

# **UTILIZAREA MICROAGREGATELOR EOLIENE ÎN COMPONENTA UNOR SISTEME COMPLEXE**

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

**Ing. Călin Gavril Dubău**

Conducător științific:  
Referenți științifici:

prof.univ.dr.ing. Francisc Gyulai  
prof.univ.dr.ing. Viorel Câmpian  
prof.univ.dr.ing. Gheorghe Ionescu  
conf.univ.dr.ing. Teodor Miloș

Ziua susținerii tezei: 26.01.2007

Seriile Teze de doctorat ale UPT sunt:

- |                        |   |
|------------------------|---|
| 1. Automatică          | 7. Inginerie Electronică și Telecomunicații |
| 2. Chimie              | 8. Inginerie Industrială                    |
| 3. Energetică          | 9. Inginerie Mecanică                       |
| 4. Inginerie Chimică   | 10. Știința Calculatoarelor                 |
| 5. Inginerie Civilă    | 11. Știința și Inginerie Materialelor       |
| 6. Inginerie Electrică |   |

Universitatea „Politehnica” din Timișoara a inițiat seriile de mai sus în scopul diseminării expertizei, cunoștințelor și rezultatelor cercetărilor întreprinse în cadrul școlii 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

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 utilizarea obținută în scris din partea Universității „Politehnica” din Timișoara. Toate încălcările acestor drepturi vor fi penalizate potrivit Legii române a dreptului de autor.

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

## Cuvânt înainte

Domeniul aeroenergeticii a devenit în ultimele decenii unul de interes pe plan mondial prin investiții masive în centrale aeroelectrice industriale. Cercetarea științifică și evoluția tehnologică a agregatelor aeroelectrice s-a dezvoltat în mai multe direcții. În domeniul agregatelor mici, realizările tehnologice sunt mai puțin spectaculoase decât în cazul agregatelor mari, unde se poate vorbi de o maturizare de natură tehnică. Multe informații în acest domeniu sunt la nivelul unor modele de cercetare și al invențiilor, iar dezvoltarea pieței și consolidarea soluțiilor tehnice sunt dependente de fiabilitatea ridicată, automatizarea și alte condiții tehnice care să conducă la contribuții în selectarea unor soluții tehnice competitive pentru piața aflată în formare.

Elaborarea acestei teze de doctorat este rezultatul unei perioade de munci asiduă depusă pe parcursul mai multor ani, iar rezultatul final este rodul conlucrării cu colectivul Centrului de Cercetare în Aeroenergetică al Facultății de Mecanică din cadrul Universității „Politehnica” – Timișoara, unde cu contribuția colegilor a fost posibilă finalizarea prezentei lucrări.

Mulțumiri deosebite se cuvin conducătorului de doctorat prof. dr. ing. Francisc Gyulai pentru sprijinul oferit, precum și pentru răbdarea, ajutorul și atenția dovedite pe tot parcursul perioadei de studii doctorale. În toată această perioadă m-am bucurat de sprijinul și înțelegerea colegilor din cadrul colectivului de cercetare șef lucrări dr. ing. Bej Adrian, și tehnician principal Potorac Ioan. Doresc să mulțumesc de asemenea referenților pentru sugestii și ajutorul calificat la redactarea prezentei lucrări. Nu în ultimul rând apreciez ca esențial suportul moral și financiar pe care l-am avut în tot acest timp din partea familiei.

Timișoara, ianuarie 2007

Ing. Călin Gavril Dubău

Soției și fiului meu,

Dubău, Călin Gavril

**Utilizarea microagregatelor eoliene în componența unor sisteme complexe**

Teze de doctorat ale UPT, Seria 9, Nr. 1, Editura Politehnica, 2007, 270 pagini, 108 figuri și grafice, 172 tabele.

ISSN:

ISBN (10): ; ISBN (13):

Cuvinte cheie:

microagregate eoliene, sisteme energetice complexe, sistem hibrid, turbine eoliene cu ax vertical și cu ax orizontal, surse de energie, oferta amplasamentelor energetice, putere instalată, modelul Weibull cu trei constante, coeficient de putere, arie expusă, rapiditate, număr de palete, putere nominală, grad de reacție, soliditate, calcul aerodinamic, geometria turbinei, curbe caracteristice adimensionale, curbe de exploatare, producție de energie.

Rezumat:

Teza de doctorat este orientată spre domeniul agregatelor eoliene mici și aduce contribuții în metodologia selectării soluțiilor tehnice competitive pentru piața în formare. Agregatul aeroelectric compus din turbina eoliană, generatorul electric și sistemul de conducere-protecție, este analizat ca o componentă a sistemelor energetice complexe în care conlucrează mai multe tipuri de surse. Lucrarea analizează această încadrare a agregatelor eoliene mici în sistemele complexe și face o evaluare a consumului de energie pentru oferta energetică a amplasamentelor de interes pentru aceste microagregate. Se aprofundează, în teză, utilizarea modelului Weibull cu trei parametrii, utilizându-se o metodologie de generare a acestor constante cu ajutorul vitezelor medii evaluate pentru un amplasament. Pentru evaluarea puterii valorificabile de către turbina de vânt se demonstrează aplicabilitatea în proiectarea practică a unei noi metode, care constă în influențarea puterii valorificate prin gradul de reacție al turbinei. Analiza comparativă prezentată în lucrare arată că prin alegerea adecvată a gradului de reacție al turbinei pot fi obținute performanțe superioare față de metodele clasice de tip Betz.

Soției și fiului meu,

Dubău, Călin Gavril

**Utilizarea microagregatelor eoliene în componența unor sisteme complexe**

Teze de doctorat ale UPT, Seria 9, Nr. 6, Editura Politehnica, 2007, 270 pagini, 108 figuri și grafice, 172 tabele.

ISSN: 1842-4937

ISBN: 978-973-625-408-6

Cuvinte cheie:

microagregate eoliene, sisteme energetice complexe, sistem hibrid, turbine eoliene cu ax vertical și cu ax orizontal, surse de energie, oferta amplasamentelor energetice, putere instalată, modelul Weibull cu trei constante, coeficient de putere, arie expusă, rapiditate, număr de palete, putere nominală, grad de reacție, soliditate, calcul aerodinamic, geometria turbinei, curbe caracteristice adimensionale, curbe de exploatare, producție de energie.

Rezumat:

Teza de doctorat este orientată spre domeniul agregatelor eoliene mici și aduce contribuții în metodologia selectării soluțiilor tehnice competitive pentru piața în formare. Agregatul aeroelectric compus din turbina eoliană, generatorul electric și sistemul de conducere-protecție, este analizat ca o componentă a sistemelor energetice complexe în care conlucrează mai multe tipuri de surse. Lucrarea analizează această încadrare a agregatelor eoliene mici în sistemele complexe și face o evaluare a consumului de energie pentru oferta energetică a amplasamentelor de interes pentru aceste microagregate. Se aprofundează, în teză, utilizarea modelului Weibull cu trei parametrii, utilizându-se o metodologie de generare a acestor constante cu ajutorul vitezelor medii evaluate pentru un amplasament. Pentru evaluarea puterii valorificabile de către turbina de vânt se demonstrează aplicabilitatea în proiectarea practică a unei noi metode, care constă în influențarea puterii valorificate prin gradul de reacție al turbinei. Analiza comparativă prezentată în lucrare arată că prin alegerea adecvată a gradului de reacție al turbinei pot fi obținute performanțe superioare față de metodele clasice de tip Betz.

## CUPRINS

<b>Cap. 1. INTRODUCERE.....</b>	<b>7</b>
<b>Cap. 2. DOCUMENTARE GENERALĂ PRIVIND TURBINELE EOLIENE.....</b>	<b>10</b>
<b>2.1. Turbina de vânt.....</b>	<b>10</b>
2.1.1. Performanțele turbinelor de vânt.....	10
2.1.2. Profile aerodinamice - caracteristici geometrice și energetice.....	13
2.1.3. Parametri caracteristici ai turbinelor eoliene.....	16
<b>2.2. Proiectarea turbinelor de vânt.....</b>	<b>18</b>
2.2.1. Analize și decizii preliminare.....	18
2.2.2. Proiectarea aerodinamică a paletelor.....	19
2.2.3. Proiectarea structurii de rezistență mecanică.....	21
2.2.4. Recapitularea unor relații citate în textele din subcap. 2.2.....	21
<b>2.3. Curbe caracteristice ale turbinelor de vânt.....</b>	<b>22</b>
a) Curbele de exploatare.....	22
b) Curbele adimensionale.....	23
<b>2.4. Tipuri de agregate și sisteme eoliene.....</b>	<b>26</b>
2.4.1. Informații generale privind aplicațiile rurale.....	26
a) Turbine eoliene cu ax orizontal.....	26
b) Turbine eoliene cu ax vertical.....	27
2.4.2. Problematika turbinelor de mică putere destinate aplicațiilor rurale.....	32
<b>2.5. Concluziile documentării.....</b>	<b>35</b>
<b>Cap. 3. EVALUĂRI ALE NECESARULUI DE ENERGIE ÎN GOSPODĂRIILE RURALE....</b>	<b>37</b>
<b>3.1. Evaluarea consumului energetic în zonele rurale.....</b>	<b>38</b>
<b>3.2. Concluzii la capitolul 3.....</b>	<b>43</b>
<b>Cap. 4. SISTEME HIBRIDE PENTRU SURSELE DE ENERGIE DESTINATE MEDIULUI RURAL.....</b>	<b>44</b>
<b>4.1. Componente ale sistemelor hibride.....</b>	<b>44</b>
<b>4.2. Agregate eoliene în componența sistemelor hibride.....</b>	<b>48</b>
<b>4.3. Concluzii la capitolul 4.....</b>	<b>49</b>
<b>Cap. 5. EVALUAREA REGIMULUI VÂNTULUI ÎN CONDIȚIILE GOSPODĂRIILOR RURALE.....</b>	<b>50</b>
<b>5.1. Vântul și energia vântului.....</b>	<b>50</b>
<b>5.2. Mărimi complementare vitezei vântului.....</b>	<b>55</b>
<b>5.3. Metodologia de evaluare a ofertei amplasamentelor pentru mediul rural.....</b>	<b>56</b>
<b>5.4. Analize energetice.....</b>	<b>61</b>
<b>5.5. Concluziile capitolului 5.....</b>	<b>64</b>
<b>Cap. 6. PARAMETRII AGREGATELOR EOLIENE SUPUSE ANALIZEI COMPARATIVE ȘI CRITERIILE DE COMPARAȚIE.....</b>	<b>65</b>
<b>6.1. Adaptarea turbinelor la cerințele specifice gospodăriilor rurale.....</b>	<b>65</b>
<b>6.2. Criteriile de comparație ale agregatelor eoliene.....</b>	<b>67</b>
<b>6.3. Bilanțuri energetice.....</b>	<b>69</b>
<b>6.4. Concluziile capitolului 6.....</b>	<b>70</b>

<b>Cap. 7. PREZENTAREA TURBINEI V2500.....</b>	<b>71</b>
<b>7.1. Componenta agregatului și caracteristicile tehnice ale acestuia.....</b>	<b>71</b>
7.1.1. Turbina de vânt – descriere.....	71
7.1.2. Prezentarea generatorului electric al turbinei cu ax vertical.....	72
7.1.3. Componenta agregatului aeroelectric.....	76
<b>7.2. Moduri de exploatare ale agregatului cu ax vertical.....</b>	<b>79</b>
7.2.1. Modul de exploatare.....	79
7.2.2. Recomandări pentru sistemul de conducere.....	79
7.2.3. Regimurile de exploatare.....	80
<b>7.3. Concluzii ale capitolului 7.....</b>	<b>82</b>
<b>Cap. 8. STUDIUL DE ÎMBUNĂTĂȚIRE A PERFORMANȚELOR TURBINEI V2500.....</b>	<b>83</b>
<b>8.1. Cuplajul dintre turbină și generator.....</b>	<b>83</b>
<b>8.2. Concepte tehnice privind cuplajele centrifugale cu saboți.....</b>	<b>83</b>
<b>8.3. Elemente de calcul – precizări privind funcționarea cuplajului centrifugal dintre turbină și generator.....</b>	<b>89</b>
<b>8.4. Concluzii la capitolul 8.....</b>	<b>93</b>
<b>Cap. 9. PROIECTAREA TURBINEI H2500.....</b>	<b>94</b>
<b>9.1. Documentare privind agregatele de mică putere existente pe piață.....</b>	<b>95</b>
<b>9.2. Proiectarea turbinei cu ax orizontal.....</b>	<b>109</b>
<b>9.3. Proiectarea paletajului turbinei cu ax orizontal.....</b>	<b>117</b>
<b>9.4. Calculul profilului paletelor turbinei H2500.....</b>	<b>150</b>
<b>9.5. Concluzii la capitolului 9.....</b>	<b>161</b>
Anexa 1 - Variante de calcul turbina orizontală.....	164
Anexa 2 - Variante suplimentare.....	196
Anexa 3 - Grafice $C_y/l/t = f(r)$ pentru variantele analizate.....	212
Anexa 4 - Grafice suprapuse $C_y/l/t = f(r)$ .....	220
<b>Cap. 10. STUDIU COMPARATIV AL CELOR DOUĂ TIPURI DE TURBINE, CU AX VERTICAL ȘI CU AX ORIZONTAL.....</b>	<b>222</b>
<b>10.1. Costul de fabricație.....</b>	<b>222</b>
<b>10.2. Producții de energie pentru cele două agregate.....</b>	<b>224</b>
10.2.1. Turbina cu ax vertical prototip – producția de energie.....	225
10.2.2a. Turbina cu ax vertical – producția de energie.....	233
10.2.2b. Turbina cu ax orizontal proiect – producția de energie.....	244
10.2.3. Comparația producției de energie pentru turbinele cu ax vertical și ax orizontal.....	255
<b>10.3. Concluzii privind performanțele funcționale și energetice ale agregatelor.....</b>	<b>262</b>
<b>Cap. 11. CONCLUZII ȘI CONTRIBUȚII.....</b>	<b>263</b>
<b>Bibliografie.....</b>	<b>267</b>
<b>Anexă 1.....</b>	<b>270</b>

## Capitolul 1. INTRODUCERE

În prezent nu se mai pune întrebarea dacă energia vântului poate fi valorificată sau cu ce tehnologie. La aceste întrebări s-au dat răspunsuri în ultimele două decenii. Actualmente în lume funcționează cca. 100.000 agregate aeroelectrice cu puteri de câteva zeci, sute sau chiar peste 1000 kW grupate în centrale aeroelectrice compuse din sute de agregate. [17] [19]

Există o piață extinsă a agregatelor eoliene și a energiei produse de acestea; pe lângă agregatele mijlocii și mari din centralele (fermele) aeroelectrice, zeci de mii de agregate de putere mică sunt utilizate în sute de țări ale lumii, pentru producerea de electricitate, pomparea apei, încălzirea locuințelor sau alte utilități. [17] [19]. Aceste microagregate funcționează de obicei autonom, dar pot fi angrenate în diverse sisteme energetice complexe, având multiple posibilități de utilizare.

Restrângerea surselor tradiționale (cărbune, petrol, gaze naturale etc.) cât și scumpirea lor, este motivația clasică a dezvoltării surselor regenerabile, alături de protecția mediului prin micșorarea emisiunii gazelor cu efect de seră, care devine în prezent o motivație la fel de importantă. Monitorizarea reducerii acestor emisiuni este promovată puternic prin hotărâri ale ONU, și multe țări iau în serios avertismentele ecologice. [17] [19].

Pe lângă aceste elemente, promovarea surselor alternative de energie poate conduce la dezvoltarea unor zone cu potențial energetic specific (eolian, solar, biogaz etc.). Se motivează astfel interesul pentru sursele regenerabile, prin convingerea că ele vor constitui o componentă importantă în structura consumului la mijlocul secolului XXI; Se prognozează pentru viitor, într-un studiu al Grupului Industrial Shell următoarea structură a surselor energetice (în % din cererea totală de energie): "regenerabile identificate 39%, regenerabile neidentificate 18%, nucleare și hidro 11%, produse petroliere 18%, cărbune 11%, biomasă tradițională 3%", cifre care vorbesc de la sine.

Potențialul valorificabil teoretic pentru vânt, raportat la întreaga suprafață terestră, este evaluat la 130 miliarde kW putere medie. Particularizând aceste valori, pentru suprafața României ar reveni circa 60 milioane kW, valoare mai mare decât actuala putere medie a sistemului energetic din țară. [19] Aceste valori sunt orientative, dar ele pun în evidență importanța dezvoltării acestor resurse, prin implementarea unor soluții tehnice viabile, care să asigure exploatarea optimă a acestor potențiale.

Evaluări ale Institutelor de specialitate din România pentru puterea economică valorificabilă din vânt, sunt de același ordin de mărime cu cea hidroenergetică. Costul energiei produse în centrale eoliene este foarte apropiat de cel al actualelor centrale termoelectrice. [17] [19], diferența fiind determinată de modul de exploatare. Dacă se ține seama și de poluare, avantajul devine net în favoarea sursei eoliene.

Toate aceste informații presupun acordarea unui sprijin substanțial stimulării pe diferite căi a dezvoltării surselor regenerabile de energie, urmărind în acest sens cercetările științifice, activitățile demonstrative și a celor legislative, pentru producerea de energie eoliană prin noi generații de tehnologii. Aceste aspecte pot fi exploatate prin studii aprofundate, o parte dintre acestea fiind concentrate în această lucrare.

Evaluările de fezabilitate și eficiență economică se bazează în principal pe doi factori: [19]



## Cap. 1. INTRODUCERE

---

- informații privind regimul vântului pe un amplasament;
- informații privind agregatul de vânt care transformă energia cinetică a curentului de aer într-o altă formă de energie (electrică, hidraulică, mecanică, etc.).

Aceste evaluări sunt în mare parte determinate de factorii locali, privind potențialul eolian sau oferta amplasamentului, respectiv construcția agregatului (cu ax vertical sau orizontal) în procesul de transformare energetică.

În cazul aplicațiilor casnice (puteri mici), eficiența economică nu este atât de evidentă ca și în cazul agregatelor de mare putere. Intervine evaluarea confortului (minimal-maximal) sau comparații cu costul unei linii electrice pe distanțe mari până la localități montane disperse situate departe de liniile de înaltă tensiune zonale. Aceste elemente, – confortul respectiv comparațiile –, determină în mod direct evaluarea optimă a parametrilor energetici. Alimentarea cu energie electrică a unor gospodării și localități izolate ar trebui să fie tratată în categoria drepturilor omului. [19], ținând seama de progresul tehnologic al societății contemporane.

În cadrul acestor obiective economice, cele tehnice constau în maximizarea energiei valorificate și minimizarea costurilor prin soluții tehnice adecvate, fiabilități ridicate, mentenabilitate bună. Soluțiile tehnice cu complexitate redusă s-au dovedit competitive pe piețele moderne. Aceste obiective primesc aspecte particulare în funcție de destinația agregatului. În cazul producerii de electricitate de exemplu, se urmărește maximizarea energiei livrate în cursul unui an. [17] [19]

Apar particularități și în funcție de posibilitatea conectării agregatelor la o rețea electrică. Conectarea agregatelor aeroelectrice la o rețea electrică națională sau locală suficient de puternică are o serie de avantaje. Frecvența de 50 Hz și în consecință turația agregatelor este asigurată de rețeaua electrică și centralele clasice conectate la aceasta. Rețeaua asigură și curentul reactiv necesar pentru generatoarele electrice de regulă asincrone. [17] [19]. Toate acestea definesc stabilitatea sistemului, în condițiile definite.

În absența rețelei electrice se constituie un sistem insular în care agregatul aeroelectric este doar o componentă. Vântul, fiind un fenomen aleator care nu este corelat cu curbele de consum, este necesară includerea în sistem a unor elemente de stocare a energiei sau a unor surse de energie complementare. Stocarea este posibilă prin acumulatoare electrice, prin pompare de apă sau comprimare de aer. Soluțiile de stocare fiind multiple, problema este definită de funcționalitatea sistemului în situațiile date.

Aceste informații ne conduc la o analiză privind necesarul de energie electrică în zonele rurale. În marea lor majoritate, localitățile din mediul rural sunt racordate la rețeaua națională de energie electrică, respectiv la rețeaua de joasă tensiune, existând totuși zone izolate care nu sunt racordate la rețeaua națională. [19]

Problemele care apar sunt concretizate prin câteva teme de analiză, privind valorificarea energiei eoliene, respectiv utilizarea microagregatelor eoliene în componența unor sisteme complexe, care este subiectul lucrării de doctorat.

În ultimii ani, în condițiile scumpirii combustibililor, ca surse primare de producere a energiei, a apărut interes pentru economisirea energiei, chiar și în zonele bogate ale lumii. Țări mai dezvoltate (ex: Canada, Australia, etc.) au rezolvat accesul la electricitate al așezărilor izolate prin grupuri termoelectrice, investiții sprijinite prin politici de taxe, accesul la electricitate fiind considerat un drept civic. Și în aceste locuri există preocupări pentru completarea acestora cu componente de surse regenerabile în scopul reducerii costului energiei și încadrarea în politica de scădere a emisiunii gazelor cu efect de seră. [19]

## Cap. 1. INTRODUCERE

---

Centrul de Cercetare pentru Aeroenergetică din Universitatea Politehnică Timișoara a acordat consultanță unor centre de promovare a agregatelor mici din Italia și colaborează cu un consorțiu din Canada care urmărește echiparea caselor noi cu agregate de vânt pentru a economisi energie, chiar și în zonele electrificate. Promovarea acestor idei au la bază premiza că, soluțiile tehnice sunt îndreptate spre maximizarea energiei valorificate și minimalizarea costurilor adecvate unor amplasamente existente. Teza aduce contribuții în acest domeniu.

Teza de doctorat are ca obiectiv, identificarea unor căi de ieftinire a agregatelor destinate mediului rural, privind valorificarea energiei eoliene în componența unor sisteme complexe. În acest cadru se urmărește compararea critică a agregatelor de mică putere cu ax vertical și orizontal. Procesul de optimizare privind construcția turbinelor eoliene, constituie o preocupare continuă a cercetătorilor și producătorilor de agregate eoliene, având ca finalitate soluții capabile să realizeze o maximizare a eficienței economice ale acestora.

Pentru îndeplinirea acestui deziderat, lucrarea cuprinde o documentare generală privind turbinele eoliene, o evaluare a necesarului de energie în gospodăriile rurale corelată cu evaluarea regimului vântului în condițiile acestor gospodării, urmată de o prezentare privind diversificarea sistemelor hibride aplicabile în mediul rural. În cadrul tezei se fundamentează argumentele pentru opțiuni în ce privește turbina de vânt, comparând soluții cu ax vertical și orizontal.

Un argument ce susține importanța și actualitatea subiectului abordat în teză, este și opțiunea clar exprimată de România spre integrarea în Uniunea Europeană, fapt care va genera dezvoltarea domeniului energetic și va redeschide interesul față de sursele noi de energie, ca o alternativă la sursele clasice și poluante de energie. În acest sens, sursa eoliană de energie, nepoluantă, este un exemplu important și elocvent în același timp.

## Capitolul 2. DOCUMENTARE GENERALĂ PRIVIND TURBINELE EOLIENE

### 2.1. Turbina de vânt

În cadrul agregatelor aeroelectrice, turbina de vânt este componenta care asigură realizarea conversiei energiei cinetice a vântului, în energie mecanică utilizabilă la arborele turbinei, prin interacțiunea dintre curentul de aer și paletajul rotoric. Puterea transformată apare sub formă de moment ( $M$ ) și viteză de rotație ( $\omega$  – viteză unghiulară),  $P = M \omega$ .

Problematika tezei fiind orientată spre microagregate eoliene, trebuie precizat faptul că există o mare diversitate de turbine, cunoscute după diferite criterii de clasificare, iar performanțele fiecărei mașini eoliene, sunt reflectate prin curbele caracteristice de funcționare, care sunt influențate de o gamă mare de parametri ce intervin asupra performanțelor turbinei de vânt. Acești parametri necesită o analiză complexă privind identificarea unor soluții optime de turbină, care să funcționeze în anumite condiții.

Tipurile de turbine hidraulice sunt ordonate pe baza criteriilor de asemănare cinematică, [21] [23] prin mai multe forme ale funcțiilor caracteristice și anume viteză unghiulară caracteristică (adimensională), turația caracteristică, turația specifică.

În cazul turbinelor de vânt, se utilizează o formă specifică a funcției caracteristice mai simplă; aceasta este definită ca raport între viteza periferică a vârfului paletei și viteza vântului:

$$\lambda = \frac{u_R}{v}$$

$u_R$  : viteza periferică la vârful paletei ( $u_R = \omega R$ )

$v$  : viteza vântului

Cu ajutorul ei pot fi ordonate caracteristicile aerodinamice ale turbinelor de vânt. Acest număr caracteristic este denumit frecvent "rapiditate". Rapiditatea turbinelor de vânt este mult superioară față de cele mai rapide turbine hidraulice.

#### 2.1.1. Performanțele turbinelor de vânt

Turbina de vânt este alcătuită în esență, dintr-un rotor, fixat pe un arbore de susținere, compus din butuc și un paletaj rotoric, format din una sau mai multe pale. Organul activ al turbinelor eoliene care realizează cantitatea de energie convertită este pala. De alegerea unei anumite geometrii depinde realizarea performanțelor aerodinamice, cinematica și curbele energetice ale turbinei eoliene. Conversia energiei eoliene se realizează prin interacțiunea dintre curentul de aer și suprafața solidă a palei.

## 2.1. Turbina de vânt

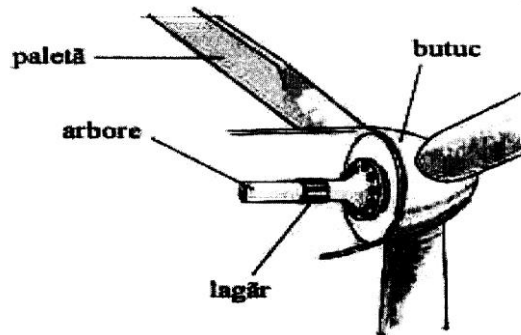


Figura nr. 2.1. Componenta turbinei de vânt

La elaborarea geometriei palei sunt utilizate contururi optimizate (profile aerodinamice) alese și poziționate astfel încât performanțele obținute pentru anumite condiții specifice amplasamentului, să fie optime. Momentul de interacțiune dintre paletaj și curentul de fluid rezultă din forțele aerodinamice de portanță și rezistență, realizate de conturul profilelor aerodinamice. Realizarea unor randamente aerodinamice acceptabile presupune, utilizarea de profile aerodinamice performante.

Punerea în evidență a posibilităților de optimizare aerodinamică se poate face pornind de la analiza unui corp oarecare amplasat într-un curent de aer, având o viteză  $\vec{V}_\infty$  (viteza amonte neperturbată de prezența obstacolului), care se identifică de regulă prin cele două componente ale forțelor aerodinamice și anume: componenta pe direcția vitezei vântului – forța de rezistență ( $F_x$ ), respectiv componenta perpendiculară pe direcția vitezei vântului – forța portantă ( $F_y$ ).

Prin însumarea vectorială  $\vec{F} = \vec{F}_x + \vec{F}_y$  se poate calcula rezultanta al cărei punct de aplicație este denumit centrul de presiune; este punctul în care torsorul forțelor aerodinamice elementare se reduce la o singură forță rezultantă.

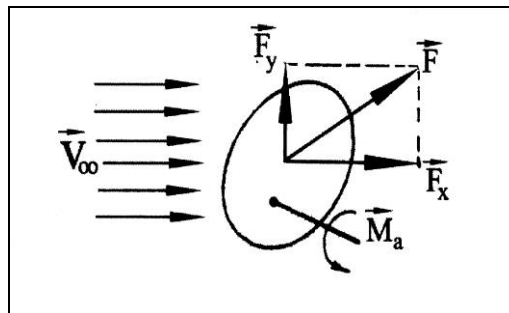


Figura nr. 2.2. Forțe aerodinamice produse de curentul de fluid asupra corpului imers

Concluzia privind schimbul de energie între curentul de fluid și motorul eolian este concretizată prin faptul că acesta se poate realiza atât cu ajutorul forțelor de rezistență cât și cu cel al forțelor portante, iar pe lângă componentele motoare apar simultan și componente de forțe cu efect negativ, care produc disipații.[5]

## Cap. 2. DOCUMENTARE GENERALĂ PRIVIND TURBINELE EOLIENE

Pentru determinarea forțelor aerodinamice și a momentului aerodinamic, se operează cu formule care conțin coeficienți adimensionali, concretizate în relații de asemănare geometrică și cinematică, de forma următoare: [5]

$$F_x = C_x \cdot \rho_{\text{aer}} \cdot \frac{v_{\infty}^2}{2} \cdot A$$

$$F_y = C_y \cdot \rho_{\text{aer}} \cdot \frac{v_{\infty}^2}{2} \cdot A$$

$$M_a = C_{M_a} \cdot \rho_{\text{aer}} \cdot \frac{v_{\infty}^2}{2} \cdot A \cdot l$$

unde  $A$  este suprafața de interacțiune a corpului cu curentul de aer, iar  $l$  (coarda profilului) este o lungime caracteristică a corpului plasat în curentul de aer;  $v_{\infty}$  - viteza curentului de aer;  $\rho$  - densitatea aerului. În cazul corpului aflat în mișcare, în relații apare viteza relativă. [5]

În cadrul acestor formule apar: coeficientul de rezistență ( $C_x$ ), cel de portanță ( $C_y$ ) respectiv de moment ( $C_{M_a}$ ), care sunt adimensionali și depind de poziția relativă viteză-solid, de rugozitatea fețelor solide și de regimul de curgere (caracterizat prin valoarea numărului Reynolds). Numerele Reynolds ( $Re$ ) au forma: [5]

$$Re = \frac{v_{\infty} \cdot l}{\nu_{\text{aer}}}$$

$\nu_{\text{aer}}$  : coeficientul cinematic de vâscozitate al aerului

$\nu_{\text{aer}} = 10 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$  la  $t = -40^\circ\text{C}$  aer uscat

$\nu_{\text{aer}} = 10,55 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$  la  $t = +20^\circ\text{C}$  aer uscat

Dacă se urmărește ca valorificarea energiei vântului să se realizeze cu ajutorul forțelor de portanță, pentru proiectarea rotorilor eolieni, un interes deosebit îl reprezintă acele corpuri, de formă aerodinamică, care realizează o portanță ( $F_y$ ) mare și o rezistență ( $F_x$ ) mică. Un exemplu în acest sens, îl reprezintă aripa de avion, a cărei secțiune transversală este un contur (profil) aerodinamic. [5]

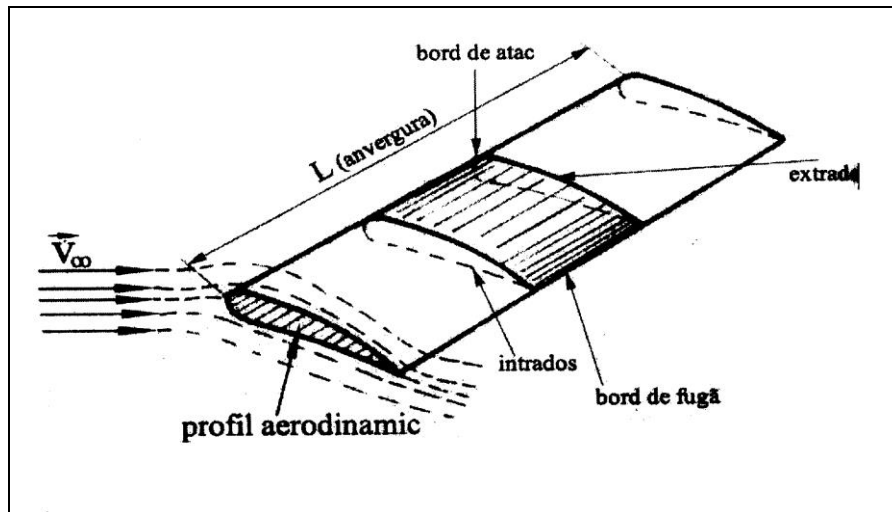


Figura nr. 2.3. Aripa portanță

## 2.1. Turbina de vânt

### 2.1.2. Profile aerodinamice - caracteristici geometrice și energetice

În context general, profilul aerodinamic este un contur geometric special profilat, care realizează forțe portante mult mai mari decât cele de rezistență într-un domeniu de incidențe restrâns. Raportul dintre cele două forțe reprezintă finețea profilului ( $F_y/F_x$ ). [5] Conturul geometric al profilelor aerodinamice se poate determina atât pe cale analitică cât și experimental.

Elementele geometrice caracteristice unui profil aerodinamic, sunt prezentate în figura nr. 2.4. [5]

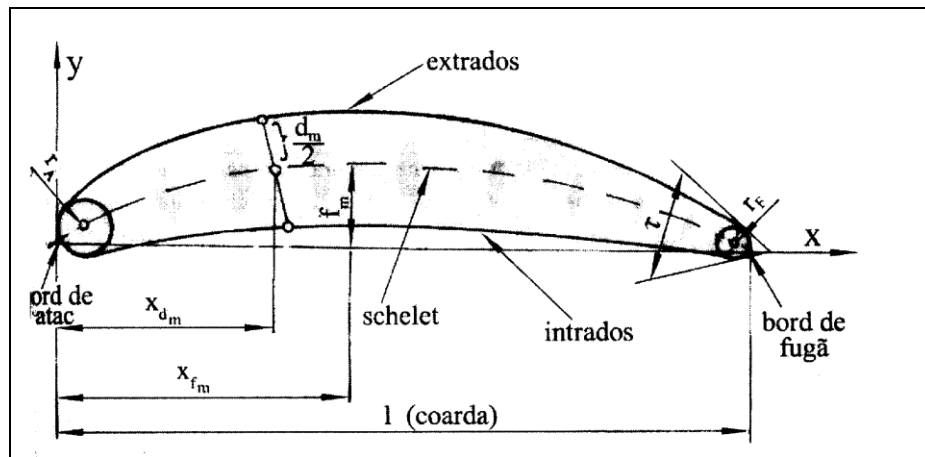


Figura nr. 2.4. Elemente geometrice caracteristice ale profilului aerodinamic

- scheletul sau linia mijlocie reprezintă locul geometric al centrelor cercurilor înscrise în profil;
- coarda (1) este segmentul de dreaptă ce unește extremitățile scheletului;
- extradosul este partea mai curbată a conturului profilului;
- intradosul este partea mai puțin curbată a conturului profilului;
- bordul de atac este partea ce vine prima în contact cu curentul de aer;
- bordul de fugă este partea opusă de atac;
- curbura maximă ( $f_m$ ) reprezintă săgeata maximă a scheletului;
- poziția săgeții maxime ( $x_{fm}$ );
- grosimea maximă ( $d_m$ );
- poziția grosimii maxime ( $x_{dm}$ );
- raza bordului de atac ( $r_A$ );
- raza bordului de fugă ( $r_F$ ) sau unghiul diedru ( $\tau$ ) închis de tangentele la bordul de fugă.

Aceste elemente geometrice ale profilelor aerodinamice ne ajută la construcția turbinelor de vânt, iar determinarea analitică a conturului acestor profile, se face prin combinarea a două funcții matematice – funcția de schelet și funcția de grosime. [5]

Profilele aerodinamice au un nume format dintr-o combinație de litere și cifre cu semnificație (de exemplu Go623 ; NACA 0012 ; FX77-W-258) [5].

Analizând comportarea unui profil aerodinamic plasat într-un curent de aer, observăm că aceasta depinde în principal de poziția relativă a profilului față de viteza curentului de aer, fiind exprimată prin valoarea unghiului format între viteza

## Cap. 2. DOCUMENTARE GENERALĂ PRIVIND TURBINELE EOLIENE

relativă a curentului  $\vec{v}_\infty$  și coarda profilului, denumit unghi de incidență ( $i^0$ ) (figura nr. 2.5.) [5].

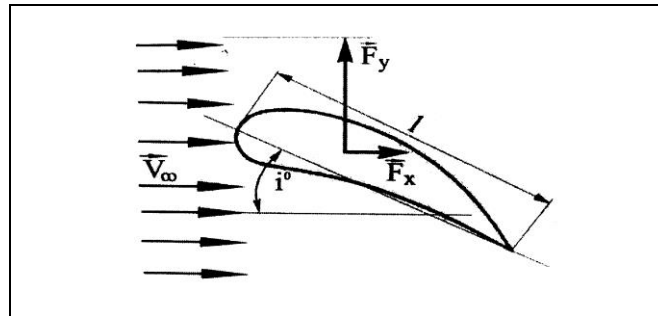


Figura nr. 2.5. Poziția relativă a profilului față de curentul fluidic

La stabilirea performanțelor aerodinamice ale profilelor, informațiile necesare se obțin din cataloagele de profile, acestea fiind determinate experimental, în funcție de regimul de curgere – caracterizat prin numărul Reynolds, calitatea suprafeței exprimată prin rugozitatea relativă -  $\varepsilon$ , respectiv anvergura relativă a aripilor  $\left(\frac{L}{l}\right)$ .

$$C_y = f\left(i^0, Re, \varepsilon, \frac{L}{l}\right), C_x = f\left(i^0, Re, \varepsilon, \frac{L}{l}\right) \text{ și } C_{M_A} = f\left(i^0, Re, \varepsilon, \frac{L}{l}\right) [5]$$

Caracteristicile energetice ale profilelor, sunt reprezentate sub forma unor curbe, care depind de geometria profilului, având configurațiile prezentate în figura nr.6.

Pentru evaluarea forțelor aerodinamice dezvoltate de către aripa portantă, respectiv a momentului aerodinamic, prin care se identifică punctul de aplicare al forțelor, trebuie cunoscute valorile coeficienților energetici (adimensionali), obținându-se în acest fel informațiile necesare calculului performanțelor energetice ale profilelor aerodinamice.

## 2.1. Turbina de vânt

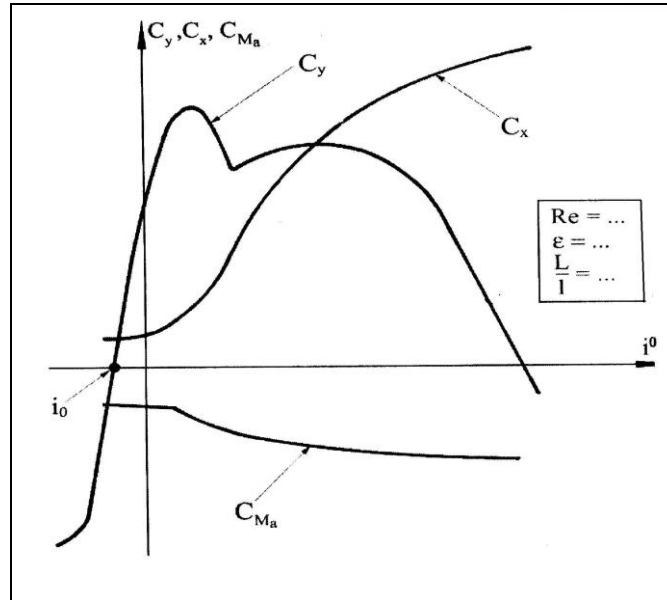


Figura nr. 2.6. Alura caracteristicilor energetice ale profilelor aerodinamice

Profilele din componența paletelor turbinelor eoliene, acestea aflându-se în mișcare de rotație, viteza de referință care intervine în calculul expresiilor forțelor și a momentelor aerodinamice, a numărului Reynolds, este cea relativă ( $\bar{w}$ ) [5]

Dacă definim rețeaua de profile, aceasta reprezintă un șir de profile congruente, care sunt dispuse după o anumită conformație în plan sau spațiu, iar reprezentarea grafică a unei astfel de rețele, rezultă prin secționarea rotorului unei turbine cu ax orizontal cu un cilindru, de rază curentă  $r$ , coaxial cu axa turbinei și desfășurarea în planul tangențial al secțiunii rezultate, prezentată în figura următoare:

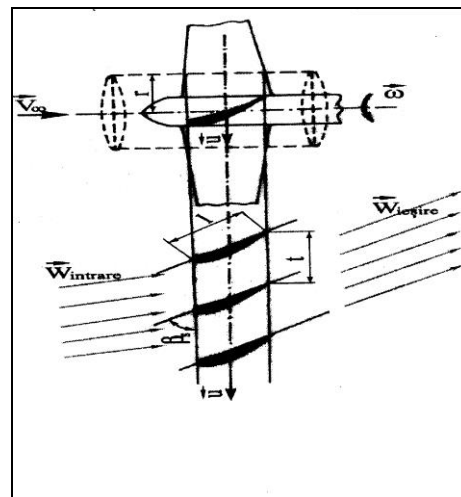


Figura nr. 2.7. Rețea de profile



## Cap. 2. DOCUMENTARE GENERALĂ PRIVIND TURBINELE EOLIENE

În cazul rețelei de profile ne interesează caracteristicile geometrice, care sunt date prin parametrii geometrici ai profilului din rețea și parametrii care definesc așezarea profilului în rețea, respectiv unghiul de instalare  $\beta_S$  și pasul relativ al rețelei  $t/l$  (sau desimea relativă  $l/t$ ), unde pasul  $t = \frac{2 \cdot \pi \cdot r}{z}$ ,  $z$  fiind numărul de palete. [5]

Particularizând, în cazul rețelelor de turbine, denumite și rețele acceleratoare, apare un efect de potențare a portanței datorită rețelei, iar parametrii de funcționare ai profilului, coeficienții de portanță, rezistență și moment, vor primi valori corectate noi față de cele corespunzătoare profilului singular.[5] De regulă, în cataloagele de profile, performanțele energetice sunt date pentru profile testate singular.

Concepția profilului plasat în rețea este necesară, atât pentru corectarea coeficienților adimensionali, dar și pentru condițiile la infinit amonte și infinit aval ale câmpului de viteze. La un profil singular aceste condiții sunt identice ( $\vec{v}_{\infty am} = \vec{v}_{\infty av}$ ) În cazul rețelei de profile, aceasta deviază curentul de fluid. Astfel condițiile aval și amonte sunt diferite, fapt important pentru identificarea momentului aerodinamic al turbinei. În algoritmele de calcul este necesară precizarea vitezei de referință utilizată (infinit amonte, infinit aval sau media lor). În cazul rețelelor rare uzuale în cazul turbinelor de vânt, corectarea coeficienților profilului singular poate fi neglijată.

### 2.1.3. Parametri caracteristici ai turbinelor eoliene

În analiza generală a turbinelor de diferite tipuri se impun câteva precizări privind rapiditatea și soliditatea turbinei.

Numărul caracteristic asociat punctului optim al turbinei eoliene se notează cu  $\lambda_0$ , se numește rapiditatea turbinei și caracterizează tipul de turbină. În esență, această mărime constituie, alături de poziția axei turbinei, criteriile principale de caracterizare ale turbinelor. [5] Domeniul uzual al turbinelor de vânt este  $\lambda_0 = 1 \div 12$ ; tipurile corespunzătoare intervalului  $\lambda_0 = 1 \div 4$  turbinele se consideră „lente”, în restul domeniului acestea fiind denumite „rapide”.

Prin punctul optim se înțelege locul valorii maxime a unui coeficient de putere adimensional al turbinei. Acest regim nu este similar cu cel de instalare al turbinei.

Soliditatea turbinei este o caracteristică geometrică a turbinei fiind definit ca raport între aria portanță totală a paletajului și aria baleiată (măturată) de paletaj  $s = S_{tp}/S_b$  (în cazul turbinelor cu ax orizontal).

$$s = \frac{S_{tp}}{S_b}$$

În cazul turbinelor cu ax vertical aria echivalentă a celei baleiate este proiecția paletajului pe un plan perpendicular pe direcția vântului. Este mai corect ca termenul utilizat în general să fie aria expusă a turbinei:  $S_{tp} \cong z \cdot l \cdot L$ ; iar  $S_b = \pi \cdot R^2$  sau  $2 \cdot R \cdot H$  (la turbina verticală).

Soliditatea unei turbine depinde de rapiditatea  $\lambda_0$ . Este utilă evaluarea preliminară pentru controlul proiectării, atât a rapidității, cât și a solidității.

Principala influență a rapidității nominale se manifestă asupra solidității paletajului; așadar, între parametrul rapiditatea  $\lambda_0$  și soliditatea  $s$  există o

## 2.1. Turbina de vânt

dependență directă, ce constă în faptul că pe măsura ce turbina este mai rapidă ( $\lambda_0$  crește), soliditatea scade, respectiv aria portantă a paletelor se reduce.[5]

Din aceste considerente, numărul de palet rotorice este mai mare la turbinele lente ( $8 \div 24$  pentru  $\lambda_0 = 1$ ;  $6 \div 12$  pentru  $\lambda_0 = 2$ ;  $3 \div 6$  pentru  $\lambda_0 = 3$ ;  $2 \div 4$  pentru  $\lambda_0 = 4$ ), iar pentru turbinele rapide valorile sunt mai mici ( $1 \div 3$  pentru  $\lambda_0 > 4$ ). [5]

În figura următoare se prezintă o evaluare orientativă a dependenței solidității de rapiditate, evaluare oferită de Hutter (Germania) cu mulți ani în urmă.

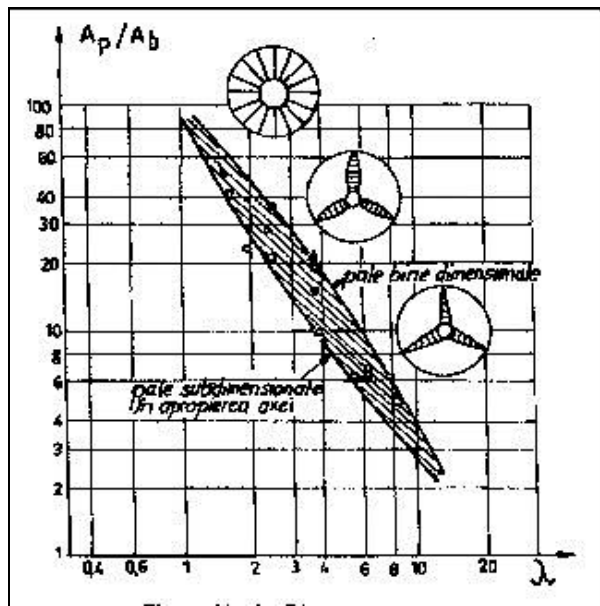


Figura nr. 2.8. Influența rapidității asupra solidității pentru turbinele cu ax orizontal

Mărimile funcționale ale unei turbine sunt:

- Turația ( $n$ ) respectiv viteza unghiulară ( $\omega$ )
- Puterea la arbore ( $P_T$ )
- Momentul la arbore ( $M_T$ )

Pentru caracterizarea tipului de turbină se utilizează mărimi adimensionale:

- Coeficientul de putere

$$C_{P_T} = \frac{P_T}{\rho \cdot \frac{v^3}{2} \cdot A}$$

- Coeficientul de moment la arbore

$$C_{M_T} = \frac{M_A}{\rho \cdot \frac{v^2}{2} \cdot A \cdot R} = \frac{C_{P_T}}{\lambda}$$

În cursul diferitelor analize aceste mărimi sunt asociate la diferitele puncte ale lanțului energetic al unui sistem compus din turbină, transmisie, generator.

Trebuie făcută distincție între notațiile  $\lambda$  și  $\lambda_0$ , prima este o rapiditate curentă, a doua este cea optimă aferentă unui tip de turbină.

## 2.2. Proiectarea turbinelor de vânt

Proiectarea agregatelor eoliene constă într-un complex de raționamente și algoritme tehnico-economice, în care modelul fizic al valorificării energiei este doar o componentă. Proiectul în sine trebuie să rezolve legătura între performanțele energetice și detaliile geometrice ale agregatului.

Există în literatură câteva concepte teoretice privind calculul turbinelor de vânt. Modelul fizic al turbinei este un concept teoretic, care ne permite analize de evaluare a cantității de energie care poate fi extrasă din cea cinetică a masei de aer aflată în mișcare.

Concepția modelului clasic, analizat pe baza lucrărilor lui Rankin (1865), Froude (1889), Glauert (1926), Prandtl (1924), Betz (1926), a generat un model fizic devenit clasic, cunoscut în literatura de specialitate sub denumirea de modelul Betz [5] sau modelul Betz-Lanchaster sau Rankin-Froude. Acest model a fost criticat, perfecționat, corectat, dar s-a menținut în actualitate până în prezent. Modelul se aplică elicei de tracțiune, turbinei de vânt, dar și oricărui dispozitiv care extrage energie dintr-un curent de fluid.

Pe baza acestui model se acceptă că maxim 60 % din energia cinetică a tubului de curent asociat dimensiunilor dispozitivului de valorificare poate fi extras ( $C_{p_{max}} = 0,6$ ). Această limită poate fi depășită [5] cu prețul unor cercetări adecvate. Figura următoare ne arată aceste evaluări:

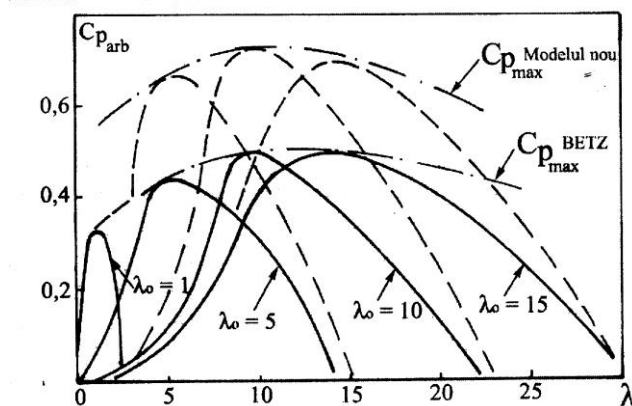


Figura nr. 2.9. Influența rapidității asupra coeficientului de putere

În continuare se sintetizează succesiunea procedurilor care se parcurg pentru rezolvarea unui proiect de aplicație [5], [17], [30], [49]. Acestea depășesc cadrul strict al proiectării turbinei. Succesiunea de evaluări, calcule, decizii vor fi aplicate în capitolele următoare, la agregatele de putere mică.

### 2.2.1. Analize și decizii preliminare

a) Evaluarea ofertei amplasamentelor pentru care se dimensionează sistemul de valorificare.

- Analizele identifică:
- viteza medie multianuală
  - domenii de viteze și frecvențele de apariție
  - viteze extreme pentru protecție

## 2.2. Proiectarea turbinelor de vânt

---

- presiuni barometrice și temperaturi
- densitatea aerului
- influența înălțimii de instalare
- rugozitatea terenului

În capitolul 4 se prezintă metodologia utilizată în teză pentru aplicațiile în mediul rural.

b) Obiectivele economice ale aplicației pe baza cărora se stabilesc:

- Puterea instalată
- Diametrul turbinei
- Aria expusă în vânt
- Turația turbinei (fixă sau reglabilă)
- Componenta sistemului tehnologic
- Tipul turbinei (rapiditate)

c) Evaluarea curbelor de exploatare și a celor adimensionale (performanțe necesare). Se utilizează experiența acumulată în literatura de specialitate. Se compară diferite variante în scopul optimizării sistemului pe baza unor criterii adecvate obiectivelor

d) Evaluări tehnico-economice

Se calculează producția anuală de energie prin combinarea rezultatelor de la paragrafele a) și c).

Prezintă interes: > selectarea variantei optime pentru obiectivele de la punctul b

- > influența înălțimii stâlpului
- > influența rapidității turbinei
- > influența reglării turației
- > influența densității aerului

e) Analizarea protecțiilor la vânt extrem și la ambalare

f) Evaluarea solidității turbinei (orientativ)

### 2.2.2. Proiectarea aerodinamică a paletelor

Tema pentru proiectul paletajului este curba de exploatare deziderat stabilită pe baza deciziilor preliminare. Trebuie identificată o geometrie care să realizeze cât mai fidel această curbă sau una mai favorabilă. Parametrii care pot fi modificați în această etapă a proiectării sunt: soliditatea turbinei, și rapiditatea tipului de turbină. Acestea pot fi influențate de numărul paletelor, coarda profilului, familia de contururi, rapiditatea ( $\lambda_0$ ) a tipului de turbină.

În cadrul tezei utilizăm metoda portanței prin cataloage de profile (informațiile sintetizate pentru o familie utilizată în cadrul tezei pentru turbinele mici se prezintă într-un capitol distinct).

Variantele de calcul se aleg prin regimul vântului (diferite valori de pe curba de exploatare deziderat, stabilită în etapa deciziilor preliminare). Variantele de calcul vor duce la variante de geometrii. În final, se face un compromis pentru declararea soluției considerată optimă. Dacă o turbină este destinată unui domeniu de amplasamente (variante la nivelul 2.2.1.a.) aria soluțiilor pentru care se ia decizia de optim poate fi foarte extinsă.

Procedurile pentru calcul aerodinamic:

a) Parametrii globali pentru paletaj:

- Viteza vântului infinit amonte de turbină (variantă pe baza deciziilor preliminare)
- Turația turbinei (decizie preliminară)

## Cap. 2. DOCUMENTARE GENERALĂ PRIVIND TURBINELE EOLIENE

---

- Puterea la arborele turbinei (decizie preliminară)
- Căderea de presiune a turbinei (din relația puterii)
- Debitul turbinei (din relația de continuitate)

### b) Parametrii locali pentru paletaj:

Secțiunile de calcul sunt considerate intersecțiile paletajului cu cilindrii concentrici, metodă utilizată la toate categoriile de turbine axiale. Astfel, parametrul de localizare este raza cilindrului. Numărul acestor secțiuni la turbinele de vânt este mare; se evită utilizarea interpolărilor grafice frecvent folosite la turbinele hidraulice. Astfel, toate mărimile geometrice prin care se definește geometria paletei sunt funcții de rază.

Mărimile care trebuiesc alese sunt:

- Căderea de presiune locală (se alege o curbă de distribuție de-a lungul razei în așa fel ca puterile turbinelor elementare însumate să fie egală cu puterea globală stabilită)
- Viteza vântului în planul turbinei (se alege o medie între viteza amonte și aval)

### c) Triunghiurile de viteze

Acestea sunt uzuale la calculul tuturor mașinilor axiale [21]. Cele două triunghiuri asociate secțiunilor de calcul au următoarele particularități provenite din faptul că utilizăm o singură rețea de palete (cea rotorică), deci fără rețele statorice, și că turbina nu este întubată:

- Viteza absolută la intrare (amonte) este perpendiculară pe viteza tangențială
- Viteza axială la ieșire (aval) este mai mică față de cea de la intrare
- Aval de turbină se formează un vârtej axial cu sens invers față de sensul de rotație al turbinei. Energia cinetică aferentă acestui vârtej se disipează în dâra turbinei. Celelalte mărimi cinematice (mărimile vitezelor și unghiurile aferente) se determină fără dificultăți [3], [5], [17]. Se utilizează ecuația fundamentală a turbomașinilor, relație de continuitate și relații trigonometrice.

### d) Alegerea profilelor aerodinamice

Se utilizează aceeași familie de profile pentru a favoriza asamblarea secțiunilor. Se utilizează relația portanței [3], [5], [17].

În prealabil a fost stabilit numărul de palete pe baza unor informații generale prealabile. Cu ajutorul relației portanței se stabilesc:

- Coeficientul de portanță  $C_y = f(r)$
- Unghiul de incidență  $i = f(r)$
- Coarda profilului  $l = f(r)$
- Unghiurile de instalare  $\beta = f(r)$
- Coeficientul de rezistență  $C_x = f(r)$
- Grosimea profilului  $d = f(r)$
- Alte detalii ale conturului

Se evaluează în funcție de tehnologie, rugozitatea suprafeței, și se calculează numerele  $Re = f(r)$ . Se controlează, asamblarea curbelor  $l = f(r)$  și  $d = f(r)$ , se fac corecturile necesare. Se compară soliditatea rezultată cu valorile estimate.

## 2.2. Proiectarea turbinelor de vânt

### 2.2.3. Proiectarea structurii de rezistență mecanică

- Identificarea forțelor aerodinamice pe palete
- Identificarea forțelor aerodinamice pe ansamblul turbinei
- Calculul forțelor masice (centrifuge și gravitaționale)
- Calculul componentelor forțelor cerute de metodologia de calcul a structurilor
- Dimensionarea structurilor de susținere și a celorlalte organe de mașini
- Optimizarea structurilor

Urmează în continuare alte calcule pentru celelalte componente ale agregatului: transmisie, generator electric, alte componente electrice, stâlpul de susținere etc.

### 2.2.4. Recapitularea unor relații citate în textele din subcapitolele 2.2

#### Putere; coeficientul de putere

$$P = C_p \cdot \rho \cdot (v^3/2) \cdot A$$

$$C_p = f(\lambda) ; \lambda = u_R / v ; u_R = R \omega$$

$$\omega = \frac{\pi \cdot n[\text{rpm}]}{30}$$

$$\rho : \text{densitatea masică a aerului } [\text{kg/m}^3]$$

$$v : \text{viteza vântului } [\text{m/s}]$$

$$A : \text{aria expusă } [\text{m}^2]$$

#### Rapiditate; coeficient maxim

$$C_{p\max} = f(\lambda_0)$$

#### Relații ale turbinei

$$P = Q \Delta p_{ge} \quad Q = v_T A$$

$v_T$  : viteza axială în planul turbinei

$$P = \sum_{r=r_b}^R (v_T \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot \Delta p_r \cdot \Delta r)$$

$\Delta p_{ge}$  : căderea de presiune globală

$\Delta p_r$  : căderea de presiune locală

#### Relația portanței pentru turbină [3]

$$C_y \frac{l}{t} = \frac{\Delta p}{\rho \cdot w_\infty \cdot u} \cdot \frac{1}{1 - \frac{\text{tg}\theta}{\text{tg}\beta_\infty}} \quad \text{tg}\theta = \frac{C_x}{C_y}$$

### 2.3. Curbe caracteristice ale turbinelor de vânt

Reprezentarea performanțelor energetice pe care le realizează o turbină de vânt, în întregul său domeniu de explorare, este materializată de curbele caracteristice cu care se operează în procesul de optimizare. Ele sunt de două tipuri și anume: curbe de exploatare, respectiv curbe adimensionale (ale tipului de turbină). [5]

Pentru caracterizarea funcțională a tipurilor de turbine se utilizează trei coeficienți adimensionali respectiv: coeficientul de putere, coeficientul de moment și coeficientul forței axiale, care au următoarele expresii de calcul:

$$C_p = \frac{P}{\rho \cdot \frac{v^3}{2} \cdot S}; C_M = \frac{M}{\rho \cdot \frac{v^2}{2} \cdot S \cdot R}; C_{Fa} = \frac{F_a}{\rho \cdot \frac{v^2}{2} \cdot S}, [5]$$

unde S: aria baleiată de turbină, iar R: raza turbinei.

Numărul caracteristic al turbinei se determină cu relația următoare:

$$\lambda = \frac{v_R}{v} = \frac{\omega \cdot R}{v} = \frac{\pi \cdot n \cdot R}{30 \cdot v} [5]$$

Coeficienții adimensionali depind de numărul caracteristic ( $\lambda$ ), rezultând pentru fiecare tip de turbină trei curbe caracteristice și anume  $C_p = f(\lambda)$ ,  $C_M = f(\lambda)$ ,  $C_F = f(\lambda)$ . Particularizând aceste informații, apelul la un anumit tip de turbină, pentru care avem curbele adimensionale, permite găsirea valorii  $C_p$ , aferente puterii instalate ( $P_i$ ). Cum s-a arătat, numărul caracteristic asociat valorii maxime a coeficientului de putere ( $\lambda_0$ ) caracterizează rapiditatea tipului de turbină.

a) Curbele de exploatare ale turbinelor de vânt – pentru trasarea curbelor de exploatare – se operează cu câteva mărimi caracteristice și anume (P) puterea turbinei, (v) viteza vântului, (n) turația turbinei, ( $C_p$ ) coeficient de putere. Se urmărește dependența puterii turbinei (P), a momentului (M) și a forței axiale ( $F_a$ ) funcție de turația turbinei și viteza vântului, obținând forma generală a curbelor de exploatare  $P = f(n,v)$ ,  $M = f(n,v)$ ,  $F_a = f(n,v)$ .

### 2.3. Curbe caracteristice ale turbinelor de vânt

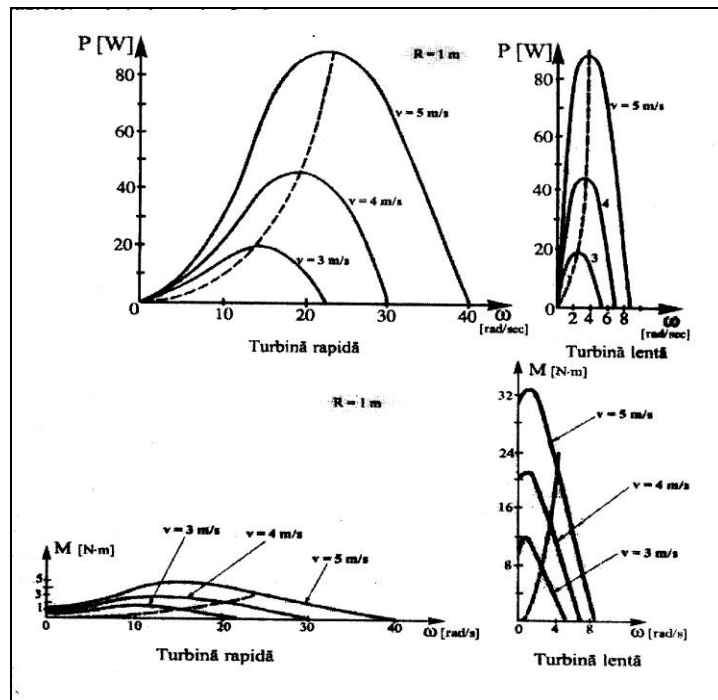
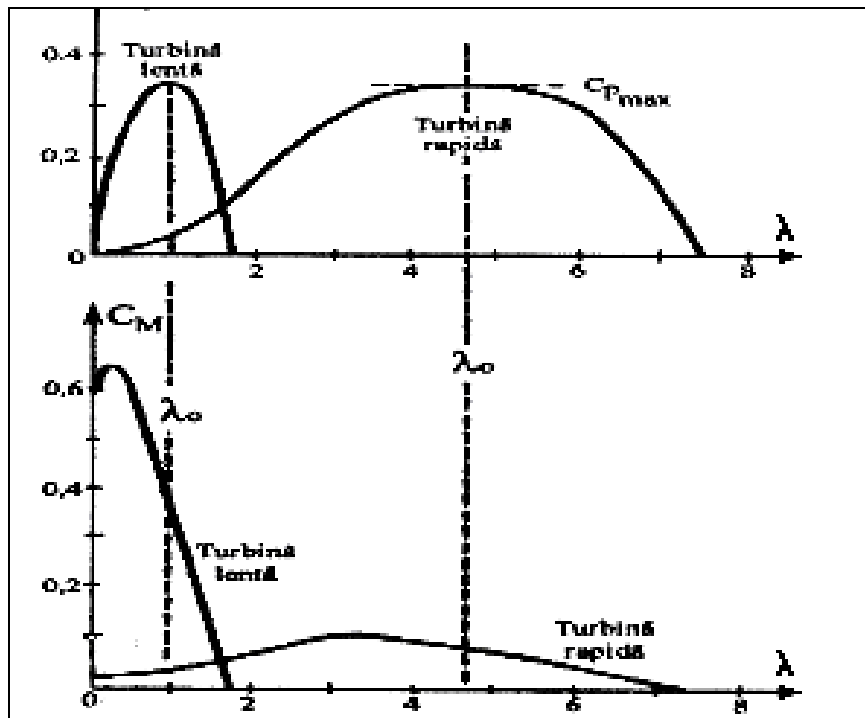


Figura nr. 2.10. Curbele de exploatare (de putere și moment) a turbinei eoliene [5]

b) Curbele adimensionale (ale tipului de turbină) utilizate în aplicații, de forma  $C_p = f(\lambda; \lambda_0)$ , unde  $\lambda_0$  precizează tipul turbinei (locul lui  $C_{pmax}$ ), iar  $\lambda$  domeniul curent de utilizare a turbinei, se obțin prin adimensionalizarea curbelor de exploatare. Prin procesul de adimensionalizare se realizează o concentrare a informațiilor privind performanțele turbinei, care sunt exprimate simultan, în funcție de turația turbinei și viteza vântului. Acest tip de curbe sunt deosebit de utile în aplicații, deoarece pe baza lor pot fi analizate comparativ performanțele diverselor tipuri de turbine de vânt. [5]

Particularizând, curbele adimensionale având forma cunoscută  $C_p = f(\lambda)$ ,  $C_M = f(\lambda)$ ,  $C_{Fa} = f(\lambda)$ , sunt caracteristice pentru un tip sau o familie de turbine; cunoașterea acestora permite construirea curbelor de exploatare pentru orice turbină a familiei respective, definită prin aria baleiată de motor ( $S_b$ ) și regimul de lucru ( $n$ ).





Curba nr. 2.11. Curbe adimensionale de putere și moment

Pe baza analizei curbelor caracteristice ale turbinelor se poate trage concluzia că, există o influență a tipului de turbină asupra formei curbelor de exploatare. În cazul funcționării turbinei la o turație constantă, o situație întâlnită mai ales în cazul turbinelor comerciale (ce echipează cele mai multe din agregatele aeroelectrice destinate fermelor eoliene), curbele de exploatare sunt de tipul  $P = f(v)$ ,  $M = f(v)$ ,  $F_a = f(v)$ . [5]

Dacă construim curbe caracteristice de performanță pentru turbina eoliană, respectiv caracteristica aeroenergetică a amplasamentului în care aceasta operează, putem vizualiza pe o figură curba de exploatare de putere, ce descrie variația puterii turbinei, funcție de viteza vântului  $P = f(v)$ , pentru o valoare constantă a turației și un diametru definit al rotorului. Acest tip de curbă apare în mod uzual în prospectele comerciale ale turbinelor oferite pe piață. [5]

### 2.3. Curbe caracteristice ale turbinelor de vânt

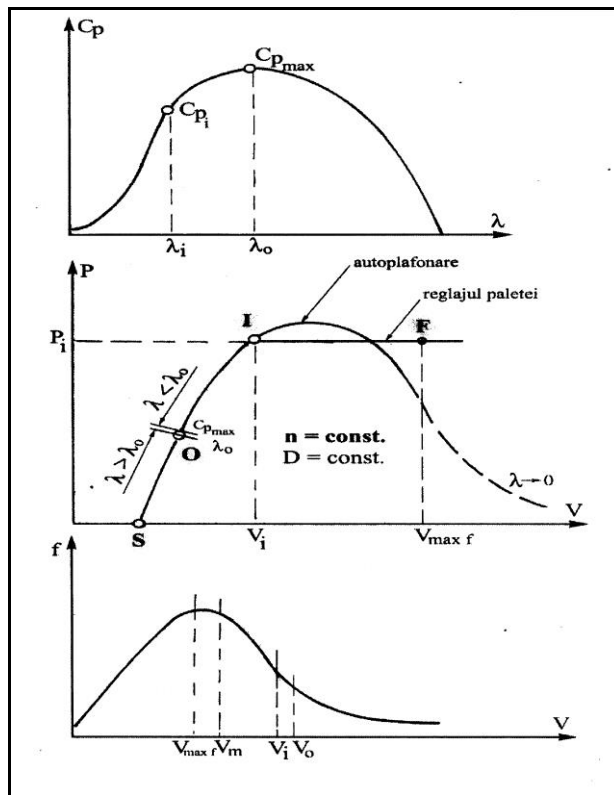


Figura nr. 2.12. Curbe caracteristice de performanță a turbinei și caracteristica aeroenergetică a amplasamentului în care aceasta operează [5]

În figură, alături de curba de exploatare a turbinei, este reprezentată și curba adimensională asociată, precum și curba de asigurare a amplasamentului căruia îi este destinată turbina. Analizând curba de exploatare, pe aceasta sunt marcate patru puncte caracteristice notate cu: „S” pentru punctul de pornire (start) la care începe funcționarea turbinei, „O” punctul de optim de funcționare, „I” punctul de instalare și „F” punctul de oprire sau de protecție. Punctul nominal de funcționare poate fi considerat fie cel optim fie cel de instalare. Cea din urmă se preferă în documentele comerciale.

Figura evidențiază și corespondențele acestora în planul curbei adimensionale și a curbei de frecvență a vântului, iar cele trei caracteristici constituie sursa informațiilor avute în vedere la analiza de evaluare a performanțelor unei turbine de vânt în condițiile ofertei unui amplasament. [5]

Concretizând, această analiză a curbelor caracteristice de performanță ale turbinei, în domeniul de funcționare delimitat de punctele „S” start și „F” final, ne conduce la concluzia că, la viteze de vânt peste viteza de instalare, turbina tinde să realizeze din considerente aerodinamice puteri peste limita puterii de instalare  $P_i$ . Cum pentru această valoare se face dimensionarea liniei de mașini a agregatului, este evident că depășirea acesteia poate duce la distrugerea ansamblului. Drept urmare se impune o limitare a puterii turbinei la valoarea puterii de instalare prin reducerea coeficientului de putere  $C_p$  al turbinei. [5]

## 2.4. Tipuri de agregate și sisteme eoliene

Studiul privind valorificarea energiei eoliene, în vederea utilizării acesteia pentru rezolvarea diverselor aplicații practice, se realizează de regulă prin ansamblu tehnic, denumite agregate eoliene sau sisteme eoliene, a căror soluție tehnică (constructivă și complexitate), este determinată de scopul concret al aplicației respective. Din punct de vedere structural, aceste ansamblu conțin două componente de bază, turbina de vânt și un echipament de conversie, respectiv câteva subsisteme (de control și reglaj, de protecție, de orientare, de stocare etc).[5]

După cum s-a prezentat în subcapitolele anterioare, energia mecanică obținută la arborele turbinei de vânt, ca rezultat al interacțiunii dintre paletajul rotorului și a curentului de aer, este convertită în alte forme de energie (electrică, hidraulică, pneumatică, termică etc). Analiza procesului de transformare energetică se face pe baza unei scheme de conversie, adoptată cu ajutorul echipamentului de conversie, care este specific pentru fiecare formă de energie – generator electric, pompă, generator termic etc.

În lucrarea de față, aplicațiile practice de valorificare a energiei eoliene, se structurează spre sistemele eoliene de mică putere; în acest sens, microagregatele eoliene (de vânt) pot fi concretizate de electrogeneratoare eoliene (aerogeneratoare), pompe eoliene, compresoare eoliene, termogeneratoare eoliene etc, care pot fi utilizate în cadrul unor sisteme complexe.

În acest capitol se prezintă informații privind ansamblul și componența unor sisteme aplicabile în zonele rurale și se analizează elementele care constituie în continuare obiective ale tezei de doctorat.

### 2.4.1. Informații generale privind aplicațiile rurale

Componența agregatelor eoliene este materializată în următoarea formulă:

a) Turbine eoliene cu ax orizontal (fig. 13) este compusă din următoarele componente: turnul 1, pala 2, rotorul 3, arborele principal 4, axul 5, nacela 6, deriva 7, transmisia 8 și butucul 9. [45]

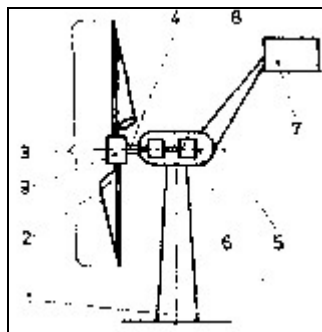


Figura nr. 2.13. Principalele ansambluri ale unei turbine cu ax orizontal

1. *Stâlpul sau turnul turbinei* are funcțiunea principală de a susține agregatul propriu-zis. Înălțimea turnului va fi astfel aleasă încât să pună agregatul eolian la o cotă la care efectul obstacolelor să fie cât mai mic. La determinarea înălțimii turnului intervin și considerente de ordin economic. [45]

## 2.4. Tipuri de agregate și sisteme eoliene

2. *Casa mașinilor* sau *nacela* este un spațiu destinat să adăpostească aparatul de comandă și control, diversele mecanisme, utilajele de ridicare și în principal reprezintă suportul turbinei propriu-zise. Forma acestuia trebuie să fie aerodinamică, pentru ca forțele ce apar să fie cât mai mici. Structura casei mașinilor trebuie să asigure rezistență maximă și o greutate cât mai redusă. [45]

3. *Lagărul și mecanismul de orientare* este ansamblul care susține și permite orientarea casei mașinilor și a rotorului turbinei pe direcția vântului. Lagărul poate fi soluționat prin rulmenți. Rulmentul preia toate solicitările ce apar în nodul articulației dintre stâlp și casa mașinilor. Pentru a orienta agregatul în direcția vântului acesta este prevăzut și cu un mecanism de rotire. [45]

4. *Rotorul* este partea mașinii care captează și convertește energia vântului. Rotorul este compus din butuc, pale, arbore, palier cu lagăre, mecanism de reglare a palelor etc. [45]

5. *Transmisia mecanică* este ansamblul care amplifică turația la valoarea cerută de mașina antrenată (generator electric, pompă, compresor, convertor de căldură etc.). Această transmisie include cuplaje de siguranță, o frână de protecție, care intervine în caz de avarie și care blochează rotorul. [45]

### b) Turbine eoliene cu ax vertical

În figura 2.14 sunt prezentate două modele de turbine cu ax vertical, respectiv cu pale drepte (fig. 2.14a) și pale curbe (fig. 2.14b). Componentele principale au aceeași semnificație ca cele din figura anterioară (2.13), cu excepția cablurilor de ancorare 10 la tipul de turbină cu pale curbe. [45]

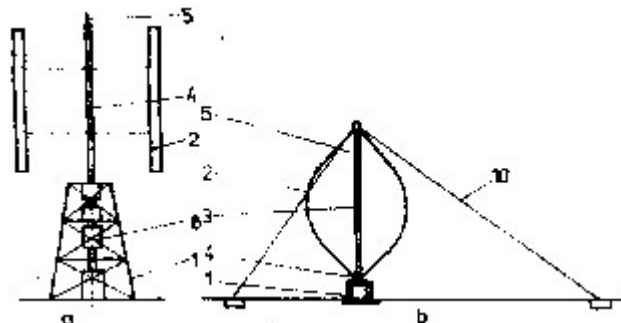


Figura nr. 2.14. Principalele ansambluri ale unei turbine cu ax vertical  
a) cu pale drepte; b) cu pale curbe

Turbina eoliană cu ax vertical este caracterizată în primul rând prin faptul că are posibilitatea de a funcționa indiferent de direcția vântului, eliminând necesitatea unui mecanism de orientare. Componentele principale ale unei asemenea turbine sunt: [45]

1. *Stâlpul* sau turnul turbinei, are funcția de a susține rotorul turbinei și mecanismele de multiplicare a turației, frânele și, în anumite cazuri, la turbinele mari, camera de comandă. Acest ansamblu se poate realiza în variantă de beton sau din metal.

2. *Pala* este elementul esențial al turbinei, aceasta extrăgând energia vântului. Palele pot fi realizate cu tehnologii folosite în industria aeronautică sau cu tehnologii specifice din construcția de mașini obișnuită, respectiv din tablă decupată, ori prin extrudare din aliaje de aluminiu. [45]

3. *Axul* turbinei reprezintă partea centrală a turbinei. Acesta susține palele și se poate realiza în diferite variante constructive: țevi sudate, structuri spațiale etc.

[45]

4. *Lagărele* turbinei sunt în general în număr de două și anume: lagărul inferior care suportă sarcina axială, greutatea rotorului și reacțiunea radială dată de eforturile aerodinamice, și lagărul superior, care preia reacțiunea datorită eforturilor aerodinamice. [45]

5. *Rotorul* turbinei, constituit din ax și pale, convertește energia vântului în energie mecanică. [45]

6. *Sistemul de transmisie* are rolul de a transmite mișcarea de la rotor la echipamentul de conversie.

7. *Sistemul de ancorare* constă din cablurile de întindere ale rotorului, din echipamentul de întindere al cablurilor și din ancorare. [45]

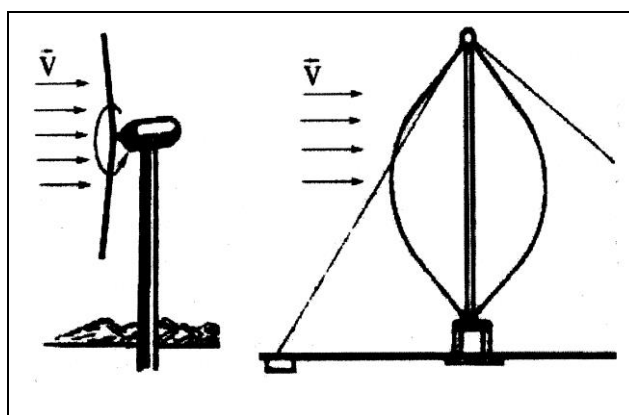


Figura nr. 2.15a.

Figura nr. 2.15b.

Dacă facem o analiză comparativă, la turbinele comerciale destinate producerii de energie electrică, care funcționează în diferite ferme aeroelectrice, o pondere importantă este ocupată de turbinele cu ax orizontal, al căror principiu de funcționare este similar cu cel al turbinelor hidraulice, transformând energia cinetică a vântului în energie de rotație utilizată la antrenarea unui generator electric.

Totuși, turbinele cu ax vertical deși prezintă unele dezavantaje – eficiență mai scăzută, cuplu de pornire redus, viteze ale vântului în regim de lucru mai scăzute, probleme tehnice complexe în situații de reparații sau de înlocuire a unei componente, prezintă și unele avantaje semnificative și anume geometrie simplă a rotorului, lipsa sistemului de orientare, plasarea echipamentelor liniei de mașini pentru agregat aproape de sol. Soluțiile clasice pentru turbinele cu ax vertical în forma lor modernă (tip Darrieus), care folosesc la dezvoltarea cuplului motor – forțe aerodinamice de portanță, au fost perfecționate prin soluții tehnice, un exemplu fiind Turbina Giromill, la care paletelile sunt drepte și paralele cu axa turbinei, montate pe transversale orizontale, care sunt fixate de axul vertical al turbinei, oferind o alternativă în acest sens.

## 2.4. Tipuri de agregate și sisteme eoliene

---

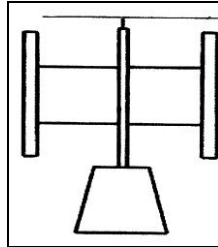


Figura nr. 2.16

În ce privește principiul de funcționare privind utilizarea forței de rezistență sau a forței portante, se pot trage câteva concluzii:

- turbinele din prima categorie funcționează pe baza forței de rezistență aerodinamică, care are direcția și sensul vitezei relative, cuplul motor fiind produsul acestei forțe cu viteza relativă, iar paletelile au forme care să producă rezistențe aerodinamice mari, cum ar fi placa și cupa, ele deplasându-se în sensul vitezei curentului, dar nu poate depăși în general viteza vântului.

- turbinele din a doua categorie (pe bază de portanță) cuplul motor este produs de forța de portanță aerodinamică, iar forma paletelor este bine studiată și profilul aerodinamic al paletei este astfel ales, încât să dezvolte o portanță cât mai mare și o rezistență minimă. Așa cum s-au definit în subcapitole anterioare, paletelile turbinei sunt alcătuite din profile aerodinamice care asigură o finețe corespunzătoare. [5]

Concluzionând, privind comparativ cele două tipuri de turbină, utilizarea profilelor aerodinamice permite dezvoltarea pentru valorificare, a unor forțe motoare cu mult mai mari decât cele dezvoltate de forța de rezistență aerodinamică, în cazul turbinelor pe bază de rezistență, iar viteza de transport a paletelor este în general mai mare decât viteza vântului. Așadar, turbinele ce funcționează pe bază de portanță, fiind mai rapide ( $\lambda_0 \geq 1$ ) decât cele pe bază de rezistență, realizează coeficienți de putere mai ridicați ( $C_{Pmax} \geq 0,3$ ) decât turbinele pe bază de rezistență.

O altă concluzie este că, pentru aceeași arie baleiată, o turbină pe bază de portanță va extrage mai multă energie din curentul de aer decât o turbină pe bază de rezistență. Pe lângă aceste turbine performante (tip elice), în categoria turbinelor pe bază de portanță sunt cuprinse și turbinele cu ax vertical, de tip Darrieus și Giromill, dar și turbinele multipală. [5]

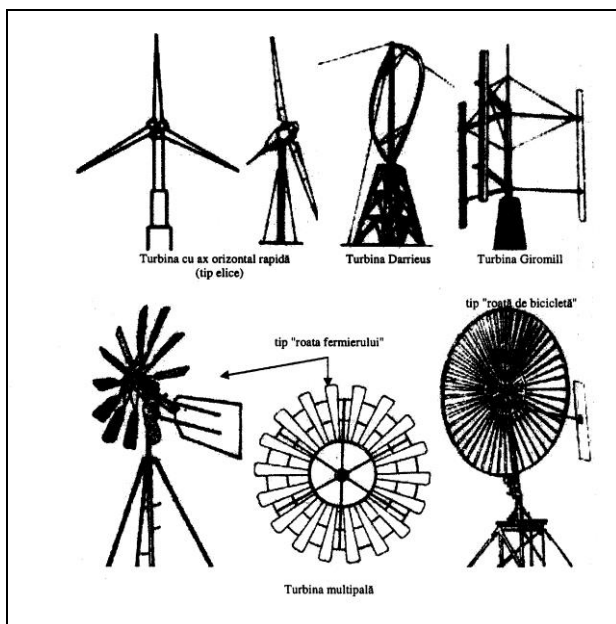


Figura nr. 2.17. Tipuri de turbine funcționând pe bază de portanță

Pentru turbinele eoliene cu ax orizontal, prin poziția turbinei se înțelege locul pe care aceasta îl ocupă în explorare, față de stâlpul de susținere al ansamblului (agregatului) eolian, în care este integrată turbina de vânt respectivă existând în acest sens două posibilități și anume cu turbină în poziție amonte față de stâlp (figura 2.18a), cu turbina în poziție aval față de stâlp (figura 2.18b).

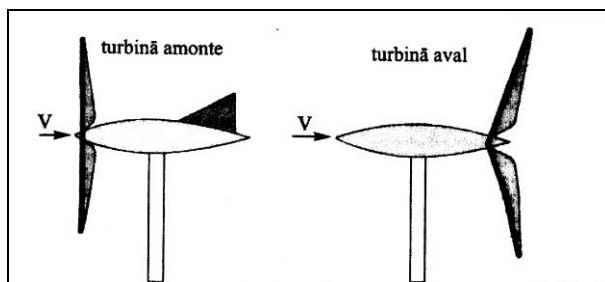


Figura nr. 2.18. Poziția turbinei față de stâlpul de susținere (a - aval; b - amonte)

Așadar, agregatele eoliene moderne realizate în ultimele trei decenii se întâlnesc în ambele variante prezentate, dar o pondere mai mare revine celor cu turbina amonte, în cadrul agregatelor de putere mai mare. Cealaltă soluție cu turbina aval de stâlp, agregatul eolian nu necesită un sistem de orientare al turbinei după direcția vântului, avantaj care este valorificat în cazul agregatelor de putere mică. [5]

În funcție de tipul aplicației căreia i se adresează, agregatele eoliene pot fi împărțite în două categorii distincte și anume agregate eoliene insulare pentru

## 2.4. Tipuri de agregate și sisteme eoliene

diverse utilizări, respectiv agregate aeroelectrice cuplate la sistemul energetic național sau regional.

Fiecare categorie implică anumite particularități specifice privind modul de valorificare a energiei vântului (tipul de conversie, componenta sistemului, probleme de compensare și/sau stocare a energiei produse etc.) [5]

Agregatele eoliene insulare sunt sisteme de puteri mici destinate rezolvării unor probleme locale, de regulă la nivel de gospodărie, iar din punct de vedere al conversiei energiei vântului, aceste sisteme insulare pot produce fie energie electrică pentru electrificarea gospodăriei, fie alte forme de energie (mecanică, hidraulică, termică, etc) pentru mori de măcinat, pomparea apei, încălzirea locuinței etc. [5]

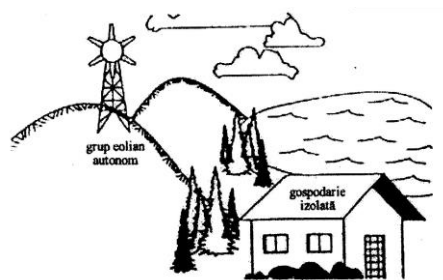


Figura nr. 2.19. Sistem eolian insular

Având în vedere faptul că viteza vântului variază în timp (astfel și puterea extrasă variază în timp), sursa de energie eoliană este incomodă față de sursele clasice, și unele utilizări ale agregatelor mici pentru gospodării tolerează această neuniformitate și în prezent.

Majoritatea aplicațiilor moderne sunt însă deranjate de regimul inconstant al vântului, iar pentru asigurarea unei rezerve energetice pentru perioadele de calm, aceste sisteme nu pot fi concepute fără stocări sau compensări cu alte surse. [5]

Sistemele insulare de putere mică funcționând în regim autonom, trebuie să rezolve stocarea pe plan local, unde soluțiile sunt funcție de structura sistemului: stocare în acumulatori electrice, stocare în acumulatori hidraulice, stocare în rezervoare de apă, stocare în aer comprimat etc.

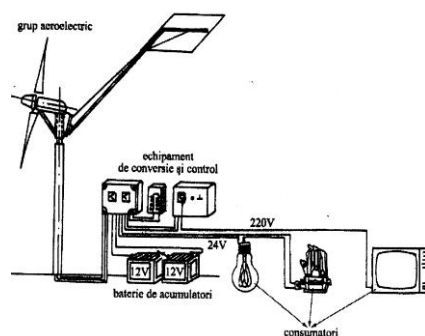


Figura nr. 2.20. Sistem eolian cu stocarea energiei în acumulatori electrice



## Cap. 2. DOCUMENTARE GENERALĂ PRIVIND TURBINELE EOLIENE

Pe lângă funcționarea în regim autonom a acestor sisteme, există și situații în care sistemele eoliene insulare sunt utilizate ca sursă complementară de energie pentru economisirea altor surse de energie mai scumpe (petrol, gaze, cărbune, biomasă etc.) cum este cazul sistemelor energetice mixte în care agregatul eolian produce energie (de regulă electrică).

În perioadele cu vânt favorabil valorificării energiei, scutind consumul de combustibil al sursei principale de energie, avem următoarele variante: sistemele mixte „vânt-generator termoelectric” (sistemele vânt Diesel), și generatoare de gaz sau biogaz, iar aceste sisteme mixte sau hibride sunt actuale pentru consumatorii izolați la care dezvoltarea rețelelor electrice nu este economică. [5]

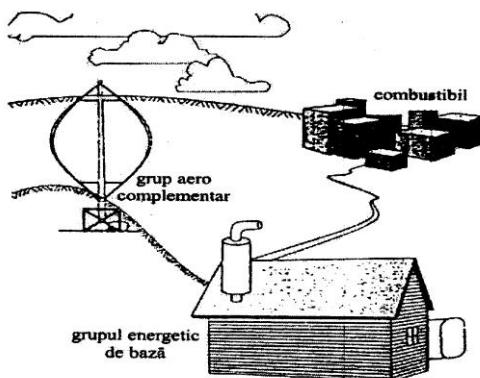


Figura nr. 2.21. Sistem energetic hibrid

### 2.4.2. Problematika turbinelor de mică putere destinate aplicațiilor rurale

Se enunță în acest paragraf acele probleme care constituie interes pentru cercetarea științifică în continuare și orientează astfel următoarele capitole ale tezei destinate aplicațiilor rurale.

