

STUDIU PRIVIND ÎMBUNATĂȚIREA PERFORMANTELOR UTILAJULUI PATULUI DE RACIRE A LAMINOARELOR DE PROFILE

S.I.ing.Marius ARDELEAN
S.I.dr.ing.Erika ARDELEAN
Asist.dr.ing. Amalia DASCAL

Universitatea Politehnica Timisoara, Facultatea de Inginerie Hunedoara,
marius_a@fih.utt.ro

ABSTRACT

The cooling beds of rolling mills have a very important role in obtains of a finite product of high quality; thing so which is pointed out better at small profiles rolling mills. It's being studied the braking mechanism at the entrance on the cooling-beds.

The kinematics and cinetostatic study of this mechanism conducts to dates and conclusions, which can be used forward at the study of component parts of the mechanism using an analyzing program with established finite element.

1. INTRODUCERE

În ansamblul utilajului laminoarelor, paturile de racire sunt o parte importanta, având în vedere ca la finalizarea procesului de laminare, laminatul trebuie racit în conditii corespunzatoare (conditiile de racire au o mare importanta în ceea ce priveste microstructura si caracteristicile fizico-mecanice ale laminatului).

Constructiv, paturile cu greble pasitoare asigura o deformare minima (facându-se chiar o îndreptare a laminatului) a laminatului la deplasarea acestuia transversal pe patul de racire pentru întreg sortimentul de laminate care se lamineaza pe acest laminor.

Mecanismele de frânare, pentru ambele fire, sunt asezate în continuarea caii cu role de alimentare, conform figurii 1 .

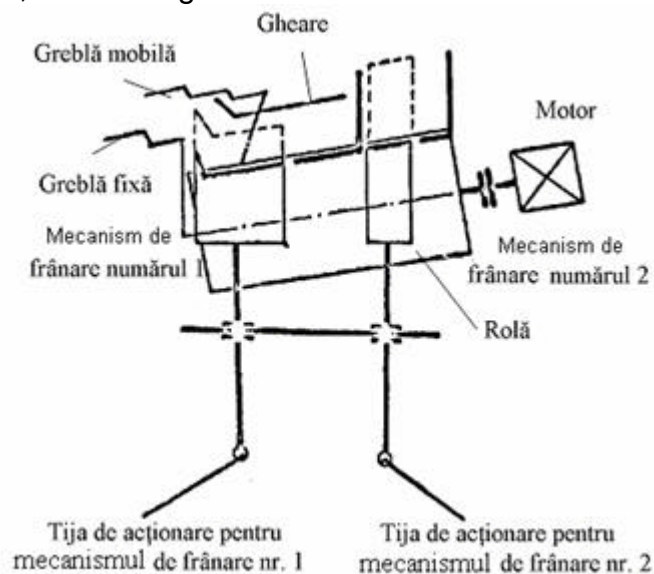


Figura 1 Schema mecanismului de frânare

Jgheabul cu doua fire al caii cu role se compune, la fel ca si dispozitivul de separare, din doua parti. O prima parte este mobila, care asigura frânarea laminatului, prin ridicarea acesteia, datorita frecarii, iar cea de-a doua parte este fixa si primeste profilul laminat urmator. Rolele înclinate transporta laminatul transversal în jumatarea dispozitivului de frânare

Deconectarea dispozitivului de frânare au loc dupa rotirea cu 180° a arborelui cotit cu 270° si 90° . Pozitia de pornire a dispozitivului este cea superioara. Comenzile de ridicare si coborâre a dispozitivului de frânare, se impun astfel ca barele sa se opreasca pe cât posibil la acelasi nivel pe patul de racire.

2. Analiza cinematica a mecanismului de frânare al firului 1

Mecanismul este plan, cu un singur element motor si este format din mecanismul patrulater ABCD, mecanismul patrulater DCEG si mecanismul patrulater GEFI. De pârghiile EG si FI sunt rigidizate pârghiile GH si IJK (unghiurile EGH si FIK 81°), conform figurii 2. Trebuie precizat faptul ca mecanismul prezentat este multiplicat pe întreaga lungime a patului de racire, aproximativ 120 m.

