

CONTRIBUȚII LA STUDIUL TURBOMAȘINILOR AXIALE NEÎNTUBATE

Teză destinată obținerii
titlului științific de doctor inginer
la
Universitatea "Politehnica" din Timișoara
în domeniul "INGINERIE MECANICĂ"
de către

ing. Rodica BĂDĂRĂU

Conducător științific: prof.univ.dr.ing. Francisc GYULAI
Referenți științifici: prof.univ.dr.ing. Daniela VASILIU
prof.univ.dr.ing. Constantin Viorel CÂMPIAN
conf.univ.dr.ing. Teodor MILOȘ

Ziua susținerii tezei: 4.11.2011

Seriile Teze de doctorat ale UPT sunt:

- | | |
|---|--|
| 1. Automatică | 8. Inginerie Industrială |
| 2. Chimie | 9. Inginerie Mecanică |
| 3. Energetică | 10. Știința Calculatoarelor |
| 4. Ingineria Chimică | 11. Știința și Ingineria Materialelor |
| 5. Inginerie Civilă | 12. Ingineria sistemelor |
| 6. Inginerie Electrică | 13. Inginerie energetică |
| 7. Inginerie Electronică și Telecomunicații | 14. Calculatoare și tehnologia informației |

Universitatea „Politehnica” din Timișoara a inițiat seriile de mai sus în scopul diseminării expertizei, cunoștințelor și rezultatelor cercetărilor întreprinse în cadrul scolii doctorale a universității. Seriile conțin, potrivit H.B.Ex.S Nr. 14 / 14.07.2006, tezele de doctorat susținute în universitate începând cu 1 octombrie 2006.

Copyright © Editura Politehnica – Timișoara, 2011

Această publicație este supusă prevederilor legii dreptului de autor. Multiplicarea acestei publicații, în mod integral sau în parte, traducerea, tipărirea, reutilizarea ilustrațiilor, expunerea, radiodifuzarea, reproducerea pe microfilme sau în orice altă formă este permisă numai cu respectarea prevederilor Legii române a dreptului de autor în vigoare și permisiunea pentru utilizare obținută în scris din partea Universității „Politehnica” din Timișoara. Toate încălcările acestor drepturi vor fi penalizate potrivit Legii române a drepturilor de autor.

România, 300159 Timișoara, Bd. Republicii 9,
tel. 0256 403823, fax. 0256 403221
e-mail: editura@edipol.upt.ro

Cuvânt înainte

Domeniul valorificării energiilor neconvenționale a revenit în actualitate în ultimele decenii și devine din ce în ce mai important în preocupările societății umane moderne. Nevoia obținerii unei cantități din ce în ce mai mari de energie electrică din surse alternative sigure, regenerabile și nepoluante, a interesului crescând manifestat de investitori, a determinat impulsivitatea cercetării științifice și aplicarea rezultatelor în domeniul aeroenergeticii.

În acest context Centrul de Cercetare pentru Aeroenergetică (CCAЕ) din cadrul Universității „Politehnica” din Timișoara duce o activitate susținută de peste 25 de ani cu rezultate științifice deosebite recunoscute atât în țară cât și în străinătate.

Această teză contribuie prin obiectivele atinse și orizonturile pe care le deschide la consolidarea modelului original de evaluare a energiei eoliene valorificabile cu ajutorul turbomașinilor axiale neîntubate, elaborat și perfecționat în cadrul CCAE. Plecând de la domeniul general al turbomașinilor mi-am îndreptat atenția asupra domeniului specific al agregatelor de mică putere care valorifică energia eoliană de pe amplasamente cu oferte energetice moderate caracteristice vitezelor mici ale vântului (3-6 m/s). Am abordat problematica diversificării și adaptării agregatului la oferta amplasamentului.

Teza de doctorat a fost elaborată pe parcursul activității mele în cadrul Facultății de Mecanică, Catedra de Mașini și Sisteme Hidraulice și Pneumatice din Universitatea „Politehnica” din Timișoara.

Aduc mulțumiri în mod deosebit D-lui Prof. Dr. Ing. Francisc Gyulai, conducătorul de doctorat, și îmi exprim deosebita recunoștință și considerație pentru îndrumările competente primite, pentru răbdarea și sprijinul acordat pe întreaga perioadă de pregătire, elaborare și finalizare a tezei.

Mulțumesc de asemenea în mod deosebit, D-lui Conf. Dr. Ing. Teodor Miloș, directorul CCAE, pentru sprijinul nemijlocit acordat pe tot parcursul elaborării tezei, pentru cooptarea mea în cadrul colectivului de cercetare-proiectare pe care îl conduce.

Mulțumesc D-lui Prof. Dr. Ing. Ilare Bordeășu, în calitatea sa de șef de catedră pentru sprijinul permanent acordat.

Mulțumesc domnilor profesori și colegilor din colectivul catedrei de Mașini și Sisteme Hidraulice și Pneumatice, colegilor din CCAE pentru sfaturile, îndrumările și încurajările date.

Timișoara, octombrie 2011

Rodica BĂDĂRĂU

Bădărău, Rodica

Contribuții la studiul turbomașinilor axiale neîntubate

Teze de doctorat ale UPT, Seria 9, Nr. 103, Editura Politehnica, 2011,
226 pagini, 115 figuri, 58 tabele.

ISSN:1842-4937

ISBN:978-606-554-372-0

Cuvinte cheie:

turbomașini axiale neîntubate, turbine de vânt de mică putere, evaluarea ofertei amplasamentului, modelul Weibull cu trei parametri, curba de distribuție a frecvenței vitezei, curba de asigurare, curbe caracteristice adimensionale, coeficient de putere, rapiditate, grad de reacție, soliditate, dâra turbinelor neîntubate, capătul liber al paletei, diversificarea construcției turbinelor

Rezumat,

În cadrul tezei s-a realizat un sistem de modele și proceduri utilizabile în proiectare, adecvate la particularitățile de construcție a turbinelor de vânt. Sistemul de modele elaborat permite diversificarea construcției turbinelor de vânt, respectiv adaptarea lor la regimul vitezelor vântului în stratul limită terestru unde oferta energetică a amplasamentului este moderată.

Tratarea sistemelor de modelări și a programelor de calcul aferente au la bază un nou model pentru evaluarea energiei valorificabile din energia cinetică a atmosferei terestre care înlocuiește modelul clasic. Modelul permite considerarea ca efect dominant în valorificarea energiei a căderii presiunii statice și acordării de rol secundar căderii vitezei axiale.

Este prezentată o amplă documentare privind dâra turbinei din care rezultă că fenomenele recuperative din dâră nu generează restricții pentru aplicabilitatea noului model.

Se evaluează efectele induse de anvergura finită a paletei datorată neîntubării. Față de modelul aripii plane a lui Prandtl se formulează corecții pentru portanță și rezistență aplicabile local în funcție de raza curentă a secțiunilor de calcul.

Pentru evaluarea performanțelor combinate (turbină și amplasament) au fost studiate două modele: unul pentru turbină și unul pentru amplasament. Pentru turbină a fost evaluat un model al curbelor adimensionale pe baza unor informații statistice și un model pe baza geometriei turbinei proiectate. Pentru amplasament a fost folosit modelul Weibull corectat printr-o metodă iterativă pentru cei trei parametri ai modelului.

Ca studiu de caz pentru aplicarea pachetului de programe de calcul s-a proiectat, realizat la SC Clagi SA-Biled, testat pentru statică și instalat pe amplasamentul Marga un prototip de 3,5 kW cu diametrul turbinei de 4,5 m.

CUPRINS

1. OBIECTIVELE TEZEI	7
1.1. Introducere.....	7
1.2. Particularități ale turbinelor axiale neîntubate.....	11
1.3. Obiectivele tezei	15
2. MODELE FIZICE ALE TURBINELOR DE VÂNT	17
2.1. Introducere.....	17
2.2. Modelul simplu clasic și critica lui	17
2.2.1. Prezentarea modelului Betz	17
2.2.2. Critica modelului simplu	22
2.3. Modelul nou pentru turbina de vânt (modelul CCAE)	23
2.3.1. Propuneri pentru modelul nou (modelul CCAE)	23
2.3.2. Diversificări posibile prin gradul de reacție	26
2.4. Concluziile capitolului 2.....	33
3. DOCUMENTARE ȘI ANALIZĂ PRIVIND DĂRELE TURBINELOR NEÎNTUBATE	34
3.1. Turbulența, stratul limită și difuziunea	34
3.2. Surse de documentare (simulări, turbine model, turbine reale).....	48
3.3. Concluzii privind influențe ale dărei asupra modelului CCAE.....	58
3.3.1. Evaluări calitative și cantitative	58
3.4. Concluziile capitolului 3.....	60
4. FENOMENE LA CAPĂTUL LIBER AL PALETEI	65
4.1. Influența anvergurii finite.....	65
4.1.1. Modelul Prandtl.....	65
4.1.2. Propuneri de adaptare a modelului Prandtl pentru turbina neîntubată.....	72
4.1.3. Geometria capătului liber al paletei	75
4.2. Zgomotul aerodinamic al turbinelor axiale neîntubate.....	77
4.3. Experimentări în tunel pentru capătul liber al paletei turbinei studiate în teză	80
4.4. Concluziile capitolului 4.....	84
5. EVALUAREA OFERTEI ENERGETICE A AMPLASAMENTULUI	86
5.1. Modelul Weibull folosit de CCAE	87
5.2. Dependența parametrilor Weibull de viteza medie.....	92
5.3. Contribuții la îmbunătățirea metodologiei de evaluare a constantelor Weibull	94
5.4. Aplicarea metodei iterative pentru amplasamentul Marga.....	103
5.5. Concluziile capitolului 5.....	113
6. ADAPTAREA TURBINEI LA CONDIȚIILE AMPLASAMENTULUI	114
6.1. Introducere.....	114
6.2. Diversificări posibile în condițiile noului model	116
6.3. Relațiile utilizate în programele de calcul elaborate pentru proiectarea turbinei.....	116
6.4. Modelul propus pentru curbele turbinei de vânt	132
6.5 Modelări, programe și asamblarea unei metodologii de proiectare a turbinei de vânt.....	136
6.5.1. Programe pentru modelul Weibull	136
6.5.2. Modelul și programe grupate sub titlul "MODEL NOU"	136
6.5.3. Grupul de programe "CALCUL CINEMATIC"	137
6.5.4. Grupul de programe "GNACA"	137
6.5.5. Grupul de programe "RVER"	137
6.5.6. Grupul de programe "STPAL"	137
6.5.7. Alte programe	138
6.6. Concluziile capitolului 6.....	138

7. TURBINA REALIZATĂ PENTRU AMPLASAMENTUL MARGA	140
7.1. Oferta energetică a amplasamentului.....	140
7.2. Parametrii de instalare ai turbinei pentru amplasamentul Marga	140
7.3. Cinematica turbinei	151
7.4. Aerodinamica turbinei.....	163
7.5. Alte aspecte legate de agregat.....	189
7.6. Concluziile capitolului 7.....	214
8. CONTRIBUȚIILE TEZEI	215
BIBLIOGRAFIE	219

1. OBIECTIVELE TEZEI

1.1. Introducere

Dezvoltarea resurselor de energii regenerabile are ca motivație clasică epuizarea și restrângerea accesului la sursele tradiționale de energie (cărbune, petrol, gaze naturale etc.), precum și aspectul strict economic de creșterea prețului. La aceasta se alătură o altă motivație la fel de importantă în prezent, și anume protecția mediului prin micșorarea emisiilor de gaze cu efect de seră. Monitorizarea reducerii acestor emisii este promovată prin hotărâri ale ONU, și modificări legislative în UE și în întreaga lume [1], [5], [13].

Promovarea surselor alternative de energie va conduce la dezvoltarea unor zone cu potențial energetic specific (eolian, solar, etc.), ele vor constitui o componentă importantă în structura consumului la mijlocul secolului XXI. Într-un studiu al Grupului Industrial Shell se prognozează, în urma analizei extinsă pe două secole (1860-2060), pentru anul 2060 următoarea structură a surselor (în % din cererea totală de energie) [1]:

Regenerabile identificate	39 %
Regenerabile în prezent neidentificate	18 %
Nucleare și hidro	11 %
Produse petroliere	18 %
Cărbune	11 %
Biomasă tradițională	3 %

Adaptarea în România a unei legislații armonizate cu cea din UE privind producția de energie din surse regenerabile a început să încurajeze în ultima vreme investitorii autohtoni și străini pentru participarea la realizarea de proiecte de centrale aeroelectrice. Se manifestă un interes sporit și pentru amplasamentul Semenice, dar și pentru amplasamente din Dobrogea. În ultimii doi ani, Dobrogea a devenit cel mai atractiv areal pentru investițiile în centrale eoliene din Europa. În ceea ce privește Dobrogea firme europene importante din domeniul energetic realizează parcuri eoliene în zona Fântânele-Cogealac, în județul Constanța, la Valea Nucarilor, Topolog, Baia și Măcin, în județul Tulcea.

Centrul de Cercetare pentru Aeroenergetică (CCAIE) din Universitatea „Politehnica” din Timișoara are o experiență de peste 25 de ani în studiul agregatelor eoliene și preocupări permanente în acest domeniu. Sub conducerea Prof. Dr. Ing. Francisc Gyulai, creatorul și mentorul CCAIE, colegii mei, Ș.I. Dr. Ing. Adrian Bej de la Universitatea „Politehnica” Timișoara și Ș.I. Dr. Ing. Călin Gavril Dubău de la Universitatea din Oradea și-au susținut tezele de doctorat intitulate „Optimizarea construcției turbinelor de vânt cu autoplafonare de putere și frânare aerodinamică”, în anul 2001, respectiv „Utilizarea microagregatelor eoliene în componența unor sisteme complexe”, în anul 2007.

CCAIE desfășoară cercetări pentru promovarea în România a sursei de energie eoliană. În acest sens studiile aeroenergetice făcute au identificat în zona montană peste nouă amplasamente cu potențial eolian. Proiectele au fost coordonate de către catedra de Mașini Hidraulice de la Universitatea „Politehnica” din Timișoara, având ca parteneri principali zece catedre de la Facultățile de

Mecanică și Electrotehnică și Automatizări de la aceeași universitate, Institutul pentru Echipamente Hidromecanice Hidrotim S.A. Timișoara, Uzinele Mecanice Bocșa, Intreprinderea Electromontaj Filiala Timișoara, fiind realizate agregate de vânt experimentale cu puteri instalate de 30–300 kW.

Shell scenario: Energy market 1860 - 2060

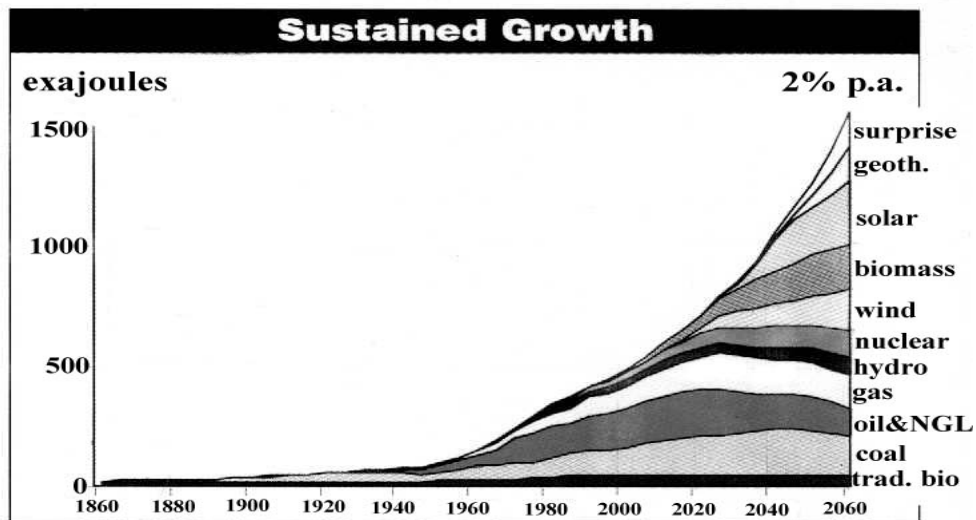
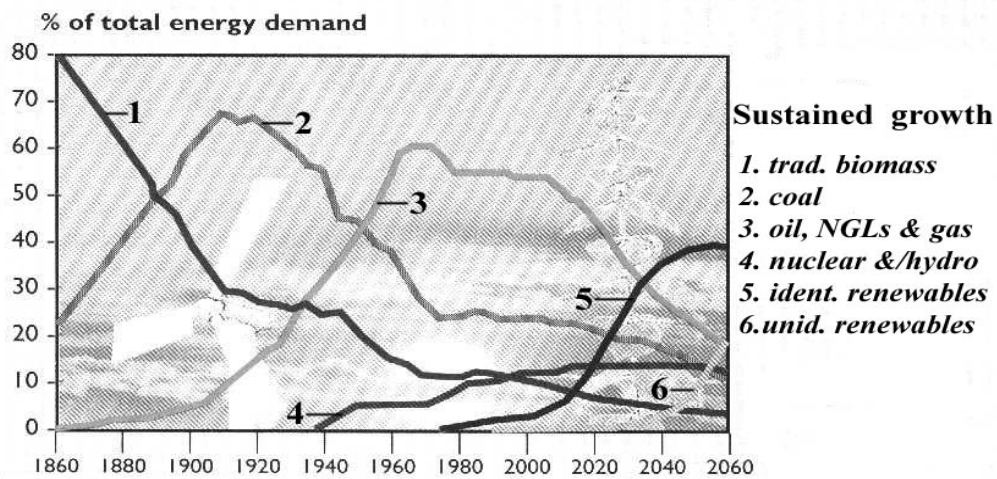


Figura 1.1 - Scenariul Shell



Figura 1.2 - Centrala eoliana din Baia (Dobrogea)

Proiectele realizate la Universitatea „Politehnica” din Timișoara (UPT) sunt continuarea cercetărilor din perioada 1983-2000, în cadrul unui Program Național de pregătire a valorificării energiei vântului în România, finalizat prin realizarea a patru agregate aeroelectrice experimentale echipate cu turbine cu ax-orizantal instalate pe amplasamentul Semenici cu puteri instalate de 300 kW de Universitatea „Politehnica” din Timișoara, Hidrotim S.A. Timișoara, și pe amplasamentul Semenici din Munții Banatului, concluzionându-se că pe acest amplasament poate fi realizată o centrală aeroelectrică cu o putere instalată de cca 150 MW și cu posibilitatea extinderii în alte zone din Banat. În acest sens, în prezent, sunt montați zece stâlpi anemometrici instalați în județul Caraș-Severin de un colectiv de cercetare al Universității „Eftimie Murgu” Reșița.

Pe lângă preocupările CCAE în domeniul agregatelor de medie și mare putere destinate centralelor aeroelectrice pe amplasamente performante ca potențial aeroelectric, în ultimii ani atenția CCAE a fost orientată spre domeniul agregatelor de putere mică destinate unor aplicații locale pentru amplasamente cu potențial aeroenergetic mai redus din vecinătatea gospodăriilor rurale. S-a realizat un agregat

aeroelectric cu ax vertical cu puterea la arbore de 1,5–2,5 kW amplasabil pe o clădire în cadrul unui contract cu Hexatronic Inc. Toronto, Canada. Scopul a fost realizarea de studii și proiecte urmate de fabricația de agregate aeroelectrice de putere mică în Timișoara pentru piața din Canada. S-a acordat un brevet de invenții colectivelor din cadrul CCAE și a celui din Canada [28]. Proiectul a fost finalizat până la nivelul de fabricație de serie în România și comercializarea lui în Canada. Au fost vândute primele agregate cu succes pe piață.



Figura 1.3 - Agregate experimentale realizate de CCAE pe amplasamentul Semenic

În prezent se elaborează, în cadrul Centrului de Cercetare pentru Aeroenergetică din UPT, studii și proiecte finanțate de S.C. Clagi-Romania S.R.L. pentru o familie de agregate aeroelectrice cu ax orizontal, precum și în cadrul contractului CNMP-PNC DI IV Nr. 3416/21-036/2007 „Deservirea energetică a unei comunități locale utilizând curenții de aer” (numit în cadrul tezei „Programul Marga”).

1.2. Particularități ale turbinelor axiale neîntubate

În acest capitol prezint noțiunile care se utilizează în teză, pentru cunoșterea mai amănunțită, înțelegerea și folosirea lor în capitolele următoare. Pe lângă definirea unor mărimi caracteristice din domeniul turbinelor de vânt mă refer și la unele mărimi care își pot găsi corespondența în domeniul turbomașinilor axiale în general, deci și în domeniul turbinelor hidraulice. Cu toate că cele două tipuri de mașini, turbine întubate și neîntubate, diferă mult, mecanismul valorificării energiei are baze fizice comune pentru ambele tipuri de turbine.

Rapiditatea turbomașinilor

O *mărimă caracteristică* reprezintă o funcție construită cu ajutorul relațiilor de asemănare cinematică și exprimă o legătură între parametrii funcționali (ex. debit, putere, turație) și caracteristicile geometrice ale mașinii [11].

Pentru cele două tipuri de turbomașini luate în discuție se cunosc câteva funcții caracteristice importante având forme adimensionale.

- În cazul **turbinelor hidraulice**:

- turația caracteristică adimensională:

$$n_{oad} = n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{(g \cdot H)^{3/4}} \quad (1.1)$$

- viteza unghiulară caracteristică adimensională:

$$\omega_{oad} = \omega \cdot \frac{\sqrt{Q}}{(g \cdot H)^{3/4}} \quad (1.2)$$

Căderea turbinei sub forma (H) reprezintă o putere specifică, cu ajutorul ei rezultând expresia puterii sub forma $P = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H$ sau $P = \Delta p \cdot Q$ (Q: debitul volumic al turbinei, Δp : presiunea).

unde: n [rot/min] ; ω [rad/s] ; Q [m³/s] ; H [m] ; Δp [Pa] ; g [m/s²]

Relația de legătură între cele două mărimi adimensionale este:

$$n_{oad} = \frac{\omega_{oad}}{2 \cdot \pi} \quad (1.3)$$

- În cazul **turbinelor de vânt**:

- viteza periferică caracteristică (cunoscută și notată TSR: Tip Speed Ratio) reprezintă numărul caracteristic corespunzător unei turbine eoliene și este raportul dintre viteza periferică la extremitatea turbinei și viteza vântului:

$$\lambda = TSR = \frac{u_R}{v} \quad (1.4)$$

unde u_R - viteza periferică la vârful paletelor; v - viteza vântului.

Valoarea asociată punctului optim sau nominal de funcționare al turbinei de vânt (mărimă asociată pe curba adimensională a coeficientului maxim de putere) se

notează cu λ_o , se numește **rapiditatea** turbinei și caracterizează tipul de turbină sau familia căreia îi aparține turbina respectivă. Această mărime constituie alături de poziția axei turbinei unul dintre criteriile principale de clasificare ale turbinelor. Din acest punct de vedere comparativ cu mașinile hidraulice uzuale, turbinele de vânt sunt mașini mult mai rapide.

Se poate stabili o legătură între aceste mărimi caracteristice specifice celor două tipuri diferite de turbomașini. Prin această legătură se poate face o primă comparație între cele două tipuri de mașini ținând cont de mărimile caracteristice specifice fiecărui tip.

$$\omega_{oad} = \omega \cdot \frac{\sqrt{Q}}{(g \cdot H)^{3/4}} = \omega \cdot \frac{\sqrt{v \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}}}{\left(g \cdot \frac{\Delta p}{\gamma}\right)^{3/4}} = \omega \cdot \frac{\sqrt{\pi}}{2} \cdot \frac{D \cdot \sqrt{v}}{k^{3/4} \cdot v^{3/2}} \quad (1.5)$$

unde s-a considerat următoarea aproximație:

$$g \cdot \frac{\Delta p}{\gamma} = \frac{\Delta p}{\rho} \cong k \cdot v^2 \quad (1.6)$$

și folosindu-ne de (1.4), relația (1.5) se poate scrie mai departe sub forma:

$$\omega_{oad} = \frac{\sqrt{\pi}}{2} \cdot \frac{1}{k^{3/4}} \cdot D \cdot \frac{\omega}{v} = \frac{\sqrt{\pi}}{2} \cdot \frac{D}{k^{3/4}} \cdot \frac{\omega}{v} = \frac{\sqrt{\pi}}{k^{3/4}} \cdot \frac{R \cdot \omega}{v} = \frac{\sqrt{\pi}}{k^{3/4}} \cdot \lambda_o \quad (1.7)$$

Se obțin: $\omega_{oad} \cong (3...4,35) \cdot \lambda_o$ și $\lambda_o \cong (0,23...0,34) \cdot \omega_{oad}$

Pentru această comparație în [1] se dă următorul tabel sintetic, considerând o subclasificare a turbinelor de vânt în lente și rapide:

Tabelul 1.1

	ω_o	n_{oad}	λ_o (aproximativ)
Turbine hidraulice axiale și bulb	2 ÷ 5	0,3 ÷ 0,8	0,57 ÷ 1,43
Pompe axiale	2 ÷ 6	0,3 ÷ 0,95	0,57 ÷ 1,71
Ventilatoare axiale	2 ÷ 6	0,3 ÷ 0,95	0,57 ÷ 1,71
Turbine de vânt lente	3,5 ÷ 14	0,55 ÷ 2,23	1 ÷ 4
Turbine de vânt rapide	14 ÷ 42	2,23 ÷ 6,68	4 ÷ 12

Turbinele de vânt sunt turbomașini mai rapide decât turbinele hidraulice axiale și cele de tip bulb. La turbinele de tip bulb, la rapidități mari, randamentele au tendință de scădere, deci trebuie căutate noi soluții constructive care să frâneze această tendință. În acest domeniu de căutări se găsesc turbinele de vânt moderne. Trebuie găsite căi prin care acestor mașini rapide să le putem asocia randamente bune.

Întubarea

Turbinele hidraulice uzuale sunt întubate, tubul de aspirație contribuind foarte mult la realizarea performanțelor. La creșterea rapidității acest rol este îndeplinit tot mai greu. Din această cauză, și din cauza dimensiunilor mari ale turbinei de vânt, s-a optat în cazul ei pentru renunțarea la întubare. Dimensiunile mari sunt motivate de densitatea mică a aerului. Noua construcție este de tip elice. Astfel turbinele de vânt se înrudesesc cu elicea de tracțiune de la avioane și nave. Ele

sunt înecate într-un câmp extins de viteze și presiuni al atmosferei terestre. Tubul de curent asociat turbinei nu este delimitat prin frontiere solide, având schimburi de energie cu câmpul exterior lui.

Renunțarea la întubare crează dificultăți metodelor aerodinamice de tratare ale turbinei. Tubul de aspirație al turbinelor hidraulice recuperează cu randament ridicat deficitul de presiune statică generat de rotorul turbinei. La mașina neîntubată suntem constrânși să căutăm modele pentru fenomenul real din dâra turbinei neîntubate.

Statoarele

Teoria generală a turbomașinilor demonstrează necesitatea prezenței a trei rețele de palete pentru a controla regimul aerodinamic (un antestator, un rotor, un poststator) [11]. În anumite condiții se poate renunța la unul din statoare (intrare normală sau ieșire normală). O tratare corectă aerodinamică din acest considerent impune ca turbina de vânt să fie construită cu un poststator. Dar dimensiunile mari ale turbinei ar duce la structuri imposibile din considerente economice. Renunțarea la acest stator duce la un deficit de performanță prin vârtejul central din dâră care duce la disipații de energie. Mărimea relativă a acestor disipații poate fi suficient de mică, și astfel tolerabilă, dacă rapiditatea turbinei este suficient de mare.

Gradul de reacție al turbinei

Pentru a caracteriza tipul mașinii din punct de vedere al structurii energiei transferate, în teoria turbomașinilor se operează frecvent cu noțiunea de **grad de reacție** al mașinii.

Gradul de reacție (notat \bar{R}), utilizat în teoria turbomașinilor, este un raport care măsoară structura energiei transferate.

Gradul de reacție este definit ca raport între căderea presiunii statice și căderea presiunii totale:

$$\bar{R} = \frac{\Delta p_s}{\Delta p_t} \quad (1.8)$$

unde s-a ținut cont de:

$$P = \Delta p_t \cdot Q \quad ; \quad p_t = \Delta p_s + \Delta p_d \quad (1.9)$$

Δp_t : căderea de presiune totală ;

Δp_s : căderea de presiune statică ;

Δp_d : căderea de presiune dinamică.

Prin valoarea gradului de reacție se stabilește în ce proporție participă la schimbul de energie saltul presiunii statice.

Se poate realiza schimb de energie prin scăderea vitezei vântului între intrarea (i) și ieșirea (e) din turbină acest lucru influențând căderea de presiune dinamică:

$$\Delta p_d = \rho \left(\frac{v_i^2 - v_e^2}{2} \right) \text{ și prin căderea presiunii statice: } \Delta p_s = p_i - p_e .$$

În cazul mașinilor hidraulice se utilizează o putere specifică transferată prin raportarea puterii la debitul masic. Astfel se ajunge la căderea H [m] ca parametru de exploatare.

În cazul turbinelor de vânt se preferă operarea cu ajutorul unei puteri specifice definite prin raportarea puterii la debitul volumic. Se ajunge la căderea de presiune a turbinei [N/m^2], respectiv [Pascal].

În domeniul mașinilor hidraulice se aleg grade de reacție mari în cazul mașinilor rapide, căderea presiunii statice fiind cu atât mai importantă cu cât mașina este mai rapidă ($\bar{R} \rightarrow 1$).

$$\bar{R} = 1 \text{ înseamnă } \Delta p_s = \Delta p_t ; \Delta p_d = 0$$

$$\bar{R} = 0 \text{ înseamnă } \Delta p_s = 0 ; \Delta p_d = \Delta p_t$$

În cazul teoriei clasice a turbinei de vânt se consideră $\Delta p_s = 0$ ($p_i = p_e$) și astfel $\bar{R} = 0$. Apare astfel o evidentă contradicție între aceste două tendințe.

Soliditatea turbinei (Sol)

Soliditatea se definește ca raport între aria portantă a paletajului unei turbine și aria baleiată (expusă) de turbină:

$$Sol = \frac{S_{tp}}{S_b} = \frac{z \cdot l \cdot L}{\frac{\pi \cdot D^2}{4} - \frac{\pi \cdot D_b^2}{4}} = \frac{z \cdot l \cdot L}{\frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \left(1 - \left(\frac{D_b}{D}\right)^2\right)} \quad (1.10)$$

În această relație s-au folosit notațiile:

S_{tp} - aria portantă a paletajului turbinei;

S_b - aria baleiată;

l - coarda medie a profilului paletei;

L - anvergura paletei;

z - numărul de palete;

D - diametrul exterior al rotorului turbinei;

D_b - diametrul butucului turbinei.

Soliditatea are valori descrescătoare cu creșterea rapidității. Conform curbei orientative oferită de Hütter [1] influența rapidității asupra solidității pentru turbinele eoliene cu ax orizontal este exprimată în tabelul 1.2.

Tabelul 1.2

λ_0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Sol [%]	100	40	20	13	10	7	6	4,5	3,7	3

Înecarea turbinei în atmosfera terestră

Turbinele întubate realizează un tub de curent cu frontiere solide pentru care se aplică relații din mecanica fluidelor (relații de continuitate și de transfer de energie). În cazul turbinei neîntubate, elicea este înecată într-un volum de fluid. Neexistând frontierele solide ale tubulaturii, tubul de curent asociat elicei este în contact direct cu volumul de fluid în care este înecată turbina.

1.3. Obiectivele tezei

Teza de doctorat abordează domeniul turbinelor cu ax orizontal neîntubate de putere mică. Teza urmărește elaborarea unui model de proiectare pentru aceste turbine care să permită diversificări ale turbinelor. Această diversificare este necesară în domeniul turbinelor de mică putere amplasate în vecinătatea gospodăriilor din mediu rural. Amplasamentele au regimuri de vânt diferite, deci ofertă energetică diferită.

Obiectivul principal al cercetărilor prezentate în cadrul tezei este asamblarea unei metode noi de concepție a turbinelor de vânt, noutatea constând în depășirea restricțiilor modelului devenit clasic, denumit într-o parte a literaturii, modelul lui Betz. Modelul nou constă în două componente: una se referă strict la rețeaua de palete rotorice diversificată prin modificarea gradului de reacție [6], [7], [10], a doua se referă la dâra generată de turbină. Teza urmărește răspunsul la întrebarea dacă fenomenele aerodinamice din dâră generează restricții pentru prima parte a modelului. Cu acest răspuns dat se analizează un larg program de generare de variante de rețele de palete căutând soluții optime pentru diferite aplicații. Obiective conexe urmăresc îmbunătățirea randamentelor aerodinamice prin modificări ale solidității turbinei cu ajutorul selectării de zone de incidență a profilelor cu finețe mare.

Teza urmărește căutarea de modele noi pentru turbinele de vânt de mică putere care să permită diversificări ale construcției acestora în scopul adaptării lor la diferite amplasamente. Adaptarea turbinelor la oferta amplasamentelor este o operație importantă în cazul turbinelor de putere mică. Aceasta constă în echiparea diversificată a unui agregat aeroelectric cu rotoare de turbine diferite ca rapiditate, număr de palete și dimensiuni la aceeași putere instalată. Astfel este elaborată o nouă metodologie de proiectare care să controleze rațional diversificarea construcției turbinei urmărind maximizarea energiei valorificate pe un amplasament dat. În acest cadru consecința diversificării se manifestă prin modificări ale vitezei absolute aval de rotor și ale presiunii statice în această secțiune aval.

Corectitudinea noului model depinde de fenomenele din dâră turbinei în condițiile absenței întubării. Prin influența turbinei și a câmpului de viteze din exteriorul tubului de curent asociat turbinei, viteza tangențială generată de turbină se disipează în dâră, viteza axială crește până la valoarea din câmpul neperturbat, iar presiunea crește până la valoarea locală a celei barometrice. Studiul pornește de la o documentare și analiză privind aceste fenomene din dâră prin interpretări ale rezultatelor obținute în tunele aerodinamice pe turbine model, pe turbine mari în funcțiune și cu ajutorul unor simulatoare [8], [9], [20], [21], [23], [24], [25].

Un fenomen important mai ales pentru turbulența generată de turbină este structura de vârtejuri la capătul liber al paletei. S-a construit un model de calcul pentru dâră turbinei pe baza sistematizării informațiilor din literatură, provenite din teste pe turbine mari instalate în centrale electroenergetice, din teste în tunel la scară redusă și din experiențe de simulare.

Dâră generată de o turbină neîntubată depinde de un mare număr de parametri, în principal dependenți de construcția turbinei (rapiditatea turbinei, gradul de reacție, detalii de construcție la capătul liber al paletei).

În urma unei documentări privind fenomenele din dâră turbinei se analizează metodologia diversificării turbinelor cu ajutorul unei modelări noi față de cea clasică. Se studiază prin aplicații pentru o turbină de 3,5 kW diversificări posibile prin modificări ale gradului de reacție, opțiuni care duc la diversificări ale solidității turbinei și ale numărului de palete. Astfel se evidențiază influența gradului de reacție

asupra solidității turbinei și se urmăresc posibilitățile de îmbunătățire ale performanțelor energetice față de turbinele de mică putere oferite pe piață.

O analiză în teză se referă la optimizarea construcției turbinei la rapidități diferite. Astfel din mulțimea geometriilor posibile se selectează cele care îndeplinesc criteriile de optimizare. În sistemul de ecuații care modelează fenomenele aerodinamice din turbina neîntubată există un număr de grade de libertate. Pentru a reduce această zonă de nedeterminare s-au studiat câțiva parametri a căror influență este semnificativă pentru construcția turbinei.

S-a elaborat un model de calcul pentru interfața dintre turbină și dâra ei, care să permită o determinare mai riguroasă a câmpului de presiuni și viteze în secțiunea aval apropiată de turbină.

Un alt obiectiv este specific pentru turbine de putere mică, amplasate în vecinătatea caselor locuite. Acesta constă în reducerea zgomotului aerodinamic prin testarea capătului paletei de anvergură finită și prin limitarea vitezei periferice a turbinei.

Folosind paleta experimentală, realizată pentru o turbină de 3,5 kW, se studiază căi de îmbunătățire ale aerodinamicii capătului de paletă în tunel aerodinamic, metode de ameliorare ale trenurilor de vârtejuri generate de capătul de paletă.

Prin aceste obiective se cercetează posibilitățile de îmbunătățire ale performanțelor turbinelor în scopul maximizării energiei valorificate la regimuri diferite de vânt (adaptate la oferta amplasamentelor).

Pentru analize riguroase ale ofertelor amplasamentelor se urmărește perfecționarea modelului Weibull cu trei parametri prin evaluarea acestora în funcție de viteza medie a vântului la elevația axei turbinei.

2. MODELE FIZICE ALE TURBINELOR DE VÂNT

2.1. Introducere

Evaluarea cantității de energie care poate fi extrasă din atmosfera terestră pentru valorificare ridică câteva probleme incert rezolvate de literatura de specialitate, cu toate că tehnologia de valorificare a suferit o certă maturizare la sfârșitul secolului XX și puterea instalată în centrale aeroelectrice pe plan mondial a depășit nivelul de 40.000 MW.

Incertitudinea provine în principal din tipul de construcție a turbinelor de vânt. Dimensiunile mari și rapiditatea mare impun soluții neîntubate și fără paletaje statorice, turbina eoliană fiind o elice înecată în fluxul energetic al vântului. La turbinele întubate, specifice pentru domeniul lichidelor, tubul de curent asociat turbinei are frontiere solide.

Modelele clasice ale turbinelor de vânt din anii 1865-1926 (Rankin, Froude, Glauert, Prandtl, Betz) mențin ipoteza curgerii curentului în difuzor, aval de turbină, fără a exista în realitate frontiera solidă a clasicului tub de aspirație. Unele experiențe din domeniul acestor turbine au încercat să atașeze la turbină un difuzor solid. Aceste încercări au fost nereușite din cauza încărcărilor aerodinamice mari pe structura fixă. Ca exemplu menționez experiența ICEMENERG de pe platoul Bucegi.

Așa cum am arătat și în Capitolul 1, un prim aspect desprins din neîntubare în cazul turbinelor eoliene este faptul că la schimbul de energie participă și câmpul de viteze adiacent tubului de curent [42]. Evaluarea acestui schimb de energie întâmpină dificultăți [6], [7], fiind importantă atât pentru dimensionarea turbinei, cât și pentru rețeaua de turbine din componența unei centrale.

O altă consecință a neîntubării este anvergura finită a aripilor portante a paletei turbinei. Anvergura finită alterează portanța și mărește rezistența aripilor, deci înrăutățește randamentul aerodinamic. Prin trenurile de vârtej la capătul liber al paletei se generează zgomot aerodinamic.

În continuare se analizează două modele pentru calculul turbinei neîntubate:

- Modelul simplu al discului actuator [1], [13], [17];
- Modelul nou îmbunătățit al cărei utilizare este obiectivul tezei.

2.2. Modelul simplu clasic și critica lui

2.2.1. Prezentarea modelului Betz

Literatura turbinelor de vânt utilizează o teorie simplificată elegantă sub denumirea **modelul lui Betz** sau **modelul Betz-Lanchaster**. Wilson o denumește teoria lui **Rankine-Froude**. Acest model a fost elaborat la sfârșitul secolului XIX și începutul secolului XX, pe baza lucrărilor lui Rankin (1865), Froude (1889), Glauert (1926), Prandtl (1924), Betz (1926) și alții.

Modelul constă în asocierea la un „disc activ” (dispozitiv mecanic, în particular o turbină de vânt) a unui tub de curent divergent (tronsoanel 1-3 din figura 2.1).

Acest model fizic al turbinei de vânt este un concept teoretic care permite analiza de evaluare a cantității de energie care poate fi extrasă din cea cinetică a masei de aer în mișcare. Modelul clasic pentru un dispozitiv oarecare care extrage energie dintr-un curent de aer încearcă să răspundă la întrebarea : "**Câtă energie poate fi extrasă și cum se poate maximiza această valoare?**" [1].

Modelul a fost criticat, perfecționat, corectat, și s-a menținut în actualitate până în prezent pentru evaluarea energiei valorificabile. Modelul se aplică oricărui dispozitiv care extrage energie dintr-un curent de fluid. Acest model fizic, deși limitat ca raționament al mecanismului de conversie a energiei, este utilizat și în prezent în practica turbinelor de vânt, pentru evaluarea teoretică a maximului coeficientului de putere al turbinei.

Modelul operează în condițiile **fluidului ideal** (nevâscos) și **ipoteza presiunii statice constante** în întreg domeniu ($p = p_{\infty} = \text{const.}$), asociind turbinei un tub de curent (figura 2.1) [1]. Astfel se neglijează influența câmpului din jurul acestui tub și toate transformările energetice se referă la cele cinematice, operându-se doar cu viteze axiale. Extragerea de energie este posibilă prin reducerea vitezei curentului de aer ($v_1 > v_3$).

Relațiile matematice care constituie ecuațiile modelului Betz, se referă la puterea (P) care poate fi extrasă din câmp cu ajutorul turbinei de vânt, forța de interacțiune (F_a) cu acest dispozitiv și un prim raționament de optimizare (maximizarea puterii extrase) [1].

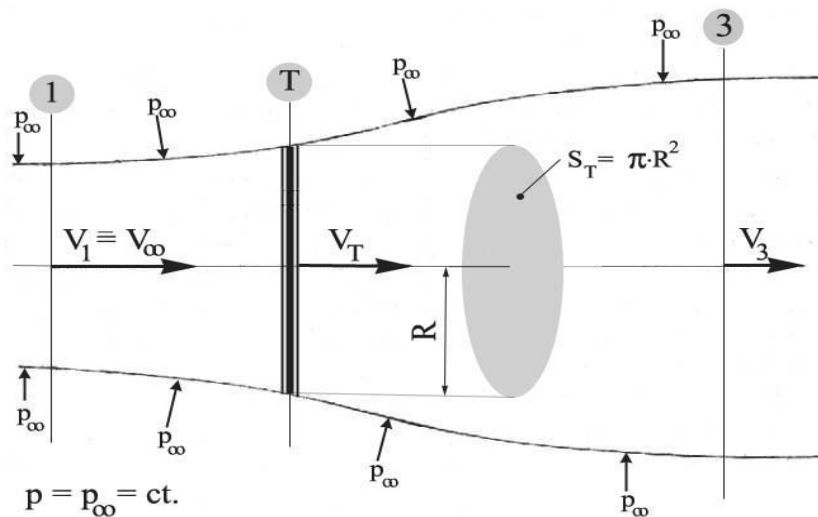


Figura 2.1 - Tubul de curent asociat modelului Betz

Relațiile modelului sunt date de următorul sistem de ecuații:

$$\begin{cases} P = \rho \cdot Q \cdot \left(\frac{v_1^2}{2} - \frac{v_3^2}{2} \right) \\ F_a = \rho \cdot Q \cdot (v_1 - v_3) \\ P = F_a \cdot v_T \\ Q = v_T \cdot S_T = v_1 \cdot S_1 = v_3 \cdot S_3 \\ \rho = \text{const.} \\ \rho = \text{const.} \end{cases} \quad (2.1)$$

unde s-a notat:

- P : puterea extrasă [W];
- Q : debitul volumic [m^3/s];
- F_a : forța axială (sau forța de impuls) [N];
- v_1 : viteza curentului în secțiunea amonte (1) [m/s];
- v_3 : viteza curentului în secțiunea infinit aval (3) [m/s];
- v_T : viteza curentului în dreptul turbinei [m/s];
- S : suprafața baleiată de turbină ($S = \pi \cdot R^2$ [m^2]);
- R : raza turbinei ($R = r_{\max}$ [m]);
- S_1 : suprafața tubului de curent în secțiunea amonte (1) [m^2];
- S_3 : suprafața tubului de curent în secțiune infinit aval (3) [m^2];
- ρ : densitatea aerului [kg/m^3].

Viteza axială în dreptul turbinei este:

$$v_T = \frac{v_1 + v_3}{2}. \quad (2.2)$$

Prin raportarea vitezei curentului în dreptul turbinei, respectiv a vitezei curentului în secțiunea aval (3) la viteza curentului în secțiunea amonte (1) se definesc:

- coeficientul vitezei axiale în dreptul turbinei, sau mai simplu spus

coeficientul vitezei turbinei:

$$k_{v_T} = \frac{v_T}{v_1} \quad (2.3)$$

- coeficientul vitezei axiale în secțiunea infinit aval, sau altfel spus

coeficientul vitezei aval:

$$k_{v_3} = \frac{v_3}{v_1} \quad (2.4)$$

Relația de legătură dintre acești coeficienți este:

$$k_{v_T} = \frac{1 + k_{v_3}}{2} \quad (2.5)$$

Coeficientul de putere și **coeficientul forței axiale** se definesc și se exprimă în funcție de cei doi coeficienți, sub forma:

$$C_p = \frac{P}{\rho \cdot \frac{v_1^3}{2} \cdot S_T} = \frac{1}{2} \cdot (1 + k_{v_3}) \cdot (1 - k_{v_3}^2) \quad (2.6)$$

$$C_{Fa} = \frac{F}{\rho \cdot \frac{1}{2} \cdot S_T \cdot v_1^2} = 1 - k_{V3}^2 = 4 \cdot k_{VT} \cdot (1 - k_{VT}) \quad (2.7)$$

Din condiția $\frac{\partial C_P}{\partial k_{V3}} = 3k_{V3}^2 + 2k_{V3} = 0$ rezultă pentru modelul Betz că

maximul puterii se realizează la $k_{V3} = \frac{1}{3}$, valoarea acestuia fiind

$$C_{P_{max}} = \frac{16}{27} = 0,5926.$$

Altfel spus, această funcție de gradul trei are o valoare extremă de $\frac{16}{27}$ la $k_{V3} = \frac{1}{3}$, aceasta fiind considerată soluție optimă. Dacă turbina reușește să realizeze coeficientul $k_{V3} = \frac{1}{3}$, atunci coeficientul de putere maxim ajunge la aproape 0,6 (se valorifică cca 60% din puterea cinetică a fluxului asociat turbinei). Din această valoare teoretică se scad evident disipațiile care însoțesc instalația tehnică.

Valorile ce se obțin pentru coeficienții mai sus amintiți sunt prezentate în tabelul 2.1.

Tabelul 2.1

k_{V3}	0	1/3	1/2	2/3	1
k_{VT}	1/2	2/3	3/4	5/6	1
C_p	0,5	0,5926 = 16/27	0,5625	0,463	0
C_{Fa}	1	0,889	0,75	0,556	0

Grafic, rezultatul obținut poate fi observat în figura 2.2.

Conform modelului Betz, se ajunge la rezultatul că turbina de vânt **poate realiza un maxim al coeficientului de putere de aproape 60% din energia cinetică a vântului în condițiile reducerii vitezei axiale la o treime față de valoarea de la intrare în turbină**. Teoretic, conform acestui raționament, tubul de curent asociat turbinei trebuie să aibă forma unui difuzor la care aria de ieșire din dispozitiv (S_3) crește de trei ori față de aria de intrare (S_1), condiție care este puțin plauzibilă a se realiza practic [1].

Însă în realitate turbina de vânt nu este întubată, deci tubul de curent asociat acesteia nu are frontiere solide. Astfel vitezele și presiunile din afara tubului de curent interacționează cu curentul din interiorul tubului. În condițiile fluidului real, această interacțiune înseamnă **fenomene de comprimare, turbulență și frecare**.

Principalul defect al modelului clasic este ipoteza că presiunea statică este constantă în întregul volum de control asociat turbinei.

Aval de turbină deficitul de energie din dăra turbinei se reface prin aportul energetic al spațiului din afara tubului de curent. Deci câmpul de viteze și câmpul

2.2 – Modelul simplu clasic și critica lui 21

de presiuni se refac la valorile amonte de turbină. În figura 2.3 pot fi urmărite aceste efecte pe trei curbe calitative pentru *componenta axială a vitezei absolute* (v_a), *componenta tangențială a vitezei* (v_t) și *presiunea statică* (p). În aceste condiții poziția secțiunii de control aval de turbină (3) este greu de definit [1].

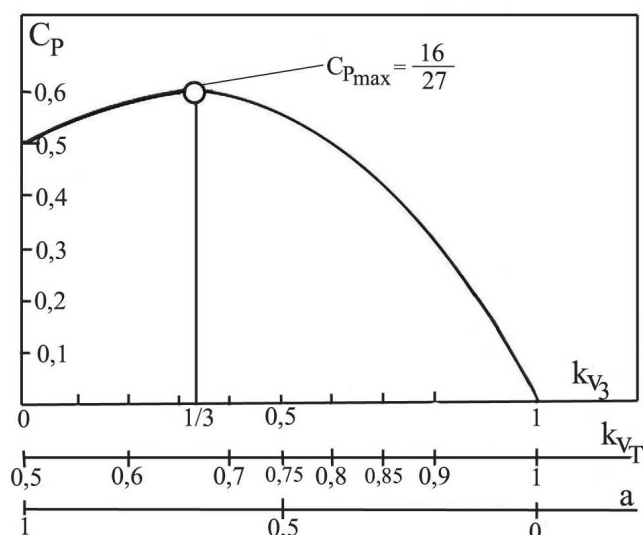


Figura 2.2 - Coeficientul de putere după modelul Betz

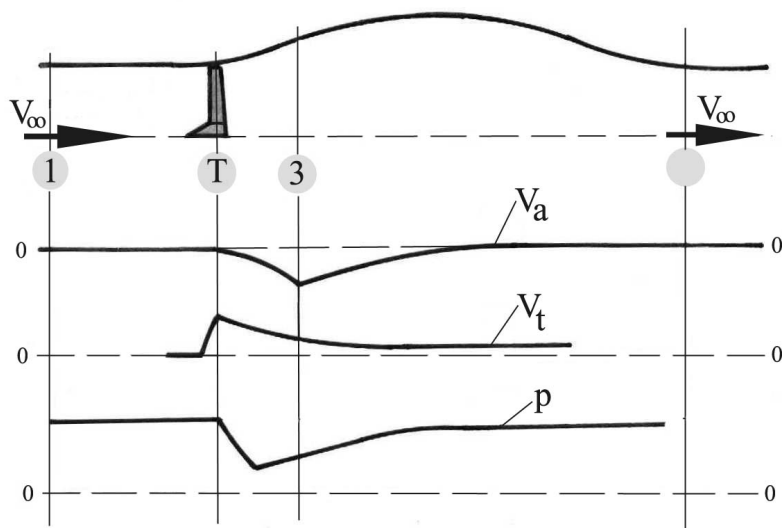


Figura 2.3 - Variația vitezei și presiunii fluidului în prezența turbinei de vânt

2.2.2. Critica modelului simplu

Ipoteza simplificatoare a modelului clasic determină o simplificare a explicației mecanismului conform căruia se face extragerea energiei din curentul de fluid. Această simplificare a mecanismului duce la gradul de reacție egal cu zero ($\bar{R} = 0$), conform relației de definiție (1.8). Această condiție ($\Delta p_s = 0$) implică practic o limitare a tipului turbinei doar pentru ($\bar{R} = 0$). Implicația contravine însă principiului turbomașinilor conform căruia pe măsura creșterii rapidității crește și valoarea gradului de reacție al mașinii. În practica turbomașinilor, mașinile rapide sunt caracterizate în mod normal de valori ale gradului de reacție peste valoarea zero ($\bar{R} > 0$).

Modelul clasic de calcul neglijează interacțiunea cu câmpul din jur și oferă o aproximație oarecum acceptabilă cu fenomenul real doar la valori mari ale coeficientului de viteză în dreptul turbinei ($k_{VT} > 0,5$). Neconcordanța în general cu fenomenul real a fost sesizată încă de Glauert [56]. Cercetări mai recente oferă unele corecții ale modelului clasic pentru fluidul real (vâscos și turbulent). Ainslie [57] pe baza datelor de la Central Electricity Research Laboratory-Leatherhead-Surrey (CERL) prezintă o relație empirică între deficitul vitezei axiale aval în axa turbinei (a):

$$a = 1 - \frac{v_3}{v_1} = 1 - k_{V3} \quad (2.8)$$

și coeficientul global al forței axiale:

$$C_{Fa} = 4,2 a \cdot (2 - a) \cdot (0,14 - 0,125 a) / (1 - a) \quad (2.9)$$

Deficitul la o rază curentă rezultă dintr-o repartitie motivată prin efecte ale turbulenței:

$$a_r = a \cdot e^{-3,56(r/R)^2} \quad (2.10)$$

Relația de legătură între coeficientul forței axiale C_{Fa} și coeficientul vitezei axiale în dreptul turbinei k_{VT} în cadrul teoriei clasice este de forma:

$$C_{Fa} = 4 \cdot k_{VT} \cdot (1 - k_{VT}) \quad (2.11)$$

În figura 2.4 este reprezentată această legătură [1].

Metoda exclude pentru modelul clasic domeniul $k_{VT} < 0,5$ (vezi datele din tabelul 2.1). Experiențe mai recente pe elicoptere, în concordanță cu Glauert, arată că acest domeniu nu trebuie exclus.

În [1] pentru acest domeniu se citează lucrările lui Miller (1976), în favoarea unei relații empirice de forma:

$$\frac{4}{C_{Fa}} = \frac{5}{2} + \frac{4}{3} \left[\frac{4(1-a)^2}{C_{Fa}} \right]^{5/9} \quad (2.12)$$

susținută cu date experimentale citate de Stoddard [31].

În domeniul în care funcționează turbinele de vânt corecțiile din figura 2.4 nu oferă suficientă claritate, cele două corecții sunt contradictorii.

Aceste corecții se fac pornind de la date reale. Ele nu aduc concepte noi privind modelul ci doar îl ajustează la rezultate ale constatărilor empirice. Se remarcă astfel că în diferite surse din literatură coeficientului forței axiale are valori peste valoarea 1, deci peste limita impusă de modelul clasic.

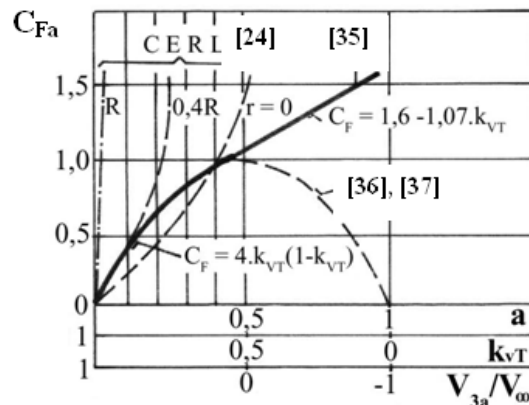


Figura 2.4

2.3. Modelul nou pentru turbina de vânt (modelul CCAE)

2.3.1. Propuneri pentru modelul nou (modelul CCAE)

În lucrări mai vechi ale „Centrului de Cercetare pentru Aeroenergetică” (CCAЕ) din Universitatea „Politehnica” din Timișoara [6], [7], [8], [9], a fost înlocuit modelul simplu renunțând la restricțiile impuse de ipoteza difuzorului din aval. În acest scop, a fost introdus gradul de reacție ca parametru complementar pentru rotor, definit în forma tradițională (raportul dintre căderea presiunii statice și căderea presiunii totale) [1], [2], [10], noțiune la care am făcut referiri în Capitolul 1 relația (1.8). Astfel pot fi generate mai multe rețele de palete rotorice cu diferite grade de reacție și în consecință cu diferite depresiuni în secțiunea aval de turbină.

Astfel s-a elaborat în cadrul CCAE un model care încearcă să reflecte mai exact fenomenul real al mecanismului de transfer energetic de la curentul de aer la turbina de vânt. În accepțiunea acestui model turbina extrage energie din vânt generând un **deficit al vitezei axiale**:

$$\Delta v_a = v_1 - v_{3a} \quad (2.13)$$

(cu notația v_{3a} componenta axială a vitezei v_3 , respectiv v_{3t} componenta tangențială a vitezei v_3), dar și un **salt al presiunii statice**:

$$\Delta p_s = p_1 - p_3 \neq 0 \quad (2.14)$$

Ca urmare a absenței statorului este generat și un **vârtej**:

$$v_{3t} = \Delta v_{U_{13}} \quad (2.15)$$

al cărui energie cinetică se disipă în spațiul din avalul turbinei. În acest spațiu, numit **dâra** sau **siajul** turbinei, deficitul de energie creat de turbină (Δv_a și Δp_s) este

recuperat cu ajutorul curentului din jurul tubului de curent asociat turbinei prin fenomenele de frecare, comprimare și turbulență (caracteristice fluidului real).

Esența noului model constă în renunțarea la condiția simplificatoare a presiunii statice constante în întregul volum de control asociat turbinei ($p = p_\infty = \text{constant}$) și luarea în considerare a saltului de presiune statică generat de turbină (Δp_s).

Principiile noului model au fost formulate pentru prima dată în [6] de către Prof. Dr. Ing. F. Gyulai, ulterior în anul 2000 a fost reluat și prezentat în SUA la Congresul "ENERGEX'2000-The 8th International Energy Forum and the Official Conference of the International Energy Foundation" [10].

În viziunea noului model, volumul de control asociat turbinei are o extindere axială în aval redusă, limitată la **dâra apropiată (near wake)**, domeniul în care efectul câmpului lateral se manifestă slab (figura 2.5). Această limitare este impusă de faptul că fenomenul de dâră din spatele rotorului există incontestabil și aceasta are o evoluție aparte. Ideea este încurajată de Magnusson [16] care afirmă că forma dărei este specifică fiecărui rotor de turbină. Propunerea a fost expusă în lucrările [6], [10], [4], iar primul submodel privind turbina a fost dezvoltat detaliat în lucrarea [1]. Ecuațiile pentru zona turbinei sunt prezentate detaliat în [1].

În acest domeniu nu pot fi scrise relațiile uzuale ale conservării energiei. Dâra fiind un jet fără frontiere solide, saltul de presiune statică creat de rotor nu poate fi calculat prin relații de tip Bernoulli.

Ca urmare, modelul fizic trebuie despărțit în două modele distincte: unul pentru turbină și altul pentru dâra turbinei (**dâra îndepărtată, far wake**) (figura 2.5) [1].

Avantajul modelului CCAE constă în faptul că oferă o metodă nouă de tratare a turbinei de vânt renunțând la restricțiile modelului clasic ($p = \text{ct.}$, $\bar{R} = 0$) și considerând cazul ($\bar{R} \neq 0$). Se acordă în acest fel, în cadrul transferului de energie, **o mai mare importanță saltului presiunii statice decât saltului vitezei axiale**. Astfel ne eliberăm de restricția gradului de reacție nul, putând fi construite soluții cu diferite grade de reacție.

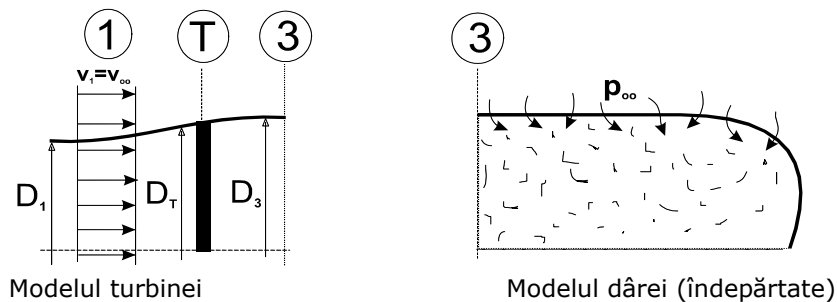


Figura 2.5 - Componenta modelului CCAE al turbinei de vânt

În accepțiunea modelului CCAE mecanismul acestui transfer energetic implică două etape distincte:

- turbina extrage energie din vânt generând un deficit al vitezei axiale și un deficit al presiunii statice aval de rotor;

- dâra recuperează acest deficit astfel încât, la o distanță egală cu câteva diametre ale rotorului, în spatele turbinei, profilele de viteze și presiuni se refac având alura celor din secțiunea amonte [1].

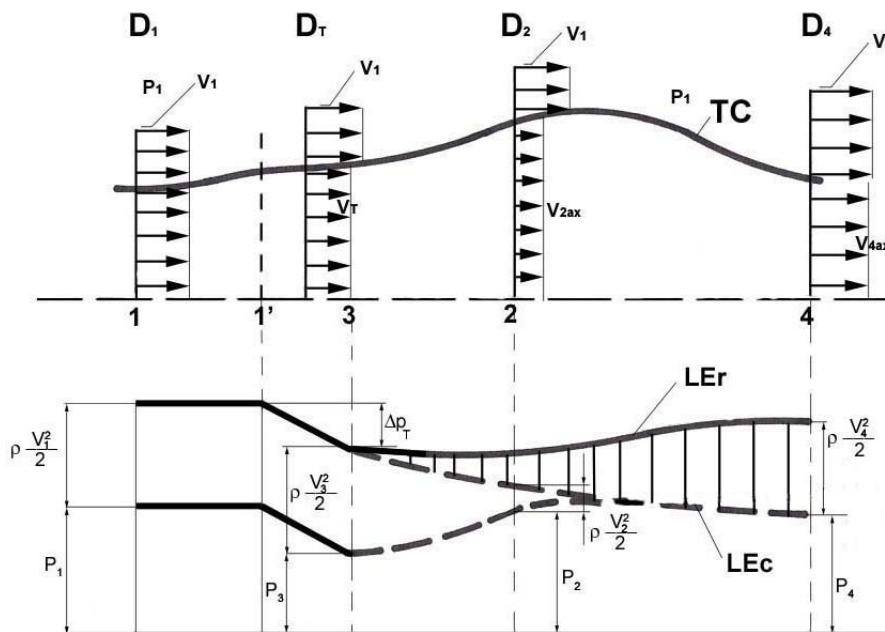
Tubul de curent asociat noului model CCAE al turbinei de vânt și schema energetică sunt prezentate în figura 2.6. Se remarcă:

- o zonă asociată strict turbinei prin considerarea limitelor acestuia la nivelul secțiunilor (1') și (3), fără zona de difuzor (3-2);
- o zonă a dârei, atât cea apropiată (near-wake) cât și cea îndepărtată (far-wake).

Conform teoriei simplificate uzuale se poate considera că secțiunile (1) și (2) din tubul de curent aproximează condițiile asimptotice ale modelului clasic care corespund notațiilor (1) și (2) din figura 2.1.

Schema energetică este trasată în figura 2.6 cu următoarele notații:

- condițiile asimptotice amonte și aval pentru întreaga zonă perturbată de turbină: (1) și (4);
- condițiile asimptotice asociate turbinei: (1') și (3);
- condițiile asimptotice în teoria simplificată uzuală: (1) și (2).



- TC – tub de curent asociat turbinei
LEc – linia energetică fără aport lateral de energie
LEr – linia energetică reală cu aport lateral

Figura 2.6 -Tubul de curent asociat modelului nou CCAE și schema energetică

Un aspect care este important pentru proiectarea turbinei și este mai puțin tratat în literatură a fost discutat în [2]: "**Cum influențează modelul simplificat construcția turbinei?**" M. Magnusson prin cercetări destul de recente a afirmat că forma dârei este dependentă de proiectul paletajului turbinei [21]. Din păcate multe cercetări privind dârele turbinelor neglijează identificarea deficitului de presiune,

atenția fiind îndreptată spre deficitul de viteză sau spre puterea turbinei plasată în dâra altei turbine. În cadrul CCAE au fost făcute măsurători în tunel aerodinamic pe modele de obstacole statice permeabile și pe turbine în funcționare privind presiunea în secțiunea de control aval de obstacol [3], [4], [8], [9]. Acestea dovedesc prezența depresiunilor din această zonă. Aceleași constatări sunt confirmate și de lucrările lui K. Thomsen și P. Sorensen [32].

O evaluare completă a modelului privind parametrii care interesează turbina se referă la presiunea statică în secțiunea (3) (figura 2.6). Astfel în ipoteza conservării energiei pe tronsonul (3-2) notăm:

- **coeficientul căderii de presiune statică** impusă turbinei:

$$k_{\Delta p_s} = \frac{v_T^2 - v_2^2}{v_1^2} = k_{v_T}^2 - k_{v_2}^2 \quad (2.16)$$

- **coeficientul căderii de presiune dinamică:**

$$k_{\Delta p_d} = 1 - k_{v_T}^2 \quad (\text{s-a neglijat vârtejul aval}) \quad (2.17)$$

- **gradul de reacție al turbinei** devine:

$$\bar{R} = \frac{\Delta p_s}{\Delta p_{tot}} = \frac{k_{\Delta p_s}}{k_{\Delta p_s} + k_{\Delta p_d}} = \frac{k_{\Delta p_s} \cdot k_{v_T}}{C_p} \quad (2.18)$$

2.3.2. Diversificări posibile prin gradul de reacție

În [1] s-a încercat să se răspundă la întrebarea: "**Ce se întâmplă dacă optăm pentru grade de reacție mai mari?**". În [2] se argumentează că la grade de reacție mai mari se majorează coeficientul de putere. Maximizarea puterii valorificabile se realizează prin alegerea unui grad de reacție mare, apropiat de 1. Se afirmă, de asemenea în [2], că **noua metodă de maximizare a puterii valorificate prin mărirea gradului de reacție al turbinei nu afectează negativ procesele recuperative din dâră și nu produc fenomene deranjante în dâra turbinei.**

Relațiile matematice care aproximează fenomenele ce apar în cazul modelului CCAE al turbinei conform [1], [13] și care descriu analitic noul model au la bază:

- definiția **căderii de energie**;
- expresia **momentului aerodinamic** (ecuația lui Euler);
- expresia **lucrul mecanic al forței axiale**;

scrise pentru un tronson elementar de calcul (rotor elementar) - figura 2.7.

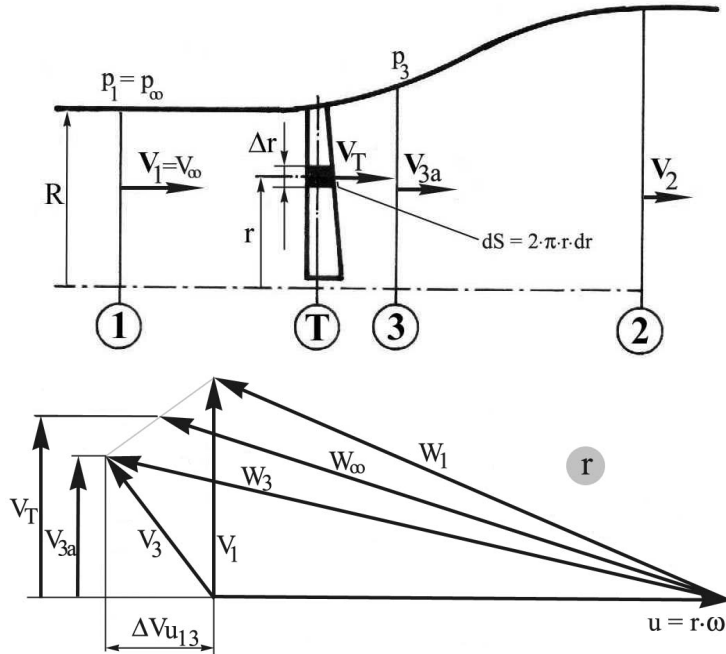


Figura 2.7 - Mărimile cinematice ale rotorului elementar, triunghiurile de viteză

Astfel avem:

a) definiția căderii de energie:

$$dP = \Delta p_t \cdot dQ \quad (2.19)$$

unde:

$$dQ = v_T \cdot dS \quad (2.20)$$

$$dS = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr \quad (2.21)$$

Căderea de presiune pe turbină este definită conform ecuației fundamentale a turbomașinilor astfel:

$$\Delta p_t = \rho \cdot \frac{v_1^2 - v_3^2}{2} + \rho \cdot \frac{u_1^2 - u_3^2}{2} + \rho \cdot \frac{w_3^2 - w_1^2}{2} \quad (2.22)$$

unde se folosesc notațiile:

v- viteza absolută;

w - viteza relativă;

u - viteza de transport ($u = r \cdot \omega$)

Căderea de presiune Δp_t are două componente, conform relației (1.9):

$$\Delta p_t = \Delta p_s + \Delta p_d \quad (2.23)$$

Δp_s - căderea de presiune **statică**;

Δp_d - căderea de presiune **dinamică**;

$$\text{unde: } \Delta p_s = \rho \cdot \frac{u_1^2 - u_3^2}{2} + \rho \cdot \frac{w_3^2 - w_1^2}{2} \quad (2.24)$$

$$\Delta p_d = \rho \cdot \frac{v_1^2 - v_3^2}{2} \quad (2.25)$$

Turbina de vânt fiind considerată o mașină axială, vitezele de transport corespunzătoare unei raze curente (r) pot fi luate egale ($u_1 = u_3$) și componentele căderii de presiune pentru acest model vor fi:

$$\Delta p_d = \rho \frac{v_1^2 - v_3^2}{2} \neq 0 \quad (2.26)$$

$$\Delta p_s = \rho \frac{w_3^2 - w_1^2}{2} = p_1 - p_3 \neq 0 \quad (2.27)$$

$$p_1 > p_3, \text{ respectiv } w_3 > w_1. \quad (2.28)$$

Prin raportarea la termenul $\left(\rho \cdot \frac{v_1^2}{2} \right)$ pot fi definiți coeficienții adimensionali

corespunzători celor trei căderi de presiune:

- **coeficientul căderii de presiune totale:** $k_{\Delta p_t} = \frac{\Delta p_t}{\rho \cdot \frac{v_1^2}{2}} \quad (2.29)$

- **coeficientul căderii de presiune statică:** $k_{\Delta p_s} = \frac{\Delta p_s}{\rho \cdot \frac{v_1^2}{2}} \quad (2.30)$

- **coeficientul căderii de presiune dinamică:** $k_{\Delta p_d} = \frac{\Delta p_d}{\rho \cdot \frac{v_1^2}{2}} \quad (2.31)$

b) expresia momentului aerodinamic (ecuația lui Euler) :

$$dM = \rho \cdot r \cdot \Delta v_{u_{13}} \cdot dQ \quad (2.32)$$

de unde:

$$dP = dM \cdot \omega = \rho \cdot u \cdot \Delta v_{u_{13}} \cdot dQ \quad (2.33)$$

c) expresia lucrului mecanic al forței axiale :

$$dP = dF_a \cdot v_T \quad (2.34)$$

Relațiile scrise se referă la o secțiune elementară de calcul din rotor. Prin integrarea acestora de-a lungul paletelor se determină global puterea (P), momentul (M) și forța axială (F_a) a turbinei.

În formă adimensională aceste mărimi caracteristice au ca și corespondenți:

- **coeficientul de putere:** $C_P = \frac{dP}{\rho \cdot \frac{v_1^3}{2} \cdot dS} \quad (2.35)$

- **coeficientul de moment:** $C_M = \frac{dM}{\rho \cdot \frac{v_1^2}{2} \cdot dS \cdot R} \quad (\text{unde } R = r_{max}) \quad (2.36)$

$$\text{- coeficientul forței axiale: } C_{Fa} = \frac{dF_a}{\rho \cdot \frac{1}{2} \cdot dS \cdot v_1^2} \quad (2.37)$$

Conform ecuațiilor fundamentale ale turbomașinilor axiale sub forma relației (2.27) rezultă suplimentar gradul de reacție al turbinei sub forma:

$$\bar{R} = \frac{\Delta p_s}{\Delta p_t} = \frac{\rho \cdot (w_3^2 - w_1^2)}{2 \cdot \rho \cdot u \cdot \Delta v_{u13}} = \frac{w_3^2 - w_1^2}{2 \cdot u \cdot \Delta v_{u13}} \quad (2.38)$$

Notând cu k_t **coeficientul tangențial** (sau **coeficientul vitezei tangențiale**), mărime ce exprimă măsura în care are loc variația componentei tangențiale a vitezei între secțiunea aval și amonte, avem:

$$k_t = \frac{\Delta v_{u13}}{u} \quad (2.39)$$

și implicând **rapiditatea locală** (numărul caracteristic local) a secțiunii elementare r , exprimată prin:

$$\lambda_r = \frac{u_r}{v_1} = \frac{r \cdot \omega}{v_1} \quad (2.40)$$

Gradul de reacție poate fi exprimat sub forma:

$$\bar{R} = 1 + \frac{1}{2} \cdot k_t - \frac{1 - k_{v3}^2}{2 \cdot \lambda_r \cdot k_t} \quad (2.41)$$

iar coeficientul tangențial:

$$k_t = \frac{\Delta v_{u13}}{\lambda_r \cdot v_1} \quad (2.42)$$

Cu aceste elemente, relațiile matematice adimensionale determinate pentru modelul CCAE al turbinei de vânt pentru secțiunea imediat aval de turbină sunt date de următorul sistem de ecuații :

$$\begin{cases} C_p = k_{vT} \cdot \left(1 - k_{v3}^2 - k_t^2 \cdot \lambda_r^2 + k_{\Delta p_s} \right) \\ C_M = 2 \cdot k_{vT} \cdot k_t \cdot \lambda_r \\ C_p = C_M \cdot \lambda_r \\ C_p = C_{Fa} \cdot k_{vT} \\ \bar{R} = \frac{k_{\Delta p_s}}{C_p} \cdot k_{vT} \end{cases} \quad (2.43)$$

Sistemul are 5 ecuații și 9 variabile: C_p , C_{Fa} , C_M , k_{v3} , k_{vT} , λ_r , k_t , $k_{\Delta p_s}$, \bar{R} .

Pentru o soluționare matematică riguroasă a problemei sunt necesare încă patru condiții. O reducere a nedeterminării se poate face prin introducerea aproximației:

$$k_{vT} \cong \frac{v_1 + v_{3a}}{2} = \frac{1 + k_{v3}}{2} \quad (2.44)$$

care devine a șasea ecuație a sistemului. Astfel sistemul rămâne cu trei grade de libertate. În calcule este necesar să alegem trei mărimi din considerente suplimentare.

Explicitând relațiile pentru k_t , $k_{\Delta p_s}$ și C_p se obțin următoarele expresii :

$$k_t = \bar{R} - 1 + \sqrt{(\bar{R} - 1)^2 + \frac{1 - k_{v_3}^2}{\lambda_r^2}}$$

$$k_{\Delta p_s} = 2 \cdot \bar{R} \cdot \lambda_r^2 \cdot k_t$$

$$C_p = 2 \cdot k_{v_T} \cdot \lambda_r^2 \cdot k_t = k_{v_T} \cdot \left(1 - k_{v_3}^2 - \lambda_r^2 \cdot k_t^2 + k_{\Delta p_s} \right)$$

Se observă că o primă posibilitate de calcul ar fi ca pornind de la cunoșterea a trei mărimi (\bar{R} , k_{v_3} și λ_r) să rezulte celelalte șase mărimi în următoarea ordine:

k_{v_T} , k_t , $k_{\Delta p_s}$, C_p , C_{Fa} , C_M .

Sistemul de ecuații care conține relațiile adimensionale ale modelului CCAE pentru o turbină eoliană este:

$$\begin{cases} k_{v_T} = \frac{1 + k_{v_3}}{2} \\ k_t = -(1 - \bar{R}) + \sqrt{(1 - \bar{R})^2 + \frac{1 - k_{v_3}^2}{\lambda_r^2}} \\ k_{\Delta p_s} = 2 \cdot \bar{R} \cdot \lambda_r^2 \cdot k_t \\ C_p = 2 \cdot k_{v_T} \cdot \lambda_r^2 \cdot k_t \\ C_{Fa} = \frac{C_p}{k_{v_T}} \\ C_M = \frac{C_p}{\lambda_r} \end{cases} \quad (2.45)$$

Sistemul permite identificarea mărimilor asociate unei secțiuni elementare de calcul a turbinei situate la o rază curentă r . Determinarea mărimilor globale pentru întreaga turbină se face prin integrarea relațiilor de-a lungul paletei (de la 0 la $r = r_{\max}$).

Deși este greu de definit cu suficientă precizie valoarea coeficientului căderii de presiune statică în funcție de parametrii turbinei: $k_{\Delta p_s} = f(n, v, \dots)$, ceea ce este însă cert este prezența unei depresiuni în dâra turbinei, mărime care este înglobată în modelul de calcul al turbinei. Prin această mărime eliberăm restricția gradului de reacție nul, putând fi construite soluții cu diferite grade de reacție. Noul model deschide calea spre posibilitatea de diversificare prin gradul de reacție și permite proiectarea unui număr mai mare de variante de turbine. În acest fel se acordă o mai mare importanță saltului presiunii statice decât saltului vitezei axiale.

Pentru parametrii implicați în sistemul de relații a noului model se pot face următoarele precizări:

- Numărul caracteristic (λ) este o variabilă independentă care indică regimul de exploatare al turbinei. Are o valoare nominală (λ_0) asociată valorii maxime a coeficientului de putere ($C_{p_{\max}}$).

- Coeficienții de viteză k_{V_3} și k_{VT} caracterizează forma tubului de curent asociată turbinei între cele două secțiuni de control corespunzătoare condițiilor la infinit amonte și aval de turbină.

- Coeficientul k_t depinde de deviația realizată de paletajul turbinei.

- Coeficientul $k_{\Delta p_s}$ depinde de saltul de presiune statică pe turbină.

- Gradul de reacție al turbinei \bar{R} depinde de coeficienții k_t , k_{V_3} și λ .

În cazul proiectării unei turbine într-un punct prescris (λ_0), estimând k_{V_3} , k_{VT} și $k_{\Delta p_s}$ rezultă k_t , C_p și gradul de reacție \bar{R} .

Pentru a dezvolta acest model de calcul s-a considerat necesar să fie determinate din alte informații primele trei mărimi: k_{V_3} , k_{VT} , $k_{\Delta p_s}$ și ca funcții de λ și de construcția paletelor. Celelalte mărimi C_p , \bar{R} rezultă apoi din relațiile scrise anterior.

În strategia proiectării în lipsa unor informații suficient de sigure privind gradul de difuzor al curentului axial în vecinătatea strictă a turbinei se poate aproxima k_{V_3} din considerentul că efectul de difuzor este redus.

Astfel poate fi considerată o primă condiție:

$$k_{V_3} \cong 0,9 \text{ din care rezultă } k_{VT} \cong 0,95.$$

Pentru celelalte două condiții necesare a fi impuse pentru a putea fi rezolvat sistemul (2.43) sau (2.45) este necesar să gândim o strategie a proiectării prin:

- rapiditatea turbinei (λ_0): $\lambda_r = \frac{r}{R} \cdot \lambda_0 = f(r)$

- gradul de reacție al secțiunii de calcul (\bar{R}) rezultând pentru o rază de calcul oarecare (r): $\bar{R} = f(r)$

Astfel sistemul de ecuații oferă valorile C_p , C_M , C_F , k_t , $k_{\Delta p_s}$ ca funcții de rază permițând identificarea geometriei paletelor. Prin modificări ale funcției $\bar{R}(r)$ pot fi elaborate raționamente de optimizare, în corelație și cu mecanismele din dâră. Câteva exemple de calcul în acest sens pot fi analizate în tabelul 2.2 pentru $k_{V_3} = 0,9$, $k_{VT} = 0,95$ și $\lambda_r = 5$, aplicând relațiile sistemului de ecuații modelului CCAE rezultând valorile:

Tabelul 2.2

\bar{R}	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1
k_t	0,0038	0,0047	0,0063	0,0094	0,0182	0,0872
$k_{\Delta p_s}$	0	0,047	0,126	0,282	0,720	4,35
$k_{\Delta p_d}$	0,189	0,188	0,189	0,188	0,180	0
C_p	0,180	0,223	0,299	0,447	0,855	4,13
$k_{\Delta p_T}$	0,189	0,235	0,315	0,470	0,90	4,35

Vrem să arătăm în cadrul tezei că **se poate diversifica construcția rețelei cu ajutorul gradului de reacție al turbinei folosind acest model**. Acest procedeu modifică și condițiile din dâră apropiată. Prin mărirea gradului de reacție al turbinei poate fi mărită valoarea coeficientului puterii valorificate.