În cazul turbinelor de medie și mare putere, experiența tehnologică acumulată de firme specializate a fost finalizată prin agregate comerciale fabricate în sute de exemplare, care au înlocuit agregatele experimentale din anii 80 ale secolului trecut. Acestea se confruntă în prezent prin testele de durabilitate și performanțe economice, lăsând puțin spațiu pentru inovație. Se poate afirma că tehnologia s-a maturizat istoric. Nu ne confruntăm cu aceeași situație în cazul agregatelor de mică putere. Căutările sunt încă prezente, nu s-au impus încă pe piață soluții despre care se poate afirma că sunt cert optimizate. Investitorul pentru aceste agregate este gospodarul privat care este motivat de faptul că locația lui disponibilă nu are acces la rețele electrice publice, sau că apelul la surse complementare regenerabile poate reduce factura consumului de electricitate și căldură asigurată de rețele publice. Optimizarea depinde și de specificul utilizării: electricitate, încălzire, preparare de apă caldă, sau aer cald pentru sere, pompare de apă etc.

În acest caz tehnologia trebuie adaptată la oferta eoliană a amplasamentului, care poate fi modestă. Investitorul nu comercializează energia produsă, ci o utilizează în gospodăria lui. Bilanțul economic are constrângeri

## 2.4. Tipuri de agregate și sisteme eoliene

numeroase pentru a garanta avantaje certe pentru micul investitor. Costul agregatelor trebuie minimizat cu fermitate.

Problematica în care prezenta teză aduce contribuții este prezentată în continuare.

Puterea instalată a agregatului depinde de necesarul de energie a gospodăriei. Aceasta trebuie aleasă strict la nivelul necesarului sau a unei părți din necesar, pentru că investiția este proporțională cu puterea instalată. Se impune totuși o generalizare prin tipizarea nivelelor de putere instalată din cauza costurilor de fabricație mai mici în condiții de serie față de cea a fabricației de unicat.

Tipul de turbină, caracterizat prin rapiditate, se alege din criterii mult diferite de cele ale turbinelor mijlocii și mari. Vitezele de vânt sunt mai mici decât valorile la amplasamentele selectate ale centralelor electrice. Turația și diametrelor turbinelor se supun de asemenea unor considerente speciale. Viteza periferică a turbinei generează zgomot aerodinamic care depinde de viteza periferică la puterea 5...8.

Turbina fiind în vecinătatea clădirilor de locuit, trebuie limitată această viteză, de regulă, sub 20 m/s. Pornirea turbinei la o viteză de vânt cât mai mică este de asemenea un obiectiv important.

Toate aceste condiții deplasează soluțiile optime spre rapidități mai mici decât cele uzuale la turbinele centralelor eoliene.

Valoarea rapidității determină particularitățile constructive și de performanță energetică a turbinei. Analiza acestora evidențiază pentru turbinele lente valori reduse ale coeficientului de putere, valori ridicate ale coeficienților de moment și solidități mari ale turbinei, respectiv număr mare de palete și mai late. În mod contrar la turbinele rapide, se remarcă valori mai bune pentru coeficienții de putere, și valori scăzute pentru coeficienții de moment (cupluri de pornire mici) și solidități reduse, deci palete mai puține și mai zvelte. [5]

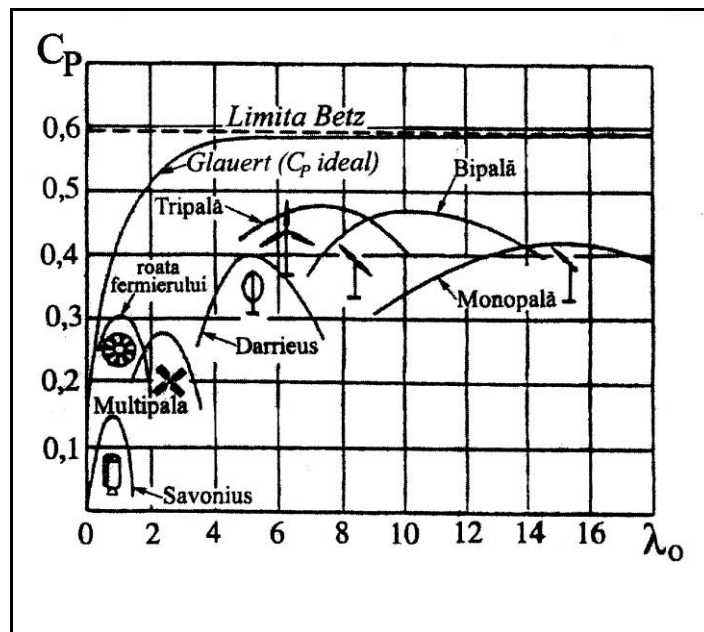


Figura nr. 2.22. Influența rapidității asupra tipului de turbină și a coeficientului de putere

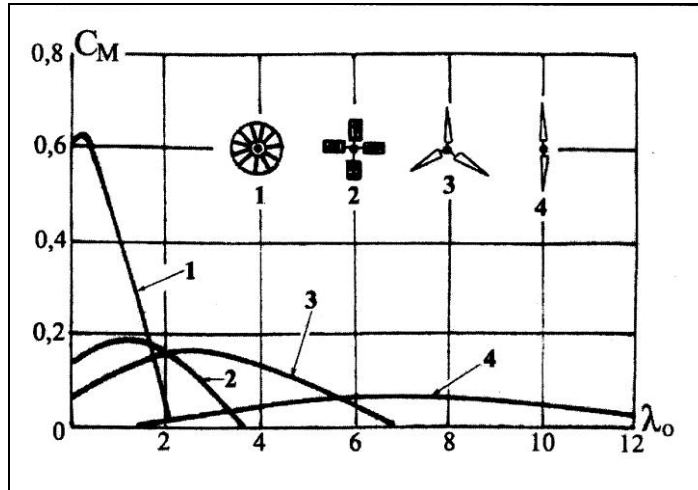


Figura nr. 2.23. Influența rapidității asupra coeficientului de moment în funcție de tipul de turbină

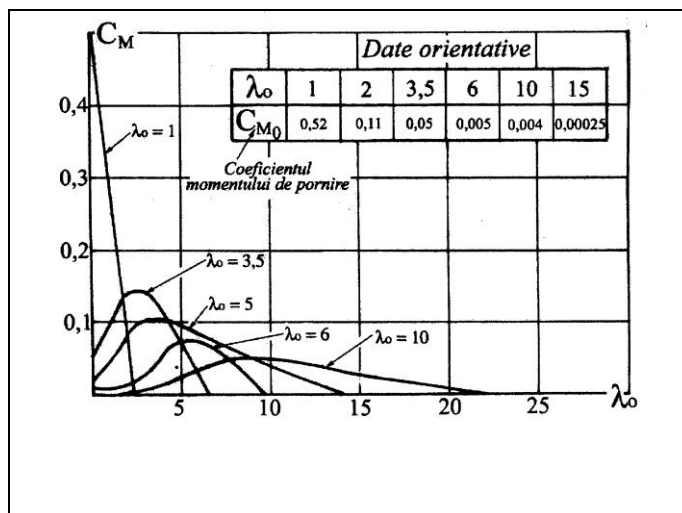


Figura nr. 2.24. Influența rapidității asupra cuplului de pornire al turbinei

Poziția axei turbinei

Opțiunea pentru ax vertical sau orizontal cere de asemenea o analiză specifică turbinelor de mică putere. La turbinele de putere mijlocie și mare, în această competiție au câștigat cert cele cu ax orizontal. În cazul celor de mică putere, nu s-a ajuns până în prezent la o concluzie certă. Cele două opțiuni se mențin în actualitate, fiecare cu avantaje și dezavantaje, formulate superficial. De regulă, se consideră avantaj al turbinelor verticale, faptul că nu trebuie orientate în vânt. Teza se ocupă în capitolele următoare în mod detaliat cu identificarea unor argumente științifice și tehnice pentru fundamentarea opțiunilor.

## 2.5. Concluziile documentării

---

### 2.5. Concluziile documentării

Documentarea într-un larg domeniu de informații științifice, tehnice și economice a permis formularea următoarelor concluzii:

› Energetica eoliană la începutul secolului XXI este o prezență științifică, tehnică și economică, puterile instalate în centralele aeroelectrice având o dinamică spectaculoasă, care la mijlocul secolului va ajunge la peste 100.000 MW putere instalată și va acoperi împreună cu alte surse regenerabile de energie cca. 40 % din totalul consumului energetic al lumii.

› Alături de aeroenergetica puterilor mari concretizate în centralele (fermele) aeroelectrice, care în 2003 au însumat o putere instalată de peste 40.000 MW, există un interes al pieței și pentru agregate de mică putere destinate gospodăriilor private în zonele fără rețele electrice, dar și în zone cu rețele pentru reducerea cheltuielilor.

› Dacă în domeniul agregatelor mari se poate considera tehnologia de valorificare maturizată prin cunoștințe științifice, creație inginerască, materiale utilizate, optimizări multilaterale, experiență în exploatare și competitivitate cu surse clasice, în domeniul agregatelor mici sunt necesare încă cercetări științifice și creații tehnice care să consolideze interesul pieței pentru aceste agregate domestice.

› În ce privește proiectarea sistemelor și în acest cadru a turbinelor eoliene, documentarea a fost valorificată prin sinteza procedurilor de calcul într-o ordine de succesiune temporală. Această sinteză devine utilă în analize de caz în domeniul agregatelor de mică putere.

Toate aceste informații conduc la o concluzie generală, și anume că, energia eoliană este o componentă certă în balanțele energetice ale viitorului imediat, privind competitivitatea cu alte surse energetice, motive suficiente pentru o analiză a utilizării agregatelor eoliene în cadrul unor sisteme complexe aplicabile în mediul rural.

În urma avantajelor rezultate pentru varianta utilizării forțelor portante, teza se va concentra asupra turbinelor care utilizează profile aerodinamice de minime rezistență. În acest scop a fost întocmită o sinteză privind caracteristicile genetice și energetice ale profilelor, metodologia urmează să fie folosită în cadrul tezei.

În ce privește caracteristicile turbinelor de vânt a fost motivată funcția caracteristică pentru asemănarea cinematică în forma raportului dintre viteza periferică a turbinei și viteza vântului. Această „rapiditate” a fost utilizată pentru clasificarea tipurilor de turbină. Au fost sintetizate cunoștințele existente privind curbele caracteristice de exploatare și cele adimensionale ale turbinelor, precum și coeficienții adimensionali utilizați pentru putere, moment și forța axială.

A fost prezentată dependența solidității turbinei de rapiditatea acesteia. A rezultat importanța unui compromis rațional între cerința reducerii masei paletajului prin mărirea rapidității și condițiile aplicațiilor în mediul rural care cer ameliorarea zgomotului aerodinamic prin reducerea turației turbinei.

Din analiza metodologiei proiectării am sintetizat algoritmele de calcul grupate în trei etape: - analize și decizii preliminare

- proiectarea aerodinamică

- proiectarea structurii de rezistență

În cadrul fiecărei etape au fost formulate metode de optimizare a soluțiilor.

Metodologia rezultată ia în considerare oferta meteorologică a amplasamentului, influența înălțimii stâlpului, și permite compararea soluțiilor posibile prin evaluarea producției anuale de energie. La calculul aerodinamic se

## Cap. 2. DOCUMENTARE GENERALĂ PRIVIND TURBINELE EOLIENE

---

formulează o curbă de exploatare deziderat și prin metode iterative se controlează curba obținută prin comparații cu cea deziderat în întreg domeniul de exploatare.

Metodele reținute și sintetizate pe baza documentării permit efectuarea de studii comparative prin care se realizează obiectivele maximizării producției de energie și minimizării costurilor. Acestea sunt principalele obiective ale tezei de doctorat.

### Capitolul 3. EVALUĂRI ALE NECESARULUI DE ENERGIE ÎN GOSPODĂRIILE RURALE

Prin acest studiu se urmărește experimentarea și demonstrarea eficienței, atât ale unor surse hibride insulare destinate unor gospodării izolate, cât și ale unor gospodării conectate la rețeaua electrică, în care sursa eoliană, complementară, acoperă o parte din consumul necesar locațiilor respective.

Problematika electrificării și termoficării așezărilor izolate în condițiile României este în continuă actualitate, existând un număr mare de gospodării rurale și cabane turistice care în prezent nu dispun de un minim de confort datorită absenței totale a electricității. Costul ridicat al extinderii rețelelor electrice și întreținerea lor în condițiile climei montane, mențin stagnarea rezolvării problemei pe această cale. [19]

Cercetările științifice pentru realizarea unor surse de energie insulare au înregistrat periodic rezultate, fără a oferi sisteme robuste și economice, accesibile pentru proprietarii săraci din aceste zone. Acestea au constituit soluții locale unicat la nivel de modele experimentale. Pe piața din România nu sunt oferite în prezent sisteme rezolvate la nivel de maturizare tehnică și nici întreprinzători care să ofere la cheie astfel de sisteme insulare. [19]

Tematica abordată în primele faze, urmărește evaluarea necesităților de energie în mediul rural, ținând cont de perspectivele unei dezvoltări moderne a acestor zone, și valorificarea surselor regenerabile de energie, corelate cu dezvoltarea unor module de agregate energetice, urmată de o caracterizare a surselor de energie disponibile local și în final o analiză a puterilor instalate în surse de energie specifice gospodăriilor rurale.

Necesarul de energie într-o gospodărie rurală, mică ori mijlocie, este foarte diferit în funcție de nivelul de confort, puterea economică și condițiile de utilizare. O gospodărie neelectrificată în prezent, are pretenții minime la nivelul iluminatului locuinței și al alimentării unor consumatori. Cererile de energie vor crește rapid, odată cu puterea economică a gospodăriei.

### 3.1. Evaluarea consumului energetic în zonele rurale

În cadrul Centrului de Cercetare pentru Aeroenergetică al Universității Politehnice Timișoara, s-au efectuat cercetări interdisciplinare și interzonale privind promovarea în plan regional, pentru localități mici și mijlocii, a unor module de independență energetică, efectuându-se un studiu pentru evaluarea consumului energetic. A fost evaluat necesarul de energie ale unor gospodării rurale și au fost studiate diferite module de energie, adecvate puterilor mici, rezultate prin folosirea unor resurse locale și a unor surse regenerabile [19]. S-au urmărit câteva obiective privind oferirea de resurse energetice pentru gospodării izolate la costuri accesibile, motivarea unor resurse locale ieftine, în condițiile de conectare la rețeaua electrică și rezolvări tehnice accesibile pentru populația rurală. [19] Am folosit rezultate ale acestor cercetări.

Au fost alese două gospodării "standard", una mai modestă cu pretenții energetice mai reduse, notată G1 – nivel minimal, și o a doua mai dezvoltată, G2 – nivel maximal. Pentru aceste gospodării au fost inventariate felul consumurilor energetice și al puterilor aferente exprimate prin două valori, puterea de vârf (instalată) și puterea medie anuală, urmărindu-se în acest sens acești parametri energetici corelați cu felul consumului; se obțin estimări privind valoarea consumului anual de energie pe nivele de confort, prezentate în următorul tabel: [19]

Nr. crt.	Felul consumului	G 1	G 2
		Putere instalată /	Putere medie
1.	Iluminat (locuință, grajd, curte)	0,2 / 0,03	0,6 / 0,12
2.	Radio – Televizor	0,1 / 0,02	0,2 / 0,04
3.	Sobă de gătit (reșou)	0,3 / 0,07	1,0 / 0,20
4.	Călcător, frigider și alte aparate de bucătărie	0,6 / 0,10	1,5 / 0,20
5.	Alimentare cu apă locală	0,5 / 0,10	2,0 / 0,40
6.	Apă caldă	1,0 / 0,1	2,0 / 0,2
7.	Încălzirea locuinței	1,0 / 0,3	5,0 / 1,5
8.	Mecanizări:		
	8.1. Prepararea furajelor	-	1,0 / 0,08
	8.2. Irigarea grădinii	-	2,0 / 0,10
	8.3. Scule mecanice diverse (mașina de găurit, ferăstrău, muls, stropit, etc)	-	3,0 / 0,05
9.	Total putere instalată / Total putere medie	3,7 / 0,72	18,3 / 2,89
10.	Consum anual de energie [kWh/an]	6307	25316

» Puterile calculate nu țin seama de felul energiei utilizate (ex: încălzirea locuinței, prepararea apei calde, etc).

» Consumul lunar de energie estimat: rezultă în medie 525 kWh/lună – pentru G1, respectiv 2110 kWh/lună – pentru G2, valori care evidențiază diferențierea consumurilor de energie, reflectând astfel un nivel de confort îmbunătățit pentru a doua gospodărie în raport cu prima. Aceste consumuri evaluate sunt superioare celor existente în prezent în România.

» Puterea de vârf este evident mai mică decât cea instalată din cauza nesimultaneității consumatorilor.

### 3.1. Evaluarea consumului energetic în zonele rurale

Pentru o concentrare a valorilor semnificative ale celor două variante analizate, se prezintă în tabelul următor rezultatele estimate în cadrul studiului prezentat anterior: [19]

VARIANTĂ	G 1	G 2
Putere instalată W	3,7	18,3
Putere medie anuală kW	0,72	2,89
Putere de vârf simultană: vara (fără încălzire)	0,6 (1,0)*	2,2 (4,2)*
iarna (cu încălzire)	1.6 (2,0)*	5,6 (7,2)*

Obs. \*) cu prepararea apei calde.

Dacă analizăm condițiile minimale – iluminat și un simplu consumator, avem: Minim de confort (iluminat electric și TV)

Puterea de vârf [kW] :	0,3	0,8
------------------------	-----	-----

Aceste valori obținute pentru cele două gospodării, ne oferă informații privind tipurile de consum specifice gospodăriilor rurale și sunt un reper al consumatorului rural, ținându-se seama de nivelul de confort specific localităților din România. Pentru parametrii energetici determinați, respectiv puterea instalată P [kW] și consumul anual exprimat în [kWh].

O carte editată în Franța în 1984 ("Les objectifs scientifiques de demain. Les microcentrales hydroelectriques", Ed. Masson) evaluează puterile într-o gospodărie la valori superioare incluzând în lista consumatorilor mașina de spălat rufe și vase, frigider, congelator, aspirator, bucătăria electrice, apă cadă, încălzire.

Puterea instalată totală: 26 – 31 kW

- din care pentru încălzire: 12 – 15 kW

Consum anual: 26400 - 36400 kWh/an

- din care pentru încălzire: 20000 – 30000 kWh/an

EDF (firmă de distribuție a energiei electrice) din Franța oferă următoarele tipuri de abonamente, în funcție de puterile instalate.

Gospodărie	3 kW (fără încălzire)
Confort	6 kW (fără încălzire)
Confort deosebit	9 kW (fără încălzire)
Încălzire pentru 100 m <sup>2</sup>	12 kW
Situații rare	36 kW (cu încălzire)

Aceste evaluări sunt mult superioare față de cele evaluate pentru România. Experiența ultimilor ani din România arată că populația este receptivă la confort dacă se oferă posibilități (camere de baie, apă în grajd, frigider, congelator, electrificări de scule gospodărești etc.) Astfel, evaluările minimale (iluminat, televizor) nu sunt realiste. Cu aceste precizări se consideră următoarele valori corectate față de studiul Centrului de Cercetare în Aeroenergetică din 1995, prezentate în tabel.

Conceptul de „autonomie energetică” trebuie considerat, în condițiile utilizării unor resurse energetice locale, economic motivate, pentru stimularea dezvoltării gospodăriilor rurale, prin oferirea unor resurse energetice locale avantajoase, ca cele prezentate anterior.

Rezolvarea tehnică a surselor locale este mai simplă în condițiile racordării gospodăriei la rețeaua electrică națională. Pentru o gospodărie izolată



### Cap. 3. EVALUĂRI ALE NECESARULUI DE ENERGIE ÎN GOSPODĂRIILE RURALE

neelectrificată, unde extinderea rețelelor electrice nu se poate face din considerente economice, trebuie conceput un sistem insular adecvat condițiilor locale. [19]

Pentru analiza soluțiilor acestor două tipuri de aplicații, trebuie luate în considerare două obiective suplimentare și anume, găsirea acelor soluții tehnice care să permită obținerea de costuri reduse ai parametrilor economici la puteri instalate mici și mijlocii, respectiv abordarea complexă a energiei rurale cu luarea în considerare atât a energiei electrice cât și a celei termice. În ceea ce privește puterea instalată, se apreciază ca fiind necesare anumite dotări standard, care să asigure utilizarea energiei electrice pentru diverse utilități, cât și a energiei termice pentru încălzire.

Puterea instalată prezintă interes în cercetarea surselor autonome, din considerente sociale și economice, pentru a oferi soluții unor gospodării și localități neelectrificate și la care extinderea rețelelor electrice nu este motivată.

În cadrul studiului efectuat de Centrul de Cercetare în Aeroenergetică, pe baza datelor statistice existente și în urma cercetărilor directe, se apreciază că în localitățile rurale consumul de energie (sub cele mai variate forme) este în continuă creștere, gama utilizărilor în mediul rural având tendința evidentă de a o echivala pe cea din mediul urban. [19]

Afirmația de mai sus este susținută și de faptul că în mediul sătesc sunt prezente practic aceleași aparate electrocasnice ca și în mediul orășenesc. Multe gospodării de la sate dispun de aparate radio, televizoare, frigider, congelatoare, aspiratoare de praf, mașini de spălat rufe, boilere etc. Mai mult decât atât, în gospodăriile rurale se găsesc instalații ce nu se află în folosința gospodăriilor urbane cum sunt: instalații de pompare (cu sau fără hidrofor) pentru utilizări menajere sau pentru udarea grădinii sau serei, fierăstraie circulare pentru tăiat lemne, mori cu ciocane pentru măcinatul cerealelor, ateliere de tâmplărie și altele. [19]

Rezolvarea acestor probleme, se poate face prin mobilizarea unor surse de energie locale, amintite anterior, care vor duce la economisirea de energie electrică consumată din rețeaua publică.

Concluzia acestui paragraf este că dezvoltarea unei viziuni cu oarecare perspectivă privind autonomia gospodăriilor rurale, se poate rezolva, deoarece pe plan mondial s-au dezvoltat în ultimii ani soluții inteligente în acest domeniu, prin generarea în paralel, de electricitate și căldură, în condițiile puterilor mici și mijlocii în gospodăriile locale.

Gradul de confort	1	2	3	4
Puteri instalate [kW]	3,7	18,3	25	30
- din care pentru încălzire	1,0	5,0	10	15
Energia anuală [kW/an]	6307	25316	30000	40000
- din care pentru încălzire	2628	13140	17520	21900
Puterea de consum medie [kW]	0,72	2,89	3,4	4,6
- din care pentru încălzire	0,30	1,50	2,0	2,5

A fost evidențiată distinct încălzirea locuințelor, având în vedere că încălzirea cu lemne încă prezintă unele avantaje în România.

Pentru alegerea surselor și dimensionarea lor, este util să fie evaluate la consumuri puterile de vârf, evident cu unele restricții raționale. Graficele orare din studiile CCAE oferă orientare în acest sens pentru aplatizarea curbelor de consum. Exemple:

- prepararea apei calde noaptea
- nesuprapunerea gătitului cu călcatul rufelor

### 3.1. Evaluarea consumului energetic în zonele rurale

- utilizarea sculelor nesimultan cu încălzirea.

Astfel, coeficienții de simultaneitate pentru puterile instalate au fost evaluate astfel:

- pentru gospodărie mică - vara 0,27  
- iarna 0,54 (0,35)
- pentru gospodărie mijlocie - vara 0,23  
- iarna 0,42 (0,27)

Aceste evaluări sunt orientative; în paranteze au fost afișate valori în absența încălzirii. Astfel pentru cele 4 grade de confort, puterile de vârf care trebuie asigurate de surse sunt evaluate în tabelul următor:

Grad de confort	1	2	3	4
Puterile de vârf [kW]				
- vara	1	4,5	6,25	7,5
- iarna	1,85	9,15	12,5	15

Studiile pentru sursele de energie sunt evaluate în capitolul următor.

O concentrare sintetică privind analiza realizată în acest capitol, cu referire la evaluările necesarului de energie în gospodăriile rurale, se dorește a fi o documentație privind modulele energetice preconizate cu caracteristici, privind încadrarea lor în diverse modele de construcții, care vor fi analizate pentru gospodării mici și mijlocii, în scopul valorificării totale a energiei eoliene, privind utilizarea microagregatelor eoliene în componența unor sisteme complexe.

În acest sens, a fost evaluat necesarul de energie al unor gospodării rurale și au fost studiate sursele de energie adecvate puterilor rezultate. Prin folosirea unor surse locale, și mai ales al unor surse regenerabile de energie, s-au analizat puterile instalate specifice gospodăriilor rurale, urmărindu-se mai multe obiective:

- > oferirea de surse energetice pentru gospodăriile izolate la costuri accesibile;
- > motivarea unor surse locale ieftine în condițiile de conectare la rețeaua electrică;
- > prezentarea posibilităților de surse alternative de energie în contextul analizat;
- > necesarul de energie a fost ierarhizat în trepte de consum și anume confort minimal 0,3-0,8 kW putere de vârf, pentru un confort mediu 1-4,2 kW vara, și 2-7,2 kW iarna, putere de vârf;
- > necesarul pentru un confort mărit, care presupune, pe lângă încălzire și mecanizări, 9 kW putere de vârf;
- > consumul anual de energie în kWh pentru o gospodărie mică este 6307 kWh/an, iar pentru o gospodărie mijlocie 25316 kWh/an;
- > s-au concretizat și câteva trepte ale puterii electrice instalate, respectiv 1 kW putere electrică pentru o sursă minimală la o gospodărie mică și un confort minimal, 2,5-3 kW la o echipare minimală pentru un confort mijlociu și mecanizare, și 5-7 kW putere electrică pentru o sursă maximală, care presupune un confort superior.

Câteva observații sunt necesare de făcut, și anume că trebuie făcută distincție între puterea instalată la consumatori și cea instalată în sursa de energie. Prima este evident mult mai mare, diferitele consumuri nefiind simultane. În cazurile studiate, puterile instalate la consumatori au fost evaluate la 2,7-16,3 kW, în funcție de mărimea gospodăriei și nivelul de confort.

### Cap. 3. EVALUĂRI ALE NECESARULUI DE ENERGIE ÎN GOSPODĂRIILE RURALE

---

Studiile Centrului de Cercetare pentru Aeroenergetică din Universitatea Politehnică Timișoara, în cadrul colaborării cu firmele canadiene, au stabilit ca obiectiv imediat o putere instalată de 2,5 kW, în condițiile în care sursa eoliană acoperă doar o parte din consumul unei gospodării, în cadrul obiectivului de a realiza economisirea de cheltuieli pentru energia electrică.

Obiectivul tezei în continuare este găsirea căilor de reducere a costului unui agregat de 2,5 kW prin compararea soluției cu ax vertical sau cu ax orizontal.

Pentru tratarea modulelor de energie se va aplica o concepție de "sistem energetic", motivat de caracterul aleator al surselor regenerabile (vânt, soare, biogaz), iar sistemul compus din mai multe genuri de module va asigura, prin conlucrarea acestora, graficul de consum fără restricții de confort. Compunerea lor în cadrul sistemelor depinde de treapta de consum și oferta specifică locală, probleme analizate în capitolele următoare.

### 3.2. Concluzii la capitolul 3

---

#### 3.2. Concluzii la capitolul 3

Acest capitol concentrează evaluările necesarului de energie în gospodăriile rurale, urmărindu-se experimentarea și demonstrarea eficienței unor surse hibride insulare pentru gospodării izolate, respectiv ale unor gospodării conectate la rețeaua electrică, unde sursa eoliană este complementară și acoperă doar o anumită parte din consumul acestor locații.

Evaluarea consumului energetic în aceste zone rurale pornește de la un studiu al Centrului de Cercetare în Aeroenergetică al Universității Politehnice Timișoara, folosindu-se rezultatele acestor cercetări. S-au urmărit felul consumurilor energetice și puterile aferente exprimate prin puterea instalată și puterea medie anuală, corelate cu felul consumului, obținându-se primele concluzii și anume că se oferă informații privind tipurile de consum specifice gospodăriilor rurale pentru parametrii energetici determinați.

Analizarea soluțiilor tehnice pentru cele două tipuri de aplicații, determină găsirea acelor soluții care să permită obținerea de costuri reduse pentru parametrii economici la puterile instalate considerate, prin mobilizarea unor resurse energetice locale.

Concluzia privind valorificarea resurselor locale de energie, este definită de diversitatea acestora, corelată și cu partea economică, în sensul promovării acestor resurse, ținând seama de noile tendințe existente și anume de dezvoltare a surselor curate, nepoluante, susținute de legiferări care urmăresc aceste obiective.

## Capitolul 4. SISTEME HIBRIDE PENTRU SURSELE DE ENERGIE DESTINATE MEDIULUI RURAL

### 4.1. Componente ale sistemelor hibride

În capitolul 3 a fost evaluat necesarul de energie în gospodării rurale izolate considerând patru trepte de confort, care în final a dus la un domeniu caracteristic pentru necesarul de energie.

Sistemul sursă, de regulă hibrid, corespunzător acestui domeniu de consum, trebuie studiată pentru următorul domeniu de parametrii energetici:

<u>Producție anuală de energie</u>	6300 – 40000 kWh/an
- din care în formă electrică	3700 – 18000 kWh/an
- din care eventual în altă formă (căldură)	2600 – 22000 kWh/an
<u>Putere medie anuală</u>	0,7 – 4,6 kW/an
- din care în formă electrică	0,4 – 2,1 kW/an
- din care eventual în altă formă	0,3 – 2,5 kW/an
<u>Putere de vârf (electric)</u>	1 – 7,5 kW/an
<u>Putere de vârf (electric+termic)</u>	1,85 – 15 kW/an

Se știe că sursa eoliană singură nu poate acoperi curba de consum. Este nevoie de un sistem hibrid compus din mai multe tipuri de surse care conlucrează sub un control automatizat. Se recapitulează în continuare principalele caracteristici ale surselor care pot deservi componente ale acestui sistem.

De regulă se disting două grupe de soluții:

- sursele locale sunt conectate în paralel cu o rețea electrică publică la care gospodăria este legată
- sursele locale constituie un sistem insular autonom fără legătură cu o rețea publică

Se tratează în continuare ambele situații ca variante ale sistemului hibrid.

<b>Componente</b>	<b>Comentarii</b>
Rețea publică	Reprezintă un avantaj cert atât pentru stocare cât și pentru acoperirea curbei de consum. Sursele locale trebuie să îndeplinească condițiile tehnice cerute de rețea (frecvențe, toleranțe ale tensiunii etc.)
Biomasă (lemne de foc) sau alt combustibil	Este o sursă care prin ardere directă contribuie la acoperirea acelei curbe de consum care asigură încălzirea incintelor gospodăriei, eventual și prepararea apei calde și a alimentelor. Acest subsistem este independent de cel electric.
Grup termoelectric (motor termic și generator electric)	Asigură parametrii electrici necesari pentru corecta alimentare a consumatorilor electrici. Celelalte surse locale se conectează în paralel cu această sursă de bază. Acestea economisesc combustibilul motorului

#### 4.1. Componente ale sistemelor hibride

	termic. Prin recuperarea căldurii de disipație rezultă așa-numit sistem „TOTEM”, care furnizează și căldură.
Baterii de acumulate	Acestea sunt de regulă electrice, dar pot fi și pneumatice sau hidraulice. Asigură compensarea puterii sursei cu consumatorii prin acumulări temporare.
Grup hidroelectric	Depinde de posibilitatea realizării în vecinătatea gospodăriei a unei amenajări hidroelectrice.
Sursa geotermală	Depinde de posibilitățile locale privind existența apei termale sau posibilitatea de utilizare a căldurii din sol. Sunt necesare amenajări prin foraje și schimbătoare de căldură.
Instalații de biogaz	Posibil de utilizat dacă există deșeurile necesare pentru fermentare. Economisește combustibilul clasic.
Gazogene	Prin ardere incompletă se generează gaz care poate economisi combustibilul clasic al motorului termic.
Surse solare	Pot valorifica căldura pentru prepararea apei calde sau alte necesități ale gospodăriei (topirea de ceară în apicultură). Pot produce electricitate cu ajutorul celulelor fotovoltaice.
Sursa eoliană	Poate produce electricitate sau direct căldură, eventual acționare mecanică a unor echipamente (moara, ferăstrău, mărunțire de foraje, pompare de apă). În prezent domină elementele aeroelectrice.

Orice sistem hibrid trebuie să fie echipat cu un subsistem de conducere și protecții care să asigure o exploatare automatizată.

Experiența derulată de Centrul de Cercetare pentru Aeroenergetică din Universitatea Politehnică din Timișoara în colaborare cu alte catedre din UPT și Universitatea de Științe Agricole din Timișoara au derulat în anii 1995-1997 studii și experimentări pentru turbine aeroelectrice, microhidrocentrale, biogaz, gazogene, grup termoelectric cu recuperare de căldură și surse solare. Finanțarea programului a fost întreruptă.

Analizele pentru componentele sistemelor hibride trebuie să includă condiționările economice. Sursele alternative trebuie să îndeplinească condiții severe de rentabilitate. Din punct de vedere funcțional și accesibilitate, cea mai simplă soluție pentru sursa insulară este grupul termoelectric cu recuperare de căldură. Orice altă soluție trebuie motivată comparativ cu aceasta. Grupul termoelectric experimentat de CCAE în colaborare cu catedra de mașini termice a oferit următorii parametrii energetici:

Putere electrică maximă: 2kVA  
 Putere recuperabilă prin căldură: 10 kW  
 Consum de combustibil: 1,2 l/h  
 Consum specific: 0,1 l / kWh  
 Combustibil: benzină CO98  
 Generator: GEH2000  
 Motor: HONDA GX160K1  
 Ansamblu: TOTEM – UPT1

Cap. 4. SISTEME HIBRIDE PENTRU SURSELE DE ENERGIE DESTINATE MEDIULUI RURAL

Sistemele hibride propuse în cadrul studiului CCAE sunt prezentate în tabele următoare:

<b>Putere nominală [kW]</b>	<b>Destinație</b>	<b>Componentă</b>	<b>Precizări suplimentare</b>
0,5	Gospodărie mică Confort minim (iluminat, radio, TV)	Grup aeroelectric + acumulatori + eventual fotovoltaic Eventual un grup termoelectric de rezervă de 700 W	Acumulatorii fiind scumpe nu se poate realiza o acumulare mare de energie electrică. vor apare perioade când graficul de consum nu este acoperit. Printr-o sursă fotovoltaică complementară se poate ameliora situația.
1	Gospodărie mică Confort redus (iluminat, radio, TV, apă caldă, frigider, aparate casnice, contribuție la încălzire)	<i>Varianta 1:</i> - Grup termoelectric carcasat cu recuperare de căldură (1 kW electric ; 2,5 kW termic ; 3,6 kW putere absorbită) - Grup aeroelectric (1 kW) - Generator biogaz - Panouri fotovoltaice. <i>Varianta 2:</i> - Grup hidroenergetic de 1kW - Eventual grup aeroelectric	Sursele de energii regenerabile funcționând în paralel cu grupul termoelectric realizează economii de combustibil  Soluția este condiționată de existența unui traseu de apă amenajabil.
3	Gospodărie mijlocie confort mijlociu (domestic, încălzire, mică mecanizare)	<i>Varianta 1:</i> - Grup termoelectric carcasat cu recuperare de căldură (7,5 kW termic, 11 kW putere absorbită) - Grup aeroelectric de 3 kW sau mai mare - Generator de gaz - Panouri fotovoltaice <i>Varianta 2:</i> - Grup hidroenergetic de 3 kW - Eventual grup aeroelectric	Sursele regenerabile economisesc combustibil  Condiționat de existența unui curs de apă amenajabil

În evaluarea puterilor instalate ale componentelor sistemelor hibride este necesar să precizăm câteva lucruri.

#### 4.1. Componente ale sistemelor hibride

---

Între puterea instalată a consumatorilor și cea instalată în sursele componente ale sistemului hibrid există o legătură firească, dar nu o simplă egalitate. În acest domeniu există mai multe mărimi energetice:

- Puterea instalată în consumatori
- Puteri instalate în componentele sursei
- Energia anuală consumată
- Energia anuală furnizată de sursă
- Puterea medie anuală de consum
- Puterea medie anuală a sursei hibride
- Puterea de vârf cerută de consumatori
- Puterea de vârf oferită de surse

La echilibrul sistemului complex trebuie asigurată o egalitate între puterea furnizată de sursă și puterea de consum.

În cursul unui an se realizează egalitatea între energia furnizată și cea consumată. Trebuie corelate și vârfurile de consum cu capacitatea surselor.

În cazul în care sistemul gospodăriei este conectat la o rețea publică, diferențele momentane între puteri, precum și între energiile anuale, sunt rezolvate de rețeaua publică. În cadrul sistemului insular trebuie găsite soluții locale prin sistemul de conducere. Pot apărea unele protecții, restricții sau deversări de putere care rezultă necesare prin studiul dinamicii sistemului complex.



#### 4.2. Agregate eoliene în componența sistemelor hibride

Teza de doctorat are ca obiectiv agregatele eoliene funcționând în componența unor sisteme hibride. În continuare capitolele tezei tratează problematica acestora. Generalitățile legate de aceste agregate au fost sintetizate în capitolele de documentare. Aceste noi capitole tratează analize și contribuții originale, care formulează măsuri pentru a le face mai adaptate la funcționare în componența sistemelor hibride.

În cazul agregatelor de vânt, puterile instalate și cele medii anuale depind de regimul vântului. Legătura între cele două mărimi poate fi evaluată, iar aproximarea acestei legături este utilă pentru adaptarea agregatului la caracteristica gospodăriei țintă. Se utilizează mărimea „timp echivalent de utilizare a puterii instalate”, și se evaluează acest timp la circa 2000 de ore/an. Se ajunge astfel la relația:

$$P_i \cdot 2000 = P_{ma} \cdot 8760, \quad P_{ma} - \text{putere medie anuală};$$

Astfel:  $P_{ma} \cong \frac{2000}{8760} \cdot P_i = 0,228 \cdot P_i$  respectiv  $P_i \cong 4,4 \cdot P_{ma}$

În ipoteza că întregul necesar al gospodăriei este acoperit de agregatul de vânt la domeniul afișat pentru studiu în capitolul 4.1. corespund următoarele puteri instalate în agregatul eolian.

Putere medie anuală totală	0,7 – 4,6 kW
În cazul acoperii doar a consumului electric (fără încălzire)	0,4 – 2,1 kW
Acestor domenii le corespund următoarele puteri instalate: respectiv	3 – 20 kW 1,8 – 9,2 kW

Fabricația competitivă a agregatelor nu permite încercarea de a adapta agregatul de vânt la diferitele nivele de consum. costurile de unicat ar reduce parametrii de rentabilitate. Din această cauză trebuie gândită, în condițiile fabricației de serie, o tipizare a puterilor agregatelor.

CCAIE din UPT derulează în prezent un program cu un concern canadian care pregătește un agregat tipizat care să echipeze casele oferite pentru vânzare. La baza economică a ofertei stă economisirea de cheltuieli ale gospodăriei pentru electricitate, casele fiind conectate la sistemul energetic local. Deci este vorba de acoperirea parțială a necesarului de energie electrică a gospodăriilor. Agregatul conceput în cadrul acestui program are puterea instalată de 2,5 kW, consecința unor analize economice complexe.

Teza de doctorat, fiind elaborată în paralel cu acest program, are ca obiectiv identificarea unor soluții de construcție care să mărească competitivitatea acestui tip de agregat, și să reducă costurile de fabricație în condițiile fabricației de serie organizată în România.

Studiile și propunerile din teză îmbunătățesc performanțele primului agregat realizat la nivel de prototip și oferă o alternativă modificată. Prin analize comparative se demonstrează avantajele și dezavantajele celor două soluții.

## 4.2. Agregate eoliene în componența sistemelor hibride

---

### 4.3. Concluzii la capitolul 4

Evaluarea unor studii pentru sursele de energie destinate mediului rural, aflate în componența unor sisteme hibride, au fost structurate pe trepte de confort care au condus la un domeniu caracteristic pentru necesarul de energie.

Analiza sistemului hibrid pornește de la cele două soluții existente și anume conectarea în paralele a surselor la rețeaua electrică publică, respectiv constituirea unui sistem insular complet autonom, care include condiționările economice, unde sursele alternative trebuie să îndeplinească condiții stricte de rentabilitate.

Existența unor sisteme hibride propuse în cadrul studiului efectuat de către Centrul de Cercetare în Aeroenergetică, au condus la evaluarea puterilor instalate în sursele componente sistemelor hibride și ale consumatorilor pe baza mai multor mărimi energetice. Pentru realizarea echilibrului între puterea furnizată de sursă și puterea de consum, prin egalitatea între energia furnizată și cea consumată, trebuie găsite soluțiile cele mai potrivite pentru cele două situații existente.

Particularizând obiectivul tezei de doctorat privind agregatele eoliene ce funcționează în componența unor sisteme hibride, se caută metode pentru a le face pe acestea mai adaptate la funcționarea lor în structura unor sisteme complexe. Pornindu-se de la analiza puterilor instalate și ale celor medii anuale, care depind de regimul vântului, se face o aproximare a acestei legături în scopul adaptării agregatului la caracteristica gospodăriei aleasă, încercându-se o tipizare a puterilor pe baza unui program al C.C.A.E. din cadrul Universității Politehnice Timișoara.

Concluzia acestui capitol este definită pentru găsirea unor soluții tehnice ale agregatului conceput în cadrul programului amintit, în scopul măririi competitivității și a performanțelor acestuia, oferindu-se o alternativă modificată, concretizată printr-o analiză comparativă a soluțiilor prezentate, în condițiile evaluării regimului vântului și a ofertei amplasamentelor pentru mediul rural.

## Capitolul 5. EVALUAREA REGIMULUI VÂNTULUI ÎN CONDIȚIILE GOSPODĂRIILOR RURALE

### 5.1. Vântul și energia vântului

Evaluarea regimului de vânt, care este o sursă capricioasă prin faptul că viteza lui variază în limite largi în timp și spațiu, este necesară în procesul de valorificare a energiei eoliene pentru gospodăriile locale. Aceste condiții preliminare sunt obținute din informații oferite de rețeaua de stații meteorologice, pe baza unor măsurători efectuate pe un amplasament. Agregatele mici folosite pentru variate utilizări în gospodăriile rurale, care exploatează un potențial de regulă mic, sunt instalate în apropierea locului de utilizare. Aceste locații, de obicei, nu sunt în apropierea stațiilor meteorologice. Cheltuielile pentru măsurători sistematice pentru aceste locații ar fi mari. Din aceste cauze, pentru aplicațiile în mediul rural se consideră suficiente evaluările aproximative ale ofertei aeroenergetice.

Vântul este definit de mișcarea maselor de aer din atmosfera terestră, ca fiind un înveliș gazos al Pământului, care se extinde până la altitudini ridicate, de 3000 km. Dacă ne referim la principalele fenomene meteorologice, acestea se desfășoară doar până la înălțimi de 8-17 km (troposfera). [5]

Vântul este generat de diferențele de presiune dintre două zone ale globului (gradientul baric), iar aceste diferențe sunt provocate de încălzirea neuniformă în urma radiației solare și de rotația Pământului. Masele de aer acumulează o mare cantitate de energie cinetică, pentru a evalua această energie, global sau local, este necesar să cunoaștem câmpul de viteze, cel de temperatură și cel de presiune. Temperatura și presiunea definesc densitatea locală a aerului.

Câmpul de viteze din troposferă are câteva caracteristici, care trebuiesc cunoscute în cazul unei aplicații în domeniul valorificării concrete a energiei eoliene și anume:

a) *Intensitatea vântului* în meteorologie este evaluată calitativ printr-o scară a vitezei (Scara Beaufort în 12 trepte), având următoarele exemplificări: [5]

<u>Tip de vânt</u>	<u>Viteza [m/s]</u>
Calm	< 0,4
Ușor	0,4÷5,8
Moderat	5,8÷11,0
Tare	11,0÷17,0
Furtună	17,0÷25,0
Uragan	> 34

Aplicațiile pentru zonele rurale se situează în benzile "ușor" și "moderat". Aceasta este o primă evaluare globală.

Așa cum s-a amintit, baza de date pentru aceste informații se constituie de regulă prin măsurătorile la stații meteorologice și se referă la componenta orizontală a vitezei vântului. Înregistrările de viteză se fac la cote standard la 10 m sau 50 m, care pot fi făcute la intervale de timp variabile (secunde, minute, ore), iar ordonarea datelor se face sub forma: [5]

- curbă de frecvență (nr. de ore pe an asociată intervalelor de viteze);  
- curbă de asigurare (se asociază un timp de asigurare la un domeniu de viteze mai mare decât viteza afișată).

## 5.1. Vântul și energia vântului

Prin integrarea curbei de frecvență se obține viteza medie anuală sau multianuală (lunară, zilnică, orară în cazul unor studii speciale), care este o caracteristică principală și globală a unui amplasament aeroenergetic, obținându-se astfel informații utile pentru aprecieri globale a resurselor de vânt utilizate în procesul de valorificare al acestora. [5]

În figura următoare se prezintă harta vântului pentru România, întocmită pe baza normelor europene în vigoare, de către ICEMENERG, care se referă la vitezele medii multianuale și este utilă pentru aprecieri globale a resurselor de vânt. [5]

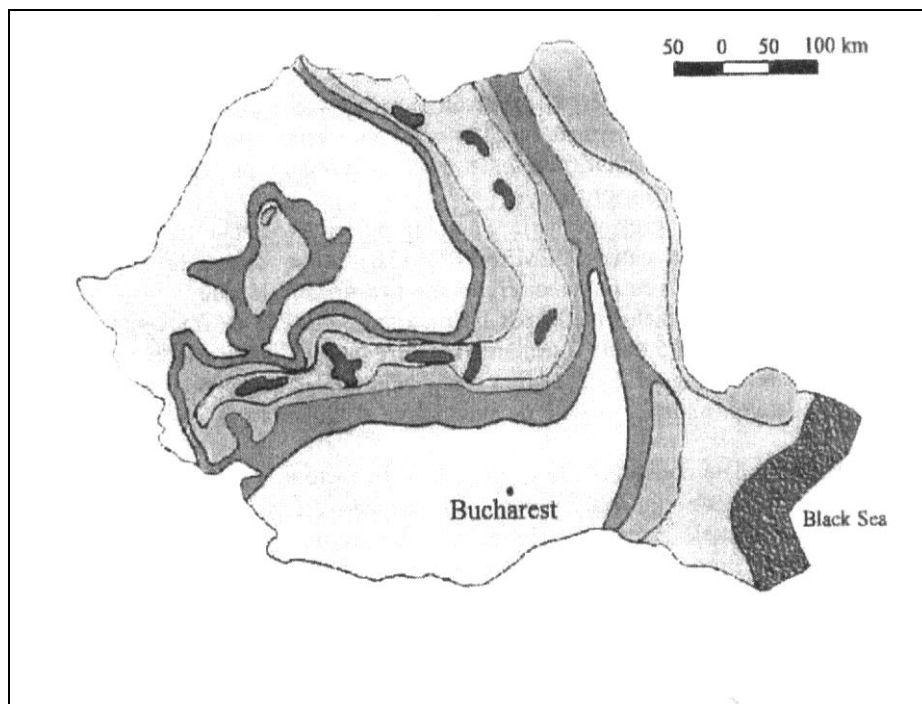

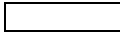


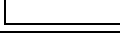


Figura nr. 5.1. Potențialul eolian al României

Resursele de vânt ale României la înălțimea de 50 m pentru diferite condiții topografice					
	zona montană înaltă	mare deschisă	zona litorală	terenuri plate	dealuri și podişuri
	m/s	m/s	m/s	m/s	m/s
	> 11,5	> 9,0	> 8,5	> 7,5	> 6,0
	10,0 ... 11,5	8,0 ... 9,0	7,0 ... 8,5	6,5 ... 7,5	5,0 ... 6,0
	8,5 ... 10,0	7,0 ... 8,0	6,0 ... 7,0	5,5 ... 6,5	4,5 ... 5,0
	7,0 ... 8,5	5,5 ... 7,0	5,0 ... 6,0	4,5 ... 5,5	3,5 ... 5,0
	< 7,0	< 5,5	< 5,0	< 4,5	< 3,5

## Cap. 5. EVALUAREA REGIMULUI VÂNTULUI ÎN CONDIȚIILE GOSPODĂRIILOR RURALE

Această hartă oferă o primă informație globală pentru o locație oarecare, evident insuficientă pentru un calcul economic.

Curbele de frecvență depind de valoarea vitezei medii multianuale. Informațiile din literatură [55] permit folosirea acestei proprietăți pentru evaluarea orientativă a curbei de frecvență în funcție de valoarea vitezei medii. În figura de mai jos se prezintă o sinteză a informațiilor oferite [55].

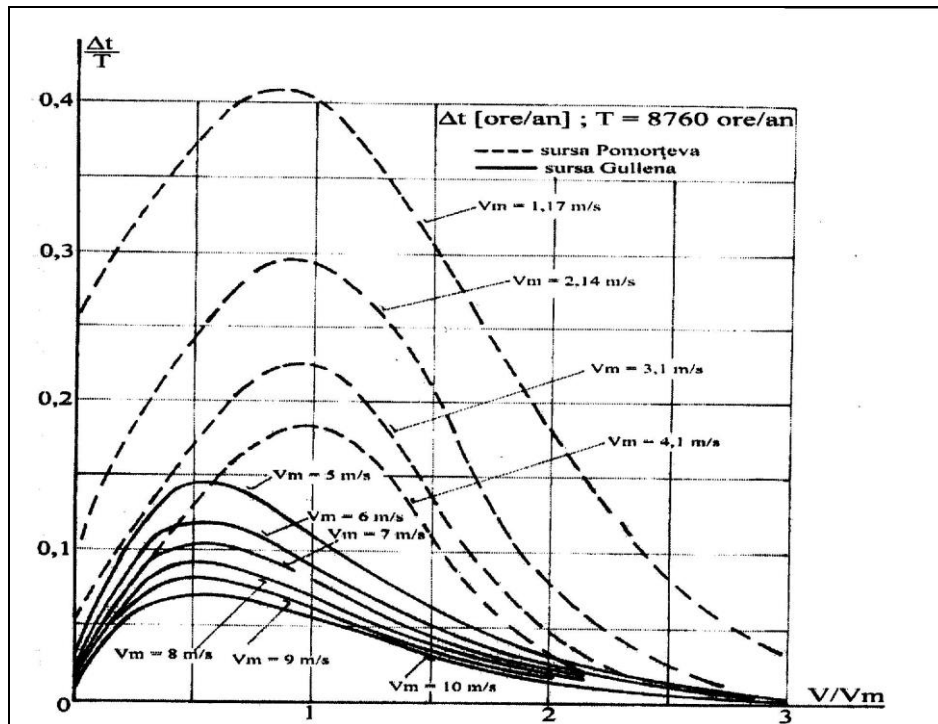


Figura nr. 5.2. Influența vitezei medii asupra curbei de frecvență

O altă evaluare meteorologică este prezentată în figura următoare, unde raportul ore/an cu viteză mai mare de 4 m/s este particularizat în cinci zone (vezi figura nr.5.3)

## 5.1. Vântul și energia vântului

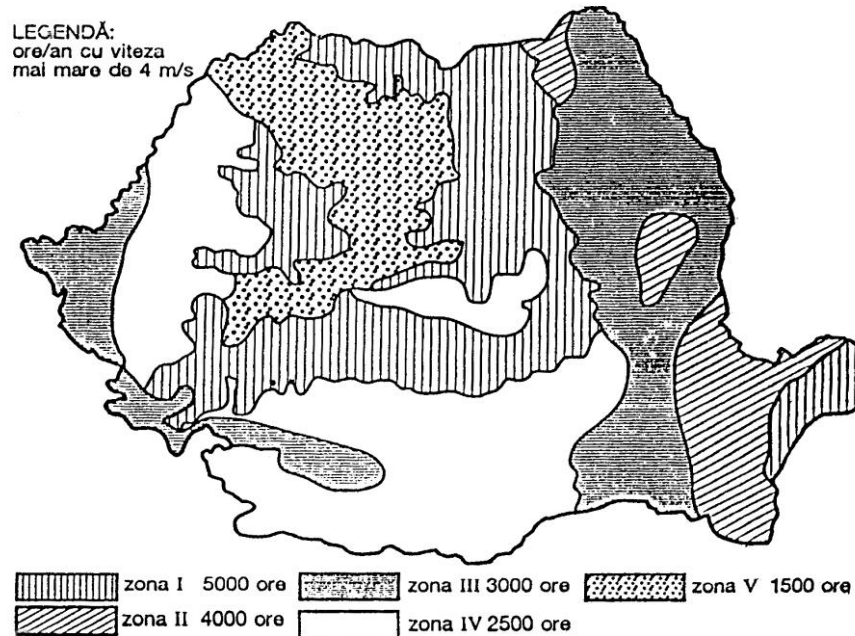


Figura nr. 5.3.

Vitezele extreme reprezintă un alt parametru ce caracterizează un amplasament, sunt stabilite prin metode statistice separate, iar cunoașterea lor este importantă pentru securitatea agregatelor aflate în furtuni. Acestea se aproximează ca proporționale cu viteza medie:  $v_{max} = k_e \cdot v_m$ . [5]

Valorile probabile pentru  $k_e$  sunt: [5]

O apariție la 100 ani	O apariție la 50 ani	O apariție la 30 ani
$k_e \equiv 10$	$k_e \equiv 9,2$	$k_e \equiv 8,7$

Direcția vântului se determină ca parte a orizontului dinspre care bate vântul, iar informațiile privind direcția vântului indică repetitivitatea vântului într-un anumit interval de timp (de regulă anul mediu meteorologic) după direcțiile cardinale.

Pentru a defini profilul vitezei vântului în stratul limită terestru, care depinde de topografia și rugozitățile terenului, definim stratul de aer, în care se manifestă influența suprafeței pământului asupra câmpului de viteze ale vântului (de frânare), ca fiind strat limită terestru. Stratul adiacent la sol are viteză nulă, iar grosimea stratului limită (înălțimea) este de câteva sute de metri (normele SUA 250÷400 m). Analizând informația că pe verticala (elevația) unui amplasament, viteza orizontală a vântului variază de la zero până la valoarea din afara stratului limită, putem trage concluzia că, viteza medie a amplasamentului este influențată de înălțimea de la sol, prezentată în figura următoare: [5]

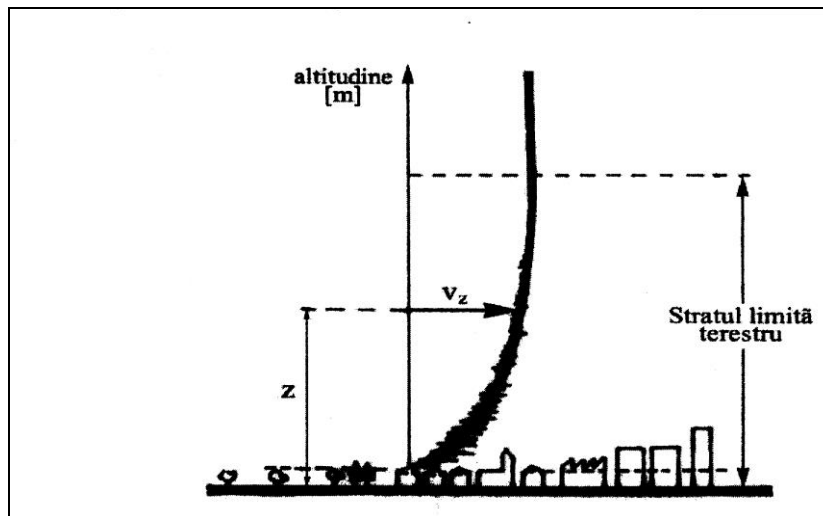


Figura nr. 5.4. Profilul vitezei vântului în stratul limită terestru

Agregatele de valorificare a energiei vântului sunt plasate în interiorul stratului limită terestru, iar în funcție de dimensiunea turbinei de vânt, acestea se amplasează pe stâlpul de susținere la diferite elevații.

Ca atare pentru calculele aeroenergetice vitezele de referință trebuie recalculate la nivelul de amplasare al turbinelor de vânt.

## 5.2. Mărimi complementare vitezei vântului

---

### 5.2. Mărimi complementare vitezei vântului

Pentru efectuarea unor evaluări privind potențialul eolian utilizat în anumite condiții, pe lângă informațiile privind viteza vântului, este necesar a fi cunoscute și câmpurile de presiune și temperatură. Aceste informații definesc densitatea aerului, ca mărime ce intervine explicit în relațiile puterii vântului.

Presiunea atmosferică prezintă modificări și în sens orizontal datorită unor cauze de natură termică sau de natură dinamică. Pentru informații meteorologice se utilizează presiunea corectată la nivelul mării, care este necesară pentru evidențierea diferențelor de presiune datorate altor factori decât altitudinea.

Pentru calculele energetice este necesară însă cunoașterea exactă a presiunii locale (la cota amplasamentului studiat).

Celălalt parametru care intervine la definirea densității aerului și anume temperatura atmosferică, care prezintă o variație a valorii odată cu creșterea înălțimii de la suprafața terestră, este relativ intensă în atmosferă și se manifestă în sensul scăderii acesteia spre înălțimi cu cca.  $0,6 \div 1^{\circ} \text{C}$  la 100 m, valoare numită gradient termic.

Aceste informații privind viteza, presiunea barometrică și temperatura în dreptul agregatului de vânt, necesară pentru calculele energetice, servesc la întocmirea unor algoritme de calcul utilizate în aplicațiile pentru gospodării locale.



### 5.3. Metodologia de evaluare a ofertei amplasamentelor pentru mediul rural

Pentru a face studii de caz privind oferta aeroenergetică a unei locații a gospodăriei rurale, putem identifica unele date mai ușor accesibile, și este necesar să le completăm cu ajutorul unor raționamente bazate pe cunoștințele mai generale privind atmosfera terestră.

**Date evaluate:**

> viteza medie a vântului  $v_m$  [m/s]

Poate fi evaluată pe baza hărții ICEMENERG și a unor constatări locale diverse, eventual și măsurători, precum și informații de la stațiile meteorologice învecinate.

> presiunea barometrică la nivelul mării (variază în cursul unui an între 740-780 torr), respectiv  $1,01 \times 10^5 \pm 275$  Pascall [N/m<sup>2</sup>].

> Barometrele locale indică această presiune recalculată la nivelul mării.

> temperatura aerului este cunoscută din informațiile meteorologice (variază în cursul anului).

> coordonatele locației (latitudine, longitudine, elevație față de sol și altitudinea locului față de nivelul mării).

> rugozitatea echivalentă a suprafeței solului în zona locației.

**Date calculate:**

Viteza medie recalculată la nivelul elevației de la sol ( $z$ ). Se va utiliza pentru stratul limită aproximația exponențială:

$$v_{mz} = v_{mr} \left( \frac{z}{z_r} \right)^\alpha$$

unde  $v_{mr}$ ,  $z_r$  sunt date inițiale de referință

$$\alpha = \alpha_0 [1 - 0,55 \log(v_{mr})]$$

$$\alpha_0 = \left( \frac{z_0}{z_r} \right)^{0,2}$$

$z_0$  parametru de rugozitate

Valori orientative pentru  $z_0$ :

$z_0$ [m]	Tipul de teren
0,0001 – 0,0001	teren plat și neted (plaje, gheață, apă calmă, deșert neted)
0,001 – 0,002	lacuri cu vânt, teren neted cu zăpadă
0,01 – 0,1	teren agricol plat cu iarbă, teren agricol cu arbori, tufe împrăștiate, păduri discontinue
0,3 – 1,2	teren agricol împădurit
0,4 – 3,0	arii urbane și suburbane în funcție de înălțimea clădirilor

**Curbe de frecvență ale vitezelor**

O primă evaluare se poate face cu ajutorul curbelor adimensionale  $\Delta t/T = f(v/v_m)$  construite cu ajutorul datelor experimentale publicate în [55] prezentate în subcapitolul 5.1.

O altă cale pentru calcule este utilizarea modelului Weibull adaptat pentru calcule aeroenergetice de Centrul de Cercetare pentru Aeroenergetică. Adaptarea

### 5.3. Metodologia de evaluare a ofertei amplasamentelor

constă în alegerea variantei cu trei parametri și evaluarea statistică a celor trei constante.

Prin acest model, se identifică statistic curba de frecvență probabilă a cutiilor de viteze, iar frecvența se asociază valorilor centrale ale cutiilor, dar nu conține spectrul larg de frecvență al turbulenței, nici rafalele. Metoda propusă se utilizează pentru un an mediu, în cadrul unui interval multianual, iar intervalele mai scurte (lună, zi, oră) sunt utilizate uneori ca fracțiuni de an și reprezintă „lună medie”, „zi medie” în cadrul unui an.

Pentru punerea în aplicare a acestor informații se utilizează două formule și anume, curba de frecvență și curba de asigurare (de acoperire). 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 utilizate în aplicațiile practice. Cele două curbe sunt legate prin operații de derivare-integrare. [20]

Modelul matematic are la bază măsurători efectuate de stațiile meteorologice, privind regimul vânturilor, unde aproximarea analitică a modelului Weibull pentru curba de frecvență a vitezei (Frequency distribution function) are configurația următoare:

$$FF(v) = \frac{8760}{c} k \left( \frac{v-a}{c} \right)^{k-1} \cdot \exp \left[ - \left( \frac{v-a}{c} \right)^k \right] \quad [20]$$

Modelul Weibull pentru curba de asigurare (Cumulative distribution function):

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

În cadrul acestor relații, frecvența rezultă în ore/an sau prin raportare la cele 8760 ore/an în frecvențe relative (adimensionale), iar curbele Weibull conțin trei constante și anume:  $k$  - parametrul de formă,  $c$  - parametrul de scară,  $a$  - parametrul de localizare, care pot fi evaluate în funcție de viteza medie multianuală a amplasamentului.

Observația care se impune, este faptul că parametrul de localizare depinde de frecvența asociată vitezei nule ( $v = 0$ ), calmul atmosferic. Uneori se asociază calmului frecvența zero, rezultând un model Weibull cu doi parametri ( $k$  și  $c$ ).

În cazul în care, pentru un amplasament analizat ca ofertă aeroenergetică lipsesc informațiile (măsurătorile) pe mai mulți ani, întocmite de institute de specialitate privind regimul vântului, analizele de fezabilitate pot fi făcute pe baza valorii vitezei medii a vântului, care pot fi deduse din hărțile macrogeografice sau din alte informații utilizând aproximațiile Weibull.

Concluzionând, se obține astfel o curbă de frecvență, unde frecvenței  $i$  se asociază durate (ore/an) sau % din numărul total de ore într-un an sau un alt interval de timp. Prin integrarea curbei de frecvență se obține viteza medie anuală sau multianuală (uneori lunară, zilnică, orară în cazul unor studii speciale), care este o caracteristică globală a amplasamentului. [21]

Cealaltă ordonare a vitezelor mediate pe timp scurt, este curba de asigurare, care are unele avantaje pentru unele raționamente tehnice. Această curbă are în abscisă frecvența, respectiv durata (ore/an), iar în ordonată pragul de viteză asigurat ( $v \geq$ ). Curba de frecvență se poate obține prin derivarea curbei de asigurare. [21]

Cap. 5. EVALUAREA REGIMULUI VÂNTULUI ÎN CONDIȚIILE GOSPODĂRIILOR RURALE

În cadrul studiului efectuat de Centrul de Cercetare pentru Aeroenergetică, s-au stabilit relații probabile pentru dependența constantelor Weibull de viteză medie, care sunt redată în continuare: [21]

Const.  $k = 1,05 \dots 0,73$  (valoare medie 0,94)

Valori utilizate de NASA pentru amplasamente din SUA 0,9144...0,9002 pentru domeniul  $v_m = 5,58 \div 9,81$ .

Parametrul de formă este exprimat prin relația  $k = \text{const.} \cdot \sqrt{v_m}$ , iar parametrul de scară determinat prin expresiile:

$$c = \frac{v_m}{-0,09562 - 0,1236k + 0,6860\sqrt{k} + \frac{0,5192k}{k}} \text{ valabil pentru } k = 1 \dots 7$$

$$c_{\text{apox.}} = \frac{v_m}{0,9 \pm 0,01} \text{ pentru domeniul } k = 1,5 \dots 4.$$

În final, pentru a treia constantă, respectiv parametrul de scară (a), s-a făcut o evaluare pe baza datelor anterioare sub forma:  $a \cong -c \left( \ln \frac{8760}{T_0} \right)^{1/k}$  [21]

Din baza de date avem  $T_0$  timpul asigurat pentru  $v=0$  exprimat prin relația:  
 $T_0 = 8760 - 3050 v_m^{-1,65}$

Respectiv cu  $\Delta T_c$  durata calmului exprimat în [ore/an]  $\Delta T_c = 3050 v_m^{-1,65}$

Cu aceste evaluări rezultă durata calmului, funcție de valoarea vitezei medii [21]

$v_m$ [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
$(\Delta T_c)_{\text{emp}}$	2700	1000	550	330	225	170	130	103	83	65

Cu acest model construit, unde relațiile pot fi corectate dacă se dispune și de o altă bază de date mai recentă, rezultă următoarele valori pentru constantele Weibull, care se utilizează în continuare pentru calculul ofertei energetice a amplasamentelor pentru turbinele de vânt, caracterizate doar prin valorile vitezelor medii.

Pentru constantele Weibull evaluate în acest fel, unde viteza medie ( $v_m$ ) este considerată la nivelul de instalare a agregatului, se obțin următoarele valori: [21]

$v_m$ [m/s]	2	3	4	5	6
Const. $k = 1,05$					
k	1,48	1,82	2,10	2,35	2,57
c	2,29	3,38	4,51	5,65	6,75
a	-0,52	-0,70	-0,92	-1,16	-1,42
Const. $k = 0,94$					
k	1,41	1,63	1,88	2,10	2,30
c	2,17	3,34	4,50	5,64	6,67
a	-0,43	-0,58	-0,76	-0,97	-1,19
Const. $k = 0,73$					
k	1,03	1,26	1,46	1,63	1,79
c	2,05	3,23	4,40	5,57	6,73
a	-0,25	-0,34	-0,45	-0,57	-0,71

### 5.3. Metodologia de evaluare a ofertei amplasamentelor

Alegerea valorii probabile pentru parametrul  $k$  depinde de informații complementare privind amplasamentul. Dacă astfel de informații nu pot fi obținute, calculul se va face cu valoarea medie (constanta  $k = 0,94$ ). În cartea lui Justus [56] se oferă rezultate prelucrate pentru amplasamente din SUA rezultând constanta  $k = 0,87$ .

Ca o indicație orientativă se poate considera că amplasamentelor montane le corespund valori ale constantei  $k$  mai mici în comparație cu cele de la șes (litoral).

Pentru densitatea masică a aerului trebuie evaluate presiunea barometrică locală la elevația agregatului și temperatura anuală. Densitatea depinde și de umiditatea aerului, dar această influență poate fi considerată neglijabilă.

La calculul densității masice a aerului, se obține precizie suficientă în domeniul de interes, prin ecuația gazelor ideale,  $\rho = \frac{p}{R \cdot T}$ ,

unde  $p$  - presiunea barometrică locală [Pa],  
 $R$  - constanta gazelor ( $R = 287 \text{ J/kg } ^\circ\text{K}$ ),  
 $T$  - temperatura absolută ( $T = 273 + t \text{ } ^\circ\text{C}$ ),  
 $\rho$  - densitatea masică [ $\text{kg/m}^3$ ],

iar influența umidității relative apare doar în a treia zecimală (Ex.:  $p = 760 \text{ torr}$ ;  $t = 20^\circ\text{C}$ ;  $\varphi = 60\%$ ;  $80\%$ ;  $100\%$ ;  $\rho = 1,199$ ;  $1,197$ ;  $1,195 \text{ kg/m}^3$ ). [21]

Presiunea locală rezultă din recalcularea presiunii barometrice la nivelul mării  $p_{b0}$  pentru înălțimea rezultată prin însumarea altitudinii locului  $h$  cu elevația  $z$ :  $p_b$

$h + z$ [m]	0	200	400	600	800
$p_b/p_{b0}$	1	0,976	0,954	0,932	0,909

În analize, de regulă, se identifică influențe ale temperaturii și presiunii asupra densității. Se compară regimul de iarnă/vară. Densitatea aerului în condiții standard ( $760 \text{ torr}$ ,  $20^\circ\text{C}$ ,  $\varphi = 60\%$ ) este de  $1,199 \text{ kg/m}^3$ . Uneori se convine pentru o valoare standard de  $1,225 \text{ kg/m}^3$  corespunzător la  $14^\circ\text{C}$ .

Pentru analize în continuare am calculat curbele de frecvență pentru un domeniu de viteze medii posibile în zonele rurale. Am utilizat const.  $k = 0,94$  iar cele trei constante Weibull le-am ales din tabelul afixat în acest subcapitol.

$v_m$ [m/s]	2	3	4	5	6
$v_{\downarrow}$	F [ore/an]				
1	2752,90	1985,81	1349,95	918,87	657,35
2	1844,96	1884,48	1597,28	1241,99	963,94
3	1019,94	1457,57	1531,00	1373,88	1170,99
4	494,73	978,91	1265,47	1318,34	1243,31
5	216,63	587,28	926,86	1125,20	1180,84
6	87,06	319,83	610,42	865,22	1014,72
7	32,46	159,75	364,74	603,78	793,65
8	11,32	73,73	198,93	384,07	566,76
9	3,71	31,61	99,46	223,32	370,10
10	1,15	12,65	45,73	118,91	221,12
11	0,34	4,74	19,39	58,06	120,87
12	0,09	1,67	7,59	26,01	60,43
13	0,03	0,55	2,75	10,70	27,61
14	0,01	0,17	0,92	4,04	11,52

Cap. 5. EVALUAREA REGIMULUI VÂNTULUI ÎN CONDIȚIILE GOSPODĂRIILOR RURALE

15	0,00	0,05	0,29	1,40	4,39
16	0,00	0,01	0,08	0,45	1,52
17	0,00	0,00	0,02	0,13	0,48
18	0,00	0,00	0,01	0,04	0,14
19	0,00	0,00	0,00	0,01	0,04
20	0,00	0,00	0,00	0,00	0,01
21	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
22	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
23	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
24	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
25	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
26	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
27	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
28	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
29	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
30	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Se vede că vitezele medii mici se exclud din aplicații, poate prezenta interes domeniul  $v_m \geq 3$  m/s

Pentru analiza influenței elevației agregatului am calculat creșterea vitezei medii în raport cu cea de referință de la elevația de referință de 10m.

$v_m = 3$  m/s

Elevația [m]	10	15	20	25	30
Parametrul de rugozitate $z_0$ [m]	Raportul $v_{mz}/v_{m10}$				
0,0001	1	1,03036	1,05245	1,06992	1,08441
0,001	1	1,04854	1,08440	1,11306	1,13704
0,01	1	1,07802	1,13703	1,18502	1,22574
0,1	1	1,12644	1,22573	1,30873	1,38070
1	1	1,20767	1,38068	1,53177	1,66742

$v_m = 6$  m/s

Elevația [m]	10	15	20	25	30
Parametrul de rugozitate $z_0$ [m]	Raportul $v_{mz}/v_{m10}$				
0,0001	1	1,02346	1,04045	1,05381	1,06486
0,001	1	1,03744	1,06486	1,08662	1,10473
0,01	1	1,05999	1,10472	1,14072	1,17099
0,1	1	1,09673	1,17099	1,23203	1,28426
1	1	1,15759	1,28424	1,39195	1,48663

Cu ajutorul acestor date poate fi evaluată influența rugozității și a elevației asupra vitezei medii. Observăm că valorile raportului  $v_{mz}/v_{m10}$  calculată pentru cele două valori ale vitezelor medii de referință sunt apropiate, cu o scădere a valorilor numerice la o viteză de referință mai mare.

## 5.4. Analize energetice

---

### 5.4. Analize energetice

Viteza și densitatea aerului nu oferă direct o evaluare energetică. Se poate apela pentru aceasta la puterea cinetică asociată vitezei medii și a unei arii expusă unitare:

$$P_{cu} = \rho \frac{v^3}{2} \quad [\text{W/m}^2]$$

Puterile parțiale și energiile aferente pentru cutiile de viteze pot fi calculate cu ușurință cu ajutorul curbelor de frecvență. S-a calculat cu  $\rho = 1,225 \text{ kg/m}^3$ .

v [m/s]	P <sub>cu</sub> [W]
1	0,61
2	4,90
3	16,54
4	39,20
5	76,56
6	132,30
7	210,09
8	313,60
9	446,51
10	612,50
11	815,24
12	1058,40
13	1345,66
14	1680,70
15	2067,19
16	2508,80
17	3009,21
18	3572,10
19	4201,14
20	4900,00
21	5672,36
22	6521,90
23	7452,29
24	8467,20
25	9570,31
26	10765,30
27	12055,84
28	13445,60
29	14938,26
30	16537,50

Energiile cinetice unitare anuale aferente tabloului de frecvențe sunt redată în tabloul următor:

$$\Delta E_u = P_{cu} \cdot \Delta T \quad [\text{Wh/m}^2/\text{an}]$$

Cap. 5. EVALUAREA REGIMULUI VÂNTULUI ÎN CONDIȚIILE GOSPODĂRIILOR RURALE

$v_m$ [m/s]	2	3	4	5	6
$v_{\downarrow}$	$\Delta E_u$ [Wh/m <sup>2</sup> /an]				
1	1679,27	1211,35	823,47	560,51	400,99
2	9040,32	9233,96	7826,66	6085,77	4723,33
3	16869,82	24108,15	25322,78	22723,96	19368,11
4	19393,53	38373,21	49606,38	51678,94	48737,60
5	16585,17	44962,50	70960,60	86145,61	90405,13
6	11517,64	42313,05	80757,95	114469,01	134247,24
7	6820,12	33562,52	76627,78	126848,68	166737,95
8	3550,28	23121,36	62383,64	120443,80	177735,52
9	1658,54	14115,64	44408,52	99714,85	165251,97
10	705,61	7746,88	28009,87	72834,97	135436,52
11	276,40	3862,76	15804,65	47329,56	98541,26
12	100,53	1764,25	8036,18	27527,24	63958,98
13	34,18	742,90	3703,13	14394,29	37157,14
14	10,92	289,92	1553,47	6790,50	19365,91
15	3,30	105,32	595,45	2897,61	9068,95
16	0,94	35,74	209,18	1120,73	3819,73
17	0,26	11,37	67,52	393,54	1447,85
18	0,07	3,40	20,07	125,62	494,03
19	0,02	0,96	5,50	36,49	151,76
20	0,00	0,25	1,39	9,65	41,96
21	0,00	0,06	0,33	2,33	10,44
22	0,00	0,02	0,07	0,51	2,34
23	0,00	0,00	0,01	0,10	0,47
24	0,00	0,00	0,00	0,02	0,09
25	0,00	0,00	0,00	0,00	0,01
26	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
27	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
28	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
29	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
30	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Total	<b>88246,92</b>	<b>245565,56</b>	<b>476724,59</b>	<b>802134,31</b>	<b>1177105,27</b>

#### 5.4. Analize energetice

$v_m$ [m/s]	2	3	4	5	6
$v \downarrow$	$\Delta E_u$ [kWh/m <sup>2</sup> /an]				
1	1,6793	1,2113	0,8235	0,5605	0,4010
2	9,0403	9,2340	7,8267	6,0858	4,7233
3	16,8698	24,1081	25,3228	22,7240	19,3681
4	19,3935	38,3732	49,6064	51,6789	48,7376
5	16,5852	44,9625	70,9606	86,1456	90,4051
6	11,5176	42,3131	80,7579	114,4690	134,2472
7	6,8201	33,5625	76,6278	126,8487	166,7379
8	3,5503	23,1214	62,3836	120,4438	177,7355
9	1,6585	14,1156	44,4085	99,7148	165,2520
10	0,7056	7,7469	28,0099	72,8350	135,4365
11	0,2764	3,8628	15,8046	47,3296	98,5413
12	0,1005	1,7643	8,0362	27,5272	63,9590
13	0,0342	0,7429	3,7031	14,3943	37,1571
14	0,0109	0,2899	1,5535	6,7905	19,3659
15	0,0033	0,1053	0,5955	2,8976	9,0690
16	0,0009	0,0357	0,2092	1,1207	3,8197
17	0,0003	0,0114	0,0675	0,3935	1,4478
18	0,0001	0,0034	0,0201	0,1256	0,4940
19	0,0000	0,0010	0,0055	0,0365	0,1518
20	0,0000	0,0003	0,0014	0,0097	0,0420
21	0,0000	0,0001	0,0003	0,0023	0,0104
22	0,0000	0,0000	0,0001	0,0005	0,0023
23	0,0000	0,0000	0,0000	0,0001	0,0005
24	0,0000	0,0007	0,0000	0,0000	0,0001
25	0,0000	0,0001	0,0000	0,0000	0,0000
26	0,0000	0,0000	0,0001	0,0000	0,0000
27	0,0000	0,0000	0,0000	0,0001	0,0003
28	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
29	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
30	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Total	<b>88,2469</b>	<b>245,5665</b>	<b>476,7247</b>	<b>802,1344</b>	<b>1177,1056</b>

S-a considerat că la viteza de 25 m/s agregatul este oprit din motive de protecție. Puterile valorificate unitare (pentru aria expusă de 1 m<sup>2</sup>) rezultă prin coeficientul de putere asigurat de tehnologia de valorificare:  $P_{vu} = C_p P_{cu}$

Posibilitățile tehnologiei se manifestă prin coeficientul de putere, problematică prezentată în capitolele de documentare.

Prin aceste exemple, se oferă o metodologie unitară privind evaluarea ofertei energetice a amplasamentelor favorabile turbinelor de vânt, urmărindu-se performanțele tehnologiei de valorificare.



### 5.5. Concluziile capitolului 5

Pe baza documentării generale a fost stabilită o metodologie pentru evaluarea ofertei energetice a atmosferei pentru un amplasament rural. Această evaluare este orientativă dar este utilă pentru diferite analize comparative (influența vitezei medii, a înălțimii stâlpului și alte influențe) care stau la baza unor decizii tehnice și economice.

Metodologia stabilită este următoarea:

1. Pe baza unor informații generale (hărți de zonare), a unor locale (stații meteorologice apropiate, constatări locale), și eventual a unor măsurători locale complementare, se evaluează viteza medie a locului cu precizarea elevației de referință. Se stabilește pentru analize eventual un domeniu de viteze medii. La fel se procedează pentru temperatura aerului și pentru presiunea barometrică (recalculată prin calibrarea barometrelor pentru nivelul mării). Se stabilește altitudinea locului față de nivelul mării și elevația față de sol a turbinei de vânt (stâlp, casă). Se evaluează parametrul de rugozitate a zonei amplasamentului, eventual un domeniu de rugozități.

2. Se calculează viteza medie pentru elevația turbinei, presiunea barometrică locală și densitatea probabilă a aerului la nivelul turbinei (eventual un domeniu de densități).

3. Prin utilizarea modelului Weibull se calculează curbele de frecvență ale vitezelor (histograme pe baza metodei „binilor” cutiilor de viteze).

4. Cu ajutorul vitezelor și a densității se calculează puterile cinetice aferente unei arii unitare ( $1 \text{ m}^2$ ) expuse în vânt.

5. Cu ajutorul curbelor de frecvență se calculează energia cinetică unitară aferentă cutiilor de viteze. Prin însumare rezultă energia cinetică totală anuală aferentă unei arii expuse unitare ( $1 \text{ m}^2$ ). Din acest total, prin scăderea valorilor aferente vitezelor foarte mici (turbina nu pornește) și foarte mari (turbina este oprită pentru protecție), se obține o referință energetică din care se poate valorifica o parte.

6. Pentru calculele de supraviețuire se evaluează vitezele extreme în funcție de probabilitățile stabilite din considerente economice.

Cu această metodologie au fost efectuate calcule de evaluare orientative pentru domeniul vitezelor medii de  $2\text{-}6 \text{ m/s}$ , considerate de interes pentru aplicațiile locale.

## Capitolul 6. PARAMETRII AGREGATELOR EOLIENE SUPUSE ANALIZEI COMPARATIVE ȘI CRITERIILE DE COMPARAȚIE

### 6.1. Adaptarea turbinelor la cerințele specifice gospodăriilor rurale

În capitolele 3, 4 și 5 au fost conturate condițiile premergătoare constând în:

- *evaluarea consumurilor de energie ale unor gospodării rurale.* S-a urmărit prin această evaluare, oferirea de resurse energetice la costuri accesibile, motivarea unor resurse locale în condițiile de conectare la rețeaua electrică și prezentarea unor posibilități de surse alternative de energie, utilizabile în cadrul gospodăriilor rurale.

- *oferțele energetice ale vântului.* S-a definit o metodologie unitară pentru evaluarea ofertei energetice a unui amplasament, unde mărimea primară este viteza medie anuală la o elevație de referință, iar în evaluarea frecvențelor asociate domeniului de viteze, s-au utilizat funcțiile Weibull cu trei parametri, prin care s-au oferit în domeniul vitezelor medii, detaliile calculului energetic.

- *diversificările posibile pentru sistemele energetice locale.* S-a analizat în acest sens un domeniu de parametri energetici, caracterizat de mai multe mărimi energetice, realizându-se echilibrul sistemului complex pentru diferite componente ale sistemelor hibride.

Puterea instalată la bornele generatorului electric a fost stabilită la 2500 W; aceasta s-a bazat pe rezultatele unui studiu de eficiență economică efectuat în Canada. Turația nominală a generatorului este de 250 rpm, având un domeniu de funcționare acceptat la  $n = 40-270$  rpm.

Din considerente de reducere a zgomotului aerodinamic, vitezele periferice au fost limitate la 20-30 m/s. Turația a fost aleasă reglabilă la puteri mici și fixă la puterile apropiate de 2500 W. Sistemul a fost echipat cu convertor de frecvență, care la ieșire asigură 50 Hz.

Agregatul a fost dotat cu un subsistem de conducere și de protecție la viteze mari de vânt și la supraturare. Rapiditatea turbinei a fost aleasă ca rezultat al combinării condițiilor, în domeniul turbinelor lente ( $\lambda_0=2...3$ ). Echiparea complementară este un dispozitiv de frânare mecanic sau electric.

Subsistemul de conducere trebuie să asigure controlul următoarelor variante de exploatare:

- Cuplare la rețeaua electrică;
- Funcționare insulară cu stocare în baterie de acumulate electrice;
- Funcționare insulară în paralel cu alte surse energetice (fotovoltaice sau/și termoelectrice, alimentate eventual cu biogaz sau generatoare de gaz).

În cadrul tezei se face o analiză comparativă pentru 2 soluții de construcție:

- Turbina cu ax vertical
- Turbina cu ax orizontal

Opțiunile pentru una din aceste soluții tehnice în practica ultimilor ani, au caracter subiectiv, singurul element obiectiv fiind absența sistemului de orientare în cazul soluției cu ax vertical.

Se urmărește în teză studiul a două agregate, care să aibă majoritatea parametrilor identici, diferind doar direcția axei. Pentru primul agregat a fost aleasă soluția adoptată în cadrul colaborării CCAE-UPT cu concernul canadian. Prototipul agregatului a fost realizat în Timișoara și este în curs de testare în Canada. Al doilea agregat este elaborat în cadrul tezei, punând condiții de a fi echivalent ca performanțe funcționale cu primul.

Parametrii identici pentru cele două agregate:

Putere electrică instalată la borne	2500 VA
Rapiditatea turbinei	$\lambda_0 = 2...3$
Aria expusă în vânt	7,5 m <sup>2</sup>
Diversificări ale ariei	6 m <sup>2</sup> ; 4,5 m <sup>2</sup>
Turația la punctul de instalare	250 rpm
Viteza periferică	20 – 30 m/s
Generatorul electric	EMT2500 – sincron cu magneți permanenți (este utilizat la ambele variante)

Cuplaj direct între turbină și generator

Obs: Conducerea agregatelor presupune controlul turației prin comanda consumatorului electric.

Parametrii diferiți la cele două agregate:

<b>Agregatul</b>	<b>V (vertical)</b>	<b>H (orizontal)</b>
Poziția axei turbinei	verticală	orizontală (aproximativ)
Numărul paletelor	3	3
Tipul de paletă	netorsionată	torsionată
Axele paletelor	paralele cu axa, verticale	radiale
Aria expusă (m <sup>2</sup> )	7,5 ; 6 ; 4,5 $A = H \cdot D$ $H = 3 \text{ m}$ $D = 2,5 ; 2 ; 1,5$	7,5 ; 6 ; 4,5 $A = \frac{\pi D^2}{4}$ 3,1 ; 2,8 ; 2,4
Structura de susținere a paletelor	6 spițe	încastate în butuc

Diversificările la turbina V se realizează prin lungimile spițelor, iar la turbina H prin deplasarea radială a paletelor. Aceste diversificări ale turbinelor adaptează agregatele la diferite viteze medii ale vântului ( $v_m = 4 ; 5 ; 6 \text{ m/s}$ ).

Condițiile privind alegerea dimensiunilor turbinei, depind de corelarea optimă a două domenii de viteze și anume:

- domeniul funcțional între viteza de pornire și cea de instalare
- domeniul vitezelor oferite de amplasament

Concluzionând acest paragraf, pentru adaptarea turbinelor la cerințele specifice gospodăriilor rurale, s-au definit premisele ce stau la baza analizelor ulterioare privind cele două agregate, a parametrilor identici și diferiți, a diversificărilor constructive ale turbinelor supuse la o analiză comparativă pe baza unor criterii de comparație prezentate în continuare.

## 6.2. Criteriile de comparație ale agregatelor eoliene

---

### 6.2. Criteriile de comparație ale agregatelor eoliene

Studiul criteriilor de comparație pentru agregatele eoliene, supuse analizei comparative, au la bază câteva considerente privind regimul vântului, oferta amplasamentelor, analiza performanțelor turbinelor de vânt, estimări ale producției de energie și bilanțurile energetice. Se prezintă criteriile de comparație, pe baza cărora se pot face câteva aprecieri comparative pentru cele două agregate eoliene, care reprezintă subiectul principal al lucrării de față.

> **Performanțe funcționale** pe baza considerentelor aerodinamice – aceste informații permit analize comparative pentru evaluarea producției de energie la cele două turbine, cu ax vertical și cu ax orizontal. Scopul este de a se opta pentru mărimi ce caracterizează funcționalitatea sistemului – diametrul turbinei ( $D$ ), tipul de turbină  $\lambda_0$ , turația maximă  $n_{max}$ , etc.

> **Masele componentelor** – element important în analiza comparativă deoarece se ține seama de masa netă a paletelor și a materialului din care este construită, de dimensionarea structurii de susținere. Forma constructivă a turbinelor constituie baza de date pentru stabilirea, prin determinarea maselor, a costurilor de fabricație necesare realizării agregatelor eoliene.

