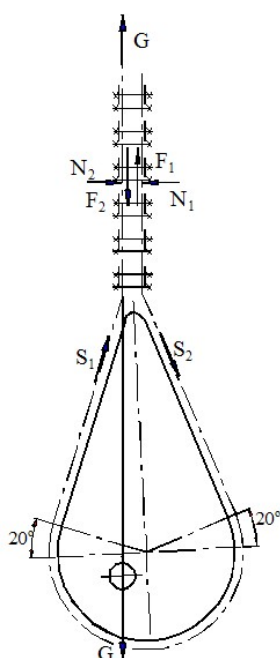


Fig. 5. Modelul matematic al forțelor de fixare a cablului

în care: G este greutatea maximă a cablului de echilibrare, $G = 20000$ N; μ – coeficient de frecare între cablu și inima metalică, $\mu = 0,1$; θ – unghiul de înfășurare a cablului pe inima metalică, $\theta = 220^\circ$; μ_1 - coeficient de frecare între cabluri, $\mu_1=0,1$.

Pentru un coeficient dinamic al instalației de extracție de 1,6 ... 2 și un coeficient de siguranță mai mare de 10, rezultă un număr de 21 de șuruburi M20 executate din OLC35q cu limita de curgere de 370 MPa. Datorită folosirii unor cleme cu patru șuruburi de strângere, sunt necesare șase cleme pentru fixarea în siguranță a capătului cablului.

Eclisele și furca au fost verificate la solicitările de rupere și forfecare în zona bolțurilor și la presiune de contact între suprafețele alezajelor acestora și bolțuri.

Bolțurile au fost verificate la solicitare compusă de încovoiere și forfecare, rezultând pentru un coeficient de siguranță mai mare de 10 utilizarea unuia dintre oțelurile aliate de îmbunătățire 42MoCr11, 31MoCr11, 31MnCrSi11 sau 25MnCrSi11.

În figura 6 este prezentată analiza numerică cu elemente finite a dispozitivului DLCLE118, având în figura 3,a modul de încărcare, cu fixare a alezajului bolțului de prindere la schip și aplicarea pe suprafața inimii metalice a unei forțe egală cu greutatea maximă a cablului, 20000 N. Se observă din figura 3,b că solicitarea maximă a bolțurilor apare în zona de separare între eclisa

și bușca inimii metalice datorită solicitării de forfecare. Aceasta este pusă în evidență prin detaliul A și B, în care apar tensiuni echivalente de 69,306 MPa și 79,468 MPa, ce confirmă necesitatea utilizării oțelurilor aliate de îmbunătățire.

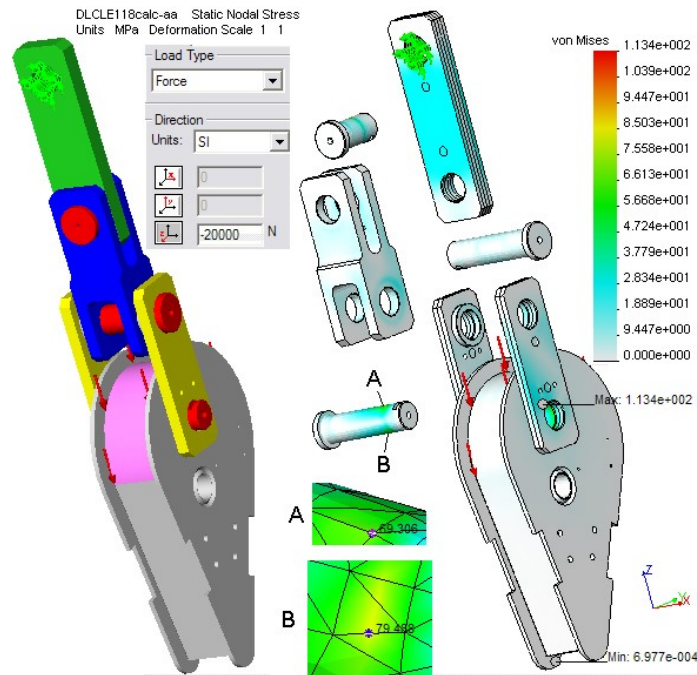


Fig. 6. Analiza numerică cu elemente finite a dispozitivului DLCLE 118

4. Concluzii

La întocmirea documentației de execuție pentru dispozitivele de legare a cablului lat pentru echilibrare din contractului nr. 193/ASL/2006, încheiat cu C.N.H. Petroșani, s-au avut în vedere următoarele aspecte tehnico-economice:

- simplificarea soluțiilor constructive din punct de vedere tehnologic (realizarea inimii excentrice și a clemelor în construcție sudată față de construcția turnată a acestora);
- uniformizarea, pe cât posibil, a soluțiilor constructive pentru dispozitivele de legare a cablului lat care echipează instalațiile de extracție multicablu din Valea Jiului. Acest lucru a fost deosebit de dificil întrucât este necesar să se păstreze interschimbabilitatea cu actualele construcții;
- utilizarea soluțiilor constructive ce au fost verificate în practică la dispozitive similare;
- păstrarea coeficientului de siguranță actual și în unele cazuri creșterea acestuia;
- micșorarea prețului de cost prin reducerea manoperei de realizare a acestora.

Bibliografie

1. Buzdugan, Gh. - *Rezistența materialelor*, Editura Tehnică, București, 1979.
2. Magyari, A. - *Instalații mecanice miniere*, Editura Tehnică, București 1990
3. Muscă G. - *Proiectarea asistată folosind Solid Edge*, Editura Junimea, Iași, 2006.
4. * * * - *PT-C 09 - Prescripții tehnice privind exploatarea, întreținerea și controlul instalațiilor de extracție, cablurilor și dispozitivelor de legare a cablurilor.*
5. * * * - *Contract nr. 193/ASL, din 18.12.2006, încheiat cu C.N.H. Petroșani, "Execuția desenelor pentru piesele de schimb vase de extracție (DLC, tije, arcuri, DEC și DLCLE)".*

PROIECTAREA SISTEMULUI DE FIXARE A CAPETELOR LANȚULUI MECANISMULUI DE AVANS AL COMBINEI 2K-52MU LA STAȚIILE TRANSPORTORULUI CU RACLETE TR-5

Autori: Alin CERNAT¹, Alexandru TOMA²

Coordonator: Șef lucr.dr.ing. Bogdan-Zeno COZMA³

¹ *Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, specializarea: Tehnologia Construcțiilor de Mașini, anul 4*

² *Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, specializarea: Tehnologia Construcțiilor de Mașini, anul 3*

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

Rezumat: Necesitatea mecanizării exploatării cărbunelui în minele din Vale Jiului, în condițiile crizei economice actuale, a impus adaptarea utilajelor existente la noile condiții de 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.

Cuvinte cheie:

mecanism de avans, transportor cu raclete

1. Introducere

Necesitatea mecanizării exploatării cărbunelui în minele din Vale Jiului, în condițiile crizei economice actuale, a impus adaptarea utilajelor existente la noile condiții de 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 păpușilor combinei, fără a diminua caracteristicile de rezistență ale acestora;
- construcția robustă a transportorului suportă masa de circa 12 ... 14 tone a combinei;
- construcția transportorului cu raclete permite încărcarea în bune condiții a cărbunelui de către tamburii melcați.

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

2. Sistemul de legare la stația de acționare

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

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

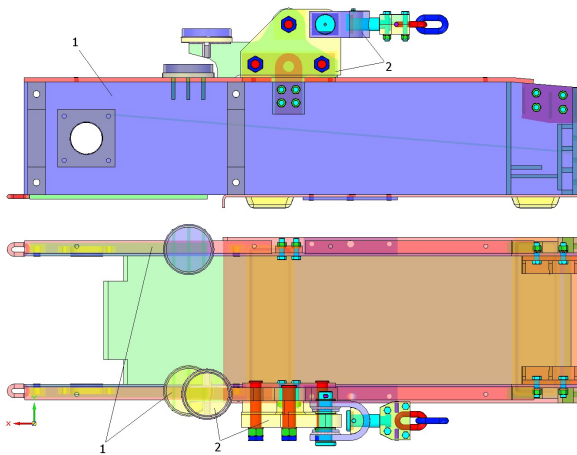


Fig. 1. Modul de amplasare al sistemului de legare pe stația de acționare [3]

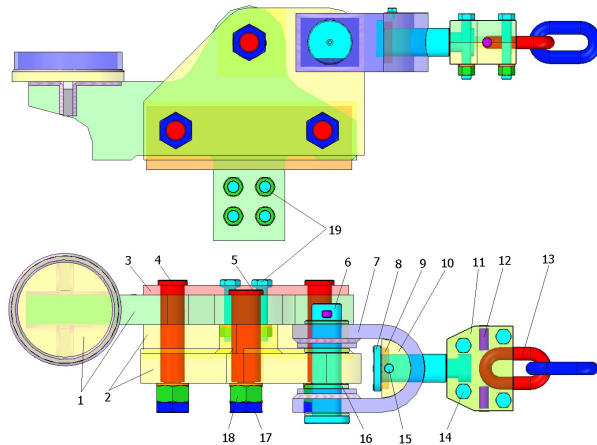


Fig. 2. Soluția constructivă a sistemului de legare a capătului lanțului pe stația de acționare TR-5 [3]

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

- urechea care se fixează pe stație, în locul urechii de ridicare, se sprijină pe rama stației prin două tălpi distanțate și are propriul suport pentru stâlpul 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 Ø 50, reper 4, și Ø 60, reper 5, s-a realizat o deplasare spre exterior a axei lanțului cu 120 mm ceea ce a îmbunătățit deplasarea combinei pe transportor în zona stației de acționare;

- s-a micșorat distanța între aripile urechii dispozitivului, reper 7, prin sudarea la interior a două plăci de adaus cu grosimea de 20 mm, care a îmbunătățit modul de solicitare a bolțului articulației, reper 6;

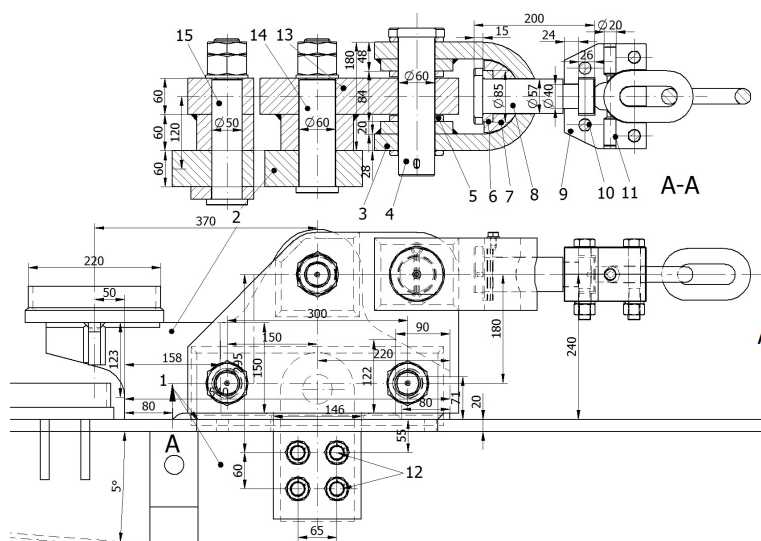


Fig. 3. Modelul de calcul pentru sistemul de legătură la stația de acționare [3]

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

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

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

Pe baza soluției constructive din figura 2 a fost întocmit modelul de calcul cu dimensiunile constructive în vederea verificării dimensionale a elementelor acestuia, care este prezentat în figura 3, unde s-au notat: 1 - peretele stației de acționare; 2 - ureche fixată pe stație; 3 - ureche dispozitiv; 4 - bolț articulație $\varnothing 60 \times 270$; 5 - inel distanțier; 6 - inel de uzură; 7 - suport inel de uzură; 8 - tijă de tractare $\varnothing 57 \times 200$; 9 - bridă; 10 - șurub M20x100; 11 - știft de centrare $\varnothing 20 \times 45$; 12 - șurub M24x100; 13 - placă laterală de legătură; 14 - bolț de blocare $\varnothing 60$; 15 - bolț de blocare $\varnothing 50$.

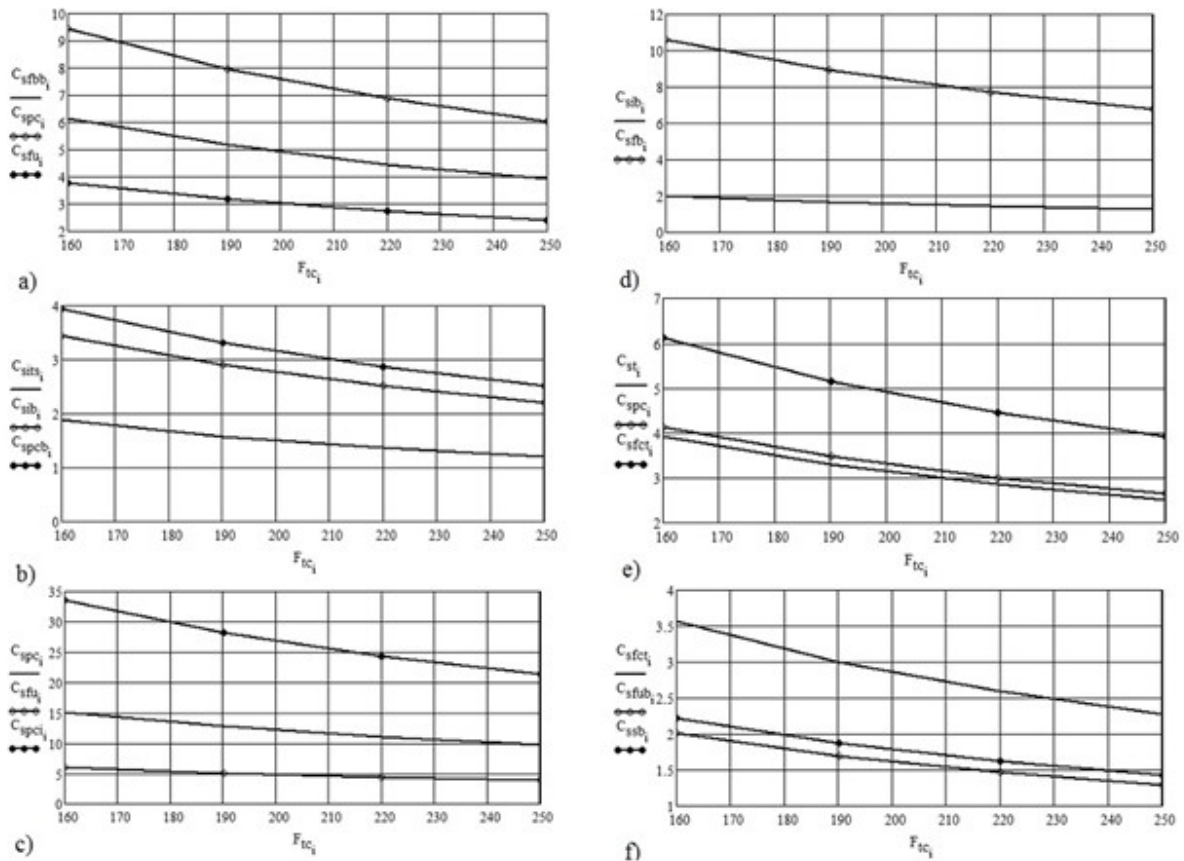


Fig. 4. Variația coeficienților de siguranță ai sistemului de legarea la stația de acționare

Pe baza modelului de calcul din figura 4 a fost întocmit un breviar de calcul în MathCAD pentru variația forței de tractare a combinei 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 $\varnothing 60 \times 245$, 4, (fig. 4d);
- tijă de tractare $\varnothing 57 \times 200$, 8, (fig. 4e);
- bride de prindere a zalei lanțului, 9, (fig. 4f).

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

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



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

3. Sistemul de legare la stația de întoarcere

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

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

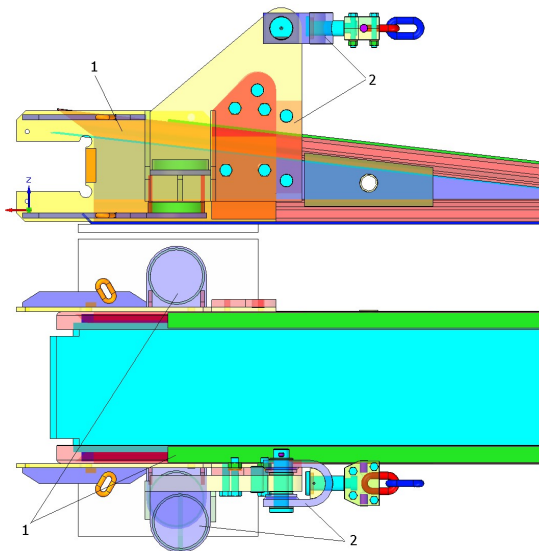


Fig. 6 Modul de amplasare al sistemului de legare pe stația de întoarcere [3]

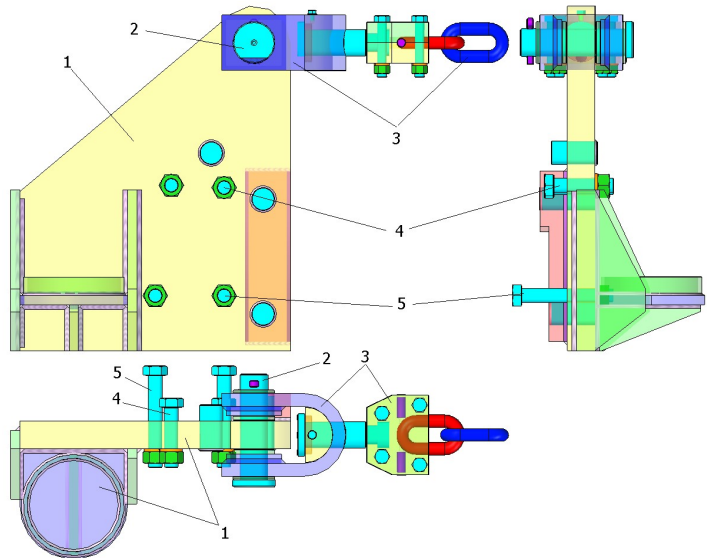


Fig. 7. Soluția constructivă a sistemului de legare a capătului lanțului pe stația de întoarcere TR-5 [3]

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

- urechea care se fixează pe stație, pe urechea de ridicare printr-un bolț Ø 50 și patru șuruburi M30, are pe partea din față un prag rigidizat prin două bolțuri Ø 50, care blochează rotirea urechii față de peretele stației;
- pe partea 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.

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

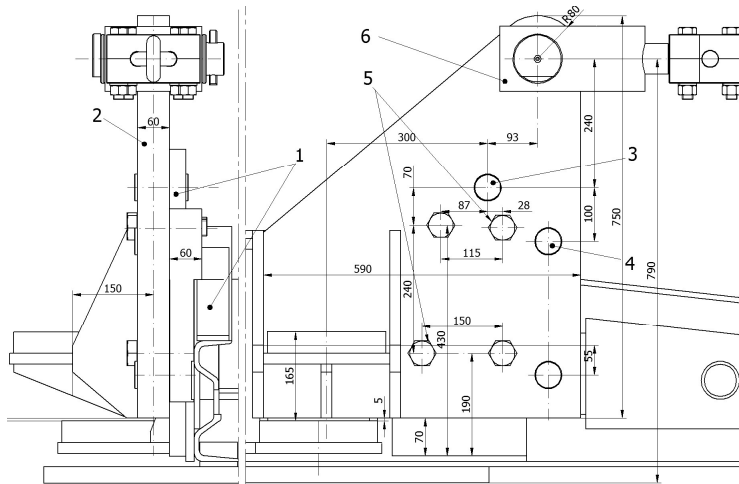


Fig. 8. Modelul de calcul pentru sistemul de legare la stația de întoarcere [3]

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

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

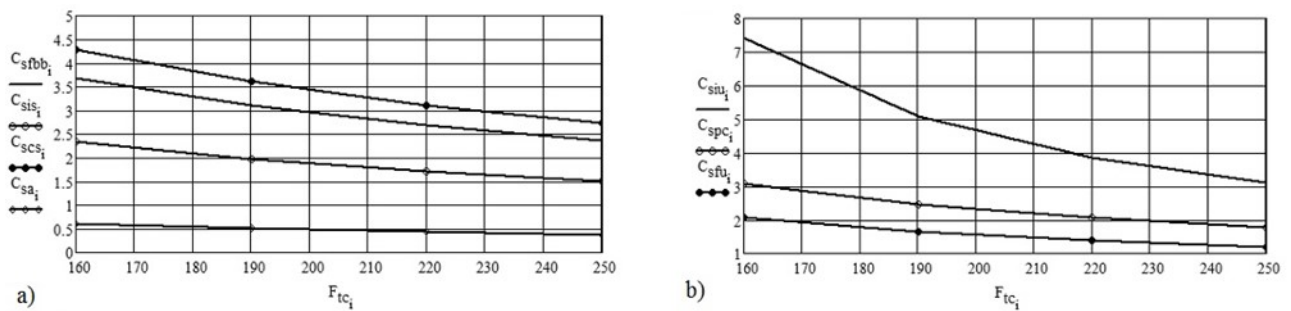


Fig. 9. Variația coeficienților de siguranță ai sistemului de legare la stația de întoarcere [3]

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

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



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

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



Fig. 11. Montarea combinei pe transportor [3]

Concluzii

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

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

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

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

Bibliografie

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

STUDIUL TEHNOLOGIEI DE EXECUȚIE A REDUCTORULUI MAȘINII DE EXTRAȚIE MK 2,1X4 DE LA E. M. LONEA

Autori: Bogdan PĂUNESCU ¹, Aurelian DONCA ²

Coordonator: Șef lucr.dr.ing. Gheorghe-Bogdan URDEA ³

¹ *Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, specializarea: Tehnologia Construcțiilor de Mașini, anul 4*

² *Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, specializarea: Tehnologia Construcțiilor de Mașini, anul 3*

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

Rezumat: Extragerea din subteran a cărbunelui și a sterilului la E.M. Lonea se realizează prin intermediul instalației de extracție Puț cu schip vechi, ce are în componența sa o mașina extracție MK 2,1x4, amplasată în turn, prevăzută cu doua schipuri cu capacitatea de 6,5 tone. La reductorul acestei mașini de extracție s-a produs ruperea dinților roților dințate ale reductorului în zonele extreme ale danturii, având înainte de rupere o uzură accentuată prin oboseală de contact (pitting). În lucrare se face modelarea 3D a transmisiei reductorului pe baza documentației tehnice a mașinii de extracție și este întocmit un breviar de calcul al angrenajelor reductorului. Cu ajutorul acestuia s-au verificat elementele geometrice ale transmisiei prin roți dințate, care coincid cu cele prezentate în documentația tehnică a reductorului, urmate de calculul de rezistență a angrenajelor și arborilor reductorului.

Cuvinte cheie:

Instalație de extracție, reductor, modelare 3D

1. Introducere

Extragerea din subteran a cărbunelui și a sterilului la E.M. Lonea se realizează prin intermediul instalației de extracție Puț cu schip vechi, ce are în componența sa o mașina extracție MK 2,1x4, amplasată în turn, prevăzută cu doua schipuri cu capacitatea de 6,5 tone.

Capacitatea zilnică de producție la E.M. Lonea este de 1200 tone/zi și orice disfuncționalitate în funcționarea mașinii de extracție Puț cu schip vechi poate duce la pierderi importante de producție și periclitarea stării de securitate și siguranța a zăcămintului cât și a personalului muncitor.

În decursul anilor au apărut fisuri la roata mașinii de extracție, fisuri prezente atât pe butuc, cât și pe spițele acesteia, care au evoluat în timp ca dimensiuni și număr.

Pentru reducerea influenței acestor fisuri s-au executat, în decursul anilor, la intervale de 10 - 12 luni operații de reparare prin sudare a zonelor afectate ale roții, fără demontarea acesteia de pe poziția de funcționare.

Pentru determinarea și analiza cauzelor care produc fenomenele descrise mai sus, cât și pentru stabilirea de soluții practice pentru stoparea în timp a fenomenelor mai sus menționate, s-a solicitat din partea E.M. Lonea către Universitatea din Petroșani, Departamentul de Inginerie Mecanică, Industrială și Transporturi de a efectua un studiu referitor la funcționarea mașinii de extracție.

2. Prezentarea mașinii de extracție MK 2,1x4 și a problemelor din exploatare

Mașina de extracție propriu-zisă este amplasată în turnul instalației de extracție de la Puț cu schip vechi, figura 1a, axa mașinii este la cota +46,5m față de rampa puțului. Aceasta este destinată transportului cărbunelui și sterilului între stațiile de încărcare din subteran, de la cota -320 m și cea de descărcare de la suprafață, cota +21,5m, având o cursă de 342 m. Forțele necesare pentru deplasarea schipurilor sunt transmise prin forța de frecare dintre cele patru cabluri de extracție și căptușeala de pe roata de fricțiune. Pentru reducerea sarcinii dezechilibrate se folosesc două cabluri de compensare. Tipul mașinii de extracție este MK 2,1x4, a fost achiziționată din fosta URSS și pusă în funcțiune în anul 1967.

Mașina este acționată cu două motoare asincrone, cu $P_n = 2 \times 500$ kW și turația nominală de 490 rot/min, cu rotor bobinat, alimentate la 6 kV, figura 1b. Pornirea și reglarea vitezei se realizează prin cuplarea sau decuplarea treptelor de rezistențe rotorice, iar la manevrele de poziționare sau la deplasări cu viteze mici (pentru revizia puțului) se utilizează și frâna mecanică de manevră. Pentru amortizarea șocurilor transmise la reductorul principal, la pornirea și oprirea roții motoare, acesta este montat pe două pachete de arcuri de susținere și este fixat de fundație prin două amortizoare. Reductorul este cu două trepte, fiind cu două intrări și o ieșire, având raportul de transmitere 6. Arborele roții motoare este fixat de arborele principal al reductorului printr-un cuplaj rigid cu bolțuri. În figura 1b s-au notat: 1 - motor electric

de 500 kW; 2 - cuplaj dințat; 3 - reductor cilindric cu două trepte; 4 - cuplaj rigid cu bolțuri; 5 - roată motoare multicablă cu diametrul de 2,1 m; 6 - pachet de patru arcuri; 7 - amortizor; 8 - cabluri de extracție.

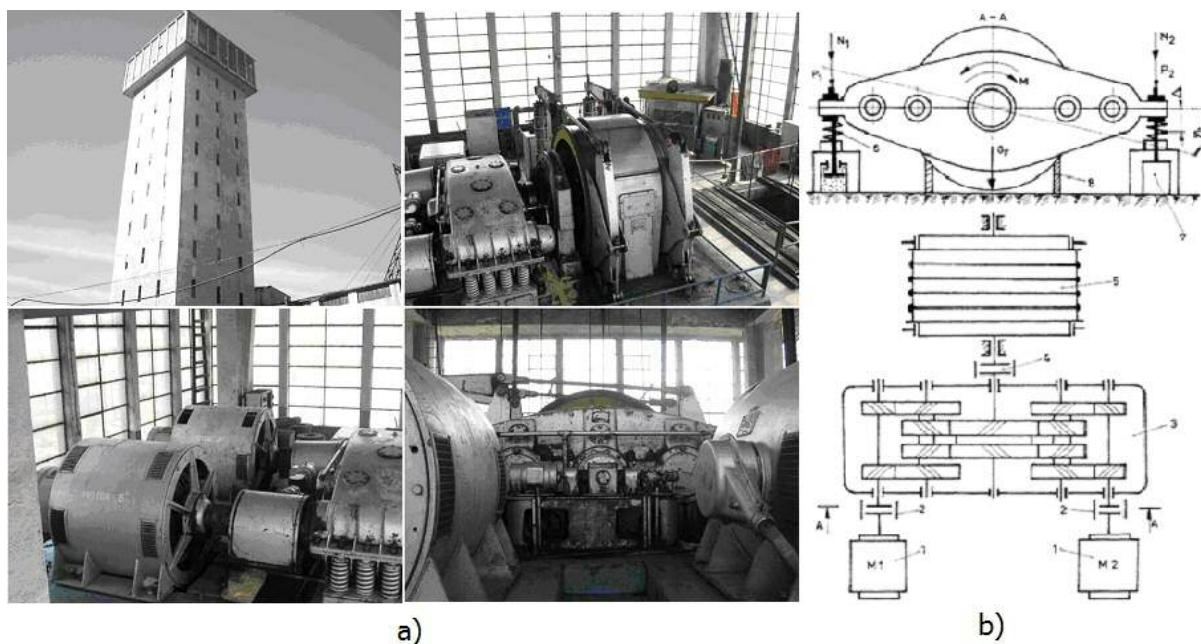


Fig. 1. Mașina de extracție MK 2,1x4 de la Puțul cu Schip Vechi și schema cinematică

Ruperea dinților roților dințate ale reductorului în zonele extreme ale danturii, având înainte de rupere o uzură accentuată prin oboseală de contact (pitting), figura 2a. Fenomenul de deteriorare a flancurilor dinților prin pitting depinde de foarte mulți factori, cum ar fi: materialul roților dințate; dimensiunea și elementele geometrice și cinematice ale danturii; caracteristicile suprafeței flancurilor; solicitările mecanice; ungerea și calitatea lubrifianului.

Pentru a analiza și influența vibrațiilor asupra reductorului și a roții motoare se prezintă în figura 2b amortizorul de la mașina de extracție E.M. Lonea, iar în figura 2c amortizorul de la mașina de extracție E.M. Livezeni, care a fost montată patru ani mai târziu, 1971. Se observă că cele două amortizoare au construcții diferite și mod de fixare între reductor și fundație diferit, unul prin două articulații iar celălalt fix/rigid, ceea ce face să aibă un mod de funcționare și de amortizare diferit. Cel de la E.M. Lonea are jocuri mari în articulații datorită ovalizării găurilor pentru bolțuri, ce face să se transmită șocuri mari la roata motoare la pornire și oprire.

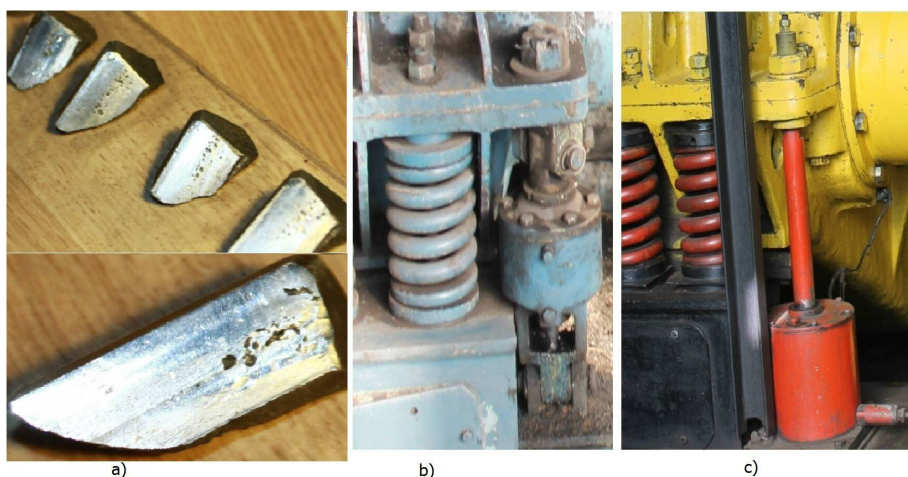


Fig. 2. Tipurile de amortizoare de la mașinile de extracție de la E.M.Lonea și E.M.Livezeni

Toate aceste probleme apărute în exploatarea mașinii de extracție, ce duc la scăderea siguranței în funcționare a acesteia, sunt cauzate de proiectarea, construcția și mai ales de exploatarea mașinii de extracție. Fără a determina cauzele distrugerii danturii angrenajelor reductorului mașinii extracție se ajunge la blocarea fluxului de transport a cărbunelui.

