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

TESTAREA LA SARCINĂ STATICĂ DISTRIBUITĂ A PALETELOR DE TURBINĂ EOLIANĂ DE MICĂ PUTERE

Rodica BĂDĂRĂU, Teodor MILOŞ, Ilare BORDEAŞU

TESTING AT DISTRIBUTED STATIC LOADS OF THE ROTOR BLADES OF LOW POWER WIND TURBINES

This paper presents a study on distributed static load testing of 5 kW wind turbine blades. There have been done tests at distributed static loads on five blades of the rotor designed and installed in an Alba county site. It has also been investigated the behaviour at the same load type and for the same blade, using a finite element analysis method. There were drew conclusions about the comparison of results obtained by the two methods.

Keywords: low power wind turbines, Finite Element Analysis, load, stress

Cuvinte cheie**:** turbine de vânt de mică putere, paletă, metoda elementelor finite, forţe aerodinamice, momente, tensiuni, rezistenţă mecanică

1. Introducere

Turbina de vânt de mică putere este unul din cele mai utilizate mijloace de producere a energiei electrice pentru deservirea unor aplicaţii locale, rezidenţiale sau comerciale în zone izolate, fără acces la reţeaua de curent electric, sau în scopul asigurării independenţei energetice a utilizatorului. Se amplasează în locaţiile unde viteza vântului la cota de instalare a turbinei are o medie anuală de cel puţin 4-5 m/s.

Ca urmare a diversităţii amplasamentelor, turbinele eoliene de mică putere se realizează în mai multe variante constructive. Astfel turbinele de vânt pot avea axa rotorului în plan orizontal sau vertical, rotorul poziţionat în amonte sau în aval faţă de stâlpul de susţinere, cu 2, 3 sau mai multe palete, cu sistem pasiv sau activ de orientare, cu sisteme de siguranţă de tip mecanic sau electronic pentru protecţia la viteze mari ale vântului şi supraturare [4].

Componenta de bază a turbinei, de care depinde eficienţa energetică, este ansamblul rotor, format din butuc şi palete. Paleta turbinei este piesa care asigură conversia energiei cinetice a maselor de aer în energie stereomecanică la arborele rotorului turbinei. Ea este supusă permanent solicitărilor mecanice (forţe şi momente) produse de forţele aerodinamice şi forţele masice proprii. Forma geometrică şi soluţia constructivă a paletei trebuie să răspundă simultan asigurării unei conversii energetice optime şi condiţiilor structurale de rezistenţă mecanică. În acest context, paleta trebuie realizată din materiale care să permită obţinerea cu uşurinţă a formei torsionate spaţial, să îi confere o greutate redusă şi rezistenţă ridicată la solicitările aerodinamice şi mecanice, din timpul exploatării. De calitatea acestor materialele depinde siguranţa în exploatare şi durata de viaţă a paletei turbinei [1].

În această lucrare se prezintă un studiu de caz privind testarea la sarcină statică distribuită a paletelor unei turbine de vânt de 5 kW. Agregatul eolian a fost realizat de Universitatea "Politehnica" din Timişoara şi este amplasat în localitatea Şeuşa, din judeţul Alba. Agregatul serveşte la iluminatul public al comunei. Paleta turbinei este realizată, de către firma SC Clagi SRL din localitatea Biled, din judeţul Timiş, din material compozit de tip poliester armat cu fibră de sticlă (PAFS) [2].

Parametrii de instalare pentru turbina eoliană sunt:

Puterea la arbore: 5,5 kW
Diametrul turbinei: 5 m
Viteza periferică maximă: 28,8 m/s
Turaţia maximă: 120 rpm (accidental se poate atinge 150 rpm)
Aria expusă a turbinei: 19,6 m^2
Rapidităţi de lucru (TSR): 3...4
Coeficienţi de putere (valori maxime de calcul): 0,428...0,466

Viteze de instalare de 11 m/s (asociate puterii de 5,5 kW şi turaţiei de 120 rpm, la densităţi ale aerului între 1,1 şi 1,5 kg/m^3) .