Descompunerea structurala a mecanismului de frânare de pe firul 1 este prezentata în figura 2, iar schema cinematica a mecanismului de frânare de pe firul 1 este prezentata în figura este prezentata în figura 3.

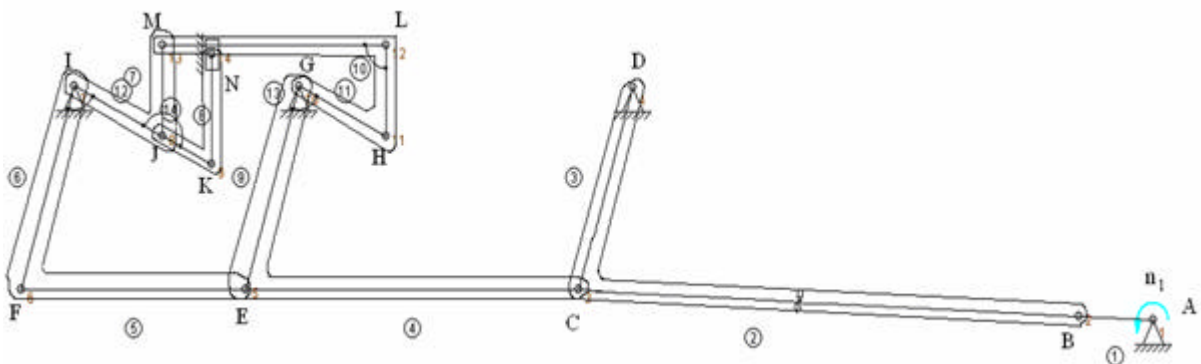


Figura 2 Descompunerea structurala a mecanismului

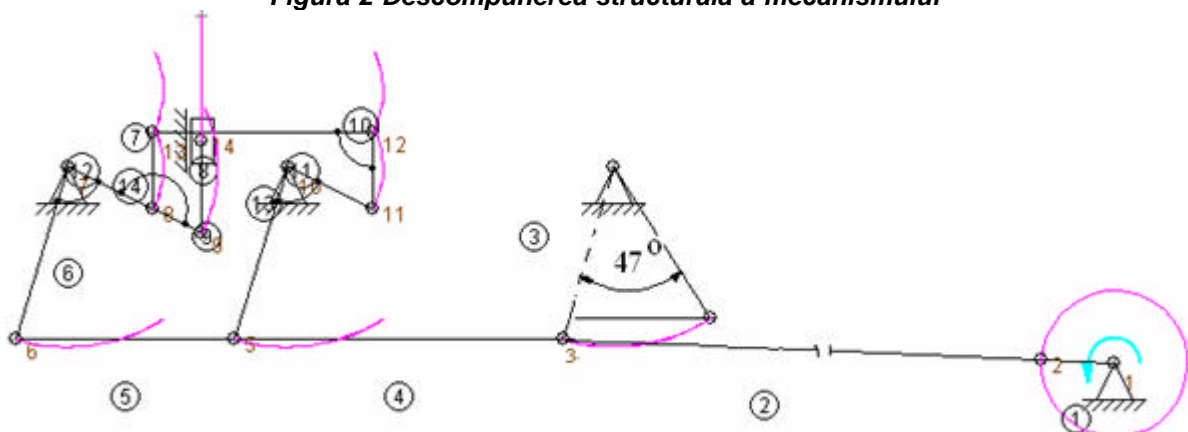


Figura 3 Schema cinematica si traiectoriile cuplelor pentru o rotatie completa a manivelei

Unghiul dintre pozitiile extreme are valoarea de 47° , iar traiectoriile nodurilor (cuplelor) corespunzatoare unei rotatii complete a manivelei sunt prezentate în figura 3. Pentru cazul studiat s-a considerat o lege de miscare liniara a elementului motor, caz în care viteza este constanta iar acceleratia este zero.

