

ANALIZA TENSIUNILOR PRIN METODA ELEMENTULUI FINIT LA RULMENȚII MARI CU ROLE CAVE FOLOSIȚI LA CENTRALELE EOLIENE

STRESS ANALYSIS WITH FINITE ELEMENT METHOD OF LARGE BEARINGS WITH HOLLOW ROLLERS USED IN WIND TURBINE SYSTEM

Sorin Adrian BARABAȘ, Eugen Cornel ȘERBAN

Transilvania University of Brasov, Romania

Rezumat. În această lucrare este prezentată o metodă pentru mărirea durabilității rulmenților mari folosind role cave, verificată prin modelare computerizată. Utilizarea rulmenților cu role cave conduce la câștiguri semnificative în funcționarea constantă a centralei eoliene simplificând controlul forțelor inerțiale. Modelul matematic a fost pus în aplicare prin realizarea unui algoritm cu ajutorul căruia a fost posibilă studierea distribuției tensiunilor pentru diferite modele de role tubulare. Analiza prin metoda elementului finit este făcută cu ajutorul programului MD Nastran.

Cuvinte cheie: rulmenți mari, tensiuni von Misses, role cave, FEM

1. Introducere

Creșterea puterii furnizate de centralele eoliene conduce implicit la creșterea dimensiunilor acestora, precum și la creșterea maselor inerțiale, care la rândul lor conduc la creșterea vitezei de pornire. Controlul vitezelor mari de funcționare este astfel mai greu de realizat și reducerea forțelor inerțiale devine necesară.

Obiectivul acestei lucrări este acela de a găsi o soluție pentru mărirea durabilității rulmenților de mari dimensiuni prin reducerea maselor inerțiale, realizată prin folosirea rolor tubulare. Durata de viață a rulmenților mari este puternic influențată de reducerea tensiunii de contact, ce depinde direct de geometria rolor.

Reducerea forțelor inerțiale în sistemul centralelor eoliene este benefică, conducând la porniri și frânări mult mai precise și la micșorarea uzării pieselor aflate în mișcare.

Datorită momentului mare de inerție al rotorului, principalele probleme de proiectare se întâlnesc la managementul corect al pornirii, opririi și controlul vitezei de funcționare. În proiectarea turnului, principala problemă o constituie apariția vibrațiilor, care se micșorează cu reducerea maselor inerțiale.

2. Dinamica unei centrale eoliene

Energia unei centrale eoliene este dată de suma energiilor cinetice ale rotorului, multiplicatorului și generatorului (figura 1). Inerția palelor este

Abstract. In this paper is presented a method for increase the large bearings durability using hollow rollers, demonstrated through computer modelling. Implementation of large bearings with hollow rollers in wind turbine system lead to significant gains in constant power plant operation simplifying management of inertial forces. The mathematical model has been implemented in an algorithm, by which it is possible to study stress distribution for various models of hollow rollers. The analysis with finite element method (FEM) is developed with MD Nastran software.

Key words: large bearings, von Misses stress, hollow rollers, FEM

1. Introduction

With increasing the power of wind turbines also increases their size and inertial mass so, leading to increase the speed of the starting. The control of high speed is more difficult and the reduction of the inertial forces becomes mandatory.

The objective of the paper is to show a solution for increase the large bearings durability using weight reduction in large bearings construction, accomplished by the use of hollow rollers. The bearing life is strongly influenced by the stress and its reduction is conditioned by the specifics of the rollers geometry.

Reduction of inertial forces in wind power system is beneficial, leading to starting and braking more accurate and reducing the wear of parts in motion.

Because of the large moment of inertia of the rotor, the main design challenges include the starting, the speed control during the power producing operation, and stopping the turbine when required. The main issue in the tower design is the vibration appearance. The tower vibration decrease with reduction of inertial mass.