3. Construcția și funcționarea transmisiei reductorului mașinii MK 2,1x4

Pe baza documentației tehnice a mașinii de extracție MK 2,1x4 și a schemei cinematice din figura 1b a fost modelat 3D transmisia reductorului, care este prezentată în figura 3, unde s-au notat: 1 - arbore de intrare; 2 - arbore intermediar; 3 - arbore de ieșire.

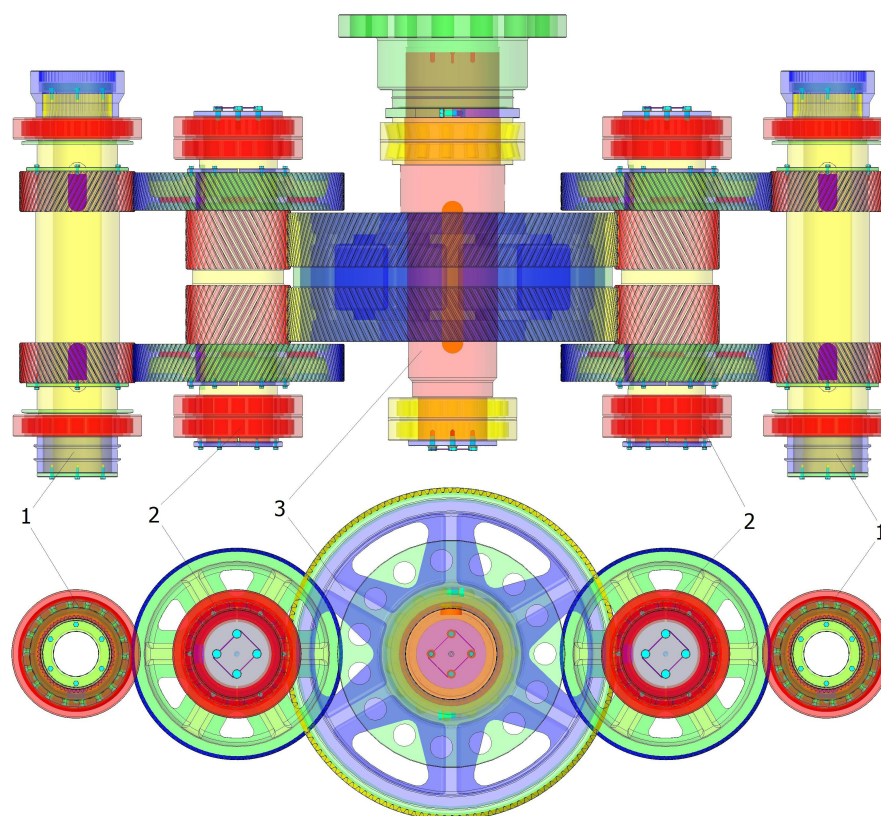


Fig. 3. Transmisia reductorului mașinii de extracție MK 2,1x4

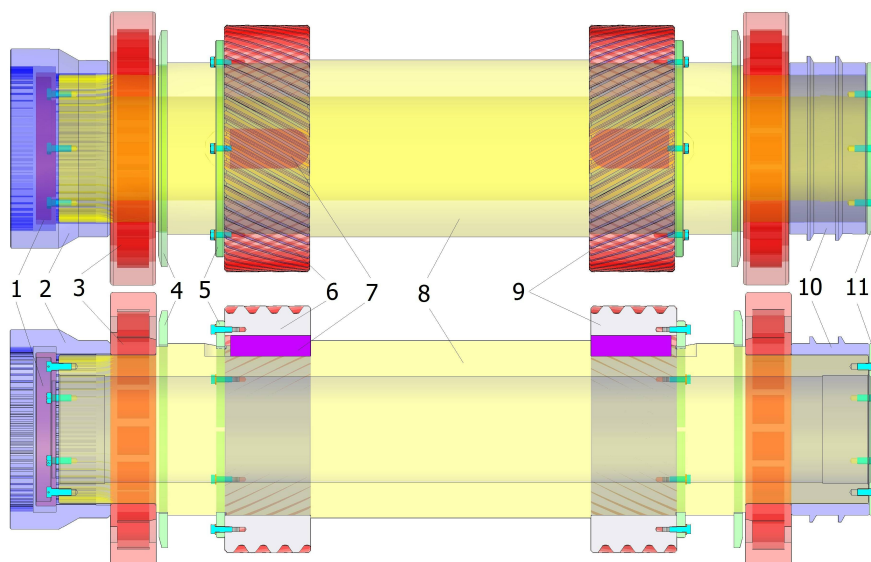


Fig. 4. Construcția arborelui de intrare

Cele patru angrenaje ale reductorului realizează transmiterea puterii de la cele două motoare electrice de 500 kW la cuplajul cu bolțuri a roții motoare. Datorită puterii foarte mari ce este transmisă, angrenajele de pe cele două fluxuri au dantura în V.

În figura 4 este prezentată soluția constructivă a arborelui de intrare, care se compune din: 1 – opritor semicuplaj; 2 – semicuplaj; 3 – rulment radial cu role cilindrice NU 252; 4 – disc etanșare ungere; 5 – semiinele de blocare roată dințată; 6 – pană 70x36; 7 – roată dințată $z = 61$, $m=6$ dreapta; 8 – arbore tubular; 9 – roată dințată $z = 61$, $m=6$ stânga; 10 – inel distanțier cu nervuri de etanșare; 11 – inel opritor.

Transmiterea mișcării de rotație de la motorul electric la arborele de intrare în reductor se realizează printr-o bară cu lungimea de peste 2500 mm ce are la capete două semicuple cu dantură exterioară. Această bară permite suspendarea reductorului pe două pachete de câte patru arcuri elicoidale de compresiune, cu rolul de amortizare a oscilațiilor apărute la pornirea și oprirea motoarelor electrice.

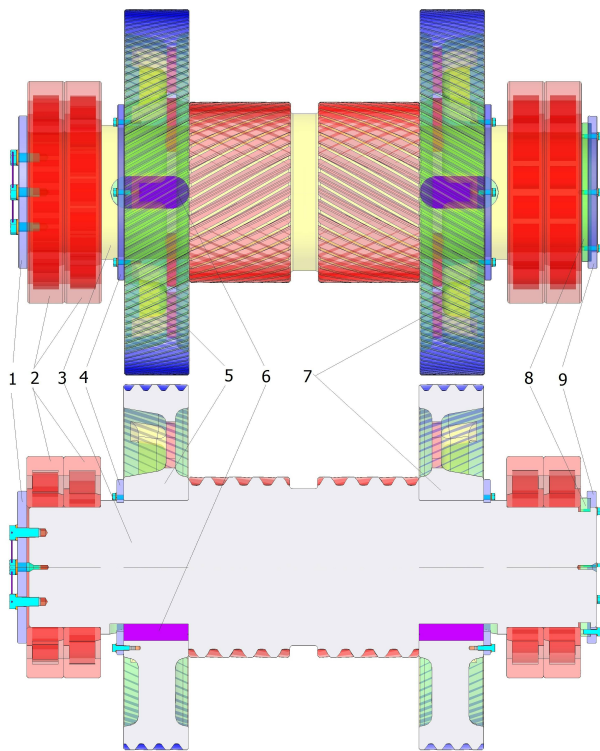


Fig. 5. Construcția arborelui intermediar

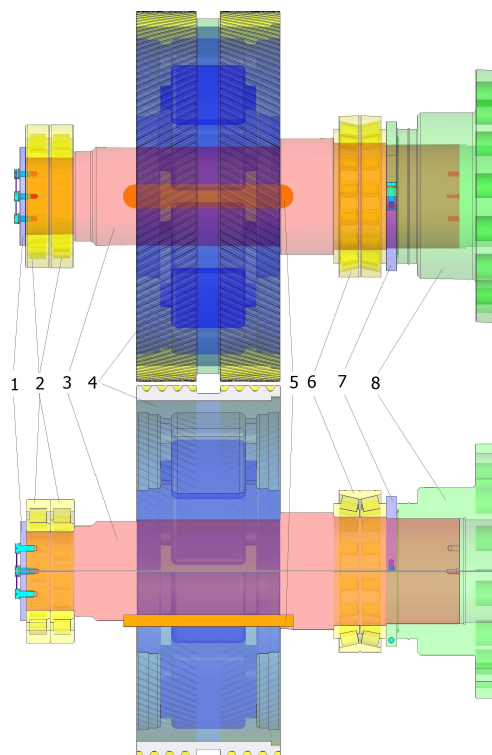


Fig. 6. Construcția arborelui de ieșire

În figura 5 este prezentată soluția constructivă a arborelui intermediar, unde s-au notat: 1 - capac fixare rulmenți; 2 - rulment radial cu role cilindrice NU 252; 3 - arbore pinion $z = 41$, $m = 8$; 4 - semiinele de blocare roată dințată; 5 - roată dințată $z = 113$, $m = 6$ stânga; 6 - pană 70x36; 7 - roată dințată $z = 113$, $m = 6$ dreapta; 8 - semiinele de blocare rulment; 9 - inel de susținere a semiinelor de blocare.

Arborele pinion $z = 41$, $m = 8$ are cele două danturi înclinate spre stânga și spre dreapta cu același unghi, ceea ce realizează anularea forțelor axiale din cele două angrenaje prin corpul arborelui. De asemenea, roțile dințate, reperi 5 și 7, își anulează forțele axiale prin arbore cu ajutorul umărului de sprijin interior și a semiinelor, reper 4, la exterior. Este nevoie de blocarea în ambele sensuri pentru că reductorul funcționează sub sarcină la rotirea reversibilă a roții motoare.

Construcția arborelui de ieșire este prezentată în figura 6 și se compune din: 1 - capac de fixare rulmenți; 2 - rulment radial cu role cilindrice NU 252; 3 - arbore; 4 - roată dințată $z = 134$, $m = 8$ cu dantură stânga și dreapta; 5 - pană 80x40; 6 - rulment radial-axial cu role conice pe două rânduri 35072; 7 - semiinele de blocare rulment; 8 - semicuple rigid cu bolțuri.

Forțele axiale din angrenajele roții dințate, reper 4, se anulează prin corpul roții. Roata se poate deplasa axial pe arbore pentru a realiza o angrenare cât mai bună cu cei doi arbori pinion intermediari.

Forțele axiale transmise de arborele roții motoare sunt preluate și transmise carcasi reductorului de către rulmentul radial-axial cu role conice pe două rânduri.

Roata dințată este o construcție compusă, având coroana din oțel aliat și butucul din oțel carbon. Asamblarea celor două părți se realizează printr-un ajustaj cu strângere.

4. Verificarea transmisiei reductorului mașinii de extracție

Din caracteristicile tehnice ale reductorului, pe baza numărului de dinți, a modulului normal și a unghiului de înclinare al danturii s-a întocmit breviarul de calcul al angrenajelor reductorului. Prin calcularea elementelor geometrice ale danturii s-a verificat distanța dintre axele roților dințate și diametrul exterior al roților, care coincid cu cele prezentate în documentația tehnică a reductorului.

Alegerea unghiului de înclinare al danturii la nivel de secunde ($\beta_I = 29^\circ 32' 30''$; $\beta_{II} = 28^\circ 57' 17''$) se explică doar prin folosirea acestuia ca element variabil pentru obținerea valorilor întregi ale distanțelor dintre axele reductorului de 600, respectiv 800 mm. Folosirea unor astfel de valori duce la prelucrarea dificilă a danturii, din punct de vedere al reglării mașinii de rectificat și al controlului danturii, făcând imposibilă interschimbabilitatea roților dințate. Obținerea petei de contact corespunzătoare clasei de precizie 8 (40x50%) între flancurile dinților în angrenare, mai ales a roții

centrale cu cele două pinioane, se realizează prin rodarea angrenajului sau a reductorului după asamblare pe standuri speciale.

Din această cauză tehnică de fabricație s-a realizat o verificare de rezistență a danturii la oboseală prin presiune de contact (S_H) și la oboseală prin încovoiere la baza dintelui (S_F) în funcție de lățimea roții dințate (b), iar modul de variație al coeficienților de siguranță este prezentată în figura 7, astfel: a – pentru primul angrenaj 61/113, $m = 6$ mm; b – pentru al doilea angrenaj 41/134, $m = 8$ mm. În ciclograma de încărcare a angrenajelor s-a considerat că 5% din timpul de funcționare de 10 000 ore angrenajul este suprasolicitat de până la 2 ori (1000 kW), cum ar fi cazul pornirilor în sarcină, iar reductorul funcționează cu șocuri medii pe o mașină minieră având valoarea factorului de utilizare 2.

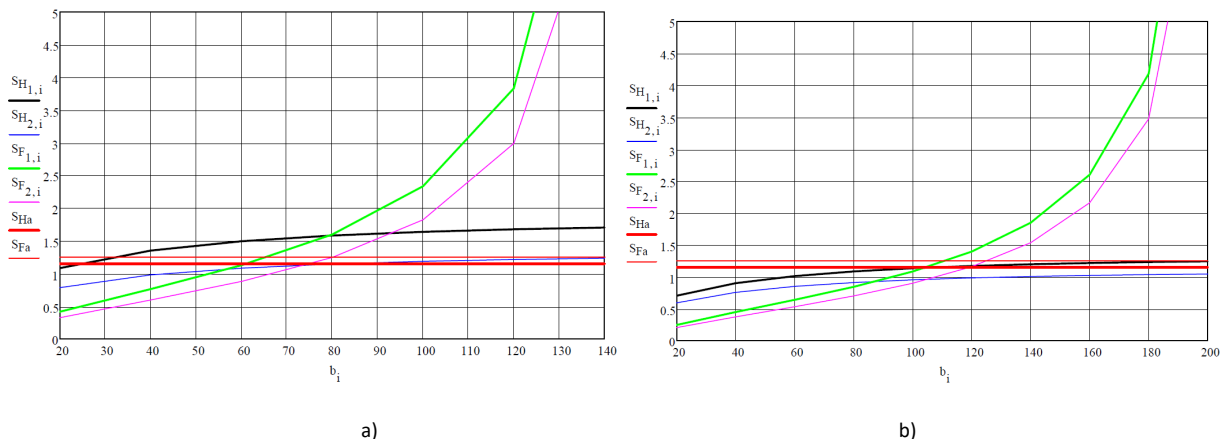


Fig. 7. Modul de variație a coeficienților de siguranță a celor două angrenaje ale reductorului

Din graficele de mai sus și din cele prezentate în breviarul de calcul a rezultat:

- variația coeficientului de siguranță la oboseală prin presiune de contact pentru pinion din oțel cementat S_{H1} și roata dințată din oțel aliat de îmbunătățire S_{H2} au o variație în funcție de lățimea danturii într-o plajă redusă;
- variația coeficientului de siguranță la oboseală prin încovoiere la baza dintelui pentru pinion din oțel cementat S_{F1} și roata dințată din oțel aliat de îmbunătățire S_{F2} au o variație în funcție de lățimea danturii într-o plajă largă;
- pentru lățimii ale danturii mai mici de 60%, 80 mm respectiv 120 mm, se produce scăderea coeficientului de siguranță sub valoarea admisibilă ($S_{Ha} = 1,15$; $S_{Fa} = 1,25$);
- pentru a confirma breviarul de calcul al angrenajelor trebuie făcută o măsurare a durtății danturii roților din reductor, care este greu de realizat fără demontarea reductorului, iar din măsurătorile de duritate efectuate pe dantura roților schimbate a rezultat că pinionul de pe arborele I are duritatea unui oțel de cementare, pinionul și roata dințată de pe arborele II au duritatea mult mai mică, sub 300 HB;
- în cazul schimbării unei roții dințate în reductor se impune realizarea unui rodaj rapid al angrenajului cu suspensie abrazivă prin etanșarea rulmenților, suspendarea cablurilor și folosirea frânelor pentru realizarea momentului de frânare până la obținerea unei pete de contact corespunzătoare pe un sens și celălalt sens de rotație.

Verificarea arborilor reductorului s-a realizat prin determinarea reacțiunilor în lagărele cu rulmenți, momentelor de încovoiere și a tensiunilor echivalente în secțiunile critice ale arborelui. De asemenea, a fost verificată asamblarea prin pană a roții dințate pe arbore, durabilitatea rulmenților și deformarea arborilor.

Pentru un oțel OLC 45 de execuție a arborilor, pentru o tensiune admisibilă de 150 N/mm² rezultă valori ale coeficienților de siguranță mai mari de 9 ($C_{saI} = 17,2$; $C_{saII} = 15,07$; $C_{saIII} = 9,26$). În cazul arborelui central, de ieșire din reductor, s-a luat cazul acționării reductorului cu un singur motor pentru ca în cazul acționării cu ambele motoare arborele nu este solicitat datorită echilibrării forțelor prin roata centrală.

Asamblarea prin pană a roților dințate pe arbore a fost verificată la presiune de contact, unde au rezultat valori ale coeficientului de siguranță mai mari de 3, și la forfecare unde s-au obținut valori ale coeficientului de siguranță mai mari de 11,8.

Durabilitatea minimă a rulmenților de pe arborele II este de 737 700 ore mult mai mare de cât durata de 360 000 ore obținută pentru 50 de ani, 300 de zile pe an și 24 de ore pe zi de funcționare a reductorului.

Săgețile de deformare ale arborilor în diferite puncte sunt mai mici de cât valorile minime admisibile $f_{adm} = 0,06$ mm ($f_I = 0,007$; $f_{II} = 0,034$; $f_{III} = 0,014$ mm).

Toleranța abaterii direcții dintelui pe lungimea de contact de 160 mm (primul angrenaj) și 230 mm (al doilea angrenaj) la clasa de precizie 8 este de $F\beta = 0,040$ mm, iar la clasa 7 de $F\beta = 0,020$ mm, STAS 6273-81, tab.11, rezultând pentru acestea $tg\alpha_I = 2,5 \cdot 10^{-4}$ și $tg\alpha_{II} = 1,7 \cdot 10^{-4}$ pentru $F\beta = 0,040$ mm și $tg\alpha_I = 1,25 \cdot 10^{-4}$ și $tg\alpha_{II} = 8,5 \cdot 10^{-5}$ pentru $F\beta = 0,020$ mm. Abaterea admisibilă a unghiului de deformare a arborilor dat în literatura de specialitate este $tg\alpha \leq 10^{-4}$ sau $\alpha \leq 10^{-4}$ rad ([2] pag. 269). Unghiurile de deformare ale arborilor II și III în zona roților dințate, punctul 2, este în plan vertical de $\varphi_{II} = 7,33 \cdot 10^{-5}$ și $\varphi_{III} = 1,96 \cdot 10^{-5}$ apropiate de valoarea admisibilă $10 \cdot 10^{-5}$ mai ales la arborele II, primul angrenaj. Dacă nu se realizează o rodare a reductorului și se cumulează deformările arborelui cu abaterile de

prelucrare atunci pata de contact se reduce și se deplasează spre extremitatea roții producând uzura zonei de contact sau chiar ruperea dinților.

Concluzii

Din cele prezentate mai sus rezultă că aceste reductoare sunt unicate, ele trebuind schimbate în totalitate la apariția unui defect în transmisia prin roți dințate. Pentru că realizarea interschimbabilității roților dințate este aproape imposibil de realizat în condițiile de exploatare ale mașinii de extracție.

Bibliografie

1. Muscă G. – *Proiectarea asistată folosind Solid Edge*, Editura Junimea, Iași, 2006.
2. Pavelescu, D., ș.a. – *Organe de mașini, vol. 1*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1985.
3. * * * - *Studiul privind funcționarea mașinii de extracție Puț vechi cu schip de la E.M. Lonea*, C.A. nr.182/18.10.2013, E.M. Lonea.

STUDIUL MECANISMULUI DE SIGURANȚĂ PARACĂZĂTOR DIN COMPONENTA COLIVIILOR MINIERE

Autori: Silviu-Cristian MOȚ¹, Andrei MORUȘ²

Coordonator: Șef lucr.dr.ing. Bogdan-Zeno COZMA³

¹ *Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, specializarea: Tehnologia Construcțiilor de Mașini, anul 4*

² *Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, specializarea: Tehnologia Construcțiilor de Mașini, anul 3*

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

Rezumat: Paracăzătoarele reprezintă dispozitive de siguranță ce împiedică căderea vaselor de extracție în puț în cazul ruperii cablului sau a atelajului. Conform normelor de protecția muncii, vasele de extracție mono și bicablu care efectuează și transport de personal (colivie și schip-colivie), trebuie dotate cu paracăzătoare. În lucrare se face o modelare 3D a coliviei instalației de evacuare a nămolului cu ajutorul soft-ului Solid Edge, care permite studierea modului de funcționare a dispozitivului de siguranță paracăzător. De asemenea, cu ajutorul soft-ului Cosmos DesignStar s-a făcut o analiză cu elemente finite a sistemului de pârghii a dispozitivului

Cuvinte cheie:

Paracăzătoare, modelare 3D, analiză cu element finit

1. Introducere

Paracăzătoarele reprezintă dispozitive de siguranță ce împiedică căderea vaselor de extracție în puț în cazul ruperii cablului sau a atelajului.

Conform normelor de protecția muncii, vasele de extracție mono și bicablu care efectuează și transport de personal (colivie și schip-colivie), trebuie dotate cu paracăzătoare.

Paracăzătoarele trebuie să îndeplinească următoarele condiții: să funcționeze sigur și imediat ce a dispărut tensiunea din cablu sau a scăzut la o valoare mai mică de 40 - 70% din greutatea vasului de extracție gol; să funcționeze fără a produce șocuri (decelerații) prea mari pentru a nu pune în pericol viața personalului din colivie; spațiul parcurs de

vasul de extracție din momentul declanșării paracăzătoarelor să nu depășească 100 mm; să aibă construcție simplă și greutate redusă.

Construcția paracăzătoarelor diferă în funcție de natura ghidajelor și după felul acționării. Astfel, există paracăzătoare pentru ghidaje de lemn și metalice. Acționarea paracăzătoarelor poate fi cu arcuri cu foi multiple, elicoidale obișnuite și volute sau electrică. Dispozitivele de frânare ale paracăzătoarelor pot fi cu gheare sau cu pene. Cele cu gheare pot fi cu dinți pentru ghidaje de lemn sau metalice, cu cuțite pentru ghidaje de lemn și cu pene pentru ghidaje metalice rigide sau flexibile.

Fiecare vas de extracție este prevăzut cu două perechi de paracăzătoare, montate de o parte și de alta a vasului, lângă glisier.

Principiul de funcționare al paracăzătoarelor cu gheare cu dinți, pentru ghidaje de lemn, este prezentat în figura 1a. Vasul de extracție este suspendat de cablu prin intermediul tijei principale 2, care comprimă arcul lamelar 3, fixat de pârghia transversală 4 prin penele înclinate 5. Astfel, ca ghearele paracăzătoarelor 9 sunt menținute la o distanță minimă de 12 - 15 mm față de ghidajele de lemn 1, pentru a nu intra în funcțiune la frânări bruște. În cazul ruperii cablului sau a scăderii tensiunii acestuia sub valoarea

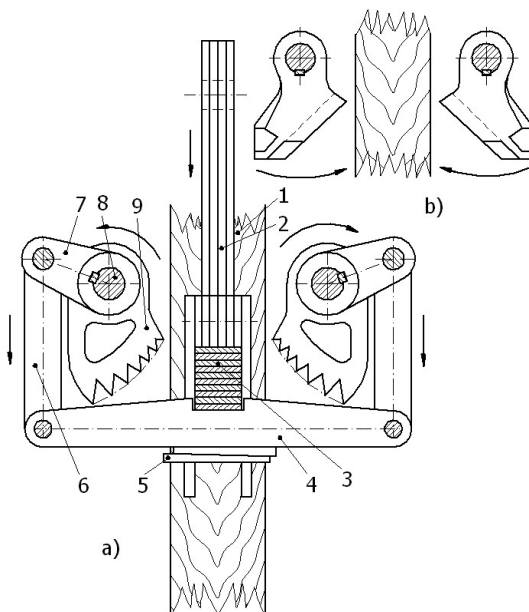


Fig. 1. *Schema de funcționare a mecanismului*

prevăzută, prin destinderea arcului 3, pârghia 6 și brațul 7 rotesc axul 8, pe capetele căruia sunt fixate prin pene paracăzătoarele 9. Ghearele paracăzătoarelor pătrund în ghidajul de lemn și-l așchiază până la oprirea vasului de

extracție aflat în cădere. Intrarea în funcțiune a celor două perechi de paracăzătoare se face concomitent pe ambele părți ale vasului datorită pârgșiei transversale 4. Astfel, vasul de extracție rămâne suspendat pe ghidajele 1.

În mod asemănător funcționează și paracăzătoarele cu cuțite prezentate în figura 1b.

2. Vasul de extracție al instalației de evacuare nămol de la E.M.LUPENI

Instalația de evacuare nămol este situată la orizontul 400 într-o anexă a stației de pompe principale de la puțul 12 al E. M. Lupeni. Cu ajutorul acestei instalații este transportat vagonetul cu nămol rezultat din lucrările de curățire a bazinelor de colectare a apelor de mină.

Pentru această instalație s-a solicitat o verificare din punct de vedere al siguranței în funcționare.

În figura 2 este prezentat modelul 3D al vasului de extracție, colivie cu un singur etaj și un singur vagonet pe etaj, care se compune din: 1 - cablu pentru contragreutatea de echilibrare a coliviei; 2 - instalația cu scripete pentru tractarea coliviei; 3 - atelaj (tijă); 4 - acoperișul coliviei; 5 - glisieră; 6 - ghidaje din lemn; 7 - corpul coliviei, cu gabaritul 1700x1120x2400 mm; 8 - cale de rulare a vagonetului; 9 - bară de blocare a vagonetului; 10 - grinda de susținere a coliviei; 11 - suporturi pentru capetele arcului; 12 - arc cu foi; 13 - pana înclinată; 14 - pârgșie transversală; 15 - pârgșie verticală; 16 - braț; 17 - ax; 18 - lagăr; 19 - paracăzător; 20 - atelaj cu lanț minier pentru contragreutate.

Dispozitivul de siguranță paracăzător este prezentat în figura 2a în condiții normale de funcționare, când greutatea coliviei deformează arcul cu foi 12 și aceasta este susținută de tija 3, iar ghearele paracăzătoarelor se află în poziția din Detaliu A.

În figura 2b este prezentată situația când nu mai există forța de tracțiune pe tija 3, arcul se destinde și prin pârgșia transversală 14, fixată de tija prin pana 13, pârgșiiile verticale 15 și brațul 16 se produce rotirea axului 17 în lagărele 18 și introducerea ghearelor paracăzătorului 19 în corpul ghidajului 6 (Detaliu B).

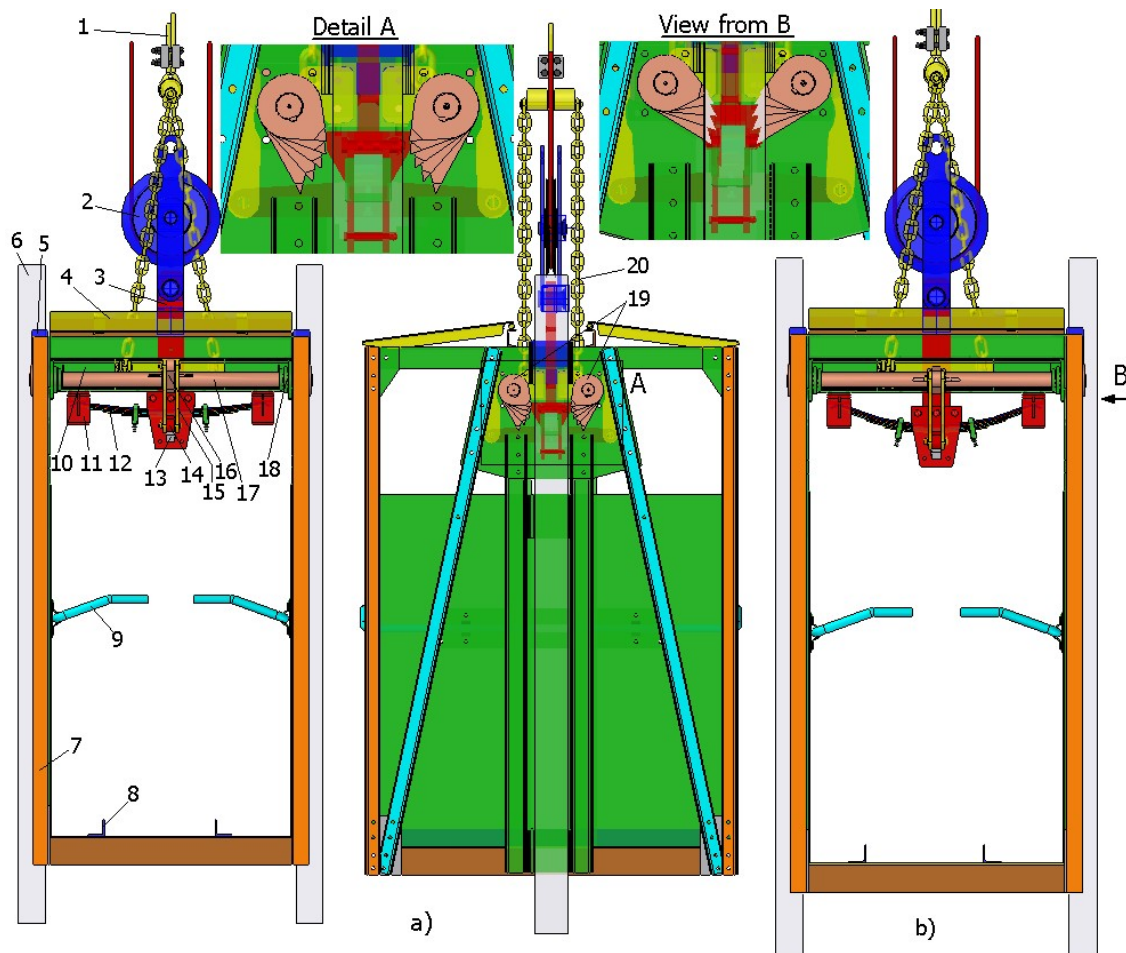


Fig. 2. Modelul 3D al coliviei instalației de evacuare nămol [2]

Inițial, contragreutatea era fixat printr-un bolț de eclisele scripetelui de tracțiune, ca în figura 3, dar nu permitea declanșarea dispozitivului de siguranță paracăzător la anularea forței de tractare. Pentru a înlătura acest neajuns al dispozitivului s-a proiectat și executat atelajul cu lanț minier 20, fixat de grinda de susținere a coliviei 10, ca în figura 2.



Fig. 3. Modul de fixare a cablului contragreutății [2]

3. Studiarea dispozitivului paracăzător cu ajutorul soft-urilor CAD/CAE

Pe baza modelării 3D a coliviei instalației de evacuare a nămolului cu ajutorul soft-ului Solid Edge s-a trecut la studierea modului de funcționare a dispozitivului de siguranță paracăzător.