Dimensiunile geometrice ale elementelor si viteza unghiulara a elementului motor sunt:

$l_1= 143 \text{ mm}$	$l_2= 1800 \text{ mm}$	$l_3= 350 \text{ mm}$	$l_4= 640 \text{ mm}$
$l_5= 430 \text{ mm}$	$l_6= 350 \text{ mm}$	$l_7= 150 \text{ mm}$	$l_8= 105 \text{ mm}$
$l_9= 350 \text{ mm}$	$l_{10}= 150 \text{ mm}$	$l_{11}= 187 \text{ mm}$	$l_{12}=187 \text{ mm}$
$l_{13}=430 \text{ mm}$	$l_{14}= 430 \text{ mm}$	$\omega_1=2\cdot\pi \text{ rad/s}$	

Analiza cinematica si cinetostatica se face în programul SAM 5.0, în conditiile în care greutatea este concentrata în centrul de greutate a elementului, raportat la prima cupla (nod) a elementului. Fortele si momentele au fost reprezentate în nodurile în care actioneaza, iar fortele rezistente pasive au fost determinate prin aproximari succesive. Elementele enumerate sunt prezentate în figura 4.

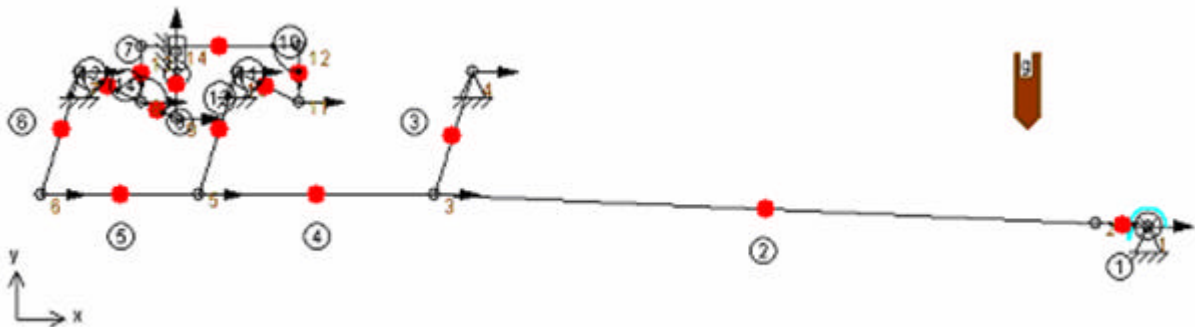


Figura 4 Încarcarea mecanismului de frânare al firului 1

În urma analizei cinematice si cinetostactice, pentru cupla 5 (bucsa 1) se obtine urmatoarea variatie a fortei, conform figurii 5.