S-au efectuat asupra paletelor agregatului de vânt şi studii bazate pe analize cu elemente finite (FEA) pentru determinarea

solicitărilor mecanice și deformărilor de-a lungul paletei. Aceste studii s-au făcut pentru a verifica rotorul şi paletele în condiţiile funcţionării lor la vânt puternic (viteze de peste 25 m/s), astfel încât să reziste la forţele aerodinamice generate de astfel de viteze.

2. Aspecte constructive ale paletelor rotorice

Pentru echiparea rotorului turbinei eoliene a fost prevăzut un set de cinci palete. Aceste palete au un contur geometric tridimensional cu secțiunea transversală variabilă şi torsionate în lungul axei longitudinale. La periferie paleta se prelungeşte progresiv cu o răsfrângere la 90° (winglet) pentru a evita, într-o oarecare măsură, efectul de anvergură finită care implică apariţia unor turbulenţe şi o reducere a portanţei [3].

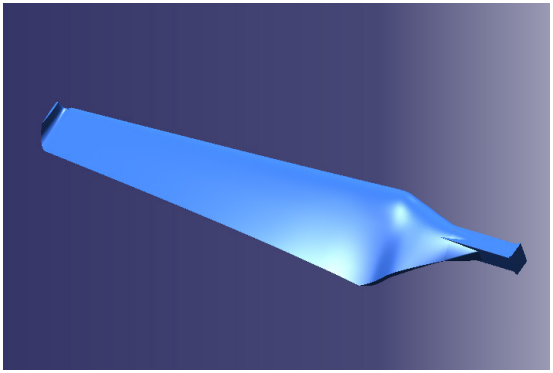
Conturul geometric al paletei a rezultat din calculul aerodinamic şi mecanic şi a fost transpus printr-un program de tip CAD ca model virtual 3D (figura 1). Acest model a fost utilizat pe maşina de prelucrat în 5 axe de la SC Clagi SRL pentru realizarea calapodului matriţei de formatare a paletei.

Paleta s-a generat tridimensional utilizând profile NACA 44XX (XX: grosimea variabilă liniar cu raza) cu 4 cifre şi s-a prevăzut la capătul ei o răsfrângere "winglet" de 80 mm (figura 1, a).

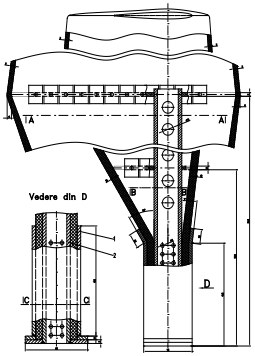
Din punct de vedere al rezistenţei mecanice paleta rezistă solicitărilor din exploatare dacă grosimea materialului peretelui exterior este de 3...5 mm. S-a optat ca miezul paletei să fie uşor, din spumă poliuretanică dură, care la rândul lui a fost realizat într-o matriţă compusă din două componente. Astfel peretele exterior al paletei, având grosimea de 5 mm, a fost realizat din poliester armat cu fibră de sticlă (PAFS), format în straturi succesive în matriţă. Peretele paletei se asamblează din două jumătăţi (intrados şi extrados) care la final se lipesc pe contur incluzând inserţia metalică (figura 1, b). Golul din interiorul paletei este umplut cu spumă poliuretanică, prin expandare, pentru a atenua vibraţiile şi a creşte rigiditatea paletei [2].

3. Testarea celor cinci palete la sarcină statică distribuită

Înainte de a fi montate pe rotor este necesar ca cele cinci palete să fie testate static. Acest lucru s-a realizat în cazul agregatului menţionat la SC Clagi SRL. Aceste testări statice ale paletei rotorului au fost necesare la început şi pentru verificarea şi perfecționarea tehnologiei de execuţie a paletelor [4].



a) Paleta 3D cu winglet de 80 mm



b) inserţia metalică

Fig. 1 Paleta cu sistemul de fixare şi rigidizare

Testarea paletelor s-a făcut prin încărcare distribuită cu saci de nisip de câte 25 kg fiecare. Pentru aceasta fiecare paletă a fost fixată în poziţie orizontală pe un dispozitiv rigid, în mod identic, cu încastrarea în butucul rotorului turbinei.