2. Dynamics of a wind turbine system

The energy of a wind turbine is the sum of the kinetic energy of the rotor, the gearbox and the generator (figure 1). The inertia of the turbine blades

semnificativ mai mare decât cea a generatorului. Acesta va avea în consecință o viteză de rotație mult mai mare, ceea ce va conduce la o cantitate de energie cinetică mai mare. Inerția J a corpului este:

$$J = \sum m_i \cdot r_i^2, \quad (1)$$

unde r_i este distanța de la axa de inerție a peliculei de masă m_i , iar suma se face pentru toate corpurile ansamblului.

will be much higher than that of the electrical generator. The latter will have a much higher rotational speed however, which will also result in a large amount of kinetic energy. The inertia J of a body is:

where r_i is the radial distance from the inertia axis to the particle of mass m_i and the summation is taken over all particles of the ensemble.

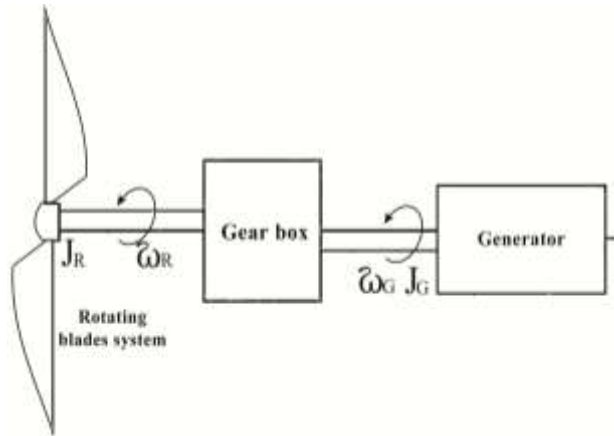


Figura 1. Schema dinamică a unei turbine eoliene
Figure 1. Dynamic scheme of a wind system

Momentul total de inerție [1] pentru o centrală eoliană cu având trei pale este:

$$J = 3 \cdot m_b \cdot r^2, \quad (2)$$

unde m_b este masa unei pale, iar r este raza centrului de greutate al palelor. Pentru o centrală eoliană tipică de 2 MW masa totală a rotorului este în jur de 40 t [12].

Se pot scrie ecuațiile de echilibru [2]:

$$T_R - T_{CV1} = J_R \cdot \frac{d\omega_R}{dt} + B_R \cdot \omega_R, \quad (3)$$

$$T_{CV2} - T_G = J_G \cdot \frac{d\omega_G}{dt} + B_G \cdot \omega_G, \quad (4)$$

unde:

- B_R și B_G sunt constante de frecare apărute în sistemul rotor și sistemul generator;
- T_R este momentul de torsiune al rotorului;
- T_{CV1} este momentul de torsiune al cutiei la intrare;
- T_{CV2} este momentul de torsiune al cutiei la ieșire;
- T_G este momentul la intrarea în generator;
- J_R este momentul de inerție al rotorului;
- J_G este momentul de inerție al generatorului;
- ω_R este viteza de rotație a arborelui principal;
- ω_G este viteza de rotație a arborelui la intrarea în generator.

Din (3) rezultă:

The total moment of inertia [1] for a three-bladed turbine is given by:

where m_b is the mass of one blade, and r is the radius of weight centre of blades. For a typical 2 MW wind turbine the total mass of the rotor is about 40 t [12].

Can write the equations of equilibrium [2]:

where:

- B_R and B_G are the constant friction in the rotor and generator system;
- T_R is the rotor torque;
- T_{CV1} is the gear box torque to the start;
- T_{CV2} is the gear box torque to the end;
- T_G is the generator torque to the end;
- J_R is the moment of inertia of the rotor;
- J_G is the moment of inertia of the generator;
- ω_R is the rotational speed of the main shaft;
- ω_G is the rotational speed to the start of generator.

From (3) result:

$$\frac{d\omega_R}{dt} = \frac{T_R - T_{CV1} - B_R \cdot \omega_R}{J_R}, \quad (5)$$

Relația (5) conduce la o concluzie evidentă: scăderea momentului de inerție al rotorului va conduce la creșterea vitezei de rotație a arborelui principal, astfel va permite pornirea mai rapidă a centralei eoliene, la o viteză redusă a vântului. Unul dintre modurile prin care se poate reduce momentul de inerție este reducerea masei rulmenților poziționați în palele sistemului de rotație. Pentru aceasta se propune folosirea rulmenților cu role cave.