În figura 4 este prezentată construcția și funcționarea dispozitivului paracăzător. Prin tija 2 se face legătura între grinda de susținere a coliviei 3 și bolțul 1, ce face legătura cu eclisele scripetelui de tractare a coliviei. Arcul cu foi 4 este introdus între plăcile de susținere ale tijei 2 și este fixat cu pârghia transversală 5, care este presată de pana înclinată 6 introdusă între pârghie și piesa poziționată în degajările plăcilor tijei de susținere ale arcului.

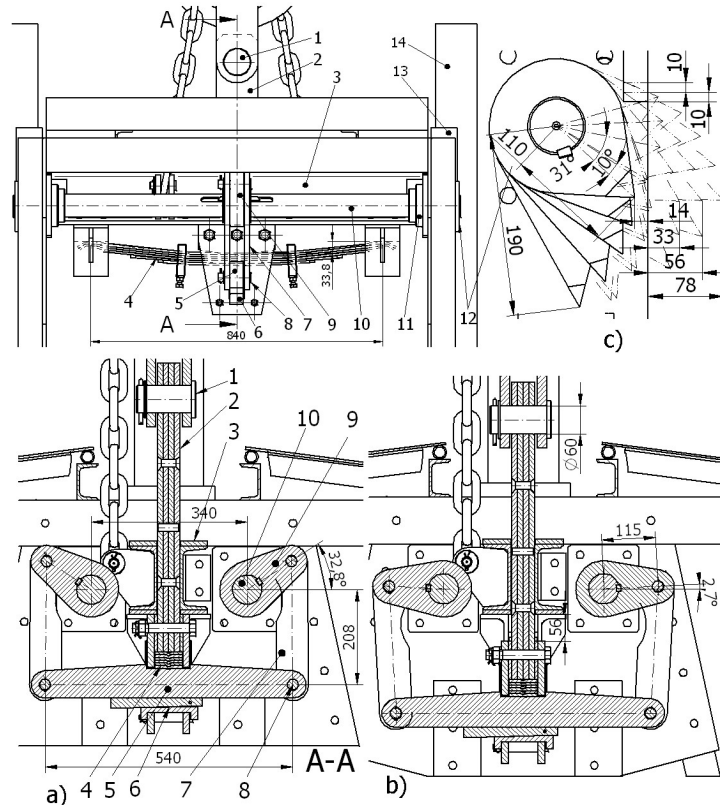


Fig. 4. Dispozitiv paracăzător

Cu ajutorul bolturilor 8 și a pârghiilor verticale 7 se face legătura între pârghia transversală și brațele 9, care sunt montate prin pene pe axele 10. Axul 10 este susținut și poziționat prin două lagăre de alunecare 11, care sunt fixate în pereții laterali ai coliviei, iar pe capetele axului sunt montate ghearele 12 ale dispozitivului paracăzător.

În figura 4a este prezentat sistemul de pârgii ale dispozitivului paracăzător cu dimensiuni și unghiul format de braț cu orizontala și săgeata arcului, 33,8 mm, pentru condiții normale de funcționare, grinda coliviei sprijinită pe tijă. În figura 4b este prezentată situația declanșării dispozitivului de siguranță, când se produce o deplasare a tijei cu 56 mm și pătrunderea ghearelor în ghidajele de lemn 14.

În figura 4c se face un studiu privind modul de pătrundere a dinților ghearelor în ghidaj în funcție de unghiul de rotire. La o rotire de 10° al doilea dinte vine în contact cu suprafața ghidajului, iar la o rotire cu 31° se produce intrarea dinților ghearei paracăzătorului în ghidaj pe o adâncime de 33 mm și blocarea acestuia în ghisiera /3.

La instalația existentă dinții ghearei erau din tablă de 12 mm, cum se vede în figura 5, ceea ce face pătrunderea greoaie a dintelui în lemnul ghidajului. Cu ajutorul soft-ului Cosmos DesignStar s-a făcut o analiză cu element finit, figura 6a pentru dintele existent și figura 6b pentru dintele propus, ascuțit pe laterale. S-a luat și într-un caz și altul lungimea de contact de 15 mm, datorită deformației elastice a lemnului.

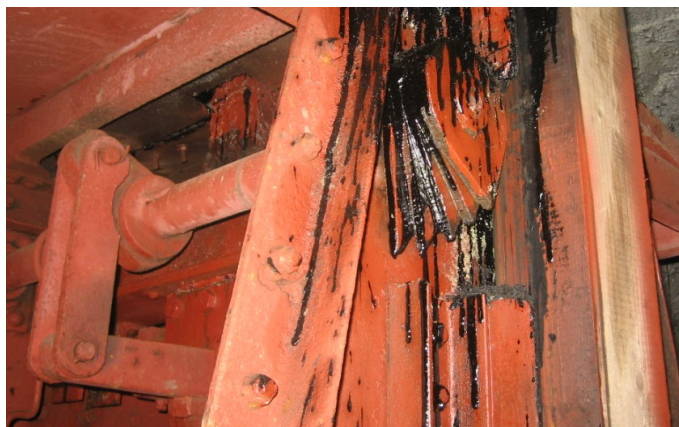


Fig. 5. Dispozitivul de siguranță paracăzător existent la instalația de evacuat nămol [2]

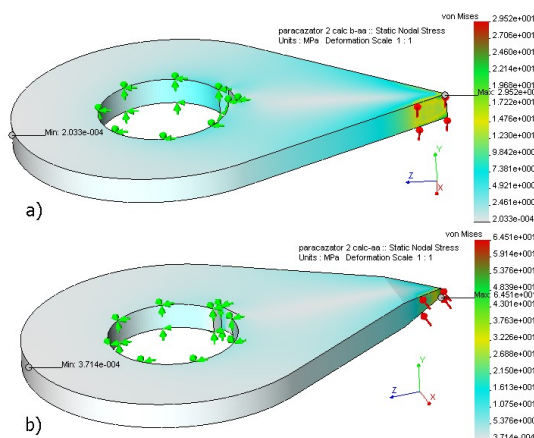


Fig. 6. Analiza cu elemente finite a contactului dintre dintele ghearei paracăzătorului și ghidajul din lemn

Dacă ghidajul este din lemn de brad cu rezistența la compresiune în lungul fibrei de 40 MPa sau de 54 MPa la stejar, se observă că dintele neascuțit realizează o tensiune de contact de 29,5 MPa, mai mică decât rezistența de compresiune a lemnului.

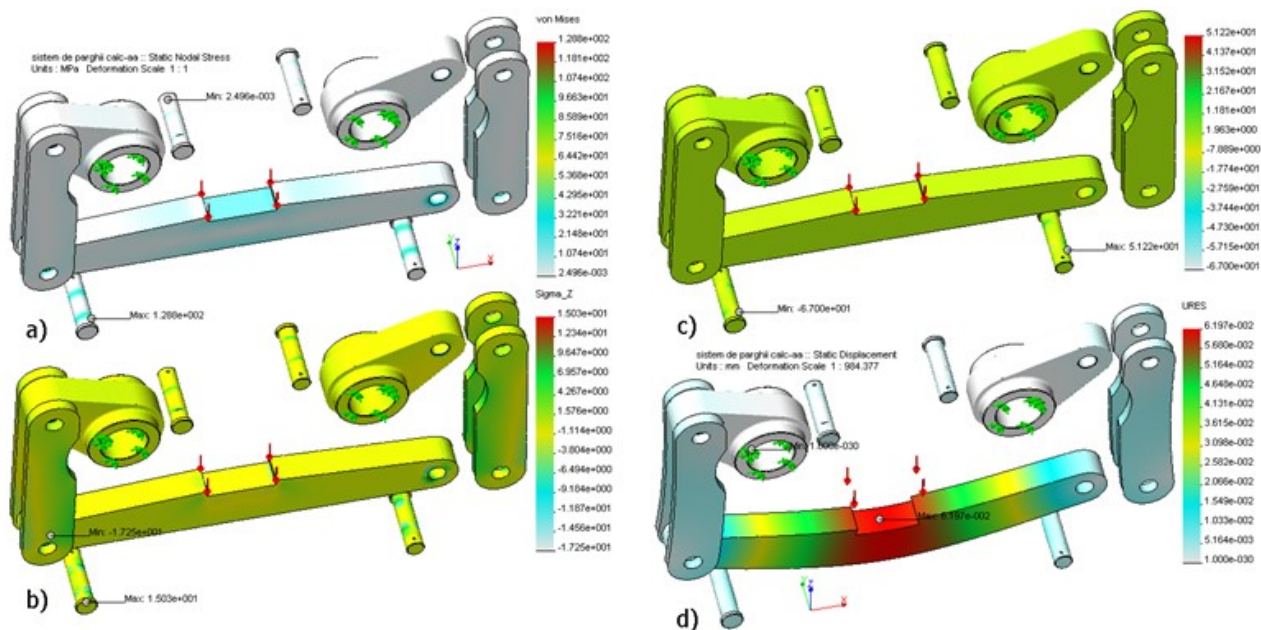


Fig. 7. Analiza cu elemente finite a sistemului de pârghii a dispozitivului paracăzător

Cu ajutorul soft-ului Cosmos DesignStar s-a făcut o analiză cu elemente finite a sistemului de pârghii a dispozitivului, figura 7, unde sunt prezentate: a - tensiunea echivalentă Von Mises; b - tensiunea normală după axa Z; c - tensiunea de forfecare în planul YZ; d - suma deformațiilor. Se observă că tensiunea echivalentă maximă este de 128,8 MPa și se află în bolț în planul de separație dintre pârghiile transversală și verticală.

4. Arcul cu foi al dispozitivului paracăzător

Arcul cu foi al dispozitivului paracăzător este elementul principal, cel care realizează forța elastică necesară declanșării rotirii ghearelor și trebuie să nu declanșeze dispozitivul la frânarea bruscă a coliviei, la urcare.

Cu ajutorul soft-ului MathCAD s-a întocmit un program de dimensionare a arcului în baza relațiilor de calcul date în STAS E 12782-90, pornind de la greutatea coliviei goale, a contragreutății și a săgeților arcului în stare de funcționare. Caracteristica sau rigiditatea arcului a fost determinată cu relația,

$$c = \frac{\left(2 + \frac{n_1}{n}\right) \cdot E \cdot n \cdot a \cdot b^3}{6 \cdot l_c^3} = 90,255 \text{ N/mm}$$

în care: n , n_1 sunt numărul total de foi și numărul de foi de lungime egală ($n = 6$, $n_1 = 3$); E – modulul de elasticitate, $E = 210000$ MPa; a , b – dimensiunile secțiunii transversale a foii de arc ($a = 60$ mm, $b = 6$ mm); l_c – semilungimea arcului ($l_c = 405$ mm).

În figura 8 este prezentat desenul de execuție al arcului și caracteristica acestuia, care se compune din: 1, 2, 3 sunt foile de lungime egală; 4, 5, 6 – foile cu lungime diferită; 7 – bridă de strângere a foilor; 8, 9 – șurub și piuliță M12.

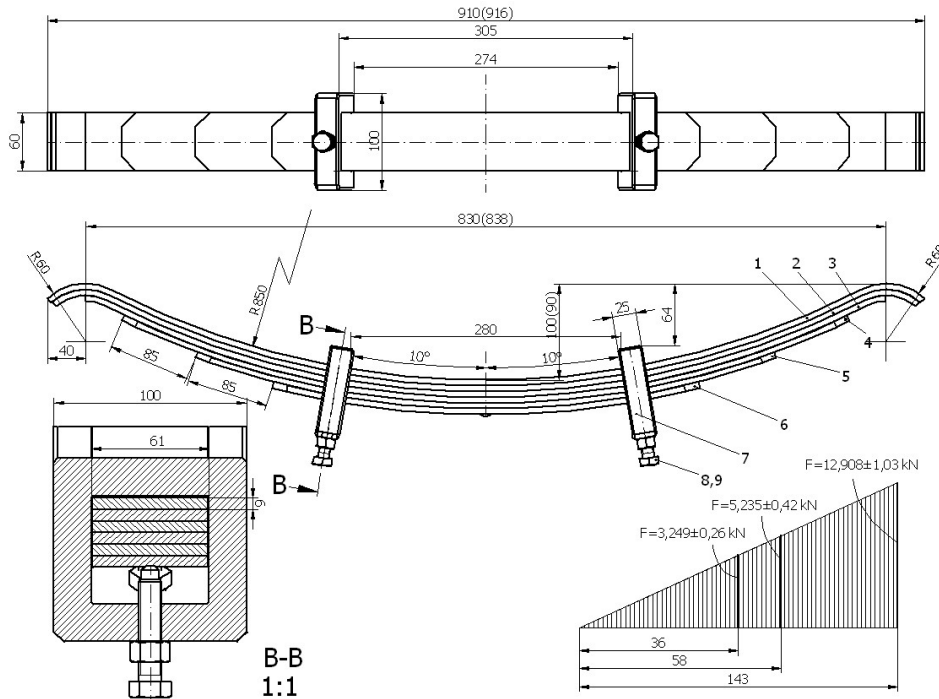


Fig. 8. Arcul cu foi al dispozitivului paracăzător [2]

Concluzii

În urma analizei dispozitivului de siguranță al instalației de evacuare nămol de la E.M.Lupeni cu ajutorul soft-urilor CAD/CAE a rezultat:

- îmbunătățirea modului de funcționare a dispozitivului prin legarea contragreutății de colivie;
- ascuțirea dinților ghearelor dispozitivului;
- corelarea dimensiunilor sistemului de pârghii cu unghiul de rotire și adâncimea de pătrundere a dinților ghearei în lemnul ghidajului;
- verificarea dimensională și stabilirea materialelor necesare pentru piesele componente ale dispozitivului;
- dimensionarea și stabilirea caracteristicilor funcționale ale arcului cu foi multiple;
- creșterea productivității de întocmire a documentației de execuție a dispozitivului.

Bibliografie

1. Magyari, A. (1990) *Instalații mecanice miniere*, Editura Tehnică, București, pag. 263 – 266.
2. Itu, V., Dumitrescu, I. (2011) *Execuția documentației pentru instalație de evacuare nămol*, c-da 871/01.11.2011 E.M.Lupeni,
3. * * * STAS E 12782-90 *Arcuri în foi pentru vehicule rutiere. Calcul și proiectare*.
4. * * * - *Solid Edge Software v.19*, Academic license ADA Computers București.
5. * * * - *Cosmos DesignStar Software v.4*, License S.C. INICAD DESIGN S.R.L: București.

STUDIUL CINEMATIC ȘI STATIC AL UNEI MAȘINI DE PRESAT PENTRU TURNAREA NISIPULUI ÎN RAME

Autor: Alexandru-Andrei CALOTĂ¹
c_alex12@yahoo.com

Coordonator: Asist. Univ.dr.ing. Răzvan-Bogdan ITU²

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

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

Rezumat

Mecanizarea operației de compactare a nisipului de turnătorie într-o ramă are avantaje privind calitatea și productivitatea. În lucrare se prezintă schema cinematică a unei mașini de presat pentru turnarea nisipului în rame și se face studiul cinematic și static al mașinii.

Cuvinte cheie

Mecanizare, turnare, analiză cinematică, forțe

1. Introducere

Mecanizarea procesului de umplere a amestecului de formare (parte a operațiunii de modelare) are avantaje din mai multe puncte de vedere:

- se poate înlocui munca omului în medii foarte toxice și la operațiuni care solicită efort fizic;
- se îmbunătățește productivitatea și calitatea părților modelate în comparație cu piesele lucrate manual;
- se pot evita rebuturile cauzate de estimarea subiectivă a gradului de umplere și omogenitate la amestecul de formare în cazul formării manuale;
- gradul de umplere al amestecului de formare se poate ajusta în funcție de dimensiunea formei, avându-se în vedere dimensiunile ramei de formare, pentru a atinge parametrii de calitate prevăzuți;

Aceste considerațiuni au dus la elaborarea unei mașini mecanizate pentru amestecul de formare, care este descris pe scurt în această lucrare.

2. Schema cinematică și funcționarea mașinii

În figura 1 se prezintă schema cinematică a mecanismului, care face parte din mașina de formare. Mecanismul este acționat de un motor hidraulic de tip cilindric cu piston cu dublă acțiune; mișcarea se transmite prin elementele 2 - 2' - 3 - 3' - 4 - 4' la sabotul de presare 5.

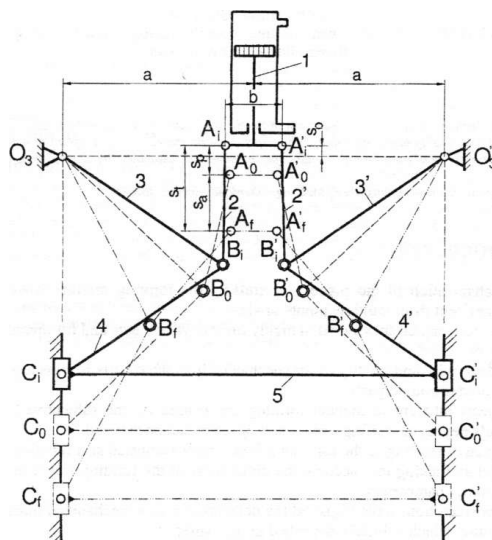


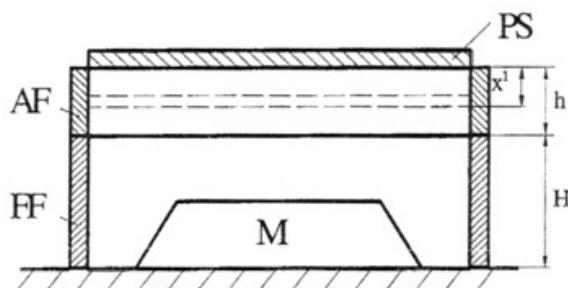
Fig. 1. Schema cinematică a mecanismului preseii

Pentru efectuarea operației de presare a amestecului de formare, se pune o ramă auxiliară deasupra ramei de formare (Fig. 2).

Spațiul din spatele modelului, delimitat de latura interioară a ramei de formare și a ramei auxiliare se umple cu amestecul de formare. Umplerea amestecului de formare se realizează prin deplasarea plăcii de presare în rama auxiliară

pe o distanță determinată de înălțimea ramei și de cerințele procesului tehnologic. Fig. 1 descrie mecanismul în trei poziții tipice:

- poziția inițială, notată cu indicele „i” și caracterizată prin parametrul de poziționare "s₀" al pistonului 1 în raport cu axa y. Aceasta este poziția superioară de odihnă a mecanismului; în această fază pistonul începe să se deplaseze în jos, acționat de motorul hidraulic;



PS - sabotul de presare; FF – rama de formare; M – model; AF – rama auxiliară.

Fig.2. Tehnologia de amestec care formează umplutura

- poziția notată cu indicele „0” se caracterizează prin parametrul s_p în raport cu poziția inițială i corespunde cu rularea liberă a mecanismului întrucât sabotul de presare nu face contact cu amestecul de formare în acest timp;

- poziția notată cu indicele „f” corespunde cu sfârșitul procesului de presare și este determinată de parametrul s_t în raport cu poziția inițială. Rularea activă a sabotului de presare corespunde cu deplasarea pistonului pe intervalul s_a = s_t - s_p, sabotul depresare începând din poziția C₀ și sfârșind în poziția finală C_f.

3 Analiza cinematică a mecanismului

Pentru analiza geometrică și cinematică a mecanismului a fost folosită metoda buclelor independente. Au fost folosite cele două bucle independente din figura 3.

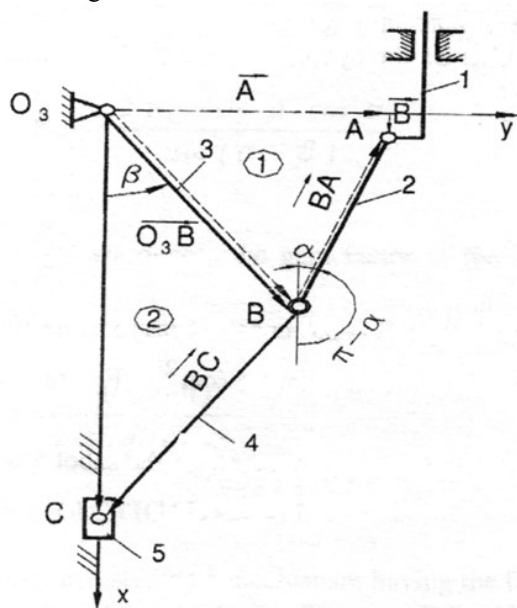


Fig. 3. Buclele independente ale mecanismului

Proiectând ecuațiile buclei vectoriale pe axa ramei de referință se obțin relațiile:

$$\beta = 2 \arctg \frac{-A + \sqrt{A^2 + B^2 - C^2}}{C - B} \quad (1)$$

$$\alpha = \arctg \frac{A \cdot O_3B \sin \beta}{O_3B \cdot \cos \beta \cdot B} \quad (2)$$

$$s_5 = x_c = 2O_3B \cdot \cos \beta \quad (3)$$

unde $A = a - \frac{b}{2}$; $B = s_i$, este deplasarea pistonului 1 (fig.1).

Ecuațiile derivate pentru studierea pozițiilor se pot diferenția pentru a obține expresiile pentru vitezele unghiulare ale elementelor 2 și 3 și viteza liniară a sabotului 5:

$$\omega_2 = \frac{V_A \cdot \cos \beta}{AB \cdot \sin(\alpha + \beta)} \quad (4)$$

$$\omega_3 = \frac{V_A \cdot \cos \alpha}{O_3B \cdot \sin(\alpha + \beta)} \quad (5)$$

$$V_C = \frac{2 \cdot V_A \cdot \cos \alpha \cdot \cos \beta}{\sin(\alpha + \beta)} \quad (6)$$

Accelerațiile unghiulare ale elementelor 2 și 3 și accelerația sabotului sunt date de:

$$\varepsilon_2 = \frac{O_3B \cdot \omega_3^2 - AB \cdot \omega_2^2 \cdot \cos(\alpha + \beta)}{AB \cdot \sin(\alpha + \beta)} \quad (7)$$

$$\omega_3 = \frac{AB \cdot \omega_2^2 - O_3B \cdot \omega_3^2 \cdot \cos(\alpha + \beta)}{O_3B \cdot \sin(\alpha + \beta)} \quad (8)$$

$$a_c = -2O_3B(\varepsilon_3 \sin \beta + \omega_3^2 \cos \beta) \quad (9)$$

4 Determinarea variației forței de rezistență tehnologică

Forța de rezistență tehnologică la care este expus sabotul de presare 5 corespunde cu rezistența exercitată de amestecul de formare la avansarea sabotului. Această forță este rezultanta presiunii pe suprafața sabotului, aplicată pe axa de simetrie a mecanismului și îndreptată în sens opus vitezei de înaintare a sabotului. Această forță variază după legea [2]:

$$F_r = 10 \left(\frac{\delta \cdot I}{C} \right)^4 \cdot A_r \quad (10)$$

unde: δ -este densitatea amestecului de formare $\langle \text{kg} / \text{dm}^3 \rangle$; $C - 0,4$ constantă responsabilă cu omogenizarea dimensională a relației; A_r - aria ramei de formare $\langle \text{cm}^2 \rangle$; F_r - forța de rezistență $\langle \text{cm}^2 \rangle$.

Densitatea amestecului de formare se schimbă funcție de deplasarea x_i sabotului 5 în rama auxiliară, conform relației (2):

$$\delta_{(x)} = \delta_0 \left(\frac{x_i}{H + h - x_i - \frac{V_m}{A_r}} + 1 \right) \quad (11)$$

unde: $\delta_0 = 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{dm}^3}$ este densitatea inițială a amestecului de formare x_i - deplasarea sabotului de presare în amestecul de formare; h - mersul active al sabotului; V_m - volumul modelului; A_r - suprafața ramei.

În figura 4 este prezentată schema transmisiei forței de la sabotul de presare la tija pistonului hidraulic. Întrucât mecanismul este lent, au fost ignorate forțele de inerție. Masa elementelor a fost de asemenea ignorată, cu excepția sabotului 5, care are masa mult mai mare decât celelalte componente. Considerăm astfel că următoarea forță acționează pe punctul C:

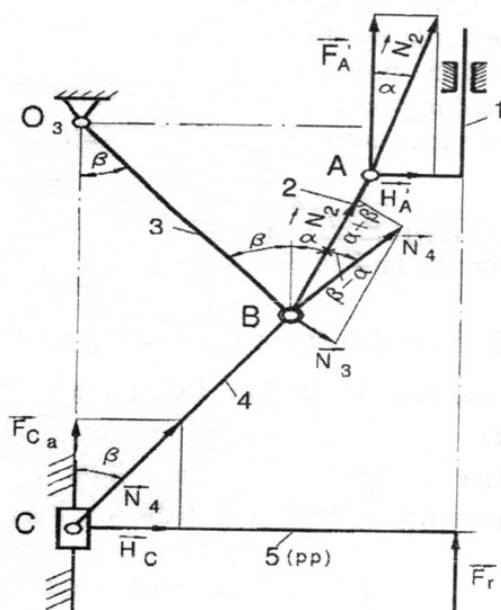


Fig. 4. Schema pentru calculul forțelor tehnologice

$$F_{cl} = 0,5F_c = 0,5(F_r - G_s) \quad (12)$$

Se obțin următoarele expresii pentru forțele care acționează în elemente:

$$H_c = F_{cl} \operatorname{tg} \beta \quad (13)$$

$$N_4 = \frac{F_{cl}}{\cos \beta} \quad (14)$$

$$N_2 = \frac{F_{cl} \sin 2\beta}{\cos \beta \cdot \sin(\alpha + \beta)} \quad (15)$$

$$N_3 = \frac{F_{cl} \sin(\beta - \alpha)}{\cos \beta \cdot \sin(\alpha + \beta)} \quad (16)$$

$$H_A = \frac{F_{cl} \sin(\beta - \alpha) \sin \alpha}{\cos \beta \cdot \sin(\alpha + \beta)} \quad (17)$$

$$F_A = \frac{2F_c \sin \beta \cos \alpha}{\sin(\alpha + \beta)} \quad (18)$$

Cu $z = \frac{F_c}{F_A}$ notăm factorul de amplificare al mecanismului, pentru care se obține următoarea expresie:

$$z = \frac{\sin(\alpha + \beta)}{2 \sin \beta \cos \alpha} \quad (19)$$

Concluzii

Lucrarea prezintă analiza cinematică și studiul transmisiei forței la mecanismul care servește la mecanizarea operației de formare. Rezultatele obținute s-au folosit pentru dimensionarea elementelor mecanismului și a motorului hidraulic..

În lucrare sunt prezentate principalele aspecte legate de cinematica osiei. Astfel, sunt calculate viteza și accelerația centrului de masă al osiei cu punerea în evidență a influenței accelerației Coriolis care însă, în acest caz, joacă un rol marginal.

Bibliografie:

1. Sofronie, L., Brabie, V., Bratu, C., *Bazele teoretice ale turnării*, Ed. Did. și Ped., București, 1980.
2. Tabără, V., Tureac I., *Mașini pentru prelucrări prin deformare*, Ed. Did. și Ped, București, 1984.
3. Tempea, I., Bălescu, C., , G., *Construcția, studiul structural și cinematic al unui mecanism de presare destinat mecanizării operației de formare în rame*, Revista Construcția de Mașini nr. 11-12, București, 1994, pp. 42-46.
4. Tempea, I., Milosteanu, D. N., *Studiul unei mașini de presat pentru turnarea nisipului în rame*, Sinteze de mecanică teoretică și aplicată, Volumul 3 (2012), nr.1, Ed. MatrixRom, București, 2012, ISSN 2068-6331,
5. <http://www.scribd.com/doc/39114882/Tehnologia-Turnării>

STUDIUL OPTIMIZĂRII TRANSMISIILOR CU ROȚI DINȚATE PENTRU AUTOMOBILE DIN CONDIȚIA PUTERE-GABARIT

Autor: Stud. **Lucian-Adrian N. DAJU**¹
dajulucian94@gmail.com

Coordonator: Conf.dr.ing. **Iosif DUMITRESCU**²

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

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

Rezumat: Cutiile de viteze trebuie să asigure automobilului cele mai bune calități dinamice și economice la o putere și turație a motorului cu ardere internă. Pentru aceasta trebuie să aibă o construcție simplă, greutate mică, gabarit redus, fiabilitate ridicată și întreținere ușoară. În lucrare se face o prezentare a soluțiilor constructive ale cutiilor de viteze pentru autovehicule rutiere cu posibilitatea de a stabili soluțiile optime ale transmisiei prin roți dințate din condiția de putere-gabarit. Pentru aceasta s-au analizat mai multe variante constructive și dimensionale de transmisii cu roți dințate pentru aceleași date de intrare (putere, turație și distanță dintre axe).

Cuvinte cheie: Roți dințate, automobil, optimizare

1. Generalități privind cutia de viteze

Rezistențele la înaintarea automobilului variază mult în funcție de condițiile de deplasare și corespunzător acestora trebuie modificată și forța de tracțiune. Marea majoritate a automobilelor actuale sunt echipate cu motoare cu ardere internă (fig. 1.a), a căror particularitate constă în faptul că permit o variație limitată a momentului motor, respectiv a forței de tracțiune. Reprezentare grafică a relație dintre forța de tracțiune și viteza automobilului se numește hiperbola ideală de tracțiune (HIT) și reprezintă caracteristica ideală de tracțiune a unui automobil.

Este evident că caracteristica de tracțiune a unui motor termic este departe de a fi apropiată de caracteristica ideală de tracțiune (fig. 1.b). Curba de culoare neagră reprezintă caracteristica motorului termic fără să fie modificată de rapoartele unei cutii de viteze. Este echivalentă cu raportul de priză directă a unei cutii de viteze la care raportul de transmitere este aproximativ 1,00. Suprafața colorată în albastru deschis reprezintă zone de funcționare din punct de vedere ale tracțiunii dar care nu sunt acoperite de motorul termic. Rezultă ca automobilul are nevoie de un convertor de cuplu și turație care să aducă caracteristica motorului termic cât mai aproape de caracteristica ideală de tracțiune.

După cum se observă dacă utilizăm o cutie de viteze în patru trepte se obține o caracteristică de tracțiune apropiată de cea ideală (fig. 1.c). Din punct de vedere al tracțiunii cu cât cutia de viteze are mai multe trepte cu atât caracteristica de tracțiune este mai apropiată de cea ideală. Dacă ținem cont de limitările motorului cu ardere internă precum și de necesarul de tracțiune al unui automobil putem spune că o cutie de viteze are următoarele roluri/funcții:

- să permită modificarea forței de tracțiune în funcție de variația forțelor la înaintare;
- să permită deplasarea automobilului cu viteze reduse ce nu pot fi asigurate de către motorul cu ardere internă, care are turația minimă stabilă relativ mare (600 – 800 rot/min);

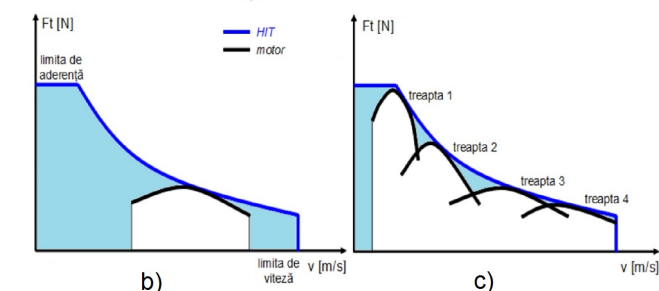


Fig. 1. Schema cinematică a unui automobil cu tracțiune față și caracteristica ideală de tracțiune [5]

- să permită mersul înapoi al automobilului fără a inversa sensul de rotație al motorului;
- să realizeze intreruperea îndelungată a legăturii dintre motor și restul transmisiei, în cazul în care automobilul stă pe loc, cu motorul în funcțiune.