> **Costul de fabricație** – este determinat de mai mulți factori, și anume de complexitatea și funcționalitatea sistemului, de conducerea agregatelor, respectiv de măsurile de protecție, care trebuiesc luate pentru diferite condiții extreme. Deciziile privind toate aceste elemente conduc la ideea că, o tehnologie modernă cât și orice echipare suplimentară, înseamnă costuri de fabricație mai mari.

> **Condiții de montaj** – oferă o multitudine de posibilități de comparație în funcție de mărimile geometrice și cinematice globale ale turbinelor, poziționarea paletelor față de câmpul de viteze terestru, condițiile de pornire ale agregatelor și dispozitivele ajutătoare de pornire, corelări cu generatorul electric, mecanisme de declanșare a frânării aerodinamice etc. Toate aceste considerente tehnice constituie baza analizelor comparative, privite prin prisma costurilor de montaj.

> **Mentenabilitatea** – este un indicator de calitate important privind funcționalitatea sistemelor aeroenergetice, care sunt adaptate la cerințele specifice gospodăriilor rurale, materializate prin analizarea costurilor privitoare la conducerea și protecția agregatelor, corelate cu teste de control efectuate în cadrul procesului de fabricație al turbinelor.

> **Protecție la vânt extrem și la supraturare** – se pornește de la ideea că sistemele de conducere și protecție ale agregatelor trebuie să asigure funcționarea corectă a acestora. Efectul nerespectării acestor condiții este ambalarea turbinelor, care se poate produce atât în cazul deconectării consumatorului electric cât și în condițiile ruperii cuplajului dintre turbină și generator. Analiza criteriului de comparație privind costurile aferente acestor elemente de protecție, se aplică în domeniul de exploatare normală a sistemului energetic analizat.

> **Aspecte estetice** – apar considerente de natură estetică, care urmăresc în mod principal utilitatea elementelor existente, observându-se în paralel și funcționalitatea sistemelor la parametrii pentru care au fost proiectate. Comparând aceste situații pentru tipurile de turbine analizate, se pot trage anumite concluzii privitoare la costurile necesare asigurării acestor deziderate.

> **Alte considerente** – sunt legate de comparații cu alte agregate executate de firme producătoare de marcă, urmărindu-se competitivitatea produsului în raport cu acestea, avantajele pe care le oferă, variantele de exploatare etc, concretizate în

costurile de fabricație necesare îndeplinirii condițiilor specifice impuse de gospodăriile rurale.

Toate aceste considerente vor fi detaliate în capitolele următoare, făcându-se o analiză pentru fiecare criteriu în parte, urmărindu-se în acest fel eficientizarea procesului de adaptare al agregatelor eoliene la cerințele sistemelor hibride, studiate pentru sistemele energetice locale.

Așadar, pe lângă criteriile de comparație prezentate, criteriile de adoptare a amplasamentelor optime aplicate agregatelor eoliene specifice gospodăriilor rurale, fac o completare la procesul analizei comparative între performanțele turbinelor de vânt cu ax vertical și ale celor cu ax orizontal. Elementele de bază ce trebuie urmărite la amplasare sunt corelate cu potențialul energetic eolian, structura vântului (direcție și intensitate), forma și natura reliefului, fenomene climatice limită, distanța față de utilizator sau rețea etc.

În contextul analizei din punct de vedere energetic al agregatelor eoliene, este necesar întocmirea unor bilanțuri energetice specifice turbinelor de vânt studiate. Aceste bilanțuri se referă la determinarea anumitor parametri energetici, care sunt utilizați în calculul de proiectare, pentru adaptarea agregatelor eoliene la cerințele analizei comparative.

### 6.3. Bilanțuri energetice

---

#### 6.3. Bilanțuri energetice

Bilanțul energetic al turbinei se referă la determinarea anumitor parametrii energetici, care sunt utilizați în calculul de proiectare, pentru adaptarea agregatelor eoliene la cerințele analizei comparative.

Pentru evaluări pe parcursul proiectării au fost utilizate trei localizări ale puterilor și anume:

- Putere valorificată de paletajul turbinei ( $P_{pal}$ )
- Putere la arbore (cuplajul între turbină și generator) ( $P_{arb}$ )
- Putere electrică la bornele generatorului ( $P_{eb}$ )

Pentru comportarea dinamică a grupului de mașini au fost identificate curbele pentru momentul motor al turbinei și pentru momentul rezistent al generatorului electric. Pentru aceste analize au fost utilizate programele existente în arhiva CCAE.

În zona puterilor maxime, cele trei nivele de puteri au următoarele valori orientative:  $P_{eb} \cong 2500$  W

$$P_{arb} \cong 2800$$
 W

$$P_{pal} \cong 3000$$
 W

Puterea la borne în punctul nominal, are valoarea de 2000 W, turația nominală este de 250 rpm, iar într-un domeniu de funcționare acceptat avem pentru  $n = 40...500$  rpm.

Pentru adaptarea agregatelor eoliene la cerințele analizei comparative, se prezintă într-un capitol separat bilanțul energetic al turbinelor de vânt, bilanț care se referă la determinarea anumitor parametri energetici, ce sunt utilizați în calculul de proiectare.

Pentru a se putea face o analiză obiectivă a bilanțurilor energetice comparative între cele două soluții de construcție (cu ax vertical și cu ax orizontal), se prezintă în capitolele următoare, atât soluția adoptată în cadrul colaborării CCAE-UPT cu concernul canadian, cât și agregatul elaborat în cadrul tezei, având performanțe funcționale echivalente cu primul.

Evaluările privind producției de energie și bilanțul energetic, vor fi prezentate alături de un studiu comparativ al celor două turbine, corelate cu un model matematic, pentru evaluarea curbelor sistemului de valorificare. În aceste condiții se pot trage concluziile privitoare la eficiența utilizării unui agregat în raport cu celălalt.

#### 6.4. Concluziile capitolului 6

În acest capitol, de trecere la partea a doua a tezei, s-au prezentat câteva elemente privind adaptarea turbinelor la cerințele specifice gospodăriilor rurale, fapt ce presupune următoarele aspecte:

- » grupul aeroenergetic este tratat ca o componentă a sistemului hibrid, ce acoperă parțial curba de consum, având unele posibilități de diversificare pentru adaptarea la diferite oferte de vânt. Agregatul poate fi utilizat, atât în paralel cu rețeaua publică, cât și în componența unor sisteme insulare hibride, fiind conceput pentru fabricația de serie;

- » se urmărește în paralel studiul a două agregate, care să aibă majoritatea parametrilor identici, diferind poziția axelor, tipul și structura de susținere a paletelor, făcându-se o analiză comparativă pentru cele două soluții de construcție, respectiv turbina cu ax vertical și turbina cu ax orizontal,

- » se prezintă criteriile de comparație ale agregatelor eoliene, pe baza cărora se vor face evaluări ale costurilor, care vor fi analizate într-un capitol separat, alături de un studiu comparativ privind un model matematic pentru evaluarea curbelor unui sistem de valorificare.

- » pentru adaptarea agregatelor eoliene la cerințele analizei comparative, se prezintă premisele bilanțului energetic care se referă la determinarea anumitor parametri energetici, ce vor fi utilizați ulterior în calculul de proiectare.

Concluzia este că, pentru a putea face o analiză comparativă între cele două soluții de construcție (cu ax vertical și cu ax orizontal), se prezintă în capitolele următoare, atât soluția adoptată în cadrul colaborării CCAE-UPT cu concernul canadian, cât și al doilea agregat elaborat în teză, având performanțe funcționale echivalente cu primul.

## Capitolul 7. PREZENTAREA TURBINEI V2500

### 7.1. Componența agregatului și caracteristicile tehnice ale acestuia

#### 7.1.1. Turbina de vânt – descriere

Turbinele cu ax vertical au la bază un brevet înregistrat cu peste 70 ani în urmă [17], dar cu toate realizările semnificative, mai ales în Canada și SUA, unele dificultăți constructive au dat priorități în aplicațiile tehnice turbinelor cu ax orizontal. La sfârșitul secolului XX revine în actualitate interesul pentru turbinele cu ax vertical, în forma soluției de tip "Giromill" (Straight bladed VAWT), care înlătură principalele neajunsuri ale soluției inițiale Darrieus.[21]

Analizând destinația turbinei cu ax vertical, se face referire în continuare la caracteristicile sistemului de conducere și protecție, la corelarea performanțelor agregatului cu caracteristicile vântului în locul de amplasare, oferindu-se diferite moduri de exploatare ale sistemului. La baza informațiilor tehnice stau proiectele elaborate de CCA-UPT cu diferiți colaboratori pentru turbină și generator, precum și cercetări preliminare pentru sistemul de conducere și protecție ale agregatului.

Componența agregatului aeroelectric cu ax vertical și caracteristicile tehnice ale acestuia, au fost concretizate într-un studiu de fezabilitate, structurat sub forma:

- Tipul turbinei: cu ax vertical (Darrieux, Giromill)
- Înălțimea paletajului:  $H = 3 \text{ m}$
- Diametru:  $D = 2,5 \text{ m}$
- Număr de palete: 3
- Număr de spițe: 6
- Număr caracteristic:  $\lambda_0 = 2...3$
- Coeficient de putere maxim:  $C_p = 0,4..0,45$
- Puterea maximă la arbore:  $P_{\text{Tarb}} = 3000 \text{ W}$
- Turația maximă:  $n_{\text{max}} = 250 \text{ rpm}$
- Punct nominal comercial:  $v_i = 11,5 \text{ m/s}$   
(de instalare)  $n = 250 \text{ rpm}$   
 $P_{\text{borne}} = 2500 \text{ W}$
- Moment de inerție maxim:  $\exists = 86 \text{ kg/m}^2$
- Moment rezistent la turația zero (măsurat):  $M_{0T} = 1 \text{ Nm}$
- Viteza medie a vântului:  $v_m = 4 \text{ m/s}$
- Coeficienți Weibull: - parametrul de formă:  $k = 1,5$   
- parametrul de scară:  $c = 4,4$   
- parametrul de localizare:  $a = - 0,45$
- Frecvențe naturale ale structurii: - de încovoiere: 4,15; 20,4 Hz  
- de torsiune: 3,81; 10,52; 16,22 Hz

La diversificări ale turbinei pentru alte amplasamente, se face referire la alte două dimensiuni ale diametrului corelate cu viteza medie, turația maximă și viteza de instalare, prezentate sintetic sub forma următoare:



## Cap. 7. PREZENTAREA TURBINEI V2500

Diametru D [m]	2	1,5
Viteza medie a vântului $v_m$ [m/s]	5	6
Turația maximă $n_{max}$ [rpm]	310	410
Viteza de instalare $v_i$ [m/s]	12	13

În cadrul studiului de fezabilitate, pe baza acestor diversificări ale dimensiunilor turbinei, au fost identificate performanțele cerute turbinelor pentru maximizarea producției de energie [kWh/an]. S-a urmărit corelarea performanțelor turbinei cu randamentul generatorului electric, oferindu-se în acest fel posibilitatea de adaptare a turbinei la cerințele specifice gospodăriilor rurale.



Figura nr. 7.1. Agregat

### 7.1.2. Prezentarea generatorului electric al turbinei cu ax vertical

Generatorul electric al agregatului aeroelectric este de tip mașină sincronă cu poli cu magneți permanenți, cu rotorul exterior având următoarele caracteristici:

- Număr de poli:  $2p = 16$
- Puterea nominală:  $P_G = 2500 \text{ W}$
- Turația nominală:  $n_G = 250 \text{ rpm}$
- Tensiunea (fază):  $U_G = 164 \text{ V}$
- Curentul nominal:  $I_G = 9,2 \text{ A}$

## 7.1. Componenta agregatului și caracteristicile tehnice ale acestuia

- Randament maxim:  $\eta_G = 0,86$
- Momentul de inerție:  $\Xi_G = 0,553 \text{ kgm}^2$
- Moment rezistent la turația zero:
  - borne deschise:  $M_{0G} = 2,25 \text{ Nm}$
  - borne scurtcircuitate:  $M_{0GS} = 7,35 \text{ Nm}$
- Moment rezistent cu borne scurtcircuitate la turația  $n \approx 7,35 \text{ rpm}$ ;  $M_{SC} \approx 18 \text{ Nm}$
- Domeniu de funcționare acceptat  $n = 40...500 \text{ rpm}$

Descrierea generatorului electric: este o mașina electrică proiectată și realizată în colaborare cu Electromotor Timișoara, având un diametru de 250 mm, cu o flanșă de prindere de soclu, cu diametrul de 310 mm și o flanșă de legătură cu turbina la un diametru de 330 mm, cu axa centrală fixă și rotorul exterior mobil.

În condiții normale de exploatare, turbina pornește în gol, sau, cu ajutorul generatorului în regim de motor. Pentru condiții speciale se acceptă susținerea unor dispozitive complementare, care să ajute prin forțele aerodinamice generate un moment de pornire ajutător.

Calculul la bornele sistemului energetic s-au făcut cu ajutorul randamentelor estimate pentru generatorul electric. Au fost estimate puterile maxime suportate de generator la diferite turații. Pentru generatorul electric folosit la turbina verticală  $P_G = 2500 \text{ W}$ , și  $n_G = 250 \text{ rpm}$  se prezintă în continuare evaluările de randamente efectuate în cadrul întreprinderii Electromotor Timișoara.

n[rpm]	50		100		150		200		300		350		400		450	
	$P_T$ [W]	$\eta$ %	$P_T$ [W]	$\eta$ %	$P_T$ [W]	$\eta$ %	$P_T$ [W]	$\eta$ %	$P_T$ [W]	$\eta$ %	$P_T$ [W]	$\eta$ %	$P_T$ [W]	$\eta$ %	$P_T$ [W]	$\eta$ %
53,5	62	142	56	236	52	352	47	650	38	842	33	1071	29	1337	25	
111	74	267	74	429	72	609	68	1024	60	1266	55	1540	50	1845	45	
222	74	493	80	767	80	1054	79	1663	73,4	1989	69,8	2339	66	2708	61,6	
356	70	736	80,3	1121	82,5	1516	82	2319	79	2731	76,6	3155	73	3588	69,7	
500 *)	66	1000	79	1496	82,5	1998	83	2995	81,4	3492	79,6	3991	77	4488	74	
667	62	1281	77	1888	82	2498	83	3689	82,6	4270	81	4845	79	5406	77	
853	58	1581	75	2302	80,4	3017	82	3050	83	5068	82,2	5718	80,8	6343	79	

\*) rândul 5 din tabel se referă la puterile nominale. Sub aceste valori, generatorul electric poate funcționa timp nelimitat.

Cap. 7. PREZENTAREA TURBINEI V2500

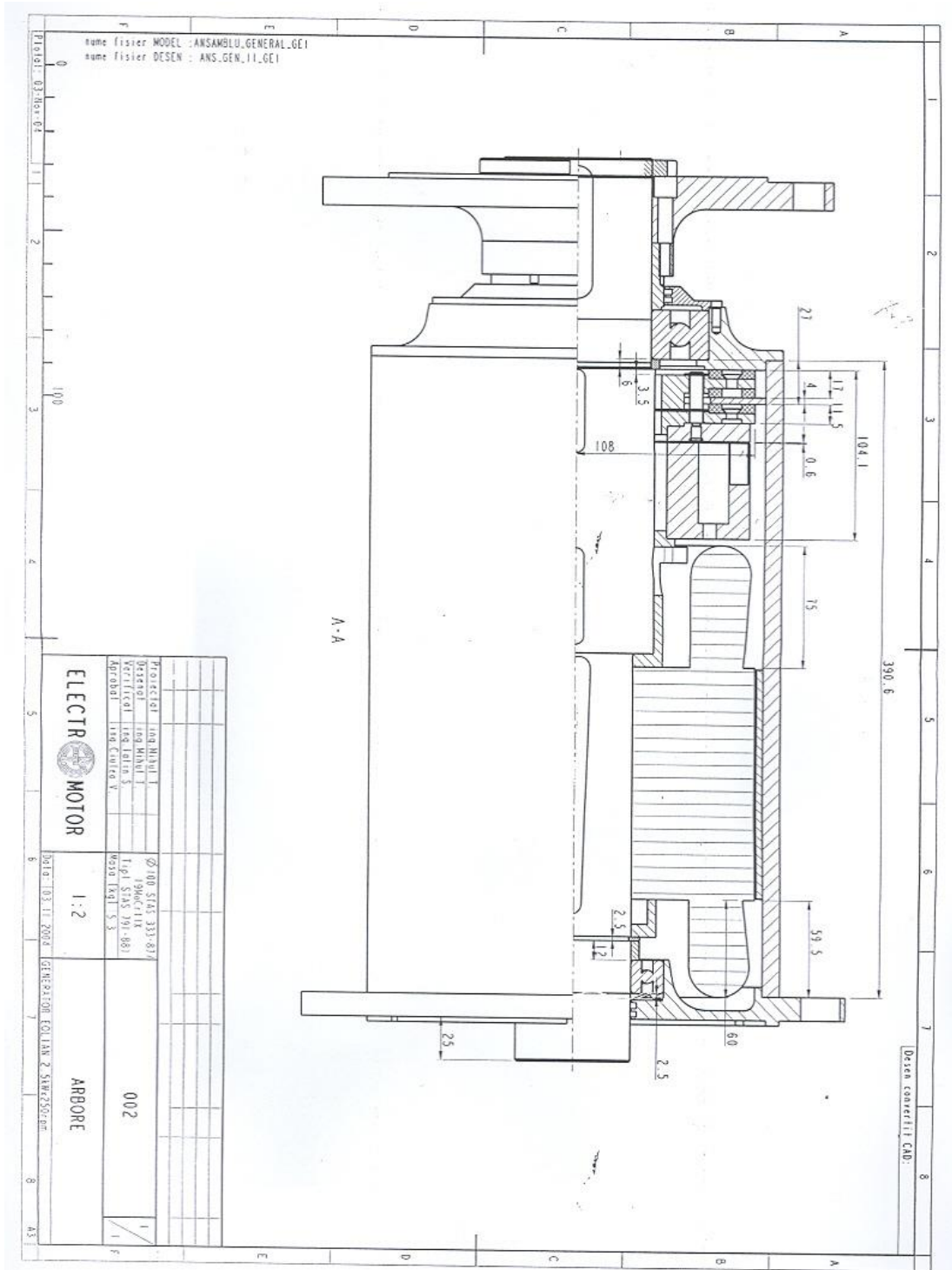


Figura nr. 7.2.

7.1. Componenta agregatului și caracteristicile tehnice ale acestuia

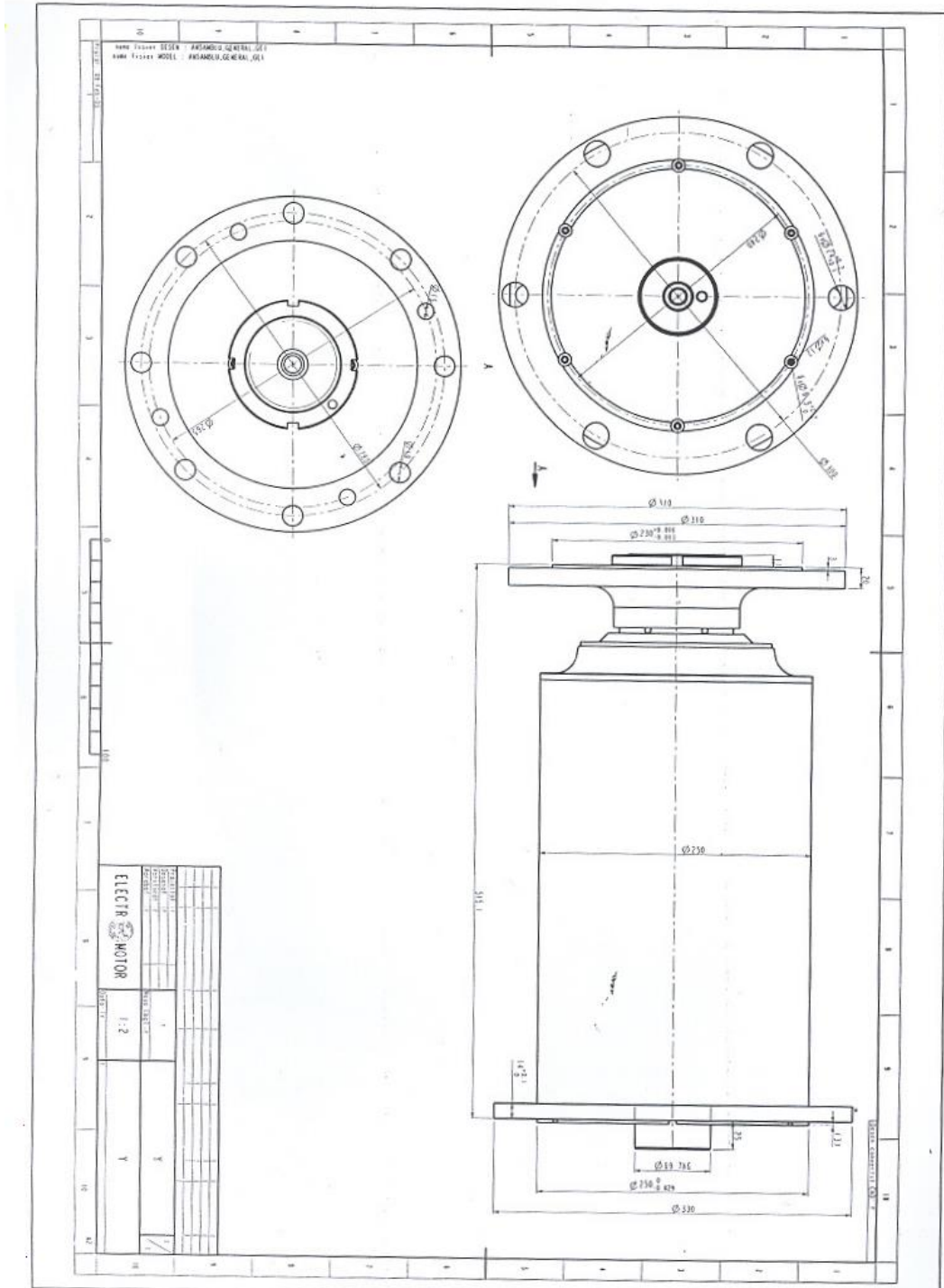


Figura nr. 7.3.

Turbina se montează pe structura de susținere a generatorului electric prin asamblarea celor două osii (a turbinei și a generatorului) și prin cuplajul dintre rotorul turbinei și rotorul generatorului, având o construcție compactă.

Corelând performanțele dimensiunilor turbine cu generatorul electric, unde palierul de putere plafonată s-a considerat la nivelul de 3 kW (la arborele turbinei), se acceptă turații de plafonare diferite. Motivația constă în faptul că densitatea aerului variază în funcție de amplasament și de temperatură. Sistemul de conducere va selecta turația în funcție de curentul admis în bobinajul generatorului. Au fost acceptate unele depășiri ale valorilor vitezelor periferice stabilite pentru restricția de zgomot aerodinamic.

### 7.1.3. Componenta agregatului aeroelectric

Făcând o descriere a componentei agregatului eolian, rezultă următoarele concluzii generale privitoare la concepția acestuia:

» Cele două componente ale agregatului, respectiv turbina și generatorul electric au fost realizate și concepute ca subsansamble distincte. Aceste componente sunt susținute de o osie fixă, care constituie pilonul de susținere și se montează pe o structură înglobată în construcția clădirii. Această structură permite accesul la agregat pentru lucrări de întreținere, depanare și reparații.

» Osia agregatului a fost construită din două tronsoane, respectiv cel superior (al turbinei) și cel inferior (al generatorului). Pe osia turbinei s-a montat un cilindru central prin două lagăre cu rulmenți, iar pe osia generatorului s-a montat rotorul acestuia prin alte două lagăre cu rulmenți.

» Cele două rotoare (al turbinei și al generatorului electric) s-au asamblat printr-un cuplaj elastic, iar paletetele turbinei de vânt s-au fixat prin intermediul a câte două spițe demontabile. Singurele repere care asigură diversificarea turbinei sunt spițele. Toate celelalte repere ale agregatului sunt comune pentru cele trei dimensiuni ale agregatului prezentate anterior.

Pentru realizarea cuplajului dintre turbină și generator au fost proiectate două variante:

- cuplaj rigid
- cuplaj centrifugal (ambreiaj) reglabil

Prototipul turbinei a fost echipat experimental cu a doua variantă, prin modificarea cuplajului inițial de tip rigid. În proiectul agregatului au fost studiate și două soluții tehnice referitoare la frânarea de avarie și anume frânare cu fricțiune și o frânare electrodinamică.

În tabelul următor se prezintă denumirea reperelor, materialelor și masele evaluate la nivel de anteproiect. Acestea sunt date preliminare care au fost corectate în proiectul detaliat, când s-a dispus de rezultatele testelor obținute pe un model de turbină în tunelul aerodinamic. Rezultatele obținute în cadrul măsurărilor au vizat identificarea puterii la arbore, dezvoltată de turbina model în funcție de turație, pentru diverse valori ale vitezei vântului.

### 7.1. Componența agregatului și caracteristicile tehnice ale acestuia

Nr. reper	Denumirea	Bucăți	Material	Masă [kg]
1	Osie	1	AV-2500-01/M1	16,173
2	Arbore	1	AV-2500-02/M2	20,927
3	Spiță	6	AV-2500-03	6,700
4	Piesă de legătură	1	AV-2500-04	6,820
5	Paletă	3	AV-2500-05	11,430
6	Șurub M10×30	24	STAS 4845-80	0,029
7	Piuliță M10	36	STAS 9851-80	0,014
8	Șaibă Grower MN10	36	STAS 7666/2-80	0,002
9	Capac	1	AV-2500-09	0,730
10	Rulment 6210-2RS	1	STAS 3041/7-74	0,463
11	Inel elastic	1	STAS 5848/3-73	0,010
12	Rulment 6210-2RS	1	STAS 3041/6-74	1,602
13	Inel elastic 140	1	STAS 5843/3-73	0,064
14	Șaibă Grower MN16	1	STAS 7666/2-80	0,006
15	Șurub M16×30	1	STAS 4845-80	0,079
16	Știft cilindric A8×15	1	OL 60	0,006
17	Inel elastic 90	1	STAS 5848/2-73	0,022
21	Bolț	6	AV-2500-21	0,055
22	Manșon elastic	6	Cauciuc	0,030
23	Șurub M16×40	8	STAS 4845-80	0,031
24	Piuliță M16	8	STAS 9851-80	
25	Șaibă Grower MN16	8	STAS 7666/2-80	
26	Flanșă	1	AV-2500-26	

Paleta turbinei a fost dimensionată pentru diametrul maxim, având  $D = 2,5$  m, înălțimea comună  $H = 3$  m și numărul paletelor 3. În cadrul proiectului paletei s-au rezolvat câteva probleme privitoare la:

- > corelarea geometriei paletei cu o curbă caracteristică adimensională cerută prin studiile preliminare;
- > identificarea mărimilor cinematice și dinamice ale turbinei,
- > calculul de rezistență mecanică a paletei și identificarea forțelor transmise de paletă la structurile de susținere.

În urma calculului de proiectare, s-a ajuns la următoarea formă de execuție: paleta se execută din poliester armat cu fibră de sticlă prin prelucrare în matriță a două scoarțe simetrice de grosime constantă de cca. 2,5 mm, care se asamblează prin lipire, după planul de secționare în lungul paletei ce conține bordul de atac respectiv de fugă al paletei. Datele numerice obținute, pentru perimetrul exterior total al paletei este de 828 mm, iar lungimea paletei fiind de 3000 mm. [21]

În paletă sunt înglobate prin rășinare cele două subansamble metalice ce permit fixarea paletei pe spițele de susținere și preluarea solicitărilor mecanice. Fiecare subansamblu metalic se compune din două table de rigidizare și patru piese rotunde filetate interior M8 la un capăt. Capătul opus trece prin peretele paletei asigurând prin contactul cu exteriorul și protecția la descărcările electrice atmosferice. [21]

Capacele de capăt prevăzute a fi executate din tablă de aluminiu asigură închiderea paletei și totodată reducerea efectului aerodinamic al anvergurii finite a paletei. Capacul inferior are prevăzute găuri pentru evacuarea condensului din

## Cap. 7. PREZENTAREA TURBINEI V2500

---

paletă. Masa netă totală a paletelor este de circa 11,43 kg (10,5 kg scoarță din poliester armat cu fibră de sticlă; 0,93 kg înglobatele metalice). [21]

Principalul obiectiv al proiectului de execuție a fost reducerea costurilor. Proiectul de execuție al paletelor a realizat acest obiectiv prin reducerea dimensiunilor paletelor și minimizarea înglobatelor din metal (oțel inox și aluminiu).

În proiectul de execuție al structurii de susținere s-a urmărit același obiectiv ca la proiectarea paletelor, reducerea costurilor prin redimensionarea componentelor utilizând laminate din oțeluri carbon mai ieftine față de laminatele din oțel inoxidabil.

În cadrul proiectului agregatului, componenta structurii de susținere a turbinei a fost stabilită astfel: [21]

- Trei Palete din PAFS;
- Șase structuri de susținere a paletelor (spițe);
- Coloană de susținere a turbinei (osie);
- Două lagăre cu bile;
- Cilindrul central al turbinei (arbore);
- Dispozitive auxiliare.

Spița este încastrată în cilindrul central al turbinei, ea susține paleta și transmite la cilindru momentul de acționare. Spița are influență asupra momentelor utile ale turbinei prin disipațiile provocate de rotirea ei în aer. A fost concepută o structură din țevi, care se înlocuiește prin plăci plane pentru a reduce pierderile aerodinamice. Spița poate susține și o structură auxiliară care să ajute pornirea turbinei.

Arborele turbinei are formă cilindrică cu diametrul de 100 mm și grosimea peretelui de 3 mm (dimensiunea din anteproiect de 120 mm a fost micșorată la 100 mm). Această soluție constructivă a fost modificată față de anteproiect cu scopul de a reduce costurile. Spițele au fost montate în noua soluție pe o flanșă sudată pe arbore, cu șuruburi de fixare paralele cu axa turbinei. [21]

În aceste condiții, calculele de verificare s-au efectuat pentru solicitarea la răsucire a arborelui tubular și solicitarea flanșelor de forțele radiale transmise de spițe. Pentru corelarea dimensiunilor celor două subansamble (turbina și generatorul), sunt impuse două îmbinări:

- Nodul de asamblare între osia turbinei și cea a generatorului;
- Cuplajul între rotorul turbinei și rotorul generatorului.

Rezultatul obținut pentru dimensiunea osiei în zona generatorului are valoarea  $D_{\min} = 70$  mm, urmând a se stabili cotele de legătură pentru cuplaj și a se corela în continuare aceste dimensiuni cu soluțiile constructive aferente.

S-a prezentat în proiectul realizat de colectivul de cercetare al CCAE-UPT structura de susținere a turbinei de vânt, care se compune în principal din următoarele subansamble: osie - 16,2 kg, arbore - 20,9 kg, spițe - 6,7 kg /buc, piesă de legătură - 6,8 kg. [21]

Materialele prevăzute pentru execuția structurii de susținere sunt table, oțel rotund și țevi din oțel carbon cu caracteristici mecanice medii uzuale. Toate reperatele metalice (cu excepția rulmenților și a inelelor de siguranță) s-au protejat anticoroziv (cu o garanție de minim 10 ani).

Masa totală a structurii metalice a agregatului este de cca. 90 kg. În aceste condiții masa totală a turbinei (structura metalică de susținere + 3 palete din poliester) se estimează la cca. 125 kg.

## 7.2. Moduri de exploatare ale agregatului cu ax vertical

---

### 7.2. Moduri de exploatare ale agregatului cu ax vertical

#### 7.2.1. Modul de exploatare

Analizând fenomenul de exploatare al agregatului aeroelectric cu ax vertical, în condițiile impuse de cerințele specifice gospodăriilor rurale, avem următoarele posibilități:

- Funcționarea grupului cuplat la rețeaua publică.
- Funcționarea grupului într-un sistem autonom și insular, în paralel cu altă sursă (grup termoelectric), cu sau fără stocare în acumulatori.

Componența sistemului prezentat în subcapitolul anterior, suferă adaptări doar prin sistemul de conducere și de protecție. Propunerile pentru conducere și protecție au fost formulate în studiul de fezabilitate efectuat de CCAE-UPT, fiind prezentate în continuare, iar studiul de îmbunătățire al performanțelor turbinei V2500 vor fi analizate în capitolele următoare.

Sistemul de conducere și de protecție va avea de realizat:

- funcții comune independente de modul de exploatare
- funcții specifice pentru modul de exploatare

Funcții comune (obiective):

- În "starea de așteptare a vântului" economisirea consumului de energie din altă sursă de energie;
- Pornirea grupului și cuplarea consumatorilor;
- Optimizarea regimului de funcționare pentru maximizarea energiei valorificate în condițiile în care mărimea de intrare în sistem (viteza vântului) este aleatoare. Sistemul fiind conceput pentru turație variabilă, conducerea trebuie să realizeze turația optimă prin modificări ale sarcinii electrice;
- Controlul ciclului de oprire al agregatului;
- Protecția agregatului în cazul depășirii turației maxime prescrise sau la apariția unor defecte care periclitizează securitatea agregatului în funcționare.

Funcții specifice:

a) Funcționarea la rețea:

- asigurarea parametrilor electrici impuși de norme;
- operația de cuplare-decuplare la rețeaua electrică.

b) Funcționarea în sisteme autonome:

- asigurarea funcționării în paralel cu alte surse de energie;
- controlul încărcării acumulatorilor;
- protecția la descărcarea acumulatorilor;
- reglarea consumului după regimul vântului (ex: încălzire de incinte).

#### 7.2.2. Recomandări pentru sistemul de conducere

Se analizează în continuare câteva informații și sugestii care au ajutat la elaborarea corectă a sistemului de conducere. Acestea se referă la cerințe ale agregatului față de sistemul de conducere, respectiv la unele proprietăți ale agregatului, utile pentru proiectantul sistemului de conducere și protecție. O parte din aceste probleme vor fi analizate în cadrul capitolului privind studiul de îmbunătățire a performanțelor turbinei cu ax vertical.



## Cap. 7. PREZENTAREA TURBINEI V2500

### Regimul de așteptare și pornire al agregatului

Amplasamentele cu viteză medie anuală de vânt de 4 m/s, timp de cca. 2000 ore/an asigură viteze inferioare valorii de 3 m/s, domeniu fără interes energetic. În astfel de situații nu e rațională alimentarea electrică a componentelor sistemului, iar agregatul va avea o "stare de așteptare". Turbina va porni în gol din când în când (dacă este echipată cu ambreiaj centrifugal), generatorul fiind decuplat.

Activarea sistemului se face în urma unui semnal dat de valoarea vitezei vântului sau de turația grupului. Un exemplu în acest sens fiind dat la  $v > 3$  m/s timp de 10 minute, sau  $n_T > 50$  rpm, timp de 10 minute, agregatul trebuie echipat cu traductori adecvați. Acest sistem presupune echipamente suplimentare care determină cheltuieli suplimentare.

În aceste situații, autorizarea funcționării agregatului în sarcină, constă în cuplarea consumatorilor corelat cu turația generatorului electric (senzor de frecvență sau tensiune). În condiții normale de exploatare, turbina pornește în gol sau cu ajutorul generatorului (în regim de motor) fără aceste dispozitive ajutoare.

### 7.2.3. Regimurile de exploatare

În analiza regimului de exploatare, agregatul va avea două domenii de conducere și anume la turație reglabilă, respectiv la turație fixă, concentrate în tabelul următor:

VARIANTĂ	D = 2,5 m	D = 2 m	D = 1,5
Domeniul turației reglabile (maximizarea puterii)	$v = 3 \dots 9$ m/s $n = 70-200$ rpm	$v = 3 \dots 9$ m/s $n = 90-250$ rpm	$v = 3 \dots 9$ m/s $n = 115-335$ rpm
Domeniul turației fixe (plafonarea puterii turbinei)	$v > 9$ m/s $n = 200$ rpm	$v > 9$ m/s $n = 250$ rpm	$v > 9$ m/s $n = 335$ rpm
Protecție la turație maximă $n_{max}$	$n_{max} = 250$ rpm	$n_{max} = 310$ rpm	$n_{max} = 410$ rpm

Obs.: Plafonarea puterii turbinei poate fi realizată și printr-un reglaj al turației  $n < n_N$ . Valorile mai precise ale limitelor se corectează după cunoașterea curbelor caracteristice măsurate în tunelul aerodinamic.

În domeniul turației reglate opțional, aceasta va crește proporțional cu viteza vântului (viteza periferică raportată la viteza vântului 2...3).

În domeniile menționate mai sus, curbele de moment ale celor două mașini cuplate au puncte stabile de funcționare. Apare la turații mici și un punct labil care trebuie evitat prin conducere sau rezolvat prin reglaj.

Dinamica grupului de mașini poate fi urmărită cu ajutorul modelului matematic ale turbinei și generatorului. Se pot prevedea măsuri de protecție la avarii, alături de programe de conducere, care necesită măsurarea unor anumite mărimi de referință (turația turbinei, amplitudinea oscilațiilor mecanice etc.)

#### Pericole de avarie în timpul funcționării:

- depășirea turației maxime periclitizează rezistența mecanică a paletelor
- dezechilibrări ale maselor cauzate de gheață sau alte cauze externe
- supraîncălzirea lagărelor (puțin probabilă)
- supraîncălzirea înfășurării generatorului electric
- căderea sarcinii electrice
- defectarea generatorului sau a altor componente electrice

Toate aceste posibilități de avarie ale sistemului sunt direct legate de mentenabilitatea agregatului în complexitatea lui.

## 7.2. Moduri de exploatare ale agregatului cu ax vertical

---

Sistemul de conducere prevede măsuri de protecție adecvate. Aceste elemente privind sistemul de protecție presupune măsurarea unor mărimi de referință și anume turația turbinei, valoarea acesteia fiind necesară în procesul de conducere, respectiv măsurarea amplitudinii oscilațiilor mecanice pentru declanșarea sistemului de protecție la avarie.

Sintetizând conținutul acestui capitol, s-au pus în evidență câteva elemente ale agregatului V2500, în condițiile în care acest agregat a fost realizat practic, ca să se poată face câteva aprecieri concrete, privitoare la adaptarea acestuia la cerințele gospodăriilor rurale. Problemele de natură tehnică, prezentate în cadrul capitolului, au avut rezolvări specifice agregatelor de mică putere, motiv pentru care s-au evidențiat următoarele:

- Componenta agregatului aeroelectric cu ax vertical, concretizat în studiul de fezabilitate al CCAE-UPT care a fost prezentat sub forma tipului de turbină și anume cu ax vertical (Darrieux, Giromill).

- Generatorul electric al agregatului aeroelectric, care este de tip mașină sincronă cu poli cu magneți permanenți, cu rotorul exterior, având caracteristicile definite în cadrul capitolului, a fost conceput și realizat de Electromotor Timișoara.

### 7.3. Concluzii ale capitolului 7

În cadrul acestui capitol s-a prezentat componența agregatului aeroelectric cu ax vertical V2500, cu unele diversificări ale turbinei pentru alte amplasamente, făcându-se referire și la două dimensiuni ale diametrului, corelate cu viteza medie a vântului, turația maximă și viteza de instalare a turbinei.

Se face o descriere a agregatului, respectiv a turbinei și generatorul electric, care se cuplează între ele printr-un cuplaj elastic, prezentându-se două soluții constructive în acest sens. Alături de forma paletelor și structura de susținere a turbinei, se precizează rezultatele pentru dimensionarea osiei în zona generatorului și ale arborelui turbinei.

Analiza modului de exploatare al agregatului aeroelectric cu ax vertical, în condițiile impuse de cerințele specifice gospodăriilor rurale, concretizează modalitatea de funcționare a sistemului de conducere și protecție ale acestuia. Sunt prezentate funcțiile comune, independente de modul de exploatare, cât și funcțiile specifice la funcționarea în rețea sau în sisteme autonome. Se definesc în cadrul regimului de exploatare ale agregatului, cele două domenii de conducere și anume la turație reglabilă, respectiv la turație fixă, precum și pericolele de avarie în timpul funcționării și măsurile de protecție adecvate.

## Capitolul 8. STUDIUL DE ÎMBUNĂTĂȚIRE A PERFORMANȚELOR TURBINEI V2500

### 8.1. Cuplajul dintre turbină și generator

La baza informațiilor privind studiul de îmbunătățire a performanțelor turbinei cu ax vertical V2500, stau proiectele elaborate pentru turbină și generator care au fost prezentate în capitolul 7. Se pune problema îmbunătățirii cuplajului dintre turbină și generator, unde inițial au fost proiectate două variante: cuplaj rigid respectiv cuplaj centrifugal reglabil. Prin studiul de față se fac modificările pentru varianta de cuplaj centrifugal, precum și frânarea de avarie. Într-o primă fază au fost studiate două soluții: frână cu fricțiune și frânare electrodinamică. Schema logică privind conexiunea turbină-generator presupune parcurgerea următorilor pași:

1. pornirea în gol a turbinei
2. cuplarea cu generatorul la o turație  $n = 50$  rpm
3. frânare la  $n > 250$  rpm ( $n = 270$  rpm)

Frânarea este necesară pentru a evita fenomenul de ambalare a turbinei, la o turație  $>250$  rpm, având ca efect riscul ruperii palelor ca urmare a forței centrifuge.  $F_c = m r \omega^2$ . Având în vedere faptul că osiile centrale ale turbinei și ale generatorului sunt fixe, iar butucul rotitor-turbină, respectiv capacul generator-rotitor fiind mobile, se poate realiza cuplajul dintre cele două elemente și frânarea sistemului.

### 8.2. Concepte tehnice privind cuplajele centrifugale cu saboți

Sistemul tehnic este format din element rotitor-turbină, respectiv element rotitor-generator. Egalizarea vitezelor unghiulare se realizează la valoarea nominală  $\omega_n$ , la care momentul motor  $M_n$ , este egal cu momentul rezistent  $M_r$ . Prezența unei suprasarcini în funcționare determină stabilirea unei viteze unghiulare nominale la o valoare  $\omega_n'' < \omega_n'$ . Dacă valoarea momentului de suprasarcină depășește valoarea momentului cuplajului, cuplajul alunecă funcționând ca un ambreiaj de siguranță.

Soluția tehnică utilizată în schemă sunt cuplaje centrifugale cu saboți unde legătura dintre semicuplajul conducător și cel condus se realizează prin intermediul saboților, care sunt plasați cu un material de fricțiune și apăsați pe un rotor profilat de niște arcuri de readucere. Când turația semicuplajului conducător este suficient de mare, forța centrifugă a saboților depășește forța de pretensionare a arcurilor, determinând deplasarea saboților spre exterior, și apăsarea acestora pe carcasa semicuplajului redus. Notând cu  $\omega_G$  viteza unghiulară minimă la care se realizează contactul saboților cu carcasa, și cu  $\omega_r$  viteza unghiulară de regim, forța de apăsare a fiecărui sabot este  $F = m r (\omega_n^2 - \omega_0^2)$ , unde  $m$  este masa unui sabot, iar  $r$  raza centrului său de greutate. Considerând existența a  $z$  saboți, momentul de torsiune nominal al cuplajului este  $M_n = \mu \cdot F \cdot R \cdot z$ ,  $R$  fiind raza interioară a carcasei.

Pornind de la aceste considerente teoretice s-a ales soluția tehnică constructivă prezentată în figură, care prezintă în detaliu secțiunile prin cuplajul dintre turbină și generator:

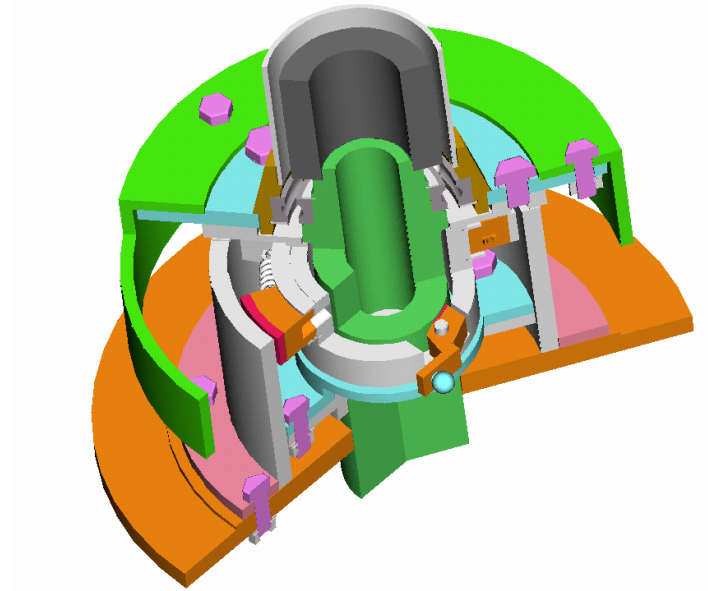


Figura nr. 8.1.

Se prezintă forma grafică a cuplajului dintre turbină și generator, respectiv secțiunile care au fost concepute pornind de la desenul original unde a fost reprezentat cuplajul rigid dintre cele două componente ale agregatului (turbină și generator), ce sunt susținute de o osie fixă care constituie pilonul principal de susținere, care se montează pe o structură globală.

Osia agregatului a fost construită din două tronsoane, cel superior (al turbinei) și cel inferior (al generatorului). Pe osia turbinei s-a montat un cilindru central prin două lagăre cu rulmenți, iar pe osia generatorului se montează rotorul acestuia prin alte două lagăre cu rulmenți. Astfel cele două rotoare se cuplează printr-un cuplaj centrifugal prezentat în figura următoare.

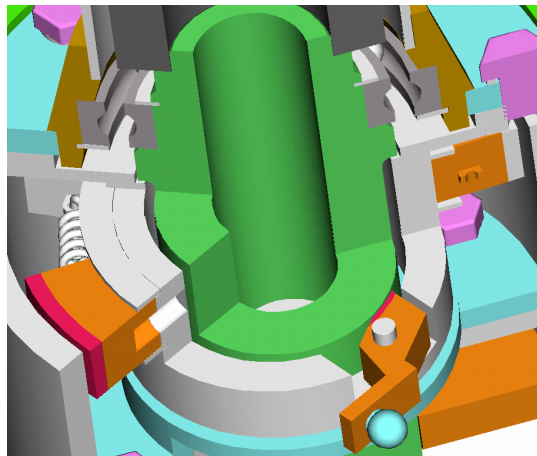


Figura nr. 8.2.

## 8.2. Concepte tehnice privind cuplajele centrifugale cu saboți

Se prezintă componența cuplajului pe repere poziționate în detaliul prezentat:

Nr. crt.	Denumire	Nr. buc.	Observații
1.	Inele de siguranță	2	
2.	Știft ghidare	4	
3.	Plăcuță uzura 1	4	
4.	Contragreutate	2-4	
5.	Ax fix 1	1	
6.	Ax mobil superior	1	
7.	Ax fix 2	1	
8.	Flanșe super. infer	1+1	
9.	Știft fixare	1	
10.	Șurub prindere	6	
11.	Ax fix 3	1	
12.	Știft pârghii	2-4	
13.	Pârghii	2-4	
14.	Ax susținere saboți si pârghii	1	
15.	Ax legătură generator	1	
16.	Carcasă	1	
17.	Arc	2-4	
18.	Sabot	4	
19.	Arc	4	
20.	Element intermediar 1	1	
21.	Element intermediar 2	1	
22.	Șurub, piuliță, șaiba Grower pt fixare	6	
23.	Șurub, piuliță, șaiba Grower pt fixare	6	
24.	Rulment	1	
25.	Flanșă	1	
26.	Plăcuță uzură 2	2-4	

În secțiunea A-A se oferă o imagine de ansamblu a cuplajului, având toate reperele poziționate; elementele (5) și (7) care sunt poziționate în partea de sus a desenului sunt prinse rigid de axul (11) al generatorului prin intermediul șurubului (10) al știftului (9) și al flanșelor de legătură 8. Aceste trei elemente sunt fixe în timpul funcționării ansamblului; elementele de carcasă (6) și (16) sunt prinse prin intermediul reperelor piesă de legătură (20) și flanșă (21) cu ajutorul șuruburilor (22); ele formează un sistem rigid care se mișcă într-un anumit sens (respectiv sensul de rotație al turbinei).

Acest sistem rigid este mobil față de ansamblul fix (5, 7, 11) prin intermediul rulmentului (24) iar prin intermediul șurubului (23) și a plăcii (26) se angrenează axul (14) pe care sunt montați saboții (18) prezentați în secțiunea C-C; Acești saboți sunt prevăzuți cu plăcuțe de uzură (3), care prin forța centrifugă ce acționează asupra lor pun în mișcare cilindrul (15). Acesta este fixat rigid de capacul generatorului.

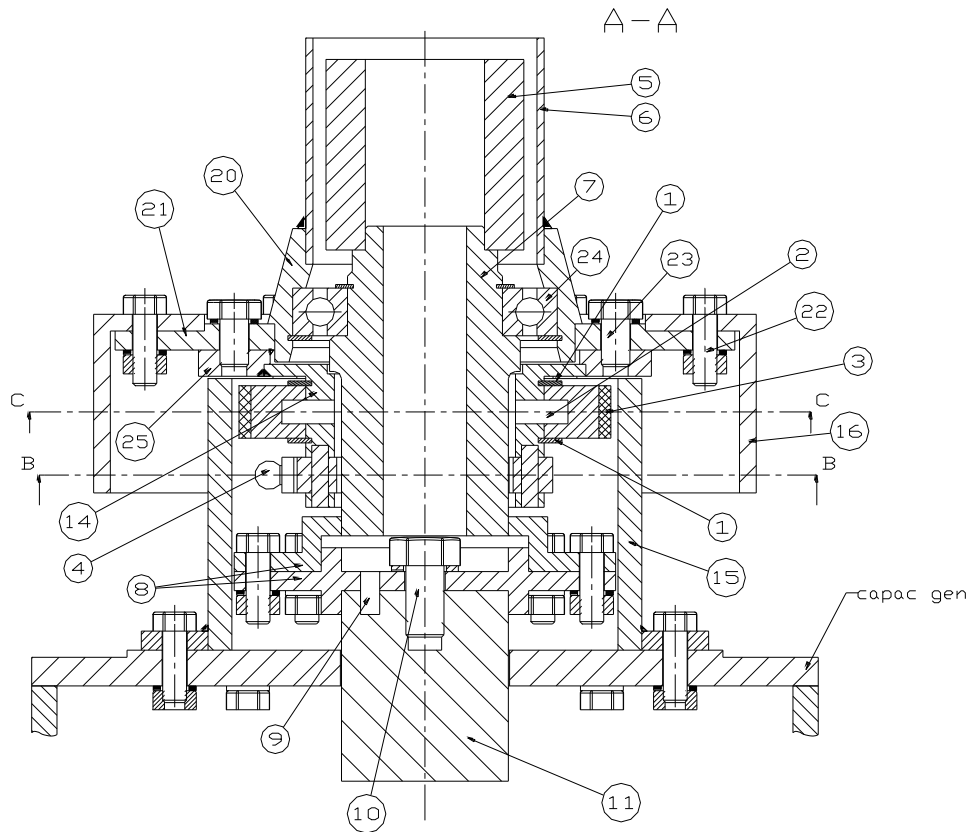


Figura nr. 8.3.

În secțiunea B-B sunt reprezentate modul de montare a două pârgii prin intermediul știfturilor (12); ele au prevăzute câte un ax filetat (4) pe post de contragreutate. La acționarea forței centrifuge, contragreutățile se deplasează spre exterior, iar partea opusă a pârgiei acționează asupra axului turbinei (7), frânând în acest fel mișcarea de rotație a acestuia.

## 8.2. Concepte tehnice privind cuplajele centrifugale cu saboți

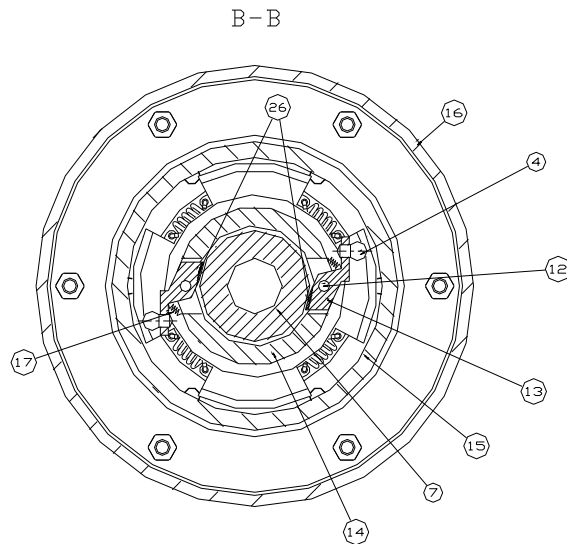


Figura nr. 8.4.

În secțiunea C-C se prezintă modul prin care saboții sunt ghidați prin intermediul știfturilor (2), și sunt menținuți de șaiberele de siguranță (1) împotriva alunecării, prezentate în secțiunea A-A. Atât saboții, cât și pârghiile, sunt menținute în pozițiile dorite prin intermediul arcurilor (17) și (19); aceste arcuri au rolul de a readuce în poziția inițială a saboților și a pârghiilor când sistemul tehnic nu funcționează. Arcurile au rolul de a readuce în poziția inițială cei patru saboți în momentul încetării turației. Cele două arcuri din secțiunile B-B și C-C se pot calcula astfel încât să satisfacă cerințele dorite.

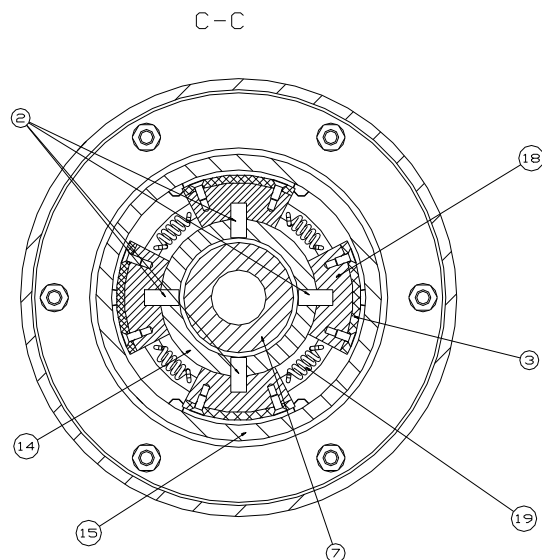


Figura nr. 8.5.



## Cap. 8. STUDIUL DE ÎMBUNĂȚIRE A PERFORMANȚELOR TURBINEI V2500

---

Sistemul tehnic prezentat îndeplinește funcțiile de cuplare, respectiv de frânare ale turbinei față de generator, realizându-se în acest fel un sistem de conducere și protecție a agregatului aeroelectric V2500.

Componența sistemului prezentat suferă în acest fel adaptări prin sistemul de cuplare, respectiv de frânare, asigurându-se o funcționare coerentă a agregatului eolian.

Având în vedere că amplasamentele cu o viteză medie anuală de vânt de 4-6 m/s asigură valori la limita domeniului de interes energetic. În astfel de situații nu este rațională alimentarea electrică a componentelor sistemului, agregatul având o „stare de așteptare”. Turbina fiind echipată cu un ambreiaj centrifugal, va porni în gol, generatorul fiind decuplat. Activarea sistemului se face în funcție de turația turbinei ( $n = 50$  rpm) pentru a funcționa în sarcină, care constă în cuplarea unui consumator corelat cu turația generatorului.

### 8.3. Elemente de calcul

#### 8.3. Elemente de calcul – precizări privind funcționarea cuplajului centrifugal dintre turbină și generator

##### 1. Sistemul de cuplare

– Valoarea forței centrifuge este exprimată prin relația următoare

$$F_{cf} = m \omega^2 R_1$$

$\omega$  – viteza unghiulară a turbinei

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} ; n - \text{turația [rpm]}$$

$m$  – masa sabot - 18

–  $F_R$  – este forța de reacțiune la nivelul sabotilor din partea arcurilor de rapel 1) și 2).

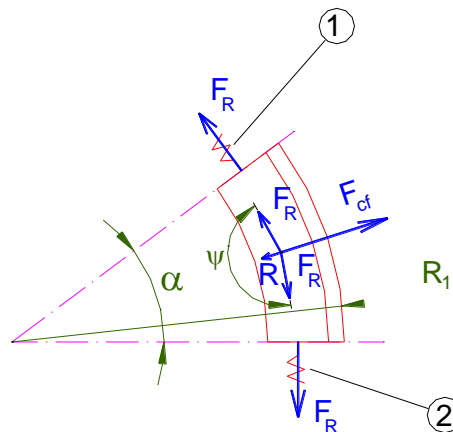


Figura nr. 8.6.

Diagrama unui arc vis-a-vis de fața care acționează la extremități, și alungirea arcului – menționează necesitatea montării arcurilor în sistem în regim pretensionat.

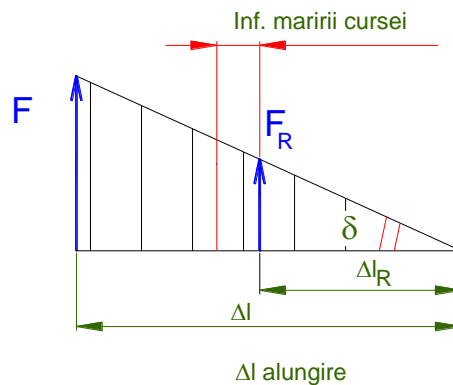


Figura nr. 8.7.

## Cap. 8. STUDIUL DE ÎMBUNĂȚIRE A PERFORMANȚELOR TURBINEI V2500

Definind unghiul „S” ca și o caracteristică a rigidității arcului, se aleg pentru sabotii de cuplare 18 – 3 ( $r \in [50, 250]$  rot/min), valori mici ai lui  $\delta$  – pentru a nu diminua prea mult valoarea lui  $F_{cf}$ .

Jocul inițial între suprafața de contact al sabotului 18 și 15 (arbore inelar de legătură la turbină) trebuie să fie limitat constructiv prin criteriile de execuție și toleranță la nivelul (0,5 – 0,8) mm pentru a micșora cursa elementelor și de a nu mări rezultanta  $\bar{R}$  a reacțiunilor venite de la arcurile 1) și 2).

$$R = \sqrt{2F_R^2(1 - \cos\psi)}; \quad \text{unde } \psi = (\pi - 2\alpha)$$

$$R = 2F_R \sin\frac{\psi}{2}; \quad 1 - \cos\psi = 2\sin^2\frac{\psi}{2}$$

modul forței prin care arcurile diminuează valoarea forței centrifuge.

$$F_1 = F_{cf} - R = m\omega^2 R_1 - 2F_R \sin\frac{\psi}{2}$$

Valoarea momentului capabil transmis de către cuplajul centrifugal pe traseul turbină-generator este:

$$M_{cap} = (F_{cf} - R) \cdot R_1 \cdot \mu$$

$$F_{cf} - R = F_e : \text{forța normală între sabot (18) și arborele inelar (15);}$$

$$R_1 : \text{raza de reducere a forței de frecare: } F_{frecare} = \mu F_e$$

Momentul capabil transmis evident va fi influențat și de numărul de saboți.

Concluzie: Momentul de torsiune transmis de la turbină la generator va deveni:

$$M_m = \mu \cdot R_1 \cdot (F_{cf} - R) \cdot z; \quad z - \text{nr. de saboți}$$

Dimensionarea ansamblului va ține cont de cerința fundamentală:

$$M_m \geq M_{r_{gen}}; \quad M_{r_{gen}} - \text{momentul rezistent al generatorului}$$

Dimensionarea mărimii sabotilor – referitor la suprafața de contact 18-15. Dacă materialul ferodoului – placarea sabotului – se admite cu  $\sigma_{adm_{fer}}$ , reprezentând tensiunea mecanică la strivire a materialului ferodoului, din considerente de siguranță se consideră un  $\omega_e$  – extremis 500 rpm (considerând că turbina nu poate dezvolta o viteză unghiulară mai mare de valoarea extremis – este frânată).

$$F_{e_{fe}} = m \cdot \omega_e^2 \cdot R_1 \Rightarrow \sigma_{ef} = \frac{m\omega_e^2 R_1}{A_s}$$

unde  $A_s$  – aria de contact sabot

$$\text{Condiția evidentă: } \sigma_{cf} > \sigma_{adm_{fero}}$$

=> dimensionarea convenabilă a lui  $A_s$

Pentru a nu se strivi materialul ferodoului la o ambalare a sistemului.

### 2. Sistemul de frânare

Contragreutatea (2-4) de masă  $m_c$

Raza sub care –  $R_c$  – se rotește antrenat fiind de arborele turbinei.

$$F_{cf_c} = m_c \omega^2 R_c$$

### 8.3. Elemente de calcul

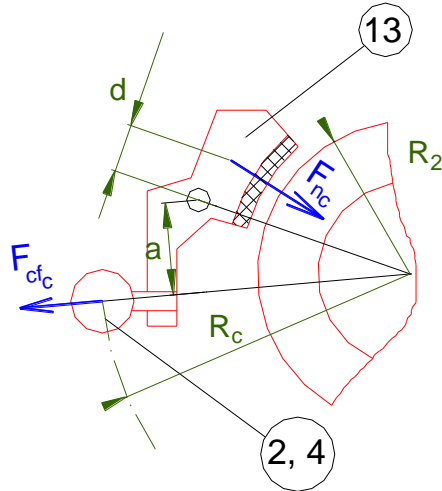


Figura nr. 8.8.

În funcție de geometria constructivă a pârghiei, această forță  $F_{cf_c}$  este amplificată prin intermediul acestei pârghii, și este dispusă la extremitatea opusă prin  $F_{n_c}$  - ca și o forță normală de contact. Brațele pârghiei, pentru a exprima ecuația de echilibru de momente sunt  $a$  și  $b$ , caz în care rezultă:

$$F_{n_c} = \frac{a}{b} \cdot F_{cf_c} \quad ; \quad (\text{evident } a > b \ ; \ \frac{a}{b} > 1)$$

Această forță de contact generează forța de frecare dezvoltată între 13-7, ultimul fiind fix.

$$F_{f_c} = \mu \cdot F_{n_c}$$

respectiv dând posibilitatea de a calcula Momentul de frânare, al cărui expresie devine:

$$F_{f_o} = \mu \cdot F_{n_c} \cdot R \cdot 2 \quad ; \quad 2 - \text{nr. pârghii}$$

### 3. Funcționarea sistemului

Echilibrul dinamic care este dorit a se forma în preajma lui  $n_{250} = 250$  rpm ar fi:

$$M_m = M_{f_r} + M_{\Delta} + M_G \quad (**)$$

Termenul  $M_{\Delta}$  - provine din frecările produse în lagărele de rostogolire

$$M_{\Delta} \ll M_{f_r}$$

$M_G$  - momentul rezistiv al generatorului

Relația (\*\*), datorită principiului de funcționare a mecanismului, are următoarele forme:

$$\mathbf{a)} \quad \text{pt. } n < n_{50} \quad M_m = 0 \quad M_{f_r} = 0$$

Saboții 18 nu sunt acționați de o forță centrifugă suficient de mare pentru a învinge tensiunea de montare a arcurilor 19.

Turbina se rotește - Generatorul este fix.

Cap. 8. STUDIUL DE ÎMBUNĂȚIRE A PERFORMANȚELOR TURBINEI V2500

---

**b)**  $n_{50} < n < n_{250}$  – situația în care turbina are turația  $n$ . Constructiv prin valoarea forței  $R$  – alegerea adecvată a arcurilor 19.

$M_m \neq 0$  și crește în valoare

$M_f = 0$  – prin dimensionarea arcului  $M$

De preferință, în a treia treime a intervalului dintre  $n_{50} \rightarrow n_{250}$   $M_f \neq 0$ , pentru a începe progresiv procesul de frânare.

Acest regim, în ansamblu, este un regim tranzitoriu.

Mersul cu viteză unghiulară constantă se va realiza în momentul:

$$M_m = M_{f_r} + M_{\Delta} + M_G \quad (**)$$

Dacă  $M_m > M_{f_r} + M_{\Delta} + M_G \Rightarrow$  o ambalare care ulterior este corectată prin mărirea frânării.

Dacă  $M_m < M_{f_r} + M_{\Delta} + M_G \Rightarrow$  scăderea turației, care eventual poate fi compensată prin diminuarea lui  $M_{f_r} \rightarrow 0$ , sau situația poate aduce sistemul în cazul precedent (a).

## 8.4. Concluzii la capitolul 8

---

### 8.4. Concluzii la capitolul 8

În acest capitol s-a prezentat o schema logică privind conexiunea dintre turbină și generator care a presupus parcurgerea a trei pași:

1. pornirea în gol a turbinei
2. cuplarea cu generatorul la o turație  $n = 50$  rpm
3. frânare la  $n > 250$  rpm ( $n = 270$  rpm)

Depășirea turației maxime periclitează rezistența mecanică a paletelor.

S-au prezentat conceptele tehnice privitoare la cuplajele centrifugale cu saboți, care au fost adaptate la o soluție tehnică constructivă prezentată detaliat în trei secțiuni prin noul cuplaj centrifugal dintre turbină și generator. Componenta sistemului suferă în acest fel adaptări în sistemul de cuplare, respectiv de frânare, asigurându-se o funcționare coerentă a agregatului eolian. Sistemul adoptat este avantajos datorită simplității constructive, putându-se asigura protecția agregatului privind dezechilibrări ale maselor cauzate de factori externi, supraîncălzirea lagărelor, care este puțin probabilă.

În raport cu o frânare electrică, unde apare pericolul de supraîncălzire a înfășurărilor generatorului, respectiv căderea sarcinii electrice, defectarea generatorului sau a altor componente electrice, sistemul prezentat în studiul de față înlătură aceste pericole de avarie, asigurând o funcționare robustă bazată pe elemente mecanice.

Ținând seama de modul de exploatare al agregatului, componenta sistemului prezentat va avea de realizat funcții comune independente de modul de exploatare, respectiv funcții specifice pentru modul de exploatare. Aceste funcții pot fi realizate printr-un sistem de conducere și protecție care necesită cheltuieli suplimentare.

## Capitolul 9. PROIECTAREA TURBINEI H2500

Studiul prezentat în acest capitol se referă la o turbină cu ax orizontal, având o putere electrică instalată la borne de 2500 VA, rapiditatea turbinei  $\lambda_0 = 2...3$ , cu aria expusă în vânt de  $7,5 \text{ m}^2$  și diversificări ale ariei  $6 \text{ m}^2$  și  $4,5 \text{ m}^2$ , iar turația la punctul de instalare de 250 rpm și o viteză periferică de aproximativ 20 – 30 m/s. Generatorul electric utilizat este de tip EMT 2500, sincron cu magneți permanenți, existând un cuplaj direct între turbină și generator.

Obiectivul tezei este comparația a două turbine echivalente, una cu ax vertical cealaltă cu ax orizontal. Turbina verticală fiind realizată la nivel de prototip, proiectarea celei orizontale trebuie să respecte acele constrângeri prin care aceasta să realizeze o echivalență cu cea verticală. Am considerat echivalentă cu aceasta prin următoarele:

- aceeași arie expusă în vânt
- aceeași rapiditate a turbinei

Se urmărește în plus, sub rezervă, același număr de palete și soliditate apropiată. Aceste condiții suplimentare considerăm că pot fi încălcate dacă metodologia de proiectare cere modificări. Cu aceste principii rezultă următoarele constrângeri:

- Domeniu de rapidități  $\lambda_0 = 2...3$
- Aria expusă  $S = 7,5 \text{ m}^2$  (posibilitatea diversificării pentru  $6$  și  $4,5 \text{ m}^2$ )
- Soliditate  $\frac{S_p}{S} = \frac{3 \times 3 \times 0,4}{7,5} = \frac{3,6}{7,5} = 0,48$  (facultativ)

Din aceste constrângeri rezultă:

- Diametrul paletajului pentru varianta comparată: 3,1 m cu diversificări
- Numărul paletelor: 3 (facultativă)
- Diametrul interior al paletajului pentru varianta comparată (aprox): 0,62m
- Paleta rezultată: - rază interioară: 0,31 m  
- rază exterioară: 1,55 m (diversificări 1,38 și 1,13 m)

Diversificarea ariei expuse se va realiza prin montarea paletei în poziție deplasată radial. În prezenta analiză mă ocup de varianta de bază pentru care a fost executată și turbina verticală.

Viteza periferică maximă: 32 m/s (din considerente de zgomot).

Varianta de turbină analizată este destinată vitezei de vânt de 4 m/s (viteză medie) și un domeniu de exploatare: 2-15 m/s.

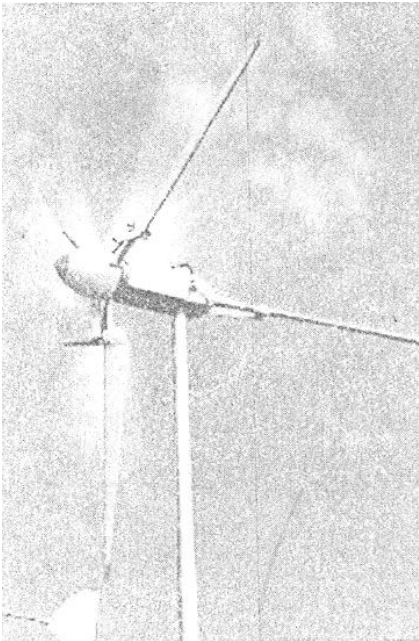
## 9.1. Documentare privind agregatele de mică putere existente pe piață

### 9.1. Documentare privind agregatele de mică putere existente pe piață

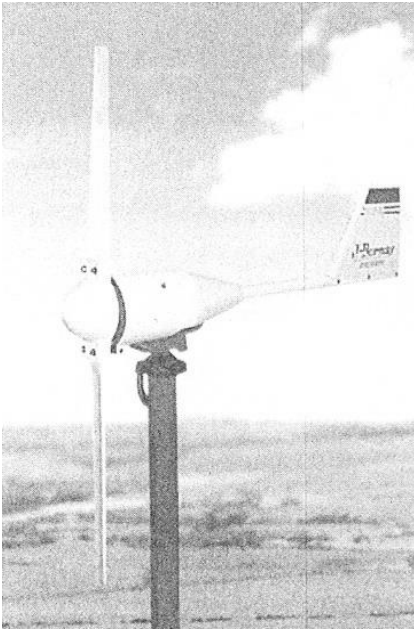
Făcând o analiză comparativă a agregatului cu ax orizontal și ofertele existente pe piața europeană, se prezintă câteva firme producătoare de agregate eoliene (Fortis Windenergy, Landmark Alternative Energien & Consulting, Windpower Enertec, Windtechnik Geiger GmbH) care oferă informații privind forma constructivă de realizare a agregatelor, respectiv rotorul (rază, diametru, număr de palete, turație, masă), stâlpul, generatorul, sistemele de reglare și siguranță, sisteme de conducere, preț etc. [56]


 <p style="text-align: center;"><b>INCLIN 250</b></p>	<b>Landmark Alternative Energien &amp; Consulting</b>	
	<b>Preț</b>	<b>stâlp - 7 m</b>
	Proiect	1.540 €
	Transport	
	Asamblare	
	Garanție	2 ani
	<b>Putere/Capacități</b>	
	Putere nominală	0,250 kW
	Viteza nominală a vântului	11,0 m/s
	Viteza vântului pentru pornire	3,0 m/s
	Viteza vântului pentru deconectare	13,0 m/s
	<b>Rotor</b>	
	Diametru	1,35 m
	Suprafață	1,43 m <sup>2</sup>
	Număr de palete	2
	Material	GFK
	Turație	Până la 600 rpm
	Masă (inclusiv cu cea a butucului)	32,0 kg
	<b>Capacitate de lucru</b>	
	Masă (fără rotor)	
	Transmisia	
	Mod de construcție	fără schimbător de viteză
	Mașină de lucru	generator
	Mod constructiv	magnet permanent
	Turații	pana la 600 rpm
	Livrare de energie	regulator de încărcare baterie
	Tensiune	12 / 24 / 48 V
<b>Stâlp/Turn</b>		
Înălțimea butucului	începând cu 7 m	
Construcție	stâlp tubular ancorat	
Masă		
<b>Sistem reglare</b>		
Reglarea turației	prin scoatere din vânt	
Limitarea puterii	desprindere strat limită	
Orientare	ampenaj	
Frână principală	scurtcircuitarea generatorului	



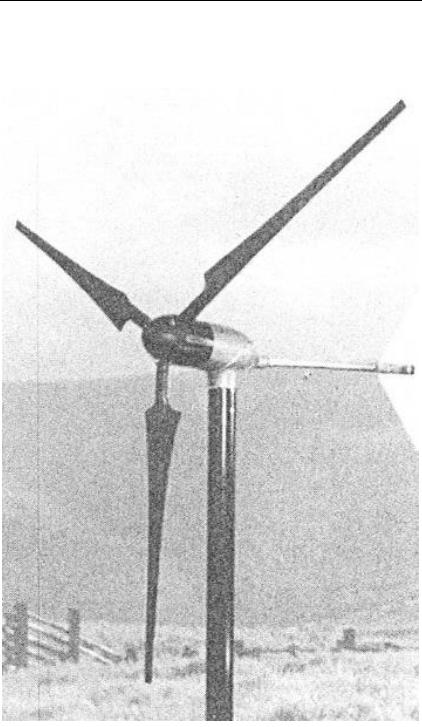
 <p style="text-align: center;"><b>Yellow Sand</b></p>	<b>Fortis Windenergy</b>	
	<b>Preț</b>	<b>stâlp - 6 m    12 m</b>
	Proiect	2.310 €    2.615 €
	Transport	
	Asamblare	
	Garanție	1 an            1 an
	<b>Putere/ Capacități</b>	
	Putere nominală	0,300 kW
	Viteza nominală a vântului	8,0 m/s
	Viteza vântului pentru pornire	3,0 m/s
	Viteza vântului pentru deconectare	nu
	<b>Rotor</b>	
	Diametru	2,40 m
	Suprafață	4,52 m <sup>2</sup>
	Număr de pale	3
	Material	GFK
	Turație	0 - 500 rpm
	Masă (inclusiv cu cea a butucului)	4,0 kg
	<b>Capacitate de lucru</b>	
	Masă (fără rotor)	100,0 kg
	Transmisia	
	Mod de construcție	fără schimbător de viteză
	Mașină de lucru	generator
	Construcție	magnet permanent
	Turație	0 - 500 rpm
	Livrare de energie	regulator de încărcare baterie,
	Tensiune	24 V cc
<b>Stâlp/Turn</b>		
Înălțimea butucului	6 m            12 m	
Construcție	stâlp tubular ancorat	
Masă	50 kg            100 kg	
<b>Sistem reglare</b>		
Reglarea turației	nu	
Limitarea sarcinii	scoatere din vânt	
Orientare în vânt	ampenaj	
Frână principală	scurtcircuitarea generatorului	

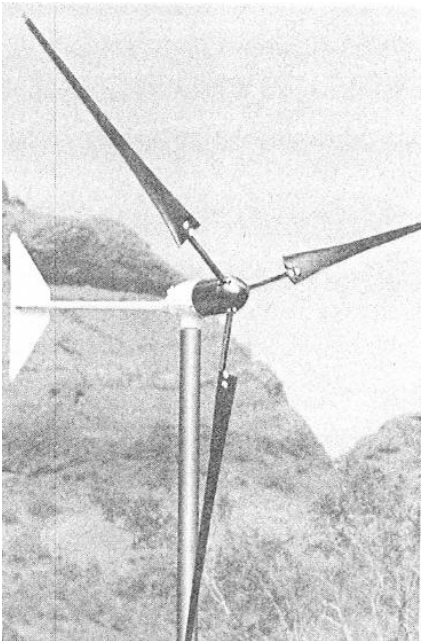
9.1. Documentare privind agregatele de mică putere existente pe piață

 <p style="text-align: center;"><b>INCLIN 600</b></p>	<b>Landmark Alternative Energien &amp; Consulting</b>	
	<b>Preț</b>	<b>stâlp - 7 m</b>
	Proiect	1.995 €
	Transport	
	Asamblare	
	Garanție	2 ani
	<b>Putere/Capacități</b>	
	Putere nominală	0,60 kW
	Viteza nominală a vântului	11,0 m/s
	Viteza vântului pentru pornire	3,5 m/s
	Viteza vântului pentru deconectare	13,0 m/s
	<b>Rotor</b>	
	Diametru	2,00 m
	Suprafață	3,14 m <sup>2</sup>
	Număr de pale	2
	Material	CFK
	Turație	pana la 800 rpm
	Masă (inclusiv cu cea a butucului)	38,0 kg
	<b>Capacitate stâlp</b>	
	Masă (fără rotor)	
	Transmisia	
	Mod de construcție	fără schimbător de viteză
	Mașină de lucru	generator
	Construcție	magnet permanent
	Turații	pana la 800 rpm
Livrare de energie	regulator de încărcare baterie,	
Tensiune	12 / 24 / 48 V	
<b>Stâlp/Turn</b>		
Înălțimea butucului	începând cu 7 m	
Construcție	stâlp tubular ancorat	
Masă		
<b>Sistem reglare</b>		
Reglarea numărului de turații	scoatere din vânt	
Limitarea puterii	desprindere de strat limită	
Orientare în vânt	ampenaj	
Frână principală	scurtcircuitare la generator	

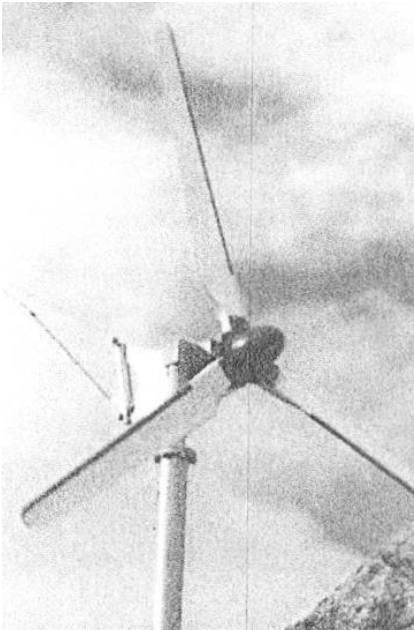
 <p style="text-align: center;"><b>Espada</b></p>	<b>Fortis Windenergy</b>		
	<b>Preț</b>		<b>stâlp 6 m 12 m 18 m</b>
	Proiect	2.570 €	2.935 €
	Transport		
	Asamblare		
	Garanție	1 an	1 an
	<b>Putere/Capacități</b>		
	Putere nominală	0,75 kW	
	Viteza nominală a vântului	14,0 m/s	
	Viteza vântului pentru pornire	3,0 m/s	
	Viteza vântului pentru deconectare	nu	
	<b>Rotor</b>		
	Diametru	2,20 m	
	Suprafață	3,80 m <sup>2</sup>	
	Număr de pale	2	
	Material		
	Turație	0 - 900 rpm	
	Masă (inclusiv cu cea a butucului)	3,0 kg	
	<b>Cap. de lucru</b>		
	Masă (fără rotor)	45,0 kg	
	Transmisia		
	Mod de construcție	fără schimbător de viteză	
	Mașină de lucru	generator	
	Construcție	magnet permanent	
	Turații	0 - 900 rpm	
	Livrare de energie	regulator de încărcare baterie,	
	Tensiune	12 / 24 / 48 V	
	<b>Stâlp/Turn</b>		
Înălțimea butucului	6 m	12 m 18 m	
Construcție	stâlp tubular ancorat		
Masă	50 kg	100 kg 150 kg	
<b>Sistem reglare</b>			
Reglarea turației	nu		
Limitarea sarcinii	scoatere din vânt		
Orientare în vânt	ampenaj		
Frână principală	scurtcircuitarea generatorului		

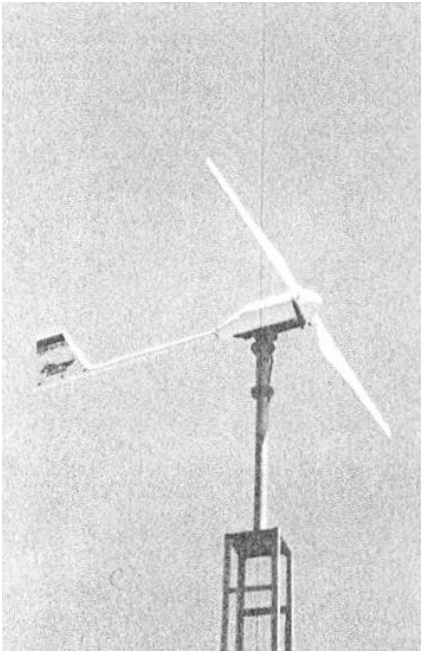
9.1. Documentare privind agregatele de mică putere existente pe piață

 <p><b>Whisper H 40</b></p>	<b>Windpower Enertec</b>	
	<b>Preț</b>	<b>stâlp - 7 m</b>
	Proiect	1.723 €
	Transport	
	Asamblare	
	Garanție	2 ani
	<b>Putere/Capacități</b>	
	Putere nominală	0,90 kW
	Viteza nominală a vântului	12,5 m/s
	Viteza vântului pentru pornire	3,4 m/s
	Viteza vântului pentru deconectare	nu
	<b>Rotor</b>	
	Diametru	2,10 m
	Suprafață	3,46 m <sup>2</sup>
	Număr de pale	3
	Material	CFK
	Turație	
	Masă (inclusiv cu cea a butucului)	21,0 kg
	<b>Cap. de lucru</b>	
	Masă (fără rotor)	
	Transmisia	
	Mod de construcție	fără schimbător de viteză
	Mașină de lucru	generator
	Mecanism	magnet permanent
	Turații	
	Livrare de energie	regulator de încărcare baterie
	Tensiune	12 / 24 / 48 V
<b>Stâlp/Turn</b>		
Înălțimea butucului		
Construcție	stâlp tubular ancorat	
Masă		
<b>Sistem reglare</b>		
Reglarea numărului de turații	scoatere din vânt	
Limitarea puterii	desprindere de strat limită	
Orientare în vânt	ampenaj	
Frână principală	scurtcircuitare la generator	


 <p style="text-align: center;"><b>Whisper H 80</b></p>	<b>Windpower Enertec</b>	
	<b>Pret</b>	
	Proiect	2.068 €
	Transport	
	Asamblare	
	Garanție	2 ani
	<b>Putere/Capacități</b>	
	Putere nominală	1,00 kW
	Viteza nominală a vântului	11,6 m/s
	Viteza vântului pentru pornire	3,1 m/s
	Viteza vântului pentru deconectare	nu
	<b>Rotor</b>	
	Diametru	3,00 m
	Suprafață	7,07 m <sup>2</sup>
	Număr de pale	3
	Material	CFK
	Turație	
	Masă (inclusiv cu cea a butucului)	30,0 kg
	<b>Cap. de lucru</b>	
	Masă (fără rotor)	
	Transmisia	
	Mod de construcție	fără schimbător de viteză
	Mașină de lucru	generator
	Mecanism	magnet permanent
	Turații	
	Livrare de energie	regulator de încărcare baterie
	Tensiune	12 / 24 / 48 V
<b>Stâlp/Turn</b>		
Înălțimea butucului		
Construcție	stâlp tubular ancorat	
Masă		
<b>Sistem reglare</b>		
Reglarea numărului de turații	scoatere din vânt	
Limitarea puterii	desprindere de strat limită	
Orientare în vânt	ampenaj	
Frână principală	scurtcircuitare la generator	

9.1. Documentare privind agregatele de mică putere existente pe piață

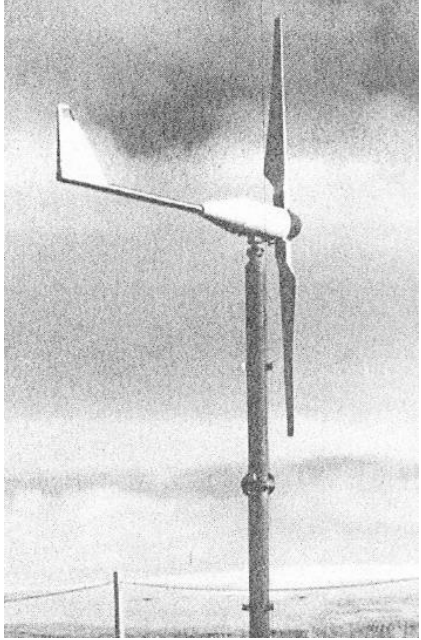
 <p style="text-align: center;"><b>Passaat</b></p>	<b>Fortis Windenergy</b>	
	<b>Preț</b>	<b>stâlp - 12 m    16 m</b>
	Proiect	3.807 €    4.646 €
	Transport	
	Asamblare	
	Garanție	1 an    1 an
	<b>Putere/Capacități</b>	
	Putere nominală	1,40 kW
	Viteza nominală a vântului	14,0 m/s
	Viteza vântului pentru pornire	2,5 m/s
	Viteza vântului pentru deconectare	nu
	<b>Rotor</b>	
	Diametru	3,12 m
	Suprafață	7,65 m <sup>2</sup>
	Număr de pale	3
	Material	
	Turație	0 - 750 rpm
	Masă (inclusiv cu cea a butucului)	14,0 kg
	<b>Cap de lucru</b>	
	Masă (fără rotor)	56 kg
	Transmisia	
	Mod de construcție	fără schimbător de viteză
	Mașină de lucru	generator
	Mecanism	magnet permanent
	Turații	0 - 750 rpm
	Livrare de energie	regulator de încărcare baterie
	Tensiune	24 / 120 V
	<b>Stâlp/Turn</b>	
Înălțimea butucului	12 m    18 m	
Construcție	stâlp tubular ancorat	
Masă	120 kg    180 kg	
<b>Sistem reglare</b>		
Reglarea turației	nu	
Limitarea sarcinii	scoatere din vânt	
Orientare în vânt	ampenaj	
Frână principală	scurtcircuitarea generatorului	

 <p><b>INCLIN 1500 neo</b></p>	<b>Landmark Alternative Energien &amp; Consulting</b>	
	<b>Preț</b>	<b>Stâlp – 7 m</b>
	Proiect	2.995 €
	Transport	
	Asamblare	
	Garanție	2 ani
	<b>Putere/Capacități</b>	
	Putere nominală	1,50 kW
	Viteza nominală a vântului	12,0 m/s
	Viteza vântului pentru pornire	3,5 m/s
	Viteza vântului pentru deconectare	14,0 m/s
	<b>Rotor</b>	
	Diametru	2,86 m
	Suprafață	6,42 m <sup>2</sup>
	Număr de pale	2
	Material	CFK
	Turație	pana la 800 rpm
	Masă (inclusiv cu cea a butucului)	42,0 kg
	<b>Cap. de lucru</b>	
	Masă (fără rotor)	
	Transmisia	
	Mod de construcție	fără schimbător de viteză
	Mașină de lucru	generator
	Mecanism	magnet permanent
	Turații	pana la 800 rpm
	Livrare de energie	regulator de încărcare baterie,
	Tensiune	24 / 48 / 120 / 220 V
<b>Stâlp/Turn</b>		
Înălțimea butucului	începând cu 7 m	
Construcție	stâlp tubular ancorat	
Masă		
<b>Sistem reglare</b>		
Reglarea numărului de turații	scoateră din vânt	
Limitarea puterii	desprindere de strat limită	
Orientare în vânt	ampenaj	
Frână principală	scurtcircuitare la generator	


9.1. Documentare privind agregatele de mică putere existente pe piață


 <p style="text-align: center;"><b>SG 280</b></p>	<b>WINDTECHNIK GEIGER GmbH</b>	
	<b>Preț</b>	<b>Stâlp – 11 m</b>
	Proiect	4.181 €
	Transport	
	Asamblare	
	Garanție	
	<b>Putere/Capacități</b>	
	Putere nominală	1,80 kW
	Viteza nominală a vântului	12,0 m/s
	Viteza vântului pentru pornire	1,7 m/s
	Viteza vântului pentru deconectare	12,0 m/s
	<b>Rotor</b>	
	Diametru	2,88 m
	Suprafață	6,51 m <sup>2</sup>
	Număr de pale	3
	Material	GFK
	Turație	700 rpm
	Masă (inclusiv cu cea a butucului)	50,0 kg
	<b>Cap. de lucru</b>	
	Masă (fără rotor)	40,0 kg
	Transmisia	
	Mod de construcție	fără schimbător de viteză
	Mașină de lucru	generator
	Mecanism	magnet permanent
	Turații	1000 rpm
	Livrare de energie	regulator de încărcare baterie,
	Tensiune	12 / 24, 25 / 50 V
<b>Stâlp/Turn</b>		
Înălțimea butucului	12 m	
Construcție	stâlp tubular ancorat	
Masă	500 kg	
<b>Sistem reglare</b>		
Reglarea numărului de turații	scoatere din vânt	
Limitarea puterii	desprindere de strat limită	
Orientare în vânt	ampenaj	
Frână principală	scurtcircuitare la generator	



 <p style="text-align: center;"><b>INCLIN 3000 neo</b></p>	<b>Landmark Alternative Energien &amp; Consulting</b>	
	<b>Preț</b>	<b>Stâlp - 9 m</b>
	Proiect	4.995 €
	Transport	
	Asamblare	
	Garanție	2 ani
	<b>Putere/Capacități</b>	
	Putere nominală	3,0 kW
	Viteza nominală a vântului	12,0 m/s
	Viteza vântului pentru pornire	3,5 m/s
	Viteza vântului pentru deconectare	14,0 m/s
	<b>Rotor</b>	
	Diametru	4,0 m
	Suprafață	12,6 m <sup>2</sup>
	Număr de pale	2
	Material	CFK
	Turație	pana la 450 rpm
	Masă (inclusiv cu cea a butucului)	125 kg
	<b>Cap. de lucru</b>	
	Masă (fără rotor)	
	Transmisia	
	Mod de construcție	fără schimbător de viteză
	Mașină de lucru	generator
	Mecanism	magnet permanent
	Turații	pana la 450 rpm
Livrare de energie	regulator de încărcare baterie,	
Tensiune	24 / 48 / 120 / 220 V	
<b>Stâlp/Turn</b>		
Înălțimea butucului	începând cu 9 m	
Construcție	stâlp tubular ancorat	
Masă		
<b>Sistem reglare</b>		
Reglarea numărului de turații	scoatere din vânt	
Limitarea puterii	desprindere de strat limită	
Orientare în vânt	ampenaj	
Frână principală	scurtcircuitare la generator	

9.1. Documentare privind agregatele de mică putere existente pe piață

 <p style="text-align: center;"><b>Whisper 175</b></p>	<b>Windpower Enertec</b>	
	<b>Pret</b>	
	Proiect	4.800 €
	Transport	
	Asamblare	
	Garanție	2 ani
	<b>Putere/Capacități</b>	
	Putere nominală	3,2 kW
	Viteza nominală a vântului	12,5 m/s
	Viteza vântului pentru pornire	3,1 m/s
	Viteza vântului pentru deconectare	nu
	<b>Rotor</b>	
	Diametru	4,5 m
	Suprafață	15,9 m <sup>2</sup>
	Număr de pale	2
	Material	CFK
	Turație	
	Masă (inclusiv cu cea a butucului)	70 kg
	<b>Cap. de lucru</b>	
	Masă (fără rotor)	
	Transmisia	
	Mod de construcție	fără schimbător de viteză
	Mașină de lucru	generator
	Mecanism	magnet permanent
	Turații	
	Livrare de energie	regulator de încărcare baterie
Tensiune	12 / 24 / 48 V	
<b>Stâlp/Turn</b>		
Înălțimea butucului		
Construcție	stâlp tubular ancorat	
Masă		
<b>Sistem reglare</b>		
Reglarea numărului de turații	scoatere din vânt	
Limitarea puterii	desprindere de strat limită	
Orientare în vânt	ampenaj	
Frână principală	scurtcircuitare la generator	

 <p style="text-align: center;"><b>SG 500</b></p>	<b>WINDTECHNIK GEIGER GmbH</b>	
	<b>Preț</b>	
	Proiect	11.034 €
	Transport	
	Asamblare	
	Garanție	
	<b>Putere/Capacități</b>	
	Putere nominală	5,0 kW
	Viteza nominală a vântului	12,0 m/s
	Viteza vântului pentru pornire	2,5 m/s
	Viteza vântului pentru deconectare	17,0 m/s
	<b>Rotor</b>	
	Diametru	5,5 m
	Suprafață	24,0 m <sup>2</sup>
	Număr de pale	3
	Material	GFK
	Turație	250 rpm
	Masă (inclusiv cu cea a butucului)	300 kg
	<b>Cap. de lucru</b>	
	Masă (fără rotor)	250 kg
	Transmisia	
	Mod de construcție	cu schimbător de viteze
	Mașină de lucru	generator
	Mecanism	magnet permanent
	Turații	1500 rpm
	Livrare de energie	regulator de încărcare baterie,
	Tensiune	50 / 100, 150 / 300 V
<b>Stâlp/Turn</b>		
Înălțimea butucului	13 m	
Construcție	stâlp tubular ancorat	
Masă	1.500 kg	
<b>Sistem reglare</b>		
Reglarea numărului de turații	scoatere din vânt	
Limitarea puterii	desprindere de strat limită	
Orientare în vânt	ampenaj	
Frână principală	scurtcircuitare la generator	

### 9.1. Documentare privind agregatele de mică putere existente pe piață

Această documentare suplimentară a fost făcută pentru analiza construcției ansamblului agregatului orizontal. Cele 12 turbine analizate prezentate pe baza fișelor originale din [56], sunt prezentate sintetic în tabelul următor. Au fost comparate acele date care prezintă interes pentru elaborarea unui ansamblu adaptat pentru turbina H2500.