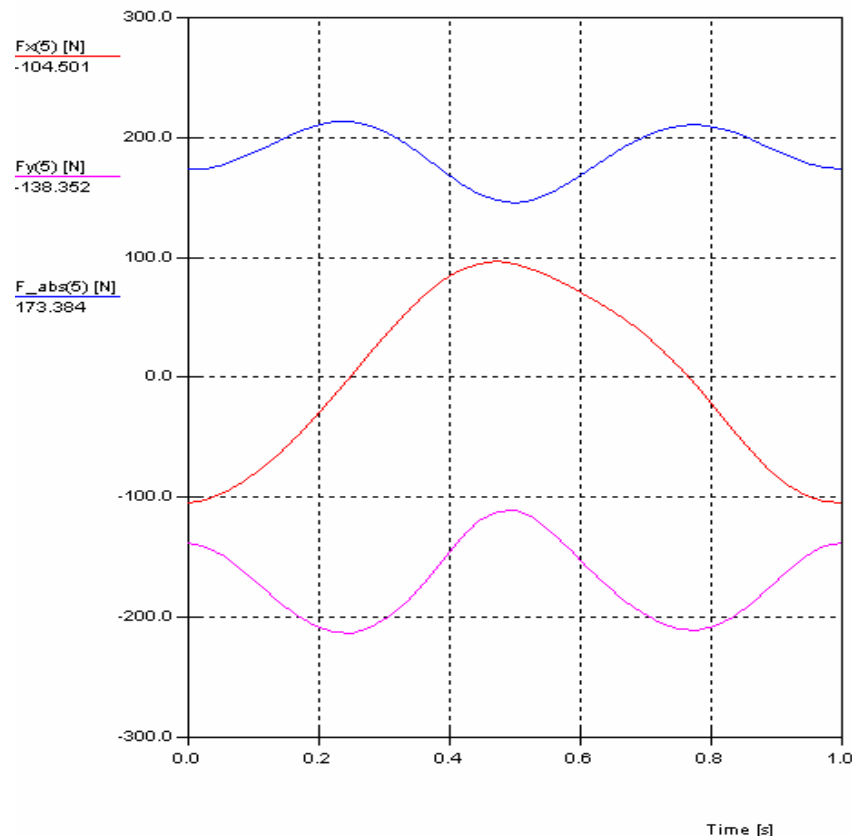


Figura 5 Variatia fortelor în cupla 5 (bucsa numarul 1)

3. ANALIZA CU ELEMENT FINIT A SUBANSAMBLULUI STUDIAT

Subansamblul studiat face parte din mecanismul de frânare al firului 1, conform figurii 6. Cele 4 bucle reprezentate în figura 5 sunt confecționate toate din bronz, CuSn6Zn4Pb4, dar au dimensiuni geometrice diferite.

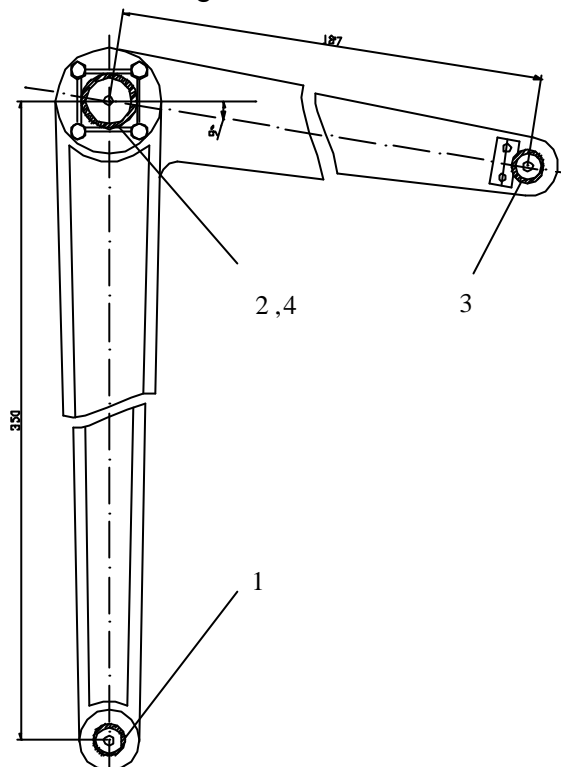


Figura 6 Subansamblu mecanism frânare fir - 1,2,3,4 bucle din bronz

O prima analiza a modelului (bucsa numărul 1), constă în comportarea la solicitări statice a acesteia. Analiza comportării la solicitări statice poate pune în evidență dacă materialul poate fi utilizat în condițiile de lucru respective. Scopul este de a înlocui bronzul cu un material nemetalic, un compozit polimeric, care să facă față cu succes în exploatarea utilajului.

Compozitul polimeric RELAMID este un sortiment de compozite polimerice pe baza de poliamida 6, aditivată cu grafit și termostabilizată.

