A XIV-a Conferinţă internaţională – multidisciplinară,
"Profesorul Dorin PAVEL – fondatorul hidroenergeticii româneşti",
SEBEŞ, 2014

ANALIZA NUMERICĂ A STĂRILOR DE TENSIUNI ȘI DEFORMAȚII DIN AXA TRIUNGHIULARĂ A TIMONERIEI DE FRÂNĂ DE LA VAGOANELE DE MARFĂ

Leonidă FĂINUŞ, Anton HADĂR, Carmen FĂINUŞ

TRIANGULAR AXIS BRAKE WHEELHOUSE FREIGHT WAGONS NUMERICAL STRESS AND STRAIN ANALYSIS

The 120 kN triangular axes of the whellhouse is used for the bogie Y25Rsa, Y25Ls(s)d, and to the whellhouse to brake the wheel two-axle wagons, load of 22.5 tons/axle. These triangular axes are used for the transmission and distribution of braking force to the wheels of each wheelset.

Keywords: triangular, wheelhouse axis brake, freight wagons
Cuvinte cheie: axa triunghiulară, timonerie frână, vagoane de marfă

1. Introducere

Axele triunghiulare de 120 kN se utilizează la timoneria boghiurilor Y25Rsa, Y25Ls(s)d, precum şi la timoneria frânei la roată de la vagoanele pe două osii, cu sarcina de 22,5 t/osie. Aceste axe se folosesc pentru transmiterea şi distribuirea forţei de frânare la cele două roţi ale fiecărei osii montate. Axele triunghiulare sunt piese unificate (interschimbabile).

Dimensiunile principale trebuie să respecte prevederile [5], iar condiţiile tehnice trebuie să respecte prevederile [6].

Axa triunghiulară analizată în această lucrare a fost concepută de autorii acestei lucrări astfel încât să fie respectate prevederile din [5] şi [6], iar piesele componente să se poată executa numai cu ajutorul utilajelor şi maşinilor unelte universale.

Forma constructivă şi dimensiunile principale ale axei triunghiulare de 120 kN sunt prezentate în figura 1.

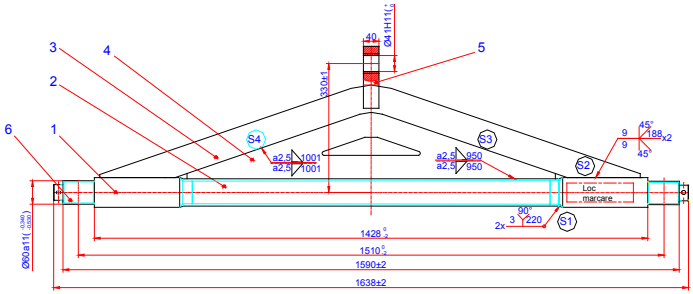


Fig. 1 Forma constructivă şi dimensiunile axei triunghiulare

Axa triunghiulară este realizată integral din oţel şi este asamblată prin sudură.

În această lucrare se prezintă efectuarea unui calcul de verificare a axei triunghiulare de 120 kN, supusă la solicitări statice conform [6], analiza realizându-se prin intermediul metodei elementelor finite.

2. Modelarea axei triunghiulare

Din punct de vedere structural, axa triunghiulară (figura 2) este compusă din următoarele elemente:

1. cep;
2. bara de legătură;
3. jug;
4. diafragma;
5. tija cu ochi;
6. bucşa;
7. sudura S1;
8. sudura S2;
9. sudura S3;
10. sudura S4;
11. sudura S5;

Modelarea geometriei axei triunghiulare a fost realizată cu ajutorul programului Ansys 10.0. Sistemul de coordonate ales a fost cel cartezian, originea acestuia fiind aleasă în planul de simetrie, conform figurii 3. Axa triunghiulară este realizată integral din oţel.

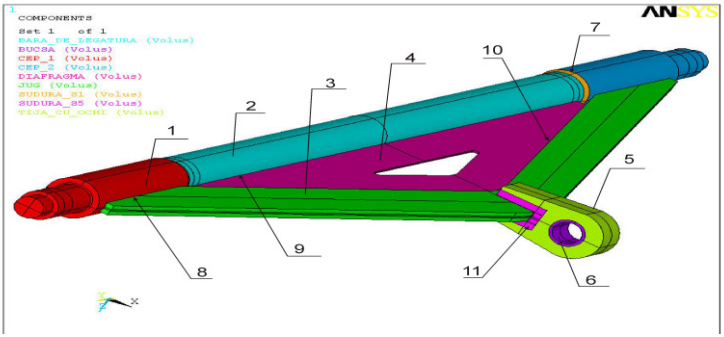


Fig. 2 Modelul geometric al axei triunghiulare

3. Materiale utilizate şi caracteristici principale

Materialele utilizate la construcţia axei triunghiulare sunt:

a) S355 JO – SR EN 10025-2/2004 pentru cepi, jug, diafragmă şi tija cu ochi;
b) OLT 65 – STAS 8135/1985 pentru bucşă;
c) OLT 35 – STAS 8135/1985 pentru ţeava de legătură.