Relațiile analitice prezentate aici sunt valide pentru un volum de control asociat turbinei din imediata apropiere a acesteia (reduc ca extindere axială în aval), deci sunt strict valabile pentru modelul turbinei propriu-zise.

În ceea ce privește **dâra îndepărtată** (far wake) problematica pe care trebuie să o rezolve modelul fizic al acesteia vizează identificarea și cuantificarea mecanismelor după care se realizează recuperarea deficitului energetic generat de turbină. Astfel de informații pot fi utile pentru formularea unor restricții în ceea ce privește desimea și modul de aranjare a agregatelor în cadrul unei centrale aeroelectrice.

Metodologia de calcul folosind principiile noului model se poate utiliza și la aplicații ale turbinei neîntubate în apă. La aceste turbine apare fenomenul de cavitație. Astfel în aplicații trebuie să se acorde atenție la utilizarea materialului de construcție potrivit, rezistent la eroziunea cavitațională [78], [79], mai ales pe extradusul paletelor și la capătul liber al paletelor și devine important în cazul când deficitul de presiune statică se alege mai mare.

Modelul fizic al turbinei oferă pentru problematica dărei condițiile de intrare, adică distribuțiile cu raza ale vitezei axiale și tangențiale respectiv ale presiunii:

$$v_{3a} = f(r), v_{3t} \equiv \Delta v_{u_{13}} = f(r) \text{ și } p_3 = f(r) \quad (2.45)$$

Deoarece în cadrul modelului turbinei propriu-zise, în interiorul turbionului central generat de turbină (dat de distribuția $v_{3t} = f(r)$), condiția echilibrului radial:

$$\frac{dp}{\rho} = \frac{v_{3t}^2}{r} \cdot dr \quad (2.46)$$

nu se realizează, distribuția $p_3 = f(r)$ dată de relațiile modelului CCAE trebuie corectată la începutul dărei în sensul satisfacerii echilibrului radial [1]. În acest sens Stepanoff [22], în studiile sale privind metoda **vârtejului forțat** la pompele axiale, arată că echilibrul radial se reface prin compresibilitatea fluidului, motiv pentru care distribuția presiunii este corectată la începutul dărei.

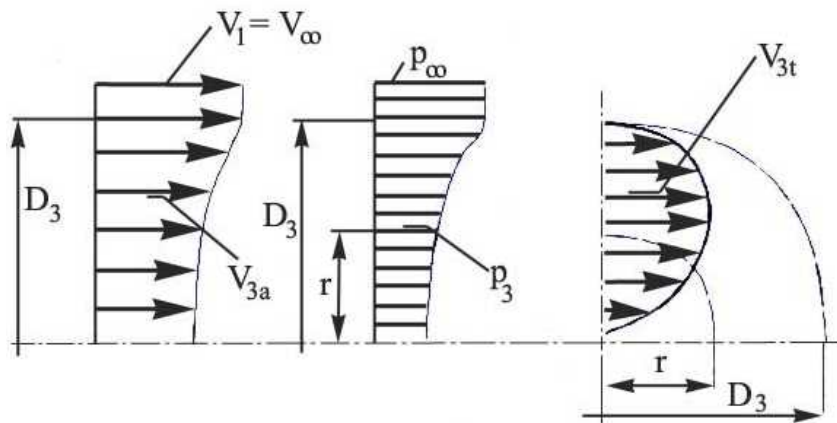


Figura 2.8 - Structura curentului în secțiunea imediat aval a turbinei de vânt

2.4. Concluziile capitolului 2

Au fost analizate două modele fizice pentru valorificarea energiei vântului:

- teoria simplificată clasică a lui Betz;
- teoria nouă elaborată în cadrul CCAE-UPT.

Primul model asociază turbinei un tub de curent fără frontiere solide, neglijând interacțiunile cu câmpul de viteze în care este înecat tubul asociat turbinei. Se presupune că dispozitivul care valorifică energia generează acest tub de curent de forma unui difuzor, se reduce viteza axială în interiorul tubului față de cea din exteriorul lui. Modelul duce la un optim când viteza se reduce la o treime. S-a prezentat critica acestui model și unele căi de corecții empirice pentru a apropia rezultatele de cele reale.

Noul model elaborat în cadrul CCAE-UPT pentru condițiile unei rețele de palete de turbină corelează parametrii geometrici ai turbinei cu parametrii curentului aval de turbină (dâra apropiată): viteza axială, viteza tangențială, presiunea statică. Cu ajutorul acestui model construcția rețelei poate fi diversificată cu ajutorul gradului de reacție al turbinei. Acest procedeu modifică și condițiile din dâra apropiată. Prin mărirea gradului de reacție al turbinei poate fi mărită valoarea coeficientului puterii valorificate.

Capitolul următor al tezei răspunde la rezerva formulată în publicațiile privind acest nou model [1], [2], [55]. Ea constă în posibilitatea ca fenomenele din dâra turbinei să poată constitui restricții pentru acceptarea în proiectare a unor valori mari ale gradului de reacție, apropiate de valoarea 1. Documentarea într-un domeniu larg de cercetare (pe turbine reale, pe modele la scară redusă în tunel aerodinamic) a dus la concluzia fermă că astfel de restricții nu trebuie introduse în acest model. Modelul de calcul poate fi utilizat ca principala cale de diversificare a turbinelor de vânt.

3. DOCUMENTARE ȘI ANALIZĂ PRIVIND DÂRELE TURBINELOR NEÎNTUBATE

3.1. Turbulența, stratul limită și difuziunea

Fenomenele din dâra turbinei neîntubate și fără paletaj statoric sunt deosebit de complexe ca urmare a prezenței turbinei și a înecării tubului de curent asociat turbinei în câmpul de viteze și presiuni al atmosferei într-o zonă a stratului limită terestru. Complexitatea este ridicată chiar și în cazul neglijării în modelare a curenților verticali.

Fenomenele dominante din dâră, atunci când analizăm influențele asupra turbinei, sunt:

- deficitele de viteze axiale și presiuni statice generate de turbină în dâra apropiată;
- vârtejul rezidual central prezent ca urmare a renunțării la paletajul statoric;
- trenurile de vârtejuri secundare la capătul liber al paletei ca urmare a absenței întubării;
- fenomene recuperative în dâră ca urmare a transferului de energie și masă între câmpul lateral în care este înecat tubul de curent asociat turbinei.

La o distanță aval de câteva diametre (în dâra îndepărtată) se recuperează întregul deficit de presiuni și viteze generate de turbină incluzând și disipațiile din dâră. Acest fenomen recuperativ este posibil în condițiile neîntubării într-un curent turbulent prin difuziune și compresibilitate.

La începutul acestui capitol al tezei fac referiri la anumite noțiuni legate de turbulență, de curgerea în jurul profilelor aerodinamice și de dâra aerodinamică.

În natură, majoritatea mișcărilor sunt mișcări turbulente. Până în momentul de față nu dispunem de un model corespunzător al acestei mișcări și nici de o definiție riguroasă. Turbulența este principala problemă nerezolvată cu o precizie satisfăcătoare a mecanicii mediilor continue.

Mișcarea turbulentă se descrie prin intermediul proprietăților ei ([33], [34], [38], [62]):

- **Aleatorismul.** Mișcarea turbulentă este haotică și aleatoare, se caracterizează prin suprafețe de curent și vârtej ce prezintă neregularități spațiale și temporale, de natură haotică, datorită fluctuațiilor întâmplătoare, dezordonate, pe care le manifestă valorile oricărui câmp asociat mișcării turbulente. Curentul este format dintr-un spectru de diferite mărimi ale vârtejurilor. Vârtejurile mari formate pot fi ca dimensiune de ordinul de mărime al grosimii stratului limită, iar la celălalt capăt al spectrului avem cele mai mici vârtejuri care sunt disipate sub formă de energie internă de forțele vâscoase. Mișcarea turbulentă este aleatorie, iar metoda de studiu este statistică. Experiențe efectuate în condiții identice ne vor duce la

rezultate diferite. Spre deosebire de mișcarea laminară care atenuază perturbațiile necontrolate ce apar datorită condițiilor extreme, mișcarea turbulentă le amplifică. Orice mișcare turbulentă este tridimensională și rotațională. Chiar dacă mișcarea turbulentă este haotică, poate fi aproximată de ecuațiile Navier-Stokes. [34]

- **În mișcarea turbulentă difuziunea crește.** Difuziunea reprezintă transportul prin intermediul mișcării turbulente a unei proprietăți arbitrare asociate fluidului vâscos. Difuziunea provoacă amestecul rapid și intens al tuburilor de vârtej, are loc transferul masei, al impulsului, al momentului impulsului, al energiei cinetice, al căldurii, prin frontiera unui volum de control arbitrar. Dacă difuziunea turbulentă este absentă atunci mișcarea nu este turbulentă. Difuziunea turbulentă sporește aderența fluidului la suprafețele rigide. Creșterea difuziunii turbulente mărește forța de rezistență la înaintare. Dacă stratul limită pe un profil aerodinamic este turbulent, atunci desprinderea lui va avea loc la unghiuri de incidență mai mari decât în cazul stratului limită laminar. Turbulența mărește schimbul de moment în stratul limită și reduce sau întârzie separarea curentului. [33], [34]

- **Numere Reynolds mari.** Mișcarea turbulentă are loc după ultima treaptă de stabilitate a mișcării laminare, stabilitate pierdută prin depășirea numărului Reynolds critic. Turbulența este cauzată de instabilitatea mișcării laminare pentru numere Reynolds mari. [34]

- **Disipație mare.** Mișcarea turbulentă este disipativă. Apar vârtejuri concentrate, volute turbionare, de dimensiuni diferite, răspândite haotic în masa fluidului și care au o stabilitate și o integritate efemeră. Macrovolutele turbionare se dezmembrează în microvolute turbionare, iar dimensiunile reduse ale acestora permit disiparea rapidă a energiei. Dacă mișcarea unui astfel de fluid nu este realimentată cu energie din exterior, turbulența va fi diminuată. Dacă aportul de energie depășește disipația, mișcarea turbulentă se intensifică până la stabilirea echilibrului între energia transferată și cea disipată. [34]

- **Continuitatea mișcării turbulente.** Modelul matematic al mișcării turbulente aparține mecanicii mediilor continue. Mișcarea turbulentă va satisface toate ecuațiile fundamentale ale mișcării unui fluid vâscos. [34]

- Mișcarea turbulentă este **disipativă**, ceea ce înseamnă că energia cinetică în micile vârtejuri este transformată în energie internă. Micile vârtejuri primesc energie cinetică de la vârtejurile ușor mai mari decât ele. Cele puțin mai mari primesc la rândul lor energie de la vârtejurii și mai mari ș.a.m.d. Cele mai mari vârtejuri își extrag energie de la curentul principal. Acest proces de transferare a energiei de la cele mai mari vârtejuri la cele mai mici se numește proces în cascadă. [33]

- Mișcarea turbulentă este o mișcare **tridimensională**, deci vectorul vitează va avea componente după trei axe Ox , Oy , Oz . Fiecare componentă a vitezei va avea o valoare medie și una fluctuantă. Atunci când ecuațiile sunt mediate în timp se poate trata curgerea ca fiind bidimensională. [33]

Principalul parametru de care depinde mișcarea turbulentă este **gradul de turbulență**, sau mai simplu spus **turbulența**, adică rădăcina medie pătratică a abaterilor $(u - U)$, unde u este viteza momentană și U este viteza medie temporală.

$$\sigma = RMS(u - U) \quad (3.1)$$

Se operează cu valori relative ale turbulenței prin raportarea turbulenței la viteza neperturbată [2]. Se va nota în continuare această mărime cu T :

$$T = \frac{\sigma}{v_{\infty}} \quad (3.2)$$

Astfel gradul de turbulență este o măsură a intensității fluctuațiilor vitezei. Gradul de turbulență este o mărime utilă în aprecierea calitativă a intensității turbulenței. Într-un tunel aerodinamic obișnuit gradul de turbulență este $T=1\%$ (0,01). Stațiunile aerodinamice de mică turbulență se caracterizează prin $T=0,1\%$, iar cea mai mică valoare atinsă într-o instalație experimentală a fost de 0,02%. [2]

Profilul aerodinamic este un corp profilat cu rezistență minimă la înaintare. Rezistența la înaintare are două componente (rezistența de formă și rezistența de frecare). Rezistența de formă (sau de presiune) este legată de legea distribuției presiunilor pe frontiera profilului. Dacă în distribuția acestei presiuni apar perturbații generate de desprinderea fluidului, rezistența de formă crește. Rezistența de frecare este strâns legată de calitatea suprafeței. O suprafață rugoasă va opune mai multă rezistență decât o suprafață netedă. [34]

Asupra profilului acționează o forță portantă orientată perpendicular pe direcția vitezei asimptotice și rezistența la înaintare orientată pe direcția vitezei asimptotice. Forța de rezistență ce acționează asupra profilului are pe lângă componenta rezistenței de formă două componente: rezistența la înaintare (dacă fluidul este vâscos), și rezistența indusă, dacă anvergura este finită. Datorită acestei rezistențe induse în cazul aripii de anvergură finită forța portantă este mai mică decât în cazul aripii de anvergură infinită.

Pe intrados presiunea este mare, pe extrados este mică. Fluidul va încerca să echilibreze diferența de presiune de pe extradosul și intradosul profilului. În spatele obstacolului se va genera o trenă turbionară, deci o suprafață de discontinuitate, formată dintr-o pânză de vârtejuri, pe extrados viteza fiind mai mare, pe intrados viteza fiind mai mică.

Mișcarea fluidului vâscos în prezența unui profil aerodinamic prezintă două zone: una adiacentă profilului, numită *strat limită* și una situată după profil, numită *dâra vâscoasă* (figura 3.2.a). Este necesară cunoașterea cât mai precisă a curgerii în jurul aripii, și anume, în imediata vecinătate a acesteia, în stratul limită. Prin strat limită se înțelege un strat subțire de fluid care curge în jurul suprafeței exterioare a unui corp. În funcție de modul în care are loc această curgere depinde mărimea rezistenței la înaintare și a transferului de căldură. [34] În mod obișnuit fluidul urmărește suprafața profilului. În cazul curgerilor peste obstacolele solide, efectul vâscozității nu poate fi neglijat în stratul limită, în care frecările sunt mari și în care apare aderența fluidului la perete. Astfel în cazul fluidului vâscos apare aderența fluidului la perete și apar frecări în straturile adiacente. Mișcarea are loc în lungul unor straturi de fluid, fiecare strat de fluid având altă viteză.

Desprinderea stratului limită și separarea curenților de suprafața corpului are o influență majoră asupra fenomenelor aerodinamice. Toate acestea conduc la scăderea bruscă a portanței și la creșterea rezistenței la înaintare. Pentru precizarea condițiilor de funcționare corectă a unui profil aerodinamic, este necesară cunoașterea curgerii din stratul limită, evoluția acestuia, identificarea punctelor de desprindere a curenților și dezvoltarea zonei cu fluid în stagnare și mișcări reverse.

Stratul limită a fluidului, care se formează între masa de curgere exterioară cu viteză mare și fluidul care rămâne la suprafața profilului, este inițial laminar, adică straturile alunecă lin fiecare deasupra celeilalte fără să se amestece. Într-un anumit punct curenții devine instabil și se formează mici vârtejuri care cresc până când eventual se rup în punctul de tranziție. Începând din acest punct stratul limită este turbulent, adică fluidul se mișcă într-o mișcare cu vârtejuri, care mărește pierderile prin frecare ale profilului (figura 3.2). [34]

La nivelul stratului limită se poate întâlni strat limită laminar (cu o structură ordonată, în straturi, datorită căreia pierderile pe aripă sunt mici), strat limită turbulent (cu vorticitate ridicată, care induce rezistențe mult mai mari), precum și zone care nu sunt deosebit de extinse numite zonele de tranziție laminar-turbulent (în care apar pierderi destul de mari). Aceste zone în cazul curgerii în jurul profilului sunt evidențiate în figura 3.1. Valoarea critică a numărului Reynolds la care apare trecerea din zona laminară în zona turbulentă a stratului limită depinde de tipul obstacolului. Punctul de tranziție laminar-turbulent din stratul limită depinde de gradul de turbulență al curentului, de rugozitatea suprafeței obstacolului și de transmiterea de căldură. [34]

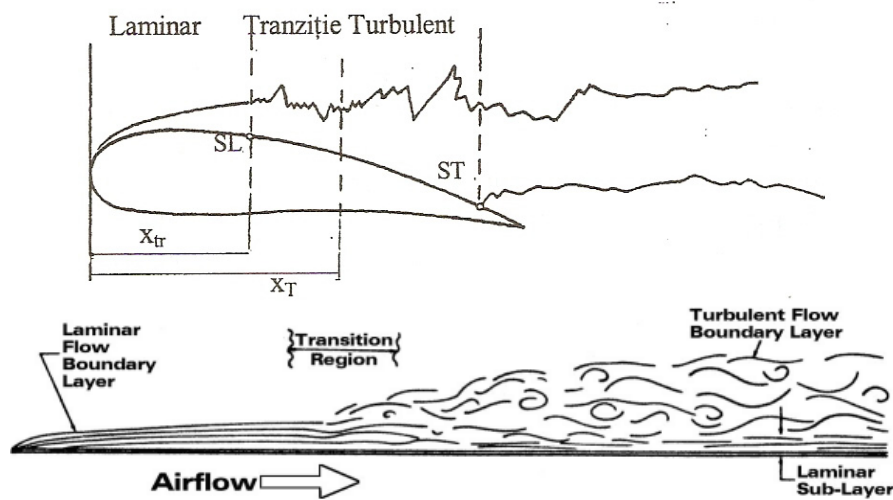


Figura 3.1

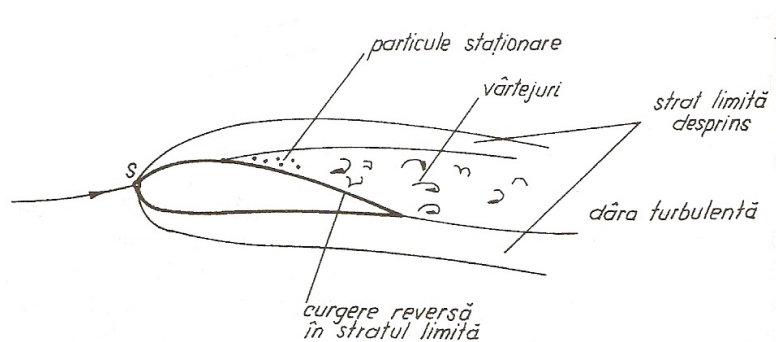


Figura 3.2

Pentru o anumită valoare critică a unghiului de incidență apare desprinderea fluidului. La creșterea accentuată a unghiului de incidență fluidul este desprins. Prin curgere cu desprindere se înțelege în general acele curgeri în care liniile de curent sunt închise pe corp, sau în care de pe suprafața corpului se desprind vârtejuri care

formează frontiera de izolare a regiunilor de curgere liberă a curentului (figura 3.3.a și b). [34]

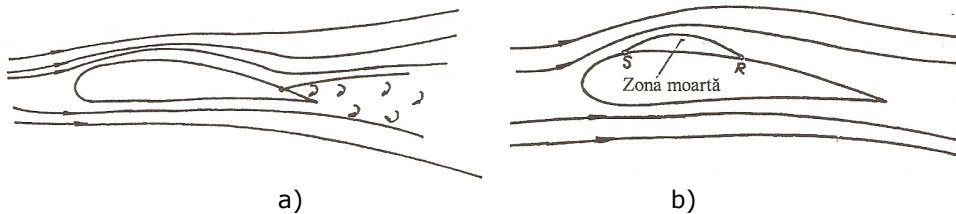


Figura 3.3

Structura dărelor generate de obstacole depinde mult de geometria obstacolului, dar și de regimul de curgere. La numere Reynolds foarte mici, așa numitele curgeri Helle-Show, nu apar desprinderi. Pe măsură ce numerele Reynolds cresc au loc transformări continue ale structurii dărei. La început în zona de desprindere apar vârtejuri staționare, care cedează locul unor formațiuni nestabile – **trenuri de vârtejuri** – cu o frecvență de desprindere crescândă. La numere Reynolds mai mari apare un prim palier al coeficientului de rezistență cauzat de constanța frecvenței de desprindere a vârtejurilor, interval în care dâra devine treptat turbulentă. Turbulența apare la o distanță aval de obstacol înaintând spre acesta până când întreaga dâră devine turbulentă. Turbulența înseamnă, de fapt, degradarea vârtejurilor, pierderea stabilității trenurilor de vârtejuri. Turbulența este caracterizată de un spectru larg de frecvență, și intensitate redusă (amplitudini mici). Trenurile de vârtej (vorticitățile) au o frecvență proprie și amplitudini mari. Frecvența proprie duce la apariția unui fenomen nedorit, și anume a rezonanței. Astfel că este de preferat să se evite rezonanța, deci prezența vorticităților. Se dorește ca fenomenul de turbulență să fie prezent pe o zonă mai mare a extradorsului paletei, adică punctul de desprindere să fie situat cât mai aproape de bordul de atac. În acest sens se poate interveni provocând o turbulență pe această suprafață a profilului. Dacă turbulența este forțată (provocată, stimulată), punctul de desprindere se mută mai aproape de bordul de atac. Căile de stimulare ale transformării dărei cu vorticități în dâră turbulentă au influență directă asupra zgomotului aerodinamic.

La valori critice ale numărului Reynolds apare atașarea turbulentă a stratului limită cu deplasarea treptată a punctului de desprindere în zona de tranziție. La numere Reynolds mai mari corespund dărele complet turbulente. Birkhoff arată că, la numere Reynolds crescânde, dâra devine tot mai turbulentă și periodicitatea este mai greu de observat, dar și că în regimul dominant turbulent se observă periodicități în dâră până la $Re = 10^5$ sau chiar și mai mari. Hartog menționează prezența trenurilor de vârtej și la $Re = 7 \cdot 10^5$ [3].

Cât timp fluidul urmărește frontiera solidă, rezistența obstacolului este mică și, dacă corpul are o formă aerodinamică, portanța acestuia este relativ mare. Dacă numărul Reynolds scade sau dacă se mărește unghiul de incidență al profilului, la un moment dat fluidul se desprinde, părăsește suprafața solidă, curentul este deviat, iar în zona dintre curentul desprins și suprafața solidă apare stagnarea și mișcarea reversă. Din studiul curgerilor s-a constatat că pierderile cele mai mari apar în zonele cu mișcări recirculatorii, acestea luând naștere după punctul de desprindere al stratului limită de pe suprafața aripii.

Prandtl afirmă că pentru apariția desprinderii curentului de perete este necesară creșterea presiunii în direcția de curgere, adică gradient de presiune pozitiv (advers) de-a lungul curentului. Föttinger a constatat experimental că există doi factori care determină desprinderea curentului: gradientul de presiune pozitiv și vâscozitatea. Datorită existenței gradientului de presiune advers are loc desprinderea curentului de pe suprafața obstacolului (figura 3.4). În punctul de desprindere tensiunea tangențială este zero, dispăre forța vâscoasă, fluidul începe să părăsească suprafața. Pericolul desprinderii stratului limită apare pe extradados profilului pentru regiunea care urmează după punctul de viteză maximă. După desprinderea stratului limită apare o zonă moartă în avalul profilului (figura 3.3.b), crește rezistența la înaintare ca urmare a alterării distribuției de presiuni pe suprafața corpului.

Pentru a avea o rezistență la înaintare cât mai redusă, trebuie să se evite desprinderea stratului limită. Chiar și în situațiile în care desprinderea stratului limită nu poate fi evitată, reducerea extinderii zonei de desprindere va reduce rezistența la înaintare. Dacă profilul de viteze are un punct de inflexiune, atunci curgerea este instabilă și tinde să devină turbulentă.

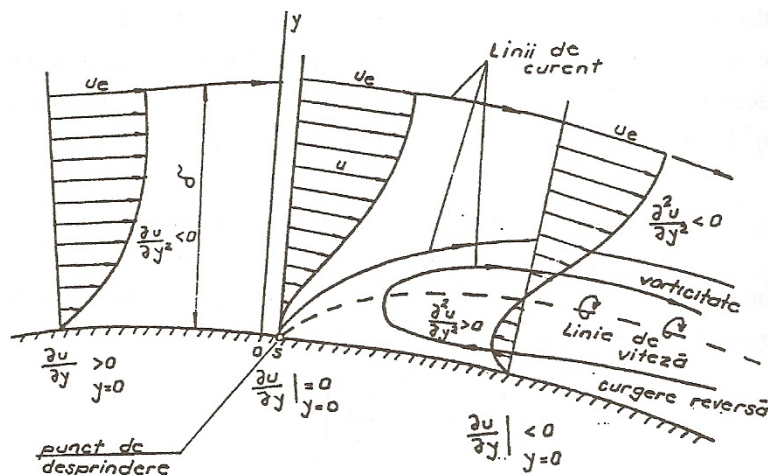


Figura 3.4

Linia care pornește din punctul de desprindere și unește punctele de viteză nulă din interiorul stratului adiacent peretelui, se definește ca fiind linia de viteză nulă. Cunoșcând această linie se poate obține frontiera regiunii cu vorticitate. Desprinderea curentului provoacă o pierdere de energie datorată deviației liniei de curent din curgerea potențială și a formării vârtejurilor în zona desprinsă. În regiunea desprinsă curgerea este turbulentă și are loc un amestec pronunțat între straturile de fluid, în comparație cu mișcarea laminară. Efectul difuziei se exprimă prin tensiunea tangențială turbulentă. Curgerea turbulentă poate avea o capacitate mare de autoamestec. Difuzia, respectiv amestecul, este un factor foarte important ce caracterizează desprinderea curentului. Dacă după desprindere are loc reatașarea curentului, atunci stratul de vârtejuri este situat complet în stratul limită subțire. Punctul de desprindere se poate deplasa pe extradados spre bordul de atac și curgerea pe extradados devine turbulentă. În practică desprinderea curentului turbulent este o problemă mult mai importantă decât desprinderea curentului laminar (figura 3.3.a), deoarece, după desprinderea laminară, curentul în general se reatașează, iar după

punctul de desprindere turbulentă, curentul rămâne desprins. În general anticiparea curgerii turbulente este mai puțin exactă și mai dificilă în comparație cu curgerea laminară. În cele mai multe cazuri, curgerea este mixtă, având în amonte curent laminar, o zonă de tranziție și, în aval un curent turbulent [34]. Desprinderea curentului nu este întotdeauna nefavorabilă pentru utilizări practice.

Proiectanții de palete de turbine de vânt, adesea confrunțați cu situația de a alege între o paletă subțire cu performanțe aerodinamice superioare, dar cu rezistență redusă și o paletă cu grosime moderată cu caracteristici de rezistență superioare, dar cu performanță aerodinamică inferioară, au recunoscut beneficiul unui fel de control al stratului limită cu scopul de a mări rezistența stratului limită pe un profil mai gros pentru a se opune gradientului de presiune. Acesta ar amâna desprinderea și oprirea, și ar permite unei palete cu grosime moderată să atingă un coeficient mai ridicat de portanță fără o mare pierdere de performanță.

În prezent cercetările făcute în diferite laboratoare ale centrelor de cercetare, cum este și Departamentul LM Glasfiber, consideră de o importanță majoră identificarea punctului de tranziție. În acest sens Peter Baek (care lucrează în departament de cercetare al laboratorului LM Glasfiber la un proiect de optimizare a profilelor paletelor prin identificarea și controlarea punctului de tranziție în stratul limită) explică: „Identificarea punctului de tranziție este crucială, atunci când se proiectează aripile de înaltă performanță. Dacă este posibil să se controleze punctul de tranziție pe un profil, rezistența la frecare a profilului poate fi redusă semnificativ și, în final, poate fi mărită puterea electrică produsă de turbinele de vânt”.

În cadrul acestui laborator de cercetare, o nouă cameră cu infraroșu care înregistrează 30 de imagini pe secundă, le-a permis cercetătorilor să lucreze la îmbunătățirea aerodinamicii noilor palete proiectate. Camera cu infraroșu este folosită pentru a studia turbulența în stratul limită a profilului oferind date precise pentru optimizarea performanțelor profilului. „Nu am fost capabili să determinăm acest punct înainte, dar cu noua cameră cu infraroșu, putem identifica punctul de tranziție, adică exact locul în care turbulența este generată în stratul limită. Acesta este un parametru important pentru proiectarea profilelor ceea ce va conduce la obținerea unei aripi de înaltă performanță”, spune Peter Baek. „Folosim calcule computerizate avansate și verificări experimentale în tunel aerodinamic pentru a atinge acest scop. Noul echipament ne permite să reglăm cu finețe modelul matematic pe care îl folosim și să îl adaptăm mai bine realității. În mod general noua cameră cu infraroșu va crește calitatea măsurărilor din tunelul aerodinamic oferind clienților noștri cele mai performante palete posibil proiectate”, afirmă Peter Baek [43].

Reenergizarea stratului limită pe o paletă de turbină de vânt poate fi obținută prin amestecarea aerului din stratul limită cu aerul cu viteză mai mare din curentul liber. Această amestecare se produce în mod natural într-un strat limită turbulent și un mod simplu de rezolvare a situației, folosit pentru a extinde performanțele unei palete, este de a adăuga un „trip strip” (o mică treaptă, sau o bandă rugoasă, sau fir, perpendiculară pe direcția curentului) pe suprafața de presiune scăzută, pentru a forța tranziția stratului laminar inițial într-un strat turbulent. Dacă turbulența ar putea fi mărită sau provocată, raportul de amestecare ar crește și el și ar conduce la îmbunătățirea performanțelor, mai mult decât cea obținută cu montarea generatoarelor de turbulență „trip strip” [17].

Preocupări ale aceluiași departament de cercetare LM Glasfiber de determinare a punctului de tranziție spre mișcarea turbulentă au mai fost descrise în literatura de specialitate. Acest lucru a fost însoțit și de ideea de a plasa în regiunea

acestui punct, pe aripa portantă, a unui riz care să permită creșterea turbulenței și astfel creșterea proprietăților aerodinamice ale profilului. Aceeași idee am întâlnit-o în articolul „Un inventator român revoluționează energia” al ziarului „Jurnalul Național” din 20 iulie 2009. Ing. Constantin Doinel Ungureanu a început cercetările în 2004, iar în aprilie 2005 a depus la Oficiul de Stat pentru Invenții și Mărci OSIM o cerere de brevet. El aplică teoria constructală formulată de un alt român, Adrian Bejan de la Duke University. Teoria lui Bejan afirmă că prin desfășurarea imperfecțiunilor unui sistem în mod uniform se obțin cele mai bune rezultate posibile. Teoria constructală constă în diseminarea imperfecțiunilor în întreg sistemul, obținându-se un sistem optim. Invenția presupune că suprafețele sunt construite cu anumite rizuri numite „ribleturi”, care tind să accelereze sau să frâneze fluidul în funcție de necesitate. La sfârșitul anului 2007 a experimentat în tunelul aerodinamic al Facultății de Energetică București, sub controlul Prof. Dr. Ing. Eugen Constantin Isbășoiu și a construit primele modele de aripi. La acestea a rezultat o creștere de 25-30% a eficienței față de cea a unei palete normale. Această inovație se poate folosi în aviație, la autoturisme, dar și la turbinele eoliene, îmbunătățirea performanțelor fiind cu 10% pentru turbinele cu 10 palete și până la 30% pentru turbina monopală, după spusele cercetătorului. D-l Ungureanu afirmă că va realiza prima aripă constructală românească.

Generatoarele de turbulență oferă o metodă simplă de creștere a raportului de amestecare. Aceste dispozitive au fost prima dată dezvoltate la *United Aircraft Corporation* și sunt atribuite în mare măsură lui Taylor (1947) și Bruymes (1951). Ideea folosirii acestor „Vortex Generator” (simbolizate cu „VG”) la turbinele de vânt a fost posibilă ca un fapt firesc pentru că ele erau deja cunoscute și folosite în industria aeronavelor de mai mult timp. În formele lor cele mai simple acestea constau în mici aripioare poziționate perpendicular pe suprafața de presiune scăzută a profilului cu un unghi de atac față de curentul incident. Ele se comportă ca jumătăți de aripă și generează trenuri de vârtej din vârfurile lor. Aceste aripioare pot fi paralele una cu alta sau aranjate alternativ cu unghiuri de incidență pozitive și negative producând vârtejuri de același sens de rotație sau respectiv de sens opus. În figura 3.6 este prezentat un generator de vârtej montat pe o paletă. Prima aplicație a generatoarelor de turbulență la paletele turbinelor de vânt a fost folosită de compania *Boeing Engineering and Construction Company* pentru 2,5 MW Mod-2 HAWT (Boeing 1982) [17]. Montarea perechilor de generatoare se face pe partea de joasă presiune a paletei (extrados) cu $\pm 20^\circ$ unghi de incidență la 10% din coarda paletei. Această instalare și aceea făcută mai târziu pe turbina de 3,2 MW Mod-5B HAWT au fost de tip „contra rotație”. Un astfel de generator de turbulență arată ca cel din figura 3.6. Acestea au fost folosite pentru a suprima sau întârzia desprinderea de pe „pipe bands” și aripi. Trebuie notat că prin crearea unui vârtej cu generatoarele de turbulență se produce o pierdere a vitezei la care desprinderea nu este iminentă. În figura 3.7 este prezentată influența generatorului de turbulență și a unghiului de instalare asupra coeficientului de portanță C_p .

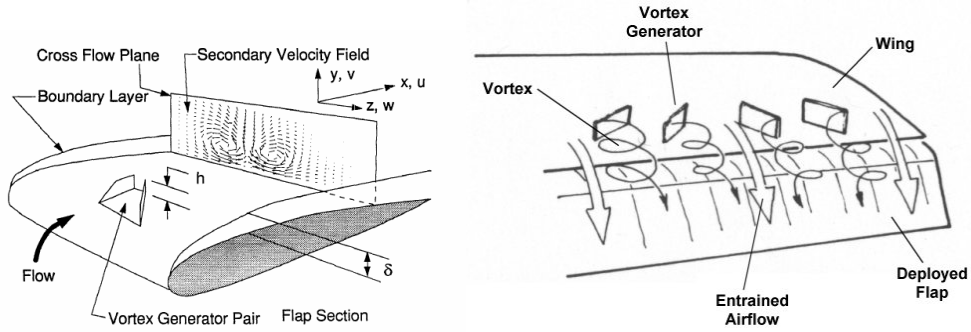


Figura 3.5

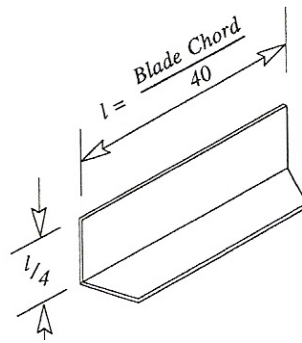


Figura 3.6

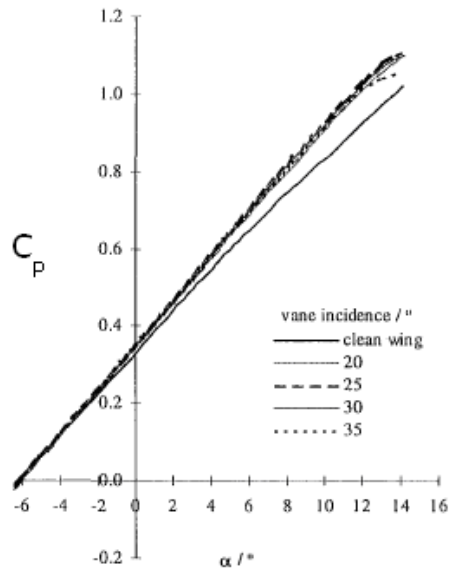


Figura 3.7

Testele în tunelele aerodinamice verifică faptul că generatoarele de turbulență ar întârzia desprinderea și oprirea și ar crește coeficientul maxim de portanță la profilele aerodinamice de grosime moderată utilizate la aceste rotoare. În plus generatoarele de turbulență au ajutat la rezolvarea unei probleme de control a instabilității turbulenței la nivelul rotorului turbinei Mod 2 cauzat de întreruperea curentului de aer pe secțiunile profilelor lângă butuc între părțile fixe și mobile ale rotorului.

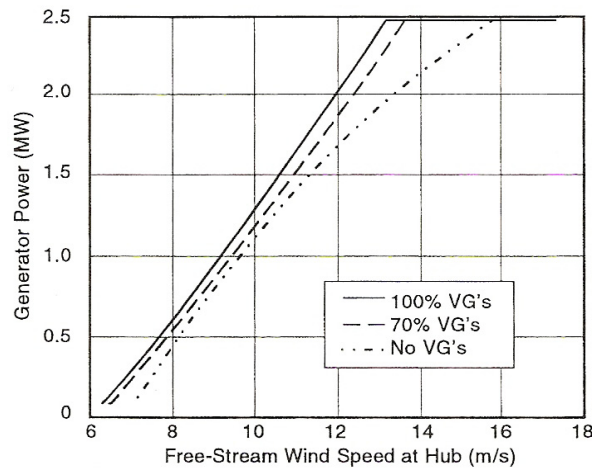


Figura 3.8

În figura 3.8 (Sullivan, 1984) sunt arătate curbele de putere pentru turbinele de vânt de 2,5 MW Mod-2 HAWT cu și fără generatoarele de turbulență fixate pe paleta rotorului. În cazul fără generatoare de turbulență controlul instabilității forțează un reglaj neoptim (sub posibilități) în timpul operării în condiții de vânt scăzut în mod particular în punctul de inflexiune al curbei de putere, aceasta conducând la o substanțială pierdere de putere atunci când vitezele vântului au fost în intervalul 11-15 m/s. Generatoarele de turbulență montate pe părțile fixe ale rotorului (la 70% de bordul de atac) îmbunătățește controlul instabilității și permite o reglare de vârf mai aproape de optim, reducând nivelul vitezei vântului cu aproape 2,5 m/s mai mică în comparație cu operațiile anterioare. Când generatoarele de turbulență au fost montate în secțiunile de vârf, îmbunătățirile coeficientului de portanță au crescut în continuare puterea și în condiții de nivel scăzut ale vântului [17].

Teste similare au fost făcute, de asemenea, pe modelul de 25 kW Carter Model 25 HAWT (Gyatt, 1986) [3]. La aceste rotoare paletetele sunt puternic răsucite și, la astfel de valori mici ale vitezei vântului, unghiul de atac în lungul intradosului este mult sub punctul de stagnare astfel încât în timp ce generatoarele de turbulență măresc maximul puterii la modelul Carter 25, puterea la ieșire pentru viteze mici ale vântului este redusă de pierderile suplimentare produse de generatoarele de turbulență.

Obiectivul tezei fiind realizarea unui model de calcul îmbunătățit față de modelul clasic (Betz) prin modificarea gradului de reacție al rețelei rotorice, acesta cere o analiză a influențelor dărei asupra funcționării turbinei. Noul model tratat sintetic în Capitolul 2.3 permite diversificări ale rețelei de palete prin componenta tangențială a vitezei aval de turbină și presiunea statică aval de turbină. Aceste

diversificări modifică substanțial condițiile inițiale în dâra apropiată față de condițiile acceptate de modelul clasic. Trebuie să răspundem la întrebări privind fenomenele recuperative din dâră sub influența curentului lateral față de tubul de curent asociat turbinei. Aceste fenomene constau în creșterea presiunii statice recuperând deficitul generat de turbină și în creșterea vitezei axiale recuperând deficitul vitezei axiale generat de turbină. Componentele vitezelor tangențiale generate de turbină nu pot fi recuperate fără paletaje statorice. Această problemă a recuperării este tratată în literatură prin distanța aval la care este posibilă amplasarea unui alt șir de turbine în componența unei centrale aeroelectrice.

În cadrul tezei urmărim un alt aspect: **În ce măsură dâra poate îngredi aplicabilitatea noului model al turbinei**, respectiv **dacă la valorile gradului de reacție trebuie introduse restricții**.

Turbina generează în prima secțiune a dărei: **o viteză axială, o viteză tangențială și o presiune statică** (v_{3a}, v_{3t}, p_3). Analizez în continuare evoluția acestor mărimi de-a lungul dărei. Pentru acestea folosesc informații din literatură privind influența dărei asupra turbinelor amplasate aval de alte turbine [20] precum și studii și măsurători de control efectuate în laboratoarele Universității „Politehnica” din Timișoara [2], [6], [8], [9].

În prima secțiune a dărei, așa cum am arătat în Capitolul 2, se crează datorită turbinei **un deficit de viteză axială, o componentă tangențială de viteză și un deficit de presiune statică**. În curentul aval de turbină are loc o interacțiune între curentul liber din jurul dărei și cel din dâră cu schimb energetic și masic.

În schema din figura 2.6 se consideră: $v_{\infty} \equiv v_1$.

În dâră se suprapune, peste *turbulența ambientală*, o *turbulență generată* de turbină și de stratul limită dintre dâră și curentul liber.

În bibliografia cercetată [2], [17], [20], se afirmă că **deficitul de presiune** se recuperează foarte repede la distanță de câteva diametre. Se mai afirmă că problema considerată importantă este recuperarea **deficitului de viteză**. Această constatare este în favoarea măririi gradului de reacție al turbinei. Putem să optăm pentru deficite mai mari de presiune statică fără să apară dificultăți de recuperare în dâră. Conform [2] presiunea se reface prin comprimarea dărei de către mediul fluid înconjurător. Astfel de fenomene sunt confirmate în domeniul pompelor axiale [11], [22]. Când rețeaua de palete generează distribuții radiale de presiuni și viteze tangențiale, care nu respectă echilibrul radial al forțelor; distribuția de presiuni se corectează de la sine prin compresibilitate, fără mișcări secundare. Nu multe cercetări acordă atenție vârtejului central generat de turbină. O logică simplă permite explicația că această componentă tangențială a vitezelor scade în urma disipațiilor vâscoase [33], [34]. Dar vârtejul aval participă la mărirea turbulenței locale.

În lucrarea [3] urmărind identificarea presiunii minime în dâra unui obstacol s-a folosit pentru vizualizare injectarea de bule de aer în curentul lichid. S-a pus în evidență influența semnificativă a numerelor Reynolds (Re) asupra structurii dărei. Folosind cunoștințele privind curentul din jurul unui cilindru circular [3] se consideră un domeniu subcritic în care desprinderea de pe contur este laminară (turbulența apărând la distanță aval) și un domeniu supercritic în care turbulența este prezentă chiar la desprinderea stratului limită de pe conturul cilindrului.

În regimul subcritic (fig.3.9.a) apar **trenuri de vârtej** în zona stratului limită dintre curentul desprins și cel din dâră. În regimul supercritic (fig.3.9.b) se identifică o **difuzie turbulentă** în întregul volum al dărei.

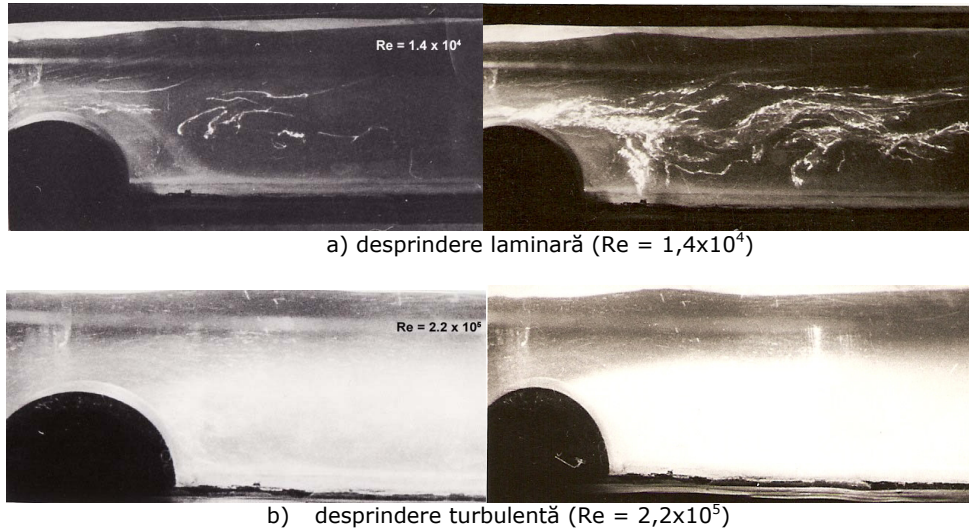


Figura 3.9 - Vizualizări ale dărei cu ajutorul bulelor de aer

Au fost făcute măsurători de turbulență într-o secțiune transversală la distanța aval de cca 1,4 înălțimi de obstacol, atât în curentul liber, cât și în dără, precum și în stratul limită dintre acestea. S-a făcut o analiză a structurii zonelor separând efectul vârtejurilor prin filtrarea frecvențelor joase [3].

În urma rezultatelor obținute conform [3] s-au pus în evidență în [2] influențele numerelor Reynolds, fapt mai puțin remarcat în bibliografia analizată de până atunci. Pentru cele două regimuri descrise au fost obținute următoarele rezultate ale măsurătorilor de turbulență relativă afișate în tabelul 3.1:

Tabelul 3.1

Re	Turbulența măsurată T %		
	în curentul desprins	în zona de amestec	în zona dărei
$1,14 \cdot 10^4$	2,4	21...50*	4,6
10^5	2,7	4,5	11

S-a observat că prin filtrarea frecvențelor joase mai mici de 50 Hz, turbulența măsurată scade la 24 %.

Concluziile desprinse din aceste date sunt că valorile mari ale turbulenței în zona desprinderii laminare ($Re = 1,14 \cdot 10^4$) din zona de amestec indică prezența *trenurilor periodice de vârtejuri* (turbulență aparentă).

În dăra apropiată a turbinei turbulențele mari sesizate la aparatele de măsură indică prezența *vârtejurilor* generate de diverse componente ale turbinei. Aceasta afectează direct efectele de scară ale unor modele în testele din tunele.

În cazul turbinelor mari în aer, numerele Reynolds asociate diametrelor acestora, la $D > 1,5$ m și $v = 10$ m/s, rezultă mai mari de 10^6 . Sunt prezente și desprinderi de pe contur, cărora le corespund numere Reynolds mai mici. În cazul testelor în tunel pot apare numere Reynolds mai mici cu probabilități mai mari pentru zone cu vârtejuri. Din cauza dificultăților de reproducere a naturii și scării

turbulenței, în măsurătorile în tunel, apar dificultăți în validarea modelelor analitice ale dărei. De regulă se utilizează un model semiempiric propus de Lissaman.

În natură se manifestă și influența instabilității atmosferice și a configurației turbinei, dar și a terenului. Fenomenul nu este diferit la turbina orizontală față de cel de la turbina verticală.

Influența numărului Reynolds apare și în [19]. În figura 3.10 sunt reprezentate profilele de viteze în dâra formată la diferite distanțe de obstacol.

În cadrul Centrului de Cercetare pentru Aeroenergetică din Universitatea „Politehnica” din Timișoara au fost făcute sub conducerea D-lui Dr. Ing. Cezar Dorin Galeriu măsurători în tunel cu ajutorul unei modelări statice a turbinei [8], [9]. Prin „static” ne referim la modelarea cu ajutorul unui disc actuator nerotitor. Turbina a fost înlocuită cu o rezistență permeabilă care generează o dâră analoagă cu cea a unei turbine. Au fost măsurate deficiențele de viteză și presiune statică în axa dărei, turbulența în dâră, profile de viteze în secțiuni transversale și dimensiuni radiale ale dărei. Pentru aceste măsurători s-a utilizat un tunel aerodinamic cu diametrul câmpului de lucru de 400 mm. Măsurătorile au constat în înregistrarea câmpului de viteze și în determinarea gradului de turbulență și a presiunii statice în axa dărei. Ca aparat de măsurare s-a folosit un anemometru DISA. Agregatul aeroelectric era simulat folosind două modele. Modelul de simulare static avea $D = 80$ mm, iar cel rotitor $D = 300$ mm. S-au putut măsura cu ajutorul unui micromanometru viteza medie (V) în secțiunea amonte de tunel, iar pentru diferite valori ale distanței (L) măsurate în aval de modelul de simulare, s-au efectuat cu ajutorul unui traductor cu fir cald conectat la un grup de instrumente DISA, determinări ale valorilor instantanee ale componentei axiale a vitezei locale (V). Prin deplasarea automată a traductorului a fost posibilă investigarea într-un plan orizontal a câmpului de viteze. Variația presiunii statice în axa dărei a fost măsurată cu o sondă disc legată la un traductor cu lichid magnetic. Pentru fiecare poziție a sondei disc, citirile au fost înregistrate și prelucrate statistic. Mai recent, folosind rezultatele din [8] s-au considerat câteva interpretări [2]. Acestea sunt făcute cu scopul de a completa informațiile privind influența gradului de reacție al turbinei asupra fenomenelor din dâră.

Pornind de la aceste date pentru cazul de modelare a turbinei de vânt la o scară redusă și încercată în tunel aerodinamic, s-a pus în evidență tendința de variație a deficitului de viteză axială, a deficitului de presiune și a turbulenței de-a lungul distanței aval de modelul disc al turbinei. Acestea sunt afișate în figura 3.11.

Odată cu creșterea distanței aval de turbină deficitul de viteză suferă o descreștere invers proporțională cu distanța relativă $\frac{x}{D_T}$. Turbulența relativă scade apropiindu-se de valoarea ambientală.

Alte mărimi de interes ale dărei și variația lor în funcție de distanța aval de disc sunt arătate în figurile 3.12 și 3.13.

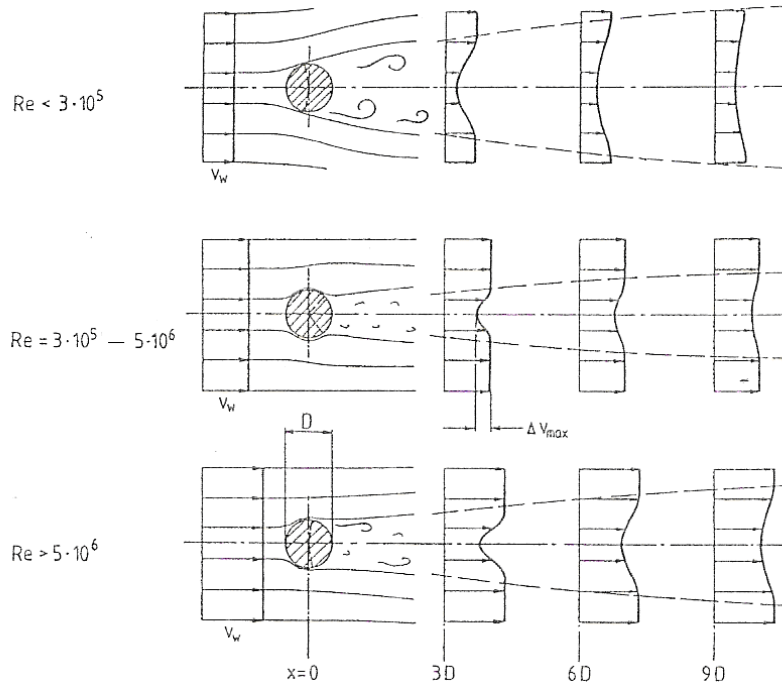


Figura 3.10 - Profilele de viteze din dâra formată în spatele obstacolului

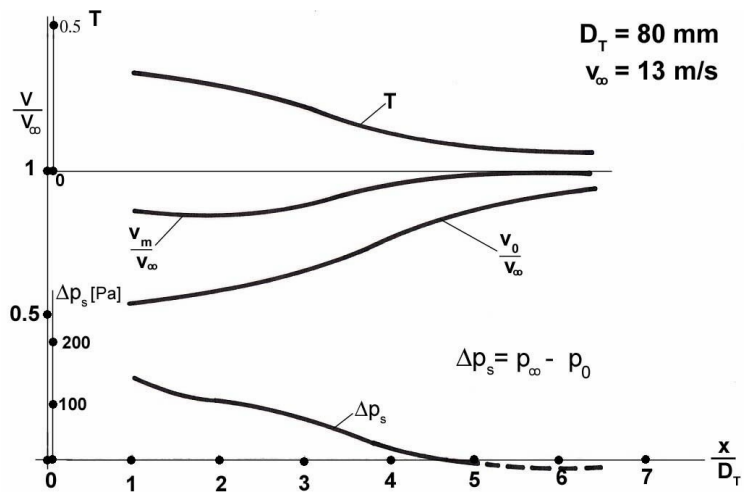


Figura 3.11 - Turbulența, viteza în axa dârei, viteza medie, presiunea statică în lungul dârei

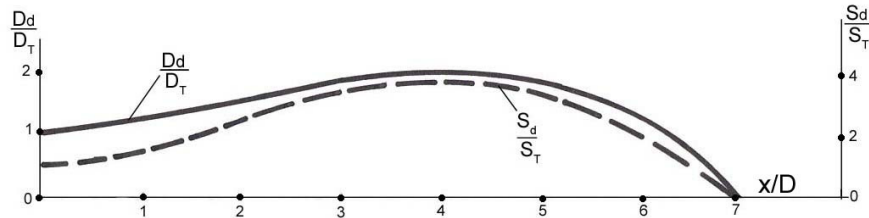
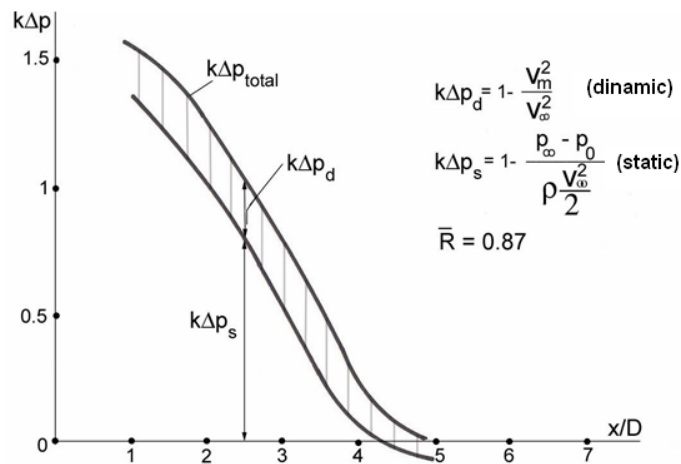


Figura 3.12 - Dimensiunea radială a dărei

Figura 3.13 - Parametrii energetici ai turbinei echivalente Δp_s și Δp_d (căderea de presiune statică și dinamică)

Datele considerate au fost cele corespunzătoare pentru un număr Reynolds de aproximativ $0,7 \cdot 10^5$.

La obstacole tridimensionale (sfera) valoarea critică a numărului Reynolds este în jur de $3 \cdot 10^5$, dar aceasta depinde de rugozități și de turbulența ambientală. Astfel simulările considerate în [3], [8] cu certitudine au avut și structuri de vârtejuri, ținând cont de valoarea numărului Reynolds.

Gradul de reacție simulat a fost $\bar{R} = 0,87$, deci un grad de reacție mai mare decât valorile uzuale ale acestuia la turbinele de vânt proiectate până în prezent. Acest lucru justifică și el ideea folosirii unei noi metode de proiectare a turbinelor de vânt cu grade de reacție mai mari, acest lucru fiind posibil și fără a avea influențe negative în dără asupra fenomenelor recuperative descrise în acest capitol.

3.2. Surse de documentare (simulări, turbine model, turbine reale)

Pentru compararea rezultatelor simulării în figura 3.14 s-au reprezentat rezultate sintetizate în [2], conform datelor din [3], [8], [20] pentru deficitul relativ de viteză în axa dărei.

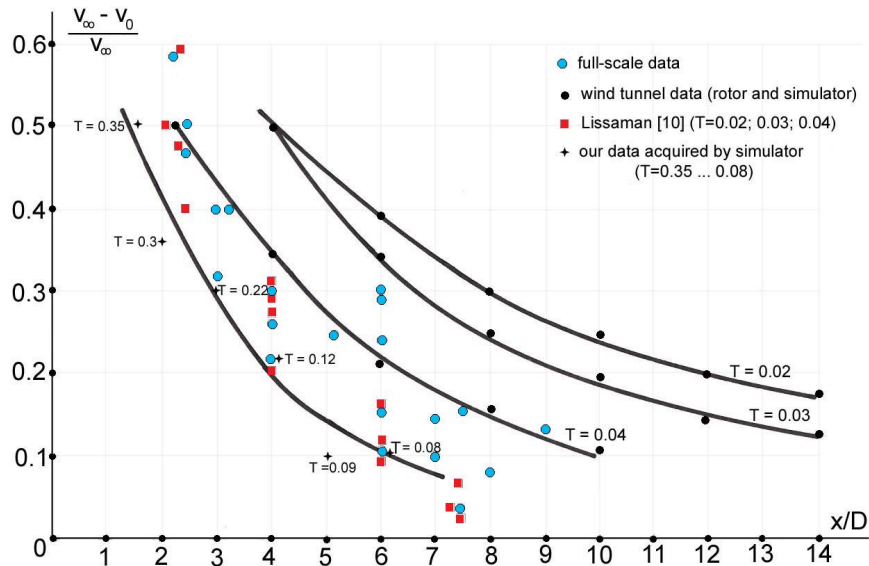


Figura 3.14 - Deficitul relativ de viteză în axa dârei

În figura 3.14 au fost afișate cu puncte distincte rezultatele de pe amplasamente [20], rezultatele din tunel (rotor și simulator) și rezultatele conform [3], [8].

O interpretare a acestor rezultate este că imediat aval de discul model, turbulența aparentă măsurată în [8], a fost de 0,35, ceea ce justifică prezența unor vorticități. Turbulența scade până la 0,08 (8%) la o distanță aval de 6 D. Pornind de la modelarea statică observăm că ea oferă informații care pot fi utile în demonstrarea faptului că opțiunea pentru grade de reacție mari ale turbinei nu generează fenomene deranjante în dâră. Acestea se corelează bine cu măsurătorile analizate din [20] corespunzătoare influenței dârei asupra turbinelor amplasate aval de alte turbine de vânt.

Ținând cont că în cadrul unei centrale eoliene dispunerea turbinelor este influențată de fenomenele produse în dâră, înseamnă că orice amănunt legat de dâră își va găsi influență și la funcționarea în ansamblu a centralei eoliene. De aceea prezint câteva aspecte preluate din literatura de specialitate legate de studiul dârelor în centrale eoliene.

În cazul centralelor eoliene fenomenul dârelor turbinelor eoliene este extrem de important. Centralele moderne de producere a energiei electrice cu ajutorul turbinelor eoliene cuprind un număr de turbine individuale aranjate pe un amplasament dat astfel încât să utilizeze energia disponibilă a vântului de pe acel amplasament. Această cerință pare să conducă la ideea amplasării unui număr cât mai mare de turbine pe locațiile cu cel mai puternic potențial de vânt. Totuși, o astfel de concentrare de turbine va provoca un efect de scut față de turbinele din vecinătate, astfel încât turbinele aflate în aval vor fi expuse unei viteze a vântului mai scăzute. Curentul în interiorul unei astfel de matrice este complex. În particular, în interiorul unei matrice, viteza vântului va fi redusă din cauza turbinei din amonte și curentul nu va mai fi distribuit spațial uniform.

În mod clar, proiectanții centralelor eoliene sunt în căutarea situației optime de valorificare a energiei vântului în care regiunile cu potențial energetic mare sunt exploatate fără să situeze în aceste amplasamente așa de multe unități dacă interferența dărelor le-ar priva de atingerea randamentului maxim [17]. În terenuri cu relieful complexe, sau pe crestele cu vânt puternic, sau în regiunile înalte, scade în mod semnificativ suprafața cu potențial energetic eolian în domeniul vitezelor mici de vânt, producând astfel deficite mai mari în dără [17].

Dacă se pune problema utilizării turbinelor de vânt pentru a realiza o contribuție semnificativă în producția de energie pe scară largă, este necesară organizarea lor în grupuri (matrici, rețele) cu dimensiuni capabile să facă utilizarea maximă a ariei cu un bun regim al vântului. În plus, intensitatea turbulentă va crește peste nivelul mediului ambiant prin creșterea vitezei tangențiale și turbulenței mecanice produsă în dără de rotoarele turbinelor. Acești factori vor afecta atât eficiența energiei extrase de matrice, cât și solicitarea la oboseală a turbinelor.

O bună înțelegere a fenomenelor legate de curent în interiorul unui grup de turbine de vânt este esențială pentru o proiectare eficientă pentru o funcționare de durată a centralei.

Pentru investigarea dărelor turbinelor de vânt, a performanțelor unei turbine într-o centrală, au fost utilizate mai multe tehnici diferite. S-au făcut modelări teoretice, studii în tunele aerodinamice și măsurători în teren. Aceste studii au contribuit mult la înțelegerea actuală a fenomenelor, fiind încă necesare date corecte din teren, la o scară reală pentru a întări concluziile obținute prin experimente la scară redusă și prin tehnicile de modelare teoretice.

În acest capitol al tezei descriu câteva rezultate importante, prezentate sintetizat, desprinse din rezultatele unor măsurători făcute pe diferite amplasamente, în care s-au urmărit înregistrarea deficitului de viteză și intensității turbulenței în variate condiții de operare a unei singure turbine sau a unei turbine lucrând în dăra altei turbine [20]. La aceste studii s-a urmărit structura dărei formate până la 7,5 diametre de rotor în aval. Majoritatea acestor rezultate au fost comparate atât cu măsurători anterioare făcute pe modele la scară redusă în tunele de vânt, cât și cu informații existente rezultate din măsurătorile de teren anterioare. Datele măsurate au fost comparate cu previziunile a trei modele numerice ale dărei, un model cinematic și două aproximații bazate pe metoda vârtejului vâscos.

Studiile în acest domeniu al dărelor și matricelor de turbine au fost în principal bazate pe structura dărelor individuale sau izolate și pe performanțele totale și eficiența grupurilor de turbine. Modelele teoretice de performanță ale matricii procedează cel mai frecvent la însumarea efectelor dărelor individuale și astfel se sprijină pe modelele de dăre individuale.

În orice poziție radială în această regiune componenta axială a vitezei este redusă sub valoarea vitezei curentului neperturbat cu o cantitate determinată de forța portantă elementară a secțiunii locale în paletă și va conține un termen periodic. Forța portantă a rotorului produce și un deficit de presiune. Momentul rotorului introduce o componentă tangențială a vitezei și de aceea curentul local ia o formă spirală. Pasul elicei este de obicei între 5 și 10°. În plus, vârtejurile rezultate din aspirarea vârtejului produs de fiecare paletă generează o structură de interacțiune, cu stratul de vârtej care se propagă în aval. În funcție de acestea vârtejurile periferice rezultate la extremitățile anvergurii paletei sunt în același fel deplasate spre lateral în aval de-a lungul acelorși traiectorii elicoidale. Turnul și nacela aduc în plus perturbații suplimentare în curent.

Ross [44], [20] a folosit tehnica anemometriei optice pentru a înregistra distribuția bimodală a vitezei în vecinătatea aval a unui model de rotor și variația ciclică a vitezei la periferia dârei din cauza vârtejurilor periferice. Ross a determinat circulația asociată cu aceste vârtejuri periferice.

Această structură complexă descrisă mai devreme nu persistă la mare distanță în aval de rotor, mai ales în cazurile în care este prezentă o turbulență ambientală, ea fiind distrusă de puternicul proces de amestecare care are loc în dâră. Alfredson [45], [20] și alții au observat rapida disipare a vârtejurilor periferice deja la o distanță de două sau trei diametre de rotor, iar Milborrow [46], [20] a indicat faptul că întreaga variație a vitezei în dâră datorată încărcării rotorului este în mod rapid redusă cu propagarea dârei în aval. Aproape toate teoriile evoluției dârei se concentrează asupra calculului distribuției vitezei axiale și intensității turbulenței generate în această regiune, alte aspecte fiind ignorate. Totuși unele aproximări rețin mai multe elemente complexe ale curentului, dar este nevoie să se facă pași importanți încă în această direcție.

Tratările teoretice ale structurii dârei pot fi împărțite în două mari categorii: modelele cinematice, care sunt în mod esențial empirice, și modelele care încearcă să rezolve unele aproximări la ecuațiile fizice ce guvernează procesul.

Primele dintre aproximările cinematice includ modelele folosite de TNO (MILLY și FARMS) [47]. Ele sunt din punct de vedere conceptual toate similare, diferind ipotezele făcute pentru a obține asemănarea cu rezultatele modelului la scară redusă. Se bazează pe lucrarea lui Lissaman și Bate [13], care urmărește parametrizarea fenomenului de amestecare în jet, dezvoltat de Abramovich [48]. Toate aceste aproximări presupun dezvoltarea în aval a dârei prin împărțirea în trei sau patru regiuni, în care diferitele procese de amestecare sunt considerate dominante.

- Astfel partea inițială a dârei este marcată de reducerea gradientului de presiune, introdus de procesul de extragere a energiei de către discul rotorului. Aceasta produce expansiunea dârei și totodată, în mod general, o reducere corespunzătoare a vitezei pe axa centrală la o mică distanță în aval. Această expansiune nevâscoasă este în mod normal completă la 1 sau 2 diametre distanță în aval de rotor și este în mod obișnuit considerată, pentru scopul modelării, ca fiind discontinuă în planul rotorului.

- Procesul dominant în următoarea zonă a dârei este apoi dezvoltarea unui strat de forfecare inelar în miezul central al dârei și în exterior, în curentul de aer (vârtejul aval de turbină). Aici rata de creștere a dârei este controlată de efectul combinat de turbulența ambientală și de turbulența generată de mașină și de amestecarea turbulentă introdusă de gradientul mare al vitezei radiale. Deficitul de viteză pe axa centrală este presupus a fi o constantă, în această regiune dominantă fiind presiunea.

- La sfârșitul regiunii apropiate de dâră (până la $2,5 \cdot D$), stratul tangențial inelar a penetrat întreaga secțiune transversală a dârei. În aval de acest punct, la începutul regiunii intermediare a dârei, profilul deficitului de viteză se presupune a lua o formă stabilă, care în mod uzual este reprezentată ori printr-o relație Gaussiană, ori printr-o relație polinomială.

- Procesul dominant în regiunea intermediară a dârei este amestecarea datorită turbulenței ambientale și turbulenței generate. Mai departe, în aval, gradientul vitezei radiale, responsabil pentru menținerea turbulenței tangențiale, se diminuează în mod progresiv și procesul de dispersie devine din ce în ce mai mult dominat de turbulența mediului ambiant.

- În dâra îndepărtată (peste $5 \cdot D$ aval, de la începutul zonei intermediare) turbulențele mediului ambiant devin singurul proces de amestecare cu o oarecare însemnătate și slăbește efectul de dâră. În această regiune creșterea în diametru a dărei este determinată numai de turbulența mediului. Deficitul de viteză pe axa centrală scade exponențial, cu un exponent aproximativ 1,25 și este tipic pentru această regiune de curent turbulent.

Modelele numerice mai sofisticate ale dezvoltării dărei au ca exemplu modelul CERL NWAKE [24]. Acest model folosește o aproximare turbulent vâscoasă. Acesta consideră un curent axial simetric de dâră, care este presupus a fi staționar și care caută o soluție pentru ecuația Navier-Stokes cuprinzând o aproximație a stratului subțire de turbulență tangențială. Este utilizată o metodă care folosește turbulența vâscoasă, reprezentată de o formă analitică simplă care include contribuția turbulenței mediului. Acest model ignoră termenii gradientului de presiune și nu este astfel aplicabil pentru regiunea din imediata vecinătate a formării dărei, de aceea soluția se cere să fie aplicată departe în aval, când termenii ignorați nu mai contribuie în mod decisiv la dezvoltarea curentului. Deoarece fluxurile de momente turbulente sunt și ele ignorate, deficitul de viteză pe axa centrală este pentru acest model de dâră, determinat de coeficientul de portanță al rotorului. Este astfel suficient să oferim o relație între coeficientul de portanță și deficitul de viteză pe axa centrală a rotorului, în câteva puncte din aval (de exemplu la $2 \cdot D$ în aval) pentru a începe rezolvarea ecuației. Pentru acest scop se folosește în mod normal o relație empirică. Această aproximare dă o procedură de calcul relativ simplă care este, totuși, restricționată la curenți uniformi și axial simetrici.

Crespo [25], [49] adoptă o aproximare mai riguroasă, care permite includerea efectelor de suprafață plană a terenului, rugozitatea suprafeței și stabilitatea atmosferică. Modelul folosește aproximația dată de ecuația Navier-Stokes pentru straturile marginale. Este utilizată o soluție de calcul în $k-\varepsilon$. Această aproximație produce un sistem de 7 ecuații diferențiale care pot fi rezolvate numeric pentru a determina cele trei componente ale vitezei, presiunea, diferența de temperatură, energia cinetică turbulentă (k) și rata disipării turbulente (ε). Anumite aproximații convenabile permit acestui sistem să fie redus la o schemă de 3 ecuații în $k-\varepsilon$ și viteză axială. Această aproximare a fost utilizată cu succes pentru a prezenta fenomene precum deplasarea în jos a liniei centrale a dărei din cauza interacțiunii cu suprafața plană a terenului, care nu sunt prevăzute de alte modele. Se observă că se cer în plus date inițiale de aproximare în aval de rotor pentru a putea aplica schema de calcul a soluției.

Singura metodă întâlnită care încearcă în mod direct să relaționeze dezvoltarea dărei cu aerodinamica rotorului și a nacelei este aceea a lui Zervos [20]. Acesta este un model dependent de timp și utilizează o metodă tridimensională a unui vârtej-particulă nestaționar care este guvernat de ecuația transportului turbionar și de legea Biot-Savart. Acesta nu necesită date empirice pentru a rezolva sistemul de calcul și este de asemenea capabil să analizeze dâra unei turbine imersate într-o dâră incidentă. Este totuși din punct de vedere al calculului computațional complex și nu este în mod curent capabil să includă nici un efect de amestecare datorat turbulenței ambientale.

În ceea ce privește **datele experimentale** există un mare volum de date experimentale despre dâră, marea majoritate a acestora se raportează la teste făcute în tunele de vânt pe rotoare mici sau simulatoare. De aceea orice analiză trebuie să fie în mod necesar foarte selectivă.

În continuare prezint câteva aspecte legate de măsurătorile făcute în tunele de vânt și cele la scară reală.

- **Măsurători în tunele de vânt**

Măsurătorile în tunelele de vânt sunt disponibile pentru dărele produse de rotoare model și simulatoare atât pentru curenți aproximați ca uniformi cât și în simulări ale stratului limită de tip atmosferic. Datele acoperă o gamă a intensităților turbulenței din mediul ambiant.

Majoritatea experimentelor în tunele aerodinamice s-au ocupat mai întâi de stabilirea eficienței poziționării rotoarelor și astfel au fost restrânse la o scară foarte redusă. Chiar și pentru măsurători pe dâra singulară este în mod obișnuit necesar să se folosească numai modele mici care operează la un număr Reynolds mult sub acela al turbinelor de vânt. Majoritatea experimentelor au folosit simulatoare statice constând dintr-o sită în formă de disc, înconjurată de un deflector care este destinat să producă turbulență similară tipului de vârtej introdus de un rotor. Unul dintre aceste simulatoare este cel întâlnit în literatură cu notația TNO [20] și anemometru cu palete folosit la CERL [20]. Structura detaliată a dărelor produse de rotoare și simulatoare diferă de la caz la caz. Aceste simulatoare au fost adesea considerate că oferă o reprezentare rezonabilă a dărei, în special în aval de rotor la distanță mică. Builtjes [20], [47] și Milborrow [20], [46] prezintă date care justifică această afirmație pentru distanțe în spatele rotorului de până la $3 \cdot D$. Totuși deficitele de viteză pe axa centrală ale presupuselor modele și simulatoare, pot diferi de cele reale în mod apreciabil în regiunea din imediata vecinătate a rotorului până la cca $3 \cdot D$ aval. Lucrarea lui Ainslie [24] indică faptul că deficitele de viteză pe axa centrală produse de simulatoare în regiunea din imediata vecinătate a formării dărei, sunt mai puțin dependente de intensitatea turbulenței mediului ambiant decât cele ale rotoarelor model.

Lucrarea inițială a lui Vermeulen [47] pe simulatoare tip „strecurătoare de ceai” (tea-strainers), poziționate într-o varietate de curenți turbulenți, arată că regiunea de formare a dărei, în interiorul căreia deficitul pe axa centrală rămâne aproximativ constant, se reduce în lungime cu creșterea intensității turbulenței. S-a observat că mai departe, în aval, deficitul pe axa centrală scade exponențial cu un exponent aproximativ egal cu $(-1,25)$ oferind un excedent de turbulență cu intensitatea crescută cu 6 - 10%. Pentru valori mai scăzute ale intensității turbulenței ambientale, turbulența mecanică generată de simulatorul însuși determină rata de reducere a dărei. În regiuni în care aceasta a fost semnificativă, scăderea exponențială cu un exponent de cca $(- 1,25)$ a fost încă observată, dar din moment ce turbulența generată se disipă, exponentul scăderii deficitului devine $(- 2/3)$. S-a mai observat că prezența unei suprafețe plane a influențat limitarea creșterii verticale a dărei. S-a sugerat de asemenea că reducerea creșterii verticale a dărei ca efect a suprafeței plane ar fi tentate să producă pierderi de viteze pe axa centrală mai mici, cu exponentul scăderii deficitului de $(- 1)$. Măsurătorile pe aceste simulatoare sugerează că dincolo de aproximativ $3 \cdot D$ în aval toate datele se înscriu pe o curbă în anumite condiții de reprezentare. Aceste date au fost folosite pentru a dezvolta și valida modelele dărei MILLY și FARMS folosite la TNO [20].

Măsurătorile pe dărele produse de simulatoarele CERL au produs date pentru coeficienții de portanță în intervalul 0,3 - 0,8. Și prin aceste măsurători s-au obținut concluzii în concordanță cu cele descrise anterior. Deficitele în dâra apropiată s-au găsit a fi în mod esențial determinate de coeficientul de portanță al rotorului. În regiunea îndepărtată a dărei această dependență devine progresiv mai puțin importantă, în mod particular pentru curenții mai turbulenți. Scăderea dărei în zona

îndepărtată se observă că este determinată în mod predominant de intensitatea turbulenței ambientale. S-a mai constatat că scăderea deficitului de viteză pe axa centrală este redusă și că centrul dărei este împins în jos sub înălțimea butucului rotorului împreună cu dâra, aceasta prezentând o asimetrie în plan vertical.

Măsurători în stratul limită cu o intensitate a turbulenței de 17% la înălțimea butucului indică faptul că o foarte ridicată intensitate a turbulenței locale de aproape 50%, s-a găsit pe axa centrală imediat în spatele simulatorului, aceasta scăzând în mod rapid la circa 25% la distanța de $6 \cdot D$ de rotor. Pe de altă parte viteza pe axa centrală prezintă un vârf la aproximativ $2 \cdot D$ înainte de scăderea lentă cu distanța în aval către nivelul de turbulență ambientală. Aceste date oferă bazele pentru validarea modelului vârețului vâscos- turbulent NWAKE [20].

Datele măsurătorilor de la modele de rotoare sunt insuficiente. Bultjes [20], [47] a examinat dâra în spatele unui rotor de 0,2 m diametru, cu ax vertical la o scară de 1:250 într-un curent uniform cu 3% turbulență. Scăderea deficitului de viteză pe axa centrală a fost găsită ca fiind în bună concordanță cu cea de la simulatorul TNO. Intensitatea turbulenței pe axa centrală s-a observat a fi aproximativ 30% la $3 \cdot D$ în aval și scăzând la cca 9% la $10 \cdot D$.

Un studiu complet al dărei, în spatele unui rotor cu două palete având diametrul de 0,36 m, al unei turbine cu axa orizontală, a fost făcut de Vermeulen [47], [20]. Datele au fost obținute pentru o varietate de curenți uniformi și straturi limită atmosferice simulate, cu intensitatea turbulenței între 1-7%. Rezultatele au fost comparate cu măsurătorile lui Boschloo [20] pe un model cu axă verticală. În majoritatea cazurilor s-a obținut o concordanță rezonabilă între cele două rotoare. Rata scăderii deficitului de viteză pe axa centrală s-a găsit ca fiind dependentă de coeficientul de portanță al rotorului numai în regiunea din vecinătatea formării dărei. Mai departe, în aval de această regiune, care pentru o turbulență redusă se extinde până la aproximativ $4 \cdot D$, deficitul pe axa centrală s-a observat să scadă conform relației $(x/D)^{-5/4}$. Variația vitezei în lungul axei centrale s-a găsit a fi destul de complexă, cu un vârf slab de minim și maxim fiind situat în majoritatea cazurilor între $2 \cdot D$ și $10 \cdot D$. Crescând coeficientul de portanță al rotorului se produce un vârf al vitezei, situat mai în față. Acesta este proporțional cu creșterea turbulenței stratului tangențial la periferia dărei. Mai departe în aval viteza turbulentă scade după legea $(x/D)^{-2/3}$ în toate cazurile.

Variația deficitului de viteză în secțiunea perpendiculară pe dâră s-a observat a fi de formă aproape Gaussiană la $9 \cdot D$ chiar și pentru curenți aproximați de turbulență joasă. În imediata vecinătate aval de rotor, totuși, profilele transversale arată anumite dovezi ale efectului anvergurii finite ale paletelor. Vârfuri ale intensității turbulenței au fost observate tot la periferia dărei în regiunea din imediata vecinătate a rotorului. Pe la $8 \cdot D$ aval acestea scad complet și turbulența este în mod esențial constantă pe toată secțiunea dărei, egală cu turbulența ambientală. Turbulențele generate de rotor arată anumite date despre periodicitatea la frecvența de trecere a paletei imediat în aval de rotor care a fost atribuită trecerii turbulenței, acestea diminuându-se în mod rapid cu distanța aval și dispărând până la $4 \cdot D$.

Măsurătorile pe modele de turbine cu ax orizontal, dar și vertical, pun în evidență prezența unei structuri de tip turbion care se dezintegrează rapid cu dezvoltarea dărei până la $4 \cdot D$ aval.

Experimentele ulterioare făcute pe acest model, într-o varietate largă de aproximări de curenți, au fost prezentate de Talmon [20]. Structura suportului de

rotor s-a observat că are un efect notabil în dezvoltarea părții de jos a dârei, dar fără perturbări semnificative ale curentului (care ar fi putut fi introduse de nacelă). Cu rotorul susținut la $1 \cdot D$ deasupra terenului, creșterea verticală a părții de jos a dârei a fost semnificativ redusă și locația maximă a deficitului de viteză s-a găsit că variază nesemnificativ către aval.

Alfredsson și alții [45] au studiat dâra produsă de un model având diametru de 0,25 m, cu axa rotorului orizontală, într-un curent turbulent generat de un grilaj și un strat limită atmosferic simulat. S-au găsit concordanțe rezonabile între deficitul prevăzute și măsurate [20]. Vârfuri ascuțite ale vitezei au fost observate la periferia dârei, descriind prezența de tip turbion. Acestea se diminuează în mod rapid cu creșterea distanței aval producând o intensitate a turbulenței aproape uniformă perpendicular pe dâră, dincolo de $8 \cdot D$. S-a utilizat o tehnică de vizualizare cu jet de fum pentru a examina structura de tip vârtej. Aceasta a ilustrat ruperea rapidă a vârtejurilor în mod special la nivele înalte ale turbulenței ambientale. Chiar și cu o intensitate turbulentă moderată a mediului ambiental de 7% nu s-a evidențiat nici o structură de vârtej dincolo de $2 \cdot D$ aval.