Pentru a reduce riscul de avarie pe amplasament şi pentru a nu provoca ruperi în cursul testelor (condiţii nedistructive) s-a limitat încărcarea în zona elastică, în secţiunea critică, la maximum 50 MPa.

Paleta s-a încărcat cu straturi de saci cu nisip, figura 2. S-a măsurat săgeata la vârful paletei. Prin încărcare/descărcare s-a controlat domeniul de deformaţii elastice. Deformaţiile elastice s-au măsurat pe intradosul paletei, în trepte, de trei ori, prin măsurarea săgeţii la vârful paletei la fiecare încărcare şi descărcare.

Masa totală de nisip, necesară pentru modelarea efortului de 50 MPa, în secţiunea critică, a fost de maximum 325 kg, ţinând cont de prezenţa inserţiei metalice. Această masă s-a repartizat aproximativ uniform pe anvergura aerodinamică.

Rezultatele obţinute sunt centralizate în graficul din figura 3. Reprezentarea grafică a variaţiei săgeţii, la periferia paletei, funcţie de sarcina aplicată, arată că cele cinci palete au acelaşi comportament. Se constată că, pentru o sarcina de circa 720 N, săgeata medie la testarea statică este de aproximativ 28 mm.

4. Analiza cu element finit a stării de solicitare a paletelor

Starea de solicitare a paletelor a fost studiată cu ajutorul metodei analizei cu elemente finite (Finit Element Analysis = FEA).

Fig. 2 Încărcarea paletei cu saci de nisip

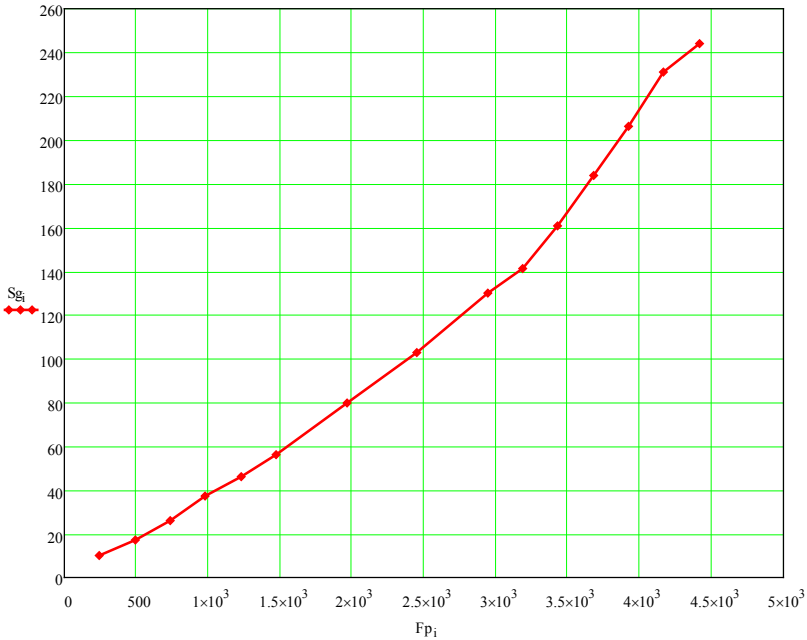


Fig. 3 Variaţia săgeţii la extremitatea paletei în raport cu forţa de încărcare [N]

Avantajul acestei metode este că putem rafina structura de discretizare, micşorând elementele acolo unde pot apărea zone neconcludente, sau chiar instabilitate. Pentru ca metoda să poată fi aplicată, trebuia, ca prim pas, generarea ansamblului solid 3D al paletei. Pentru aceasta s-a folosit forma geometrică a solidului 3D generată pentru prelucrarea pe maşina de frezat cu 5 axe a negativului paletei în scopul execuţiei matriţei paletei.