3. Analiza prin metoda elementului finit a rolor tubulare

Folosirea rolor cave în construcția rulmenților de mari dimensiuni a fost cercetată pe oțeluri de carburare, materialul fiind oțelul aliat 15NiCr13. Dimensiunile rolei sunt: L = 220 mm, R = 60 mm, [3]. Simularea s-a executat atât pe role pline, cât și pe role cave.

Pentru determinarea tensiunilor von Mises s-a folosit programul MD Nastran. Modelul simulării a validat noua formă de rolă cavă propusă oferind cercetătorilor posibilitatea alegerii cavității adecvate.

Profilul rolei are o influență semnificativă asupra distribuției tensiunilor de contact, prin urmare asupra capacității de încărcare și asupra duratei de viață a rulmenților. Profilul geometric al rolei cu rezultatele cele mai bune este profilul logaritmic [6]. Avantajele acestui tip de profil au fost confirmate în cercetările efectuate.

Studiile recente demonstrează că profilul bombat cu raze multiple poate să aibă de asemenea rezultate foarte bune în geometria contactului. În ambele cazuri costurile de prelucrare sunt deosebit de mari. Dacă suprafața rolei nu este executată foarte bine, distribuția uniformă a tensiunilor nu poate fi obținută.

Cercetarea a fost efectuată pe forme alternative ale rolei tubulare, cu cavități diferite mai flexibile la încărcări și cu cerințe mai mici la precizia de fabricație.

Pentru obținerea rolor cu profil logaritmic sau bombat este necesară o precizie ridicată a execuției. Pentru rola cavă profilul rămâne cilindric. Distribuția tensiunilor de contact este influențată în principal de geometria suprafeței rolei și de rigiditatea acesteia. Astfel, elasticitatea mai mare a rolei cave la capetele acesteia conduce la micșorarea tensiunilor de contact. Concentrările de tensiune la capetele rolei scad, măbind durabilitatea rolei. Analiza FEM a evaluat noul concept de rolă

Relation (5) leads to the obvious conclusion: importance of decreasing moment of inertia of rotor hence its inertial mass, will lead directly to increase rotational speed of main shaft so will enable faster start at low speed wind of power plant. One of possible way to reduce the moment of inertia is given by reducing weight of bearings positioned in blades rotational system. For this, is suggested the use of bearings with hollow rollers.

3. Finite element modeling of proposed hollow roller

Practicability of hollow rollers in construction of large bearings was examined for a material type aiming deep carburization effect. The used material is allied steel 15NiCr13. Roller dimensions are: L = 220 mm, R = 60 mm, [3]. Solid and hollow rollers have been modeled.

The finite element software MD Nastran is used to determine the values of von Mises stress. Model of this simulation validate form of the roller and give to the researchers the possibility to choose the appropriate design.

The roller profile has a significant influence on the distribution of the contact stress hence, on the bearing load-carrying capacity and life. The best profile of the contact geometry is logarithmic [6]. The advantages of the logarithmic profile have been largely confirmed in research applications.

A recent study also suggested that a crowned profile would be better profile, which can be used to eliminate stress concentration [7]. In both cases manufacturing precision is very high and affect the cost of the bearing. If the manufacture of the roller surface is not accurate enough, the uniform stress distribution may not be achieved, because the edge-stresses cannot be eliminated, as expected.

Research has been conducted to an alternative roller structural form, hollow roller with different hollowness which is more flexible when responding to variations of bearing loads, and it should have less strict requirements on manufacturing precision.

To achieve the logarithmic profile and exponential profile, high manufacturing precision is required. For the hollow roller the profile remains cylindrical. There are two ways by which contact-stress distributions can be influenced: the surface geometry of the roller and the stiffness of the roller. The elasticity to the roller ends decrease contact-stress in these sections. The end-stress concentration can be reduced by using hollow

cavă, comparând rezultatele obținute pe role pline și role cave cu cavități diferite, în scopul validării folosirii rolor cave.