Milborrow și Ross [44], [46] au examinat dâra produsă de un rotor cu două palete, cu diametru de 0,66 m, cu axă orizontală, într-o gamă de intensitate a turbulenței ambientale de la 1% la 11%. Pentru intensitatea turbulenței mai mare de 1%, s-a observat un profil transversal de formă aproximativ Gaussiană, dincolo de $5 \cdot D$ aval.

- Măsurători la dimensiuni reale

Măsurători ale structurii dârei în condiții reale sunt foarte costisitoare și consumatoare de timp și există foarte puține studii cuprinzătoare. În plus aceste studii sunt subiectul unor incertitudini și sunt fără acuratețe fiind influențate de foarte mulți parametri dependenți de timp și spațiu. În particular, deficitul de viteză pe axa centrală măsurat în studiile de teren este mai puțin exact decât cel determinat în tunelele de vânt experimentale în condiții sensibil identice. Acesta este atribuit în mod frecvent fluctuațiilor direcției vântului la scară largă, care deplasează în mod aleatoriu dâra în spate și în față în timpul esențial cerut de măsurători. Aceste fluctuații la scară largă sunt în mod necesar absente în curenții obținuți în tunele de vânt.

Au fost făcute mai puține măsurători folosind stâlp fix, majoritatea utilizând tehnici de măsurare de la distanță, cum ar fi sondele Tala, sondele radio, „sodar și lidar”. Mai multe măsurători sunt limitate la regiunea din apropierea turbinei. În general, sunt mai puține datele despre turbulența în dâră.

Măsurătorile făcute de Högström și alții [20] cu sodar, extinse numai până la $4 \cdot D$, au arătat valori așteptate ale deficitelor de viteză în cazul turbulențelor mari, la începutul și sfârșitul dârei. Măsurătorile la dimensiuni reale cu sonda Tala permit determinarea deficitului de viteză pe axa centrală a dârei până la $10 \cdot D$ aval. Aceste date arată că deficitul de viteză pe axa centrală scade cu un exponent de aproximativ (-1,06), față de valoarea de (-1,25) sugerată de majoritatea experimentelor în tunelele de vânt. În plus, mărimea deficitelor măsurate pe axa centrală a fost cu 40% mai mică decât cele raportate de Vermeulen [47], când efectele de mediu asupra dârei au fost luate în calcul. Turbulența suplimentară suferă o scădere cu exponentul (- 0,5), dar a fost în mod semnificativ de două ori mai mare decât valoarea determinată în experimentele din tunele.

Connell și George [20] au folosit o matrice plan verticală și anemometre pentru a examina dâra la $2 \cdot D$ în spatele mașinii MOD-0A. Ei au determinat astfel variația verticală și perpendiculară pe curent a deficitului de viteză punând în

evidență existența vârtejului. Desfășurarea pe orizontală a dărei s-a observat a fi mai mare decât pe direcția verticală indicând influența solului. Componentele vitezei au prezentat vârfuli largi la periferia dărei și mai largi la începutul dărei decât la sfârșit, și o ușoară asimetrie a vârfulilor.

Măsurătorile făcute pe turbine MOD-0A de Lieblein și alții [20] au folosit pentru măsurarea vitezei LASER-ul Doppler. Ei au constatat că dâra se disipă până la $10 \cdot D$ aval în condiții de turbulență joasă. În condiții de turbulență cu nivele mai înalte, rata disipației este în mod semnificativ mai mare.

Un volum important de date s-au obținut de la turbinele 3 MOD-2 la turbinele Goodnoe Hills, folosind o varietate de tehnici.

Baker și Walker [20] au folosit sonde anemometrice portabile pentru a măsura distribuția deficitului de viteză perpendicular pe curent și intensitatea turbulenței la înălțimea butucului rotorului într-o varietate a condițiilor de operare. Un număr limitat de profile ale deficitelor de viteză perpendiculare pe curent s-au obținut de asemenea în imediata vecinătate a dărei. Datele au fost clasificate în concordanță cu intensitatea turbulenței mediului ambiental, după cum au fost măsurate cu deviația standard a direcției vântului (σ_θ). Pentru turbulențe scăzute ($\sigma_\theta < 2,5^\circ$) s-a observat un deficit de viteză semnificativ de 0,16 la $9 \cdot D$ și un deficit măsurabil era de așteptat să se găsească până la $12 \cdot D$. La nivele de turbulență mai mari ($\sigma_\theta > 6,5^\circ$) nu s-a mai găsit dâra propriu-zisă la $9 \cdot D$. În regiunea din vecinătatea dărei, profilele deficitelor de viteză perpendiculare pe curent sunt în mod esențial independente de intensitatea turbulenței, dar mai departe în aval s-a observat că dâra se extinde cu creșterea turbulenței. În condiții stabile s-au obținut corespondențe rezonabile între deficitelor de viteză măsurate de sonde și cele deduse de la anemometrele montate în turn.

Caracteristicile măsurate ale dărei au fost comparate cu predicțiile modelului cinematic de dâră a lui Lissaman [27]. Concluziile au fost că în condiții de turbulență joasă s-au găsit corespondențe potrivite. În cazul turbulențelor medii și înalte modelul a subestimat deficitelor observate, mai ales în regiunea îndepărtată a dărei. Astfel un model fenomenologic simplificat s-a dovedit a fi de succes în prezicerea comportamentului măsurat pentru toate intensitățile de turbulență ambientală.

Nivelele de turbulență pe axa centrală au fost de două ori mai mari decât cele măsurate în afara dărei. Pentru nivelele scăzute de turbulență maximul intensității turbulenței pe axa centrală a dărei s-a găsit la $5 \cdot D$ aval de rotor. În condiții de înaltă turbulență ambientală, vârfulurile intensității turbulenței s-au găsit poziționate la aproximativ $3 \cdot D$.

Și alte măsurători făcute, de exemplu cele de la Orkneys pe două turbine [20], au pus în evidență cu ajutorul anemometrelor fixate de piloni până la $9 \cdot D$ aval de fiecare turbină, că deficitul de viteză măsurat este mai mic decât cel obținut în tunele de vânt și au stabilit că rezultatele depind clar de topografia complexă a locului.

Lissaman [27], [17] afirmă că, în prezent, la stabilirea amplasării turbinelor într-o centrală eoliană se consideră normal acceptarea unui deficit de viteză de 5% la o distanță aval de cinci diametre. Este rațional ca această graniță să fie acceptată pentru viteza medie din dâra îndepărtată. La măsurătorile de simulare la care m-am referit mai sus, acest deficit a fost în jur de 10-14% în axa dărei și cca 2-3% la valoarea vitezei medii.

Lissaman și Zalay (1982) [17] au considerat un exemplu ipotetic folosind o matrice de 6×6 turbine, adică format din 36 de turbine aranjate într-o rețea

dreptunghiulară cu distanța de 10 diametre între ele în direcția vântului dominant și la diferite distanțe perpendicular pe direcția vântului (figura 3.15). Spațierea este în funcție de locație. Într-o centrală eoliană, distanța dintre două turbine pe o direcție perpendiculară pe direcția vântului este mai mică decât distanța dintre alte două turbine pe direcția vântului. Cei doi autori au arătat că pentru o centrală eoliană pierderile înregistrate din cauza matricei de interferență poate fi un factor semnificativ în eficiența centralei.

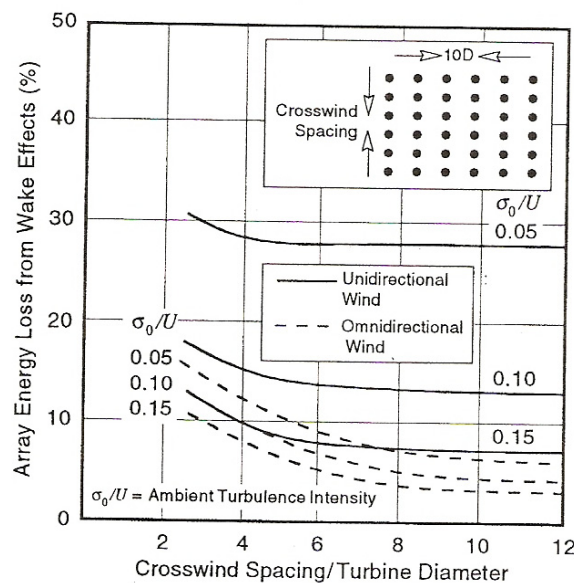


Figura 3.15 - Modelul de centrală eoliană a lui Lisaman și Zalay

Un parametru important în stabilirea efectelor din dâră îl constituie intensitatea turbulenței ambientale, σ_0/U . Pierderea de energie în dâră în funcție de variația acestui parametru, în cazul matricii considerate, este arătată în figura 3.15 pentru două regimuri de vânt: toate vânturile din direcția dominantă, și de fluxul de vânt distribuite în mod egal în toate direcțiile. Din figură rezultă că pentru o valoare $\sigma_0/U=0,15$ și la o distanță de $3 \cdot D$ pierderea dată de dâră este de 10-12% pentru această matrice ideală. În urma studiilor făcute de cei doi în California, se precizează că în centrale eoliene de obicei pierderile sunt de 10%, dar pot varia de la 2% la 30%, în funcție de teren, numărul turbinelor amplasate în centrală și de turbulența vântului.

Un alt factor introdus de matricea în care sunt plasate turbinele este turbulența generată de turbină și de stratul limită dintre dâră și curentul liber (Kelley, 1989) [2], [17]. Acest factor poate afecta funcționarea turbinei prin creșterea ratei efectelor structurii, din cauza oboselii. Această turbulență poate fi la fel de semnificativă ca și intensitatea turbulenței ambientale, deși este mai mică ca valoare. Turbulența ambientală este în mod normal $1,12 \cdot U$. Turbulența generată de turbină în interiorul primelor câtorva diametre la distanță aval de turbină este în mod normal $0,08 \cdot U$ [17].

Factorii dominanți ai interferenței dărei sunt: distanța dintre turbine în cadrul matricii în care au fost așezate turbinele (de obicei definită în funcție de

diametrele turbinelor, în mod normal între $6 \cdot D$ și $12 \cdot D$), puterea extrasă din fluxul de vânt de către o turbină, precum și de turbulența ambientală, cât și cea generată de turbină [17].

Datorită turbulenței crește diametrul dărei, iar o anumită turbină afectează mai multe turbine dispuse în spatele ei. Astfel, turbulența face ca pierderea de energie să se propage pe o zonă mai largă. După cum este prezentat în figura 3.15, datorită ansamblului de turbine din matricea considerată se obține micșorarea pierderilor de energie în matrice, în general scad cu creșterea gradului de turbulență, indicând faptul că efectul unei pozitive reenergizări este important. În același timp oboseala crește cu creșterea gradului de turbulență [17].

Cercetări ale lui Kelley (1994) au arătat că stabilitatea atmosferică poate fi un parametru major în determinarea mărimii și structurii dărei. Stabilitatea atmosferică controlează mărimea vârtejurilor în interiorul vântului și difuzarea de turbulențe în dără.

Descrierea prezentată până acum a efectelor de interferență a dărelor indică faptul că alegerea unui anumit număr de turbine eoliene pentru o centrală, precum și amplasarea geometrică a acestora, sunt în esență o consecință a acestei interferențe la nivelul global al unei centrale și trebuie luate în considerare ca detalii de proiectare a turbinei. De asemenea, se mai poate spune că principalele efecte ale dărei vor continua să fie subiectul unor studii și cercetări și în următorii ani, plecând de la analiza datelor culese din centralele existente, interesul fiind de a pune în evidență influența dărei până la 10 sau mai multe diametre în spatele unei turbine.

3.3. Concluzii privind influențe ale dărei asupra modelului CCAE

3.3.1. Evaluări calitative și cantitative

Evaluări calitative

Dintre „părinții” studiilor de modele care descriu matematic dăra formată în spatele turbinei, putem să îi amintim pe Templin (1974), Craaford (1975). Abordările lor oferă o vedere de ansamblu interesantă pentru rezultatele globale, dar acestea nu sunt suficient de corecte [17].

În prezent se cunosc trei tipuri generale de modele ale dărei, care au fost descrise în detaliu de către Luken și Vermeuler (1986) [17].

Aceste trei modele de evaluare a dărei [2], [17] sunt:

- **modelul cinematic al lui Lissaman** („a Lissaman-type kinematic code”) [27], [23];
- **modelul vârtejului vâscos** („an eddy viscosity model”) [24];
- **modelul vârtejului vâscos varianta a doua** („an eddy viscosity code based on the above model”) [25], bazat pe modelul anterior.

Rezultatele acestora au fost analizate critic prin măsurătorile sistematice de la NIBE [20]. Acestea sunt completate prin numeroase măsurători în tunel inclusiv teste de simulare [3], [8].

Primul model este de tip semi-empiric (Lissaman și Bate 1976).

Cel de-al doilea tip de model (Ainslie 1985) utilizează ecuațiile Navier-Stokes.

În cele din urmă, al treilea model este introdus de Crespo și alții (1985) și este un model avansat care ia în considerare și stabilitatea atmosferică. În timp ce acest model este mai complet, deci mai valoros pentru modelare, este prea complicat pentru proiectare. Diverse aproximații sunt necesare în toate cele trei tipuri de modele pentru a reduce numărul mare de variabile și a ușura volumul de calcul.

Sintezele calitative și cantitative prezentate aici urmăresc completarea modelului turbinei, susținând că turbinele cu grad de reacție mare nu generează fenomene deranjante în dără [2].

Simplificăm modelul dărei la două componente:

- **dăra apropiată** („near wake region”);
- **dăra îndepărtată** („far wake region”).

Prima regiune a dărei numită „**near wake**” este situată imediat aval de turbină și este caracterizată de o puternică influență a turbinei manifestată prin deficit al presiunii statice, deficit al vitezei axiale, vârtejul aval al turbinei și un grad mare al turbulenței prin componentele cauzate de turbină și stratul limită dintre curentul liber și dără, care se adaugă la turbulența ambientală. Dăra apropiată are zone de vârtejuri periodice care depind de numerele Reynolds asociate componentelor structurii geometrice a turbinei. Se recuperează deficitul de presiune prin relaxare. În această regiune se degradează vârtejurile periodice în turbulență, se formează o zonă relativ uniformă a deficitului de viteză axială, se disipă energia cinetică aferentă vârtejurii centrale.

În a **doua regiune**, denumită și „**far wake**”, deficitul de presiune este total recuperat, turbulența se apropie de cea ambientală, are loc o difuzie turbulentă prin care se recuperează deficitul vitezei axiale.

Evaluări cantitative

Dăra apropiată ("near wake")

În dăra apropiată prezintă interes evoluția deficitului vitezei axiale, a presiunii statice, a vârtejurii centrale și a turbulenței, precum și extinderea radială și axială a acestei zone de dără.

În secțiunea imediat aval de turbină aceste mărimi sunt impuse de construcția turbinei; problema este dezvoltată în lucrările [8], [26], [27], [83]. Acestea depind de gradul de reacție al turbinei.

Deficitul vitezei axiale poate fi evaluat în funcție de coeficientul forței axiale al turbinei (C_{Fa})

$$Def v_{ax} = \frac{v_1 - v_{3ax}}{v_1} \quad (3.3)$$

$$Def v_{ax} = \frac{m - 1}{m} \quad (3.4)$$

$$m = (1 - C_{Fa})^{-\frac{1}{2}} \quad (3.5)$$

Deficitul presiunii statice este definit astfel:

$$Def p = \frac{p_1 - p_3}{\rho \cdot \frac{v_1^2}{2} \cdot A_T} \quad (3.6)$$

și poate fi exprimat în funcție de gradul de reacție astfel:

$$Def p = 2 \cdot \bar{R} \cdot \lambda_r^2 \cdot k_t \quad (3.7)$$

unde k_t este coeficientul vitezei tangențiale definit conform lui (2.39) astfel:

$$k_t = \frac{v_{3t}}{u} = \frac{\Delta v_{u13}}{u} \quad (3.8)$$

și poate fi și el exprimat în funcție de gradul de reacție:

$$k_t = -(1 - \bar{R}) + \left[(1 - \bar{R})^2 + \frac{1 - k_{v3}^2}{\lambda_r^2} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3.9)$$

Turbulența este mărită față de cea ambientală prin aportul stratului limită între curentul liber și dâră, respectiv al turbinei. Valoarea ei relativă se apropie de 0,5. Modelul Lissaman consideră o viteză axială în secțiunea (3) uniformă, fapt contestat de măsurătorile de la NIBE [20]. Acest detaliu este important în proiectarea turbinei și cere cercetări de clarificare.

Extinderea axială a dărei apropiate este cca $2,5 \cdot D_T$

$$\left(\frac{x_N}{D_T} \cong 2,5 \right); \quad (3.10)$$

(unde D_T este diametrul turbinei)

Modelul Lissaman duce la valori ceva mai mari decât cele constatate în [20] și în măsurători în tunel. Metodele de evaluare utilizate în prezent sunt empirice. Valorile mari ale turbulenței reduc această extindere.

Extinderea radială a dărei se evaluează la:

$$\frac{D_N}{D_T} = \left(\frac{m+1}{m} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (3.11)$$

Evoluția deficitului de viteză axială se urmărește de regulă prin evoluția valorii în axa dărei. În dâra apropiată se consideră că această valoare nu variază semnificativ, concluzie care provine din dificultatea măsurătorilor în această zonă.

Evoluția deficitului de presiune statică se corelează cu evoluția vârtejului central pe baza echilibrului radial în vârtej. Se consideră că vârtejul se disipă în zona dărei apropiate și relaxarea presiunii se încheie în această zonă.

Dâra îndepărtată ("far wake")

Deficitul vitezei axiale în axa dărei se reduce invers proporțional cu distanța.

Exponentul (a) are valori de 1,25 la începutul zonei ajungând la 0,66 spre sfârșitul ei.

$$\left(\frac{Def v_{ax0x}}{Def v_{ax02,5}} = \left(\frac{x}{2,5} \right)^{-a}, \quad x \geq 2,5 \right) \quad (3.12)$$

Profilul transversal al vitezei se apropie de distribuția Gaussiană.

Turbulența în dâra îndepărtată scade până la valoarea ambientală.

3.4. Concluziile capitolului 3

Sinteza documentării privind fenomenele din dâra turbinei a fost expusă detaliat pentru a prezenta ansamblul unei complexități deosebite. Rezultatele se

referă la măsurători pe amplasamentele unor turbine de dimensiuni mari, la măsurători în tunel aerodinamic pe turbine model la scară redusă și rezultate ale unor simulări statice în tunel. Alături de datele experimentale au fost prezentate sintetic și modelări teoretice și semiempirice. Prezentarea uneori depășește cerințele stricte ale tezei, dar în această formă a ansamblului oferă puncte de plecare pentru eventuale viitoare doctorate, mai ales în domeniul rețelelor de agregate ale centralelor aeroelectrice. Utilitatea documentării pentru susținerea noului model CCAE a valorificării energiei vântului constă în următoarele concluzii principale:

- Curgerea aval de turbină este puternic turbulentă. Gradul de turbulență generat de paletajul turbinei ajunge la valori foarte mari până în domeniul 50%. Trenurile de vârtej generate de capătul liber al paletei se degradează rapid în turbulență. Gradul mare de turbulență se diminuează relativ rapid în dâra până la valorile ambientale. La distanță aval de circa 5-6 diametre influența turbinei poate fi considerată neglijabilă pentru calcule inginerești. Această zonă cu turbulență mare realizează un schimb energetic intens cu curentul lateral prin fenomene de difuzie. Pentru un tub de curent asociat turbinei nu pot fi utilizate relații de continuitate și de conservare a energiei. Modelările eficiente ale acestor zone cer metode statistice. Distribuțiile parametrilor cinematici în dâra îndepărtată de tip Gauss susțin această orientare.
- Fenomenele recuperative în dâra apropiată conțin și mecanisme legate de compresibilitatea aerului. Deficitul de presiune generat de rețeaua de palete se compensează prin comprimarea dărei de către masa de aer care înconjoară zona turbinei. Presiunea se compensează complet la o distanță aval de câteva diametre. Față de alte fenomene din mecanica fluidelor la care neglijarea compresibilității (ipoteza fluidului incompresibil) duce la modele de calcul eficiente în inginerie, în cazul acestor fenomene din dâra turbinei de vânt neglijarea compresibilității fluidului nu poate fi acceptată.

În regiunea îndepărtată a dărei deficitul de presiune este total recuperat prin comprimarea de către mediul fluid înconjurător, deficitul vitezei axiale se recuperează prin difuzie turbulentă, iar turbulența se apropie de cea ambientală. Aceste mecanisme au loc cu certitudine. **În consecință răspunsul la întrebarea privind aplicabilitatea modelului nou pentru evaluarea energiei valorificabile de turbina de vânt este că fenomenele din dâra turbinei nu motivează nicio restricție pentru aceasta.**

Întregul domeniu al turbinelor de vânt corespunde unei mișcări turbulente cu numere Reynolds mari. Scara dimensiunilor (diametre între 1 m și peste 100 m) modifică numerele Reynolds cu două ordine de mărime. Vâscozitatea cinematică a aerului față de cea a apei, este cu un ordin de mărime mai mare. Astfel turbinele eoliene mici funcționează la numere Reynolds foarte diferite de cele ale turbinelor mari sau față de situațiile cunoscute ale turbinelor hidraulice.

Documentarea urmărește identificarea fenomenelor care sunt importante pentru ingineria turbinelor de vânt moderne. Obiectivul tehnico-economic principal pentru turbină este cel energetic, alături de acesta fiind importantă și minimizarea poluării sonore. Experiența tehnică și științifică acumulată în domeniu a dus la structuri certe: fără rețele satorice, anverguri finite ale paletei și desimi optime în cazul rețelelor de agregate ale centralelor aeroelectrice. Cu toate certitudinile existente, în analiza comparativă a diferitelor ordine de mărime ale puterilor instalate apar aspecte specifice scărilor geometrice. Comisia Electrotehnică Internațională (CEI) a găsit necesară elaborarea unui document normativ specific turbinelor mici (CEI/SEC 61400-2/2006 „Aerogenerateurs Partie 2 – Exigences en matiere de

conception des petits aerogenerateurs”, „Wind turbines – Part 2 – Design requirements for small wind turbines”.

Documentarea privind fenomenele din dâra turbinei permite o reluare a comparației între cele două modele analizate în Capitolul 2 al tezei.

Modelul clasic legat de numele unor personalități în domeniul mecanicii fluidelor (Rankin-1865, Froude-1889, Glauert-1926, Prandtl-1924, Betz-1926) este un model mult simplificat construit pentru fluid ideal cu neglijarea interacțiunii cu mediul înconjurător și neglijarea dărei generate de dispozitivul care valorifică o parte din energia cinetică. Modelul Betz presupune că acest dispozitiv (în particular turbină) este capabil să reducă viteza axială a curentului până la un optim de 1/3 din valoarea neperturbată. Modelul neglijează și componentele tangențiale ale vitezelor. Modelul este foarte îndepărtat de fenomenul fizic, având doar valoare istorică. Pe baza lui în proiectarea modernă a turbinelor de vânt se reține doar că există o limită de valorificare de cca 60% din energia cinetică a vântului.

Noul model elaborat în UPT asociază un volum de control vecinătății stricte a turbinei. Principalul mecanism de extragere a energiei este reducerea de către rețeaua de profile aerodinamice a presiunii statice. Viteza axială este redusă de turbină puțin semnificativ. Prin introducerea în relații a gradului de reacție, de fapt, se reglează acest salt al presiunii statice. Eficiența turbinei poate fi crescută prin mărirea gradului de reacție al turbinei. Astfel modelul devine un instrument tehnic ingineresc asamblat în celelalte sisteme raționale de proiectare a turbinelor. Modelul se assemblează rațional cu fenomenele recuperative din dâra turbinei. Prin mărirea gradului de reacție al turbinei de vânt apare mai clar înrudirea cu turbinele hidraulice axiale și bulb. Neîntubarea și renunțarea la tubul de aspirație, precum și renunțarea la stator nu sunt consecințe ale aerodinamicii ci ale eficienței economice prin evitarea unor structuri statice mari, scumpe. Dezavantajele rezultate din aceste simplificări ale ansamblului sunt diminuate prin rapidități mari ale turbinelor de vânt. Mărirea gradului de reacție are și implicații negative care cer tratarea cu precauție în algoritmele de calcul ingineresc. Aceasta influențează triunghiurile de viteze, majorând componentele tangențiale ale vitezelor cu implicații asupra geometriei profilelor (săgeți mai mari).

Deficitul vitezei axiale în dâra apropiată devine un parametru mai puțin important, în schimb disipația în dâră a vârtejului central generat de vitezele tangențiale în absența poststatorului crește.

Astfel noul model CCAE oferă căi de mărirea a eficienței turbinelor de vânt în general și diversificarea construcției lor prin raționamente mai complexe care implică dimensiuni, numere Reynolds, scări geometrice, familii de profile aerodinamice, randamente aerodinamice ale turbinei, soliditatea turbinei, rapiditatea, anvergura relativă, zgomotul turbinei și alți parametri.

În teză se analizează din acești parametri complementari tratarea capătului liber al paletei. Prin asamblarea metodologiei de proiectare folosind noul model și alte opțiuni de construcție se studiază o aplicație pentru o turbină de 3,5 kW pentru proiectul MARGA (contractul MAV A 3416/21-036/2007 cu titlul: „DESERVIREA ENERGETICĂ A UNEI COMUNITĂȚI LOCALE UTILIZÂND CURENȚII DE AER”) [63].

Aceste fenomene analizate în corelație cu cele din rețeaua de palete a turbinei permit următoarele concluzii privind modelele fizice pentru ansamblul „turbina-dâră”.

Scopul documentării largi privind fenomenele complicate din dâra turbinelor de vânt este susținerea unui model nou promovat de Centrul de Cercetare pentru Aeroenergetică din UPT pentru evaluarea energiei valorificabile din vânt cu ajutorul

turbinelor eoliene [1], [6], [7], [10], [39], [55]. Diversificările posibile de realizat pentru identificarea căilor de mărire a coeficientului de putere al turbinei prin modificări ale gradului de reacție al turbinei, duc la modificări ale parametrilor din dâra apropiată (mărirea deficitului de presiune statică alături de cel al vitezei axiale și componentele tangențiale ale vitezelor). Prin documentarea privind fenomenele din dâră răspundem la întrebarea mai veche [2], [39] dacă acestea nu îngreșesc aplicabilitatea noului model.

Trei lucrări din cele analizate în teză au caracter de sinteză:

- ❖ G.J. Taylor "*Wake Measurements on the Nibe Wind Turbines in Denmark*", 1990

Instituții implicate:

- National Power Technology and Environment Centre
- RISO National Laboratory Denmark
- MT-TNO, Netherlands
- DEFU, Denmark
- Electricity Supply Board, Eire

Au fost citate în lucrare 75 de referințe din anii 1963-1988.

- ❖ L.J. Vermeer, J. N. Sorensen, A. Crespo "*Wind turbine wake aerodynamics*"- Progress in Aerospace Sciences 39(2003)

Instituții implicate:

- Delft University of Technology Netherlands
- Technical University of Denmark
- Universidad Politecnica de Madrid

Au fost citate un număr impresionant de 269 referințe din anii 1915-2003.

- ❖ D.A. Spera (editor) "Wind Turbine Technology" (1994)
Cap. 5 R.E. Wilson "Aerodynamic Behavior of Wind Turbines"

Au fost citate 72 de referințe din anii 1865-1993.

- Cap. 6 P.B.S. Lissaman "Wind Turbine Airfoils and Rotor Wakes"
University of Southern California

Au fost citate 31 de referințe din anii 1975-1993.

Amintim ca exemplu în acest sens că cercetarea dârelor turbinelor de vânt este în atenția mai ales a universităților de peste cincizeci de ani și nu putem considera încheiat acest domeniu.

Metodologia cercetărilor este diversă: măsurători pe amplasamente ale turbinelor de puteri mari, măsurători controlate în tunele aerodinamice mari, cercetări în tunele mai modeste cu modele de turbine sau simulări de dâre, modele de calcul pentru **dâra apropiată (Near wake)** și pentru **dâra îndepărtată (Far wake)**, vizualizări cu diferite tehnici pentru observații calitative. Experimentările se afișează cu tot mai perfecte și mai scumpe aparaturi pentru viteze, presiuni și turbulență.

În prezentarea de sinteză din 2003 sunt citate 18 programe universitare în perioada 1978-2005. Toate cele 18 programe s-au desfășurat în tunele aerodinamice. Sintezele citate au mai mult caracter istoric și de inventar, au mai puțin caracter de asamblare critică. Se constată că multe fenomene nu sunt încă pe deplin înțelese sau cuantificate. Complică fenomenul de curgere faptul că turbina este plasată în stratul limită terestru, că datorită încălzirii apar și componente verticale ale vitezelor. Anvergura finită a paletelor generează trenuri de vârtejuri (mișcări tridimensionale). Mișcarea straturilor de aer pe paletă se abat de la ipoteza bidimensională.

Se menționează că necesitatea înțelegerii fenomenelor fizice în cercetarea energiei eoliene apare o tendință de abordare mai fundamentală. Se citează un

program bazat pe experimente controlate în tunele „înapoi la fundamente BACK TO BASICS”.

Interesul modern pentru valorificarea energiei vântului începând cu anii 1980 a dus la realizarea cu eficiență economică și tehnică ridicată a mii de agregate aeroelectrice, dar și cele mai mari mașini rotative de pe pământ (având diametrul de 110 m și puterea de 5 MW). Paletele acestora sunt realizate apelând la cercetări de aerodinamică vechi (Lancaster-1915, Glauert-1926, Prandtl-1924, Betz-1926), metode extinse prin multe norme și „reguli de inginerie” care constituie încă baza pentru toate tipurile de rotoare proiectate. L. Vermeer de la Delft University în 2003 citează cu speranță recente raportări de prime rezultate ale unor calcule pe baza relațiilor Navier-Stokes pentru cele mai simple moduri de funcționare a turbinei eoliene.

Sintezele citate din anii 1990-2003 privind dărele turbinelor conțin și capitole destinate metodelor de modelări de tip „inginerie”. Pe baza acestora am selectat următoarele fenomene din dâră care justifică concluzia că modelul propus pentru turbina de vânt de către CCAE din UPT poate fi susținut fără restricții cauzate de fenomenele:

STRUCTURA DĂRELOR
TURBULENȚA ȘI DIFUZIA TURBULENȚĂ
VÂRTEJUL DE CAPĂT
DEFICITUL DE VITEZĂ AXIALĂ
DEFICITUL DE PRESIUNE STATICĂ
VÂRTEJUL CENTRAL

INFLUENȚA NUMERELOR REYNOLDS

BILANȚUL DE PUTERE ÎN DÂRA ÎNECATĂ

Vârtejul de capăt cauzat de anvergura finită a paletelor generează un tren de vârtejuri care datorită turbulenței se degradează rapid.

Deficitul de viteză axială provocat de turbină se recuperează la distanță aval de câteva diametre, accelerare produsă tot prin influența câmpului lateral.

Deficitul de presiune statică provocat de rețeaua de palete se recuperează la distanță aval de câteva diametre prin comprimarea dărei de către câmpul lateral. Fenomenul este puțin tratat în literatura consultată.

Vârtejul central din dâră generat de turbină ca urmare a absenței unui paletaj statoric este frânat de câmpul lateral prin frecare. La distanță aval de câteva diametre componentele tangențiale ale vitezei sunt anulate.

Numele Reynolds influențează atât în turbină cât și în dâră tranzițiile curgerii cu vârtejuri și desprinderi de strat limită în turbulență. Acestea explică unele diferențe între turbinele mari și cele mici, respectiv modelările în tunel aerodinamic.

Bilanțul de putere în ansamblul turbină-dâră trebuie să primească o importanță primară în construirea de modele pentru acest ansamblu: turbina extrage o putere din câmpul vântului, dâră recuperează această putere pe o distanță aval de 5-6 diametre. Această distanță de recuperare ca valoare tolerabilă este importantă în optimizarea rețelei de agregate în cadrul unei ferme de turbine eoliene.

4. FENOMENE LA CAPĂTUL LIBER AL PALETEI

Fenomenele la capătul liber al paletei fac parte din problematica turbinelor neîntubate. Este necesară o evaluare a influenței anvergurii finite a paletei față de datele profilelor în condițiile aripii plane și a anvergurii infinite oferită în cataloage de profile. La această problemă se adaugă posibilitatea ameliorării acestor influențe negative (scăderea portanței și creșterea rezistenței) prin tratarea specială a capătului de paletă. Capătul paletei influențează alături de viteza periferică și zgomotul aerodinamic.

În cazul turbinelor mari prin rapiditățile mari și structuri rezistente (fibre de carbon) care permit viteze periferice mari pot fi asigurate anverguri relative mari. Astfel permit reducerea influențelor anvergurii finite.

Pentru turbinele mici aceste influențe devin mai importante prin opțiunea pentru rapidități mai mici, solidități mai mari, viteze periferice mai mici și cerințe de reducere a poluării sonore. Astfel tratarea capătului liber al paletei este mai importantă la turbinele mici.

4.1. Influența anvergurii finite

Capătul aripii fiind liber, cazul anvergurii finite, are influențe negative asupra performanțelor profilelor aerodinamice comparativ cu performanțele profilelor din cataloage întocmite de regulă pentru anvergură infinită. Fenomenele la capătul liber al paletei prin mișcările secundare generate (figura 4.1) alterează coeficienții de portanță și măresc coeficienții de rezistență aerodinamică. Astfel se reduce finețea paletei.

4.1.1. Modelul Prandtl

În manualele de turbomașini [15], [11] pentru paleta unei mașini neîntubate se citează rezultate ale teoriei lui Prandtl privind aripa de anvergură finită. Modelul lui Prandtl în condițiile fluidului ideal asociază aripii plane un sistem de vârtejuri care generează o viteză indusă care modifică viteza la infinit a aripii și astfel și incidența. Modelul răspunde la întrebarea cu cât trebuie corectată incidența pentru ca în condițiile anvergurii finite să fie realizată aceeași portanță cu cea a aripii de anvergură infinită. Modelul admite o distribuție a circulației vârtejurilor în lungul anvergurii și prin integrare se ajunge la corecția incidenței. Prin iterații pentru corecția distribuției de vârtejuri se obține convergența rezultatului. Corecția de incidență are valoare eficientă pentru ansamblul aripii plane, nu pentru valori locale. Trefftz folosește pentru integrarea relației lui Prandtl un șir Fourier pentru distribuția vârtejurilor care permite o rezolvare mai simplă.

În prima parte a capitoului au fost prezentate rezultatele pentru aplicarea acestui model cu mici modificări față de soluția clasică, în cazul turbinei de vânt

neîntubată acceptând extrapolarea pentru o paletă neplană, torsionată, în mișcare relativă și cu viteze relative și de transport diferite în funcție de rază.

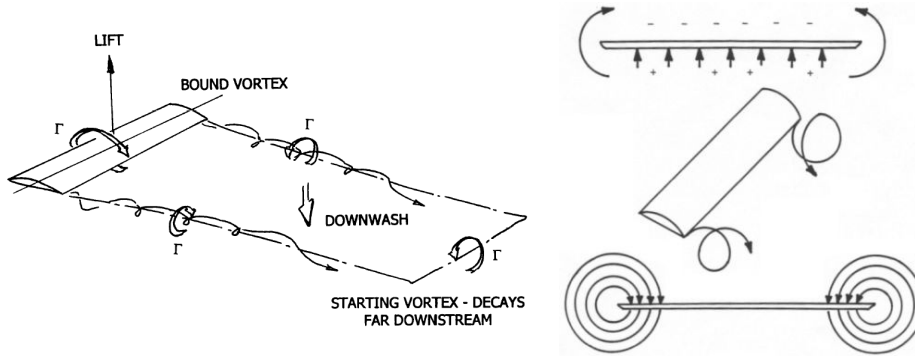


Figura 4.1

Prezint câteva notații și relațiile uzuale conform lui Trefftz, Prandtl, Carafoli ale acestui domeniu, care sunt utile în teză.

Anvergura relativă este definită [11], [15],:

$$anv_r = \frac{L}{l} \quad (4.1)$$

unde s-a notat prin: L - anvergura aripii;

l - coarda medie a profilelor.

Având în vedere că în diferite surse din literatură se utilizează notații diferite privind influențele anvergurii, prezint formele utilizate în cadrul tezei [1], [34], [38].

i : incidența;

i_0 : incidența de portanță nulă;

∞, f : indici pentru anvergurile infinite și finite;

C_y, C_x : coeficienți de portanță și rezistență;

C_{xi} : coeficientul de rezistență indus de anvergura finită;

fin : finețe;

δ : parametru;

τ : parametru.

Curbele portanței sunt:

$$C_{y\infty} \equiv a_\infty \sin(i - i_0) \quad (4.2)$$

$$C_{yf} \equiv a_f \sin(i - i_0) \quad (4.3)$$

$$a_\infty \equiv 5,73...5,27 \quad (4.4)$$

$$C_{xi} = \frac{C_{y\infty}^2}{\pi \cdot anv_r} (1 + \delta) \quad (4.5)$$

$$C_{xf} = C_{x\infty} + C_{xi} \quad (4.6)$$

$$\frac{a_\infty}{a_f} = 1 + \frac{1 + \tau}{\pi \cdot anv_r} \cdot a_\infty \approx 1 + \frac{2}{anv_r} \quad \text{pentru } \tau=0,178 \quad (4.7)$$

$$fin_f = \frac{C_{yf}}{C_{xf}} = \frac{\frac{a_\infty}{1 + \frac{1+\tau}{\pi \cdot anv_r} \cdot a_\infty}}{C_{x\infty} + \frac{C_y^2}{\pi \cdot anv_r} \cdot (1+\delta)} \quad (4.8)$$

Parametrii δ și τ depind de anvergură și forma aripii. Aceștia exprimă corecții față de aripa eliptică. Au valori în domeniul:

$$\delta = 0 \dots 0,08$$

$$\tau = 0 \dots 0,24$$

Pentru aripa eliptică:

$$\delta = \tau = 0$$

Pentru aripa dreptunghiulară:

$$\delta = 0,05 \quad ; \quad \tau = 0,178$$

În figura 4.2 și figura 4.3 am afișat influența anvergurii asupra coeficienților C_y , respectiv asupra lui C_x pentru profilul NACA 4415. Se poate urmări cât de mult influențează performanțele aerodinamice.

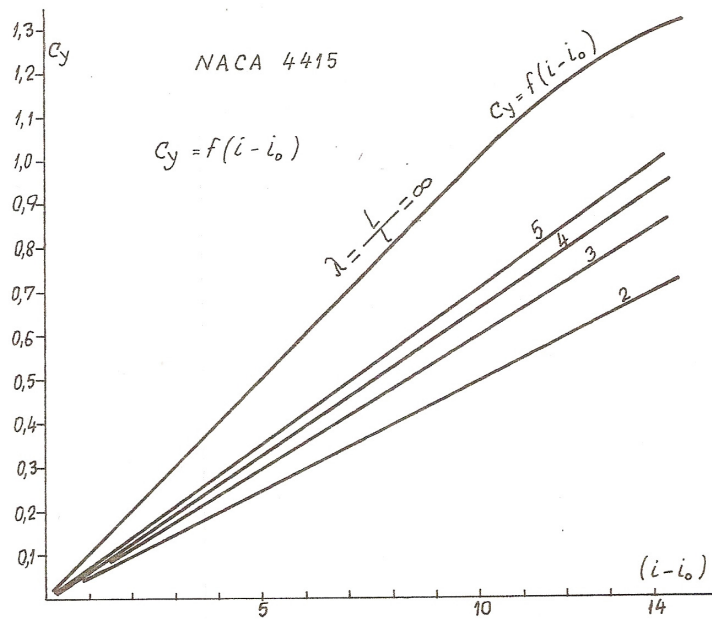


Figura 4.2

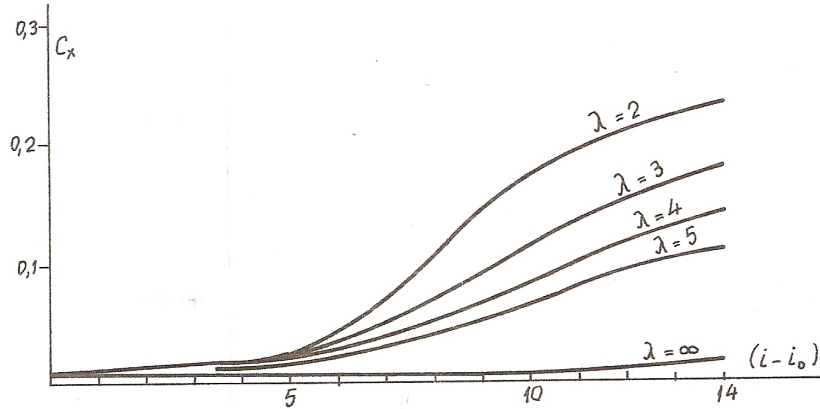


Figura 4.3

În [1] se consideră încărcarea aerodinamică a paletei exprimată analitic prin ecuația fundamentală a turbomașinilor sub forma:

$$C_y \cdot \frac{l}{t} = \frac{2 \cdot \Delta v_{u13}}{w_\infty} \quad (4.9)$$

unde: C_y – coeficientul de portanță;

l – coarda profilului;

t – pasul rețelei de profile $\left(t = \frac{2 \cdot \pi \cdot r}{z} \right)$;

z – numărul de palete ($z = f(\lambda_0, Sol)$).

Încărcarea aerodinamică necesară a fi dezvoltată de fiecare tronson elementar de paletă corespunzătoare fiecărei secțiuni de calcul de rază va fi conform [1]:

$$(C_y \cdot l)_{nec} = \frac{4 \cdot \pi}{z} \cdot \frac{\Delta v_{u13}}{w_\infty} \cdot r \quad (4.10)$$

Dar prin forțele portante trebuie să acoperim și pierderile aerodinamice ale rețelei de profile. Astfel voi considera că încărcarea aerodinamică necesară este:

$$C_y \cdot \frac{l}{t} \cdot \eta_a = 2 \cdot \frac{\Delta v_{u13}}{w_\infty} \quad (4.11)$$

unde s-a notat cu η_a randamentul aerodinamic.

$$\rho \cdot r \cdot \Delta v_{u13} \, dQ = z \cdot r \, dT \quad (4.12)$$

$$dT = dT_y - dT_x = dF_y \cdot \sin \beta_\infty - dF_x \cdot \cos \beta_\infty \quad (4.13)$$

$$dT = C_y \cdot \rho \cdot \frac{w_\infty^2}{2} \cdot l \cdot dr \cdot \sin \beta_\infty - C_x \cdot \rho \cdot \frac{w_\infty^2}{2} \cdot l \cdot dr \cdot \cos \beta_\infty \quad (4.14)$$

$$dT = C_y \cdot \rho \cdot \frac{w_\infty^2}{2} \cdot l \cdot \sin \beta_\infty \cdot dr \cdot \left(1 - \frac{C_x}{C_y} \cdot \frac{\cos \beta_\infty}{\sin \beta_\infty} \right) \quad (4.15)$$

$$dT = C_Y \cdot \rho \cdot \frac{w_\infty^2}{2} \cdot l \cdot \sin \beta_\infty \cdot dr \cdot \left(1 - \frac{C_X}{C_Y} \cdot \frac{1}{\operatorname{tg} \beta_\infty} \right) \quad (4.16)$$

unde s-a ținut cont și de:

$$F_X = C_X \cdot \rho \cdot \frac{w_\infty^2}{2} \cdot S \quad (4.17)$$

$$F_Y = C_Y \cdot \rho \cdot \frac{w_\infty^2}{2} \cdot S \quad (4.18)$$

Deci:

$$\rho \cdot r \cdot \Delta v_{u13} \, dQ = z \cdot r \, dT = z \cdot r \cdot C_Y \cdot \rho \cdot \frac{w_\infty^2}{2} \cdot l \cdot \sin \beta_\infty \cdot dr \cdot \left(1 - \frac{C_X}{C_Y} \cdot \frac{1}{\operatorname{tg} \beta_\infty} \right) \quad (4.19)$$

Se știe că:

$$z = \frac{2 \cdot \pi \cdot r}{t} \quad (4.20)$$

$$dQ = v_T \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr \quad (4.21)$$

Rezultă:

$$\Delta v_{u13} \cdot v_T = C_Y \cdot \frac{l}{t} \cdot w_\infty^2 \cdot \frac{1}{2} \cdot \sin \beta_\infty \cdot \left(1 - \frac{C_X}{C_Y} \cdot \frac{1}{\operatorname{tg} \beta_\infty} \right) \quad (4.22)$$

Finețea profilului este definită prin:

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{C_X}{C_Y} \quad (4.23)$$

Astfel se obține:

$$C_Y \cdot \frac{l}{t} = 2 \cdot \frac{\Delta v_{u13} \cdot v_T}{w_\infty^2} \cdot \frac{1}{\sin \beta_\infty \cdot \left(1 - \frac{\operatorname{tg} \theta}{\operatorname{tg} \beta_\infty} \right)} = 2 \cdot \frac{\Delta v_{u13}}{w_\infty} \cdot \frac{1}{\eta_a} \quad (4.25)$$

$$C_Y \cdot \frac{l}{t} \cdot \eta_a = 2 \cdot \frac{\Delta v_{u13}}{w_\infty} \quad (4.26)$$

Am ținut cont de:

$$\sin \beta_\infty = \frac{v_{Ta}}{w_\infty} \quad (4.27)$$

$$\eta_a = \frac{dT_Y - dT_X}{dT_Y} = \frac{dF_Y \cdot \sin \beta_\infty - dF_X \cdot \cos \beta_\infty}{dF_Y \cdot \sin \beta_\infty} \quad (4.28)$$

$$\eta_a = \frac{C_Y \cdot \rho \cdot \frac{w_\infty^2}{2} \cdot l \cdot dr \cdot \sin \beta_\infty \cdot \left(1 - \frac{C_X}{C_Y} \cdot \frac{\cos \beta_\infty}{\sin \beta_\infty} \right)}{C_Y \cdot \rho \cdot \frac{w_\infty^2}{2} \cdot l \cdot dr \cdot \sin \beta_\infty} \quad (4.29)$$

$$\eta_a = 1 - \frac{C_X}{C_Y} \cdot \frac{\cos \beta_\infty}{\sin \beta_\infty} = 1 - \frac{C_X}{C_Y} \cdot \frac{1}{\operatorname{tg} \beta_\infty} = 1 - \frac{\operatorname{tg} \theta}{\operatorname{tg} \beta_\infty} \quad (4.30)$$

$$\text{Finete} = \frac{C_Y}{C_X} = f(i, \operatorname{anv}) \quad (4.31)$$

În special în cazul turbinelor de putere mică se impune analizarea atentă a influenței negative a anvergurii finite. Din aceste considerente se alege numărul paletelor și poate fi influențată mărimea corzii profilelor și astfel și anvergura relativă.

O problemă specifică turbinelor mici cu solidități mari asociate rapidităților reduse este influența importantă a anvergurii finite.

În tabelele 4.1, 4.2 se exemplifică acest efect.

Tabelul 4.1

Exemplificarea influenței anvergurii finite pentru profilul NACA 4415
(profil neted $Re=10^6$)

i [°]	Anvergura infinita		Anvergura relativă							
			5		4		3		2	
	C_y	C_x	C_y	C_x	C_y	C_x	C_y	C_x	C_y	C_x
0	0	0,007	0	0,007	0	0,007	0	0,007	0	0,007
5	0,5	0,007	0,355	0,017	0,355	0,021	0,30	0,028	0,25	0,021
10	1,0	0,008	0,71	0,67	0,67	0,084	0,6	0,0119	0,50	0,0175
14	1,3	0,014	0,994	0,113	0,938	0,141	0,84	0,0202	0,7	0,231

La valori mici ale anvergurii relative, cazul turbinelor eoliene mici, se observă din tabelul 4.2 scăderea randamentelor aerodinamice la valori neacceptate. În tabelul 4.1 se observă și influența negativă a valorilor mici ale anvergurii relative asupra portanței. Acestea se datorează influenței anvergurii finite. De aceea se impun soluții de ameliorare a efectelor anvergurii finite.

Tabelul 4.2

Randamente aerodinamice pentru $i-i_0=10^\circ$ și $\beta_\infty = 20^\circ$

Anvergura	Anvergura infinită	Anvergura relativă			
		5	4	3	2
Randament aerodinamic	0,98	0,74	0,65	0,43	0,04

În tabelul 4.3 sunt centralizați coeficienții de portanță și rezistență calculați cu programul de calcul „RVER” pentru anvergura infinită și finită (ANV=5,4) folosind modelul Prandtl:

Tabelul 4.3

$r[m]$	0,54	0,72	0,90	1,08	1,26	1,44	1,62	1,80	1,98	2,16
$C_{y\infty}$	0,41	1,02	1,27	1,38	1,43	1,44	1,44	1,43	1,41	1,40
C_{yf}	0,29	0,73	0,91	0,99	1,03	1,03	1,03	1,02	1,01	1,00
$C_{x\infty}$	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02
C_{xf}	0,02	0,07	0,11	0,13	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14

Pentru exemplificare prezint rezultatele obținute cu programul de calcul „RVER” pentru turbina MARGA cu diametrul de 4,5 m:

REZULTATELE CALCULELOR (coeficienti) PENTRU URMATOARELE DATE
 D[m]= 4.5 ;uR[m/s]= 28.8 ;v1[m/s]= 9.6 ;RO[kg/m3]= 1.225 ;kv3a= .7; PC[kW]= 8.618307 GR= .75

lc=a-b*r;		dr=a1-b1*r;		betinstgr=a2/r-b2	
a	b	a1	b1	a2	b2
0.450	0.111	0.300	0.080	25.000	6.000

MARIMI GEOMETRICE PENTRU PALETE

r[m]	lc[m]	dr=d/lc[-]	betinstgr
0.540	0.390	0.257	40.296
0.720	0.370	0.242	28.722
0.900	0.350	0.228	21.778
1.080	0.330	0.214	17.148
1.260	0.310	0.199	13.841
1.440	0.290	0.185	11.361
1.620	0.270	0.170	9.432
1.800	0.250	0.156	7.889
1.980	0.230	0.142	6.626
2.160	0.210	0.127	5.574

ANV= 5.39973 z= 4 Soliditate: .70739

r	u	inc	cyinf	cxinf	winf	winfc	vt	vtc	Grc	betinf	Delpsc	Delpdc
0.54	6.91	0.12	0.41	0.01	12.59	11.04	5.34	1.04	-2.18	40.41	-19.28	28.12
0.72	9.22	6.22	1.02	0.01	14.25	13.15	4.93	2.19	-0.05	34.94	-1.19	25.86
0.90	11.52	8.82	1.27	0.01	16.03	15.10	4.56	2.38	0.25	30.60	8.22	25.33
1.08	13.82	9.97	1.38	0.02	17.90	17.05	4.22	2.29	0.34	27.12	13.27	25.57
1.26	16.13	10.44	1.43	0.02	19.84	19.03	3.92	2.13	0.38	24.28	16.06	26.01
1.44	18.43	10.58	1.44	0.02	21.84	21.05	3.65	1.95	0.40	21.94	17.48	26.47
1.62	20.74	10.55	1.44	0.02	23.88	23.11	3.41	1.76	0.40	19.98	17.94	26.88
1.80	23.04	10.44	1.43	0.02	25.95	25.19	3.19	1.59	0.39	18.33	17.67	27.24
1.98	25.34	10.28	1.41	0.02	28.06	27.31	3.00	1.43	0.38	16.91	16.77	27.54
2.16	27.65	10.11	1.40	0.02	30.18	29.44	2.82	1.27	0.36	15.68	15.31	27.80

REZULTATE RANDAMENTE, PUTERI LA ARBORE

r[m]	cyinf	cyANV	cxinf	cxANV	RANDA	Dpc	DelQ	DelPt	DelParb
2.16	1.40	1.00	0.02	0.14	0.72	43.10	19.93	0.86	0.62
1.98	1.41	1.01	0.02	0.14	0.72	44.31	18.27	0.81	0.58
1.80	1.43	1.02	0.02	0.14	0.72	44.91	16.61	0.75	0.54
1.62	1.44	1.03	0.02	0.14	0.72	44.82	14.95	0.67	0.48
1.44	1.44	1.03	0.02	0.14	0.72	43.94	13.29	0.58	0.42
1.26	1.43	1.03	0.02	0.14	0.72	42.07	11.63	0.49	0.35
1.08	1.38	0.99	0.02	0.13	0.72	38.84	9.97	0.39	0.28
0.90	1.27	0.91	0.01	0.11	0.72	33.55	8.31	0.28	0.20
0.72	1.02	0.73	0.01	0.07	0.72	24.67	6.64	0.16	0.12
0.54	0.41	0.29	0.01	0.02	0.72	8.84	4.98	0.04	0.03

DATE INSUMATE

Pt[kW]= 5.032021 Parb[kW]= 3.610016 RANDA = .7174087

Randamentul aerodinamic a rezultat 0,72. Se vede că influența anvergurii este substanțială mai ales asupra coeficientului de rezistență și asupra randamentului aerodinamic.

4.1.2. Propuneri de adaptare a modelului Prandtl pentru turbina neîntubată

Folosind explicațiile prezentate în [77] pentru unele interpretări ale modelului Prandtl recapitulăm principalele elemente ale modelului construit pentru o aripă plană cu axă de simetrie potrivit schemei aripii de avion cu contur al corzilor de forma a două arce de elipsă simetrice. Aripa plană are parametrii aerodinamici constanți în lungul anvergurii (viteza la infinit, unghiul de incidență geometric, conturul geometric, coeficienți de portanță și rezistență pentru anvergură infinită).

Teoria Prandtl permite calculul unei viteze induse și a unui unghi de incidență indus, valori constante în lungul anvergurii pentru o valoare dată a anvergurii relative (i_{ind} și w).

Rezultă incidența efectivă a aripii finite:

$$i_{ef} = i_g - i_{ind} \quad (4.32)$$

$$i_{ind} \cong \frac{w}{v_\infty} \quad (4.33)$$

$$i_{ind} = \frac{C_y}{\pi \cdot anv_r} \quad (4.34)$$

$$i_g = i - i_o \quad i_g \text{ -incidența față de direcția de portanță nulă} \quad (4.35)$$

$$\frac{C_{y_\infty}}{C_y} = \frac{a_\infty}{a_t} = 1 + \frac{a_\infty}{\pi \cdot anv_r} \quad (4.36)$$

$$\frac{C_{y_\infty}}{C_y} = \frac{a_\infty}{a_t} = 1 + \frac{i_{ind}}{i_o + i} \quad (4.37)$$

$$\text{și rezistența indusă: } C_{x\ ind} = C_y \cdot i_{ind} \quad (4.38)$$

Pentru aripi plane (fără torsionare) cu altă geometrie (exemplu dreptunghi) rezultă valori medii pentru aripă sub următoarea formă (viteza indusă nu mai este constantă în lungul anvergurii):

$$i_{ind} = \frac{C_y}{\pi \cdot anv_r} \cdot (1 + \tau) \quad (4.39)$$

$$C_{x\ ind} = \frac{C_y^2}{\pi \cdot anv_r} \cdot (1 + \delta) \quad (4.40)$$

Acestea sunt valori tot medii pentru aripa plană.

τ și δ variază cu $\frac{anv_r}{a_\infty}$ conform datelor din tabelul 4.4.

Tabelul 4.4

$\frac{anv_r}{a_\infty}$	0,25	0,5	0,75	1	1,25	1,5	1,75
τ	0,05	0,1	0,14	0,17	0,20	0,22	0,24
Δ	0,01	0,02	0,04	0,05	0,06	0,07	0,09

Transpunerea modelului Prandl, construit pentru aripa plană, la paleta turbinei de vânt ridică unele dificultăți. Câteva din acestea sunt:

- Poziționarea modelului aripii plane compusă din două jumătăți simetrice față de paleta turbinei. Se poate discuta dacă paleta turbinei este corect să fie modelată cu o paletă plană întreagă sau cu o semipaletă plană considerând axa de simetrie în zona butucului.

- Modelul Prandl în condițiile aripii eliptice duce la corecția unghiului de incidență cu o valoare indusă unică pentru întreaga aripă. Gruber menționează că la geometrie diferită chiar în condițiile aripii plane incidența indusă crește spre capătul aripii.

- În cursul proiectării paletei turbinei din cauza mai multor condiții generale se ajunge la distribuția radială a parametrilor locali cinematici și geometrici și apoi se aplică corecția impusă de anvergura finită prin coeficienții de portanță și rezistență. Este necesară o metodă care să identifice corecții locale.

Pentru înlăturarea acestor dificultăți se propun în cadrul tezei următoarele corecții:

- Anvergura de calcul se consideră asimilând paleta cu o semiaripă plană:

$$L = 2 \cdot (R_{ext} - R_{butuc}) \cong D \quad (4.41)$$

D : diametrul turbinei

Structura de legătură cu butucul nu se comportă ca un capăt liber de aripă ci ca o zonă centrală a aripii plane. Modelul Prandl prin sistemul de vârtejuri folosit presupune două capete libere.

- Pentru identificarea valorilor locale ale corecțiilor propunem păstrarea conceptului de incidență indusă, dar introducem o corecție pentru localizare în funcție de raza relativă (r/R) a poziționării profilelor în construcția paletei.

Se introduce o anvergură relativă locală:

$$ANV_{LOC} = \frac{L}{l(r)} \cong \frac{D}{l(r)} = f\left(\frac{r}{R}\right) \quad (4.42)$$

În cazul turbinei Marga în cursul proiectării s-a optat pentru varianta cu patru palete:

$$l(r) = 0,450 - 0,111 \cdot r \quad (4.43)$$

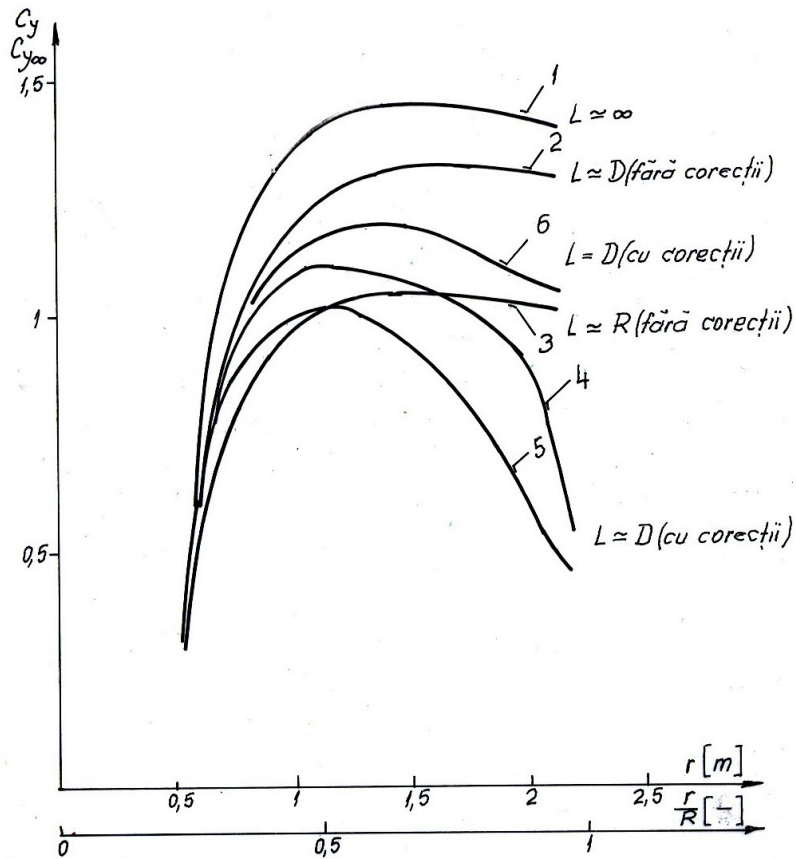
rezultând:

$$ANV_{LOC} = \frac{1}{\frac{l(r)}{2 \cdot R}} = \frac{1}{\frac{0,45}{2 \cdot R} - \frac{0,111}{2} \cdot \frac{r}{R}} \quad (4.44)$$

Comparând cu rezultatul primului calcul din subcapitolul 4.1.1 avem:

Tabelul 4.5

r[m]	0,54	0,72	0,90	1,08	1,26	1,44	1,62	1,80	1,98	2,16
anv_r	const 5,4									
ANV_{LOC}	11,5	12,2	12,8	13,6	14,5	15,5	16,7	18,0	19,8	21,4



Legendă :

1. Anvergură infinită
2. Anverguri corectate $L = D; L = f(r); \alpha_{nv,rT} = \frac{D}{l(r)}$
3. Anvergură mediată $L \approx R; l_m$ (Prandtl) $\alpha_{nv,r} \approx \frac{R}{l_m}$
4. Corecții $k_T = 0,5$
5. Corecții $k_T = 1,0$
6. Corecții $k_T = 0,25$

$$\frac{\alpha_{nvT}}{\alpha_{\infty}} = \frac{1}{1 + \frac{\alpha_{\infty} \cdot f_c}{\pi \cdot \alpha_{nv,rT}}} \quad f_c = 1 + k_T \left(\frac{r}{R} \right)^2$$

Figura 4.4

Pentru incidența indusă se introduce în locul parametrului de corecție specific pentru aripa plană (τ) o corecție dependentă de raza relativă:

$$(i_{ind})_{LOC} = \frac{C_y}{\pi \cdot \alpha_{nv,r}} \cdot f_c \left(\frac{r}{R} \right) \quad (4.45)$$

Această funcție de corecție poate să conțină și o evaluare a influenței geometriei capătului de paletă.

Astfel influența asupra pantei curbei de portanță va apare în forma:

$$\frac{a_{\infty}}{a_f} = 1 + \frac{a_{\infty}}{\pi \cdot (ANV)_{LOC}} = 1 + \frac{(i_{ind})_{LOC}}{i_o + i} \quad (4.46)$$

$$f_C\left(\frac{r}{R}\right) = 1 + k_T \cdot \left(\frac{r}{R}\right)^2 \quad (4.47)$$

sau eventual:

$$f_C\left(\frac{r}{R}\right) = (1 + \tau) \cdot \left(1 + k_T \cdot \left(\frac{r}{R}\right)^2\right) \quad (4.48)$$

Dacă τ corectă o valoare medie a aripii plane, $f_C\left(\frac{r}{R}\right)$ corectează distribuții în lungul anvergurii.

În figura 4.4 sunt prezentate analize ale aplicării acestui model corectat pentru turbina Marga. Se observă că este afișată curba de portanță rezultată în proiect în cazul considerării anvergurii infinite (curba 1) și influența anvergurii finite cu ajutorul modelului Prandtl clasic cu $L \equiv R$ (curba 3). Celelalte curbe sunt cele corectate pentru valori diferite ale constantei k_T (0; 0,25; 0,5; 1), numite în grafic curbele 2, 6, 4 și 5, toate în condițiile anvergurii $L \equiv D$.

Experiențele viitoare vor permite să fie evaluate valorile probabile ale constantei k_T incluzând și influența geometriei capătului de paletă.

4.1.3. Geometria capătului liber al paletei

În studiul paletajului turbinei pentru proiectul Marga am introdus ca inovație extinderea construcției capătului de aripă îndoită utilizată în prezent la unele avioane de mărime mică și medie. La paleta de turbină de vânt această geometrie nu a fost utilizată până în prezent. La turbina cu ax vertical proiectată de UPT pentru Canada au fost utilizate plăci de capăt.

În figura 4.5 se prezintă câteva posibilități de modificare a capătului aripii întâlnite în ultimii ani ca teme de cercetare în literatura de specialitate [58], [59], [60], [61]. Acestea sunt concepute în scopul stabilirii influenței lor asupra performanțelor aerodinamice ale paletelor turbinelor eoliene, analizarea lor se face utilizând tehnici avansate de metode numerice, comparate cu încercări în tunele aerodinamice. Aceste modificări ale capătului paletei se fac printr-o proiectare specială, extremitatea paletei continuându-se cu o „structură de capăt” (traducerea termenului folosit în literatură pentru „winglet”). Prin aceste studii se dorește găsirea de soluții concrete pentru tratarea structurii de capăt de aripă cu scopul de a ameliora aceste influențe negative ale anvergurii finite. Astfel winglet-ul este un prag la capătul zonei aerodinamice prin care se reduc dezavantajele anvergurii finite față de performanțele profilelor în cazul anvergurii infinite. Este o prelungire a paletei pliată la 90° față de planul mediu al paletei, spre intradosul paletei. Această soluție este o inovare prin care înlocuim clasicul plan de capăt utilizat la turbina verticală.

Prin această nouă formă constructivă a paletelor, cu dispunerea aripioarei spre intrados (fața cu suprapresiune) se ameliorează trenurile de vârtejuri generate la capătul de paletă și se reduce influența anvergurii finite.

Un alt efect al paletelor prevăzute cu aripioare, de data aceasta aripioara fiind îndoită în sens invers (spre extradados-fața cu depresiune), este reducerea zgomotului aerodinamic.

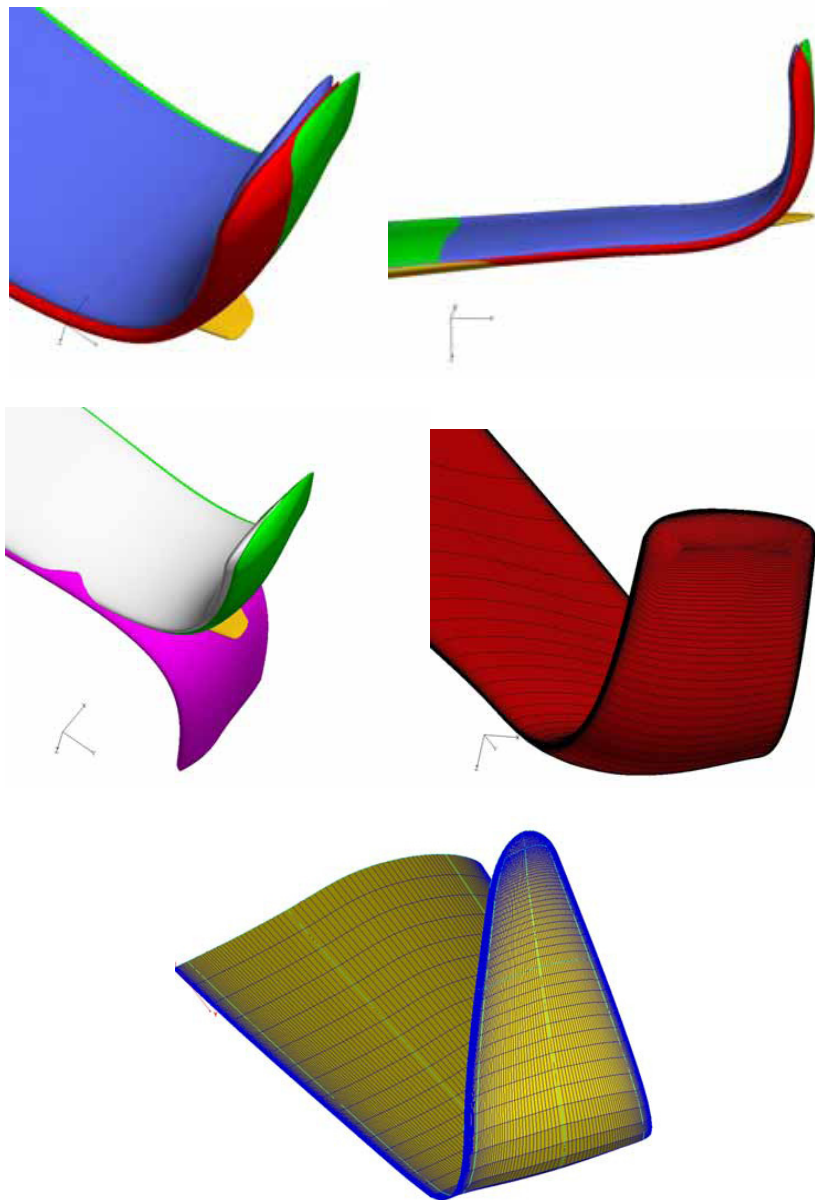


Figura 4.5

La turbinele mici anvergura relativă este mai mică, deci pericolul randamentului aerodinamic mic. Este avantajos în acest caz îndoirea spre intrados, se ameliorează mișcările secundare. Dacă nu suntem la limită cu randamentul putem îndoii spre extrados (ca la avion) cu rol de ameliorare a trenurilor de vârtej datorate mișcărilor secundare, acest lucru având efect de atenuare a zgomotului.

S-au făcut testări în tunelul aerodinamic pentru optimizarea geometriei acestei structuri de capăt, cum va fi arătat în Capitolul 4.3.



Figura 4.6

4.2. Zgomotul aerodinamic al turbinelor axiale neîntubate

Turbinele de vânt nu sunt în general mai zgomotoase în comparație cu alte mașini de putere asemănătoare. În acest sens în tabelul 4.6 sunt prezentate mai multe cazuri de zgomote și nivelele lor date în dB [13]. Totuși au existat situații în care zgomotul turbinelor de vânt a fost citat ca supărător [13]. În figura 4.7 se prezintă o scară a valorilor de zgomote produse în diferite situații.

Tabelul 4.6

Sursă/activitate	Nivelul de zgomot în dB (ponderat acustic)
Pragul senzației de durere	140
Avion cu reacție la 250 m	105
Ciocan pneumatic la 7 m	95
Autocamion la 48 km/h și la 100 m	65
Birou general de activitate	60
Automobil la 64 km/h	55
Parc de turbine la 350 m	35-45
Dormitor	20
Sat în timpul nopții	20-40
Pragul de audibilitate	0

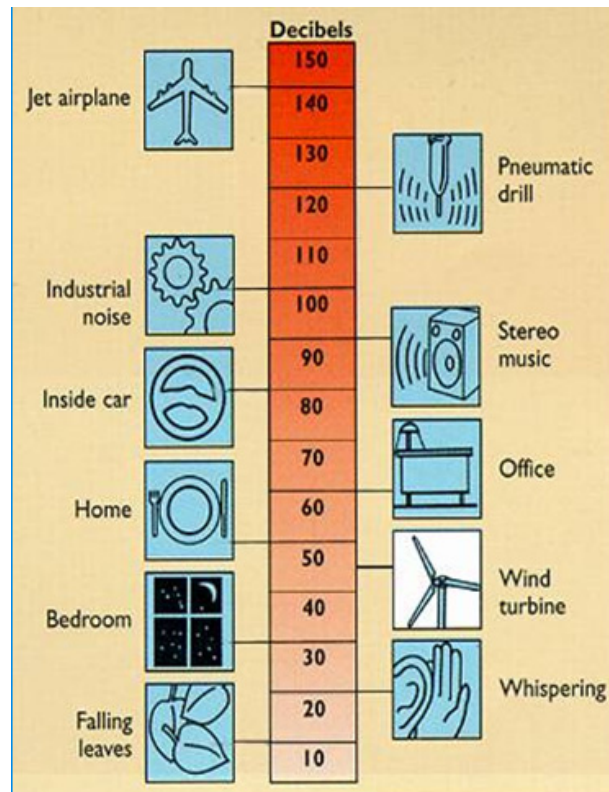


Figura 4.7 - Nivele de zgomot

Pentru turbinele de vânt există două surse principale de zgomot. Prima este aceea produsă de echipamentul mecanic și electric, cum ar fi sistemul de transmisie și generatorul, așa zisul **zgomotul mecanic**. A doua sursă de zgomot este datorată interacțiunii dintre mișcarea aerului și paletelor, adică **zgomotul aerodinamic**. Acesta din urmă nu poate fi redus arbitrar, depinzând de mulți factori, cum ar fi: forma paletelor, interacțiunea mișcării aerului cu paletele și stâlpul (turnul), forma bordului de fugă al paletelor, forma vârfului paletelor, regimul de funcționare al paletelor (în condițiile de desprindere aerodinamică sau nu), și condițiile de vânt turbulent ce poate produce forțe netaționare pe paletelor, care radiază apoi zgomot. Zgomotul provenit din mișcarea aerului în jurul stâlpului sau din interacțiunea paletă/stâlp poate fi minimizat printr-o alegere adecvată a construcției stâlpului și prin depărtarea rotorului de stâlp [13].

Zgomotul aerodinamic tinde să crească odată cu creșterea turației. Din această cauză unele turbine neîntubate se proiectează astfel încât să funcționeze la turații mai reduse pentru viteze mici ale vântului. Iritarea produsă de zgomot este mai mult o problemă la vânturi slabe decât la vânturi mai intense, când zgomotul de fond al vântului tinde să acopere zgomotul turbinei. Funcționarea la o turație mai mică va favoriza minimizarea oricărei probleme de zgomot aerodinamic în condiții de vânt slab. Astfel, este de presupus un nivel de zgomot care va crește odată cu viteza vântului pentru viteze sub viteza de decuplare, rămânând aproape constant în

timpul funcționării, în jurul vitezei nominale a vântului și crescând în regimul de desprindere dinamică la vânturi puternice [13].

Principalul parametru de care depinde zgomotul este viteza periferică a turbinei.

Un studiu făcut pentru ventilatoare [57] face o clasificare pe câteva domenii privind zgomotul dominant.

- Sub 10 m/s: zgomotul mediului ambient;
- Între 10–14 m/s zgomotele lagărelor;
- Între 14–70 m/s zgomotul aerodinamic dat de desprinderi.

Intensitatea zgomotului din ultima categorie depinde de puteri de 5–6 ale vitezei (poate fi de 60–100 dB). În cazul turbinelor de vânt de mică putere propunem o limitare a vitezei periferice la max 20 m/s (cca 60 dB). În domeniul diametrelor de 3–8,5 m rezultă turații sub valorile 125–45 rpm. Pentru turbina cu $D = 4,5$ m aleasă ca variantă pentru prototip a fost executat la Electromotor Timișoara un generator lent cu turații între 50 și 160 rpm ($u = 12–37$ m/s).

Au fost făcute cercetări în tunelul aerodinamic pentru a tempera apariția trenurilor de vârtaj la vârful paletelor și a stimula degradarea acestora în turbulență.

Problema zgomotului este larg dezbătută. De asemenea și aspectul vizual al centralelor eoliene este comentat și se dorește în acest sens o unitate vizuală între părțile componente ale turbinelor existente în cadrul centralei.

Un studiu efectuat de Keast [13] arată că procentajul persoanelor deranjate de nivele de zgomot cuprinse între 40-50 dB este de (0-3)%, intervalul 50-60 dB afectează (0-15)% din populație, 60-70 dB afectează (3-33)% din populație, 70-80 dB afectează (20-60)% din populație, iar 80-90 dB afectează (35-90)% din populație. Reglementările de interes public se referă la intervalul cuprins între 70 dB (pentru zonele industriale) și 35 dB (pentru locuințe în timpul nopții și zonele de recreere). Pentru infrasunete (0,1-5,0 Hz) unele țări au reglementat limita de 70 dB [13].

Majoritatea turbinelor de vânt comerciale sunt supuse la măsurători de zgomot în conformitate cu procedeul dezvoltat de *Agencia Internațională de Energie* sau cu reglementările daneze. Valorile măsurate ale nivelului de zgomot dau informații ce permit instalarea turbinelor la o distanță adecvată de locuințe pentru a evita poluarea acustică. În acest sens în figura 4.8 este sugerată o posibilitate a amplasării turbinelor ținând cont de nivelul zgomotului în funcție de distanța dintre turbină și suprafața locuibilă.

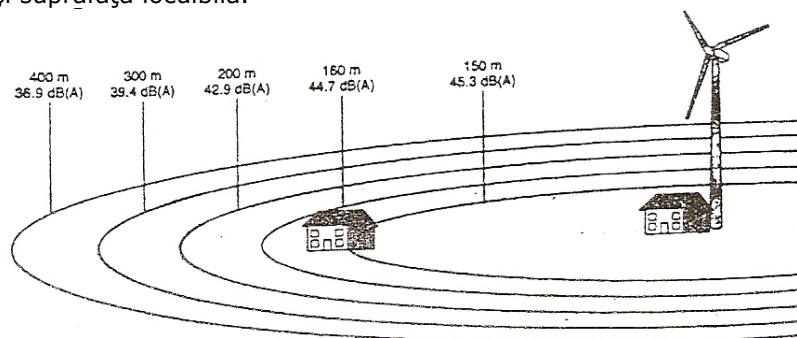


Figura 4.8

Acest procedeu standard permite constructorilor de turbine să identifice orice problemă de zgomot și să ia măsuri pentru remedierea ei înainte de lansarea

comercială a turbinei. În Danemarca există un standard pentru controlul efectelor zgomotului provenit de la turbinele de vânt, care specifică valoarea de 45 dB ca nivel de zgomot maxim permis la clădirea cea mai apropiată în câmp deschis. Însă pentru așezări nivelul de zgomot permis este de numai 40 dB. Danemarca are o mare experiență și această valoare limită s-a demonstrat ca fiind realizabilă în cazul turbinelor de vânt comerciale. În Anglia limita zgomotului în cazul clădirilor de lângă șosele este de 68 dB, valoare care nu trebuie să fie depășită cu mai mult de 10% din timpul unei perioade de 18 ore [13].

Măsurătorile arată o creștere a nivelului zgomotului de cca. 10 dB la puterea nominală a turbinei și măsurat la o distanță de două diametre ale rotorului de turbină, datorită zgomotului aerodinamic produs de mișcarea aerului în jurul paletelor. Scara dB este logaritmică și utilizează o mediere în domeniul frecvențelor presupusă să aproximeze percepția umană a zgomotului. În multe țări se măsoară în mod curent profilele de zgomot pentru fiecare instalație de vânt mare nou construită.

De aceea se recomandă orice studiu care poate să aducă noutăți și să influențeze pozitiv reducerea nivelului de zgomot în funcționarea unei turbine eoliene. În acest scop o anumită structură de capăt îndreptată spre zona de extrados face posibilă ameliorarea trenurilor de vârtej având efectul reducerii zgomotului.

4.3. Experimentări în tunel pentru capătul liber al paletelor turbinei studiate în teză

Pentru detaliile de construcție a capătului paletelor am realizat vizualizări în tunel prin fire lipite pe structura de capăt și cu ajutorul fumului. Am urmărit aspecte ale curgerii secundare în cele două situații, îndoire spre intrados și îndoire spre extrados. Cele două soluții au fost aplicate la turbina Marga și „turbina 1” la agregatul de la Alba Iulia (NORV1) pentru soluție „îndoire spre intrados” și la agregatul Alba Iulia (NORV2) pentru turbina 2 pentru soluția „îndoire spre extrados”. Se prezintă în continuare fotografiile selectate din aceste vizualizări.

Pentru testarea cu fire s-a folosit un model de paletă la scara 1:2 care are capătul paletelor detașabil. Paleta a fost montată cu și fără capătul curbat în tunelul aerodinamic din cadrul laboratorului catedrei de Mașini hidraulice la diferite viteze ale curentului de aer și diferite unghiuri de incidență ale paletelor. Unghiul de incidență s-a stabilit cu ajutorul unui bac universal cu gradații în care s-a montat paleta.

Pentru a vizualiza direcția curentului de aer pe intrados și extrados s-au lipit cu banda adezivă fire din material textil care au o rigiditate scăzută și care urmăresc cu ușurință direcția curentului. S-au făcut poze la diferite unghiuri de incidență (0°, 10°, 15°, 20°, -20°, -15°, -10°, -5°) și diferite viteze ale curentului de aer (2, 6, 8, 10, 12 m/s).

În urma testării paletelor cu, respectiv fără capătul curbat, în tunelul aerodinamic, s-a constatat o curgere mai liniară a aerului la periferia paletelor cu winglet, precum și reducerea turbulențelor care apar în cazul anvergurilor finite.

În continuare sunt prezentate cele mai reprezentative imagini.