Păstrând riguros geometria suprafeţelor exterioare a paletei s-a refăcut paleta sub forma unui solid 3D, gol în interior [7]. Acesta reprezintă învelişul exterior din PAFS cu grosimea de 5 mm, iar în zona inserţiilor metalice grosimea creşte treptat spre 10 mm. Miezul interior al paletei, realizat din spumă poliuretanică, cu forma geometrica a golului, nu a fost luat în considerare deoarece are o rezistenţă mecanică foarte scăzută, având doar rol de atenuare a vibraţiilor. În acest ansamblu nu s-a introdus inserţia metalică pentru a putea vedea strict evoluţia stării de solicitare în materialul compozit, fără aportul sustenabil al inserţiei metalice. Geometria profilelor aerodinamice, coaxialitatea lor, unghiurile lor de instalare, razele lor de amplasare au fost respectate riguros, conform modelului 3D dat iniţial la proiectul tehnic al agregatului.

S-a considerat că paleta 3D este încastrată în secţiunea de prindere, pe butucul rotoric, pe care au fost aplicate forţe, momente sau presiuni, specifice solicitărilor care apar în cazul paletelor turbinelor de vânt [4].

Presiunea dinamică, pe intrados, s-a determinat cu relaţia:

$$\Delta p = C_x \rho \frac{v^2}{2} \qquad (1)$$

Valorile de calcul, introduse în program, le-am considerat cele corespunzătoare unor situaţii extreme, cum sunt:

- Densitatea aerului: $\rho = 1{,}5\ kg/m^3$ (aer rece şi uscat);
- Coeficientul de rezistenţă aerodinamică: $C_x = 2$ (placă plană expusă perpendicular pe direcţia curentului de aer);
- Viteza vântului luată în calcul: $v = 30\ m/s = 108\ km/h$;

Cu aceste date rezultă că valoarea $\Delta p = 1350$ Pa

Această presiune s-a aplicat succesiv pe intradosul fiecărui element de paletă, lung de 200 mm.

Discretizarea în FEA are ca bază de plecare elementele de suprafaţă ale pieselor în cauză. Pentru o cât mai bună definire a secţiunilor paletelor, constituite din profilele NACA, s-a aplicat o discretizare distribuită a profilelor pe minim 50 de puncte, cu desime progresiv crescătoare de la bordul de fugă spre bordul de atac. Pe

această discretizare locală s-a generat discretizarea globală. A rezultat astfel următoarea imagine din figura 4.