Cutiile de viteze trebuie să îndeplinească următoarele cerințe: să asigure automobilului cele mai bune calități dinamice și economice la o caracteristică exterioară dată a motorului; acționare simplă și comodă; funcționare silențioasă; construcție simplă; randament ridicat; siguranță în funcționare; fiabilitate ridicată; greutate mică; gabarit redus și întreținere ușoară;

Cutiile de viteze utilizate la automobile se clasifică după modul de variație a raportului de transmitere și după modul de schimbare al treptelor de viteze.

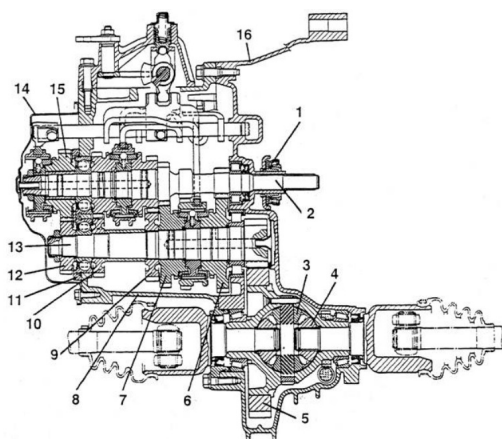


Fig. 2. Cutie de viteze cu doi arbori și cinci trepte

Referitor la numărul de trepte al cutiei de viteze, acesta poate fi de patru, cinci sau chiar șase trepte, însă majoritatea automobilelor de astăzi prezintă cutii de viteze cu cinci trepte. În general treapta a cincea a cutiei de viteze realizează un raport de transmitere subunitar aceasta conferindu-i automobilului un consum relativ mic de combustibil și o viteză de deplasare mare.

O cutie de viteze cu doi arbori și cinci trepte este prezentată în figura 2, având următoarele elemente componente: 1 - butucul ambreiajului; 2 - arbore primar al cutiei de viteze; 3 - sateliții diferențialului; 4 - arborii planetari ai diferențialului; 5 - coroana diferențialului; 6 - pinion pentru treapta I; 7 - Pinion pentru treapta a II-a; 8 - carterul cutiei de viteze; 9 - pinion pentru treapta a III-a; 10 - pinion pentru treapta a IV-a; 11 - opritor pentru deplasarea axiala a rulmenților axiali-radiali; 12 - pinion pentru treapta a V-a; 13 - arbore secundar; 14 - Carter; 15 - pinion de angrenare pentru treapta a V-a; 16 - carcasa ambreiajului.

2. Criteriile de stabilire a treptelor de viteză

Rolul cutiei de viteze este să adapteze caracteristica de tracțiune ale automobilului în funcție de condițiile de deplasare. Rapoartele de transmitere din cutia de viteze permit automobilului să îndeplinească următoarele criterii:

- să se deplaseze în condiții grele de deplasare (drum cu pantă foarte mare);
- să atingă viteza maximă de deplasare pentru care a fost proiectat;
- să funcționeze în domeniul de consum minim de combustibil al motorului cu ardere internă.

Calculul raportului de transmitere al primei trepte de viteză (i_1) se face pentru a îndeplini primul criteriu, cel al pantei maxime. Viteza maximă a automobilului este obținută de obicei cu ajutorul raportului de priză directă (1,00) sau subunitar. Raportul minim de transmitere, cel al ultimei trepte, permite funcționarea motorului în domeniul turațiilor economice, care permit un consum redus de combustibil la deplasarea cu viteze relativ mari.

Treptele intermediare, cuprinse între treapta cu raport maxim și cea cu raport minim, sunt calculate în funcție de difererite criterii (acelație, consum combustibil, fiabilitate). O cutie de viteze nu poate să fie proiectată optim atât din punct de vedere al accelerațiilor și din punct de vedere al consumului de combustibil.

Automobilele, în general, au cutii de viteze proiectate încât să realizeze un compromis între accelerația în fiecare treaptă, viteza maximă atinsă și consumul de combustibil. În schimb automobilele sport au cutii de viteze mai bine adaptate unui stil de conducere mai dinamic, ce permit accelerații mai puternice în fiecare treaptă.

Etajarea după criteriul intervalului constant de turație al motorului pentru fiecare treaptă, când la fiecare schimbare de treaptă în sus, turația motorului scade de la o valoare n_2 la o valoare n_1 (fig. 3.a). Din punct de vedere al tracțiunii, pentru a exploata la maxim cuplul motor, schimbarea trepte de viteză se face în jurul valorii de putere maximă ($n_2 = n_{Pmax}$). La trecerea în noua treaptă de viteză este bine ca turația rezultată să nu fie mai mică de turația de cuplu maxim ($n_1 = n_{Cmax}$), deoarece în jurul acestei valori rezerva de putere a motorului este cea mai mare.

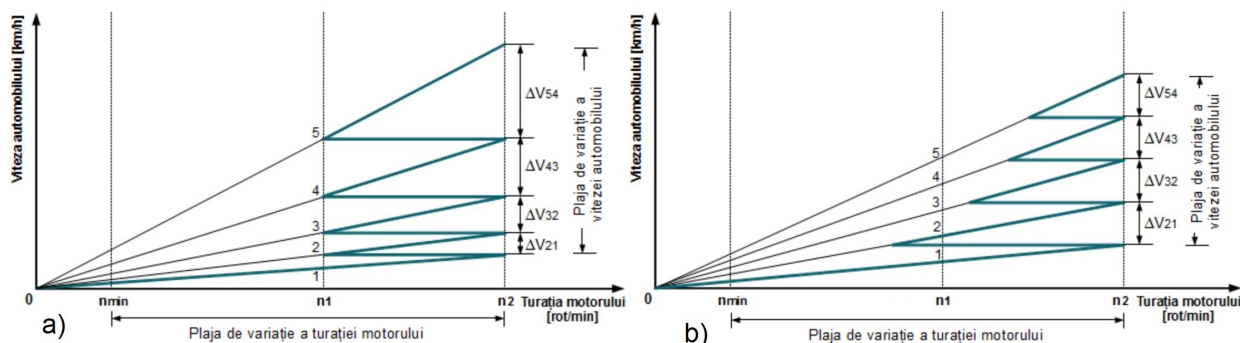


Fig. 3. Etajarea cutiei de viteze după criteriile intervalului constant de turație și a intervalului constant de viteză[5]

Particularitatea acestei etajări este dată de intervalul de viteză a automobilului între două trepte pentru aceeași turație ($\Delta V_{54} > \Delta V_{43} > \Delta V_{32} > \Delta V_{21}$). Intervalul de viteză crește pe măsură ce treptele superioare sunt cuplate. Această proprietate este avantajoasă deoarece funcționarea într-o treaptă superioară asigură un consum mai mic de combustibil. Intervalele mai mari de viteză din ultimele trepte permit utilizarea un timp mai îndelungat a acestor trepte. Dezavantajul acestui tip de etajare este dat de performanțele de demarare reduse în domeniul treptelor superioare.

Acest tip de etajare este utilizat în principal la cutiile vehiculelor utilitare deoarece prezintă avantajul consumului redus de combustibil în treptele superioare.

Etajarea după criteriul intervalului constant de viteză pentru fiecare treaptă se caracterizează acestei prin același interval de viteză între trepte pentru aceeași turație a motorului ($\Delta V_{54} = \Delta V_{43} = \Delta V_{32} = \Delta V_{21}$) și de intervale de turație reduse pentru treptele superioare, valoarea cea mai redusă fiind în ultima treaptă.

Reducerea intervalului de turații din treptele superioare conduce la creșterea puterii medii utilizate în aceste trepte ce are ca efect capacitate de demarare superioară și la viteze mari. Avantajul acestui tip de etajare este constituit de accelerațiile mai energice din ultimele trepte. Dezavantajul este creșterea consumului de combustibil în treptele superioare.

Acest tip de etajare se utilizează în cazul autoturismelor datorită capacităților de demarare în treptele superioare, iar prin introducerea unei trepte suplimentare de supravităză ($i < 1$) consumul de combustibil la viteze mari poate fi redus substanțial.

Analiza unei etajări de cutie de viteză se poate face dacă se cunoaște rapoartele de transmitere. Pentru analiză am luat o cutie de viteză reală, BMW135i cu trei arbori, la care am aplicat cele trei tipuri de etajare și două cutii de viteze pentru motoare pe benzină și pe motorină, cu rapoartele de transmitere prezentate în tabelul 1.

Tabelul 1. Rapoarte de transmitere pentru cutii de viteze

Treapta de viteză și saltul dintre trepte	1	2	3	4	5	6	i_1/i_2	i_2/i_3	i_3/i_4	i_4/i_5	i_5/i_6	i_1/i_6
Rapoarte reale cutie de viteze BMW135i	4,05	2,40	1,58	1,19	1,00	0,87	1,69	1,52	1,38	1,19	1,15	4,66
Etajare după progresie geometrică	4,05	2,98	2,19	1,61	1,18	0,87	1,36	1,36	1,36	1,36	1,36	4,66
Etajare după Δn constant	4,05	2,85	2,01	1,42	1,00	0,87	1,42	1,42	1,42	1,42	1,15	4,66
Etajare după ΔV constant	4,05	2,30	1,60	1,23	1,00	0,87	1,76	1,44	1,3	1,23	1,15	4,66
Cutie de viteze pentru motor cu benzină	3,45	2,06	1,39	1,03	0,84	0,72	1,67	1,48	1,35	1,23	1,17	4,79
Cutie de viteze pentru motor cu motorină	3,54	1,91	1,22	0,86	0,79	0,67	1,85	1,57	1,42	1,09	1,17	5,25

Cunoscând rapoartele primei trepte ($i_1 = 4.05$) și a treptei de priză directă ($i_5 = 1.00$) se calculează etajarea pentru cele două criterii: interval de turație constant (Δn const) și interval de viteze constant (Δv const) pentru fiecare treaptă. Valorile obținute ne arată că etajarea reală este mult mai apropiată de etajarea cu interval de viteză constant.

Micile diferențe apar datorită unor optimizări, corecții pe care constructorii de automobile le aplică în scopul atingerii criteriilor de dinamică, consum de combustibil sau fiabilitate. Exemplul de mai sus confirmă faptul că etajarea cutiilor de viteze pentru autoturisme se face ținând cont de condiția de interval de viteză constant pentru fiecare treaptă.

Printre caracteristicile unei cutii de viteze cu rapoarte fixe mai putem enumera gama de variație a rapoartelor și saltul între trepte.

Gama de variație a rapoartelor este calculată prin împărțirea raportului de transmitere al primei trepte la ultima treaptă (i_1/i_6). Valoarea raportului i_1/i_6 depinde de puterea specifică (CP/tonă) a automobilului și de destinația acestuia. Vehiculele comerciale, care au putere specifică scăzută au nevoie de o gamă de variație a rapoartelor mai largă. De asemenea motoarele diesel datorită plajei mai înguste de turație au o gamă de variație mai largă.

Exemplele prezentate în tabelul 1 conțin rapoartele de transmitere a două automobile, primul echipat cu motor pe benzină, al doilea fiind diesel. Ambele motoare au capacitatea cilindrică în jurul valorii de 2000 cm³, cu valori apropiate ale puterii maxime. Putem observa că automobilul echipat cu un motor diesel are gama de variație a rapoartelor de 5,25 care este cu aproximativ 10% mai mare decât gama automobilului cu motor pe benzină. Această gamă mai largă are rolul de a compensa domeniul de turații mai mic al motorului diesel, ceea ce permite atingerea unei viteze maxime similare pentru cele două automobile.

Dacă facem raportul între valorile a două trepte vecine (ex. i_1 și i_2) obținem saltul între trepte. Acest coeficient ne permite să facem o evaluare a calității procesului de schimbare dintr-o treaptă în alta pentru o anumită cutie de viteze. Saltul între trepte se calculează pentru fiecare schimbare de treaptă prin împărțirea valorilor treptei curente la treapta învecinată. De exemplu, pentru automobilul echipat cu motorul pe benzină, saltul între prima și a doua treaptă este de $i_1/i_2 = 1.675$.

Din exemplul prezentat mai sus se observă că saltul între trepte scade cu cât ne apropiem de treptele superioare deci procesul de schimbare a rapoartelor superioare va fi mai confortabil și mai ușor. De asemenea, se observă că pentru automobilul echipat cu motor diesel saltul între trepte are valori superioare comparativ, cu varianta pe benzină ceea ce se traduce într-o calitate un pic redusă a procesului de schimbare a treptelor.

Cutie de viteze, prin etajarea rapoartelor de viteze, are un rol esențial în ceea ce privește adaptarea caracteristicilor motorului la condițiile de trafic și de drum. Rapoarte de transmitere sunt atent calculate și optimizate pentru a face cel mai bun compromis între performanțele dinamice și cele de consum. Pentru autoturismele sport acestea sunt calculate pentru a oferi accelerațiile cele mai bune în fiecare treaptă, performanțele de consum fiind pe plan secundar. O cutie etajată prost, neadaptată motorului împreună cu care echipează automobilul, poate avea efecte negative importante asupra performanțelor unui automobil.

3. Proiectarea angrenajelor pentru cutii de viteze

Un angrenaj de calitate trebuie să îndeplinească următoarele condiții: eliminarea interferențelor; durată de viață egală a celor două roți (încovoire, presiune de contact și uzură); zgomot redus.

Capacitate portantă ridicată se obține la angrenaje cu dinți drepți sau înclinați pentru un unghi de angrenare mai mare de 20°. Pentru ca durata de viață la ruperea bazei dintelui și la solicitarea de contact să fie egală pentru ambele roți trebuie folosite materiale diferite, respectiv, tratamente termice diferite.

Zgomot redus se poate obține prin mărirea gradului de acoperire și prin flancarea dintelui. Gradul de acoperire crește când se mărește unghiul de înclinare al dintelui și când se micșorează unghiul de angrenare sub 20° .

Indiferent de categoria angrenajului, se poate egaliza uzura celor două roți în angrenare prin alegerea rațională a raportului coeficienților de corijare a roților, astfel ca produsul dintre presiune și viteza de alunecare a flancurilor să fie apropiate pentru perechea de roți dințate. Coeficienții de corijare se aleg astfel încât: uzura este uniformizată la ambele roți; nu apare subțiere; dintele nu se ascute; rezistența la rupere este apropiată la pinion și roată.

În proiectarea angrenajelor pentru cutii de viteze se pornește de la stabilirea momentului de torsiune și turației motorului în funcție de masa maximă a mașinii și viteza maximă de deplasare. Distanța dintre axe este legată de diametrul arborilor care nu trebuie să aibă o săgeată mai mare de $0,1 \dots 0,15$ mm, de diametrul rulmenților, iar în cazul cutiilor de viteze pentru automobile de mărirea sincronizatoarelor.

Numărul de dinți nu trebuie să fie sub 10 din cauza dificultăților de prelucrare. Pentru cutii de viteze se acceptă ca număr minim 11 – 13 dinți. Pentru cutia de viteze se indică o ușoară creștere a sumei numerelor de dinți de la viteza I spre a IV – a.

Se impune ca lățimea danturii să nu coboare sub 10 mm, atât din cauza ruperii dintelui în cazul abaterilor elicei cât și din cauza gradului de acoperire suplimentar mic.

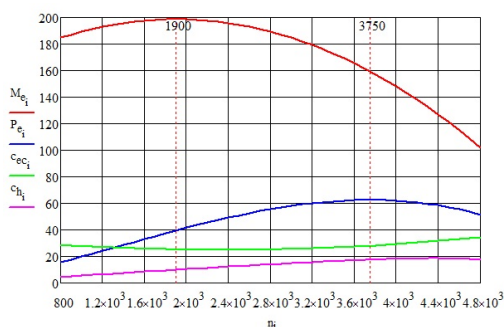


Fig. 4. Caracteristica exterioară a motorului automobilului

Unghiul de înclinare al dintelui se alege mic în cazul în care se urmărește obținerea unor eforturi axiale mici, și mare pentru a oferi un grad de acoperire suplimentar mare, deci zgomot mic al angrenajului. Prin modificarea ușoară a unghiului de înclinare al dintelui se produc modificări mari ale unghiului de angrenare, când β crește α_{rf} scade.

Modulul normal definit pentru $\alpha = 20^\circ$ trebuie să aibă o valoare standardizată.

Coeficienții de corijare se aleg astfel încât durata de viață a dinților celor două roți este apropiată și nu apare subțiere la baza dintelui sau ascuțirea capului dintelui. Coeficienții de corijare se aleg diferit pentru angrenaje reductoare și pentru angrenaje amplificatoare.

Pe baza recomandarilor de mai sus și a caracteristicilor exterioare ale motorului diesel de 85 CP de pe autoturismul Dacia Logan (fig. 4) a fost întocmit un program de calcul al transmisiei cutiei de viteze cu ajutorul soft-ului MathCAD. După ce a fost determinat raportul de transmitere principal $i_0 = 2,5$ din condiția raportului de transmitere al cutiei de viteze $i_{cv} = 1$ s-a trecut la determinarea raportului de transmitere pentru treapta $i_{cv1} = 4,35$ din condiția de urcare a pantei de 20° , iar raportul pentru treapta economică, cu consumul cel mai mic pe unitatea de putere (c_{cc} din fig. 4), este $i_{cvv} = 0,65$. În tabelul 2 sunt prezentate rapoartele de transmitere ale cutiei de viteze pentru cele două etajări, în progresie geometrică sau Δn constat și cu Δv constant.

Tabelul 2. Rapoarte de transmitere pentru cutia de viteze calculată

Treapta de viteză și saltul dintre trepte	1	2	3	4	5	i_1/i_2	i_2/i_3	i_3/i_4	i_4/i_5	i_1/i_6
Etajare după progresie geometrică	4,35	2,66	1,63	1,00	0,65	1,63	1,63	1,63	1,54	6,69
Etajare după ΔV constant	4,35	1,80	1,13	0,83	0,65	2,42	1,59	1,36	1,28	6,69

În figura 5 este prezentat modul de variație al vitezelor automobilului obținute pentru cele două moduri de etajare a cutiei de viteze, în figura 5.a cu etajare în progresie geometrică și în figura 5.b cu etajare cu Δv constant.

Având rapoartele de transmitere ale cutiei de viteze s-a trecut la calcularea elementelor geometrice ale roților dințate ce vor echipa cutia de viteze cu cinci trepte. În lucrare este prezentat modul de calcul al roților dințate pentru prima treaptă. După ce a fost determinată distanța dintre axe $a_w = 160$ mm pentru media momentului de torsiune între $M_{max} = 200$ Nm la $n = 1900$ rot/min și $P_{max} = 85$ CP sau 63,38 kW la $n = 3750$ rot/min (fig. 4) s-au determinat modulul angrenajului $m = 3$ mm și numărul de dinți de $z_1 = 19$ și $z_2 = 82$. Pentru aceste date au fost calculate elementele geometrice ale angrenajului pentru o plajă de variație a unghiului de înclinare al dinților între 0 și 25° cu reprezentarea grafică în figura 6.a a verificării lipsei interferenței profilurilor dinților celor două roți $\rho_l < \rho_f$, care este îndeplinită pe intervalul $15 - 25^\circ$. Condiția de evitare a subțierii profilului dinților la danturare $\rho_l \geq 0$ este îndeplinită pe intervalul $0 - 20^\circ$. De asemenea, a fost verificată lipsa ascuțirii capului dinților, care trebuie să fie mai mare de $0,75$ mm pentru oțeluri de îmbunătățire și de $1,2$ mm pentru oțeluri de cementare, această condiție nu este îndeplinită de pinion doar pe intervalul $15 - 25^\circ$ (fig. 6.b). Din aceste observații s-a trecut la analiza doar a intervalului unghiului de înclinare a dinților $15 - 20^\circ$, care sunt prezentate în figurile 6.c și 6.d, rezultând că unghiul de înclinare adoptat este $\beta = 19^\circ$.

Cu aceste elemente geometrice ale roților dințate s-a trecut la verificarea condițiilor de rezistență ale angrenajului la solicitările de presiune de contact între flancurile dinților SH și la oboseală prin încovoiere la baza dintelui. În figura 7.a este prezentată variația coeficienților de siguranță pentru fabricarea roților dintr-un oțel de îmbunătățire, iar în figura 7.b pentru un oțel de cementare. Coeficienți admisibili pentru presiune de contact $SH3 = 1,15$ și de oboseală la încovoiere $SF3 = 1,25$ sunt îndepliniți doar de oțelul de cementare.

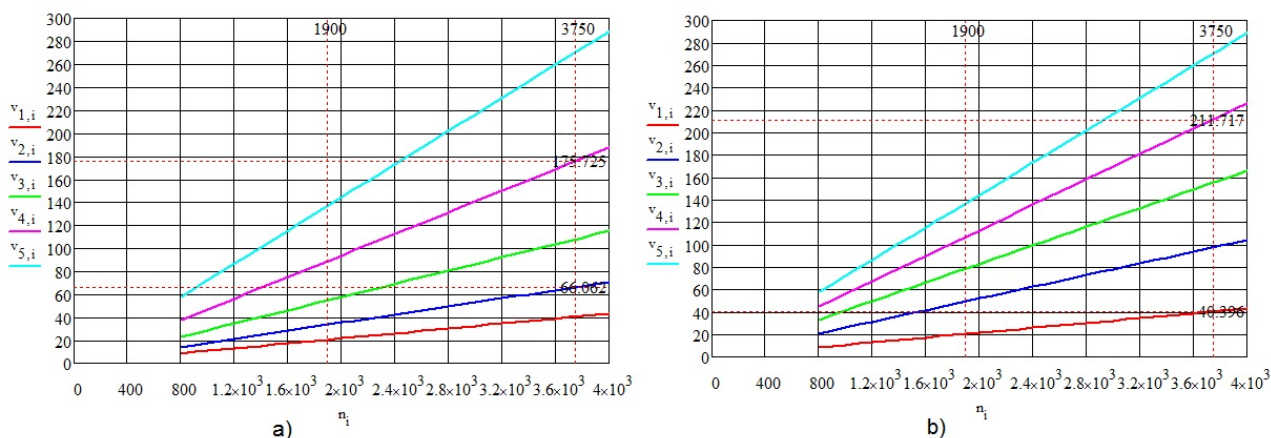


Fig. 5. Etajarea cutiei de viteze după criteriile intervalului constant de turație și a intervalului constant de viteză

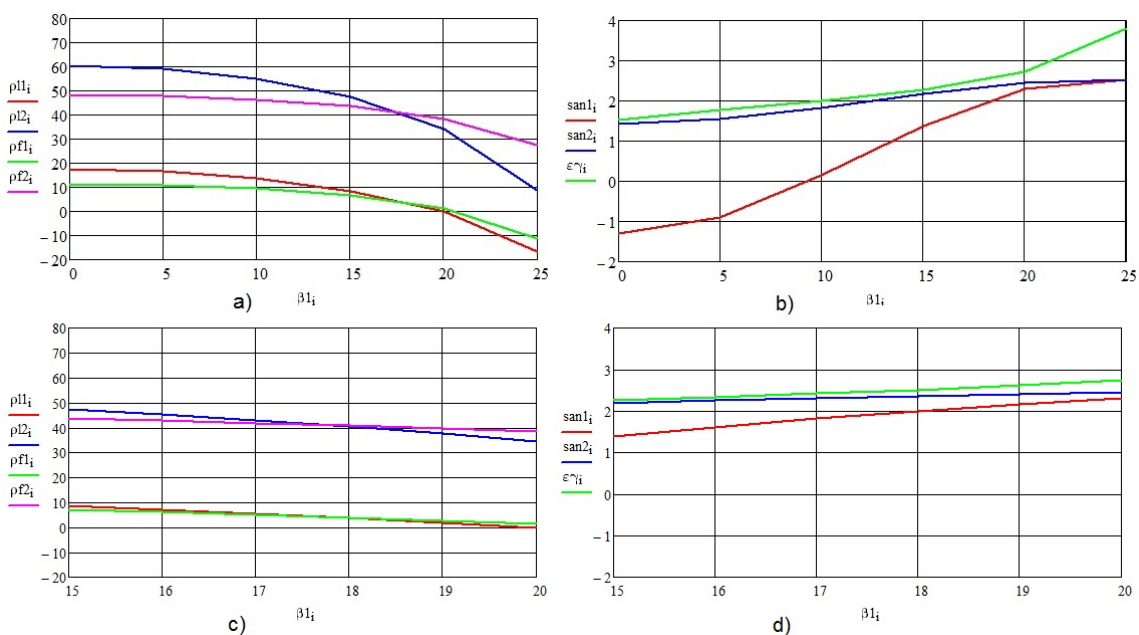


Fig. 6. Modul de variație a razelor ce dau condiția de evitare a interferenței $\rho_l < \rho_f$ și de subțiere a dinților $\rho_l < 0$

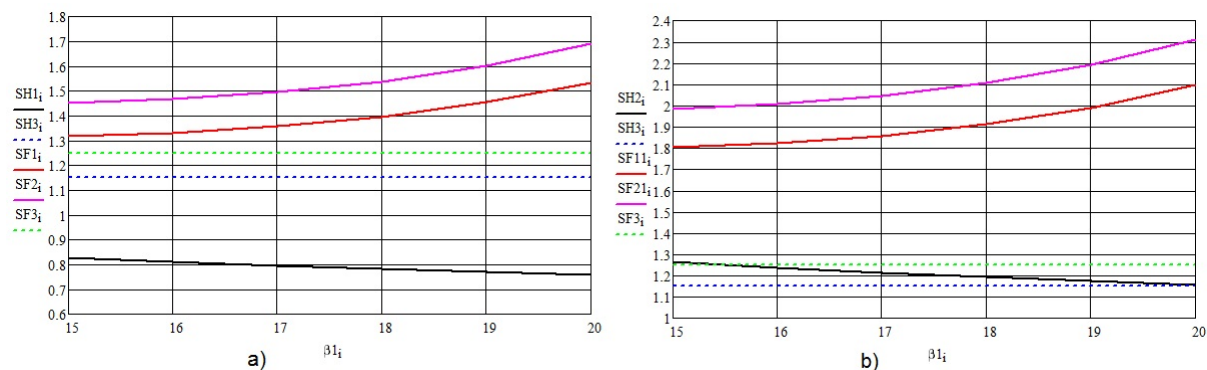


Fig. 7. Modul de variație a coeficienților de siguranță a roților dințate pentru oțel de îmbunătățire și de cimentare

4. Construcția cutiei de viteze

Cutiile de viteze conțin mai multe perechi de mecanisme cu roți dințate care au rolul de a transforma cuplul motor și turația în scopul adaptării motorului la cerințele de tracțiune. Dacă o cutie de viteze este de tipul 5+1 înseamnă că conține 5 mecanisme de roți dințate pentru mersul înainte și un mecanism pentru mersul înapoi. În figura 8 sunt prezentate elementele transmisiei unei cutii de viteze cu 5 trepte și mecanismul de mers înapoi pentru un automobil cu

motor montat transversal și tracțiune față, unde s-au notat: 1 - pinion intermediar al treptei de mers înapoi; 2 – arbore canelat pe care se montează discul de ambreiaj; 3 - arbore de intrare în cutia de viteze; 4 - pinion trepta I; 5 - pinion trepta de mers înapoi; 6 - pinio trepta a II-a; 7 - pinion treptei a III-a; 8 - furca de cuplare a treptelor III și IV; 9 - pinion trepta a IV-a; 10 - pinion trepta a V-a; 11 - furca de cuplare a treptei a V-a; 12 - arbore secundar; 13 - pinion diferențial; 14 – roată dințată a treptei I; 15 - furca de cuplare a treptelor I și II; 16 - roată dințată a treptei a II-a; 17 - roată dințată a treptei a III-a; 18 - senzor de viteză; 19 - roată dințată a treptei a IV-a; 20 - roată dințată a treptei a V-a; 21 - tijă de selecție.

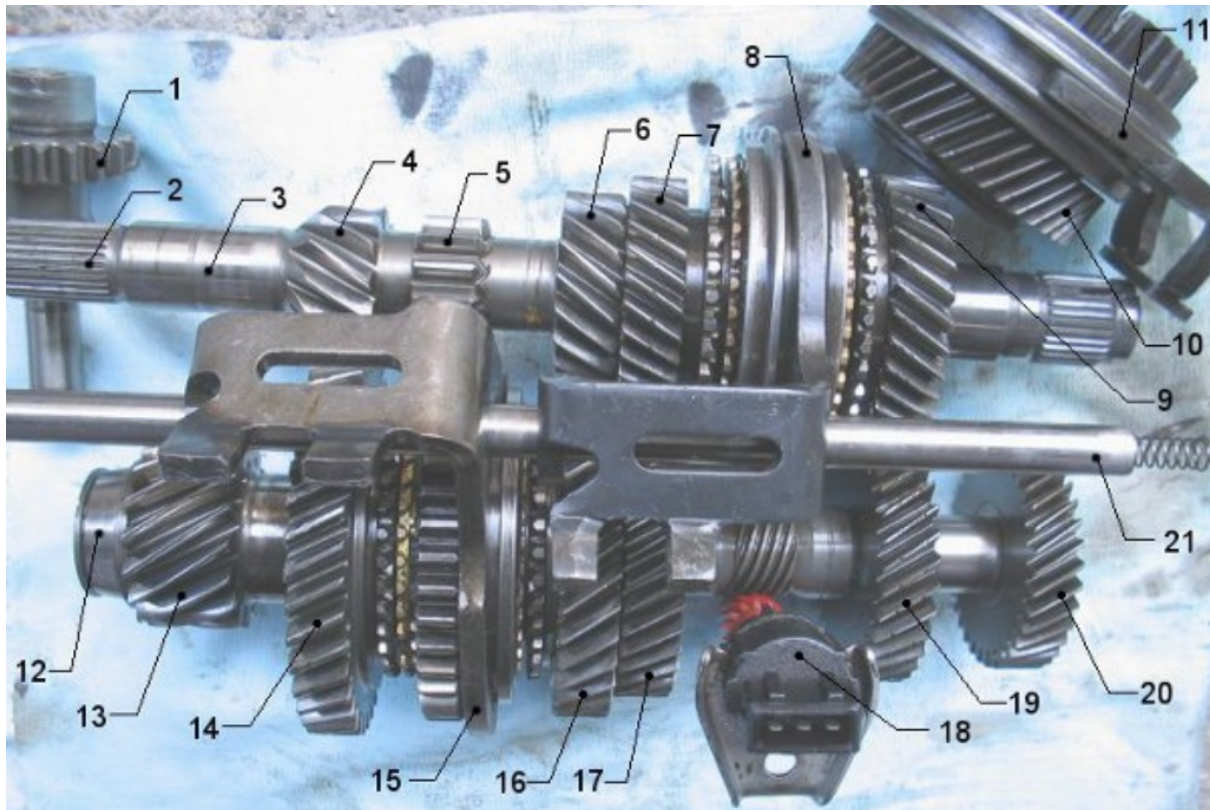


Fig. 8. Cutie de viteze manuală (5+1) pentru un automobil cu motor montat transversal și tracțiune față [5]

Pinioanele primare pentru toate treptele de viteză sunt fixe pe arbore, nu se pot roti independent față de arborele primar. Pe de altă parte pinioanele de pe arborele secundar sunt libere pe arbore, acestea se rotesc chiar dacă arborele secundar nu se rotește (caz în care vehiculul staționează). De reținut că toate mecanismele cu roți dințate sunt angrenate tot timpul, cuplarea și decuplarea unei trepte de viteză se face prin intermediul unor manșoanelor de cuplare.