Figura 4.9

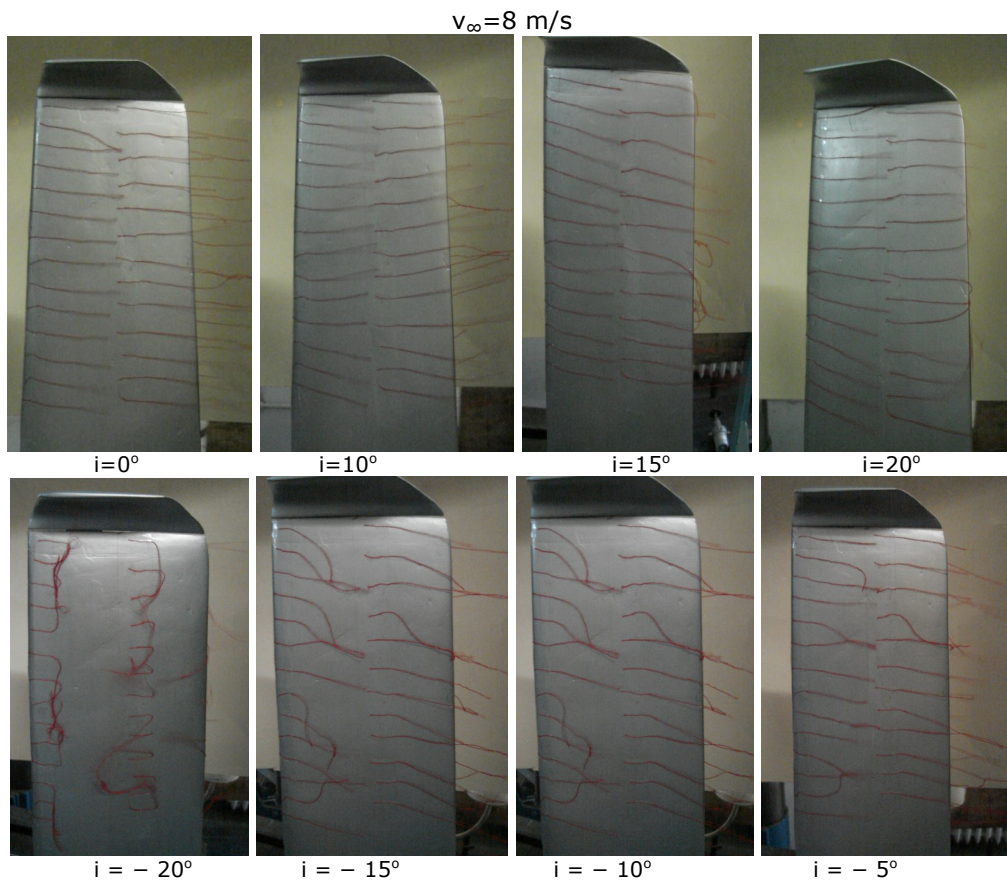


Figura 4.10

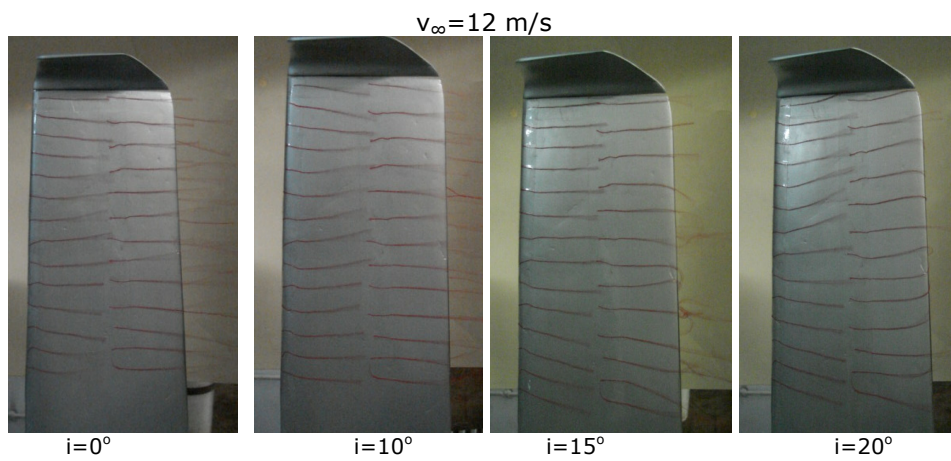


Figura 4.11 a

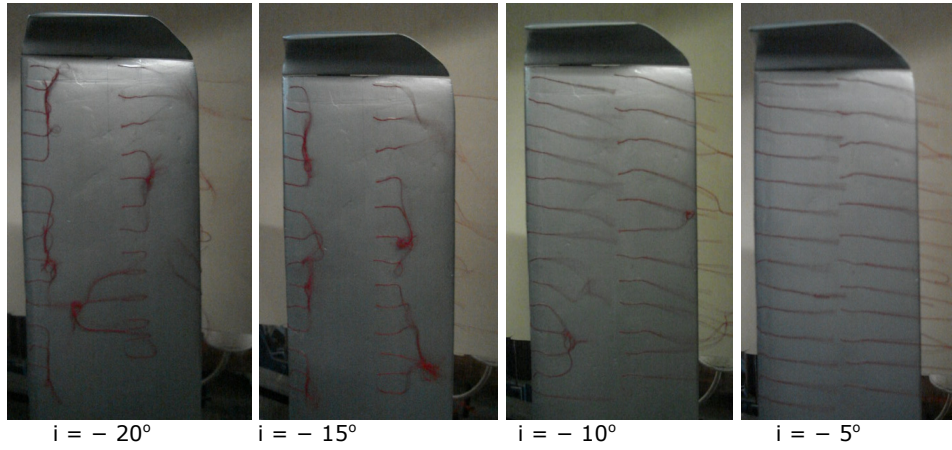


Figura 4.11 b

Testarea cu fum a fost făcută pe prima paletă realizată de SC CLAGI SA în cadrul Proiectului Marga cu scopul testării în laborator a paletelor pentru optimizarea geometriei structurii de capăt.

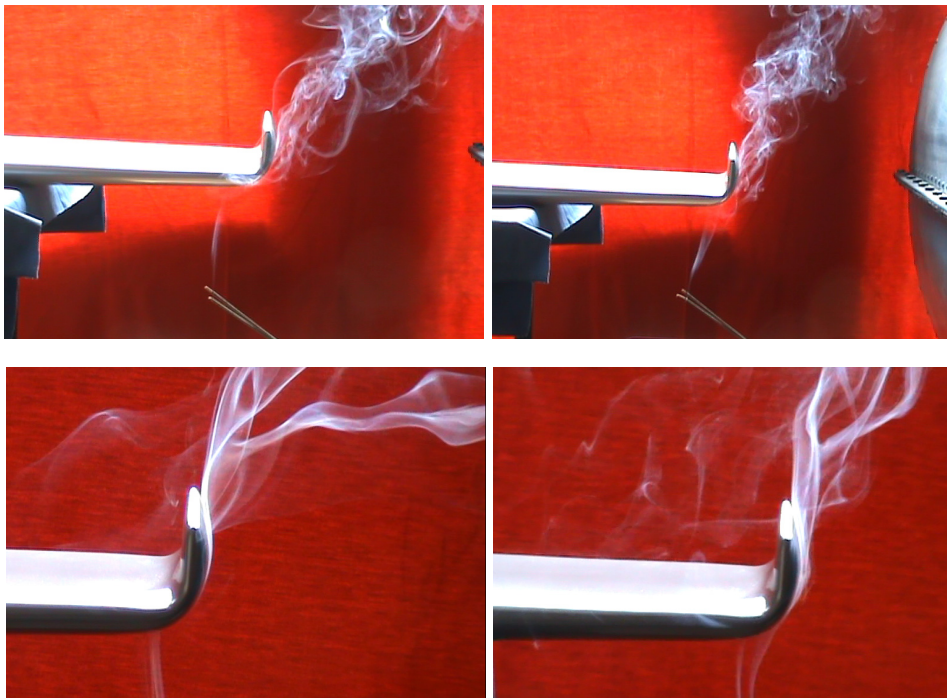


Figura 4.12

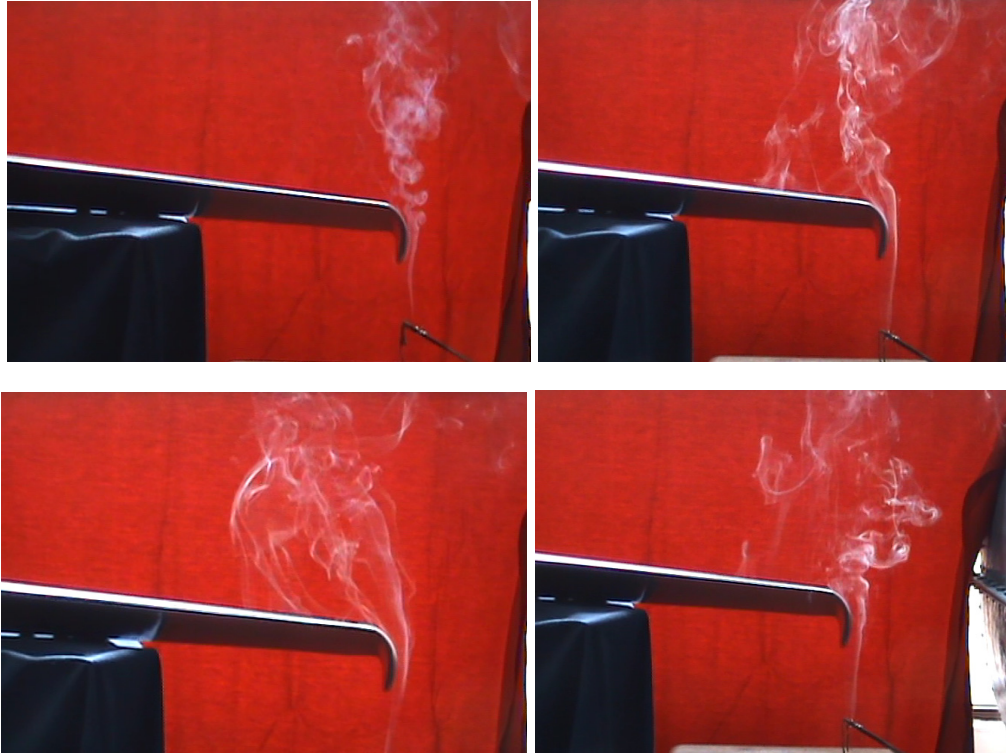


Figura 4.13

4.4. Concluziile capitolului 4

Geometria capătului de paletă prezintă un interes deosebit în cazul turbinelor de putere mică cu următoarele obiective:

- Ameliorarea efectelor negative ale anvergurii finite a paletelor;
- Reducerea zgomotului aerodinamic.

Aceste obiective rezultă din condițiile regimului vântului moderat în aplicații, îmbunătățirea eficienței economice și reducerea poluării sonore în zona de vecinătate a agregatelor.

Pentru ameliorarea efectelor negative ale anvergurii finite studiile critice și soluțiile propuse au fost desfășurate în următoarele direcții:

- Folosirea numărului de palete ale turbinei pentru a influența aria portantă a paletelor și astfel a majora anvergura relativă. În acest mod s-a optat în cazul turbinei Marga ($D=4,5$ m) pentru patru palete. În alternativa reutilizării paletelor Marga la un diametru majorat la 5 m pentru proiectul NORV 1 pentru amplasamentul Seușa-Alba s-a optat pentru 5 palete.
- Analiza critică privind aplicarea modelului aripii plane cu anvergură finită a modelului Prandtl la turbine de vânt.

- Propunerea unor corecții la această aplicare prin utilizarea în modelare a unei semiaripi plane și adaptarea modelului pentru identificarea unor corecții locale asociate la raze diferite.
- Studiul geometriei capătului de paletă aplicând soluția „winglet” de la avioane promovând două variante în construcția turbinelor, îndoire spre intradosul și spre extradadosul paletei. Pentru detaliile geometrice ale capătului liber au fost făcute vizualizări în tunel aerodinamic.
- S-a acordat o atenție specială în acest cadru problematicei poluării sonore a turbinei. Cele două variante de soluții au fost utilizate pentru prima oară în construcția a două agregate în cadrul unor proiecte de cercetare coordonate de Conf. Dr. Ing. Teodor Miloș. Prelucrarea datelor de testare vor permite o opțiune mai certă privind constanta modelului de corecție.
- În teză au fost prezentate influențe preliminare privind portanța la anvergură finită distribuită în lungul razei.

5. EVALUAREA OFERTEI ENERGETICE A AMPLASAMENTULUI

Diversificarea turbinelor nu se limitează la metodologia generării unor variante de turbine. Trebuie efectuată o analiză critică a variantelor și selectarea soluției optime. Criteriul pentru această optimizare este maximizarea energiei valorificate în cursul unui an. În evaluările economice acest parametru are influență mai importantă decât prețul agregatului.

Această analiză și selectare cere o evaluare realistă a regimului vântului pe amplasament. Utilizăm pentru această evaluare termenul de „ofertă energetică” a amplasamentului. Normele CEI/IEC nr. 61400-2, corespunzătoare turbinelor de vânt de putere mică, folosesc termenul „condițiile vântului” (Condition de vent/ Wind conditions). Acestea sunt grupate în: condiții normale care apar frecvent la exploatarea normală și condiții extreme cu perioadă de recurență de 1 an sau 50 ani. Pe această bază agregatele de putere mică sunt grupate în cinci clase standard pe baza a două valori ale vitezelor de vânt:

- viteza medie la elevația turbinei: 10 m/s (Clasa I); 8,5 m/s (Clasa II); 7,5 m/s (Clasa III); 6 m/s (Clasa IV)

- viteza de referință: 50 m/s (Clasa I) ; 42,5 m/s (Clasa II); 37,5 m/s (Clasa III); 30 m/s (Clasa IV)

A doua viteză este un parametru de bază pentru suportarea parametrilor de climă pentru condiții extreme (durată de 10 minute cu perioadă de recurență de 50 ani la înălțimea axei turbinei). Există și a cincea clasă (clasa S) care este rezervată unor condiții speciale.

În literatura turbinelor de vânt pentru aproximarea curbilor de frecvență și a curbilor de asigurare cumulate se utilizează modelele Weibull. În normele CEI se acceptă modelul Rayleigh, o formă simplificată a modelului Weibull (având exponentul 2).

Curbele de asigurare și curbele de frecvență pot fi approximate prin modelul Weibull, care prin elasticitatea lui are numeroase utilizări în diferite domenii ale științei. Aproximarea analitică a celor două curbe este practică prin utilizarea funcțiilor de tip Weibull, obținându-se o concentrare a informației, la trei sau două constante care oferă numeroase avantaje practice.

Centrul de Cercetare pentru Aeroenergetică (CCAIE) din Universitatea „Politehnica” din Timișoara utilizează modelul Weibull cu trei parametri [1], [52], [54], [39], [50]. În cadrul Centrului s-a dezvoltat o metodologie destinată estimării celor trei constante Weibull folosite pentru funcția de frecvență a vitezei vântului și funcția de asigurare, depinzând de viteza medie a vântului estimată pentru un an calendaristic, numită viteza medie anuală. Modelul Weibull propus de CCAIE cu trei parametri oferă o anumită funcție de frecvență a distribuției care a fost utilizată în unele studii de fezabilitate.

Metodologia cunoscută și folosită până în prezent în cadrul CCAIE s-a stabilit pornind de la datele statistice oferite de Pomorteva–Gullena [51], Justus [50] și măsurători făcute în România în decursul a 30 de ani în amplasamentul Semenic, precum și o hartă globală a vitezei vântului făcută de ICMENERG pentru întreg

teritoriul României la înălțimea de 50 m. Harta vântului pentru România s-a întocmit pe baza normelor europene și se referă la vitezele medii multianuale. Este utilă pentru aprecieri globale a resurselor de vânt.

În cadrul analizei ca bază de comparație pentru ofertele amplasamentelor a fost folosit modelul Weibull pentru histogramele de frecvență din [39], [50], [53], [54].

Aceste date au putut fi extinse și îmbunătățite în cadrul CCAE pentru locația Semenice considerând evaluările estimate până la 100 m [53], [54]. CCAE a tras concluzia că metodologia de evaluare a constantelor Weibull este satisfăcătoare pentru calcule orientative care au la bază o viteză medie evaluată.

Baza de date constituită de rețeaua de stații meteorologice este considerată în prezent insuficient de riguroasă pentru evaluări aeroenergetice. Din această cauză pentru amplasamentele centralelor electrice se cer măsurători speciale pe amplasament timp de 1–2 ani pentru a susține studiile de fezabilitate.

În cazul microagregatelor este posibilă preluarea din datele rețelei meteorologice a unor valori medii probabile cu ajutorul cărora se poate face o analiză energetică pentru evaluările condițiilor de fezabilitate. La aceste statistici întocmite pentru anul meteorologic mediu se adaugă date privind temperatura, presiunea barometrică locală și umiditatea aerului. Anul meteorologic mediu este o medie a unui număr de ani, existând variații de la an la an; alternează perioade mai vântoase și perioade mai puțin vântoase.

Pentru studiile de adaptare a agregatelor de putere mică la diferite amplasamente în teză a fost folosită următoarea metodologie de evaluare a regimului vântului:

- evaluarea vitezelor medii ale vântului la elevații standard și la înălțimea axei turbinei folosind informații generale și cele oferite de stațiile meteorologice din zone învecinate;

- cu ajutorul acestor viteze medii probabile s-a construit o metodologie pentru calculul valorilor probabile ale celor trei constante Weibull.

Metodologia constă în evaluarea statistică a trei constante Weibull în funcție de viteza medie a amplasamentului. Această metodologie este utilă pentru condițiile în care nu dispunem de înregistrări meteorologice de lungă durată. Astfel se evaluează viteza medie aproximativă în mai multe variante și se asociază acestor valori histograme de frecvență. Dacă se dispune de o bază de date privind regimul vânturilor întocmită în condiții suficient de riguroase constantele se determină cu diferite metode matematice prin plasarea curbilor în zona centrală a dispersiei punctelor măsurate.

Constantele Weibull în această formă generală oferă o metodologie de evaluare a potențialului vitezei vântului mai utilă decât evaluările vitezei medii a vântului.

5.1. Modelul Weibull folosit de CCAE

Investițiile în centrale eoliene și aplicațiile turbinelor eoliene singulare se bazează pe informații privind potențialul de vânt al amplasamentului care a fost ales pentru această aplicație. Eficiența investiției depinde în principal de cât de potrivită este tehnica aleasă (dată de tipul turbinei, diametrul rotorului, înălțimea stâlpului, etc.) și potențialul de vânt al locației. În mod uzual studiile de fezabilitate au la bază informații sumare despre regimul vitezei vântului.

Baza de date pentru aceste informații se constituie de regulă prin măsurătorile rețelelor de stații meteorologice. Această bază de date se referă la componenta orizontală a vitezei vântului. Înregistrările se fac la cotele standard de 10 m sau 50 m. Acestea pot fi făcute pe intervale de timp variind de la câteva secunde la minute, ore, zile sau ani. Înregistrările de scurtă durată pot fi utile în evidențierea pulsațiilor perturbatoare ale vântului ce pot induce fenomene de rezonanță asupra structurilor expuse în vânt.

Datele colectate de stațiile meteorologice sunt medieri pe timp scurt de câteva minute, reținute la intervale de timp egale, sortate pe „bini” (cutii) constituite pe intervale de viteze (exemplu de „bini”: $0 \pm 0,5$; $1 \pm 0,5$; $2 \pm 0,5$; $3 \pm 0,5$; ... m/s). De regulă, conform standardelor meteorologice, viteza vântului se măsoară ca mărime medie pentru un interval de timp de 10 minute, măsurătorile făcându-se pentru fiecare una, două, trei sau patru ore.

Ordonarea datelor se face sub forma a două curbe:

➤ **curba de frecvență** (curba de distribuție a frecvenței vitezei)

Frecvenței i se asociază durate (ore/an sau % din numărul total de ore dintr-un an sau alt interval de timp, de exemplu mai mulți ani).

➤ **curba de asigurare** (curba de distribuție cumulativă)

Aceasta este o altă ordonare a vitezelor mediate pe timp scurt. Curba are în abscisă frecvența, respectiv durata (ore/an), iar în ordonată pragul de viteză asigurat ($v \geq$).

În figura 5.1 și figura 5.2 sunt date exemplificări de astfel de curbe pentru amplasamentul montan Semenic din județul Caraș-Severin (altitudine 1440 m).

Cu ajutorul vitezelor medii pot fi aproximare curbele de frecvență ale vitezei vântului. În figura 5.3 poate fi urmărită legătura între valoarea vitezei medii și alura curbei de frecvență [1], curbele adimensionale orientative au fost obținute de CCAE prin prelucrarea datelor statistice oferite de Pomorțeva-Gullena [7].

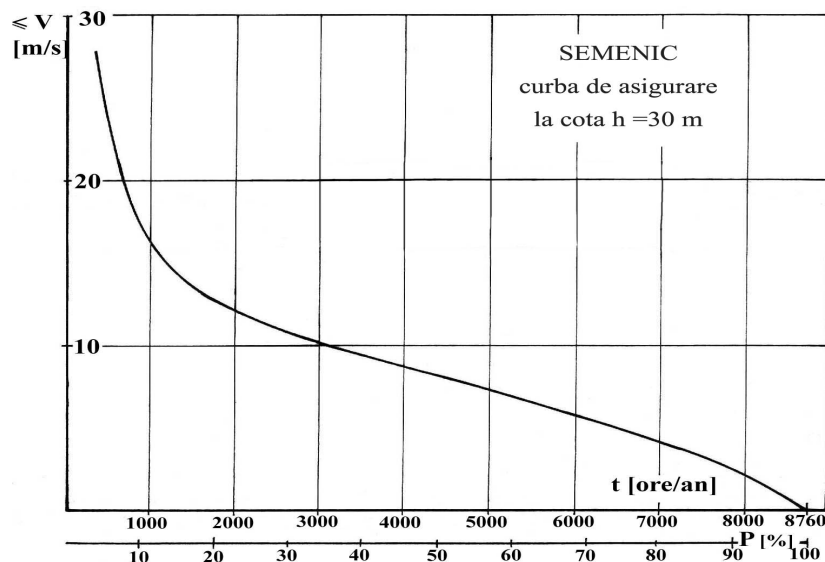


Figura 5.1 - Curba de asigurare a vitezei vântului pentru amplasamentul Semenic

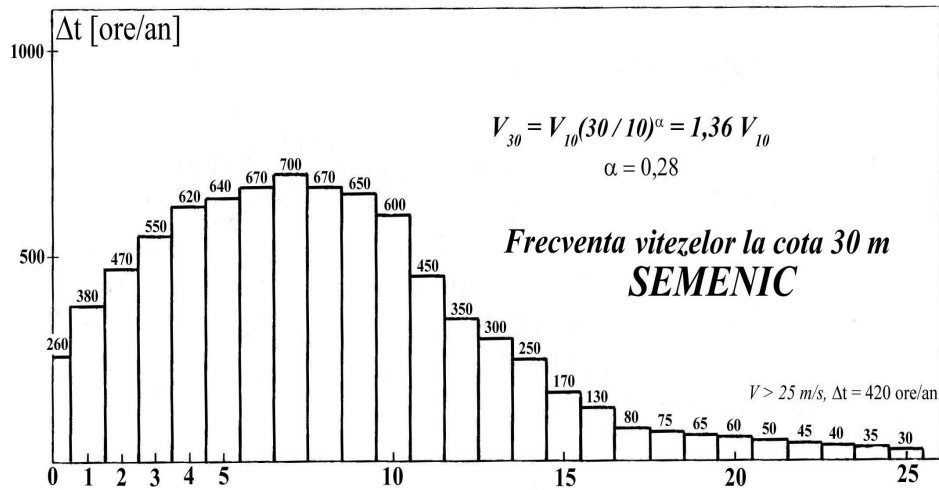


Figura 5.2 - Curba de frecvență a vitezei vântului pentru amplasamentul Semenic

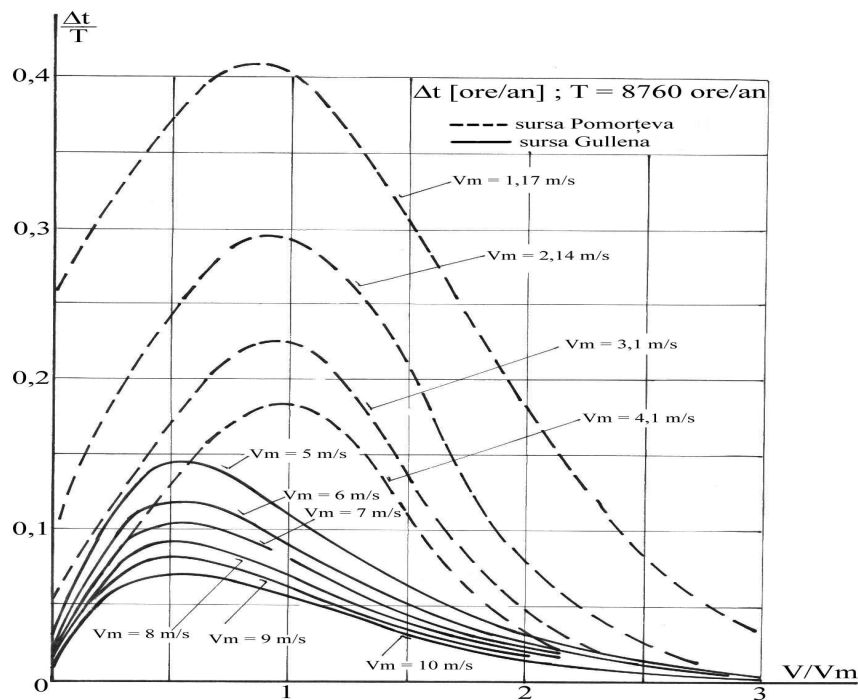


Figura 5.3 - Influența vitezei medii a vântului asupra curbei de frecvență

Centrul de Cercetare pentru Aeroenergetică CCAE a propus prin intermediul lucrării D-lui Prof. Dr. Ing. Preda [52] modelul Weibull cu trei parametri folosit pentru caracterizarea amenajărilor pentru viitoarele centrale aeroelectrice [4]. Această cercetare s-a concentrat pe organizarea datelor meteorologice din locația Semenic. Modelul Weibull, folosit pentru curba de frecvență a vitezei vântului și

curba de asigurare, are în acest caz o bază de date bogată, constantele Weibull fiind identificate pe aceste principii.

În acest caz funcțiile de tip Weibull sunt de forma:

- **funcția de frecvență** (curba de distribuție a frecvenței vitezei):

$$FF(v) = \frac{8760}{c} \cdot k \left(\frac{v-a}{c} \right)^{k-1} \cdot \exp \left[- \left(\frac{v-a}{c} \right)^k \right] \quad (5.1)$$

- **funcția de asigurare** (curba de distribuție cumulativă):

$$FA(v \geq) = 8760 \cdot \exp \left[- \left(\frac{v-a}{c} \right)^k \right] \quad (5.2)$$

unde: k : parametrul de formă;
 c : parametrul de scară;
 a : parametrul de localizare;
 v : viteza vântului.

Curbele pot fi approximate și cu ajutorul a doi parametri k și c ($a = 0$). Această simplificare este practică în mod curent. Fizic simplificarea se referă la neglijarea timpului asociat calmului vântului. În acest caz "binul" (cutia) aferent lui $v = 0 + 0,5$ m/s se asociază cu intervalul de timp $\Delta T = 0$ ore/an, deci curba de frecvență trece prin originea sistemului de referință. Mai ales la viteze de vânt mici această simplificare deformează fenomenul real și valoarea vitezei medii. Domeniul considerat în cadrul acestei teze pentru viteze (3-6 m/s) m-a determinat să pornesc de la relațiile pentru FA și FF și modelul Weibull cu trei parametri utilizat de CCAE.

Ca date experimentale pentru Semenic, CCAE a considerat măsurătorile efectuate de stația meteorologică înregistrate pe o perioadă de 50 de ani dintre care s-au prelucrat în analiza energetică acelea care se referă la perioada dintre anii 1961-1990. Mediind datele măsurate la înălțimea de 10 m de sol s-a găsit valoarea medie de referință a vitezei medii de 5,6 m/s. Dacă s-a calculat o medie pe o bază de date extinsă prin metoda Weibull această aproximație a vitezei vântului este mai mare decât această valoare (se obține viteza 5,98 m/s). Harta globală a vânturilor concepută de ICEMENERG pe teritoriul României relevă pentru Semenic o viteză a vântului de 8-10 m/s la 50 m înălțime.

Datele pentru curba medie de asigurare obținută experimental sunt trecute în tabelul 5.1 (t_1 - perioada 1961-1980 și t_2 - perioada 1961-1990) [4], [10], [54]:

Înregistrările pe baza măsurătorilor nu conțin timpul de calm și nici domeniul vitezelor mai mari de 10 m.

În studiul făcut de CCAE se specifică existența unor abateri față de modelul de calcul propus care provin din metodologia de prelucrare a datelor, și anume din faptul că viteza medie se poate calcula pentru domeniul restrâns de viteze (1-10 m/s) sau pentru modelul extins prin modelul Weibull (0-25 m/s). Se obțin rezultate diferite. S-a acceptat un model care ține cont de dependența dintre constante, prelucrarea datelor experimentale uzuale insistând pe minimizarea abaterilor între puncte măsurate și curba Weibull.

Folosind curbele de frecvență a rezultat o comparație între datele experimentale (în domeniul restrâns) și curbele Weibull (în domeniul extins) calculate pentru $const.k = 1,05; 0,94; 0,73$. Valorile sunt trecute în tabelul 5.2 și reprezentate grafic în figura 5.4.

Coloanele (a) și (b) sunt variante pentru cele două viteze medii de calcul $v_{m(a)} = 5,65$ m/s și $v_{m(b)} = 5,54$ m/s.

Pe baza studiilor și rezultatelor obținute CCAE a tras concluzia că metodologia de evaluare a constantelor Weibull este satisfăcătoare pentru calcule orientative care au la bază o viteză medie evaluată.

Tabelul 5.1

$v > [m/s]$	$t_1 [ore/an]$	$t_2 [ore/an]$
1	8200	8028
2	7500	7312
3	6750	6509
4	5900	5570
5	5000	4649
6	4100	3830
7	3225	3092
8	2450	2416
9	1725	1808
10	1350	1272
v_m	5,65	5,54
k	1,93	1,85
c	7,9	7,88
a	- 0,935	- 1,11

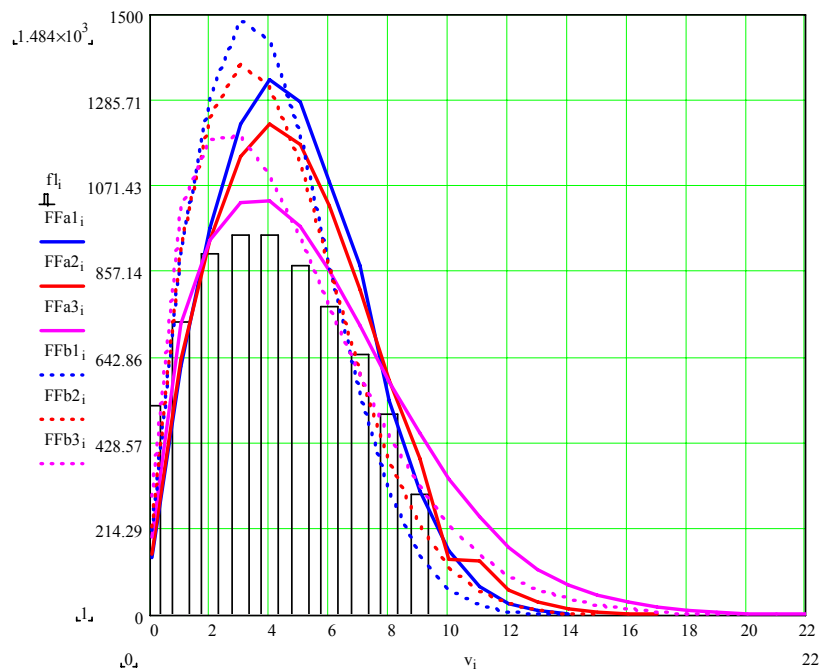


Figura 5.4 Curbele de frecvență (cazurile a și b) calculate cu metoda CCAE

Tabelul 5.2

Exp.		Weibull (const.k=1,05)		Weibull (const.k=0,94)		Weibull (const.k=0,73)	
F [ore/an]							
v[m/s]		(a)	(b)	(a)	(b)	(a)	(b)
0		142	212	152	219	196	298
1	520	620	904	636	918	727	1017
2	730	964	1294	937	1242	934	1186
3	900	1225	1484	1145	1374	1031	1194
4	950	1338	1436	1225	1319	1035	1097
5	950	1280	1198	1175	1126	969	943
6	870	1080	871	1021	866	858	768
7	770	870	553	810	604	723	597
8	650	533	307	588	384	583	446
9	500	311	149	391	223	452	321
10	300	159	63	138	119	338	223
11		72	24	133	58	244	150
12		28	8	62	26	170	98
13		10	2	33	11	115	62
14		3	1	14	4	75	39
15		1		5	1	48	23
16				2		30	14
17				1		18	8
18						10	4
19						6	2
20						3	1
21						2	
22						1	

5.2. Dependența parametrilor Weibull de viteza medie

În cazul în care, pentru un amplasament analizat ca ofertă aeroenergetică, lipsesc măsurătorile pe mai mulți ani întocmite de institute specializate privind regimul vântului, analizele de fezabilitate pot fi făcute pe baza valorii vitezei medii a vântului deduse din hărțile macrogeografice, sau din alte informații, utilizând aproximațiile Weibull. Problema se rezumă la determinarea celor trei (respectiv doi) parametri ai funcțiilor Weibull, cu observația că alegerea întâmplătoare a valorilor pentru parametrii Weibull poate duce la erori mari în evaluările energetice. Aceștia sunt în corelație cu valoarea vitezei medii multianuale a amplasamentului (v_m). Prezint aici relațiile obținute de CCAE, folosind datele și metodele din [17], [50], [51].

Așa cum am precizat la începutul capitolului, Centrul de Cercetare pentru Aeroenergetică (CCAЕ) din Universitatea „Politehnica” din Timișoara a propus modelul Weibull cu trei parametri folosit pentru caracterizarea amenajărilor pentru viitoarele centrale eoliene [1], [52], [54].

Pornind de la această metodă, în teză s-a dorit o generalizare a modelului, cu scopul de a identifica cei trei parametri Weibull, știind viteza medie a vântului pentru o anumită amenajare cu o rugozitate caracteristică.

De obicei, modelul Weibull aproximat în mod uzual în literatură, concentrează informațiile pe un număr redus de constante care permit construirea

curbei de frecvență și a curbei de asigurare în mod direct în cadrul unei aplicații software.

Relațiile sunt redată în continuare:

▪ **pentru parametrul de formă:**

$$k = \text{const.} \cdot k \cdot \sqrt{v_m}, \quad \text{const.} \cdot k = 0,73 \div 1,05 \quad (\text{valoarea medie } 0,94) \quad (5.3)$$

conform [50]

▪ **pentru parametrul de scară:**

$$c = \frac{v_m}{-0,09562 - 0,1236 \cdot k + 0,68605 \cdot \sqrt{k} + \frac{0,51928}{k}} \quad (5.4)$$

valabil pentru $k = 1 \div 7$

Pentru domeniul $k = 1,5 \div 4$, se poate utiliza relația:

$$c_{\text{aprox}} = \frac{v_m}{0,9 \pm 0,01} ; \quad (5.5)$$

▪ **pentru parametrul de localizare** (s-au avut în vedere informațiile din referințele bibliografice din [54]):

$$a \cong -c \cdot \left(\ln \frac{8760}{T_0} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (5.6)$$

unde : $T_0 = 8760 - \Delta T_c$
 $\Delta T_c = 3050 v_m^{-1,65}$ (conform datelor din [51])

ΔT_c : durata calmului în [ore/an]

T_0 : timpul asigurat pentru $v = 0$ m/s

În privința corelărilor dintre cele două curbe Weibull (curba de asigurare FA(v) și curba de frecvență FF(v)) se pot face câteva precizări. Curba FF este o curbă derivată a lui FA.

$$FF(v) = \frac{d(FA)}{dv} \quad (5.7)$$

Frecvența pentru un bin (cutie) depinde de valoarea centrală a vitezei și de lățimea binului: $v \pm \Delta v$, lățimea fiind $2 \cdot \Delta v$.

Frecvența asociată cutiei este $f = FF(v) \cdot (2 \cdot \Delta v)$.

Doar în cazul $2 \cdot \Delta v = 1$ frecvența este egală cu valoarea dată de curba FF(v). de exemplu pentru binul de calm: $v = 0 + \Delta v$

În cazul $\Delta v = 0,5$ $f_0 = FF(0,25) \cdot 0,5$

Pentru parametrul de localizare a fost folosită o prelucrare statistică a informațiilor pentru calm (frecvența vitezei nule) din datele lui Pomorteva și Gullena [51] pentru viteze medii între 1 și 10 m/s. Cu aceste evaluări au rezultat valorile din tabelul 5.3.

Tabelul 5.3

v_m [m/s]	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$(\Delta T_c)_W$ [ore/an]	3053	973	498	310	214	159	123	99	81	68
$(\Delta T_c)_{emp}$ [ore/an]	2700	1000	550	330	225	170	130	103	83	65

Tabelul 5.4 arată în mod sintetic valorile constantelor Weibull obținute în cadrul CCAE pentru diferite valori medii ale vitezelor vântului.

Constantele Weibull

Tabelul 5.4

v_m [m/s]	2	3	4	5	6	8	10
<i>const.k=1,05</i>							
<i>k</i>	1,48	1,82	2,1	2,35	2,57	2,97	3,32
<i>c</i>	2,29	3,38	4,51	5,65	6,75	9,00	11,25
<i>a</i>	- 0,52	- 0,70	- 0,92	- 1,16	- 1,42	- 1,99	- 2,61
<i>const.k=0,94</i>							
<i>k</i>	1,41	1,63	1,88	2,10	2,30	2,66	2,97
<i>c</i>	2,17	3,34	4,50	5,64	6,67	8,89	11,12
<i>a</i>	- 0,43	- 0,58	- 0,76	- 0,97	- 1,19	- 1,65	- 2,17
<i>const.k=0,73</i>							
<i>k</i>	1,03	1,26	1,46	1,63	1,79	2,06	2,31
<i>c</i>	2,05	3,23	4,40	5,57	6,73	8,97	11,22
<i>a</i>	- 0,25	- 0,34	- 0,45	- 0,57	- 0,71	- 1,021	- 1,37

Viteza medie v_m este considerată la cota de instalare a agregatului.

Cu modelul construit de CCAE au rezultat valori pentru constantele Weibull, care s-au folosit pentru calculul ofertelor energetice ale diferitelor amplasamente caracterizate doar prin valorile vitezelor medii [54], [40], [41].

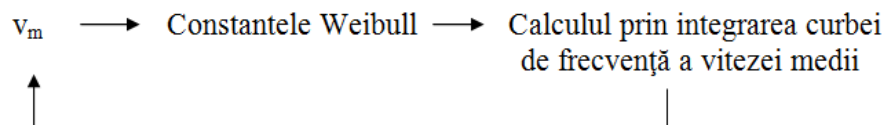
5.3. Contribuții la îmbunătățirea metodologiei de evaluare a constantelor Weibull

În cazul în care nu există o bază de date extinsă, fiind evaluată doar viteza medie, se folosesc constantele Weibull, care oferă o metodologie de evaluare a potențialului vitezei vântului mai utilă decât numai aceea a vitezei medii.

O directă aplicare a relațiilor din Capitolul 5.2 privind constantele Weibull ca funcții de viteza medie poate duce la erori de calcul în sensul că viteza medie recalculată cu ajutorul curbei de frecvență nu reproduce riguros valoarea evaluată inițial. Aceste erori de calcul provin din metodele empirice cu ajutorul cărora au fost construite relațiile (5.3)-(5.6).

În metodologia clasică relațiile conțin și un parametru (*const.k*) evaluat probabilistic pentru un domeniu între 0,73 și 1,05 [17], [50]. Acest parametru depinde de particularități locale ale zonelor geografice și orografice. Valori utilizate de NASA pentru amplasamente din SUA [50] sunt $const.k = 0,9144 \div 0,9002$ pentru domeniul $v_m = 5,58 \div 9,81$ m/s. În lipsa unor informații suficiente în acest domeniu se operează cu valoarea medie de 0,94.

Contribuțiile aplicate în teză se referă la calculul iterativ.



5.3. Contribuții la îmbunătățirea metodologiei de evaluare a constantelor Weibull 95

În forma uzuală a metodei aplicată în CCAE această iterație cu relațiile actuale nu este convergentă, deci nu poate fi utilizată corect.

Metoda a fost corectată prin introducerea în relațiile din Capitolul 5.2 a două constante de ajustare: m și n .

În cadrul analizelor pentru diversificarea turbinei pentru un amplasament concret, acesta trebuie caracterizat ca ofertă energetică. Pentru această caracterizare am convenit utilizarea:

- vitezei medii multianuale evaluată pe baza hărților generale de potențial și a unor măsurări locale de control;

- constantelor Weibull asociate acestei viteze medii.

Pentru determinarea celor trei constante au fost utilizate trei relații statice din literatură [1], [39], [40], [54].

- Parametrul de formă $k = (0,73 \dots 1,05) \cdot \sqrt{v_m}$ (5.8)

- Parametrul de scară $c = \frac{v_m}{0,9 \pm 0,01}$; (5.9)

- Parametrul de localizare $a \cong -c \cdot \left(\ln \frac{8760}{T_0} \right)^{\frac{1}{k}}$ (5.10)

CCAIE a folosit pentru acest calcul o metodă iterativă. Metoda a fost îmbunătățită în cadrul tezei pentru asigurarea convergenței iterației.

Am găsit o nouă metodă care să îmbunătățească metoda CCAIE prin eliminarea neajunsului arătat. După mai multe cazuri, chiar încercări de corecții făcute pentru expresia funcțiilor FA, respectiv FF, s-a conturat ideea că trebuie căutate modificările posibile pentru ca nouă metodă iterativă să regăsească după un număr de iterații viteza medie de la care s-a plecat. Astfel obiectivele au fost:

- regăsirea lui v_m
- compararea datelor ce rezultă folosind noua metodă cu datele experimentale existente
- analiza influenței valorii $const.k = 1,05; 0,94; 0,73$.

În cazul în care dispunem de noi măsurători metoda poate fi în continuare verificată, corectată.

Una din ideile de corecție a fost ca după ce se face prima iterație și se găsește o altă valoare a vitezei medii, să modificăm valoarea aceasta. Astfel l-am ajustat inițial pe v_m făcând înlocuirea lui cu $v_m - \Delta v$, unde Δv a rezultat ca diferență între valoarea inițială a lui v_m și cea rezultată din prima iterație. După noua iterație se obține o altă valoare pentru v_m . Se observă că prin această corecție introdusă noua valoare nu se depărtează de valoarea inițială, ci începe să se apropie. Astfel se merge în continuare cu altă corecție aplicată noului v_m , tot cu noua diferență găsită Δv . Mergând iterativ calculul se încheie în momentul în care se regăsește valoarea de la care se pleacă pentru v_m . Astfel corectarea s-a făcut cu ajutorul unei corecții Δv . După mai multe încercări am observat că numărul iterațiilor este destul de mare. Am încercat să îndrept acest neajuns căutând să fac o altă corecție.

Pasul următor a fost de a studia ce se întâmplă dacă modific viteza după prima iterație înlocuind v_m cu produsul $m \cdot v_m$, unde coeficientul de corecție m este de data aceasta nu o diferență, ci un raport, și anume raportul dintre viteza medie inițială și viteza medie găsită după prima iterație.

$$m = \frac{v_{m0}}{v_m} \quad (5.11)$$

Se observă din calcule că acest raport este supraunitar. La următoarea iterație se ajustează valoarea inițială a vitezei medii, astfel că se pornește cu o valoare supraestimată, găsită ca fiind $(m \cdot v_m)$. Și această metodă duce în final la convergența metodei de aproximare. Se regăsește viteza medie de la care s-a pornit, dar după un număr mai mic de iterații decât în cazul anterior. Valorile noi ale coeficienților k , c și a sunt noile valori găsite după ultima iterație. Comparând noile valori obținute ale coeficienților se vede o bună concordanță și cu datele statistice existente. Acest fapt certifică că metoda nouă găsită poate fi aplicată cu succes.

Ca ultimă corecție am căutat să văd dacă pot influența sau corecta și valoarea obținută la fiecare iterație pentru suma frecvențelor. Aceasta se abate de la valoarea 8760, care reprezintă numărul de ore dintr-un an. Așa cum se vede în cadrul programului conceput pentru această metodologie, ținând cont de notațiile introduse, am aplicat în cazul corecției lui v_m și o altă corecție, aceea a lui TW printr-un factor de corecție n . Astfel că în loc de TW în cadrul iterațiilor se face înlocuirea cu $(n \cdot TW)$. Influența corecției lui TW este mai puțin vizibilă însă, de aceea uneori am considerat că este suficientă doar corectarea vitezei.

Astfel noul model de calcul al coeficienților Weibull pornește tot de la relațiile:

$$FF(v) = \frac{8760}{c} \cdot k \left(\frac{v-a}{c} \right)^{k-1} \cdot \exp \left[- \left(\frac{v-a}{c} \right)^k \right] \quad (5.12)$$

$$FA(v \geq) = 8760 \cdot \exp \left[- \left(\frac{v-a}{c} \right)^k \right] \quad (5.13)$$

$$k = \text{const} \cdot k \cdot \sqrt{v_m} \quad (5.14)$$

unde $\text{const} \cdot k = 1,05; 0,94; 0,73$

$$c = \frac{v_m}{-0,09562 - 0,1236 \cdot k + 0,68605 \cdot \sqrt{k} + \frac{0,51928}{k}} \quad (5.15)$$

$$a \cong -c \cdot \left(\ln \frac{8760}{T_0} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (5.16)$$

$$T_0 = 8760 - \Delta T_C \quad (5.17)$$

$$\Delta T_C = 3050 \cdot v_m^{-1,65} \quad (5.18)$$

Cu o valoare inițială pentru v_m , integrala duce la:

$$v_m' \neq v_m$$

$$TW \neq 8760$$

De aceea se trece la o corecție a lui k , c , $a = f(v_m)$ cu ajutorul unui coeficient de corecție m , astfel încât k , c , $a = f(m \cdot v_m)$ și a doua corecție după n ($TW = n \cdot 8760$).

S-au conceput programe de calcul în limbajele BASIC și PASCAL, afișate în Anexe, conform cărora se folosește noua metodă concepută pentru calculul celor trei coeficienți Weibull care aproximează analitic curba de asigurare și curba de frecvență cu ajutorul unei valori a vitezei medii.

În cadrul calculului corespunzător fiecărei iterații se ține acum cont că se determină și coeficienții de corecție m și n în funcție de $\text{const} \cdot k$, v_m , j_{max} . Metoda este de data aceasta convergentă. Ca observație, voi nota faptul că la valori mai

5.3. Contribuții la îmbunătățirea metodologiei de evaluare a constantelor Weibull 97

mari ale lui v_m cresc considerabil numărul de iterații, însă aceasta nu constituie o problemă în condițiile actuale ale tehnicii de calcul.

Pentru ușurința înțelegerii metodologiei de calcul am conceput un program și în MathCad de corecție a celor trei coeficienți Weibull utilizând metodologia nouă. Spre exemplificare un astfel de calcul pentru $v_m = 4$ m/s este prezentat în continuare. Programul se poate modifica în funcție de cazul studiat, modificând direct valorile. Pentru generalizarea metodei am conceput în BASIC și Pascal programele WEIBA07.BAS, WEIBULL_.PAS din Anexe. Cu ajutorul lor am obținut rezultatele centralizate în tabelul 5.5. (noile valori pentru k , c , a în funcție de v_m și $const.k$).

Initial consider pentru **viteza medie** valoarea:

$$vm0 := 4 \quad vm := 4 \quad TW := 8760$$

Se calculeaza cei trei parametri: k , c , a

$$constk := 1.05$$

- **Parametru de forma** $k := constk \cdot \sqrt{vm}$

- **Parametru de scara**
$$c := \frac{vm}{-0.09562 - 0.1236k + 0.68605\sqrt{k} + \frac{0.51928}{k}}$$

$$\Delta Tc := 3050 \cdot vm^{-1.65} \quad To := TW - \Delta Tc$$

- **Parametru de localizare**
$$a := -c \cdot \left(\ln \left(\frac{TW}{To} \right) \right)^{\frac{1}{k}}$$

Obtinem:

$$k = 2.1 \quad \Delta Tc = 309.671$$

$$c = 4.513 \quad To = 8450.329$$

$$a = -0.927 \quad a1 = -0.922$$

$$i := 0..14 \quad v_i := i$$

Funcția de frecvența este:

$$FF_i := \frac{TW}{c} \cdot k \cdot \left(\frac{v_i - a}{c} \right)^{k-1} \cdot \exp \left[- \left(\frac{v_i - a}{c} \right)^k \right] \quad FA_i := TW \cdot \exp \left[- \left(\frac{v_i - a}{c} \right)^k \right]$$

98 Evaluarea ofertei energetice a amplasamentului - 5

$v_i =$	$FF_i =$	$FA_i =$
0	689.16	8450.329
1	$1.352 \cdot 10^3$	7409.897
2	$1.692 \cdot 10^3$	5856.185
3	$1.658 \cdot 10^3$	4152.372
4	$1.349 \cdot 10^3$	2632.883
5	934.943	1489.01
6	558.643	749.485
7	289.75	335.143
8	130.964	132.923
9	51.704	46.692
10	17.854	14.508
11	5.397	3.983
12	1.428	0.965
13	0.331	0.206
14	0.067	0.039

$$\sum_{i=0}^{14} FF_i = 8730.976$$

$$\frac{\sum_{i=0}^{14} (v_i \cdot FF_i)}{\sum_{i=0}^{14} FF_i} = 3.085$$

$j := 1..14$

$v_j :=$	$FF1_j =$
0.5	1050.498
1.5	1569.69
2.5	1718.317
3.5	1527.532
4.5	1144.769
5.5	735.847
6.5	409.388
7.5	198.145
8.5	83.683
9.5	30.894
10.5	9.98
11.5	2.823
12.5	0.699
13.5	0.152

$$FF1_j := \frac{TW}{c} \cdot k \cdot \left(\frac{v_j - a}{c}\right)^{k-1} \cdot \exp\left[-\left(\frac{v_j - a}{c}\right)^k\right]$$

$$\sum_{j=1}^{14} FF1_j = 8482.417$$

$$\frac{\sum_{j=1}^{14} (v_j \cdot FF1_j)}{8760} = 3.085$$

Viteza medie:

$$vmv := \frac{\sum_{j=1}^{14} (v_j \cdot FF1_j)}{\sum_{j=1}^{14} FF1_j} = 3.185$$

5.3. Contribuții la îmbunătățirea metodologiei de evaluare a constantelor Weibull 99

$$m := \frac{vm0}{vmv} \quad m = 1.255701 \quad vmr := m \cdot vm \quad vmr = 5.023$$

$$n := \frac{\sum_{j=1}^{14} FF1_j}{8760} \quad TW_r := 8760 \cdot n \quad TW_r = 8482.417 \quad n = 0.968$$

$v_j =$	$FF_j =$	$FA_j =$
0.5	1351.788	7409.897
1.5	1692.107	5856.185
2.5	1657.761	4152.372
3.5	1349.078	2632.883
4.5	934.943	1489.01
5.5	558.643	749.485
6.5	289.75	335.143
7.5	130.964	132.923
8.5	51.704	46.692
9.5	17.854	14.508
10.5	5.397	3.983
11.5	1.428	0.965
12.5	0.331	0.206
13.5	0.067	0.039

Noile valori ale constantelor Weibull calculate folosind noua metodă de aproximare introdusă [81], sunt centralizate în tabelul 5.5:

Tabelul 5.5

Noile valori pentru constantele Weibull
const.k = 1,05

v_m [m/s]	k	c	a
3	2,071	4,390	- 0,902
4	2,393	5,858	- 1,216
5	2,687	7,360	- 1,572
6	2,961	8,891	- 1,964
7	3,217	10,448	- 2,390
8	3,461	12,030	- 2,847
9	3,693	13,642	- 3,335
10	3,919	15,301	- 3,859
11	4,146	17,054	- 4,434
12	4,431	19,402	- 5,235

$const.k = 0,94$

v_m [m/s]	k	c	a
3	1,814	4,181	- 0,715
4	2,091	5,583	- 0,960
5	2,344	7,016	- 1,240
6	2,579	8,473	- 1,551
7	2,800	9,952	- 1,889
8	3,010	11,455	- 2,255
9	3,212	12,995	- 2,650
10	3,412	14,604	-3,083
11	3,617	16,345	- 3,573
12	3,838	18,337	- 4,158

 $const.k = 0,73$

v_m [m/s]	k	c	a
3	1,361	3,784	- 0,391
4	1,560	5,064	- 0,521
5	1,742	6,381	- 0,674
6	1,912	7,726	- 0,848
7	2,078	9,140	- 1,047
8	2,239	10,613	- 1,272
9	2,387	12,054	- 1,508
10	2,548	13,717	- 1,798
11	2,723	15,623	- 2,153
12	3,161	20,888	- 3,241

Influența valorii constantei $const.k$ asupra coeficienților k , c și a este arătată în reprezentările grafice din figurile 5.5, 5.6, 5.7.

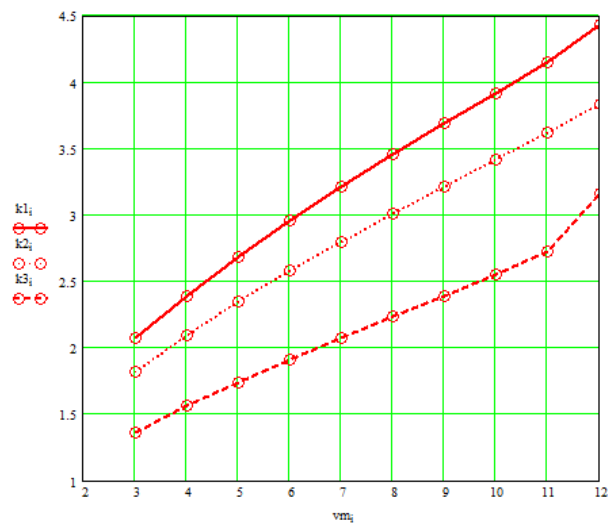


Figura 5.5

5.3. Contribuții la îmbunătățirea metodologiei de evaluare a constantelor Weibull 101

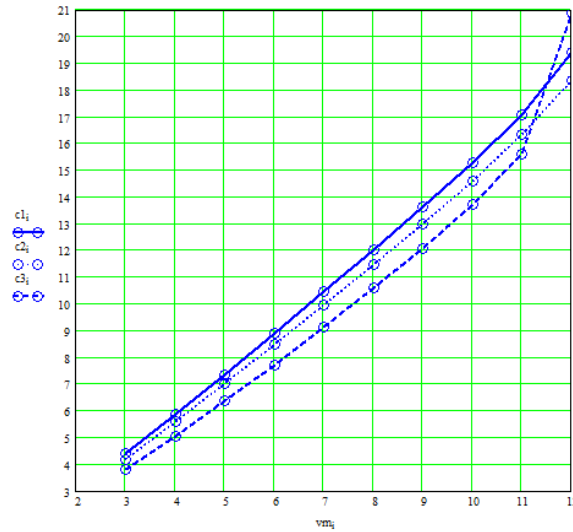


Figura 5.6

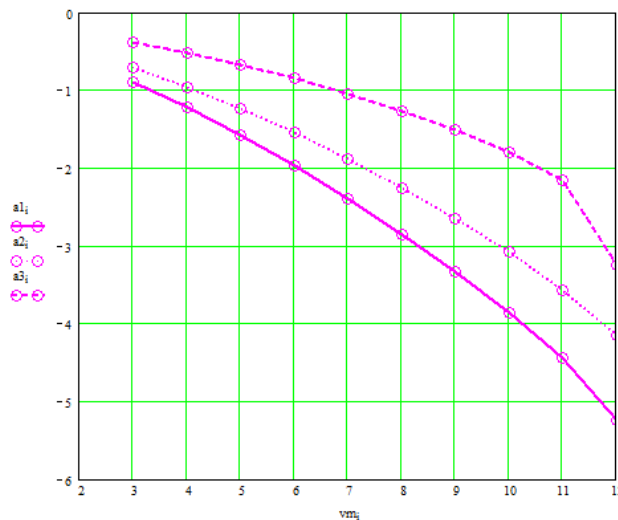


Figura 5.7

Pentru punerea în evidență a îmbunătățirii cu metoda originală a aproximației curbei frecvenței pornind de la viteza medie multianuală au fost calculate și comparate rezultatele obținute cu datele statistice date de Pomorteva-Gullena [51], Justus [50] și cele cunoscute în urma măsurărilor făcute pe amplasamentul Semenic (tabelul 5.1). Concluzia la care s-a ajuns a fost buna aproximare obținută a datelor concrete ale diferitelor amplasamente studiate cu distribuția Weibull calculată cu coeficienții stabiliți cu noua metodă.

Spre exemplificare în figura 5.8 s-a reprezentat histograma pentru distribuția de frecvență cu datele din [51] pentru un amplasament având $v_m=4,1$ m/s. Curbele $FF1(v)$ și $FF2(v)$ au fost calculate folosind aproximațiile date în [51]:

$k=2,1$; $c=4,6$; $a=-0,95$, respectiv $k=1,5$; $c=4,5$; $a=-0,46$. Curba $FF3(v)$ am stabilit-o pornind de la coeficienții calculați cu formulele stabilite de CCAE, iar $FF4(v)$, $FF5(v)$ și $FF6(v)$ sunt curbele de aproximare cu coeficienții distribuției Weibull corecțate cu metoda originală pentru trei cazuri ale valorii *const.k*. Au fost stabilite următoarele valori:

$k=2,371$	$c=5,749$	$a=-1,192$	(pentru <i>const.k</i> =1,05)
$k=2,068$	$c=5,461$	$a=-0,938$	(pentru <i>const.k</i> =0,94)
$k=1,543$	$c=4,949$	$a=-0,509$	(pentru <i>const.k</i> =0,73)

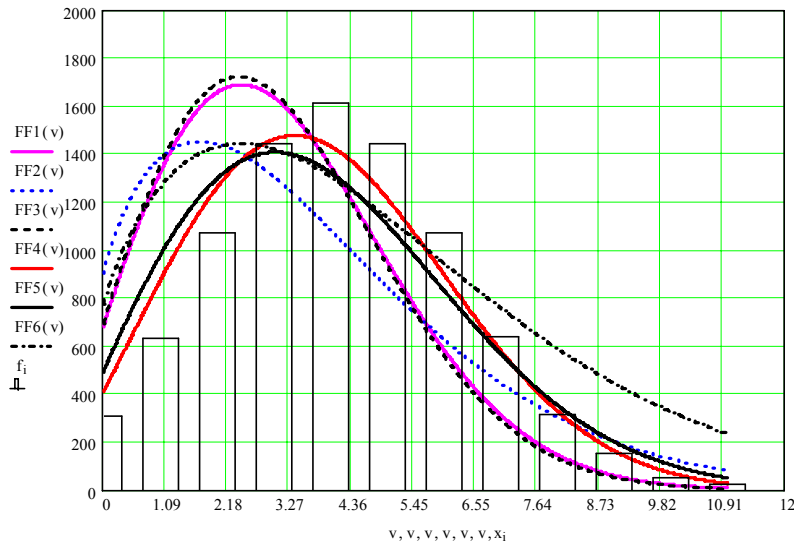


Figura 5.8

Considerând datele înregistrate de pe amplasamentul Semenice pentru $v_m=5,65$ m/s și cele cunoscute în cadrul CCAE pentru $k=1,93$; $c=7,9$; $a=-0,935$ am recalculat coeficienții Weibull cu metoda originală și am obținut:

$k=2,859$	$c=8,303$	$a=-1,811$	(pentru <i>const.k</i> =1,05)
$k=2,497$	$c=7,949$	$a=-1,436$	(pentru <i>const.k</i> =0,94)
$k=1,885$	$c=7,504$	$a=-0,818$	(pentru <i>const.k</i> =0,73)

Rezultatele sunt reprezentate în figura 5.9.a. cazul $v_m=5,65$ m/s și în figura 5.9.b cazul $v_m=5,45$ m/s. Pentru acest ultim caz coeficienții Weibull calculați conform CCAE au fost $k=1,85$; $c=7,88$; $a=-1,11$, și cei obținuți cu noua metodă sunt:

$k=2,828$	$c=8,13$	$a=-1,766$	(pentru <i>const.k</i> =1,05)
$k=2,47$	$c=7,777$	$a=-1,399$	(pentru <i>const.k</i> =0,94)
$k=1,862$	$c=7,32$	$a=-0,794$	(pentru <i>const.k</i> =0,73)

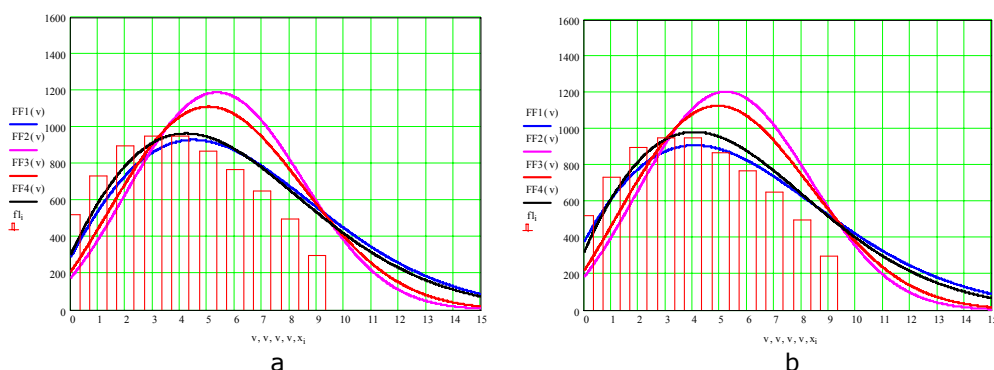


Figura 5.9

5.4. Aplicarea metodei iterative pentru amplasamentul Marga

Eficiența agregatelor aeroelectrice de mică putere depinde în mare măsură de adaptabilitatea lor la condițiile amplasamentului. Spre deosebire de cele cu putere medie și mare care sunt destinate unor amplasamente selectate cu viteze medii de vânt, peste 7–8 m/s, cele mici se amplasează în vecinătatea gospodăriilor populației, pe acoperișul caselor sau pe stâlpi în vecinătatea acestora, unde vitezele medii ale vântului pot fi doar în domeniul 3–6 m/s. Prin compararea curbelor de frecvență a vântului cu caracteristica de exploatare a turbinei la diferite rapidități și diametre se trag concluzii privind punctele de instalare și producția de energie la diferite oferte ale amplasamentelor.

Am folosit un studiu de caz pentru un agregat de 3,5 kW. Acesta a fost inclus în proiectul MAVA 3416/21-036 cu obiectivul „Deservirea energetică a unei comunități locale utilizând curenții de aer”. În cadrul proiectului s-a realizat și amplasat în arealul Comunei Marga din Județul Caraș-Severin un agregat aeroelectric pentru alimentarea cu energie electrică a Complexului Sanatorial al Asociației Medical Creștine „Izvorul Tămăduirii”. În cadrul acestui proiect numit în continuare „Proiectul Marga” pentru modelarea regimului vântului am utilizat metoda Weibull cu trei parametri determinați în funcție de viteza medie cu ajutorul metodei originale.

S-a întocmit un studiu de fezabilitate, proiectul tehnic, detalii de execuție pentru un agregat aeroelectric automatizat, echipat cu o turbină cu ax orizontal. S-a urmărit adaptarea construcției la condițiile amplasamentului. Proiectul a fost prevăzut cu posibilități de diversificare prin diferite paletaje ale turbinei de vânt (dimensiuni și număr de palete). Pe această cale se asigură posibilități de adaptare la condițiile altor amplasamente rurale pentru a maximiza producția de energie. În acest sens în prezent această diversificare este aplicată în cadrul unui alt proiect unde s-a obținut această diversificare prin posibilitatea schimbării rotorului de un anumit diametru ($D=4,5$ m) cu un rotor de un diametru mai mare ($D=5$ m) pentru un alt amplasament din județul Alba.

Pentru evaluări mai precise ale energiei valorificabile s-a utilizat următoarea metodologie:

- Evaluarea vitezelor medii multianuale în funcție de altitudinea locului și înălțimea stâlpului agregatelor (elevația locală);

- Evaluarea densității aerului;
- Evaluarea constantelor Weibull în funcție de altitudinea amplasamentului și evaluări energetice în funcție de altitudine și elevație;
- Evaluarea puterilor instalate și ariile ocupate la nivelul solului;
- Evaluarea producției anuale de energie.

Curbe de asigurare pentru elevația de 10 m de la sol

Tabelul 5.6

Altitudine [m] v [m/s]	Târcu	Cuntu	Semenic	Oravița	Bozovici	Caransebeș	Lugoj
	2180	1500	1432	308	260	241	121
1	8232	6907	8028	6775	5529	6128	6103
2	7709	5279	7312	5078	3216	4114	3900
3	7130	3998	6509	3863	2018	3005	2560
4	6602	2892	5570	2919	1271	2236	1656
5	6062	2001	4649	2210	813	1665	1056
6	5519	1132	3830	1657	500	1221	591
7	4907	915	3092	1310	366	918	372
8	4305	587	2416	1039	256	681	260
9	3705	360	1808	825	168	488	177
10	3121	206	1272	657	96	323	99
11	2595	114	836	515	26	190	29
12	2333	91	610	441	24	118	15
13	2128	74	453	386	20	81	11
14	1955	56	355	336	17	56	8
15	1795	44	296	302	13	40	6
16	1670	30	268	272	13	26	5
17	1447	19	197	226	3	5	-
18	1261	17	156	182	3	5	-
19	1073	12	119	149	3	4	-
20	885	8	85	114	3	3	-
21	717	7	50	78	1	2	-
22	643	4	43	68	-	-	-
23	595	4	36	59	-	-	-
24	554	4	34	52	-	-	-
25	521	4	27	44	-	-	-
26	459	3	24	38	-	-	-
27	413	3	19	33	-	-	-
28	377	3	15	29	-	-	-
29	342	3	13	24	-	-	-
30	318	2	10	22	-	-	-
31	294	2	9	20	-	-	-
32	278	2	7	17	-	-	-
33	261	2	6	15	-	-	-
34	243	2	6	13	-	-	-
35	228	2	6	11	-	-	-
36	201	-	2	7	-	-	-
37	174	-	2	7	-	-	-
38	144	-	1	5	-	-	-
39	120	-	1	5	-	-	-
40	95	-	1	5	-	-	-

În cadrul proiectului MARGA a fost rațional să se opteze pentru un agregat de putere mică, conceput pentru un amplasament mai puțin performant realizabil de partenerul SRL CLAGI-ROMANIA. Poate fi un agregat cu putere instalată de 3...3,5 kW, diametrul turbinei 4,5 - 5,0 m, înălțimea stâlpului de 20 m, producția anuală de energie, în condițiile unui vânt mediu de 4 m/s, poate ajunge până la 5.000 kWh/an.

Pentru studiile preliminare care se întocmesc înaintea efectuării de măsurători pe amplasament s-a întocmit un studiu pe baza unor date provenite de la șapte stații meteorologice din județul Caraș-Severin trecute în tabelul 5.6. Cu ajutorul lor am calculat folosind programul WRCONST vitezele medii și constantele Weibull, afișate în tabelul 5.7. Datele ordonate după altitudinea locului stațiilor permit o primă evaluare pentru amplasamentul situat pe valea (N-S) Marga-Niermeș la cota 730 m.

Constantele Weibull

Tabelul 5.7

Stația Altitudine [m]	Țarcu 2180	Cuntu 1500	Semenic 1432	Oravița 308	Bozovici 260	Caransebeș 241	Lugoj 121
k	1,5737	1,6366	1,9861	1,0966	1,3003	1,2160	1,5355
c	10,4385	5,0297	8,0431	4,5662	3,1603	4,0802	4,0694
T_{calm} [ore/an]	160	960	260	1210	2260	1960	1960
a	-0,8236	-1,3362	-1,3646	-0,805	-1,2459	-1,3134	-1,6572
v_m [m/s]	8,22	3,38	5,84	3,79	2,10	3,03	2,48

În figura 5.10 sunt afișate datele din tabelul 5.7. Se vede o bună corelare cu altitudinea locului care permite acceptarea unor interpolări pentru obiectivul Marga.

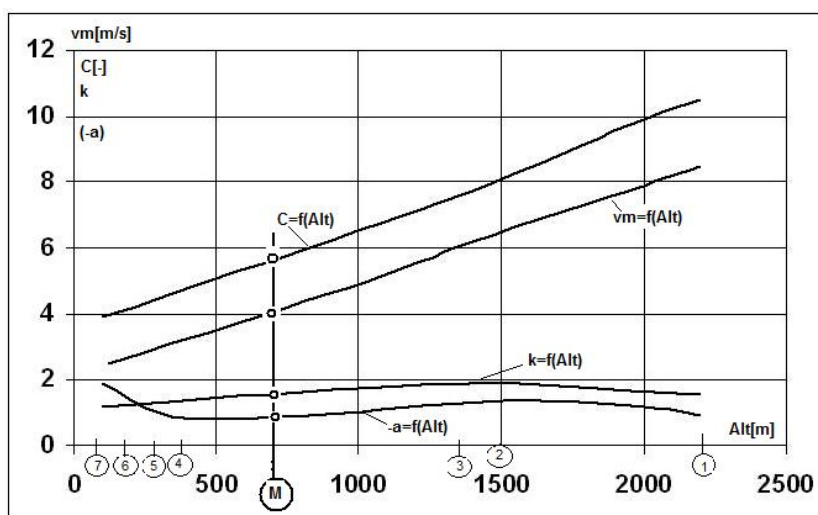


Figura 5.10 Dependenta coeficienților Weibull cu altitudinea

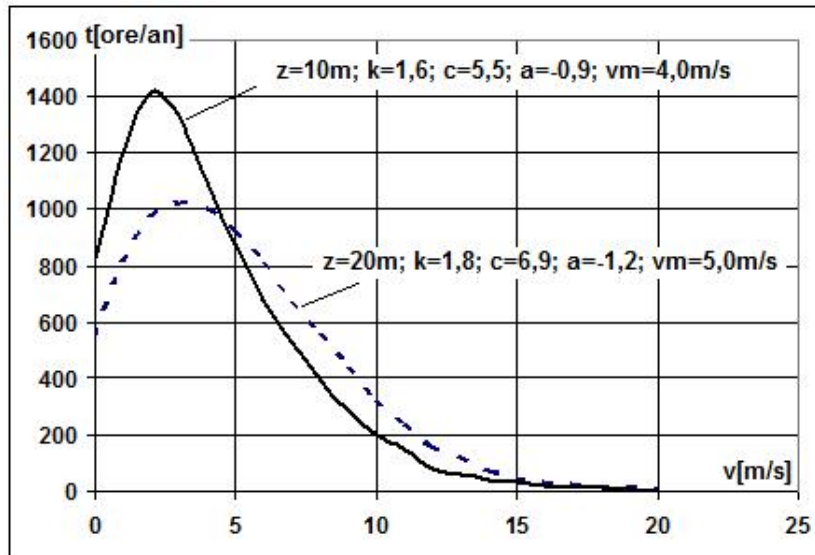


Figura 5.11 Curbele Weibull pentru amplasamentul Marga

Pentru mărirea preciziei de evaluare a ofertei energetice a amplasamentului rezultatele urmează să fie corectate cu datele măsurate cu ajutorul unui stâlp anemometric echipat cu sistem de achiziție de date instalat pe amplasament.

În prima etapă a diversificării s-a făcut o evaluare preliminară pentru amplasamentul Marga pentru altitudinea de 730 m. S-au ales: viteza medie $v=4$ m/s și constantele Weibull:

$$\begin{aligned} c &= 5,5 \\ k &= 1,6 \\ a &= -0,9 \end{aligned} \quad (5.19)$$

Curbele de asigurare și cele de frecvență au fost calculate cu programul **WEIB07**. Ele sunt afișate în tabelul 5.8.

Pentru reprezentarea curbei de frecvență am folosit și soft-ul **TableCurve**. Cu ajutorul acestui soft am avut posibilitatea să folosesc o funcție de aproximare de tip Weibull după propria formulă definită în cadrul acestui program și o funcție proprie plecând de la ecuația (5.1). În acest caz s-au obținut următoarele valori pentru constante Weibull:

$$\begin{aligned} c &= 6,899517380 \\ k &= 1,799507861 \\ a &= -1,19936589 \end{aligned} \quad (5.20)$$

Trebuie specificat că notațiile folosite pentru constantele Weibull în programul TableCurve au fost (a, b, c) în loc de (c, k, a). Rezultatele obținute sunt reprezentate grafic conform figurii 5.12. Am suprapus în MathCad aproximările Weibull obținute cu patru metode, și anume valorile FF1 corespunzătoare metodei CCAE, valorile FF2 pentru valorile calculate cu metoda originală conform programului WEIBA07, valorile FF3 obținute cu TableCurve folosind funcția de aproximare a distribuției Weibull conținută în acest program, și valorile FF4 obținute cu o funcție proprie definită în TableCurve (figura 5.14).

Tabelul 5.8

Date aerologice pentru MARGA (elevația 10 m)

v [m/s]	FA [ore/an]	FF[ore/an]
0	8289	814
1	7298	1122
2	6117	1212
3	4920	1164
4	3815	1036
5	2861	868
6	2081	694
7	1470	531
8	1010	392
9	676	280
10	442	194
11	281	130
12	175	85
13	107	54
14	64	34
15	37	20
16	21	12
17	12	7
18	6	4
19	3	2
20	2	1
21	1	1
22	0	0
23	0	0
24	0	0
25	0	0

$v_m[m/s] = 4,089484$
 $SumT[ore/an] = 8658,112$

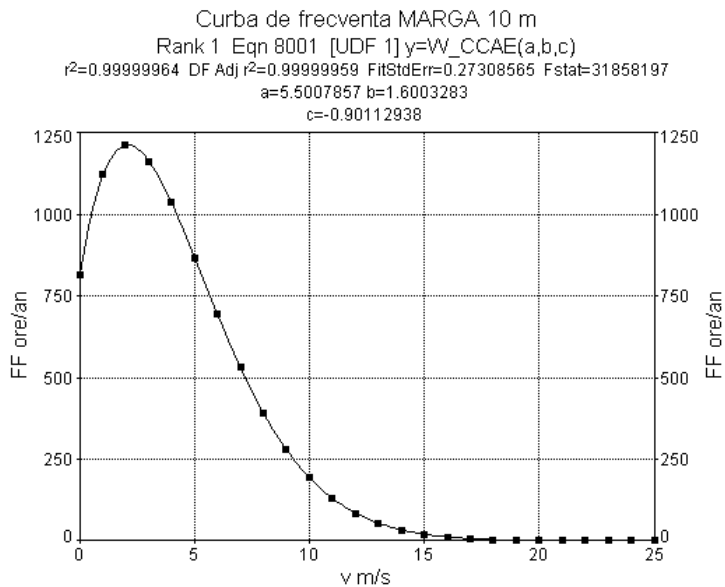


Figura 5.12 Curba de frecvență pentru amplasamentul Marga (elevația 10 m)

$x_i :=$	$f_i :=$	MARGA 10 m			$i := 1..26$
0	814	$k1 := 1.6$	$c1 := 5.5$	$a1 := -0.9$	(CCAЕ)
1	1122	$k2 := 1.6003$	$c2 := 5.5007$	$a2 := -0.9011$	valori corectate
2	1212	$FA1(v) := 8760 \exp\left[-\left(\frac{v - a1}{c1}\right)^{k1}\right]$ $FF1(v) := \frac{8760}{c1} \cdot k1 \cdot \left(\frac{v - a1}{c1}\right)^{k1-1} \cdot \exp\left[-\left(\frac{v - a1}{c1}\right)^{k1}\right]$ $FF2(v) := \frac{8760}{c2} \cdot k2 \cdot \left(\frac{v - a2}{c2}\right)^{k2-1} \cdot \exp\left[-\left(\frac{v - a2}{c2}\right)^{k2}\right]$			
3	1164				
4	1036				
5	868				
6	694				
7	531				
8	392				
9	280				
10	194				
11	130				
12	85				
13	54				
14	34				
15	20				
16	12				
17	7				
18	4				
19	2				
20	1				
21	1				
22	0				
23	0				
24	0				
25	0				

$v := 0, 0.01.. 26$



Figura 5.13. Histograma obținută cu programele CCAE pentru Marga (elevația 10 m)

5.4. Aplicarea metodei iterative pentru amplasamentul Marga 109

$FF1(x_i) =$	$FF2(x_i) =$	$FF3_i :=$	$FF4_i :=$
813.957	814.044	814.01365	814.01388
1122.038	1121.969	1121.9438	1121.9438
1212.028	1211.96	1211.9480	1211.9480
1164.461	1164.422	1164.4231	1164.4231
1035.506	1035.489	1035.4978	1035.4979
868.225	868.214	868.22646	868.22659
693.581	693.565	693.57756	693.57769
531.412	531.384	531.39555	531.39567
392.305	392.267	392.27503	392.27512
279.981	279.937	279.94260	279.94267
193.67	193.624	193.62739	193.62743
130.108	130.065	130.06676	130.06679
85.031	84.993	84.993555	84.993571
54.135	54.103	54.103318	54.103325
33.613	33.589	33.588244	33.588246
20.375	20.357	20.356967	20.356966
12.069	12.056	12.055422	12.055420
6.99	6.982	6.9812250	6.9812236
3.962	3.956	3.9560374	3.9560361
2.199	2.195	2.1950164	2.1950154
1.196	1.193	1.931837	1.1931830
0.637	0.636	0.6357565	0.6357560
0.333	0.332	0.3321937	0.3321934
0.171	0.17	0.170927	0.1702925
0.086	0.086	0.856797	0.0856795
0.042	0.042	0.0423250	0.0423249

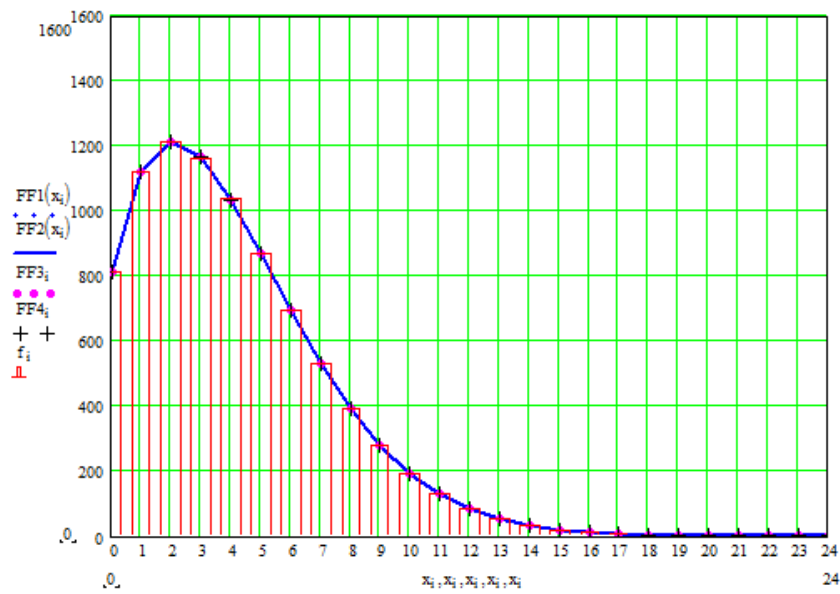


Figura 5.14 Curba de frecvență obținută pentru Marga (elevația 10 m)

Tabelul 5.9

Datele aerologice pentru MARGA (elevația 20 m)

v [m/s]	FA [ore/an]	FF[ore/an]
0	8392	540
1	7709	806
2	6817	962
3	5818	1020
4	4803	999
5	3840	919
6	2976	803
7	2239	670
8	1635	537
9	1161	414
10	802	308
11	538	222
12	352	154
13	224	104
14	139	68
15	84	43
16	49	27
17	28	16
18	16	9
19	9	5
20	5	3
21	2	2
22	1	1
23	1	0
24	0	0
25	0	0

Vm[m/s]= 5,020408
SumT[ore/an]= 8634,964

Curba de frecventa MARGA 20 m
Rank 1 Eqn 8001 [UDF 1] y=W_CCAE(a,b,c)
r²=0.9999995 DF Adj r²=0.99999943 FitStdErr=0.28174275 Fstat=22824356
a=6.8995174 b=1.7995079
c=-1.1993659

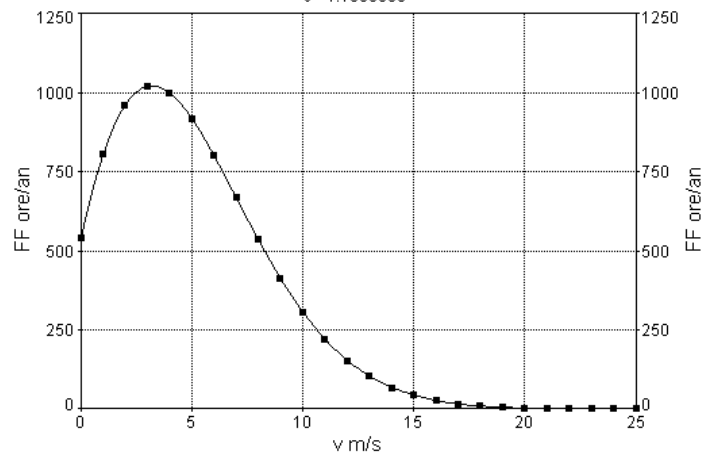


Figura 5.15 Curba de frecvență pentru amplasamentul Marga (elevația 20 m)

Agregatul de vânt este proiectat pentru un stâlp de 20 m. Viteza medie recalculată pentru elevația de 20 m conform [1] este:

$$v_{m20} = v_{m10} \cdot \left(\frac{20}{10}\right)^a \quad (5.21)$$

Considerând exponentul $a=0,3$ din cauza terenului accidentat din amplasament rezultă:

$$v_{m20} \approx 5 \text{ m/s} \quad (5.22)$$

Pentru această viteză medie constantele Weibull, calculate cu ajutorul programului **WEIBA07** folosind metoda originală, sunt:

$$\begin{aligned} k &= 1,8 \\ c &= 6,9 \\ a &= -1,2 \end{aligned} \quad (5.23)$$

Rezultatele sunt afișate în tabelul 5.9 și trasate grafic în figura 5.16.