Caracteristicile principale ale acestor materiale utilizate sunt:

- Limita de curgere:
  - S355 JO: $R_{p0,2}$ = 355 N/mm^2;
  - OLT 65: $R_{p0,2}$ = 350 N/mm^2;
  - OLT 35: $R_{p0,2}$ = 230 N/mm^2.
- modulul de elasticitate longitudinal: E=208000 N/mm^2;
- coeficientul lui Poisson: ν = 0,3.

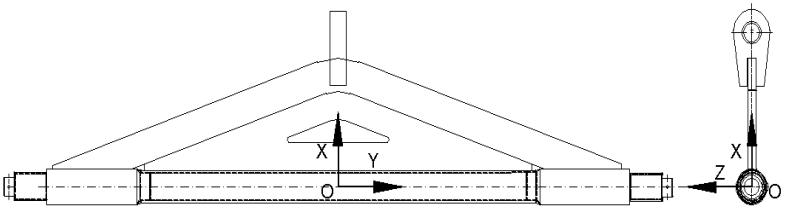
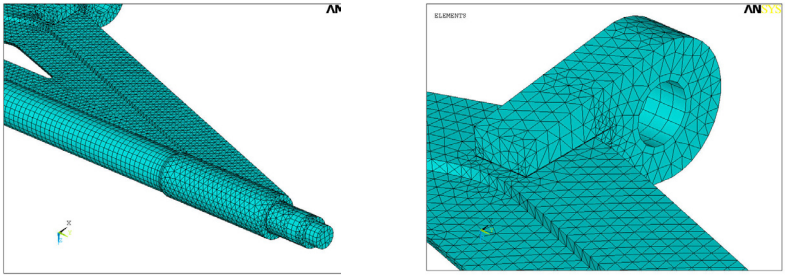


Fig. 3 Sistemul de coordonate ataşat modelului

4. Modelul cu elemente finite

Pentru discretizarea modelului geometric al axei triunghiulare, din biblioteca Ansys, a fost ales elementul finit *Solid45*. S-a utilizat atât discretizarea automată, cât şi discretizarea manuală. Au rezultat 28967 noduri şi 95652 elemente tetraedrice şi hexaedrice.



a) discretizare în zona cepului b) discretizare în zona tijei cu ochi

Fig. 4 Discretizarea axei triunghiulare

Din analiza modelului cu elemente finite s-a constatat că acesta urmăreşte fidel geometria structurii analizate (figura 4).

5. Încărcări şi reacţiuni

Simulările efectuate cu ajutorul metodei elementelor finite au respectat prevederile [6], forţele de tracţiune fiind aplicate pe bucşa tijei cu ochi, iar axa fiind rezemată prin cepi pe suporţii standului de încercări.

În figura 5, a este prezentat modul de aplicare a forţelor şi poziţia blocajelor (constrângerilor).

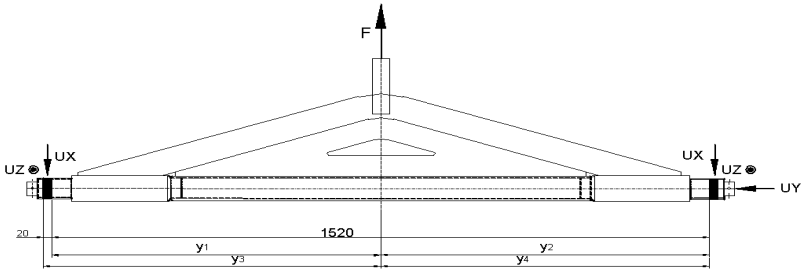
Forţa a fost aplicată ca presiune uniform distribuită pe ariile prezentate în figura 5, b.

La distanţele $y_{1,2}$ = ± 760 mm şi $y_{3,4}$ = ±780 mm fiecare cep a fost intersectat cu câte două plane verticale, rezultând astfel suprafeţele pe care s-au aplicat blocajele (figura 5, c).

