

# CALCULUL ȘI SIMULAREA TABLELOR SUBȚIRI UTILIZATE LA DISPOZITIVE CU AMORTIZARE ADIȚIONALĂ

Drd. ing. Cosmin Constantin BORICEAN, Prof. dr. ing. Ioan Călin ROȘCA, Prof. dr. ing. Ion BALCU

Universitatea „Transilvania” din Brașov

**REZUMAT.** Lucrarea de față își propune să prezinte câteva aspecte privind solicitarea la compresiune a tablelor subțiri. Tablele subțiri analizate în cadrul acestei lucrări sunt utilizate pentru realizarea unor dispozitive cu amortizare adițională, utilizate în construcția lagărelor de construcție și utilizare specială. Programul realizat utilizând software-ul Ansys este realizat în formă parametrizată, fiind capabil să analizeze diferite profile de table subțiri supuse la compresiune simplă. Aspectele legate de calculul tablelor prezentate în cadrul acestei lucrări țin de influența anumitor proprietăți de material asupra determinării deformațiilor apărute.

**Cuvinte cheie:** MEF, table, compresiune, amortizare adițională, software.

**ABSTRACT.** This paperwork presents some aspects related to compression pressure of thin plates. The thin plates analyzed in this paperwork are used in construction of additional damping devices used for special use bearings. The software program accomplished using Ansys software solution was designed in a parametrized form, been capable to analyze different thin plates profiles, subjected to simple compression pressure. The aspects related to calculus of considered plates, present the influence of some material properties over deformation.

**Keywords:** MEF, plates, compression, additional damping, software.

## 1. INTRODUCERE

În domeniul dinamicii rotorilor tot mai des se pune problema ridicării turației de funcționare a mașinilor rotative [8]. Cel mai bun exemplu este cel al turbosufletelor pentru autovehicule. Noua generație de turbosuflete utilizează pentru susținerea rotorului, lagăre hibride de rostogolire cu bile ceramice, spre deosebire de turbosufletele clasice care folosesc lagăre cu alunecare hidrodinamice. Dacă turbosufletele actuale sunt capabile să atingă turații de aproximativ 300000 rot/min, se pune problema realizării unui ansamblu rotor-lagăre care să fie capabil să realizeze o precizie cât mai stabilă la aceste turații ridicate [3], [5], [8]. Datorită fenomenului de downsizing care s-a produs în ultimii 5 ani la nivelul motoarelor cu ardere internă pentru autovehicule, producătorii de turbosuflete s-au văzut în postura de a aplica downsizing-ul și la turbosuflete. Downsizing-ul pentru turbosuflete a însemnat realizarea unor piese cât mai mici din punct de vedere dimensional, dar în același timp capabile să atingă turații de funcționare considerabile. Fenomenul vibrațional și al zgomotului produs la nivelul turbosufletelor cu lagăre cu rostogolire, a impus pe lângă construcția clasică și folosirea unor elemente de amortizare adițională a vibrațiilor și zgomotului [9]. Datorită temperaturilor mari de funcționare precum și datorită prezenței uleiului, singura soluție viabilă pentru folosirea unor elemente cu amortizare

adițională, a fost cea reprezentată de table subțiri profilate, care să poată fi montate în tandem cu lagărul de susținere al rotorului.

## 2. CONSIDERAȚII PRIVIND CALCULUL ELEMENTELOR CU AMORTIZARE ADIȚIONALĂ

Pentru acest studiu s-au considerat rotorul și lagărul provenite de la turbosufleta model AL0053, care echipează motoarele de 3.0 litri, V6 diesel de la Mercedes-Benz, rotor prezentat în figura 1.



Fig. 1. Rotor turbosufletantă.

Pentru proiectarea unui element de amortizare adițională care să fie plasat în jurul lagărului de rostogolire prezentat în figura 1, s-a realizat un calcul aproximativ al elementului considerat prezentat în figura 2, calcul care în funcție de raza elementului și

rigiditatea materialului acestuia, determină secțiunea elementului.