În simulare s-a considerat o încărcare uniformă. Durabilitatea elementelor de rulare [8, 9] este invers proporțională cu tensiunea maximă admisibilă la puterea a noua, ecuația Lundberg-Palmgren (6) sau ecuația Zaretsky (7):

$$L \approx \left(\frac{1}{\sigma_{\max}} \right)^9; \quad (6)$$

$$L = A \cdot \left(\frac{1}{\tau} \right)^{\frac{c}{e}} \cdot \left(\frac{1}{V} \right)^{\frac{1}{e}} \approx \frac{1}{\sigma_{\max}^n}. \quad (7)$$

unde:

A este o constantă de material;
 τ este rezistența la forfecare;
 c/e este parametrul Lundberg-Palmgren;
 e este parametrul lui Weibull;
 V este volumul elementar;
 σ_{\max} este tensiunea de contact maximă;
 n este un exponent al durabilității.

Barnsby, plecând de la teoria Ioannides-Harris [10], introduce factorul K_c :

$$K_c = 1 + \left(1 - C_L^4 \right) \cdot \frac{\sigma_{VM, \lim}}{\sigma_{VM, \max}}, \quad (8)$$

unde:

$\sigma_{VM, \lim}$ este limita la oboseală von Mises;
 $\sigma_{VM, \max}$ este tensiunea maximă von Mises;
 C_L este un parametru de lubrifiere.

În această cercetare a fost utilizat pentru a simula comportamentul rolor, criteriul tensiunilor echivalente al lui von Mises. Programul MD Nastran a calculat tensiunile iar rezultatele sunt conforme cu tensiunile von Mises [11]:

$$\sigma_{VM} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6 \cdot (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}. \quad (9)$$

Mărimea încărcării uniform distribuită, utilizată în analiză a fost de 275 kN. Graficul tensiunilor von Mises este arătat pentru o rolă cilindrică plină (figura 2), o rolă cavă cu $D_i = 80$ mm (figura 3) și o rolă cavă cu $D_i = 100$ mm (figura 4).

Trecerea la rulmenți cu role cave nu necesită modificări majore în tehnologie. Studiul de față se ocupă de problema rezistenței acestora în ansamblurile rulment – centrală eoliană. Problemele noi cu care rulmentul cu role cave se confruntă sunt deformațiile mai mari și tensiunile de contact.

rollers. FEM analysis was made to evaluate the design concept of the hollow roller and comparing it with traditional solid profiles of rollers.

In the simulation was considered a uniform load. The rolling element fatigue life [8, 9] is inversely proportional to the maximum stress to the ninth power, equation Lundberg-Palmgren (6) or Zaretsky equation (7):

where:

A is a constant factor of material;
 τ is critical shear stress;
 c/e is Lundberg-Palmgren parameter;
 e is Weibull slope;
 V is elemental volume;
 σ_{\max} is maximum Hertz stress;
 n is Hertz stress life exponent.

Barnsby, starting from the Ioannides-Harris theory [10], introduces the stress factor K_c :

where:

$\sigma_{VM, \lim}$ is fatigue limit of von Mises stress;
 $\sigma_{VM, \max}$ is maximum of von Mises stress;
 C_L is lubricant parameter.

In this research was used for simulate the comportment of rollers, von Mises stress criterion. The MD Nastran software found all stress components on each point and the results are conform with von Mises stress equation [11]:

The magnitude of uniform load-distribution used for the analysis 275 kN. Distributions of maximum von Mises stresses are shown for solid cylindrical roller (figure 2), hollow roller with $D_i = 80$ mm (figure 3) and hollow roller with $D_i = 100$ mm (figure 4).

Crossing to the hollow roller bearings do not require major changes in technology. The present study deals with the problem of bearing resistance in assembly's bearings - wind power plant. New problems that face hollow roller bearings are larger deformations and larger contact stresses.