Cod agregat	$P_{nom}$ [W]	D [m]	m [kg] rotor	$\frac{m}{P}$ [kg/W]	$\frac{m}{A}$ [kg/m <sup>2</sup> ]	n [rpm]	Arie expusă A [m <sup>2</sup> ]	Viteza periferică $u_R$ [m/s]
INCLIN 250	240	1,35	32	133	22,4	< 600	1,43	< 42,4
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
WHISPER H40	900	2,1	21,0	23	6,1		3,46	
WHISPER 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 neo	3000	4,0	125	42	9,9	< 450	12,6	< 94,2
WHISPER 175	3200	4,5	70	21,9	4,4		15,9	
SG 500	5000	5,5	300	60	12,5	250	24,0	72

Câteva concluzii pe baza analizei agregatelor de pe piață sunt prezentate în continuare.

Aceste date prezentate au fost considerate globale având în vedere faptul că ele depind în realitate de factorii locali; se impune o explicație privind raportarea prețului la puterea instalată sau la aria baleată – au apărut tendințe de supraechipare electrică a agregatelor cu generatoare electrice mai mari față de dimensiunile turbinei de vânt. Raportarea la aria baleată înlătură această anomalie, costul agregatului depinzând mai mult de diametrul turbinei decât de puterea generatorului electric.

Pentru calculul orientativ al energiei produse  $E$  [kWh/m<sup>2</sup>/an] =  $2,5 v^3$  [m/s] ( $v$ : viteza medie anuală a vântului la cota axei turbinei); au importanță erorile în aprecierea vitezei medii anuale a vitezei vântului. Dacă se evaluează puterea instalată la aria baleată rezultă un indicator „ore echivalente de utilizare a puterii instalate”. Dar producția de energie depinde mult de amplasament.

În figura următoare este prezentată dependența diametrului, a masei specifice a rotorului și vitezei periferice la vârful paletelor de puterea instalată (nominală). Rezultatele sunt foarte dispersate indicând metodologii de calcul neconsolidate. Situația motivează orientarea tezei spre clarificări în acest domeniu. Vitezele periferice sunt exagerat de mari, între 40 și 130 m/s. Soluțiile probabil vor duce la zgomot aerodinamic exagerat. Aceste agregate fiind amplasate în vecinătatea locuințelor, aceasta poate fi deranjant pentru cerințele de confort.

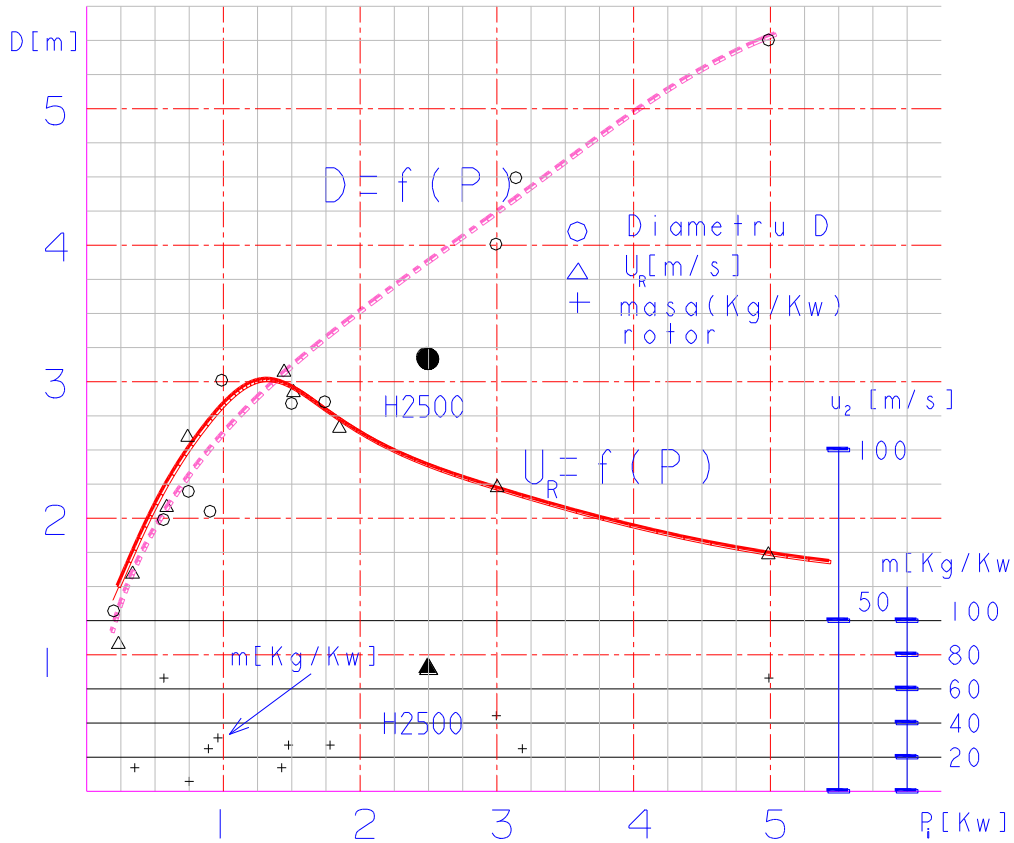


Figura nr. 9.1.

Masele specifice ale rotoarelor (kg/kW) au de asemenea dispersii mari, între 4 și 133 kg/kW, probabil cauzate și de definiiri neriguroase. Datele spre care ne-am orientat noi (marcate pe figură) se plasează astfel față de cele statistice:

- > *diametrul* este ceva mai mic (până la 3,8 m este competitiv);
- > *viteza periferică* este mult inferioară, opțiune motivată prin protecția la zgomot;
- > *masa de referință pentru rotor* ar fi de 30-40 kg/kW.

Prin reducerea vitezei periferice ne orientăm spre turbine mai lente față de cele de pe piață. Această orientare constituie una din direcțiile de cercetare abordată în teză. Una din problemele care cer analize mai atente este soliditatea paletajului adecvată acestor turbine lente ( $\lambda_0 = 2...3$ )

Soluțiile pot avea influență și asupra numărului de palete. Condiții cu totul noi se creează prin utilizarea unor optimizări originale, elaborate în cadrul Centrului de Cercetare pentru Aeroenergetică din U.P.T.

## 9.2. Proiectarea turbinei cu ax orizontal

---

### 9.2. Proiectarea turbinei cu ax orizontal

Metodologia proiectării turbinei cu ax orizontal pornește de la un studiu care urmărește sistematizarea condițiilor tehnice pentru construirea unui agregat aeroelectric de mică putere cu ax orizontal, amplasat pe un stâlp de susținere, respectiv pe acoperișul clădirilor. Puterea instalată cerută este de  $P = 2,5 \text{ kW}$ .

Se urmărește obținerea unui agregat cu dimensiuni reduse, mase reduse, având costuri de fabricație și de întreținere cât mai mici. Turbina cu ax orizontal este de tip elice cu trei palete (analiză anteproiect); se utilizează o structură de rezistență ușoară pentru îndeplinirea următoarelor cerințe:

- optimizarea componentei turbinei și interschimbabilitatea reperelor;
- corelarea performanțelor turbinei cu cele ale generatorului electric;
- evaluarea de mase și costuri.

Există următoarele posibilități de exploatare ale ansamblului turbină-generator:

- cuplare la rețeaua electrică

- funcționare insulară cu stocare în baterii de acumulare electrice
- funcționare insulară în paralel cu alte surse de energie.

Varianta analizată în cadrul lucrării este o turbină lentă ( $\lambda_0 = 2...3$ ), care nu conduce la rotații mai mici și zgomot aerodinamic redus. Impunerea unei rotații constante cu un domeniu de funcționare acceptat ( $n = 40...250 \text{ rpm}$ ) este determinată de utilizarea generatorului electric care a fost proiectat pentru turbina cu ax vertical prezentată în capitolele anterioare.

Detalierea componentei turbinei cu ax orizontal se prezintă în cadrul unui proiect prezentat în schemele și desenele următoare, care sintetizează două formule de funcționare ale ansamblului turbină-generator poziționate pe un stâlp de susținere, ce permit mișcarea rotorului și a generatorului în jurul unui punct de pivotare la  $80-90^\circ$  pentru figura 9.2A și o pivotare până la  $45^\circ$  la figura 9.2B. Ansamblele conțin sisteme diferențiate privind acționarea turbinei și a generatorului.

Făcând o descriere a celor două tipuri, observăm că în prima figură (fig.9.2A) se permite pivotarea aproape la  $90^\circ$ , ansamblul turbină-generator fiind susținut de o structură complexă, care se poate roti cu ajutorul unei derive după direcția vântului, fixată pe un stâlp de susținere; se observă că generatorul este legat prin două fire la un potențial consumator.

Cealaltă schemă (fig.9.2B) prezintă un sistem de pivotare cu amortizor (la o valoare unghiulară de  $40-45^\circ$ ), unde generatorul este fixat pe o furcă articulată prin intermediul unui pivot pe o structură de susținere complexă, care se rotește cu ajutorul derivei în jurul axei proprii. Generatorul este legat prin două fire care străbat structura de susținere, respectiv stâlpul, la un potențial consumator.

Sintetizând cele două scheme preliminare am făcut o analiză privind posibilitățile tehnice de realizare al agregatului aeroelectric, care trebuie să funcționeze în condițiile impuse de generatorul electric.

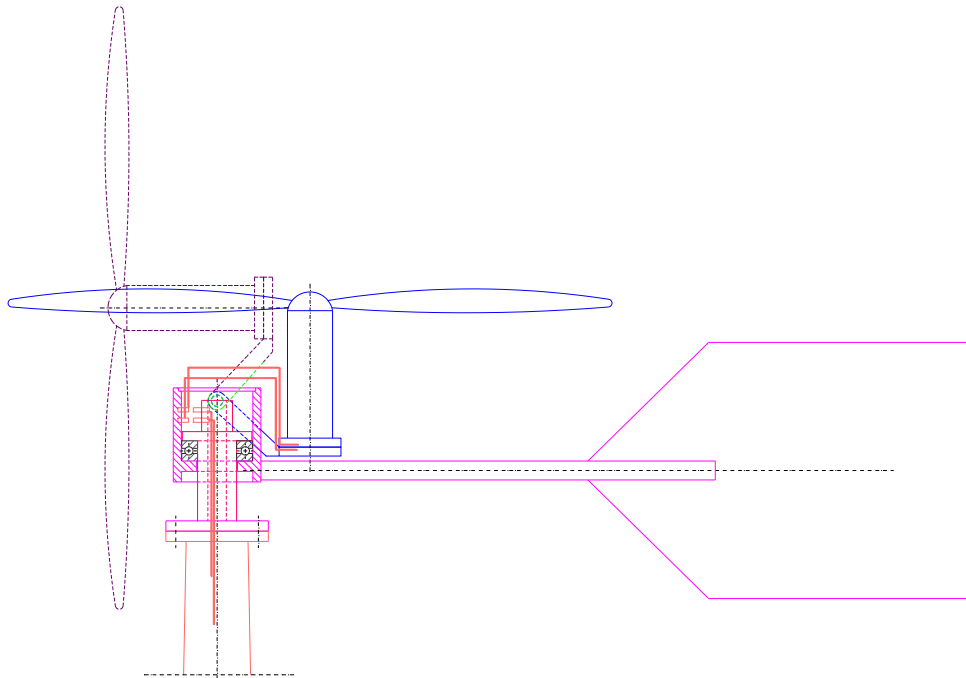


Figura nr. 9.2A.

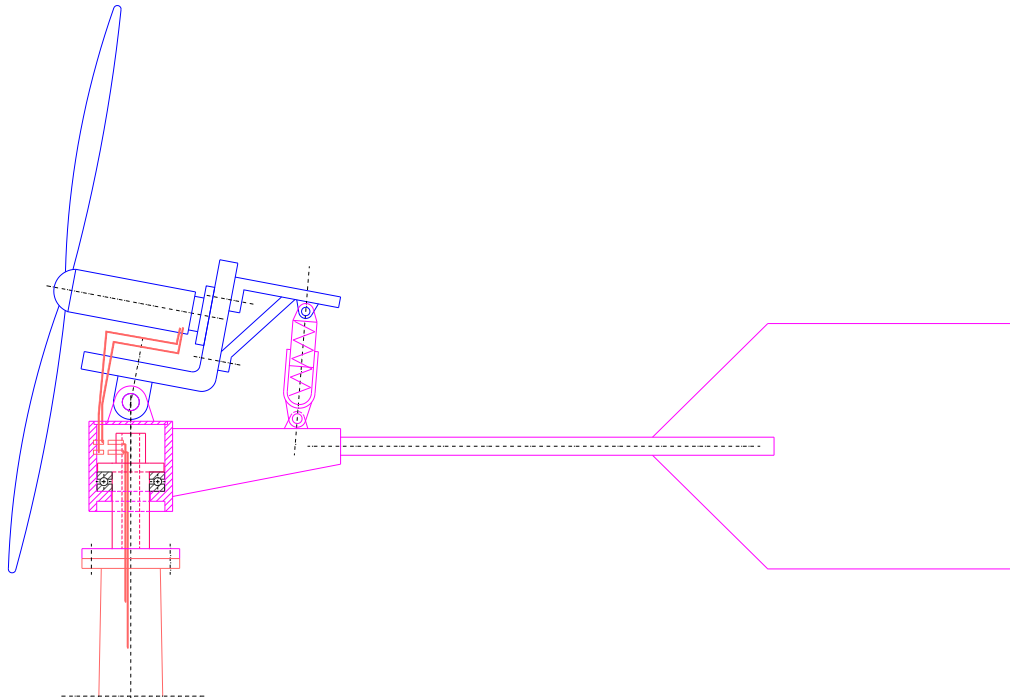


Figura nr. 9.2B.

## 9.2. Proiectarea turbinei cu ax orizontal

Se prezintă în continuare două desene de ansamblu obținute în urma configurării celor două scheme preliminare, care sistematizează o formulă de funcționare cu pivotare totală, respectiv parțială, pentru scoaterea turbinei din vânt, ca element de protecție a întregului ansamblu. Se definește un tabel de componență în care se prezintă denumirea reperelor, a materialelor și a maselor evaluate în urma proiectării pentru primul desen de ansamblu (pivotare la 90°).

Nr. reper	Denumirea	Bucăți	Material	Masă [kg]
1	Butuc	1	OL50	44
2	Elice	3	PA6+30%FS	30
3	Semiflanșă	1	OL50	10
4	Șurub M 16x35	8	gr 6.8	0,65
5	Generator	1		120
6	Piuliță M24	6	gr 6	0,4
7	Șurub M 24x80	6	gr 6.8	2
8	Conductoare cupru	2	cupru	
9	Flanșa 1	1		120
10	Amortizor telescopic	1		2
11	Știft Ø 22x50	2		0,3
12	Papuci cupru	1	cupru	10
13	Furcă	1	OL50	16
14	Butuc 2	1	OL50	60
15	Rulment axial	1		8
16	Rulment radial	1		1
17	Papuci cupru 2	1+1	cupru	40
18	Ansamblu derivă	1	aluminu	80
19	Stâlp de susținere	1	structură metalică	250
20	Șurub M 30x120	2	Gr 6.8	0,12

Sub acțiunea curentului de aer, ansamblul butucului cu cele trei palete se rotește împreună cu partea mobilă (exterioară) a generatorului. Tot ansamblul este menținut în poziție de echilibru prin intermediul amortizorului telescopic (poziția 10), funcționând la viteza de exploatare a vântului. Când curentul de aer crește în intensitate, peste valoarea de exploatare, ansamblul format din turbină și generator se rotește prin intermediul furcii (poziția 13) în jurul axei structurii de susținere; în acest moment începe practic comprimarea elementului amortizor printr-o rotire de aprox. de 85-90°, având ca efect scoaterea din vânt a paletelor turbinei. Când intensitatea vântului scade, întreg ansamblul revine la poziția de funcționare, pentru un regim de exploatare normal. Prin intermediul conductoarelor electrice (poziția 8), curentul electric este condus la nișa perii culegătoare și transmis mai departe prin interiorul stâlpului de susținere la consumator.



21					
20	Surub M30x120	STAS 920-99	2	gr 6.8	0.12
19	Stalp de sustinere	AE-2.5-380-IPT-001-20	1	str. metal ot. lam.	250
18	Ans. deriva	AE-2.5-380-IPT-001-19	1	aluminiu	80
17	Papuci cupru 2	AE-2.5-380-IPT-001-18	1+1	cupru	40
16	Rulm radial	AE-2.5-380-IPT-001-17	1		1
15	Rulm axial	AE-2.5-380-IPT-001-16	1		8
14	Butuc 2	AE-2.5-380-IPT-001-15	1	DL 50	60
13	Furca	AE-2.5-380-IPT-001-14	1	DL 50	16
12	Papuci cupru	AE-2.5-380-IPT-001-13	1	cupru	10
11	Stift $\varnothing 22 \times 50$	STAS 1599-99	2		0.3
10	Amortizor telescopic	AE-2.5-380-IPT-001-10	1		2
9	Flansa 1	AE-2.5-380-IPT-001-09	1		120
8	Conductoare cupru	AE-2.5-380-IPT-001-08	2	cupru	
7	Surub M24x80	STAS 5144 99	6	gr 6.8	2
6	Piulita M24	STAS 4071 99	6	gr 6	0.4
5	Generator	AE-2.5-380-IPT-001-05	1		120
4	Surub M16x35	STAS 5144 99	8	gr 6.8	0.65
3	Semiflansa	AE-2.5-380-IPT-001-03	1	DL 50	10

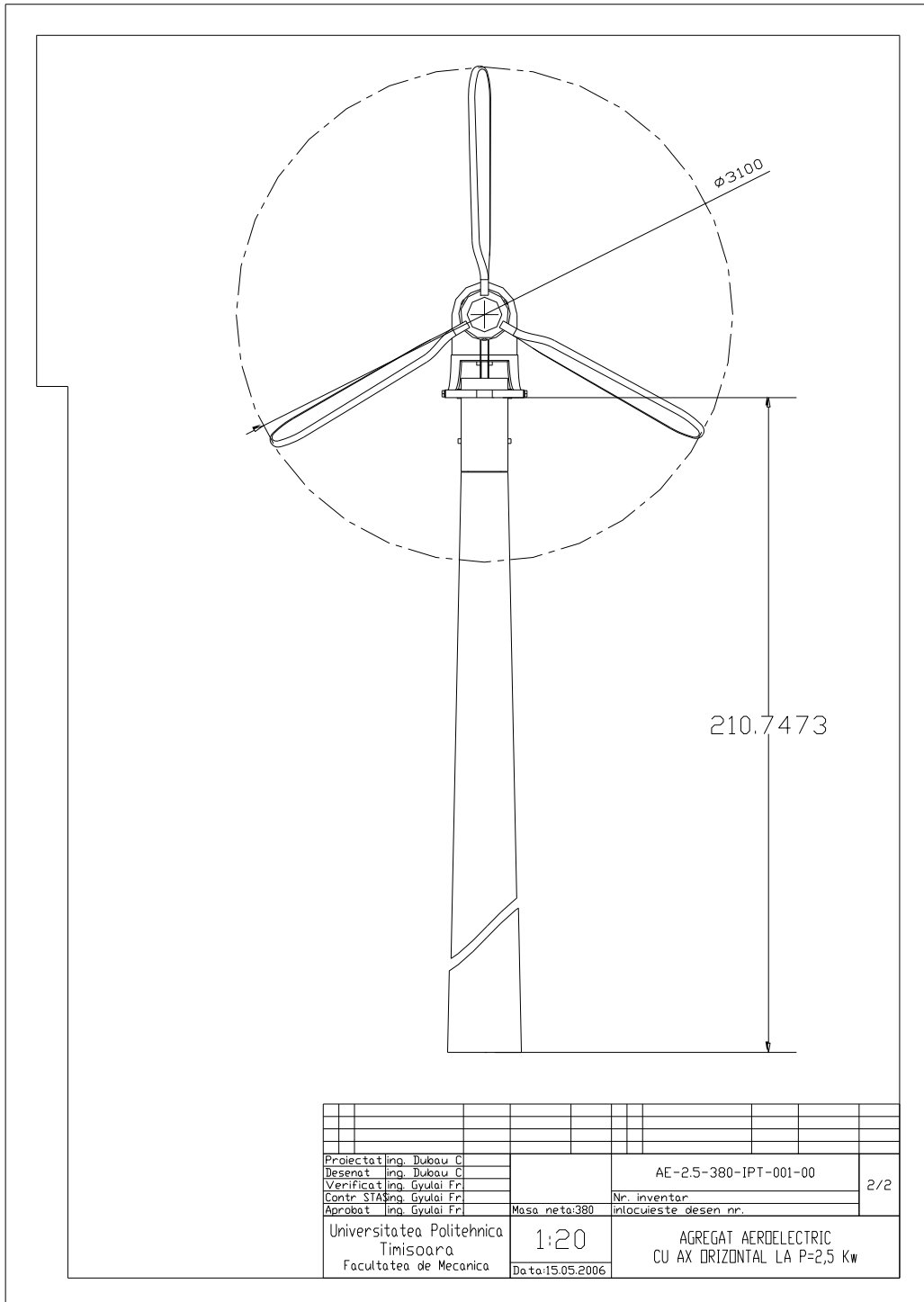
  

2	Elice	AE-2.5-380-IPT-001-02	3	PA6+30%FS		30
1	Butuc	AE-2.5-380-IPT-001-01	1	DL 50		44
Poz	Denumire	Nr. desen sau STAS	Buc	Material	Observatii	Masa neta

Proiectat	ing. Dubau C					
Desenat	ing. Dubau C					
Verificat	ing. Gyulai Fr					
Contr. STAS	ing. Gyulai Fr					
Approbat	ing. Gyulai Fr					
Universitatea Politehnica Timisoara Facultatea de Mecanica		1:20 Data: 15.05.2006	Masa neta: 380	Nr. inventar inlocuiește desen nr.		3/2
				AGREGAT AERDELECTRIC CU AX ORIZONTAL LA P=2,5 Kw		

## 9.2. Proiectarea turbinei cu ax orizontal



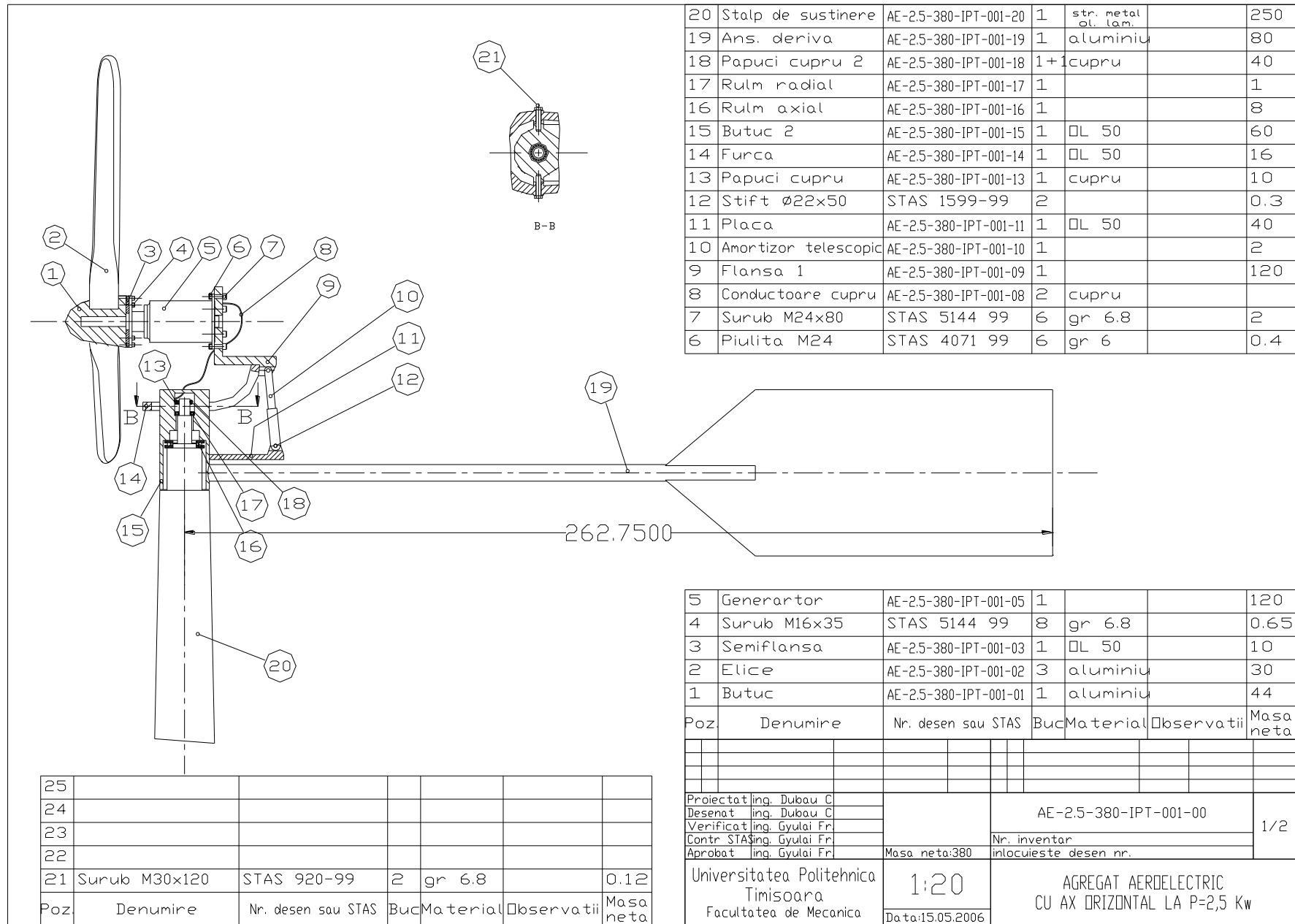
## Cap. 9. PROIECTAREA TURBINEI H2500

Se prezintă în continuare desenul de ansamblu obținut în urma configurării celei de-a doua scheme preliminară, care sistematizează o formulă de funcționare cu pivotare parțială pentru scoaterea turbinei din vânt, ca element de protecție a întregului ansamblu, respectiv tabelul de componență în care se prezintă denumirea reperelor, a materialelor și a maselor evaluate în urma proiectării.

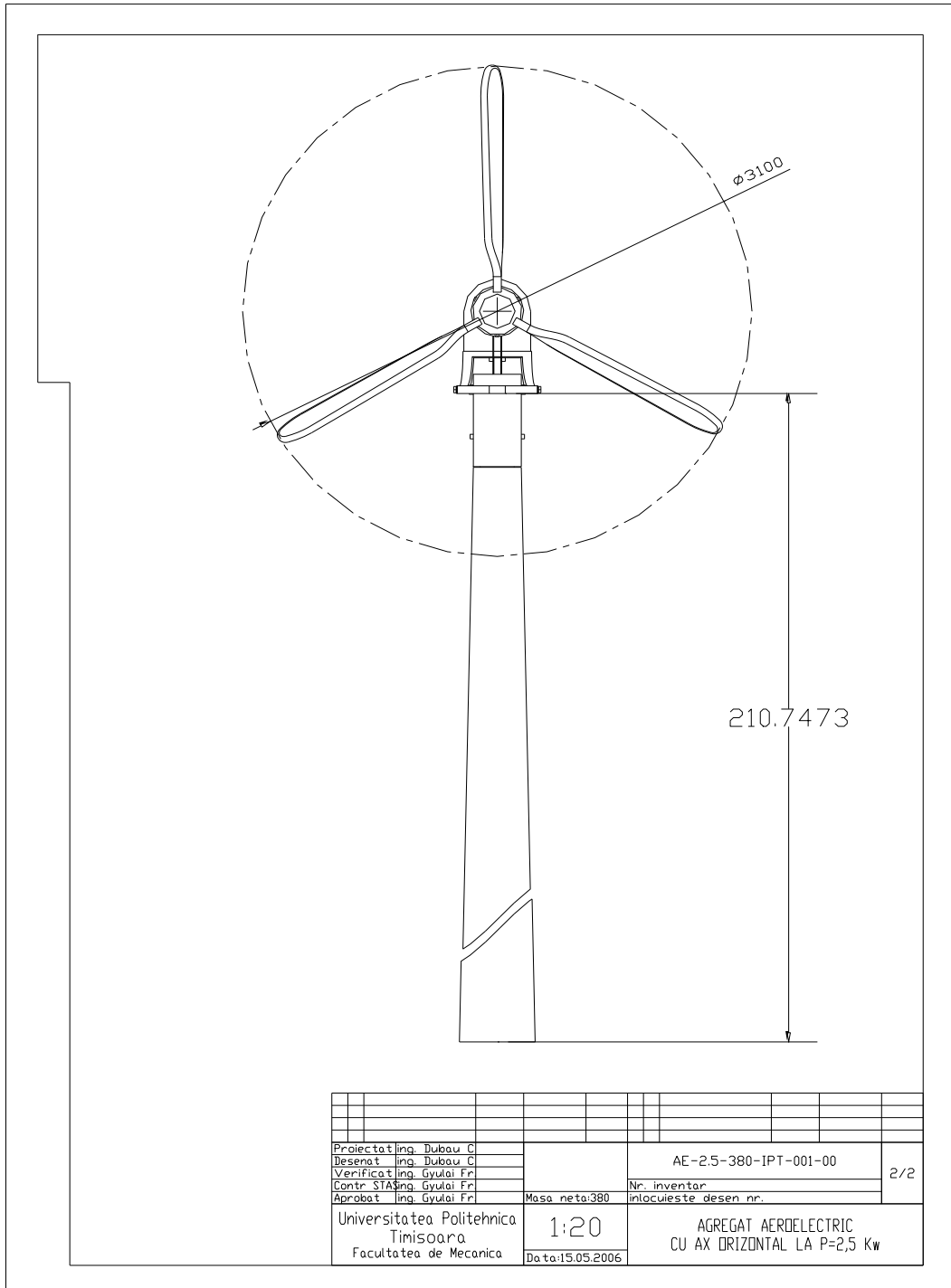
Nr. reper	Denumirea	Bucăți	Material	Masă [kg]
1	Butuc	1	OL50	44
2	Elice	3	PA6+30%FS	30
3	Semiflanșă	1	OL50	10
4	Șurub M 16x35	8	gr 6.8	0,65
5	Generator	1		120
6	Piuliță M24	6	gr 6	0,4
7	Șurub M 24x80	6	gr 6.8	2
8	Conductoare cupru	2	cupru	
9	Flanșa 1	1		120
10	Amortizor telescopic	1		2
11	Placă	1	OL50	40
12	Știft Ø 22x50	2		0,3
13	Papuci cupru	1	cupru	10
14	Furcă	1	OL50	16
15	Butuc 2	1	OL50	60
16	Rulment axial	1		8
17	Rulment radial	1		1
18	Papuci cupru 2	1+1	cupru	40
19	Ansamblu derivă	1	aluminiu	80
20	Stâlp de susținere	1	structură metalică	250
21	Șurub M 30x120	2	gr 6.8	0,12

Sub acțiunea curentului de aer, ansamblul butucului cu cele trei palete se rotește împreună cu partea mobilă (exterioară) a generatorului electric. Tot ansamblul este menținut în poziția de echilibru prin intermediul amortizorului telescopic (poz. 10), funcționând la o viteză de exploatare a vântului. Când curentul de aer crește în intensitate peste valoarea de exploatare, ansamblul format din turbină și generator se rotește prin intermediul furcii (poz. 14) în jurul axei structurii de susținere; în acest moment începe practic comprimarea elementului amortizor printr-o rotire de aproximativ 40-45°, scoțând din vânt paletele turbinei. Când intensitatea vântului scade întreg ansamblul revine la poziția de funcționare pentru un regim de exploatare normal. Prin intermediul conductoarelor electrice (poz. 8) curentul electric produs de generator este condus la niște perii culegătoare și transmis mai departe prin interiorul stâlpului de susținere la consumator.

## 9.2. Proiectarea turbinei cu ax orizontal



Cap. 9. PROIECTAREA TURBINEI H2500



### 9.3. Proiectarea paletajului turbinei cu ax orizontal

---

#### 9.3. Proiectarea paletajului turbinei cu ax orizontal

Modelul fizic al turbinei de vânt este un concept teoretic care permite analize de evaluare ale cantității de energie care poate fi extrasă din cea cinetică a masei de aer aflată în mișcare utilizând modelul clasic.[5]

Modelul clasic de calcul, care prin ipoteza presiunii statice constante în întregul volum de control neglijează interacțiunea cu câmpul din jur, oferă o aproximație oarecum acceptată cu fenomenul real doar la valori mari ale coeficientului de viteză în planul turbinei ( $K_{vT} > 0,5$ ). [5]

În cazul turbinelor de vânt, neglijarea apariției unei diferențe de presiune la trecerea curenților de aer între secțiunile aval și amonte este nefirească. În aceste condiții existența acestui fenomen real trebuie înglobat în modelul de calcul al turbinei. [5]

Proiectarea paletajului pornește de la evaluarea puterii care poate fi valorificată de turbină la o viteză de vânt dată. Se urmărește evident o maximizare a acestei puteri. În literatura turbinelor de vânt, această evaluare se face în mod curent cu ajutorul modelului Betz, prezentat în capitolele de documentare. Pentru prima dată în literatură, în cadrul unui proiect, această evaluare se face cu o metodă nouă elaborată în cadrul Centrului de Aeroenergetică [5]. Modelul Betz ajunge la rezultatul maximizat pentru  $v_{2\text{ optim}} = \frac{1}{3}v_1$  și  $C_{P\text{ max}} = \frac{16}{27}$ .

În secțiunea 2 aval rezultă că  $p_2 = p_1$ . Modelul Betz consideră o curgere în difuzor în dâra apropiată a turbinei. Noul model propus de C.C.A.E. consideră limitele turbinei secțiunile 1 și 3 (vezi figura 9.3.), deci fără difuzorul lui Betz; se demonstrează că prin modificarea gradului de reacție al turbinei pot fi obținute valori mai mari ale coeficientului teoretic de putere maxim față de rezultatele pentru modelul Betz. Proiectarea paletajului în aceste condiții este o noutate în literatură. În acest mod paletajul realizează căderi statice de presiune mult mai mari decât în condițiile restrictive ale modelului Betz. O lucrare în fază de publicare („Suppliments to a new estimation method for wind energy” de F. Gyulai și Adriana Manea) demonstrează că depresiunea în dâra apropiată nu are efecte negative în dâra turbinei.

Se prezintă în figura următoare mărimile cinematice ale rotorului elementar, precum și configurația triunghiurilor de viteză pentru noul model de calcul; desenul se referă la o secțiune elementară de calcul din rotor. Cu ajutorul acestor relații matematice se determină global puterea (P), momentul (M) și forța axială ( $F_a$ ) ale turbinei, și din ecuațiile fundamentale ale turbomașinilor axiale, ne rezultă suplimentar gradul de reacție  $\bar{R}$  al turbinei.

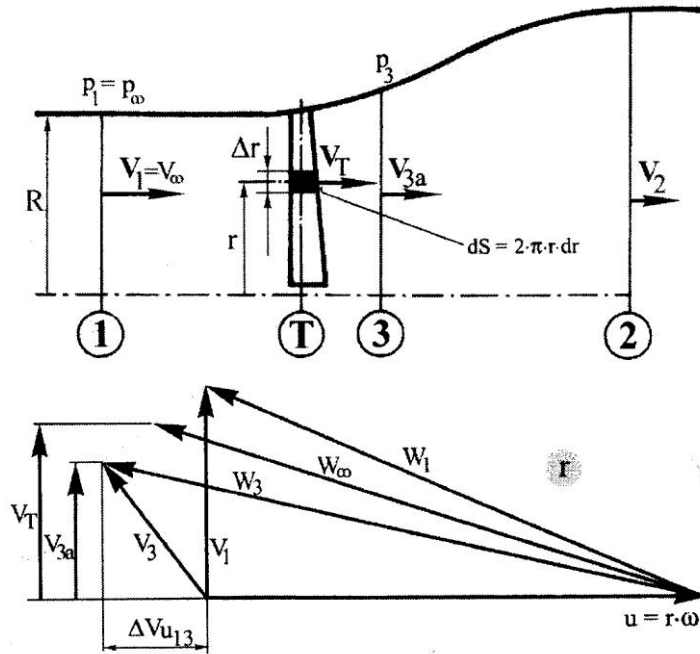


Figura nr. 9.3.

Relațiile matematice adimensionale determinate pentru noul model al turbinei de vânt sunt date într-un sistem de cinci ecuații și nouă variabile; pentru o soluționare matematică riguroasă a problemei sunt necesare alte condiții prin care se definește a șasea ecuație a sistemului, care rămâne astfel cu trei grade de libertate. În calculele matematice este necesar ca trei mărimi să fie determinate (alese) din considerente suplimentare,  $\bar{R}$ ,  $\lambda_r$ ,  $k_t$ , care constituie opțiuni ale proiectantului și rezultă din strategia de proiectare adoptată. 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 paletelor (de la 0 la  $r = r_{\max}$ ). Sistemul explicitat pentru cele 6 mărimi are forma următoare: [5]

$$\left\{ \begin{array}{l} k_{V_T} = \frac{1 + k_{V_3}}{2} \\ k_t = -(1 - \bar{R}) + \sqrt{(1 - \bar{R})^2 + \frac{1 - k_{V_3}^2}{\lambda_r^2}} \\ k_{\Delta p_s} = 2 \cdot \bar{R} \cdot \lambda_r^2 \cdot k_t \\ C_p = 2 \cdot k_{V_T} \cdot \lambda_r^2 \cdot k_t \\ C_{F_a} = \frac{C_p}{k_{V_T}} \\ C_M = \frac{C_p}{\lambda_r} \end{array} \right.$$

### 9.3. Proiectarea paletajului turbinei cu ax orizontal

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

#### Condiții cinematice și dinamice ale turbinei

Se folosesc propunerile CCAE din Timișoara privind condițiile optime legate de maximizarea puterii care se extrage din vânt. Astfel se urmărește realizarea unui grad de reacție foarte mare, în jurul valorii 0,8, la care coeficientul de putere teoretic după [8] poate ajunge la valoare peste 0,8.

Folosind aceste orientări se analizează diferite variante de repartizare de-a lungul razei a mărimilor cinematice  $\bar{R}$ ,  $k_{V_3}$ ,  $\lambda_r$ . Rezolvând sistemul se obțin detaliile cinematice și geometrice pentru următoarele condiții ale maximizării:

$k_{V_3} = 0,8 (0,9); k_{V_T} = 0,9; \lambda_r = 2$	
$\bar{R}$	0,8 (0,9)
$k_t$	0,160
$k_{\Delta p_s}$	1,027
$C_p$	1,156
$C_{F_a}$	1,284
$C_M$	0,578

Domeniile pentru turbina proiectată, având aria expusă în vânt de 7,5 m<sup>2</sup>, care au fost utilizate la stabilirea numărului de variante analizate să respecte următorii parametri:

- tipul de turbină  $\lambda_0 = 2 \dots 3$
- viteza de vânt de calcul 5 m/s și 12 m/s

Obs: Domeniul de viteză pentru exploatarea turbinei se încadrează în intervalul  $v = 2-15$  m/s; turația maximă impusă de generatorul electric este  $n = 250$  rpm,  $\omega = 26,2$  rad/s, viteza periferică  $u_R \approx 40$  m/s (maxim).

- $k_{V_3} = 0,8 \dots 0,9$
- gradul de reacție  $\bar{R} = 0,8 \dots 0,9$

Pe baza acestor patru parametri codificați în felul următor  $x_1 = \lambda_0$ ,  $x_2 = v_1$ ,  $x_3 = k_{V_3}$ ,  $x_4 = \bar{R}$ , s-au obținut 16 variante de calcul care urmează a fi analizate, pornind de la următoarea configurare:

Semnificație variante: $x_1-x_2-x_3-x_4$		
$x_1 \rightarrow \lambda_0$	= 2	1
	= 3	2
$x_2 \rightarrow v_1$	= 5	1
	= 12	2
$x_3 \rightarrow k_{V_3}$	= 0,8	1
	= 0,9	2
$x_4 \rightarrow \bar{R}$	= 0,8	1
	= 0,9	2



Următorul algoritm rezolvă calculul mărimilor cinematice în lungul razei paletei. Viteza în secțiunea de intrare  $v_1$  se admite constantă pe toată lungimea paletei, și normală la direcția tangentă ( $\alpha_1 = 90^\circ$ ), viteza tangențială (de transport) se calculează pentru fiecare secțiune de calcul dată prin coordonata curentă  $r$  cu relația  $u_r = u_R(r/R)$ . Pentru fiecare secțiune de calcul  $r$  se calculează toate elementele triunghiurilor de viteze din secțiunea de intrare (1), de ieșire (3), și pentru condițiile asimptotice ( $\alpha$ ), prin relații trigonometrice obișnuite. Datele obținute sunt sintetizate în tabelele prezentate în anexa 1 a capitolului 9.

În realizarea acestui algoritm de calcul s-au folosit propunerilor Centrului de Cercetare pentru Aeroenergetică din Timișoara privind condițiile optime legate de maximizarea puterii care se extrage din vânt. Astfel se urmărește realizarea unui grad de reacție foarte mare, în jurul valorii de 0,8-0,9, la care coeficientul de putere teoretic poate ajunge la o valoare peste 0,8.

Domeniile pentru turbina H2500 au fost structurate după tipul turbinei -  $\lambda_0$ ,  $v_1$  - viteza de exploatare a turbinei,  $u_R$  - viteza periferică, corelată cu turația maximă impusă de generator ( $n = 250$  rpm, respectiv  $\omega = 26,2$  rad/s). Aceste domenii cu turație reglată pentru coeficientul  $C_{Pmax}$  vor fi utilizate în cadrul analizei comparative dintre turbina cu ax orizontal și cea cu ax vertical.

Folosind aceste informații, unde s-au analizat diferite variante de repartizare de-a lungul razei, a mărimilor cinematice din triunghiul de viteze, se prezintă în continuare câteva comentarii privitoare la aceste condiții cinematice impuse de constrângerile din calculul de proiectare.

### 9.3. Proiectarea paletajului turbinei cu ax orizontal

Studiul celor 16 variante privind calculul cinematic a fost concretizat în următoarele sinteze:

SINTEZA 1a

Variante	Constante	$(P_t)_{total}$	$C_{Ptotal}$	$\bar{R}$
1-1-1-1	$\lambda_0 = 2 ; v_1 = 5 ; k_{V_3} = 0,8 ; \bar{R} = 0,8$	516,123	0,893	0,8
1-1-1-2	$\lambda_0 = 2 ; v_1 = 5 ; k_{V_3} = 0,8 ; \bar{R} = 0,9$	649,733	1,124	0,9
1-1-2-1	$\lambda_0 = 2 ; v_1 = 5 ; k_{V_3} = 0,9 ; \bar{R} = 0,8$	338,480	0,586	0,8
1-1-2-2	$\lambda_0 = 2 ; v_1 = 5 ; k_{V_3} = 0,9 ; \bar{R} = 0,9$	455,586	0,788	0,9
1-2-1-1	$\lambda_0 = 2 ; v_1 = 12 ; k_{V_3} = 0,8 ; \bar{R} = 0,8$	7134,881	0,893	0,8
1-2-1-2	$\lambda_0 = 2 ; v_1 = 12 ; k_{V_3} = 0,8 ; \bar{R} = 0,9$	8981,911	1,124	0,9
1-2-2-1	$\lambda_0 = 2 ; v_1 = 12 ; k_{V_3} = 0,9 ; \bar{R} = 0,8$	4679,151	0,587	0,8
1-2-2-2	$\lambda_0 = 2 ; v_1 = 12 ; k_{V_3} = 0,9 ; \bar{R} = 0,9$	6298,017	0,788	0,9
2-1-1-1	$\lambda_0 = 3 ; v_1 = 5 ; k_{V_3} = 0,8 ; \bar{R} = 0,8$	631,006	1,092	0,8
2-1-1-2	$\lambda_0 = 3 ; v_1 = 5 ; k_{V_3} = 0,8 ; \bar{R} = 0,9$	865,990	1,499	0,9
2-1-2-1	$\lambda_0 = 3 ; v_1 = 5 ; k_{V_3} = 0,9 ; \bar{R} = 0,8$	395,748	0,685	0,8
2-1-2-2	$\lambda_0 = 3 ; v_1 = 5 ; k_{V_3} = 0,9 ; \bar{R} = 0,9$	585,403	1,013	0,9
2-2-1-1	$\lambda_0 = 3 ; v_1 = 12 ; k_{V_3} = 0,8 ; \bar{R} = 0,8$	8723,033	1,092	0,8
2-2-1-2	$\lambda_0 = 3 ; v_1 = 12 ; k_{V_3} = 0,8 ; \bar{R} = 0,9$	11971,444	1,499	0,9
2-2-2-1	$\lambda_0 = 3 ; v_1 = 12 ; k_{V_3} = 0,9 ; \bar{R} = 0,8$	5470,823	0,685	0,8
2-2-2-2	$\lambda_0 = 3 ; v_1 = 12 ; k_{V_3} = 0,9 ; \bar{R} = 0,9$	8092,617	1,013	0,9

SINTEZA 1b

#### COEFICIENȚI DE PUTERE

$v_1$	$\lambda_0$	$k_{V_3}$	Grad de reacție	
			$\bar{R} = 0,8$	$\bar{R} = 0,9$
			$C_{Pmax}$	
5	2	0,8	0,893	1,124
		0,9	0,586	0,788
	3	0,8	1,092	1,490
		0,9	0,685	1,013
12	2	0,8	0,893	1,124
		0,9	0,587	0,788
	3	0,8	1,092	1,499
		0,9	0,685	1,013

**Comentarii și concluzii pe baza sintezelor 1a și 1b**

Sintezele oglindesc influența șirului de parametri utilizați în analiză pe baza modelului de calcul nou, asupra coeficientului de putere realizabil. Coeficienții de putere analizați sunt valori teoretice maxime. Se vede că gradele de reacție mari sunt foarte eficiente în obținerea de coeficienți de putere majorați. Valorile reprezintă maxime posibile și ne demonstrează că noua metodă de evaluare a posibilităților este justificată.

Parametrii suplimentari care influențează coeficientul de putere sunt  $\lambda_0$ ,  $k_{V_3}$

Calculul s-a făcut pentru două viteze de vânt în domeniul de interes al turbinei studiate. Aceste viteze influențează direct puterea teoretică care poate fi extrasă din vânt, depinzând și de aria expusă în vânt. Cele două domenii de viteze, respectiv 5 m/s și 12 m/s, ne conduc la următoarele domenii de putere.

5 m/s	$(P_t)_{total}$	338 ... la 516 W	la $\lambda_0 = 2$
		395 ... la 865 W	la $\lambda_0 = 3$
12 m/s	$(P_t)_{total}$	4679 ... la 7135 W	la $\lambda_0 = 2$
		5470 ... la 8723 W	la $\lambda_0 = 3$

Se vede că puterile cresc în raportul  $\left(\frac{12}{5}\right)^3$ .

Limita lui Betz de 0,6 pentru coeficientul maxim de putere ar duce valorile

$$P_t = 344,531 \quad \text{la } v = 5 \text{ m/s}$$

$$P_t = 4762,8 \quad \text{la } v = 12 \text{ m/s.}$$

Influența lui  $\lambda_0$  asupra coeficientului de putere  $C_{Pmax}$  este materializat într-o combinație cu gradul de reacție  $\bar{R}$ , în sensul că la o valoare mai mică a lui  $\lambda_0$ , corelată cu gradul de reacție,  $C_{Pmax}$  este mai mic, iar la o valoare a lui  $\lambda_0$  mai mare,  $C_{Pmax}$  crește.

Influența lui  $k_{V_3}$  este legată de  $\lambda_0$  și  $\bar{R}$  invers proporțional, în sensul că la o valoare mai mică a lui  $k_{V_3}$ ,  $C_{Pmax}$  este mai mare, iar la un  $k_{V_3}$  mai mare  $C_{Pmax}$  este mai mic.

Mărimile adimensionale  $k_{V_3}$  și  $\bar{R}$  nu sunt influențate de viteza  $v_1$  ceea ce este o constatare firească. Alegerea optimului depinde de strategia de conducere a agregatului. În cazul turbinelor exploatare la turație constantă, locul maximumului coeficientului de putere se alege la viteze în zona lui 5 m/s. În acest caz, în punctul de instalare vor rezulta valori ale coeficientului mai mici decât cea maximă. Dacă turația este reglată, care este situația în cazul aplicației din teză,  $C_{Pmax}$  poate fi asociat și punctului de instalare.

Coeficientul  $k_{V_3}$  nu este un parametru liber. Experiența în domeniul dârelor arată că poate avea valori mari. Modelul Betz consideră optimul la valoarea  $k_{V_3} = 1/3$ . Literatura dârelor consideră că acest coeficient depinde destul de strâns de coeficientul forței axiale, astfel și de depresiunea statică aval de turbină.

Pentru a lărgi baza analizei au fost rulate cu ajutorul programului întocmit câteva variante suplimentare pentru identificarea influenței gradului de reacție.

Variantele studiate suplimentar sunt concretizate în următorul tabel:

### 9.3. Proiectarea paletajului turbinei cu ax orizontal

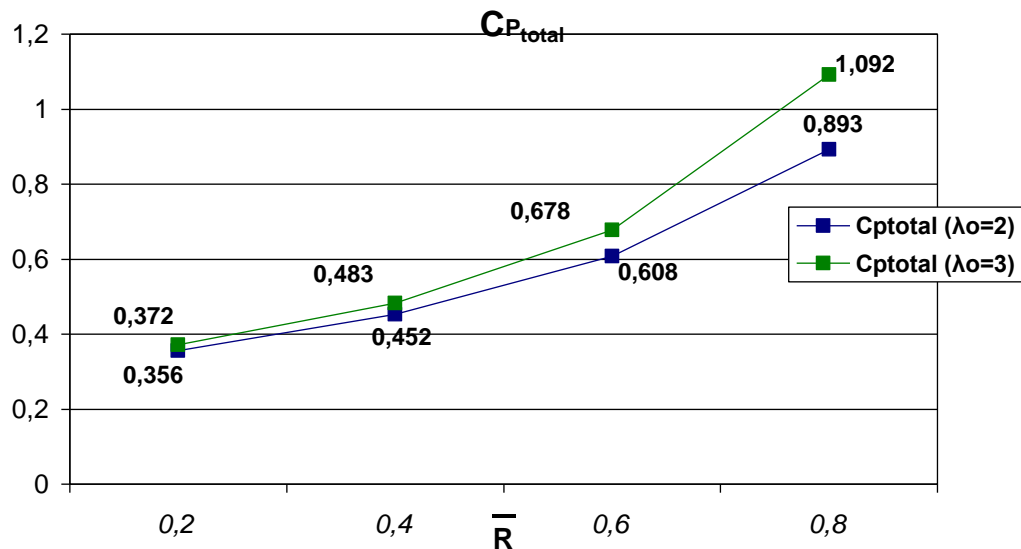
$v_1 = 12$	$k_{V_3} = 0,8$	$\lambda_0 = 2$	$\bar{R} = 0,2 ; 0,4; 0,6; 0,8$
		$\lambda_0 = 3$	

Legendă pentru identificarea gradului de reacție:

Semnificație variante: $x_1-x_2-x_3-x_4$		
$x_1 \rightarrow \lambda_0$	= 2	1
	= 3	2
$x_2 \rightarrow v_1$	= 12	2
$x_3 \rightarrow k_{V_3}$	= 0,8	1
$x_4 \rightarrow \bar{R}$	= 0,8	1
	= 0,6	3
	= 0,4	4
	= 0,2	5

Se prezintă în continuare calculul cinematic tabelar pentru grade de reacție mai mici, urmărindu-se prin aceste variante suplimentare corespondența dintre  $C_{Pmax}$  și  $\bar{R}$  la parametrii constanți. Aceste variante sunt prezentate detaliat în anexa 2 a capitolului 9.

Rezultatele sunt prezentate în graficul următor  $C_{Pmax} = f(\bar{R}, \text{param. const.})$



Se observă o variație crescătoare a parametrului  $C_{Pmax}$  în funcție de gradul de reacție, diferențiat pentru cele două tipuri de turbină ( $\lambda_0 = 2, \lambda_0 = 3$ ).

Acceptarea ipotezei presiunii statice constante în întregul volum asociat turbinei, impusă de modelul Betz, determină o simplificare forțată a relațiilor din teoria turbomașinilor. Pentru a caracteriza tipul mașinii din punct de vedere al structurii energiei transferate se operează cu noțiunea de grad de reacție al mașinii,

## Cap. 9. PROIECTAREA TURBINEI H2500

care este definit ca fiind raportul dintre căderea statică de presiune și căderea totală de presiune. Prin valoarea gradului de reacție se stabilește în ce proporție participă turbina la schimbul de energie.

Pentru comparație a fost rulat programul și pentru ipoteza Betz, pentru următoarele două variante:

$v_1 = 12$	$k_{V_3} = 0,33$	$\frac{\lambda_0 = 2}{\lambda_0 = 3}$	$\bar{R} = 0,375$
------------	------------------	---------------------------------------	-------------------

Legendă:

- Varianta 1 ip. Betz -  $\lambda_0 = 2$
- Varianta 2 ip. Betz -  $\lambda_0 = 3$ .

### Explicații la acest calcul comparativ:

Urmărind figura 9.3. trebuie făcută distincție între parametrii din secțiunea 2 și 3. Modelul Betz utilizează cei din secțiunea 2 ( $k_{V_2} = \frac{1}{3}$ ;  $p_2 = p_1$ ). Metoda C.C.A.E. folosește parametrii din secțiunea 3, deci parametrii optimi pentru modelul Betz, trebuiesc recalculați pentru modelul C.C.A.E. În acest scop se consideră conservarea de energie de-a lungul difuzorului între secțiunile 3 și 2. Ne rezultă astfel:  $k_{V_3} \cong \frac{2}{3}$ ,  $p_3 < p_1$ ,  $\bar{R} = 0,375$ .

Rezultatele obținute au fost marcate în graficul  $C_{p\text{total}} = f(\bar{R})$ . Se vede că aceste rezultate se corelează, rezultând concluzia principală și anume că metoda C.C.A.E. este eficientă: prin gradul de reacție majorat poate fi mărit coeficientul de putere.

### 9.3. Proiectarea paletajului turbinei cu ax orizontal

Varianta 1 tip. Betz $\lambda_0 = 2$ ; $\alpha_1 = 90^\circ$ ; $v_1 = 12$ m/s ; $u_R = 24$ m/s ; $k_{V_2} = 0,333$ ; $v_{ax3} \cong$ m/s ; $v_{axT} \cong$ m/s ; $k_{v_T} =$ ; $\bar{R} = 0,375$ ; $k_{V_3} = 0,666$							
r [m]	$r_b = 0,3$	0,5	0,75	1	1,25	1,5	$R = 1,55$
$\Delta r$	0,1	0,225	0,25	0,25	0,25	0,15	0,025
$v_1$	12	12	12	12	12	12	12
$v_{ax2} = k_{V_2} \cdot v_1$	3,96	3,96	3,96	3,96	3,96	3,96	3,96
$v_{ax3} = k_{V_3} \cdot v_1$	7,992	7,992	7,992	7,992	7,992	7,992	7,992
$v_{axT} = \frac{v_1 + v_{ax3}}{2}$	9,996	9,996	9,996	9,996	9,996	9,996	9,996
$\bar{R}$	0,375	0,375	0,375	0,375	0,375	0,375	0,375
$\Delta Q = v_{axT} \cdot \Delta S$ ; $\Delta S = 2\pi r \Delta r$	1,884	7,066	11,776	15,702	19,627	14,132	2,434
$Q = \sum \Delta Q$	72,620						
$u_r = u_R \frac{r}{R}$	4,645	7,742	11,613	15,484	19,355	23,226	24
$\lambda_r = \frac{u_r}{v_1}$	0,387	0,645	0,968	1,290	1,613	1,935	2
$k_t = -(1 - \bar{R}) + \sqrt{(1 - \bar{R})^2 + \frac{1 - k_{V_3}^2}{\lambda_r^2}}$	1,401	0,689	0,367	0,226	0,153	0,109	0,103
$v_{u3} = k_t \cdot \lambda_r \cdot v_1$	6,507	5,337	4,266	3,505	2,952	2,538	2,468
$w_1 = \sqrt{u_r^2 + v_1^2}$	12,868	14,281	16,699	19,590	22,773	26,143	26,833
$w_3 = \sqrt{(u_r + v_{u3})^2 + v_{ax3}^2}$	13,720	15,327	17,777	20,602	23,695	26,975	27,648
$w_\infty = \sqrt{\left(u_r + \frac{v_{u3}}{2}\right)^2 + v_{axT}^2}$	12,740	14,432	16,996	19,925	23,105	26,456	27,142
$v_3 = \sqrt{v_{ax3}^2 + v_{u3}^2}$	10,306	9,610	9,059	8,727	8,520	8,385	8,364
$\beta_1 = \arcsin \frac{v_1}{w_1}$	68,839	57,171	45,939	37,776	31,799	27,324	26,565
$\beta_3 = \arcsin \frac{v_{ax3}}{w_3}$	35,626	31,428	26,716	22,825	19,712	17,234	16,802
$\beta_\infty = \arcsin \frac{v_{axT}}{w_\infty}$	51,684	43,837	36,024	30,111	25,635	22,200	21,610
$\alpha_3 = \arctg \frac{v_{u3}}{v_{ax3}} + 90^\circ$	129,15	123,73	118,09	113,68	110,27	107,62	107,16
$\Delta p_{st} = \rho \frac{w_3^2 - w_1^2}{2}$ ; $\rho = 1,225$	13,886	18,980	22,759	24,932	26,245	27,080	27,209

Cap. 9. PROIECTAREA TURBINEI H2500

$\Delta p_d = \rho \frac{v_1^2 - v_3^2}{2};$	23,143	31,633	37,931	41,553	43,742	45,133	45,348
$\Delta p_t = \Delta p_{st} + \Delta p_d$	37,028	50,614	60,689	66,485	69,986	72,212	72,557
$\bar{R} = \frac{\Delta p_{st}}{\Delta p_t}$ (verificare)	0,375	0,375	0,375	0,375	0,375	0,375	0,375
$\Delta P_t = \Delta p_t \cdot \Delta Q$	69,77	357,62	714,69	1043,93	1373,63	1020,47	176,59
$(P_t)_{total} = \sum \Delta P_t$	4756,698						
$\Delta P_{t_{mediu}} = \frac{(P_t)_{total}}{Q}$	65,501						
$C_{Pr} = \frac{\Delta P_t}{\rho \frac{v_1^3}{2} \Delta S}$	0,350	0,478	0,573	0,628	0,661	0,682	0,685
$C_{Ptotal} = \frac{(P_t)_{total}}{\rho \frac{v_1^3}{2} \pi R^2}$ R=1,55	0,595						
$C_y \frac{l}{t} = \frac{2v_{u3}}{w_\infty}$	1,022	0,740	0,502	0,352	0,256	0,192	0,182
$(C_y \cdot l)_{necesar} = \frac{4\pi}{z} \cdot \frac{v_{u3}}{w_\infty} \cdot r;$ r - variabil (0,3 → 1,55)	321	387	394	368	334	301	295

### 9.3. Proiectarea paletajului turbinei cu ax orizontal

Varianta 2 tip. Betz $\lambda_0 = 3$ ; $\alpha_1 = 90^\circ$ ; $v_1 = 12$ m/s ; $u_R = 36$ m/s ; $k_{V_2} = 0,333$ ; $v_{ax3} \cong$ m/s ; $v_{axT} \cong$ m/s ; $k_{v_T} =$ ; $\bar{R} = 0,375$ ; $k_{V_3} = 0,666$							
r [m]	$r_b = 0,3$	0,5	0,75	1	1,25	1,5	R = 1,55
$\Delta r$	0,1	0,225	0,25	0,25	0,25	0,15	0,025
$v_1$	12	12	12	12	12	12	12
$v_{ax2} = k_{V_2} \cdot v_1$	3,96	3,96	3,96	3,96	3,96	3,96	3,96
$v_{ax3} = k_{V_3} \cdot v_1$	7,992	7,992	7,992	7,992	7,992	7,992	7,992
$v_{axT} = \frac{v_1 + v_{ax3}}{2}$	9,996	9,996	9,996	9,996	9,996	9,996	9,996
$\bar{R}$	0,375	0,375	0,375	0,375	0,375	0,375	0,375
$\Delta Q = v_{axT} \cdot \Delta S$ ; $\Delta S = 2\pi r \Delta r$	1,884	7,066	11,776	15,702	19,627	14,132	2,434
$Q = \sum \Delta Q$	72,620						
$u_r = u_R \frac{r}{R}$	6,968	11,613	17,419	23,226	29,032	34,839	36
$\lambda_r = \frac{u_r}{v_1}$	0,581	0,968	1,452	1,935	2,419	2,903	3
$k_t = -(1 - \bar{R}) + \sqrt{(1 - \bar{R})^2 + \frac{1 - k_{V_3}^2}{\lambda_r^2}}$	0,804	0,367	0,184	0,109	0,072	0,051	0,048
$v_{u3} = k_t \cdot \lambda_r \cdot v_1$	5,600	4,266	3,207	2,538	2,088	1,768	1,715
$w_1 = \sqrt{u_r^2 + v_1^2}$	13,876	16,699	21,153	26,143	31,415	36,847	37,947
$w_3 = \sqrt{(u_r + v_{u3})^2 + v_{ax3}^2}$	14,893	17,777	22,121	26,975	32,130	37,469	38,553
$w_\infty = \sqrt{\left(u_r + \frac{v_{u3}}{2}\right)^2 + v_{axT}^2}$	13,976	16,996	21,489	26,456	31,694	37,095	38,189
$v_3 = \sqrt{v_{ax3}^2 + v_{u3}^2}$	9,759	9,059	8,612	8,385	8,260	8,185	8,174
$\beta_1 = \arcsin \frac{v_1}{w_1}$	59,859	45,939	34,563	27,324	22,457	19,006	18,435
$\beta_3 = \arcsin \frac{v_{ax3}}{w_3}$	32,453	26,716	21,179	17,234	14,403	12,316	11,964
$\beta_\infty = \arcsin \frac{v_{axT}}{w_\infty}$	45,662	36,024	27,720	22,200	18,385	15,633	15,174
$\alpha_3 = \arctg \frac{v_{u3}}{v_{ax3}} + 90^\circ$	125,02	118,09	111,87	107,62	104,64	102,48	102,11
$\Delta p_{st} = \rho \frac{w_3^2 - w_1^2}{2}$ ; $\rho = 1,225$	17,924	22,759	25,666	27,080	27,845	28,298	28,366



Cap. 9. PROIECTAREA TURBINEI H2500

$\Delta p_d = \rho \frac{v_1^2 - v_3^2}{2};$	29,873	37,931	42,777	45,133	46,408	47,163	47,276
$\Delta p_t = \Delta p_{st} + \Delta p_d$	47,796	60,689	68,443	72,212	74,253	75,461	75,642
$\bar{R} = \frac{\Delta p_{st}}{\Delta p_t}$ (verificare)	0,375	0,375	0,375	0,375	0,375	0,375	0,375
$\Delta P_t = \Delta p_t \cdot \Delta Q$	90,06	428,82	806,01	1133,86	1457,38	1066,38	184,09
$(P_t)_{total} = \sum \Delta P_t$	5166,594						
$\Delta P_{t_{mediu}} = \frac{(P_t)_{total}}{Q}$	71,145						
$C_{Pr} = \frac{\Delta P_t}{\rho \frac{v_1^3}{2} \Delta S}$	0,451	0,573	0,646	0,682	0,701	0,713	0,714
$C_{Ptotal} = \frac{(P_t)_{total}}{\rho \frac{v_1^3}{2} \pi R^2}$ R=1,55	0,647						
$C_y \frac{l}{t} = \frac{2v_{u3}}{w_\infty}$	0,801	0,502	0,299	0,192	0,132	0,095	0,090
$(C_y \cdot l)_{necesar} = \frac{4\pi}{z} \cdot \frac{v_{u3}}{w_\infty} \cdot r;$ r - variabil (0,3 → 1,55)	252	263	234	201	172	150	146

Observăm în urma acestui calcul valorile pentru  $C_{Pmax}$  în cele două situații:

- Varianta 1 ip. Betz -  $\lambda_0 = 2$ , obținem pentru  $C_{Pmax} = 0,595$
- Varianta 2 ip. Betz -  $\lambda_0 = 3$ , obținem pentru  $C_{Pmax} = 0,647$ .

Aceste valori au fost calculate pentru a face o comparație cu variantele studiate suplimentar, privind identificarea influenței gradului de reacție asupra coeficientului de putere  $C_{Pmax}$ .

### 9.3. Proiectarea paletajului turbinei cu ax orizontal

#### Comentarii și concluzii pe baza sintezelor 2a și 2b

##### SINTEZA 2a

Variante	$C_y \frac{l}{t}$							
	$r =$	0,3	0,5	0,75	1	1,25	1,5	1,55
1-1-1-1		0,950	0,767	0,587	0,454	0,358	0,286	0,274
1-1-1-2		1,004	0,840	0,673	0,545	0,449	0,374	0,362
1-1-2-1		0,660	0,522	0,388	0,292	0,223	0,175	0,167
1-1-2-2		0,715	0,595	0,471	0,375	0,303	0,248	0,239
1-2-1-1		0,950	0,767	0,587	0,454	0,358	0,286	0,274
1-2-1-2		1,004	0,840	0,673	0,545	0,449	0,374	0,362
1-2-2-1		0,660	0,522	0,388	0,292	0,223	0,175	0,167
1-2-2-2		0,715	0,595	0,471	0,375	0,303	0,248	0,239
2-1-1-1		0,809	0,587	0,402	0,286	0,211	0,161	0,153
2-1-1-2		0,879	0,673	0,494	0,374	0,292	0,234	0,224
2-1-2-1		0,554	0,388	0,255	0,175	0,125	0,093	0,088
2-1-2-2		0,624	0,471	0,336	0,248	0,189	0,147	0,141
2-2-1-1		0,809	0,587	0,402	0,286	0,211	0,161	0,153
2-2-1-2		0,879	0,673	0,494	0,374	0,292	0,234	0,224
2-2-2-1		0,554	0,388	0,255	0,175	0,125	0,093	0,088
2-2-2-2		0,624	0,471	0,336	0,248	0,189	0,147	0,141

Graficele corespondente pentru cele 16 variante analizate, pentru parametrul  $C_y \frac{l}{t} = f(r)$ , sunt reprezentate în 16 diagrame care urmează în figurile prezentate în anexa 3 din capitolul 9.

Graficele pentru sinteza 2 reprezintă dependența valorilor  $C_y l/t$  rezultate din programul de calcul în dependență de rază. Din grafice se vede influența razei, curbele având aceeași alură la toți parametrii analizați, acestea având influență oarecum secundară. Folosind aceeași grupare a variantelor ca la sinteza 1, sunt prezentate pentru analiza comparativă figurile pentru grupul de variante (figurile 2/1, 2/2, 2/3, 2/4) prezentate în anexa 4.

În sinteza 2b sunt afișate valorile  $C_y l/t$  pentru butuc și pentru periferie.

Această ordonare grafică și tabelară permite o analiză care va fundamenta modul de selectare a soluției considerată optimă. În acest mod se va analiza realizarea unor geometrii care sunt asociate studiului cinematic.

Cap. 9. PROIECTAREA TURBINEI H2500

SINTEZA 2b

$v_1$ [m/s]	$\lambda_0$ [-]	$k_{V_3}$ [-]	$C_y$ l/t			
			la butuc ( $r = 0,3$ m)		la periferie ( $r = 1,55$ m)	
			$C_y$ l/t [-]			
			0,8	0,9	0,8	0,9
5	2	0,8	0,95	1,004	0,274	0,362
		0,9	0,66	0,715	0,362	0,239
	3	0,8	0,80	0,879	0,153	0,224
		0,9	0,554	0,624	0,088	0,141
12	2	0,8	0,95	1,004	0,274	0,362
		0,9	0,66	0,715	0,167	0,239
	3	0,8	0,80	0,879	0,153	0,224
		0,9	0,554	0,624	0,088	0,141

Modelul de calcul nu evidențiază efectele de scară ale vitezelor  $v_1$ . Astfel concluziile sunt identice pentru cele două viteze (5 și 12 m/s). Aceasta înseamnă că efectele asupra puterilor se manifestă prin puterea a treia a vitezei, fapt confirmat prin analiza puterilor, pe baza sintezelor 1a și 1b.

Astfel, pentru pasul următor al proiectării este suficient să analizăm doar 8 variante din cele 16 analizate mai înainte. Vom analiza în continuare valorile pentru viteza de 12 m/s.

Influența gradului de reacție

Analiza coeficienților de putere a arătat că prin grade de reacție mai mari obținem valori ale coeficientului mai mari. Această tendință cere însă valori mai mari ale termenului ( $C_y$  l/t).

Coeficientul  $k_{V_3}$  crescător cere valori mai mici ale termenului  $C_y$  l/t. Aceasta înseamnă că o creștere de la 0,8 la 0,9 la valoarea  $\lambda_0 = 2$  va permite o reducere a ariilor portante necesare în proporția 0,66/0,95 la butuc, și 0,239/0,361 la periferie. Influența rapidității este de același sens; la rapidități mai mari sunt suficiente arii portante mai mici.

O sinteză centralizată nr.3 corectează informațiile celor două sinteze 1 și 2.

SINTEZA 3

$v = 12$  m/s     $r_b = 0,3$  m     $r_p = 1,55$  m     $A_{ext} = 7,5$  m<sup>2</sup>

Variante	$\lambda_0$	$k_{V_3}$	$\bar{R} = 0,8$			$\bar{R} = 0,9$		
			$P_{arb}$ [W]	$C_{Pmax}$ [-]	$(C_y \text{ l/t})_{butuc}$ [-]	$P_{arb}$	$C_{Pmax}$	$(C_y \text{ l/t})_{butuc}$
1-2-1-1 ... 2	2	0,8	7135	0,893	0,95	8982	1,124	1,004
1-2-2-1 ... 2		0,9	4679	0,587	0,66	6298	0,788	0,715
2-2-1-1 ... 2	3	0,8	8723	1,092	0,80	11971	1,499	0,879
2-2-2-1 ... 2		0,9	5471	0,685	0,554	8093	1,013	0,624

### 9.3. Proiectarea paletajului turbinei cu ax orizontal

Vom analiza în continuare varianta  $\lambda_0 = 3$  și  $k_{V3} = 0,8$  ca valori mai realiste în analiza din teză. Rezultă două variante de temă pentru aria expusă de  $7,5 \text{ m}^2$  la viteza de  $12 \text{ m/s}$  pentru condițiile de instalare, definite în variantele următoare:

2-2-1-1	$\bar{R} = 0,8$	Varianta A	$C_{P_{\max}} = 1,09$	$P_t = 8723 \text{ W}$	$(C_y l/t)_{\text{necesar butuc}} = 0,809$
2-2-1-2	$\bar{R} = 0,9$	Varianta B	$C_{P_{\max}} = 1,499$	$P_t = 11971 \text{ W}$	$(C_y l/t)_{\text{necesar butuc}} = 0,879$

Curba completă a temei pentru portanță rezultă din graficul adecvat.

Varianta A (2-2-1-1)

r [m]	0,3	0,5	0,75	1	1,25	1,5	1,55
$C_y l/t$	0,809	0,587	0,402	0,286	0,211	0,161	0,153

Varianta B (2-2-1-2)

$C_y l/t$	0,879	0,673	0,494	0,374	0,292	0,234	0,224
-----------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------

Geometria paletii se stabilește prin separarea celor trei termeni  $C_y$ ,  $l$ ,  $t$  din valoarea termenului ( $C_y l/t$ ).

Astfel trebuiesc calculate sau evaluate funcțiile  $l = f(r)$ ,  $t = f(r)$ ,  $C_y = f(r)$ .

Pasul rezultă din numărul de paletii. Experiența acumulată în domeniu permite pentru analize opțiunile  $z = 2; 3; 4; 5; 6$ . Opțiunea impune valorile pasului ( $t$ ) și rezultă valorile  $C_y l/t$ .

Calculul pasului  $t$  [mm] în funcție de rază

r [mm]	300	500	750	1000	1250	1500	1550
z = 2	942	1571	2356	3142	3927	4712	4869
z = 3	628	1047	1571	2094	2618	3142	3246
z = 4	471	785	1178	1571	1963	2356	2435
z = 5	377	628	942	1257	1571	1885	1948
z = 6	314	523,6	785	1047	1309	1571	1623

Calculul  $C_y l$  în funcție de numărul de paletii pentru variantele A și B:

r [m]	Varianta	300	500	750	1000	1250	1500	1550
z = 2	A	763	922	948	899	830	758	744
	B	828	1057	1163	1176	1148	1101	1091
z = 3	A	509	615	632	600	553	505	496
	B	552	705	776	784	765	734	727
z = 4	A	381	461	474	450	415	379	372
	B	414	529	582	588	574	551	546
z = 5	A	305	369	379	360	332	303	298
	B	331	423	465	470	459	441	436
z = 6	A	254	307	316	300	277	253	248
	B	276	352	388	392	383	367	364

Cap. 9. PROIECTAREA TURBINEI H2500

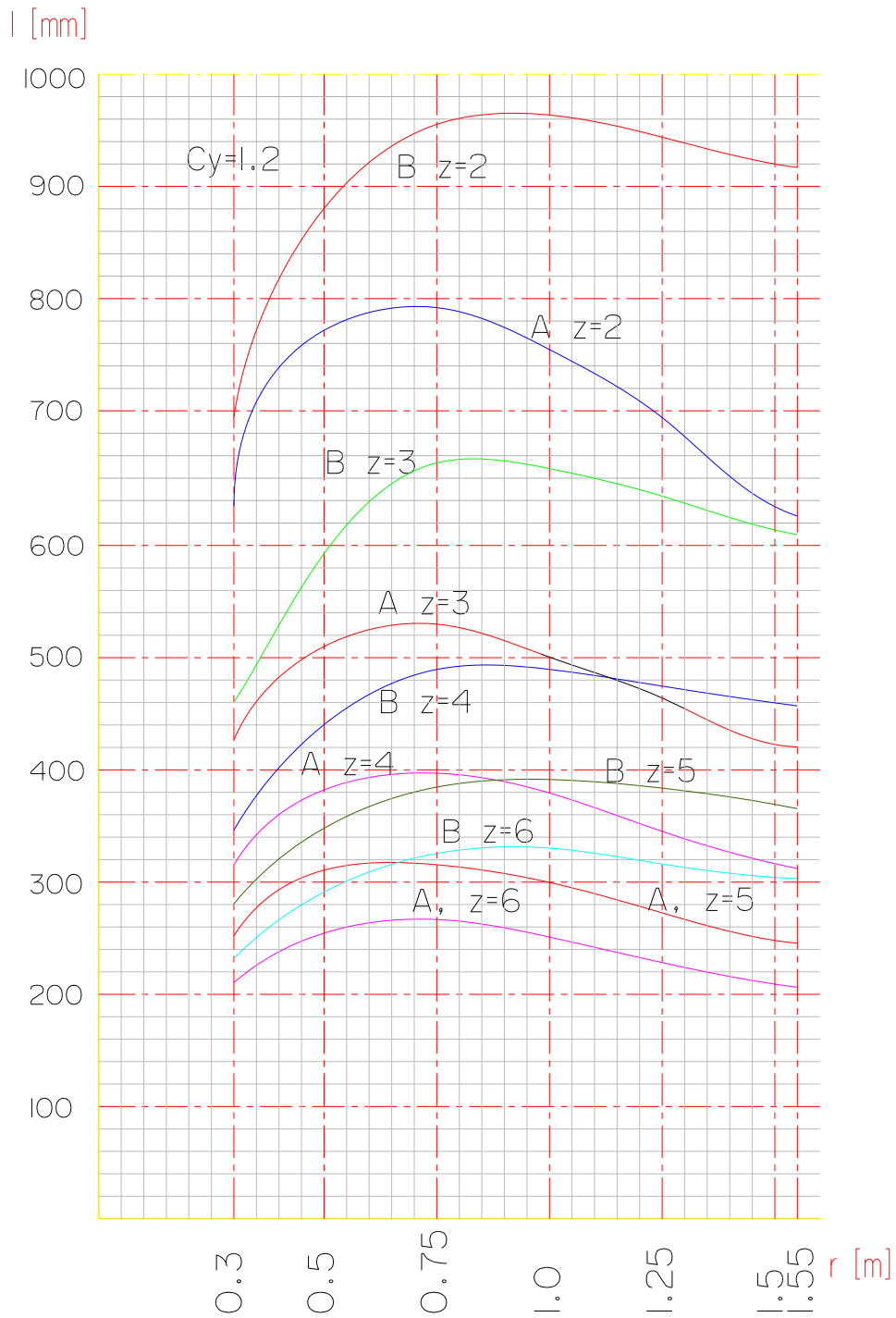
Analizând familia de profile NACA xxxx larg utilizată în construcția turbinelor de vânt, în domeniul NACA 1408 până la NACA 4424 oricare din profile poate asigura coeficienți de portanță până la valori de 1,3...1,6. Optimizarea profilelor nu constituie un obiectiv al tezei. Acceptăm pentru analiză un coeficient de portanță de 1,2. Astfel rezultă următoarele valori pentru corzile profilelor.

$C_y = 1,2$  - coeficient de portanță

r [mm]	Variantă	300	500	750	1000	1250	1500	1550
l [mm]								
z = 2	A	636	768	790	750	691	632	620
	B	690	881	969	980	956	918	909
z = 3	A	424	513	527	500	461	421	413
	B	460	588	647	653	638	612	606
z = 4	A	318	384	395	375	346	316	310
	B	345	440	485	490	478	459	455
z = 5	A	254	307	316	300	277	253	248
	B	276	352	388	392	383	367	364
z = 6	A	212	256	263	250	230	211	207
	B	230	294	323	327	319	306	303

Sunt afișate aceste rezultate în graficul următor, unde urmează să optăm pentru una din aceste variante sau pentru una apropiată. După această opțiune, precum și una pentru funcția de grosime se revine la alegerea profilelor.

### 9.3. Proiectarea paletajului turbinei cu ax orizontal



Cap. 9. PROIECTAREA TURBINEI H2500

Soliditățile orientative pot fi evaluate cu ajutorul unor corzi mijlocii.

$$\text{Solid} = \frac{z \cdot l_m \cdot L}{\pi \cdot R^2} = 0,165 \text{ \& } l_m = 0,20 \dots 0,26$$

$$L = R - r_b = 1,25$$

$$l_m = (l_b + l_p)/2$$

Soliditățile acceptate în literatură la  $\lambda_0 = 4$  sunt în domeniul 0,08...0,19. Se vede că noua metodă implică solidități mai mari. Se acceptă variația grosimii profilelor din considerentul asigurării spațiului necesar pentru structura de susținere pe baza calculului de rezistență mecanică.

În urma unei analize pe bază de motivație tehnică, economică și estetică am ales varianta A (2-2-1-1); se face în continuare calculul pentru alegerea numărului de palete, pentru varianta aleasă, privind rapiditatea turbinei ( $\lambda_0$ ) și soliditatea acesteia, pe baza influenței acestuia asupra coeficientului de putere. Încărcarea aerodinamică necesară a paletei se poate determina pe fiecare tronson elementar de paletă corespunzător fiecărei secțiuni de calcul de rază r.

Ca algoritm de lucru se procedează după cum urmează.

Se pornește de la distribuția încărcării aerodinamice calculate  $(Cyl)_{\text{necesar}}$  și se alege o distribuție a corzilor cu raza  $l = f(r)$ , care ne conduce la identificarea coeficientului de portanță necesar al profilelor pentru fiecare secțiune de calcul. Distribuția corzilor determină lățimea paletei. Deși forma paletei este un factor secundar din punct de vedere aerodinamic, fiind determinată din considerente de rezistență mecanică, lățimea acesteia este importantă pentru momentul de pornire, care este cu atât mai mare cu cât paleta este mai lată.

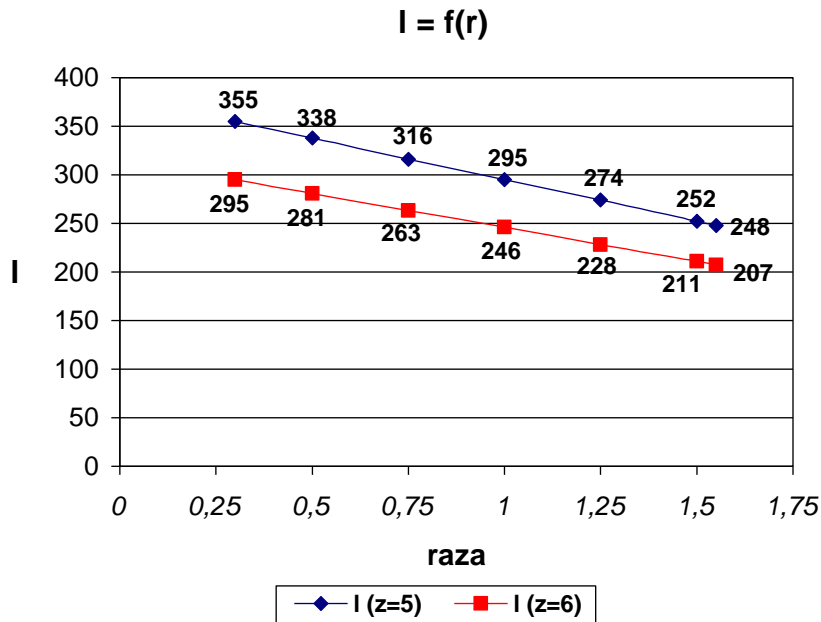
După evaluarea distribuției de lățime  $l = f(r)$ , în cazul turbinei cu ax orizontal analizată, se optează pentru familia de profile ce intră în componența paletajului, și se aleg profilele respectând monotonia geometriei, în sensul controlului distribuției grosimii paletei. După alegerea lui  $l = f(r)$  și stabilirea numărului de palete, din considerente de spațiu suficient pentru structura de rezistență a turbinei, se alege grosimea maximă a profilelor.