Și în acest caz am folosit TableCurve (figura 5.15) și MathCad (figura 5.16 și figura 5.17) pentru a pune în evidență rezultatele obținute pentru curba de frecvență conform celor patru cazuri considerate și pentru elevația de 20 m.

Pentru ultima metodă am găsit cu TableCurve conform ecuației definite cu funcția (5.1) constantele Weibull:

$$\begin{aligned} c &= 6,901574994 \\ k &= 1,800117232 \\ a &= -2,20263396 \end{aligned} \quad (5.24)$$

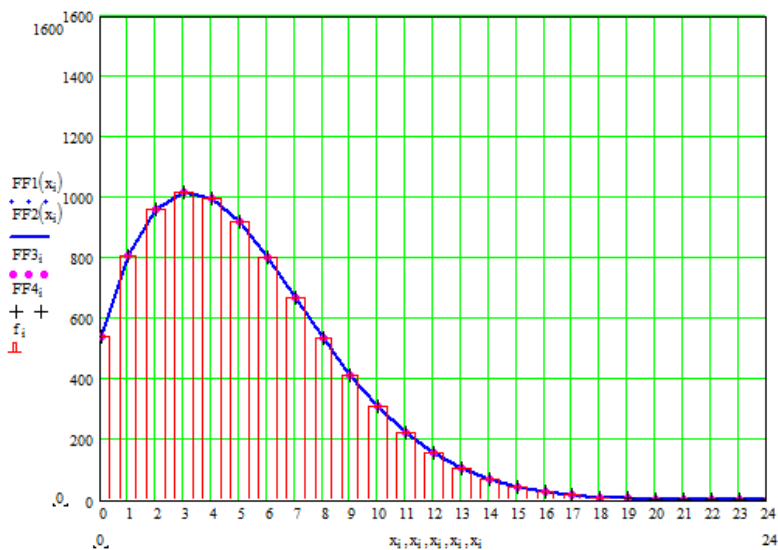


Figura 5.16 Curba de frecvență obținută pentru Marga (elevația 20 m)

$x_i :=$	$f_i :=$	MARGA 20 m		$i := 1..26$
0	540	$k1 := 1.8$	$c1 := 6.9$	$a1 := -1.2$ (CCAЕ)
1	806			
2	962	$k2 := 1.8001$	$c2 := 6.9015$	$a2 := -1.2026$ valori corectate
3	1020			
4	999			
5	919	$FA1(v) := 8760 \exp\left[-\left(\frac{v - a1}{c1}\right)^{k1}\right]$		
6	803			
7	670			
8	537	$FF1(v) := \frac{8760}{c1} \cdot k1 \cdot \left(\frac{v - a1}{c1}\right)^{k1-1} \cdot \exp\left[-\left(\frac{v - a1}{c1}\right)^{k1}\right]$		
9	414			
10	308			
11	222	$FF2(v) := \frac{8760}{c2} \cdot k2 \cdot \left(\frac{v - a2}{c2}\right)^{k2-1} \cdot \exp\left[-\left(\frac{v - a2}{c2}\right)^{k2}\right]$		
12	154			
13	104			
14	68			
15	43			
16	27			
17	16			
18	9			
19	5			
20	3			
21	2			
22	1			
23	0			
24	0			
25	0			

$v := 0, 0.01..26$

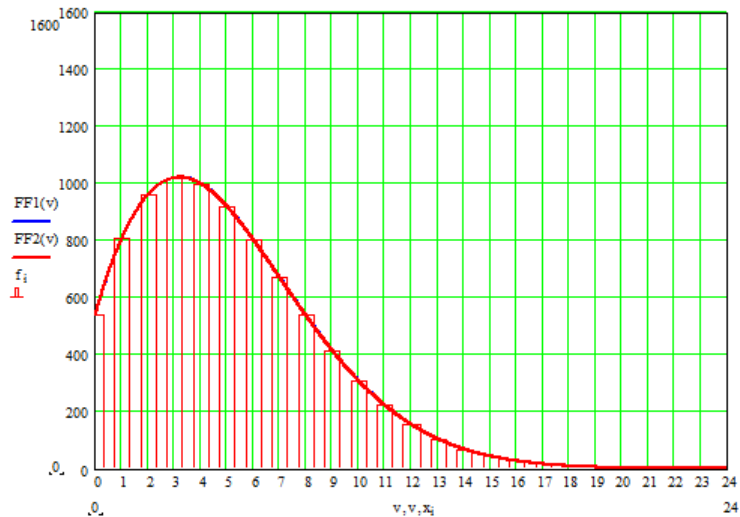


Figura 5.17 Histograma obținută cu programele CCAE pentru Marga (elevația 20 m)

5.5. Concluziile capitolului 5

A fost analizat modelul Weibull cu trei parametri elaborat și utilizat de Centrul de Cercetare pentru Aeroenergetică din UPT pentru estimarea funcției de frecvență a vitezei vântului și a funcției de asigurare depinzând de viteza medie anuală a vântului pentru un anumit amplasament.

Am pornit de la metodologia de calcul a celor trei coeficienți ai distribuției Weibull și am conceput programe de calcul pentru determinarea lor. Cu ajutorul valorilor găsite pentru coeficienții Weibull am reprezentat grafic curbele de frecvență stabilite astfel analitic pentru două valori ale vitezei medii pentru amplasamentul Semenic și am comparat aceste curbe cu cele obținute pornind de la datele oferite de stațiile de meteorologie. Făcând această analiză s-a observat și criticat faptul că valorile găsite de CCAE prin metoda iterativă găsită nu duc la o convergență a metodei. Folosind aproximațiile lui Justus influențele locale produc diferențe între viteza medie aproximată ca intrare în procesul de calcul și viteza medie obținută prin integrarea curbei de frecvență rezultată pentru constantele calculate. Astfel de diferențe apar și pentru numărul de ore într-un an.

Din acest motiv am căutat să corectez deficiențele determinând o nouă metodă de stabilire a coeficienților cu care se poate aproxima curba de frecvență a vitezei vântului, metodă care să îmbunătățească metoda CCAE prin eliminarea acestui neajuns. Am introdus o procedură constând în corectarea mărimii v_m în relații de forma $(m \cdot v_m)$. Constanta de corecție (m) se ajustează prin iterație în așa fel ca viteza medie obținută prin integrarea curbei de frecvență să rezulte la valoarea (v_m). Am mai introdus un factor de corecție (n) pentru timpul numărului de ore în cursul unui an. Astfel că în loc de TW în cadrul iterațiilor se face înlocuirea cu $(n \cdot TW)$. Calculul iterativ din noua metodă devine convergent. Corecția modelului se realizează prin introducerea constantei (m) alături de viteza aproximată inițial. În programul de calcul valoarea constantei de corecție se obține printr-un calcul iterativ. Astfel constantele calculate cu ajutorul modelului corectat corespund vitezei medii a curbei de frecvență și timpului standard de 8760 ore/an.

Am conceput programe de calcul în BASIC, Pascal și Mathcad pentru noua metodologie, acestea constituind instrumente de calcul rapid al coeficienților. Am stabilit coeficienții distribuției Weibull pentru diferite valori ale vitezei medii, valori care acoperă domeniul de viteze ale vântului de 3-6 m/s necesar amenajărilor în care se pot amplasa turbinele de vânt de mică putere.

Am comparat rezultatele obținute cu noii coeficienți Weibull pentru funcția de frecvență cu cele obținute folosind valorile coeficienților stabiliți cu vechea metodă (metoda CCAE) și am suprapus și datele diferitelor amplasamente existente în literatură. Am ajuns la o bună aproximare a datelor de pe amplasamente cu noile valori ale coeficienților distribuției Weibull determinate cu metoda originală.

Recomand folosirea noii metode de determinare a coeficienților distribuției Weibull pentru stabilirea curbelor de frecvență a vitezei vântului atunci când se cer studii de fezabilitate pentru o amenajare la care lipsesc datele experimentale.

În finalul capitolului am aplicat metoda iterativă originală de determinare a coeficienților Weibull în cazul amplasamentului Marga pornind de la viteza medie anuală a vântului de 5 m/s la înălțimea de 20 m. Aceste date au stat la baza proiectării agregatului eolian pentru amplasamentul Marga, așa cum se prezintă în Capitolul 7 al tezei.

6. ADAPTAREA TURBINEI LA CONDIȚIILE AMPLASAMENTULUI

6.1. Introducere

Specificul turbinelor eoliene de putere mică destinate gospodăriilor rurale [4], [5], [39], [41] a impus studiul diversificării construcției acestora pentru a le adapta la diferite regimuri de vânt. Cerințele specifice mai multor amplasamente pentru care dorim amplasarea de turbine de vânt de mică putere impun nevoia de realizare a unor astfel de agregate pentru fabricația în serie, adaptabile la mai multe regimuri de vânt.

Proiectarea agregatelor eoliene constă într-un complex de raționamente și algoritmi tehnici și economici în care modelul fizic al valorificării energiei este doar o componentă. Proiectul trebuie să facă legătura între performanțele energetice și detaliile geometrice ale agregatului. Problematika este complexă, necesitând cunoștințe de specialitate multidisciplinare precum și un volum de calcul mare. Pentru rotorul turbinelor, cea mai importantă este proiectarea paletajului rotoric. Pe lângă determinarea geometriei paletei se impune și calculul curbelor caracteristice, calcule de rezistență mecanică și evaluarea vibrațiilor proprii ale paletelor și rotorului [1].

Ca aplicație pentru utilizarea noului model de evaluare a energiei valorificabile se prezintă parcurgerea întregului lanț de raționamente pentru proiectarea, execuția și instalarea unui agregat aeroelectric de putere mică pentru amplasamentul Marga. Aceste studii și proiecte au fost începute în cadrul unui contract între UPT și firma S.C. Clagi România în anul 2007 cu obiectivul de pregătire a unei fabricații în serie de turbine eoliene de putere mică cu ax orizontal. Contractul avea tema „Asimilarea în fabricație a unor familii de turbine de vânt de mică/ medie putere”. Din colectivul mai larg am făcut parte și eu ca doctorand.

În acest contract au fost propuse mai multe faze:

1. Studiul de fezabilitate, tipizare și diversificare pentru familii de turbine de putere mică (iunie 2007);
2. Anteproiect pentru primul prototip (iulie 2007);
3. Proiect tehnic pentru primul prototip;
 - 3.1. Paletajul paletei (septembrie 2007);
 - 3.2. Studiul pentru statica paletei - structura mecanică a paletei (octombrie 2007);
 - 3.3. Ansamblul agregatului (aprilie 2008);
4. Proiect de execuție pentru primul prototip - ansamblu fără palete (iulie 2009);
5. Sistemul de conducere (noiembrie 2008).

În continuarea acestor cercetări a fost realizat un prim agregat în cadrul contractului nr. 21-036/14.09.2007 aprobat de Centrul Național de Management Programe - CNMP București având tema „Deservirea energetică a unei comunități locale utilizând curenții de aer”. În cadrul contractului s-a realizat și amplasat, în

comuna Marga din Județul Caraș-Severin, un agregat aeroelectrice pentru alimentarea cu energie electrică a Complexului Sanatorial al Asociației Medical Creștine „Izvorul Tămăduirii”. Universitatea „Politehnica” din Timișoara prin CCAE a asigurat studii de fezabilitate, proiecte tehnice și de execuție, asistență tehnică la fabricație, teste de verificare ale performanțelor. În proiectul Marga s-a făcut o analiză preliminară a ofertei energetice a amplasamentelor din zona arealului Comunei Marga și evaluarea valorificării potențialului eolian, precum și a necesarului de energie electrică a obiectivului deservit.

Un prim pas a fost acela de sistematizare și selectare a informațiilor generale privind familiile de agregate și finalizate prin propuneri de strategii. S-a oferit pentru analiză o schemă de tipizare, o concepție de ansamblu a agregatelor. De asemenea s-a ținut cont că agregatele trebuie să se încadreze în condițiile tehnice impuse de reglementări speciale, norme cu caracter tehnic ce țin de domeniul agregatelor de putere mică 0,5 – 30 kW (eventual cu putere de câțiva kW până la 100 kW în cazuri excepționale) cu arii expuse până la 100 m². Acestea sunt orientate spre amplasamente cu oferte medii/ mici ale vitezei vântului, destinate gospodăriilor mici/ mijlocii în special rurale, putând fi racordate la rețeaua electrică locală sau funcționând într-un sistem insular în paralel cu alte surse de energie (solare, biogas, microhidro, etc.), eventual cu acumulare locală. Agregatele aeroelectrice de putere mică trebuie să asigure performanțe și securitate în timpul funcționării.

Astfel de norme de care s-a ținut cont sunt:

- Documente ale IEC (International Electrotechnical Commission) :
 - 61400-2/CDV WIND TURBINES Part 2. Design requirements for small wind turbines
 - 1400-2/IEC/CEI WIND TURBINE GENERATOR SYSTEMS Part2. Safety of small wind turbines
- Alte norme :
 - RISO Danemarca
 - Loyd Germania
 - NWTC “Wind Turbine Type Testing”
 - un sistem întreg de norme conexe IEC, ECN, AIAA, AGHA, ISO.

Acestea reprezintă un sistem de condiții tehnice și proceduri care condiționează acceptarea pe piață a agregatelor. Ele urmăresc în principal securitatea agregatelor și protecția mediului din jurul agregatelor existând pericole de accidente.

Normele citate tratează aspecte legate de metode de proiectare, asigurarea calității, analiza condițiilor externe, sistemul de conducere și protecții, testări, sistemul electric, structura de susținere, exigențe pentru documentații, certificări de tip, clasificări și alte recomandări cu caracter informativ.

Normele încadrează în categoria turbinelor eoliene de mică putere (TEMP) („small wind turbines” – SWT) până la aria expusă de 200 m², însemnând până la diametre de cca. 16 m. Această restricție limitează puterea instalată la max. 80-100 kW.

După condițiile externe (External Conditions) din considerente de durabilitate și operabilitate, securitate și reabilitate, condiții electrice și de sol, se introduc cinci clase (SWT Classe) în funcție de o viteză de vânt de referință, viteză medie, turbulență, etc. Propunem ca modelul ce se elaborează să fie încadrat în clasa „S” însemnând precizarea condițiilor de către proiectant. Clasele I, II, III și IV se referă la viteze medii de vânt între 6 și 10 m/s. Turbina care se studiază în cadrul

proiectului va fi restricționată pentru viteze de vânt medii sub 6 m/s, deci va fi din clasa „S”. Alte prevederi din normă pot fi analizate pe parcurs.

Un alt aspect al ordonării informațiilor se referă la „dezvoltare”, adică distincția între modele unicate de cercetare și modele maturizate pentru piață. Proiectul prevede agregate elaborate pentru competiția de pe piață la nivel de prototip cu performanțe competitive, costuri reduse, fiabilitate, mentenabilitate, automatizare.

6.2. Diversificări posibile în condițiile noului model

Adaptarea turbinei la ofertele energetice ale diferitelor amplasamente cere inventarierea posibilităților de diversificare a construcției turbinelor. Aceste posibilități pot fi formulate ca metodologie și obiective în mai multe grupe:

- *Studii* generale pe baza experienței pieții folosind evaluarea ofertei energetice a amplasamentului implicat și a necesarului de energie local. Pe baza acestora se stabilește puterea instalată, opțiunile pentru diametrul turbinei, turația, rapiditatea turbinei, înălțimea stâlpului și componența agregatului (generatorul electric, sistemul de orientare în vânt, convertizoarele de frecvență). *Obiectivul urmărit* în această etapă a proiectării este maximizarea energiei valorificabile și costuri competitive.
- *Studii* pentru cinematica turbinei pentru diferite grade de reacție (triunghiuri de viteze în funcție de rază și turație). *Obiectivul urmărit* este maximizarea coeficientului de putere și eventuale restricții necesare.
- *Studii* pentru alegerea familiei de profile aerodinamice, influența anvergurii, randamente aerodinamice, detalii ale geometriei paletajului și stabilirea numărului de palete.
- *Formularea* condițiilor pentru exploatarea agregatului și protecțiile turbinei (temă pentru automatizare).

6.3. Relațiile utilizate în programele de calcul elaborate pentru proiectarea turbinei

a. Date generale ale turbinei

În prima fază se pornește de la stabilirea unor mărimi globale pentru care se face o analiză a diversificării. Se stabilește puterea instalată P_i la arborele turbinei în urma unor analize generale de piață.

Pe baza datelor energetice ale regimului vântului, se evaluează viteza nominală și viteza de instalare la cota turbinei. Acestea se aleg în urma unor estimări energetice în funcție de valoarea medie multianuală a vântului.

Se analizează mărimile asociate punctului de instalare: viteza de vânt de instalare, rapiditatea turbinei, diametrul rotorului, viteza periferică, densitatea aerului, turația nominală, evaluarea solidității, elevația stâlpului.

În acest scop se folosesc date statistice curente (de exemplu dependența dintre coeficientul de putere C_p și rapiditatea turbinei, dintre viteza periferică la vârful paletei u_{max} și zgomot, date de rezistență mecanică etc.). Se analizează mai multe variante, se alege soluția pe baza comparării ofertei amplasamentului evaluat printr-un model Weibull cu trei parametri pentru un domeniu de viteze medii la elevația axei turbinei. Se aproximează energia anuală valorificabilă.

În urma acestei prime analize pot fi redactate primele variante pentru temele proiectelor pentru stâlp, pentru generatorul electric, pentru sistemul de conducere.

b. Triunghiuri de viteză pentru calculul aerodinamic

După stabilirea mărimilor globale se trece la analiza mărimilor geometrice și cinematice generale ale paletajului turbinei în cadrul diversificării construcției turbinei. Se ține cont de dependența triunghiurilor de viteze în funcție de rază pentru diferite secțiuni de calcul.

Se pornește în această fază a studiului de la trei triunghiuri ale vitezelor ce se utilizează în mod curent:

- triunghiul vitezelor la intrarea în rețeaua de profile a rotorului turbinei (secțiunea amonte);
- triunghiul vitezelor la ieșirea din rețeaua de profile (intrarea în dâra apropiată);
- triunghiul mediat al vitezelor (corespunzător condițiilor de infinit pentru profilul singular).

Toate mărimile cinematice se calculează analitic (nu grafic). Trebuie identificate trei mărimi pentru fiecare triunghi, restul mărimilor se calculează cu relații trigonometrice.

Triunghiurile se calculează pentru cel puțin două regimuri:

-în punctul de instalare stabilit în prima etapă;

-într-un punct de încărcare parțială unde dorim să plasăm locul randamentului aerodinamic maxim.

Triunghiul de intrare este definit prin: viteza vântului de calcul, viteza periferică la vârful paletei și condiția intrării normale ($\alpha_1 = 90^\circ$).

Triunghiul de ieșire are cunoscută viteza periferică la vârful paletei și avem nevoie de încă două mărimi.

Componenta tangențială a vitezei vântului depinde de gradul de reacție ales pentru turbină care este în funcție de rază, astfel se generează mai multe variante pentru cinematică.

Valoarea vitezei tangențiale la vârful paletei este o opțiune a proiectantului. Din considerente de rezistență mecanică a materialului de construcție al paletelor și din considerente de zgomot aerodinamic se impun restricții asupra acesteia.

La construcțiile mai vechi s-a mers până la 80-100 m/s, în prezent limita coborând spre 60 m/s și chiar mai jos din considerente de vibrații și zgomot aerodinamic. Avantajul unor turații mai mici determină și restricții mai lejere impuse sistemului de protecție la supraturarea turbinei.

Pentru viteza axială a vântului nu avem o metodă riguroasă pentru efectul de difuzor al paletajului. Analizăm mai multe variante considerând valori mai mici pentru viteza axială decât ale vitezei de intrare. Deci principala analiză în acest domeniu este influența gradului de reacție.

Pentru triunghiurile mediate ale vitezelor se mediază aritmetic vitezele axiale și cele tangențiale. Se menține valoarea vitezei periferice.

Cu ajutorul triunghiurilor de viteze se calculează căderea presiunii totale și căderea presiunii statice în funcție de raza turbinei.

În finalul acestei etape sunt stabilite următoarele mărimi: rapiditatea turbinei, viteza periferică la vârful paletei, diametrul turbinei, gradul de reacție, turația.

c. Contururi aerodinamice și profile de minimă rezistență

Fiind vorba de o rețea relativ rară se poate accepta neglijarea influenței rețelei asupra caracteristicilor profilelor singulare. Folosim metoda portanței.

Măsurile preliminare: alegem o familie unică de profile, alegem aproximații pentru două funcții (săgeata relativă și grosimea relativă) în funcție de rază (vor fi corectate, dacă este necesar după un prim calcul aerodinamic și de rezistență mecanică). Se face calculul pentru câteva variante de număr de palete 2, 3, 4, 5.

Rezultă din relația portanței produsul între coeficientul de portanță (C_p) și coarda (l). Luăm în considerare și influența anvergurii finite și a randamentului aerodinamic (fiind necesare câteva calcule iterative).

Pornind de la produsele ($C_p \cdot l$) se hotărăște zona de incidență folosită a profilelor (incidențe maxime sau zona randamentelor maxime).

Rezultă coeficienții de portanță, unghiurile de incidență în funcție de rază, corzile profilelor în funcție de rază, soliditățile și randamentele aerodinamice. Se fac operații de netezire: expresii analitice pentru corzi și unghiuri de instalare în funcție de rază.

Urmează calculele de rezistență mecanică. Se identifică forțele conform cu normele CEI, se iau decizii pentru structură, se fac eventuale modificări la etapele parcurse.

Modelele de calcul pot fi extinse la viteze de vânt și turații diferite (eventual și densități diferite) pentru a ajunge la curbele adimensionale respectiv la curbele de exploatare. În această fază se realizează controlul performanțelor energetice ale ansamblului turbinei (cu ajutorul curbei de putere, curbei de moment la arbore, energiei valorificate, forțelor pentru calcule statice).

d. Calculul mărimilor cinematice, geometrice și energetice

Calculul geometriei turbinei presupune determinarea parametrilor constructivi ai turbinei pentru nivelul de putere considerat. În practica turbomașinilor calculul clasic se face de regulă pentru **regimul nominal de exploatare**. Corespunzător acestui regim performanțele funcționale ale mașinii sunt optime. **Punctul nominal sau optim** de funcționare corespunde valorii λ_0 a numărului caracteristic al turbinei, valoarea coeficientului de putere realizat de turbină la acest regim de funcționare fiind cea maximă C_{pmax} . În cazul turbinei de vânt se operează în aceeași măsură și cu **regimul de instalare**. Acesta corespunde nivelului puterii de instalare a turbinei, putere pentru care se dimensionează linia de mașini a ansamblului agregatului eolian $P_i = P_{max}$. Punctul de instalare este caracterizat prin mărimile $\lambda_i \neq \lambda_0$ și $C_{pi} < C_{pmax}$.

Stabilirea acestor regimuri depinde de strategia de proiectare și de regulă cele două nu se suprapun, ele reprezentând puncte distincte ale curbei de exploatare ale turbinei de vânt.

În funcție de strategia proiectării, calculul de proiectare al turbinei poate fi făcut pentru unul din regimurile menționate sau/ și celălalt, dar și în oricare alt punct al curbei caracteristice a turbinei. În mod clasic se procedează astfel din considerente de volum mare al calculelor. Tehnica de calcul performantă existentă facilitează elaborarea în timp real a calculului pentru fiecare punct al curbei caracteristice a turbinei.

Fiecare regim se asociază unei valori concrete a vitezei vântului: viteza nominală v_N , respectiv viteza de instalare v_i ($v_i > v_N$). Acestea se stabilesc funcție de oferta energetică a amplasamentului căruia îi este destinat agregatul eolian.

Având în vedere variabilitate în timp a vitezei vântului, turbina eoliană funcționează uneori la încărcări parțiale ($P \leq P_i$) pentru viteze ale vântului sub viteza de instalare ($v \leq v_i$), iar alteori la viteze de vânt peste viteza de instalare ($v > v_i$) turbina având aici tendința de a realiza puteri mai mari decât puterea maximă (de instalare). Pentru ultima situație limitarea puterii turbinei la nivelul puterii maxime admise ($P_i = P_{max}$) este asigurată prin diverse mecanisme active sau pasive de control al puterii.

În acest context performanțele turbinei pentru regimurile corespunzătoare vitezelor de vânt $v \neq v_N$ sau $v \neq v_{i,r}$ vor fi diferite de cele evaluate pentru regimul corespunzător căruia se face calculul de proiectare.

Pentru obținerea unei eficiențe globale corespunzătoare în întregul domeniu posibil de valorificare a vitezelor de vânt, proiectarea turbinei nu se rezumă doar la identificarea geometriei turbinei în punctul nominal sau/ și de instalare, ci aceasta este urmată de o *etapă de optimizare* a geometriei pe baza unor criterii de optimizare (în cazul agregatelor aeroelectrice criteriul îl reprezintă maximizarea producției de energie). Această optimizare constă într-o corectare a geometriei calculate inițial (denumită geometrie sau turbină primară) în punctul de proiectare (nominal sau/ și de instalare). Calculul de optimizare derulează în cadrul unui ciclu iterativ *geometrie-performanțe* prin modificări succesive ale repartiției de-a lungul razei turbinei a mărimilor geometrice, cinematice și energetice, până la obținerea efectului dorit, adică până la obținerea acelei geometrii care în exploatare va asigura o caracteristică de exploatare ce corespunde cât mai exact obiectivului urmărit.

Conturul geometric al paletei rezultat din considerente de aerodinamică se supune și calculului de verificare a rezistenței mecanice pentru condițiile normale de exploatare a turbinei în întregul domeniu de valorificare precum și pentru condițiile extreme de vânt. În funcție de necesități, geometria inițial calculată se redimensionează prin controlul aerodinamic al paletei.

Problematika este complexă datorită numărului mare al secțiunilor de calcul în care trebuie determinate mărimile cinematice și forțele aerodinamice, fiind necesară și cunoașterea caracteristicilor energetice ale profilelor aerodinamice ce compun paletajul, într-un interval larg al unghiului de incidență.

Determinarea geometriei primare apelează de cele mai multe ori la informații obținute prin sistematizarea experienței anterioare acumulate în domeniul valorificării energiei eoliene și ține de ingeniozitatea și experiența proiectantului.

Necesitatea proiectării unei astfel de geometrii inițiale constă în reducerea numărului de etape iterative în cadrul procesului de optimizare. În acest sens este util ca să existe o primă geometrie care să se apropie cât mai mult de soluția finală. În cadrul procesului de optimizare ajustările operate asupra primei geometrii sunt ajustări de finețe și nu de fond.

Mărimi pentru o rază de calcul

Există mai multe etape care se parcurg la determinarea parametrilor geometrici ai paletajului rotoric. Algoritmul utilizează ecuațiile fundamentale ale turbomașinilor și metoda portanței.

Pe baza datelor energetice ale amplasamentelor se evaluează viteza nominală și viteza de instalare v_1 la cota turbinei. Considerăm că în prima variantă turajia $n=ct$, $v_1=ct$ și s-a ales o valoare pentru diametrul rotorului D .

Profilele din componența palelor turbinelor eoliene funcționează în condițiile rețelei de profile aflându-se și în mișcare de rotație (figura 6.1). În acest caz viteza de referință care intervine în calculele forțelor și momentelor aerodinamice și care caracterizează mișcarea particulei de fluid în raport cu rotorul turbinei este viteza

relativă (\vec{w}). Din compunerea acestei viteze relative cu viteza de transport (\vec{u}) ($u=r\cdot\omega$) se obține viteza absolută \vec{v} ($\vec{v} = \vec{w} + \vec{u}$).

Datorită diferențelor de presiune care apar pe intradosul și extradadosul profilului corespunzător razei r a paletii, curentul suferă o anumită deviație astfel încât la intrarea și ieșirea de pe profil viteza curentului este diferită. Se face convenția de notare cu indicii "1" mărimile din zona intrării și cu "3" mărimile din zona de ieșire (figura 2.7 și figura 6.1).

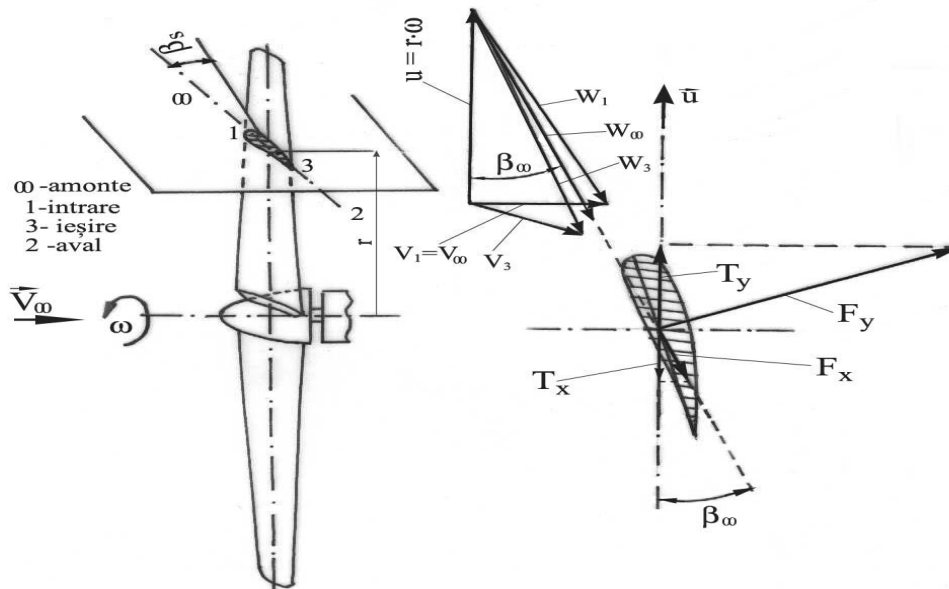


Figura 6.1

Dacă se urmărește compunerea celor trei viteze de la intrare și a celor trei viteze la ieșire după regula paralelogramului, se observă că același rezultat se obține utilizând regula însumării poligonale, în cazul de față se va utiliza regula triunghiului. Înaintea rotorului nu avem paletaj statoric, care să devieze curentul față de direcția axială, astfel că viteza absolută face cu direcția tangențială unghiul $\alpha_1=90^\circ$ (intrare normală) și triunghiul de viteze este dreptunghic.

Corespunzător unei raze curente a turbinei (r) am reprezentat în figura 6.2 suprapus schemele celor două triunghiuri de viteze.

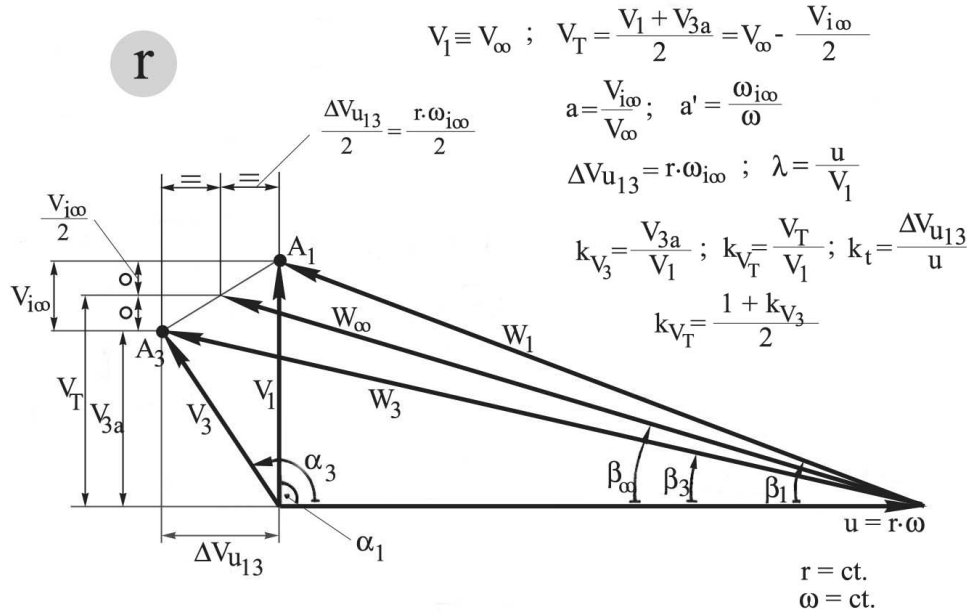


Figura 6.2

Distribuția încărcării paletii presupune repartizarea mărimilor energetice globale ale turbinei la nivelul paletajului acesteia. Cu alte cuvinte se urmărește identificarea unei legi de repartizare în lungul paletii a energiei specifice corespunzătoare puterii turbinei, stabilindu-se astfel participarea fiecărui tronson elementar de paletă în transferul energetic.

Tronsoanele elementare de calcul se identifică prin alegerea numărului de secțiuni de calcul. Poziția acestora în structura paletii este precizată în cazul turbinei cu ax orizontal prin raza \$r\$ la care este amplasată respectiva secțiune de calcul. Fiecărei raze de calcul, respectiv tronson dr elementar, îi sunt asociate triunghiuri de viteze și forțe aerodinamice.

Rezolvarea problemei se face respectând condiția de însumare a puterii

$$P = \Delta p_{global} \cdot Q_T = \int \Delta p_{local} \cdot dQ$$

$$\Delta p_{global} \cdot v_T \cdot S_b = \int \Delta p_{local}(r, z) \cdot v_T \cdot dS(r, z)$$

Distribuția încărcării paletii se exprimă de regulă pentru căderea de presiune locală (energie specifică), în cazul general ca funcție de \$r\$ și \$z\$ (\$\Delta p_{local} = f(r, z)\$).

Pentru simplificarea descrierii metodologiei distribuției căderii de presiune se consideră că distribuția căderii de presiune depinde doar de raza \$r\$ (\$\Delta p_{local} = f(r)\$).

În cazul turbinelor de vânt moderne, cu ax orizontal, apar dificultăți care impun o tratare diferită a repartizării încărcării. Raza relativă a butucului rezultă din considerente constructive (\$\frac{d}{D} < 0,2\$). Se impune astfel o încărcare redusă a

secțiunilor aferente acestei zone pentru a evita utilizarea de profile cu deviații foarte mari. Datorită anvergurii finite capetele paletii trebuie tratate cu atenție pentru a

reduce mișcările secundare generatoare de zgomot aerodinamic. Unii autori utilizează repartiții de încărcări de tip elipsă, cu încărcări nule la cele două capete ale paletei. În cadrul CCAE se utilizează repartiții polinomiale pentru distribuția locală a căderii de presiune.

Nu există o rețetă unică privind repartizarea energiei specifice corespunzătoare energiei globale a turbinei de-a lungul paletajului turbinei. Modul de rezolvare a problemei ține de opțiunea proiectantului pe care acesta o formulează în contextul general al strategiei de proiectare a turbinei.

Din considerente de simplitate, viteza axială în dreptul turbinei v_T , mărime ce intervine în relația puterii turbinei, poate fi considerată ca fiind constantă față de r și z ($v_T=f(r,z)=\text{const}$). Această ipoteză nu este corectă în cazul turbinelor de dimensiuni mari și foarte rapide. Evaluarea vitezei v_T se face utilizând relația

$$v_T = v_N \cdot \left(\frac{1 + k_{v3a}}{2} \right) = k_{vT} \cdot v_N \text{ unde valorile coeficienților } k_{v3a}, \text{ respectiv } k_{vT} \text{ se}$$

estimează în ipoteza modelului nou.

Odată identificată distribuția $\Delta p_{\text{local}} = f(r)$, se determină și distribuția deviației tangențiale a curentului exprimată prin mărimea Δv_{u13} . Pentru aceasta se folosește ecuația fundamentală a turbomașinilor $\Delta v_{u12} = \frac{\Delta p_{\text{local}}}{\rho \cdot u}$. Distribuția

$\Delta v_{u13}=f(r)$ reprezintă o altă formă a distribuției încărcării paletei, formă utilizată pentru calculul parametrilor cinematici ai turbinei.

Mărimile cinematice (elementele triunghiurilor de viteze) reprezentate în figura 6.2 se determină prin relațiile trigonometrice ce se pot scrie între acestea. Astfel pentru modulele vitezelor din triunghiurile de viteze sunt valabile teoremele din geometrie referitoare la triunghiuri. Se aplică teorema lui Pitagora pentru triunghiul dreptunghic corespunzător intrării și teorema lui Pitagora generalizată pentru triunghiul de la ieșire. Pentru vitezele relative se pot scrie relațiile:

$$w_1^2 = u_1^2 + v_1^2 = r^2 \cdot \omega^2 + v_1^2 \quad (6.1)$$

$$w_3^2 = u_3^2 + v_3^2 - 2 \cdot u_3 \cdot v_3 \cdot \cos \alpha_3 \quad (6.2)$$

Mărimile asociate unei secțiuni cilindrice (raza: r) sunt trecute în tabelul 6.1:

Tabelul 6.1

Secțiuni	intrare (1)	ieșire (3)
-viteza periferică (de transport sau tangențială)	$u_1=u$	$u_3=u$
-viteza absolută axială	v_1	v_{3a}
-viteza absolută tangențială	$v_{u1}=0$	$v_{u3}=\Delta v_{u13} (=v_{3t})$
-viteza relativă	w_1	w_3
-unghiuri ale vitezei absolute	$\alpha_1=90^\circ$	$\alpha_3>90^\circ$
-unghiuri ale vitezei relative	β_1	β_3

În figura 6.3 a fost reprezentată și viteza relativă asimptotică (w_∞). Aceasta este o viteză convențională de calcul, ea fiind cea care intervine efectiv în relațiile forțelor și momentelor aerodinamice asociate profilelor din componența paletajului.

Condiții la infinit pentru metoda portanței:

$$\vec{w}_\infty = \frac{\vec{w}_1 + \vec{w}_3}{2} \quad (6.3)$$

$$\beta_\infty = \arctg \left(\frac{v_T}{u + \frac{\Delta V_{u13}}{2}} \right) \quad (6.4)$$

Se prezintă în figura 6.3 mărimile cinematice ale unei secțiuni elementare de calcul din rotor, numit *rotor elementar*, precum și configurația triunghiurilor de viteză pentru modelul de calcul al turbinei. În figura 6.3 se poate urmări influența gradului de reacție \bar{R} asupra cinematicii la o rază oarecare (r).

Calculul mărimilor cinematice are ca scop determinarea elementelor triunghiurilor de viteze utilizând relații trigonometrice. Acestea se determină pentru fiecare secțiune de calcul. Cu cât numărul secțiunilor de calcul este mai mare cu atât acuratețea rezultatelor este mai ridicată. În proiectarea curentă numărul acestora este de ordinul zecilor sau sutelor.

O primă discuție legată de mărimile cinematice la o anumită rază r de calcul, pornește de la aflarea vitezelor triunghiului de la ieșire.

La intrare se cunosc v_1 și $u_1 = u$. Avem două triunghiuri de viteze (corespunzător intrării și ieșirii) și pentru fiecare câte trei viteze, astfel în total sunt șase viteze, adică șase elemente cinematice. Se cunosc la început trei viteze (v_1 , u_1 , u_3). Se cunoaște și $\alpha_1 = 90^\circ$. Urmărim să determinăm vitezele necunoscute (v_3 , w_1 , w_3) și unghiurile triunghiurilor.

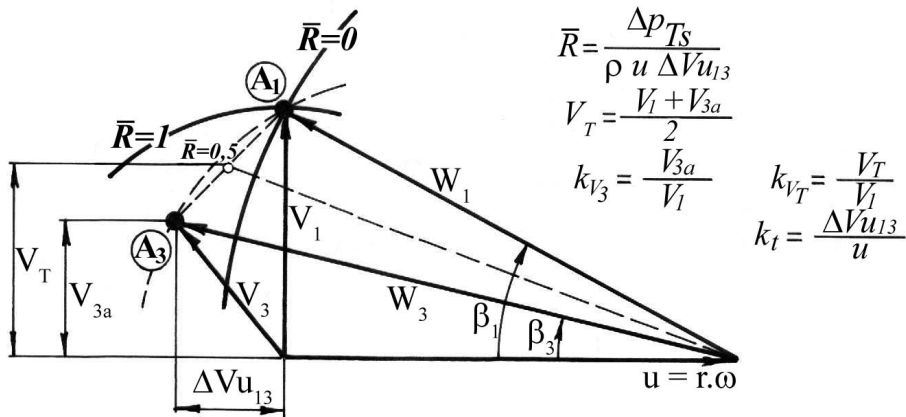


Figura 6.3

În primul triunghi de viteze aflăm w_1 și unghiul β_1 cu ajutorul formulelor:

$$w_1 = \sqrt{u_1^2 + v_1^2} = \sqrt{r^2 \cdot \omega^2 + v_1^2} \quad (6.5)$$

$$\beta_1 = \arctg \left(\frac{v_1}{u} \right) = \arctg \left(\frac{v_1}{r \cdot \omega} \right) \quad (6.6)$$

La ieșire se cunoaște viteza de transport $u_3 = u$. Înseamnă că mai este nevoie de două relații pentru găsirea vitezelor necunoscute v_3 și w_3 . Din acest raționament simplu vedem că este nevoie de alte relații. De aceea putem să ne referim direct la

ecuațiile modelului CCAE în care apar mărimi adimensionale sau să considerăm ecuațiile fundamentale ale turbomașinilor unde apar mărimi dimensionale ce caracterizează funcționarea turbinei. Relațiile utile pentru acest capitol au fost introduse în Capitolul 2 conform relațiilor (2.16)...(2.45).

Conform ecuației fundamentale a turbomașinilor axiale de forma:

$$\Delta p_t = \rho \cdot \frac{v_1^2 - v_3^2}{2} + \rho \cdot \frac{w_3^2 - w_1^2}{2} \quad (6.7)$$

și a componentei statice a presiunii:

$$\Delta p_s = \rho \cdot \frac{w_3^2 - w_1^2}{2} \quad (6.8)$$

și ținând cont că valorile gradului de reacție al turbomașinilor pot fi cuprinse între 0 și 1, putem considera cazul $\bar{R} = 0$, conform căruia $\Delta p_s = 0$, adică $w_1 = w_3$.

Înseamnă că modulele celor două viteze w_1 și w_3 sunt egale, adică locul geometric al vârfului vectorului viteză (\vec{w}_3) (punctul A_3) este arcul de cerc cu centrul vectorului viteză (\vec{w}_1) și de rază modulul w_1 . Condiția $\bar{R} = 1$ înseamnă $\Delta p_d = 0$, adică $v_1 = v_3$ și deci punctul A_3 se găsește pe arcul de cerc cu centrul în originea vectorului viteză (\vec{v}_1) și de rază modulul v_1 . În urma acestor observații se poate interpreta că poziția punctului A_3 pentru grad de reacție cu valori între 0 și 1 este în zona dintre cele două arce de cerc amintite și trasate în figura 6.3. Dacă se presupune o anumită valoarea a lui \bar{R} , înseamnă că se va putea calcula Δv_{u13} și apoi și celelalte mărimi care definesc triunghiul de viteze de la ieșirea din paletaj.

Din acest raționament de calcul al mărimilor cinematice ce definesc cele două triunghiuri de viteză rezultă că primă variantă posibilă de diversificare în cazul turbinelor este în funcție de gradul de reacție.

Influența gradului de reacție poate fi analizată și direct asupra mărimilor din secțiunea de ieșire a turbinei.

Din definiția gradului de reacție rezultă:

$$\Delta v_{u13} = \frac{w_3^2 - w_1^2}{2 \cdot \bar{R} \cdot u} \quad (6.9)$$

$$w_3^2 = (u + \Delta v_{u13})^2 + v_{3a}^2 \quad (6.10)$$

Componenta vitezei v_{3a} se aproximează pe baza analizei dărei. Sistemul de două ecuații permite calculul:

$$\Delta v_{u13} = f(\bar{R}, u, v_{3a}, v_1) \quad (6.11)$$

$$w_3 = f(\bar{R}, u, v_{3a}, v_1) \quad (6.12)$$

În figura 6.3 poate fi urmărită influența gradului de reacție asupra vitezelor \vec{v}_3 și \vec{w}_3 , precum și influența modificării componentelor axiale ale vitezelor în zona turbinei ($v_1 \rightarrow v_{3a}$). Pentru prima influență este dată o rezolvare în Capitolul 2, pentru a doua pot fi făcute evaluări pe baza documentării privind dâra turbinei.

O sinteză a cazurilor posibile este dată în tabelul 6.1 în care am prezentat în funcție de varianta aleasă care sunt relațiile și pașii de determinare a mărimilor necunoscute.

Tabelul 6.1

Varianta, relații	Observații
$v_1 = ct$	
$p_1 = ct$	
$u_1 = u = r \cdot \omega \quad (u_r = u_R \cdot \frac{r}{R})$	
$\alpha_1 = 90$	
$w_1 = \sqrt{u_1^2 + v_1^2} = \sqrt{r^2 \cdot \omega^2 + v_1^2}$	
$\beta_1 = \arctg\left(\frac{v_1}{u}\right) = \arctg\left(\frac{v_1}{r \cdot \omega}\right)$	
Varianta 1 $\bar{R} = f(r)$	$\bar{R} = f(r) \quad \Delta v_{u13}$
Varianta 2 $\bar{R} = f(r)$	$\bar{R} = f(r) \quad k_t$
Aleg Δv_{u13} sau k_t	$k_t = \frac{\Delta v_{u13}}{u}$
$w_3 = \sqrt{w_1^2 + 2 \cdot \bar{R} \cdot u \cdot \Delta v_{u13}}$	
$\beta_3 = \arcsin \frac{v_{3a}}{w_3} \quad (\beta_3 = \arctg \frac{v_{3a}}{u + \Delta v_{u13}})$	
$\alpha_3 = \arctg \frac{v_{3a}}{\Delta v_{u13}}$	
$w_3 = \sqrt{(u + \Delta v_{u13})^2 + v_{3a}^2}$	
$\Delta v_{u13} = \frac{\Delta p_{local}}{\rho \cdot u_r}$	
$v_3 = \sqrt{v_{3a}^2 + (\Delta v_{u13})^2}$	
$v_T = \frac{v_1 + v_{3a}}{2}$	
$w_\infty = \sqrt{\left(u + \frac{\Delta v_{u13}}{2}\right)^2 + v_T^2}$	
$\beta_\infty = \arcsin \frac{v_T}{w_\infty}$	
$\Delta p_s = \rho \cdot \frac{w_3^2 - w_1^2}{2}$	
$p_3 = p_1 - \Delta p_s$	
$\Delta p_d = \rho \cdot \frac{v_1^2 - v_3^2}{2}$	

$\Delta p_t = \Delta p_d + \Delta p_s$	
Varianta 3 $\Delta v_{u13} = f(r)$	$\Delta v_{u13} = f(r) \cdot \bar{R}$
Varianta 4 $k_t = f(r)$	$k_t = f(r) \cdot \bar{R}$ $k_t = \frac{\Delta v_{u13}}{u}$
Aleg \bar{R}	
$w_3 = \sqrt{w_1^2 + 2 \cdot \bar{R} \cdot u \cdot \Delta v_{u13}}$	$\bar{R} = \frac{w_3^2 - w_1^2}{2 \cdot u \cdot \Delta v_{u13}}$
$v_{3a} = \sqrt{w_3^2 + 2 \cdot \bar{R} \cdot u \cdot \Delta v_{u13} - (u + \Delta v_{u13})^2}$	
$\beta_3 = \arctg \frac{v_{3a}}{u + \Delta v_{u13}}$	
$\alpha_3 = \arctg \frac{v_{3a}}{\Delta v_{u13}}$	
$w_3 = \sqrt{(u + \Delta v_{u13})^2 + v_{3a}^2}$	
$\Delta v_{u13} = \frac{\Delta p_{local}}{\rho \cdot u_r}$	
$v_3 = \sqrt{v_{3a}^2 + (\Delta v_{u13})^2}$	
$v_T = \frac{v_1 + v_{3a}}{2}$	
$w_\infty = \sqrt{\left(u + \frac{\Delta v_{u13}}{2}\right)^2 + v_T^2}$	
$\beta_\infty = \arcsin \frac{v_T}{w_\infty}$	
$\Delta p_s = \rho \cdot \frac{w_3^2 - w_1^2}{2}$	
$p_3 = p_1 - \Delta p_s$	
$\Delta p_d = \rho \cdot \frac{v_1^2 - v_3^2}{2}$	
$\Delta p_t = \Delta p_d + \Delta p_s$	
Varianta 5 $p_3 = f(r)$	$p_3 = f(r) \cdot k_{v3}$
Aleg k_{v3}	
$v_{3a} = k_{v3a} \cdot v_1$	
$\Delta p_s = p_1 - p_3$	

$w_3 = \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_1 - p_3) + w_1^2}$	
$\Delta v_{u13} = \sqrt{w_3^2 - v_{3a}^2} - u$	
$v_{3a} = k_{v3a} \cdot v_1$	
$\alpha_3 = \arctg \frac{v_{3a}}{\Delta v_{u13}}$	
$\beta_3 = \arctg \frac{v_{3a}}{u + \Delta v_{u13}}$	
$v_T = \frac{v_1 + v_{3a}}{2}$	
$w_\infty = \sqrt{\left(u + \frac{\Delta v_{u13}}{2}\right)^2 + v_T^2}$	
$\beta_\infty = \arcsin \frac{v_T}{w_\infty}$	
$\Delta p_d = \rho \cdot \frac{v_1^2 - v_3^2}{2}$	
$\Delta p_t = \Delta p_d + \Delta p_s$	
Varianta 6 $\bar{R} = f(r)$	$\bar{R} = f(r) \quad k_{v3}$
Aleg k_{v3}	
$v_{3a} = k_{v3a} \cdot v_1$	
Din sistemul: Δv_{u13} $w_3 = \sqrt{w_1^2 + 2 \cdot \bar{R} \cdot u \cdot \Delta v_{u13}}$ Rezultă w_3 și Δv_{u13}	
$v_3 = \sqrt{v_{3a}^2 + (\Delta v_{u13})^2}$	
$\alpha_3 = \arctg \frac{v_{3a}}{\Delta v_{u13}}$	
$\beta_3 = \arctg \frac{v_{3a}}{u + \Delta v_{u13}}$	
$v_T = \frac{v_1 + v_{3a}}{2}$	
$w_\infty = \sqrt{\left(u + \frac{\Delta v_{u13}}{2}\right)^2 + v_T^2}$	
$\beta_\infty = \arcsin \frac{v_T}{w_\infty}$	

$\Delta p_s = \rho \cdot \frac{w_3^2 - w_1^2}{2}$	
$\Delta p_d = \rho \cdot \frac{v_1^2 - v_3^2}{2}$	
$\Delta p_t = \Delta p_d + \Delta p_s$	
Varianta 7 $\Delta v_{u13} = f(r)$	$\Delta v_{u13} = f(r) \quad k_{v3}$
Aleg k_{v3}	
$v_{3a} = k_{v3a} \cdot v_1$	
$w_3 = \sqrt{(u + \Delta v_{u13})^2 + v_{3a}^2}$	
$v_3 = \sqrt{v_{3a}^2 + (\Delta v_{u13})^2}$	
$\alpha_3 = \arctg \frac{v_{3a}}{\Delta v_{u13}}$	
$\beta_3 = \arctg \frac{v_{3a}}{u + \Delta v_{u13}}$	
$v_T = \frac{v_1 + v_{3a}}{2}$	
$w_\infty = \sqrt{\left(u + \frac{\Delta v_{u13}}{2}\right)^2 + v_T^2}$	
$\beta_\infty = \arcsin \frac{v_T}{w_\infty}$	
$\Delta p_s = \rho \cdot \frac{w_3^2 - w_1^2}{2}$	
$\Delta p_d = \rho \cdot \frac{v_1^2 - v_3^2}{2}$	
$\Delta p_t = \Delta p_d + \Delta p_s$	

Într-o variantă aleasă din cele prezentate în tabelul 6.1, pentru o secțiune de calcul de la raza (r) se calculează toate elementele triunghiurilor de viteze din secțiunea de intrare (1), de ieșire (3) și pentru condițiile asimptotice (∞), și de asemenea și presiunea p_3 și căderile de presiune.

Următorul pas este calculul mărimilor cinematice în lungul razei paletei, deci pentru fiecare secțiune de calcul dată prin coordonata curentă (r), așa cum se va vedea în continuare.

Mărimi pentru ansamblul turbinei

Trebuie analizată influența razei între butuc și cea maximă (raza interioară și exterioară a turbinei: r_i și r_e).

Astfel mărimile utilizate pentru o rază în paragraful anterior trebuie analizate ca funcții de rază. Viteza în secțiunea de intrare v_1 se admite constantă pe toată

lungimea paletelor, și normală la direcția tangentă ($\alpha_1 = 90^\circ$), viteza tangențială (de transport) se calculează pentru fiecare secțiune de calcul dată prin coordonata curentă (r) conform relației $u_r = u_R \cdot (r/R)$. Pentru fiecare secțiune de calcul (r) se calculează toate elementele triunghiurilor de viteze din secțiunea de intrare (1) și secțiunea de ieșire (3).

$$u_r = \omega \cdot r = f(r) \quad (\text{rigid în rotație})$$

$$v_{1r} = ct \quad (\text{aproximare})$$

$$\beta_{1r} = \arctg\left(\frac{v_{1r}}{u_r}\right) = f(r)$$

$$\bar{R}_r = f(r)$$

În asamblarea metodei pentru un rotor de turbină se poate porni de la acceptarea unei distribuții cu raza a gradului de reacție (constantă, liniară, pătratică sau hiperbolică). Aceasta constituie o altă posibilitate de diversificare.

Celelalte mărimi ale celor două triunghiuri de viteze (corespunzătoare intrării și ieșirii) la o anumită rază (r) pot fi calculate în funcție de gradul de reacție și viteza axială în secțiunea de ieșire (funcții de rază).

În locul alegerii gradului de reacție în funcție de rază poate fi analizată și o altă cale pentru diversificare, de exemplu $\Delta v_{u13r} = f(r)$ sau $p_{3r} = f(r)$ sau altă mărime din secțiunea de ieșire în funcție de rază, așa cum am considerat în tabelul 6.1.

Cu ajutorul ecuațiilor prezentate în Capitolul 2 ((2.43) sau (2.45)) se determină pentru fiecare secțiune de calcul global puterea (P), momentul (M) și forța axială (F_a). Puterea aerodinamică a turbinei, momentul și forța axială globale ale turbinei se obțin prin integrare.

$$C_p = \frac{\sum \Delta P}{\rho \cdot \frac{v^3}{2} \cdot S} \quad (6.13)$$

$$C_M = \frac{\sum \Delta M}{\rho \cdot \frac{v^2}{2} \cdot S \cdot l} \quad (6.14)$$

$$C_{Fa} = \frac{\sum \Delta F_a}{\rho \cdot \frac{v^2}{2} \cdot S} \quad (6.15)$$

Dacă se analizează diferite variante de repartizare de-a lungul razei, ale mărimilor cinematice din triunghiul de viteze rezultă o a doua cale generală de diversificare a turbinei.

Alegerea profilelor aerodinamice

O a treia cale pentru diversificarea geometriei este alegerea profilelor aerodinamice în funcție de razele secțiunilor de calcul.

Utilizăm în acest scop metoda portanței și folosim cataloagele de profile.

După stabilirea unei variante cinematice (una din posibilitățile din tabelul 6.1) rezultă:

$$w_{or} = f(r)$$

$$\beta_{or} = f(r)$$

Pentru utilizarea metodei portanței trebuie făcute următoarele precizări pentru domeniul turbinelor de vânt. Rețeaua de palete trebuie dimensionată în așa fel încât să realizeze deviația Δv_{u13r} cerută de procedura de diversificare. Trebuie implicat în faza de dimensionare și randamentul aerodinamic η_a în relația portanței, separat de randamentul mecanic.

Pentru alegerea profilelor au fost sintetizate în programe relațiile (4.12)...(4.30) prezentate în Capitolul 4 al tezei. Cu aceste precizări rezultă că încărcarea aerodinamică a paletei se exprimă analitic prin ecuația fundamentală a turbomașinilor de forma:

$$C_{yr} \cdot \frac{l_r}{t_r} \cdot \eta_{ar} = 2 \cdot \frac{\Delta v_{u13r}}{w_{\infty r}} \quad t_r = \frac{2 \cdot \pi \cdot r}{z} \quad (6.16)$$

Indicele r marchează dependența mărimilor de raza turbinei.

Pentru mărimile cinematice determinate se calculează corespunzător fiecărei secțiuni de calcul valoarea încărcării aerodinamice necesară a profilului. Pentru aceasta s-a ținut cont de randamentul aerodinamic al profilului la raza (r):

$$\eta_{ar} = 1 - \frac{C_{xr}}{C_{yr}} \cdot \frac{1}{\text{tg } \beta_{\infty r}} = 1 - \frac{\text{tg } \theta}{\text{tg } \beta_{\infty r}} \quad (6.17)$$

C_{yr} și C_{xr} sunt valori pentru anvergura finită și rețeaua de profile.

Diversificarea în această etapă este posibilă prin modificări ale solidității și/ sau incidenței profilului și varianta de profil aerodinamic.

Numărul de palete se stabilește prin analize privind rapiditatea turbinei (λ), soliditatea acesteia $\frac{S_p}{S_b}$ (S_p - suprafața totală a paletelor; S_b - suprafața expusă sau

baleiată a rotorului), considerente de echilibrare a maselor, etc. Este posibilă echiparea turbinei cu număr diferit de palete, prin aceasta realizându-se diversificarea turbinei cu costuri reduse prin reutilizarea paletei. Cu considerarea posibilității alegerii și adaptării turbinei cu număr diferit de palete poate fi acoperită o gamă largă de puteri instalate, ceea ce oferă posibilitatea diversificării turbinei, folosind aceeași paletă. Dacă se pot folosi mai multe tipuri de generatoare (puteri și turații diferite) atunci nu sunt necesare anumite restricții, ca în cazul folosirii unui singur generator.

Lărgirea posibilităților de diversificare este posibilă și pe calea montării actualelor palete la raze diferite, adică diversificarea ariei expuse (diametre diferite).

Pentru o rază (r) se găsește o valoare locală a solidității:

$$Sol_r = \frac{S_p}{S_b} = \frac{z \cdot l \cdot \Delta r}{2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr} = \frac{z}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{l}{r} \quad (6.18)$$

Soliditatea globală a turbinei este:

$$Sol_{ans} = \left(\frac{S_p}{S_b} \right)_{ans} = \frac{z \cdot \sum l \cdot \Delta r}{2 \cdot \pi \cdot \sum r \cdot dr} = \frac{z}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{\sum l \cdot \Delta r}{\frac{\pi \cdot D^2}{4} - \frac{\pi \cdot D_b^2}{4}} \quad (6.19)$$

Alegerea profilelor care răspund cerințelor aerodinamice rezultate din calculul încărcării aerodinamice a paletei presupune apelarea la cataloage de profile. Cunoașterea comportării aerodinamice (a coeficienților energetici) a acestor profile într-un domeniu larg al unghiurilor de incidență este deosebit de importantă având în vedere faptul că funcționarea turbinei are loc într-un domeniu larg de exploatare. Funcționarea în tot acest domeniu trebuie să fie cât mai performantă și cât mai

sigură. Problema este foarte importantă în cazul turbinelor cu palete fixe și autoplafonare de putere. Soluția trebuie să asigure protecția turbinei la vitezele de vânt peste viteza de instalare printr-un control al fenomenelor aerodinamice ce se manifestă la nivelul paletelor.

Pe lângă performanțe aerodinamice adecvate, profilele trebuie să asigure și realizarea unei structuri mecanice a paletelor ce corespunde din considerente de rezistență mecanică.

Ca algoritm de lucru se procedează după cum urmează: se pornește de la distribuția încărcării aerodinamice calculate $(C_y \cdot l)_{nec}$ și se alege o distribuție a corzilor cu raza $l=f(r)$, care conduce la identificarea coeficientului de portanță necesar al profilelor pentru fiecare secțiune de calcul $C_{y,nec} = f(r)$.

Încărcarea aerodinamică necesară a profilului se determină cu relația:

$$(C_y \cdot l \cdot \eta_a)_{nec} = \frac{4\pi}{z} \cdot \frac{\Delta v_{u13}}{w_\infty} \cdot r \quad (6.20)$$

Din valorile încărcării aerodinamice $(C_y \cdot l \cdot \eta_a)_{nec}$ calculate, alegând o distribuție a corzilor cu raza $l=f(r)$, se determină valoarea coeficientului de portanță necesar al profilelor pentru fiecare secțiune de calcul $(C_y \cdot \eta_a)_{nec}$. Distribuția corzilor determină lățimea paletelor. La turbinele cu ax orizontal lente, paleta este aproape dreptunghiulară, lățimea în lungul razei fiind aproximativ constantă. La turbinele rapide lățimea este variabilă cu raza scăzând treptat și continuu (după o anumită lege de monotonie) de la butuc spre periferia rotorului. La turbinele moderne lățimea relativă maximă la butuc $\frac{l(r_b)}{D}$ are de regulă valori de 0,04-0,05, în timp ce

la periferie raportul $\frac{l(R) - l(r_b)}{D/2}$ ajunge la valori de 0,25-0,33.

Deși forma paletelor este un factor secundar din punct de vedere aerodinamic, fiind determinată mai ales din considerente de rezistență mecanică, lățimea acestora este foarte importantă pentru momentul de pornire, care este cu atât mai mare cu cât paleta este mai lată. La turbine rapide se preferă palete svelte și ușoare (soliditate mică). Ca urmare soluția va fi un compromis între aceste cerințe.

În continuare se optează pentru familia de profile ce intră în componența paletajului și se aleg profilele respectând monotonia geometriei (prin $d_m / l = f(r)$ și $f_m / l = f(r)$) în sensul controlului distribuției corzilor paletelor.

Pentru valorile $C_{y,nec}$ din fiecare secțiune de calcul se identifică din curbele de performanță aerodinamică ale profilelor valoarea unghiului de incidență i_{nec} , pentru profilele alese. La unghiuri de incidență diferite se obțin și solidități diferite. De unghiul de incidență depinde și randamentul aerodinamic. Se analizează alura curbei $i_{nec} = f(r)$, aceasta corectându-se dacă este necesar pentru realizarea unei monotonii a distribuției incidenței în lungul razei $i = f(r)$. Corecția se realizează în cadrul unei bucle iterative "i - $(C_y \cdot l)_{nec}$ ".

Se determină unghiul de instalare al profilului pentru fiecare secțiune de calcul utilizând relația $\beta_{inst} = \beta_\infty - i$. Se analizează alura curbei $\beta_{inst} = f(r)$ și dacă este necesar se fac mici ajustări pentru obținerea unei monotonii a unghiului de instalare în lungul razei paletelor. Distribuția unghiului de instalare $\beta_s = f(r)$ determină torsionarea paletelor. Torsionarea paletelor este de regulă de ordinul $(1^\circ-2^\circ)/m$. La turbinele de putere mică se pot considera palete de secțiune constantă și netorsionate ($\beta_s = \text{constant}$). În acest caz unghiul de incidență este optim numai pentru o parte a paletelor. În cazul turbinelor de putere mare paletelor sunt torsionate astfel încât fiecare profil să lucreze la un unghi de incidență corect. Aceasta înseamnă că la vârful paletelor, unde viteza tangențială este mare, paleta trebuie să

fie aproape normală la direcția vântului, unghiul de instalare având valoare mică, în timp ce la butuc, acolo unde viteza tangențială este mică, paleta trebuie să fie aproape paralelă cu vântul, deci unghiul de instalare va avea o valoare mai mare.

Se afișează geometria paletei precizată, pentru fiecare secțiune de calcul (r), prin:

- codul profilului (codul profilului este un număr sintetic ce concentrează principalele caracteristici geometrice ale profilului: săgeata relativă, locul săgeții relative, grosimea maximă relativă și locul grosimii maxime relative, toate fiind date procentual);
- coarda profilului l (se alege după o anumită variație cu raza, va fi descrescătoare cu raza pentru a asigura grosimi suficiente pentru structura de rezistență mecanică);
- unghiul de instalare β_{inst} ;
- poziția axei de instalare a profilului (aceasta de regulă se alege inițial ca fiind poziția grosimii maxime, iar ulterior se ajustează dacă este necesar din considerente de monotonie a geometriei paletei).

Pentru geometria determinată din considerente de aerodinamică se efectuează calcule de verificare ale rezistenței mecanice pentru condițiile normale și extreme de exploatare ale turbinei.

Calculul de rezistență presupune determinarea forțelor și momentelor, respectiv a eforturilor la care este supusă turbina (în particular paletajul).

În calculul de rezistență, paleta turbinei cu ax orizontal se consideră ca un rigid încastrat în zona butucului. Tipurile de solicitări la care este supusă paleta depind de tipul de turbină, regimul de lucru, masa paletei etc., fiind de regulă solicitări complexe. Forțele și momentele de solicitare rezultă din componentele aerodinamice generate de interacțiunea curentului de aer cu suprafața paletelor turbinei (forța portantă și/ sau forța de rezistență) plus forțele centrifuge și cele de greutate.

Calculul forțelor aerodinamice se face pentru fiecare tronson elementar de paletă folosind relațiile uzuale. Acestea nu depind de poziția unghiulară a paletelor. Ca urmare mărimile globale ale turbinei rezultă prin însumarea forțelor, respectiv a momentelor elementare corespunzătoare unei palete și înmulțirea acestora cu numărul de palete al turbinei.

În funcție de rezultatul calculului de rezistență, geometria inițial determinată din considerente de aerodinamică se va ajusta apoi corespunzător nevoilor de rezistență mecanică printr-un algoritm de corecție iterativ controlându-se permanent performanțele aerodinamice ale puterii.

Geometria care satisface atât condițiile aerodinamice cât și cele de rezistență mecanică se reține ca fiind cea bună. Aceasta este geometria primară care se supune optimizării în scopul obținerii acelei geometrii care poate asigura în funcționare o curbă de putere cât mai apropiată de obiectivul urmărit.

6.4. Modelul propus pentru curbele turbinei de vânt

Pentru evaluarea modelului turbinei s-a folosit modelul propus și prezentat în [55], [39], [42]. Modelul are la bază curbele adimensionale ale unei familii de turbine eoliene cu diferite rapidități bazate pe similitudinea cinematică, poziția variabilă a paletei, orientarea în funcție de direcția vântului.

Forma adimensională pentru puterea la arbore este dată de relația:

$$C_{Pa} = C_{M0} \cdot \lambda + a \cdot \lambda^a - b \cdot \lambda^b = f(\lambda) \quad (6.21)$$

Forma dimensională la arborele turbinei este:

$$P_a = C_{Pa} \cdot \rho \cdot \frac{v^3}{2} \cdot S = f(v, n) \quad (6.22)$$

Forma la bornele generatorului este:

$$P_G = P_a \cdot \eta_G = f(v, n) \quad (6.23)$$

η_G : randamentul generatorului

Pentru determinarea celor cinci constante ale modelului se utilizează o analiză statistică pentru C_{M_0} și pentru $C_{P_{max}} = f(\lambda_0)$ și condiții suplimentare pentru unele detalii ale formei curbei adimensionale:

$$C_{M_0} = \frac{0,2}{\lambda_0^2} \quad (6.24)$$

$$C_{P_{max}} = 0,3 \cdot \lambda_0^{0,35} - 0,0014 \cdot \lambda_0^2 \quad (6.25)$$

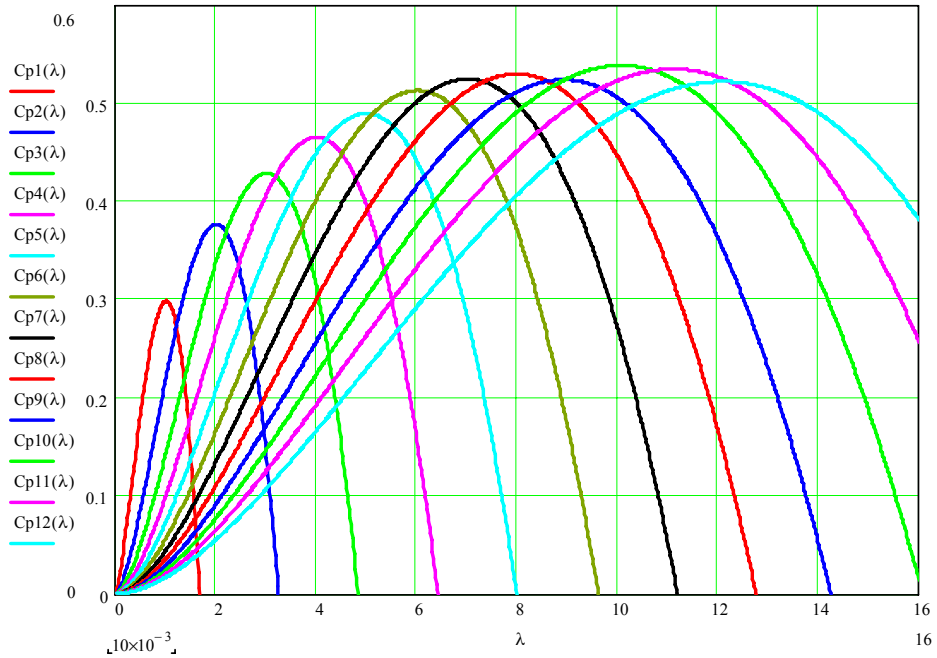
Au fost întocmite programe pentru calculul constantelor turbinei pentru diferite rapidități și pentru randamentul generatorului în funcție de turație și intensitatea curentului.

În funcție de construcția turbinei și generatorului aceste relații se pot corecta păstrând structura modelului.

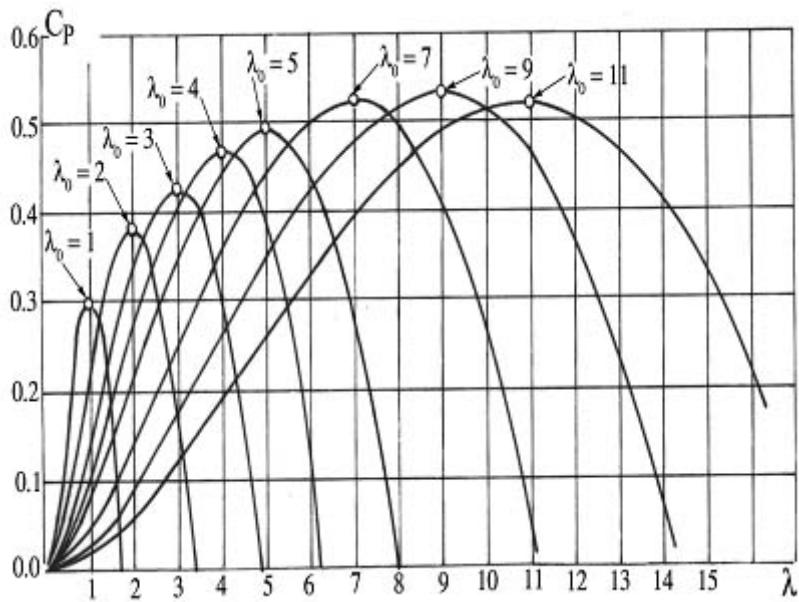
În tabelul 6.2 și figura 6.4 a,b și figura 6.5 a,b sunt afișate rezultate ale acestei modelări.

Tabelul 6.2

Optiuni: $a = 2$; $\beta = 2,3$				
λ_0	C_{M_0}	$C_{P_{max}}$	a	b
1	0,2	0,2986	1,42226	1,3240
2	0,05	0,3768	0,6138	0,4424
3	0,022	0,4281	0,3326	0,2103
4	0,0125	0,4658	0,2092	0,1209
5	0,008	0,4919	0,1439	0,0777
6	0,0056	0,5113	0,1049	0,0535
7	0,0041	0,5242	0,0795	0,0387
8	0,0031	0,5316	0,0620	0,0290
9	0,0025	0,5339	0,0493	0,0223
10	0,0018	0,5316	0,0399	0,0174
11	0,0017	0,5258	0,0326	0,0138
12	0,0014	0,5143	0,0269	0,0111



a.



b.

Figura 6.4 a, b - Coeficienții de putere în funcție de rapiditate

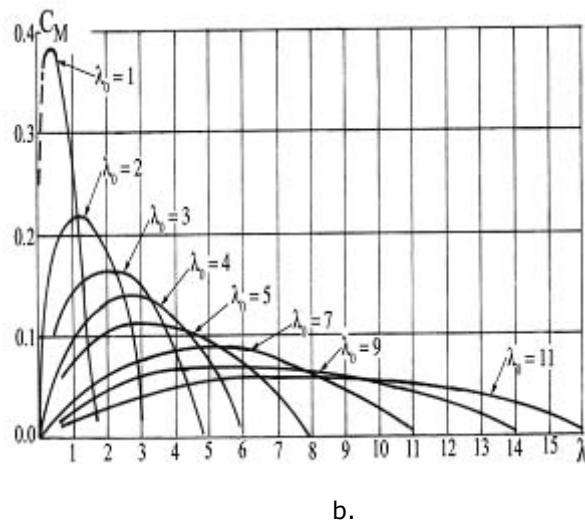
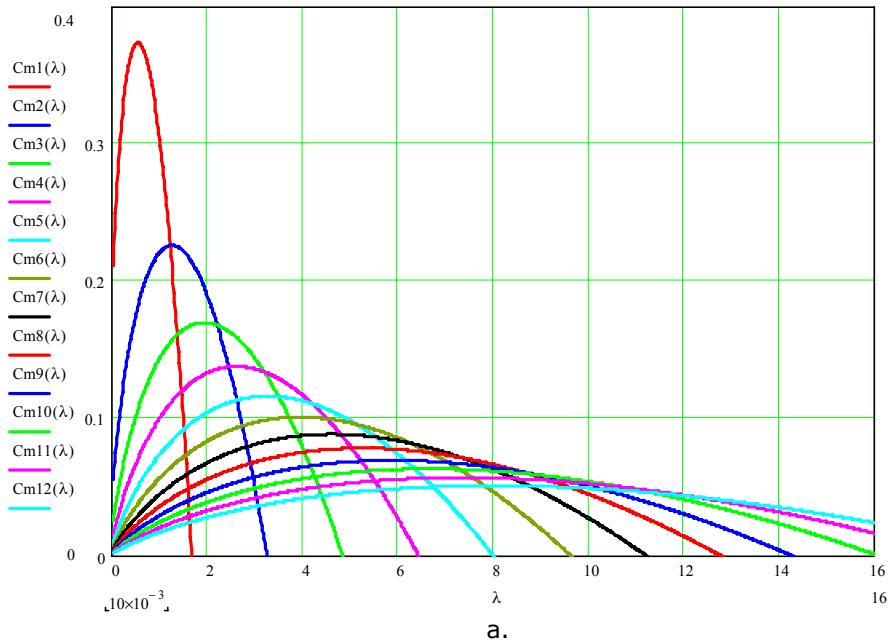


Figura 6.5 a. b - Coeficienții de moment în funcție de rapiditate

În figura 6.6 am trasat suprapus atât curbele coeficienților de putere cât și curbele coeficienților de moment pentru două situații distincte $\lambda_0=3$, respectiv $\lambda_0=4$. Aceste cazuri au fost folosite ca modele pentru turbina de putere mică (3,5 kW) în cadrul aplicației considerate în Capitolul 7. Aceste modelări s-au făcut în urma rezultatelor studiilor de fezabilitate care s-au făcut concret pentru amplasamentul Marga și pentru domeniul vitezelor medii ale acestei locații.

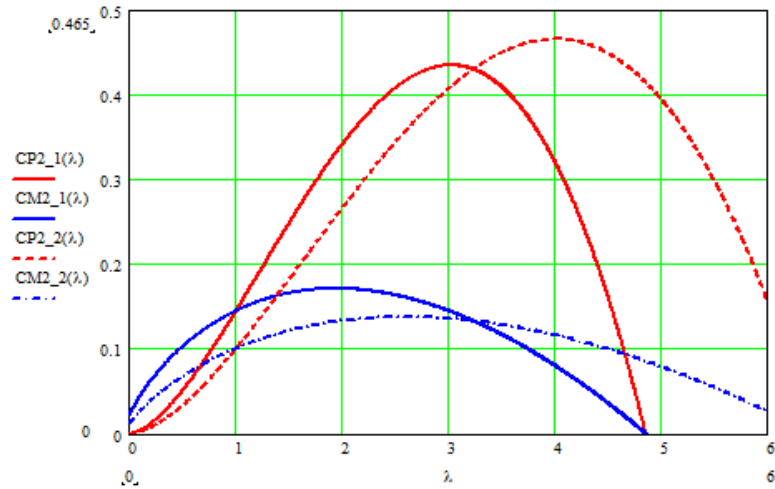


Figura 6.6

6.5 Modelări, programe și asamblarea unei metodologii de proiectare a turbinei de vânt

În anexa la teză au fost prezentate programele utilizate în diferite etape ale cercetării elaborate de colectivele din care am făcut parte în cursul celor nouă ani de pregătire a doctoratului cu unele contribuții personale. În acest subcapitol se prezintă o sinteză a acestor programe și modelări de tip inginerie.