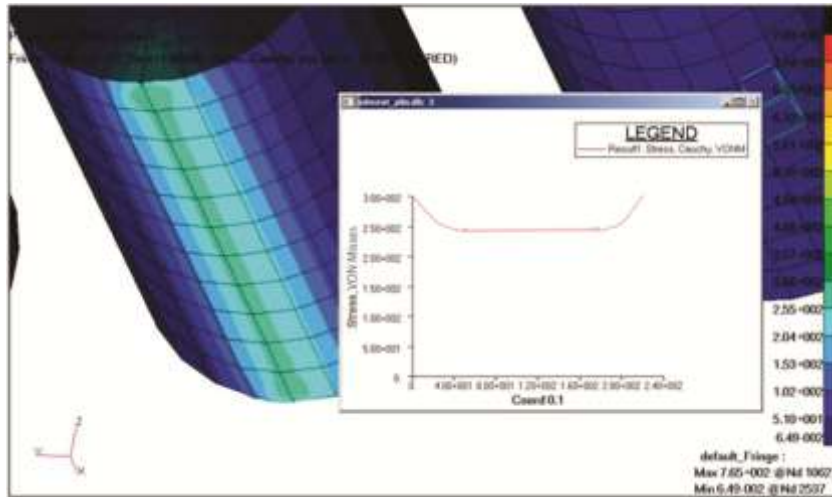


Figura 2. Graficul tensiunilor von Mises pentru rola cilindrică plină cu profil nemodificat [MPa]
 Figure 2. von Mises stress chart for solid cylindrical roller [MPa]

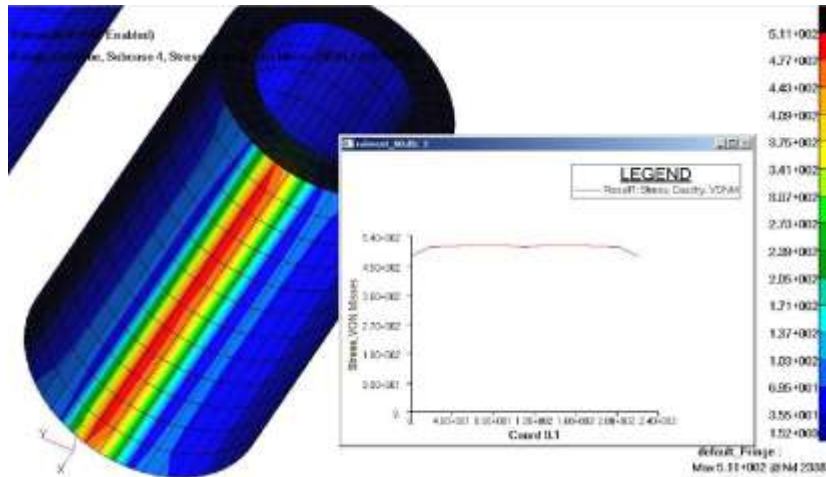


Figura 3. Graficul tensiunilor von Mises pentru rola cilindrică tubulară cu $D_i = 80$ mm [MPa]
 Figure 3. von Mises stress chart for hollow cylindrical roller with $D_i = 80$ mm [MPa]

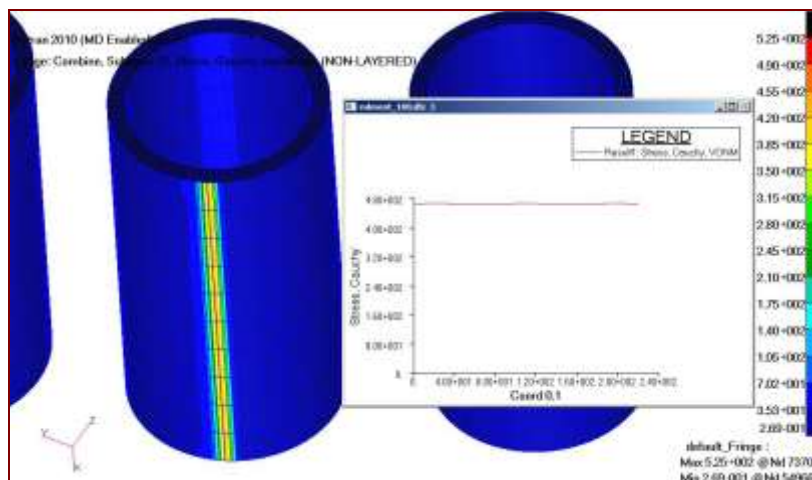


Figura 4. Graficul tensiunilor von Mises pentru rola cilindrică tubulară cu $D_i = 100$ mm [MPa]
 Figure 4. von Mises stress chart for hollow cylindrical roller with $D_i = 100$ mm [MPa]

Cercetarea s-a efectuat luând în considerare forța radială reală dintr-un ansamblu tip centrală

The research was conducted taking into account the real radial force of a wind power plant

eoliană, însă calculul s-a efectuat pe un rulment cu role cilindrice pe un rând. În realitate acești rulmenți sunt folosiți destul de rar, în general folosindu-se rulmenți pe două sau patru rânduri.