Pe baza soluțiilor constructive prezentate în figura 8 și a elementelor geometrice calculate se poate realiza modelare 3D a elementelor transmisiei cutiei de viteze și asamblarea acestora pentru a realiza dimensiunile constructive ale cutiei de viteze și a putea verifica și celelalte elemente componente (arbore, rulmenți, mecanisme de sincronizare).

Concluzii

- Etajarea unei cutii de viteze nu poate fi făcută optim pentru a avea cel mai bun consum de combustibil și în același timp cele mai bune reprize de accelerație în fiecare treaptă. De obicei constructorii optează pentru un compromis, accelerații bune în primele trepte și consum redus în treptele superioare, $\Delta v = \text{constant}$.

- Pentru proiectarea angrenajelor cu roți dințate cilindrice pentru automobile cu îndeplinirea condiției de optimizare putere-gabarit este necesară o analiză amplă, care nu se poate face de cât cu ajutorul unui program de calcul în care trebuie parcurși pași prezentați în lucrare.

Bibliografie:

1. Gafițeanu, M. ș.a., 1983, *Organe de mașini, vol. II*, Ed. Tehnică, București.
2. Manolache, Gh., 2011, *Calculul și construcția autovehiculelor rutiere I*, Iași.
3. Tabacu, I., 1999, *Transmisii mecanice pentru autoturisme*, Ed. Tehnică, București.
4. * * * , 1986, *Colecția de STAS-uri, vol. III c*, Ed. Tehnică, București.
5. * * * , <http://www.e-automobile.ro/categorie-transmisii/16-cutie-viteze-manuala-automobile.html>

PROIECTAREA DISTRIBUITORULUI APĂ-AER CU ELEMENTE DIN CAUCIUC PENTRU INSTALAȚIILE MOBILE DE PERFORARE TIP IMP

**Autori: Dan PINTILIE¹
Maria BLAGA²**

Coordonator: Conf.dr.ing. Iosif DUMITRESCU³

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

² Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, specializarea: Tehnologia construcțiilor de mașini, anul III

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

Rezumat: În timpul perforării găurii de mină pot apare blocări ale sfredelului datorită scăderii presiunii apei de spălare a găurii de mină sau lipsei totale a apei în circuitul de alimentare a injecției perforatorului. Pentru evitarea blocării sfredelului a fost proiectat distribuitorul de reglare automată a presiunii apei de injecție și de trecere automată pe suflare a găurii de mină cu aer, destinat perforatoarelor pneumatice de pe instalațiile mobile de perforat tip IMP. Perforajul uscat se va face până la terminarea găurii de mină, urmând să se ia măsuri pentru restabilizarea presiunii apei în circuitul de injecție al perforatorului la perforarea unei noi găuri.

Cuvinte cheie: distribuitor, apă-aer, instalație de perforat

1. Prezentarea de ansamblu a instalațiilor de perforat tip IMP

La săparea prin perforare-împușcare a galeriilor și tunelurilor, pentru perforarea găurilor de mină se utilizează instalații mobile de perforat, care sunt prevăzute cel mai frecvent cu două manipuloare și mai rar cu unul sau mai multe. Fiecare manipulator deplasează în secțiunea lucrării miniere un echipament de perforat, care poate fi pneumatic sau hidraulic. În domeniul minier, secțiunea de săpare a galeriilor variază între 3,6 și 20 m², necesitând în funcție de monografia de pușcare un număr de 20 - 40 de găuri pentru secțiuni mici și 35 - 65 de găuri pentru secțiuni medii și mari. Pentru obținerea unui randament maxim de rupere, lungimea găurilor de mină trebuie să fie de 1,5 - 2 m pentru galerii cu secțiune mică și de 2,5 - 3 m pentru galerii cu secțiune mare. Din punctul de vedere al eficienței economice, pentru gama tipodimensională de galerii ce se sapă la noi în țară, sunt necesare două tipuri de instalații de perforat, cu un manipulator pentru lucrările miniere care necesită o monografie de pușcare cu 20 - 40 de găuri și cu două manipuloare pentru lucrările miniere în care se execută perforarea a 35 - 65 de găuri de mină.

Deoarece în majoritatea galeriilor care se sapă, transportul se realizează pe cale ferată, este necesar ca și sistemul de deplasare al instalațiilor de perforat să fie prevăzut cu roți pentru cale ferată, la ecartamente de 600, 630 și 750 mm. Dimensiunile de gabarit ale instalațiilor de perforat trebuie să permită încadrarea în profilul și curbele minime ale galeriilor pe care se deplasează în timpul transportului. Lățimea instalației este impusă de distanța de la șinele de cale ferată la pereții galeriei și distanța între șinele căilor ferate duble, înălțimea instalației este dată de condiția respectării distanței față de bolta galeriei și față de tubul de aeraj, iar lungimea este impusă de înscrierea instalației în curbele minime ale galeriilor.

Instalațiile de perforat tip IMP sunt destinate mecanizării operației de perforare a rocilor, cu rezistență la compresiune monoaxială de până la 160 MPa, pentru găuri de mina cu adâncimea de 2 m și 2,6 m la un diametru de 42-45mm. Pentru că perforatoare hidraulice nu se fabrică la noi în țară, iar utilizarea lor necesită asigurarea unor condiții de exploatare pretențioase (puteri instalate mari, ulei hidraulic de calitate și fără impurități, etc.) și un personal cu experiență și înaltă calificare pentru deservire. Toate acestea și faptul că în majoritatea lucrărilor miniere subterane există rețea de aer comprimat, a dus la alegerea unui echipament de perforat pneumatic. Acesta este prevăzut cu un perforator pneumatic roto-percutant de tipul P-125, executat de " Independența " Sibiu, care realizează viteze de perforare de 0,8-1 m/min. în roci cu $f = 16$, la un consum de aer comprimat de 10 N m³/min. și o presiune a acestuia de 0,45 - 0,7 MPa. Eliminarea detritusului, în cazul perforatorului P-125, se face cu apă prin injecție centrală, presiunea acesteia trebuie să fie mai mică decât a aerului comprimat pentru a nu pătrunde în interiorul perforatorului.

În figura 1 este prezentată schema pneumatică actuală de alimentare și comandă a instalației IMP-2, unde s-au notat: 1 - filtru de aer înglobat în oala de condens; 2 - ungător de aer; 3 - distribuitor de apă cu comandă pneumatică care are rol și de reductor de presiune (reglează presiunea apei de injecție la o valoare mai mică sau cel mult egală cu presiunea aerului comprimat cu care se alimentează perforatorul pneumatic); 4 - apareate de bord; 5 și 6 - manometre ce măsoară presiunea apei la ieșirea respectiv la intrarea în distribuitorul 3; 7 - filtru de apă; 8 - oală de condens cu rol și de rezervor tampon; 9 - distribuitor pneumatic cu comandă normală reținută, cu trei poziții și patru orificii pentru alimentarea motorului de acționare a avansului perforatorului; 10 - distribuitor pneumatic cu comandă manuală reținută cu trei poziții și unui orificiu pentru alimentarea simultană a mecanismelor de percuție și de rotație ale perforatorului;

11 - distribuitor de inversare automată a alimentării motorului pneumatic de avans la finalizarea găurii de mină în vederea reducerii perforatorului la cap de cursă (este cu comandă mecanică cu memorare a comenzii, cu două poziții și cinci orificii); 12 - motor pneumatic de acționare a avansului perforatorului (este de tip MP-3 cu cilindrii în stea și puterea de 2,5 CP); 13 - perforator percutoant cu rotație independentă de tip greu.

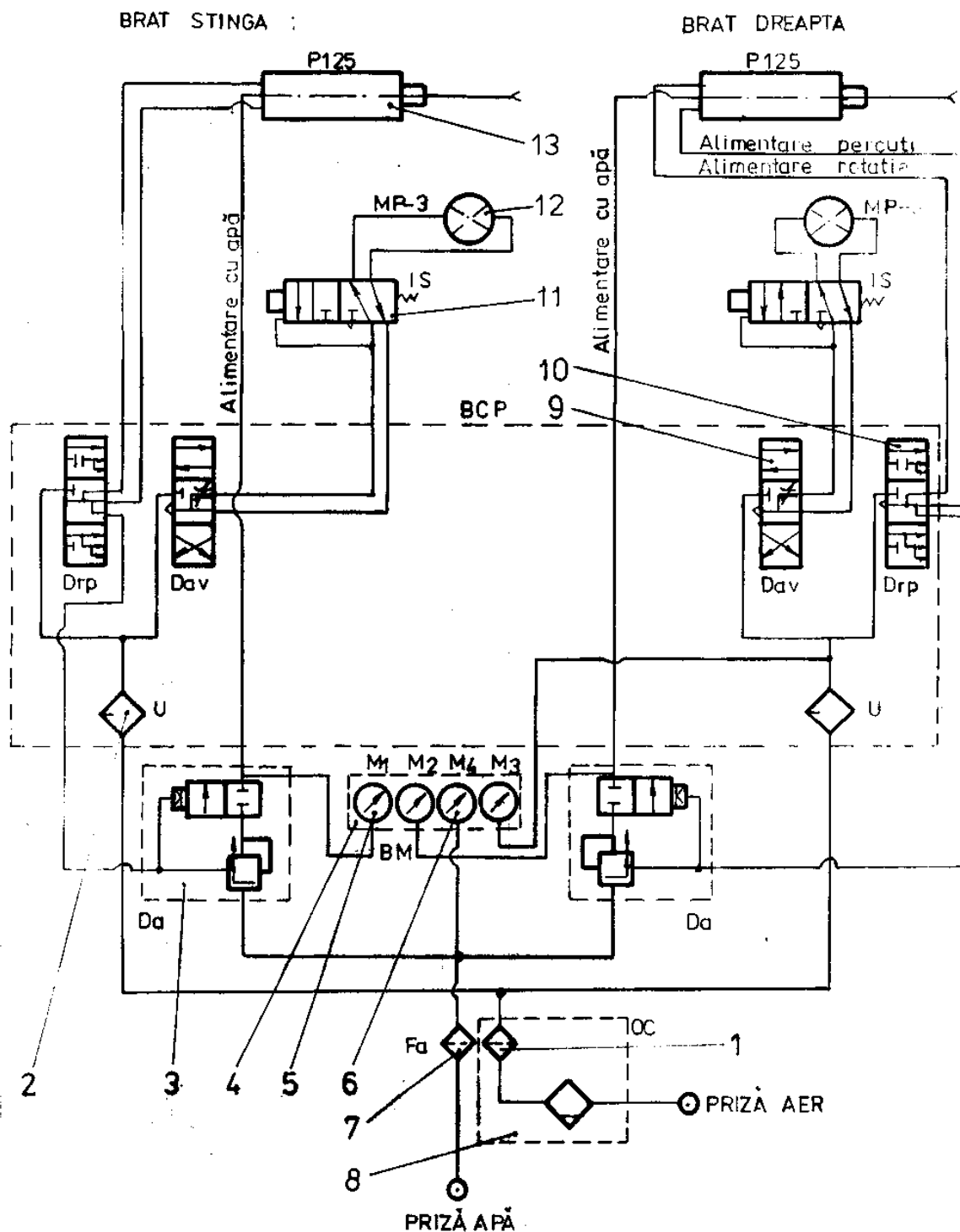


Fig. 1. Schema pneumatică actuală de alimentare și comandă a instalației IMP-2

2. Proiectarea distribuitorului apă-aer cu elemente elastice din cauciuc

Distribuitorul de reglare automată a presiunii apei de injecție și de trecere automată pe suflare a găurii de mină cu aer, destinat perforatoarelor pneumatice ce face obiectul temei de lucrare de licență este prezentat în figura 2 în care sunt notate elementele componente principale: 1 – corp distribuitor; 2 – element elastic I; 3 – element intermediar I; 4 – element intermediar II; 5 – element intermediar III; 6 – element intermediar IV; 7 – element elastic II; 8 – element intermediar V; 9 – patron; 10 – capac; 11 – șurub de reglare; 12 – arc; 13 - pistonăș.

Așa cum reiese din denumire, distribuitorul are rolul de a scădea presiunea de injecție la perforator, la o valoare mai mică sau cel mult egală cu presiunea aerului comprimat cu care se alimentează perforatorul (când presiunea apei din rețea este mai mare decât cea a aerului comprimat), pentru evitarea pătrunderii apei în perforator (când perforatoarele sunt cu injecție centrală, așa cum sunt perforatoarele P 125 cu care sunt echipate instalațiile de perforat IMP- 2 și în același timp trecerea la suflarea cu aer a găurii de mină când presiunea apei scade sub o valoare prestabilită la care nu se mai face o evacuare (pentru finalizarea găurii de mină începute).

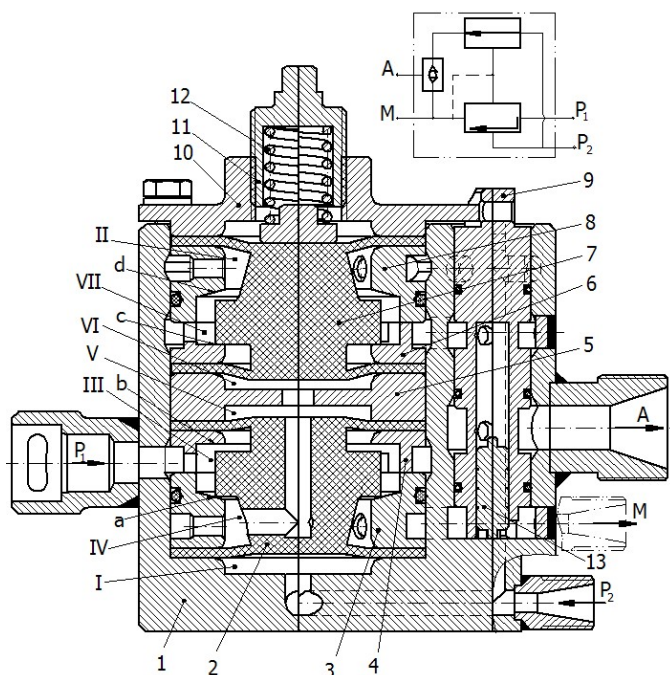


Fig. 2. Distribuitor apă-aer cu elemente elastice din cauciuc

Elementele elastice 2 și 7 terminate la partea inferioară și superioară cu câte o membrană de formă circulară încastate pe contur între elementele 1, 3 și 4, 5 respectiv 5, 6 și 8, 9, se deplasează astfel încât ajunge să rezeme pe scaunul a, b respectiv c, d în anumite momente ale funcționării în funcție de parametri de intrare (presiunea) a apei și aerului comprimat la orificiile P_1 și P_2 .

Funcționarea distribuitorului de reglare automată a presiunii apei de injecție și de trecere automată pe suflarea a găurii de mină cu aer, destinat perforatoarelor pneumatice.

La montaj, elementul 2 este pretensionat astfel încât în poziția normală acesta reazămă pe scaunul a, astfel ca în prezența apei la intrarea P_1 se realizează starea normal închisă a regulatorului de presiune. La comanda distribuitorului de aer prin care se alimentează rotația și percuția perforatorului, se primește aer la orificiul P_2 prin care aerul ajunge simultan în camerele I și II.

Presiunea aerului comprimat ajunge în camera I apăsă pe suprafața inferioară a elementului 2, pe care îl deplasează în sus ridicându-l de pe scaunul a, punând astfel în legătură camera III în care intra apa din orificiul P_1 , cu camera IV, de unde ajunge sub pistonul 13 pe care îl deplasează în sus, făcând posibilă trecerea apei spre orificiul A legat la perforator. Din camera IV, apa sub presiune ajunge deasupra suprafeței inferioare și exterioare ale elementului 2, care sunt egale, dacă presiunea apei la ieșirea din distribuitor este mai mare decât cea a aerului comprimat, elementul 2 se va deplasa în jos, fiind apăsă pe scaunul a, separând camerele IV și III și întrerupând alimentarea cu apă a perforatorului. Circuitul format din camera IV, orificiul A, orificiul de injecție prin perforator și gaura de mină este un circuit deschis, după întreruperea alimentării cu apă a acestui circuit, presiunea apei scade brusc, ajungând sub valoarea presiunii aerului comprimat.

În momentul când elementului 2 se va deplasa din nou în sus departându-se de scaunul a, realizându-se legătura între camerele III și IV, apa ajunge din nou la perforator, adică ciclul se repetă.

Funcționarea oscilantă a elementului 2, face ca în cazul când presiunea apei din rețeaua galeriei este mai mare decât cea a aerului comprimat, la ieșire să se realizeze o presiune a apei mai mică sau cel mult egală cu presiunea aerului comprimat. Se evită astfel pătrunderea apei în perforator.

Camera V și VI fiind în permanență puse în legătură, când avem curgerea apei spre perforator sub o anumită presiune, aceasta apăsă pe suprafața inferioară a elementului 7 pe care-l ridică de pe scaunul c și îl apăsă pe scaunul d, separând camera II (pusă în legătură cu orificiul P_2 de alimentare cu aer) de camera VII.

În acest fel trecerea aerului comprimat spre perforator prin orificiul A este blocat.

Dacă presiunea apei scade sub o anumită valoare prestabilită prin reglarea arcului 12, atunci forța dată de arc învinge forța creată de presiunea apei pe suprafața inferioară a elementului 7 și acesta coboară departându-se de scaunul d. Se pune astfel în legătura camerele II și III, iar aerul comprimat trece prin distribuitorul de la orificiul P_2 la orificiul A și de aici prin perforator și sfredel în gaura de mină pentru suflarea cu aer comprimat a acesteia.

În figura 4 este prezentat modelul 3D al acestuia realizat cu softul Solid Edge.

Distribuitorul se compune din trei elemente distincte:

- reductorul de presiune pentru apă, amplasat în partea inferioară și format din elementele 1, 2, 3, 4 și 5;

- distribuitorul de aer amplasat în partea superioară și format din elementele 1, 5, 6, 7, 8, 10, 11 și 12;

- o supapă de selectare formată din elementele 1, 9 și 13.

Se observă elementul comun 1 adică corpul distribuitorului în care sunt înglobate cele trei elemente legate funcțional între ele.

În figura și în schema de principiu s-a mai notat:

- P_1 - orificiu de alimentare cu apă;
- P_2 - orificiu de alimentare cu aer;
- A - orificiu de legare la perforator;
- M - orificiu de legare la manometru;

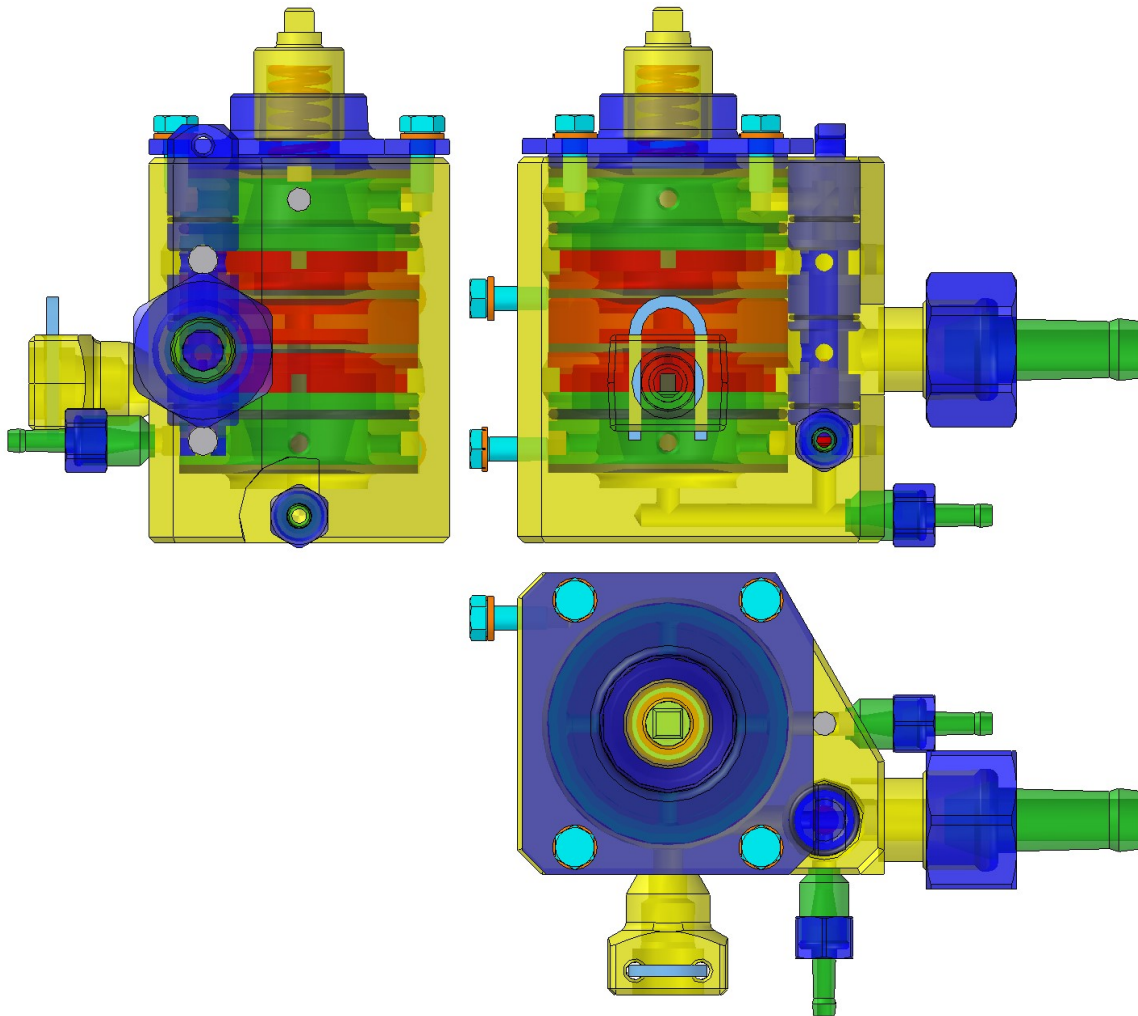


Fig. 3. Modelul 3D al distribuitorului apă-aer cu elemente din cauciuc

În figura 4 sunt prezentate componentele distribuitorului apă-aer cu elemente din cauciuc ce a fost realizat și încercat la S.C. UMIROM S.A. Petroșani.

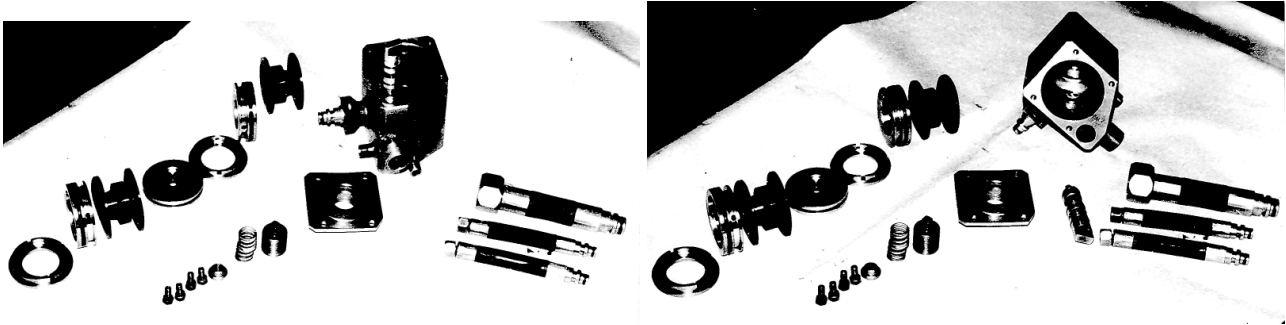


Fig. 4. Execuția componentelor distribuitorului apă-aer cu elemente din cauciuc

În concluzie distribuitorul proiectat și realizat se poate introduce în actuala schema pneumatică a instalației IMP-2 (fig. 1) fără modificări, înlocuind doar distribuitorul de apă prevăzut în această schemă. S-au păstrat pe corpul distribuitorului proiectat aceleași diametre pentru orificiile de branșare în schemă.

Bibliografie

1. Buzdugan, Gh., 1979, *Rezistența materialelor*, Editura Tehnică, București.
2. Muscă, G., 2006, *Proiectarea asistată folosind Solid Edge*, Editura Junimea, Iași.
3. * * * , 2000, *Documentația de execuție a instalației de perforat tip IMP*.

STUDIUL TEHNOLOGIC AL REALIZĂRII UNUI SUPORT DIN MASE PLASTICE PENTRU CAMERA VIDEO A AUTOMOBILELOR

Autor: Iulian-Claudiu HIRICZKO¹

Iulian_Hiriczko@yahoo.com

Coordonator: Conf. dr. ing. Iosif DUMITRESCU²

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

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

Rezumat: Caracteristicile specifice ale materialelor plastice determină realizarea unor produse la un înalt nivel calitativ, cu mari performanțe tehnologice și de fiabilitate. Materialele plastice au egalat rezistența mecanică a metalelor, dar sunt mult mai ușoare și mai rezistente la agenții atmosferici, acvatici și chimici. În lucrare se prezintă mai multe soluții constructive pentru suportul din mase plastice ce fixează un tip de camera video pe parbrizul sau luneta automobilului. Acestea sunt analizate din punct de vedere a posibilităților tehnologice de fabricare prin injectare, care este procedeul cel mai utilizat la prelucrarea maselor plastice. Datorită costului ridicat al matrițelor de injectat se acordă o importanță deosebită conceperii formei optime a suportului și proiectării matriței.

Cuvinte cheie: suport, camera video, mase plastice.

1. Prelucrarea maselor plastice prin injectare

Masele plastice au o deosebita importanta pentru descoperirea făcută de Karl Ziegler, in anul 1954, si anume amestecul de combinații organo-aluminice și tetra clorura de titan. Procedeul lui Ziegler a dus la tehnologia de obținere a polietilenei (obținuta din macromolecule liniare cu foarte puține ramificații). Polietilena obținuta prin procedeul Ziegler se mai numește și polietilena de mare densitate sau polietilena dura.

Materialele plastice sunt produse sintetice macromoleculare, din care, prin prelucrare mecanica sau termica, se pot obține obiecte de diferite forme, cu utilizări largi în industrie și comerț. Câteva domenii în care folosirea de mase plastice este tot mai prezenta: construcții de mașini, materiale de construcții, aerospațiale, agricultura, electrotehnica, medicina, ambalaje, confecții de obiecte de uz casnic. În figura 1 sunt prezentate piese confecționate din materiale plastice.



Fig. 1. Piese confecționate din materiale plastice

Clasificarea materialelor plastice se face:

I. După comportarea la încălzire, materialele plastice pot fi:

- a) *produse termoplastice* (polietena, policlorura de vinil, polistirenul, materiale plastice de polimerizare);
- b) *produse termoreactive sau rigide* (rașini fenol-formaldehidice; materiale plastice obținute prin policondensare);

II. După tipul reacțiilor chimice care stau la baza sintezei lor, materialele plastice se împart în:

- a) *materiale plastice de polimerizare;*
- b) *materiale plastice de policondensare;*
- c) *materiale plastice obținute prin transformarea produsilor macromoleculari si naturali* (celuloza);
- d) *siliconii.*

Pentru obținerea materialelor plastice se folosesc substanțe cu o anumita structura macromoleculara (polizaharide, substanțe proteice); substanțe cu masa moleculara mica (derivate de țigăi, gaze naturale, etc.) se

transforma în produși macromoleculari. Macromoleculare materialele plastice sunt alcătuite din diferite tipuri de structuri: structura liniară, structura ramificată, structura spațială.

Procedeele de prelucrare a materialelor plastice sunt: extrudare (se obțin șine, tuburi și forme profilate); suflare (se obțin mingi, flacoane, baloane, popice, etc.); injectare (se obțin jucării, capace pentru sticle, nasturi, etc.).

Procesul de formare prin injecție constă în aducerea amestecului pe bază de polimeri termoplastici în stare plastică, urmată de introducerea sa sub presiune într-o matriță relativ rece, în care trece în stare solidă. Prin injecție se pot prelucra aproape toți compușii macromoleculari atât termoplastici cât și termorigizi. În mod curent se prelucrează

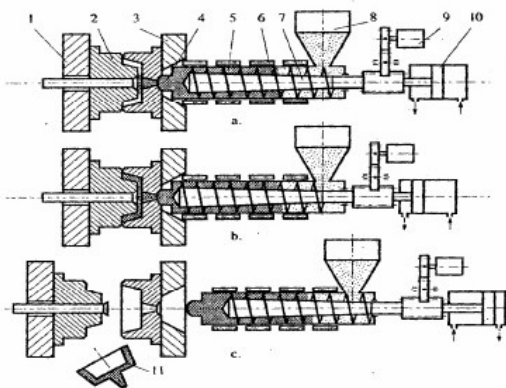


Fig. 1. Schema de principiu a injectării

- a) injectarea materialului în matriță;
 b) solidificarea și răcirea topiturii;
 c) deschiderea matriței și aruncarea reperului din matriță

materiale termoplastice cum ar fi: polietilena, polipropilena, polistiren, policlorura de vinil, poliamida, ABS, etc. Prin acest procedeu de prelucrare se pot obține în mod economic produse variate, cu forme complicate și cu proprietățile dorite. Productivitatea mașinilor de injecție este ridicată, durata unui ciclu de injecție nu depășește în general 1-2 minute, chiar la piesele cu pereți groși și cu greutate mare. Procesul de injecție este un fenomen ciclic, fiecare ciclu cuprinzând mai multe operații: alimentarea materialului (dozarea), încălzirea și topirea materialului în cilindrul mașinii, închiderea matriței, introducerea materialului topit sub presiune în matriță, răcirea și solidificarea materialului din matriță, deschiderea matriței, eliminarea piesei injectate din matriță. Schematic, procesul de injecție a unei piese este prezentat în figura 2, unde s-au notat: 1 - platanul mobil; 2 - matrița; 3 - platan fix; 4 - duza mașinii; 5 - cilindru; 6 - corp de încălzire; 7 - melc; 8 - pâlnie de alimentare; 9 - sistem de antrenare în mișcarea de rotație; 10 - sistem de acționare în mișcarea de translație; 11 - piesa injectată.

Întregul proces de injecție poate fi cuprins în următoarele trepte de proces: plastifierea, umplerea matriței, compactizarea, răcirea și demularea.

Materialele plastice prezintă următoarele avantaje:

- densitatea mult mai mică decât a metalelor;
- stabilitatea chimică foarte mare comparativ cu metalele;
- proprietăți dielectrice, materialele plastice sunt în general buni dielectrici;
- rezistența mecanică variază în limite largi cum ar fi de la rigiditate la elasticitate redusă, până la flexibile și extensibile;
- proprietăți de antifricțiune, materialele plastice sunt caracterizate printr-un coeficient mic de frecare și printr-o uzură redusă;

Dezavantajele materialelor plastice sunt următoarele:

- stabilitate termică scăzută;
- duritate mică;
- conductibilitate termică redusă;
- coeficient mare de dilatație termică;
- îmbătrânirea.