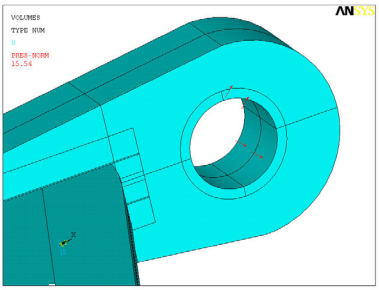
Pe aceste suprafeţe s-au aplicat blocajele UX, după direcţia axei Ox (opuse forţei), blocajele UY după direcţia axei Oy (numai la o extremitate) – în scopul transformării modelului în sistem static determinat şi blocajele UZ după direcţia axei Oz – pentru a se evita torsionarea axei tringhiulare după axa Ox, reproducându-se astfel modul de testare practică a axei triunghiulare. Diametrul interior al bucşei este de 41 mm. Cum forţa de tracţiune se aplică numai pe

jumătate din suprafaţa laterală interioară a cilindrului de rază 20,5 mm şi de generatoare G = 40 mm (grosimea jugului), înseamnă că aria suprafeţei pe care se vor aplica forţele este:

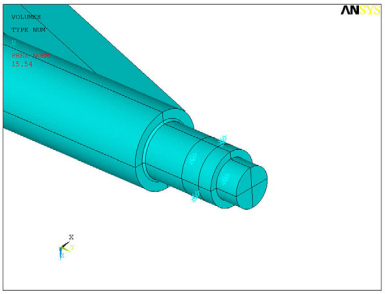
$$A = \pi.R.G = \pi.20,5.40 = 2574,8 \text{ mm}^2$$



a) schematizarea forţelor şi blocajelor



b) aplicarea forţei ca presiune uniform distribuită



c) reacţiunile pe unul dintre cepi

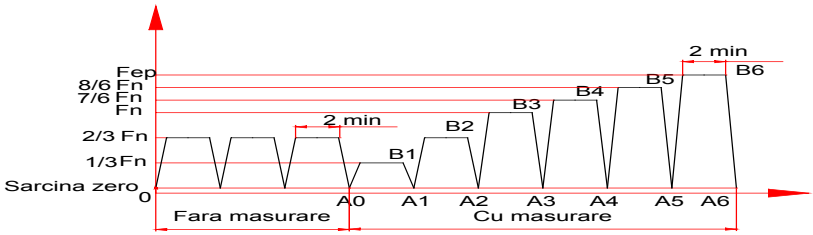
Fig. 5 Încărcări şi reacţiuni

.

Presiunea aplicată în fiecare caz de încărcare se calculează cu relaţia:

$$p_i = F_i/A \qquad (1)$$

Diagrama 1



Valorile forţelor aplicate conform [6], cât şi valoarea presiunilor corespunzătoare acestor forţe sunt prezentate în tabelul 1 (valorile presiunilor aplicate pentru fiecare caz în parte), iar modul de încărcare şi timpul de menţinere a sarcinilor se observă în diagrama 1.

Tabelul 1

Cazuri de încărcare	1	2	3	4	5	6
Sarcina de proba	1/3 F_n	2/3 F_n	F_n	7/6 F_n	8/6 F_n	F_{ep}
Valoarea sarcinii de probă [kN]	40	80	120	140	160	180
Valoarea presiunii aplicate [N/mm^2]	15,54	31,07	46,61	54,37	62,14	69,91

Forţa nominală aplicată este F_n = 120 kN, iar forţa maximă de probă este F_n = 120 kN. Pentru aceste sarcini de probă se va efectua şi verificarea deformaţiilor elastice ale structurii, care trebuie să fie mai mici de 2 mm - pentru F = F_n şi mai mici de 3 mm - pentru F= F_p .

În calculul cu elemente finite a fost neglijat efectul presării dintre bucşă şi tija cu ochi, considerat a fi neînsemnat.

6. Rezultate obţinute

Conform [6], scopul analizelor statice efectuate la axa triunghiulară este determinarea deformaţiilor care apar la vârful jugului şi pe cepi, în zona reacţiunilor, fără a depăşi deformaţiile admise.

În cazul tensiunilor s-a optat pentru prezentarea tensiunilor calculate potrivit criteriului von Mises.

Conform acestui criteriu, tensiunea echivalentă σ_{ech} este:

$$\sigma_{ech} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2 - \sigma_2 \cdot \sigma_3 - \sigma_3 \cdot \sigma_1} \leq \sigma_a$$

în care $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ sunt tensiunile după cele trei direcţii iar σ_a este rezistenţa admisibilă a materialului.

Cazul 1 de încărcare

Tensiunea echivalentă von Mises maximă apare în cepul în care au fost impuse reacţiuni pe toate direcţiile şi are valoarea de 113,7 N/mm^2 .