Cercetarea efectuată arată foarte clar că rolele cu cavitate diferită, încercate în simulări, nu numai că reduc masele inerțiale, dar au un comportament la fel de bun în deformații și mult mai bun în tensiunile de contact.

În figura 5 și figura 6 se poate observa creșterea deformațiilor în funcție de cavitate. De precizat că această creștere este mică la un rulment cu diametrul exterior $D = 1900$ mm.

but the calculation was made on a single row bearing with cylindrical roller. In reality, these bearings are used rarely, generally using the bearings on two or four rows.

The research clearly shows that different hollow rollers, tested in simulations, not only reduces the inertial mass, but behave as good in deformations and much better in the contact stress.

In figure 5 and figure 6 can see the increasing of strains on the basis of the cavity. It is noted that this increase is lower for a bearing with outer diameter $D = 1900$ mm.

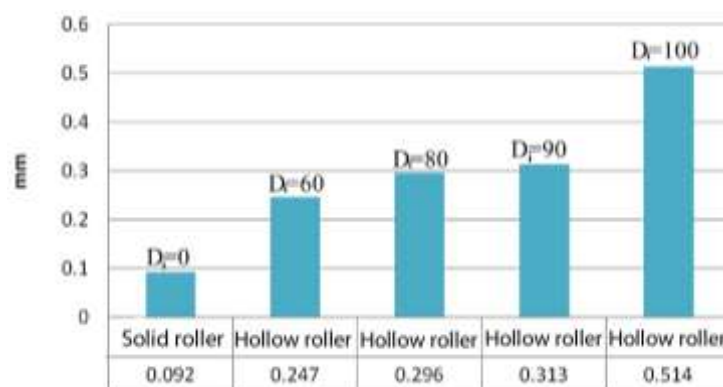


Figura 5. Graficul deformațiilor rulmentului în funcție de cavitate - rezultate obținute prin analiză cu element finit
Figure 5. Graph of deformations of bearing depending of hollowness-results obtained by finite element analysis

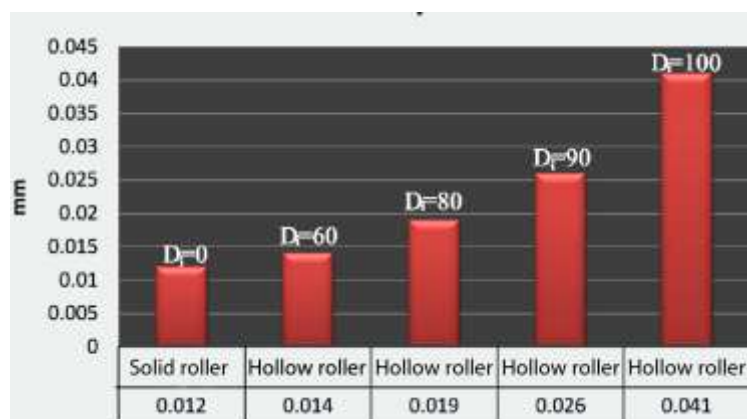


Figura 6. Graficul deformațiilor rolei în funcție de cavitate - rezultate obținute prin analiză cu element finit
Figure 6. Graph of deformations of roller depending of hollowness-results obtained by finite element analysis

4. Concluzii

Rezultatele modelării prin analiză cu element finit, utilizând software-ul MD Nastran, sunt deosebite. Datorită creșterii elasticității la capetele rolei tubulare, față de elasticitatea unei role pline, tensiunile von Mises se echilibrează, valoarea acestora devenind constantă de-a lungul generatoarei rolei (figura 5 și figura 6). În aceste condiții, tensiunile rezultate între rola cavă și calea de rulare prezintă o distribuție mai favorabilă decât tensiunile rezultate între rola plină și calea de rulare.

4. Conclusions

The results of MD Nastran FEM for the von Mises stress distributions for the hollow cylindrical roller under identical loads are interesting. Due to increased elasticity to the ends of hollow roller, the von Mises stress decrease, the graphic being constant (figure 5 and figure 6). Under the same conditions, the stress caused by the contact between the race and the hollow roller is less than the stress caused by the contact between the race and the solid roller.