2. Soluții constructive de suport pentru camera video

Datorită costurilor ridicate de realizare a matrițelor de injecție, se pune foarte mare accent pe realizarea modelelor 3D. Modelarea 3D generează imediat ideile și conceptele, astfel încât, desenele existente pot fi modificate fără costuri suplimentare. Cu ajutorul programelor de proiectare se pot aplica materiale pieselor executate cum ar fi: metale, lemn, piatra, cauciuc, plastic, etc. sau se pot face simulări liniare și non-liniare, examinând comportamentul realist al modelelor în diverse situații de solicitare. În continuare sunt prezentate câteva încercări de îmbunătățire a unui bracket (suport) din mase plastice, folosit în industria auto pentru a fixa camera video de parbrizul mașinii.

În figura 3 este prezentată prima variantă constructivă a bracketului pentru fixarea camerei video (fig. 3.b). Aceasta soluție folosește pini sau cepurile laterale inițiale ale camerei video și are un element fix și un element elastic pentru pinul din spate. Dezavantajul acestei soluții constructive este interferența dintre obiectivul camerei și partea din față a camerei și suport la montajul prin basculare a camerei în jurul pinilor din față, ceea ce imposibilită montarea camerei.

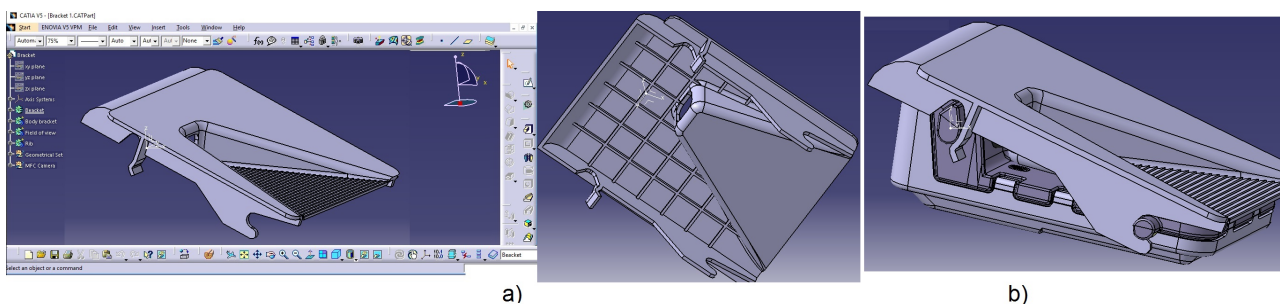


Fig. 3. Varianta constructivă I a bracketului (suportului) pentru camera video fixată pe parbrizul automobilului

Soluția constructivă II a bracketului pentru fixarea camerei video este prezentată în figura 4. Aceasta soluție folosește pini din față ai camerei video și se modifică pini din spate pentru care sunt dispuși pe lateral elemente elastice pentru blocarea acestora. De asemenea, a fost înlocuită mișcarea de basculare la montaj cu mișcarea de translație, care permite introducerea obiectivului camerei în orificiul suportului. Dezavantajul acestei soluții constructive este imposibilitatea realizării lanțului de dimensiuni pentru fixarea longitudinală și verticală a camerei.

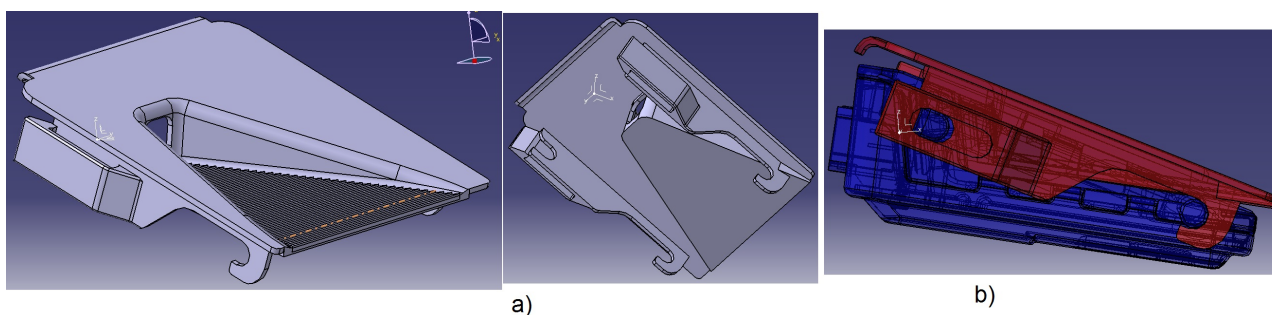


Fig. 4. Varianta constructivă a II-a a bracketului (suportului) pentru camera video fixată pe parbrizul automobilului

În figura 5 este prezentată a III-a variantă constructivă a bracketului pentru fixarea camerei video (fig. 5.b). La această soluție au fost modificate pini inițiali ai camerei video și se realizează fixarea camerei prin împănare cu blocarea camerei cu un dorn mobil, fiind rezolvată problema lanțului de dimensiuni. Dezavantajul acestei soluții constructive este complexitatea matriței de injectare a maselor plastice și existența dornului mobil.

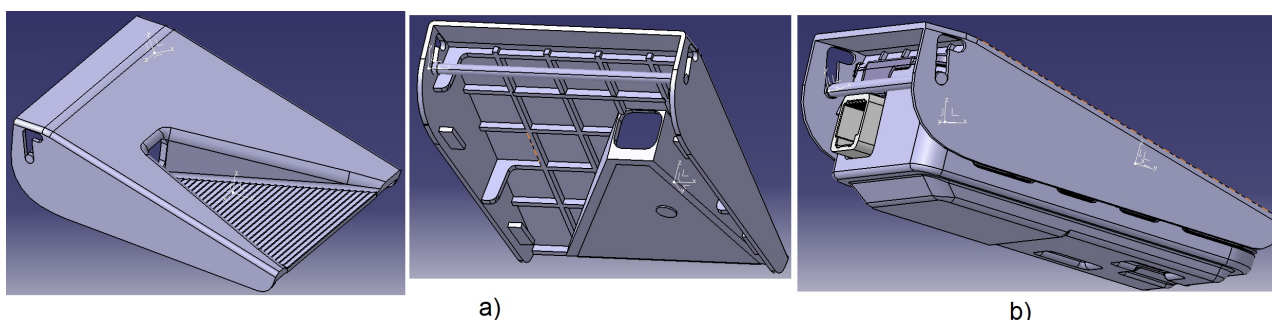


Fig. 5. Varianta constructivă a III-a a bracketului (suportului) pentru camera video fixată pe parbrizul automobilului

În figura 6 este prezentată a IV-a variantă constructivă a bracketului pentru fixarea camerei video. La această soluție au fost modificate pini inițiali ai camerei video și se realizează fixarea camerei prin împănare în plan vertical și fixarea între două elemente elastice în plan orizontal, fiind rezolvată problema lanțului de dimensiuni în plan vertical și orizontal și a matriței de injectare. Pini cilindrici din față realizează fixarea în plan vertical, prin deplasarea pe o pantă cu un unghi de 8° , ceea ce permite o deplasare mare în plan orizontal față de deplasarea verticală. De asemenea, acești pini permit bascularea camerei în jurul axei lor pentru o așezare cât mai bună în plan vertical. Prin utilizarea elementului elastic din față s-a realizat rezolvarea lanțului de dimensiuni pentru fixarea longitudinală și participarea acestuia la așezarea verticală a camerei.

Pinii din spate au o teșitură, care permite îndepărtarea elementelor elastice din spate ale suportului la montarea camerei, iar la demontare se acționează spre exterior urechile de la capetele elementelor elastice din spate și datorită elementului elastic din față se produce demontarea camerei.

Pentru această soluție constructivă se va face și proiectarea matriței de injectare a masei plastice.

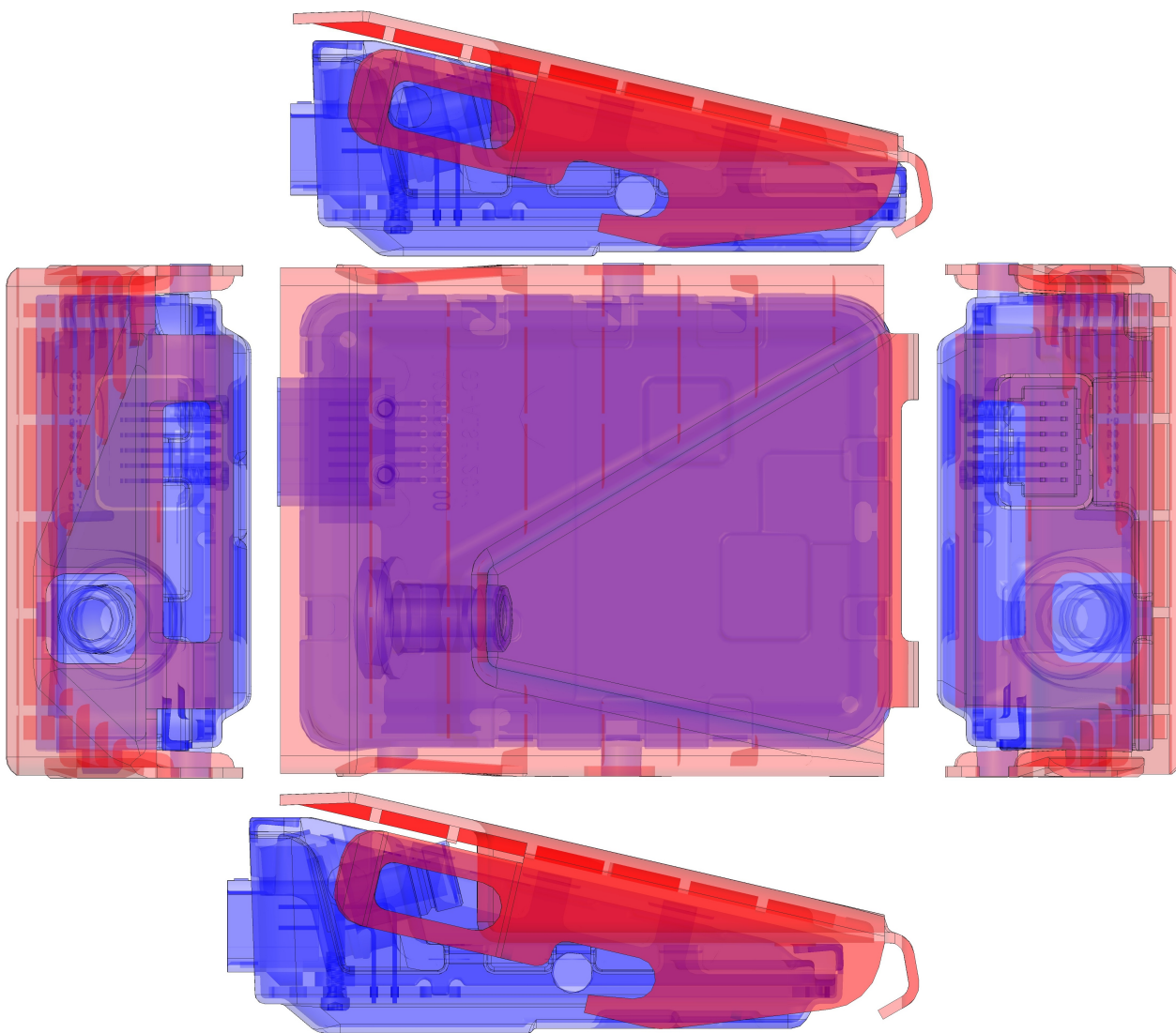


Fig. 6. Varianta constructivă a IV-a a bracketului (suportului) pentru camera video fixată pe parbrizul automobilului

3. Construcția matrițelor pentru injectarea materialelor plastice

Construcția matrițelor pentru injectarea maselor plastice se face după următoarele criterii:

- după numărul de cuiburi, sunt matrițe cu un singur cuib, cu două sau mai multe cuiburi;
- după sistemul de injectare pot fi: cu injectare directă, cu injectare punctiformă, cu injectare cu canale de distribuție, cu injectare peliculară sau cu film, cu injectare cu canale încălzite, cu injectare cu canale tunel, cu injectare cu canale izolate, cu injectare tip umbrelă, cu injectare inelară;
- după modalitatea de acționare a sistemului de aruncare pot fi: cu aruncare mecanică, cu aruncare pneumatică, cu aruncare hidraulică;
- după numărul planelor de separație sunt: cu un singur plan de separație, cu două planuri de separație, cu mai multe planuri de separație;
- după modul de scoatere din matrița există: cu tije aruncătoare, cu placă aruncătoare, cu bacuri, cu deșurubare.

Prin injectare în matrițe se prelucrează 32% din volumul total al materialelor plastice produse de industria mondială.

Etapile proiectării matrițelor de injectat sunt prezentate schematizat în figura 7.

În figura 8 este prezentată soluția constructivă de principiu a matriței de prelucrat prin injectare a bracketului (suportului) pentru camera video fixată pe parbrizul automobilului pentru soluția constructivă a IV-a, unde s-au notat: 1 – semimatriță inferioară; 2 – bracket (suport); 3 – semimatriță superioară. Au fost definite doar forma și dimensiunile elementelor geometrice a celor două semimatrițe, inferioară și superioară (fig. 9), ce pot genera forma constructivă a bracketului (suportului). Urmând ca proiectarea acestora să se realizeze prin parcurgerea etapelor prezentate în figura 7 și a respectării cerințelor tehnologice de execuție și a unui cost de fabricație redus.

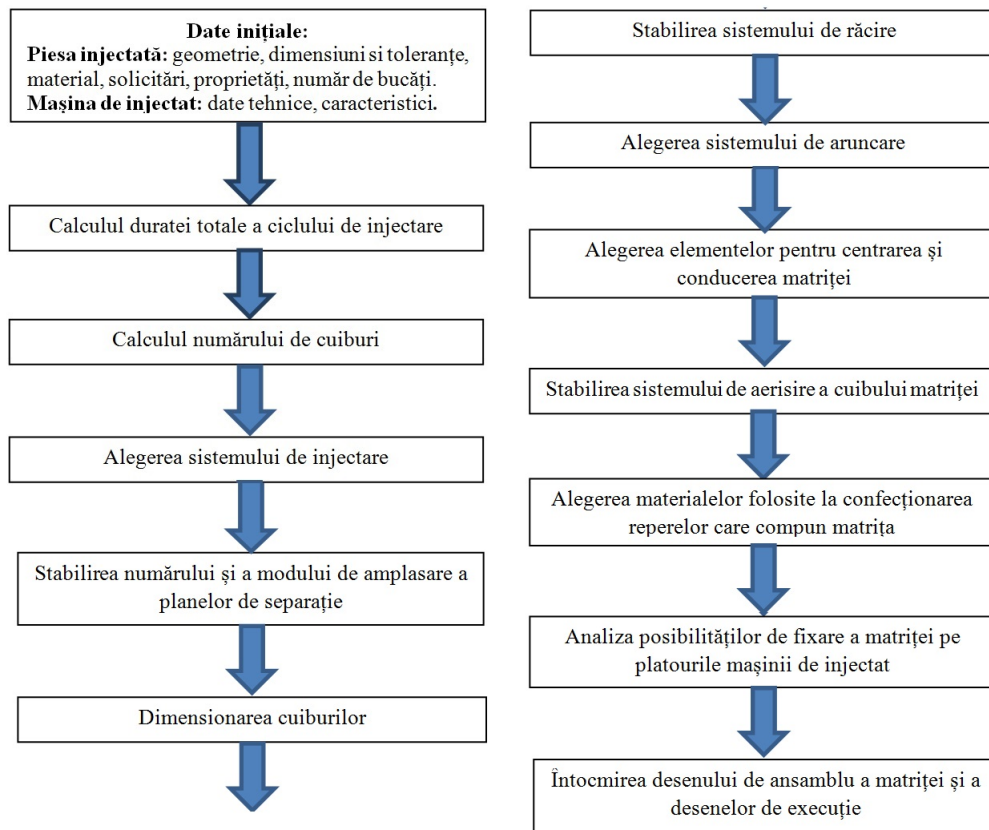


Fig. 7. Etapele proiectării matrițelor de injectat mase plastice

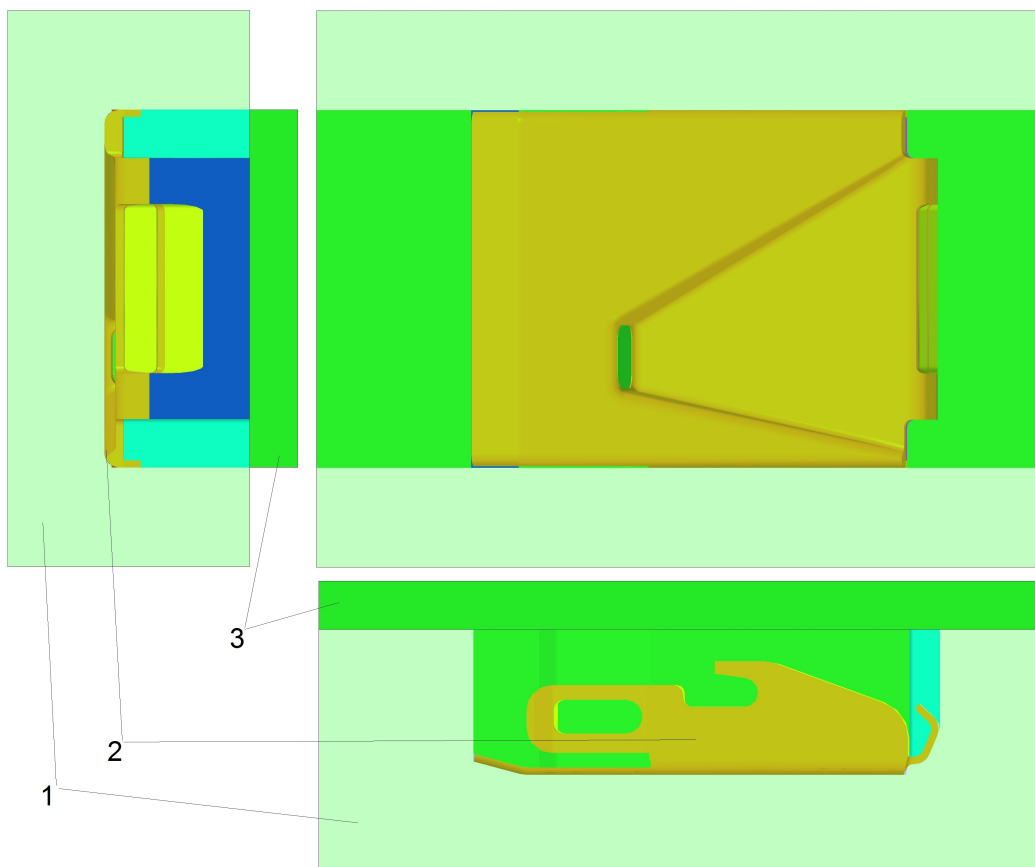


Fig. 8. Schema de principiu a unei matrițe pentru prelucrarea prin injectare a bracketului (suportului) var.IV

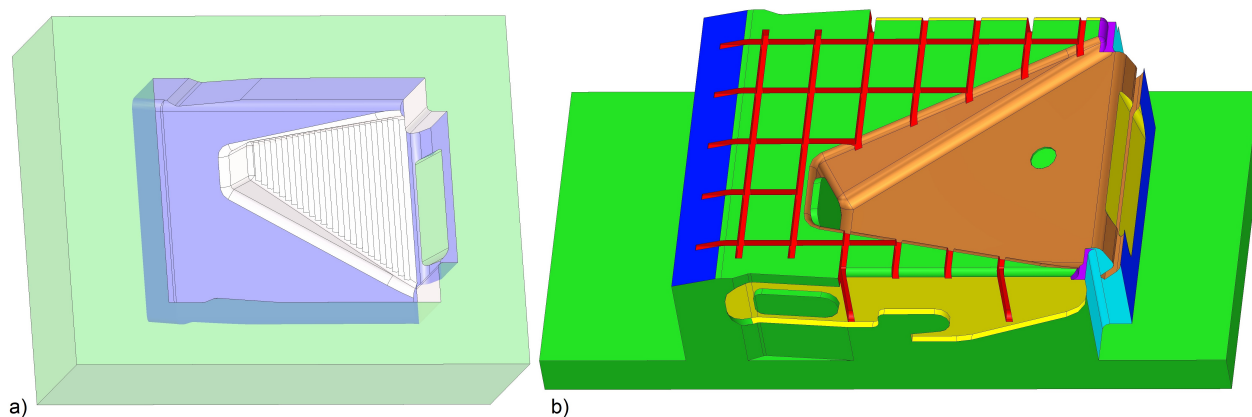


Fig. 9. Soluția constructivă de principiu a matriței inferioare și a matriței superioare

5. Concluzii

Cu ajutorul soft-urilor de modelare 3D s-a reușit îmbunătățirea soluției constructive a bracketului (suportului) pentru camera video impusă. De asemenea, prin simularea montării și demontării camerei video în suport s-au optimizat forma și dimensiunile suportului, prin trecerea rapidă de la o formă constructivă la alta și doar înlocuirea acestuia în ansamblu, ceea ce duce la creșterea productivității în conceperea și proiectarea produsului.

Pe baza soluției constructive a bracketului (suportului) s-a realizat construcția de principiu a matriței pentru prelucrarea prin injectare a acestuia. De asemenea, forma geometrică a semimatrițelor, ce generează forma geometrică a bracketului (suportului), va permite realizarea unui studiu tehnologic, constructiv și funcțional a acestora pentru a fi realizate la un cost minim.

Prezenta lucrare este un rezumat al proiectului de diplomă cu același titlu.

Bibliografie:

1. Ion Șereș, 1996, *Injectarea materialelor termoplastice*, Editura: Imprimeriei de vest, Oradea;
2. Sergiu Spînu, 2006, *Proiectarea asistată de calculator cu CATIA, îndrumar de laborator*, Suceava;
3. <https://ro.scribd.com/doc/58704817/Procesul-de-injectie>
4. <https://prisacarudaniela.wordpress.com/2012/11/08/importanta-maselor-plastice/>
5. http://www.cenit.com/ro_RO/plm/3dsplm/software/catia.html?gclid=Cj0KEQjwuOHHBRDmvsHs8PukyIQBEiQAIEMW0DNIIKsn4Bfi_4upRq1C_S9FrrPq7LC-j0z8x14YJcUaAseT8P8HAQ

PROIECTAREA DISPOZITIVELOR TEHNOLOGICE PENTRU EXECUȚIA CAPACULUI POMPEI CU ROȚI DINȚATE

Autori: Elena DICUSARI ¹, Tudor VASILACHI ²
dicusari.elena@mail.ru

Coordonator: Conf. dr.ing. Iosif DUMITRESCU ³

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

² Universitatea Tehnică din Moldova, Facultatea: Inginerie mecanică industrială și transporturi,
Specializarea: instalații frigorifice și sisteme de climatizare, anul 2

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

Rezumat: Pompele cu roți dințate HP3 sunt pompe volumice de uz general, destinate să lucreze pe instalații fixe sau mobile în regimuri de turație și presiune constante sau variabile. Rolul capacului în acest subansamblu este de a etanșa interiorul pompei, de a permite asamblarea cu celelalte elemente și rotirea arborelui. În lucrare se prezintă soluția constructivă a capacului și două variante de proces tehnologic pentru prelucrarea acestuia dintr-un semifabricat obținut prin turnare. Pentru a crește productivitatea și precizia de prelucrare la operațiile de frezare și găurire-adâncire a fost proiectat câte un dispozitiv tehnologic pentru fiecare operație.

Cuvinte cheie: dispozitiv, tehnologie, capac, pompă.

1. Tehnologia de prelucrare a capacului

Din analiza desenului de execuție a CAPACULUI, figura 1, a condițiilor tehnice impuse piesei finite și ținând cont de materialul prescris și caracteristicile mecanice și chimice ale acestuia, rezultă că semifabricatul este o piesă turnată din fontă cenușie Fc 250.

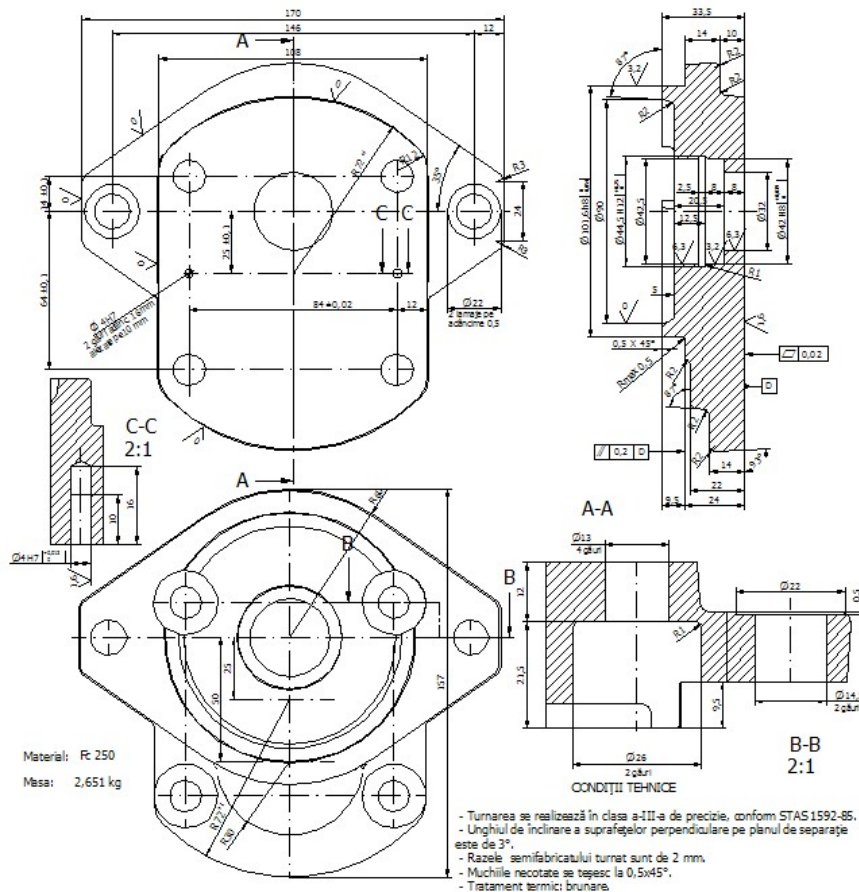


Fig. 1. Capac pompă cu roți dințate HP3

Pentru alegerea variantei optime de obținere a CAPACULUI se pleacă de la calcularea costului unei piese, în cazul folosirii următoarelor variante:

Varianta I - obținerea semifabricatului prin turnare în nisip cu formare manuală;

Varianta II - obținerea semifabricatului prin turnare în nisip cu formare mecanizată.

Alegerea procedeelor de prelucrare se face ținând seama de următorii factori:

- productivitatea mașinilor unelte existente sau a liniilor tehnologice;
- condițiile tehnice impuse piesei;

- mărirea coeficientului de precizie total, impus, ce trebuie realizat în urma prelucrării fiecărei suprafețe în parte.

În scopul stabilirii succesiunii operațiilor de prelucrare trebuie respectate următoarele principii :

- obținerea în primele operații ale procesului tehnologic a suprafețelor ce constituie baze tehnologice pt. prelucrările ulterioare;

- operațiile în timpul cărora există posibilitatea depistării unor defecte de semifabricare (porozități, fisuri, neomogenități) trebuie executate la începutul procesului tehnologic;

- suprafețele pentru care se impun condiții de precizie a poziției reciproce (concentricitate, perpendicularitate) se prelucrează la aceeași orientare și fixare a piesei;

- în cazul pieselor cu mai multe suprafețe tolerate se va avea în vedere ca ordinea operațiilor să fie inversă gradului de precizie (o suprafață cu precizie ridicată se prelucrează înaintea unei suprafețe cu o precizie mai mică);

- execuția filetelor se va realiza spre sfârșitul procesului tehnologic;

- între operațiile de degroșare și cele de finisare trebuie eliminate tensiunile interne pe cale naturală sau artificială;

- suprafețele cu rugozitate mică și precizie ridicată se finisează în ultimele operații de prelucrare pentru a evita deteriorarea lor în cursul altor prelucrări sau în timpul transportului interoperațional;

- succesiunea operațiilor tehnologice trebuie astfel adoptată încât să se obțină un timp de bază minim (pe baza micșorării cursei de lucru);

- utilizarea unui număr mic de baze tehnologice pentru a reduce numărul de prinderi și desprinderi ce determină erori de prelucrare și timpi auxiliari mari;

- pentru reducerea cheltuielilor legate de transportul interoperațional în cazul amplasării utilajelor pe grupe de mașini unelte se vor grupa operațiile identice.

Pe schița reperului, figura 2, s-a procedat la notarea suprafețelor S_k ($k = 1, 2, \dots$) ce se vor prelucra în cadrul procesului tehnologic de prelucrare mecanică .

Rolul funcțional al suprafețelor

- suprafețele S_1, S_2, S_6, S_7, S_8 sunt suprafețe cu rol de mărginire

- suprafața S_3 este o suprafață ce permite trecerea arborelui

- suprafața S_4 este o suprafață ce permite asamblarea unui simering

- suprafața S_8 este o suprafață ce permite asamblarea unui inel de siguranță pentru fixarea simeringului (manșetei)

- suprafețele $S_9, S_{10}, S_{11}, S_{12}, S_{13}$ sunt suprafețe ce permit asamblarea.

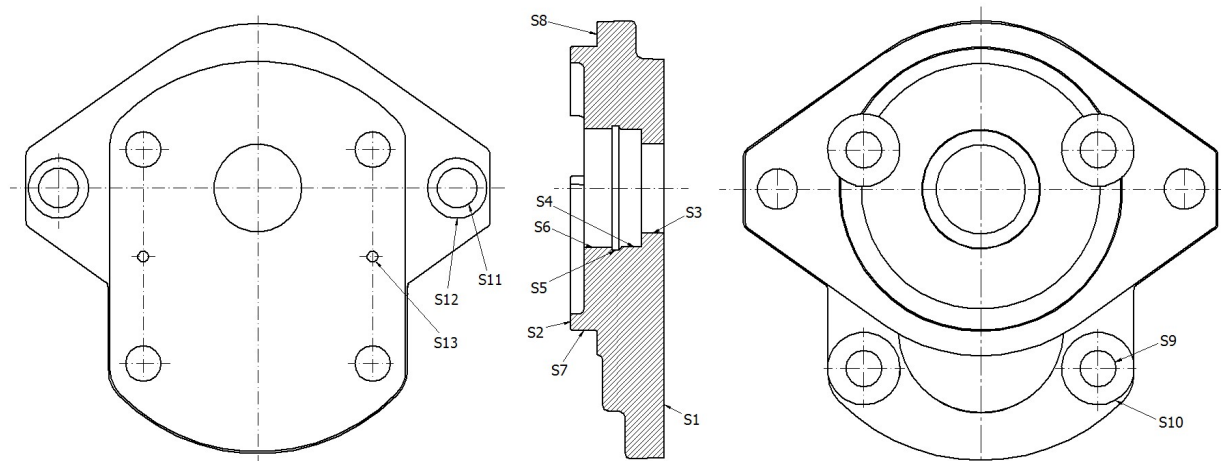


Fig. 2. Suprafețele capacului

În tabelul 1 sunt prezentate procedeele de prelucrare a suprafețelor pentru două variante de proces tehnologic, iar operațiile acestora sunt prezentate în figurile 3 și 4.