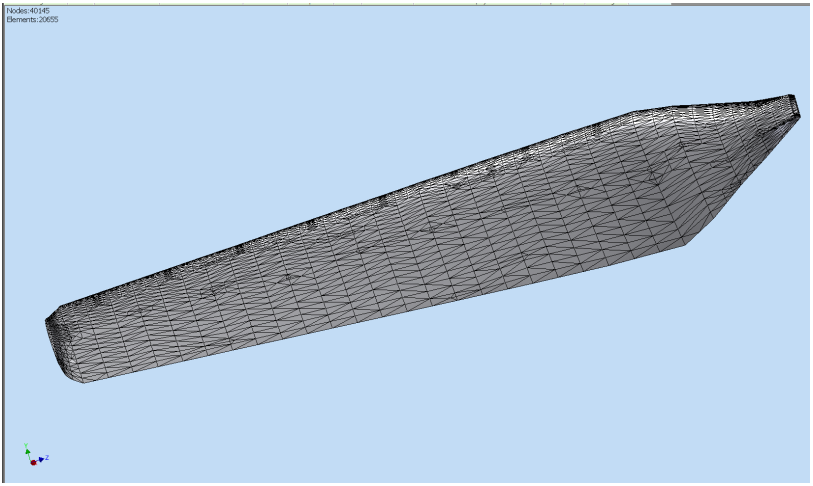


Fig. 4 Discretizarea paletei

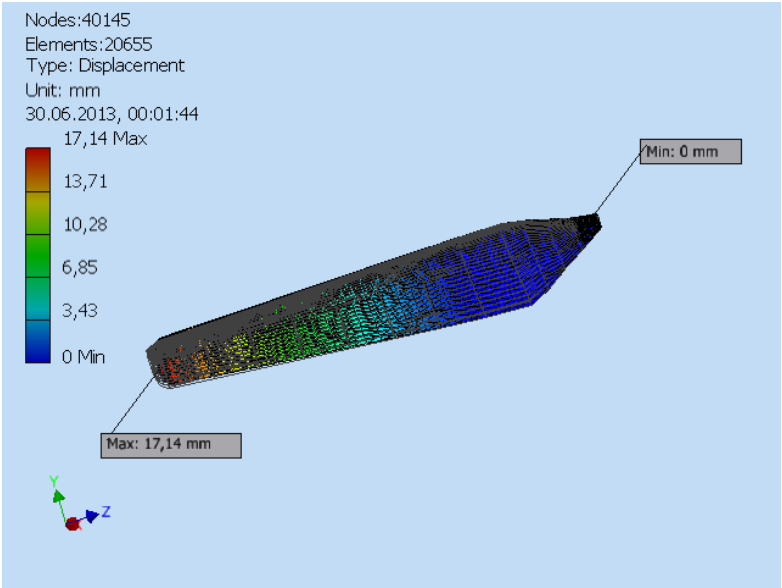
Ca urmare a aplicării presiunii pe paletă, în secţiunea de încastrare apare o forţă tăietoare F şi un moment încovoietor M, având componente după cele 3 direcţii de referinţă, X, Y, Z, conform datelor trecute în tabelul 1.

Tabelul 1

Name	Forţa rezultantă		Momentul rezultant	
	Magnitude	Componenta (X,Y,Z)	Magnitude	Componenta (X,Y,Z)
Fixed Constraint:1	736,212,56N	-719,956 N	735,47Nm	-129,034 Nm
		-153,843 N		722,685 Nm
		2,17359 N		-44,6546 Nm

Au fost studiate cu ajutorul FEA într-un studiu mai amplu, distribuţia tensiunilor, a tensiunilor la întindere (compresiune), a tensiunii de forfecare, săgeata maximă, selectând pentru această analiză doar rezultatele legate de deformaţiile elastice ale paletei.

Figura 5 arată că săgeata maximă care se poate obţine este de 17,14 mm, la extremitatea paletei, opusă secţiunii de încastrare [2].



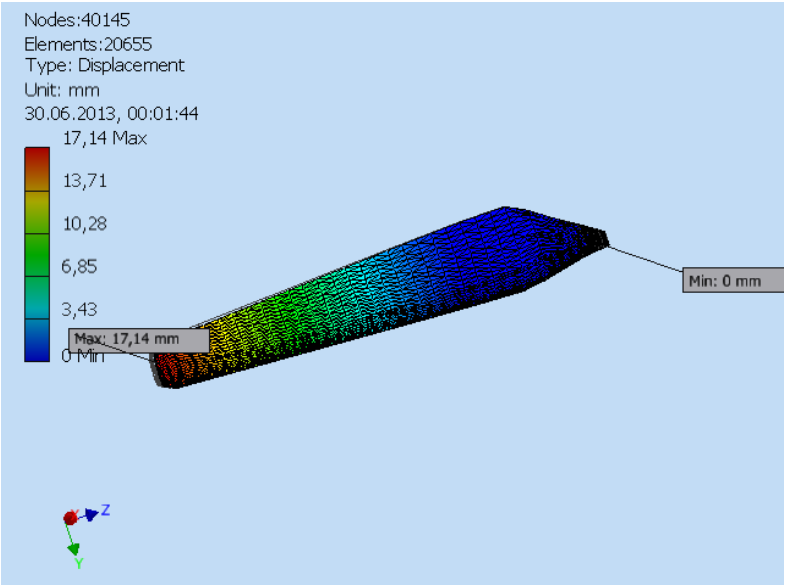


Fig. 5 Distribuţia deformaţiilor

Deformaţiile apar sugestiv cu valori minime şi maxime. Metoda prezintă grafic modelul, îmbrăcat în culori gradate de la albastru spre roşu, trecând prin verde şi galben, cu convenţia că spectrul roşu prezintă zonele cele mai solicitate.