Simularea FEM în cazul rozelor cilindrice pline arată apariția tensiunilor de capăt, iar în cazul rozelor cave aceste tensiuni dispar, distribuția tensiunilor fiind aceeași de-a lungul rolei.

Rezultatele indică faptul că pentru un anumit interval de cavitate, utilizarea de role tubulare nu reduce durabilitatea rulmentului, din contră, durata de viață a acestuia crescând semnificativ. În plus aproximativ 50 % din greutatea rozelor ar putea fi redusă folosind role cave. Analiza FEM demonstrează că rolele cave prezintă performanțe superioare, prin eliminarea tensiunilor de capăt. Aceste role funcționează similar cu rolele pline cu profilul logaritmic, păstrându-și profilul cilindric mult mai ușor de obținut.

Rulmenții cu role cave prezintă următoarele avantaje: reducerea încărcărilor datorate forțelor de inerție, reducerea masei, reducerea consumului de material, creșterea durabilității.

Further, FEM simulation shows that a stress concentration occurs at the ends of solid cylindrical roller but for the hollow roller the stress concentration is the same on the entire length.

The results may indicate that for certain range of the roller geometry the use of hollow rollers will not weaken the strength of the bearing, on the contrary, increased its sustainability. In addition, about 50 % of roller weight of a bearing could be reduced due to the introduction of the hollowness. FEM analyses demonstrate that the roller would render superior performance which could enable the elimination of the stresses at the ends of the roller. As a result, the roller could function similarly to a logarithmic-profile roller, but the manufacturing procedures of the roller are simplified.

The bearings with hollow rollers have advantages such as reduction of the inertial loads, weight reduction, material saving, increasing of durability.

References

1. Morren, J., Pierik, J., de Haan, W.H.: *Inertial response of variable speed wind turbines*. Electric Power Systems Research 76-2006, p. 980-987
2. Song, Y.D., Dhinakaran, B., Bao, X.Y.: *Variable speed control of wind turbines using nonlinear and adaptive algorithms*. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics 85-2000, p. 293-308
3. Abu Jadayil, W.M., Jaber, N.M.: *Numerical prediction of optimum hollowness and material of hollow rollers under combined loading*. Materials and Design Journal 31-2010, p.1490-1496
4. Barabas, S., Serban, C.: *Deep carburizing process for 20NiCrMo7 and 15 NiCr13 steels used in construction of large bearings elements*. AFASES 2010 Conference - Scientific Research and Education in the Air Force, 27-29 May, 2010, Brasov, p. 594-598
5. Zwirlein, O., Schlicht, H.: *Rolling contact fatigue mechanism accelerated testing versus field performance*. Rolling Contact Fatigue Testing of Bearing Steels, ASTM STP 771, 1982, p. 358-379
6. Reusner, H.: *The logarithmic roller profile –the key to superior performance of cylindrical and taper roller bearings*. Ball Bearing Journal 230-1987, p. 2-10
7. Ju, S.H., Horng, T.L., Cha, K.C.: *Comparisons of contact pressures of crowned rollers*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineering Part 1, Engineering Tribology Journal, 214-2000, p. 147-156
8. Lundberg, G., Palmgren, A.: *Dynamic Capacity of Rolling Bearings*. Acta Polytechnica Scandinavica. Electrical Engineering Series, vol. 1, no. 3, 1947, p. 87-89
9. Zaretsky, E.V., Poplawski, J.V., Peters, S.M.: *Comparison Of Life Theories For Rolling-Element Bearings*. NASA Technical Memorandum 106585 Annual Meeting of the Society of Tribologists and Lubrication Engineers, Chicago, Illinois, May 14-19, 1995, p. 5-9
10. Howell, M., Hahn, G.T., Rubin, C.A., McDowell, D.L., *Finite element analysis of rolling contact for nonlinear kinematic hardening bearing steel*. ASME Journal Tribology, 1995, p. 36
11. ***: *ABAQUS User Manuel*. Hibbit, Karsson and Sorensen inc., 1998
12. ***: *Wind Energy – The Facts, Technology*. The European Wind Association, vol. 1, 2003, p.43-47

Lucrare primită în octombrie 2010

Received in October 2010