Tabelul 1. Procedeele de prelucrare a suprafețelor în două variante de proces tehnologic

Simbolul suprafeței S_k	Variante	Prelucrări		
		P_{k1}	P_{k2}	P_{k3}
S_1	I	Frezare plană degroșare	Frezare plană finisare	Rectificare
	II	Strunjire frontală degroșare	Strunjire frontală finisare	Rectificare
S_2	I	Frezare plană degroșare		
	II	Strunjire frontală degroșare		
S_3	I	Strunjire cil. int. degroșare		
	II	Lărgire		
S_4	I	Strunjire cil. int. degroșare	Strunjire cil int finisare	
S_5	I	Canelare		
S_6	I	Lărgire	Strunjire cil. int	
S_7	I	Strunjire cil. ext. degroșare	Strunjire cil. ext. finisare	
	II	Frezare degroșare	Frezare finisare	
S_8	I	Freză plană degroșare		
	II	Strunjire frontală degroșare		
S_9	I	Găurire		
S_{10}	I	Adâncire cilindrică (lamare)		
S_{11}	I	Găurire		
S_{12}	I	Adâncire cilindrică (lamare)		
S_{13}	I	Găurire	Alezare	Alezare precisă

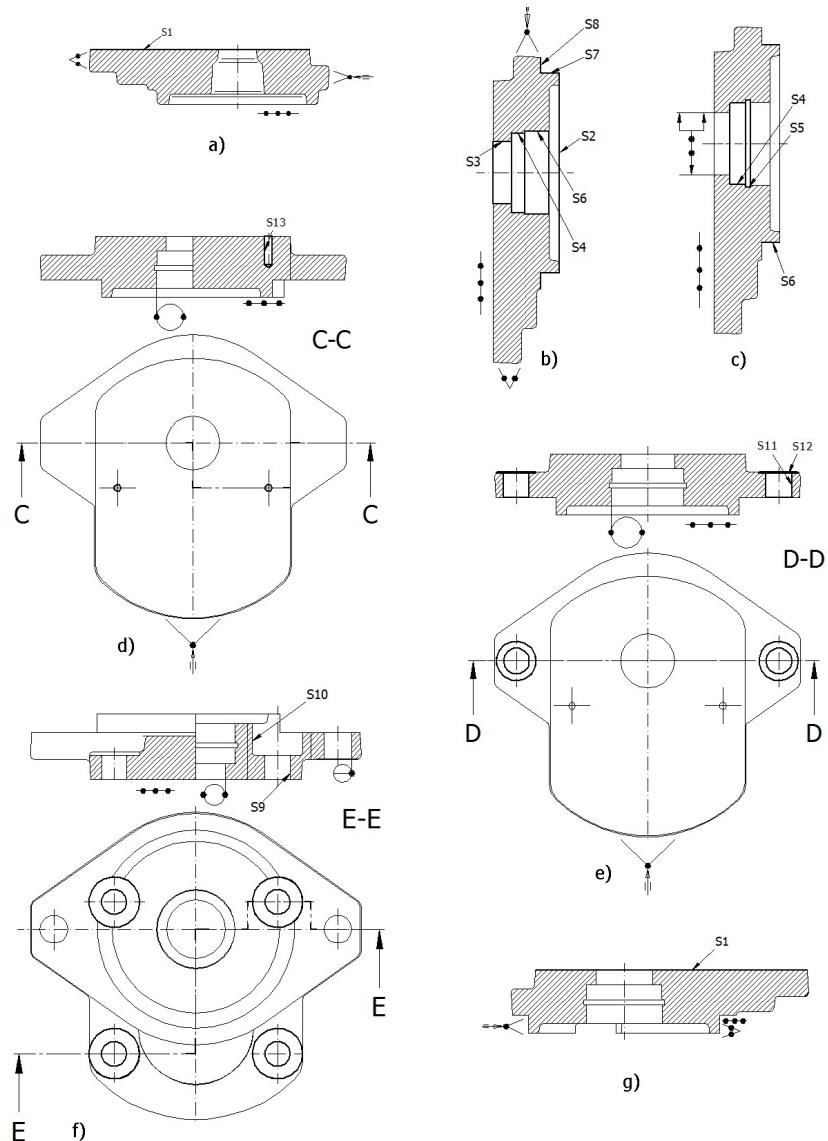


Fig. 3. Operațiile variantei I a procesului tehnologic

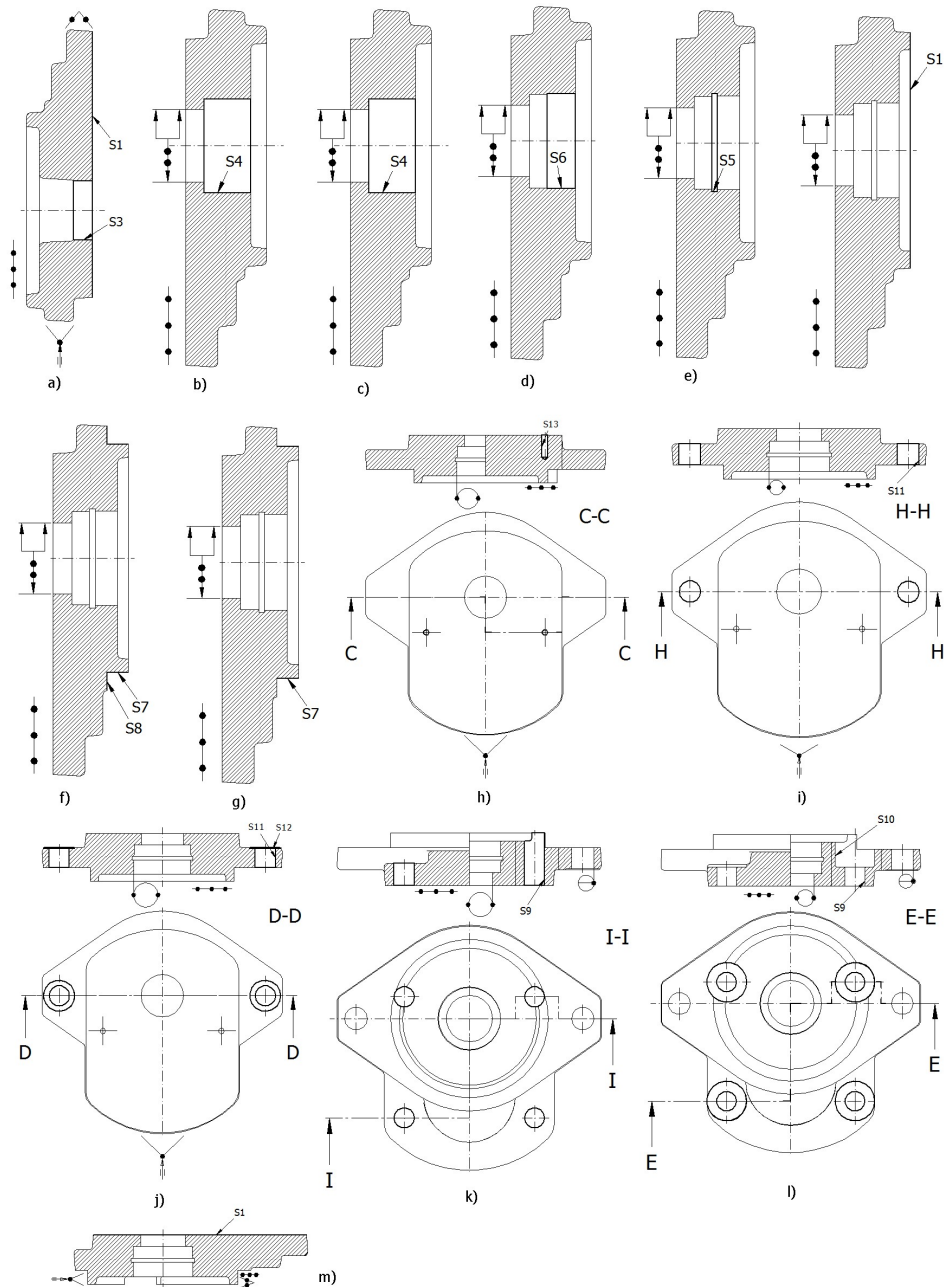


Fig. 4. Operațiile variantei II a procesului tehnologic

2. Dispozitiv pentru frezare

În figura 5 este prezentat modelul 3D al dispozitivului pentru frezare, unde s-au notat: 1 – placă de bază; 2 – ghidaje pentru canalele T ale mesei; 3 – sistem de pârghii pentru fixarea piesei; 4 – cep de sprijin; 5 – sistem de prindere pentru ridicarea și manipularea dispozitivului; 6 – sistem de orientare a piesei; 7 – piesa de prelucrat; 8 – plăcuțe de sprijin; 9 – bride de fixare.

Dispozitivul se instalează pe masa mașinii de frezat prin intermediul corpului și este orientat cu pene de ghidare ce pătrund în canalul T din aceasta. Fixarea dispozitivului se face cu șuruburi pentru canalele T ce intră în urechile de fixare ale dispozitivului.

Piesa se așează pe cele trei cepuri de reazem după care se rotesc bridele deasupra piesei, bridele ce sunt limitate de degajarea existentă în bușca ei. Fixarea piesei în dispozitiv se realizează prin strângerea piuliței care comprimă arcul elicoidal și apasă asupra bridei până se realizează contactul cu șurubul mișcarea fiind transmisă la cealaltă bridă prin șuruburile cu ochi și furca rezemată pe reazemul sferic. La omologarea dispozitivului se reglează mecanismul de fixare prin stabilirea înălțimii șuruburilor, blocate cu piulița, blocarea piuliței și contra piuliței.

După prelucrarea piesei se desfășoară piulița cu guler, arcurile elicoidale ridică bridele de pe piesă ce sunt rotite pentru a permite evacuarea piesei.

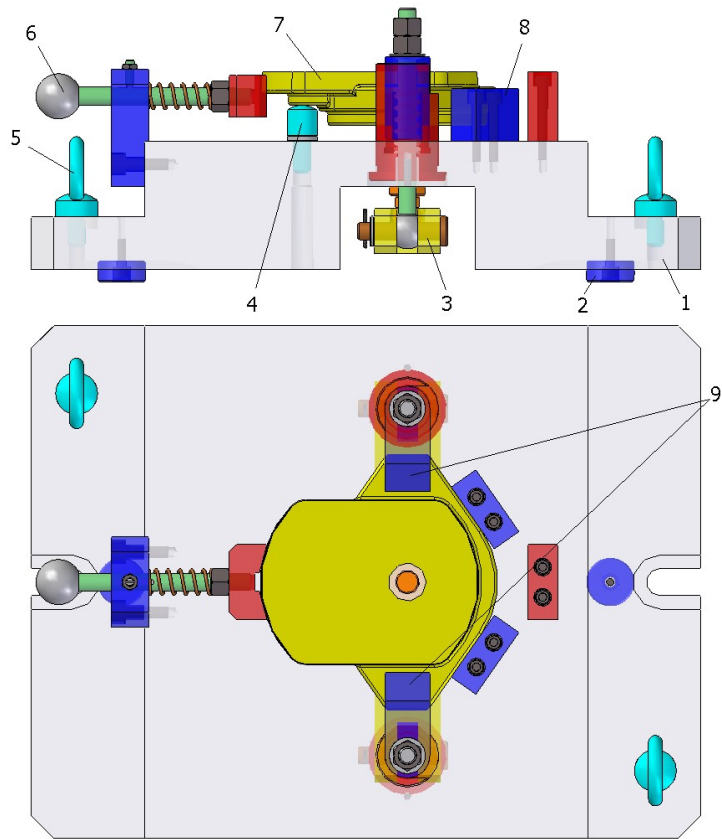


Fig. 5. *Dispozitiv pentru frezare*

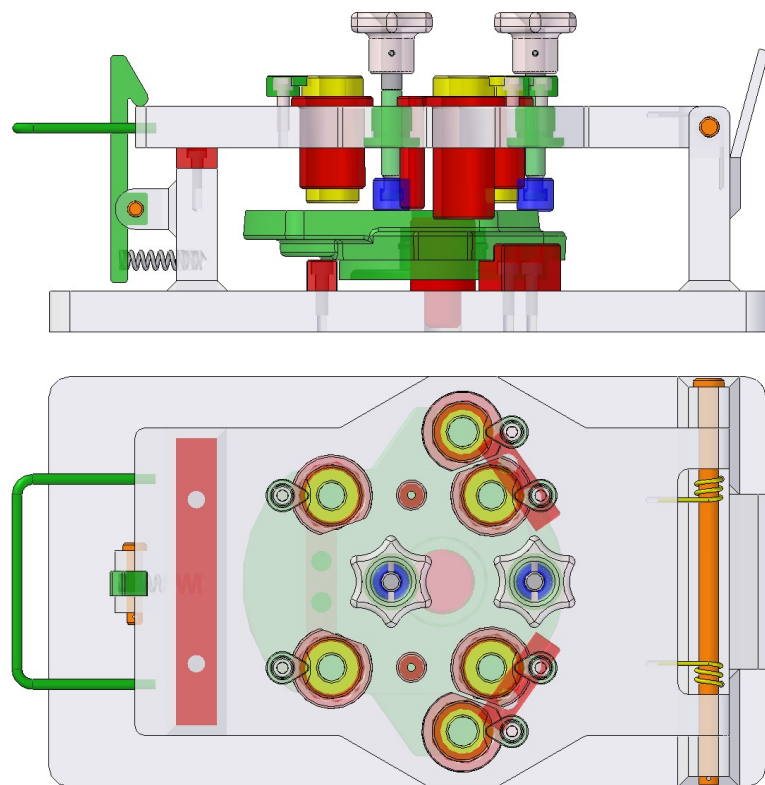


Fig. 6. *Dispozitiv de găurire-adâncire închis*

3. Dispozitiv pentru găurire-adâncire

În figurile 6 și 7 se prezintă dispozitivul pentru găurire-adâncire care se instalează pe masa mașinii și se asigură cu bride. Se introduce piesa în dispozitiv, se orientează pe bolțul 3 și pe bridele frezate 2, apoi se realizează rezemarea pe cele 3 bride 2 și 4. Se rabatează placa superioară 8 pe rigla de sprijin 6 și este fixată cu clichetul 5 ce este împins de un arc elicoidal.

Se fixează piesa prin acționarea celor două rozete 12 ce determină coborârea celor două tălpi de presiune pe piesă.

Se prelucrează cele 4 găuri prin introducerea burghiului succesiv în bușele de ghidare prin deplasarea dispozitivului, apoi se scot bușele de ghidare prin rotirea opritoarelor cu cioc până în poziția de evacuare. Apoi se schimbă burghiul cu adâncitorul cu cep de ghidare ce pătrunde în gaura prelucrată anterior realizând centrarea sa și se realizează cele patru adânciri cilindrice.

După prelucrare se desfac rozetele 12 realizând desfacerea piesei, se trage de clichet care comprimă arcul elicoidal, se rabatează placa superioară 8 pe placa de rezemare a plăcii de bază și se scoate piesa din dispozitiv. Se curăță dispozitivul și se reia ciclul.

La terminarea lucrului dispozitivul este scos de pe masa mașinii, se curăță și este depozitat.

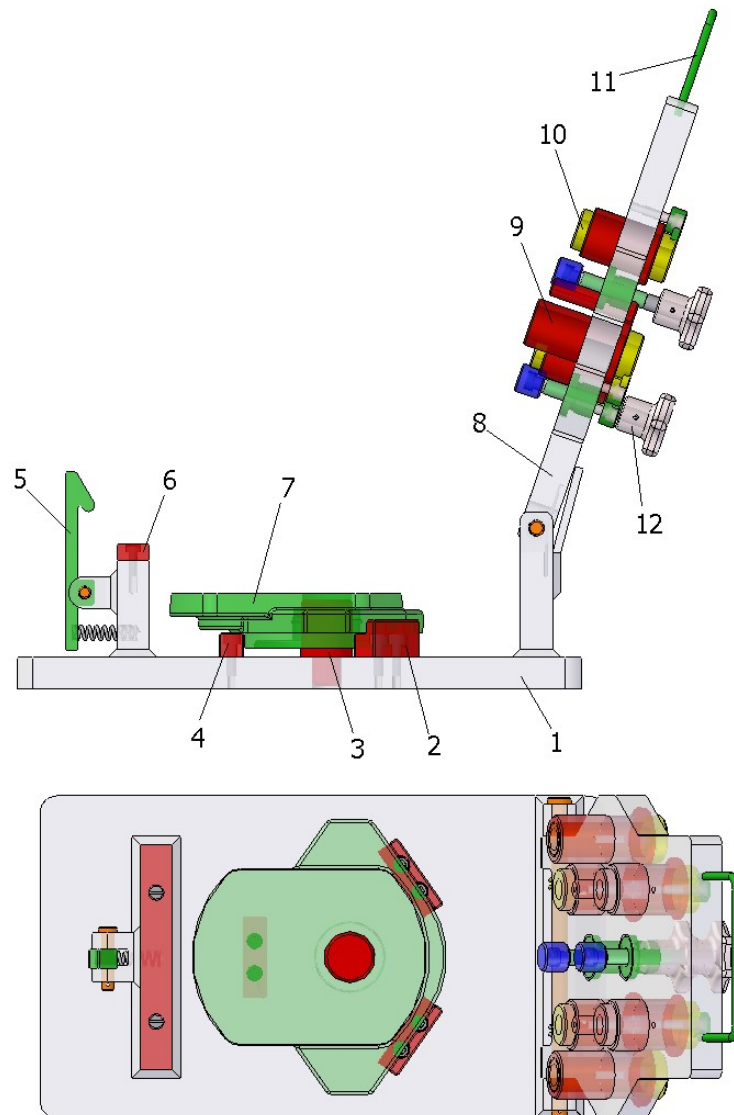


Fig. 7. Dispozitiv de găurire-adâncire deschis

Bibliografie

1. Bolunduț, I.L., Dumitrescu, I., 1999, *Mașini-unelte și prelucrări prin așchiere*, Ed. Tehnica-Info, Chișinău.
2. Dumitrescu, I., Jula, D., 2010, *Tehnologia construcțiilor de mașini, Îndrumar de proiectare*, Ed. Universitas, Petroșani.
3. Muscă, G., 2006, *Proiectarea asistată folosind Solid Edge*, Editura Junimea, Iași.

CUPLAJ FRANGIBIL PENTRU MONTAREA BALIZELOR LUMINOASE PE AEROPORTURI

Autori: Emil Daniel CORDOBIN¹

Ioan-Alexandru TIMIȘERI²
cordobin.daniel@gmail.com

Coordonator: Conf.dr.ing. Iosif DUMITRESCU³

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

² Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, specializarea: Tehnologia Construcțiilor de Mașini, anul I

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

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

Cuvinte cheie: Cuplaj frangibil, baliză, aeroport

1. Introducere

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

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

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

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

Frangibilitatea se realizează la aceste dispozitive prin reducerea diametrului exterior al secțiunii transversale sau prin prelucrarea unor găuri sau a altor elemente care reduc rezistența efectivă a cuplajului la înălțimea de 38 mm deasupra fundației de fixare a balizei (fig. 1). Cuplajul frangibil trebuie să funcționeze la temperaturi între -25°C și + 55°C, la umiditate între 0-100% și să suporte viteze ale vântului de până la 480km/h. Acesta trebuie să se rupă la un moment de încovoiere între 204 și 678 J (Nm).



Fig. 1. Exemple de cuplaje frangibile

2. Stabilirea soluției constructive a cuplajului frangibil pentru balize

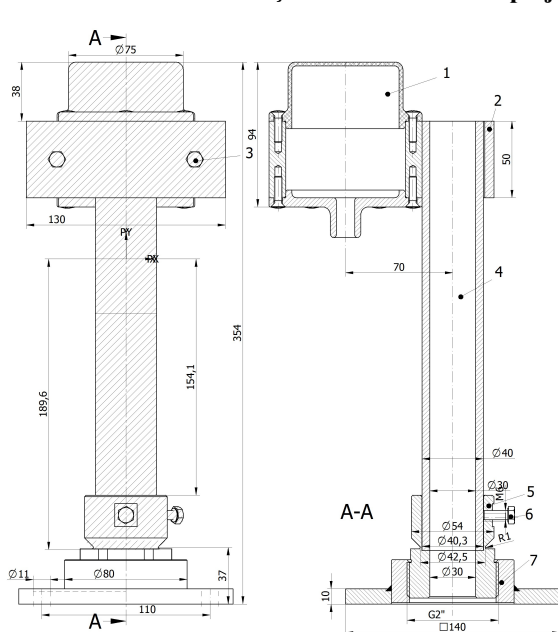


Fig. 2. Soluția constructivă a suportului balizei APP AL 008 02 WH

În figura 2 este prezentat desenul de asamblu al balizei, care se compune din: 1 - baliză APP AL 008 02 WH; 2 - brățară; 3 - șurub M6x25; 4 - țeavă de aluminiu $\Phi 40 \times 5$; 5 - cuplaj frangibil G2"; 6 - șurub M6x16; 7 - talpă pătrată de 140x140. Pe baza acestei soluții constructive a fost întocmit un breviar de calcul cu ajutorul softului MathCAD, care a permis verificarea la încovoiere a țevii în zona de fixare în cuplaj și a secțiunii de rupere a cuplajului frangibil pentru intensității ale vântului între 240 și 480 km/h pentru țeavă din aluminiu de $\Phi 35 \times 2$ mm și $\Phi 40 \times 5$ mm, care sunt prezentate în figura 3.a, curbele 1 și 2. De asemenea, a fost reprezentată tensiunea de încovoiere în țeava de $\Phi 35 \times 2$ mm pentru momentul minim de încovoiere de 204 J, curba 3, și pentru valoarea maximă de 678 J, curba 6. Tensiunea admisibilă pentru țeava din aliaj de aluminiu EN WA 6082/SR EN 755-2, s-a luat egală cu limita de curgere, care este de în 250 N/mm^2 , curba 5. Se observă că tensiunea de încovoiere de 432,8 N/mm^2 , dată de momentul maxim, curba 6, este mult mai mare de cât tensiunea admisibilă, ceea ce impune alegerea țevii de $\Phi 40 \times 5$ mm. Curba 5 reprezintă tensiunea de încovoiere maximă de 153,05 N/mm^2 din țeava de $\Phi 40 \times 5$ mm, care este mai mică de cât tensiunea admisibilă.

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

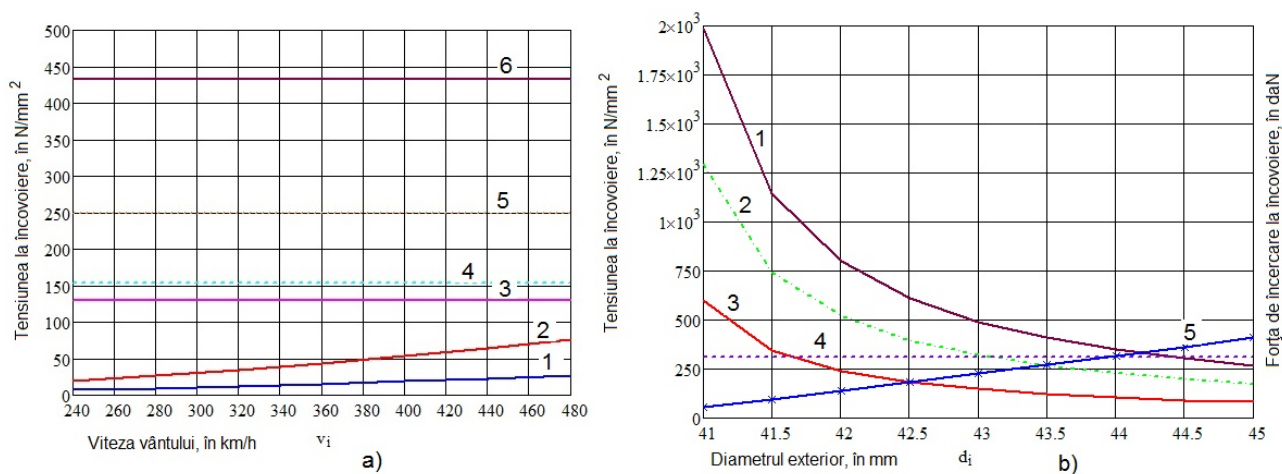


Fig. 3. Variația tensiunii de încovoiere cu viteza vântului și diametrul exterior al secțiunii cuplajului frangibil

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

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

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

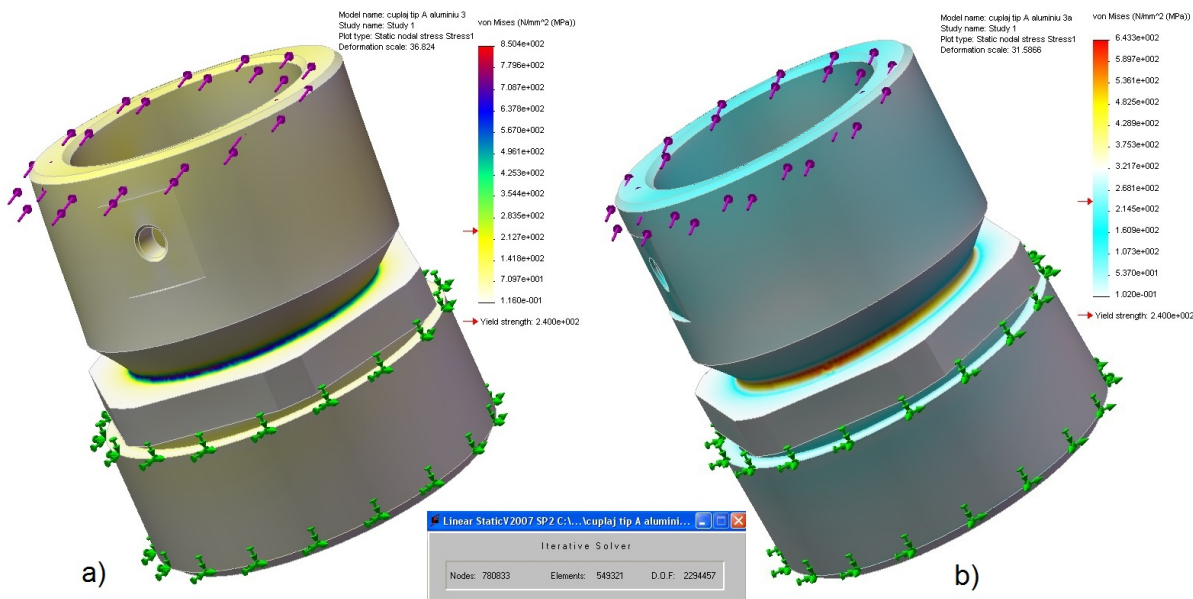


Fig. 4. Analiza cuplajului frangibil cu ajutorul metodei elementului finit

3. Verificarea cuplajului frangibil și a suportului balizei pe presă

Pentru verificarea cuplajului frangibil pe presa din Laboratorul de Rezistența materialelor din cadrul Universității din Petroșani a fost proiectat și realizat suportul din figura 5, unde sunt date și caracteristicile geometrice ale secțiunilor D-D și C-C. Pentru o tablă de 10 mm din oțel OL37/STAS 500/2-80, cu limita la curgere de 210 N/mm², a rezultat un coeficient de siguranță de 3,7.

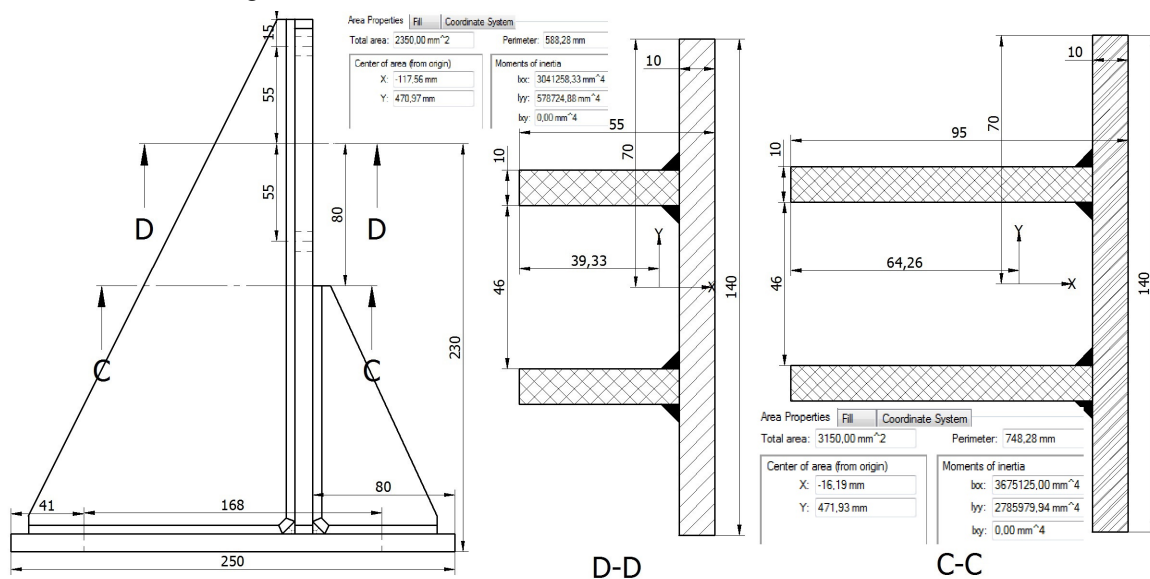


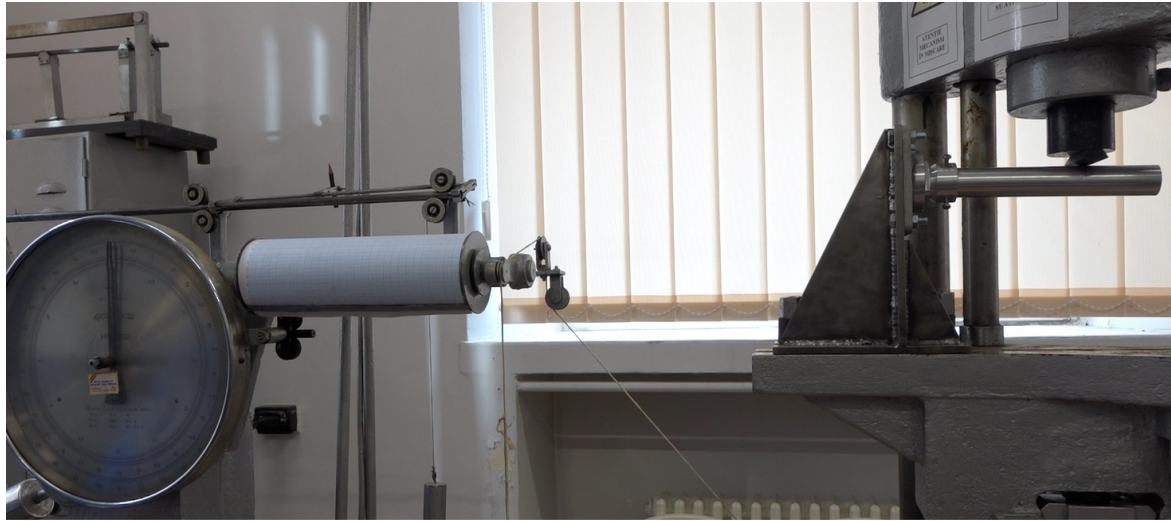
Fig. 5. Soluția constructivă și caracteristicile geometrice ale secțiunilor C-C și D-D

În figura 6.a este prezentat cuplajul frangibil cu suportul balizei montat pe presă pentru încercarea de rupere prin încovoiere, iar în figura 6.b este prezentat cuplajul frangibil rupt. La prima încercare, pentru un braț al forței de 190 mm, s-a produs ruperea la forța de 560 daN, iar în urma măsurării diametrului exterior al secțiunii de rupere a rezultat valoarea de 45 mm. S-a executat un nou cuplaj frangibil cu diametrul exterior al zonei de rupere de 42,5 mm, rezultând la încercare o forță de încercare de 240 daN, un moment de 456 J (Nm), cuprins între cele două limite admisibile 204 și 678 J (Nm).