Cazul 2 de încărcare

Tensiunea von Mises are valoarea maximă de 227,3 N/mm^2 şi apare tot în cepul în care au fost impuse reacţiuni pe toate direcţiile.

Cazul 3 de încărcare

Rezultatele obţinute sunt prezentate în figura 6. Tensiunea von Mises are valoarea maximă de 341,0 N/mm^2 în cepul în care au fost impuse constrângeri. Din analiza tensiunilor apărute în celelalte elemente din componenţa structurii analizate s-a constatat că tensiunea maximă apare pe cepul axei triunghiulare care nu are constângeri pe toate direcţiile.

Valoarea tensiunii pe acest cep este de 216,8 N/mm^2

Valoarea maximă a deformaţiei este de 1,256 mm pe jug şi pe tija cu ochi, în zona aplicării încărcării.

Cazul 4 de încărcare

Tensiunea von Mises are valoarea maximă de 397,8 N/mm^2 în cepul în care au fost impuse reacţiuni pe toate direcţiile. La acest caz de solicitare, teoretic s-a depăşit rezistenţa admisibilă a materialului cepului (355 N/mm^2), dar, deoarece pe celălalt cep tensiunea maximă este de 252,9 N/mm^2, putem concluziona că valoarea maximă a tensiunii reprezintă un efect local, dat de constrângerile impuse modelului.

Valoarea maximă a deformaţiei sub sarcină este de 1,465 mm şi apare pe jug şi pe tija cu ochi, în zona aplicării încărcării.

Cazul 5 de încărcare

Tensiunea von Mises are valoarea maximă de 454,6 N/mm^2 în cepul în care au fost impuse reacţiuni pe toate direcţiile, în timp ce, la celălalt cep tensiunea maximă este de 289 N/mm^2.

Valorile deformaţiei sub sarcină sunt de 1,675 mm pe jug şi pe tija cu ochi, în zona aplicării încărcării.

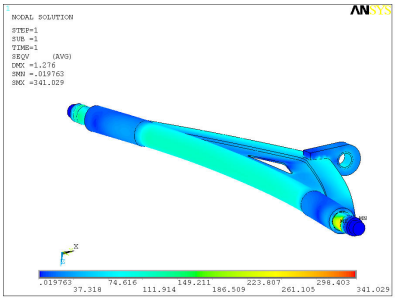
Cazul 6 de încărcare

Rezultatele obţinute sunt prezentate în figura 7. De această dată, tensiunea von Mises are valoarea maximă de 511,5 N/mm^2, în

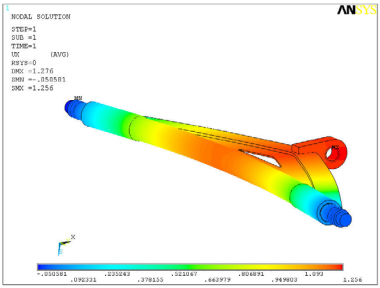
cepul în care au fost impuse constrângeri pe toate direcţiile, la celălalt cep tensiunea maximă este de 325,2 N/mm^2, iar pe jug este de 225,2 N/mm^2.

Deformaţia sub sarcină are o valoare maximă de 1,884 mm pe jug şi pe tija cu ochi, în zona aplicării încărcării.

Diagramele tensiunilor von Mises pentru elementele cele mai solicitate (jug şi cep) sunt prezentate în figura 8. Cum în Ansys, ca date de intrare au fost introduse doar modulul de elasticitate longitudinal şi coeficientul lui Poisson, valorile rezultate numeric sunt valabile pentru orice fel de oţel.