Coarda corectată, pentru aplicarea ei în tehnică la varianta aleasă, are următoarea configurație, structurată în tabelul următor, prezentată în două situații posibile privind numărul de palete ale turbinei:

r [mm]	Variantă	300	500	750	1000	1250	1500	1550
l [mm]								
z = 5	A	355	338	316	295	274	252	248
z = 6	A	295	281	263	246	228	211	207

Se reprezintă grafic dependența corzii  $l = f(r)$  pentru cele două situații prezentate.

### 9.3. Proiectarea paletajului turbinei cu ax orizontal



S-a reprezentat grafic dependența  $I = f(r)$  pentru cele două situații analizate privind numărul de palete al turbinei ( $z = 5$ ,  $z = 6$ ), prezentându-se în continuare calculul pasului  $t = f(r)$  reprezentat în tabelul următor:

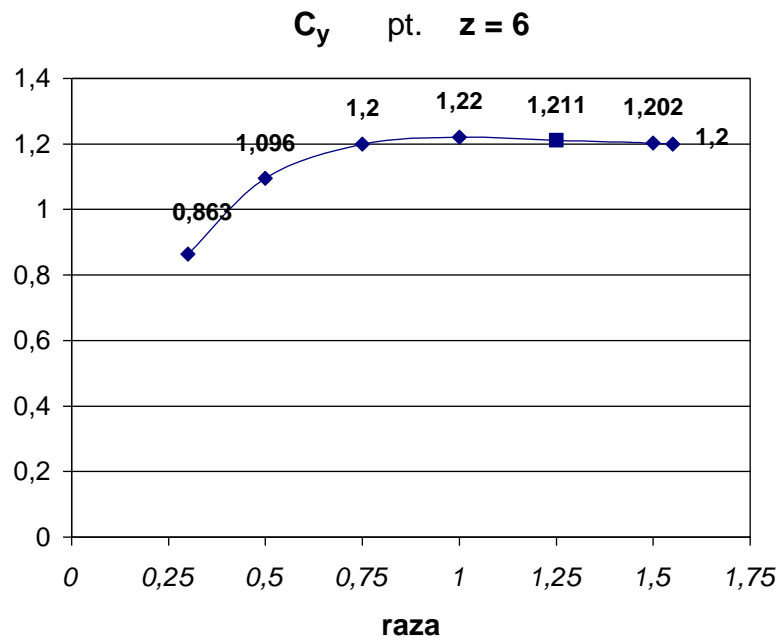
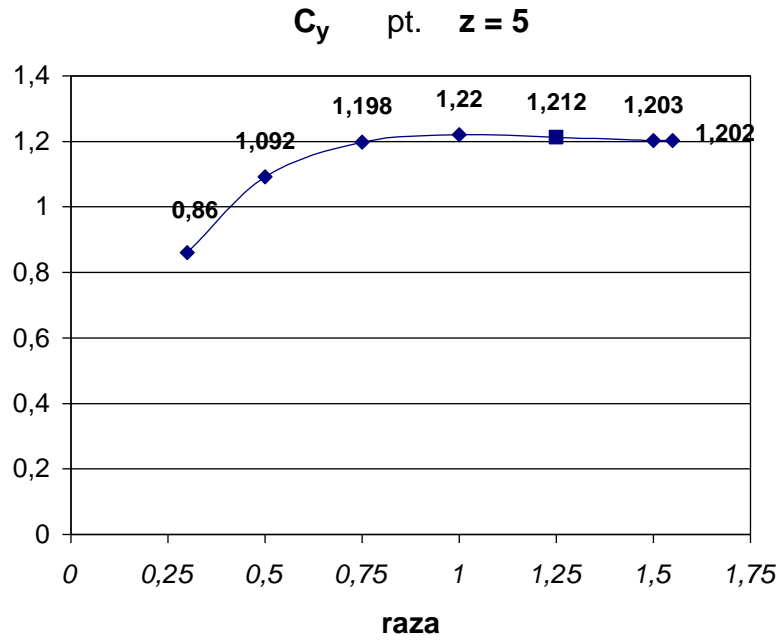
r [mm]	Variantă	300	500	750	1000	1250	1500	1550
t [mm]								
z = 5	A	377	628	942	1257	1571	1885	1948
z = 6	A	314	523,6	785	1047	1309	1571	1623

În urma acestui calcul se prezintă valorile coeficientului de portanță  $C_y$ , pentru varianta aleasă, cu cele două posibilități privind numărul de palete.

r [mm]	Variantă	300	500	750	1000	1250	1500	1550
$C_y$ [mm]								
z = 5	A	0,860	1,092	1,198	1,220	1,212	1,203	1,202
z = 6	A	0,863	1,096	1,200	1,220	1,211	1,202	1,200

Se prezintă graficul privind dependența  $(C_y)_{nec} = f(r)$  în cele două situații alese:





### 9.3. Proiectarea paletajului turbinei cu ax orizontal

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 importantă având în vedere faptul că funcționarea turbinei proiectate are loc într-un domeniu larg de exploatare. Pe lângă performanțele aerodinamice adecvate, profilele trebuie să asigure și realizarea unei structuri mecanice a paletei, care să corespundă din considerente de rezistență mecanică.

Paletele turbinelor cu ax orizontal utilizează palete cu grosimi diferite, descrescătoare de la butuc la periferie; grosimea paletei depinde de soluția constructivă și de materialul utilizat. Pentru profilele alese prezentate, utilizând curbele de performanță aerodinamică (vezi graficele de mai sus) ale acestora, corespunzător valorilor  $C_{y\ nec}$  pentru varianta aleasă și la număr de palete  $z = 5$  și  $z = 6$ , se identifică valoarea unghiurilor de incidență necesare  $i_{nec}$ . Distribuția  $i_{nec} = f(r)$  rezultată din calcul, se analizează ca alură, aceasta corectându-se dacă este necesar pentru realizarea unei monotonii a distribuției incidenței în lungul razei.

Se optează pentru o familie de profile ce intră în componența paletajului, și se aleg profilele respectând monotonia geometriei. (prin  $d_m/l = f(r)$  și  $f_m/l = f(r)$ ). Opțiunea de calcul este pentru familia de profile NACA cu patru cifre, apelându-se în acest fel la un catalog de profile valabile pentru întreaga familie de profile într-un domeniu mai larg de incidență.

Apelarea la acest catalog pentru valorile  $C_{y\ nec}$  din fiecare secțiune de calcul se identifică valoarea unghiului de incidență pentru profilele alese. 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 paletei. La sfârșitul acestui calcul se determină geometria paletei precizată pentru fiecare secțiune de calcul ( $r$ ) prin următoarele elemente:

- › *codul profilului* – NACA 4424 și NACA 4415
- › *coarda profilului* –  $l$
- › *unghiul de instalare* –  $\beta_{inst}$
- › *poziția axei de instalare a profilului* (care de regulă se alege ca fiind poziția grosimii maxime, iar ulterior se ajustează dacă este necesar din considerente de monotonie a geometriei paletei)

În cazul turbinelor eoliene cu ax orizontal, paletele au o torsionare specifică de ordinul  $(1^\circ \div 2^\circ)/m$ , deci sunt aproape plane; din rațiuni economice, în cazul turbinelor de putere foarte mică, paletele au secțiune constantă și nu sunt torsionate. În cazul de față, paletele sunt ușor torsionate, astfel încât fiecare profil să funcționeze la un unghi de incidență corect. Acest lucru înseamnă că la vârful paletei, unde viteza tangențială este mai mare, paleta trebuie să fie aproape normală la direcția vântului, unghiul de instalare având valoare mai mică, în timp ce la butuc, unde viteza tangențială este mică, paleta trebuie să fie aproape paralelă cu vântul (unghiul de instalare va avea o valoare mai mare).

Punerea în practică a acestor algoritmi de calcul este prezentată în continuare.

**Etape de lucru:**

1. Calculul coardei profilului  $l = f(r)$ , care s-a aplicat la varianta aleasă A 2-2-1-1, pentru  $z = 5$ , și  $z = 6$ , obținând valorile corespunzătoare tabelului de calcul:

pt.  $z = 5$

l	355	338	316	295	274	252	248
---	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----

pt.  $z = 6$

l	295	281	263	246	228	211	207
---	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----

2. Determinarea grosimii profilului  $d = f(r)$ . Admitem  $d_{max} = f(r)$  pentru structura de rezistență a paletei. Grosimea paletei corectată pentru aplicarea ei în tehnologie presupune determinarea grosimii profilului printr-un calcul de aproximare în funcție de coarda profilului determinată anterior, atât la  $z = 5$  cât și la  $z = 6$ . Rezultatele sunt configurate în tabelul următor:

pt.  $z = 5$

d	100	90	77	64	50	37	35
---	-----	----	----	----	----	----	----

pt.  $z = 6$

d	80	72	62	52	42	32	30
---	----	----	----	----	----	----	----

3. Configurarea coeficientului de portanță  $C_{y\ nec} = f(r)$ , determinat anterior pentru  $z = 5$  și  $z = 6$ , este prezentată în tabelul următor:

pt.  $z = 5$

$C_{y\ nec}$	0,860	1,092	1,198	1,220	1,212	1,203	1,202
--------------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------

pt.  $z = 6$

$C_{y\ nec}$	0,863	1,096	1,200	1,220	1,211	1,202	1,200
--------------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------

4. Calculul grosimii relative al profilelor  $d / l = f(r)$  pentru  $z = 5$  și  $z = 6$  este prezentat în tabelul următor:

pt.  $z = 5$

d / l	0,282	0,267	0,242	0,216	0,185	0,148	0,141
-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------

pt.  $z = 6$

d / l	0,271	0,256	0,236	0,212	0,185	0,153	0,146
-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------

5. Alegerea tipului de profil la varianta aleasă pentru  $z = 5$  și  $z = 6$ . Pentru a găsi tipul de profil NACA xxxx, se calculează numărul Reynolds pentru fiecare lungime l, iar alegerea profilului (tipul) se face pentru fiecare secțiune în funcție de rază. Se utilizează relația  $Re = \frac{l \cdot w_{\infty}}{v_{aer}}$ , unde  $v_{aer} = 15,55 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$  la o

temperatură  $t = +20^{\circ}\text{C}$ . Rezultatele pentru  $z = 5$  și  $z = 6$  ale acestui calcul sunt configurate în tabele următoare:

pt.  $z = 5$

<b>Re</b>	$6 \times 10^6$	$7 \times 10^6$	$8 \times 10^6$	$9 \times 10^6$	$10 \times 10^6$	$11 \times 10^6$	$11 \times 10^6$
Tip profil	4424	4424	4424	4421(24)	4418(15)	4415	4415

pt.  $z = 6$

<b>Re</b>	$5 \times 10^6$	$6 \times 10^6$	$7 \times 10^6$	$8 \times 10^6$	$8 \times 10^6$	$9 \times 10^6$	$9 \times 10^6$
Tip profil	4424	4424	4424	4421(24)	4418(15)	4415	4415

### 9.3. Proiectarea paletajului turbinei cu ax orizontal

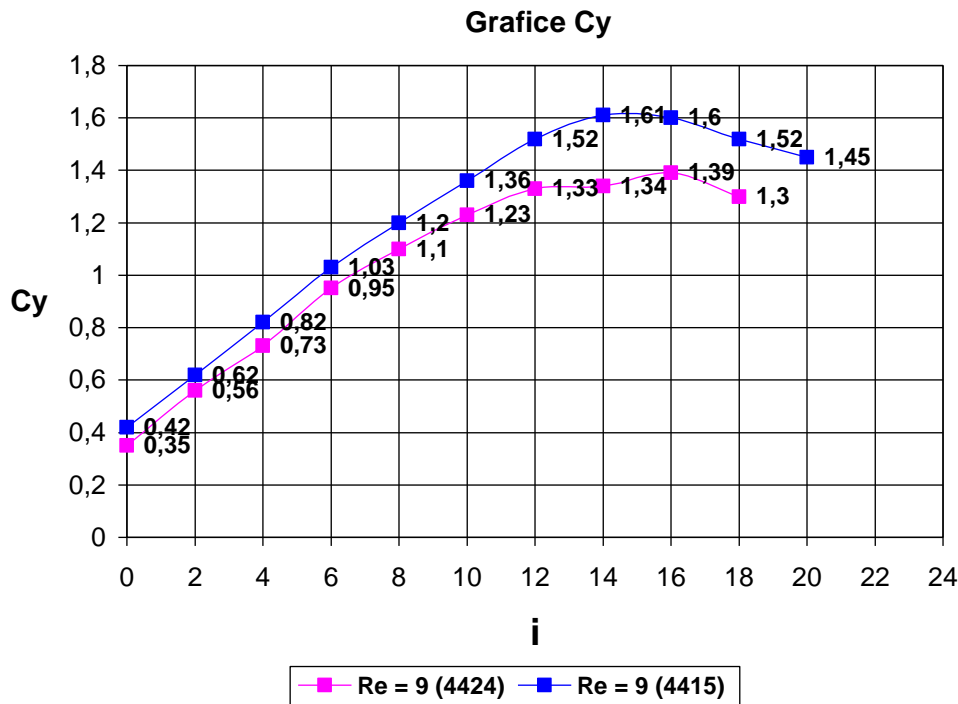
Obs.: În urma calculului, la butuc s-a obținut profil NACA 4424, iar spre periferie profil NACA 4415. În calculele următoare se ține cont de variația tipului de profil de-a lungul razei paletei turbinei.

6. Configurarea lui  $\beta_\infty$  calculat în cadrul variantei A 2-2-1-1, care reprezintă valoarea unghiului vitezei relative asymptotice  $w_\infty$  (este o viteză convențională de calcul), în raport cu viteza de transport  $u$ , prezentat pentru  $z = 5$  și  $z = 6$ , în tabelele următoare:

pt.  $z = 5$  și  $z = 6$

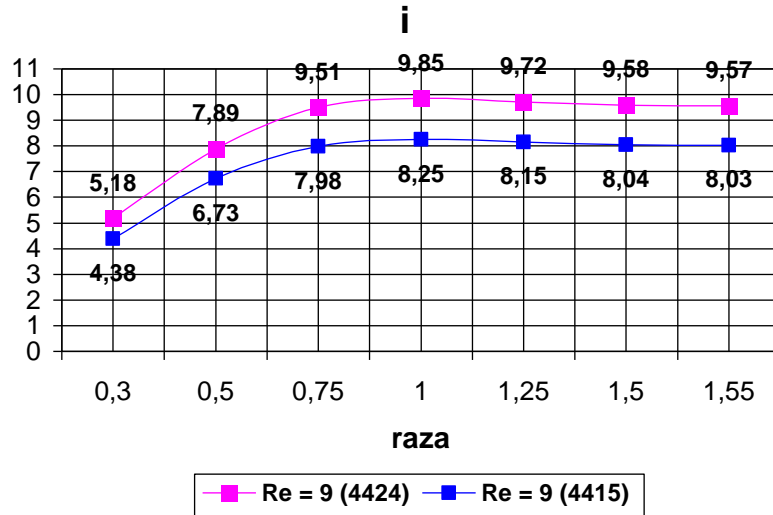
$\beta_\infty$	47,381	37,189	28,761	23,209	19,350	16,541	16,070
----------------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------

7. Calculul incidenței funcție de coeficientul de portanță  $i = f(C_y)$ . Utilizând datele experimentale privind coeficienții aerodinamici  $C_x$  și  $C_y$  pentru profilele NACA alese (NACA 4424 și NACA 4415) din [5], pornind de la coeficientul de portanță  $C_{y\text{ nec}}$  s-au ales valorile din anexa mai sus menționată, configurate în următorul grafic:



Calculul incidenței  $i$  pentru NACA 4424 și NACA 4415 calculate de-a lungul întregului profil al paletei de turbină, în funcție de  $C_{y\text{ nec}}$  determinat în cadrul variantei alese A 2-2-1-1:

$i$ Re = 9 (4424)	5,18	7,89	9,51	9,85	9,72	9,58	9,57
$i$ Re = 9 (4415)	4,38	6,73	7,98	8,25	8,15	8,04	8,03



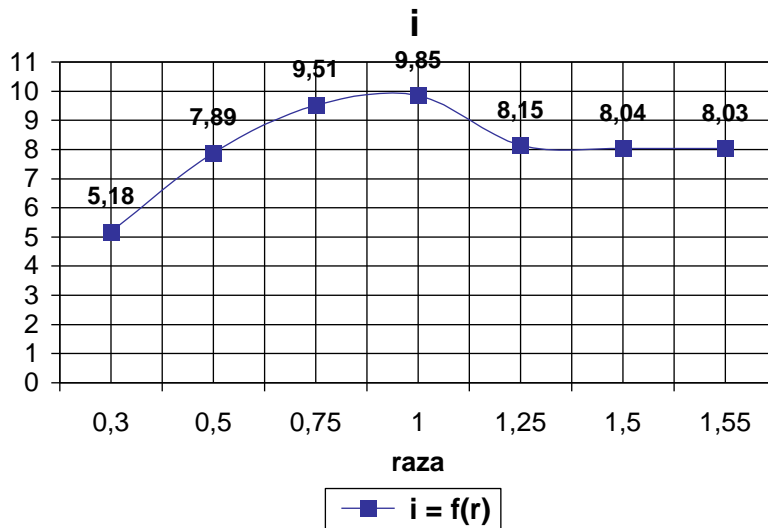
Graficul reprezintă distribuția incidenței  $i = f(r)$  pentru cele două profile determinate de la butuc la periferie.

Ținând cont de faptul că profilele NACA variază de la butuc spre periferie, cum a fost determinat anterior, prin combinarea calculului la cele două tipuri de profile, obținând pentru  $z = 5$  și  $z = 6$  aceeași valoare a incidenței.

pt.  $z = 5$  ( $z = 6$ )

i	5,18	7,89	9,51	9,85	8,15	8,04	8,03
---	------	------	------	------	------	------	------

Se construiește graficul  $i_{nec} = f(r)$ ; această curbă corectându-se dacă este necesar pentru realizarea unei monotonii a distribuției incidenței de-a lungul razei paletei. Pe baza valorilor obținute se determină în continuare unghiul de instalare al profilului pentru fiecare secțiune de calcul. Graficul este prezentat în figura următoare:



### 9.3. Proiectarea paletajului turbinei cu ax orizontal

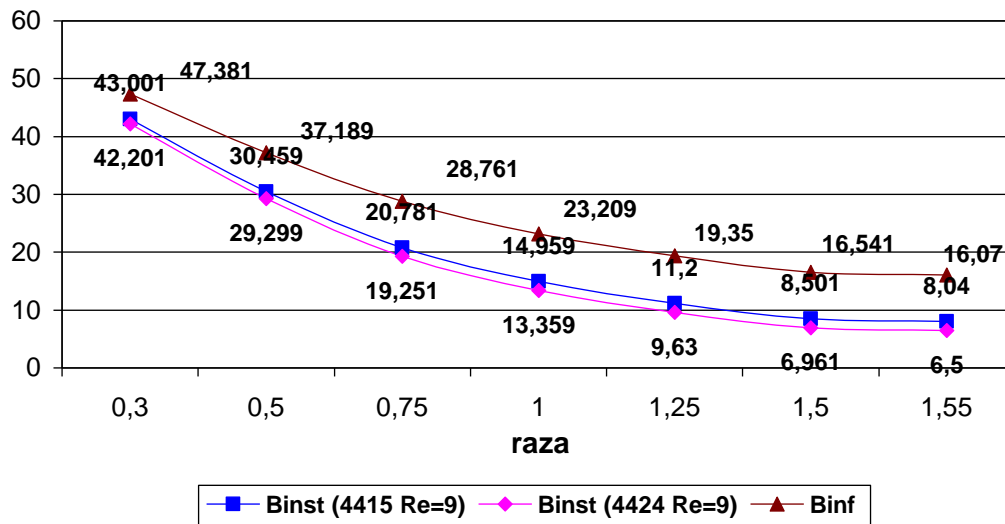
8. Calculul unghiului de instalare al profilelor –  $\beta_{inst}$ . Unghiul de instalare al profilului pentru fiecare secțiune de calcul se determină utilizând relația cunoscută  $\beta_{inst} = \beta_{\infty} - i$ , pe baza căreia se analizează alura curbei  $\beta_{inst} = f(r)$ . Distribuția unghiului de instalare determină torsionarea paletii turbinei.

Calcul  $\beta_{inst}$  determinat pentru cele două profile NACA de la butuc la periferie:

$\beta_{inst}$ Re = 9 4424)	42,201	29,299	19,251	13,359	9,63	6,961	6,5
$\beta_{inst}$ Re = 9 4415)	43,001	30,459	20,781	14,959	11,2	8,501	8,04

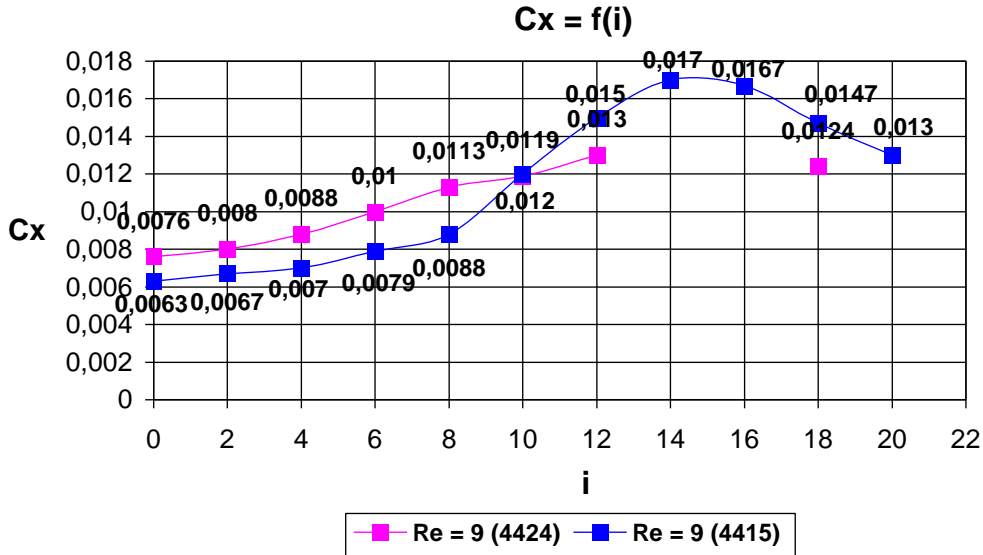
Pentru  $z = 5$  și  $z = 6$  obținem valorile următoare prin interpolare:

$\beta_{inst}$	42,201	29,299	19,251	13,359	11,2	8,501	8,04
----------------	--------	--------	--------	--------	------	-------	------



Graficul care reprezintă dependența unghiurilor  $\beta_{\infty} = f(r)$  și  $\beta_{inst} = f(r)$  pentru cele două profile NACA, pune în evidență obținerea unei distribuții monotone a unghiului de instalare de-a lungul razei, similar unghiului de incidență  $i$ .

9. Calculul coeficientului de rezistență -  $C_x = f(i)$ . Algoritmul de calcul pentru acest coeficient este următorul: pentru incidența determinată din calculele anterioare, folosind valorile prezentate în anexa mai sus amintită și în graficul următor pentru profilele NACA alese, urmează să calculăm valoarea coeficientului de rezistență  $C_x$ .

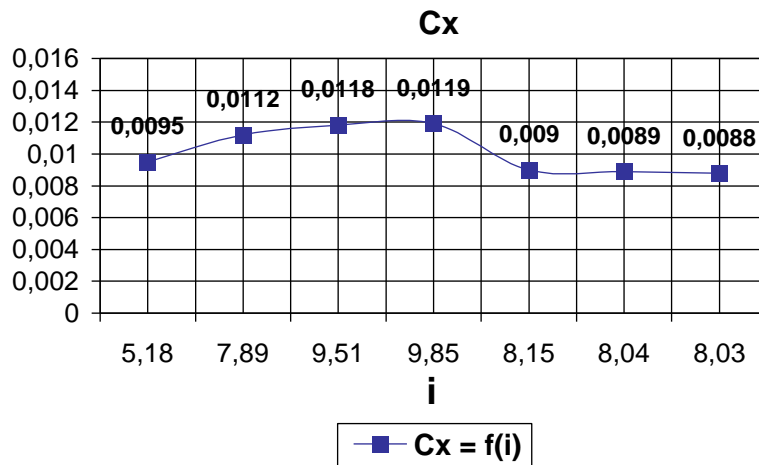


Calculul coeficientului  $C_x = f(i)$  a fost determinat prin interpolare grafică, iar valorile coeficientului  $C_x$  pentru cele două tipuri de profile NACA sunt următoarele:  
Calculul coeficientului de rezistență  $C_x = f(i)$

$C_x$ Re = 9 (4424)	0,0095	0,0112	0,0118	0,0119	0,0118	0,0118	0,0118
$C_x$ Re = 9 (4415)	0,0072	0,0082	0,0088	0,0092	0,0090	0,0089	0,0088

Prin interpolarea acestor rezultate, datorită variației tipului de profil de-a lungul paletii, obținem pentru  $z = 5$  și  $z = 6$  valorile următoare ale coeficientului de rezistență  $C_x = f(i)$ :

$C_x$	0,0095	0,0112	0,0118	0,0119	0,0090	0,0089	0,0088
-------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------

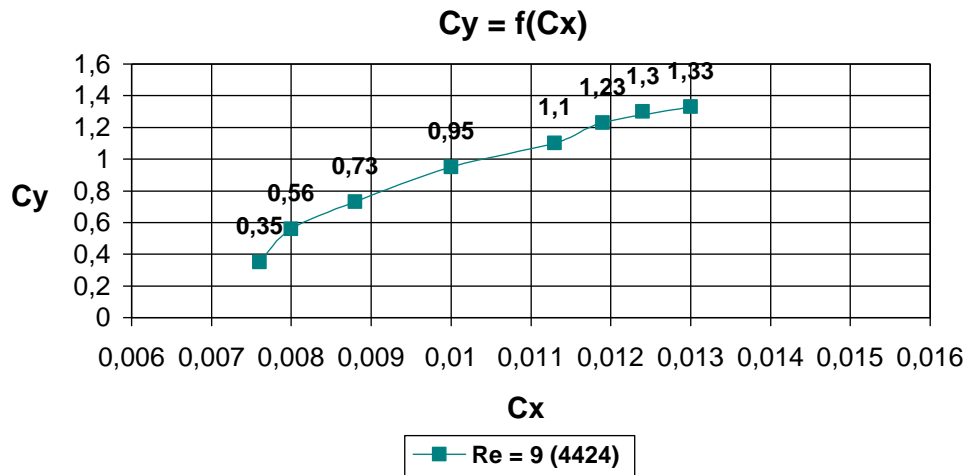


### 9.3. Proiectarea paletajului turbinei cu ax orizontal

10. Calculul coeficientului de portanță  $C_y = f(C_x)$ . Algoritmul de calcul pentru coeficientul de portanță  $C_y$  s-a realizat prin interpolare grafică obținută din valorile lui  $C_x$  calculat pentru profilul NACA 4424 de-a lungul razei paletelor.

Varianta 4424 (Re = 9) (din anexe)

C <sub>x</sub>	0,0076	0,008	0,0088	0,01	0,0113	0,0119	0,013
C <sub>y</sub>	0,35	0,56	0,73	0,95	1,1	1,23	1,33



Valorile coeficientului de rezistență  $C_x = f(i)$  determinate în etapa anterioară sunt prezentate rezumativ din nou în tabelul de mai jos:

C <sub>x</sub>	0,0095	0,0112	0,0118	0,0119	0,0118	0,0118	0,0118
Re = 9 (4424)							

Pentru aceste valori se obține prin interferență grafică valorile coeficientului de portanță  $C_y = f(C_x)$ :

C <sub>y</sub>	0,858	1,088	1,208	1,230	1,208	1,208	1,208
----------------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------

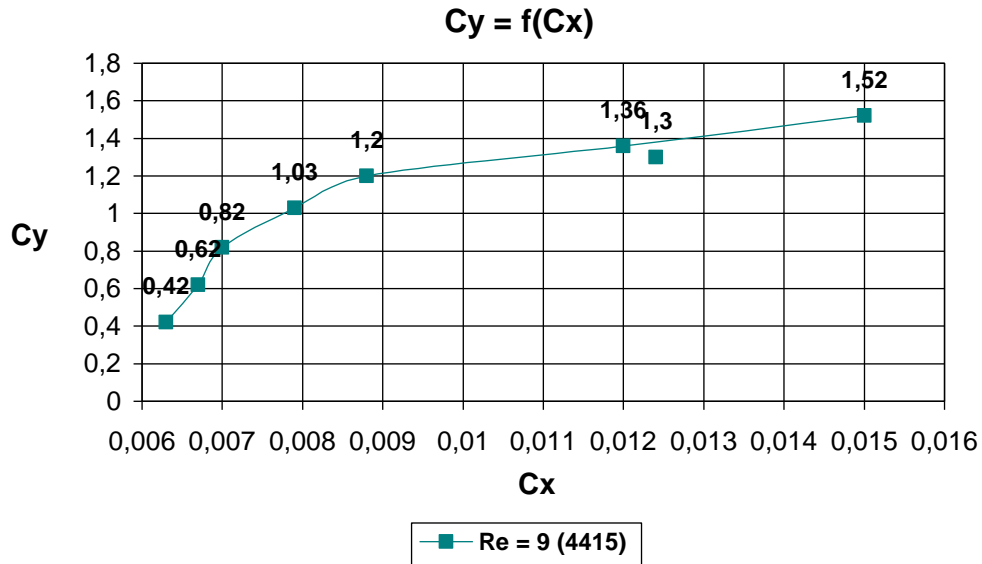
#### **Procedăm în mod analog pentru profilul NACA 4415.**

Algoritmul de calcul pentru coeficientul de portanță  $C_y$  s-a realizat prin interpolare grafică obținută din valorile lui  $C_x$  calculat pentru profilul NACA 4415 de-a lungul razei paletelor.

Varianta 4415 (Re = 9) (din anexe)

C <sub>x</sub>	0,0063	0,0067	0,007	0,0079	0,0088	0,012	0,015
C <sub>y</sub>	0,42	0,62	0,82	1,03	1,2	1,36	1,52





Valorile coeficientului de rezistență  $C_x = f(i)$  determinate în etapa anterioară sunt prezentate rezumativ din nou în tabelul de mai jos:

$C_x$ Re = 9 (4415)	0,0072	0,0082	0,0088	0,0092	0,0090	0,0089	0,0088

Pentru aceste valori se obține prin interferență grafică valorile coeficientului de portanță  $C_y = f(C_x)$ :

$C_y$	0,867	1,087	1,200	1,220	1,210	1,205	1,200

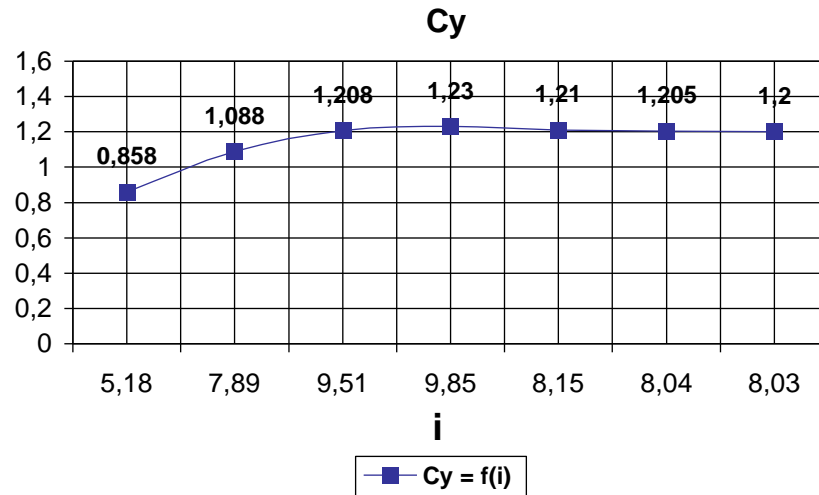
Concretizând calculele pentru coeficientul de portanță  $C_y$  la cele două tipuri de profile, obținem de-a lungul razei paletelor valorile următoare:

$C_y$ (4424)	0,858	1,088	1,208	1,230	1,208	1,208	1,208
$C_y$ (4415)	0,867	1,087	1,200	1,220	1,210	1,205	1,200

Prin interferență obținem valoarea coeficientului de portanță  $C_y$ , atât pentru  $z = 5$  cât și pentru  $z = 6$ :

$C_y$	0,858	1,088	1,208	1,230	1,210	1,205	1,200

### 9.3. Proiectarea paletajului turbinei cu ax orizontal



Obs.: Algoritmul prezentat sintetizează motivația variantei A 2-2-1-1, cu un număr de palete  $z = 5$  (6), din punct de vedere tehnic, economic și estetic, obținând valorile următoare: coarda profilului  $l = f(r)$  (este vorba de coarda corectată pentru aplicare în tehnică), pasul  $t = f(r)$ ,  $C_{y\ nec} = f(r)$ .

Pe baza acestor elemente și cunoscând cinematica triunghiului de viteze ( $v_{ax}$ ,  $v_t$ ,  $u$ ) se poate merge la alegerea profilului (familia NACA xxxx), a unghiului de instalare  $\beta_{inst}$ , grosime profil  $d/l$ , randamente aerodinamice, respectiv valorile coeficientului maxim de putere  $C_{pmax}$  corespunzător punctului de funcționare optim al turbinei, necesar pentru confirmarea performanțelor energetice ale turbinei de vânt proiectate H2500.

Cap. 9. PROIECTAREA TURBINEI H2500

Concretizarea acestor etape de calcul este materializată în următoarele tabele centralizatoare, care pentru varianta A 2-2-1-1 aleasă, pentru  $z = 5$  și  $z = 6$ .

Tabel calcul pentru  $z = 5$

r =	0,3	0,5	0,75	1	1,25	1,5	1,55
l	355	338	316	295	274	252	248
d	100	90	77	64	50	37	35
$C_{y\ nec}$	0,860	1,092	1,198	1,220	1,212	1,203	1,202
$\frac{d}{l}$	0,282	0,267	0,242	0,216	0,185	0,148	0,141
Tip profil	4424	4424	4424	4421(24)	4418(15)	4415	4415
$\beta_{\infty}$	47,381	37,189	28,761	23,209	19,350	16,541	16,070
I	5,18	7,89	9,51	9,85	8,15	8,04	8,03
$\beta_{inst}$	42,201	29,299	19,251	13,359	11,2	8,501	8,04
$C_x$	0,0095	0,0112	0,0118	0,0119	0,0090	0,0089	0,0088
$C_y$	0,858	1,088	1,208	1,230	1,210	1,205	1,200

<b>Re</b>	$6 \times 10^6$	$7 \times 10^6$	$8 \times 10^6$	$9 \times 10^6$	$10 \times 10^6$	$11 \times 10^6$	$11 \times 10^6$
-----------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	------------------	------------------	------------------

Tabel calcul pentru  $z = 6$

r =	0,3	0,5	0,75	1	1,25	1,5	1,55
l	295	281	263	246	228	211	207
d	80	72	62	52	42	32	30
$C_{y\ nec}$	0,863	1,096	1,200	1,220	1,211	1,202	1,200
$\frac{d}{l}$	0,271	0,256	0,236	0,212	0,185	0,153	0,146
Tip profil	4424	4424	4424	4421(24)	4418(15)	4415	4415
$\beta_{\infty}$	47,381	37,189	28,761	23,209	19,350	16,541	16,070
I	5,18	7,89	9,51	9,85	8,15	8,04	8,03
$\beta_{inst}$	42,201	29,299	19,251	13,359	11,2	8,501	8,04
$C_x$	0,0095	0,0112	0,0118	0,0119	0,0090	0,0089	0,0088
$C_y$	0,858	1,088	1,208	1,230	1,210	1,205	1,200

<b>Re</b>	$5 \times 10^6$	$6 \times 10^6$	$7 \times 10^6$	$8 \times 10^6$	$8 \times 10^6$	$9 \times 10^6$	$9 \times 10^6$
-----------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------

### 9.3. Proiectarea paletajului turbinei cu ax orizontal

11. Calculul randamentelor aerodinamice. Pentru a face o apreciere din punct de vedere energetic a performanțelor turbinei, pe baza calculelor geometriei profilului paletei se calculează următoarele tipuri de randamente:

a) Randamentele aerodinamice ( $z=5/6$ )

$$\text{Rand} = \frac{\Delta T_{\text{total}}}{\Delta T_p} = \frac{C_y \sin \beta_\infty - C_x \cos \beta_\infty}{C_y \sin \beta_\infty} = 1 - \frac{C_x / C_y}{\text{tg} \beta_\infty}$$

$$\frac{C_x}{C_y} = \text{tg} \theta \quad \text{Rand} = 1 - \frac{\text{tg} \theta}{\text{tg} \beta_\infty}$$

Obs.: Coeficienții  $C_x$  și  $C_y$ , respectiv unghiul  $\beta_\infty$ , care au fost utilizați la calculul randamentului, au fost determinați pe bază analitică în calculele prezentate anterior.

Varianta 4424 (9)	0,990	0,986	0,982	0,977	0,972	0,967	0,966
Varianta 4415 (9)	0,992	0,990	0,987	0,982	0,979	0,975	0,975

Prin interpolarea acestor rezultate, datorită variației tipului de profil de-a lungul paletei, obținem valorile următoare ale randamentului aerodinamic:

rand <sub>aerod</sub>	0,990	0,986	0,982	0,977	0,979	0,975	0,975
-----------------------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------

b) Randamentele medii ( $z=5/6$ )

Pentru calculul randamentului mediu am folosit valorile determinate la calculul cinematic din varianta aleasă ca soluție (2-2-1-1), unde mărimile de calcul utilizate sunt următoarele:

$\Delta P = f(r)$	103,22	569,37	1225,75	1893,63	2596,72	1988,51	345,84
-------------------	--------	--------	---------	---------	---------	---------	--------

$(P_t)_{\text{total}} = 8723,03$ ; Rand – sunt valorile determinate la punctul a) de mai sus

$$\text{Rand}_{\text{mediu}} = \frac{\sum (\Delta P \cdot \text{Rand})}{(P_t)_{\text{total}}}$$

Varianta 4424 (9)	0,975
Varianta 4415 (9)	0,980

Obs.: Datorită variației tipului de profil de-a lungul paletei se poate face o mediere a randamentului mediu ca o singură valoare finală:  $\text{rand}_{\text{mediu}} = 0,9775$

c) Calculul puterilor  $P_{\text{paletaj}} = (P_t)_{\text{total}} \cdot \eta_{\text{aerod}}$

Valorile utilizate pentru calculul puterii în paletaj ( $P_{\text{paletaj}}$ ) sunt următoarele:

$(P_t)_{\text{total}} = 8723,03$ , iar valorile pentru randamentul aerodinamic au fost determinate anterior. Rezultatele sunt concretizate în tabelul următor:

Cap. 9. PROIECTAREA TURBINEI H2500

Varianta 4424 (9)	8634,37	8604,90	8568,05	8526,21	8480,80	8436,60	8427,73
Varianta 4415 (9)	8656,61	8632,39	8606,49	8569,62	8538,28	8506,10	8500,97

Prin interpolarea acestor rezultate, datorită variației tipului de profil de-a lungul paletelor, obținem valorile următoare ale puterii în paletaj:

$P_{\text{paletaj}}$	8634,37	8604,90	8568,05	8526,21	8538,28	8506,10	8500,97
----------------------	---------	---------	---------	---------	---------	---------	---------

Calculul puterii la arborele turbinei:

$$P_{\text{arbore}} = P_{\text{paletaj}} - P_{\text{pm}} \quad (z = 5/6);$$

Această relație definește puterea la arborele turbinei, unde  $P_{\text{paletaj}}$  a fost determinat anterior, iar puterea pierdută mecanică ( $P_{\text{pm}}$ ) depinde de puterea pierdută în lagăre și pierderile de disc. Expresiile matematice pentru calculul puterii pierdută mecanică sunt prezentate în relațiile următoare:

$$P_{\text{pm}} = P_{\text{pd}} + P_{\text{pl}}$$

d – disc  
l – lagăr

$$\blacksquare P_{\text{pd}} = M \cdot \omega; \quad \text{unde} \quad M = C_M \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot \frac{l^5}{2}$$

$$C_M = 0,01$$

$$\rho = 1,225 \text{ kg/m}^3$$

$$N = 250 \text{ rot/min}; \quad \omega = \frac{2\pi n}{60} [\text{rad/s}]$$

$$R = 0,23 \text{ m}$$

Obținem *puterea pierdută de disc* valoarea  $P_{\text{pd}} = 0,0027$ , unde mărimile utilizate în calculul matematic au fost preluate din calculele de proiectare ale turbinei.

$$\blacksquare P_{\text{pl}} = M_f \cdot \omega; \quad \text{unde} \quad \omega = \frac{2\pi n}{60} [\text{rad/s}]; \quad n = 250 \text{ rot/min}$$

$$G = m \cdot g$$

$$F_{\text{fr}} = \mu \cdot m \cdot g$$

$$M_f = \mu \cdot m \cdot g \cdot r_1$$

$$\text{unde} \quad g = 9,81 \text{ m/s}^2;$$

$$M = 545 \text{ kg};$$

$$\mu = 0,01;$$

$$r_1 = 0,14 \text{ m};$$

### 9.3. Proiectarea paletajului turbinei cu ax orizontal

Puterea pierdută în lagăre are valoarea de calcul sub forma  $P_{pl} = 195957$ . Valorile utilizate în calculul matematic au fost preluate din calculele de proiectare ale turbinei.

În final obținem pentru puterea pierdută mecanic valoarea următoare:

$$P_{pm} = 0,0027 \cdot 195957 = 19596$$

$$P_{arbore} = P_{paletaj} - P_{pm} :$$

Varianta 4424 (9)	8438,41	8408,94	8372,09	8330,25	8284,84	8240,64	8231,77
Varianta 4415 (9)	8460,65	8436,43	8410,53	8373,66	8342,32	8310,14	8305,01

Prin interpolarea acestor rezultate, datorită variației tipului de profil de-a lungul paletei, obținem valorile următoare ale puterii la arbore:

$P_{arbore}$	8438,41	8408,94	8372,09	8330,25	8342,32	8310,14	8305,01
--------------	---------	---------	---------	---------	---------	---------	---------

Calculul randamentului la arborele turbinei se determină cu relația:

$$\text{Rand}_{arb} = \frac{P_{arb}}{(P_t)_{total}}$$

$\text{Rand}_{arb}$ :

Varianta 4424 (9)	0,967	0,964	0,960	0,955	0,950	0,945	0,944
Varianta 4415 (9)	0,970	0,967	0,964	0,960	0,956	0,953	0,952

Prin interpolarea acestor rezultate, datorită variației tipului de profil de-a lungul paletei, obținem valorile următoare ale puterii la arbore:

$\text{Rand}_{arb}$	0,967	0,964	0,960	0,955	0,956	0,953	0,952
---------------------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------

#### 9.4. Calculul profilului paletelor turbinei H2500

Conturul geometric al profilului aerodinamic al paletelor se determină pe cale analitică prin combinarea a două funcții matematice: funcția de schelet și funcția de grosime. Profilele aerodinamice alese sunt cele din seria NACA cu patru cifre, respectiv NACA 4424 (la butuc) și 4415 (la periferie). Axa Oy este perpendiculară pe coardă în bordul de atac, iar funcția de grosime este dată de expresia următoare:

$$\frac{y_d(x)}{l} = \frac{d_m}{l} \cdot \left[ 1,4845 \sqrt{\frac{x}{l}} - 0,63 \frac{x}{l} - 1,758 \left(\frac{x}{l}\right)^2 + 1,4215 \left(\frac{x}{l}\right)^3 - 0,5075 \left(\frac{x}{l}\right)^4 \right]$$

Razele de curbură ale bordurilor de atac și de fugă, ambele fiind rotunjite, se determină prin relațiile: (A-atac, F-fugă)

$$\frac{r_A}{l} = 1,1019 \left(\frac{d_m}{l}\right)^2 \qquad \frac{r_F}{l} = 1,105 \left(\frac{d_m}{l}\right)^2$$

Funcția de schelet este definită prin relațiile de mai jos, scheletul este format din două arce de parabolă care sunt racordate în punctul  $x_{f_m} / l$ .

$$\frac{y_f}{l} = \frac{f_m / l}{(x_{f_m} / l)^2} \left[ 2 \frac{x_{f_m}}{l} \cdot \frac{x}{l} - \left(\frac{x}{l}\right)^2 \right] \quad \text{pentru} \quad 0 \leq \frac{x}{l} \leq \frac{x_{f_m}}{l}$$

$$\frac{y_f}{l} = \frac{f_m / l}{(1 - x_{f_m} / l)^2} \left[ \left(1 - 2 \frac{x_{f_m}}{l}\right) + 2 \frac{x_{f_m}}{l} \cdot \frac{x}{l} - \left(\frac{x}{l}\right)^2 \right] \quad \text{pentru} \quad \frac{x_{f_m}}{l} \leq \frac{x}{l} \leq 1$$

Comportarea profilului aerodinamic, care este plasat într-un curent de aer, depinde în principal de poziția profilului față de viteza curentului de aer prin valoarea unghiului de incidență pe baza căruia s-au reprezentat următoarele desene privind contururile geometrice ale paletelor.

Algoritmul de calcul pentru determinarea contururilor geometrice presupune parcurgerea următorilor pași:

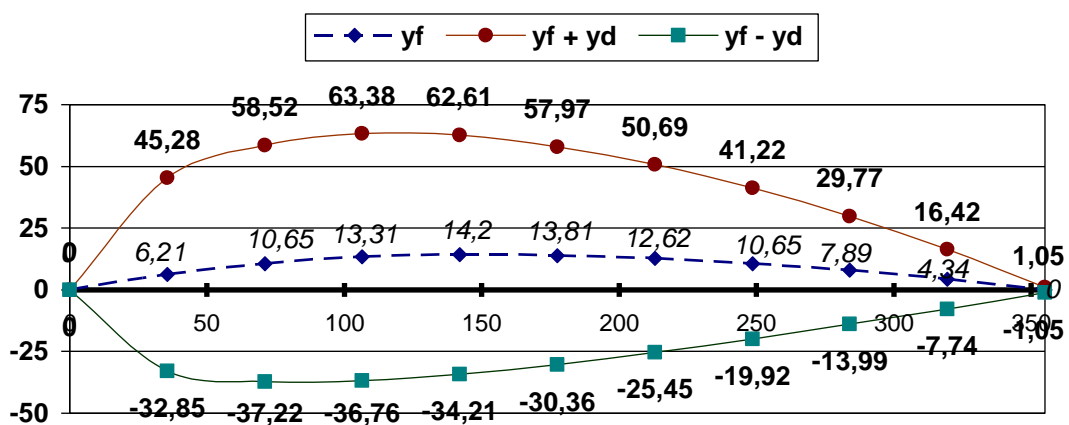
- > definirea variantelor de calcul, în număr de șapte, pentru fiecare rază  $r$ , corelată cu coarda profilului  $l$  și grosimea relativă a profilului  $d/l$
- > s-a divizat coarda profilului în zece intervale egale notate cu  $(0,1 \ 0,2 \ \dots \ 1) \cdot l$
- > pentru fiecare diviziune în parte notată cu  $x$  am calculat funcția de grosime  $y_d / l$  ( $\pm$ ), raza de curbură al bordului de atac  $r_A / l$ , respectiv al bordului de fugă  $r_F / l$ , respectiv funcția de schelet  $y_f / l$
- > s-a determinat prin calcul extradosul și intradosul profilului în funcție de grosimea și scheletul profilului
- > calculul pentru fiecare secțiune în parte a fost concretizat într-un prim tabel unde sunt prezentate valorile relative (raportate la coarda profilului -  $l$ ) și al doilea tabel care a fost transformat în unități de lungime exprimate în mm pentru ușurarea execuției desenelor de profile
- > se prezintă în final următoarele desene: profil paleta văzut de sus, cele șapte secțiuni delimitate de rază, și suprapunerea pe axa comună a profilelor.

#### 9.4. Calculul profilului paletelor turbinei H2500

Varianta 1.1. $r = 0,3$ ; $l = 355$ ; $d/l = 0,282$										
x =	0,1·l	0,2·l	0,3·l	0,4·l	0,5·l	0,6·l	0,7·l	0,81·l	0,9·l	l
$\frac{y_d}{l} (+)$	0,1100	0,1348	0,1410	0,1364	0,1244	0,1072	0,0861	0,0616	0,0340	0,0030
$\frac{y_d}{l} (-)$	-0,1100	-0,1348	-0,1410	-0,1364	-0,1244	-0,1072	-0,0861	-0,0616	-0,0340	-0,0030
$r_a / l$	0,0876									
$r_f / l$	0,0084									
$\frac{y_f}{l}$	0,0175	0,03	0,0375	0,04	0,0389	0,0356	0,0300	0,0222	0,0122	0
extrados	0,1275	0,1648	0,1785	0,1764	0,1633	0,1428	0,1161	0,0839	0,0462	0,0030
intrados	-0,0925	-0,1048	-0,1035	-0,0964	-0,0855	-0,0717	-0,0561	-0,0394	-0,0218	-0,0030

Varianta 1.1. $r = 0,3$ ; $l = 355$ ; $d = 100$										
x =	0,1·l	0,2·l	0,3·l	0,4·l	0,5·l	0,6·l	0,7·l	0,81·l	0,9·l	l
x	35,5	71	106,5	142	177,5	213	248,5	284	319,5	355
$y_d (+)$	39,07	47,87	50,07	48,41	44,17	38,07	30,57	21,88	12,08	1,05
$y_d (-)$	-39,07	-47,87	-50,07	-48,41	-44,17	-38,07	-30,57	-21,88	-12,08	-1,05
$r_a$	31,11									
$r_f$	2,96									
$y_f$	6,21	10,65	13,31	14,20	13,81	12,62	10,65	7,89	4,34	0,00
extrados	45,28	58,52	63,38	62,61	57,97	50,69	41,22	29,77	16,42	1,05
intrados	-32,85	-37,22	-36,76	-34,21	-30,36	-25,45	-19,92	-13,99	-7,74	-1,05

Grafic sectiune paleta la  $r = 0,3$



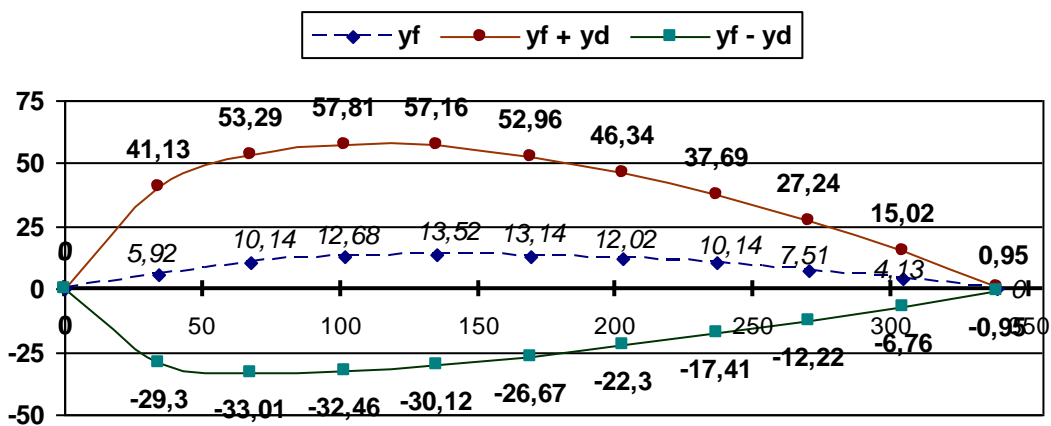


Cap. 9. PROIECTAREA TURBINEI H2500

Varianta 1.2. $r = 0,5$ ; $l = 338$ ; $d/l = 0,267$										
x =	0,1·l	0,2·l	0,3·l	0,4·l	0,5·l	0,6·l	0,7·l	0,81·l	0,9·l	l
$\frac{y_d}{l} (+)$	0,1042	0,1277	0,1335	0,1291	0,1178	0,1015	0,0815	0,0584	0,0322	0,0028
$\frac{y_d}{l} (-)$	-0,1042	-0,1277	-0,1335	-0,1291	-0,1178	-0,1015	-0,0815	-0,0584	-0,0322	-0,0028
$r_a / l$	0,0786									
$r_f / l$	0,0075									
$\frac{y_f}{l}$	0,0175	0,03	0,0375	0,04	0,0389	0,0356	0,0300	0,0222	0,0122	0
extrados	0,1217	0,1577	0,1710	0,1691	0,1567	0,1371	0,1115	0,0806	0,0444	0,0028
intrados	-0,0867	-0,0977	-0,0960	-0,0891	-0,0789	-0,0660	-0,0515	-0,0361	-0,0200	-0,0028

Varianta 1.2. $r = 0,5$ ; $l = 338$ ; $d = 90$										
x =	0,1·l	0,2·l	0,3·l	0,4·l	0,5·l	0,6·l	0,7·l	0,81·l	0,9·l	l
x	33,8	67,6	101,4	135,2	169	202,8	236,6	270,4	304,2	338
$y_d (+)$	35,22	43,15	45,14	43,64	39,81	34,32	27,55	19,73	10,89	0,95
$y_d (-)$	-35,22	-43,15	-45,14	-43,64	-39,81	-34,32	-27,55	-19,73	-10,89	-0,95
$r_a$	26,55									
$r_f$	2,53									
$y_f$	5,92	10,14	12,68	13,52	13,14	12,02	10,14	7,51	4,13	0,00
extrados	41,13	53,29	57,81	57,16	52,96	46,34	37,69	27,24	15,02	0,95
intrados	-29,30	-33,01	-32,46	-30,12	-26,67	-22,30	-17,41	-12,22	-6,76	-0,95

Grafic sectiune paleta la  $r = 0,5$

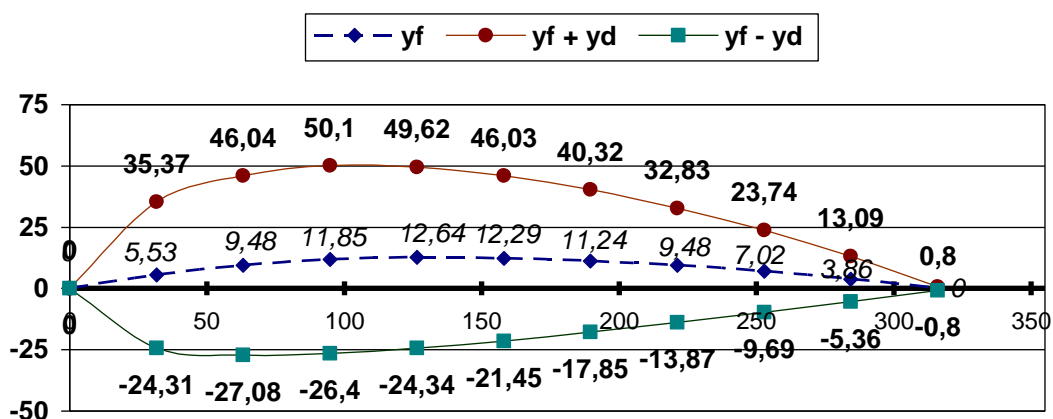


#### 9.4. Calculul profilului paletelor turbinei H2500

Varianta 1.3. $r = 0,75$ ; $l = 316$ ; $d/l = 0,242$										
x =	0,1·l	0,2·l	0,3·l	0,4·l	0,5·l	0,6·l	0,7·l	0,81·l	0,9·l	l
$\frac{y_d}{l} (+)$	0,0944	0,1157	0,1210	0,1170	0,1068	0,0920	0,0739	0,0529	0,0292	0,0025
$\frac{y_d}{l} (-)$	-0,0944	-0,1157	-0,1210	-0,1170	-0,1068	-0,0920	-0,0739	-0,0529	-0,0292	-0,0025
$r_a / l$	0,0645									
$r_f / l$	0,0061									
$\frac{y_f}{l}$	0,0175	0,03	0,0375	0,04	0,0389	0,0356	0,0300	0,0222	0,0122	0
extrados	0,1119	0,1457	0,1585	0,1570	0,1457	0,1276	0,1039	0,0751	0,0414	0,0025
intrados	-0,0769	-0,0857	-0,0835	-0,0770	-0,0679	-0,0565	-0,0439	-0,0307	-0,0170	-0,0025

Varianta 1.3. $r = 0,75$ ; $l = 316$ ; $d = 77$										
x =	0,1·l	0,2·l	0,3·l	0,4·l	0,5·l	0,6·l	0,7·l	0,81·l	0,9·l	l
x	31,6	63,2	94,8	126,4	158	189,6	221,2	252,8	284,4	316
$y_d (+)$	29,84	36,56	38,25	36,98	33,74	29,08	23,35	16,72	9,23	0,80
$y_d (-)$	-29,84	-36,56	-38,25	-36,98	-33,74	-29,08	-23,35	-16,72	-9,23	-0,80
$r_a$	20,39									
$r_f$	1,94									
$y_f$	5,53	9,48	11,85	12,64	12,29	11,24	9,48	7,02	3,86	0,00
extrados	35,37	46,04	50,10	49,62	46,03	40,32	32,83	23,74	13,09	0,80
intrados	-24,31	-27,08	-26,40	-24,34	-21,45	-17,85	-13,87	-9,69	-5,36	-0,80

Grafic sectiune paleta la  $r = 0,75$

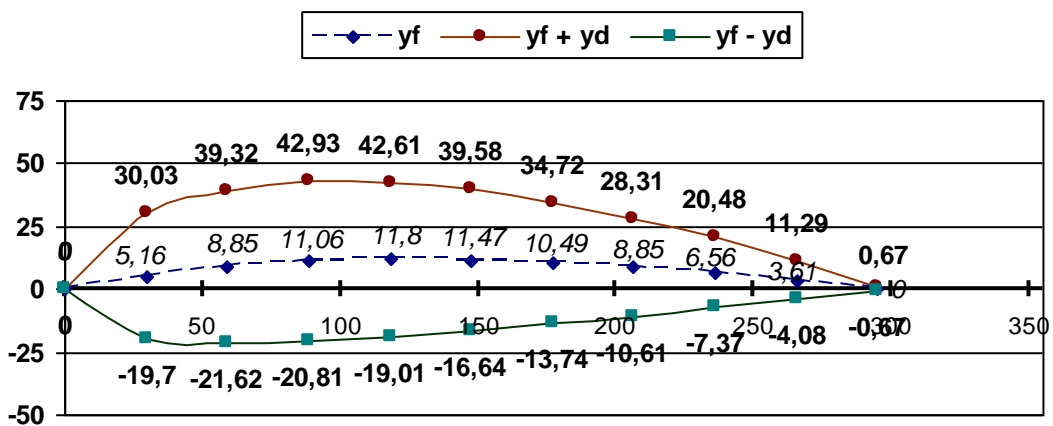


Cap. 9. PROIECTAREA TURBINEI H2500

Varianta 1.4. $r = 1$ ; $l = 295$ ; $d/l = 0,216$										
x =	0,1·l	0,2·l	0,3·l	0,4·l	0,5·l	0,6·l	0,7·l	0,8·l	0,9·l	l
$\frac{y_d}{l} (+)$	0,0843	0,1033	0,1080	0,1045	0,0953	0,0821	0,0660	0,0472	0,0261	0,0023
$\frac{y_d}{l} (-)$	-0,0843	-0,1033	-0,1080	-0,1045	-0,0953	-0,0821	-0,0660	-0,0472	-0,0261	-0,0023
$r_a / l$	0,0514									
$r_f / l$	0,0049									
$\frac{y_f}{l}$	0,0175	0,03	0,0375	0,04	0,0389	0,0356	0,0300	0,0222	0,0122	0
extrados	0,1018	0,1333	0,1455	0,1445	0,1342	0,1177	0,0960	0,0694	0,0383	0,0023
intrados	-0,0668	-0,0733	-0,0705	-0,0645	-0,0564	-0,0466	-0,0360	-0,0250	-0,0138	-0,0023

Varianta 1.4. $r = 1$ ; $l = 295$ ; $d = 64$										
x =	0,1·l	0,2·l	0,3·l	0,4·l	0,5·l	0,6·l	0,7·l	0,8·l	0,9·l	l
x	29,5	59	88,5	118	147,5	177	206,5	236	265,5	295
$y_d (+)$	24,87	30,47	31,87	30,81	28,11	24,23	19,46	13,93	7,69	0,67
$y_d (-)$	-24,87	-30,47	-31,87	-30,81	-28,11	-24,23	-19,46	-13,93	-7,69	-0,67
$r_a$	15,17									
$r_f$	1,45									
$y_f$	5,16	8,85	11,06	11,80	11,47	10,49	8,85	6,56	3,61	0,00
extrados	30,03	39,32	42,93	42,61	39,58	34,72	28,31	20,48	11,29	0,67
intrados	-19,70	-21,62	-20,81	-19,01	-16,64	-13,74	-10,61	-7,37	-4,08	-0,67

Grafic sectiune paleta la  $r = 1$

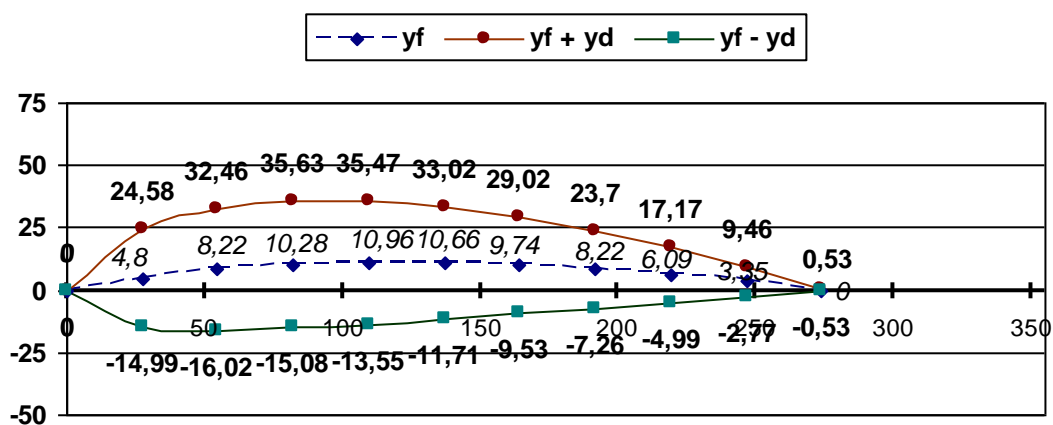


#### 9.4. Calculul profilului paletelor turbinei H2500

Varianta 1.5. $r = 1,25$ ; $l = 274$ ; $d/l = 0,185$										
x =	0,1·l	0,2·l	0,3·l	0,4·l	0,5·l	0,6·l	0,7·l	0,81·l	0,9·l	l
$\frac{y_d}{l} (+)$	0,0722	0,0885	0,0925	0,0895	0,0816	0,0704	0,0565	0,0404	0,0223	0,0019
$\frac{y_d}{l} (-)$	-0,0722	-0,0885	-0,0925	-0,0895	-0,0816	-0,0704	-0,0565	-0,0404	-0,0223	-0,0019
$r_a / l$	0,0377									
$r_f / l$	0,0036									
$\frac{y_f}{l}$	0,0175	0,03	0,0375	0,04	0,0389	0,0356	0,0300	0,0222	0,0122	0
extrados	0,0897	0,1185	0,1300	0,1295	0,1205	0,1059	0,0865	0,0627	0,0345	0,0019
intrados	-0,0547	-0,0585	-0,0550	-0,0495	-0,0427	-0,0348	-0,0265	-0,0182	-0,0101	-0,0019

Varianta 1.5. $r = 1,25$ ; $l = 274$ ; $d = 50$										
x =	0,1·l	0,2·l	0,3·l	0,4·l	0,5·l	0,6·l	0,7·l	0,81·l	0,9·l	l
x	27,4	54,8	82,2	109,6	137	164,4	191,8	219,2	246,6	274
$y_d (+)$	19,78	24,24	25,35	24,51	22,36	19,28	15,48	11,08	6,12	0,53
$y_d (-)$	-19,78	-24,24	-25,35	-24,51	-22,36	-19,28	-15,48	-11,08	-6,12	-0,53
$r_a$	10,33									
$r_f$	0,98									
$y_f$	4,80	8,22	10,28	10,96	10,66	9,74	8,22	6,09	3,35	0,00
extrados	24,58	32,46	35,63	35,47	33,02	29,02	23,70	17,17	9,46	0,53
intrados	-14,99	-16,02	-15,08	-13,55	-11,71	-9,53	-7,26	-4,99	-2,77	-0,53

Grafic sectiune paleta la  $r = 1,25$

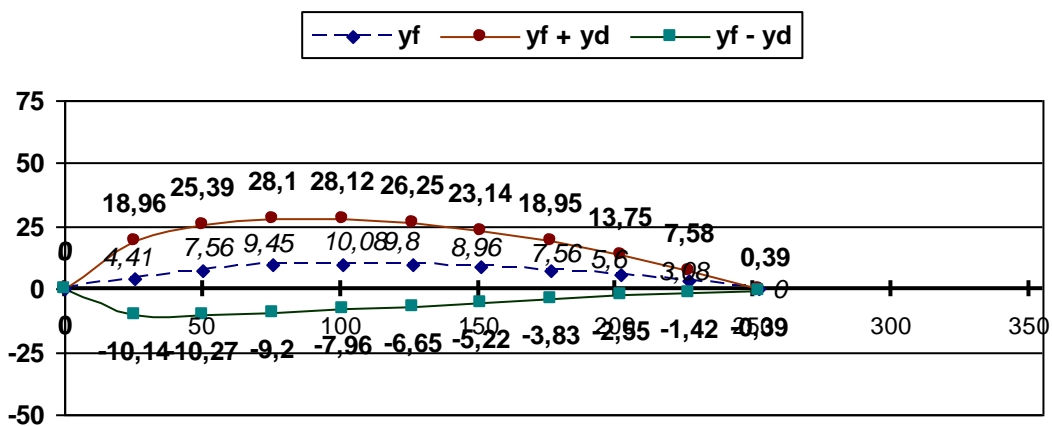


Cap. 9. PROIECTAREA TURBINEI H2500

Varianta 1.6. $r = 1,5$ ; $l = 252$ ; $d/l = 0,148$										
x =	0,1·l	0,2·l	0,3·l	0,4·l	0,5·l	0,6·l	0,7·l	0,8·l	0,9·l	l
$\frac{y_d}{l} (+)$	0,0578	0,0708	0,0740	0,0716	0,0653	0,0563	0,0452	0,0324	0,0179	0,0016
$\frac{y_d}{l} (-)$	-0,0578	-0,0708	-0,0740	-0,0716	-0,0653	-0,0563	-0,0452	-0,0324	-0,0179	-0,0016
$r_a / l$	0,0241									
$r_f / l$	0,0023									
$\frac{y_f}{l}$	0,0175	0,03	0,0375	0,04	0,0389	0,0356	0,0300	0,0222	0,0122	0
extrados	0,0753	0,1008	0,1115	0,1116	0,1042	0,0918	0,0752	0,0546	0,0301	0,0016
intrados	-0,0403	-0,0408	-0,0365	-0,0316	-0,0264	-0,0207	-0,0152	-0,0101	-0,0056	-0,0016

Varianta 1.6. $r = 1,5$ ; $l = 252$ ; $d = 37$										
x =	0,1·l	0,2·l	0,3·l	0,4·l	0,5·l	0,6·l	0,7·l	0,8·l	0,9·l	l
x	25,2	50,4	75,6	100,8	126	151,2	176,4	201,6	226,8	252
$y_d (+)$	14,55	17,83	18,65	18,04	16,45	14,18	11,39	8,15	4,50	0,39
$y_d (-)$	-14,55	-17,83	-18,65	-18,04	-16,45	-14,18	-11,39	-8,15	-4,50	-0,39
$r_a$	6,08									
$r_f$	0,58									
$y_f$	4,41	7,56	9,45	10,08	9,80	8,96	7,56	5,60	3,08	0,00
extrados	18,96	25,39	28,10	28,12	26,25	23,14	18,95	13,75	7,58	0,39
intrados	-10,14	-10,27	-9,20	-7,96	-6,65	-5,22	-3,83	-2,55	-1,42	-0,39

Grafic sectiune paleta la  $r = 1,5$

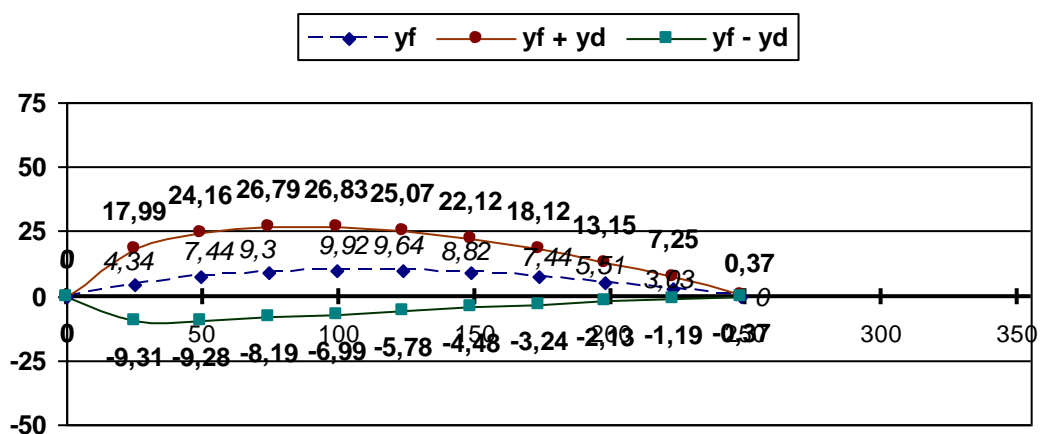


#### 9.4. Calculul profilului paletelor turbinei H2500

Varianta 1.7. $r = 1,55$ ; $l = 248$ ; $d/l = 0,141$										
x =	0,1·l	0,2·l	0,3·l	0,4·l	0,5·l	0,6·l	0,7·l	0,8·l	0,9·l	l
$\frac{y_d}{l} (+)$	0,0550	0,0674	0,0705	0,0682	0,0622	0,0536	0,0431	0,0308	0,0170	0,0015
$\frac{y_d}{l} (-)$	-0,0550	-0,0674	-0,0705	-0,0682	-0,0622	-0,0536	-0,0431	-0,0308	-0,0170	-0,0015
$r_a / l$	0,0219									
$r_f / l$	0,0021									
$\frac{y_f}{l}$	0,0175	0,03	0,0375	0,04	0,0389	0,0356	0,0300	0,0222	0,0122	0
extrados	0,0725	0,0974	0,1080	0,1082	0,1011	0,0892	0,0731	0,0530	0,0292	0,0015
intrados	-0,0375	-0,0374	-0,0330	-0,0282	-0,0233	-0,0181	-0,0131	-0,0086	-0,0048	-0,0015

Varianta 1.7. $r = 1,55$ ; $l = 248$ ; $d = 35$										
x =	0,1·l	0,2·l	0,3·l	0,4·l	0,5·l	0,6·l	0,7·l	0,8·l	0,9·l	l
x	24,8	49,6	74,4	99,2	124	148,8	173,6	198,4	223,2	248
$y_d (+)$	13,65	16,72	17,49	16,91	15,43	13,30	10,68	7,64	4,22	0,37
$y_d (-)$	-13,65	-16,72	-17,49	-16,91	-15,43	-13,30	-10,68	-7,64	-4,22	-0,37
$r_a$	5,43									
$r_f$	0,52									
$y_f$	4,34	7,44	9,30	9,92	9,64	8,82	7,44	5,51	3,03	0,00
extrados	17,99	24,16	26,79	26,83	25,07	22,12	18,12	13,15	7,25	0,37
intrados	-9,31	-9,28	-8,19	-6,99	-5,78	-4,48	-3,24	-2,13	-1,19	-0,37

Grafic sectiune paleta la  $r = 1,55$



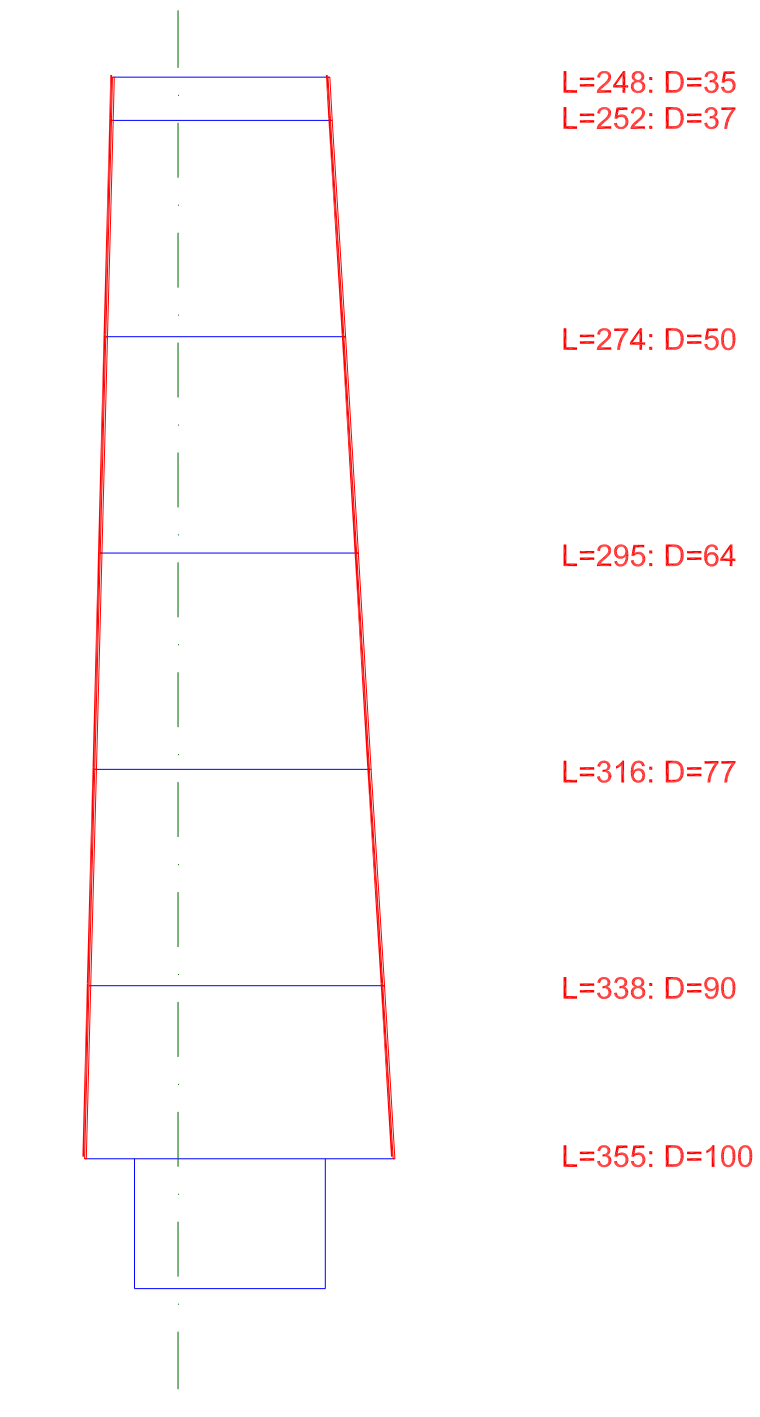


Figura nr. 9.4.

#### 9.4. Calculul profilului paletelor turbinei H2500

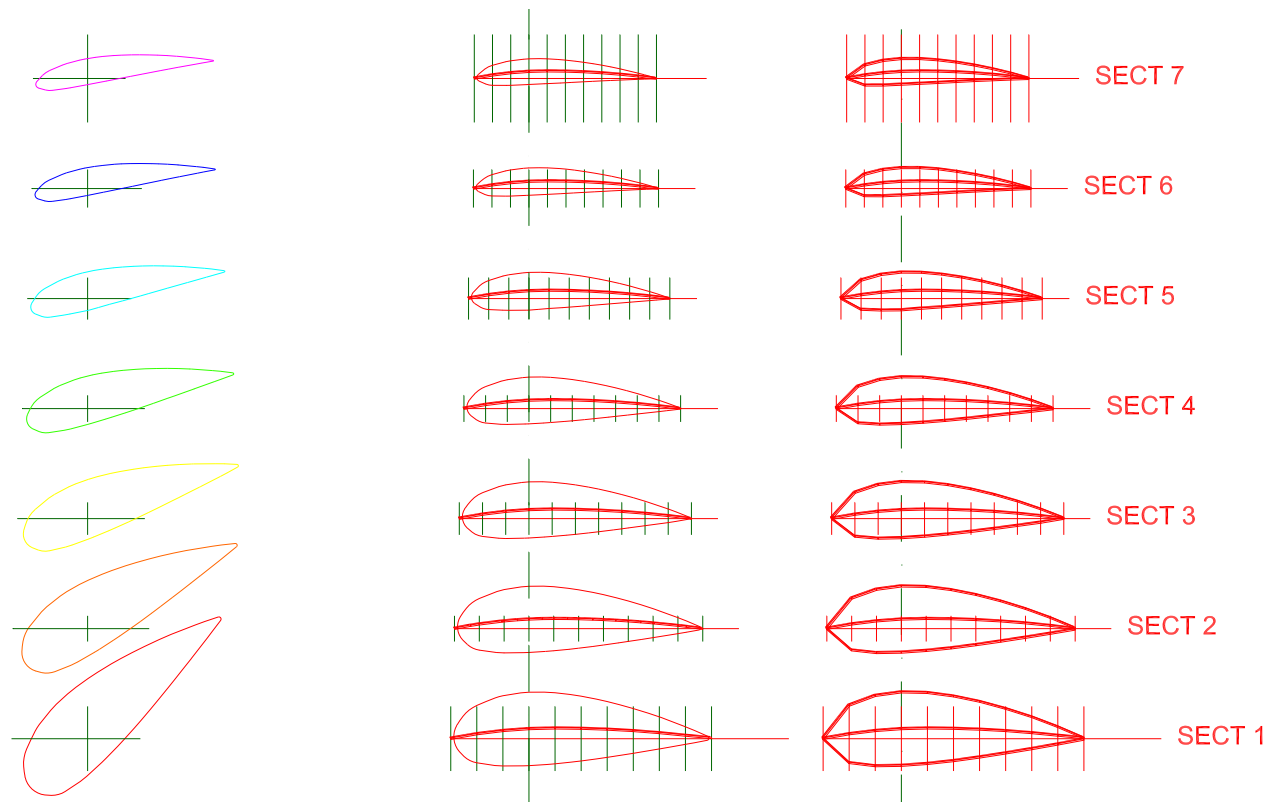


Figura nr. 9.5.



Cele trei desene prezentate anterior concretizează elementele de calcul materializate prin cele șapte variante studiate – primul desen reprezintă configurația paletei turbinei unde au fost definite poziția secțiunilor funcție de rază, coarda profilului paletei pentru fiecare secțiune calculată în parte ( $L$ ), respectiv grosimea paletei ( $D$ ), cu valorile corespondente fiecărei coarde corespondente.

Al doilea desen reprezintă rezultatul analitic al celor șapte secțiuni prin paletă, configurate în ordine descrescătoare de la butuc spre periferie; secțiunile sunt configurate pe o axă comună poziționată la  $0,3 \cdot l$ , respectând valorile numerice calculate. Prin culori diferite s-au reprezentat cele șapte secțiuni, poziționate separat, după valoarea unghiului de instalare.

Figura de mai jos reprezintă suprapunerea celor șapte secțiuni de profile calculate anterior, care sunt poziționate în raport cu axa comună, având înclinațiile în raport cu coarda profilului după unghiul de instalare  $\beta_{inst}$ , calculat prin metode analitice, ținând seama de metodologia de calcul aplicată în CCAE-UPT.

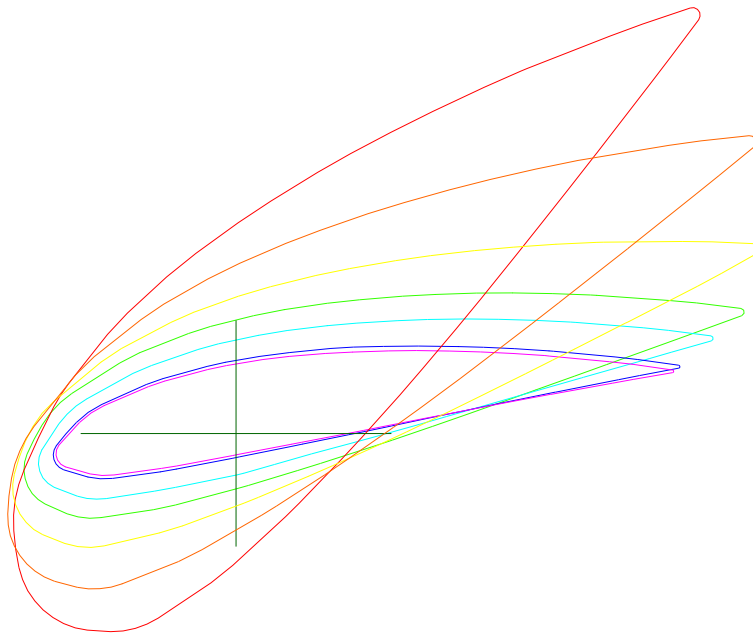


Figura nr. 9.6.

## 9.5. Concluzii la capitolul 9

---

### 9.5. Concluzii la capitolul 9

Capitolul de față sintetizează într-un mod foarte concentrat studiul privind documentarea în raport cu agregatele de mică putere existente pe piață în momentul actual, prezentându-se câteva modele existente. S-a urmărit prin această documentare soluțiile tehnice care prin utilizarea unor optimizări originale pot fi folosite în cadrul unor sisteme energetice complexe.

**Subcapitolul 9.1.** prezintă o documentare care a fost făcută pentru analiza construcției agregatului cu ax orizontal. Au fost comparate acele date care prezintă interes pentru elaborarea ansamblului tehnic pentru turbina H2500, ajungându-se la următoarele concluzii:

➤ datele prezentate au fost considerate globale, având în vedere faptul că ele depind în realitate de factorii locali.

➤ pentru calculul energiei produse  $E$  (kWh/m<sup>2</sup>/an) au avut importanță erorile în aprecierea vitezei medii anuale a vântului, rezultând un indicator specific „ore echivalente de utilizare a puterii instalate”; concluzia este că producția de energie depinde de amplasament.

➤ dependența diametrului turbinei, a masei specifice rotorului și vitezei periferice la vârful paletelor de puterea instalată (nominală), ne-a condus la rezultate dispersate care indică metodologia de calcul neconsolidată; această situație motivează orientarea tezei spre câteva clarificări în acest domeniu, respectiv vitezele periferice, masele specifice ale rotoarelor și soliditatea paletajului adecvat acestor tipuri de turbină.

Soluțiile tehnice pot fi create prin condiții noi obținute prin utilizarea unor optimizări originale, elaborate în cadrul Centrului de Cercetare pentru Aeroenergetică din U.P.T.

**Subcapitolul 9.2.** urmărește obținerea prin proiectare a unui agregat cu dimensiuni și mase reduse care să aibă costuri de fabricație și de întreținere cât mai mici, urmărindu-se îndeplinirea unor cerințe:

- optimizarea componentei turbinei și interschimbabilitatea reperelor;
- corelarea performanțelor turbinei cu cele ale generatorului electric prin impunerea unei turații cu un domeniu de funcționare acceptat ( $n = 40...250$  rpm).

**Obs.:** S-a ținut cont de posibilitățile de exploatare ale ansamblului turbină-generator, respectiv cuplarea la rețeaua electrică, sau funcționare insulară (cu stocare în baterii de acumulare sau în paralel cu alte surse de energie).

S-au prezentat două modele de turbină cu ax orizontal, unul cu pivotare parțială, celălalt cu pivotare totală, pentru care s-au reprezentat elemente de proiectare configurative (desen de ansamblu, tabel de componentă, evaluare gabarit), urmând ca datele obținute să fie utilizate pentru evaluarea de mase și costuri, respectiv performanțe energetice. Sintetizând cele două scheme s-a făcut o analiză privind posibilitățile tehnice de realizare ale agregatului aeroelectric, care trebuie să funcționeze în condițiile impuse de generatorul electric.

#### **Subcapitolul 9.3.**

Proiectarea paletajului turbinei cu ax orizontal a presupus un studiu privind constrângerile impuse de comparația cu turbina verticală privind domeniul de rapidități ale turbinei ( $\lambda_0$ ), aria expusă ( $S$ ), soliditatea turbinei. Din aceste constrângeri au rezultat diametrul paletajului, numărul paletelor turbinei, diametrul interior al paletajului, pentru varianta comparată; paleta rezultată a fost configurată în funcție de viteza periferică maximă limitată din considerente de zgomot.

Evaluarea puterii care poate fi valorificată de turbină la o viteză de vânt dată se face în mod curent cu ajutorul modelului Betz (prezentat în capitolele de

documentare). În cadrul tezei, pentru prima dată în literatură, în cadrul unui proiect, această evaluare s-a făcut cu o metodă nouă elaborată în cadrul C.C.A.E.; s-a demonstrat că prin modificarea gradului de reacție al turbinei pot fi obținute valori mai mari ale coeficientului teoretic de putere maxim, iar la proiectarea paletajului în aceste condiții se realizează căderi statice de presiune mult mai mari decât în condițiile restrictive ale modelului Betz.

Pornind de la configurația triunghiurilor de viteze pentru noul model de calcul s-a determinat puterea ( $P$ ), momentul ( $M$ ) și forța axială ( $F_a$ ) ale turbinei din ecuațiile fundamentale ale turbomașinilor axiale, rezultând și gradul de reacție al turbinei ( $\bar{R}$ ).

Posibilitățile au fost analizate în cursul proiectării paletei în condițiile unor avantaje oferite de turbina cu ax orizontal, care este destinată unor viteze de vânt și domenii de exploatare concret precizate. Condițiile cinematice și dinamice ale turbinei proiectate au fost legate de maximizarea puterii care se poate extrage din vânt. Au fost făcute comentarii, opțiuni, grafice și discuții privind parametrii importanți ai paletei turbinei pentru atingerea obiectivelor propuse.

În lucrare s-a urmărit realizarea unui grad de reacție foarte mare, în jurul valorii de 0,8, la care coeficientul de putere teoretic să poate ajunge la valori peste 0,8; folosind aceste orientări, în lucrare s-au analizat diferite variante de repartizare de-a lungul razei a mărimilor cinematice  $\bar{R}$ ,  $k_{v3}$ ,  $\lambda_r$  și  $v$ , obținându-se detaliile cinematice și geometrice pentru condiții ale maximizării puterii extrase din vânt; s-au obținut 16 variante de calcul, care au fost concretizate în mai multe sinteze.