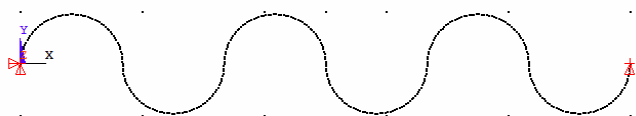


Fig. 2. Profil de tablă.

Elementele de calcul considerate precum și ipotezele realizate sunt prezentate în continuarea acestui studiu.

Drept model al elementului elastic se consideră inelul din figura 1 cu raza  $R$  mai mare decât grosimea secțiunii  $h$ . Inelul din figura 3 este, din punct de vedere mecanic, un sistem static nedeterminat o singură dată. Din motive de simetrie, se va considera în calcul numai un sfert de inel  $1 - 2$ , în punctul 2.

fiind considerată încastrare (figura 4,a). Din aceleași motive de simetrie, în secțiunea 2 nu există forță axială iar în secțiunea 1 nu există forță tăietoare. Singura necunoscută o reprezintă momentul de încovoiere din secțiunea 1, notat cu  $X_1$  (fig. 4,a).

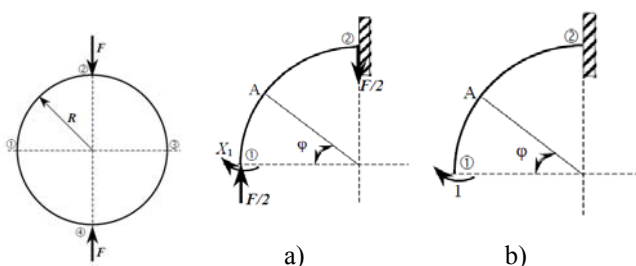


Fig. 3

Fig. 4

Pe baza metodei Mohr-Maxwell se poate scrie ecuația [2]:

$${}_{11}X_1 \quad {}_{1F}0 \quad (1)$$

în care, coeficienții  $\delta_{11}$  și  $\Delta_{1F}$  sunt coeficienți de influență fiind calculați pe baza relațiilor Mohr-Maxwell [2]:

$${}_{11} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{m_1 m_1}{EI_z} ds \quad \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{m_1 m_1}{EI_z} Rd \quad (2)$$

$${}_{1F} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{M_F m_1}{EI_z} ds \quad \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{M_F m_1}{EI_z} Rd$$

unde  $M_F$  este momentul de încovoiere, într-un punct oarecare  $A$  situat la unghiul  $\varphi$  (figura 2,a), dat de încărcarea externă a inelului, iar  $m_1$  reprezintă momentul unitar aplicat în punctul ① (figura 2,b).

Ca urmare, momentul  $M_F$  este dat de relația [2]:

$$M_F = \frac{F}{2} R \cos \frac{FR}{2} \quad (3)$$

Pe baza relațiilor (2) și (3) coeficienții  $\delta_{11}$  și  $\Delta_{1F}$  din ecuația (1) sunt:

$${}_{11} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{m_1 m_1}{EI_z} Rd \quad \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{1}{EI_z} Rd \quad \frac{R}{2EI_z} \quad (4)$$

$${}_{1F} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{M_F m_1}{EI_z} Rd \quad \frac{FR^2}{4EI_z} \quad (5)$$

Introducând relațiile (4) și (5) în ecuația (1) se obține:

$$\frac{R}{2EI_z} X_1 - \frac{FR^2}{4EI_z} = 0$$

de unde rezultă valoarea momentului de încovoiere din punctul ① :

$$X_1 = 0,181FR \quad (6)$$

Pe baza figurii 2 și a relațiilor (3) și (6) se poate scrie momentul de încovoiere total în punctul A:

$$M_i = X_1 \frac{FR}{2} \cos \frac{FR}{2} \cos \varphi \quad (7)$$

Valoarea maximă a momentului este atinsă pentru  $90^\circ$  și este egală cu:  $M_2 = 0,318FR$ .