4. Concluzii

Cu ajutorul soft-urilor moderne de proiectare s-a putut obține un cuplaj frangibil de calitate, care poate intra în portofoliul de produse al firmei ElectroMax Petroșani (fig. 6.c).

Datorită construcției suportului balizei a fost modificată și construcția acesteia față de figura 2, realizându-se alimentarea cu energie electrică printr-un cablu introdus prin interiorul suportului balizei (fig. 6.d).



a)



b)



c)



d)

Fig. 6. Încercarea cuplajului frangibil pe presă, modul de rupere al acestuia și baliza

Bibliografie

1. Buzdugan, Gh., 1979, *Rezistența materialelor*, Editura Tehnică, București.
2. Mănescu, T. Șt., ș.a., 2005, *Analiză structurală prin metoda elementului finit*, Ed. Orizonturi Universitare, Timișoara.
3. Muscă, G., 2006, *Proiectarea asistată folosind Solid Edge*, Editura Junimea, Iași.
4. * * * , 2005, RACR-AD-PETA "Proiectarea și exploatarea tehnică a aerodromurilor", ediția 2/2015.

MODELAREA MATEMATICĂ A PRELUCRĂRII BENZILOR METALICE PRIN LAMINARE SIMETRICĂ ȘI CONTRIBUȚII LA MODELAREA PROCESULUI DE LAMINARE ASIMETRICĂ

Autori: Alexandru-Vasile COZMA ¹, Gabriel-Vlăduț GAIȚĂ ²
alexcozma_tcm@yahoo.com

Coordonatori: Șef lucr.dr.ing. Vilhelm ITU ³, Prof.univ.dr. Wilhelm W. KECS ⁴

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

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

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

⁴ Universitatea din Petroșani, Facultatea de Științe, Departamentul Mat.Inf.

Rezumat

În lucrare se prezintă un model matematic al laminării benzilor metalice prin laminare. Punctul neutru și distribuția de presiune asupra arcului de contact sunt determinate. Rezultatele permit o analiză completă a benzii de laminare.

Cuvinte cheie

Model matematic, laminare, benzi metalice

1. Introducere

Printre tehnicile de prelucrare a metalelor, laminarea ocupă un loc important fiind rapidă și economică. În mod uzual, produse lungi cu diverse secțiuni transversale sunt supuse laminării. Scopul principal al laminării benzilor, având lățimea mult mai mare decât grosimea, este reducerea acesteia din urmă.

În problema de față rolele sunt presupuse identice ca rază, condiții de suprafață și viteze de operare, iar curgerea este simetrică. Rolele transferă energie benzii prin frecarea dintre cele două corpuri.

În laminarea longitudinală doar o mică parte a benzii - partea aflată între role - este supusă deformării. Această parte a benzii este numită zona de deformare. În condiții obișnuite de laminare, banda se mișcă mai încet decât rola la intrarea în zona de deformare și mai rapid decât rola la ieșire, prezentând în zona de contact un punct neutral unde vitezele sunt egale. Forța de frecare care acționează între punctul de intrare și cel neutral avansează banda între role în timp ce forța de frecare acționând între punctul neutral și cel de ieșire se opune acțiunii laminării. Diferența celor două forțe de frecare (suplinită eventual de o forță frontală sau de frânare) asigură puterea necesară procesului de laminare.

Analiza laminării simetrice este descrisă sub diverse aspecte, folosindu-se modele simplificate. Numeroase formulări, preponderent numerice sunt, de asemenea, prezente în literatură.

În lucrarea de față se prezintă un model matematic nou al laminării simetrice a benzilor la viteze mari care prezintă nu un punct unghiular al presiunii pe rolă ci un maxim neted în deplină concordanță cu experiența. Acest model extinde metoda utilizată în rezolvarea unor probleme de prelucrare a metalelor și la teoria laminării benzilor.

2. Formularea problemei

În modelul matematic al laminării benzilor se fac următoarele ipoteze:

Fig. 1. Schema modelului matematic

- Rolele sunt rigide, iar banda metalică care se laminează este modelată constitutiv de o ecuație vascoplăstică de tip Bingham incompresibil.

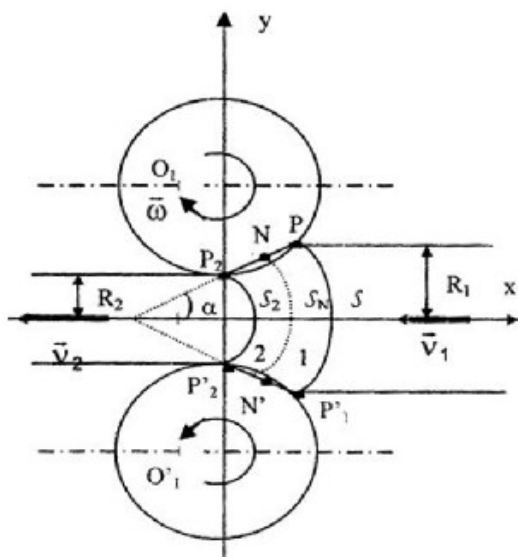
- Curgerea materialului corespunde unei deformări plane.
- Forțele volumice și termenii inerțiali se neglijează.
- Coeficientul de frecare dintre role și bandă este constant.
- Arcul de contact este mic comparativ cu circumferința rolei și se înlocuiește prin coarda corespunzătoare.

În acest fel zona de deformare este definită de două segmente înclinate cu un unghi α și de două suprafețe de discontinuitate pentru viteza (S_1 și S_2), care separă zona de deformare de zonele cu mișcări rigide.

Presupunând pentru funcția de curent, o dezvoltare de forma

$$\psi(r, \theta) = R_2 v_2 k(\theta) + v_2 r \chi(\theta) + \frac{k}{\eta} \left[r^2 \varphi(\theta) + \frac{r^3}{R^2} \xi(\theta) \right] \quad (1)$$

Câmpurile de viteze și tensiuni din zona de deformare, în coordonate polare - r, θ - sunt date de



$$v_r = \frac{R_2 v_2 k(\theta)}{r} + v_2 \chi(\theta) + \frac{k}{\eta} \left[r \varphi'(\theta) + \frac{r^2}{R^2} \xi'(\theta) \right]$$

$$v_\theta = -v_2 \chi(\theta) - \frac{k}{\eta} \left[2r \varphi(\theta) + \frac{3r^2}{R^2} \xi(\theta) \right] \quad (2)$$

$$t_{rr}(r, \theta) = \frac{\eta v_2}{R_2} \left[\frac{R_2^2}{2r^2} (k''' - 4k') + \frac{R_2}{r} (\chi''' + \chi') - e \right] - k \left[\left(\varphi''' + 4\varphi' + \frac{1}{2\sqrt{F}} (k''' - 4k') \right) \ln \frac{r}{R_2} + \right.$$

$$\left. + \frac{r}{R_2} \left(\xi''' + 5\xi' + \frac{1}{2\sqrt{F}} (\chi''' + \chi') \right) + \frac{3k'}{\sqrt{F}} - 2\varphi' + E \right],$$

$$t_{\theta\theta}(r, \theta) = \frac{\eta v_2}{R_2} \left[\frac{R_2^2}{2r^2} (k''' + 4k') + \frac{R_2}{r} (\chi''' + \chi') - e \right] - k \left[\left(\varphi''' + 4\varphi' + \frac{1}{2\sqrt{F}} (k''' - 4k') \right) \ln \frac{r}{R_2} + \right.$$

$$\left. + \frac{r}{R_2} \left(\xi''' + 13\xi' + \frac{1}{2\sqrt{F}} (\chi''' + \chi') \right) + \frac{k'}{\sqrt{F}} + 2\varphi' + E \right], \quad (3)$$

$$t_{r\theta}(r, \theta) = \frac{\eta v_2}{R_2} \left[\frac{R_2^2}{2r^2} k' + \frac{R_2}{r} (\chi'' + \chi) \right] + k \left[\frac{r}{R_2} \left(\xi'' - 3\xi' + \frac{1}{2\sqrt{F}} (\chi'' + \chi) \right) + \varphi'' + \frac{k}{2\sqrt{F}} \right],$$

unde

$$k(\theta) = a\theta + \frac{b}{2} \sin 2\theta,$$

$$\chi(\theta) = c \sin \theta + d \theta \cos \theta,$$

$$\varphi(\theta) = A\theta + \frac{B}{2} \sin 2\theta - \frac{b}{2\sqrt{F}} \theta \cos 2\theta, \quad ,$$

$$\xi(\theta) = C \sin \theta + D \sin 3\theta + \frac{d}{4\sqrt{F}} \theta \cos \theta. \quad (4)$$

iar

$$F = (a + b)^2, \quad (5)$$

Definim

$$T_1 = \int_{r_2}^{r_1} t_{r\theta}(r, \alpha) dr, \quad N_1 = \int_{r_2}^{r_1} t_{\theta\theta}(r, \alpha) dr,$$

$$T_2 = \int_{r_2}^{r_1} t_{\theta\theta}(r, \alpha) dr, \quad N_2 = \int_{r_2}^{r_1} t_{\theta\theta}(r, \alpha) dr, \quad (6)$$

Notând cu X^I și X^{II} rezultantele tensiunilor pe suprafețele singulare S_1 , respectiv S_2 se obține:

$$X^{II} + \frac{R_2}{R_1} X^I = 4\eta v_2 \left[\sin^2 \alpha \left(a + 2b \cos^2 \alpha \right) \left(1 - \frac{R_2^2}{R_1^2} \right) + d \sin \alpha \cos \alpha \left(1 - \frac{R_2}{R_1} \right) \right] + 4kR_2 \left[A \ln \frac{R_2^2}{R_1^2} + \right.$$

$$\left. + 2C \operatorname{ctg} \alpha \left(1 - \frac{R_1}{R_2} \right) - 6D \operatorname{ctg} \alpha \left(1 - \frac{R_1}{R_2} \right) + \frac{a}{\sqrt{F}} \ln \frac{R_1}{R_2} - \frac{d}{4\sqrt{F}} \left(\frac{\alpha}{\sin^2 \alpha} + 2\alpha \right) \left(1 - \frac{R_1}{R_2} \right) \right] \quad (7)$$

Expresiile tensiunii relative de tragere și respective a presiunii exercitate de bandă asupra rolei de laminare sunt date de:

$$\frac{\sigma_x^{II}}{2k} = \frac{1}{Bg} \left[\sin^2 \alpha \left(a + 2b \cos^2 \alpha \right) \left(1 - \frac{R_2^2}{R_1^2} \right) + d \sin \alpha \cos \alpha \left(1 - \frac{R_2}{R_1} \right) \right] - A \ln \frac{R_2^2}{R_1^2} +$$

$$+ 2C \operatorname{ctg} \alpha \left(1 - \frac{R_1}{R_2} \right) - 6D \operatorname{ctg} \alpha \left(1 - \frac{R_1}{R_2} \right) + \frac{a}{\sqrt{F}} \ln \frac{R_1}{R_2} - \frac{d}{4\sqrt{F}} \left(\frac{\alpha}{\sin^2 \alpha} + 2\alpha \right) \quad (8)$$

și

$$\frac{t_{\theta\theta}(r, \alpha)}{2k} = \frac{1}{Bg} \left[-a \frac{R_2^2}{r^2} + \frac{R_2}{r} d \cos \alpha + \frac{e}{2} \right] + \left\{ \left(2A - \frac{a}{\sqrt{F}} \right) \ln \frac{r}{R_2} + [6C \cos \alpha + 6D \cos 3\alpha + \right.$$

$$\left. + \frac{d}{4\sqrt{F}} (3 \cos \alpha - 6\alpha \sin \alpha) \right] \frac{r}{R_2} + A + B \cos 2\alpha + \frac{b}{\sqrt{F}} \alpha \sin 2\alpha + \frac{a}{2\sqrt{F}} + \frac{E}{2} \left. \right\} \quad (9)$$

3. Condiții de limită

Pentru determinarea parametrilor prezenți în soluția problemei vom considera următoarele condiții de limită:

- a) $v_\theta(r, \alpha) = 0$
- b) $\psi(r, \alpha) = -R_2 v_2$
- c) $X^I = 0$
- d) condițiile de frecare: $T_j = \pm \mu N_j, \mu > 0, j = 1, 2$
- e) pe suprafețele S_1 și S_2 sunt satisfăcute condițiile dinamice de salt $[v_n] = 0, [t_{k1} \ n_k] = 0$
- f) $v_r(r_N, \alpha) = -\omega R, \omega$ – viteza unghiulară a rolei de rază R .

Ecuatiile suprafețelor S_1 și S_2 rezultă din condiția e) și sunt date de:

$$\psi(r, \theta) = +v_j r \sin \theta, \quad j = 1, 2 \tag{10}$$

4. Modelarea procesului de laminare asimetrică. Ecuatiile problemei

Laminarea simetrică a fost studiată folosind o ecuație constitutivă de tip Bingham și metoda perturbațiilor de către N. Sandru și G. Camenschi. Laminarea asimetrică este utilizată pentru fabricarea benzilor. Asimetria se datorează vitezelor diferite ale rolor sau a diametrelor lor diferite (fig. 2).

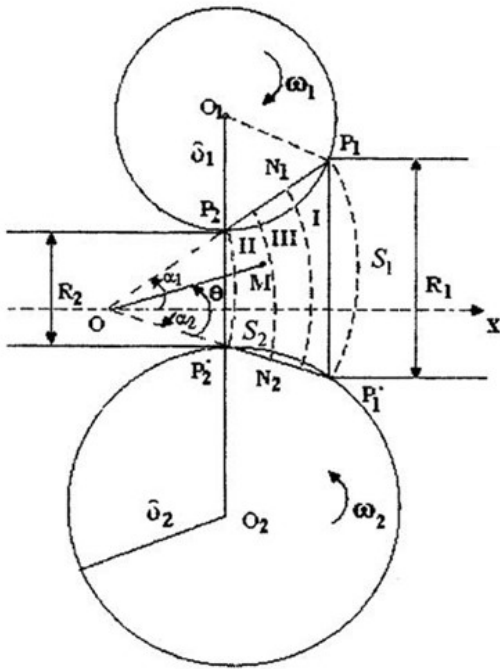


Fig. 2. Geometria procesului de laminare asimetrică

Procesul de laminare asimetrică îmbunătățește productivitatea procesului de laminare, micșorează forța de laminare, presiunea pe role, momentul de laminare.

Folosind lucrările N. Sandru și G. Camenschi, Ioan Rodica a descris procesul de laminare asimetrică a benzilor cu ajutorul metodei perturbațiilor și o ecuație constitutivă de tip Bingham. În lucrarea de față, funcția de curent a fost modificată în zona de deformare, punându-se în evidență mișcarea rolor.

Ipotezele generale sunt cele folosite de R. Ioan, completate cu altele noi, iar ecuațiile din zona de deformare au fost integrate fără a diviza zona de deformare în trei regiuni.

Funcția de curent este dată de relația:

$$\psi(r, \theta) = R_2 v_2 \left[k(\theta) + \frac{r}{R_2} \chi(\theta) + Bg \left(\frac{r^2}{R_2^2} \varphi(\theta) + \frac{r^3}{R_2^3} \xi(\theta) \right) + O(Bg)^2 \right] \tag{11}$$

Câmpul de viteze are următoarea reprezentare:

$$\begin{aligned} v_r &= v_2 \left[\frac{R_2}{r} k(\theta) + \chi(\theta) + Bg \left(\frac{r}{R_2} \varphi(\theta) + \frac{r^2}{R_2^2} \xi(\theta) \right) \right] \\ v_\theta &= -v_2 \left[\chi(\theta) + Bg \left(2 \frac{r}{R_2} \varphi(\theta) + \frac{r^2}{R_2^2} \xi(\theta) \right) \right] \end{aligned} \tag{12}$$

5. Condițiile de limită la laminarea asimetrică

Pentru determinarea constantelor care apar prin integrarea ecuațiilor diferențiale, s-au folosit următoarele relații:

- a) $v_\theta(r, \alpha_1) = 0, v_\theta(r, -\alpha_2) = 0;$
- b) $\psi(r, \alpha) + v_j r_j \sin \theta = C_j, j = 1, 2;$
- c) $X^I = 0$

d) condiția de frecare $t_{r\theta} \Big|_{\substack{\theta=\alpha_i \\ r=r_i(\alpha_i)}} = \pm m_j \sqrt{\Pi_i} \Big|_{\substack{\theta=\alpha_i \\ r=r_i(\alpha_i)}}, i, j = 1, 2,$ unde m_j sunt factorii de frecare $0 \leq m_j \leq 1$ și

$$\sqrt{\Pi_i} = k + 2\eta \sqrt{\Pi_d};$$

e) poziția punctului neutral al rolei superioare este dat de $v_r(r_{N_1}(\alpha_1), \alpha_1) = -\omega_1 \delta_1$ și din legea constanței volumului,

poziția punctului neutral al rolei inferioare, este: $r_{N_2}(\alpha_1) = \sqrt{r_{N_1}(\alpha_1)^2 \frac{V_1}{V_2} + 2 \frac{\delta_1 R_2}{I + \frac{\delta_1}{\delta_2}} \left(\frac{V_1}{V_2} - 1 \right)},$ unde $V_1 = \omega_1 \delta_1$ și

$$V_2 = \omega_2 \delta_2$$

f) pe suprafețele S_{N1} și S_{N2} avem $[v_n] = 0, [t_{k1} \ n_k] = 0$

6. Presiunea de laminare la laminarea asimetrică

După calcule laborioase, se obținem următoarea relație pentru presiunea de laminare:

$$\frac{t_{\theta\theta}(r, \alpha_i)}{2k} = \frac{I}{Bg} \left[-\frac{R_2^2}{r^2(\alpha_i)} a_i + \frac{R_2}{r(\alpha_i)} (b_2 \sin \alpha_i + b_4 \cos \alpha_i) + \frac{c}{2} \right] +$$

$$\begin{aligned}
 & + \left\{ \left(2A_1 - \frac{a_1}{\sqrt{F}} \right) \ln \frac{r(\alpha_1)}{R_2} + \frac{3r(\alpha_1)}{R_2} [2(-B_1 \sin \alpha_1 + B_2 \cos \alpha_1 - B_3 \sin 3\alpha_1 + B_4 \cos 3\alpha_1) + \right. \\
 & + \frac{1}{4\sqrt{F}} (b_2(\sin \alpha_1 + 2\alpha_1 \cos \alpha_1 + \sin 3\alpha_1) + b_4(\cos \alpha_1 - 2\alpha_1 \sin \alpha_1 - \cos 3\alpha_1))] + A_1 + A_2 \cos 2\alpha_1 - A_4 \sin 2\alpha_1 + , \quad (13) \\
 & \left. + \frac{1}{2\sqrt{F}} \left(a_1 + a_2 \left(\frac{5}{2} \cos 2\alpha_1 + 2\alpha_1 \sin 2\alpha_1 \right) + a_4 \left(-\frac{5}{2} \sin 2\alpha_1 + 2\alpha_1 \cos 2\alpha_1 \right) \right) + \frac{C}{2} \right\}
 \end{aligned}$$

Concluzii

Rezultatele precedente permit, în cadrul modelului prezentat, o analiză completă a problemei laminării benzilor, inclusiv a determinării poziției punctului neutral.

Pentru funcția de curent în zona de deformare folosind relațiile pentru laminarea asimetrică găsim expresia presiunii de laminare și relațiile ce determină pozițiile punctelor neutrale, fără a împărți zona de deformare în trei regiuni.

Cu scop ilustrativ, se prezintă pentru laminarea simetrică un singur exemplu numeric.

Luând în seamă următoarele date geometrice și mecanice ale modelului $R_1 = 1,25 \text{ mm}$, $R_2 = 0,75 \text{ mm}$, $R = 157 \text{ mm}$, $\alpha = 0,04125$ și coeficientul de frecare $\mu = 0,00331$, iar numărul lui Bingham, $Bg = 0,83822$ respectiv $\omega R/R_2 = 0,823$. Punctul neutral este caracterizat de $r_N = 22,61822 \text{ mm}$.

Pentru tensiunea relativă de tragere (8) rezultă valoarea $\frac{\sigma_x''}{2k} = 0,0030$, o valoare neglijabilă, adică procesul de laminare are loc practic datorită frecării dintre role și materialul benzii.

În ceea ce privește presiunea benzii asupra rolei

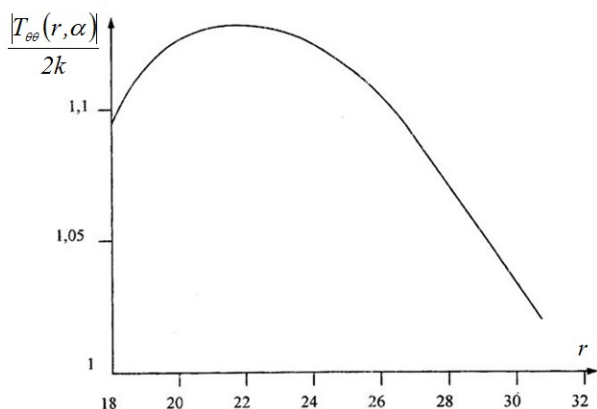


Fig. 3: Variația presiunii pe rolă

ea are o variație reprezentată în fig. 3.

Constatam o distribuție netedă a presiunii pe rolă ceea ce este în concordanță și cu datele experimentate.

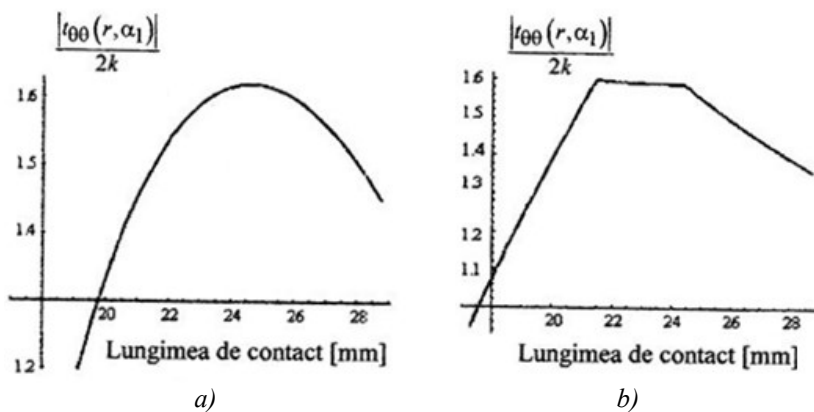


Fig. 4. Variația presiunii de laminare la laminarea asimetrică

În fig. 4, a este dată presiunea de laminare în funcție de lungimea de contact, folosind (11); în fig. 4, b este reprezentată presiunea de laminare în funcție de lungimea de contact, folosind o relație obținută de Rodica Ioan.

În fig. 4, a distribuția a presiunii de laminare este în concordanță cu datele experimentale.

Bibliografie:

1. Camenschi, G., Șandru, N., -“Modele matematice în prelucrarea metalelor”, Ed. Tehnică Buc., 2003.
2. Șandru, N., “Modelarea matematică a laminării benzilor metalice”, Materialele științifice ale celei de a XXXI – a Conferințe naționale de mecanica solidelor, Chișiău, 2007.
3. Ioan, R., “Contribuții la modelarea procesului de laminare asimetrică”, Materialele științifice ale celei de a XXXI – a Conferințe naționale de mecanica solidelor, Chișiău, 2007.

MONTAREA PRIN FRETARE A INELULUI MOLETEI MOBILE PE ARBORELE CU MOLETE

Autori: Gabriel-Vlăduț GAIȚĂ¹, Alexandru-Vasile COZMA²
gabriel.vlad95@yahoo.com

Coordonator: Șef lucr.dr.ing. Vilhelm ITU³

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

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

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

Rezumat

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

Cuvinte cheie

Mecanizare, turnare, analiză cinematică, forțe

1. Introducere

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

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

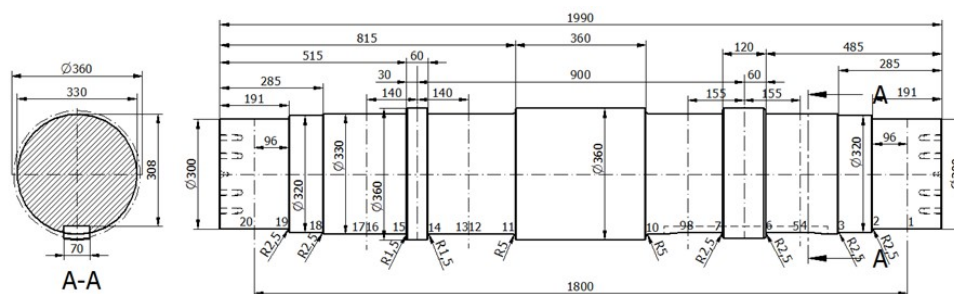


Fig. 1. Arbore tip Petrila

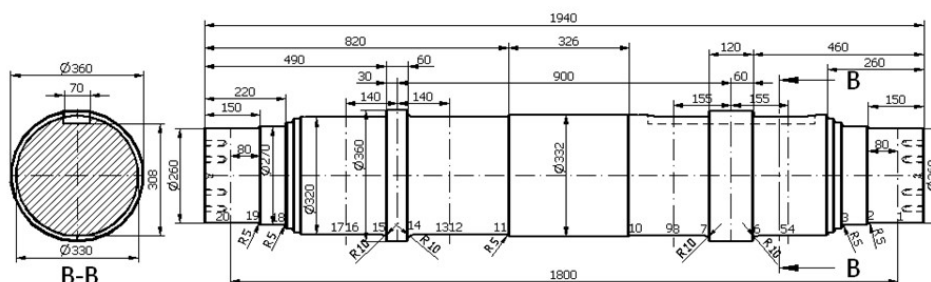


Fig. 2. Arbore tip Lonea

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

Forma și dimensiunile ale arborilor de la E.M. Petrila și E.M. Lonea, sunt prezentate în figurile 1 și 2.

2. Arborele moletei propus

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

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

este poziționat pe arbore de cele două pene. Inelul moletii mobile se montează pe arbore prin strângere directă.

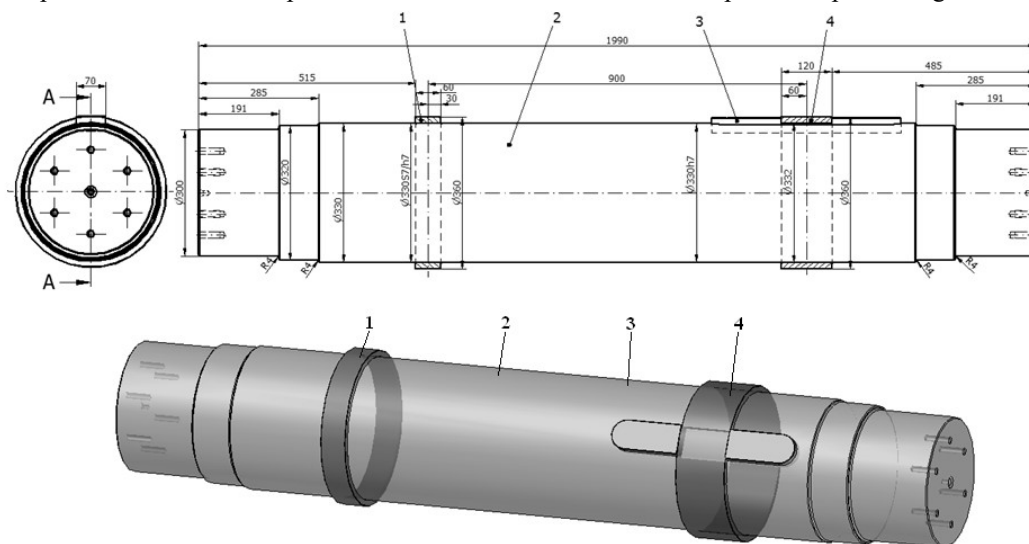


Fig. 3. Arborele moletelor propus

3 Asamblarea inelului

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

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

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

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

unde β este un coeficient de siguranță împotriva patinării.

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

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

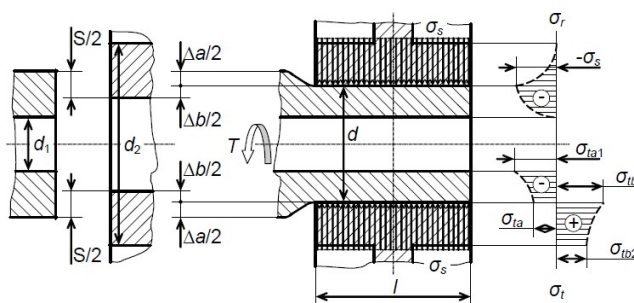


Fig. 4. Asamblare cu strângere proprie

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

În cazul acestei asamblări forța normală se realizează prin alegerea unui ajustaj cu strângere între arbore și butuc. Înainte de montaj diametrul exterior al arborelui este mai mare decât diametrul interior al butucului cu strângerea S (fig. 4), rezultând că după montaj, prin deformare, diametrul arborelui scade cu Δa iar diametrul butucului crește cu Δb ($\Delta a + \Delta b = S$), pe suprafața de contact apărând tensiunea de contact σ_s , a cărei rezultantă este forța normală F_n . Dacă forța normală este suficient de mare se asigură transmiterea prin frecare a unui moment de răsucire sau a unei forțe axiale

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Rezultă:

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

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

- pentru întreaga asamblare:

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

Strângerea teoretică corespunzătoare unei anumite tensiuni de contact este:

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

unde:

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

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

ν_a, ν_b - coeficienții Poisson ai celor două materiale.

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

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

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

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

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

unde: α_a, α_b - coeficienții de dilatare lineară ai celor două materiale,

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

Cunoscând aceste două corecții se calculează strângerea corectată:

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

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

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

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

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

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

unde: μ_m - coeficientul de frecare la montaj;

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

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

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

unde: j_m - jocul la montaj.

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

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

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

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

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

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

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

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

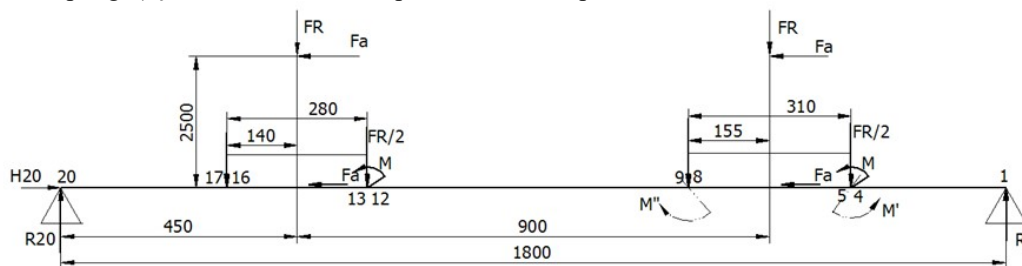


Fig. 5. Modelul de încărcare a arborelui

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

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

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

pentru care rezultă:

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

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

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

Concluzii

Soluția constructivă propusă prezintă următoarele avantaje:

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

Bibliografie

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