Pachetul de programe elaborat în CCAE are la bază „modelul nou” prezentat în Capitolul 2 susținut prin documentarea amplă privind fenomenele recuperative din dâra turbinei.

6.5.1. Programe pentru modelul Weibull

A fost folosită varianta de model cu trei parametri cu motivația că în condițiile unor amplasamente cu ofertă energetică moderată este important să evaluăm și durata regimului de calm. Programele urmăresc evaluarea celor trei constante în funcție de viteza medie multianuală și o constantă complementară specifică topografiei terenului. Contribuția originală constă într-o metodă iterativă care verifică viteza medie calculată prin integrarea curbei de frecvență precum și numărul de ore în anul mediu. Programele sunt utilizate pentru evaluarea ofertei energetice a amplasamentului MARGA (curbe de frecvență și de asigurare).

6.5.2. Modelul și programe grupate sub titlul „MODEL NOU”

Modelul prezentat în Capitolul 2 al tezei constă într-un sistem de șase ecuații cu nouă parametri. Sistemul ordonat în teză permite calculul a șase mărimi

adimensionale în funcție de gradul de reacție, coeficientul vitezei axiale aval de turbină și rapiditatea locală. Cele șase mărimi calculate sunt: coeficientul vitezei axiale în secțiunea turbinei, coeficientul vitezei tangențiale aval de rețeaua de palete, coeficientul căderii statice de presiune, coeficientul de putere, coeficientul de moment și coeficientul forței axiale. Pentru ansamblul unei turbine, aceste nouă mărimi sunt funcții de rază. Programul este utilizat pentru diferite analize pentru secțiuni de calcul și pentru ansamblul turbinei. Forma programului este adaptată la fiecare analiză.

6.5.3. Grupul de programe „CALCUL CINEMATIC”

În aceste programe se calculează, folosind „modelul nou” pentru mărimile adimensionale, parametrii triunghiurilor de viteze și mărimile conexe (căderi de presiune totală și statică, puteri, momente la arbore, forțe axiale etc.) pentru diferite diametre, turații, viteze de vânt, densități ale aerului.

Programele permit diferite analize pentru diferșificări ale turbinei. Pe baza acestor analize se iau decizii pe baza unor criterii de optimizare selectând variante din mulțimea soluțiilor posibile.

Variante extinse ale programului calculează și parametrii rețelei de palete, și anume coeficienții de portanță, pasul rețelei, coarda profilelor, viteza relativă la infinit (mediere între intrare și ieșire) și unghiul cinematic al acestei viteze de referință pentru viitoarele profile aerodinamice. Astfel pot fi făcute analize privind soliditatea, numărul de palete etc.

6.5.4. Grupul de programe „GNACA”

Acest pachet de programe este întocmit pe baza informațiilor din Abboth [64] și se referă la aproximarea analitică a funcțiilor de schelet și grosime pentru familiile NACA xxxx și NACA 6.

6.5.5. Grupul de programe „RVER”

Folosind în continuare „modelul nou” pentru variantele selectate în fazele de „anteproiect”, programele RVER calculează coeficienții de portanță, de rezistență, incidențe, unghiuri de instalare, randamente aerodinamice, puteri la arbore.

La intrarea în program se introduc parametrii selectați în faze de analiză preliminară (diametrul turbinei, viteza periferică, viteza de vânt, densitatea aerului, coeficientul vitezei axiale aval, gradul de reacție). Corzile, grosimile maxime relative și unghiurile de instalare sunt approximate analitic de-a lungul razei. Programul conține corecții de analiză finită.

6.5.6. Grupul de programe „STPAL”

Au fost întocmite programe pentru forțele aerodinamice și centrifuge în scopul calculului static pentru structuri PAFS.

6.5.7. Alte programe

Au mai fost întocmite, incluzând și modele de inginerie, programe pentru deriva agregatului, programe pentru randamentul generatorului la turații diferite și curenți diferiți, programe pentru tema de conducere a agregatului, programe pentru curbele adimensionale și de exploatare ale turbinei, respectiv ale grupului turbină-generator.

Cu ajutorul acestor modelări și programele aferente principiile noului model au fost încadrate într-o procedură mai complexă a proiectării turbinei la nivel de proiect tehnic.

Proiectul de execuție și controlul execuției la firma CLAGI au fost coordonate de Conf. Dr. Ing. Teodor Miloș, directorul proiectului Marga. Autoarea acestei tezei a făcut parte din colectivul de cercetare.

6.6. Concluziile capitolului 6

Este necesară studierea influenței unui număr mare de parametri asupra geometriei și performanțele paletajului turbinei. Posibilitățile aerodinamice sunt mai multe, și de aceea, în funcție de experiența proiectantului, pot fi selectate câteva posibilități de optimizare a turbinei prin alegerea adecvată a mai multor constante opționale.

Pentru această opțiune trebuie rezolvate următoarele elemente:

- Considerarea mai multor variante, de exemplu rapidități diferite, diametre diferite și mai multe grade de reacție. (Gradele de reacție sunt influențate de geometrie și de numărul de palete.)
- Mărirea puterii valorificabile se obține prin creșterea depresiei aval de turbină arătată de creșterea coeficientului de cădere statică ($k_{\Delta ps}$). În consecință crește componenta vitezelor tangențiale în vârtejul din dâra turbinei. Această analiză oferă doar o imagine orientativă a fenomenelor din turbină și din dâră. Analiza trebuie continuată prin evaluarea disipațiilor și identificarea influenței asupra geometriei paletajului.
- Stabilirea următoarelor mărimi: rapiditate, număr de palete, corzi, diametre, unghiuri de instalare, toate mărimile dependente de rază.
- Stabilirea tipului de profil (selectarea profilelor din mai multe variante). Se caută o soluție geometrică a paletajului performantă. Pot fi construite mai multe geometrii în funcție de un număr mare de parametri adimensionali. Se ține cont de grupul de parametri care au influențe mai importante.
- Distribuția mărimilor de-alungul razei trebuie să fie favorabile pentru tehnologia de execuție a paletelor.
- Îndeplinirea condiției: performanțe maxime la dimensiuni minime.
- Pentru geometria profilelor alese se calculează triunghiurile de viteze, forțele aerodinamice și puterile. Calculul cinematic identifică triunghiurile de viteze la diferite raze și evaluează caracteristicile rețelei de palete prin numărul de palete și corzile profilelor pentru un anumit coeficient de portanță maxim la anvergură infinită.

- Va fi evaluat efectul anvergurii finite și randamentele aerodinamice rezultate. Randamentele aerodinamice trebuie să includă și influența anvergurii finite.
- Considerarea solidității turbinei și a influenței ei asupra randamentului aerodinamic al turbinei.
- Mărimile finale în funcție de care se face selecția sunt: puterea teoretică valorificabilă și soliditatea paletajului.

În urma utilizării "modelului nou", susținut în teză prin analizarea fenomenelor complexe din dâra turbinei, se realizează o legătură directă între evaluarea pe baze statistice a posibilităților de diversificare a turbinei și proiectarea unei geometrii capabilă să realizeze performanțele. În condițiile utilizării modelului clasic (Betz) această legătură este vagă.

După stabilirea pe baza unor analize generale a puterii instalate, a diametrului turbinei și a rapidității prin modelul curbilor adimensionale, propus în teză, se formulează un deziderat pentru performanțele viitoarei turbine. Aceste opțiuni generale permit analize preliminare cu ajutorul curbilor de exploatare probabile inclusiv evaluarea producției anuale de energie în condițiile unui amplasament concret modelat prin metoda Weibull. Obiectivul ca un agregat introdus în fabricație să fie aplicabil pentru mai multe amplasamente se menține în continuare cu motivație economică. Prin acest obiectiv analizele preliminare devin mai complexe. Complică analizele și faptul că densitatea aerului variază cu temperatura și umiditatea aerului și cu presiunea barometrică.

Proiectul aerodinamic al turbinei constă în asocierea unei geometrii la o rețea de palete pentru a realiza performanțele formulate. „Modelul nou” susținut în teză formulează opțiunea pentru grade de reacție mari care reprezintă o cale pentru majorarea coeficientului de putere. Sistemul de ecuații care constituie modelul nou are legătură directă cu triunghiurile de viteze care duc la geometria paletei în secțiunile de calcul stabilite în funcție de rază. Opțiunile generale pentru turbină, condiția intrării normale și viteza vântului definesc patru din cele șase condiții necesare.

Ecuațiile modelului aduc cei doi parametri lipsă prin coeficientul vitezei tangențiale și coeficientul vitezei axiale la ieșirea din rețea. Grade de reacție mari duc la componente de viteze tangențiale mari și deviații ale curentului relativ mari. Coeficientul de viteză axială, parametrul dominant în condițiile modelului Betz, în condițiile modelului nou acest parametru este mai puțin semnificativ. Cu ajutorul triunghiurilor de viteze poate fi calculată distribuția circulației în funcție de raza de calcul ca principal parametru pentru profilele aerodinamice care definesc geometria paletei.

În cadrul tezei am folosit metoda utilizării de profile studiate pentru aviație [64]. Selectarea lor se face în funcție de triunghiurile de viteze, prin viteza medie relativă și viteza tangențială aval de turbină, cu ajutorul relației portanței utilizate la toate turbomașinile. Termenul care rezultă în funcție de vitezele din triunghiuri este o combinație între coeficientul de portanță al profilului, coarda profilului și pasul rețelei. La acest nivel trebuie hotărât numărul de palete, coarda și incidența geometrică a profilului. Variantele posibile trebuie să conțină corecții ale anvergurii finite. Săgețile scheletelor profilelor trebuie corelate cu deviațiile cerute de modelul nou. Grosimea maximă a profilelor depinde de calculul de rezistență mecanică cu ajutorul forțelor care încarcă paleta în diferite ipoteze de regim de exploatare.

Pentru toate procedeele de calcul au fost întocmite și utilizate programe de calcul care permit realizarea de analize variate și studii privind influența unor parametri și îndeplinirea unor condiții suplimentare cerute de tehnologia de fabricație.

7. TURBINA REALIZATĂ PENTRU AMPLASAMENTUL MARGA

7.1. Oferta energetică a amplasamentului

În Capitolul 5 a fost analizată și completată metodologia evaluării ofertei energetice a amplasamentului utilizând modelul Weibull. Prelucrând informațiile celor șapte stații meteorologice din zonele învecinate au fost evaluați parametrii Weibull pentru amplasamentul Marga situat la altitudinea de 730 m și stâlp de 20 m.

Viteza medie probabilă în axa turbinei este de 5 m/s, constantele Weibull pentru acest domeniu au rezultat:

$$k = 1,8 \quad c = 6,9 \quad a = - 1,2$$

Pentru această ofertă a fost studiată turbina de vânt.

A fost montat pe amplasament un stâlp anemometric cu ajutorul căruia au început să fie colectate datele pentru regimul vântului la trei elevații. După întocmirea sintezei pe durata unui an vor fi corectate constantele Weibull cu ajutorul metodei prezentate în Capitolul 5.

7.2. Parametrii de instalare ai turbinei pentru amplasamentul Marga

Cum s-a arătat în studiul prezentat în Capitolul 6, începutul proiectării turbinei adaptate la condițiile amplasamentului se bazează pe analize generale de piață și sinteze statistice. În această etapă se stabilește puterea instalată, diametrul turbinei, turația turbinei, rapiditatea și condițiile generale ale agregatului aeroelectric.

CCAЕ din UPT în anul 2007 a făcut un studiu de fezabilitate, tipizare și diversificare pentru fabricația de turbine de vânt de putere mică cu ax orizontal (contractul 661/2007). Domeniul de putere a fost 0,5 - 30 kW. Această cercetare a fost finanțată de către firma SC CLAGI-România ca o continuare a colaborării în domeniul agregatelor echipate cu turbine cu ax vertical pentru piața din Canada (Hexatronic S.A.)

S-a făcut o identificare și o analiză critică a stadiului actual al turbinelor de vânt de putere mică cu ax orizontal printr-o documentare privind situația pe plan mondial și prin valorificarea experienței proprii a CCAE constând în cercetări timp de 20 ani în zona montană a Banatului pentru valorificarea energiei vântului. Au fost analizate pentru o orientare generală 12 agregate de mică putere oferite pe piața internațională. O selecție a unor informații tehnice sunt trecute în tabelul 7.1.

Tabelul 7.1

Cod agregat	P_{nom} [W]	D [m]	m_{rotor} [kg]	m/P [g/W]	m/A [$\frac{kg}{m^3}$]	n [rpm]	Arie expusă [m ²]	Viteza periferică u_R [m/s]
INCLIN 250	240	1,35	32	133	22,4	< 600	1,43	< 42,2
Yellow Sand	300	2,40	4	13,3	0,9	< 500	4,52	< 62,8
INCLIN 600	600	2,0	38	63	12,1	< 800	3,14	< 83,8
ESPADA	750	2,2	3,0	4	0,8	< 900	3,80	< 103,7
WISPER H40	900	2,1	21,0	23	6,1		3,46	
WISPER H80	1000	3,0	30,0	30	4,2		7,07	
PASSAT	1400	3,12	14,0	10	1,8	< 750	7,65	< 122,5
INCLIN 1500 neo	1500	2,86	42,0	28	6,5	< 800	6,42	< 119,8
SG 280	1800	2,88	50,0	28	7,7	< 700	6,51	< 105,6
INCLIN 3000	3000	4,0	125	42	9,9	< 450	12,6	< 94,2
WISPER 175	3200	4,5	70	21,9	4,4		15,9	
SG 500	5000	5,5	300	60	12,5	250	24,0	< 72
AirDolphin Mark-Zero	1000	1,8				< 1600	2,54	< 151

Analiza acestor agregate nu oferă informații care să arate o orientare unitară. Se observă că agregatele oferite pe piață acceptă viteze periferice la vârful paletei exagerat de mari până la 122 m/s. Soluția japoneză „AirDolphin Mark-Zero” acceptă $u = 118$ m/s și $\lambda_0 = 9,4$; se accepta $u_{max} = 151$ m/s folosind fibre de carbon. Turațiile sunt și acestea foarte mari: 250 rot/min (la 5 kW) și până la 1800 rot/min la puterea de 1 kW. Rapiditățile ajung până la $8 \div 10$, exagerat de mari. Aceste valori înseamnă riscuri la solicitări mecanice ale paletelor și la zgomot aerodinamic ridicat. Vitezele nominale de instalare sunt și acestea foarte mari (11 ÷ 14 m/s). Un singur caz are valoarea de 8 m/s care se potrivește cu ofertele modeste ale amplasamentelor. Raportul între aria expusă și puterea instalată are dispersie exagerată, între 3,6 și 15 m²/kW, respectiv 66 ÷ 277 W/m², ceea ce atestă lipsa unui principiu logic în metoda de proiectare. De exemplu, agregatul Yellow Sand are 15,1 m²/kW (respectiv 66 W/m²), valori ce sunt puțin exagerate. Alt exemplu, de data aceasta cu valori mici, este cel japonez de 2,54 m²/kW, respectiv 394 W/m².

Astfel preluarea unor soluții ca model implică numeroase riscuri cauzate de o slabă adaptare a turbinelor la condițiile amplasamentelor cu oferte energetice modeste, cât și cu încărcarea exagerată a paletelor.

Legătura între rapiditatea turbinei și viteza periferică în funcție de viteza vântului este dată în tabelul 7.2.

Rapiditatea nominală a turbinei se alege din următoarele considerente:

- Rapiditățile mari duc la solidități mici. Alegând rapidități mari se reduce aria portantă a paletelor.
- Rapiditățile mari duc la viteze periferice mari și solicitări mari prin forțele centrifuge.
- Vitezele periferice mari duc la zgomot aerodinamic ridicat.

Tabelul 7.2

λ_0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\left(\frac{u}{v}\right)_{opt}$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
v [m/s]	u [m/s]									
5	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
7,5	7,5	15	22,5	30	37,5	45	52,5	60	67,5	75
10	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
12,5	12,5	25	37,5	50	62,5	75	87,5	100	112,5	125
15	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150

Legătura între vitezele periferice și turații depinde de diametrul turbinei, conform valorilor din tabelul 7.3

Tabelul 7.3

u [m/s]	20	30	40	50	60	100	
n [rot/min]							
D [m]	2	191	286	382	477	573	955
	3	127	191	255	318	382	637
	4	95,5	143	191	238	286	477
	5	76,4	114	153	191	229	382
	6	64	95	127	159	191	318
	7	55	82	109	136	164	273
	8	48	71	95	119	143	238
	9	42	63	85	106	127	212

Turbina se prevede cu un reglaj de turație. Turația optimă care este realizată prin sistemul de conducere asigură valorile maxime ale coeficienților de putere la arbore în întregul domeniu de exploatare.

Pentru a simplifica structura sistemului au fost acceptate următoarele restricții:

- nu se apelează la metode de reglaj prin poziția paletelor;
- nu se apelează la metode de orientare în vânt prin acționări comandate;
- pentru maximizarea energiei extrase se apelează la reglarea turației;
- turația turbinei se impune și generatorului (nu se face apel la multiplicatoare de turație).

La viteze mai mici decât cele de instalare se realizează maximizarea puterii la arborele turbinei prin reglarea turației. La viteze mai mari se plafonează puterea corespunzătoare la arborele turbinei tot prin reglarea turației. La viteza de 20 m/s se oprește turbina prin frânare. Protecția la puteri mari se realizează tot prin comanda limitării turației.

A fost propusă următoarea logică a tipizării:

- Rapiditatea turbinelor - s-au propus rapidități moderate $\lambda_0 = 3 \div 4$.
- Viteza periferică maximă s-a propus la nivelul de 30 ÷ 40 m/s.

- Prin alegerea de solidități mai mari s-a propus raportul arie expusă/putere instalată spre valori mai mari.

Mărimile energetice ale turbinei depind de densitatea aerului. Aceasta depinde de presiunea barometrică locală, temperatura aerului și umiditatea aerului, iar ele depind de amplasament.

$$\rho [kg / m^3] = \frac{P_{atm}}{\Re T}$$

unde P_{atm} [N/m²] = presiunea atmosferică, \Re [J/kg °K] = constanta universală a gazelor (pentru aer = 287), T [°K] = temperatura absolută a aerului.

Comercial o turbină se caracterizează de obicei printr-o valoare aferentă temperaturii de 15°C și presiunii barometrice de 760 mmHg, pentru care avem $\rho_{15} = 1,225 kg / m^3$.

În cursul proiectului s-a analizat un domeniu mai larg de interes pentru valori ale densității $\rho = 1,1 - 1,4 kg/m^3$.

Prima analiză s-a făcut pentru valoarea standard uzuală ($\rho = 1,225 kg/m^3$).

Puterea la arbore s-a considerat de 3,5 kW necesară pentru ca la bornele generatorului să dispunem de 3 kW. Aceasta reprezintă puterea maximă care poate fi realizată de turbină. Se consideră această putere cea de „instalare”.

Punctului de instalare al turbinei i se asociază viteza de instalare (viteza vântului la care se dimensionează agregatul), turația de instalare, respectiv dimensiunile turbinei.

Se consideră valorile medii ale vitezelor de 3; 4; 5; 6 m/s, respectiv valorile vitezei de instalare de 6; 8; 10; 12 m/s. O corelație a turației de instalare, a diametrului turbinei, a diferitelor rapidități, a energiilor anuale realizabile în funcție de viteza de instalare și de viteza periferică este prezentată în figura 7.1. Studiul s-a făcut pentru vitezele periferice impuse de 30 m/s, respectiv 40 m/s. Au fost studiate mai multe variante în funcție de diferite valori ale diametrului turbinei. Din figura 7.1 se observă o primă variantă V1, conform căreia alegând un diametru $D = 5$ m, pentru un domeniu de viteze periferice și turații acceptate din considerentele expuse mai sus, rezultă pentru rapidități valorile aproximative $\lambda_o=3$, respectiv $\lambda_o=4,5$. Am optat în continuare pentru cazurile $\lambda_o=3$, respectiv $\lambda_o=4$.

La aceste valori ale rapidității $C_{p_{max}}$ la arbore are valorile 0,426–0,463 care au devenit un obiectiv al proiectului. Aceste valori au rezultat din evaluarea unei baze statistice stabilită de către CCAE din UPT. O evaluare a curbei adimensionale pentru putere și moment la arbore este aproximată cu metodele statistice prezentate pe larg în Capitolul 6.

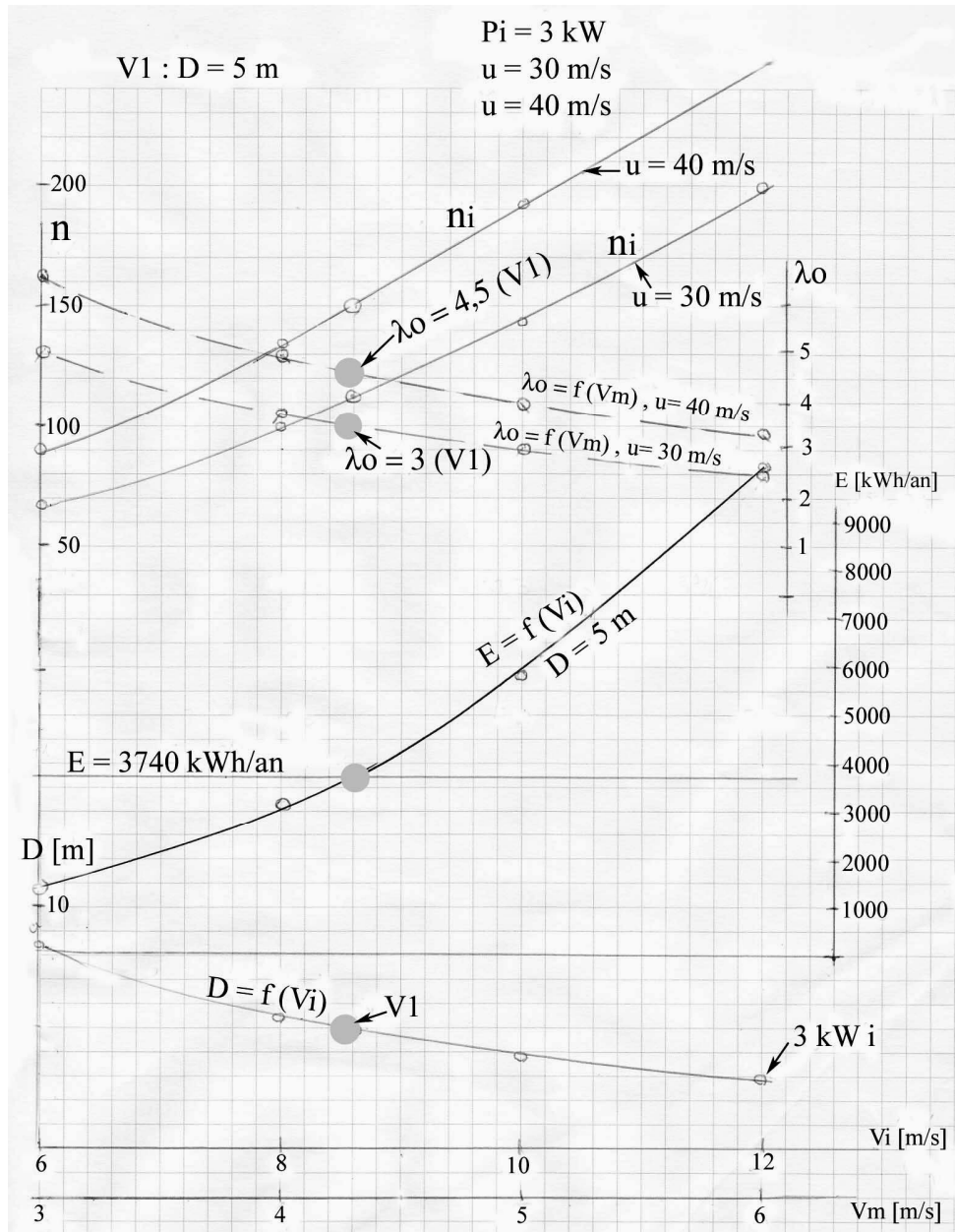


Figura 7.1

- pentru $\lambda_0 = \text{TSR} = 3$ ("tipul A")

$$C_{Parb} = \frac{P_{arb}}{\rho \frac{V^3}{2} S} = 0,0222 \cdot \lambda_0 + 0,0986 \cdot \lambda_0^2 - 0,0113 \cdot \lambda_0^{3,5} \quad (7.1)$$

$$C_{Marb} = \frac{M_{arb}}{\rho \frac{v^2}{2} SR} = 0,0222 + 0,0986 \cdot \lambda_0 - 0,0113 \cdot \lambda_0^{2,5} \quad (7.2)$$

- pentru $\lambda_0 = \text{TSR} = 4$ ("tipul B")

$$C_{Parb} = 0,0125 \cdot \lambda_0 + 0,0626 \cdot \lambda_0^2 - 0,0046 \cdot \lambda_0^{3,5} \quad (7.3)$$

$$C_{Marb} = 0,0125 + 0,0626 \cdot \lambda_0 - 0,0046 \cdot \lambda_0^{2,5} \quad (7.4)$$

În figura 7.2 sunt reprezentate aceste curbe adimensionale pentru putere și moment.

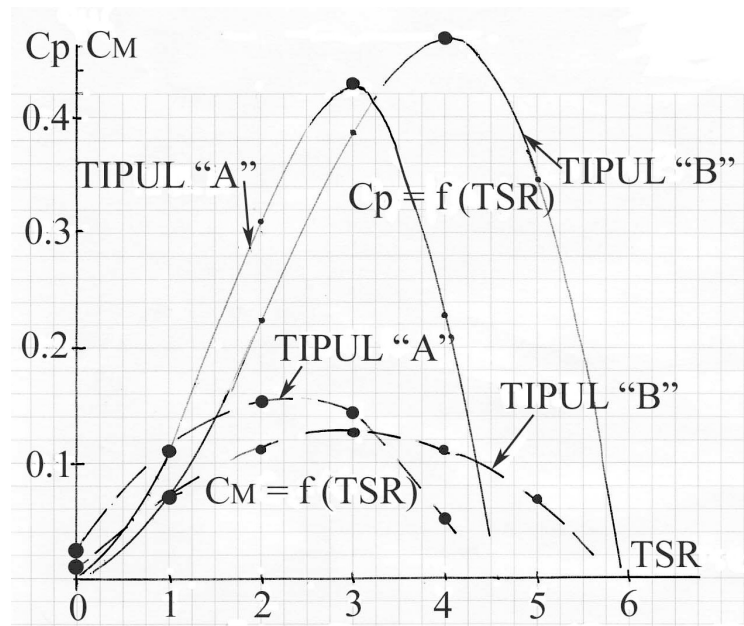


Figura 7.2

Pentru alegerea diametrului turbinei se impune o analiză comparativă pentru diferite regimuri de vânt. În Capitolul 5 am prezentat pe larg aspecte legate de faptul că eficiența agregatelor aeroelectrice de mică putere depinde în mare măsură de adaptabilitatea lor la condițiile amplasamentului. Astfel s-a trecut la compararea curbelor de frecvență a vântului specifice amplasamentului MARGA cu curbele caracteristice de exploatare ale turbinei pentru diferite rapidități și diametre. S-au tras concluzii privind punctele de instalare și producția de energie.

În figura 7.3 sunt afișate curbe de frecvență pentru amplasamentul MARGA și curbele de putere pentru diferite diametre de turbină ($D = 3; 4; 5; 6,5; 8,5$ m) și puterea instalată de 3,5 kW în condițiile de reglaj de turație pentru (C_{pmax}).

În figura 7.4 este afișată o sinteză a influenței vitezei medii și a diametrului turbinei asupra energiei unitare cinetice și a energiei unitare valorificate.

Cu constantele din figura 7.4 rezultă energia valorificabilă la diferite viteze medii ale amplasamentului și diferite diametre ale turbinei, conform datelor din tabelul 7.4, corespunzătoare puterii instalate de 3,5 kW.

Tabelul 7.4

D [m]	3	4	5	6,5	8,5
v_m [m/s]	E_{van} [kWh/an]				
2	324	573	880	1434	2274
3	773	1361	2068	3261	4964
4	1475	2590	3770	5755	8208
5	2510	4210	6013	8586	11490
6	3864	6324	8397	10680	14463

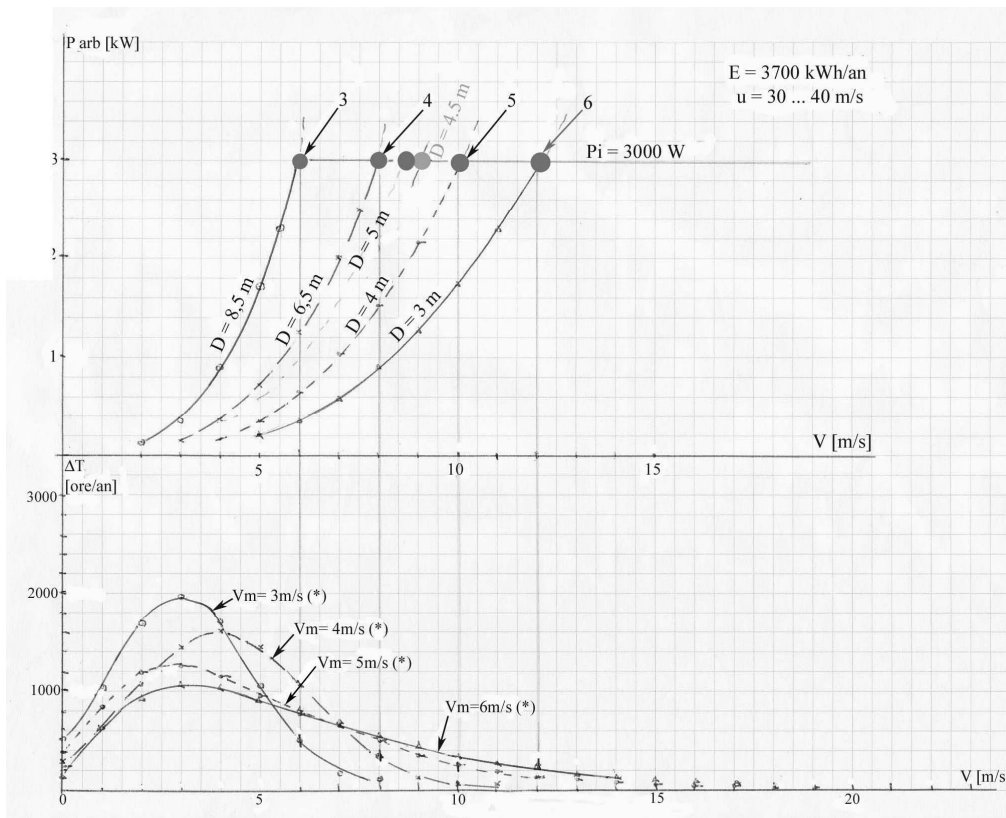


Figura 7.3

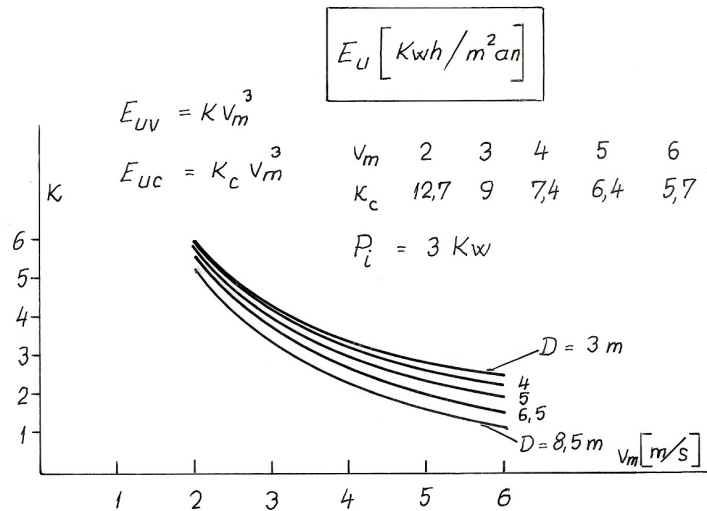


Figura 7.4

Interpretări pe baza acestor rezultate arată că influențele sunt foarte importante pentru succesul de piață al unei oferte. Dacă oferim o turbină cu un diametru de 3 m la o viteză medie a amplasamentului de 2 m/s ne putem aștepta la o producție de energie anuală de doar 324 kWh/an. La viteza medie de 6 m/s, producția de energie anuală ajunge la 3864 kWh/an.

O analiză economică duce la un optim privind relația dintre diametru, viteză medie și cost. Analiza arată eficiența diversificării echipării agregatelor fabricate. Practic soluția cea mai simplă este echiparea unui agregat cu structură mecanică și generator electric neschimbate, cu câteva variante de rotoare cu diametre diferite.

În analiza acestor influențe mai intervine un criteriu complementar. Energia valorificată are două componente: una realizată în regimul optimizat prin reglarea turației ($v \leq v_i$) și alta la regimuri limitate la puterea instalată din considerente de protecție și siguranță ale echipamentului ($v > v_i$). În tabelul 7.5 este afișată ponderea primei componente.

Tabelul 7.5

D [m]	3	4	5	6,5	8,5
v_m [m/s]	$E_{v1} / E_{v \text{ tot}} [\%]$				
2	> 99%	> 99%	> 99%	> 99%	99%
3	> 99%	> 99%	> 99%	97,8%	94,9%
4	> 99%	> 99%	98,4%	92,5%	83,6%
5	> 99%	97,7%	95,0%	81,0%	60,1%
6	98,7%	94,2%	87,7%	57,8%	22,8%

Exploatarea agregatului la limita superioară admisă de securitatea structurilor are unele riscuri. Astfel evitarea unei exploatări de durată în aceste regimuri este motivată.

În urma acestui studiu s-a convenit pentru diametrul turbinei studierea variantelor: D=4,5 m și D=5 m.

S-a trecut la o altă analiză pentru mai multe valori ale densității aerului în domeniul $\rho = 1,1 - 1,4 \text{ kg/m}^3$. Rezultatele sunt centralizate în figura 7.5. A rezultat în urma acestui studiu că vitezele de instalare sunt în domeniul 8,4...10,3 m/s, pentru diametrele turbinei și densitățile aerului stabilite.

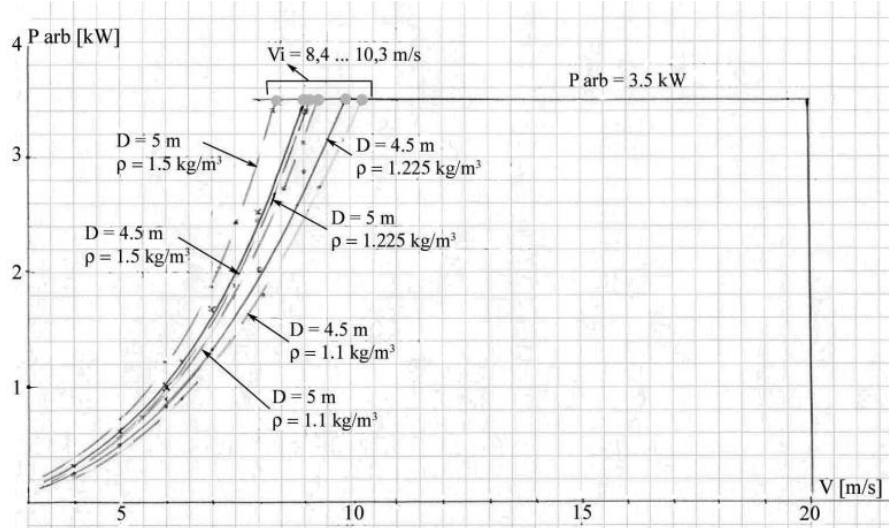


Figura 7.5

Pentru cele două tipuri de turbină considerate având rapiditățile $\lambda_0=3$ (denumit "Tip A") și $\lambda_0=4$ (denumit "Tip B") și fiecare pentru diametrele $D=4,5 \text{ m}$ și $D=5 \text{ m}$, corelările între toate mărimile ce definesc în detaliu variantele de turbină sunt date în tabelul 7.6.

$$P_{arbi} = 3500 \text{ W } \rho = 1,225 \text{ kg/m}^3$$

Tabelul 7.6

$\lambda_0 = \text{TSR0}$	3 ("Tip A")		4 ("Tip B")	
$(C_{P_{arb}})_{\max}$	0,426		0,463	
D[m]	4,5	5	4,5	5
S[m ²]	15,9	19,63	15,9	19,63
v_j [m/s]	9,45	8,81	9,19	8,56
u_{Ri} [m/s]	28,3	26,4	36,7	34,2
n[rpm]	120	101	156	131
Soliditatea orientativă				
Hutter	0,15 ... 0,3		0,085 ... 0,19	
E. Hau	0,17		0,13	

Datele pentru soliditate date de Hutter se extind pe un domeniu larg. Informațiile date de E. Hau, în 1988, restrâng domeniul în jurul valorilor de 0,17 pentru $\lambda_0=3$ și 0,13 pentru $\lambda_0=4$. Se pot face astfel primele estimări privind dimensiunile paletelor.

Zona profilată a paletelor:

Varianta	D=4,5 m	D=5,0 m
Raza interioară [m]	0,25m	0,25 m
Raza exterioară [m]	2,25 m	2,50 m
Lungimea paletii [m]	2,00 m	2,25 m
Coarda medie a paletii profilate [mm]	375-750	239-535
Arie expusă în vânt [m ²]	15 m ²	19 m ²

Coarda medie evaluată după datele lui Hutter are o dispersie largă. Optăm pentru domeniul valorilor mici din considerente de tehnologie. Acestea ar fi de 240-375 mm. Valorile mai mari pot îmbunătăți performanțele energetice, domeniul corzilor profilelor ar trebui mărite în acest caz până la 535-750 mm. Cele două valori corespund celor două tipuri de turbine cu diametrele de 4,5 și 5,0 m.

Cu recomandările lui E. Hau rezultă corzile profilelor de 396 mm pentru $\lambda_0=3$ și 374 mm pentru $\lambda_0=4$. Cu aceste evaluări ar rezulta anvergurile relative $\frac{\Delta R}{l_m}$ de:

5,3	5,03	2,67	pentru $\lambda_0=3$ și
9,4	6,02	4,21	pentru $\lambda_0=4$.

Aceste recomandări sunt orientative. În continuare în cadrul proiectului s-a făcut o analiză mult mai amănunțită pentru proiectarea paletajului optim. Performanțele turbinelor depind de profilele aerodinamice alese. Această analiză de optimizare s-a făcut folosind performanțele comparative ale mai multor profile.

Pentru acoperirea diverselor oferte de amplasamente se va prevedea posibilitatea montării paletii la două diametre diferite cu ajutorul unui prelungitor atașat la butucul rotorului. Deasemenea poate fi prevăzută o eventuală mărire a numărului de palete. Turbina concepută pentru amplasamentul MARGA are diametrul de 4,5 m, paletetele putând fi montate și pentru diametrul de 5 m.

Evaluarea producției de energie s-a făcut pentru o viteză medie a amplasamentului de 4 m/s, densitatea medie standard a aerului, tip A / tip B, diametre 4,5 / 5,0 m. Se consideră două domenii: cel optimizat prin reglarea turației ($v < v_i$) și domeniul cu putere plafonată pentru 3.500 W la arborele turbinei.

S-a pornit de la evaluările funcționale și producția probabilă de energie stabilite în Capitolul 5.

În tabelul 7.7 se prezintă un calcul detaliat pentru evaluarea puterii la arbore și a producției de energie la arborele turbinei.

Reglarea turației în domeniul $v < v_i$ se face după regula $\frac{U_R}{v} = 3$ (respectiv 4).

Energia anuală la arbore la $v_m=4$ m/s și $\rho = 1,225$ kg/m³ pentru cele două diametre de 4,5 și 5 m este 4.200 kWh/an, respectiv 5.000 kWh/an. La viteze medii de 3 m/s aceste valori scad la cca. 2.500 kWh/an respectiv 3.000 kWh/an, iar la 6 m/s cresc până la aproximativ 8.000 kWh/an, respectiv 9.000 kWh/an.

Varianta Turbina T3

$$\rho = 1,225 \text{ kg/m}^3$$

TSR0 = 3

D = 4,5; 5 m

S = 15; 10 m²Oferta amplasamentului $v_m = 4 \text{ m/s}$

Tabelul 7.7

v [m/s]	F [ore/an]	C _p [-]	P _{arb} [W]		n[rpm]		E[kWh/an]	
			4,5	5	4,5	5	4,5	5
0	983	0,428	-	-	-	-	-	-
1	1431	0,428	4	5	12,7	11,5	6	7
2	1450	0,428	31	40	25,4	22,9	45	58
3	1289	0,428	106	134	38,1	34,4	137	173
4	1057	0,428	252	319	50,8	45,8	266	337
5	818	0,428	492	623	63,5	57,3	402	510
6	604	0,428	849	1076	76,2	68,8	513	650
7	428	0,428	1349	1708	88,9	80,2	577	731
8	294	0,428	2013	2550	101,6	91,7	592	750
9	195	0,428	2867	3500	114,3	102	559	682
10	126	0,38/0,30	3500	3500	102	76	441	441
11	80	2,86/0,226	3500	3500	84	65	280	280
12	49	0,22/0,174	3500	3500	79	60	171	171
13	29	0,173/0,137	3500	3500	72	57	101	101
14	17	0,139/0,110	3500	3500	65	53	59	59
15	10	0,113/0,089	3500	3500	64	49	35	35
16	6	0,093/0,073	3500	3500	61	46	21	21
17	3	0,077/0,061	3500	3500	58	42	10	10
18	2	0,065/0,052	3500	3500	53	38	7	7
19	1	0,056/0,044	3500	3500	0	0	0	0
20	0	0	0	0	0	0	0	0
Suma anuală [kWh/an]:							4222	5023

La sfârșitul acestei prime etape s-a stabilit pentru agregat următoarele caracteristici:

- Vitezele medii anuale ale vântului: 3 - 6 m/s
- Vitezele periferice ale turbinei: 30 - 40 m/s
- Puterea instalată la bornele generatorului electric: 3 kW
- Puterea instalată la arborele turbinei: 3,5 kW (Turbina după verificări statice ale paletelor poate fi supraîncărcată până la 5,5 kW)
- Rapiditatea turbinei: $TSR = \lambda_o = 3...4$
- Diametrul turbinei: 4,5 - 5 m
- Aria expusă (baleiată): 15,9 m² - 19,6 m²
- Coeficientul de putere al turbinei (C_{pmax} la arbore): 0,426...0,463

- Reglaj de turație
- Densitatea aerului $\rho = 1,1 \dots 1,4 \text{ kg/m}^3$
- Densitatea medie pentru oferta comercială: $1,225 \text{ kg/m}^3$
- Vitezele de instalare vor fi în domeniul $8,6 \dots 9,6 \text{ m/s}$ la densitatea $\rho = 1,225 \text{ kg/m}^3$
- Turațiile maxime vor fi în domeniul $102\text{-}160 \text{ rpm}$
- Energia anuală produsă:
 - 1.500 kWh/an pentru 3 m/s
 - 3.700 kWh/an pentru $4\text{-}5 \text{ m/s}$
 - 10.000 kWh/an pentru 6 m/s

În acest moment al proiectării s-a hotărât realizarea ca prototip a uneia sau a două variante de paletaj, cu două poziții radiale pentru diversificarea ariei expuse. S-a propus, cu scop de optimizare, analiza și a altor variante având număr diferit de palete.

7.3. Cinematica turbinei

Calculul cinematic, variante pentru optimizare

Cinematica este analizată pentru cele două rapidități ($\lambda_0 = \text{TSR} = 3$ și 4), diametrele $D = 4,5 \text{ m}$ și $D = 5 \text{ m}$ și diferite grade de reacție, folosind metoda elaborată de CCAE pentru coeficienții adimensionali și tratată pe larg în Capitolul 2. [4] Noua metodă se aplică pentru prima dată pentru turbina de pe amplasamentul MARGA. Această metodă realizează o legătură directă între parametrii adimensionali care caracterizează turbina și geometria turbinei.

Relațiile utilizate sunt cele din sistemul (7.5):

$$\left\{ \begin{array}{l} C_P = k_{VT} \cdot \left(1 - k_{v_3}^2 - k_t^2 \cdot \lambda_r^2 + k_{\Delta p_s} \right) \\ C_M = 2 \cdot k_{VT} \cdot k_t \cdot \lambda_r \\ C_P = C_M \cdot \lambda_r \\ C_P = C_{F_a} \cdot k_{VT} \\ \bar{R} = \frac{k_{\Delta p_s}}{C_P} \cdot k_{VT} = \frac{k_{\Delta p_s}}{2 \cdot k_t \cdot \lambda_r^2} \end{array} \right. \quad (7.5)$$

Aceste relații explicitate pentru nevoile calculelor de proiectare devin cele din sistemul (7.6). Mărimile a căror valori se aleg din considerente diferite sunt: λ_r , k_{v_3} și \bar{R} .

$$\begin{cases}
 k_{vT} = \frac{1 + k_{v3}}{2} \\
 k_t = -(1 - \bar{R}) + \sqrt{(1 - \bar{R})^2 + \frac{1 - k_{v3}^2}{\lambda_r^2}} \\
 k_{\Delta p_s} = 2 \cdot \bar{R} \cdot \lambda_r^2 \cdot k_t \\
 C_P = k_{vT} \left(1 - k_{v3}^2 - k_T^2 \lambda_r^2 + k_{\Delta p_s} \right) \\
 C_{Fa} = \frac{C_P}{k_{vT}} \\
 C_M = \frac{C_P}{\lambda_r}
 \end{cases} \quad (7.6)$$

Analiza coeficienților adimensionali

S-a determinat influența gradului de reacție asupra parametrilor adimensionali. S-a conceput programului de calcul „MODELNOU” în care s-au folosit relațiile sistemului (7.6). S-a început cu un studiu privind mărimile ce intervin în modelul CCAE, pentru mai multe valori pentru λ_r și diferite grade de reacție \bar{R} și impunând $k_{v3} \equiv 0,9$. Tabelele 7.8...7.11 conțin aceste rezultate care pun în evidență influența gradului de reacție \bar{R} asupra parametrilor adimensionali. Acest studiu s-a făcut ca o completare la subcapitolul 2.3.2 „Diversificări posibile prin gradul de reacție”. Rezultatele evidențiază că implicarea unor valori mai mari decât zero a gradului de reacție determină valori ale coeficientului de putere C_p și peste limita de 0,592 (16/27) impusă de modelul clasic.

$\lambda_r = 5$

Tabelul 7.8

\bar{R}	k_{v3}	k_{vT}	k_t	$k_{\Delta p_s}$	C_M	C_{Fa}	C_P
0	0,9	0,95	0,0038	0	0,0360	0,190	0,1802
0,1	0,9	0,95	0,0042	0,02106	0,0400	0,211	0,2001
0,2	0,9	0,95	0,0047	0,04736	0,0450	0,237	0,2250
0,3	0,9	0,95	0,0054	0,08112	0,0514	0,270	0,2569
0,4	0,9	0,95	0,0063	0,12601	0,0599	0,315	0,2993
0,5	0,9	0,95	0,0075	0,18858	0,0717	0,377	0,3583
0,6	0,9	0,95	0,0094	0,28169	0,0892	0,469	0,4460
0,7	0,9	0,95	0,0124	0,43435	0,1179	0,620	0,5895
0,8	0,9	0,95	0,0182	0,72697	0,1727	0,909	0,8633
0,9	0,9	0,95	0,0327	1,46992	0,3103	1,633	1,5516
1	0,9	0,95	0,0872	4,35890	0,8282	4,359	4,1410

$\lambda_r = 4$

Tabelul 7.9

\bar{R}	k_{v3}	k_{vT}	k_t	$k_{\Delta ps}$	C_M	C_{Fa}	C_P
0	0,9	0,95	0,0059	0	0,0450	0,189	0,1800
0,1	0,9	0,95	0,0066	0,02103	0,0500	0,210	0,1998
0,2	0,9	0,95	0,0074	0,04728	0,0561	0,236	0,2246
0,3	0,9	0,95	0,0084	0,08094	0,0641	0,270	0,2563
0,4	0,9	0,95	0,0098	0,12564	0,0746	0,314	0,2984
0,5	0,9	0,95	0,0117	0,18780	0,0892	0,376	0,3568
0,6	0,9	0,95	0,0146	0,27990	0,1108	0,466	0,4432
0,7	0,9	0,95	0,0192	0,42960	0,1458	0,614	0,5830
0,8	0,9	0,95	0,0278	0,71068	0,2110	0,888	0,8439
0,9	0,9	0,95	0,0479	1,37958	0,3641	1,533	1,4562
1	0,9	0,95	0,1090	3,48712	0,8282	3,487	3,3128

 $\lambda_r = 3$

Tabelul 7.10

\bar{R}	k_{v3}	k_{vT}	k_t	$k_{\Delta ps}$	C_M	C_{Fa}	C_P
0	0,9	0,95	0,0105	0	0,0599	0,189	0,1796
0,1	0,9	0,95	0,0117	0,02098	0,0664	0,210	0,1993
0,2	0,9	0,95	0,0131	0,04711	0,0746	0,236	0,2238
0,3	0,9	0,95	0,0149	0,08057	0,0850	0,269	0,2551
0,4	0,9	0,95	0,0173	0,12486	0,0988	0,312	0,2965
0,5	0,9	0,95	0,0207	0,18615	0,1179	0,372	0,3537
0,6	0,9	0,95	0,0256	0,27617	0,1458	0,460	0,4373
0,7	0,9	0,95	0,0333	0,42000	0,1900	0,600	0,5700
0,8	0,9	0,95	0,0472	0,67978	0,2691	0,850	0,8072
0,9	0,9	0,95	0,0764	1,23741	0,4354	1,375	1,3062
1	0,9	0,95	0,1453	2,61534	0,8282	2,615	2,4846

 $\lambda_r = 2$

Tabelul 7.11

\bar{R}	k_{v3}	k_{vT}	k_t	$k_{\Delta ps}$	C_M	C_{Fa}	C_P
0	0,9	0,95	0,0235	0	0,0892	0,188	0,1784
0,1	0,9	0,95	0,0260	0,02081	0,0988	0,208	0,1977
0,2	0,9	0,95	0,0292	0,04665	0,1108	0,233	0,2216
0,3	0,9	0,95	0,0331	0,07955	0,1259	0,265	0,2519
0,4	0,9	0,95	0,0384	0,12274	0,1458	0,307	0,2915
0,5	0,9	0,95	0,0454	0,18174	0,1727	0,363	0,3453
0,6	0,9	0,95	0,0555	0,26650	0,2110	0,444	0,4220
0,7	0,9	0,95	0,0708	0,39654	0,2691	0,566	0,5382
0,8	0,9	0,95	0,0958	0,61315	0,3641	0,766	0,7281
0,9	0,9	0,95	0,1398	1,00650	0,5312	1,118	1,0624
1	0,9	0,95	0,2179	1,74356	0,8282	1,744	1,6564

În cazul agregatului Marga s-au salvat în fișierele React1...React10 rezultatele obținute cu programul „MODELNOU” pentru calculele globale pentru influența gradului de reacție asupra parametrilor adimensionali. Atât programul, cât și fișierele sunt date în Anexe. În tabelul 7.12 sunt trecute numele fișierelor corespunzătoare diferitelor valori ale parametrilor considerați.

Tabelul 7.12

Nr. crt.	Numele fişierului	k_{v3a}	Lamb_r
1	React1	0,8	3
2	React2	0,7	3
3	React9	0,6	3
4	React7	0,5	3
5	React5	0,33	3
6	React3	0,8	4
7	React4	0,7	4
8	React10	0,6	4
9	React8	0,5	4
10	React6	0,33	4

Pentru exemplificare prezint rezultatele din fişierul React1:

REZULTATE PENTRU COEFICIENTI ADIMENSIONALI

REZULTATE PENTRU $k_{v3a} = .8$ si $\text{Lamb}_r = 3$

R	k_{vTa}	kt	kdps	CM	CF	CP	CP1	CP2
0.00	.9000	0.0198	0.00000	0.1069	0.356	0.3208	0.3208	0.3208
0.10	.9000	0.0220	0.03952	0.1186	0.395	0.3557	0.3557	0.3557
0.20	.9000	0.0246	0.08864	0.1330	0.443	0.3989	0.3989	0.3989
0.30	.9000	0.0280	0.15126	0.1513	0.504	0.4538	0.4538	0.4538
0.40	.9000	0.0325	0.23368	0.1753	0.584	0.5258	0.5258	0.5258
0.50	.9000	0.0385	0.34665	0.2080	0.693	0.6240	0.6240	0.6240
0.60	.9000	0.0472	0.50991	0.2550	0.850	0.7649	0.7649	0.7649
0.70	.9000	0.0606	0.76299	0.3270	1.090	0.9810	0.9810	0.9810
0.80	.9000	0.0828	1.19294	0.4474	1.491	1.3421	1.3421	1.3421
0.90	.9000	0.1236	2.00243	0.6675	2.225	2.0024	2.0024	2.0024
1.00	.9000	0.2000	3.60000	1.0800	3.600	3.2400	3.2400	3.2400

S-a analizat influența gradului de reacție asupra coeficienților adimensionali pentru două rapidități ($\lambda_0 = \text{Lamb}_0 = 3$ și 4). Coeficienții vitezelor axiale în dâra apropiată au fost considerați 0,8 și 0,7.

Figura 7.6 conține o sinteză a datelor rezultate. Se observă că poate fi influențat coeficientul de putere cu ajutorul gradului de reacție al turbinei. Mărirea valorii coeficientului peste valorile obținute prin modelul clasic este evidentă la valori ale gradului de reacție mai mari de 0,5. Metoda trebuie folosită cu precauție din cauza creșterii în consecință a solidității turbinei și a posibilității alterării randamentului aerodinamic al turbinei. Mărirea puterii valorificabile se obține prin creșterea presiunii aval de turbină arătată de creșterea coeficientului de cădere statică ($k_{\Delta ps}$). În consecință crește componenta vitezelor tangențiale în vârtejul din dâra turbinei.

Coeficientul vitezei tangențiale aval de turbină este între 0,03 și 0,07 pentru rapiditatea 4, respectiv 0,06 și 0,11 pentru rapiditatea 3. Coeficienții presiunii statice aval de turbină au valori de 0,7...1,6 (pentru $\lambda_0 = 3$) și 0,8...1,7 (pentru $\lambda_0 = 4$). Coeficienții presiunii statice aval de turbină au valori de 0,7...1,6 (pentru

Lamb0=3) și 0,8...1,7 (pentru Lamb0=4). Aceste informații orientează în continuare analiza variantelor.

Această analiză oferă o imagine orientativă a fenomenelor din turbină și din dâră. Analiza trebuie continuată prin evaluarea disipațiilor și identificarea influenței asupra geometriei paletajului.

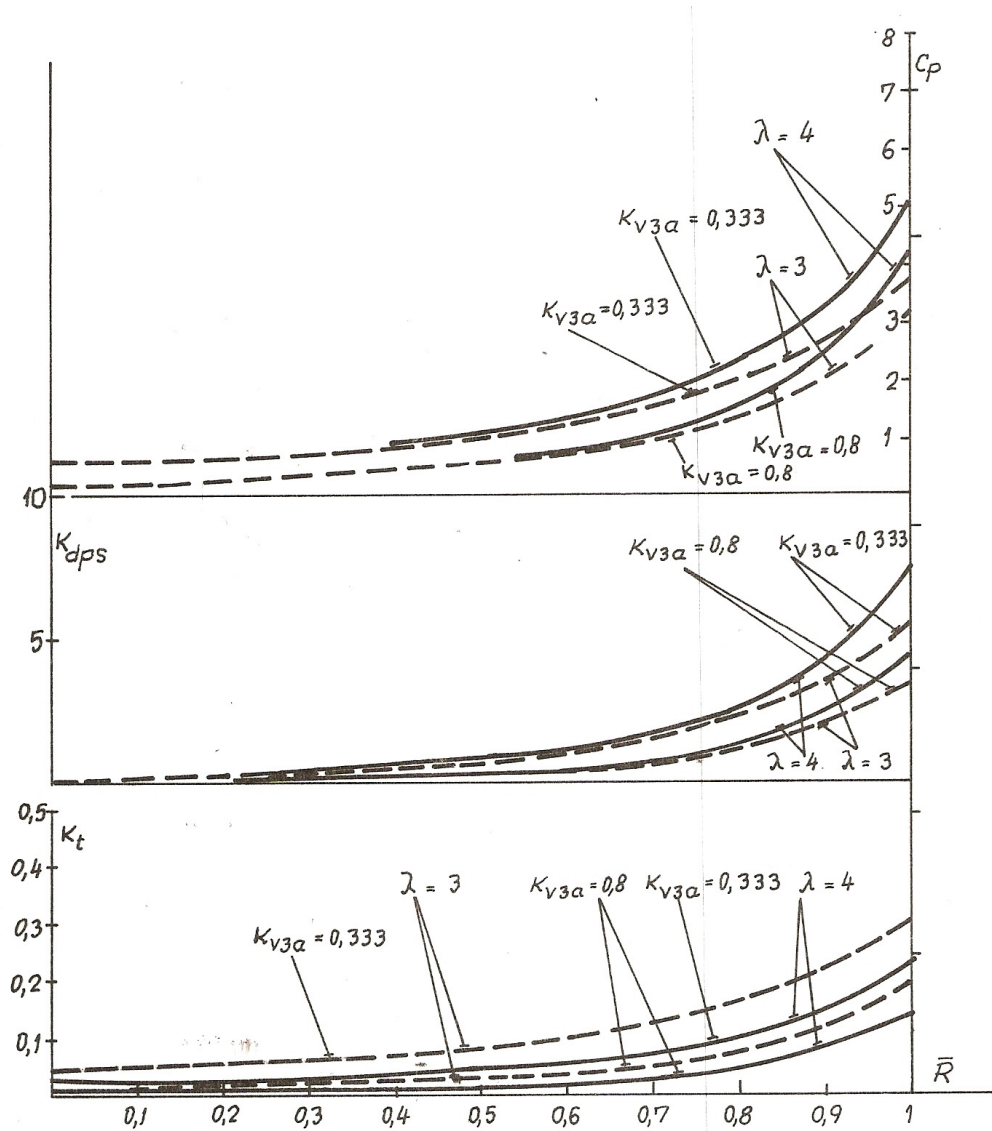


Figura 7.6

Analiza asamblării modelului pentru turbină

Folosind în continuare modelul nou, au fost obținute rezultatele calculelor de asamblare pentru rotoarele turbinelor având două diametre $D=4,5$ m și $D=5,0$ m. S-au considerat cazurile trecute în tabelul 7.13.

Tabelul 7.13

D [m]	Tipul turbinei	$\lambda_0=TSR0[-]$	v_i [m/s]	u_{Ri} [m/s]
4,5	"Tip A"	3	9,6	28,8
	"Tip B"	4	9,4	37,6
5,0	"Tip A"	3	8,9	26,7
	"Tip B"	4	8,6	34,4

Asamblarea metodei pentru un rotor de turbină pornește de la acceptarea unei distribuții cu raza a gradului de reacție și de la influența razei asupra vitezei periferice și a rapidității locale. S-a considerat repartitia gradului de reacție cu raza constantă, dar și alte trei distribuții (liniară, pătratică, hiperbolică).

Tabelul 7.14

Nr. crt.	D [m]	Tipul turbinei	Repartitia lui \bar{R} cu raza	\bar{R} la $D/2$	Numele fișierului cu rezultate
1	4,5	"Tip A" $u_R=28,8$ m/s $v_i=9,6$ m/s	constanta	0,8	Rnoust1
2			constanta	0,6	Rnoust5
3			liniara	0,8	Rnoust9
4			patratrica	0,8	Rnoust10
5			hiperbolica	0,8	Rnoust11
6	4,5	"Tip B" $u_R=37,6$ m/s $v_i=9,4$ m/s	constanta	0,8	Rnoust3
7			constanta	0,6	Rnoust6
8			liniara	0,8	Rnoust15
9			patratrica	0,8	Rnoust16
10		hiperbolica	0,8	Rnoust17	
11	5	"Tip A" $u_R=26,7$ m/s $v_i=8,9$ m/s	constanta	0,8	Rnoust2
12			constanta	0,6	Rnoust7
13			liniara	0,8	Rnoust12
14			patratrica	0,8	Rnoust13
15		hiperbolica	0,8	Rnoust14	
16	5	"Tip B" $u_R=34,4$ m/s $v_i=8,6$ m/s	constanta	0,8	Rnoust4
17			constanta	0,6	Rnoust8
18			liniara	0,8	Rnoust18
19			patratrica	0,8	Rnoust19
20			hiperbolica	0,8	Rnoust20

S-a conceput programul „MODNT” care ține cont de aceste distribuții diferite, iar cazurile considerate și fișierele obținute cu rezultate (rnoust1... rnoust20) sunt conform situațiilor din tabelul 7.14.

Ca exemplificare prezint rezultatele fișierului rnoust1, celelalte fișiere fiind în Anexe.

Rezultatele din fisierul rnoust1

n\$=rnoust1 program basic MODNT.BAS

REZULTATELE CALCULELOR (coeficienti) PENTRU URMATOARELE DATE

D[m]= 4.5 ;uR[m/s]= 28.8 ;v1[m/s]= 9.6 ;RO[kg/m3]= 1.225 ;kv3a= .7 ;PC[kW]= 8.618307

i	r[m]	Gr	kt	kdps	CF	CP	Lambr
repartitie constanta a gradului de reactie cu raza							
1	2.16	.8000	0.1186	1.5736	1.9669	1.6719	2.88
2	1.98	.8000	0.1364	1.5212	1.9015	1.6163	2.64
3	1.80	.8000	0.1585	1.4610	1.8262	1.5523	2.40
4	1.62	.8000	0.1864	1.3915	1.7394	1.4785	2.16
5	1.44	.8000	0.2223	1.3112	1.6391	1.3932	1.92
6	1.26	.8000	0.2698	1.2183	1.5229	1.2944	1.68
7	1.08	.8000	0.3347	1.1106	1.3882	1.1800	1.44
8	0.90	.8000	0.4278	0.9857	1.2321	1.0473	1.20
9	0.72	.8000	0.5703	0.8410	1.0512	0.8935	0.96
10	0.54	.8000	0.8118	0.6734	0.8417	0.7154	0.72

REZULTATELE CALCULELOR (MARIMI FIZICE) PENTRU URMATOARELE DATE

D[m]= 4.5 uR[m/s]= 28.8 v1[m/s]= 9.6 v3a[m/s]= 6.72 Delr= .18

i	r[m]	Lambr	vt[m/s]	Delps[Pa]	DelPC[kW]	DelP[kW]	DelF[kN]
1	2.16	2.88	3.28	88.824	1.324	2.213	0.271
2	1.98	2.64	3.46	85.869	1.213	1.961	0.240
3	1.80	2.40	3.65	82.470	1.103	1.712	0.210
4	1.62	2.16	3.87	78.549	0.993	1.468	0.180
5	1.44	1.92	4.10	74.017	0.883	1.230	0.151
6	1.26	1.68	4.35	68.771	0.772	1.000	0.122
7	1.08	1.44	4.63	62.691	0.662	0.781	0.096
8	0.90	1.20	4.93	55.642	0.552	0.578	0.071
9	0.72	0.96	5.26	47.471	0.441	0.394	0.048
10	0.54	0.72	5.61	38.010	0.331	0.237	0.029

Valori însumate:PC[kW]= 8.618307 SUMDelP[kW]= 11.57365 CPT= 1.342915

PRECIZĂRI: PC este puterea cinetică asociată TURBINEI ;SUMDelP este puterea teoretică extrasă ; CPT este coeficientul teoretic global al TURBINEI

COMPARATIE INTRE PRESIUNI DIN CALCUL SI CELE DE ECHILIBRU RADIAL

i	r(i)[m]	Delps(i)[Pa]	Dpech(i)[Pa]
1	2.168	88.949	0.000
2	2.005	86.297	0.189
3	1.841	83.285	0.428
4	1.677	79.858	0.733
5	1.514	75.951	1.130
6	1.350	71.490	1.657
7	1.186	66.392	2.374
8	1.023	60.560	3.379
9	0.859	53.889	4.846
10	0.695	46.261	7.116
11	0.532	37.546	10.951

Din analiza rezultatelor obținute pentru cazurile considerate rezultă că metoda de calcul folosită oferă mai multe posibilități de optimizare a turbinei prin alegerea adecvată a mai multor constante opționale. Au fost făcute următoarele opțiuni: rapiditățile s-au considerat TSR0=3 și 4, coeficientul vitezei axiale aval de

turbină (k_{v3a}) a fost ales 0,7 pe baza rezultatelor unor măsurători în dâra apropiată, gradul de reacție a fost ales suficient de mare ($\bar{R} = Gr = 0,8 \dots 0,7$) pentru a încerca o mărire substanțială a coeficientului de putere. Rapiditatea locală a rezultat din aceste opțiuni.

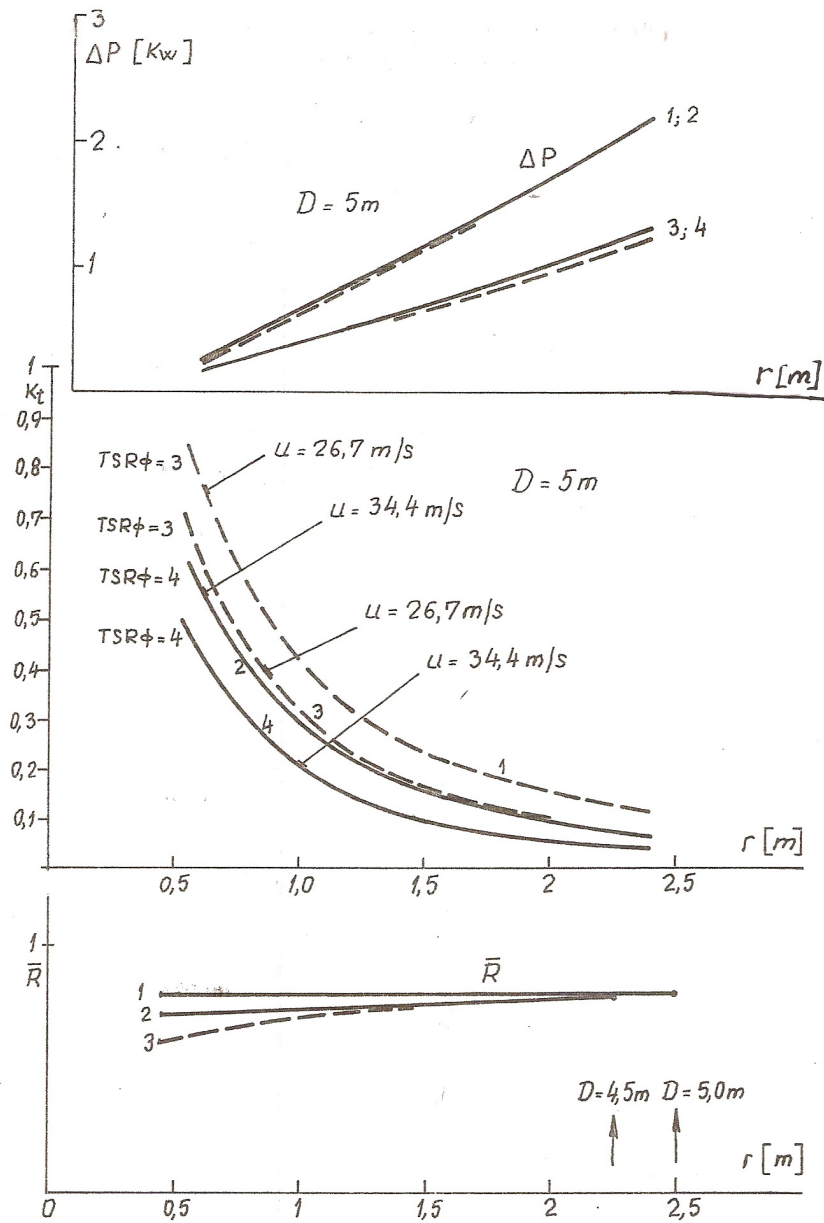


Figura 7.7

Cea mai importantă mărime cinematică adimensională pentru triunghiurile de viteze este coeficientul vitezei tangențiale aval de turbină ($k_t = \frac{\Delta v_{u13}}{u}$). În figurile 7.7 și 7.8 sunt sintetizate rezultatele acestor calcule. Curbele $k_t = f(r)$ sunt asemănătoare, de acestea depinde legea de variație a corzii profilelor cu raza și torsionarea paletelor. Se observă că influența repartiției gradului de reacție de-a lungul razei este mai puțin semnificativă. Se va considera în continuare o distribuție constantă pentru două valori (0,8 și 0,7).

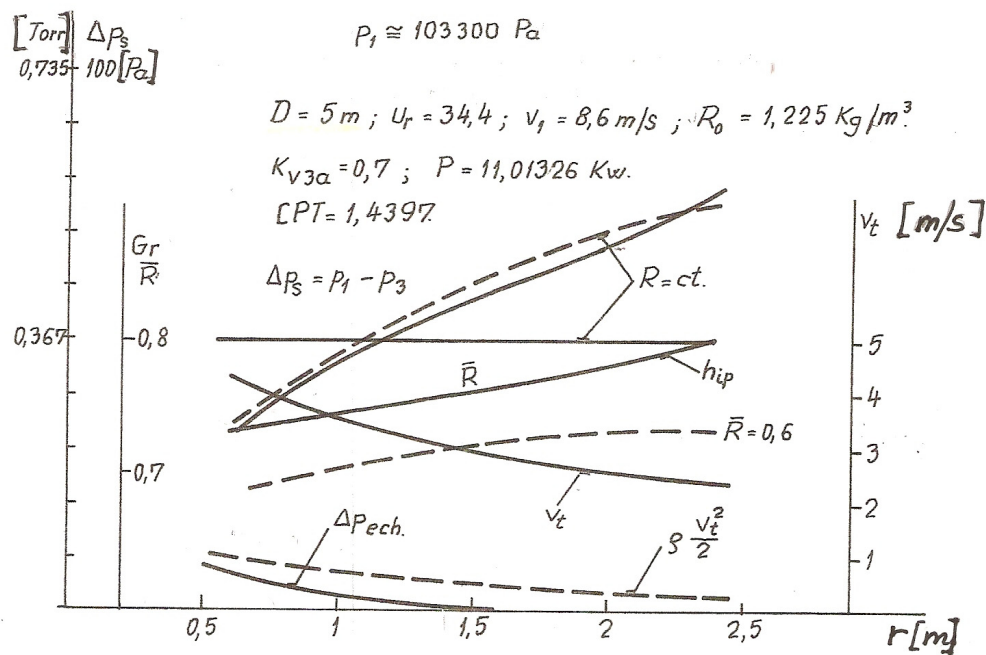


Figura 7.8

Selectarea soluțiilor pentru următoarele analize de optimizare

Metoda utilizată a urmărit găsirea acelei variante care să ducă la o soluție geometrică a paletajului performantă. Pot fi construite mai multe geometrii în funcție de un număr mare de parametrii adimensionali. Se selectează grupul de parametri care au influențe mai importante.

Parametrii cu influențe mai importante i-am considerat că sunt:

- *Gradul de reacție*. Sinteza s-a făcut pentru $\bar{R} = Gr = 0,6; 0,7$ și $0,8$, repartizat constant cu raza.

- *Rapiditățile*. Se analizează ambele valori ($Lamb_r = TSR0 = 3$ și 4)

Opțiunea pentru rapiditatea 4, gradul de reacție 0,7 și diametrul 4,5 m considerăm că este soluția avantajoasă din următoarele considerente:

- puterea teoretică maximă (de instalare) este suficient de mare;
- turațiile ceva mai mari decât în cazul rapidității 3;
- soliditățile sunt ceva mai mici decât în cazul celorlalte variante.

Calculul cinematic pentru paletaj

S-a făcut calculul cinematic pentru diametrele 4,5 și 5,0 m, rapiditățile 3 și 4 și gradele de reacție 0,7 și 0,8. Calculul cinematic identifică triunghiurile de viteze la diferite raze și evaluează caracteristicile rețelei de palete prin numărul de palete și corzile profilelor pentru un coeficient de portanță maxim de 1,6 la anvergură infinită.

Pentru această fază a proiectării s-a conceput programul „MODNTURB”, iar rezultatele calculelor cinematice s-au salvat în fișierele rcin1...rcin8, conform cazurilor prezentate în tabelul 7.15.

Tabelul 7.15

Nr. crt.	D [m]	Tipul turbinei	u_R [m/s]	Lamb_r [-]	\bar{R} [-]	k_{v3a} [-]	k_{vTa} [-]	Numele fișierului de rezultate
1	5	"Tip A"	26,7	3	0,8	0,7	0,85	Rcin1
2		"Tip B"	34,4	4	0,8			Rcin2
3		"Tip A"	26,7	3	0,7			Rcin3
4		"Tip B"	34,4	4	0,7			Rcin4
5	4,5	"Tip A"	28,8	3	0,8	0,7	0,85	Rcin5
6		"Tip B"	37,6	4	0,8			Rcin6
7		"Tip A"	28,8	3	0,7			Rcin7
8		"Tip B"	37,6	4	0,7			Rcin8

Ca exemplu, prezint rezultatele din fișierul rcin5:

REZULTATELE CALCULELOR CINEMATICE PENTRU TURBINA CU CODUL AFISAT

programe,coduri,constante,dimensiuni:

PROGRAM MODNTURB.BAS REZULTATE IN WORD:rcin5

CONSTANTE:

D[m]: 4.5 , db[m]: .9 , Del r [m]: .18 , RO[kg/m³] : 1.225

u_R [m/s]= 28.8 , V_1 [m/s] : 9.6 , V_{3a} [m/s] 6.72 , V_{Ta} (m / s) = 8.160001

GrD= .8 , Lamb_D = 3 , k_{v3a} = .7 , k_{vTa} = .85

Q_{tot} [m³/s]= 124.5881 , P_t [W]= 11573.65 , F_{axtot} [N]= 1418.339

r[m]	2.16	1.98	1.80	1.62	1.44	1.26	1.08	0.90	0.72	0.54
u_r [m/s]	27.65	25.34	23.04	20.74	18.43	16.13	13.82	11.52	9.22	6.91
v_t [m/s]	3.28	3.46	3.65	3.87	4.10	4.35	4.63	4.93	5.26	5.61
v_3 [m/s]	27.84	25.58	23.33	21.09	18.88	16.70	14.58	12.53	10.61	8.90
w_1 [m/s]	29.27	27.10	24.96	22.85	20.78	18.77	16.83	15.00	13.31	11.83
w_3 [m/s]	30.93	28.80	26.69	24.60	22.53	20.48	18.45	16.45	14.47	12.52
w_{inf} [m/s]	30.40	28.28	26.17	24.09	22.05	20.04	18.08	16.19	14.38	12.69
bet1[gr]	19.15	20.75	22.62	24.84	27.51	30.76	34.78	39.81	46.17	54.25
bet3[gr]	12.26	13.13	14.13	15.28	16.61	18.17	20.01	22.22	24.91	28.22
betinf[gr]	15.57	16.77	18.17	19.80	21.72	24.03	26.82	30.26	34.57	40.02
alf3[gr]	116.0	117.2	118.5	119.9	121.4	122.9	124.6	126.3	128.0	129.9
cyl/t[-]	0.22	0.24	0.28	0.32	0.37	0.43	0.51	0.61	0.73	0.88

REZULTATE CORZI SI SOLIDITATI LA NR.DE PALETE 2,3,4,5

z	t[m]	l[m]	r(i)[m]																		
			2.16	1.98	1.80	1.62	1.44	1.26	1.08	0.90	0.72	0.54									

2	t2	6.79	6.22	5.65	5.09	4.52	3.96	3.39	2.83	2.26	1.70										
	l2	0.91	0.95	0.99	1.02	1.05	1.07	1.09	1.08	1.03	0.94										
3	t3	4.52	4.15	3.77	3.39	3.02	2.64	2.26	1.88	1.51	1.13										
	l3	0.61	0.63	0.66	0.68	0.70	0.72	0.72	0.72	0.69	0.63										
4	t4	3.39	3.11	2.83	2.54	2.26	1.98	1.70	1.41	1.13	0.85										
	l4	0.46	0.48	0.49	0.51	0.53	0.54	0.54	0.54	0.52	0.47										
5	t5	2.71	2.49	2.26	2.04	1.81	1.58	1.36	1.13	0.90	0.68										
	l5	0.37	0.38	0.39	0.41	0.42	0.43	0.43	0.43	0.41	0.38										

lm2[m]= 1.012997 lm3[m]= .6753311 lm4[m]= .5064983 lm5[m]= .4051986

Sol2= .2388439 Sol3= .2388439 Sol4= .2388439 Sol5= .2388439

Rezultatele calculelor repartițiilor mărimilor cinematice de-a lungul razei sunt reprezentate în figura 7.9.

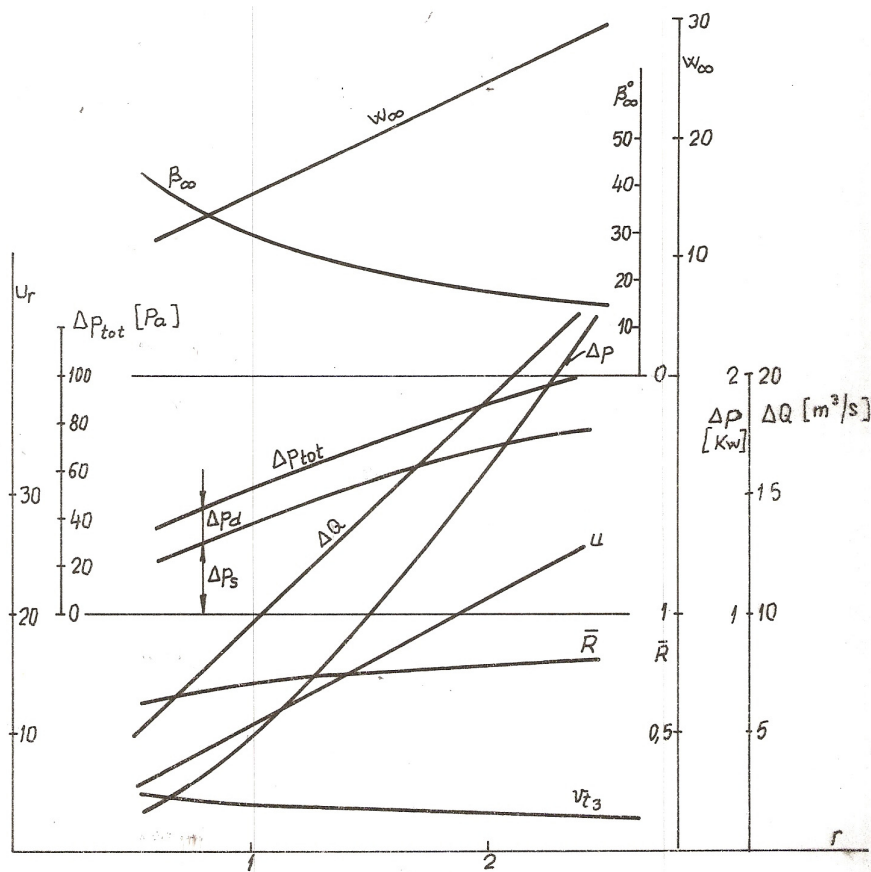


Figura 7.9

Valorile obținute sunt centralizate în tabelele 7.16 și 7.17. Puterile afișate reprezintă valori teoretice (fără evaluarea disipațiilor). Acestea sunt acoperitoare pentru toate variantele analizate pentru puterea la arbore de 3,5 kW. Mărimile finale în funcție de care se face selecția sunt: puterea teoretică valorificabilă și soliditatea paletajului. Soliditățile rezultate sunt: 0,239; 0,170; 0,199; 0,136, valori care se încadrează în limitele evaluărilor statistice de 0,085 - 0,300 respectiv 0,130 - 0,170.