Avându-se în vedere existența forțelor  $F$  în punctele ② și ④ pentru determinarea deformației pe diametru, între aceste puncte, se aplică relația lui Castigliano:

$${}_{24} \int_0^{\frac{\pi}{2}} M_i \frac{M_i}{F EI_z} d \quad \frac{FR^3}{EI_z} \frac{2}{4} = 0,149 \frac{FR^3}{EI_z}$$

Având în vedere simetria inelului rezultă că, pe rază, deformația este  $0,5\Delta_{24}$ , adică:

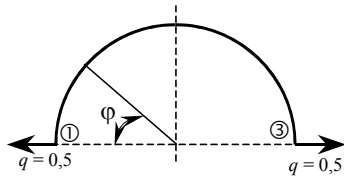
$${}_{R24} = 0,0745 \frac{FR^3}{EI_z} \quad (8)$$

Din relația (8), ținând cont de definirea rigidității ca raport dintre forță și deformație, se poate scrie relația  $k = \frac{F}{R^2}$  care, combinată cu relația (8), conduce la formula de calcul a momentului de inerție axial [2]:

$$I_z = 0,0745 \frac{F}{R^2} \frac{R^3}{E} = 0,0745 k \frac{R^3}{E} \quad (9)$$

unde:  $k$  este rigiditatea impusă inelului;  $R$  – raza inelului;  $E$  – modulul lui Young.

Pentru determinarea deformației diametrale între punctele ① - ③, se aplică, în punctul ① o forță unitară. Ca urmare, în punctul ③ va apare o forță egală și de sens contrar. Considerând jumătate de inel (fig. 3) în cele două puncte ① și ③ vor acționa forțe egale cu  $q=0,5$ .



Momentul unitar dat de încărcarea  $q$  este egal cu :

$$m_i = 0,5R \sin \varphi \quad (10)$$

care, împreună cu relația (7), relația de calcul a momentului de încovoiere real din inel, permit, pe baza metodei Mohr-Maxwell, determinarea deformației diametrale ① - ③

$$\frac{4}{EI_z} \int_0^{\pi/2} M_i m_i R d\varphi = \frac{FR^3}{EI_z} \left[ \frac{2}{\pi} - \frac{1}{2} \right]; \quad \Delta = 0,136 \frac{FR^3}{EI_z}$$

Din relația (11) rezultă că deformația radială este

$$\Delta_{R13} = 0,068 \frac{FR^3}{EI_z} \text{ iar momentul de inerție necesar este:}$$

$$I_z = 0,068 k \frac{R^3}{E} \quad (12)$$

mărimile din relație având aceeași semnificație cu cele din relația (9). Din la relația (9), pentru un inel de secțiune pătrată, au fost determinate valorile laturii:

| Valoare $k$ [N/m] | Raza inelului, $R$ [mm] | Latura secțiunii, $a$ [mm] | Latura secțiunii, $a$ [mm] |
|-------------------|-------------------------|----------------------------|----------------------------|
| 1                 | 9                       | 0,042                      | 0,0426                     |
| 1e1               | 9                       | 0,075                      | 0,0758                     |
| 1e2               | 9                       | 0,134                      | 0,1351                     |
| 1e3               | 9                       | 0,239                      | 0,2413                     |
| 1e4               | 9                       | 0,425                      | 0,4325                     |
| 1e5               | 9                       | 0,755                      | 0.7800                     |
| 1e6               | 9                       | 1,344                      | 1,4224                     |

### 3. SIMULAREA ELEMENTELOR CONSIDERATE UTILIZÂND MEF

În vederea validării calculului efectuate, prezentate în secțiunea anterioară, utilizând soft-ul Ansys [12], s-a trecut la realizarea unui program parametrizat care este capabil să simuleze profilele elementelor cu amortizare

adițională, la compresiune simplă [12]. În figura 3 este prezentată forma geometrică a programului realizat, unde elementul intermediar, este elementul de amortizare adiționala (tablă), iar cele două plăci, superioară și inferioară, sunt considerate ca fiind rigide; plăci superioare imprimându-se o mișcare pe direcție verticală, realizând comprimarea elementului intermediar.