Tabelul 1 Caracteristici termomecanice pentru compozitul polimeric

Compozit polimeric		
Caracteristica	Valoare	Unitate de masura
Densitate	1,20E-06	kg/mm ³
Modul de elasticitate	2,40E+03	MPa
Coeficientul Poisson	0,15	-
Coeficient de dilatare liniara	1,10E-04	1/°C
Caldura specifica	711	J/kg·°C
Conductivitate termica.	0,00031	W/mm·°C

Are proprietăți mecanice superioare, proprietăți de autolubrefiere și coeficienți reduși de frecare, tabelul 1. Prezenta termostabilizatorului face posibilă utilizarea la temperaturi ridicate. Este rezistent în medii corosive.

Se studiaza mai multe cazuri de încarcare, încarcare pe jumătate din suprafata interioara a bucei cu presiune constanta, respectiv pe o linie cu forta distribuita si o încarcare pe toata suprafata interioara a bucei cu forta constanta. Corpul se considera supus la o presiune care actioneaza pe toata suprafata interioara a bucei, uniform, iar suprafata exterioara este considerata fixa. Forta maxima care se foloseste în calcule, majorata cu un coeficient de siguranta este de 280N.

Presiunea specifica maxima pentru jumătate din suprafata interioara a bucei se calculeaza cu relatia:

$$p_{m_j} = \frac{F_{\max}}{S_i/2} = \frac{280 \cdot 10^{-6}}{3,14 \cdot \frac{28,2}{2} \cdot 59 \cdot 10^{-6}} = 0,1076 \text{ MPa}, (1)$$

Presiunea specifica maxima pentru toata suprafata interioara a bucei se calculeaza cu relatia:

$$p_{m_i} = \frac{F_{\max}}{S_i} = \frac{280 \cdot 10^{-6}}{3,14 \cdot 28,2 \cdot 59 \cdot 10^{-6}} = 0,0538 \text{ MPa}, (2)$$

unde F_{\max} – forta maxima din cupla
 S_i – este suprafata interioara a bucei.

Modelul elementului finit pentru buca se prezinta în cele ce urmeaza. Astfel în figura 7 se prezinta discretizarea modelului cu ajutorul retelei de tip mesh, iar în tabelul 2 se prezinta principalele caracteristici ale modelului elementului finit. Schema de încarcare pentru cele trei cazuri sunt prezentate în figura 8.

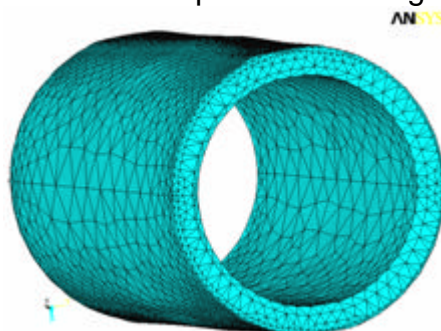


Figura 7 Discretizarea modelului cu ajutorul retelei de tip mesh

Tabelul 2 Principalele caracteristici ale modelului elementului finit

Entitatea	Elemente finite	Descriere
SOLID92	13344	Tetraedru
Noduri	26386	

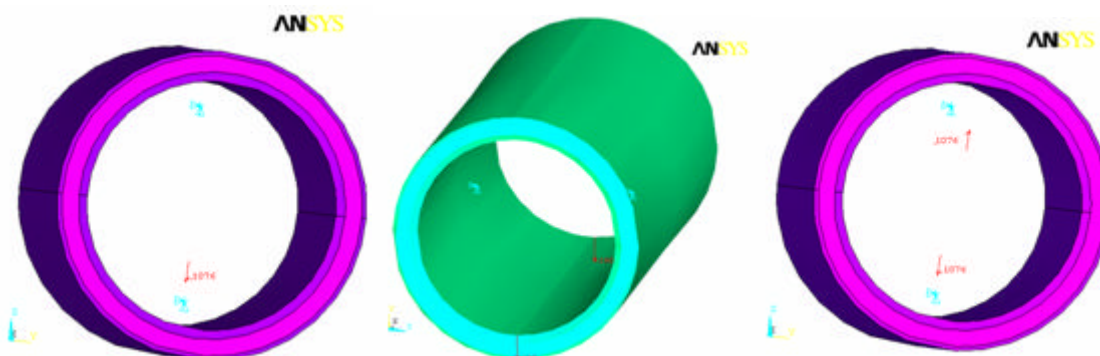


Figura 8 Schemele de încarcare

Pentru deformatii combinate, deformatiile principale sunt calculate din sistemul de ecuatii:

$$\begin{vmatrix} \sigma_x - \sigma_0 & \sigma_{xy} & \sigma_{xz} \\ \sigma_{xy} & \sigma_y - \sigma_0 & \sigma_{yz} \\ \sigma_{xz} & \sigma_{yz} & \sigma_z - \sigma_0 \end{vmatrix} = 0$$

si sunt e_1, e_2, e_3 .

Tensiunea (efortul) echivalent se calculeaza cu relatia:

$$\sigma_e = \left(\frac{1}{2} \left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \right] \right)^{\frac{1}{2}}$$

sau

$$\sigma_e = \left(\frac{1}{2} \left[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\sigma_{xy}^2 + \sigma_{yz}^2 + \sigma_{xz}^2) \right] \right)^{\frac{1}{2}}$$

în final fiind valabila relatia

$$\sigma_e = E \varepsilon_e$$

unde E- modul de elasticitate longitudinal.

Rezultatele analizei efectuate sunt prezentate în figurile 9, 10, 11 si 12.

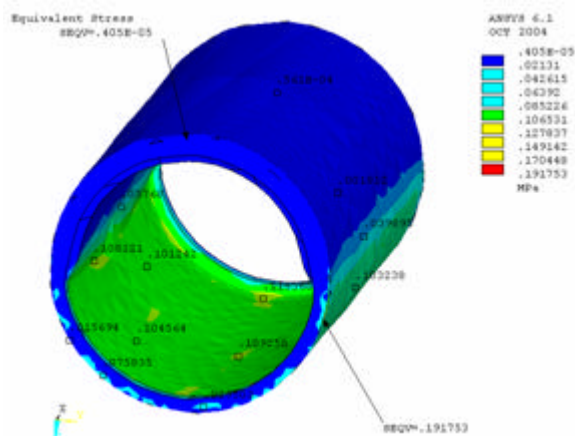


Figura 9 Efortul echivalent pentru solicitarea jumatatii de bucsa (presiune pe suprafata de contact)

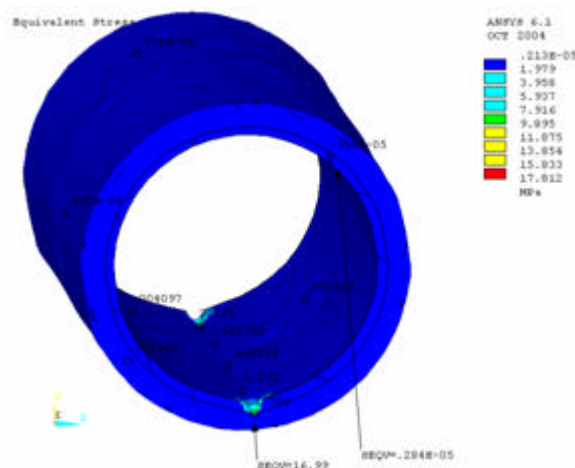


Figura 10 Efortul echivalent pentru solicitarea jumatatii de bucsa (forta distribuita pe linia de contact)

Astfel, în figurile 9 și 10 se prezintă comparativ eforturile echivalente pentru cele trei cazuri de încărcare, iar în figurile 11 și 12 se prezintă deformările pentru aceste cazuri.