Săgeţile maxime sunt după direcţia axei X, direcţia din care bate vântul şi acţionează normal pe suprafaţa paletei, producându-i deformaţia elastică.

5. Concluzii

■ Deoarece paleta este supusă la solicitări variabile în timpul funcţionării, determinate de viteza incontrolabilă a vântului, s-au propus şi realizat cercetări de rezistenţă mecanică pe palete, atât prin testările statice, cât şi folosind metoda cu elemente finite.

■ Din studiul prezentat rezultă că pentru o sarcină de circa 720 N săgeata medie la testarea statică este de aproximativ 28 mm, superioară celei obținute la simularea numerică de 17,14 mm. Această diferență este normală și se datorează faptului că distribuția greutății sacilor de nisip nu este similară forţei dată de presiunea pe intradosul paletei, iar lungimea profilelor de la butuc şi periferie diferă mult (206 mm la periferie şi 380 mm la butuc).

■ La testarea statică paletele nu se deformează plastic în condiţii acoperitoare faţă de solicitarea dinamică a aerului în condiţii climatice extreme (viteze de max. 30 m/s). Sarcina statică a fost de 6 ori mai mare decât la simularea numerică cu elemente finite la condiţii climatice extreme.

BIBLIOGRAFIE

[1] Bej, A., Bordeaşu, I., Miloş, T., Bădărău, R., *Considerations Concerning the Mechanical Strength of Wind Turbine Blades Made of Fiberglass Reinforced Polyester,* MATERIALE PLASTICE, BUCHAREST, ROMANIA, 2012, Vol. MPLAAM 49 (3), pag. 212-218.

[2]. Miloş, T., Bordeaşu, I., Bădărău, R., Bej, A., Bordeaşu, D., *Failure Cause Analysis of a 5kW Wind Turbine Blade in Extreme Wind Conditions*, MATERIALE PLASTICE, BUCHAREST, ROMANIA, 2013, Vol. MPLAAM 50 (4), pag. 279-284.

[3] Bădărău, R., Bordeaşu, I., Miloş, T, *Consideraţii privind creşterea puterii şi reducerea zgomotului pentru turbinele eoliene de mică putere cu palete prevăzute cu winglet, A XIII-a Conferinţă Naţională multidisciplinare cu*

participare internaţională, “Profesorul Dorin Pavel-fondatorul hidroenergeticii româneşti, Sebeş, Ştiinţă şi Inginerie, Editura AGIR, Bucureşti, 2013, Vol. 24, pag. 273-282.
[4] Bădărău, R., *Contribuţii la studiul turbomaşinilor axiale neîntubate*, Teză de doctorat, Editura Politehnica, Timişoara, 2011.
[5] Gipe, P., *Wind turbine basics*, Chelsea Green Publishing Company, Vermont, USA, 2009.
[6] Abbott, I.H., Doenhoff, A.E., *Theory of Wing Sections*, Dover Publications, Inc., New York, 1958.
[7] * * * *AutoCAD Mechanical 2010, User Guide*, Autodesk Inc.

Asist.Dr.Ing. Rodica BĂDĂRĂU,
Universitatea ”Politehnica” din Timişoara, membru AGIR
e-mail: badarau_r@yahoo.com
Conf.Dr.Ing. Teodor MILOŞ,
Universitatea ”Politehnica” din Timişoara, membru AGIR
e-mail: teodor.milos@gmail.com
Prof.Dr. Ing. Ilare BORDEAŞU
şef colectiv Maşini Hidraulice
Universitatea Politehnica din Timişoara, membru AGIR
e-mail: ilarica59@gmail.com