Sintezele 1a și 1b oglindesc influența șirului de parametri utilizați pe baza modelului de calcul nou asupra coeficientului de putere realizabil. S-a observat că gradele de reacție mari sunt eficiente în obținerea de coeficienți de putere majorați, demonstrând că noua metodă de evaluare a posibilităților este justificată. Calculul s-a făcut pentru două viteze de vânt în domeniul de interes al turbinei studiate, viteze care influențează în mod direct puterea teoretică care poate fi extrasă din vânt.

Obs.: Pentru a se lărgi baza analizei, au fost rulate cu ajutorul programului întocmit, variante suplimentare pentru identificarea influenței gradului de reacție, urmărindu-se corespondența dintre  $C_{Pmax}$  și  $\bar{R}$  la parametrii constanți. Rezultatele obținute prin noua metodă ne conduc la concluzia principală că prin gradul de reacție majorat poate fi mărit coeficientul de putere.

Sintezele 2a și 2b prezintă graficele corespondente pentru variantele analizate referitoare la parametrul  $C_y \frac{l}{t} = f(r)$  pentru butuc și periferie rezultate din programul de calcul, în dependență de rază, care au permis fundamentarea modului de selectare a soluției considerate optime; în acest fel s-a analizat realizarea unor geometrii asociate studiului cinematic.

Sinteza 3 este o sinteză centralizată prin care s-a stabilit geometria paletei prin separarea celor trei termeni  $C_y$ ,  $l$ ,  $t$  din valoarea termenului ( $C_y l/t$ ) prin evaluarea lor în funcție de rază. În urma unei analize pe bază de motivație tehnică, economică și estetică s-a ales varianta finală. Soluția este urmată de calculul pentru alegerea numărului de palete, rapiditatea turbinei  $\lambda_0$  și soliditatea acesteia, respectiv încărcarea aerodinamică necesară a paletei pe fiecare tronson elementar de paletă corespunzător fiecărei secțiuni de calcul.

La alegerea profilelor care răspund cerințelor aerodinamice rezultate din calculul încărcării aerodinamice a paletei s-a apelat la cataloage de profile. S-a optat pentru o familie de profile ce intră în componența paletajului (profile NACA cu patru

## 9.5. Concluzii la capitolul 9

---

cifre), respectându-se monotonia geometriei paletei. S-a prezentat un calcul prin care s-a determinat geometria paletei precizată pentru fiecare secțiune de calcul ( $r$ ) prin codul profilului - NACA4424 și NACA4415, coarda profilului -  $l$ , unghiul de instalare -  $\beta_{inst}$  și poziția axei de instalare a profilului.

Pe baza acestor elemente și cunoscând cinematica triunghiului de viteze ( $v_{ax}$ ,  $v_t$ ,  $u$ ) s-a ales profilul (familia NACA xxxx), unghiul de instalare  $\beta_{inst}$ , grosimea profilului  $d/l$ , respectiv valorile coeficientului maxim de putere  $C_{Pmax}$  corespunzător punctului de funcționare optim al turbinei, necesar pentru confirmarea performanțelor energetice ale turbinei de vânt proiectate H2500. S-a prezentat și calculul randamentelor aerodinamice luând în considerare și calculul randamentelor mecanice, concretizate prin pierderile mecanice (de disc și în lagăr) ale turbinei.

Subcapitolul 9.3. sintetizează influența șirului de parametri utilizați în analizele respective pe baza modelului de calcul nou asupra coeficientului de putere realizabil, precum și familia de profile NACA xxxx, larg utilizate în construcția turbinelor de vânt, acceptându-se pentru analiză un coeficient de portanță ales, iar geometria paletei s-a stabilit în urma acestei analize.

### **Subcapitolul 9.4.**

Calculul profilului paletei s-a realizat prin determinarea conturului geometric al profilului aerodinamic, determinat pe cale analitică prin combinarea a două funcții matematice, respectiv funcția de schelet și funcția de grosime. Modelul prezentat a fost sintetizat prin șapte secțiuni de calcul care au configurat forma finală a paletei, ținându-se seama de comportarea profilului aerodinamic care a fost plasat într-un curent de aer, pe baza unui algoritm de calcul.

Studiul se încheie cu desenele ce concretizează elementele de calcul materializate prin cele șapte variante studiate, unde au fost definite poziția secțiunilor funcție de rază, coarda profilului paletei pentru fiecare secțiune în parte ( $l$ ), respectiv grosimea paletei și suprapunerea celor șapte secțiuni de profile calculate anterior, care au fost poziționate în raport cu o axă comună, având înclinațiile poziționate după unghiul de instalare calculat prin metode analitice specifice modelului de calcul aplicat în CCAE – UPT.

Varianta de turbină analizată este destinată pentru un domeniu de exploatare de 4 – 15 m/s, iar turația maximă impusă de generatorul electric este  $n = 250$  rpm,  $\omega = 26,2$  rad/s,  $u_R = 40$  m/s (maxim – din considerente de zgomot). Pentru comportarea dinamică a grupului de mașini au fost identificate curbele pentru momentul motor al turbinei și pentru momentul rezistent al generatorului electric, fiind utilizate pentru aceste analize programe existente în arhiva CCAE – UPT.

Aceste date vor fi utilizate pentru bilanțurile energetice ale agregatului H2500, care vor fi determinate printr-un model matematic folosit pentru evaluarea curbelor sistemului de valorificare energetică, și comparate cu evaluările energetice pentru agregatul V2500, prezentate în capitolul următor.

**ANEXA 1**  
-Variante de calcul turbina orizontală -

Varianta 1-1-1-1 $\lambda_0 = 2$ ; $\alpha_1 = 90^\circ$ ; $v_1 = 5$ m/s ; $u_R = 10$ m/s ; $k_{V_3} = 0,8$ ; $v_{ax3} \cong 4$ m/s ; $v_{axT} \cong 4,5$ m/s ; $k_{v_T} = 0,9$ ; $\bar{R} = 0,8$							
$r$ [m]	$r_b = 0,3$	0,5	0,75	1	1,25	1,5	$R = 1,55$
$\Delta r$	0,1	0,225	0,25	0,25	0,25	0,15	0,025
$v_1$	5	5	5	5	5	5	5
$v_{ax3} = k_{V_3} \cdot v_1$	4	4	4	4	4	4	4
$v_{axT} = \frac{v_1 + v_{ax3}}{2}$	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5
$\bar{R}$	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
$\Delta Q = v_{axT} \cdot \Delta S$ ; $\Delta S = 2\pi r \Delta r$	0,848	3,181	5,301	7,069	8,836	6,362	1,096
$Q = \sum \Delta Q$	32,692						
$u_r = u_R \frac{r}{R}$	1,935	3,226	4,839	6,452	8,065	9,677	10
$\lambda_r = \frac{u_r}{v_1}$	0,387	0,645	0,968	1,290	1,613	1,935	2
$k_t = -(1 - \bar{R}) + \sqrt{(1 - \bar{R})^2 + \frac{1 - k_{V_3}^2}{\lambda_r^2}}$	1,363	0,751	0,451	0,306	0,222	0,169	0,161
$v_{u3} = k_t \cdot \lambda_r \cdot v_1$	2,638	2,423	2,184	1,975	1,793	1,635	1,606
$w_1 = \sqrt{u_r^2 + v_1^2}$	5,362	5,950	6,958	8,162	9,489	10,893	11,180
$w_3 = \sqrt{(u_r + v_{u3})^2 + v_{ax3}^2}$	6,076	6,922	8,082	9,328	10,638	11,998	12,276
$w_\infty = \sqrt{\left(u_r + \frac{v_{u3}}{2}\right)^2 + v_{axT}^2}$	5,553	6,320	7,445	8,694	10,028	11,419	11,703
$v_3 = \sqrt{v_{ax3}^2 + v_{u3}^2}$	4,791	4,677	4,558	4,461	4,384	4,321	4,310
$\beta_1 = \arcsin \frac{v_1}{w_1}$	68,839	57,171	45,939	37,776	31,799	27,324	26,565
$\beta_3 = \arcsin \frac{v_{ax3}}{w_3}$	41,175	35,301	29,663	25,392	22,086	19,474	19,017
$\beta_\infty = \arcsin \frac{v_{axT}}{w_\infty}$	54,126	45,401	37,189	31,170	26,664	23,209	22,615
$\alpha_3 = \arctg \frac{v_{u3}}{v_{ax3}} + 90^\circ$	123,40	121,21	118,64	116,28	114,15	112,23	111,87

ANEXA 1

$\Delta p_{st} = \rho \frac{w_3^2 - w_1^2}{2}; \rho=1,225$	5,003	7,661	10,359	12,490	14,172	15,503	15,734
$\Delta p_d = \rho \frac{v_1^2 - v_3^2}{2};$	1,251	1,915	2,590	3,122	3,543	3,876	3,934
$\Delta p_t = \Delta p_{st} + \Delta p_d$	6,254	9,576	12,948	15,612	17,715	19,379	19,668
$\bar{R} = \frac{\Delta p_{st}}{\Delta p_t}$ (verificare)	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
$\Delta P_t = \Delta p_t \cdot \Delta Q$	5,30	30,46	68,64	110,35	156,52	123,28	21,55
$(P_t)_{total} = \sum \Delta P_t$	516,123						
$\Delta P_{t\text{mediu}} = \frac{(P_t)_{total}}{Q}$	15,787						
$C_{Pr} = \frac{\Delta P_t}{\rho \frac{v_1^3}{2} \Delta S}$	0,368	0,563	0,761	0,918	1,041	1,139	1,156
$C_{Ptotal} = \frac{(P_t)_{total}}{\rho \frac{v_1^3}{2} \pi R^2}$ R=1,55	0,893						
$C_y \frac{l}{t} = \frac{2v_{u3}}{w_\infty}$	0,950	0,767	0,587	0,454	0,358	0,286	0,274
$(C_y \cdot l)_{necesar} = \frac{4\pi}{z} \cdot \frac{v_{u3}}{w_\infty} \cdot r;$ r - variabil (0,3 → 1,55)	0,597	0,803	0,922	0,952	0,936	0,899	0,891

Cap. 9. PROIECTAREA TURBINEI H2500

Varianta 1-1-1-2 $\lambda_0 = 2 ; \alpha_1 = 90^\circ ; v_1 = 5 \text{ m/s} ; u_R = 10 \text{ m/s} ; k_{V_3} = 0,8 ;$ $v_{ax3} \cong \text{m/s} ; v_{axT} \cong \text{m/s} ; k_{v_T} = ; \bar{R} = 0,9$							
$r \text{ [m]}$	$r_b = 0,3$	0,5	0,75	1	1,25	1,5	$R = 1,55$
$\Delta r$	0,1	0,225	0,25	0,25	0,25	0,15	0,025
$v_1$	5	5	5	5	5	5	5
$v_{ax3} = k_{V_3} \cdot v_1$	4	4	4	4	4	4	4
$v_{axT} = \frac{v_1 + v_{ax3}}{2}$	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5
$\bar{R}$	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
$\Delta Q = v_{axT} \cdot \Delta S ; \Delta S = 2\pi r \Delta r$	0,848	3,181	5,301	7,069	8,836	6,362	1,096
$Q = \sum \Delta Q$	32,692						
$u_r = u_R \frac{r}{R}$	1,935	3,226	4,839	6,452	8,065	9,677	10
$\lambda_r = \frac{u_r}{v_1}$	0,387	0,645	0,968	1,290	1,613	1,935	2
$k_t = -(1 - \bar{R}) + \sqrt{(1 - \bar{R})^2 + \frac{1 - k_{V_3}^2}{\lambda_r^2}}$	1,453	0,835	0,528	0,376	0,285	0,226	0,216
$v_{u3} = k_t \cdot \lambda_r \cdot v_1$	2,813	2,695	2,555	2,423	2,300	2,184	2,162
$w_1 = \sqrt{u_r^2 + v_1^2}$	5,362	5,950	6,958	8,162	9,489	10,893	11,180
$w_3 = \sqrt{(u_r + v_{u3})^2 + v_{ax3}^2}$	6,208	7,145	8,406	9,735	11,110	12,518	12,803
$w_\infty = \sqrt{\left(u_r + \frac{v_{u3}}{2}\right)^2 + v_{axT}^2}$	5,605	6,416	7,593	8,887	10,255	11,672	11,960
$v_3 = \sqrt{v_{ax3}^2 + v_{u3}^2}$	4,890	4,823	4,746	4,677	4,614	4,558	4,547
$\beta_1 = \arcsin \frac{v_1}{w_1}$	68,839	57,171	45,939	37,776	31,799	27,324	26,565
$\beta_3 = \arcsin \frac{v_{ax3}}{w_3}$	40,112	34,044	28,414	24,261	21,103	18,635	18,205
$\beta_\infty = \arcsin \frac{v_{axT}}{w_\infty}$	53,401	44,538	36,344	30,422	26,029	22,677	22,102
$\alpha_3 = \arctg \frac{v_{u3}}{v_{ax3}} + 90^\circ$	125,11	123,97	122,57	121,21	119,90	118,64	118,39
$\Delta p_{st} = \rho \frac{w_3^2 - w_1^2}{2} ; \rho = 1,225$	6,002	9,584	13,630	17,238	20,450	23,307	23,839

ANEXA 1

$\Delta p_d = \rho \frac{v_1^2 - v_3^2}{2};$	0,667	1,065	1,514	1,915	2,272	2,590	2,649
$\Delta p_t = \Delta p_{st} + \Delta p_d$	6,669	10,648	15,144	19,153	22,722	25,897	26,488
$\bar{R} = \frac{\Delta p_{st}}{\Delta p_t}$ (verificare)	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
$\Delta P_t = \Delta p_t \cdot \Delta Q$	5,66	33,87	80,28	135,38	200,77	164,75	29,02
$(P_t)_{total} = \sum \Delta P_t$	649,733						
$\Delta P_{t_{mediu}} = \frac{(P_t)_{total}}{Q}$	19,874						
$C_{Pr} = \frac{\Delta P_t}{\rho \frac{v_1^3}{2} \Delta S}$	0,392	0,626	0,890	1,126	1,336	1,522	1,557
$C_{P_{total}} = \frac{(P_t)_{total}}{\rho \frac{v_1^3}{2} \pi R^2}$ R=1,55	1,124						
$C_y \frac{l}{t} = \frac{2v_{u3}}{w_\infty}$	1,004	0,840	0,673	0,545	0,449	0,374	0,362
$(C_y \cdot l)_{necesar} = \frac{4\pi}{z} \cdot \frac{v_{u3}}{w_\infty} \cdot r;$ r - variabil (0,3 → 1,55)	0,631	0,880	1,057	1,142	1,174	1,176	1,174



Cap. 9. PROIECTAREA TURBINEI H2500

Varianta 1-1-2-1 $\lambda_0 = 2 ; \alpha_1 = 90^\circ ; v_1 = 5 \text{ m/s} ; u_R = 10 \text{ m/s} ; k_{V_3} = 0,9 ;$ $v_{ax3} \cong \text{m/s} ; v_{axT} \cong \text{m/s} ; k_{v_T} = ; \bar{R} = 0,8$							
$r \text{ [m]}$	$r_b = 0,3$	0,5	0,75	1	1,25	1,5	$R = 1,55$
$\Delta r$	0,1	0,225	0,25	0,25	0,25	0,15	0,025
$v_1$	5	5	5	5	5	5	5
$v_{ax3} = k_{V_3} \cdot v_1$	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5
$v_{axT} = \frac{v_1 + v_{ax3}}{2}$	4,75	4,75	4,75	4,75	4,75	4,75	4,75
$\bar{R}$	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
$\Delta Q = v_{axT} \cdot \Delta S ; \Delta S = 2\pi r \Delta r$	0,895	3,358	5,596	7,461	9,327	6,715	1,156
$Q = \sum \Delta Q$	34,508						
$u_r = u_R \frac{r}{R}$	1,935	3,226	4,839	6,452	8,065	9,677	10
$\lambda_r = \frac{u_r}{v_1}$	0,387	0,645	0,968	1,290	1,613	1,935	2
$k_t = -(1 - \bar{R}) + \sqrt{(1 - \bar{R})^2 + \frac{1 - k_{V_3}^2}{\lambda_r^2}}$	0,944	0,505	0,293	0,193	0,136	0,101	0,096
$v_{u3} = k_t \cdot \lambda_r \cdot v_1$	1,826	1,628	1,417	1,242	1,098	0,979	0,958
$w_1 = \sqrt{u_r^2 + v_1^2}$	5,362	5,950	6,958	8,162	9,489	10,893	11,180
$w_3 = \sqrt{(u_r + v_{u3})^2 + v_{ax3}^2}$	5,865	6,619	7,706	8,913	10,208	11,568	11,846
$w_\infty = \sqrt{\left(u_r + \frac{v_{u3}}{2}\right)^2 + v_{axT}^2}$	5,539	6,236	7,303	8,520	9,837	11,222	11,505
$v_3 = \sqrt{v_{ax3}^2 + v_{u3}^2}$	4,857	4,785	4,718	4,668	4,632	4,605	4,601
$\beta_1 = \arcsin \frac{v_1}{w_1}$	68,839	57,171	45,939	37,776	31,799	27,324	26,565
$\beta_3 = \arcsin \frac{v_{ax3}}{w_3}$	50,105	42,835	35,730	30,322	26,156	22,893	22,326
$\beta_\infty = \arcsin \frac{v_{axT}}{w_\infty}$	59,048	49,620	40,573	33,885	28,874	25,042	24,384
$\alpha_3 = \arctg \frac{v_{u3}}{v_{ax3}} + 90^\circ$	112,09	109,89	107,48	105,43	103,72	102,28	102,02
$\Delta p_{st} = \rho \frac{w_3^2 - w_1^2}{2} ; \rho = 1,225$	3,464	5,146	6,719	7,855	8,681	9,288	9,389

ANEXA 1

$\Delta p_d = \rho \frac{v_1^2 - v_3^2}{2};$	0,866	1,286	1,680	1,964	2,170	2,322	2,347
$\Delta p_t = \Delta p_{st} + \Delta p_d$	4,330	6,432	8,399	9,819	10,852	11,610	11,736
$\bar{R} = \frac{\Delta p_{st}}{\Delta p_t}$ (verificare)	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
$\Delta P_t = \Delta p_t \cdot \Delta Q$	3,88	21,60	47,00	73,26	101,21	77,96	13,57
$(P_t)_{total} = \sum \Delta P_t$	338,480						
$\Delta P_{t_{mediu}} = \frac{(P_t)_{total}}{Q}$	9,809						
$C_{Pr} = \frac{\Delta P_t}{\rho \frac{v_1^3}{2} \Delta S}$	0,269	0,399	0,521	0,609	0,673	0,720	0,728
$C_{Ptotal} = \frac{(P_t)_{total}}{\rho \frac{v_1^3}{2} \pi R^2}$ R=1,55	0,586						
$C_y \frac{l}{t} = \frac{2v_{u3}}{w_\infty}$	0,660	0,522	0,388	0,292	0,223	0,175	0,167
$(C_y \cdot l)_{necesar} = \frac{4\pi}{z} \cdot \frac{v_{u3}}{w_\infty} \cdot r;$ r - variabil (0,3 → 1,55)	0,414	0,547	0,610	0,611	0,585	0,548	0,541

Cap. 9. PROIECTAREA TURBINEI H2500

Varianta 1-1-2-2 $\lambda_0 = 2 ; \alpha_1 = 90^\circ ; v_1 = 5 \text{ m/s} ; u_R = 10 \text{ m/s} ; k_{V_3} = 0,9 ;$ $v_{ax3} \cong \text{m/s} ; v_{axT} \cong \text{m/s} ; k_{v_T} = ; \bar{R} = 0,9$							
r [m]	$r_b = 0,3$	0,5	0,75	1	1,25	1,5	R = 1,55
$\Delta r$	0,1	0,225	0,25	0,25	0,25	0,15	0,025
$v_1$	5	5	5	5	5	5	5
$v_{ax3} = k_{V_3} \cdot v_1$	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5
$v_{axT} = \frac{v_1 + v_{ax3}}{2}$	4,75	4,75	4,75	4,75	4,75	4,75	4,75
$\bar{R}$	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
$\Delta Q = v_{axT} \cdot \Delta S ; \Delta S = 2\pi r \Delta r$	0,895	3,358	5,596	7,461	9,327	6,715	1,156
$Q = \sum \Delta Q$	34,508						
$u_r = u_R \frac{r}{R}$	1,935	3,226	4,839	6,452	8,065	9,677	10
$\lambda_r = \frac{u_r}{v_1}$	0,387	0,645	0,968	1,290	1,613	1,935	2
$k_t = -(1 - \bar{R}) + \sqrt{(1 - \bar{R})^2 + \frac{1 - k_{V_3}^2}{\lambda_r^2}}$	1,030	0,583	0,361	0,252	0,188	0,146	0,140
$v_{u3} = k_t \cdot \lambda_r \cdot v_1$	1,994	1,881	1,749	1,628	1,517	1,417	1,398
$w_1 = \sqrt{u_r^2 + v_1^2}$	5,362	5,950	6,958	8,162	9,489	10,893	11,180
$w_3 = \sqrt{(u_r + v_{u3})^2 + v_{ax3}^2}$	5,974	6,806	7,978	9,248	10,586	11,972	12,254
$w_\infty = \sqrt{\left(u_r + \frac{v_{u3}}{2}\right)^2 + v_{axT}^2}$	5,582	6,318	7,430	8,680	10,021	11,421	11,706
$v_3 = \sqrt{v_{ax3}^2 + v_{u3}^2}$	4,922	4,877	4,828	4,785	4,749	4,718	4,712
$\beta_1 = \arcsin \frac{v_1}{w_1}$	68,839	57,171	45,939	37,776	31,799	27,324	26,565
$\beta_3 = \arcsin \frac{v_{ax3}}{w_3}$	48,868	41,388	34,338	29,117	25,156	22,078	21,545
$\beta_\infty = \arcsin \frac{v_{axT}}{w_\infty}$	58,308	48,747	39,741	33,176	28,296	24,577	23,940
$\alpha_3 = \arctg \frac{v_{u3}}{v_{ax3}} + 90^\circ$	113,90	112,68	111,24	109,89	108,63	107,48	107,26
$\Delta p_{st} = \rho \frac{w_3^2 - w_1^2}{2} ; \rho = 1,225$	4,256	6,688	9,328	11,578	13,492	15,117	15,412

ANEXA 1

$\Delta p_d = \rho \frac{v_1^2 - v_3^2}{2};$	0,473	0,743	1,036	1,286	1,499	1,680	1,712
$\Delta p_t = \Delta p_{st} + \Delta p_d$	4,729	7,431	10,365	12,865	14,991	16,797	17,124
$\bar{R} = \frac{\Delta p_{st}}{\Delta p_t}$ (verificare)	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
$\Delta P_t = \Delta p_t \cdot \Delta Q$	4,23	24,95	58,00	95,99	139,81	112,80	19,80
$(P_t)_{total} = \sum \Delta P_t$	455,586						
$\Delta P_{t_{mediu}} = \frac{(P_t)_{total}}{Q}$	13,202						
$C_{Pr} = \frac{\Delta P_t}{\rho \frac{v_1^3}{2} \Delta S}$	0,293	0,461	0,643	0,798	0,930	1,042	1,062
$C_{P_{total}} = \frac{(P_t)_{total}}{\rho \frac{v_1^3}{2} \pi R^2};$ $R=1,55$	0,788						
$C_y \frac{l}{t} = \frac{2v_{u3}}{w_\infty}$	0,715	0,595	0,471	0,375	0,303	0,248	0,239
$(C_y \cdot l)_{necesar} = \frac{4\pi}{z} \cdot \frac{v_{u3}}{w_\infty} \cdot r;$ $r - \text{variabil } (0,3 \rightarrow 1,55)$	0,449	0,623	0,739	0,785	0,793	0,780	0,775

Cap. 9. PROIECTAREA TURBINEI H2500

Varianta 1-2-1-1 $\lambda_0 = 2 ; \alpha_1 = 90^\circ ; v_1 = 12 \text{ m/s} ; u_R = 24 \text{ m/s} ; k_{v_3} = 0,8 ;$ $v_{ax3} \cong \text{m/s} ; v_{axT} \cong \text{m/s} ; k_{v_T} = ; \bar{R} = 0,8$							
$r \text{ [m]}$	$r_b = 0,3$	0,5	0,75	1	1,25	1,5	$R = 1,55$
$\Delta r$	0,1	0,225	0,25	0,25	0,25	0,15	0,025
$v_1$	12	12	12	12	12	12	12
$v_{ax3} = k_{v_3} \cdot v_1$	9,6	9,6	9,6	9,6	9,6	9,6	9,6
$v_{axT} = \frac{v_1 + v_{ax3}}{2}$	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8
$\bar{R}$	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
$\Delta Q = v_{axT} \cdot \Delta S ; \Delta S = 2\pi r \Delta r$	2,036	7,634	12,723	16,965	21,206	15,268	2,630
$Q = \sum \Delta Q$	78,461						
$u_r = u_R \frac{r}{R}$	4,645	7,742	11,613	15,484	19,355	23,226	24
$\lambda_r = \frac{u_r}{v_1}$	0,387	0,645	0,968	1,290	1,613	1,935	2
$k_t = -(1 - \bar{R}) + \sqrt{(1 - \bar{R})^2 + \frac{1 - k_{v_3}^2}{\lambda_r^2}}$	1,363	0,751	0,451	0,306	0,222	0,169	0,161
$v_{u3} = k_t \cdot \lambda_r \cdot v_1$	6,331	5,816	5,243	4,741	4,304	3,923	3,853
$w_1 = \sqrt{u_r^2 + v_1^2}$	12,868	14,281	16,699	19,590	22,773	26,143	26,833
$w_3 = \sqrt{(u_r + v_{u3})^2 + v_{ax3}^2}$	14,582	16,613	19,398	22,388	25,532	28,796	29,461
$w_\infty = \sqrt{\left(u_r + \frac{v_{u3}}{2}\right)^2 + v_{axT}^2}$	13,328	15,168	17,868	20,867	24,066	27,405	28,086
$v_3 = \sqrt{v_{ax3}^2 + v_{u3}^2}$	11,499	11,224	10,938	10,707	10,521	10,371	10,344
$\beta_1 = \arcsin \frac{v_1}{w_1}$	68,839	57,171	45,939	37,776	31,799	27,324	26,565
$\beta_3 = \arcsin \frac{v_{ax3}}{w_3}$	41,175	35,301	29,663	25,392	22,086	19,474	19,017
$\beta_\infty = \arcsin \frac{v_{axT}}{w_\infty}$	54,126	45,401	37,189	31,170	26,664	23,209	22,615
$\alpha_3 = \arctg \frac{v_{u3}}{v_{ax3}} + 90^\circ$	123,40	121,21	118,64	116,28	114,15	112,23	111,87
$\Delta p_{st} = \rho \frac{w_3^2 - w_1^2}{2} ; \rho = 1,225$	28,819	44,128	59,666	71,940	81,631	89,298	90,630

ANEXA 1

$\Delta p_d = \rho \frac{v_1^2 - v_3^2}{2};$	7,205	11,032	14,916	17,985	20,408	22,325	22,658
$\Delta p_t = \Delta p_{st} + \Delta p_d$	36,023	55,160	74,582	89,925	102,038	111,623	113,288
$\bar{R} = \frac{\Delta p_{st}}{\Delta p_t}$ (verificare)	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
$\Delta P_t = \Delta p_t \cdot \Delta Q$	73,33	421,10	948,95	1525,55	2163,80	1704,27	297,89
$(P_t)_{total} = \sum \Delta P_t$	7134,881						
$\Delta P_{t_{mediu}} = \frac{(P_t)_{total}}{Q}$	90,935						
$C_{Pr} = \frac{\Delta P_t}{\rho \frac{v_1^3}{2} \Delta S}$	0,368	0,563	0,761	0,918	1,041	1,139	1,156
$C_{Ptotal} = \frac{(P_t)_{total}}{\rho \frac{v_1^3}{2} \pi R^2}$ R=1,55	0,893						
$C_y \frac{l}{t} = \frac{2v_{u3}}{w_\infty}$	0,950	0,767	0,587	0,454	0,358	0,286	0,274
$(C_y \cdot l)_{necesar} = \frac{4\pi}{z} \cdot \frac{v_{u3}}{w_\infty} \cdot r;$ r - variabil (0,3 → 1,55)	0,597	0,803	0,922	0,952	0,936	0,899	0,891

Cap. 9. PROIECTAREA TURBINEI H2500

Varianta 1-2-1-2 $\lambda_0 = 2 ; \alpha_1 = 90^\circ ; v_1 = 12 \text{ m/s} ; u_R = 24 \text{ m/s} ; k_{v_3} = 0,8 ;$ $v_{ax3} \cong \text{m/s} ; v_{axT} \cong \text{m/s} ; k_{v_T} = ; \bar{R} = 0,9$							
$r \text{ [m]}$	$r_b = 0,3$	0,5	0,75	1	1,25	1,5	$R = 1,55$
$\Delta r$	0,1	0,225	0,25	0,25	0,25	0,15	0,025
$v_1$	12	12	12	12	12	12	12
$v_{ax3} = k_{v_3} \cdot v_1$	9,6	9,6	9,6	9,6	9,6	9,6	9,6
$v_{axT} = \frac{v_1 + v_{ax3}}{2}$	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8
$\bar{R}$	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
$\Delta Q = v_{axT} \cdot \Delta S ; \Delta S = 2\pi r \Delta r$	2,036	7,634	12,723	16,965	21,206	15,268	2,630
$Q = \sum \Delta Q$	78,461						
$u_r = u_R \frac{r}{R}$	4,645	7,742	11,613	15,484	19,355	23,226	24
$\lambda_r = \frac{u_r}{v_1}$	0,387	0,645	0,968	1,290	1,613	1,935	2
$k_t = -(1 - \bar{R}) + \sqrt{(1 - \bar{R})^2 + \frac{1 - k_{v_3}^2}{\lambda_r^2}}$	1,453	0,835	0,528	0,376	0,285	0,226	0,216
$v_{u3} = k_t \cdot \lambda_r \cdot v_1$	6,750	6,467	6,132	5,816	5,520	5,243	5,189
$w_1 = \sqrt{u_r^2 + v_1^2}$	12,868	14,281	16,699	19,590	22,773	26,143	26,833
$w_3 = \sqrt{(u_r + v_{u3})^2 + v_{ax3}^2}$	14,900	17,148	20,175	23,364	26,663	30,044	30,728
$w_\infty = \sqrt{\left(u_r + \frac{v_{u3}}{2}\right)^2 + v_{axT}^2}$	13,452	15,398	18,224	21,329	24,611	28,013	28,704
$v_3 = \sqrt{v_{ax3}^2 + v_{u3}^2}$	11,736	11,575	11,391	11,224	11,074	10,938	10,913
$\beta_1 = \arcsin \frac{v_1}{w_1}$	68,839	57,171	45,939	37,776	31,799	27,324	26,565
$\beta_3 = \arcsin \frac{v_{ax3}}{w_3}$	40,112	34,044	28,414	24,261	21,103	18,635	18,205
$\beta_\infty = \arcsin \frac{v_{axT}}{w_\infty}$	53,401	44,538	36,344	30,422	26,029	22,677	22,102
$\alpha_3 = \arctg \frac{v_{u3}}{v_{ax3}} + 90^\circ$	125,11	123,97	122,57	121,21	119,90	118,64	118,39
$\Delta p_{st} = \rho \frac{w_3^2 - w_1^2}{2} ; \rho = 1,225$	34,571	55,202	78,506	99,289	117,792	134,248	137,313

ANEXA 1

$\Delta p_d = \rho \frac{v_1^2 - v_3^2}{2};$	3,841	6,134	8,723	11,032	13,088	14,916	15,257
$\Delta p_t = \Delta p_{st} + \Delta p_d$	38,412	61,335	87,229	110,321	130,880	149,165	152,570
$\bar{R} = \frac{\Delta p_{st}}{\Delta p_t}$ (verificare)	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
$\Delta P_t = \Delta p_t \cdot \Delta Q$	78,20	468,24	1109,86	1871,55	2775,42	2277,47	401,19
$(P_t)_{total} = \sum \Delta P_t$	8981,911						
$\Delta P_{t_{mediu}} = \frac{(P_t)_{total}}{Q}$	114,476						
$C_{Pr} = \frac{\Delta P_t}{\rho \frac{v_1^3}{2} \Delta S}$	0,392	0,626	0,890	1,126	1,336	1,522	1,557
$C_{Ptotal} = \frac{(P_t)_{total}}{\rho \frac{v_1^3}{2} \pi R^2}$ R=1,55	1,124						
$C_y \frac{l}{t} = \frac{2v_{u3}}{w_\infty}$	1,004	0,840	0,673	0,545	0,449	0,374	0,362
$(C_y \cdot l)_{necesar} = \frac{4\pi}{z} \cdot \frac{v_{u3}}{w_\infty} \cdot r;$ r - variabil (0,3 → 1,55)	0,631	0,880	1,057	1,142	1,174	1,176	1,174



Cap. 9. PROIECTAREA TURBINEI H2500

Varianta 1-2-2-1 $\lambda_0 = 2$ ; $\alpha_1 = 90^\circ$ ; $v_1 = 12$ m/s ; $u_R = 24$ m/s ; $k_{v_3} = 0,9$ ; $v_{ax3} \cong$ m/s ; $v_{axT} \cong$ m/s ; $k_{v_T} =$ ; $\bar{R} = 0,8$							
r [m]	$r_b = 0,3$	0,5	0,75	1	1,25	1,5	R = 1,55
$\Delta r$	0,1	0,225	0,25	0,25	0,25	0,15	0,025
$v_1$	12	12	12	12	12	12	12
$v_{ax3} = k_{v_3} \cdot v_1$	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8
$v_{axT} = \frac{v_1 + v_{ax3}}{2}$	11,4	11,4	11,4	11,4	11,4	11,4	11,4
$\bar{R}$	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
$\Delta Q = v_{axT} \cdot \Delta S$ ; $\Delta S = 2\pi r \Delta r$	2,149	8,058	13,430	17,907	22,384	16,116	2,776
$Q = \sum \Delta Q$	82,820						
$u_r = u_R \frac{r}{R}$	4,645	7,742	11,613	15,484	19,355	23,226	24
$\lambda_r = \frac{u_r}{v_1}$	0,387	0,645	0,968	1,290	1,613	1,935	2
$k_t = -(1 - \bar{R}) + \sqrt{(1 - \bar{R})^2 + \frac{1 - k_{v_3}^2}{\lambda_r^2}}$	0,944	0,505	0,293	0,193	0,136	0,101	0,096
$v_{u3} = k_t \cdot \lambda_r \cdot v_1$	4,384	3,907	3,401	2,982	2,636	2,350	2,299
$w_1 = \sqrt{u_r^2 + v_1^2}$	12,868	14,281	16,699	19,590	22,773	26,143	26,833
$w_3 = \sqrt{(u_r + v_{u3})^2 + v_{ax3}^2}$	14,077	15,885	18,494	21,392	24,500	27,763	28,430
$w_\infty = \sqrt{\left(u_r + \frac{v_{u3}}{2}\right)^2 + v_{axT}^2}$	13,293	14,965	17,527	20,448	23,608	26,933	27,613
$v_3 = \sqrt{v_{ax3}^2 + v_{u3}^2}$	11,656	11,485	11,323	11,204	11,117	11,053	11,042
$\beta_1 = \arcsin \frac{v_1}{w_1}$	68,839	57,171	45,939	37,776	31,799	27,324	26,565
$\beta_3 = \arcsin \frac{v_{ax3}}{w_3}$	50,105	42,835	35,730	30,322	26,156	22,893	22,326
$\beta_\infty = \arcsin \frac{v_{axT}}{w_\infty}$	59,048	49,620	40,573	33,885	28,874	25,042	24,384
$\alpha_3 = \arctg \frac{v_{u3}}{v_{ax3}} + 90^\circ$	112,09	109,89	107,48	105,43	103,72	102,28	102,02
$\Delta p_{st} = \rho \frac{w_3^2 - w_1^2}{2}$ ; $\rho = 1,225$	19,955	29,640	38,701	45,248	50,004	53,498	54,079

ANEXA 1

$\Delta p_d = \rho \frac{v_1^2 - v_3^2}{2};$	4,989	7,410	9,675	11,312	12,501	13,374	13,520
$\Delta p_t = \Delta p_{st} + \Delta p_d$	24,944	37,050	48,376	56,559	62,506	66,872	67,599
$\bar{R} = \frac{\Delta p_{st}}{\Delta p_t}$ (verificare)	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
$\Delta P_t = \Delta p_t \cdot \Delta Q$	53,60	298,56	649,70	1012,82	1399,11	1077,73	187,63
$(P_t)_{total} = \sum \Delta P_t$	4679,151						
$\Delta P_{t_{mediu}} = \frac{(P_t)_{total}}{Q}$	56,498						
$C_{Pr} = \frac{\Delta P_t}{\rho \frac{v_1^3}{2} \Delta S}$	0,269	0,399	0,521	0,609	0,673	0,720	0,728
$C_{Ptotal} = \frac{(P_t)_{total}}{\rho \frac{v_1^3}{2} \pi R^2}$ R=1,55	0,586						
$C_y \frac{l}{t} = \frac{2v_{u3}}{w_\infty}$	0,660	0,522	0,388	0,292	0,223	0,175	0,167
$(C_y \cdot l)_{necesar} = \frac{4\pi}{z} \cdot \frac{v_{u3}}{w_\infty} \cdot r;$ r - variabil (0,3 → 1,55)	0,414	0,547	0,610	0,611	0,585	0,548	0,541

Cap. 9. PROIECTAREA TURBINEI H2500

Varianta 1-2-2-2 $\lambda_0 = 2 ; \alpha_1 = 90^\circ ; v_1 = 12 \text{ m/s} ; u_R = 24 \text{ m/s} ; k_{v_3} = 0,9 ;$ $v_{ax3} \cong \text{m/s} ; v_{axT} \cong \text{m/s} ; k_{v_T} = ; \bar{R} = 0,9$							
$r \text{ [m]}$	$r_b = 0,3$	0,5	0,75	1	1,25	1,5	$R = 1,55$
$\Delta r$	0,1	0,225	0,25	0,25	0,25	0,15	0,025
$v_1$	12	12	12	12	12	12	12
$v_{ax3} = k_{v_3} \cdot v_1$	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8
$v_{axT} = \frac{v_1 + v_{ax3}}{2}$	11,4	11,4	11,4	11,4	11,4	11,4	11,4
$\bar{R}$	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
$\Delta Q = v_{axT} \cdot \Delta S ; \Delta S = 2\pi r \Delta r$	2,149	8,058	13,430	17,907	22,384	16,116	2,776
$Q = \sum \Delta Q$	82,820						
$u_r = u_R \frac{r}{R}$	4,645	7,742	11,613	15,484	19,355	23,226	24
$\lambda_r = \frac{u_r}{v_1}$	0,387	0,645	0,968	1,290	1,613	1,935	2
$k_t = -(1 - \bar{R}) + \sqrt{(1 - \bar{R})^2 + \frac{1 - k_{v_3}^2}{\lambda_r^2}}$	1,030	0,583	0,361	0,252	0,188	0,146	0,140
$v_{u3} = k_t \cdot \lambda_r \cdot v_1$	4,787	4,513	4,197	3,907	3,642	3,401	3,355
$w_1 = \sqrt{u_r^2 + v_1^2}$	12,868	14,281	16,699	19,590	22,773	26,143	26,833
$w_3 = \sqrt{(u_r + v_{u3})^2 + v_{ax3}^2}$	14,339	16,335	19,146	22,195	25,406	28,733	29,410
$w_\infty = \sqrt{\left(u_r + \frac{v_{u3}}{2}\right)^2 + v_{axT}^2}$	13,398	15,164	17,831	20,833	24,049	27,409	28,094
$v_3 = \sqrt{v_{ax3}^2 + v_{u3}^2}$	11,813	11,705	11,587	11,485	11,397	11,323	11,309
$\beta_1 = \arcsin \frac{v_1}{w_1}$	68,839	57,171	45,939	37,776	31,799	27,324	26,565
$\beta_3 = \arcsin \frac{v_{ax3}}{w_3}$	48,868	41,388	34,338	29,117	25,156	22,078	21,545
$\beta_\infty = \arcsin \frac{v_{axT}}{w_\infty}$	58,308	48,747	39,741	33,176	28,296	24,577	23,940
$\alpha_3 = \arctg \frac{v_{u3}}{v_{ax3}} + 90^\circ$	113,90	112,68	111,24	109,89	108,63	107,48	107,26
$\Delta p_{st} = \rho \frac{w_3^2 - w_1^2}{2} ; \rho = 1,225$	24,514	38,525	53,732	66,690	77,711	87,076	88,773

ANEXA 1

$\Delta p_d = \rho \frac{v_1^2 - v_3^2}{2};$	2,724	4,281	5,970	7,410	8,635	9,675	9,864
$\Delta p_t = \Delta p_{st} + \Delta p_d$	27,238	42,805	59,702	74,100	86,346	96,752	98,637
$\bar{R} = \frac{\Delta p_{st}}{\Delta p_t}$ (verificare)	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
$\Delta P_t = \Delta p_t \cdot \Delta Q$	58,53	344,93	801,82	1326,92	1932,75	1559,28	273,78
$(P_t)_{total} = \sum \Delta P_t$	6298,017						
$\Delta P_{t_{mediu}} = \frac{(P_t)_{total}}{Q}$	76,044						
$C_{Pr} = \frac{\Delta P_t}{\rho \frac{v_1^3}{2} \Delta S}$	0,293	0,461	0,643	0,798	0,930	1,042	1,062
$C_{Ptotal} = \frac{(P_t)_{total}}{\rho \frac{v_1^3}{2} \pi R^2}$ R=1,55	0,788						
$C_y \frac{l}{t} = \frac{2v_{u3}}{w_\infty}$	0,715	0,595	0,471	0,375	0,303	0,248	0,239
$(C_y \cdot l)_{necesar} = \frac{4\pi}{z} \cdot \frac{v_{u3}}{w_\infty} \cdot r;$ r - variabil (0,3 → 1,55)	0,449	0,623	0,739	0,785	0,793	0,780	0,775

Cap. 9. PROIECTAREA TURBINEI H2500

Varianta 2-1-1-1 $\lambda_0 = 3 ; \alpha_1 = 90^\circ ; v_1 = 5 \text{ m/s} ; u_R = 15 \text{ m/s} ; k_{v_3} = 0,8 ;$ $v_{ax3} \cong \text{m/s} ; v_{axT} \cong \text{m/s} ; k_{v_T} = ; \bar{R} = 0,8$							
$r \text{ [m]}$	$r_b = 0,3$	0,5	0,75	1	1,25	1,5	$R = 1,55$
$\Delta r$	0,1	0,225	0,25	0,25	0,25	0,15	0,025
$v_1$	5	5	5	5	5	5	5
$v_{ax3} = k_{v_3} \cdot v_1$	4	4	4	4	4	4	4
$v_{axT} = \frac{v_1 + v_{ax3}}{2}$	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5
$\bar{R}$	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
$\Delta Q = v_{axT} \cdot \Delta S ; \Delta S = 2\pi r \Delta r$	0,848	3,181	5,301	7,069	8,836	6,362	1,096
$Q = \sum \Delta Q$	32,692						
$u_r = u_R \frac{r}{R}$	2,903	4,839	7,258	9,677	12,097	14,516	15
$\lambda_r = \frac{u_r}{v_1}$	0,581	0,968	1,452	1,935	2,419	2,903	3
$k_t = -(1 - \bar{R}) + \sqrt{(1 - \bar{R})^2 + \frac{1 - k_{v_3}^2}{\lambda_r^2}}$	0,853	0,451	0,259	0,169	0,119	0,088	0,083
$v_{u3} = k_t \cdot \lambda_r \cdot v_1$	2,475	2,184	1,881	1,635	1,435	1,272	1,243
$w_1 = \sqrt{u_r^2 + v_1^2}$	5,782	6,958	8,814	10,893	13,089	15,353	15,811
$w_3 = \sqrt{(u_r + v_{u3})^2 + v_{ax3}^2}$	6,703	8,082	9,976	11,998	14,110	16,287	16,728
$w_\infty = \sqrt{\left(u_r + \frac{v_{u3}}{2}\right)^2 + v_{axT}^2}$	6,115	7,445	9,352	11,419	13,581	15,806	16,257
$v_3 = \sqrt{v_{ax3}^2 + v_{u3}^2}$	4,704	4,558	4,420	4,321	4,249	4,197	4,189
$\beta_1 = \arcsin \frac{v_1}{w_1}$	59,859	45,939	34,563	27,324	22,457	19,006	18,435
$\beta_3 = \arcsin \frac{v_{ax3}}{w_3}$	36,639	29,663	23,638	19,474	16,468	14,217	13,835
$\beta_\infty = \arcsin \frac{v_{axT}}{w_\infty}$	47,381	37,189	28,761	23,209	19,350	16,541	16,070
$\alpha_3 = \arctg \frac{v_{u3}}{v_{ax3}} + 90^\circ$	121,75	118,64	115,19	112,23	109,73	107,63	107,26
$\Delta p_{st} = \rho \frac{w_3^2 - w_1^2}{2} ; \rho = 1,225$	7,042	10,359	13,380	15,503	17,007	18,089	18,267

ANEXA 1

$\Delta p_d = \rho \frac{v_1^2 - v_3^2}{2};$	1,760	2,590	3,345	3,876	4,252	4,522	4,567
$\Delta p_t = \Delta p_{st} + \Delta p_d$	8,802	12,948	16,725	19,379	21,259	22,611	22,834
$\bar{R} = \frac{\Delta p_{st}}{\Delta p_t}$ (verificare)	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
$\Delta P_t = \Delta p_t \cdot \Delta Q$	7,47	41,19	88,67	136,98	187,84	143,84	25,02
$(P_t)_{total} = \sum \Delta P_t$	631,006						
$\Delta P_{t_{mediu}} = \frac{(P_t)_{total}}{Q}$	19,301						
$C_{Pr} = \frac{\Delta P_t}{\rho \frac{v_1^3}{2} \Delta S}$	0,517	0,761	0,983	1,139	1,250	1,329	1,342
$C_{Ptotal} = \frac{(P_t)_{total}}{\rho \frac{v_1^3}{2} \pi R^2}$ R=1,55	1,092						
$C_y \frac{l}{t} = \frac{2v_{u3}}{w_\infty}$	0,809	0,587	0,402	0,286	0,211	0,161	0,153
$(C_y \cdot l)_{necesar} = \frac{4\pi}{z} \cdot \frac{v_{u3}}{w_\infty} \cdot r;$ r - variabil (0,3 → 1,55)	0,509	0,615	0,632	0,600	0,553	0,505	0,496

Cap. 9. PROIECTAREA TURBINEI H2500

Varianta 2-1-1-2 $\lambda_0 = 3$ ; $\alpha_1 = 90^\circ$ ; $v_1 = 5$ m/s ; $u_R = 15$ m/s ; $k_{v3} = 0,8$ ; $v_{ax3} \cong$ m/s ; $v_{axT} \cong$ m/s ; $k_{vT} =$ ; $\bar{R} = 0,9$							
r [m]	$r_b = 0,3$	0,5	0,75	1	1,25	1,5	R = 1,55
$\Delta r$	0,1	0,225	0,25	0,25	0,25	0,15	0,025
$v_1$	5	5	5	5	5	5	5
$v_{ax3} = k_{v3} \cdot v_1$	4	4	4	4	4	4	4
$v_{axT} = \frac{v_1 + v_{ax3}}{2}$	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5
$\bar{R}$	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
$\Delta Q = v_{axT} \cdot \Delta S$ ; $\Delta S = 2\pi r \Delta r$	0,848	3,181	5,301	7,069	8,836	6,362	1,096
$Q = \sum \Delta Q$	32,692						
$u_r = u_R \frac{r}{R}$	2,903	4,839	7,258	9,677	12,097	14,516	15
$\lambda_r = \frac{u_r}{v_1}$	0,581	0,968	1,452	1,935	2,419	2,903	3
$k_t = -(1 - \bar{R}) + \sqrt{(1 - \bar{R})^2 + \frac{1 - k_{v3}^2}{\lambda_r^2}}$	0,938	0,528	0,325	0,226	0,167	0,130	0,124
$v_{u3} = k_t \cdot \lambda_r \cdot v_1$	2,724	2,555	2,361	2,184	2,025	1,881	1,854
$w_1 = \sqrt{u_r^2 + v_1^2}$	5,782	6,958	8,814	10,893	13,089	15,353	15,811
$w_3 = \sqrt{(u_r + v_{u3})^2 + v_{ax3}^2}$	6,904	8,406	10,417	12,518	14,677	16,878	17,322
$w_\infty = \sqrt{\left(u_r + \frac{v_{u3}}{2}\right)^2 + v_{axT}^2}$	6,200	7,593	9,563	11,672	13,860	16,098	16,551
$v_3 = \sqrt{v_{ax3}^2 + v_{u3}^2}$	4,839	4,746	4,645	4,558	4,483	4,420	4,409
$\beta_1 = \arcsin \frac{v_1}{w_1}$	59,859	45,939	34,563	27,324	22,457	19,006	18,435
$\beta_3 = \arcsin \frac{v_{ax3}}{w_3}$	35,408	28,414	22,580	18,635	15,815	13,709	13,351
$\beta_\infty = \arcsin \frac{v_{axT}}{w_\infty}$	46,535	36,344	28,070	22,677	18,946	16,232	15,777
$\alpha_3 = \arctg \frac{v_{u3}}{v_{ax3}} + 90^\circ$	124,25	122,57	120,55	118,64	116,85	115,19	114,87
$\Delta p_{st} = \rho \frac{w_3^2 - w_1^2}{2}$ ; $\rho = 1,225$	8,718	13,630	18,891	23,307	27,007	30,106	30,662

ANEXA 1

$\Delta p_d = \rho \frac{v_1^2 - v_3^2}{2};$	0,969	1,514	2,099	2,590	3,001	3,345	3,407
$\Delta p_t = \Delta p_{st} + \Delta p_d$	9,687	15,144	20,990	25,897	30,008	33,451	34,069
$\bar{R} = \frac{\Delta p_{st}}{\Delta p_t}$ (verificare)	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
$\Delta P_t = \Delta p_t \cdot \Delta Q$	8,22	48,17	111,28	183,05	265,14	212,80	37,33
$(P_t)_{total} = \sum \Delta P_t$	865,990						
$\Delta P_{t_{mediu}} = \frac{(P_t)_{total}}{Q}$	26,489						
$C_{Pr} = \frac{\Delta P_t}{\rho \frac{v_1^3}{2} \Delta S}$	0,569	0,890	1,234	1,522	1,764	1,966	2,002
$C_{Ptotal} = \frac{(P_t)_{total}}{\rho \frac{v_1^3}{2} \pi R^2}$ R=1,55	1,499						
$C_y \frac{l}{t} = \frac{2v_{u3}}{w_\infty}$	0,879	0,673	0,494	0,374	0,292	0,234	0,224
$(C_y \cdot l)_{necesar} = \frac{4\pi}{z} \cdot \frac{v_{u3}}{w_\infty} \cdot r;$ r - variabil (0,3 → 1,55)	0,552	0,705	0,776	0,784	0,765	0,734	0,727



Cap. 9. PROIECTAREA TURBINEI H2500

Varianta 2-1-2-1 $\lambda_0 = 3 ; \alpha_1 = 90^\circ ; v_1 = 5 \text{ m/s} ; u_R = 15 \text{ m/s} ; k_{v3} = 0,9 ;$ $v_{ax3} \cong \text{m/s} ; v_{axT} \cong \text{m/s} ; k_{vT} = ; \bar{R} = 0,8$							
r [m]	$r_b = 0,3$	0,5	0,75	1	1,25	1,5	R = 1,55
$\Delta r$	0,1	0,225	0,25	0,25	0,25	0,15	0,025
$v_1$	5	5	5	5	5	5	5
$v_{ax3} = k_{v3} \cdot v_1$	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5
$v_{axT} = \frac{v_1 + v_{ax3}}{2}$	4,75	4,75	4,75	4,75	4,75	4,75	4,75
$\bar{R}$	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
$\Delta Q = v_{axT} \cdot \Delta S ; \Delta S = 2\pi r \Delta r$	0,895	3,358	5,596	7,461	9,327	6,715	1,156
$Q = \sum \Delta Q$	34,508						
$u_r = u_R \frac{r}{R}$	2,903	4,839	7,258	9,677	12,097	14,516	15
$\lambda_r = \frac{u_r}{v_1}$	0,581	0,968	1,452	1,935	2,419	2,903	3
$k_t = -(1 - \bar{R}) + \sqrt{(1 - \bar{R})^2 + \frac{1 - k_{v3}^2}{\lambda_r^2}}$	0,577	0,293	0,161	0,101	0,069	0,050	0,047
$v_{u3} = k_t \cdot \lambda_r \cdot v_1$	1,675	1,417	1,167	0,979	0,837	0,727	0,708
$w_1 = \sqrt{u_r^2 + v_1^2}$	5,782	6,958	8,814	10,893	13,089	15,353	15,811
$w_3 = \sqrt{(u_r + v_{u3})^2 + v_{ax3}^2}$	6,419	7,706	9,552	11,568	13,694	15,894	16,340
$w_\infty = \sqrt{\left(u_r + \frac{v_{u3}}{2}\right)^2 + v_{axT}^2}$	6,046	7,303	9,168	11,222	13,386	15,619	16,072
$v_3 = \sqrt{v_{ax3}^2 + v_{u3}^2}$	4,802	4,718	4,649	4,605	4,577	4,558	4,555
$\beta_1 = \arcsin \frac{v_1}{w_1}$	59,859	45,939	34,563	27,324	22,457	19,006	18,435
$\beta_3 = \arcsin \frac{v_{ax3}}{w_3}$	44,507	35,730	28,108	22,893	19,184	16,447	15,986
$\beta_\infty = \arcsin \frac{v_{axT}}{w_\infty}$	51,779	40,573	31,205	25,042	20,784	17,705	17,190
$\alpha_3 = \arctg \frac{v_{u3}}{v_{ax3}} + 90^\circ$	110,41	107,48	104,54	102,28	100,54	99,18	98,94
$\Delta p_{st} = \rho \frac{w_3^2 - w_1^2}{2} ; \rho = 1,225$	4,765	6,719	8,301	9,288	9,921	10,343	10,409

ANEXA 1

$\Delta p_d = \rho \frac{v_1^2 - v_3^2}{2};$	1,191	1,680	2,075	2,322	2,480	2,586	2,602
$\Delta p_t = \Delta p_{st} + \Delta p_d$	5,956	8,399	10,376	11,610	12,402	12,928	13,011
$\bar{R} = \frac{\Delta p_{st}}{\Delta p_t}$ (verificare)	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
$\Delta P_t = \Delta p_t \cdot \Delta Q$	5,33	28,20	58,06	86,62	115,67	86,81	15,05
$(P_t)_{total} = \sum \Delta P_t$	395,748						
$\Delta P_{t_{mediu}} = \frac{(P_t)_{total}}{Q}$	11,468						
$C_{Pr} = \frac{\Delta P_t}{\rho \frac{v_1^3}{2} \Delta S}$	0,370	0,521	0,644	0,720	0,769	0,802	0,807
$C_{Ptotal} = \frac{(P_t)_{total}}{\rho \frac{v_1^3}{2} \pi R^2}$ R=1,55	0,685						
$C_y \frac{l}{t} = \frac{2v_{u3}}{w_\infty}$	0,554	0,388	0,255	0,175	0,125	0,093	0,088
$(C_y \cdot l)_{necesar} = \frac{4\pi}{z} \cdot \frac{v_{u3}}{w_\infty} \cdot r;$ r - variabil (0,3 → 1,55)	0,348	0,406	0,400	0,366	0,327	0,292	0,286

Cap. 9. PROIECTAREA TURBINEI H2500

Varianta 2-1-2-2 $\lambda_0 = 3$ ; $\alpha_1 = 90^\circ$ ; $v_1 = 5$ m/s ; $u_R = 15$ m/s ; $k_{V_3} = 0,9$ ; $v_{ax3} \cong$ m/s ; $v_{axT} \cong$ m/s ; $k_{v_T} =$ ; $\bar{R} = 0,9$							
r [m]	$r_b = 0,3$	0,5	0,75	1	1,25	1,5	R = 1,55
$\Delta r$	0,1	0,225	0,25	0,25	0,25	0,15	0,025
$v_1$	5	5	5	5	5	5	5
$v_{ax3} = k_{V_3} \cdot v_1$	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5
$v_{axT} = \frac{v_1 + v_{ax3}}{2}$	4,75	4,75	4,75	4,75	4,75	4,75	4,75
$\bar{R}$	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
$\Delta Q = v_{axT} \cdot \Delta S$ ; $\Delta S = 2\pi r \Delta r$	0,895	3,358	5,596	7,461	9,327	6,715	1,156
$Q = \sum \Delta Q$	34,508						
$u_r = u_R \frac{r}{R}$	2,903	4,839	7,258	9,677	12,097	14,516	15
$\lambda_r = \frac{u_r}{v_1}$	0,581	0,968	1,452	1,935	2,419	2,903	3
$k_t = -(1 - \bar{R}) + \sqrt{(1 - \bar{R})^2 + \frac{1 - k_{V_3}^2}{\lambda_r^2}}$	0,657	0,361	0,216	0,146	0,106	0,080	0,076
$v_{u3} = k_t \cdot \lambda_r \cdot v_1$	1,908	1,749	1,571	1,417	1,283	1,167	1,146
$w_1 = \sqrt{u_r^2 + v_1^2}$	5,782	6,958	8,814	10,893	13,089	15,353	15,811
$w_3 = \sqrt{(u_r + v_{u3})^2 + v_{ax3}^2}$	6,588	7,978	9,910	11,972	14,116	16,316	16,761
$w_\infty = \sqrt{\left(u_r + \frac{v_{u3}}{2}\right)^2 + v_{axT}^2}$	6,119	7,430	9,342	11,421	13,595	15,829	16,281
$v_3 = \sqrt{v_{ax3}^2 + v_{u3}^2}$	4,888	4,828	4,766	4,718	4,679	4,649	4,644
$\beta_1 = \arcsin \frac{v_1}{w_1}$	59,859	45,939	34,563	27,324	22,457	19,006	18,435
$\beta_3 = \arcsin \frac{v_{ax3}}{w_3}$	43,083	34,338	27,006	22,078	18,589	16,010	15,574
$\beta_\infty = \arcsin \frac{v_{axT}}{w_\infty}$	50,920	39,741	30,563	24,577	20,450	17,462	16,963
$\alpha_3 = \arctg \frac{v_{u3}}{v_{ax3}} + 90^\circ$	112,98	111,24	109,25	107,48	105,91	104,54	104,28
$\Delta p_{st} = \rho \frac{w_3^2 - w_1^2}{2}$ ; $\rho = 1,225$	6,108	9,328	12,574	15,117	17,111	18,677	18,948

ANEXA 1

$\Delta p_d = \rho \frac{v_1^2 - v_3^2}{2};$	0,679	1,036	1,397	1,680	1,901	2,075	2,105
$\Delta p_t = \Delta p_{st} + \Delta p_d$	6,787	10,365	13,971	16,797	19,012	20,752	21,053
$\bar{R} = \frac{\Delta p_{st}}{\Delta p_t}$ (verificare)	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
$\Delta P_t = \Delta p_t \cdot \Delta Q$	6,08	34,80	78,18	125,33	177,32	139,35	24,35
$(P_t)_{total} = \sum \Delta P_t$	585,403						
$\Delta P_{t_{mediu}} = \frac{(P_t)_{total}}{Q}$	16,964						
$C_{Pr} = \frac{\Delta P_t}{\rho \frac{v_1^3}{2} \Delta S}$	0,421	0,643	0,867	1,042	1,180	1,287	1,306
$C_{Ptotal} = \frac{(P_t)_{total}}{\rho \frac{v_1^3}{2} \pi R^2}$ R=1,55	1,013						
$C_y \frac{l}{t} = \frac{2v_{u3}}{w_\infty}$	0,624	0,471	0,336	0,248	0,189	0,147	0,141
$(C_y \cdot l)_{necesar} = \frac{4\pi}{z} \cdot \frac{v_{u3}}{w_\infty} \cdot r;$ r - variabil (0,3 → 1,55)	0,392	0,493	0,528	0,520	0,494	0,463	0,457

Cap. 9. PROIECTAREA TURBINEI H2500

Varianta 2-2-1-1 $\lambda_0 = 3$ ; $\alpha_1 = 90^\circ$ ; $v_1 = 12$ m/s ; $u_R = 36$ m/s ; $k_{v3} = 0,8$ ; $v_{ax3} \cong$ m/s ; $v_{axT} \cong$ m/s ; $k_{vT} =$ ; $\bar{R} = 0,8$							
r [m]	$r_b = 0,3$	0,5	0,75	1	1,25	1,5	R = 1,55
$\Delta r$	0,1	0,225	0,25	0,25	0,25	0,15	0,025
$v_1$	12	12	12	12	12	12	12
$v_{ax3} = k_{v3} \cdot v_1$	9,6	9,6	9,6	9,6	9,6	9,6	9,6
$v_{axT} = \frac{v_1 + v_{ax3}}{2}$	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8
$\bar{R}$	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
$\Delta Q = v_{axT} \cdot \Delta S$ ; $\Delta S = 2\pi r \Delta r$	2,036	7,634	12,723	16,965	21,206	15,268	2,630
$Q = \sum \Delta Q$	78,461						
$u_r = u_R \frac{r}{R}$	6,968	11,613	17,419	23,226	29,032	34,839	36
$\lambda_r = \frac{u_r}{v_1}$	0,581	0,968	1,452	1,935	2,419	2,903	3
$k_t = -(1 - \bar{R}) + \sqrt{(1 - \bar{R})^2 + \frac{1 - k_{v3}^2}{\lambda_r^2}}$	0,853	0,451	0,259	0,169	0,119	0,088	0,083
$v_{u3} = k_t \cdot \lambda_r \cdot v_1$	5,940	5,243	4,515	3,923	3,443	3,052	2,982
$w_1 = \sqrt{u_r^2 + v_1^2}$	13,876	16,699	21,153	26,143	31,415	36,847	37,947
$w_3 = \sqrt{(u_r + v_{u3})^2 + v_{ax3}^2}$	16,086	19,398	23,943	28,796	33,865	39,088	40,147
$w_\infty = \sqrt{\left(u_r + \frac{v_{u3}}{2}\right)^2 + v_{axT}^2}$	14,676	17,868	22,446	27,405	32,595	37,934	39,016
$v_3 = \sqrt{v_{ax3}^2 + v_{u3}^2}$	11,289	10,938	10,609	10,371	10,199	10,073	10,053
$\beta_1 = \arcsin \frac{v_1}{w_1}$	59,859	45,939	34,563	27,324	22,457	19,006	18,435
$\beta_3 = \arcsin \frac{v_{ax3}}{w_3}$	36,639	29,663	23,638	19,474	16,468	14,217	13,835
$\beta_\infty = \arcsin \frac{v_{axT}}{w_\infty}$	47,381	37,189	28,761	23,209	19,350	16,541	16,070
$\alpha_3 = \arctg \frac{v_{u3}}{v_{ax3}} + 90^\circ$	121,75	118,64	115,19	112,23	109,73	107,63	107,26
$\Delta p_{st} = \rho \frac{w_3^2 - w_1^2}{2}$ ; $\rho = 1,225$	40,561	59,666	77,071	89,298	97,963	104,191	105,217

ANEXA 1

$\Delta p_d = \rho \frac{v_1^2 - v_3^2}{2};$	10,140	14,916	19,268	22,325	24,491	26,048	26,304
$\Delta p_t = \Delta p_{st} + \Delta p_d$	50,701	74,582	96,338	111,623	122,453	130,239	131,521
$\bar{R} = \frac{\Delta p_{st}}{\Delta p_t}$ (verificare)	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
$\Delta P_t = \Delta p_t \cdot \Delta Q$	103,22	569,37	1225,75	1893,63	2596,72	1988,51	345,84
$(P_t)_{total} = \sum \Delta P_t$	8723,033						
$\Delta P_{t_{mediu}} = \frac{(P_t)_{total}}{Q}$	111,176						
$C_{Pr} = \frac{\Delta P_t}{\rho \frac{v_1^3}{2} \Delta S}$	0,517	0,761	0,983	1,139	1,250	1,329	1,342
$C_{Ptotal} = \frac{(P_t)_{total}}{\rho \frac{v_1^3}{2} \pi R^2}$ R=1,55	1,092						
$C_y \frac{l}{t} = \frac{2v_{u3}}{w_\infty}$	0,809	0,587	0,402	0,286	0,211	0,161	0,153
$(C_y \cdot l)_{necesar} = \frac{4\pi}{z} \cdot \frac{v_{u3}}{w_\infty} \cdot r;$ r - variabil (0,3 → 1,55)	0,509	0,615	0,632	0,600	0,553	0,505	0,496

Cap. 9. PROIECTAREA TURBINEI H2500

Varianta 2-2-1-2 $\lambda_0 = 3$ ; $\alpha_1 = 90^\circ$ ; $v_1 = 12$ m/s ; $u_R = 36$ m/s ; $k_{v_3} = 0,8$ ; $v_{ax3} \cong$ m/s ; $v_{axT} \cong$ m/s ; $k_{v_T} =$ ; $\bar{R} = 0,9$							
r [m]	$r_b = 0,3$	0,5	0,75	1	1,25	1,5	R = 1,55
$\Delta r$	0,1	0,225	0,25	0,25	0,25	0,15	0,025
$v_1$	12	12	12	12	12	12	12
$v_{ax3} = k_{v_3} \cdot v_1$	9,6	9,6	9,6	9,6	9,6	9,6	9,6
$v_{axT} = \frac{v_1 + v_{ax3}}{2}$	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8
$\bar{R}$	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
$\Delta Q = v_{axT} \cdot \Delta S$ ; $\Delta S = 2\pi r \Delta r$	2,036	7,634	12,723	16,965	21,206	15,268	2,630
$Q = \sum \Delta Q$	78,461						
$u_r = u_R \frac{r}{R}$	6,968	11,613	17,419	23,226	29,032	34,839	36
$\lambda_r = \frac{u_r}{v_1}$	0,581	0,968	1,452	1,935	2,419	2,903	3
$k_t = -(1 - \bar{R}) + \sqrt{(1 - \bar{R})^2 + \frac{1 - k_{v_3}^2}{\lambda_r^2}}$	0,938	0,528	0,325	0,226	0,167	0,130	0,124
$v_{u3} = k_t \cdot \lambda_r \cdot v_1$	6,537	6,132	5,666	5,243	4,860	4,515	4,450
$w_1 = \sqrt{u_r^2 + v_1^2}$	13,876	16,699	21,153	26,143	31,415	36,847	37,947
$w_3 = \sqrt{(u_r + v_{u3})^2 + v_{ax3}^2}$	16,569	20,175	25,002	30,044	35,226	40,507	41,573
$w_\infty = \sqrt{\left(u_r + \frac{v_{u3}}{2}\right)^2 + v_{axT}^2}$	14,880	18,224	22,952	28,013	33,264	38,636	39,721
$v_3 = \sqrt{v_{ax3}^2 + v_{u3}^2}$	11,614	11,391	11,147	10,938	10,760	10,609	10,581
$\beta_1 = \arcsin \frac{v_1}{w_1}$	59,859	45,939	34,563	27,324	22,457	19,006	18,435
$\beta_3 = \arcsin \frac{v_{ax3}}{w_3}$	35,408	28,414	22,580	18,635	15,815	13,709	13,351
$\beta_\infty = \arcsin \frac{v_{axT}}{w_\infty}$	46,535	36,344	28,070	22,677	18,946	16,232	15,777
$\alpha_3 = \arctg \frac{v_{u3}}{v_{ax3}} + 90^\circ$	124,25	122,57	120,55	118,64	116,85	115,19	114,87
$\Delta p_{st} = \rho \frac{w_3^2 - w_1^2}{2}$ ; $\rho = 1,225$	50,216	78,506	108,811	134,248	155,561	173,409	176,614

ANEXA 1

$\Delta p_d = \rho \frac{v_1^2 - v_3^2}{2};$	5,580	8,723	12,090	14,916	17,285	19,268	19,624
$\Delta p_t = \Delta p_{st} + \Delta p_d$	55,795	87,229	120,901	149,165	172,846	192,676	196,238
$\bar{R} = \frac{\Delta p_{st}}{\Delta p_t}$ (verificare)	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
$\Delta P_t = \Delta p_t \cdot \Delta Q$	113,59	665,91	1538,27	2530,52	3665,33	2941,81	516,01
$(P_t)_{total} = \sum \Delta P_t$	11971,444						
$\Delta P_{t_{mediu}} = \frac{(P_t)_{total}}{Q}$	152,578						
$C_{Pr} = \frac{\Delta P_t}{\rho \frac{v_1^3}{2} \Delta S}$	0,569	0,890	1,234	1,522	1,764	1,966	2,002
$C_{Ptotal} = \frac{(P_t)_{total}}{\rho \frac{v_1^3}{2} \pi R^2}$ R=1,55	1,499						
$C_y \frac{l}{t} = \frac{2v_{u3}}{w_\infty}$	0,879	0,673	0,494	0,374	0,292	0,234	0,224
$(C_y \cdot l)_{necesar} = \frac{4\pi}{z} \cdot \frac{v_{u3}}{w_\infty} \cdot r;$ r - variabil (0,3 → 1,55)	0,552	0,705	0,776	0,784	0,765	0,734	0,727



Cap. 9. PROIECTAREA TURBINEI H2500

Varianta 2-2-2-1 $\lambda_0 = 3$ ; $\alpha_1 = 90^\circ$ ; $v_1 = 12$ m/s ; $u_R = 36$ m/s ; $k_{v3} = 0,9$ ; $v_{ax3} \cong$ m/s ; $v_{axT} \cong$ m/s ; $k_{vT} =$ ; $\bar{R} = 0,8$							
r [m]	$r_b = 0,3$	0,5	0,75	1	1,25	1,5	R = 1,55
$\Delta r$	0,1	0,225	0,25	0,25	0,25	0,15	0,025
$v_1$	12	12	12	12	12	12	12
$v_{ax3} = k_{v3} \cdot v_1$	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8
$v_{axT} = \frac{v_1 + v_{ax3}}{2}$	11,4	11,4	11,4	11,4	11,4	11,4	11,4
$\bar{R}$	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
$\Delta Q = v_{axT} \cdot \Delta S$ ; $\Delta S = 2\pi r \Delta r$	2,149	8,058	13,430	17,907	22,384	16,116	2,776
$Q = \sum \Delta Q$	82,820						
$u_r = u_R \frac{r}{R}$	6,968	11,613	17,419	23,226	29,032	34,839	36
$\lambda_r = \frac{u_r}{v_1}$	0,581	0,968	1,452	1,935	2,419	2,903	3
$k_t = -(1 - \bar{R}) + \sqrt{(1 - \bar{R})^2 + \frac{1 - k_{v3}^2}{\lambda_r^2}}$	0,577	0,293	0,161	0,101	0,069	0,050	0,047
$v_{u3} = k_t \cdot \lambda_r \cdot v_1$	4,020	3,401	2,801	2,350	2,009	1,745	1,699
$w_1 = \sqrt{u_r^2 + v_1^2}$	13,876	16,699	21,153	26,143	31,415	36,847	37,947
$w_3 = \sqrt{(u_r + v_{u3})^2 + v_{ax3}^2}$	15,407	18,494	22,924	27,763	32,866	38,144	39,216
$w_\infty = \sqrt{\left(u_r + \frac{v_{u3}}{2}\right)^2 + v_{axT}^2}$	14,511	17,527	22,003	26,933	32,127	37,487	38,573
$v_3 = \sqrt{v_{ax3}^2 + v_{u3}^2}$	11,524	11,323	11,157	11,053	10,985	10,940	10,933
$\beta_1 = \arcsin \frac{v_1}{w_1}$	59,859	45,939	34,563	27,324	22,457	19,006	18,435
$\beta_3 = \arcsin \frac{v_{ax3}}{w_3}$	44,507	35,730	28,108	22,893	19,184	16,447	15,986
$\beta_\infty = \arcsin \frac{v_{axT}}{w_\infty}$	51,779	40,573	31,205	25,042	20,784	17,705	17,190
$\alpha_3 = \arctg \frac{v_{u3}}{v_{ax3}} + 90^\circ$	110,41	107,48	104,54	102,28	100,54	99,18	98,94
$\Delta p_{st} = \rho \frac{w_3^2 - w_1^2}{2}$ ; $\rho = 1,225$	27,447	38,701	47,813	53,498	57,148	59,573	59,956

ANEXA 1

$\Delta p_d = \rho \frac{v_1^2 - v_3^2}{2};$	6,862	9,675	11,953	13,374	14,287	14,893	14,989
$\Delta p_t = \Delta p_{st} + \Delta p_d$	34,309	48,376	59,766	66,872	71,435	74,466	74,945
$\bar{R} = \frac{\Delta p_{st}}{\Delta p_t}$ (verificare)	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
$\Delta P_t = \Delta p_t \cdot \Delta Q$	73,73	389,82	802,67	1197,48	1598,98	1200,12	208,02
$(P_t)_{total} = \sum \Delta P_t$	5470,823						
$\Delta P_{t_{mediu}} = \frac{(P_t)_{total}}{Q}$	66,057						
$C_{Pr} = \frac{\Delta P_t}{\rho \frac{v_1^3}{2} \Delta S}$	0,370	0,521	0,644	0,720	0,769	0,802	0,807
$C_{Ptotal} = \frac{(P_t)_{total}}{\rho \frac{v_1^3}{2} \pi R^2}$ R=1,55	0,685						
$C_y \frac{l}{t} = \frac{2v_{u3}}{w_\infty}$	0,554	0,388	0,255	0,175	0,125	0,093	0,088
$(C_y \cdot l)_{necesar} = \frac{4\pi}{z} \cdot \frac{v_{u3}}{w_\infty} \cdot r;$ r - variabil (0,3 → 1,55)	0,348	0,406	0,400	0,366	0,327	0,292	0,286

Cap. 9. PROIECTAREA TURBINEI H2500

Varianta 2-2-2-2 $\lambda_0 = 3 ; \alpha_1 = 90^\circ ; v_1 = 12 \text{ m/s} ; u_R = 36 \text{ m/s} ; k_{v_3} = 0,9 ;$ $v_{ax3} \cong \text{m/s} ; v_{axT} \cong \text{m/s} ; k_{v_T} = ; \bar{R} = 0,9$							
$r \text{ [m]}$	$r_b = 0,3$	0,5	0,75	1	1,25	1,5	$R = 1,55$
$\Delta r$	0,1	0,225	0,25	0,25	0,25	0,15	0,025
$v_1$	12	12	12	12	12	12	12
$v_{ax3} = k_{v_3} \cdot v_1$	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8
$v_{axT} = \frac{v_1 + v_{ax3}}{2}$	11,4	11,4	11,4	11,4	11,4	11,4	11,4
$\bar{R}$	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
$\Delta Q = v_{axT} \cdot \Delta S ; \Delta S = 2\pi r \Delta r$	2,149	8,058	13,430	17,907	22,384	16,116	2,776
$Q = \sum \Delta Q$	82,820						
$u_r = u_R \frac{r}{R}$	6,968	11,613	17,419	23,226	29,032	34,839	36
$\lambda_r = \frac{u_r}{v_1}$	0,581	0,968	1,452	1,935	2,419	2,903	3
$k_t = -(1 - \bar{R}) + \sqrt{(1 - \bar{R})^2 + \frac{1 - k_{v_3}^2}{\lambda_r^2}}$	0,657	0,361	0,216	0,146	0,106	0,080	0,076
$v_{u3} = k_t \cdot \lambda_r \cdot v_1$	4,580	4,197	3,771	3,401	3,079	2,801	2,750
$w_1 = \sqrt{u_r^2 + v_1^2}$	13,876	16,699	21,153	26,143	31,415	36,847	37,947
$w_3 = \sqrt{(u_r + v_{u3})^2 + v_{ax3}^2}$	15,811	19,146	23,784	28,733	33,879	39,158	40,227
$w_\infty = \sqrt{\left(u_r + \frac{v_{u3}}{2}\right)^2 + v_{axT}^2}$	14,686	17,831	22,420	27,409	32,628	37,990	39,075
$v_3 = \sqrt{v_{ax3}^2 + v_{u3}^2}$	11,731	11,587	11,439	11,323	11,230	11,157	11,145
$\beta_1 = \arcsin \frac{v_1}{w_1}$	59,859	45,939	34,563	27,324	22,457	19,006	18,435
$\beta_3 = \arcsin \frac{v_{ax3}}{w_3}$	43,083	34,338	27,006	22,078	18,589	16,010	15,574
$\beta_\infty = \arcsin \frac{v_{axT}}{w_\infty}$	50,920	39,741	30,563	24,577	20,450	17,462	16,963
$\alpha_3 = \arctg \frac{v_{u3}}{v_{ax3}} + 90^\circ$	112,98	111,24	109,25	107,48	105,91	104,54	104,28
$\Delta p_{st} = \rho \frac{w_3^2 - w_1^2}{2} ; \rho = 1,225$	35,184	53,732	72,425	87,076	98,557	107,579	109,140

ANEXA 1

$\Delta p_d = \rho \frac{v_1^2 - v_3^2}{2};$	3,909	5,970	8,047	9,675	10,951	11,953	12,127
$\Delta p_t = \Delta p_{st} + \Delta p_d$	39,093	59,702	80,472	96,752	109,508	119,532	121,266
$\bar{R} = \frac{\Delta p_{st}}{\Delta p_t}$ (verificare)	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
$\Delta P_t = \Delta p_t \cdot \Delta Q$	84,01	481,09	1080,76	1732,54	2451,21	1926,42	336,59
$(P_t)_{total} = \sum \Delta P_t$	8092,617						
$\Delta P_{t_{mediu}} = \frac{(P_t)_{total}}{Q}$	97,713						
$C_{Pr} = \frac{\Delta P_t}{\rho \frac{v_1^3}{2} \Delta S}$	0,421	0,643	0,867	1,042	1,180	1,287	1,306
$C_{P_{total}} = \frac{(P_t)_{total}}{\rho \frac{v_1^3}{2} \pi R^2}$ R=1,55	1,013						
$C_y \frac{l}{t} = \frac{2v_{u3}}{w_\infty}$	0,624	0,471	0,336	0,248	0,189	0,147	0,141
$(C_y \cdot l)_{necesar} = \frac{4\pi}{z} \cdot \frac{v_{u3}}{w_\infty} \cdot r;$ r - variabil (0,3 → 1,55)	0,392	0,493	0,528	0,520	0,494	0,463	0,457

ANEXA 2  
- Variante suplimentare -

Varianta 1-2-1-1 $\lambda_0 = 2 ; \alpha_1 = 90^\circ ; v_1 = 12 \text{ m/s} ; u_R = 24 \text{ m/s} ; k_{v_3} = 0,8 ;$ $v_{ax3} \cong \text{m/s} ; v_{axT} \cong \text{m/s} ; k_{v_T} = ; \bar{R} = 0,8$							
$r \text{ [m]}$	$r_b = 0,3$	0,5	0,75	1	1,25	1,5	$R = 1,55$
$\Delta r$	0,1	0,225	0,25	0,25	0,25	0,15	0,025
$v_1$	12	12	12	12	12	12	12
$v_{ax3} = k_{v_3} \cdot v_1$	9,6	9,6	9,6	9,6	9,6	9,6	9,6
$v_{axT} = \frac{v_1 + v_{ax3}}{2}$	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8
$\bar{R}$	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
$\Delta Q = v_{axT} \cdot \Delta S ; \Delta S = 2\pi r \Delta r$	2,036	7,634	12,723	16,965	21,206	15,268	2,630
$Q = \sum \Delta Q$	78,461						
$u_r = u_R \frac{r}{R}$	4,645	7,742	11,613	15,484	19,355	23,226	24
$\lambda_r = \frac{u_r}{v_1}$	0,387	0,645	0,968	1,290	1,613	1,935	2
$k_t = -(1 - \bar{R}) + \sqrt{(1 - \bar{R})^2 + \frac{1 - k_{v_3}^2}{\lambda_r^2}}$	1,363	0,751	0,451	0,306	0,222	0,169	0,161
$v_{u3} = k_t \cdot \lambda_r \cdot v_1$	6,331	5,816	5,243	4,741	4,304	3,923	3,853
$w_1 = \sqrt{u_r^2 + v_1^2}$	12,868	14,281	16,699	19,590	22,773	26,143	26,833
$w_3 = \sqrt{(u_r + v_{u3})^2 + v_{ax3}^2}$	14,582	16,613	19,398	22,388	25,532	28,796	29,461
$w_\infty = \sqrt{\left(u_r + \frac{v_{u3}}{2}\right)^2 + v_{axT}^2}$	13,328	15,168	17,868	20,867	24,066	27,405	28,086
$v_3 = \sqrt{v_{ax3}^2 + v_{u3}^2}$	11,499	11,224	10,938	10,707	10,521	10,371	10,344
$\beta_1 = \arcsin \frac{v_1}{w_1}$	68,839	57,171	45,939	37,776	31,799	27,324	26,565
$\beta_3 = \arcsin \frac{v_{ax3}}{w_3}$	41,175	35,301	29,663	25,392	22,086	19,474	19,017
$\beta_\infty = \arcsin \frac{v_{axT}}{w_\infty}$	54,126	45,401	37,189	31,170	26,664	23,209	22,615
$\alpha_3 = \arctg \frac{v_{u3}}{v_{ax3}} + 90^\circ$	123,40	121,21	118,64	116,28	114,15	112,23	111,87

ANEXA 2

$\Delta p_{st} = \rho \frac{w_3^2 - w_1^2}{2}; \rho=1,225$	28,819	44,128	59,666	71,940	81,631	89,298	90,630
$\Delta p_d = \rho \frac{v_1^2 - v_3^2}{2};$	7,205	11,032	14,916	17,985	20,408	22,325	22,658
$\Delta p_t = \Delta p_{st} + \Delta p_d$	36,023	55,160	74,582	89,925	102,038	111,623	113,288
$\bar{R} = \frac{\Delta p_{st}}{\Delta p_t}$ (verificare)	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
$\Delta P_t = \Delta p_t \cdot \Delta Q$	73,33	421,10	948,95	1525,55	2163,80	1704,27	297,89
$(P_t)_{total} = \sum \Delta P_t$	7134,881						
$\Delta P_{t_{mediu}} = \frac{(P_t)_{total}}{Q}$	90,935						
$C_{Pr} = \frac{\Delta P_t}{\rho \frac{v_1^3}{2} \Delta S}$	0,368	0,563	0,761	0,918	1,041	1,139	1,156
$C_{Ptotal} = \frac{(P_t)_{total}}{\rho \frac{v_1^3}{2} \pi R^2}$ R=1,55	0,893						
$C_y \frac{l}{t} = \frac{2v_{u3}}{w_\infty}$	0,950	0,767	0,587	0,454	0,358	0,286	0,274
$(C_y \cdot l)_{necesar} = \frac{4\pi}{z} \cdot \frac{v_{u3}}{w_\infty} \cdot r;$ r - variabil (0,3 → 1,55)	0,597	0,803	0,922	0,952	0,936	0,899	0,891

Cap. 9. PROIECTAREA TURBINEI H2500

Varianta 1-2-1-3 $\lambda_0 = 2 ; \alpha_1 = 90^\circ ; v_1 = 12 \text{ m/s} ; u_R = 24 \text{ m/s} ; k_{v_3} = 0,8 ;$ $v_{ax3} \cong \text{m/s} ; v_{axT} \cong \text{m/s} ; k_{v_T} = ; \bar{R} = 0,6$							
$r \text{ [m]}$	$r_b = 0,3$	0,5	0,75	1	1,25	1,5	$R = 1,55$
$\Delta r$	0,1	0,225	0,25	0,25	0,25	0,15	0,025
$v_1$	12	12	12	12	12	12	12
$v_{ax3} = k_{v_3} \cdot v_1$	9,6	9,6	9,6	9,6	9,6	9,6	9,6
$v_{axT} = \frac{v_1 + v_{ax3}}{2}$	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8
$\bar{R}$	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6
$\Delta Q = v_{axT} \cdot \Delta S ; \Delta S = 2\pi r \Delta r$	2,036	7,634	12,723	16,965	21,206	15,268	2,630
$Q = \sum \Delta Q$	78,461						
$u_r = u_R \frac{r}{R}$	4,645	7,742	11,613	15,484	19,355	23,226	24
$\lambda_r = \frac{u_r}{v_1}$	0,387	0,645	0,968	1,290	1,613	1,935	2
$k_t = -(1 - \bar{R}) + \sqrt{(1 - \bar{R})^2 + \frac{1 - k_{v_3}^2}{\lambda_r^2}}$	1,201	0,612	0,338	0,213	0,146	0,106	0,100
$v_{u3} = k_t \cdot \lambda_r \cdot v_1$	5,578	4,741	3,923	3,304	2,831	2,463	2,400
$w_1 = \sqrt{u_r^2 + v_1^2}$	12,868	14,281	16,699	19,590	22,773	26,143	26,833
$w_3 = \sqrt{(u_r + v_{u3})^2 + v_{ax3}^2}$	14,024	15,747	18,263	21,098	24,173	27,424	28,091
$w_\infty = \sqrt{\left(u_r + \frac{v_{u3}}{2}\right)^2 + v_{axT}^2}$	13,111	14,795	17,347	20,255	23,410	26,736	27,417
$v_3 = \sqrt{v_{ax3}^2 + v_{u3}^2}$	11,103	10,707	10,371	10,153	10,009	9,911	9,895
$\beta_1 = \arcsin \frac{v_1}{w_1}$	68,839	57,171	45,939	37,776	31,799	27,324	26,565
$\beta_3 = \arcsin \frac{v_{ax3}}{w_3}$	43,200	37,562	31,712	27,066	23,399	20,491	19,983
$\beta_\infty = \arcsin \frac{v_{axT}}{w_\infty}$	55,459	46,883	38,506	32,222	27,473	23,825	23,199
$\alpha_3 = \arctg \frac{v_{u3}}{v_{ax3}} + 90^\circ$	120,16	116,28	112,23	108,99	106,43	104,39	104,04
$\Delta p_{st} = \rho \frac{w_3^2 - w_1^2}{2} ; \rho = 1,225$	19,044	26,978	33,487	37,600	40,267	42,053	42,336

ANEXA 2

$\Delta p_d = \rho \frac{v_1^2 - v_3^2}{2};$	12,696	17,985	22,325	25,066	26,845	28,035	28,224
$\Delta p_t = \Delta p_{st} + \Delta p_d$	31,740	44,963	55,811	62,666	67,112	70,088	70,560
$\bar{R} = \frac{\Delta p_{st}}{\Delta p_t}$ (verificare)	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6
$\Delta P_t = \Delta p_t \cdot \Delta Q$	64,61	343,25	710,11	1063,10	1423,15	1070,11	185,54
$(P_t)_{total} = \sum \Delta P_t$	4859,878						
$\Delta P_{t_{mediu}} = \frac{(P_t)_{total}}{Q}$	61,940						
$C_{Pr} = \frac{\Delta P_t}{\rho \frac{v_1^3}{2} \Delta S}$	0,324	0,459	0,570	0,639	0,685	0,715	0,720
$C_{Ptotal} = \frac{(P_t)_{total}}{\rho \frac{v_1^3}{2} \pi R^2}$ R=1,55	0,608						
$C_y \frac{l}{t} = \frac{2v_{u3}}{w_\infty}$	0,851	0,641	0,452	0,326	0,242	0,184	0,175
$(C_y \cdot l)_{necesar} = \frac{4\pi}{z} \cdot \frac{v_{u3}}{w_\infty} \cdot r;$ r – variabil (0,3 → 1,55)	0,535	0,671	0,711	0,683	0,633	0,579	0,568