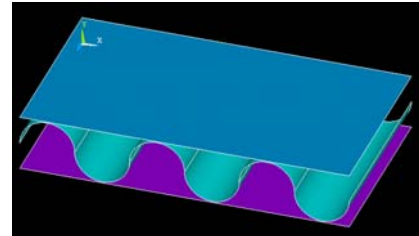


Fig. 3. Profil sinus 3D.

S-au considerat pentru simulare 2 profile de elemente din tablă prezentate în figurile 4 și 5.

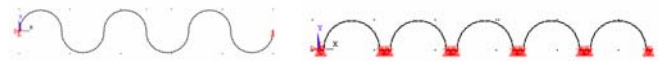


Fig. 4

Fig. 5

Pentru elementul de tip sinus [1], la compresiune s-au obținut următoarele valori ale tensiunilor von Mises prezentate în figura 6.

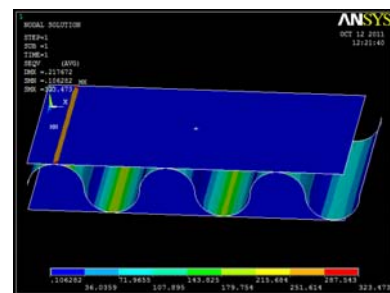


Fig. 6. Tensiunile von Mises.

Pentru elementul de tip bump [1], la compresiune s-au obținut următoarele valori ale tensiunilor von Mises prezentate în figura 7.

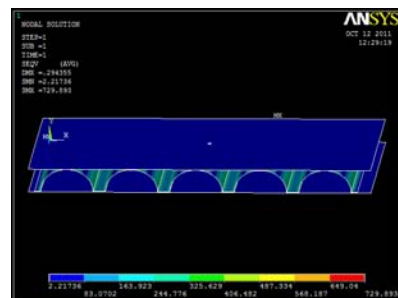


Fig. 7. Tensiunile von Mises.

### 3. REZULTATE ȘI CONCLUZII

În vederea obținerii unor seturi de date care să fie capabile să evidențieze comportamentul fiecărui profil de tablă considerat, s-au efectuat mai multe seturi de simulări, considerându-se următorii parametrii constanți pentru ambele profile:

- raza  $R=5$  mm;
- densitate  $7850 \text{ kg/m}^3$ ;
- grosime tablă  $h=1$  mm;
- lățime profil  $l=38$  mm;

Simulările au arătat că pentru aceleași caracteristici geometrice și de material, profilul de tip sinus are solicitări mai mici la compresiune simplă decât profilul de tip bump.

În funcție de natura vibrațiilor care pot fi determinate în funcționarea turbosufletelor putem alege profilul care se pretează mai bine din punct de vedere al rigidității și amortizării pe care este capabilă să o furnizeze. De remarcat faptul că simulările au evidențiat următoarele:

- forma elementului influențează major comportamentul acestuia;
- ușurința fabricării elementului de tip sinus este mai mare decât în cazul elementului de tip bump;
- predicția comportamentului dinamic al elementului de tip bump în stare montată este mai bună decât în cazul elementului de tip sinusoidal;
- tensiunile din elementul sinusoidal sunt mai mici decât în cazul elementului de tip bump;
- comportamentul elementelor analizate anterior poate să difere în manieră majoră odată cu schimbarea proprietăților de material.

Metoda utilizată pentru simularea profilelor de tablă considerate în acest studiu presupune întrepunerea profilului de analizat între două suprafețe rigide, cea de jos fixată, iar celei de sus i s-a impus o deplasare controlată pe direcție verticală, deplasare care a fost extrasă din calculul rotorului. Valoarea tensiunilor von Mises rezultate în studiul anterior pot să difere și în funcție de tipul contactului ales între suprafețe. În cadrul simulărilor prezentate anterior, între suprafețele aflate în contact nu s-a considerat fenomenul de frecare, precum și coeficienții termici, care pot să influențeze rezultatele într-o formă redusă.