SINTEZA PENTRU D = 4,5 m

Tabelul 7.16

\bar{R}	v_1 [m/s]	Pt [kW]	n [rpm]	Sol [-]
Lamb _r = 3				
0,8	9,6	11,574	122	0,239
0,6	9,6	7,484	122	
0,7	9,6	9,145	122	0,199
Lamb _r = 4				
0,8	9,4	12,330	160	0,170
0,6	9,4	7,484	160	
0,7	9,4	9,368	160	0,136

SINTEZA PENTRU D = 5 m

Tabelul 7.17

\bar{R}	v_1 [m/s]	Pt [kW]	n [rpm]	Sol [-]
Lamb _r = 3				
0,8	8,9	11,385	102	0,226
0,6	8,9	7,362	102	
0,7	8,9	8,996	102	0,199
Lamb _r = 4				
0,8	8,6	11,657	131,4	0,170
0,6	8,6	7,075	131,4	
0,7	8,6	8,857	131,4	0,136

S-a făcut o analiză a influenței numărului de palete ($z = 2, 3, 4, 5$). Corzile mijlocii pentru variantele analizate sunt sintetizate în tabelul 7.18:

Tabelul 7.18

z		2	3	4	5
D = 4,5 m					
$\bar{R} = Gr = 0,8$	LAMB = 3	1,013 / 1,78	0,675 / 2,7	0,506/3,6	0,405/4,4
	LAMB = 4	0,720 / 2,5	0,480 / 2,1	0,360/5,0	0,288/6,25
$\bar{R} = Gr = 0,7$	LAMB = 3	0,842 / 2,1	0,562/3,2	0,421/4,3	0,337/5,3
	LAMB = 4	0,577 / 3,1	0,385/4,7	0,289/6,21	0,231/7,8
D = 5,0 m					
$\bar{R} = Gr = 0,8$	LAMB = 3	1,126 / 1,8	0,750/2,7	0,563/3,6	0,450/4,4
	LAMB = 4	0,800 / 2,5	0,533/2,1	0,400/5,0	0,320/6,25
$\bar{R} = Gr = 0,7$	LAMB = 3	0,936 / 2,1	0,624/3,2	0,468/4,3	0,374/5,3
	LAMB = 4	0,642 / 3,1	0,428/4,7	0,321/6,21	0,257/7,8

După „/” este afișată anvergura relativă rezultată. Anvergura finită diminuează portanța și mărește rezistența profilelor, în consecință scade finețea profilului față de valorile la anvergură infinită. Astfel scade randamentul aerodinamic. Rezultă că trebuie evitate anvergurile mici. Efectul negativ al anvergurii finite poate fi ameliorat prin creșterea numărului de palete al turbinei. În consecință se exclude varianta cu două palete. Se reține pentru analiză în continuare variantele $LAMB=4$ și $z=3$ și 4 , soluții pentru care rezultă corzi mijlocii de 300 - 500 mm.

Uneori se neglijează în proiectare influența anvergurii finite, ceea ce duce la surprize neplăcute prin diminuarea randamentelor aerodinamice. S-a studiat comportarea unui profil performant (NACA 4415, figurile 4.2, 4.3) în condițiile unor anverguri relative de 5, 4, 3 și 2. Finețea de 125 la anvergură infinită la incidență de 10° scade la 10,6 ; 8 ; 5 ; 2,5 pentru cele cinci cazuri de anvergură finită. Este o influență negativă deosebit de puternică. Randamentul aerodinamic pentru un unghi cinematic de 20° scade de la 0,98 la 0,74 ; 0,63 ; 0,43 și 0,04 pentru cele cinci anverguri. Se iau măsuri pentru ameliorarea acestor influențe negative prin valori ale anvergurii relative de 5...6 și geometria specială a capătului exterior al paletei.

7.4. Aerodinamica turbinei

Alegerea profilelor și a geometriei paletei

Alegerea profilelor și a geometriei paletei au rezolvat următoarele elemente:

- Rapiditatea, numărul de palete, corzile, diametrele, unghiurile de instalare și tipul de profil, toate mărimile dependente de rază;
- Distribuția mărimilor de-alungul razei trebuie să fie favorabilă pentru tehnologia de execuție a paletei.

Profilul aerodinamic ales. Optăm pentru familia NACAxxxx cu săgeată de 4% și grosime de 15% care oferă performanțe bune, rugozitate suficient de mică pentru a îndeplini cerințele unui profil neted. Anvergura relativă va fi în domeniul 5 - 6.

Coarda $l = f(r)$ va fi descrescătoare cu raza pentru a asigura grosimi suficiente pentru structura de rezistență mecanică.

Numărul de palete. Proiectarea se va face pentru 4 palete pentru a asigura anverguri relative mari (5 ... 6). Se va utiliza paleta ca variante și pentru 3 respectiv 5 palete.

Diametrul: $D=4,5$ m. Se va prevedea posibilitatea montării paletei și pentru $D=5$ m prin construcția butucului turbinei.

Corecții pentru portanța maximă. În analiză s-a considerat $C_{y_{max}}=1,6$ pentru condițiile anvergurii infinite. Pentru anvergura în jur de 5-6 această valoare nu depășește 1,2.

În figura 7.10.a este reprezentată corecția datelor pentru coeficientul de portanță maxim de 1,2 (anvergură finită, cinci variante având număr diferit de palete).

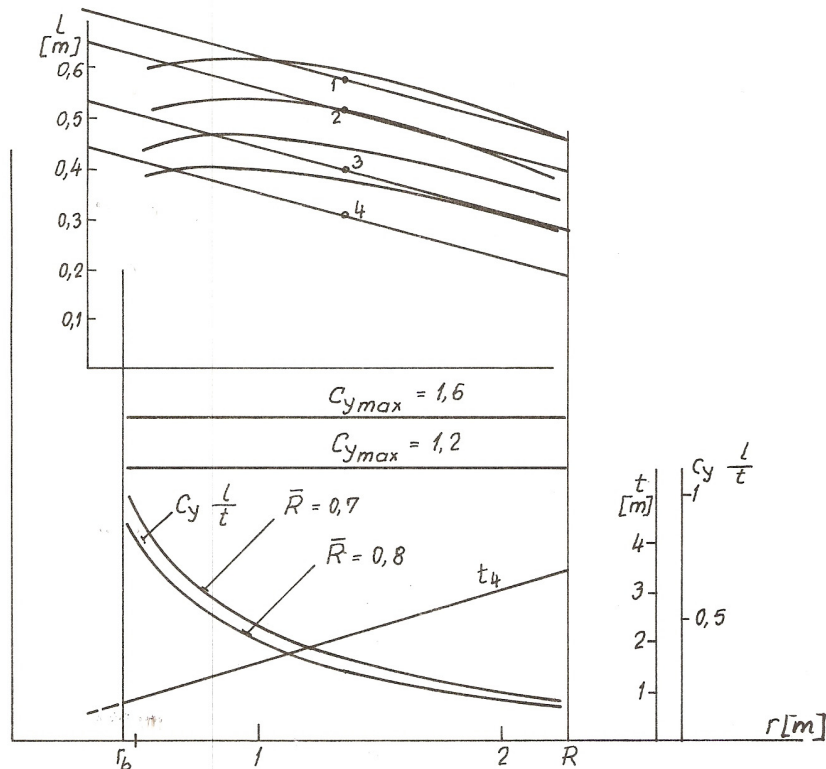


Figura 7.10.a

Corecții constructive pentru favorizarea tehnologiei de execuție

În paragrafele anterioare a fost studiată influența unui mare număr de parametri asupra geometriei și performanțelor paletajului turbinei. Posibilitățile aerodinamice sunt mai multe, din care au fost selectate unele considerate optime. Aceste analize urmăresc realizarea unei turbine competitive cu cele de pe piață.

Pentru aceste soluții au fost analizate posibilitățile de execuție tehnologică prin următoarele aspecte:

- Racordarea geometriei între secțiunile calculate;
- Aproximări analitice ale unor mărimi geometrice de-a lungul razei pentru a evita erorile date de soluționări grafice (coarda, grosimea profilelor, unghiurile de instalare);
- Racordarea zonei aerodinamice a paletei cu zona de fixare în butucul turbinei;
- Conformația capătului exterior al paletei pentru a ameliora efectele de capăt (anvergura finită).

Soluțiile optime stabilite au fost corectate pe această bază.

Metoda tehnologizării a fost următoarea:

- Coarda profilelor se aproximează analitic:

$$l = a - b \cdot r$$

- Grosimea maximă relativă se aproximează analitic:

$$\frac{d_{max}}{l} = a_1 - b_1 \cdot r$$

- Unghiul de instalare se aproximează analitic:

$$beta_{inst} = \frac{a_2}{r} - b_2$$

Cu aceste aproximări analitice se definesc profilele din familia NACAxxxx.

Pentru această geometrie au fost calculate triunghiurile de viteze, forțele aerodinamice și puterile. A fost calculată influența anvergurii relative a paletii, precum și influența disipațiilor aerodinamice. Cu ajutorul acestei metodologii au fost analizate patru variante de palete A, B, C, D.

Constantele pentru geometria acestor patru variante sunt cele din tabelul 7.19.

Tabelul 7.19

Varianta	a	b	a ₁	b ₁	a ₂	b ₂
A	0,45	0,111	0,3	0,08	25	6
B	0,55	0,111	0,3	0,08	15	2
C	0,45	0,111	0,3	0,08	15	2
D	0,55	0,111	0,3	0,08	25	6

A fost conceput programul de calcul „RVER” cu care s-au evaluat influențele modificărilor geometrice asupra performanțelor paletajului. Rezultatele calculului au fost salvate în fișierele rver1...rver16 conform cazurilor din tabelul 7.20, și am afișat ca exemplu rezultatele din fișierul rver1.

Tabelul 7.20

Numele fișierului	z	a	b	a ₁	b ₁	a ₂	b ₂
RVER1	3	0,450	0,111	0,3	0,08	25	6
RVER2	4						
RVER3	5						
RVER4	6						
RVER5	3	0,550	0,111	0,3	0,08	15	2
RVER6	4						
RVER7	5						
RVER8	6						
RVER9	3	0,450	0,111	0,3	0,08	15	2
RVER10	4						
RVER11	5						
RVER12	6						
RVER13	3	0,550	0,111	0,3	0,08	25	6
RVER14	4						
RVER15	5						
RVER16	6						

```

Rezultatele din fişierul RVER1 Varianta A:
program RVER.BAS
FISIER REZULTATE:rver1 CODUL TURBINEI Marga
REZULTATELE CALCULELOR (coeficienti) PENTRU URMATOARELE DATE
D[m]= 4.5 ;uR[m/s]= 28.8 ;v1[m/s]= 9.6 ;RO[kg/m3]= 1.225 ;kv3a= .7; PC[kW]= 8.618307
GR= .75
Datele geometrice ale variantei de turbina tehnologizata
lc=a-b*r; dr=a1-b1*r; betinstgr=a2/r-b2
  a      b      a1      b1      a2      b2
0.450  0.111  0.300  0.080  25.000  6.000
MARIMI GEOMETRICE PENTRU PALETE
*****
r[m]    lc[m]    dr=d/lc[-]    betinstgr
*****
0.540   0.390    0.257    40.296
0.720   0.370    0.242    28.722
0.900   0.350    0.228    21.778
1.080   0.330    0.214    17.148
1.260   0.310    0.199    13.841
1.440   0.290    0.185    11.361
1.620   0.270    0.170     9.432
1.800   0.250    0.156     7.889
1.980   0.230    0.142     6.626
2.160   0.210    0.127     5.574
*****
ANV= 5.39973 z= 3      Soliditate: .5305426
*****
r      u      inc  cyinf  cxinf  winf  winfc  vt      vtc  Grc  betinf  Delpsc  Delpdc
*****
0.54  6.91  0.12  0.41  0.01  12.59  10.95  5.34  0.78  -3.32  40.41  -21.84  28.42
0.72  9.22  6.22  1.02  0.01  14.25  12.92  4.93  1.61  -0.50  34.94  -9.01  27.20
0.90  11.52  8.82  1.27  0.01  16.03  14.84  4.56  1.75  -0.09  30.60  -2.19  26.91
1.08  13.82  9.97  1.38  0.02  17.90  16.79  4.22  1.69  0.06  27.12  1.65  27.03
1.26  16.13  10.44  1.43  0.02  19.84  18.78  3.92  1.58  0.12  24.28  3.87  27.27
1.44  18.43  10.58  1.44  0.02  21.84  20.82  3.65  1.44  0.16  21.94  5.08  27.51
1.62  20.74  10.55  1.44  0.02  23.88  22.90  3.41  1.31  0.17  19.98  5.57  27.74
1.80  23.04  10.44  1.43  0.02  25.95  25.00  3.19  1.18  0.16  18.33  5.49  27.93
1.98  25.34  10.28  1.41  0.02  28.06  27.13  3.00  1.06  0.15  16.91  4.93  28.10
2.16  27.65  10.11  1.40  0.02  30.18  29.28  2.82  0.95  0.12  15.68  3.92  28.24
*****
REZULTATE RANDAMENTE,PUTERI LA ARBORE
*****
r[m]    cyinf  cyANV  cxinf  cxANV  RANDA  Dpc  DelQ  DelPt  DelParb
*****
2.16  1.40  1.00  0.02  0.14  0.72  32.16  19.93  0.64  0.46
1.98  1.41  1.01  0.02  0.14  0.72  33.02  18.27  0.60  0.43
1.80  1.43  1.02  0.02  0.14  0.72  33.42  16.61  0.56  0.40
1.62  1.44  1.03  0.02  0.14  0.72  33.31  14.95  0.50  0.36
1.44  1.44  1.03  0.02  0.14  0.72  32.60  13.29  0.43  0.31
1.26  1.43  1.03  0.02  0.14  0.72  31.14  11.63  0.36  0.26
1.08  1.38  0.99  0.02  0.13  0.72  28.68  9.97  0.29  0.21
0.90  1.27  0.91  0.01  0.11  0.72  24.72  8.31  0.21  0.15
0.72  1.02  0.73  0.01  0.07  0.72  18.19  6.64  0.12  0.09
0.54  0.41  0.29  0.01  0.02  0.72  6.58  4.98  0.03  0.02
DATE INSUMATE
Pt[kW]= 3.737789  Parb[kW]= 2.681523  RANDA = .717409

```

Am considerat numărul de palete că ar putea fi: 3; 4; 5 și 6 palete.

Aceste combinații considerate realizează anverguri relative suficient de mari de 5,4 și 4,05. Soliditățile variază în limite foarte largi, influența principală fiind dată de numărul de palete. Randamentele aerodinamice care includ și influența anvergurii finite au valori în domeniul: 0,66... 0,72. Puterile la arbore care se obțin pentru viteza de instalare de 9,6 m/s și viteza periferică de 28,8 m/s (pentru densitatea standard de 1,225 kg/m³) sunt sintetizate în tabelul 7.21:

Tabelul 7.21

z (nr. palete)	3	4	5	6
TIPUL PALETEI	P _{arb} [kW]			
A	2,68	3,61	4,55	5,52
B	4,21	5,73	7,32	8,98
C	3,31	4,49	5,70	6,95
D	3,42	4,62	5,85	7,12

Gradele de reacție sunt influențate de geometrie și de numărul de palete. Sinteza este dată în tabelul 7.22:

Tabelul 7.22

z (nr. palete)	3		4		5		6	
r [m]	1,08	2,16	1,08	2,16	1,08	2,16	1,08	2,16
TIPUL PALETEI	Gr [-]							
A	0,06	0,12	0,34	0,36	0,52	0,50	0,65	0,59
B	0,57	0,45	0,76	0,61	0,89	0,71	1,00	0,77
C	0,36	0,16	0,59	0,38	0,73	0,52	0,84	0,61
D	0,32	0,42	0,55	0,59	0,70	0,69	0,82	0,76

În studiu general s-a optat pentru grade de reacție mari. Se vede că varianta B este mai favorabilă. Consecința se vede și la sinteza puterilor. Soliditățile sunt mai mari la variantele B și D datorită corzilor mai mari.

În figura 7.10.b sunt afișate principalele date geometrice ale variantelor de geometrie.

Varianta C de geometrie a paletei poate realiza 3,3 kW la arbore pentru un număr de 3 palete la turația de 122 rot/min și viteza de vânt de 9,6 m/s. Această paletă prin modificarea numărului de palete poate realiza la 4 palete 4,5 kW, la 5 palete 5,7 kW și la 6 palete 6,95 kW.

Pentru amplasamentul Marga s-a optat pentru varianta C de geometrie și număr de palete 4.

Sinteza dimensiunilor este prezentată în tabelul 7.23.

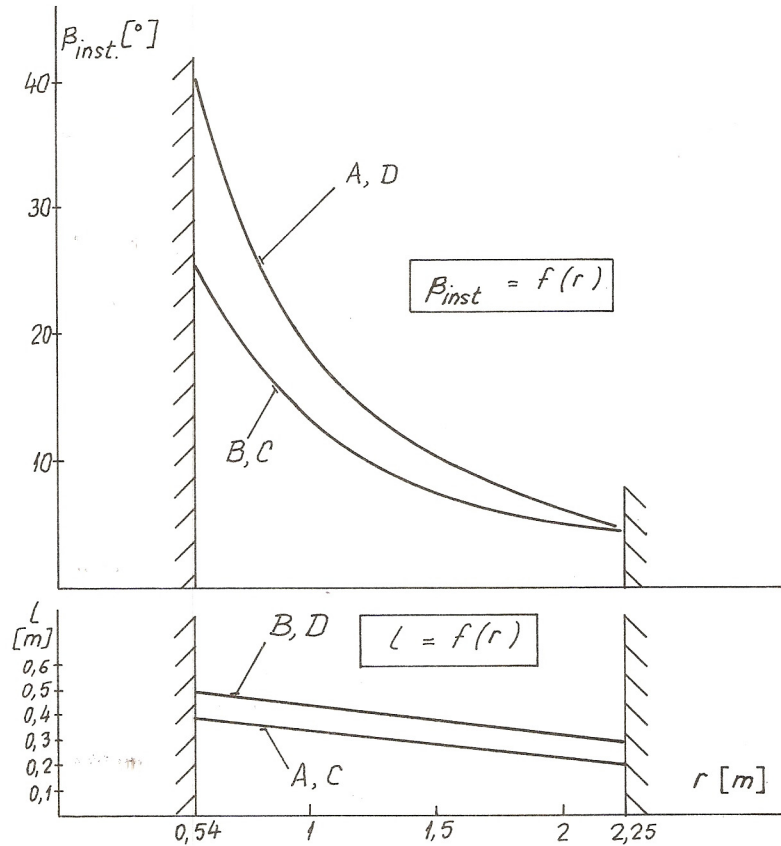


Figura 7.10.b

Tabelul 7.23

r [m]	l [mm]	$\frac{d}{l}$ [-]	d_{max} [mm]	β_{inst} [°]	Codul profilului NACA
< 0,8	RACORD DE SUSȚINERE				constructiv
0,8	361	0,236	85,2	16,75	44.236 (*)
1,0	339	0,220	74,6	13,00	44.220
1,2	317	0,204	64,7	10,50	44.204
1,4	294	0,188	55,3	8,71	44.188
1,6	272	0,172	46,8	7,38	44.172
1,8	250	0,144	36,0	6,33	44.144
2,0	228	0,140	31,9	5,50	44.140
2,2	205	0,124	25,4	4,80	44.124
> 2,2	STRUCTURĂ DE CAPĂT				constructiv

(*) în loc de două cifre s-au folosit trei pentru grosimea relativă.

În cazul profilelor s-au folosit următoarele notații:

- x: abscisa profilelor;
- y: ordonata funcției de grosime;
- y_s: ordonate ale scheletului;
- y_{cs}: ordonate ale conturului superior;
- y_{ci}: ordonate ale conturului inferior.

Datele geometrice extinse pentru paleta completă pentru contururile superioare și inferioare au fost calculate cu programul „GNACA4G” și rezultatele sunt în fișierele RNACA1...RNACA8, iar exemplul afișat este fișierul RNACA1.

Rezultatele din fișierul RNACA1

PROGRAM GNACA4G ; FISIER DE REZULTATE RNACA1

REZULTATELE FUNCTIEI DE GROSIME, A FUNCTIEI DE SCHELET SI CONTUR NACA4

Pozitionarea profilului r[m]= .8

l[mm]= 361 drel = .236 ysmax = .04

rA[mm]= 22.15508 rF[mm]= 2.111157

x[mm] y[mm]+- ys(mm) ycs(mm) yci(mm)

0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
5.00	14.11	0.98	15.10	-13.13
10.00	19.45	1.93	21.38	-17.52
15.00	23.30	2.84	26.14	-20.46
20.00	26.36	3.72	30.08	-22.63
25.00	28.89	4.57	33.45	-24.32
30.00	31.03	5.38	36.41	-25.66
35.00	32.88	6.15	39.03	-26.72
40.00	34.47	6.89	41.36	-27.58
45.00	35.86	7.60	43.46	-28.26
50.00	37.07	8.27	45.34	-28.80
55.00	38.12	8.91	47.02	-29.21
60.00	39.03	9.51	48.53	-29.52
65.00	39.81	10.07	49.88	-29.73
70.00	40.48	10.61	51.08	-29.87
75.00	41.04	11.10	52.14	-29.93
80.00	41.50	11.57	53.07	-29.93
85.00	41.88	12.00	53.87	-29.88
90.00	42.17	12.39	54.56	-29.78
95.00	42.38	12.75	55.13	-29.63
100.00	42.52	13.07	55.60	-29.45
105.00	42.60	13.36	55.96	-29.23
110.00	42.61	13.62	56.23	-28.99
115.00	42.56	13.84	56.40	-28.71
120.00	42.45	14.03	56.48	-28.42
125.00	42.29	14.18	56.47	-28.11
130.00	42.07	14.30	56.37	-27.78
135.00	41.81	14.38	56.19	-27.43
140.00	41.51	14.43	55.93	-27.08
145.00	41.16	14.44	55.60	-26.72
150.00	40.76	14.43	55.19	-26.33
155.00	40.33	14.41	54.74	-25.93
160.00	39.86	14.37	54.23	-25.50
165.00	39.36	14.31	53.67	-25.05
170.00	38.82	14.24	53.06	-24.58
175.00	38.25	14.15	52.40	-24.10

180.00	37.65	14.05	51.70	-23.60
185.00	37.02	13.93	50.95	-23.08
190.00	36.35	13.80	50.15	-22.55
195.00	35.67	13.65	49.32	-22.01
200.00	34.95	13.49	48.44	-21.46
205.00	34.21	13.31	47.52	-20.90
210.00	33.44	13.12	46.56	-20.33
215.00	32.66	12.91	45.56	-19.75
220.00	31.84	12.68	44.52	-19.16
225.00	31.01	12.44	43.45	-18.57
230.00	30.15	12.18	42.34	-17.97
235.00	29.28	11.91	41.19	-17.36
240.00	28.38	11.63	40.01	-16.75
245.00	27.46	11.33	38.79	-16.14
250.00	26.53	11.01	37.53	-15.52
255.00	25.57	10.68	36.25	-14.90
260.00	24.60	10.33	34.92	-14.27
265.00	23.60	9.96	33.57	-13.64
270.00	22.59	9.58	32.18	-13.01
275.00	21.56	9.19	30.75	-12.37
280.00	20.51	8.78	29.29	-11.73
285.00	19.45	8.36	27.80	-11.09
290.00	18.36	7.92	26.28	-10.45
295.00	17.26	7.46	24.72	-9.80
300.00	16.14	6.99	23.13	-9.15
305.00	15.00	6.50	21.50	-8.50
310.00	13.84	6.00	19.84	-7.84
315.00	12.66	5.48	18.15	-7.18
320.00	11.47	4.95	16.42	-6.52
325.00	10.25	4.40	14.65	-5.85
330.00	9.02	3.84	12.86	-5.18
335.00	7.76	3.26	11.02	-4.51
340.00	6.49	2.66	9.15	-3.82
345.00	5.19	2.05	7.25	-3.14
350.00	3.87	1.43	5.30	-2.44
355.00	2.53	0.79	3.32	-1.74
360.00	1.17	0.13	1.30	-1.04

S-a optat pentru profilul aerodinamic la familia NACA xxxx cu săgeată de 4% și grosime de 15% care oferă performanțe bune, rugozitate suficient de mică pentru a îndeplini cerințele unui profil neted. Anvergura relativă va fi în domeniul 5...6.

Coarda profilului $l = f(r)$ este descrescătoare cu raza pentru a asigura grosimi suficiente pentru structura de rezistență mecanică.

S-a realizat calculul de rezistență mecanică a structurii paletii.

Materialul de construcție este poliester armat cu fibră de sticlă (PAFS) cu rezistență minimă de 600 daN/cm².

Tehnologia folosește două matrite: una exterioară, a doua interioară; în interstițiu se introduce armătura de sticlă și poliesterul se injectează în rost. Structura este monobloc fără necesitatea unor lipituri.

Structura se compune din trei zone funcționale:

- Tronsonul aerodinamic care realizează transformarea energiei cinetice a vântului în lucru mecanic la arbore. Acest tronson este realizat între razele 0,6 m și 2,2 m.

- Racordul de susținere ce realizează legătura părții aerodinamice cu butucul turbinei incluzând și un fus dreptunghiular care este încastrat în butuc. Racordul se extinde între razele 0,6 m și 0,06 m având trei părți:

- între 0,6 m și 0,2 m este o învelitoare cu calități aerodinamice de minimă rezistență;
- între 0,2 m și cca 0,08 m este plasat un fus dreptunghiular 70×80 mm²;
- între 0,08 m și 0,06 m este realizat un umăr pentru preluarea încărcărilor radiale.

- Structura de capăt este un prag la capătul zonei aerodinamice prin care se reduc dezavantajele anvergurii finite față de performanțele profilelor în cazul anvergurii infinite. Este o prelungire a paletei pliată la 90° față de planul mediu al paletei, spre intradosul paletei. Această soluție este o inovare prin care se înlocuiește clasicul plan de capăt utilizat la turbina verticală.

Tabelul 7.24

Densitatea aerului RO = 1,225 kg/m ³					
z (nr. palete)		3	4	5	6
v _i [m/s]	Turații [rpm]	P _{arb} [kW]			
9,6	127	2,09	2,79	3,48	4,19
	170	2,67	3,56	4,45	5,34
	212	2,76	3,68	4,60	5,52
11,7	127	3,02	4,02	5,02	6,03
	170	4,15	5,53	6,92	8,30
	212	4,93	6,57	8,22	9,86
Densitatea aerului RO = 1,0 kg/m ³					
9,6	127	1,71	2,28	2,84	3,42
	170	2,18	2,91	3,63	4,36
	212	2,25	3,00	3,76	4,51
11,7	127	2,46	3,28	4,10	4,92
	170	3,39	4,51	5,65	6,78
	212	4,02	5,36	6,71	8,05
Densitatea aerului RO = 1,5 kg/m ³					
9,6	127	2,56	3,42	4,26	5,13
	170	3,27	4,36	5,44	6,54
	212	3,37	4,50	5,64	6,76
11,7	127	3,69	4,92	6,15	7,38
	170	5,08	6,76	8,47	10,17
	212	6,03	8,04	10,06	12,07

Calculul de rezistență a arătat că este posibilă reducerea grosimii peretelui PAFS până la 3 mm. Pot să apară unele dificultăți de stabilitate a învelitorii subțiri și apariția în consecință a unor vibrații. Din această cauză am supradimensionat structura la grosimea de 5 mm.

O altă propunere pentru stabilirea învelitorii este în funcție de tehnologie: matrița interioară să fie executată dintr-o spumă ușoară și să rămână definitiv în interiorul structurii. Astfel se evită operațiile de extragere a matriței interioare. Deasemenea se renunță la membrane interioare de întărire a structurii.

Puterile realizabile la arborele turbinei depind de numărul de palete cu care este echipată turbina și de turația de exploatare. În tabelul 7.24 sunt afișate valorile puterii la arbore pentru două viteze de vânt considerate ca maxime în funcție de densitatea aerului.

Aceste rezultate sunt importante pentru imaginea generală privind performanțele paletelor proiectate. Cu această paletă poate fi acoperită o gamă largă de puteri instalate între 2 kW și 12 kW, ceea ce oferă posibilitatea diversificării turbinelor, folosind aceeași paletă. Generatorul electric impune o restricție, fiind necesare mai multe tipuri de generatoare (puteri și turații diferite).

Lărgirea posibilităților de diversificare este posibilă și pe calea montării actualelor palete la o rază mărită (diametrul 5,0 m).

Pentru amplasamentul MARGA s-a propus și realizat varianta cu 4 palete și diametrul de 4,5 m.

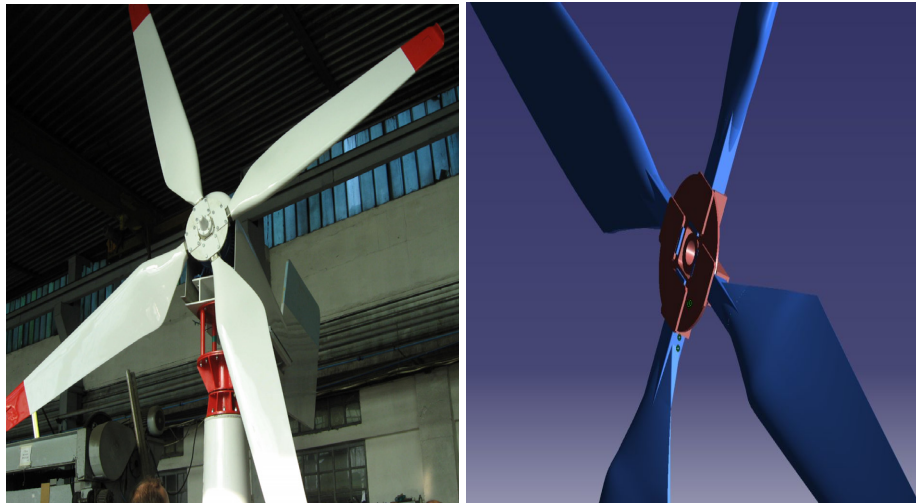


Figura 7.11.a

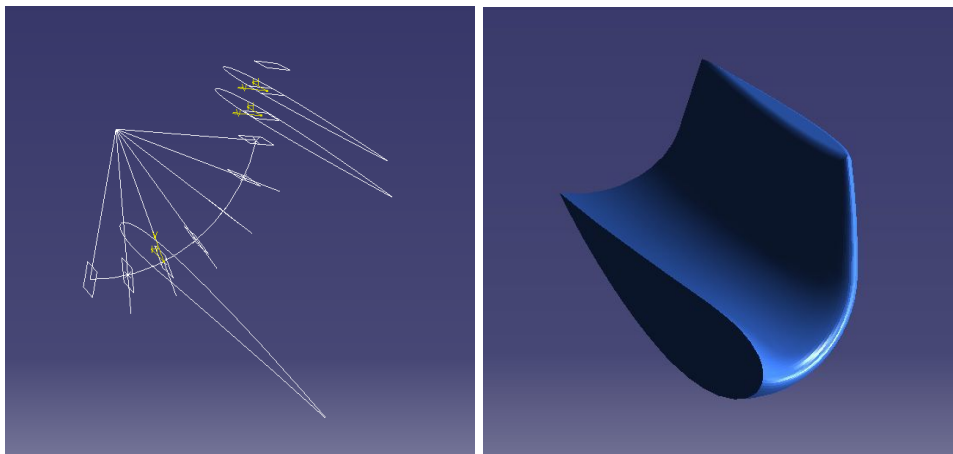


Figura 7.11.b

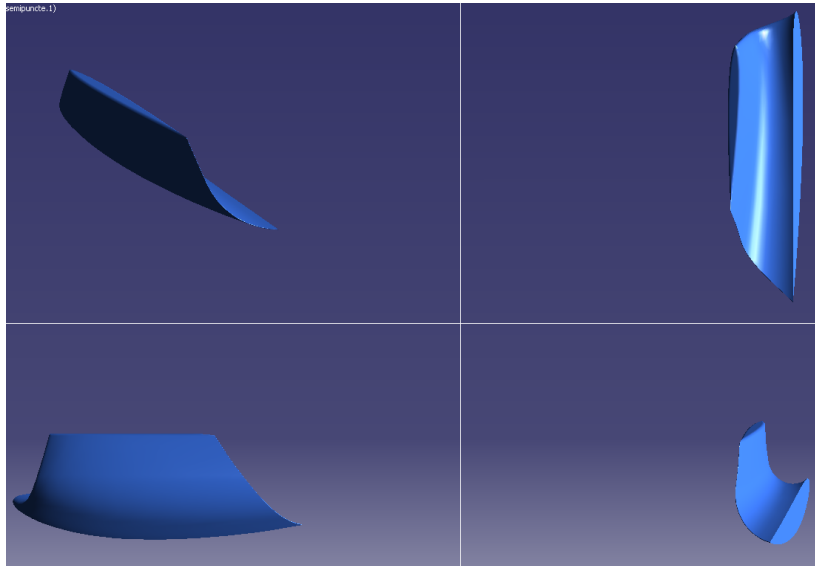


Figura 7.11.c

SC Clagi SRL a pregătit tehnologia de execuție a paletelor și a fabricat pentru agregatul Marga un set de 5 paletelor din care prima paletă pentru teste de control, cum s-a arătat în Capitolul 4.

Sinteza dimensiunilor complete și interioare în cazul paletelor agregatului Marga sunt date în tabelele 7.25 și 7.26, fiind completate cu dimensiunile celor două capete ale paletelor (racordul de susținere și structura de capăt).

SINTEZA DIMENSIUNILOR COMPLETE EXTERIOARE

Tabelul 7.25

Nr. crt.	R [m]	l [mm]	dmax [mm]	d/l [-]	β_{inst} [gr]	Codul profilului
1	0,06	Fus cu secțiune dreptunghiulară 70/100				
2	0,20	Fus cu secțiune dreptunghiulară 70/80				
3	0,30	140	82	0,586	6	NACA14.586
4	0,40	220	89	0,406	12	NACA24.406
5	0,50	310	93	0,300	17	NACA34.300
6	0,60	380	100	0,263	23	NACA44.263
7	0,80	361	85,2	0,236	16,75	NACA44.236
8	1,00	339	74,6	0,220	13,00	NACA44.220
9	1,20	317	64,7	0,204	10,50	NACA44.204
10	1,40	294	55,3	0,188	8,71	NACA44.188
11	1,60	272	46,8	0,172	7,38	NACA44.172
12	1,80	250	36,0	0,144	6,33	NACA44.144
13	2,00	228	31,9	0,140	5,50	NACA44.140
14	2,20	205	25,4	0,124	4,80	NACA44.124
15	2,35A	168	14	0,08	0	NACA00.08
16	2,35B	150	12,6	0,08	0	NACA00.08
17	2,35C	130	11,3	0,08	0	NACA00.08
18	2,35D	116	10	0,08	0	NACA00.08

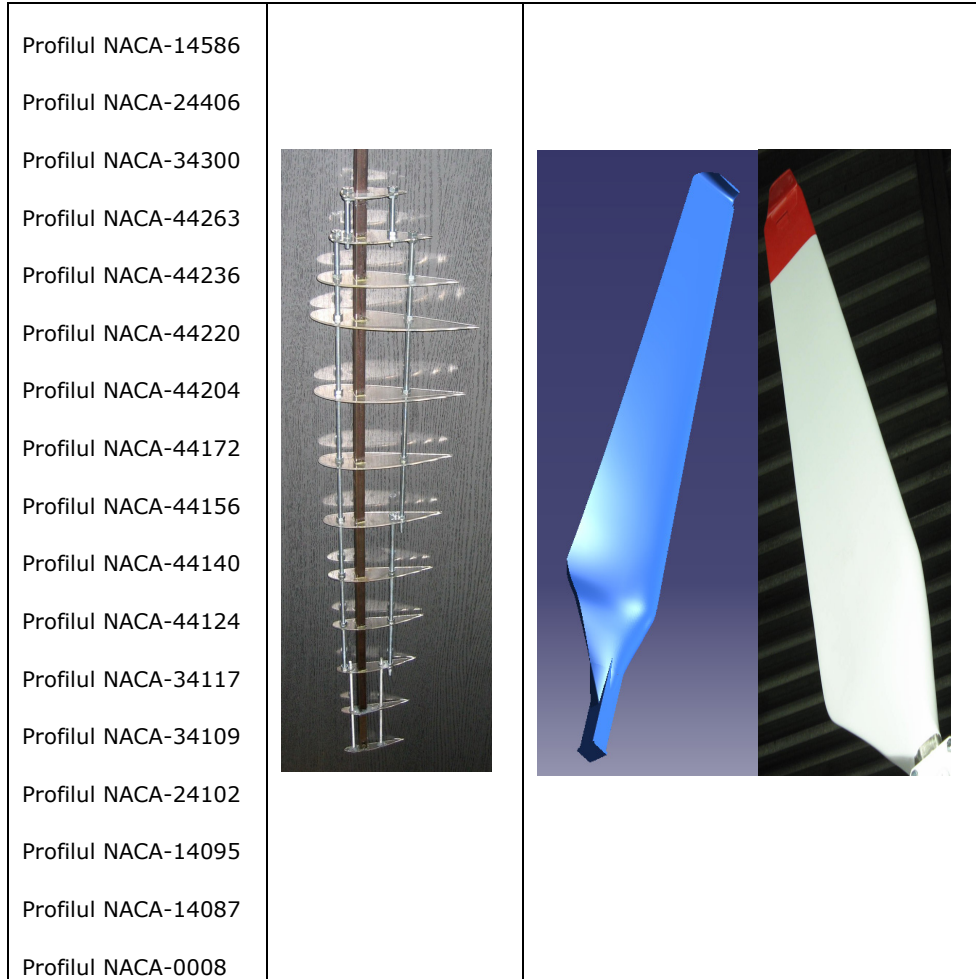


Figura 7.11.d

SINTEZA DIMENSIUNILOR COMPLETE INTERIOARE

Tabelul 7.26

Nr. crt.	R [m]	l [mm]	dmax [mm]	d/l [-]	β_{inst} [gr]	Codul profilului
1	0,30	126,8	75	0,591	6	NACA14.591
2	0,40	205,4	82	0,399	12	NACA24.399
3	0,50	294	88	0,299	17	NACA34.299
4	0,60	362	90	0,249	23	NACA44.900
5	0,80	340,8	75,2	0,221	16,75	NACA44.752
6	1,00	316	64,6	0,204	13	NACA44.646
7	1,2	291,2	54,7	0,188	10,5	NACA44.547
8	1,4	265,4	45,3	0,171	8,71	NACA44.453
9	1,6	240,6	36,8	0,153	7,38	NACA44.368
10	1,8	215,8	26	0,120	6,33	NACA44.260
11	2,0	192	21,9	0,115	5,50	NACA44.219
12	2,2	165,2	15,4	0,093	4,80	NACA44.154

Calcul de rezistență mecanică

Structura paletei este solicitată de următoarele forțe și momente:

- Forțe masice centrifugale ;
- Momente încovoietoare ;
- Momente de torsiune ;
- Momente de încastrare în butuc (presiuni).

Aceste forțe depind de turația turbinei și de regimul aerodinamic al paletajului (presiuni pe conturul paletelor). Detaliile de calcul sunt date în Anexe.

Fusul a fost dimensionat în așa fel ca să fie posibilă echiparea turbinei cu 3, 4, 5 sau 6 palete. Aceste posibilități realizează o diversificare a turbinei cu costuri reduse prin reutilizarea paletei.

Statica paletei a fost verificată pentru regimul de instalare prevăzut în studiul aerodinamic prin parametrii:

- viteza vântului v_i : 9,6 m/s ;
- viteza periferică u_R : 28,8 m/s ;
- densitatea standard a aerului : $\rho = 1,225 \text{ kg/m}^3$;
- rapiditate nominală : $\lambda_0 = 3$.

Calculul de rezistență mecanică a fost extins pentru un domeniu mai larg din vecinătatea punctului de instalare nominal pentru că sistemul de conducere la trecerea de la regimul de exploatare optimal la cel de plafonare este ușurat dacă se admit depășiri pe timp scurt atât ale valorii vitezei vântului cât și ale turației.

Acest domeniu extins este: $v_i = 9,6 \dots 11,7 \text{ m/s}$

$u_R = 28,8 \text{ m/s}$; 38,4 m/s și 48 m/s

Domeniu de turații rezultat este: $n = 125$; 167 ; 208 rot/min

Densitatea aerului s-a considerat în domeniul: $\rho = 1 \dots 1,5 \text{ kg/m}^3$

Acest procedeu acoperă și rapiditățile care la testarea prototipului pot diferi față de valoarea nominală de calcul. Domeniul analizat a fost extins de la 3 până la 5. Acest aspect este important pentru optimizarea exploatarei prin identificarea locului maximului coeficientului de putere al turbinei testate.

Sunt prezentate în Anexe calculele detaliate privind:

- Completarea geometriei și momentele de inerție (J_x , J_y), cu modulele de rezistență (W_x și W_y) și ariile secțiunilor (S_s);
- Calculele de rezistență (forțe centrifuge FCF, momentele încovoietoare M_{iax} și M_{itg} , forțe aerodinamice F_y , F_x) și eforturile în structură.

Tabelul 7.27

Nr. crt.	Numele fișierului	u_R [m/s]	v_{AM} [m/s]	s [mm]	z [-]
1	STPALR441	28,8	11,7	3	4
2	STPALR451	28,8	11,7	3	5
3	STPALR461	28,8	11,7	3	6
4	STPALR331	28,8	9,6	3	3
5	STPALR332	38,4	9,6	3	3
6	STPALR333	48	9,6	3	3
7	STPALR511	28,8	9,6	5	3
8	STPALR512	38,4	9,6	5	3
9	STPALR513	48	9,6	5	3
10	STPALR522	28,8	11,7	5	3
11	STPALR521	38,4	11,7	5	3
12	STPALR523	48	11,7	5	3

Calculule au fost făcute pentru două grosimi de perete (3 mm și 5 mm), pentru număr diferit de palete, conform programului conceput „STPALR” și cu fișierele cu rezultate STPALR441... STPALR523 conform tabelului 7.27 Se observă exemplul afișat în continuare.

REZULTATE ALE CALCULELOR STATICE PENTRU TURBINA MARGA

PROGRAM STPALR.BAS REZULTATE STPALR441
 $uR[m/s]= 28.8$ $vAM[m/s]= 11.7$ $v[m/s]= 9.945$ $LAMB0= 2.461539$
 $RO[kg/m^3]= 1.225$ $ROPAFS[kg/dm^3]= 1.85$

Grosimea stratului din PAFS $s[mm]= 3$ nr.palete= 4

R[m]	lc[mm]	dr[-]	betinst	betinf	INC[gr]	Delint[mm]	lint[mm]	drint[-]
2.160	210.240	0.127	4.944	17.895	12.951	21.944	188.296	0.110
1.980	230.220	0.142	5.576	19.300	13.724	20.432	209.788	0.127
1.800	250.200	0.156	6.333	20.932	14.599	18.920	231.280	0.143
1.620	270.180	0.170	7.259	22.851	15.592	17.408	252.772	0.158
1.440	290.160	0.185	8.417	25.132	16.716	15.896	274.264	0.174
1.260	310.140	0.199	9.905	27.879	17.974	14.384	295.756	0.189
1.080	330.120	0.214	11.889	31.234	19.345	12.872	317.248	0.203
0.900	350.100	0.228	14.667	35.389	20.723	11.360	338.740	0.218
0.720	370.080	0.242	18.833	40.609	21.775	9.848	360.232	0.232
0.540	390.060	0.257	25.778	47.230	21.452	8.336	381.724	0.247

SINTEZE ALE CARACTERISTICILOR GEOMETRICE

r(i)	u(i)	Ss(i)	Jxs(i)	Wxs(i)	Jys(i)	Wys(i)	Delmas(i)
[m]	[m/s]	[cm ²]	[cm ⁴]	[cm ³]	[cm ⁴]	[cm ³]	[kg]
2.16	28.80	11.76	17.09	12.78	463.81	44.12	0.39
1.98	26.40	13.19	26.75	16.41	641.48	55.73	0.44
1.80	24.00	14.57	40.27	20.63	854.37	68.29	0.49
1.62	21.60	15.88	58.64	25.48	1101.62	81.55	0.53
1.44	19.20	17.11	82.98	30.95	1380.44	95.15	0.57
1.26	16.80	18.24	114.50	37.07	1685.81	108.71	0.61
1.08	14.40	19.26	154.52	43.83	2010.23	121.79	0.64
0.90	12.00	20.14	204.39	51.21	2343.39	133.87	0.67
0.72	9.60	20.86	265.51	59.20	2671.94	144.40	0.69
0.54	7.20	21.41	339.27	67.74	2979.16	152.75	0.71

Masa totala a paletii [kg] 5.741491

AFISAJE PENTRU FORTE

R	FCF	Fy	Fx	Fyc	Fxc	Fax	Ftg	Miax	Mitg	MT	PT
[m]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N·m]	[N·m]	[N·m]	[W]
2.2	150.4	25.5	3.6	25.7	-2.2	25.4	4.4	0.0	0.0	9.4	125.8
2.0	154.6	25.1	3.7	25.2	-2.4	24.9	4.8	4.6	0.8	9.5	126.9
1.8	155.2	24.2	3.6	24.3	-2.6	23.9	5.2	13.6	2.4	9.4	125.6
1.6	152.3	23.1	3.7	23.2	-2.6	22.7	5.5	26.9	5.0	9.0	119.5
1.4	145.9	21.8	3.7	21.9	-2.7	21.3	5.9	44.4	8.6	8.5	113.3
1.3	136.1	20.1	3.6	20.2	-2.8	19.4	6.3	65.6	13.3	7.9	105.1
1.1	123.1	18.2	3.3	18.3	-2.9	17.3	6.6	90.4	19.1	7.1	94.7
0.9	107.3	16.0	3.0	16.1	-2.9	14.8	6.9	118.2	26.0	6.2	82.6
0.7	88.9	13.5	2.6	13.5	-2.6	11.9	6.9	148.7	34.2	4.9	65.8
0.5	68.4	10.4	1.8	10.4	-2.1	8.4	6.4	181.4	43.7	3.5	46.2

SumFCF[N]= 1282.22 sumMT[Nm]= 75.42135 sumPT[W]= 1005.618

Puterea la arbore pentru turbina cu z paletii[kW]= 4.022472

INCARCARI SI EFORTURI

r	FCF	M _{yc}	M _{xc}	Sigmatr	Sigmaiy	Sigmaix
[m]	[daN]	[daNcm]	[daNcm]	[daN/cm ²]	[daN/cm ²]	[daN/cm ²]
2.160	15	0	0	1	0	0
1.980	30	45	12	2	3	0
1.800	46	135	39	3	7	1
1.620	61	267	84	4	10	1
1.440	76	439	150	4	14	2
1.260	89	646	244	5	17	2
1.080	102	884	373	5	20	3
0.900	112	1144	551	6	22	4
0.720	121	1408	804	6	24	6
0.540	128	1634	1182	6	24	8

Evaluari ale sollicitarilor la incastrare

M_{iaxb}[Nm]= 245.9984 M_{itgb}[Nm]= 63.65505 FCF_b[N]= 1482.22

Tehnologia de realizare a paletei rotorice din poliester armat cu fibră de sticlă (PAFS)

SC Clagi SRL a pus în practică realizarea paletelor rotorice. Toate profilele utilizate au fost de tip NACA cu 4 cifre. Geometria lor a fost determinată din condițiile de încărcare a paletei cu raza și de viteza vântului înainte de rotor. Au rezultat 9 secțiuni active distribuite uniform de la raza de 600 mm până la raza de 2200 mm. De la raza de 300 mm până la raza de 600 mm se face o tranziție lentă spre un profil rectangular prin care se fixează în butucul rotoric. La periferie paleta se prelungeste progresiv cu o răsfrângere la 90°. Toate profilele s-au calculat în sistemul lor propriu de reprezentare după care au fost transpuse la unghiul de instalare rezultat din calculele aerodinamice, iar în final la raza corespunzătoare din spațiul 3D.

Faza următoare a fost de a crea solidul 3D în AutoCAD Mechanical Desktop care apoi să fie utilizat pe mașina de prelucrat în cinci axe de la SC Clagi SRL.

Rezultatele caracteristicilor geometrice ale profilelor NACA din secțiunile de calcul ale paletei s-au obținut utilizând metodele clasice pentru profilul singular și sunt centralizate în tabelul 7.28.

Rezultate obținute aplicând tehnici CAD pentru generarea paletei

În figurile 7.12, 7.13 sunt reprezentate profilele din fiecare secțiune și poziționările lor 3D, iar în figura 7.14 imaginea 3D a paletei rotorice și agregatul eolian proiectat în CATIA [80], [82]. Acest mod de reprezentare are o mare importanță în faza de proiectare deoarece permite vizualizarea fiecărui detaliu al suprafeței paletei privită din orice unghi posibil, lucru util pentru inspectarea și a zonei răsfrânte de la periferia paletei.

Tabelul 7.28

Nr. sect.	Profile tip NACA	Raza secțiunii de calcul r [mm]	Lungimea profilului l [mm]	Unghi de instalare β_s [°]	Grosimea relativă d/l [%]
H1	14586	300	140	6	58,6
H2	24406	400	220	12	40,6
H3	34300	500	310	17	30,0
A1	44263	600	380	23	26,3
A2	44236	800	361,12	16,75	23,6
A3	44220	1000	338,90	13,0	22,0
A4	44204	1200	316,60	10,5	20,4
A5	44188	1400	294,46	8,71	18,8
A6	44172	1600	272,24	7,38	17,2
A7	44156	1800	250,02	6,33	15,6
A8	44140	2000	227,80	5,5	14,0
A9	44124	2200	205,58	4,82	12,4
P1	00124	2207,76	195,63	4,01	12,36
P2	00118	2215	185,67	3,21	11,8
P3	00109	2221,21	175,72	2,41	10,9
P4	00104	2226,0	165,77	1,61	10,4
P5	00100	2229,0	155,81	0,80	10,0
P6	0095	2230,0	145,86	0,0	9,5
P7	0090	2230,0	135,91	0,0	9,0
P8	0085	2230,0	125,95	0,0	8,5
P9	0080	2230,0	116,0	0,0	8,0

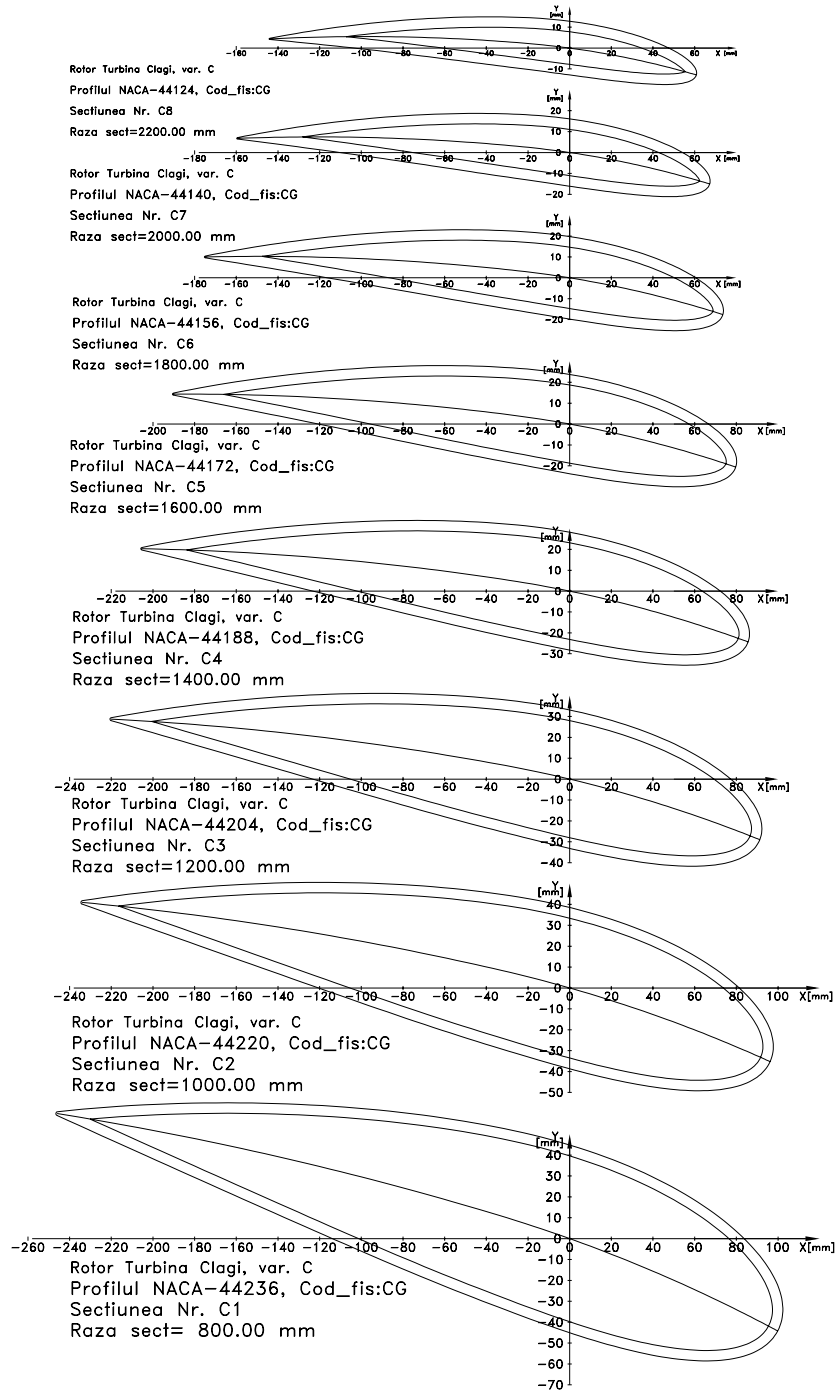


Figura 7.12

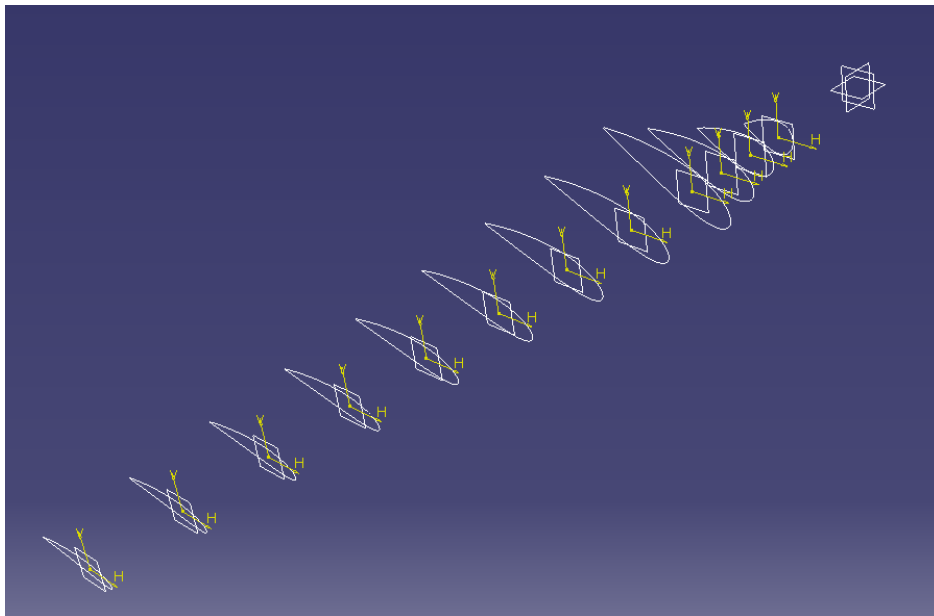


Figura 7.13

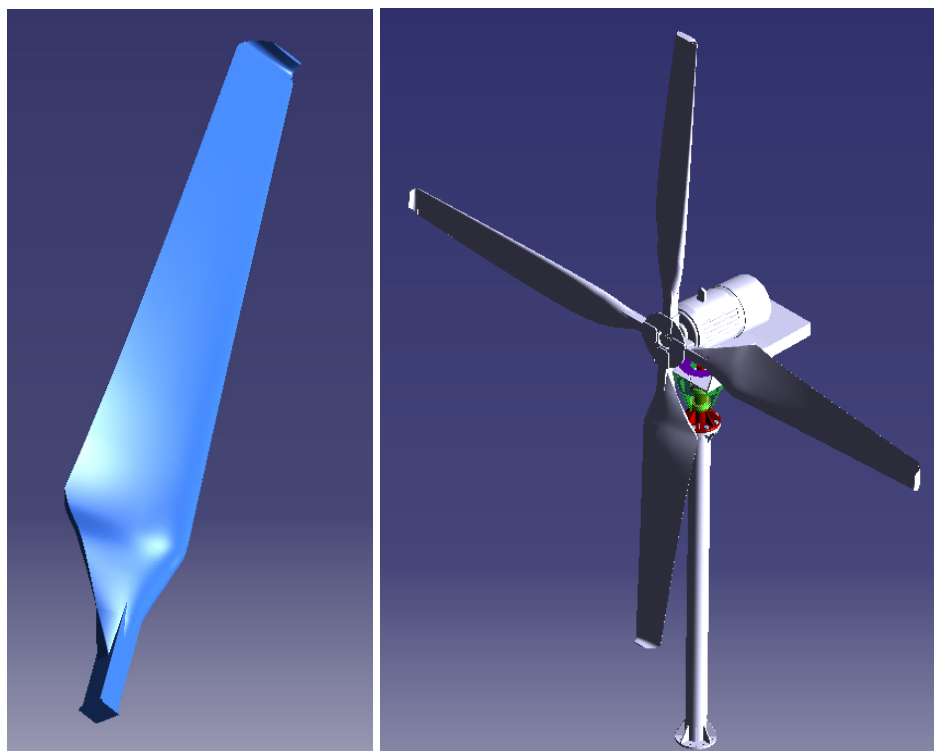


Figura 7.14

Decrierea procesului de realizare al paletelor din PAFS

Pentru realizarea paletelor firma SC Clagi SRL a implementat dezvoltarea tehnologiilor de realizare a modelelor pentru matrițele pieselor din PAFS cu o mașină de frezat în cinci axe (figura 7.15) pentru o reproducere cât mai bună a pieselor ce trebuie realizate. Piesele sunt proiectate în CATIA CAD-CAM, și s-au utilizat tehnologii cu sisteme de vacuum.

Caracteristicile mașinii sunt:

- Program CAD – CAM și comandă CNC;
- Dimensiunea maximă a gabaritului pieselor: 4400x1950 mm;
- Înălțimea maximă a pieselor: 780 mm;
- Realizează modele 3D cu un grad mare de complexitate;
- 1 cap de frezare;
- 1 cap de găurire;
- Turația maximă: 32000 rot/min.

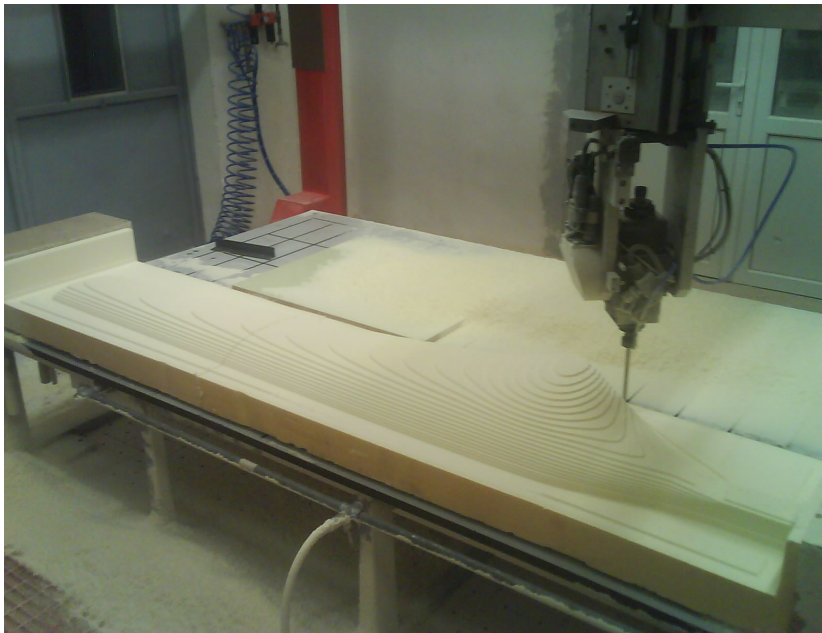


Figura 7.15

După verificarea dimensiunilor modelului obținut s-a trecut la faza a doua, și anume la pregătirea modelului pentru realizarea matriței și realizarea propriu-zisă a matriței, după care s-a turnat matrița din două componente, reprezentată în figura 7.16.

Din punct de vedere al rezistenței mecanice paleta rezistă solicitărilor din exploatare dacă grosimea materialului (rășină+fibră de sticlă) este de 3...5 mm. S-a optat ca miezul paletelor să fie ușor, din spumă poliuretanică dură, care la rândul lui a fost realizat într-o matriță compusă din două componente. Miezul din spumă are în interiorul său cablul pentru împământare adus de la extremitatea periferică a paletelor până la partea de legătură cu rotorul.



Figura 7.16

După realizarea matrițelor s-au montat pe ele diverse dispozitive pentru integrarea dispozitivului metalic din partea de fixaj a paletelor, apoi partea metalică a paratrăsnetului, prin tot interiorul paletelor până la suportul de prindere. În figura 7.17 se observă zona periferică a paletelor unde se introduce miezul învelit cu straturile necesare de fibră de sticlă

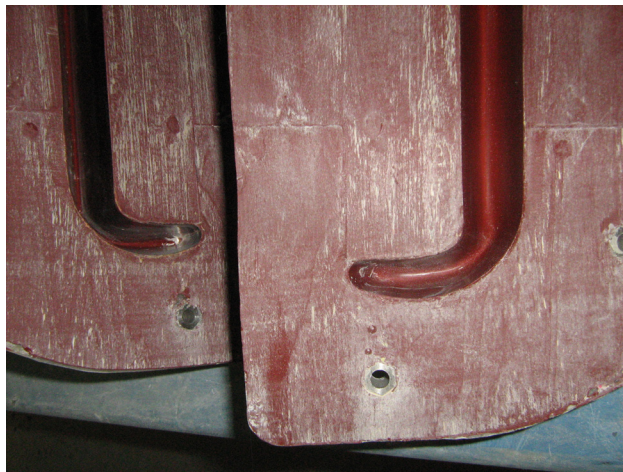


Figura 7.17

Pentru realizarea paletelor se folosește tehnologia de Vacuum-RTM. În matrița pentru moment deschisă s-a introdus miezul din spumă dură învelit cu straturile necesare de fibră de sticlă, s-a închis matrița și s-a injectat rășina concomitent cu crearea de vacuum în interstițiul matriței, fapt ce a favorizat copierea fidelă a formei matriței și o foarte bună impregnare a fibrei.

La final paleta a fost testată static pentru verificarea rezistenței, verificată din punct de vedere aerodinamic în tunel aerodinamic (cum a fost prezentat în Capitolul 4) și montată pentru a fi testată în condiții reale de funcționare, cum se va arăta în continuare.

Testele statice ale paletei agregatului Marga

Paleta a fost testată la SC Clagi SRL. Paleta s-a fixat pe un suport în mod identic cu încastrarea în butucul turbinei. Axa paletei este în poziție orizontală. Paleta s-a încărcat cu straturi de saci cu nisip. S-a măsurat săgeata la vârful paletei. Prin încărcare/descărcare s-a controlat domeniul de deformații elastice.

Au fost făcute mai multe testări statice ale paletei rotorului Marga necesare perfecționării tehnologiei de execuție a acestora. Prezint rezultatele primei și ultimei testări.

Prima testare

În figura 7.18 se observă paleta fixată în dispozitiv înainte de testare, iar în figura 7.19 se dau câteva detalii cu extremitatea paletei și zona de fixare a fusului paletei.

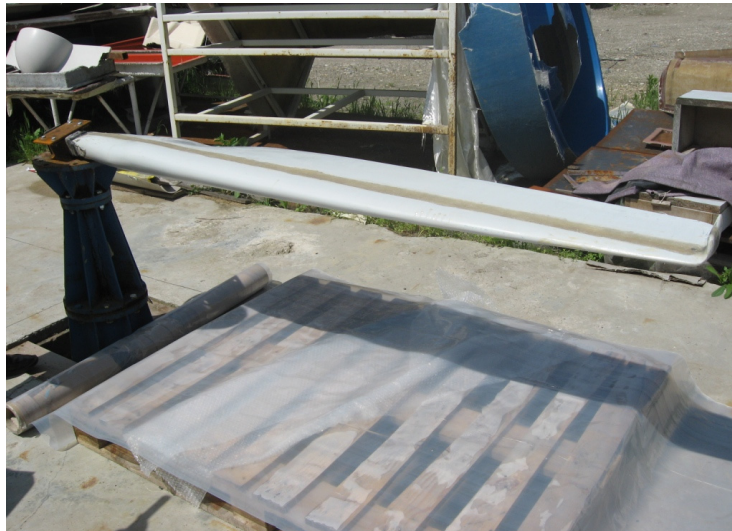


Figura 7.18



Figura 7.19

Prin măsurarea săgeții la încărcări și descărcări succesive limita domeniului elastic a fost evaluată la încărcarea cu balast de 100 kg (patru saci de 25 kg). La

această încărcare corespunde un efort în structura PAFS în zona de încastrare de cca 340 daN/cm². În figurile 7.20 se observă două situații de încărcare, cu 50 kg și cu 100 kg.



Figura 7.20

La această primă testare paleta s-a rupt la încărcarea de 150 kg. Secțiunea ruptă a fost situată în imediata vecinătate a armăturii metalice din nodul de încastrare, în zona structurii din PAFS (aria secțiunii de calcul 20 cm², modulul de rezistență de calcul 28,9 cm³). Efortul de rupere calculat cu aceste date a rezultat de 538 daN/cm². În figura 7.21 sunt arătate fotografiile ale zonei rupte din fusul paletei, iar în figura 7.22 este paleta după rupere.



Figura 7.21



Figura 7.22

Analiza ruperii:

S-au analizat condițiile ruperii, având în vedere că paleta testată nu a îndeplinit coeficienții de siguranță ceruți de proiect.

- primele fisuri între structura PAFS și armatura metalică au apărut în zona elastică;
- ruperea s-a produs parțial în zona încastrată în armatură și parțial lângă armatura metalică, ambele în structura PAFS;
- structura PAFS prismatică tubulară din zona armăturii a fost neuniform armată cu fibre de sticlă, la rupere s-a fracționat;
- structura combinată oțel/PAFS nu a asigurat o conlucrare suficientă, importantă în condițiile modulelor de elasticitate diferite ale celor două materiale;
- structura PAFS în zona nearmată a avut o rezistență insuficientă.

Concluziile primului test de rupere:

S-a constatat că în secțiunea de rupere nu s-au respectat întocmai prescripțiile din proiect. S-a recomandat continuarea testelor pe o altă paletă la care execuția să respecte riguros grosimile de material care constituie structura de rezistență.

Ultima testare

Pe baza observațiilor de la prima testare au fost executate alte palete la care s-a ținut cont de constatările de la prima testare și alte teste. Firma SC CLAGI SRL a îmbunătățit tehnologia, a efectuat teste suplimentare și a obținut creșterea rezistenței de rupere peste 600 daN/cm^2 , la balast de 350 kg.

S-au făcut teste de verificare pentru limita elastică a structurii. S-a acceptat rezultatul testelor făcute de SC CLAGI SRL conform cărora în secțiunea din vecinătatea încastrării la moment încovoietor de $15.550 \text{ daN}\cdot\text{cm}$, rezistența de rupere este $\sigma_r = 538 \text{ daN/cm}^2$. Pe baza datelor din literatură pentru structuri PAFS se acceptă raportul între rezistența de curgere și cea de rupere aprox. 0,5. Astfel testul s-a făcut până la efortul de cca 300 daN/cm^2 .

În figurile 7.23...7.26 apar încărcările succesive cu 25 kg (un sac), 50 kg, 100 kg, 150 kg, 175 kg, 200 kg, 250 kg, iar în figura 7.27 sunt imagini cu zona de rupere.



Figura 7.23



Figura 7.24



Figura 7.25



Figura 7.26

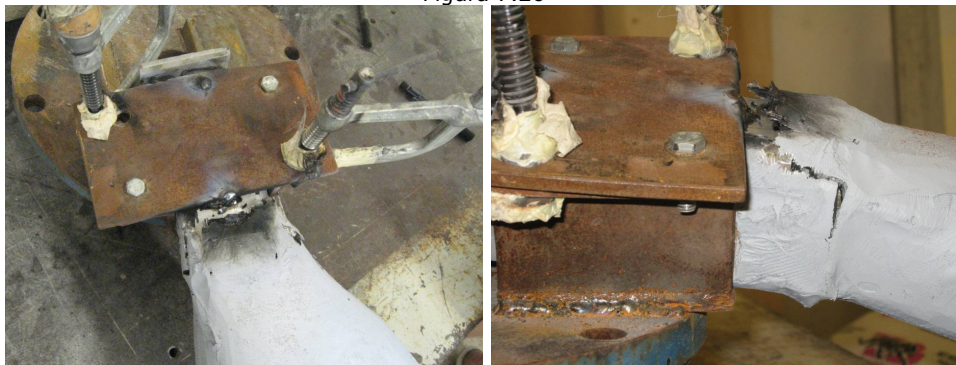


Figura 7.27

La acest test masa de balast utilizată pentru controlul limitei de elasticitate a fost:

m [kg]	25	50	75	100	125
σ [daN/cm ²]	92	158	224	289	355

S-a controlat prin încărcări/descărcări succesive săgețile la vârful paletelor. Rezultatele se prezintă în continuare.

Analiza ruperii:

- Mb = masa de balast [kg]
- Cbf_inc = cota bordului de fuga la periferia paletelor, cu incarcatura pe ea [mm]
- Cba_inc = cota bordului de atac la periferia paletelor, cu incarcatura pe ea [mm]
- Cbf_dsc = cota bordului de fuga la periferia paletelor, fara incarcatura pe ea (descarcata) [mm]
- Cba_dsc = cota bordului de atac la periferia paletelor, fara incarcatura pe ea (descarcata) [mm]
- Tors_inc = torsionarea paletelor in stare incarcata [mm]
- Tors_dsc = torsionarea paletelor in stare descarcata [mm]

Mb _i :=	Cbf_inc _i :=	Cba_inc _i :=
0	595.5	554.5
25	563	523
50	545.5	505
75	533.5	492
100	496	455
125	485	443
150	449.5	408
175	420	378
200	389	344
225	287	254

Sageata maxima la bordul de fuga

$$\Delta_{bf_i} := Cbf_inc_1 - Cbf_inc_i$$

Sageata maxima la bordul de atac

$$\Delta_{ba_i} := Cba_inc_1 - Cba_inc_i$$

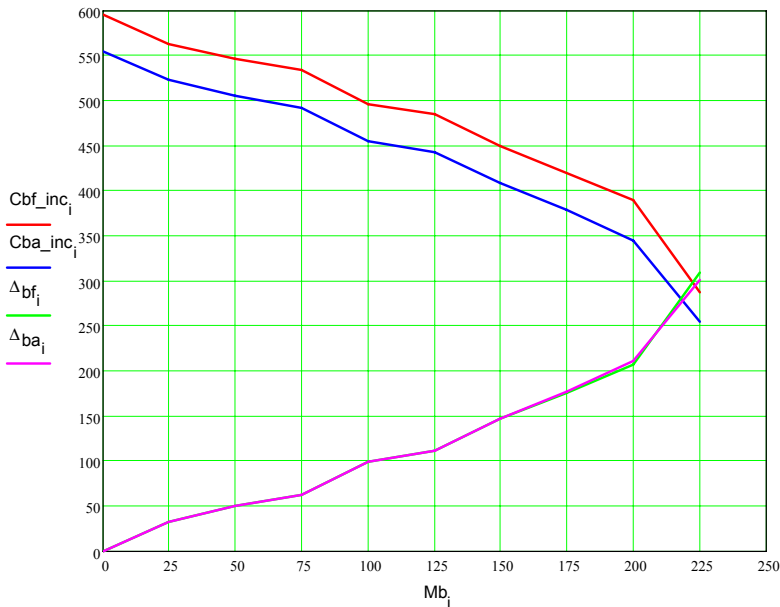


Figura 7.28

În figura 7. 28 s-a reprezentat grafic variația săgeții paletelor cu încărcarea, în figura 7.29 variația săgeții paletelor după descărcare, iar în figura 7.30 variația torsionării paletelor cu încărcarea.

Concluziile ultimei testări de rupere:

În urma ultimei testări paleta s-a rupt cu mult peste limita maximă prescrisă pentru condițiile de funcționare normală. Astfel s-a omologat structura acestei variante ca fiind acceptabilă pentru dotarea rotorului primului prototip de turbină eoliană.

$Mb_k :=$	$Cbf_inc_k :=$	$Cba_inc_k :=$	$Cbf_dsc_k :=$	$Cba_dsc_k :=$
0	595.5	554.5	595.5	554.5
25	563	523	596	554
50	545.5	505	594	553.5
75	533.5	492	593	551
100	496	455	591	548.5
125	485	443	588	547
150	449.5	408	582.5	540

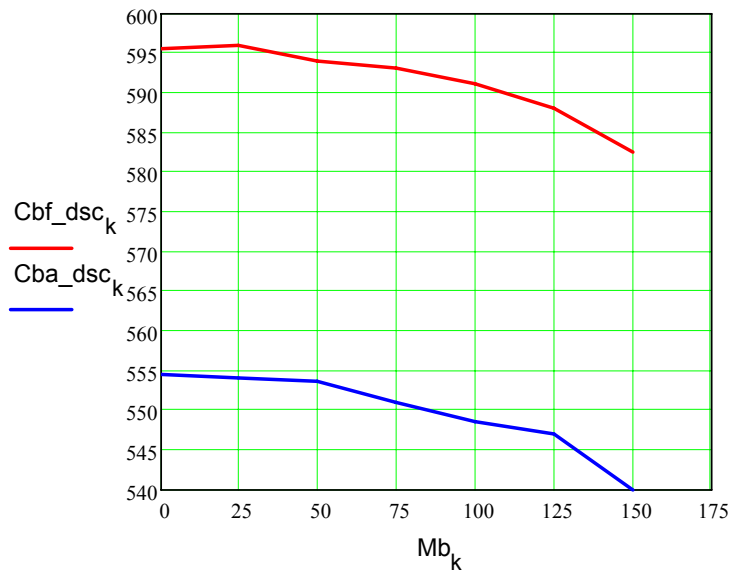


Figura 7.29

$$Tors_inc_k := Cbf_inc_k - Cba_inc_k$$

$$Tors_dsc_k := Cbf_dsc_k - Cba_dsc_k$$

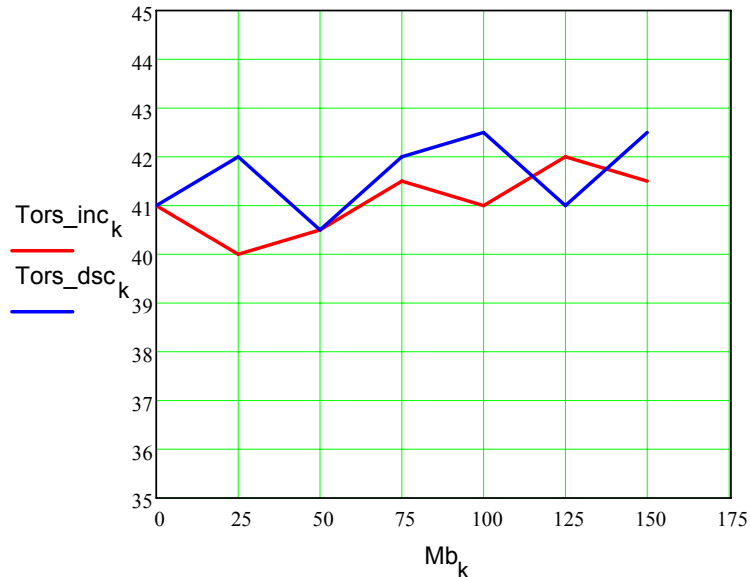


Figura 7.30

7.5. Alte aspecte legate de agregat

Tema pentru generatorul electric

S-a putut stabili tema pentru generatorul electric de 3000 W, destinat agregatului aeroelectric cu ax orizontal de pe amplasamentul MARGA. Generatorul a fost comandat la S.C. Bega-ELECTROMOTOR Timișoara. Agregatul eolian va fi echipat cu un generator electric sincron cu magneți permanenți.

Datele tehnice pentru generatorul electric au fost:

Construcție: - cu ax orizontal;

- arbore rotitor;

- rotor inferior;

- stator exterior cu fixare (cu tălpi) pe o placă de bază orizontală.

Puteri: nominală de instalare: 3000W

Supraîncărcare rară: 3500 W

Domeniu de exploatare: 0-3500 W

Frecvența maximă de utilizare: 2000 W

Turații maxime de instalare: 100-122 rpm (turbina tip A)

131-160 rpm (turbina tip B)

domeniu de exploatare: 30-160 rpm

Moment maxim la arbore: 390 N·m

Frâna de avarie pentru moment de 350 N·m

Echipare : - cu senzori de temperatură în bobinaj;

- cu senzori de turație.

Sistemul de conducere reglează turația pentru a realiza maximizarea puterii la bornele agregatului până la puterea maximă de 4,5 kW; la puteri mai mari se limitează valoarea la 4,5 kW (condiție de protecție).

În figura 7.31 și tabelul 7.28 sunt afișate curbele probabile de putere la borne.