Cap. 9. PROIECTAREA TURBINEI H2500

Varianta 1-2-1-4 $\lambda_0 = 2 ; \alpha_1 = 90^\circ ; v_1 = 12 \text{ m/s} ; u_R = 24 \text{ m/s} ; k_{v_3} = 0,8 ;$ $v_{ax3} \cong \text{m/s} ; v_{axT} \cong \text{m/s} ; k_{v_T} = ; \bar{R} = 0,4$							
$r \text{ [m]}$	$r_b = 0,3$	0,5	0,75	1	1,25	1,5	$R = 1,55$
$\Delta r$	0,1	0,225	0,25	0,25	0,25	0,15	0,025
$v_1$	12	12	12	12	12	12	12
$v_{ax3} = k_{v_3} \cdot v_1$	9,6	9,6	9,6	9,6	9,6	9,6	9,6
$v_{axT} = \frac{v_1 + v_{ax3}}{2}$	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8
$\bar{R}$	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
$\Delta Q = v_{axT} \cdot \Delta S ; \Delta S = 2\pi r \Delta r$	2,036	7,634	12,723	16,965	21,206	15,268	2,630
$Q = \sum \Delta Q$	78,461						
$u_r = u_R \frac{r}{R}$	4,645	7,742	11,613	15,484	19,355	23,226	24
$\lambda_r = \frac{u_r}{v_1}$	0,387	0,645	0,968	1,290	1,613	1,935	2
$k_t = -(1 - \bar{R}) + \sqrt{(1 - \bar{R})^2 + \frac{1 - k_{v_3}^2}{\lambda_r^2}}$	1,062	0,507	0,263	0,159	0,106	0,075	0,071
$v_{u3} = k_t \cdot \lambda_r \cdot v_1$	4,934	3,923	3,052	2,463	2,051	1,750	1,700
$w_1 = \sqrt{u_r^2 + v_1^2}$	12,868	14,281	16,699	19,590	22,773	26,143	26,833
$w_3 = \sqrt{(u_r + v_{u3})^2 + v_{ax3}^2}$	13,561	15,107	17,527	20,353	23,460	26,757	27,434
$w_\infty = \sqrt{\left(u_r + \frac{v_{u3}}{2}\right)^2 + v_{axT}^2}$	12,931	14,519	17,008	19,901	23,065	26,410	27,095
$v_3 = \sqrt{v_{ax3}^2 + v_{u3}^2}$	10,793	10,371	10,073	9,911	9,817	9,758	9,749
$\beta_1 = \arcsin \frac{v_1}{w_1}$	68,839	57,171	45,939	37,776	31,799	27,324	26,565
$\beta_3 = \arcsin \frac{v_{ax3}}{w_3}$	45,064	39,453	33,210	28,142	24,155	21,025	20,483
$\beta_\infty = \arcsin \frac{v_{axT}}{w_\infty}$	56,635	48,061	39,420	32,867	27,920	24,138	23,490
$\alpha_3 = \arctg \frac{v_{u3}}{v_{ax3}} + 90^\circ$	117,20	112,23	107,63	104,39	102,06	100,33	100,04
$\Delta p_{st} = \rho \frac{w_3^2 - w_1^2}{2} ; \rho = 1,225$	11,229	14,883	17,365	18,690	19,450	19,917	19,988

ANEXA 2

$\Delta p_d = \rho \frac{v_1^2 - v_3^2}{2};$	16,844	22,325	26,048	28,035	29,176	29,876	29,983
$\Delta p_t = \Delta p_{st} + \Delta p_d$	28,073	37,208	43,413	46,725	48,626	49,793	49,971
$\bar{R} = \frac{\Delta p_{st}}{\Delta p_t}$ (verificare)	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
$\Delta P_t = \Delta p_t \cdot \Delta Q$	57,15	284,04	552,36	792,67	1031,15	760,25	131,40
$(P_t)_{total} = \sum \Delta P_t$	3609,038						
$\Delta P_{t_{mediu}} = \frac{(P_t)_{total}}{Q}$	45,998						
$C_{Pr} = \frac{\Delta P_t}{\rho \frac{v_1^3}{2} \Delta S}$	0,286	0,380	0,443	0,477	0,496	0,508	0,510
$C_{Ptotal} = \frac{(P_t)_{total}}{\rho \frac{v_1^3}{2} \pi R^2}$ R=1,55	0,452						
$C_y \frac{l}{t} = \frac{2v_{u3}}{w_\infty}$	0,763	0,540	0,359	0,248	0,178	0,133	0,125
$(C_y \cdot l)_{necesar} = \frac{4\pi}{z} \cdot \frac{v_{u3}}{w_\infty} \cdot r;$ r - variabil (0,3 → 1,55)	0,479	0,566	0,564	0,519	0,466	0,416	0,407

Cap. 9. PROIECTAREA TURBINEI H2500

Varianta 1-2-1-5 $\lambda_0 = 2$ ; $\alpha_1 = 90^\circ$ ; $v_1 = 12$ m/s ; $u_R = 24$ m/s ; $k_{v_3} = 0,8$ ; $v_{ax3} \cong$ m/s ; $v_{axT} \cong$ m/s ; $k_{v_T} =$ ; $\bar{R} = 0,2$							
r [m]	$r_b = 0,3$	0,5	0,75	1	1,25	1,5	R = 1,55
$\Delta r$	0,1	0,225	0,25	0,25	0,25	0,15	0,025
$v_1$	12	12	12	12	12	12	12
$v_{ax3} = k_{v_3} \cdot v_1$	9,6	9,6	9,6	9,6	9,6	9,6	9,6
$v_{axT} = \frac{v_1 + v_{ax3}}{2}$	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8
$\bar{R}$	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
$\Delta Q = v_{axT} \cdot \Delta S$ ; $\Delta S = 2\pi r \Delta r$	2,036	7,634	12,723	16,965	21,206	15,268	2,630
$Q = \sum \Delta Q$	78,461						
$u_r = u_R \frac{r}{R}$	4,645	7,742	11,613	15,484	19,355	23,226	24
$\lambda_r = \frac{u_r}{v_1}$	0,387	0,645	0,968	1,290	1,613	1,935	2
$k_t = -(1 - \bar{R}) + \sqrt{(1 - \bar{R})^2 + \frac{1 - k_{v_3}^2}{\lambda_r^2}}$	0,944	0,427	0,212	0,125	0,082	0,058	0,054
$v_{u3} = k_t \cdot \lambda_r \cdot v_1$	4,386	3,304	2,463	1,941	1,592	1,346	1,306
$w_1 = \sqrt{u_r^2 + v_1^2}$	12,868	14,281	16,699	19,590	22,773	26,143	26,833
$w_3 = \sqrt{(u_r + v_{u3})^2 + v_{ax3}^2}$	13,181	14,635	17,038	19,894	23,042	26,381	27,065
$w_\infty = \sqrt{\left(u_r + \frac{v_{u3}}{2}\right)^2 + v_{axT}^2}$	12,783	14,314	16,782	19,682	22,863	26,226	26,915
$v_3 = \sqrt{v_{ax3}^2 + v_{u3}^2}$	10,555	10,153	9,911	9,794	9,731	9,694	9,688
$\beta_1 = \arcsin \frac{v_1}{w_1}$	68,839	57,171	45,939	37,776	31,799	27,324	26,565
$\beta_3 = \arcsin \frac{v_{ax3}}{w_3}$	46,748	40,994	34,294	28,853	24,622	21,340	20,775
$\beta_\infty = \arcsin \frac{v_{axT}}{w_\infty}$	57,659	48,983	40,058	33,280	28,189	24,318	23,657
$\alpha_3 = \arctg \frac{v_{u3}}{v_{ax3}} + 90^\circ$	114,56	108,99	104,39	101,43	99,42	97,98	97,74
$\Delta p_{st} = \rho \frac{w_3^2 - w_1^2}{2}$ ; $\rho = 1,225$	4,992	6,267	7,009	7,361	7,550	7,660	7,677

ANEXA 2

$\Delta p_d = \rho \frac{v_1^2 - v_3^2}{2};$	19,968	25,066	28,035	29,446	30,199	30,642	30,708
$\Delta p_t = \Delta p_{st} + \Delta p_d$	24,960	31,333	35,044	36,807	37,749	38,302	38,385
$\bar{R} = \frac{\Delta p_{st}}{\Delta p_t}$ (verificare)	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
$\Delta P_t = \Delta p_t \cdot \Delta Q$	50,81	239,20	445,88	624,42	800,50	584,81	100,93
$(P_t)_{total} = \sum \Delta P_t$	2846,546						
$\Delta P_{t_{mediu}} = \frac{(P_t)_{total}}{Q}$	36,280						
$C_{Pr} = \frac{\Delta P_t}{\rho \frac{v_1^3}{2} \Delta S}$	0,255	0,320	0,358	0,376	0,385	0,391	0,392
$C_{P_{total}} = \frac{(P_t)_{total}}{\rho \frac{v_1^3}{2} \pi R^2}$ R=1,55	0,356						
$C_y \frac{l}{t} = \frac{2v_{u3}}{w_\infty}$	0,686	0,462	0,294	0,197	0,139	0,103	0,097
$(C_y \cdot l)_{necesar} = \frac{4\pi}{z} \cdot \frac{v_{u3}}{w_\infty} \cdot r;$ r - variabil (0,3 → 1,55)	0,431	0,483	0,461	0,413	0,365	0,323	0,315

Cap. 9. PROIECTAREA TURBINEI H2500

Varianta 2-2-1-1 $\lambda_0 = 3$ ; $\alpha_1 = 90^\circ$ ; $v_1 = 12$ m/s ; $u_R = 36$ m/s ; $k_{v3} = 0,8$ ; $v_{ax3} \cong$ m/s ; $v_{axT} \cong$ m/s ; $k_{vT} =$ ; $\bar{R} = 0,8$							
r [m]	$r_b = 0,3$	0,5	0,75	1	1,25	1,5	R = 1,55
$\Delta r$	0,1	0,225	0,25	0,25	0,25	0,15	0,025
$v_1$	12	12	12	12	12	12	12
$v_{ax3} = k_{v3} \cdot v_1$	9,6	9,6	9,6	9,6	9,6	9,6	9,6
$v_{axT} = \frac{v_1 + v_{ax3}}{2}$	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8
$\bar{R}$	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
$\Delta Q = v_{axT} \cdot \Delta S$ ; $\Delta S = 2\pi r \Delta r$	2,036	7,634	12,723	16,965	21,206	15,268	2,630
$Q = \sum \Delta Q$	78,461						
$u_r = u_R \frac{r}{R}$	6,968	11,613	17,419	23,226	29,032	34,839	36
$\lambda_r = \frac{u_r}{v_1}$	0,581	0,968	1,452	1,935	2,419	2,903	3
$k_t = -(1 - \bar{R}) + \sqrt{(1 - \bar{R})^2 + \frac{1 - k_{v3}^2}{\lambda_r^2}}$	0,853	0,451	0,259	0,169	0,119	0,088	0,083
$v_{u3} = k_t \cdot \lambda_r \cdot v_1$	5,940	5,243	4,515	3,923	3,443	3,052	2,982
$w_1 = \sqrt{u_r^2 + v_1^2}$	13,876	16,699	21,153	26,143	31,415	36,847	37,947
$w_3 = \sqrt{(u_r + v_{u3})^2 + v_{ax3}^2}$	16,086	19,398	23,943	28,796	33,865	39,088	40,147
$w_\infty = \sqrt{\left(u_r + \frac{v_{u3}}{2}\right)^2 + v_{axT}^2}$	14,676	17,868	22,446	27,405	32,595	37,934	39,016
$v_3 = \sqrt{v_{ax3}^2 + v_{u3}^2}$	11,289	10,938	10,609	10,371	10,199	10,073	10,053
$\beta_1 = \arcsin \frac{v_1}{w_1}$	59,859	45,939	34,563	27,324	22,457	19,006	18,435
$\beta_3 = \arcsin \frac{v_{ax3}}{w_3}$	36,639	29,663	23,638	19,474	16,468	14,217	13,835
$\beta_\infty = \arcsin \frac{v_{axT}}{w_\infty}$	47,381	37,189	28,761	23,209	19,350	16,541	16,070
$\alpha_3 = \arctg \frac{v_{u3}}{v_{ax3}} + 90^\circ$	121,75	118,64	115,19	112,23	109,73	107,63	107,26
$\Delta p_{st} = \rho \frac{w_3^2 - w_1^2}{2}$ ; $\rho = 1,225$	40,561	59,666	77,071	89,298	97,963	104,191	105,217

ANEXA 2

$\Delta p_d = \rho \frac{v_1^2 - v_3^2}{2};$	10,140	14,916	19,268	22,325	24,491	26,048	26,304
$\Delta p_t = \Delta p_{st} + \Delta p_d$	50,701	74,582	96,338	111,623	122,453	130,239	131,521
$\bar{R} = \frac{\Delta p_{st}}{\Delta p_t}$ (verificare)	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
$\Delta P_t = \Delta p_t \cdot \Delta Q$	103,22	569,37	1225,75	1893,63	2596,72	1988,51	345,84
$(P_t)_{total} = \sum \Delta P_t$	8723,033						
$\Delta P_{t_{mediu}} = \frac{(P_t)_{total}}{Q}$	111,176						
$C_{Pr} = \frac{\Delta P_t}{\rho \frac{v_1^3}{2} \Delta S}$	0,517	0,761	0,983	1,139	1,250	1,329	1,342
$C_{Ptotal} = \frac{(P_t)_{total}}{\rho \frac{v_1^3}{2} \pi R^2}$ R=1,55	1,092						
$C_y \frac{l}{t} = \frac{2v_{u3}}{w_\infty}$	0,809	0,587	0,402	0,286	0,211	0,161	0,153
$(C_y \cdot l)_{necesar} = \frac{4\pi}{z} \cdot \frac{v_{u3}}{w_\infty} \cdot r;$ r - variabil (0,3 → 1,55)	0,509	0,615	0,632	0,600	0,553	0,505	0,496

Cap. 9. PROIECTAREA TURBINEI H2500

Varianta 2-2-1-3 $\lambda_0 = 3$ ; $\alpha_1 = 90^\circ$ ; $v_1 = 12$ m/s ; $u_R = 36$ m/s ; $k_{v_3} = 0,8$ ; $v_{ax3} \cong$ m/s ; $v_{axT} \cong$ m/s ; $k_{v_T} =$ ; $\bar{R} = 0,6$							
r [m]	$r_b = 0,3$	0,5	0,75	1	1,25	1,5	R = 1,55
$\Delta r$	0,1	0,225	0,25	0,25	0,25	0,15	0,025
$v_1$	12	12	12	12	12	12	12
$v_{ax3} = k_{v_3} \cdot v_1$	9,6	9,6	9,6	9,6	9,6	9,6	9,6
$v_{axT} = \frac{v_1 + v_{ax3}}{2}$	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8
$\bar{R}$	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6
$\Delta Q = v_{axT} \cdot \Delta S$ ; $\Delta S = 2\pi r \Delta r$	2,036	7,634	12,723	16,965	21,206	15,268	2,630
$Q = \sum \Delta Q$	78,461						
$u_r = u_R \frac{r}{R}$	6,968	11,613	17,419	23,226	29,032	34,839	36
$\lambda_r = \frac{u_r}{v_1}$	0,581	0,968	1,452	1,935	2,419	2,903	3
$k_t = -(1 - \bar{R}) + \sqrt{(1 - \bar{R})^2 + \frac{1 - k_{v_3}^2}{\lambda_r^2}}$	0,708	0,338	0,175	0,106	0,071	0,050	0,047
$v_{u3} = k_t \cdot \lambda_r \cdot v_1$	4,934	3,923	3,052	2,463	2,051	1,750	1,700
$w_1 = \sqrt{u_r^2 + v_1^2}$	13,876	16,699	21,153	26,143	31,415	36,847	37,947
$w_3 = \sqrt{(u_r + v_{u3})^2 + v_{ax3}^2}$	15,291	18,263	22,610	27,424	32,532	37,827	38,903
$w_\infty = \sqrt{\left(u_r + \frac{v_{u3}}{2}\right)^2 + v_{axT}^2}$	14,340	17,347	21,807	26,736	31,939	37,311	38,400
$v_3 = \sqrt{v_{ax3}^2 + v_{u3}^2}$	10,793	10,371	10,073	9,911	9,817	9,758	9,749
$\beta_1 = \arcsin \frac{v_1}{w_1}$	59,859	45,939	34,563	27,324	22,457	19,006	18,435
$\beta_3 = \arcsin \frac{v_{ax3}}{w_3}$	38,891	31,712	25,124	20,491	17,163	14,702	14,286
$\beta_\infty = \arcsin \frac{v_{axT}}{w_\infty}$	48,861	38,506	29,686	23,825	19,764	16,826	16,335
$\alpha_3 = \arctg \frac{v_{u3}}{v_{ax3}} + 90^\circ$	117,20	112,23	107,63	104,39	102,06	100,33	100,04
$\Delta p_{st} = \rho \frac{w_3^2 - w_1^2}{2}$ ; $\rho = 1,225$	25,266	33,487	39,072	42,053	43,764	44,814	44,974

ANEXA 2

$\Delta p_d = \rho \frac{v_1^2 - v_3^2}{2};$	16,844	22,325	26,048	28,035	29,176	29,876	29,983
$\Delta p_t = \Delta p_{st} + \Delta p_d$	42,110	55,811	65,120	70,088	72,939	74,690	74,956
$\bar{R} = \frac{\Delta p_{st}}{\Delta p_t}$ (verificare)	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6
$\Delta P_t = \Delta p_t \cdot \Delta Q$	85,73	426,07	828,55	1189,01	1546,73	1140,38	197,10
$(P_t)_{total} = \sum \Delta P_t$	5413,558						
$\Delta P_{t_{mediu}} = \frac{(P_t)_{total}}{Q}$	68,997						
$C_{Pr} = \frac{\Delta P_t}{\rho \frac{v_1^3}{2} \Delta S}$	0,430	0,570	0,664	0,715	0,744	0,762	0,765
$C_{Ptotal} = \frac{(P_t)_{total}}{\rho \frac{v_1^3}{2} \pi R^2}$ R=1,55	0,678						
$C_y \frac{l}{t} = \frac{2v_{u3}}{w_\infty}$	0,688	0,452	0,280	0,184	0,128	0,094	0,089
$(C_y \cdot l)_{necesar} = \frac{4\pi}{z} \cdot \frac{v_{u3}}{w_\infty} \cdot r;$ r - variabil (0,3 → 1,55)	0,432	0,474	0,440	0,386	0,336	0,295	0,287



Cap. 9. PROIECTAREA TURBINEI H2500

Varianta 2-2-1-4 $\lambda_0 = 3$ ; $\alpha_1 = 90^\circ$ ; $v_1 = 12$ m/s ; $u_R = 36$ m/s ; $k_{v3} = 0,8$ ; $v_{ax3} \cong$ m/s ; $v_{axT} \cong$ m/s ; $k_{vT} =$ ; $\bar{R} = 0,4$							
r [m]	$r_b = 0,3$	0,5	0,75	1	1,25	1,5	R = 1,55
$\Delta r$	0,1	0,225	0,25	0,25	0,25	0,15	0,025
$v_1$	12	12	12	12	12	12	12
$v_{ax3} = k_{v3} \cdot v_1$	9,6	9,6	9,6	9,6	9,6	9,6	9,6
$v_{axT} = \frac{v_1 + v_{ax3}}{2}$	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8
$\bar{R}$	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
$\Delta Q = v_{axT} \cdot \Delta S$ ; $\Delta S = 2\pi r \Delta r$	2,036	7,634	12,723	16,965	21,206	15,268	2,630
$Q = \sum \Delta Q$	78,461						
$u_r = u_R \frac{r}{R}$	6,968	11,613	17,419	23,226	29,032	34,839	36
$\lambda_r = \frac{u_r}{v_1}$	0,581	0,968	1,452	1,935	2,419	2,903	3
$k_t = -(1 - \bar{R}) + \sqrt{(1 - \bar{R})^2 + \frac{1 - k_{v3}^2}{\lambda_r^2}}$	0,595	0,263	0,129	0,075	0,049	0,035	0,032
$v_{u3} = k_t \cdot \lambda_r \cdot v_1$	4,145	3,052	2,240	1,750	1,429	1,205	1,168
$w_1 = \sqrt{u_r^2 + v_1^2}$	13,876	16,699	21,153	26,143	31,415	36,847	37,947
$w_3 = \sqrt{(u_r + v_{u3})^2 + v_{ax3}^2}$	14,685	17,527	21,878	26,757	31,939	37,300	38,388
$w_\infty = \sqrt{\left(u_r + \frac{v_{u3}}{2}\right)^2 + v_{axT}^2}$	14,084	17,008	21,456	26,410	31,647	37,050	38,145
$v_3 = \sqrt{v_{ax3}^2 + v_{u3}^2}$	10,457	10,073	9,858	9,758	9,706	9,675	9,671
$\beta_1 = \arcsin \frac{v_1}{w_1}$	59,859	45,939	34,563	27,324	22,457	19,006	18,435
$\beta_3 = \arcsin \frac{v_{ax3}}{w_3}$	40,823	33,210	26,027	21,025	17,492	14,914	14,482
$\beta_\infty = \arcsin \frac{v_{axT}}{w_\infty}$	50,069	39,420	30,223	24,138	19,954	16,947	16,447
$\alpha_3 = \arctg \frac{v_{u3}}{v_{ax3}} + 90^\circ$	113,35	107,63	103,13	100,33	98,47	97,16	96,94
$\Delta p_{st} = \rho \frac{w_3^2 - w_1^2}{2}$ ; $\rho = 1,225$	14,152	17,365	19,119	19,917	20,334	20,575	20,611

ANEXA 2

$\Delta p_d = \rho \frac{v_1^2 - v_3^2}{2};$	21,228	26,048	28,679	29,876	30,501	30,862	30,916
$\Delta p_t = \Delta p_{st} + \Delta p_d$	35,380	43,413	47,798	49,793	50,834	51,437	51,526
$\bar{R} = \frac{\Delta p_{st}}{\Delta p_t}$ (verificare)	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
$\Delta P_t = \Delta p_t \cdot \Delta Q$	72,03	331,42	608,16	844,72	1077,98	785,35	135,49
$(P_t)_{total} = \sum \Delta P_t$	3855,142						
$\Delta P_{t_{mediu}} = \frac{(P_t)_{total}}{Q}$	49,134						
$C_{Pr} = \frac{\Delta P_t}{\rho \frac{v_1^3}{2} \Delta S}$	0,361	0,443	0,488	0,508	0,519	0,525	0,526
$C_{Ptotal} = \frac{(P_t)_{total}}{\rho \frac{v_1^3}{2} \pi R^2}$ R=1,55	0,483						
$C_y \frac{l}{t} = \frac{2v_{u3}}{w_\infty}$	0,589	0,359	0,209	0,133	0,090	0,065	0,061
$(C_y \cdot l)_{necesar} = \frac{4\pi}{z} \cdot \frac{v_{u3}}{w_\infty} \cdot r;$ r - variabil (0,3 → 1,55)	0,370	0,376	0,328	0,278	0,236	0,204	0,199

Cap. 9. PROIECTAREA TURBINEI H2500

Varianta 2-2-1-5 $\lambda_0 = 3$ ; $\alpha_1 = 90^\circ$ ; $v_1 = 12$ m/s ; $u_R = 36$ m/s ; $k_{v3} = 0,8$ ; $v_{ax3} \cong$ m/s ; $v_{axT} \cong$ m/s ; $k_{vT} =$ ; $\bar{R} = 0,2$							
r [m]	$r_b = 0,3$	0,5	0,75	1	1,25	1,5	R = 1,55
$\Delta r$	0,1	0,225	0,25	0,25	0,25	0,15	0,025
$v_1$	12	12	12	12	12	12	12
$v_{ax3} = k_{v3} \cdot v_1$	9,6	9,6	9,6	9,6	9,6	9,6	9,6
$v_{axT} = \frac{v_1 + v_{ax3}}{2}$	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8
$\bar{R}$	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
$\Delta Q = v_{axT} \cdot \Delta S$ ; $\Delta S = 2\pi r \Delta r$	2,036	7,634	12,723	16,965	21,206	15,268	2,630
$Q = \sum \Delta Q$	78,461						
$u_r = u_R \frac{r}{R}$	6,968	11,613	17,419	23,226	29,032	34,839	36
$\lambda_r = \frac{u_r}{v_1}$	0,581	0,968	1,452	1,935	2,419	2,903	3
$k_t = -(1 - \bar{R}) + \sqrt{(1 - \bar{R})^2 + \frac{1 - k_{v3}^2}{\lambda_r^2}}$	0,507	0,212	0,100	0,058	0,038	0,026	0,025
$v_{u3} = k_t \cdot \lambda_r \cdot v_1$	3,531	2,463	1,750	1,346	1,090	0,915	0,886
$w_1 = \sqrt{u_r^2 + v_1^2}$	13,876	16,699	21,153	26,143	31,415	36,847	37,947
$w_3 = \sqrt{(u_r + v_{u3})^2 + v_{ax3}^2}$	14,226	17,038	21,439	26,381	31,615	37,020	38,115
$w_\infty = \sqrt{\left(u_r + \frac{v_{u3}}{2}\right)^2 + v_{axT}^2}$	13,889	16,782	21,244	26,226	31,488	36,912	38,010
$v_3 = \sqrt{v_{ax3}^2 + v_{u3}^2}$	10,229	9,911	9,758	9,694	9,662	9,644	9,641
$\beta_1 = \arcsin \frac{v_1}{w_1}$	59,859	45,939	34,563	27,324	22,457	19,006	18,435
$\beta_3 = \arcsin \frac{v_{ax3}}{w_3}$	42,439	34,294	26,602	21,340	17,677	15,030	14,588
$\beta_\infty = \arcsin \frac{v_{axT}}{w_\infty}$	51,039	40,058	30,555	24,318	20,059	17,013	16,507
$\alpha_3 = \arctg \frac{v_{u3}}{v_{ax3}} + 90^\circ$	110,20	104,39	100,33	97,98	96,48	95,44	95,28
$\Delta p_{st} = \rho \frac{w_3^2 - w_1^2}{2}$ ; $\rho = 1,225$	6,028	7,009	7,469	7,660	7,756	7,810	7,818

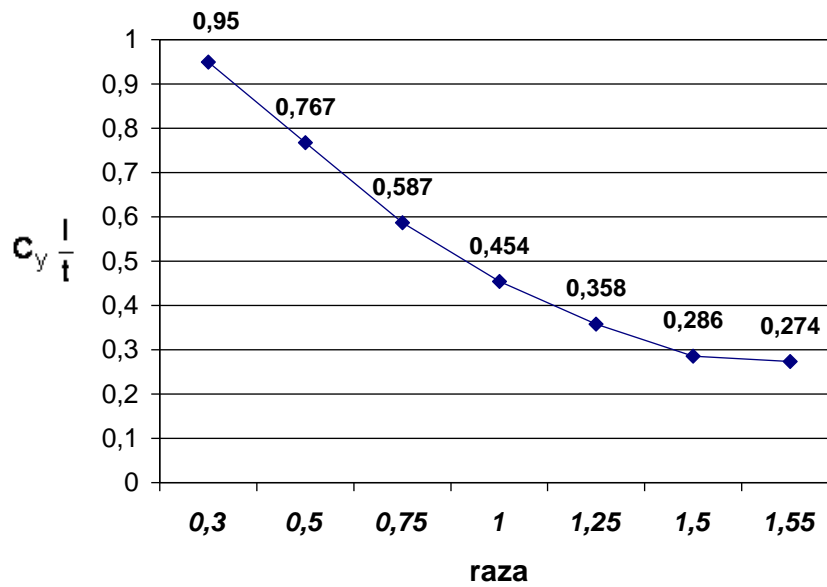
ANEXA 2

$\Delta p_d = \rho \frac{v_1^2 - v_3^2}{2};$	24,114	28,035	29,876	30,642	31,024	31,239	31,271
$\Delta p_t = \Delta p_{st} + \Delta p_d$	30,142	35,044	37,345	38,302	38,780	39,049	39,088
$\bar{R} = \frac{\Delta p_{st}}{\Delta p_t}$ (verificare)	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
$\Delta P_t = \Delta p_t \cdot \Delta Q$	61,36	267,53	475,16	649,79	822,35	596,21	102,78
$(P_t)_{total} = \sum \Delta P_t$	2975,174						
$\Delta P_{t_{mediu}} = \frac{(P_t)_{total}}{Q}$	37,919						
$C_{Pr} = \frac{\Delta P_t}{\rho \frac{v_1^3}{2} \Delta S}$	0,308	0,358	0,381	0,391	0,396	0,398	0,399
$C_{Ptotal} = \frac{(P_t)_{total}}{\rho \frac{v_1^3}{2} \pi R^2}$ R=1,55	0,372						
$C_y \frac{l}{t} = \frac{2v_{u3}}{w_\infty}$	0,509	0,294	0,165	0,103	0,069	0,050	0,047
$(C_y \cdot l)_{necesar} = \frac{4\pi}{z} \cdot \frac{v_{u3}}{w_\infty} \cdot r;$ r - variabil (0,3 → 1,55)	0,320	0,307	0,259	0,215	0,181	0,156	0,151

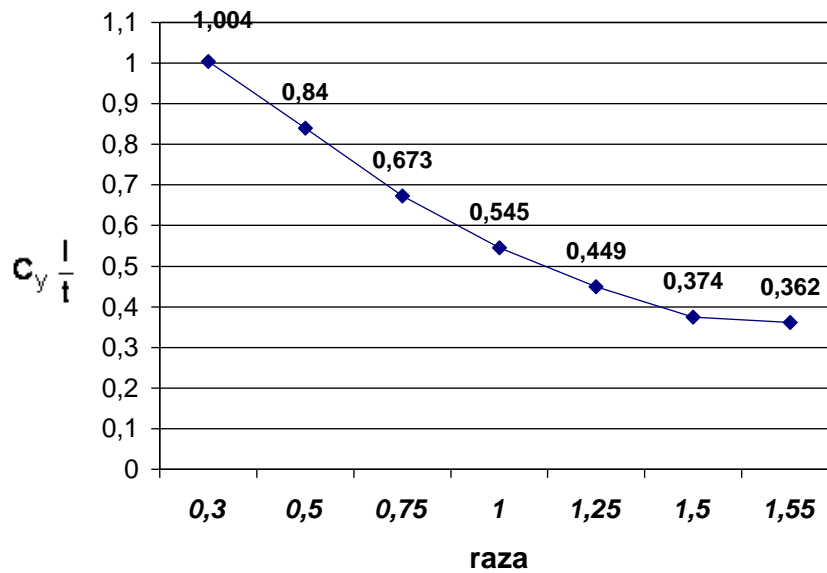
ANEXA 3

- Grafice  $C_{yI/t} = f(r)$  pentru variantele analizate -

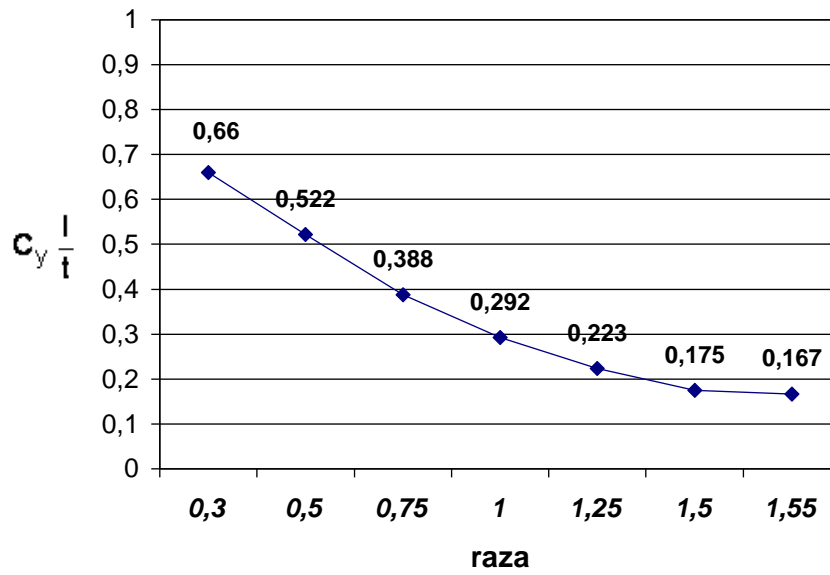
Varinta 1-1-1-1



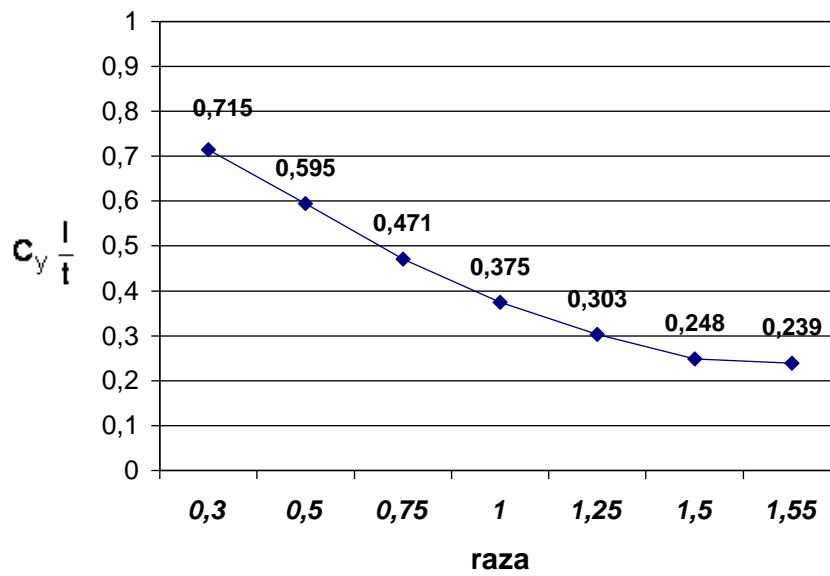
Varinta 1-1-1-2



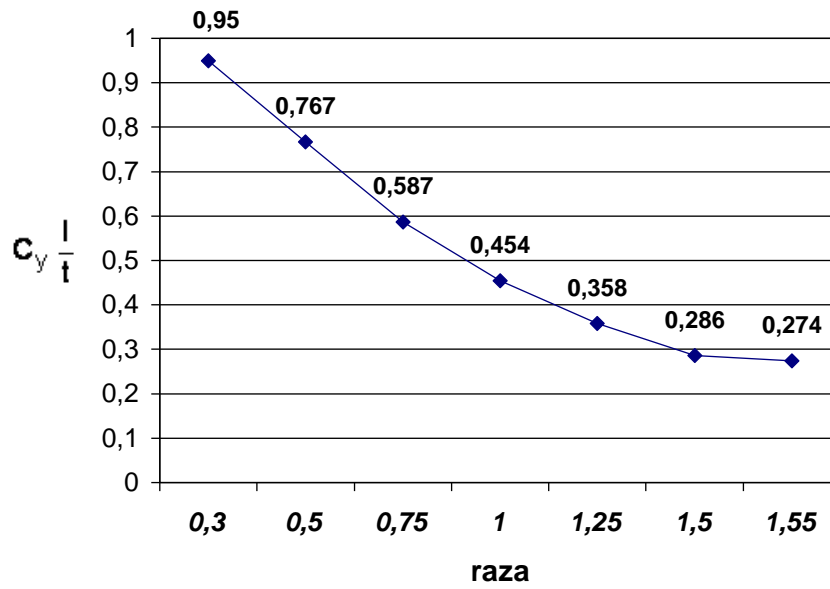
**Varinta 1-1-2-1**



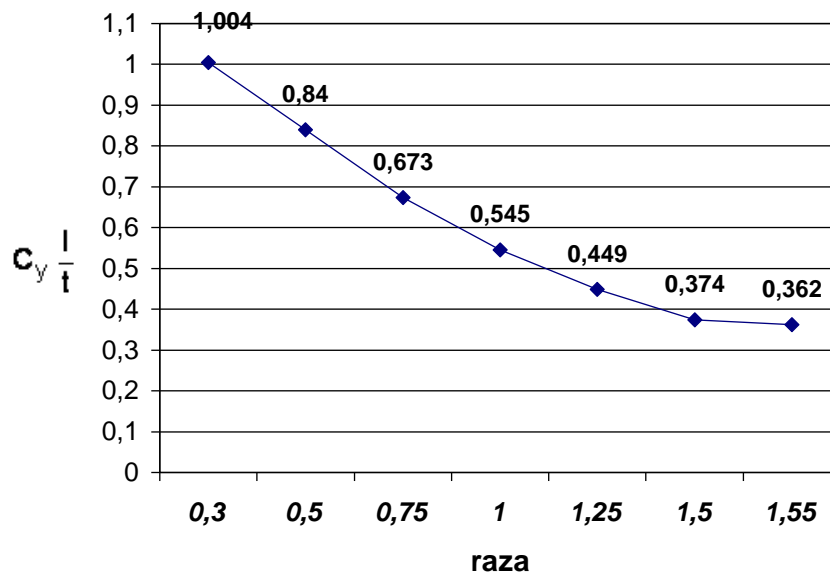
**Varinta 1-1-2-2**



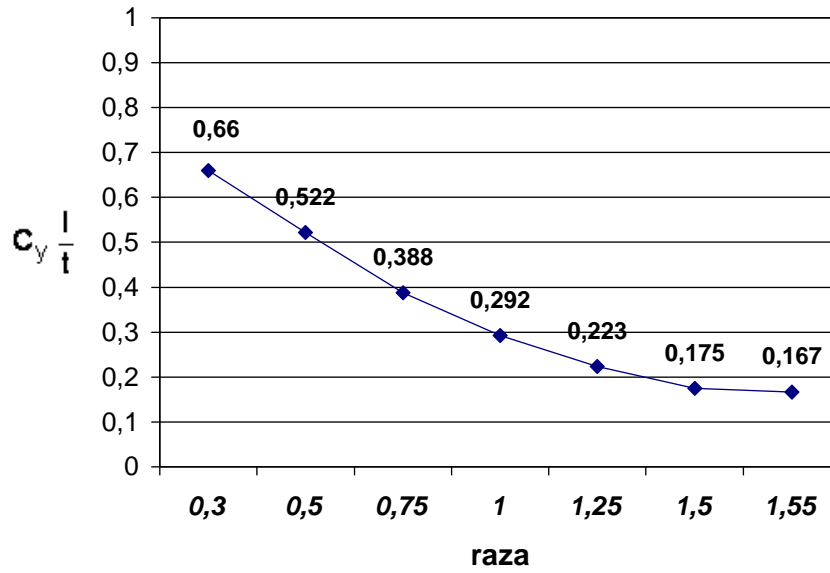
Varinta 1-2-1-1



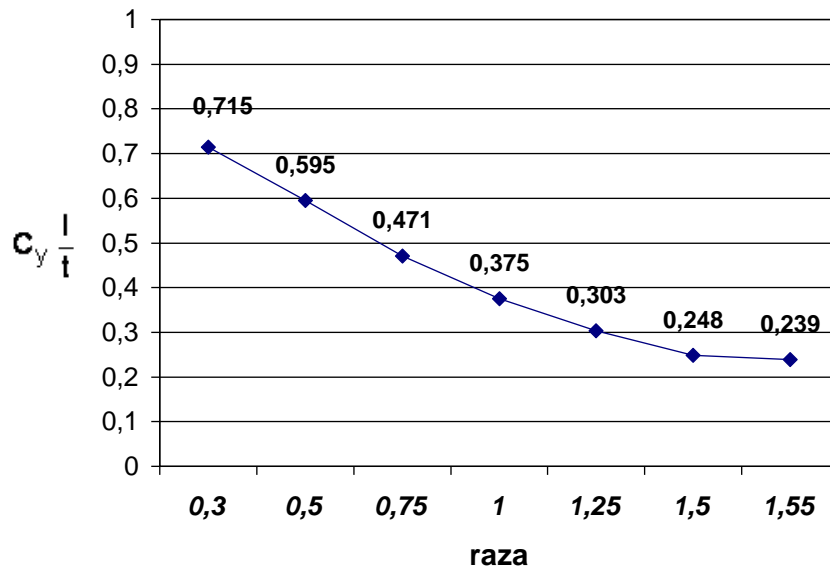
Varinta 1-2-1-2



**Varinta 1-2-2-1**

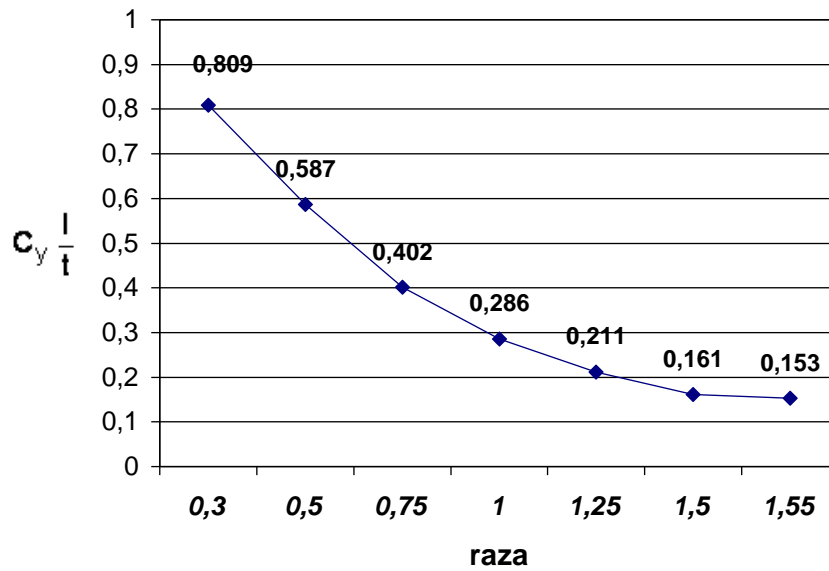


**Varinta 1-2-2-2**

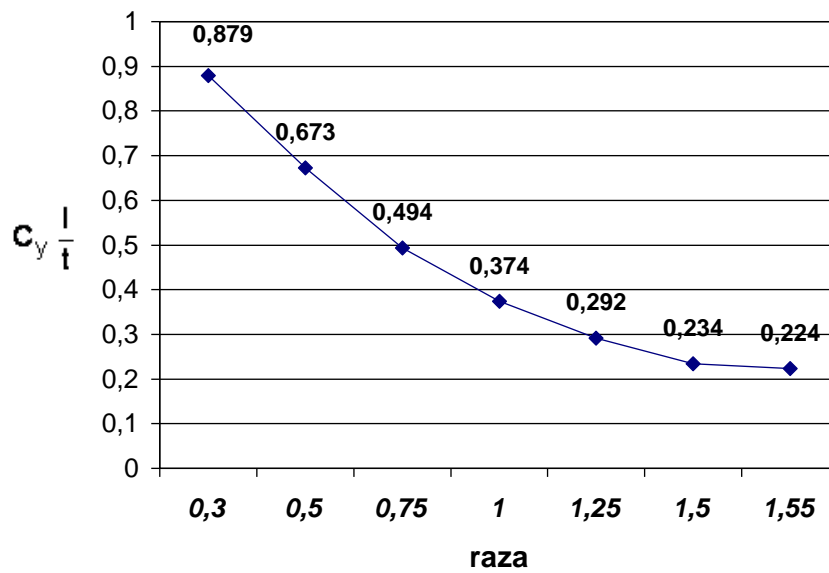




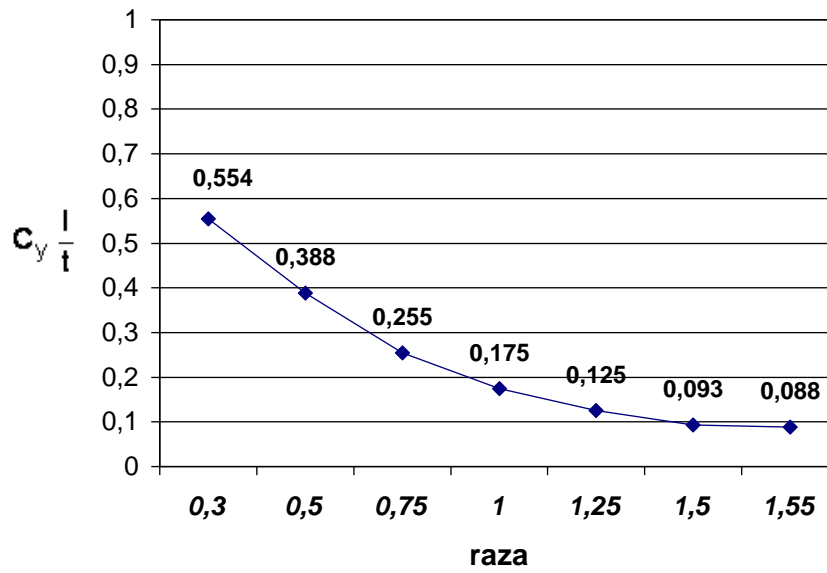
**Varinta 2-1-1-1**



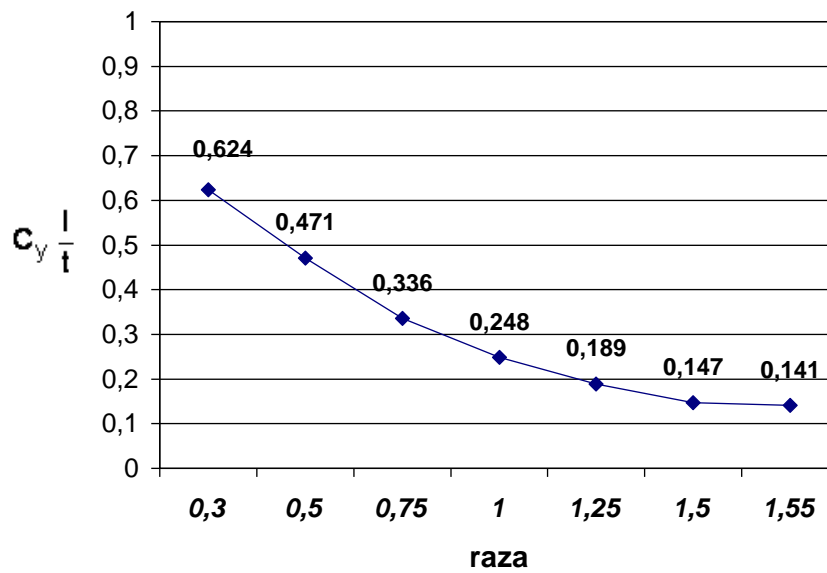
**Varinta 2-1-1-2**



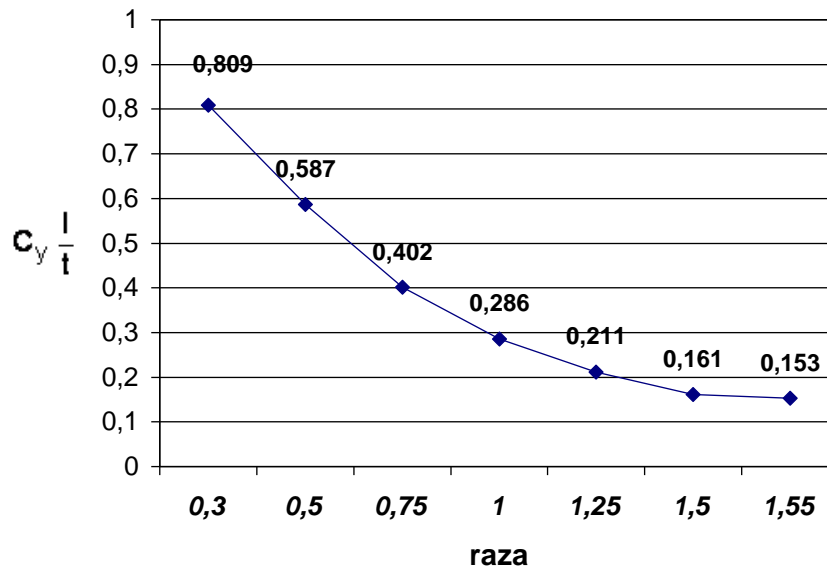
**Varinta 2-1-2-1**



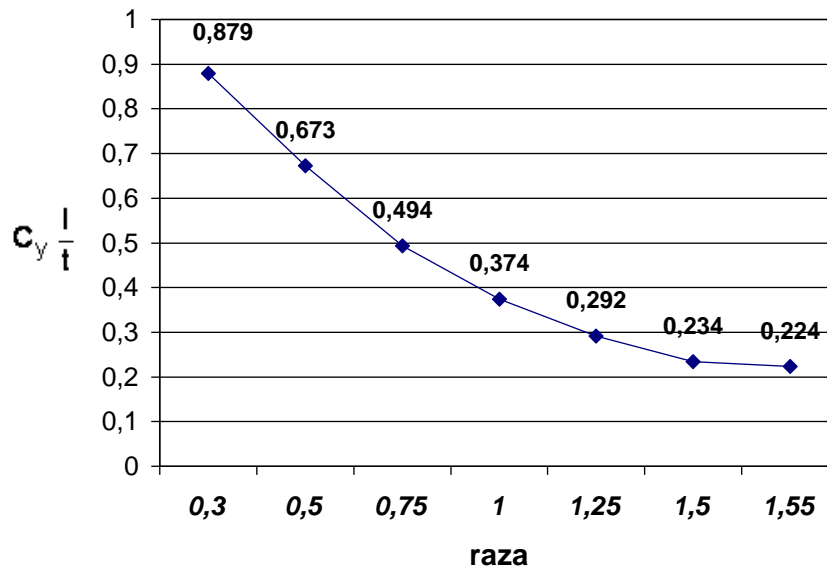
**Varinta 2-1-2-2**



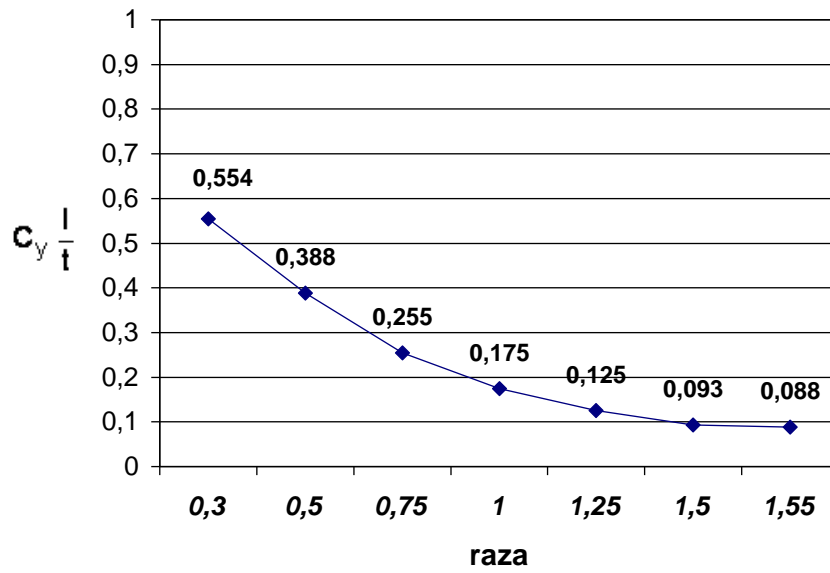
Varinta 2-2-1-1



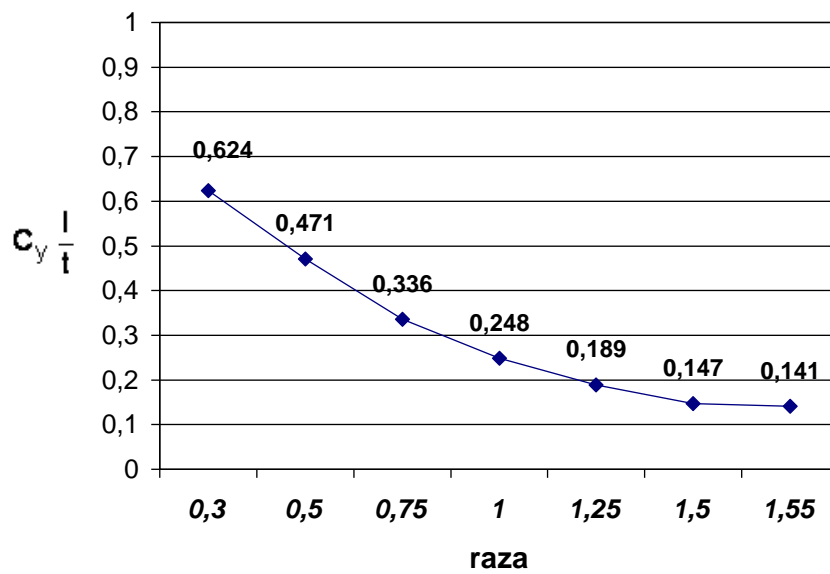
Varinta 2-2-1-2



Varinta 2-2-2-1



Varinta 2-2-2-2



ANEXA 4  
- Grafice suprapuse  $C_{yl}/t = f(r)$  -

Figura 2/1

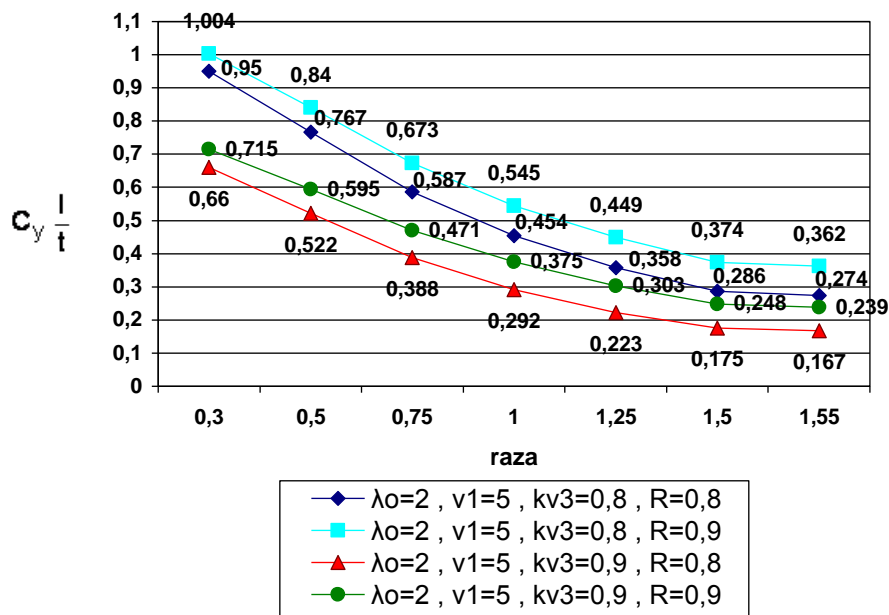


Figura 2/2

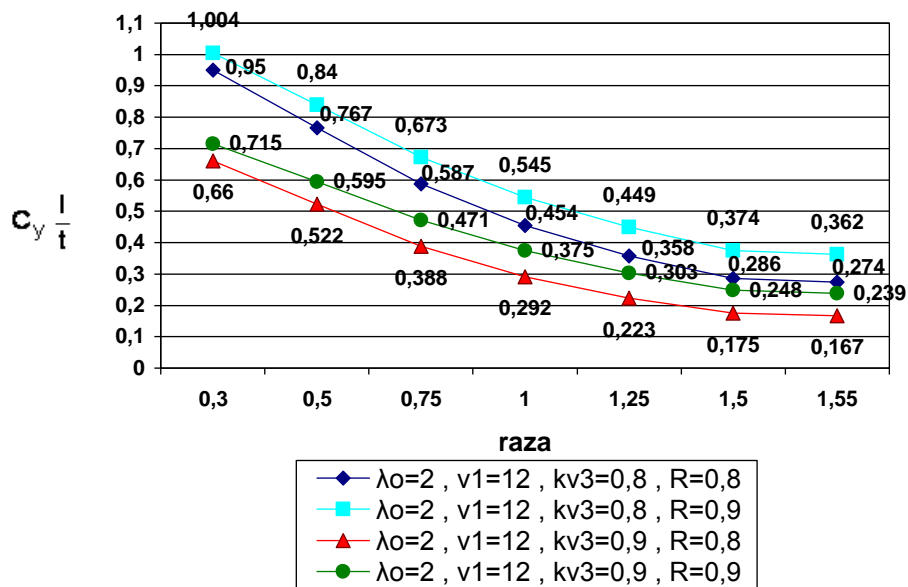


Figura 2/3

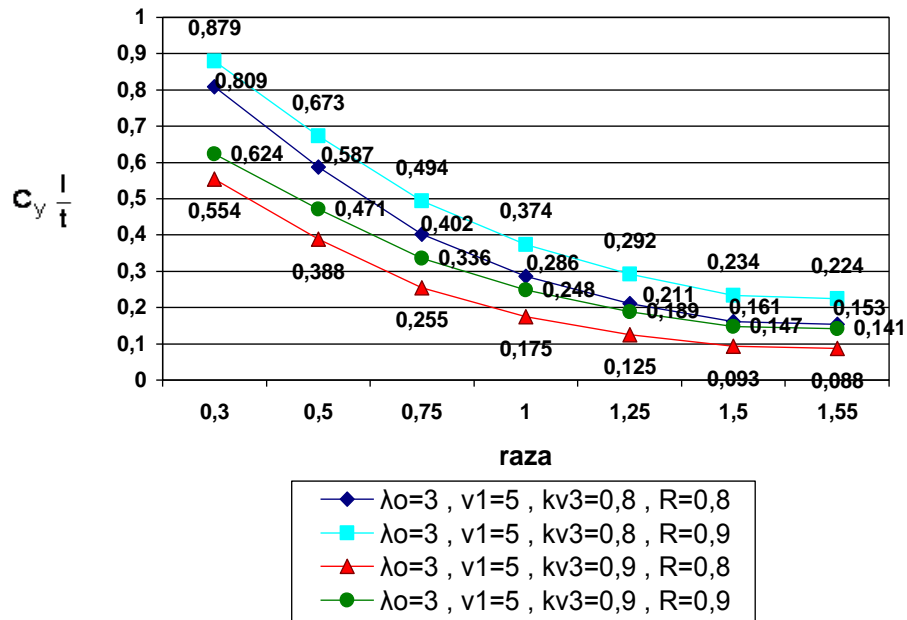
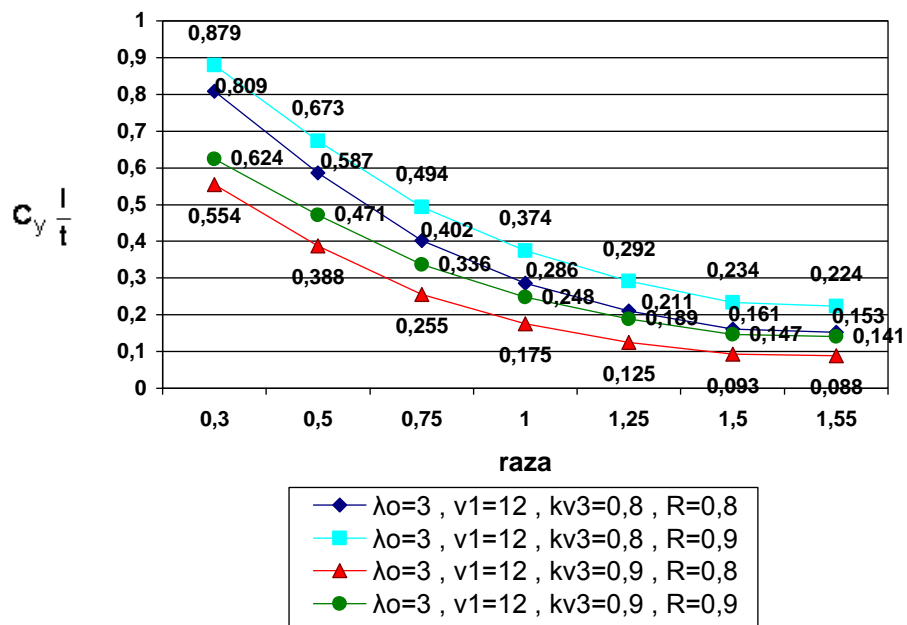


Figura 2/4



## Capitolul 10. STUDIU COMPARATIV AL CELOR DOUĂ TIPURI DE TURBINE, CU AX VERTICAL ȘI CU AX ORIZONTAL

Din documentarea făcută la începutul tezei a rezultat că evaluarea comparativă între turbinele cu ax orizontal și cele cu ax vertical până în prezent s-a făcut pe baza unor criterii subiective. S-a considerat avantajoasă soluția cu ax vertical pentru faptul că nu necesită orientarea în vânt. Ca dezavantaj s-a considerat dificultatea pornirii turbinei fără măsuri speciale. Criteriile estetice au la bază tot considerente subiective.

Obiectivul tezei este sistematizarea unor criterii de comparare obiective, bazate pe analize științifice, tehnice și economice subordonate obiectivului general al creșterii eficienței agregatelor aeroelectrice de putere mică.

Această sistematizare acordă prioritate criteriilor economice prin doi parametri:

- » Costul de fabricație al agregatelor
- » Producția anuală de energie valorificabilă

Analiza comparativă dintre agregatele V2500 (cu ax vertical) și H2500 (cu ax orizontal) urmărește și alte criterii de comparație indirecte:

- performanțe funcționale pe baza considerentelor aerodinamice ale agregatelor
- masele componentelor celor două agregate fără stâlp de susținere
- condiții de montaj și indicatori de mentenabilitate.

Studiul comparativ dintre agregate se axează pe evaluările energetice ale fiecărui agregat în parte adaptate unui anumit amplasament specific, pe baza cărora se stabilesc performanțele funcționale ale celor două turbine.

### 10.1. Costul de fabricație

Câteva considerente calitative permit evaluarea influenței câtorva elemente de construcție asupra costurilor agregatelor.

Geometria paletelor este mai simplă la turbina verticală de tip Giromill față de turbinele orizontale. Structura de susținere a paletajului este mai simplă la turbinele cu ax orizontal. Butucul acestora poate fi montat direct pe rotorul generatorului electric. Astfel se poate renunța la lagărele turbinei dacă cele ale generatorului sunt dimensionate corespunzător.

Turbinele orizontale trebuiesc montate pe un stâlp cu o înălțime minimă de cel puțin jumătate de diametru al turbinei, chiar și în cazul montării pe acoperișul unei case.

Mecanismele și acționarea orientării în vânt nu sunt necesare în cazul turbinelor cu ax vertical. Generatorul electric este cu ceva mai scump în cazul axului vertical din cauza osiei, care are și funcția de structură de susținere a ansamblului.

Forțele aerodinamice care încarcă structura sunt mai dezavantajoase din cauza variației periodice în cazul turbinelor cu ax vertical. Reglarea unghiurilor de instalare este mai simplă în cazul turbinelor cu ax orizontal.

Se prezintă în continuare comparații pentru cele două turbine de 2,5 kW analizate în teză:

## 10.1. Costul de fabricație

Mase [kg]	Material	Turbină verticală	Turbină orizontală
Total turbină	OL/PAFS/Al	100,626	141,47
paletaj	PAFS	11,430 x 3	7,000 x 3
spițe	OL/PAFS	6,700 x 6	-
butuc	OL	-	36,000
osie + lagăre	OL	16,173 + 6,820	-
componente	diverse	3,143	34,470
stâlp (minim)	OL	-	50,000

Se observă în acest tabel că există compatibilități valorice referitoare la masele reperelor fundamentale pentru cele două turbine. Diferența de masă între cele două agregate este dată de existența stâlpului de susținere minim la turbina orizontală – care cântărește  $\approx 50$  kg.

O primă concluzie este faptul că cele două turbine sunt apropiate valoric ca masă, cu un ușor avantaj pentru turbina cu ax orizontal, motivată de existența unui sistem de susținere la turbina cu ax vertical.

### Costuri de fabricație

Structura investiției unei centrale aeroelectrice are în vedere evidențierea costurilor de fabricație, inclusiv montare și punere în funcțiune, costuri de instalare pe amplasament și costuri de operare și mentenanță.

### **Mase și costuri specifice [kg/kW ; lei/kW]**

#### *Prețuri agregat vertical/orizontal*

Se prezintă în continuare structura costurilor de fabricație pentru cele două agregate V2500 și H2500, care antrenează același generator electric; costurile specifice au fost calculate pe baza unor prețuri de fabricație raportate la următoarele exemple: poliester – 10-15 €/kg, oțel inox prelucrat – 3 €/kg, aluminiu – 3 €/kg, oțel – 2 €/kg, stâlp – 1,5-3,5 €/kg.

Costuri de fabricație	Material	Turbină verticală	Turbină orizontală
<b>Total turbină</b>	<b>OL/PAFS/Al</b>	<b>2117 €</b>	<b>1820 €</b>
paletaj	PAFS	706 €	320 €
spițe	OL/PAFS	524 €	-
osie + lagăre	OL	201 €	-
structură metalică de susținere	-	686 €	700 €
componente	-	47 €	800 €
generator electric	-	1200 €	1200 €
protecție generator	-	86 €	86 €
Final agregat		3450 €	3106 €

Final agregat vertical de 2,5 kW – 3450 € / agregat => 1380 € / kW

Final agregat orizontal de 2,5 kW – 3106 € / agregat => 1242,4 € / kW

O a doua concluzie definește un cost de fabricație /kW ușor mai mic la turbina cu ax orizontal raportată la cea cu ax vertical, care are o strânsă legătură cu masele componentelor celor două agregate.



## 10.2. Producții de energie pentru cele două agregate

Importanța producției de energie ale agregatelor pentru eficiența economică este materializată într-un calcul energetic bazat pe un model matematic privind evaluarea curbelor sistemului de valorificare energetică.

Propunerile pentru acest model [21] au fost diferențiate pentru cele două turbine (verticală/orizontală). Această diferențiere se bazează pe comparații ale câtorva turbine realizate de tip orizontal și vertical pentru care au fost publicate rezultate ale testelor [21].

Se analizează pentru cele două tipuri de agregate de 2,5 kW curbele caracteristice de exploatare:  $P_e = f(v)$ , unde

$P_e$  : puterea la bornele generatorului

$v$  : viteza vântului

Se compara producția de energie pentru diferite frecvențe de vânt cu ajutorul modelului Weibull. În evaluarea frecvențelor asociate domeniului de viteze unei viteze medii s-au utilizat funcțiile Weibull cu trei parametri. Cu ajutorul acestei metodologii se oferă în domeniul vitezelor medii, cuprinse între 4 și 7 m/s, detaliile calculului energetic pentru oferta unui amplasament convenabil tipurilor de turbină analizate.

Ca regim de exploatare s-a considerat un reglaj de turație pentru maximizarea puterii la arbore de 3 kW și plafonarea puterii la acest maxim. S-a admis o supraîncărcare pe timp scurt până la 3,5 kW la arborele turbinei. Această plafonare și reglaj se realizează cu ajutorul unui sistem de conducere, utilizând un inverter pentru conectare la rețeaua electrică și frânare electrodinamică pentru protecția agregatului.

Curbele de randamente ale generatorului electric au fost generalizate pe baza testelor obținute pe un stand uzinal la Electromotor Timișoara.

Tabelul prezintă randamentele generatorului electric utilizat atât pentru turbina cu ax vertical cât și pentru cea cu ax orizontal:

I [A] n[rpm]	Randamentele generatorului [%]										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
50	72,4	80,0	81,5	80,8	79,0	76,7	74,0	71,2	68,3	65,4	62,4
60	71,3	80,4	82,4	82,2	80,9	79,0	76,7	74,3	71,7	69,0	66,3
70	71,1	80,6	83,1	83,2	83,3	80,7	78,8	76,6	74,3	71,8	69,3
80	70,8	80,8	83,6	84,0	83,3	82,1	80,4	78,5	76,4	74,1	71,8
90	70,6	80,9	83,9	84,6	84,2	83,1	81,7	80,0	78,0	76,0	73,9
100	70,4	80,9	84,2	85,1	84,8	84,0	82,7	81,2	79,5	77,6	75,6
110	70,2	80,9	84,4	85,4	85,4	84,7	83,6	82,2	80,6	78,9	77,1
120	70,0	80,9	84,5	85,8	85,3	85,3	84,3	83,1	81,6	80,0	78,3
130	69,8	80,9	84,6	86,0	86,2	85,8	84,9	83,8	82,5	81,0	79,4
140	69,7	80,8	84,7	86,2	86,5	86,2	85,5	84,5	83,3	81,9	80,4
150	69,5	80,8	84,8	86,3	86,8	86,6	86,0	85,0	83,9	82,6	81,2
160	69,3	80,7	84,8	86,5	87,0	86,9	86,4	85,5	84,5	83,3	82,0
170	69,1	80,7	84,9	86,6	87,2	87,2	86,7	86,0	85,0	83,9	82,6
180	69,0	80,6	84,9	86,7	87,4	87,4	87,0	86,4	85,5	84,4	83,3
190	68,8	80,6	84,9	86,8	87,5	87,6	87,3	86,7	85,9	84,9	83,8
200	68,7	80,5	84,9	86,9	87,7	87,8	87,6	87,1	86,3	85,4	84,3

## 10.2. Producții de energie pentru cele două agregate

210	68,5	80,4	84,9	86,9	87,8	88,0	87,8	87,3	86,6	85,8	84,8
220	68,4	80,4	84,9	87,0	87,9	88,2	88,0	87,6	87,0	86,1	85,2
230	68,3	80,3	84,9	87,0	88,0	88,3	88,2	87,8	87,2	86,5	85,6
240	68,1	80,3	84,9	87,1	88,1	88,4	88,4	88,1	87,5	86,8	85,9
250	68,0	80,2	84,9	87,1	88,2	88,6	88,5	88,3	87,7	87,1	86,2
260	67,9	80,1	84,9	87,1	88,2	88,7	88,7	88,4	88,0	87,3	86,5
270	67,8	80,1	84,9	87,2	88,3	88,8	88,8	88,6	88,2	87,6	86,8
280	67,7	80,0	84,8	87,2	88,3	88,8	88,9	88,8	88,4	87,8	87,1
290	67,5	79,9	84,8	87,2	88,4	88,9	89,1	88,9	88,5	88,0	87,3
300	67,4	79,9	84,8	87,2	88,4	89,0	89,2	89,0	88,7	88,2	87,6
310	67,3	79,8	84,8	87,2	88,5	89,1	89,3	89,2	88,9	88,4	87,8
320	67,2	79,8	84,8	87,2	88,5	89,1	89,3	89,3	89,0	88,6	88,0
330	67,1	79,7	84,7	87,2	88,5	89,2	89,4	89,4	89,1	88,8	88,2
340	67,0	79,6	84,7	87,2	88,6	89,2	89,5	89,5	89,3	88,9	88,3
350	66,9	79,6	84,7	87,2	88,6	89,3	89,6	89,6	89,4	89,0	88,5

### 10.2.1. Turbina cu ax vertical prototip – producția de energie

a) **Curbe adimensionale:** Curba caracteristică adimensională pentru puterea la arbore a fost aproximată prin relația  $C_{Parb} = a \cdot \lambda^\alpha - b \cdot \lambda^\beta$  [20], corespunzătoare unui model matematic pentru evaluarea curbelor sistemului de valorificare energetică.

$$\alpha = - ; a = - \quad \lambda = \frac{U_R}{v}$$

$$\beta = - ; b = -$$

Pentru determinarea constantelor din expresie a fost folosit un program existent la CCAE-UPT construit pe următoarele condiții:

- curba să treacă prin punctul maxim ( $\lambda_0, C_{P_{palmax}}$ )
- să aibă valoare extremă în acest punct
- să treacă prin originea sistemului de referință
- prin constantele  $\alpha$  și  $\beta$  se influențează alura curbelor în domeniul  $\lambda < \lambda_0$

Turbina cu ax vertical prezentată în cadrul tezei este modelul de turbină măsurat în tunelul aerodinamic, și utilizează o metodă originală de maximizare a energiei valorificate. Pe baza datelor experimentale obținute pentru  $\lambda_0 = 1,6$  a rezultat  $C_{P_{arbmax}} = 0,31$ . Pentru aceste condiții curba adimensională de putere aproximată prin modelul matematic [20] utilizat în cadrul CCAE – UPT, este:

$$\alpha = 2 ; a = 0,28255$$

$$\beta = 3,5 ; b = 0,079777$$

Maximul este  $C_{P_{max}arbore} = 0,31$ , iar locul maximului  $\lambda_0 = 1,6$

În figura 10.1. este redată curba  $C_{Parb} = f(\lambda)$ .

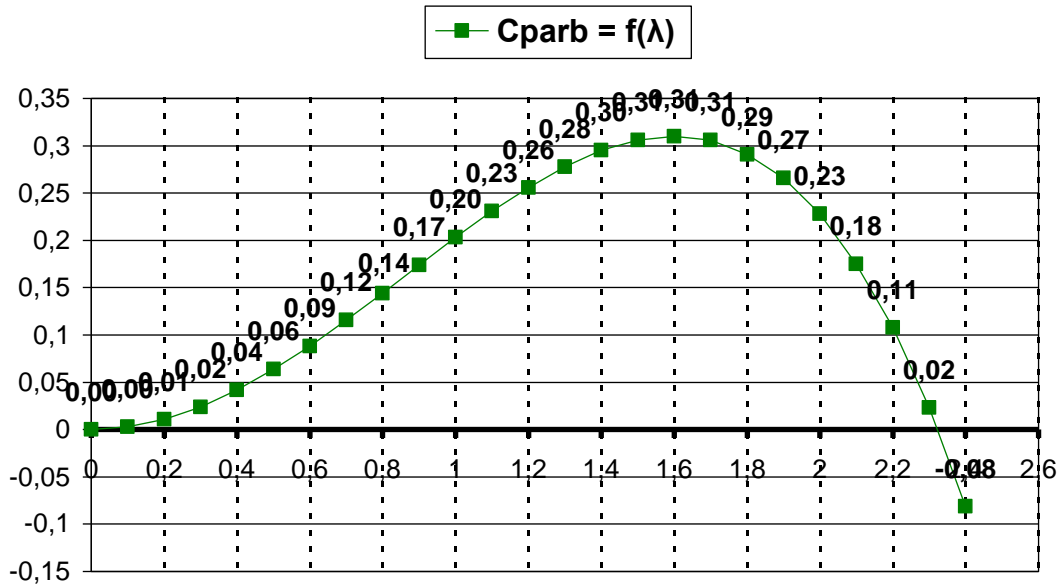


Figura 10.1.

b) **Curbe de exploatare**

Pentru a pune în evidență corespondența  $P_{arb} = f(n,v)$  pentru turbina verticală V2500 – prototip (încercată în tunel aerodinamic) am definit următorul algoritm de calcul:

Algoritmul presupune construirea curbelor  $C_{Parb} = f(v)$  și  $n = f(v)$  pe baza unui tabel centralizator, în care s-au utilizat următoarele relații de calcul:

$$C_{Parb} = a \cdot \lambda^{\alpha} - b \cdot \lambda^{\beta}, \quad P_{arb} = C_{Parb} \cdot \rho \cdot \frac{v^3}{2} \cdot S, \quad \text{unde } S \text{ este aria baleată.}$$

Pornind de la valorile turației constante ( $n=50...400$  rpm) și ale vitezelor vântului considerate ca reper,  $v = 5, 12, 15$  m/s, s-au calculat următorii parametri  $\lambda, C_p, P_{arb}$  (cu formulele definite mai sus).

În cazul turbinei verticale  $S = D \cdot H = 7,5m^2$ , unde  $D = 2,5$  m,  $H = 3$ .

$$\lambda = \frac{u_R}{v} = \frac{\omega \cdot R}{v}; \quad \text{unde } \omega = \frac{\pi \cdot n}{30}, \quad n \text{ fiind turația turbinei [rpm].}$$

La calculul puterii la arbore, având în vedere că am considerat valoarea vitezei ca reper de calcul, avem constanta  $A = \rho \cdot \frac{v^3}{2} \cdot S$ , prezentată în tabelul de calcul.

În urma calculului au rezultat următoarele valori numerice, care au fost determinate pentru a genera un reper în calculele ulterioare privitoare la evaluarea producției de energie pentru turbinele analizate. Fiind vorba despre un prototip, am pus următoarele condiții:

- la valori negative ale coeficientului de putere  $C_p$  calculat funcție de  $\lambda$ , s-a tipărit valoarea 0;
- la valori negative ale puterii la arborele turbinei s-a tipărit valoarea 0.

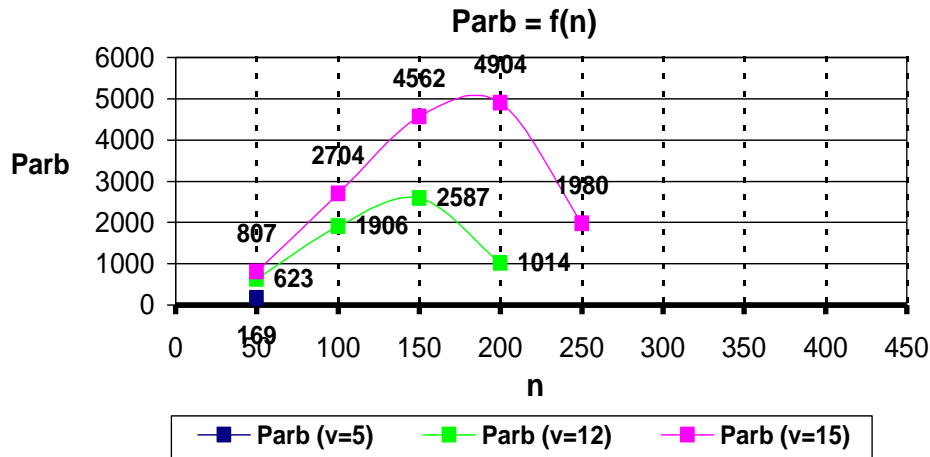
## 10.2. Producții de energie pentru cele două agregate

La analizarea rezultatelor obținute s-a trasat corespondența grafică  $P_{arb}=f(n)$ , fără a limita valoarea puterii la arborele turbinei, considerată la  $P_{arb} = 3500$  kW. Se observă în acest grafic că în intervalul de turații considerat avem valori mai mari ale puterii la arbore la viteze ale vântului mai mari. Peste turația de regim de  $n = 250$  rpm obținem valori negative pentru  $P_{arb}$ . Sunt prezentate trei curbe asociate celor trei viteze ( $v = 5, 12, 15$  m/s), care se opresc în reprezentare la valorile negative (marcate în tabel cu 0).

În aceste condiții este necesară o altă aproximație pentru calculul energetic al turbinelor analizate în acest studiu comparativ, care va fi prezentat în paragrafele următoare, particularizate pentru turbina verticală V2500 îmbunătățită în 10.2.2a, și în 10.2.2b pentru turbina orizontală H2500 – proiect.

Rezultatele calculului sunt centralizate în tabelul următor:

n	v			
	5	12	15	
	<b>A</b>	604,69	8359,20	16326,56
<b>50</b>	<b><math>\lambda</math></b>	1,31	0,55	0,44
	<b>Cp</b>	0,28	0,07	0,05
	<b>Parb</b>	168,96	622,70	806,79
<b>100</b>	<b><math>\lambda</math></b>	2,62	1,09	0,87
	<b>Cp</b>	0	0,23	0,17
	<b>Parb</b>	0	1906,39	2704,45
<b>150</b>	<b><math>\lambda</math></b>	3,93	1,64	1,31
	<b>Cp</b>	0	0,31	0,28
	<b>Parb</b>	0	2586,59	4561,98
<b>200</b>	<b><math>\lambda</math></b>	5,24	2,18	1,75
	<b>Cp</b>	0	0,12	0,30
	<b>Parb</b>	0	1013,60	4903,86
<b>250</b>	<b><math>\lambda</math></b>	6,54	2,73	2,18
	<b>Cp</b>	0	0	0,12
	<b>Parb</b>	0	0	1979,68
<b>300</b>	<b><math>\lambda</math></b>	7,85	3,27	2,62
	<b>Cp</b>	0	0	0
	<b>Parb</b>	0	0	0
<b>350</b>	<b><math>\lambda</math></b>	9,16	3,82	3,05
	<b>Cp</b>	0	0	0
	<b>Parb</b>	0	0	0
<b>400</b>	<b><math>\lambda</math></b>	10,47	4,36	3,49
	<b>Cp</b>	0	0	0
	<b>Parb</b>	0	0	0



**c) Calculul de energii**

În tabelele anexe se prezintă calculele de energii pentru turbina V2500 prototip testată în tunelul aerodinamic, pentru diferite viteze medii ale amplasamentelor, respectiv: viteza medie a vântului  $v = 4, 5, 6, 7$  m/s. ( $C_{p_{max}} = 0,31$ ;  $\lambda = 1,6$ )

Mărima primară a metodei este o viteză medie anuală la o elevație de referință. În evaluarea frecvențelor asociate domeniului de viteze, corespunzătoare unei viteze medii, s-au utilizat funcțiile Weibull cu trei parametri. Cu ajutorul acestei metodologii se oferă în domeniul vitezelor medii cuprinse între 4 și 7 m/s, detaliile calculului energetic pentru oferta unui amplasament.

**Algoritmul de calcul pentru calculul de energii**

1. Viteza vântului  $v$  [m/s] - s-a considerat în intervalul 3...22 m/s
2. Funcția de frecvență  $FF$  [ore/an] s-a determinat pe baza relațiilor Weibull
3. Numărul caracteristic  $\lambda = \lambda_0$ ;  $C_{Parb} = C_{Parb_{max}}$
4. Turația  $n$  [rpm] - formule utilizate:

$$\lambda = \frac{u}{v} = \frac{R \cdot \omega}{v}; \quad \omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \text{ rezultă } n = \frac{30 \cdot \lambda \cdot v}{\pi \cdot R}$$

5. Coeficientul de putere  $C_p$  se calculează cu relația:

$$C_{Parb} = a \cdot \lambda^\alpha - b \cdot \lambda^\beta$$

6. Puterea la arborele turbinei  $P_{arb}$  [W] - se determină cu relația:

$$P_{arb} = C_p \cdot \rho \cdot \frac{v^3}{2} \cdot S$$

7. Puterea electrică  $P_{el}$  [W] -  $P_{el} = P_{arb} \cdot \eta_G$

8. Intensitatea curentului  $I$  [A] se determină cu relația:  $I = \frac{P_{el}}{U}$ , unde  $U = k \cdot n$

9. Randamentul generatorului  $\eta_G$  [%] - preluat din tabel

10. Energia la arborele turbinei  $ET$  [kWh/an] -  $ET = FF \cdot P_{arb}$

11. Energia electrică  $EE$  [kWh/an] -  $EE = FF \cdot P_{el}$

12. Energia electrică însumată la bornele generatorului -  $\sum EE$

## 10.2. Producții de energie pentru cele două agregate

Obs.: Până la  $P_{arb} < 3,5$  kW se respectă algoritmul prezentat.