Motivul pentru care elementele mai sus menționate nu au fost luate în considerare ține doar de obiectivul urmărit și anume nu sunt de interes fenomenele locale care apar la contactul elementului profilat, cu alte suprafețe, ci doar comportamentul elementului în sine, cu influențele date de material și formă. Pentru o simulare mai pretențioasă a elementelor prezentate în acest studiu se poate considera elementul montat în manieră pretensionată între cele două suprafețe, caz în care tensiunile rezultate ar fi mai mari.

### Acknowledgement

*Author: Boricean Cosmin C-tin. This paper is supported by the Sectoral Operational Programme Human Resources Development (SOP HRD), financed from the European Social Fund and by the Romanian Government under the contract number POSDRU/88/1.5/S/59321.*

### BIBLIOGRAFIE

- [1] **Boricean, C.C., Rosca I.C.**, *A FEM approach regarding comparison of additional damping devices with turbocharger bearings application*, MEQAPS, Sofia, 2011.
- [2] **Deutsch, I.**, *Rezistența materialelor*, Editura Tehnică, București, 1976.
- [3] **Ehrig, F. F.**, *Handbook of rotordynamics*, McGraw-Hill Inc., New York, 1992.
- [4] **Harris M.**, *Shock and vibration handbook fifth edition*, McGraw-Hill, 2002.
- [5] **Jia-Jang Wu**, *Prediction of lateral vibration characteristics of a full size rotor-bearing system by using those scale models*, Science Direct, 2007
- [6] **Klaus-Jurgen Bathe**, *Numerical methods in finite element analysis*, Prentice-Hall Inc. New Jersey, 1976.
- [7] **Mircea Gh. Munteanu**, *Metoda elementelor finite*, Editura Universității Transilvania, Brașov, 1997.
- [8] **Mircea Rades**, *Dynamics of turbomachinery vol.I.II.III*, Editura Printech, București, 2007.
- [9] **Ramin S. Esfandiari**, *Modeling and analysis of Dynamic Systems*, CRS Press, 2010.
- [10] **Rosca. I. C.** *Vibrații mecanice*, Editura Infomarket, Brasov, (2002).
- [11] **Chiriacescu, S.T.**, *Dinamica mașinilor unelte prolegomene*, Editura Tehnică București, București, 2004.
- [12]\*\*\* Ansys 13.0 Help.

### Despre autori

Drd. ing. **Cosmin Constantin BORICEAN**  
Universitatea „Transilvania” din Brașov

A absolvit Universitatea *Transilvania* din Brașov, Facultatea de *Inginerie Mecanică* secția *Autovehicule Rutiere*. Din anul 2009 este doctorand în cadrul departamentului de cercetare *D02 Produe High Tech pentu Autovehicule*, domeniul de cercetare fiind *Dinamica rotorilor de turație ridicată*.

Prof. dr. ing. **Ioan Călin ROȘCA**

Universitatea „Transilvania” din Brașov

A absolvit Facultatea de *Tehnologia Construcțiilor de Mașini*; dr. ing. din anul 1998.

Este profesor universitar în cadrul *Facultății de Inginerie Mecanică*, predă cursuri de *Rezistența materialelor și Vibrații*.

Este membru al societăților: SIAR, ASME, ARTENS.

Prof. dr. ing. **Ion BALCU**

Universitatea „Transilvania” din Brașov

A absolvit Facultatea de *Tehnologia Construcțiilor de Mașini* în anul 1974; este dr. ing. din anul 1988. Este profesor

universitar în cadrul *Facultății de Inginerie Mecanică*, predă cursuri de *Rezistența materialelor și Vibrații*. Este membru al

societăților: SRMTA; ARTENS; AOS. Conducător de doctorat în specializarea Inginerie Mecanică.