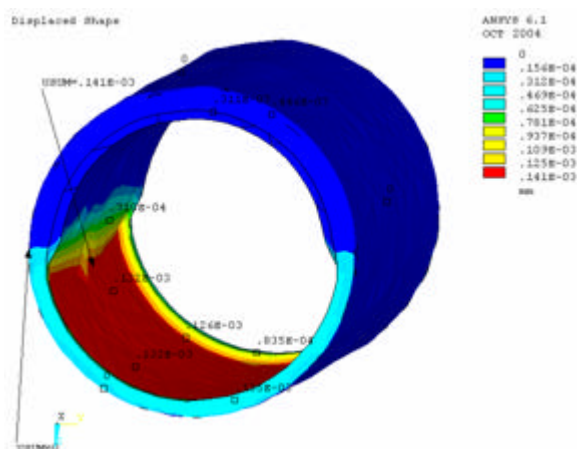


Figura 11 Deformările pentru solicitarea jumătății de bucsă (presiune pe suprafața de contact)

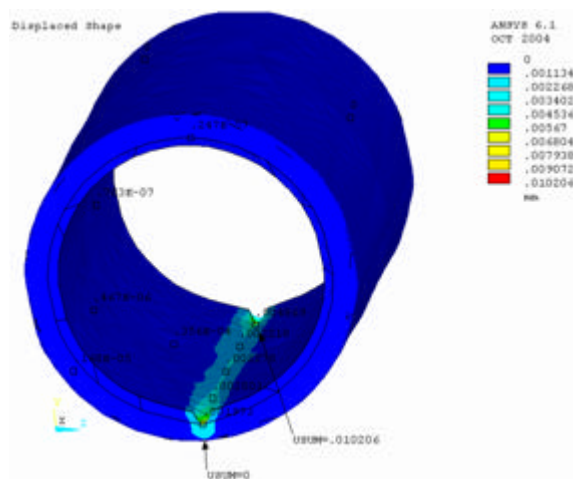


Figura 12 Deformările pentru solicitarea jumătății de bucsă (forța distribuită pe linia de contact)

4.CONCLUZII

Bucsa studiată este considerată reprezentativă pentru bucsile componente ale acestor mecanisme- În condițiile în care mecanismele patului de racire sunt formate dintr-un număr mare de elemente în mișcare (un număr mare de cuple), considerăm ca o înlocuire a materialului din cupla (bucsa) cu unul mai ieftin, ar conduce la o scădere a costului de întreținere a utilajului patului de racire.

În tabelul 3 sunt sintetizate valorile maxime pentru deformările compozitului polimeric

Tabelul 3 Valorile deformărilor pentru compozit polimeric

Deformări [mm]					
Cazul	Val.	X	Y	Z	Suma vect.
1/2 supraf.	Maxim	-7.45089E-07	-2.51384E-06	2.57532E-06	2.62512E-06
linie	Maxim	7.13866E-04	-1.02004E-02	1.40984E-03	1.02056E-02

În final se poate afirma ca în urma acestui studiu se desprinde concluzia ca din punct de vedere al sollicitarilor statice si în condițiile unei temperaturi relativ scăzute de utilizare, compozitul polimeric folosit poate fi utilizat în construcția acestor lagare.

În toate variantele de încărcare, valorile maxime ale tensiunilor din material sunt sub valorile admisibile, limita de curgere este min. 70 MPa.

BIBLIOGRAFIE

1. MANOLESCU Nicolae., s.a. – *Teoria mecanismelor si a masinilor*, E.D.P. Bucuresti, 1972.
2. HANDRA-LUCA Viorel., s.a. – *Introducere în teoria mecanismelor vol. I si II*, Editura Dacia, Cluj-Napoca, 1983.
3. GAFITANU Mihai, s.a. – *Elemente finite si de frontiera cu aplicatii la calculul organelor de masini*, Editura Tehnica, Bucuresti, 1987.
4. OLARIU Valter – *Modelarea numerica cu elemente finite*, Editura Tehnica, Bucuresti, 1986.