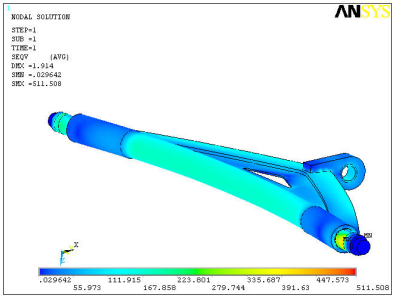


a) harta tensiunilor von Mises

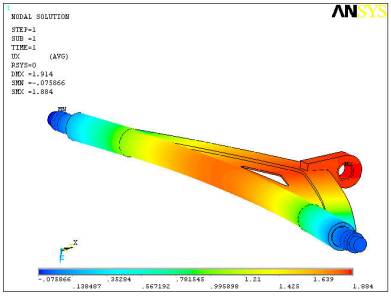


b) harta deformaţiilor pe axa Ox

Fig. 6 Rezultate obţinute pentru cazul 3 de încărcare

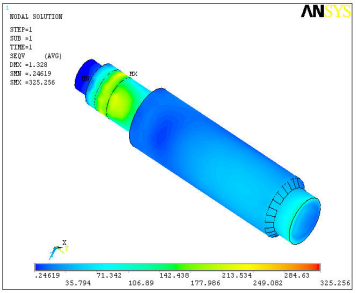


a) harta tensiunilor von Mises

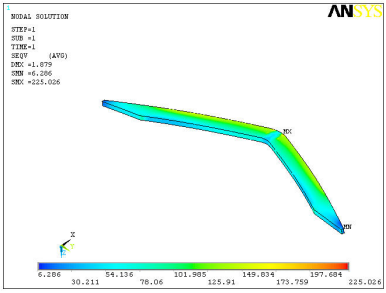


b) harta deformaţiilor pe axa Ox

Fig. 7 Rezultate obţinute pentru pentru cazul 6 de încărcare



a) tensiunea von Mises în cep



b) tensiunea von Mises în jug

Fig. 8 Tensiunile von Mises în elementele cele mai solicitate

7. Concluzii

■ În ceea ce priveşte tensiunile, s-a constatat că valorile maxime ale tensiunilor apar numai în cepul în care sunt introduse constrângeri după toate axele, aceasta fiind o zonă în care apar singularităţi.

■ Din analiza rezultatelor pentru toate cazurile de încărcare se observă că elementele cele mai solicitate ale axei triunghiulare sunt cepii şi jugul axei.

■ Deoarece, studiul efectuat este unul liniar, în care singura diferenţă este valoarea forţei aplicate, hărţile tensiunilor şi deformaţiilor nu sunt diferite de la un caz la altul. Diferă numai valorile obţinute pentru acestea.

■ Privitor la deformaţii:

- pentru forţa $F_3 = F_n = 120$ kN, deformaţia maximă după axa Ox are valoarea 1,256 mm < 2 mm;

- pentru forţa $F_6 = F_{ep} = 180$ kN, deformaţia maximă după axa Ox are valoarea 1,884 mm < 3 mm.

■ Se constată că deformaţiile maxime apar în cepii axei triunghiulare, iar valorile lor sunt mai mici decât valorile admise de fişa UIC 833.

■ În cazul 6 de încărcare, când tensiunile ating valorile maxime, avem:

- pentru cepul liber, după axa Oy: 325,2N/mm^2 < $R_{p0,2}$ = 355 N/mm^2;
- pentru jug: 225 N/mm^2 < $R_{p0,2}$ = 355 N/mm^2;

■ În urma analizei rezultatelor obţinute prin intermediul metodei elementelor finite, se constată că tensiunea maximă este de 325,2 N/mm ^{2}, aproapiată de valoarea rezistenţei admisibile a materialului.

■ Aceasta apare la sarcina de probă, sarcină care este mai mare cu 50 % faţă de cea nominală, de lucru.

■ Întrucât tensiunea maximă la sarcina de lucru este de 216,8 N/mm^2, rezultă că soluţia constructivă propusă şi dimensionarea elementelor este corespunzătoare din punct de vedere static.

BIBLIOGRAFIE

[1] Hadăr, A., Constantinescu, I.N., Gheorghiu, H., Coteţ, C.E, *Modelare şi modele pentru calcule în ingineria mecanică*, Editura Printech, Bucureşti, 2007.
[2] Marin, C., Hadăr, A., Fl. Popa, L. Albu, *Modelarea cu elemente finite a structurilor mecanice*, Editura Academiei şi Editura AGIR, Bucureşti, 2002.
[3]. Constantinescu, I. N., Gheorghiu, H., Hadăr, A., Stoicescu, C., *Methode des elements finis - Cours et applications*, U. P. B., Bucureşti, 1993.
[4] Sorohan, Şt., Constantinescu, I.N., *Practica modelării şi analizei cu elemente finite*, Editura Politehnica Press, Bucureşti, 2003.
[5] * * * *Fiche UIC n° 542: Pièces de frein-Interchangeabilité*, 4e édition avec ses 4 Modificatif.
[6] * * * *Fiche UIC n° 833: Spécification technique pour la fourniture de triangles de frein*, 3e édition, Février 2004, ISBN 2-0590-X.

Drd. Ing Leonidă FĂINUŞ,
Expert gr. 1A - Autoritatea Feroviară Română – AFER Bucureşti,
membru AFEROM
e-mail :mr_fainus@yahoo.com

Prof. Dr. Ing Anton HADĂR,
Universitatea „Politehnica” Bucureşti, membru AGIR
e-mail :antonhadar@yahoo.com

Ing Carmen FĂINUŞ,
Profesor Colegiul Tehnic Anghel Saligny Roşiorii de Vede
e-mail :carmen_fainus@yahoo.com