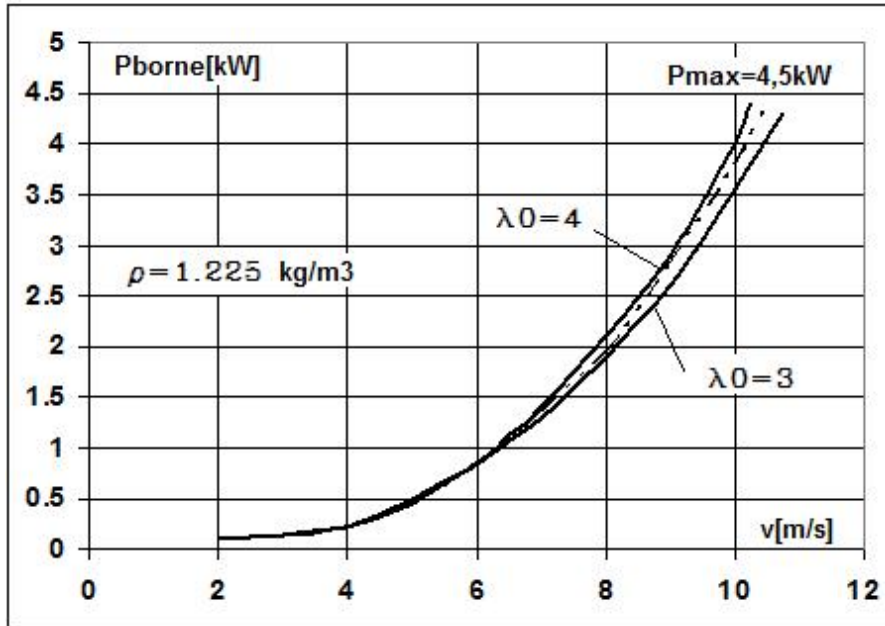


Figura 7.31

ρ = 1,225 kg/m³ S = 15,9 m² Tabelul 7.28

v [m/s]	3	4	5	6	7	8	9	10	>10,5
P _{borne} [kW]	0,1	0,22	0,5	0,85	1,35	2,00	2,80	3,80	4,5

Tema pentru rotorul turbinei

- Curbele adimensionale

S-a urmărit realizarea unei turbine cu următoarele caracteristici adimensionale, care satisfac cerințele studiilor preliminare:

$$C_p = C_{M0} \cdot \lambda + a \cdot \lambda^{alf} - b \cdot \lambda^{bet} \quad (7.7)$$

$$C_M = C_{M0} + a \cdot \lambda^{(alf-1)} - b \cdot \lambda^{(bet-1)} \quad (7.8)$$

$$\lambda \text{ (TSR) rapiditate } \lambda = \frac{u_R}{v}$$

C_p – coeficient de putere la arborele turbinei

C_M – coeficient de moment la arborele turbinei

Constantele modelului		Tabelul 7.29	
Rapiditate (λ_0)	3	4	
C_{M_0}	0,0222	0,0125	
$C_{P_{max}}$	0,4281	0,4650	
a	0,0986	0,0626	
b	0,0113	0,0046	
alf	2	2	
bet	3,5	3,5	

Pentru $\lambda_0 = 3$ avem:

$$C_{Parb} = 0,0222 \cdot TSR + 0,0986 \cdot TSR^2 - 0,0113 \cdot TSR^{3,5} \quad (7.9)$$

$$C_{Marb} = 0,0222 + 0,0986 \cdot TSR - 0,0113 \cdot TSR^{2,5} \quad (7.10)$$

Pentru $\lambda_0 = 4$ avem:

$$C_{Parb} = 0,0125 \cdot TSR + 0,0626 \cdot TSR^2 - 0,0046 \cdot TSR^{3,5} \quad (7.11)$$

$$C_{Marb} = 0,0125 + 0,0626 \cdot TSR - 0,0046 \cdot TSR^{2,5} \quad (7.12)$$

- Curbele de exploatare ale turbinei

Pentru dinamica grupului de mașini interesează curbele de putere și curbele de moment la arbore.

$$P_{arb} = CP(\lambda) \cdot \rho \cdot \frac{v^3}{2} \cdot S = f(n, v, \rho) \quad (7.13)$$

$$M_{arb} = CM(\lambda) \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} \cdot S \cdot R = f(n, v, \rho) \quad (7.14)$$

$$\lambda = \frac{\omega \cdot R}{v} \quad (7.15)$$

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (7.16)$$

Curbele de exploatare ale generatorului

Modelul pentru generator a fost construit pe baza datelor buletinului de testare oferit de furnizor (EMT Buletin nr. B8049/2008).

Precizare: Buletinul oferă informații la turația de 160 rpm în stare caldă ($P_u=3$ kW; $M_{arb}=203$ N·m, $U=460$ V; $I=3,79$ A; $\eta=88,64\%$ și $P_u=4,5$ kW; $M_{arb}=320$ N·m; $U=402$ V; $I=6,53$ A; $\eta=84,36\%$).

Extinderea modelului la alte turații și alte încărcări s-a făcut pe baza algoritmilor oferite de Dl. Madescu (Filiala Academiei Române). Modelul are la bază aproximarea pierderilor în generator.

$$P_u = P_{arb} - (P_{p1} + P_{p2} + P_{p3}) \quad (7.17)$$

P_{p1} , P_{p2} , P_{p3} : pierderi în cupru, în fier și în lagăre

P_u : puterea utilă la bornele generatorului

S-au utilizat relațiile:

$$U_f = k_1 \cdot n \quad ; \quad k_1 = a - b \cdot i \tag{7.18}$$

$$P_u = 3 \cdot U_f \cdot i \tag{7.19}$$

$$P_{p1} = c \cdot i^2 \tag{7.20}$$

$$P_{p2} = d \cdot n^{1,3} \tag{7.21}$$

$$P_{p3} = f \cdot n \tag{7.22}$$

Constantele modelului sunt:

$$a = 1,78 \quad ; \quad b = 0,045 \quad ; \quad c = 15,33 \quad ; \quad d = 0,11 \quad ; \quad f = 0,51 \tag{7.23}$$

U_f - tensiune de fază

i - curent

Tabelul 7.30

REZULTATELE RANDAMENTELOR PENTRU TURATII SI CURENTI DIFERITI
 fisier :GEMTH11

n[rpm]	I[A]	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
10	70.1	60.5	51.4	44.0	37.8	32.4	27.8	23.5	19.7	16.0	12.6	
20	77.5	73.2	66.7	60.3	54.3	48.6	43.2	37.9	32.7	27.5	22.3	
30	80.0	78.6	74.0	68.8	63.6	58.3	53.0	47.6	42.0	36.2	30.0	
40	81.3	81.5	78.2	74.0	69.5	64.7	59.8	54.5	48.9	42.9	36.2	
50	81.9	83.4	80.9	77.5	73.5	69.3	64.7	59.8	54.3	48.3	41.4	
60	82.3	84.6	82.8	79.9	76.5	72.7	68.5	63.8	58.6	52.7	45.7	
70	82.6	85.5	84.2	81.8	78.8	75.3	71.5	67.1	62.1	56.3	49.4	
80	82.7	86.2	85.3	83.3	80.6	77.5	73.9	69.8	65.0	59.4	52.6	
90	82.8	86.7	86.2	84.4	82.0	79.2	75.8	72.0	67.5	62.1	55.4	
100	82.8	87.0	86.8	85.4	83.2	80.6	77.5	73.9	69.6	64.4	57.9	
110	82.9	87.4	87.4	86.1	84.2	81.8	78.9	75.5	71.4	66.4	60.1	
120	82.9	87.6	87.9	86.8	85.0	82.8	80.1	76.9	73.0	68.1	62.0	
130	82.8	87.8	88.3	87.4	85.8	83.7	81.2	78.1	74.4	69.7	63.7	
140	82.8	88.0	88.6	87.8	86.4	84.5	82.1	79.2	75.6	71.1	65.3	
150	82.8	88.1	88.9	88.2	86.9	85.1	82.9	80.1	76.7	72.4	66.7	
160	82.7	88.2	89.1	88.6	87.4	85.7	83.6	81.0	77.7	73.5	68.0	
170	82.7	88.3	89.3	88.9	87.8	86.3	84.3	81.7	78.6	74.5	69.2	
180	82.6	88.4	89.5	89.2	88.2	86.8	84.8	82.4	79.4	75.5	70.3	
190	82.6	88.5	89.7	89.5	88.6	87.2	85.4	83.1	80.1	76.3	71.3	
200	82.5	88.6	89.8	89.7	88.9	87.6	85.8	83.6	80.8	77.1	72.2	
210	82.5	88.6	90.0	89.9	89.2	87.9	86.3	84.2	81.4	77.9	73.0	
220	82.4	88.6	90.1	90.1	89.4	88.3	86.7	84.6	82.0	78.5	73.8	
230	82.4	88.7	90.2	90.3	89.6	88.6	87.0	85.1	82.5	79.2	74.6	
240	82.3	88.7	90.3	90.4	89.9	88.8	87.4	85.5	83.0	79.7	75.3	
250	82.2	88.7	90.4	90.6	90.0	89.1	87.7	85.9	83.5	80.3	75.9	
260	82.2	88.8	90.4	90.7	90.2	89.3	88.0	86.2	83.9	80.8	76.5	
270	82.1	88.8	90.5	90.8	90.4	89.5	88.2	86.5	84.3	81.3	77.1	
280	82.1	88.8	90.6	90.9	90.5	89.7	88.5	86.8	84.7	81.7	77.6	
290	82.0	88.8	90.6	91.0	90.7	89.9	88.7	87.1	85.0	82.1	78.1	
300	82.0	88.8	90.7	91.1	90.8	90.1	88.9	87.4	85.3	82.5	78.6	

În cazul utilizării tensiunii de linie (U_l) relațiile trebuie corectate ($U_l = \sqrt{3} \cdot U_f$)

Randamentul generatorului este:

$$\eta_G = \frac{P_U}{P_{arb}} = 1 - \frac{P_{p1} + P_{p2} + P_{p3}}{P_{arb}} \quad (7.24)$$

S-a realizat un program de calcul pentru randamentele generatorului în funcție de turație și intensitatea curentului electric. Programul este dat în Anexe sub numele „GENEMTH1”, iar rezultatele obținute s-au salvat în fișierul „GEMTH11”. Ele sunt afișate în tabelul 7.30.

Curba de exploatare pentru condiții de optim

Grupul de mașini se exploatează la un regim optim prin reglarea turației. Folosind modelul turbinei și modelul generatorului, punând condițiile de cuplare rigidă între cele două mașini ($n_T = n_G$; $P_{arbT} = P_{arbG}$) și $\lambda_0=3$ și 4 pentru cele două aproximații ale regimului aerodinamic optim a fost construită curba cerută pentru conducerea sistemului. Se maximizează puterea valorificabilă prin C_{pmax} :

$$P_U = f(U_f, \lambda_0, \rho) \quad (7.25)$$

P_U : puterea la bornele generatorului [W];

U_f : tensiunea de fază [V];

λ_0 : rapiditatea turbinei [-];

ρ : densitatea masică a aerului [kg/m^3].

Sistemul de ecuații pentru puterea utilă (la bornele generatorului):

$$K_a \cdot P_U^2 + K_b \cdot P_U + K_c = 0 \quad (7.26)$$

$$K_a = \frac{c}{9} \cdot \frac{1}{U_f^2} \quad ; \quad K_b = 1 \quad (7.27)$$

$$K_c = d \left(\frac{U_f}{k_1} \right)^{1,3} + f \left(\frac{U_f}{k_1} \right) - \left(0,5 \lambda_0^{0,35} - 0,0014 \lambda_0^2 \right) \cdot \rho \cdot \frac{S}{2} \left(\frac{\pi}{30} R \frac{1}{\lambda_0} \right)^3 \left(\frac{U_f}{k_1} \right)^3 \quad (7.28)$$

$$k_1 = a - b \cdot i \quad (7.29)$$

$$P_U = \frac{-1 + \sqrt{1 - 4 \cdot K_a \cdot K_c}}{2 \cdot K_a} \quad (7.30)$$

Cu ajutorul programului conceput „PU-UF” se calculează P_U în funcție de U_f , precum și celelalte mărimi. Calculul este iterativ. Se pornește de la o valoare inițială pentru i cu care se calculează k_1 , apoi K_a , K_c , rezultând P_U . Se recalculază i cu relația:

$$i = \frac{P_U}{3 \cdot U_f} \quad (7.31)$$

Un exemplu de fișier cu valorile rezultate cu acest program este PU-Uf1. Acesta a rezultat pentru $\lambda_0=3$ și $\rho=1 \text{ kg/m}^3$.

S-a calculat dependența $P_U = f(U_f)$ pentru constantele a , b , c , d , f considerate. Tabelul conține și alte mărimi: puterea la arbore (P_a ; P_{aa}), pierderile generatorului (P_{p1} , P_{p2} , P_{p3}), turația optimă a liniei de mașini (n), viteza vântului (v) și curentul generatorului (i).

În Anexe sunt trecute și celelalte fișiere rezultate conform parametrilor din tabelul 7.31. S-a ținut cont de variantele de aproximare a tipului de turbină ($\lambda_0 = \text{LAMB0} = 3$ și 4) și densitățile diferite ale aerului (1; 1,225; 1,5 kg/m³). Aceste rezultate sunt centralizate în figura 7.32 și 7.33.

Tabelul 7.31

Fișierul	λ_0 [-]	ρ [kg/m ³]
PU-UF1	3	1
PU-UF2	3	1,225
PU-UF3	3	1,5
PU-UF4	4	1
PU-UF5	4	1,225
PU-UF6	4	1,5

Fișierul cu rezultate PU-UF1

PROGRAM PENTRU CONDUCEREA AGREGATULUI CLAGI

PU-UF.BAS

REZULTATE PENTRU GRUPUL DE MASINI (TURBINA+GENERATOR)

CONSTANTE:

LAMB0 RO[kg/m3] S[m2] R[m] a b c d f
3.000 1.000 15.900 2.250 1.780 0.045 15.330 0.110 0.510

Uf[V] Pu[W] Pa[W] Paa[W] Pp1[W] Pp2[W] Pp3[W] n[rpm] v[m/s] i[A]

50.00	13.88	36.80	36.80	0.13	8.43	14.36	28.16	2.21	0.09
60.00	35.51	64.11	64.11	0.60	10.72	17.28	33.88	2.66	0.20
70.00	67.83	102.81	102.81	1.60	13.16	20.22	39.66	3.11	0.32
80.00	112.83	155.14	155.14	3.39	15.73	23.20	45.48	3.57	0.47
90.00	172.88	223.81	223.81	6.28	18.43	26.21	51.39	4.04	0.64
100.00	250.44	311.67	311.67	10.68	21.28	29.27	57.39	4.51	0.83
110.00	348.33	422.06	422.06	17.08	24.26	32.38	63.50	4.99	1.06
120.00	469.75	558.81	558.81	26.10	27.40	35.56	69.72	5.48	1.30
130.00	618.45	726.51	726.51	38.55	30.70	38.81	76.10	5.98	1.59
140.00	798.24	929.93	929.93	55.38	34.17	42.14	82.63	6.49	1.90
150.00	1015.45	1176.93	1176.93	78.06	37.84	45.58	89.37	7.02	2.26
160.00	1276.52	1475.83	1475.83	108.42	41.74	49.15	96.38	7.57	2.66
170.00	1590.34	1838.20	1838.20	149.07	45.91	52.88	103.70	8.14	3.12
180.00	1968.96	2279.99	2279.99	203.81	50.40	56.82	111.41	8.75	3.65
190.00	2429.45	2824.26	2824.26	278.49	55.30	61.02	119.65	9.40	4.26
200.00	2998.43	3507.62	3507.62	382.85	60.74	65.59	128.62	10.10	5.00
210.00	3723.97	4397.33	4397.33	535.64	66.99	70.73	138.68	10.89	5.91
220.00	4725.11	5662.55	5662.55	785.74	74.75	76.95	150.88	11.85	7.16

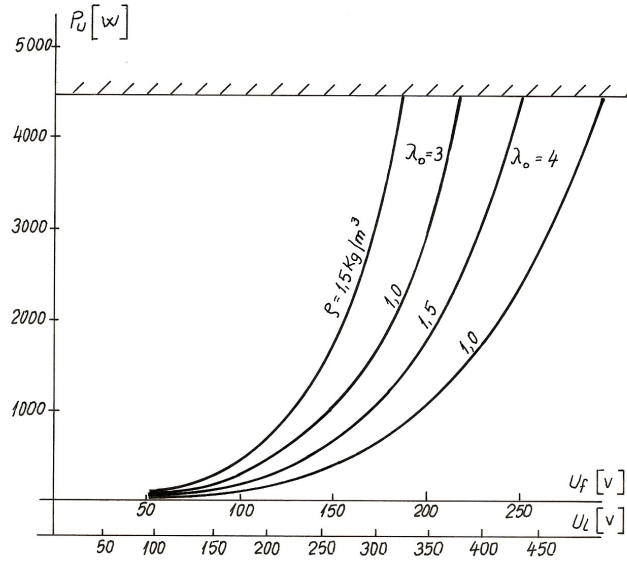


Figura 7.32

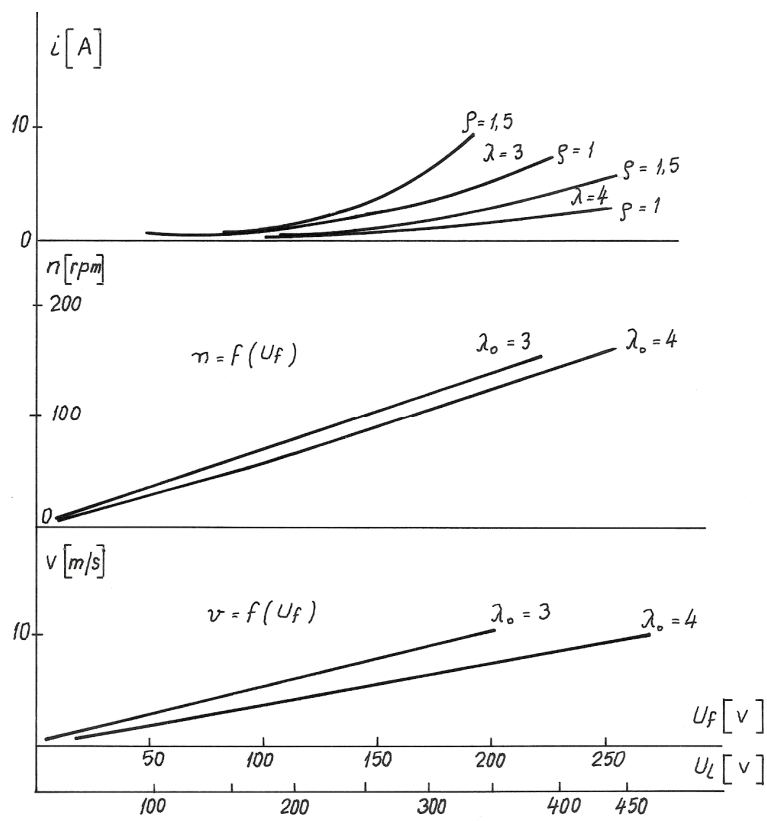


Figura 7.33

S-au stabilit și mărimile limită aproximative pentru $P_u \cong 4500$ W, trecute în tabelul 7.32.

Tabelul 7.32

λ_o [-]	3			4		
ρ [kg/m ³]	1	1,225	1,5	1	1,225	1,5
U_f [V]	216	204	186	295	274	252
n [rpm]	145	140	125	190	180	165
v [m/s]	11	10,9	10	11	10,5	9,75
i [A]	7	7,5	8	5	6	6

În ceea ce privește cele două aproximații ale rapidității turbinei (λ_o), acestea sunt valori probabile evaluate. După testarea agregatului se va găsi o valoare constantă certă unică. Influența densității aerului se menține în cursul exploatarei, depinzând de temperatura aerului, de presiunea barometrică locală și de umiditatea aerului.

Tema pentru sistemul de conducere

Exploatarea agregatului trebuie să respecte prescripțiile din standardul internațional întocmit de Comisia Electrotehnică Internațională „INTERNATIONAL STANDARD CEI/IEC 61400-2 Wind turbines Part 2 Design requirements for small wind turbines”.

Sistemul de conducere și protecții, obiectivul acestui studiu, va respecta prescripțiile specifice din standard (Cap. 8 Protection and shutdown system; Cap. 10 Electrical system și alte subcapitole de exemplu: 7.8 Safety factors; 10.4 Earthing systems etc.).

Sistemul de conducere va ține cont de următoarele regimuri posibile:

1. **Regimul de așteptare** - este specific pentru perioadele lungi de calm al vântului. Având în vedere că acționarea ridicării frânei reprezintă un consum energetic permanent, regimul de așteptare nu poate fi evitat. Agregatul este frânat, nu este conectat la sistemul electric local, deriva de orientare este blocată eventual în poziția de protecție. Viteza medie a vântului este sub 3 m/s.
2. **Pregătirea pornirii**. Operația constă în ridicarea frânei. Agregatul se rotește în gol, se eliberează blocarea derivei, se controlează tensiunea la bornele generatorului, sistemul nu debitează la rețea semnal (mers în gol) pentru pregătirea pornirii de la anemometru ($v > 3$ m/s de durată) sau încercare periodică la diferite intervale de timp; dacă tensiunea U_f este sub 50 V se renunță după 10 minute.
3. **Conectarea la rețeaua locală**. Dacă tensiunea de fază depășește 50 V se conectează la rețea. Dacă scade sub 50V se deconectează.
4. **Regim optimal de exploatare**. Optimal înseamnă maximizarea puterii utile prin respectarea curbei $P_u = f(U_f)$. Limitele regimului: $U_f > 50$ V ; $P_u < 4500$ W.
5. **Regim de protecție a încărcării**. Funcționarea peste $P_u = 4500$ W periclitează securitatea agregatului. La $P_u = 4500$ W sistemul de conducere plafonează puterea la această valoare sau sub această valoare. Tensiunea electrică, turația și viteza vântului în punctul la care începe plafonarea puterii sunt dependente de densitatea aerului. În tabelul 7.32 sunt date valorile orientative.
6. **Regimuri de avarie**. La pericolul de avarie se declanșează frânarea prin aplicarea frânei mecanice și eventual prin regimul de frânare a generatorului

electric. Acest regim se consideră accidental. Dacă are loc o oprire de acest fel în unele situații agregatul nu mai poate fi pornit automat fără o revizie tehnică.

Semnale care declanșează regimul de avarie:

- Depășirea puterii utile de 4.500 W;
- Semnal de vibrații care depășește limita tolerată;
- Semnal de depășire a temperaturii tolerate în bobinajul generatorului, în lagăre sau în altă zonă controlată;
- Decuplare accidentală de la rețea (căderea sarcinii).

7. **Caracteristici ale ridicătorului de frână:**

- Moment de frânare: 300 N·m;
- Pentru ridicarea frânei: 35 V; 4,5 A cc; 158 W;
- Pentru menținerea ridicării: 7 V; 1 A cc; 7 W.

Structura principală de conectare a unui agregat eolian de mică putere la sistemul energetic național este prezentată în figura 7.34.

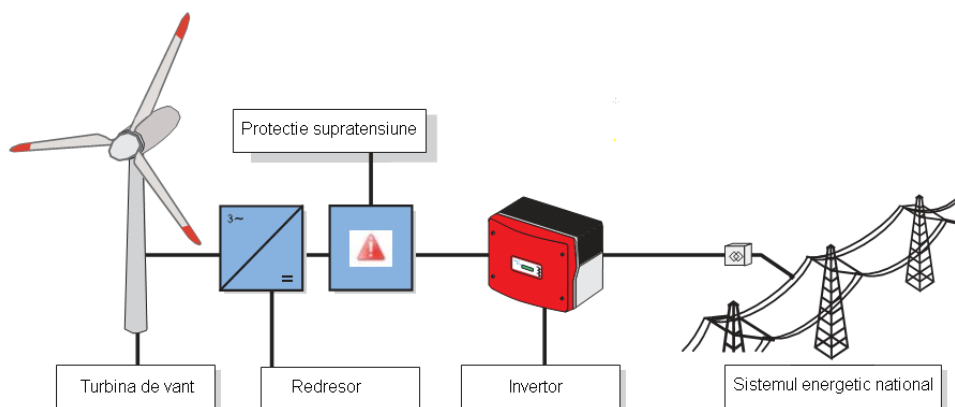


Figura 7.34

Tema pentru stâlp de susținere al agregatului CLAGI de 3,5 kW:

Au fost analizate mai multe soluții tehnice: stâlp cu zăbrele sau stâlp tubular, stâlp încastrat sau ancorat. S-a optat pentru stâlp încastrat cu zăbrele cu patru coloane tubulare. S-a apelat la colaborarea cu Prof. Dr. Ing. Botici.

Stâlpul de susținere considerăm că are:

- Înălțimea totală până la centrul turbinei: 21 m;
- Tronsoanel de stâlp din componența agregatului: 3 m;
- Tronsoane de stâlp distincte de agregat: 3 tronsoane de 6 m;
- Opțiune constructivă: Stâlp cu zăbrele din patru coloane de țevi;
- Scară de acces la nivelul turbinei;
- Platformă de intervenție la vârful stâlpului;
- Dispozitive de montare;
- Proiect de fundație.

Stâlpul cu zăbrele are forma unui trunchi de piramidă cu următoarele caracteristici:

- distanța între tălpi la nivelul solului 3 x 3 m;
- distanța între tălpi la cota +18 m 1,5 x 1,5 m;
- este compus din 3 tronsoane a câte 6 m fiecare;

- sunt prevăzute 3 platforme de odihnă și o scară de piscă pentru a asigura eventualele intervenții la agregatul de vânt.

Ansamblul agregatului

Componența ansamblului

Subansamblele funcționale ale ansamblului sunt prezentate în continuare.

Osia, lagărele, butucul, inelele de contact

Osia susține întregul ansamblu al „Capului de stâlp” și asigură legătura cu stâlpul agregatului. Este echipat cu două lagăre care permit orientarea capului de stâlp pe direcția vântului. Butucul agregatului centrat pe lagăre este suportul pentru ansamblul mobil al capului de stâlp. Subansamblul asigură posibilitatea rotirii agregatului în jurul unei axe verticale. În partea superioară a osiei a fost amplasat un subansamblu de trei inele de contact. Periile aferente sunt fixate de butuc. Periile de contact asigură descărcarea energiei electrice la un cablu fix montat pe stâlp. Pentru acest subansamblu s-au folosit repere oferite de SC Bega-Electromotor Timișoara.

Învelitoarea de protecție și estetica ansamblului

Capul de stâlp este protejat de intemperii prin învelitori compuse din două semicorpură montate pe butuc și un capac de protecție al generatorului. Acestea asigură și aspectul estetic al ansamblului împreună cu învelitoarea derivei.

Tronsonul de stâlp din componența ansamblului

Tronsonul de stâlp încadrat în ansamblul agregatului („tronsonul intermediar”) asigură în fazele de fabricație, transport și montaj, posibilități de fixare pe diverse dispozitive. Flanșa de bază a acestui tronson a fost poziționat la o distanță verticală de 3 m față de axa turbinei.

Fixarea turbinei pe fusul generatorului electric

Turbina se fixează pe fusul generatorului electric prin intermediul unui butuc al turbinei. Se pot realiza variante de butuc în funcție de numărul de palete al turbinei.

Acțiuni care încarcă capul de stâlp

Acțiunile care au fost evaluate pentru dimensionarea ansamblului sunt:

- Greutățile componentelor;
- Forțele aerodinamice ale turbinei;
- Reacțiunile transmise de generatorul electric la placa de bază a generatorului;
- Forțele de orientare în vânt.

Axa liniei de mașini este înclinată față de orizontală din considerente de reducere a momentelor de orientare și de gardă la deformarea paletelor sub acțiunea forțelor aerodinamice.

Regimuri de exploatare

S-au considerat trei regimuri de exploatare:

R1: Regimul în care vitezele de vânt sunt mai mici decât viteza de instalare, în care este reglată optimal turația.

R2: Regimul în care vitezele de vânt sunt mai mari decât viteza de instalare, în care turația este reglată pentru plafonarea puterii, sau a momentului la arbore, sau a curentului generatorului.

R3: Regimul în care vitezele de vânt sunt excepționale, agregatul este protejat prin frânare și măsuri conexe. Acest regim poate fi declanșat și de alte semnale de pericol de avarie (supraîncălziri, vibrații).

- Pentru delimitarea acestor regimuri au fost considerate următoarele date:
- Viteza vântului $v_i = 9-10$ m/s la puterea de instalare la arbore de 3500 W
 - 5000 W (diferențele apar datorită densității aerului, ariei expuse și coeficientului maxim de putere).
 - Generatorul electric poate fi supraîncărcat pe timp scurt până la 5,5 kW.
 - Viteza aferentă unei supraîncărcări cauzate de întâzieri ale reglajului pe durate mici $v_{i\max} = 11$ m/s. Puterea maximă la arborele turbinei este 5,5 kW.
 - Viteza de vânt la care se declanșează frânarea $v_{fr} = 15 - 20$ m/s.

Deriva de orientare

Deriva rezolvă în cazul agregatelor de putere mică orientarea agregatului pe direcția vitezei vântului. A fost aleasă o soluție cu derivă articulată cu avantajele că are o structură mai puțin rigidă și are dimensiuni relativ mici, Realinierea agregatului se face în două secvențe (deviază întâi deriva, apoi se aliniază agregatului). În figura 7.35 este schițată deriva și notațiile considerate. S-a considerat: E - distanța între rotor și axa stâlpului; L - brațul derivei; S_T - aria expusă a turbinei; S_d - aria derivei.

S-a întocmit programul „DERIVA” (și altă variantă „DERIVAR”), atașate în Anexe, care permit rezolvarea oricărei combinații de dimensiuni, calculându-se momentele turbinei și ale derivei la diferite poziții față de direcția vântului. S-au considerat inițial mai multe variante, soluția finală fiind aleasă în funcție de ansamblul agregatului. Programul calculează momentele turbinei și ale derivei în diferite poziții ale turbinei și ale derivei față de direcția vântului. S-a considerat momentul de 100 N·m pentru care s-a verificat structura de rezistență (brațul derivei, articulația brațului și arcurile de legătură). La vânt mare s-a prevăzut posibilitatea de blocare a derivei. Arcurile transmit momentul de redresare dat de derivă la ansamblul agregatului. Au fost modificate, cu ajutorul programului, dimensiunile L, E, ART și unul din cazurile considerate este prezentat grafic în figura 7.35.

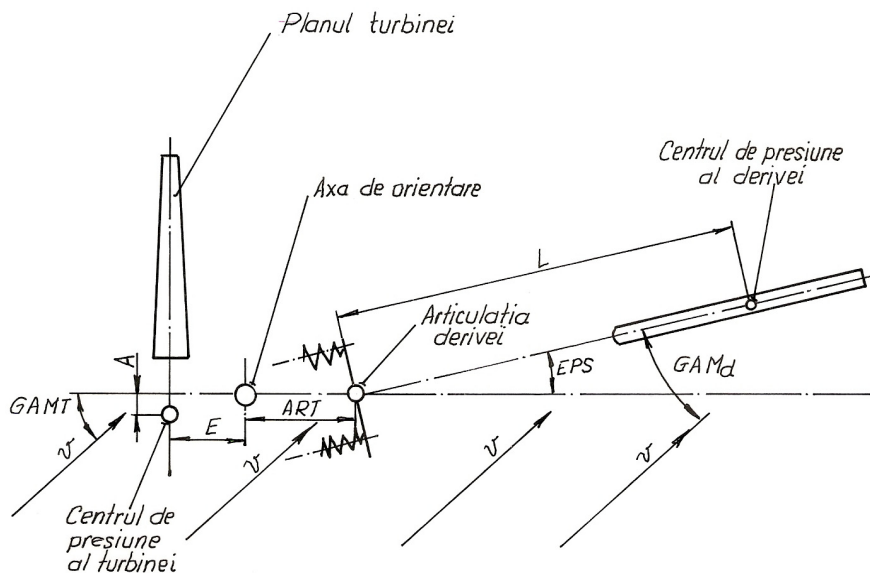


Figura 7.35

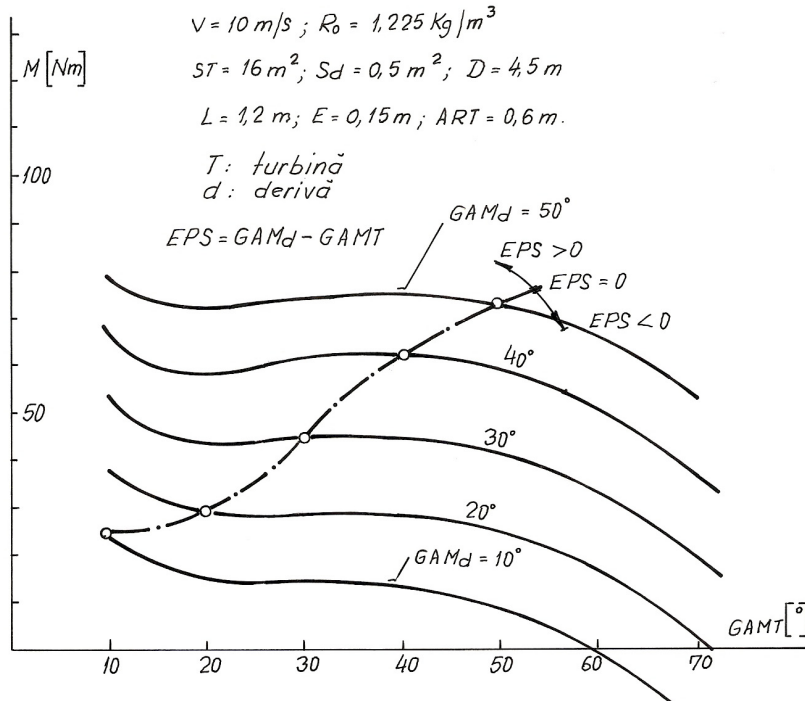


Figura 7.36

Antedimensionarea derivei pe baza raționamentului din Gourieres „Energie eolienne” Ed. Eyrolles 1980-Paris se face controlând legătura: $f\left(\frac{E}{L}, \frac{S_d}{S_T}\right) = 0$

Se consideră $\frac{S_d}{S_T} \cong 0,16 \cdot \frac{E}{L}$ pentru turbinele rapide.

S-au analizat cazurile: $D=4,5 \text{ m}$; $S_T=16 \text{ m}^2$ și $E=0,25 \text{ m}$, rezultând valorile din tabelul 7.33.

Tabelul 7.33

$\frac{E}{L}$	0,0925	0,1	0,2	0,25	0,3	0,4
$\frac{S_d}{S_T}$	0,015	0,016	0,032	0,04	0,048	0,064
$L \text{ [m]}$	2,7	2,5	1,25	1,0	0,833	0,625
$S_d \text{ [m}^2\text{]}$	0,237	0,26	0,51	0,64	0,77	1,02

Între butucul agregatului și linia de mașini a fost amplasată o incintă care conține mecanismele și arcurile derivei de orientare. Incinta se fixează pe butuc și

se încheie cu o placă înclinată pe care se montează generatorul electric. Pe această placă se montează și inverterul cu blocul de conducere. Este prevăzut și un dispozitiv de blocare a derivei și de blocare a capului de stâlp pentru întreținere. Deriva se compune dintr-o structură de rezistență și o înveliitoare din PAFS.

Structura de rezistență (brațul derivei, articulația brațului și arcurile de legătură) au fost verificate pentru momentul de 100 N·m. Arcurile transmit momentul de redresare dat de derivă la ansamblul agregatului. Mecanismul a fost prevăzut și cu posibilitatea de blocare a derivei la vânt mare.

Calculul aproximativ al momentelor

Acest calcul s-a făcut pe baza unui model experimental din [76].

a) Pentru turbină avem următoarele forțe, momente:

Tabelul 7.34

GAMT [°]	0	10	20	30	40	50
\bar{X} [-]	0,63	0,61	0,57	0,48	0,38	0,26
\bar{Y} [-]	0	0,01	0,03	0,055	0,055	0,04
\bar{M} [-]	0	0,02	0,038	0,040	0,041	0,04
\bar{a} [-]	0	0,003	0,01	0,025	0,01	0
X [N]	615	595	556	468	371	254
Y [N]	0	9,76	29,3	53,7	53,7	39
a [m]	0	0,007	0,0225	0,0562	0,0225	0
M_t [N·m]	0	43,7	82,98	89,4	89,5	87,3

Notății: X : forța axială

Y : forța transversală

a : des centrarea punctului de aplicație

$$\bar{X} = \frac{X}{\rho \cdot \frac{v^2}{2} \cdot S_T}, \quad \bar{Y} = \frac{Y}{\rho \cdot \frac{v^2}{2} \cdot S_T}, \quad \bar{M} = \frac{M}{\rho \cdot \frac{v^2}{2} \cdot S_T \cdot R}, \quad \bar{a} = \frac{a}{R},$$

$$M = X \cdot a + Y \cdot E \quad (7.32)$$

$$M_t' \text{ [N·m]} \quad 0 \quad 6,6 \quad 19,8 \quad 39,7 \quad 21,8 \quad 8,8$$

M' : calcul din forțele X și Y

$$S_T = 16 \text{ m}^2; \quad S_T \cdot R = 36 \text{ m}^3; \quad v = 10 \text{ m/s}; \quad E = 0,25 \text{ m}$$

Metodele duc la dispersii de rezultate importante. Trebuie luate măsuri de acoperire.

b) Pentru derivă avem următoarele forțe și momente:

Tabelul 7.35

GAMd [°]	0	10	20	30	40
C_x	0	0,35	0,68	1,00	1,28
C_y	0	0,137	0,257	0,346	0,39
F_x [N]	0	21	41	61	78
F_y [N]	0	8,4	15,7	21,1	23,8
M_z exp	0	24,6	174,7	393	480,4

$$C_y = 0,4 \cdot \sin(2 \cdot \text{GAMd}) \quad C_x = 2 \cdot \sin(\text{GAMd})$$

$$F_y = C_y \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} \cdot S_d; \quad \rho \cdot \frac{v^2}{2} = 61; \quad n \cdot R^3 = 35,8 \quad (7.33)$$

$$F_x = C_x \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} \cdot S_d; \quad S_d = 1 \text{ m}^2$$

Pentru o variantă analizată au rezultat datele de mai jos care au fost centralizate grafic în figura 7.37.

CALCULE PENTRU DERIVA „DERIVAR1”

CONSTANTE: ST[m2]= 15 Sd[m2]= 1.5 v[m/s]= 15 E[m]= .25

L[m]= 1.5 ART[m]= .7 D[m]= 4.5 RO[kg/m3]= 1.225

Sd/ST[-]= .1 L/D[-]= .3333333 Sd*L[m3]= 2.25 L/E[-]= 6

GAMT DATELE TURBINEI POZ.DERIVEI MOMENT INSUMAT

FTax FTtg Mturb EPS Mder DELM

gr N N Nm gr Nm Nm

Unghi al derivei fata de viteza vantului GAMd[gr]= 10

Datele derivei Fperp[N]= 40.31632 Faxd[N]= 65.78935

10	1414	-103	-42	0	89	130
20	1315	155	9	10	96	87
30	1149	241	22	20	103	81
40	918	284	30	30	108	78
50	620	310	43	40	112	69
60	256	327	65	50	114	49
70	-174	340	99	60	114	16

Unghi al derivei fata de viteza vantului GAMd[gr]= 20

Datele derivei Fperp[N]= 98.30436 Faxd[N]= 114.6954

10	1414	-103	-42	-10	201	243
20	1315	155	9	0	216	207
30	1149	241	22	10	229	208
40	918	284	30	20	240	210
50	620	310	43	30	247	205
60	256	327	65	40	252	187
70	-174	340	99	50	253	155

Unghi al derivei fata de viteza vantului GAMd[gr]= 30

Datele derivei Fperp[N]= 165.3689 Faxd[N]= 143.2174

10	1414	-103	-42	-20	323	364
20	1315	155	9	-10	345	335
30	1149	241	22	0	364	342
40	918	284	30	10	379	350
50	620	310	43	20	391	348
60	256	327	65	30	398	334
70	-174	340	99	40	401	303

Unghi al derivei fata de viteza vantului GAMd[gr]= 40

Datele derivei Fperp[N]= 233.1947 Faxd[N]= 151.2354

10	1414	-103	-42	-30	438	480
20	1315	155	9	-20	467	458
30	1149	241	22	-10	492	471
40	918	284	30	0	513	483
50	620	310	43	10	529	486
60	256	327	65	20	539	475
70	-174	340	99	30	544	446

Unghi al derivei fata de viteza vantului GAMd[gr]= 50

Datele derivei Fperp[N]= 294.9497 Faxd[N]= 141.2009

10	1414	-103	-42	-40	537	579
20	1315	155	9	-30	572	563
30	1149	241	22	-20	603	581
40	918	284	30	-10	629	599
50	620	310	43	0	649	606
60	256	327	65	10	663	598
70	-174	340	99	20	670	572

OBSERVATIE: Valorile negative ale pozitiei derivei(EPs) inseamna ca deriva este deplasata contra vantului

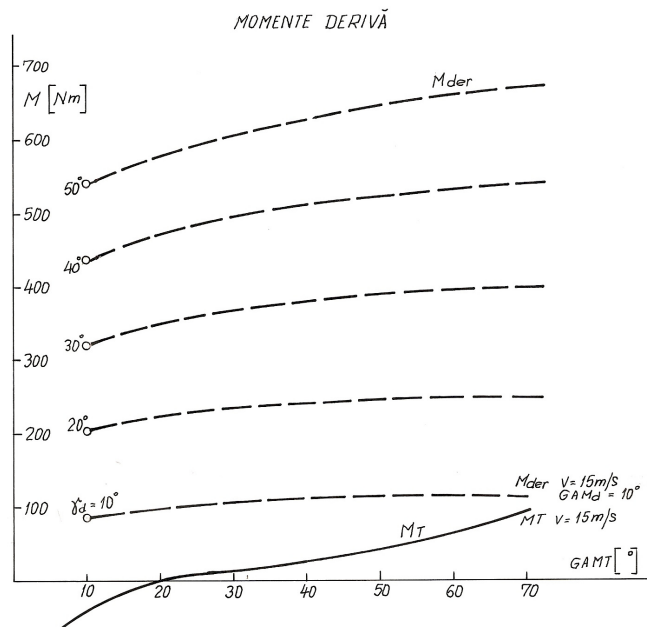


Figura 7.37

Variantele considerate sunt centralizate în tabelul 7.36.

Tabelul 7.36

Nr. crt.	Programul	L [m]	ART [m]	S_d [m ²]	v [m/s]	E [m]	Fișier cu rezultate
1	DERIVA var1	1,5	0,7	1,5	15	0,25	DERIVAR1 var1
2	DERIVA var1	1,5	0,5	1,5	15	0,25	DERIVAR2 var1
3	DERIVA var1	1,5	0,5	1,5	10	0,25	DERIVAR3 var1
4	DERIVA var1	1,5	0,5	1,0	10	0,25	DERIVAR4 var1
5	DERIVA var1	1,5	0,6	0,75	15	0,25	DERIVAR5 var1
6	DERIVA var1	1,5	0,5	0,75	10	0,25	DERIVAR6 var1
7	DERIVA var1	1,5	0,7	1,5	15	0,3	DERIVAR7 var1
8	DERIVA var1	1,5	0,5	4,05	10	0,8	DERIVAR8 var1
9	DERIVA var1	1,2	0,6	0,5	10	0,15	DERIVAR9 var1
10	DERIVA var2	1,5	0,5	4	10	0,8	DERIVAR1 var2
11	DERIVA var2	2	0,5	6,6	10	0,8	DERIVAR2 var2
12	DERIVA var2	1,5	0,5	1,5	10	0,25	DERIVAR3 var2
13	DERIVA var2	1,5	0,5	1	10	0,25	DERIVAR4 var2
14	DERIVA var2	1,5	0,6	0,75	10	0,25	DERIVAR5 var2
15	DERIVA var2	1,5	0,5	0,75	10	0,25	DERIVAR6 var2
16	DERIVA var2	1,5	0,7	1,5	10	0,3	DERIVAR7 var2
17	DERIVA var2	1,6	0,25	3	15	0,25	DERIVF1
18	DERIVA var2	1,6	0,25	3	10	0,25	DERIVF2

Pentru o mai bună corelare a dimensiunilor ținând cont de ansamblul agregatului s-a studiat și influența brațului derivei L și a ariei S_d (figura 7.38) și s-a ajuns la concluzia că: $L < 0,25$ m și $S_d > 1,25$ m² pentru a fi îndeplinită condiția $M_{derivei} < M_{turbinei}$.

În cadrul contractului MAVA 3416/21-036/2007, avându-l director pe Conf. Dr. Ing. Teodor Miloș, după proiectarea agregatului eolian, au fost realizate subansamblele mecanice ale turbinei. Apoi au urmat câteva etape pe care le voi menționa pe scurt. La acestea am participat în cadrul colectivului de cercetare-proiectare. Trebuie menționați și cei care au colaborat la proiectarea, execuția diferitelor componente sau subansamble ale agregatului, cei care au participat la montaj, precum și cei care s-au ocupat de gestionarea bazei de date obținute din monitorizarea vântului: colectivul CCAE al UPT, SC CLAGI SRL, SC Mashinentehnich Impex SRL, ONG Asociația Medical Creștină „Izvorul Tămăduirii”, Prof. Dr. Ing. Alexandru Botici din cadrul Catedrei de Construcții Metalice a UPT, împreună cu Drd.

Ing. Teodor Leț, S.L. Dr. Ing. Dan Ungureanu din cadrul catedrei Automatizări a UPT, Universitatea Oradea, Ing. Mihaș de la SC Bega-Electromotor Timișoara, Ing. Madescu de la Filiala Academiei Române, SC Hidroconstrucția SA Caransebeș.

La firma SC CLAGI SA s-a executat turbina de vânt, precum și alte subansamble ale agregatului aeroelectric. Tot aici s-a făcut **echilibrarea statică a rotorul turbinei** de vânt. Rotorul fără paletel montate cât și cu ele montate nu rezultă perfect echilibrat static în urma fabricației. Acest lucru în funcționarea normală poate să ducă la vibrații ale ansamblului rotitor care trebuie evitate. S-au egalizat greutatea celor patru paletel rotice. Acest lucru s-a făcut prin cântărire, după care în cele mai ușoare s-au introdus plăcuțe metalice în lăcașul rezervat adăugării de greutate la extremitatea paletel pentru echilibrare. Acest locaș se observă în figura 7.39, iar în figura 7.40 se observă plăcuțele de plumb montate pe paletel.

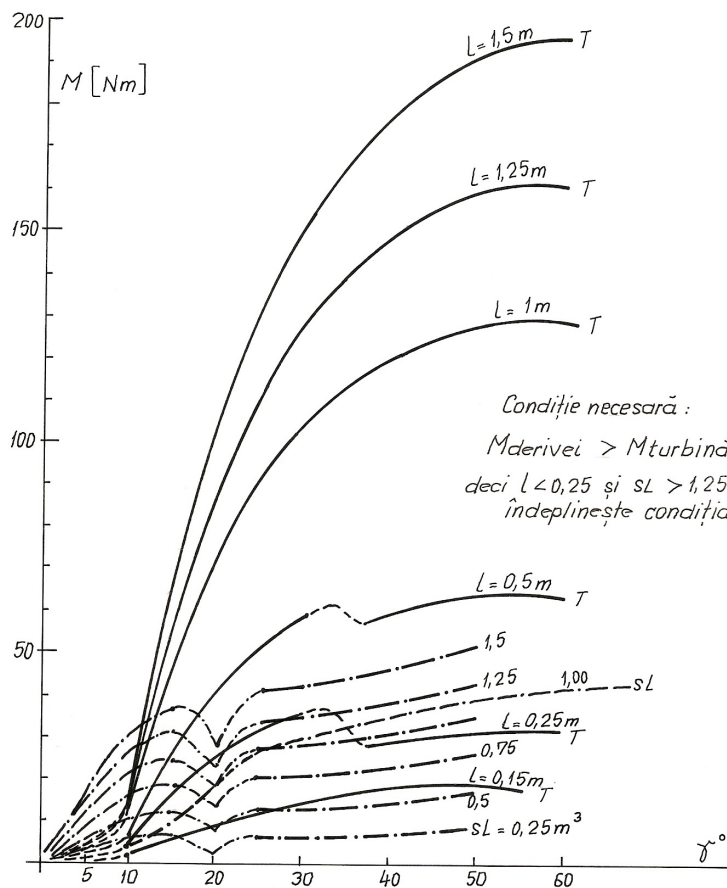


Figura 7.38



Figura 7.39



Figura 7.40



Figura 7.41

Paletetele s-au montat pe rotor și apoi în dispozitivul pentru echilibrarea statică a rotorului (figura 7.41). S-a dat rotorului un impuls de rotație și a fost lăsat liber. S-a oprit într-o poziție ceea ce înseamnă că paleta din partea superioară este cu un deficit de masă. În lăcașul rezervat se introduc prin lipire plăcuțe de plumb. Se procedează similar cu toate cele patru palete până când rotorul se oprește după fiecare impuls de rotație în poziții consecutiv diferite. Întregul rotor a fost echilibrat din punct de vedere static și de asemenea și dinamic având în vedere că grosimea pe direcție axială este mult mai mică decât diametrul rotorului. Greutățile adăugate sunt cu valori apropiate pentru cele patru palete, ceea ce înseamnă că paletele au o omogenitate bună în urma procedurii tehnologice de formare în matriță.

S-a **testat sistemul automat de conducere**. Acesta cuprinde partea electrică și electronică pornind de la generatorul electric cu magneți permanenți antrenat de turbina de vânt și până la conexiunea cu rețeaua electrică în care va debita după expunerea în vânt. Generatorul electric a fost testat la producător și se folosește curba sa de exploatare.

Pentru simularea turbinei de vânt s-a utilizat un ansamblu format dintr-un motor asincron trifazat și un convertizor de frecvență necesar antrenării generatorului la diferite turații. Schema de principiu al întregului ansamblu este prezentată în figura 7.42. Antrenarea trebuie făcută cu turații variabile de la 50 rot/min până la 170 rot/min, prin convertizorul de frecvență s-a alimentat motorul electric.

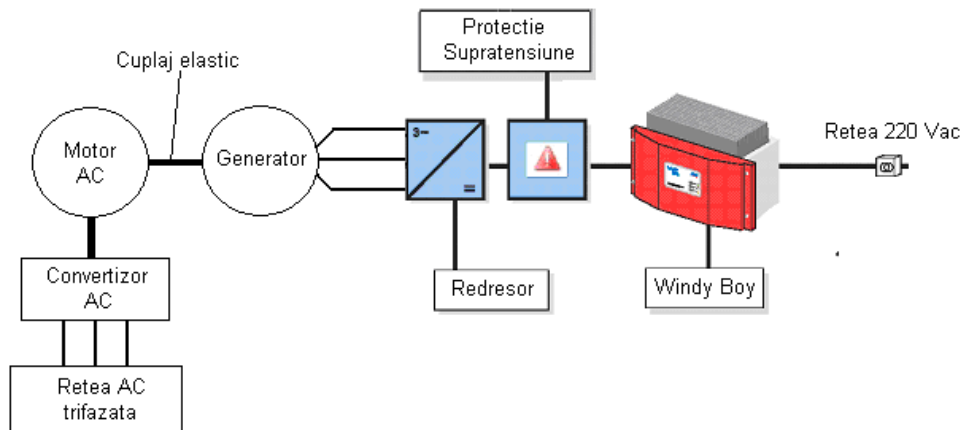


Figura 7.42

Testele efectuate au pus în evidență încadrarea invertorului în parametrii prescriși de producător cu privire la tensiunea (220 V) și curentul cu care a debitat în rețeaua locală. Întreg ansamblu de conversie a energiei eoliene în energie electrică a fost testat pe standul de laborator din figura 7.43.

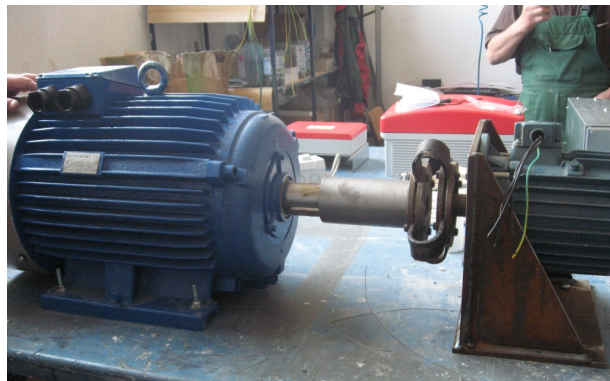


Figura 7.43



Figura 7.44



Figura 7.45



Figura 7.46



Figura 7.47



Figura 7.48



Figura 7.49

Următoarea etapă a constat în **montarea de probă a agregatului** la SC CLAGI SRL După executarea componentelor mecanice și electrice, agregatul a fost montat în uzină pentru a vedea dacă subsansamblele și piesele sunt compatibile între ele la montaj. Ca exemplificare în figurile următoare se disting: agregatului montat pe stâlpul intermediar (figura 7.44), detaliu din zona butucului rotoric (figura 7.45), detaliu din zona de îmbinare generator-rotor (figura 7.46), detaliu din zona mecanismului derivei (figura 7.47), detaliu din zona mecanismului de rotire cu apărătoarea periilor (figura 7.48), detaliu din zona derivei de orientare (figura 7.49).

A urmat apoi **montarea stâlpului de susținere a agregatului pe fundație**. Ridicarea stâlpului a fost precedată de operații pregătitoare. S-a ridicat și pus pe fundație primul tronson al stâlpului. S-au asamblat la sol celelalte două tronsoane și au fost ridicate și acestea. Concomitent s-au introdus în stâlp și scările tip „scară de piscină”. Imagini cu aceste lucrări sunt prezentate în figurile 7.50.

O altă fază a constat în **montarea sistemului de conducere** și realizarea legăturilor pe partea electrică și punerea sistemului în funcțiune (figura 7.51).

După verificarea preliminară a agregatului în fabrică, acesta a fost dezasamblat și ambalat corespunzător pentru transport. A urmat **montajul final al agregatului pe amplasamentul Marga și ridicarea agregatului inițial pe stâlpul intermediar, apoi pe stâlpul de susținere**. Următoarele figuri 7.52 prezintă imagini din timpul acestor operații.



Figura 7.50



Figura 7.51



Figura 7.52 a



Figura 7.52 b

7.5. Alte aspecte legate de agregat 213



Figura 7.53

7.6. Concluziile capitolului 7

În Capitolul 7 al tezei se prezintă un studiu de caz pentru o turbină cu diametru 4,5 m și puterea instalată de 3,5 kW. S-a realizat o primă aplicație directă privind diversificarea și tipizarea turbinelor eoliene cu ax orizontal. S-au pus bazele metodologiei de proiectare folosită pentru agregatul amplasamentului Marga.

Au fost parcurse raționamente și algoritmi tehnici și economici în care modelul fizic al valorificării energiei este doar o componentă în proiectarea agregatelor eoliene. Au fost explicate și date unele detalii ale proiectării turbinei, rezolvând legătura între performanțele energetice și detaliile geometrice ale agregatului.

S-au făcut referiri la numele programelor de calcul folosite și s-au exemplificat valorile care au rezultat, salvate în fișiere. Pentru aceste variante s-au arătat care sunt parametrii care variază și ce valori s-au considerat.

Informațiile permit conturarea unei imagini privind generarea turbinelor de vânt cu performanțe optimizate, oferind raționamente de evaluare a unora dintre parametrii turbinei și a influenței acestora asupra caracteristicilor turbinei. Diversificarea construcției turbinelor și adaptarea lor la oferta amplasamentelor. Programele permit compararea unui număr mare de variante și selectarea unor optime pentru maximizarea producției de energie, dar și a fezabilității și a costurilor.

8. CONTRIBUȚIILE TEZEI

Obiectivele formulate în primul capitol al tezei au fost parcurse sistematic, teza oferind soluții prin modele de calcul ingineresti pentru toate aspectele specifice ale turbinelor de vânt diferențiindu-le în cadrul domeniului general al turbomașinilor. Prin particularitățile lor, acestea generează un domeniu de cercetare și de inginerie distinct. Comisia Electrotehnică Internațională a elaborat două norme principale pentru domeniu, una generală și una pentru turbine mici.

În teză sunt identificate și analizate aceste particularități: rapidități mari față de turbinele hidraulice, diametre mari, construcție fără întubare, densitate mică a fluidului, folosirea de rețea de palete rotorice fără statoare, înecare în atmosfera terestră în zona stratului limită, necesitatea orientării pe direcția vântului, necesitatea protecției agregatelor la vânt mare, poluarea sonoră. Răspunsurile date în teză la problematica generată de aceste particularități au elemente de originalitate prin inovări față de unele metodologii tradiționale. Unele contribuții se referă la întregul domeniu al turbinelor de vânt, altele se referă la turbinele de putere mică amplasate insular.

O primă contribuție se referă la un model de evaluare a energiei valorificabile cu ajutorul unei turbine în raport cu energia cinetică disponibilă a vântului. După o analiză critică a modelului clasic (Betz) este analizat un model nou elaborat în cadrul Centrului de Cercetare pentru Aeroenergetică (CCAIE) din Universitatea „Politehnica” din Timișoara. Acest model a fost prezentat la The 8th International Forum and Conference – Las Vegas USA 2000 și susținut în teza de doctorat din 2001 a D-lui Adrian Bej. În teza de față se susține acest model pentru legătura lui directă cu triunghiurile de viteze ale turbinei și pentru faptul că prin gradul de reacție se oferă o cale de diversificare a turbinelor și mărirea energiei valorificabile.

Principala contribuție a tezei constă în documentarea largă și analiza critică privind dărele turbinelor de vânt pe baza măsurătorilor pe amplasamente, modelări la scară redusă în tunele aerodinamice și simulări în tunele, incluzând și cercetări efectuate în laboratoarele Catedrei de Mașini hidraulice. Prin concluziile acestei analize se răspunde la rezervele formulate de autorii noului model privind eventuale restricții posibil impuse de fenomenele din dâra turbinei. Concluziile certe ale analizei exclud astfel de restricții confirmând aplicabilitatea noului model. Noul model elimină neajunsurile modelului clasic care se bazează exclusiv pe diminuarea vitezei axiale de către un dispozitiv de valorificare și nu ține cont de celelalte fenomene. Prin folosirea modelului clasic nu poate fi modelată o turbină rapidă cu grad de reacție mare care valorifică energie în principal prin căderea presiunii statice și mai puțin prin diminuarea vitezei axiale. Noul model rezolvă această concordanță fizică între model și rețeaua de palete prin prezența în sistemul de ecuații care definește modelul a gradului de reacție, un parametru uzual în domeniul turbomașinilor, reprezentând valoarea relativă a căderii presiunii statice.

În teză se aplică algoritmi și programe pentru calculul triunghiurilor de viteze în funcție de rază după o analiză preliminară care rezolvă și stabilește opțiunile pentru alegerea parametrilor: putere instalată, rapiditate, diametru și turație. În acest scop a fost întocmit un model de calcul pentru curbele adimensionale ale turbinei care permite analize preliminare sistematice pentru stabilirea rapidităților și coeficienților de putere pe baze statistice, o sinteză a

experienței trecute ținând însă seama și de disipațiile din turbină. Astfel se evidențiază distincția între valoarea teoretică a coeficientului maxim de putere oferită de ecuațiile modelului clasic și valorile probabile pe baza experienței în construcția turbinelor. În cazul unor noi proiecte se pot evidenția pe această cale îmbunătățirile de performanțe.

La analiza triumfiurilor de viteze definite pe această cale în funcție de distribuția gradului de reacție în lungul razei, ca efect al valorilor mari ale gradului de reacție, crește deviația necesară a vitezei relative și în consecință crește și valoarea vitezei tangențiale în dâra apropiată. Scăderea vitezei axiale devine secundară ca importanță față de cazul modelului clasic.

În cadrul tezei profilele aerodinamice NACA au fost selectate pe baza catalogului Abboth. Au fost analizate randamentele aerodinamice. În condițiile neîntubării turbinei a fost studiată corecția necesară pentru anvergura finită față de performanțele din catalog oferite pentru anvergura infinită. Au fost aplicate două proceduri. Prima constă în aplicarea modelului Prandtl considerând paleta cu două capete libere: cel de la periferie și cel de lângă butuc. Astfel anvergura s-a considerat aproximativ egală cu raza turbinei (R), iar anvergura relativă a fost calculată în raport cu coarda medie. Astfel au rezultat cele două corecții constante în lungul razei: coeficientul de portanță indus și coeficientul de rezistență indus. Analiza rezultatelor arată că în cazul turbinelor foarte mari cu solidități mici și rapidități mari este posibilă neglijarea influenței de aripă finită. În cazul turbinelor mici, mai ales în condițiile unor rapidități mai mici și solidități mai mari, neglijarea ar duce la erori foarte mari. A doua procedură constă într-un studiu de corectare a modelului Prandtl. Corecția constă în două propuneri originale. Prima propunere constă în asimilarea paletei de turbină cu semiaripa plană din modelul Prandtl motivată de faptul că zona racordării paletei la butuc de fapt nu este un capăt liber. În consecință anvergura similară cu cea din modelul Prandtl este mai corect să fie considerată aproximativ diametrul turbinei (D). A doua propunere constă în introducerea unei funcții de corecție similară cu (τ) din modelul Prandtl pentru aripa neeliptică. Noutatea constă în faptul că această funcție este concepută ca funcție de rază. Astfel atât anvergura relativă cât și funcția de corecție depind de rază și astfel corecțiile calculate devin funcții tot de rază și pot fi transformate în corecții locale în locul celor constante oferite de Prandtl. Acest model corectat este aplicabil și în cuantificarea influenței geometriei speciale a capătului de paletă.

Capătul paletei a fost îndoit (metoda Winglet din aviație) tehnologie aplicată la un prim prototip de turbină de mică putere. Această geometrie a fost studiată în teză pentru două variante: îndoire spre intrados, cu efect dominant de ameliorare a efectului de anvergură finită, și îndoire spre extradosul paletei, cu scopul ameliorării zgomotului aerodinamic. Cele două variante au fost aplicate la două turbine de mică putere în curs de testare pe două amplasamente distincte la Marga, județul Caraș-Severin și Seușa, județul Alba.

Pentru adaptarea turbinei la oferta energetică a amplasamentului în teză au fost analizate metodele de calcul pentru evaluarea producției de energie a unui agregat pentru un an meteorologic mediu. În acest sens a fost construit un model pentru evaluarea constantelor pentru funcția Weibull. În teză a fost elaborată o metodă originală iterativă pentru un model construit în CCAE pe baza unor evaluări statistice din cartea lui Justus C.G. [50] și cercetările profesorului I. Preda. Modelul permite calculul celor trei constante Weibull cu ajutorul unei viteze medii anuale măsurate sau evaluate aproximativ. Folosind aproximațiile lui Justus influențele locale produc diferențe între viteza medie aproximată ca intrare în procesul de calcul

și viteza medie obținută prin integrarea curbei de frecvență rezultată pentru constantele calculate. Astfel de diferențe apar și pentru numărul de ore într-un an. Corecția modelului se realizează în teză prin introducerea unei constante alături de viteza aproximată inițial. Teza propune ca recomandare și introduce constanta de corecție m . În programul de calcul valoarea constantei de corecție se obține printr-un calcul iterativ. Astfel constantele calculate cu ajutorul modelului corectat corespund vitezei medii a curbei de frecvență și timpului standard de 8760 ore/an.

Ultimele două capitole ale tezei asamblează procedurile și programele de calcul pentru diversificarea construcției turbinelor și adaptarea lor la oferta amplasamentelor. Pentru a acoperi întregul ansamblu de procedee utilizate în proiectare, în teză au fost concepute programe de calcul care pornesc de la „modelul nou” prin care este evaluată puterea valorificabilă și finalizează parametrii geometrici ai turbinei. În plus se evaluează curbele caracteristice ale turbinei în funcție de turație și viteza vântului prin momentele și puterea la arbore. Programele, organizate pe grupe, permit compararea unui număr mare de variante și selectarea unor optime pentru maximizarea producției de energie, dar și a fezabilității tehnologice în condițiile scăderii costurilor. Programele originale dezvoltate în teză și aplicate pentru turbina Marga, asamblează o metodologie de proiectare a turbinei de vânt.

În încheierea tezei se prezintă un studiu de caz pentru o turbină cu diametrul de 4,5 / 5 m și puterea instalată de 3,5 kW. Ultimul capitol al tezei prezintă detalii ale acestui proiect, participarea doctorandului la asistența pentru fabricația și instalarea turbinei pe amplasamentul Marga în cadrul unui program coordonat de Conf. Dr. Ing. Teodor Miloș.

Pentru a le scoate în evidență, prezint succint contribuțiile cele mai importante în ordinea în care apar în această prezentare:

- S-a făcut o analiză privind dărele turbinelor de vânt. Concluziile certe ale analizei exclud necesitatea introducerii de restricții, confirmând aplicabilitatea noului model de valorificare a energiei cinetice disponibile a vântului.
- S-au elaborat algoritmi și programe pentru calculul triunghiurilor de viteze în funcție de rază. S-au analizat triunghiurile de viteze în funcție de diferite distribuții ale gradului de reacție în lungul razei.
- A fost întocmit un model de calcul pentru curbele adimensionale ale turbinei ținând seama și de disipațiile din turbină.
- S-au evaluat efectele induse de anvergura finită a paletei; s-au formulat corecții față de modelul aripii plane a lui Prandtl pentru portanță și rezistență aplicabile local în funcție de raza curentă a secțiunilor de calcul.
- S-a introdus o funcție de corecție (f_c) concepută ca funcție de rază, corecțiile calculate au fost transformate în corecții locale, în locul celor constante oferite de Prandtl.
- Capătul paletei a fost îndoit (metoda winglet din aviație) îndoire spre intrados, cu efect dominant de ameliorare a efectului de anvergură finită, și îndoire spre extradosul paletei, cu scopul ameliorării zgomotului aerodinamic.
- S-a elaborat un model pentru evaluarea constantelor pentru funcția Weibull, o metodă originală iterativă de calcul al constantelor. Corecția modelului se realizează în teză prin introducerea constantelor (m) și (n).
- S-au elaborat proceduri și programe de calcul pentru diversificarea construcției turbinelor și adaptarea lor la oferta amplasamentelor;

programele de calcul pornesc de la modelul nou, prin care este evaluată puterea valorificabilă, și finalizează parametrii geometrici ai turbinei.

BIBLIOGRAFIE

1. Bej, A., - *Turbine de vânt*, Editura Politehnica, Timișoara, 2003.
2. Bej, A., Manea, A. - *Some issues concerning wind turbine wake*, Scientific Bulletin of the Politehnica University of Timisoara, Transaction on Mechanics, Tom 52 (66), Fasc 4, pg.15-21, 2007.
3. Gyulai, F., - *Studiul zonelor secundare de cavitație din turbopompe*, Teza de doctorat, UPT, 1972.
4. Bej A., - *Optimizarea construcției turbinelor de vânt cu autoplafonare de putere și frânare aerodinamică*, Teza de doctorat, UPT, 2001.
5. Dubău, C., - *Utilizarea microagregatelor eoliene în componența unor sisteme complexe*, Teza de doctorat, UPT, 2007.
6. Gyulai, F., - *Considerații privind modelele fizice ale valorificării energiei vântului*, Sesiunea ICEFIZ, Progrese în fizică, Timișoara, 1981.
7. Gyulai, F., *Modele diferențiate de calcul pentru agregate și centrale aeroelectrice* – Conferința de mașini hidraulice și hidrodinamica, Vol 5 Agregate aeroelectrice, Timișoara, 1985.
8. Gyulai, F., Galeriu, C.D., - *Modelarea în tunel aerodinamic a dărei agregatelor de vânt* – Revista Energetica nr.11, vol. XXXVII, București, 1989.
9. Gyulai, F., Galeriu, C.D., Bugarschi, A., - *Le modelation des sillages des agregats eoliens sur des modeles tatiques de simulation*, Buletinul Științific al UPT, Tom 36(50), Timișoara, 1991.
10. Gyulai, F., Bej, A., Hentea, T., - *Contribution to aerodynamic optimization of HAWT for mountain sites*, ENERGEX 2000- The 8th International Energy Forum and the Conference of the International Energy Foundation, Las Vegas, USA, 2000.
11. Gyulai, F., - *Pompe, ventilatoare, compresoare*, Vol 1 și 2, Litografia UPT, 1988.
12. Bărglăzan, M., - *Turbine hidraulice și transmisii hidrodinamice*, Editura Politehnica, Timișoara, 1999.
13. Dumitrescu, H., Cordos, V., Dumitrache, A.,- *Aerodinamica turbinelor de vânt*, Editura Academiei Române, 2001.
14. Dumitrescu, H., Georgescu, A., Dumitrache, A., Creangă, V., Popovici, J.S., Ghiță, Gh., Nicolescu, B. - *Calculul elicei*, Editura Academiei Române, București, 1990.
15. Anton, I., - *Turbine hidraulice și transmisii hidromecanice*, Editura Politehnica, Timișoara, 1999.
16. Anton, I., Câmpian, V., Carte, I. - *Hidrodinamica turbinelor bulb și a turbinelor-pompe bulb*, Editura Tehnică, București, 1988.
17. Spera, D. A. - *Wind Turbine Technology*, ASME Press, New York, USA, 1994.
18. Chang, P.K. - *Separation of flow*, Pergamon Press Inc., 1970.
19. Hau, E. - *Windkraftanlagen*, Vol. 1, Spring-Verlag, 1988.
20. Taylor, G.J., *Wake measurements on the Nibe wind turbine in Denmark*, ETSU WN 5020, Denmark, 1990.

21. Magnusson, M., *Near-wake behavior of wind turbines*, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, Vol. 80, No. 1,2, Elsevier Science, Netherlands, 1999.
22. Stepanoff, A.J., - *Centrifugal and axial flow-pumps*, Wiley Publication, New York, USA, 1948.
23. Lissaman, P.E.J., Bate, E.R., - *Energy effectiveness of arrays of wind energy conversion systems*, Aerovironment Report AVFR 7050, 1977.
24. Ainslie, J.F., - *Development of an eddy viscosity model for wind turbine wakes*, Proceedings of the 7th BWEA Conference, Oxford, 1985.
25. Crespo, A., Hernandez, J., Licken, E., - *Validation of turbulence models of wind turbine wakes*, Proceedings of European Community Wind Energy Conference, Denmark, 1988.
26. Wilson, R.E., - *Aerodynamic behavior of wind turbines*, Chapter 5, pp. 215-282, in *Wind Turbines Technology* (Spera D.A.), ASME Press, New York, USA, 1994.
27. Lissaman, P.B.S., - *Wind turbine airfoils and wakes*, Chapter 6, pp. 283-332, in *Wind Turbines Technology* (Spera D.A.), ASME Press, New York, USA, 1994.
28. Cleanfield Energy Corp Brevete internationale *Power Generating System Including Modular Wind Turbine-Generator Assembly* (06775054.7-1267 PCT/CA 2006001255 Eu Patent Office) Co-inventator Gyulai F., 2006.
29. Frost, W., Aspliden, C., - *Characteristics of the wind*, Chapter 8, pp. 371-446, in *Wind Turbines Technology* (Spera D.A.), ASME Press, New York, USA, 1994.
30. Ionescu, D. G., Matei, P., Ancușa, V., Todicescu, Al., Buculei, M., - *Mecanica fluidelor și mașini hidraulice*, Editura Didactică și Pedagogică București, 1983.
31. Stoddard F. S., - *Momentum theory and flow states for windmills*, Wind Technology Journal 1/1997.
32. Thomsen K., Sorensen P., - *Fatigue loads for wind turbines operating in wakes*, Journal of wind engineering and industrial Aerodynamics, vol. 80, No. 1, 2, 1999, Elsevier Science, Netherlands, 1999.
33. Susan-Resiga, R., Bernard, S., Muntean, S., Dănăilă, S., - *Vortex Dominated Flow*, Editura Eurostampa, 2007.
34. Manea, A. S., - *Complemente de hidrodinamica turbomașinilor*, Vol I, Editura Mirton, Timișoara, 2006.
35. De Vries O., Den Blauken M.H.G., - *Wind-Tunnel Tests on a Model of a Two-Bladed Horizontal Axis Wind Turbine*, Vol 1, 2, NAL.NLR The Netherlands, 1979, 1980.
36. Betz, A., - *Einführung in die Theorie der Stromungsmaschinen*, Editura G. Braun, Karlsruhe, Deutschland, 1959.
37. Popa, O., - *Soluționarea problemei mișcării homocore a fluidelor perfecte în prezența elicelor propulsive și a rotoarelor eoliene*, Studii și cercetări de mecanică aplicată, Tom 43, nr. 5-6, Editura Academia RSR, 1984.
38. Popa, O., - *Mecanica fluidelor*, Vol I, II, Editura Tempus, Timișoara, 2007.
39. Bădărău, R., Gyulai, F., - *The necessity to adapt the construction of low power turbines to the power offer of the locations*, The International Conference on Hydraulic Machinery and Equipments Timișoara, Scientific Bulletin of the Politehnica University of Timișoara, Tom 53 (67), 2008.
40. Bădărău, R., Gyulai, F., Bordeasu, I., - *Considerații asupra modelului Weibull folosit în evaluarea potențialului aeroenergetic*, A VIII-a Conferință

- multinațională cu participare internațională, "Profesorul Dorin Pavel-fondatorul hidroenergeticii românești", Sebeș, Vol. 14, 2008.
41. Bădărău, R., Gyulai, F., Bordeășu, I., - *Asupra adaptării construcției turbinelor de vânt de putere mică la oferta amplasamentelor*, A IX-a Conferință Națională multidisciplinară cu participare internațională, "Profesorul Dorin Pavel-fondatorul hidroenergeticii românești, Sebeș, Vol. 15, 2009.
 42. Manea, A. S., Gyulai, F., - *Modeling the performances of small power wind turbines with horizontal axis*, The International Conference on Hydraulic Machinery and Equipments Timișoara, Scientific Bulletin of the Politehnica University of Timișoara, Tom 53 (67), 2008.
 43. LM Glasfiber march 2009 NewsLetter, Denmark.
 44. Ross, J.N. - *The measurement of the strength of tip vortices shed from a model wind-turbine*, CERL Note No TPRD/2514.N83, 1983.
 45. Alfredsson, P.H., Dahlberg, J.A., Bark F.H., - *Some properties of the wake behind horizontal axis wind-turbines*, Proceeding of 3rd International Symposium on Wind Energy Systems, Lyngby, Denmark, 1980.
 46. Milborrow, D.J., Ross, J.N., - *The influence of turbulence and rotor thrust on wind turbine wake characteristics*, CERL Memorandum No. TPRD/L/AP/0098/M83, 1983.
 47. Vermeulen, P.E.J., Builtjes, P.J.H., - *Mathematica modelling of wake interactions in wind - turbine arrays*, part 1 TNO Report No 81-01473, 1981
 48. Abramovici, G.N., - *The theory of turbulent jets*, MIT Press, 1963.
 49. Crespo, A., Manuel, F., Moreno, D., Fraga, E., Hernandez, J., - *Numerical analysis of wind-turbine wakes*, Proceedings of the Delphi Workshop on Wind Energy Application, Greece, 1985.
 50. Justus, C.G., - *Winds and Wind System Performance*, The Franklin Institute Press Philadelphia, Pennsylvania, 1978.
 51. Martens, L.K., - *Mashinostroenie* - Tom 12, Moskva, URSS, 1949.
 52. Preda, I., Santau, I., - *Experimental Researches Concerning the Wind Speed Distribution in Semenic Massif*, The Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics, Timișoara, Romania, 1998.
 53. Gyulai, F., Bej, A., - *Wind Potential Informatics*, Symposium "Hidroinformatica", Hidrotim SA, Timișoara, Romania, 2002.
 54. Bej, A., Gyulai, F., - *Approximate Evaluation of Wind Power Database for Site Semenic*, Scientific Bulletin of the Politehnica University of Timișoara Transactions on Mechanics Special issue, The 6th International Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics Timișoara, Romania, October 21-22, 2004.
 55. Gyulai, F., - *Mathematical Models for Dynamic Study of Wind Turbines*, The 6th International Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics Timișoara, 2004.
 56. BWE *Wind Energy Market 2007/2008*.
 57. Gruber, J., - *Ventilatoare Muszcki kiado*, Budapest, 1968.
 58. Johansen, J., Sorensen, N. N., - *Aerodynamic investigation of Winglets on Wind Turbine Blades using CFD*, Technical Report Risø-R-1543(EN), Risø National Laboratory, Roskilde, Denmark, 2006.
 59. Johansen, J., Sorensen, N. N., - *Numerical Analysis of Winglets on Wind Turbine Blades using CFD*, Risø National Laboratory, 2003.
 60. Richter, F., Rische, T., - *Design of winglets for retrofitting wind turbine rotor blades*, Cp.max Rotortechnik GmbH & Co. KG, Dresden, Germany, 2005.

61. Ferrer, E., Munduate, X., - *Wind turbine blade tip comparison using CFD*, Journal of Physics: Conference Series 75, The Science of Making Torque from Wind IOP Publishing, 2007.
62. Ionescu, D., - *Introducere în teoria stratului limită*, Editura Politehnica Timișoara, 2002.
63. Proiect MAVA 3416/21-036/2007 - *Deservirea energetică a unei comunități locale utilizând curenții de aer*.
64. Abbott I. H., Doenhoff A. E., - *Theory of Wind Sections*, Dover publ New York 1958.
65. Zidaru G., - *Mișcări potențiale și hidrodinamica rețelelor de profile*, Editura Didactica și Pedagogică București, 1981.
66. Gipe P., - *Wind Energy Basics*, Chelsea Green Publishing Company, White River Junction, Vermont, USA, 2009.
67. Ghionea G., - *Proiectare asistată în CATIA V5, elemente teoretice și aplicative*, Editura Bren, 2007.
68. Vermeer L.J., Sorensen J.N., Crespo A., - *Wind turbine wake aerodynamics*, Progress in Aerospace Sciences 39 (2003) 467-510, 2003.
69. Miloș T., Gyulai F., - *CAD technique for blade design of small power wind turbine*, The International Conference on Hydraulic Machinery and Equipments Timisoara, Scientific Bulletin of the Politehnica University of Timisoara Transactions on Mechanics, Special Issue ISSN 1224-6077; Tom 53 (67), October 16-17, 2008.
70. Divone L.A., - *Evolution of modern wind turbine /Wind turbine technology*, ASME Press, New York, USA, 1994.
71. Noakes K., - *A practical guide to the use of reinforced plastics*, Crowood Press, 1998.
72. Murphy J., - *The Reinforced Plastics Handbook*, Elsevier Press, 1998.
73. Wind Blatt, - *The Enercon Magazine*, no. 6, ENERCON GmbH Aurich, Germany, 2004.
74. Corbin A., Little M., - *Fibre glass wind turbine blade manufacturing guide*, Engineers Without Borders (EWB-UK) & Sibol ng Agham at Teknolohiya (SIBAT-Philippines), 2008.
75. Gourieres - *Energie eolienne*, Ed. Eyrolles, Paris, 1980.
76. Martens, L.K. - *Mashinostroenie* - Tom 12, Moskva, URSS, 1949.
77. Gruber, J., Blaho, M. - *Mecanica fluidelor* (în limba maghiară) *Toukonyvkiado*, Budapest, 1956.
78. Ghiban, B., Bordeasu, I., Ghiban, N., Bădărău R., Hadar, A., Serban, N., *Some aspects of cavitation damages in austenitic stainless steels*, Annals of DAAAM for 2008 Proceeding of the 19-th International DAAAM Symposium, Trnava, Slovakia, 2008.
79. Bordeasu, I., Karabenciov, A., Jurchela, A. D., Bădărău, R., Balasoiu, V., Mitelea, I., Ghiban, B., *Considerations on the influence of Nickel on the cavitation damage to stainless steel by 0.1% carbon content and constant chrome content*, Metalurgia International, Volume 14, 2009.
80. Miloș T., Bej A., Dobândă E., Manea A., Bădărău R., Stroiță D., *Blade Design Using CAD Technique for Small Power Wind Turbine*, IEEE International Joint Conferences on Computational Cybernetics and Technical Informatics, ICCCONTI 2010.
81. Bădărău R., Gyulai F., Miloș T., Bordeasu I., *The diversification of low power wind turbines. The Weibull method for the frequency distribution curve for*

-
- the energetic site offer*, "D.T.M.M. - 2010", Iași, România, Buletinul Institutului Politehnic Iași, Tomul LVI, (LX), Fasc. 2b, 2010.
82. Miloș T., Gyulai F., Dobândă E., Manea A., Bădărău R., Stroiță D., *Wind power set of small powers for the emplacement with moderate wind, the international scientific conference design, technology and management in manufacturing*, "D.T.M.M. - 2010", Iași, România, Buletinul Institutului Politehnic Iași, Tomul LVI, (LX), Fasc. 2b, 2010.
83. Bădărău, R., Gyulai, F., Bordeășu, I., - *Asupra modelului din dâra aerodinamică creată de turbina de vânt*, Buletinul AGIR, nr.2-3, management calitate-mediu, 2009.