Pentru  $P_{arb} > 3,5$  kW rezultat din calcule, s-a impus condiția restrictivă,  $P_{arb}=ct.=3,5$  kW, iar algoritmul de calcul în aceste situații parcurge următorii pași:

$$C_p = \frac{P_{arb}}{\rho \cdot \frac{v^3}{2} \cdot S} \rightarrow \lambda \text{ (metodă grafică)} \rightarrow u \text{ (} u = \lambda \cdot v \text{)} \rightarrow n \text{ (} n = \frac{30 \cdot \lambda \cdot v}{\pi \cdot R} \text{)}.$$

### Rezultatele calcului energetic pentru turbina testată în tunel V2500 prototip:

Constante utilizate în calcul:

$k = 0,73$  ;  $\rho = 1,29$  kg/m<sup>3</sup> ;  $D = 2,5$  m ;  $TSR_0 = 1,6$  ;  $C_{p_{max}} = 0,31$ ;  $TSR - \lambda$

$\alpha = 2$  ;  $a = 0,28255$

$\beta = 3,5$  ;  $b = 0,079777$

Viteza medie a vântului : 4 m/s

v [m/s]	FF [h/y]	TSR -	n [rpm]	C <sub>p</sub> -	P <sub>arb</sub> [W]	P <sub>el</sub> [W]	I [A]	rand <sub>el</sub> [%]	ET [kWh/y]	EE [kWh/y]
3	1289	1,6	37	0,31	40	26	1,0	64,7	52	34
4	1058	1,6	49	0,31	96	72	2,0	74,5	102	76
5	818	1,6	61	0,31	187	150	3,4	79,8	153	122
6	604	1,6	73	0,31	324	268	5,0	82,6	196	162
7	429	1,6	86	0,31	514	436	7,0	84,7	221	187
8	294	1,6	98	0,31	768	638	8,9	83,1	226	188
9	196	1,6	110	0,31	1093	910	11,3	83,2	214	178
10	126	1,6	122	0,31	1500	1230	13,8	82,0	189	155
11	80	1,6	134	0,31	1996	1601	16,3	80,2	160	128
12	49	1,6	147	0,31	2591	2021	18,9	78,0	127	99
13	29	1,6	159	0,31	3295	2471	21,3	75,0	96	72
14	17	1,91	204	0,26	3500	2667	17,9	76,2	60	45
15	10	2,03	232	0,21	3500	2751	16,2	78,6	35	28
16	6	2,10	256	0,18	3500	2811	15,0	80,3	21	17
17	3	2,14	278	0,15	3500	2874	14,2	82,1	11	9
18	2	2,18	299	0,12	3500	2919	13,4	83,4	7	6
19	1	2,20	320	0,11	3500	2961	12,7	84,6	4	3
20	0	2,22	339	0,09	3500	2993	12,1	85,5	0	0
21	0	2,23	359	0,08	3500	3021	11,5	86,3	0	0
22	0	2,25	378	0,07	3500	3042	11,0	86,9	0	0

Energia însumată la bornele generatorului: 1507 kWh/an

Cap. 10. STUDIU COMPARATIV AL CELOR DOUĂ TIPURI DE TURBINE

Constante utilizate în calcul:

$$k = 0,73 ; \rho = 1,29 \text{ kg/m}^3 ; D = 2,5 \text{ m} ; \text{TSR}_0 = 1,6 ; C_{P_{\max}} = 0,31 ; \text{TSR} - \lambda$$

$$\alpha = 2 ; a = 0,28255$$

$$\beta = 3,5 ; b = 0,079777$$

Viteza medie a vântului : 5 m/s

v [m/s]	FF [h/y]	TSR -	n [rpm]	C <sub>p</sub> -	P <sub>arb</sub> [W]	P <sub>el</sub> [W]	I [A]	rand <sub>el</sub> [%]	ET [kWh/y]	EE [kWh/y]
3	1194	1,6	37	0,31	40	26	1,0	64,7	48	31
4	1097	1,6	49	0,31	96	72	2,0	74,5	105	78
5	944	1,6	61	0,31	187	150	3,4	79,8	177	141
6	769	1,6	73	0,31	324	268	5,0	82,6	249	206
7	598	1,6	86	0,31	514	436	7,0	84,7	308	261
8	447	1,6	98	0,31	768	638	8,9	83,1	343	285
9	321	1,6	110	0,31	1093	910	11,3	83,2	351	292
10	224	1,6	122	0,31	1500	1230	13,8	82,0	336	275
11	151	1,6	134	0,31	1996	1601	16,3	80,2	301	242
12	98	1,6	147	0,31	2591	2021	18,9	78,0	254	198
13	63	1,6	159	0,31	3295	2471	21,3	75,0	208	156
14	39	1,91	204	0,26	3500	2667	17,9	76,2	137	104
15	23	2,03	232	0,21	3500	2751	16,2	78,6	81	63
16	14	2,10	256	0,18	3500	2811	15,0	80,3	49	39
17	8	2,14	278	0,15	3500	2874	14,2	82,1	28	23
18	4	2,18	299	0,12	3500	2919	13,4	83,4	14	12
19	2	2,20	320	0,11	3500	2961	12,7	84,6	7	6
20	1	2,22	339	0,09	3500	2993	12,1	85,5	4	3
21	1	2,23	359	0,08	3500	3021	11,5	86,3	4	3
22	0	2,25	378	0,07	3500	3042	11,0	86,9	0	0

Energia însumată la bornele generatorului: 2419 kWh/an

## 10.2. Producții de energie pentru cele două agregate

Constante utilizate în calcul:

$$k = 0,73 ; \rho = 1,29 \text{ kg/m}^3 ; D = 2,5 \text{ m} ; \text{TSR}_0 = 1,6 ; C_{P_{\max}} = 0,31 ; \text{TSR} - \lambda$$

$$a = 2 ; a = 0,28255$$

$$\beta = 3,5 ; b = 0,079777$$

Viteza medie a vântului : 6 m/s

v [m/s]	FF [h/y]	TSR -	n [rpm]	C <sub>p</sub> -	P <sub>arb</sub> [W]	P <sub>el</sub> [W]	I [A]	rand <sub>el</sub> [%]	ET [kWh/y]	EE [kWh/y]
3	1031	1,6	37	0,31	40	26	1,0	64,7	42	27
4	1035	1,6	49	0,31	96	72	2,0	74,5	99	74
5	970	1,6	61	0,31	187	150	3,4	79,8	182	145
6	858	1,6	73	0,31	324	268	5,0	82,6	278	230
7	723	1,6	86	0,31	514	436	7,0	84,7	372	315
8	584	1,6	98	0,31	768	638	8,9	83,1	448	373
9	453	1,6	110	0,31	1093	910	11,3	83,2	495	412
10	338	1,6	122	0,31	1500	1230	13,8	82,0	507	416
11	244	1,6	134	0,31	1996	1601	16,3	80,2	487	391
12	170	1,6	147	0,31	2591	2021	18,9	78,0	441	344
13	115	1,6	159	0,31	3295	2471	21,3	75,0	379	284
14	75	1,91	204	0,26	3500	2667	17,9	76,2	263	200
15	48	2,03	232	0,21	3500	2751	16,2	78,6	168	132
16	30	2,10	256	0,18	3500	2811	15,0	80,3	105	84
17	18	2,14	278	0,15	3500	2874	14,2	82,1	63	52
18	10	2,18	299	0,12	3500	2919	13,4	83,4	35	29
19	6	2,20	320	0,11	3500	2961	12,7	84,6	21	18
20	3	2,22	339	0,09	3500	2993	12,1	85,5	11	9
21	2	2,23	359	0,08	3500	3021	11,5	86,3	7	6
22	1	2,25	378	0,07	3500	3042	11,0	86,9	4	3

Energia însumată la bornele generatorului: 3542 kWh/an



Cap. 10. STUDIU COMPARATIV AL CELOR DOUĂ TIPURI DE TURBINE

Constante utilizate în calcul:

$$k = 0,73 ; \rho = 1,29 \text{ kg/m}^3 ; D = 2,5 \text{ m} ; \text{TSR}_0 = 1,6 ; C_{P_{\max}} = 0,31 ; \text{TSR} - \lambda$$

$$a = 2 ; a = 0,28255$$

$$\beta = 3,5 ; b = 0,079777$$

Viteza medie a vântului : 7 m/s

v [m/s]	FF [h/y]	TSR -	n [rpm]	C <sub>p</sub> -	P <sub>arb</sub> [W]	P <sub>el</sub> [W]	I [A]	rand <sub>el</sub> [%]	ET [kWh/y]	EE [kWh/y]
3	858	1,6	37	0,31	40	26	1,0	64,7	35	22
4	924	1,6	49	0,31	96	72	2,0	74,5	89	66
5	926	1,6	61	0,31	187	150	3,4	79,8	174	139
6	878	1,6	73	0,31	324	268	5,0	82,6	284	235
7	791	1,6	86	0,31	514	436	7,0	84,7	407	345
8	683	1,6	98	0,31	768	638	8,9	83,1	524	436
9	566	1,6	110	0,31	1093	910	11,3	83,2	619	515
10	451	1,6	122	0,31	1500	1230	13,8	82,0	676	555
11	347	1,6	134	0,31	1996	1601	16,3	80,2	693	555
12	258	1,6	147	0,31	2591	2021	18,9	78,0	669	521
13	185	1,6	159	0,31	3295	2471	21,3	75,0	610	457
14	129	1,91	204	0,26	3500	2667	17,9	76,2	452	344
15	87	2,03	232	0,21	3500	2751	16,2	78,6	305	239
16	57	2,10	256	0,18	3500	2811	15,0	80,3	200	160
17	36	2,14	278	0,15	3500	2874	14,2	82,1	126	103
18	22	2,18	299	0,12	3500	2919	13,4	83,4	77	64
19	13	2,20	320	0,11	3500	2961	12,7	84,6	46	38
20	8	2,22	339	0,09	3500	2993	12,1	85,5	28	24
21	4	2,23	359	0,08	3500	3021	11,5	86,3	14	12
22	2	2,25	378	0,07	3500	3042	11,0	86,9	7	6
23	1	2,26	397	0,06	3500	3059	10,6	87,4	4	3
24	1	2,27	415	0,05	3500	3073	10,1	87,8	4	3

Energia însumată la bornele generatorului: 4844 kWh/an

## 10.2. Producții de energie pentru cele două agregate

### 10.2.2a. Turbina cu ax vertical – producția de energie (variantă îmbunătățită)

#### a) **Curbe adimensionale**

Turbina cu ax vertical prezentată în cadrul tezei este varianta îmbunătățită față de modelul de turbină măsurat în tunelul aerodinamic; se utilizează o metodă originală de maximizare a energiei valorificate. Pe baza datelor din capitolul 9 pentru  $\lambda_0 = 3$ , a rezultat  $C_{P_{arb\ max}} = 0,45$ .

Pentru aceste condiții curba adimensională de putere aproximată prin modelul matematic [20] utilizat în cadrul C.C.A.E. – U.P.T., este:

$$C_{P_{arb}} = 0,45$$

$$a = 2 ; a = 0,11666$$

$$\beta = 3,5 ; b = 0,01283$$

Cu ajutorul acestor valori rezultă curba adimensională  $C_p = f(\lambda)$  pentru turbina verticală.

În tabelele anexe se prezintă calculele de energii pentru turbina V2500 variantă îmbunătățită, pentru diferite viteze medii ale amplasamentelor, respectiv: viteza medie a vântului  $v = 4, 5, 6, 7$  m/s. ( $C_{p_{max}} = 0,45 ; \lambda = 3$ )

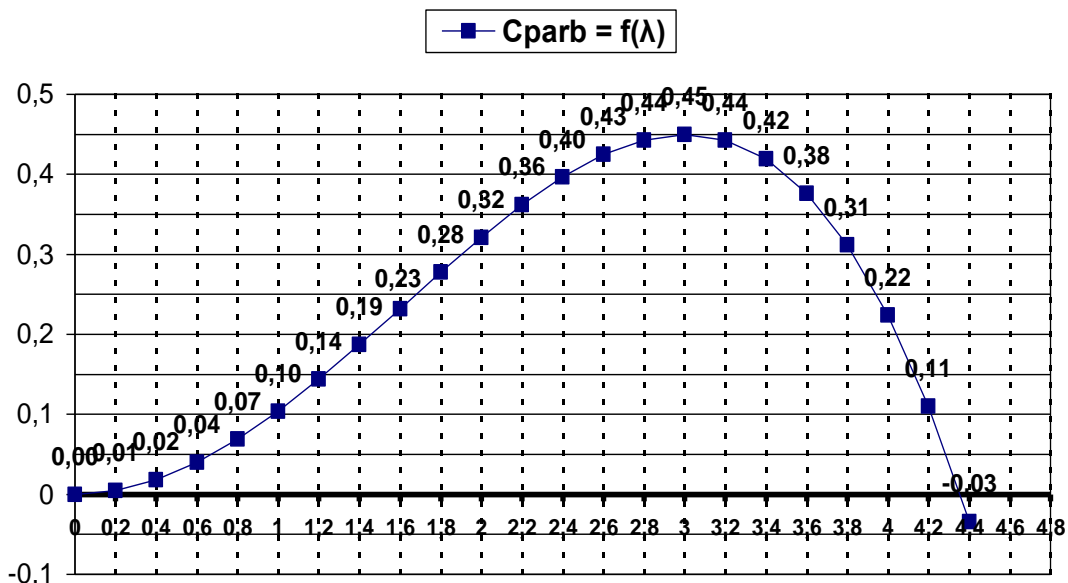


Figura 10.2.

#### b) **Curbe de exploatare**

Pentru a pune în evidență corespondența  $P_{arb} = f(n, v)$  pentru turbina verticală V2500 – variantă îmbunătățită, am reluat algoritmul de calcul prezentat la varianta prototip.

Algoritmul presupune construirea curbelor  $C_{P_{arb}} = f(v)$  și  $n = f(v)$  pe baza unui tabel centralizator, în care s-au utilizat următoarele relații de calcul:

$$C_{P_{arb}} = a \cdot \lambda^a - b \cdot \lambda^b, \quad P_{arb} = C_{P_{arb}} \cdot \rho \cdot \frac{v^3}{2} \cdot S, \quad \text{unde } S \text{ este aria baleată.}$$

Cap. 10. STUDIU COMPARATIV AL CELOR DOUĂ TIPURI DE TURBINE

Pornind de la valorile turației constante ( $n=50...400$  rpm) și ale vitezelor vântului considerate ca reper,  $v = 5, 12, 15$  m/s, s-au calculat următorii parametri  $\lambda, C_p, P_{arb}$  (cu formulele definite mai sus).

În cazul turbinei verticale  $S = D \cdot H = 7,5m^2$ , unde  $D = 2,5$  m,  $H = 3$ .

$$\lambda = \frac{u_R}{v} = \frac{\omega \cdot R}{v} ; \text{ unde } \omega = \frac{\pi \cdot n}{30}, n \text{ fiind turația turbinei [rpm].}$$

La calculul puterii la arbore, având în vedere că am considerat valoarea vitezei ca reper de calcul, avem constanta  $A = \rho \cdot \frac{v^3}{2} \cdot S$ , prezentată în tabelul de calcul.

În urma calculului au rezultat următoarele valori numerice, care au fost determinate pentru a genera un reper în calculele ulterioare privitoare la evaluarea producției de energie pentru turbina verticală analizată:

- la valori negative ale coeficientului de putere  $C_p$  calculat funcție de  $\lambda$ , s-a tipărit valoarea 0;

- la valori negative ale puterii la arborele turbinei s-a tipărit valoarea 0.

La analizarea rezultatelor obținute s-a trasat corespondența grafică  $P_{arb}=f(n)$ , fără a limita valoarea puterii la arborele turbinei, considerată la  $P_{arb} = 3500$  kW. Se observă în acest grafic că în intervalul de turații considerat avem valori mai mari ale puterii la arbore la viteze ale vântului mai mari. Sunt prezentate trei curbe asociate celor trei viteze ( $v = 5, 12, 15$  m/s), care se opresc în reprezentare la valorile negative (marcate în tabel cu 0), până la  $n = 400$  rpm, observăm că până la o viteză a vântului de 12 m/s puterile calculate se încadrează în condițiile preliminare. Alura curbilor este crescătoare, având maxime diferite pentru cele trei viteze reprezentate la turații diferite. Graficul prezintă doar un reper pentru calculul bilanțului energetic.

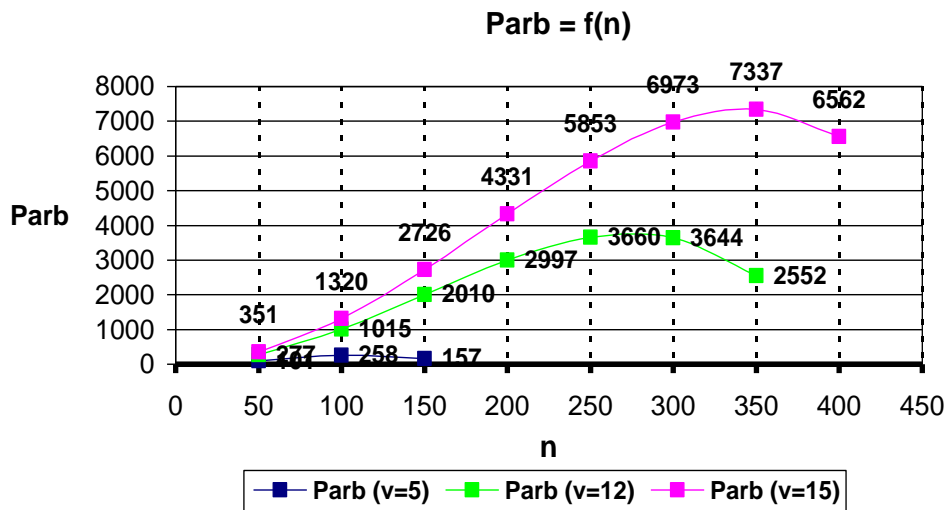
În aceste condiții este necesară o altă aproximație pentru calculul energetic al turbinei analizate în acest studiu comparativ, care va fi prezentată în paragraful următor.

Rezultatele calculului sunt centralizate în tabelul următor:

n \ v		v		
		5	12	15
A		604,69	8359,20	16326,56
50	$\lambda$	1,31	0,55	0,44
	$C_p$	0,17	0,03	0,02
	$P_{arb}$	100,96	277,24	351,13
100	$\lambda$	2,62	1,09	0,87
	$C_p$	0,43	0,12	0,08
	$P_{arb}$	258,25	1014,99	1320,44
150	$\lambda$	3,93	1,64	1,31
	$C_p$	0,26	0,24	0,17
	$P_{arb}$	156,82	2009,88	2726,04
200	$\lambda$	5,24	2,18	1,75
	$C_p$	0	0,36	0,27
	$P_{arb}$	0	2996,60	4330,65

## 10.2. Producții de energie pentru cele două agregate

<b>250</b>	$\lambda$	6,54		2,73		2,18
	$C_p$	0		0,44		0,36
	<b>Parb</b>	0		3660,43		5852,74
<b>300</b>	$\lambda$	7,85		3,27		2,62
	$C_p$	0		0,44		0,43
	<b>Parb</b>	0		3644,11		6972,80
<b>350</b>	$\lambda$	9,16		3,82		3,05
	$C_p$	0		0,31		0,45
	<b>Parb</b>	0		2552,50		7337,38
<b>400</b>	$\lambda$	10,47		4,36		3,49
	$C_p$	0		0		0,40
	<b>Parb</b>	0		0		6562,15



Pentru  $\lambda$  și  $C_{pmax}$  asociat turbinei verticale varianta îmbunătățită ne-a rezultat forma curbei adimensionale  $C_p = f(\lambda)$ .

În continuare curbele de exploatare sunt construite în funcție de viteza vântului  $v = 3 \dots 19$  m/s, viteza periferică  $u$ , densitatea aerului  $\rho$ , și aria expusă  $S$ ,

materializate în formula puterii unitare la arborele turbinei:  $P_{arb} = C_p \cdot \rho \cdot \frac{v^3}{2} \cdot S$ .

Algoritmul de calcul pentru tabelele prezentate mai jos este următorul:

- viteza  $v$**  – am luat-o în intervalul  $v = 3 \dots 19$  m/s (toate valorile din interval)
- turația  $n$**  – pentru fiecare tabel în parte turația a fost stabilită constantă ( $n = 50, 100, 150, 200, 250$ )
- numărul caracteristic  $\lambda$**

$$\lambda = \frac{u}{v} = \frac{R \cdot \omega}{v}; \quad \omega = \frac{\pi \cdot n}{30}; \quad \text{rezultă } \lambda = \frac{R \cdot \pi \cdot n}{30 \cdot v}$$

- coeficientul de putere  $C_p$**  – se calculează cu relația:

Cap. 10. STUDIU COMPARATIV AL CELOR DOUĂ TIPURI DE TURBINE

$$C_{P_{arb}} = a \cdot \lambda^{\alpha} - b \cdot \lambda^{\beta}$$

Pentru turbina verticală folosim coeficienții următori:

$$\alpha = 2 ; a = 0,11666$$

$$\beta = 3,5 ; b = 0,01283$$

**5. puterea la arborele turbinei –  $P_{arb}$**  se calculează cu relația

$$P_{arb} = C_p \cdot \rho \cdot \frac{v^3}{2} \cdot S$$

Pentru turbina verticală calculăm aria baleată cu relația  $S = D \cdot H$ , unde  $D = 2,5$  m,  $H = 3$  m.

Obs. 1: Pentru valori negative ale puterii la arbore s-a tipărit valoarea 0.

Obs. 2: Am considerat plafonarea puterii la arbore la valoarea  $P_{arb} = 3500$  W.

În urma acestui fapt am recalculat mărimile în ordinea următoare:

$P_{arb} = 3500 \rightarrow C_p \rightarrow \lambda \rightarrow n$  folosind următoarele formule de calcul:

$$\text{Pentru coeficientul de putere avem: } C_p = \frac{P_{arb}}{\rho \cdot \frac{v^3}{2} \cdot S}$$

Numărul caracteristic  $\lambda$  s-a determinat din graficul  $C_{P_{arb}} = f(\lambda)$  prin metodă grafică (pentru fiecare  $C_p$  calculat am determinat corespondența numărului caracteristic  $\lambda$ , prin citire pe grafic).

**6. turația  $n$**  – pentru valorile puterii la arbore  $P_{arb} > 3500$  am calculat turația în funcție de  $\lambda$  determinat din grafic, folosind relația  $n = \frac{30 \cdot \lambda \cdot v}{\pi \cdot R}$

**Rezultatele calculului  $P_{arb}$  la turații constante  $n = 50 \dots 250$  rpm**

Turbina verticală:  $\lambda = 3$ ,  $C_{p_{max}} = 0,45$

v	n = 50		$P_{arb}$
	$\lambda$	$C_p$	
3	2,18	0,3585	46,82
4	1,64	0,2404	74,44
5	1,31	0,1670	100,96
6	1,09	0,1214	126,87
7	0,93	0,0918	152,40
8	0,82	0,0717	177,66
9	0,73	0,0575	202,73
10	0,65	0,0471	227,67
11	0,59	0,0392	252,50
12	0,55	0,0332	277,24
13	0,50	0,0284	301,92
14	0,47	0,0246	326,55
15	0,44	0,0215	351,13
16	0,41	0,0190	375,67
17	0,38	0,0168	400,17
18	0,36	0,0151	424,65
19	0,34	0,0135	449,11

## 10.2. Producții de energie pentru cele două agregate

v	n = 100		P <sub>arb</sub>
	$\lambda$	C <sub>p</sub>	
3	4,36	0	0
4	3,27	0,4359	134,97
5	2,62	0,4271	258,25
6	2,18	0,3585	374,58
7	1,87	0,2932	486,53
8	1,64	0,2404	595,52
9	1,45	0,1992	702,40
10	1,31	0,1670	807,72
11	1,19	0,1416	911,83
12	1,09	0,1214	1014,99
13	1,01	0,1051	1117,39
14	0,93	0,0918	1219,17
15	0,87	0,0809	1320,44
16	0,82	0,0717	1421,26
17	0,77	0,0640	1521,72
18	0,73	0,0575	1621,86
19	0,69	0,0519	1721,73

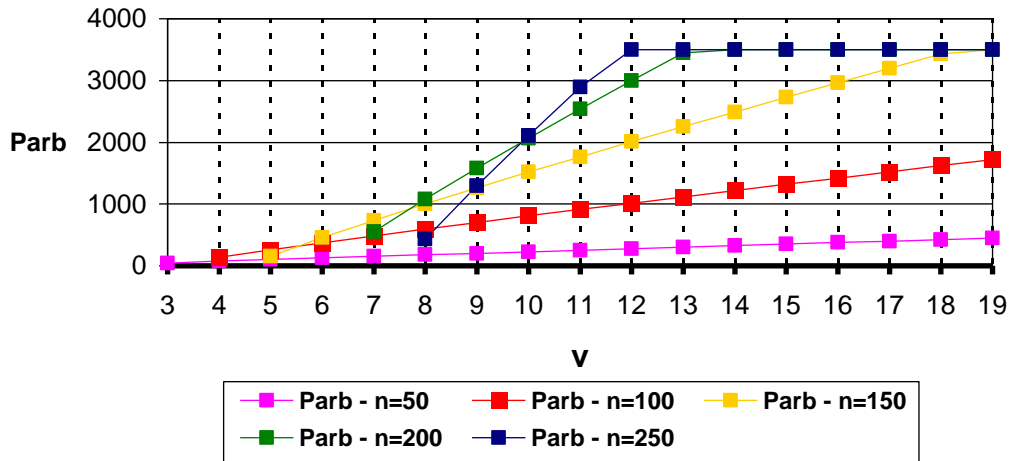
v	n = 150		P <sub>arb</sub>	n
	$\lambda$	C <sub>p</sub>		
3	6,54	0	0	150
4	4,91	0	0	150
5	3,93	0,2593	156,82	150
6	3,27	0,4359	455,51	150
7	2,80	0,4437	736,13	150
8	2,45	0,4056	1004,53	150
9	2,18	0,3585	1264,19	150
10	1,96	0,3137	1517,38	150
11	1,78	0,2742	1765,59	150
12	1,64	0,2404	2009,88	150
13	1,51	0,2118	2251,03	150
14	1,40	0,1876	2489,60	150
15	1,31	0,1670	2726,04	150
16	1,23	0,1494	2960,68	150
17	1,15	0,1344	3193,80	150
18	1,09	0,1214	3425,59	150
19	1,03	0,1055	3500,00	<b>149,5</b>

Cap. 10. STUDIU COMPARATIV AL CELOR DOUĂ TIPURI DE TURBINE

v	n = 200		P <sub>arb</sub>	n
	$\lambda$	C <sub>P</sub>		
3	8,73	0	0	200
4	6,54	0	0	200
5	5,24	0	0	200
6	4,36	0	0	200
7	3,74	0,3338	553,84	200
8	3,27	0,4359	1079,74	200
9	2,91	0,4485	1581,75	200
10	2,62	0,4271	2066,01	200
11	2,38	0,3940	2536,67	200
12	2,18	0,3585	2996,60	200
13	2,01	0,3244	3447,93	200
14	1,72	0,2637	3500,00	<b>184</b>
15	1,50	0,2144	3500,00	<b>172</b>
16	1,37	0,1766	3500,00	<b>167</b>
17	1,23	0,1473	3500,00	<b>160</b>
18	1,08	0,1241	3500,00	<b>149</b>
19	1,03	0,1055	3500,00	<b>150</b>

v	n = 250		P <sub>arb</sub>	n
	$\lambda$	C <sub>P</sub>		
3	10,91	0	0	250
4	8,18	0	0	250
5	6,54	0	0	250
6	5,45	0	0	250
7	4,67	0	0	250
8	4,09	0,1759	435,69	250
9	3,64	0,3663	1291,65	250
10	3,27	0,4359	2108,86	250
11	2,97	0,4498	2896,34	250
12	2,56	0,4187	3500,00	<b>235</b>
13	2,04	0,3293	3500,00	<b>203</b>
14	1,72	0,2637	3500,00	<b>184</b>
15	1,50	0,2144	3500,00	<b>172</b>
16	1,37	0,1766	3500,00	<b>167</b>
17	1,23	0,1473	3500,00	<b>160</b>
18	1,08	0,1241	3500,00	<b>149</b>
19	1,03	0,1055	3500,00	<b>150</b>

## 10.2. Producții de energie pentru cele două agregate



Graficul de mai sus reprezintă corespondența vitezei cu puterea la arbore pentru turațiile prezentate cu simboluri colorate în legenda de mai sus. Aceste curbe sunt construite în funcție de viteza vântului  $v$ , viteza periferică  $u$ , densitatea aerului  $\rho$  și aria expusă  $S$  ( $S = D \cdot H$ ). S-a aplicat următoarea strategie de conducere: la nivelul puterii instalate prin impunerea unei turații constante s-a plafonat puterea la arborele turbinei la valoarea de  $P_{arb} = 3500$  W. Sunt definite corespondențele  $P_{arb} = f(v)$  pentru turațiile analizate ( $n = 50 \dots 250$ ), turații care sunt încadrate în regimul de lucru al agregatului vertical.

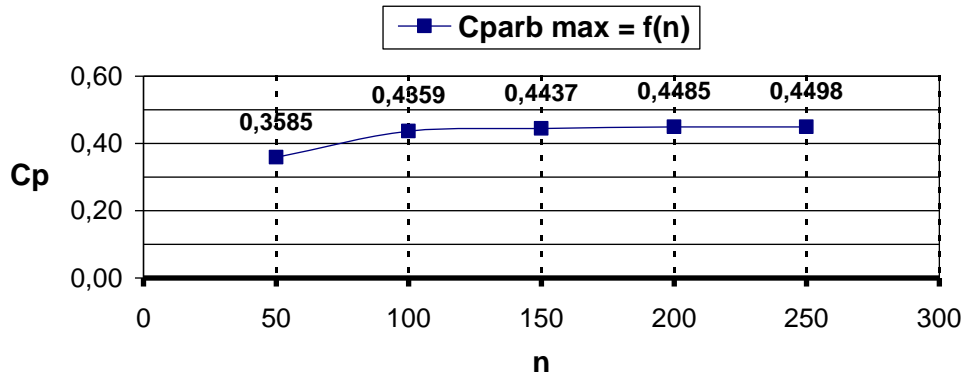
Observăm că în funcție de turația constantă analizată, la o anumită valoare a vitezei vântului, este necesară plafonarea puterii la arborele turbinei, specificată anterior. Pentru turațiile  $n=50, 100$ , nu a fost necesară plafonarea puterii, iar pentru celelalte turații analizate,  $n=150, 200, 250$  s-a impus plafonarea puterii la valorile vitezelor vântului, centralizate în următorul tabel:

<b>n</b> [rpm]	<b>v</b> [m/s]	<b><math>\lambda</math></b>	<b><math>C_p</math></b>	<b><math>P_{arb}</math></b> [W]	<b>n calculat</b> [rpm]
150	19	1,03	0,1055	3500,00	<b>149,5</b>
200	14	1,72	0,2637	3500,00	<b>184</b>
250	12	2,56	0,4187	3500,00	<b>235</b>

În graficul următor se reprezintă valorile maxime pentru coeficientul de putere la turațiile constante analizate. Alura graficului este ușor crescătoare, fapt care definește constanța în funcționare a turbinei verticale raportată la condițiile preliminare.



Cap. 10. STUDIU COMPARATIV AL CELOR DOUĂ TIPURI DE TURBINE



c) **Calculul de energii**

Rezultatele calcului energetic pentru turbina verticală V2500 variantă îmbunătățită:

Constante utilizate în calcul:

$k = 0,73$  ;  $\rho = 1,29 \text{ kg/m}^3$  ;  $D = 2,5 \text{ m}$  ;  $\text{TSR}_0 = 3$  ;  $C_{P_{\max}} = 0,45$  ;  $\text{TSR} - \lambda$

$\alpha = 2$  ;  $a = 0,11666$

$\beta = 3,5$  ;  $b = 0,01283$

Viteza medie a vântului :  $4 \text{ m/s}$

v [m/s]	FF [h/y]	TSR -	n [rpm]	C <sub>p</sub> -	P <sub>arb</sub> [W]	P <sub>el</sub> [W]	I [A]	rand <sub>el</sub> [%]	ET [kWh/y]	EE [kWh/y]
3	1289	3	69	0,45	59	38	0,8	64,7	76	49
4	1058	3	92	0,45	139	104	1,6	74,5	147	110
5	818	3	115	0,45	272	217	2,6	79,8	223	178
6	604	3	138	0,45	470	388	3,9	82,6	284	235
7	429	3	160	0,45	747	632	5,4	84,7	320	271
8	294	3	183	0,45	1115	926	6,9	83,1	328	272
9	196	3	206	0,45	1587	1320	8,8	83,2	311	259
10	126	3	229	0,45	2177	1785	10,7	82,0	274	225
11	80	3	252	0,45	2897	2324	12,6	80,2	232	186
12	49	2,56	235	0,42	3500	2730	15,9	78,0	172	134
13	29	2,04	203	0,33	3500	2625	17,7	75,0	102	76
14	17	1,72	184	0,26	3500	2667	19,9	76,2	60	45
15	10	1,50	172	0,21	3500	2751	21,9	78,6	35	28
16	6	1,37	167	0,18	3500	2811	23,0	80,3	21	17
17	3	1,23	160	0,15	3500	2874	24,6	82,1	11	9
18	2	1,08	149	0,12	3500	2919	26,9	83,4	7	6
19	1	1,03	150	0,11	3500	2961	27,1	84,6	4	3

Energia însumată la bornele generatorului: 2103 kWh/an

## 10.2. Producții de energie pentru cele două agregate

Constante utilizate în calcul:

$$k = 0,73 ; \rho = 1,29 \text{ kg/m}^3 ; D = 2,5 \text{ m} ; \text{TSR}_0 = 3 ; C_{P_{\max}} = 0,45 ; \text{TSR} - \lambda$$

$$a = 2 ; a = 0,11666$$

$$\beta = 3,5 ; b = 0,01283$$

Viteza medie a vântului : 5 m/s

v [m/s]	FF [h/y]	TSR -	n [rpm]	C <sub>p</sub> -	P <sub>arb</sub> [W]	P <sub>el</sub> [W]	I [A]	rand <sub>el</sub> [%]	ET kWh/y]	EE kWh/y]
3	1194	3	69	0,45	59	38	0,8	64,7	70	45
4	1097	3	92	0,45	139	104	1,6	74,5	153	114
5	944	3	115	0,45	272	217	2,6	79,8	257	205
6	769	3	138	0,45	470	388	3,9	82,6	362	299
7	598	3	160	0,45	747	632	5,4	84,7	447	378
8	447	3	183	0,45	1115	926	6,9	83,1	498	414
9	321	3	206	0,45	1587	1320	8,8	83,2	509	424
10	224	3	229	0,45	2177	1785	10,7	82,0	488	400
11	151	3	252	0,45	2897	2324	12,6	80,2	438	351
12	98	2,56	235	0,42	3500	2730	15,9	78,0	343	268
13	63	2,04	203	0,33	3500	2625	17,7	75,0	221	165
14	39	1,72	184	0,26	3500	2667	19,9	76,2	137	104
15	23	1,50	172	0,21	3500	2751	21,9	78,6	81	63
16	14	1,37	167	0,18	3500	2811	23,0	80,3	49	39
17	8	1,23	160	0,15	3500	2874	24,6	82,1	28	23
18	4	1,08	149	0,12	3500	2919	26,9	83,4	14	12
19	2	1,03	150	0,11	3500	2961	27,1	84,6	7	6
20	1	0,92	141	0,09	3500	2993	29,2	85,5	4	3
21	1	0,86	138	0,08	3500	3021	30,0	86,3	4	3

Energia însumată la bornele generatorului: 3316 kWh/an

Cap. 10. STUDIU COMPARATIV AL CELOR DOUĂ TIPURI DE TURBINE

Constante utilizate în calcul:

$$k = 0,73 ; \rho = 1,29 \text{ kg/m}^3 ; D = 2,5 \text{ m} ; \text{TSR}_0 = 3 ; C_{P_{\max}} = 0,45 ; \text{TSR} - \lambda$$

$$a = 2 ; a = 0,11666$$

$$\beta = 3,5 ; b = 0,01283$$

Viteza medie a vântului : 6 m/s

v [m/s]	FF [h/y]	TSR -	n [rpm]	C <sub>p</sub> -	P <sub>arb</sub> [W]	P <sub>el</sub> [W]	I [A]	rand <sub>el</sub> [%]	ET kWh/y]	EE kWh/y]
3	1031	3	69	0,45	59	38	0,8	64,7	61	39
4	1035	3	92	0,45	139	104	1,6	74,5	144	107
5	970	3	115	0,45	272	217	2,6	79,8	264	211
6	858	3	138	0,45	470	388	3,9	82,6	403	333
7	723	3	160	0,45	747	632	5,4	84,7	540	457
8	584	3	183	0,45	1115	926	6,9	83,1	651	541
9	453	3	206	0,45	1587	1320	8,8	83,2	719	598
10	338	3	229	0,45	2177	1785	10,7	82,0	736	603
11	244	3	252	0,45	2897	2324	12,6	80,2	707	567
12	170	2,56	235	0,42	3500	2730	15,9	78,0	595	464
13	115	2,04	203	0,33	3500	2625	17,7	75,0	403	302
14	75	1,72	184	0,26	3500	2667	19,9	76,2	263	200
15	48	1,50	172	0,21	3500	2751	21,9	78,6	168	132
16	30	1,37	167	0,18	3500	2811	23,0	80,3	105	84
17	18	1,23	160	0,15	3500	2874	24,6	82,1	63	52
18	10	1,08	149	0,12	3500	2919	26,9	83,4	35	29
19	6	1,03	150	0,11	3500	2961	27,1	84,6	21	18
20	3	0,92	141	0,09	3500	2993	29,2	85,5	11	9
21	2	0,86	138	0,08	3500	3021	30,0	86,3	7	6
22	1	0,81	136	0,07	3500	3042	30,6	86,9	4	3

Energia însumată la bornele generatorului: 4755 kWh/an

## 10.2. Producții de energie pentru cele două agregate

Constante utilizate în calcul:

$$k = 0,73 ; \rho = 1,29 \text{ kg/m}^3 ; D = 2,5 \text{ m} ; \text{TSR}_0 = 3 ; C_{P_{\max}} = 0,45 ; \text{TSR} - \lambda$$

$$a = 2 ; a = 0,11666$$

$$\beta = 3,5 ; b = 0,01283$$

Viteza medie a vântului : 7 m/s

v [m/s]	FF [h/y]	TSR -	n [rpm]	C <sub>p</sub> -	P <sub>arb</sub> [W]	P <sub>el</sub> [W]	I [A]	rand <sub>el</sub> [%]	ET [kWh/y]	EE [kWh/y]
3	858	3	69	0,45	59	38	0,8	64,7	50	33
4	924	3	92	0,45	139	104	1,6	74,5	129	96
5	926	3	115	0,45	272	217	2,6	79,8	252	201
6	878	3	138	0,45	470	388	3,9	82,6	413	341
7	791	3	160	0,45	747	632	5,4	84,7	591	500
8	683	3	183	0,45	1115	926	6,9	83,1	761	633
9	566	3	206	0,45	1587	1320	8,8	83,2	898	747
10	451	3	229	0,45	2177	1785	10,7	82,0	982	805
11	347	3	252	0,45	2897	2324	12,6	80,2	1005	806
12	258	2,56	235	0,42	3500	2730	15,9	78,0	903	704
13	185	2,04	203	0,33	3500	2625	17,7	75,0	648	486
14	129	1,72	184	0,26	3500	2667	19,9	76,2	452	344
15	87	1,50	172	0,21	3500	2751	21,9	78,6	305	239
16	57	1,37	167	0,18	3500	2811	23,0	80,3	200	160
17	36	1,23	160	0,15	3500	2874	24,6	82,1	126	103
18	22	1,08	149	0,12	3500	2919	26,9	83,4	77	64
19	13	1,03	150	0,11	3500	2961	27,1	84,6	46	38
20	8	0,92	141	0,09	3500	2993	29,2	85,5	28	24
21	4	0,86	138	0,08	3500	3021	30,0	86,3	14	12
22	2	0,81	136	0,07	3500	3042	30,6	86,9	7	6
23	1	0,75	132	0,06	3500	3059	31,8	87,4	4	3
24	1	0,69	127	0,05	3500	3073	33,3	87,8	4	3

Energia însumată la bornele generatorului: 6348 kWh/an

10.2.2b. Turbina cu ax orizontal proiect – producția de energie

a) **Curbe adimensionale**

Turbina cu ax orizontal proiectată în cadrul tezei este o primă variantă utilizând o metodă originală de maximizare a energiei valorificate. Pe baza datelor din capitolul 9 pentru  $\lambda_0 = 3$ , valoare apropiată de tipul turbinei cu ax vertical a rezultat  $C_{Parb\ max} = 0,87$ .

Pentru aceste condiții curba adimensională de putere aproximată prin modelul matematic [20] utilizat în cadrul C.C.A.E. – U.P.T., este:

$$C_{Parb} = 0,87$$

$$a = 2 ; a = 0,2255$$

$$\beta = 3,5 ; b = 0,024805$$

Cu ajutorul acestor valori ne rezultă curbele și tabele analogice de la turbina verticală.

În tabelele anexe se prezintă calculele de energii pentru turbina H2500 testate în tunelul aerodinamic, pentru diferite viteze medii ale amplasamentelor, respectiv: viteza medie a vântului  $v = 4, 5, 6, 7$  m/s. ( $C_{P\ max} = 0,87 ; \lambda = 3$ )

Se introduc rezultate ale calcului energetic pentru turbina testată în tunel.

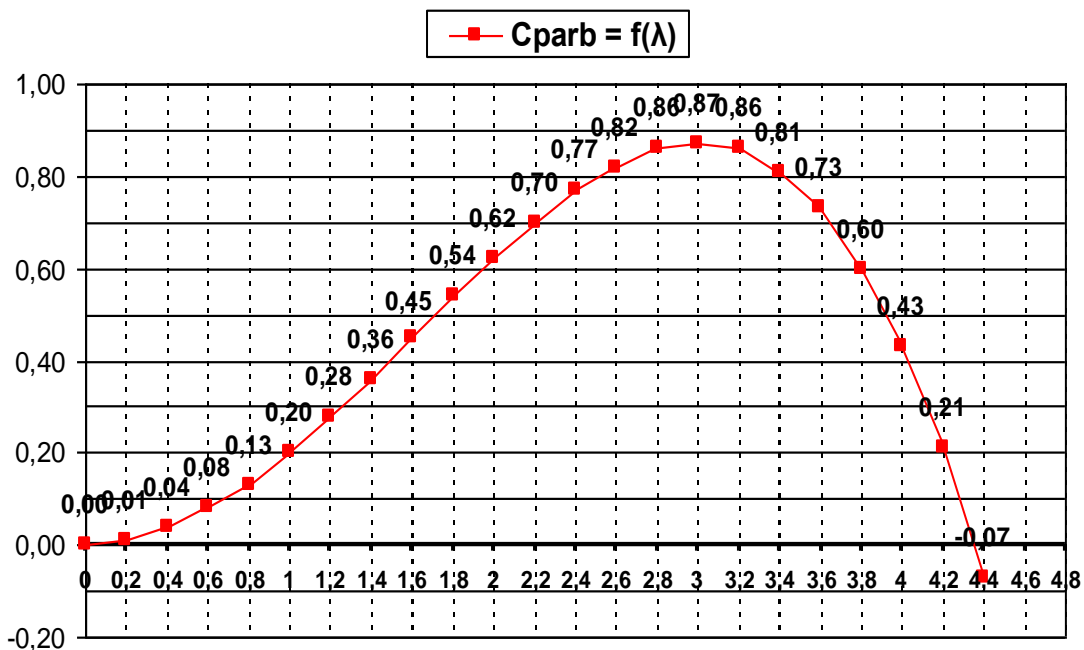


Figura 10.3.

b) **Curbe de exploatare**

Pentru a pune în evidență corespondența  $P_{arb} = f(n,v)$  pentru turbina orizontală H2500 – proiectată, am reluat algoritmul de calcul prezentat la varianta îmbunătățită a turbinei verticale.

Algoritmul presupune construirea curbelor  $C_{Parb} = f(v)$  și  $n = f(v)$  pe baza unui tabel centralizator, în care s-au utilizat următoarele relații de calcul:

## 10.2. Producții de energie pentru cele două agregate

$$C_{P_{arb}} = a \cdot \lambda^a - b \cdot \lambda^b, \quad P_{arb} = C_{P_{arb}} \cdot \rho \cdot \frac{v^3}{2} \cdot S, \quad \text{unde } S \text{ este aria baleată.}$$

Pornind de la valorile turației constante ( $n = 50 \dots 400$  rpm) și ale vitezelor vântului considerate ca reper,  $v = 5, 12, 15$  m/s, s-au calculat următorii parametri  $\lambda, C_p, P_{arb}$  (cu formulele definite mai sus).

$$\text{În cazul turbinei orizontale aria baleată } S = \pi \cdot \frac{D^2}{4} = 7,5\text{m}^2, \text{ unde } D=3,1 \text{ m}$$

$$\lambda = \frac{u_R}{v} = \frac{\omega \cdot R}{v}; \quad \text{unde } \omega = \frac{\pi \cdot n}{30}, \text{ n fiind turația turbinei (rpm).}$$

La calculul puterii la arbore, având în vedere că am considerat valoarea vitezei ca reper de calcul, avem constanta  $A = \rho \cdot \frac{v^3}{2} \cdot S$ , prezentată în tabelul de calcul.

În urma calculului au rezultat următoarele valori numerice, care au fost determinate pentru a genera un reper în calculele ulterioare privitoare la evaluarea producției de energie pentru turbina orizontală analizată:

- la valori negative ale coeficientului de putere  $C_p$  calculat funcție de  $\lambda$ , s-a tipărit valoarea 0;
- la valori negative ale puterii la arborele turbinei s-a tipărit valoarea 0.

La analiza rezultatelor obținute s-a trasat corespondența grafică  $P_{arb}=f(n)$ , fără a limita valoarea puterii la arborele turbinei, la valoarea cunoscută  $P_{arb} = 3500$  W. Se observă în acest grafic că în intervalul de turații considerat avem valori foarte mari ale puterii la arbore la viteze ale vântului mai mari. Sunt prezentate trei curbe asociate celor trei viteze ( $v = 5, 12, 15$  m/s), care se opresc în reprezentare la valorile negative (marcate în tabel cu 0), până la  $n = 400$  rpm. Alura curbelor este crescătoare, având maxime diferite pentru cele trei viteze reprezentate la turații diferite. Graficul prezintă doar un reper pentru calculul bilanțului energetic.

În aceste condiții este necesară o altă aproximație pentru calculul energetic al turbinei analizate în acest studiu comparativ, care va fi prezentată în paragraful următor.

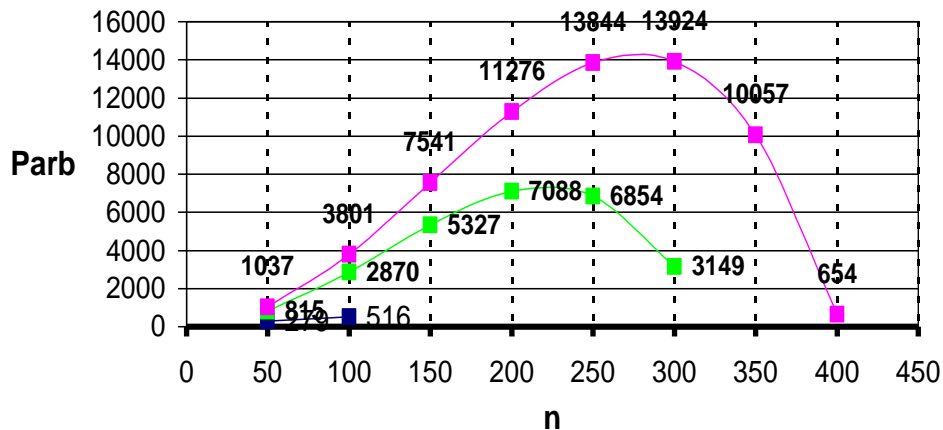
Rezultatele calculului sunt centralizate în tabelul următor:

n \ v		v		
		5	12	15
<b>A</b>		608,53	8412,34	16430,35
<b>50</b>	<b>λ</b>	1,62	0,68	0,54
	<b>C<sub>p</sub></b>	0,46	0,10	0,06
	<b>P<sub>arb</sub></b>	279,29	814,60	1037,12
<b>100</b>	<b>λ</b>	3,25	1,35	1,08
	<b>C<sub>p</sub></b>	0,85	0,34	0,23
	<b>P<sub>arb</sub></b>	515,70	2870,14	3801,23
<b>150</b>	<b>λ</b>	4,87	2,03	1,62
	<b>C<sub>p</sub></b>	0	0,63	0,46
	<b>P<sub>arb</sub></b>	0	5326,58	7540,96
<b>200</b>	<b>λ</b>	6,49	2,71	2,16
	<b>C<sub>p</sub></b>	0	0,84	0,69
	<b>P<sub>arb</sub></b>	0	7087,97	11276,07

Cap. 10. STUDIU COMPARATIV AL CELOR DOUĂ TIPURI DE TURBINE

<b>250</b>	<b>λ</b>	8,12	3,38	2,71
	<b>C<sub>p</sub></b>	0	0,81	0,84
	<b>Parb</b>	0	6854,18	13843,68
<b>300</b>	<b>λ</b>	9,74	4,06	3,25
	<b>C<sub>p</sub></b>	0	0,37	0,85
	<b>Parb</b>	0	3149,50	13923,89
<b>350</b>	<b>λ</b>	11,36	4,73	3,79
	<b>C<sub>p</sub></b>	0	0	0,61
	<b>Parb</b>	0	0	10056,68
<b>400</b>	<b>λ</b>	12,99	5,41	4,33
	<b>C<sub>p</sub></b>	0	0	0,04
	<b>Parb</b>	0	0	654,41

Parb = f(n)



Pentru  $\lambda$  și  $C_{pmax}$  asociat turbinei orizontale H2500 proiect ne-a rezultat forma curbei adimensionale  $C_p = f(\lambda)$ .

În continuare curbele de exploatare sunt construite în funcție de viteza vântului  $v = 3 \dots 19$  m/s, viteza periferică  $u$ , densitatea aerului  $\rho$ , și aria expusă  $S$ , materializate în formula puterii unitare la arborele turbinei:  $P_{arb} = C_p \cdot \rho \cdot \frac{v^3}{2} \cdot S$ .

Algoritmul de calcul pentru tabelele prezentate mai jos este următorul:

- viteza v** - am luat-o în intervalul  $v = 3 \dots 19$  m/s (toate valorile din interval)
- turația n** - pentru fiecare tabel în parte turația a fost stabilită constantă ( $n = 50, 100, 150, 200, 250$ )

- numărul caracteristic λ** -  $\lambda = \frac{u}{v} = \frac{R \cdot \omega}{v}$ ;  $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$ ; rezultă  $\lambda = \frac{R \cdot \pi \cdot n}{30 \cdot v}$

- coeficientul de putere - C<sub>p</sub>** se calculează cu relația:

$$C_{Parb} = a \cdot \lambda^\alpha - b \cdot \lambda^\beta$$

Pentru turbina orizontală folosim coeficienții următori:

## 10.2. Producții de energie pentru cele două agregate

$$\alpha = 2 ; a = 0,2255$$

$$\beta = 3,5 ; b = 0,024805$$

**5. puterea la arborele turbinei –  $P_{arb}$**  se calculează cu relația:

$$P_{arb} = C_p \cdot \rho \cdot \frac{v^3}{2} \cdot S$$

Pentru turbina orizontală calculăm aria baleată cu relația  $S = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$ ,

unde  $D = 3,1$  m

Obs. 1: Pentru valori negative ale puterii la arbore s-a tipărit valoarea 0.

Obs. 2: Am considerat plafonarea puterii la arbore la valoarea  $P_{arb} = 3500$  W.

În urma acestui fapt am recalculat mărimile în ordinea următoare:

$P_{arb} = 3500 \rightarrow C_p \rightarrow \lambda \rightarrow n$  folosind următoarele formule de calcul:

$$\text{Pentru coeficientul de putere avem: } C_p = \frac{P_{arb}}{\rho \cdot \frac{v^3}{2} \cdot S}$$

Numărul caracteristic  $\lambda$  s-a determinat din graficul  $C_{p_{arb}} = f(\lambda)$  prin metodă grafică (pentru fiecare  $C_p$  calculat am determinat corespondența numărului caracteristic  $\lambda$ , prin citire pe grafic).

**6. turația  $n$**  – pentru valorile puterii la arbore  $P_{arb} > 3500$  W am calculat turația în funcție de  $\lambda$  determinat din grafic, folosind relația  $n = \frac{30 \cdot \lambda \cdot v}{\pi \cdot R}$

### Rezultatele calculului $P_{arb}$ la turații constante $n = 50 \dots 250$ rpm

Turbina orizontală:  $\lambda = 3$ ,  $C_{p_{max}} = 0,87$

v	n = 50		$P_{arb}$
	$\lambda$	$C_p$	
3	2,71	0,8426	110,75
4	2,03	0,6332	197,28
5	1,62	0,4590	279,29
6	1,35	0,3412	358,77
7	1,16	0,2615	436,64
8	1,01	0,2060	513,44
9	0,90	0,1661	589,46
10	0,81	0,1366	664,92
11	0,74	0,1142	739,93
12	0,68	0,0968	814,60
13	0,62	0,0831	888,99
14	0,58	0,0721	963,15
15	0,54	0,0631	1037,12
16	0,51	0,0557	1110,94
17	0,48	0,0495	1184,62
18	0,45	0,0443	1258,18
19	0,43	0,0399	1331,64



Cap. 10. STUDIU COMPARATIV AL CELOR DOUĂ TIPURI DE TURBINE

v	n = 100		P <sub>arb</sub>	n
	$\lambda$	C <sub>p</sub>		
3	5,41	0	0	100
4	4,06	0,3744	116,65	100
5	3,25	0,8474	515,70	100
6	2,71	0,8426	886,00	100
7	2,32	0,7415	1238,23	100
8	2,03	0,6332	1578,25	100
9	1,80	0,5381	1909,54	100
10	1,62	0,4590	2234,36	100
11	1,48	0,3942	2554,20	100
12	1,35	0,3412	2870,14	100
13	1,25	0,2976	3182,93	100
14	1,16	0,2615	3493,15	100
15	1,03	0,2130	3500,00	<b>95</b>
16	0,94	0,1755	3500,00	<b>93</b>
17	0,86	0,1463	3500,00	<b>90</b>
18	0,76	0,1233	3500,00	<b>84</b>
19	0,68	0,1048	3500,00	<b>80</b>

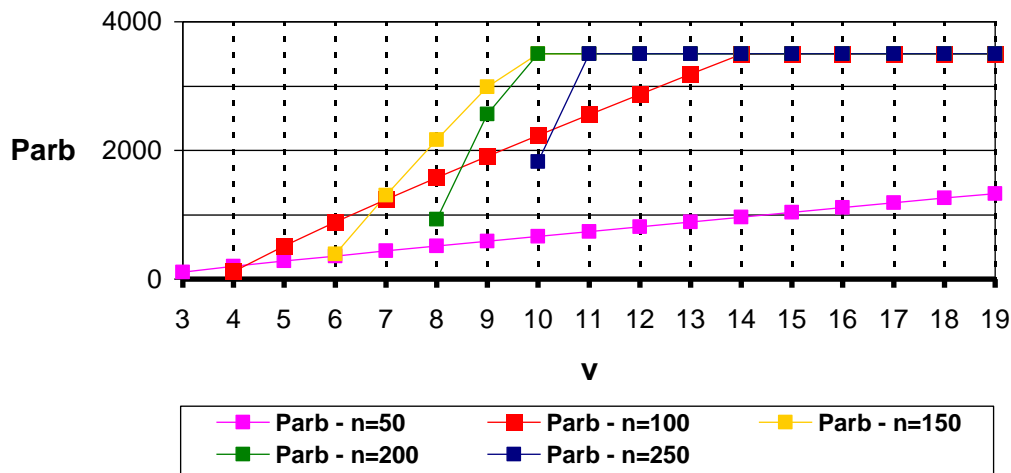
v	n = 150		P <sub>arb</sub>	n
	$\lambda$	C <sub>p</sub>		
3	8,12	0	0	150
4	6,09	0	0	150
5	4,87	0	0	150
6	4,06	0,3744	393,69	150
7	3,48	0,7815	1304,89	150
8	3,04	0,8688	2165,58	150
9	2,71	0,8426	2990,24	150
10	2,26	0,7189	3500,00	<b>139</b>
11	1,80	0,5402	3500,00	<b>122</b>
12	1,53	0,4161	3500,00	<b>113</b>
13	1,33	0,3272	3500,00	<b>107</b>
14	1,15	0,2620	3500,00	<b>99</b>
15	1,03	0,2130	3500,00	<b>95</b>
16	0,94	0,1755	3500,00	<b>93</b>
17	0,86	0,1463	3500,00	<b>90</b>
18	0,76	0,1233	3500,00	<b>84</b>
19	0,68	0,1048	3500,00	<b>80</b>

## 10.2. Producții de energie pentru cele două agregate

v	n = 200		P <sub>arb</sub>	n
	$\lambda$	C <sub>p</sub>		
3	10,82	0	0	200
4	8,12	0	0	200
5	6,49	0	0	200
6	5,41	0	0	200
7	4,64	0	0	200
8	4,06	0,3744	933,18	200
9	3,61	0,7230	2566,05	200
10	2,26	0,7189	3500,00	<b>139</b>
11	1,80	0,5402	3500,00	<b>122</b>
12	1,53	0,4161	3500,00	<b>113</b>
13	1,33	0,3272	3500,00	<b>107</b>
14	1,15	0,2620	3500,00	<b>99</b>
15	1,03	0,2130	3500,00	<b>95</b>
16	0,94	0,1755	3500,00	<b>93</b>
17	0,86	0,1463	3500,00	<b>90</b>
18	0,76	0,1233	3500,00	<b>84</b>
19	0,68	0,1048	3500,00	<b>80</b>

v	n = 250		P <sub>arb</sub>	n
	$\lambda$	C <sub>p</sub>		
3	13,53	0	0	250
4	10,14	0	0	250
5	8,12	0	0	250
6	6,76	0	0	250
7	5,80	0	0	250
8	5,07	0	0	250
9	4,51	0	0	250
10	4,06	0,3744	1822,63	250
11	1,80	0,5402	3500,00	<b>122</b>
12	1,53	0,4161	3500,00	<b>113</b>
13	1,33	0,3272	3500,00	<b>107</b>
14	1,15	0,2620	3500,00	<b>99</b>
15	1,03	0,2130	3500,00	<b>95</b>
16	0,94	0,1755	3500,00	<b>93</b>
17	0,86	0,1463	3500,00	<b>90</b>
18	0,76	0,1233	3500,00	<b>84</b>
19	0,68	0,1048	3500,00	<b>80</b>

Cap. 10. STUDIU COMPARATIV AL CELOR DOUĂ TIPURI DE TURBINE



Graficul de mai sus reprezintă corespondența vitezei cu puterea la arbore pentru turațiile prezentate cu simboluri colorate în legenda corespondentă.

Aceste curbe sunt construite în funcție de viteza vântului  $v$ , viteza periferică  $u$ , densitatea aerului  $\rho$  și aria expusă  $S$  ( $S = \pi \cdot D^2 / 4$ ). S-a aplicat următoarea strategie de conducere: la nivelul puterii instalate prin impunerea turației constante s-a plafonat puterea la arborele turbinei la valoarea de  $P_{arb} = 3500$  W.

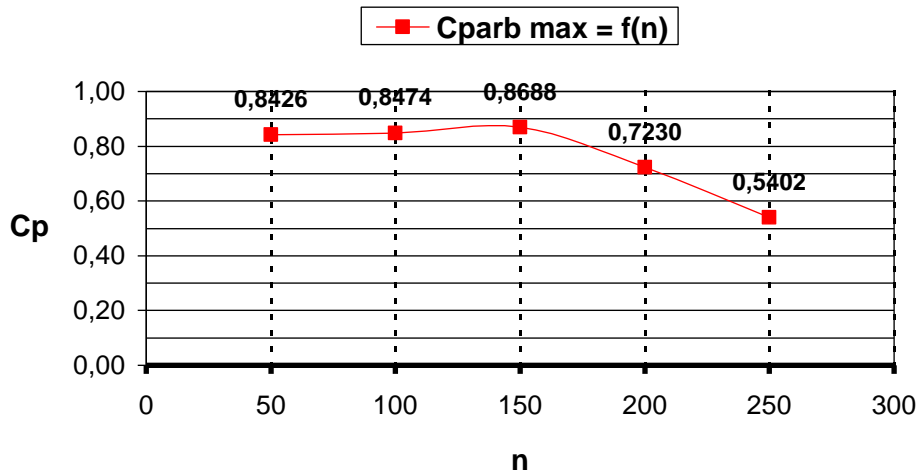
Sunt definite corespondențele  $P_{arb} = f(v)$  pentru turațiile analizate ( $n = 50 \dots 250$ ), turații care sunt încadrate în regimul de lucru al agregatului orizontal.

Observăm că în funcție de turația constantă analizată, la o anumită valoare a vitezei vântului, este necesară plafonarea puterii la arborele turbinei, specificată anterior. Pentru turația  $n=50$  nu a fost necesară plafonarea puterii, iar pentru celelalte turații analizate,  $n=100, 150, 200, 250$  s-a impus plafonarea puterii la valorile vitezelor vântului, centralizate în următorul tabel:

<b>n</b> [rpm]	<b>v</b> [m/s]	<b><math>\lambda</math></b>	<b><math>C_p</math></b>	<b><math>P_{arb}</math></b> [W]	<b>n calculat</b> [rpm]
100	15	1,03	0,2130	3500,00	<b>95</b>
150	10	2,26	0,7189	3500,00	<b>139</b>
200	10	2,26	0,7189	3500,00	<b>139</b>
250	11	1,80	0,5402	3500,00	<b>122</b>

În graficul următor se reprezintă valorile maxime pentru coeficientul de putere la turațiile constante analizate. Alura graficului este ușor crescătoare, fapt care definește constanța în funcționare a turbinei orizontale raportată la condițiile preliminare.

## 10.2. Producții de energie pentru cele două agregate



### c) Calculul de energii

Rezultatele calcului energetic pentru turbina orizontală H2500 proiect:

Constante utilizate în calcul:

$k = 0,8$  ;  $\rho = 1,29 \text{ kg/m}^3$  ;  $D = 3,1 \text{ m}$  ;  $\text{TSR}_0 = 3$  ;  $C_{p_{\max}} = 0,87$  ;  $\text{TSR} - \lambda$

$a = 2$  ;  $a = 0,2255$

$\beta = 3,5$  ;  $b = 0,024805$

Viteza medie a vântului :  $4 \text{ m/s}$

v [m/s]	FF [h/y]	TSR -	n [rpm]	$C_p$ -	$P_{arb}$ [W]	$P_{el}$ [W]	I [A]	$\text{rand}_{el}$ [%]	ET kWh/y]	EE kWh/y]
3	1289	3	55	0,87	114	74	1,7	64,7	147	95
4	1058	3	74	0,87	271	202	3,4	74,5	287	214
5	818	3	92	0,87	529	422	5,7	79,8	433	346
6	604	3	111	0,87	915	756	8,5	82,6	553	456
7	429	3	129	0,87	1453	1230	11,9	84,7	623	528
8	294	3	148	0,87	2169	1802	15,2	83,1	638	530
9	196	3	166	0,87	3088	2569	19,3	83,2	605	503
10	126	2,26	139	0,72	3500	2870	25,8	82,0	441	362
11	80	1,80	122	0,54	3500	2807	28,8	80,2	280	225
12	49	1,53	113	0,42	3500	2730	30,2	78,0	172	134
13	29	1,33	107	0,33	3500	2625	30,8	75,0	102	76
14	17	1,15	99	0,26	3500	2667	33,6	76,2	60	45
15	10	1,03	95	0,21	3500	2751	36,1	78,6	35	28
16	6	0,94	93	0,18	3500	2811	37,9	80,3	21	17
17	3	0,86	90	0,15	3500	2874	39,9	82,1	11	9
18	2	0,76	84	0,12	3500	2919	43,3	83,4	7	6
19	1	0,68	80	0,10	3500	2961	46,5	84,6	4	3

Energia însumată la bornele generatorului: 3577 kWh/an

Cap. 10. STUDIU COMPARATIV AL CELOR DOUĂ TIPURI DE TURBINE

Constante utilizate în calcul:

$$k = 0,8 ; \rho = 1,29 \text{ kg/m}^3 ; D = 3,1 \text{ m} ; \text{TSR}_0 = 3 ; C_{P_{\max}} = 0,87 ; \text{TSR} - \lambda$$

$$a = 2 ; a = 0,2255$$

$$\beta = 3,5 ; b = 0,024805$$

Viteza medie a vântului : 5 m/s

v [m/s]	FF [h/y]	TSR -	n [rpm]	C <sub>p</sub> -	P <sub>arb</sub> [W]	P <sub>el</sub> [W]	I [A]	rand <sub>el</sub> [%]	ET kWh/y]	EE kWh/y]
3	1194	3	55	0,87	114	74	1,7	64,7	137	88
4	1097	3	74	0,87	271	202	3,4	74,5	297	222
5	944	3	92	0,87	529	422	5,7	79,8	500	399
6	769	3	111	0,87	915	756	8,5	82,6	704	581
7	598	3	129	0,87	1453	1230	11,9	84,7	869	736
8	447	3	148	0,87	2169	1802	15,2	83,1	969	806
9	321	3	166	0,87	3088	2569	19,3	83,2	991	825
10	224	2,26	139	0,72	3500	2870	25,8	82,0	784	643
11	151	1,80	122	0,54	3500	2807	28,8	80,2	529	424
12	98	1,53	113	0,42	3500	2730	30,2	78,0	343	268
13	63	1,33	107	0,33	3500	2625	30,8	75,0	221	165
14	39	1,15	99	0,26	3500	2667	33,6	76,2	137	104
15	23	1,03	95	0,21	3500	2751	36,1	78,6	81	63
16	14	0,94	93	0,18	3500	2811	37,9	80,3	49	39
17	8	0,86	90	0,15	3500	2874	39,9	82,1	28	23
18	4	0,76	84	0,12	3500	2919	43,3	83,4	14	12
19	2	0,68	80	0,10	3500	2961	46,5	84,6	7	6
20	1	0,65	79	0,09	3500	2993	47,4	85,5	4	3
21	1	0,61	78	0,08	3500	3021	48,6	86,3	4	3

Energia însumată la bornele generatorului: 5410 kWh/an

## 10.2. Producții de energie pentru cele două agregate

Constante utilizate în calcul:

$$k = 0,8 ; \rho = 1,29 \text{ kg/m}^3 ; D = 3,1 \text{ m} ; \text{TSR}_0 = 3 ; C_{P_{\max}} = 0,87 ; \text{TSR} - \lambda$$

$$a = 2 ; a = 0,2255$$

$$\beta = 3,5 ; b = 0,024805$$

Viteza medie a vântului : 6 m/s

v [m/s]	FF [h/y]	TSR -	n [rpm]	C <sub>p</sub> -	P <sub>arb</sub> [W]	P <sub>el</sub> [W]	I [A]	rand <sub>el</sub> [%]	ET [kWh/y]	EE [kWh/y]
3	1031	3	55	0,87	114	74	1,7	64,7	118	76
4	1035	3	74	0,87	271	202	3,4	74,5	281	209
5	970	3	92	0,87	529	422	5,7	79,8	514	410
6	858	3	111	0,87	915	756	8,5	82,6	785	648
7	723	3	129	0,87	1453	1230	11,9	84,7	1050	890
8	584	3	148	0,87	2169	1802	15,2	83,1	1266	1052
9	453	3	166	0,87	3088	2569	19,3	83,2	1399	1164
10	338	2,26	139	0,72	3500	2870	25,8	82,0	1183	970
11	244	1,80	122	0,54	3500	2807	28,8	80,2	854	685
12	170	1,53	113	0,42	3500	2730	30,2	78,0	595	464
13	115	1,33	107	0,33	3500	2625	30,8	75,0	403	302
14	75	1,15	99	0,26	3500	2667	33,6	76,2	263	200
15	48	1,03	95	0,21	3500	2751	36,1	78,6	168	132
16	30	0,94	93	0,18	3500	2811	37,9	80,3	105	84
17	18	0,86	90	0,15	3500	2874	39,9	82,1	63	52
18	10	0,76	84	0,12	3500	2919	43,3	83,4	35	29
19	6	0,68	80	0,10	3500	2961	46,5	84,6	21	18
20	3	0,65	79	0,09	3500	2993	47,4	85,5	11	9
21	2	0,61	78	0,08	3500	3021	48,6	86,3	7	6
22	1	0,57	75	0,07	3500	3042	51,0	86,9	4	3

Energia însumată la bornele generatorului: 7403 kWh/an

Cap. 10. STUDIU COMPARATIV AL CELOR DOUĂ TIPURI DE TURBINE

Constante utilizate în calcul:

$$k = 0,8 ; \rho = 1,29 \text{ kg/m}^3 ; D = 3,1 \text{ m} ; \text{TSR}_0 = 3 ; C_{P_{\max}} = 0,87 ; \text{TSR} - \lambda$$

$$a = 2 ; a = 0,2255$$

$$\beta = 3,5 ; b = 0,024805$$

Viteza medie a vântului : 7 m/s

v [m/s]	FF [h/y]	TSR -	n [rpm]	C <sub>p</sub> -	P <sub>arb</sub> [W]	P <sub>el</sub> [W]	I [A]	rand <sub>el</sub> [%]	ET kWh/y	EE kWh/y
3	858	3	55	0,87	114	74	1,7	64,7	98	63
4	924	3	74	0,87	271	202	3,4	74,5	250	187
5	926	3	92	0,87	529	422	5,7	79,8	490	391
6	878	3	111	0,87	915	756	8,5	82,6	803	663
7	791	3	129	0,87	1453	1230	11,9	84,7	1149	973
8	683	3	148	0,87	2169	1802	15,2	83,1	1481	1231
9	566	3	166	0,87	3088	2569	19,3	83,2	1748	1454
10	451	2,26	139	0,72	3500	2870	25,8	82,0	1579	1294
11	347	1,80	122	0,54	3500	2807	28,8	80,2	1215	974
12	258	1,53	113	0,42	3500	2730	30,2	78,0	903	704
13	185	1,33	107	0,33	3500	2625	30,8	75,0	648	486
14	129	1,15	99	0,26	3500	2667	33,6	76,2	452	344
15	87	1,03	95	0,21	3500	2751	36,1	78,6	305	239
16	57	0,94	93	0,18	3500	2811	37,9	80,3	200	160
17	36	0,86	90	0,15	3500	2874	39,9	82,1	126	103
18	22	0,76	84	0,12	3500	2919	43,3	83,4	77	64
19	13	0,68	80	0,10	3500	2961	46,5	84,6	46	38
20	8	0,65	80	0,09	3500	2993	46,7	85,5	28	24
21	4	0,61	79	0,08	3500	3021	47,8	86,3	14	12
22	2	0,57	77	0,07	3500	3042	49,2	86,9	7	6
23	1	0,52	74	0,06	3500	3059	51,9	87,4	4	3
24	1	0,47	69	0,05	3500	3073	55,3	87,8	4	3

Energia însumată la bornele generatorului: 9416 kWh/an

## 10.2. Producții de energie pentru cele două agregate

### 10.2.3. Comparația producției de energie pentru turbinele cu ax vertical și ax orizontal

Sintetizând rezultatele obținute în urma calculelor privind producția de energie pentru cele două turbine, V2500 variantă îmbunătățită și H2500 proiect, se prezintă tabelar rezultatele concentrate, care urmează a fi analizate.

- **turbina verticală îmbunătățită –  $\lambda_0=3$**

$$C_{P_{arb}} = 0,45$$

$$a = 2 ; a = 0,11666$$

$$\beta = 3,5 ; b = 0,01283$$

Maximul este  $C_{P_{maxarbore}} = 0,45$ , iar locul maximului  $\lambda_0 = 3$

Sintetizând rezultatele calcului energetic pentru turbina orizontală V2500 proiect s-au obținut următoarele valori pentru energia electrică obținută într-un an, în raport cu viteza medie a vântului:

$$v = 4 \text{ m/s} : E = 2103 \text{ kWh/y}$$

$$v = 5 \text{ m/s} : E = 3316 \text{ kWh/y}$$

$$v = 6 \text{ m/s} : E = 4755 \text{ kWh/y}$$

$$v = 7 \text{ m/s} : E = 6348 \text{ kWh/y}$$

Obs.1: Din prima sinteză centralizatoare la viteze constante s-a obținut corespondența grafică  $P_{arb}=f(n)$ , fără a limita valoarea puterii la arborele turbinei:

$$- v = 5 \text{ m/s, pentru } n = 150 \text{ rpm, } \lambda = 3,93, C_p = 0,26, P_{arb} = 156,82$$

$$- v = 12 \text{ m/s, pentru } n = 350 \text{ rpm, } \lambda = 3,82, C_p = 0,31, P_{arb} = 2552,50$$

$$- v = 15 \text{ m/s, pentru } n = 400 \text{ rpm, } \lambda = 3,49, C_p = 0,40, P_{arb} = 6562,15$$

Pentru turații mai mari, la vitezele alese, valorile coeficientului de putere  $C_p$ , respectiv puterea la arborele turbinei  $P_{arb}$ , au valori negative.

Obs.2.: Sunt definite în a doua sinteză centralizatoare corespondențele  $P_{arb} = f(v)$  pentru turațiile analizate ( $n = 50...250$ ) la turații care sunt încadrate în regimul de lucru al agregatului orizontal. Se precizează valorile vitezelor la care s-a făcut plafonarea puterii la arbore, pentru a nu depăși valoarea stabilită:

$$- v = 19 \text{ m/s, pentru } n = 150 \text{ rpm, } \lambda = 1,03, C_p = 0,1055, P_{arb} = 3500$$

$$- v = 14 \text{ m/s, pentru } n = 200 \text{ rpm, } \lambda = 1,72, C_p = 0,2637, P_{arb} = 3500$$

$$- v = 12 \text{ m/s, pentru } n = 250 \text{ rpm, } \lambda = 2,56, C_p = 0,4187, P_{arb} = 3500$$

- **turbina orizontală proiect –  $\lambda_0=3$**

$$C_{P_{arb}} = 0,87$$

$$a = 2 ; a = 0,2255$$

$$\beta = 3,5 ; b = 0,024805$$

Maximul este  $C_{P_{maxarbore}} = 0,87$ , iar locul maximului  $\lambda_0 = 3$

Sintetizând rezultatele calcului energetic pentru turbina orizontală H2500 proiect s-au obținut următoarele valori pentru energia electrică obținută într-un an, în raport cu viteza medie a vântului:

$$v = 4 \text{ m/s} : E = 3577 \text{ kWh/y}$$

$$v = 5 \text{ m/s} : E = 5410 \text{ kWh/y}$$

$$v = 6 \text{ m/s} : E = 7403 \text{ kWh/y}$$

$$v = 7 \text{ m/s} : E = 9416 \text{ kWh/y}$$

Obs.1: Din sinteza centralizatoare la:

$$- v = 5 \text{ m/s, pentru } n = 100 \text{ rpm, } \lambda = 3,25, C_p = 0,85, P_{arb} = 515,70$$

$$- v = 12 \text{ m/s, pentru } n = 300 \text{ rpm, } \lambda = 4,06, C_p = 0,37, P_{arb} = 3149,50$$

$$- v = 15 \text{ m/s, pentru } n = 400 \text{ rpm, } \lambda = 4,33, C_p = 0,04, P_{arb} = 654,41$$



Cap. 10. STUDIU COMPARATIV AL CELOR DOUĂ TIPURI DE TURBINE

Pentru ultima viteză (15 m/s), la  $n = 350$  rpm,  $\lambda = 3,79$ ,  $C_p = 0,61$ ,  $P_{arb} = 10056,68$ . Pentru turații mai mari, la vitezele alese, valorile coeficientului de putere  $C_p$ , respectiv puterea la arborele turbinei  $P_{arb}$ , au valori negative.

Obs.2.: Sunt definite în a doua sinteză centralizatoare corespondențele  $P_{arb} = f(v)$  pentru turațiile analizate ( $n = 50...250$ ) la turații care sunt încadrate în regimul de lucru al agregatului orizontal. Se precizează valorile vitezelor la care s-a făcut plafonarea puterii la arbore, pentru a nu depăși valoarea stabilită:

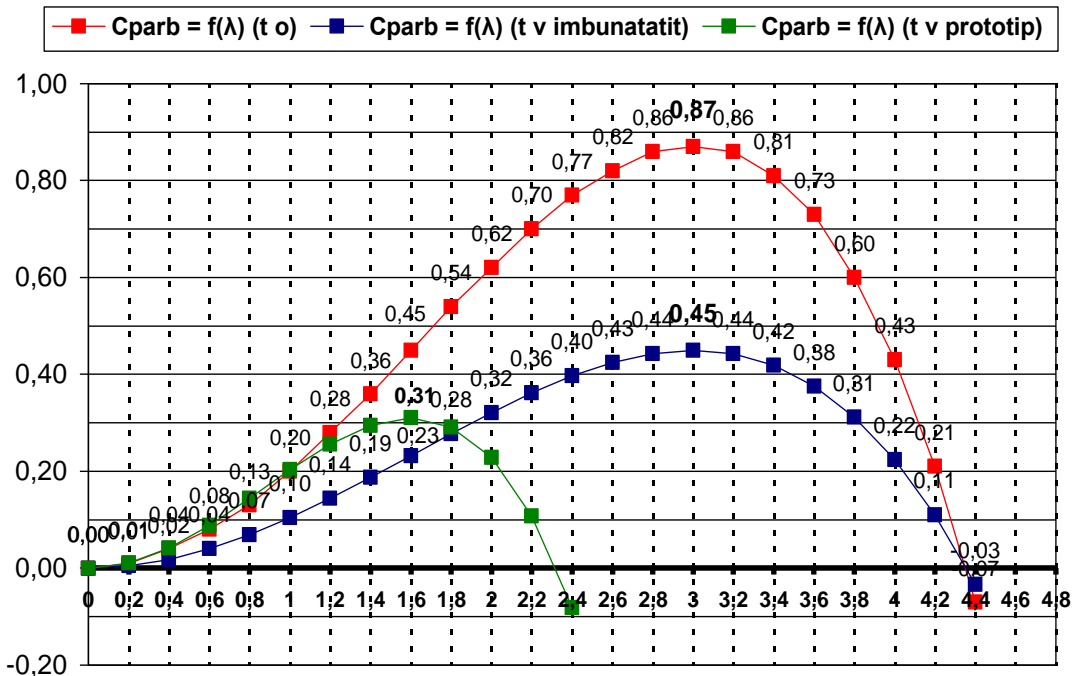
- $v = 15$  m/s, pentru  $n = 100$  rpm,  $\lambda = 1,08$ ,  $C_p = 0,2130$ ,  $P_{arb} = 3500$
- $v = 10$  m/s, pentru  $n = 150$  rpm,  $\lambda = 2,26$ ,  $C_p = 0,7189$ ,  $P_{arb} = 3500$
- $v = 10$  m/s, pentru  $n = 200$  rpm,  $\lambda = 2,26$ ,  $C_p = 0,7189$ ,  $P_{arb} = 3500$
- $v = 11$  m/s, pentru  $n = 250$  rpm,  $\lambda = 1,80$ ,  $C_p = 0,5402$ ,  $P_{arb} = 3500$

În continuare se face o analiză comparativă pe baza rezultatelor obținute în urma calculelor efectuate în paragrafele anterioare. Se vor compara pentru cele două agregate V2500 și H2500:

- curbele adimensionale: - V2500 -  $C_{pmax} = 0,45$ ,  $\lambda = 3$ ;  
- H2500 -  $C_{pmax} = 0,87$ ,  $\lambda = 3$ ;
- curbe de exploatare: - V2500 -  $P_{arb} = f(v)$ ;  $n = f(v)$ ;  
- H2500 -  $P_{arb} = f(v)$ ;  $n = f(v)$ ;
- curbe de energie: - V2500 -  $ET = f(v)$ ;  $EE = f(v_{med})$ ;  
- H2500 -  $ET = f(v)$ ;  $EE = f(v_{med})$

Concluzie: În analiza comparativă pentru turbinele verticală și orizontală s-a introdus și reprezentarea grafică a turbinei verticale prototip (încercată în tunel), caracterizată prin  $C_p = 0,31$ ,  $\lambda = 1,6$ , ca element de referință privind rezultatele activității de proiectare.

**a) Comparație curbe adimensionale pentru turbinele cu ax orizontal și vertical**



## 10.2. Producții de energie pentru cele două agregate

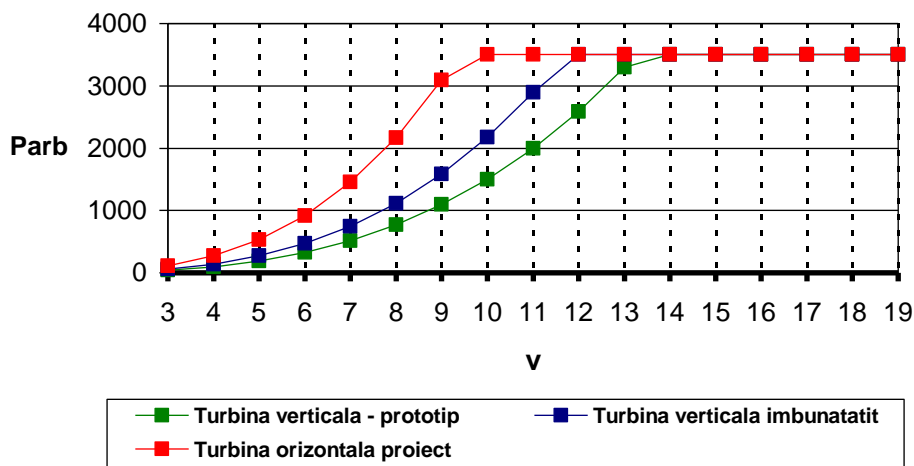
Curbele adimensionale (ale celor două tipuri de turbină) prezentate suprapus în graficul de mai sus permit construirea curbelor de exploatare definite prin aria baleată de rotorul turbinei ( $S$ ) și regimul de lucru ( $n$ ). Numărul caracteristic  $\lambda$  este același pentru ambele turbine (verticală și orizontală), asocierea numărului caracteristic  $\lambda$  cu valoarea maximă a coeficientului de putere  $C_p$  ne permite o maximizare a energiei produse de turbină în condițiile funcționării acesteia la parametrii optimi  $C_{pmax}$  și  $\lambda_0$ , pentru fiecare viteză de vânt. Acest lucru presupune posibilitatea controlului continuu al turației turbinei funcție de viteza vântului. În cazul funcționării turbinei la o turație constantă, situație întâlnită în cazul turbinelor ce echipează agregatele aeroelectrice vertical și orizontal, curbele de exploatare sunt de tipul  $P_{arb} = f(v)$ .

Pentru a pune mai în evidență comparația curbelor adimensionale s-a reprezentat și dependența  $C_{Parb} = f(\lambda)$  a variantei prototip, caracterizată printr-un alt coeficient  $\lambda = 1,6$ , determinat în cadrul studiilor preliminare privind proiectarea turbinei verticale și a celei orizontale. Rezultatul comparației este definit în concluziile finale ale capitolului.

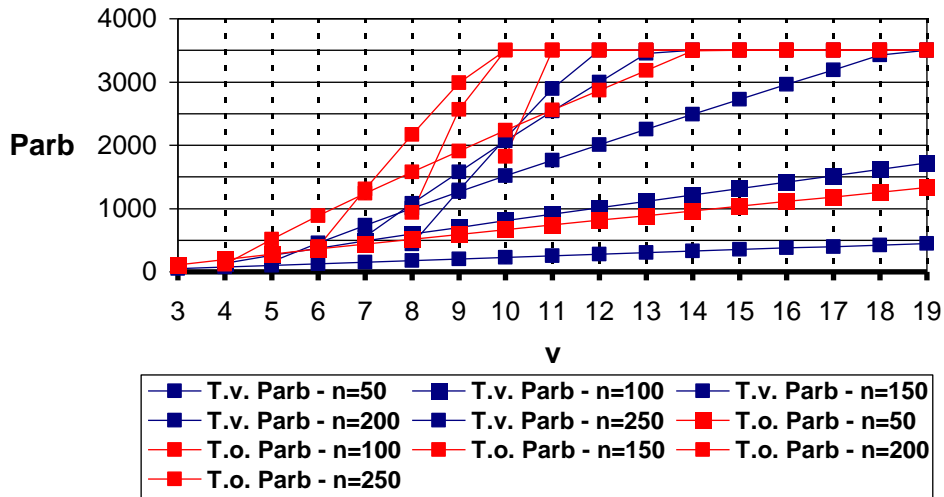
### b) Comparație curbe de exploatare

Curbele de exploatare servesc la evaluările energiilor anuale valorificate, care sunt corelate cu ariile expuse în vânt și cu turațiile turbinelor. Observăm din forma graficului că, turbina orizontală în raport cu cea verticală, realizează puterea  $P_{arb} = 3500$  la viteza  $v = 10$  m/s, care este o valoare mai mică decât la turbina verticală unde  $v = 12$  m/s, iar la prototip viteza de referință este  $v = 14$  m/s.

O primă concluzie este că din dependența  $P_{arb} = f(v)$ , determinată pe un interval larg al vitezelor vântului, turbina orizontală este mai eficientă în exploatare decât cea verticală, realizând puterile solicitate la viteze mai mici ale vântului.



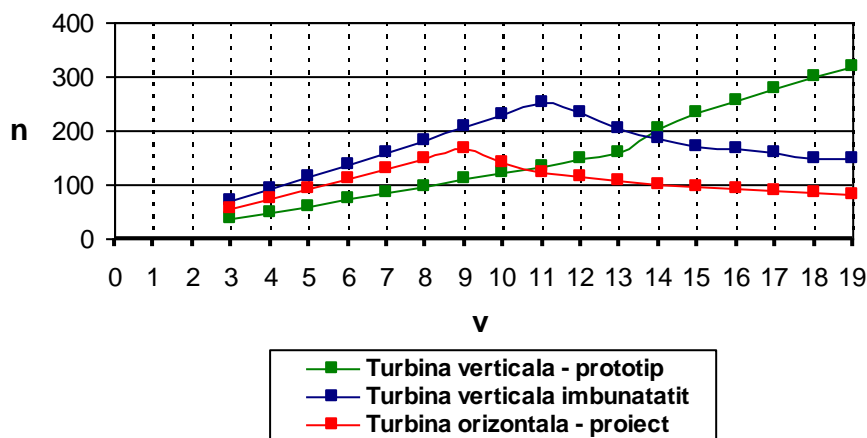
În continuare se reprezintă suprapus graficul corespondenței  $P_{arb} = f(v)$  detaliat pentru cele cinci valori ale turațiilor celor două turbine, analizate în sintezele anterioare. Se evidențiază și în acest grafic că turbina orizontală în raport cu cea verticală realizează pentru fiecare turație în parte valori mai mari ale puterii la viteze mai mici ale vântului. Eficiența energetică, și în acest caz, dovedește un randament mai bun pentru turbina proiectată H2500.



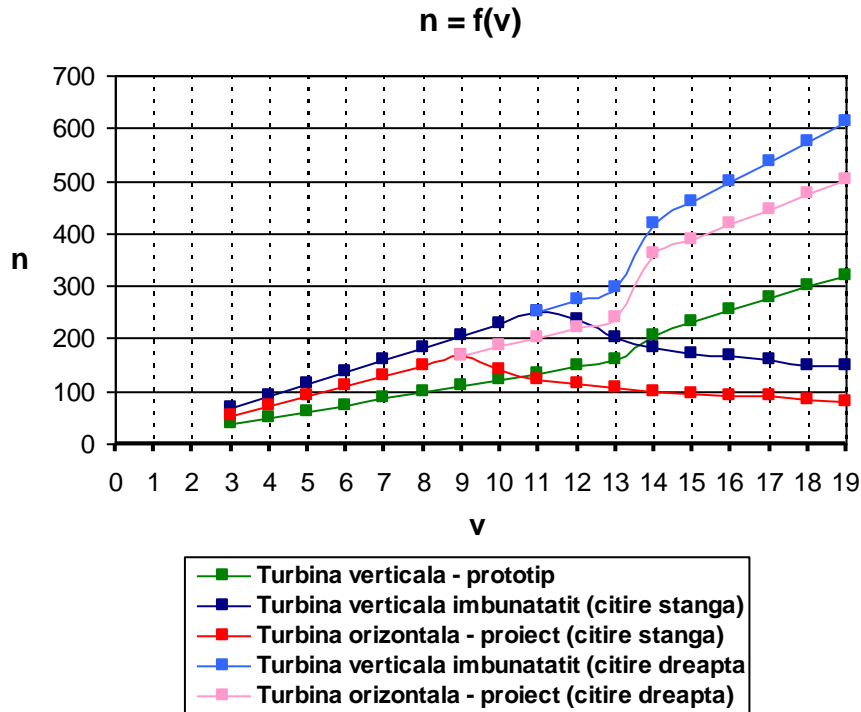
În continuare se reprezintă dependența turația funcție de viteza vântului,  $n = f(v)$ , pentru turbinele analizate (vertical și orizontal), ambele fiind raportate în reprezentările grafice și la varianta prototip. Observăm din reprezentările grafice că turbina orizontală este mai eficientă decât cea verticală, deoarece la turații mai mici atinge valorile parametrilor definiți în calcul pentru realizarea puterii la arbore solicitată.

Sunt reprezentate două grafice în aceeași corespondență, care prezintă două situații posibile de calcul; primul dintre ele prezintă situația în care corespondența  $C_p = f(\lambda)$ . S-a evitat realizarea unor turații foarte mari, în folosul utilizării optime a agregatului prin scăderea turației  $n$ , făcându-se citirea coeficientului  $\lambda$  în funcție de coeficientul de putere  $C_p$  în partea stângă a graficului. Al doilea grafic prezintă ambele posibilități de citire ale coeficientului  $\lambda$ , apărând în reprezentarea grafică bifurcația corespondență creșterii, respectiv scăderii turației turbinei. În ambele reprezentări s-a configurat forma curbei  $n = f(v)$  și pentru turbina prototip.

$n = f(v)$



## 10.2. Producții de energie pentru cele două agregate



### c) Comparație curbe de energie

Pentru estimări ale producției de energie și bilanț energetic, se analizează curbele de energie ale turbinelor verticală și orizontală prezentate anterior.

Sinteza bilanțului energetic pentru cele două turbine la o ofertă a amplasamentului de 4...7 m/s viteză medie este prezentată în tabele următoare.

Turbina verticală –  $\lambda = 3$ ,  $C_{pmax} = 0,45$

$v_{med}$	4	5	6	7
<b>ET</b>	2607	4110	5900	7895
<b>EE</b>	2103	3316	4755	6348

Turbina orizontală –  $\lambda = 3$ ,  $C_{pmax} = 0,87$

$v_{med}$	4	5	6	7
<b>ET</b>	4419	6668	9125	11627
<b>EE</b>	3577	5410	7403	9416

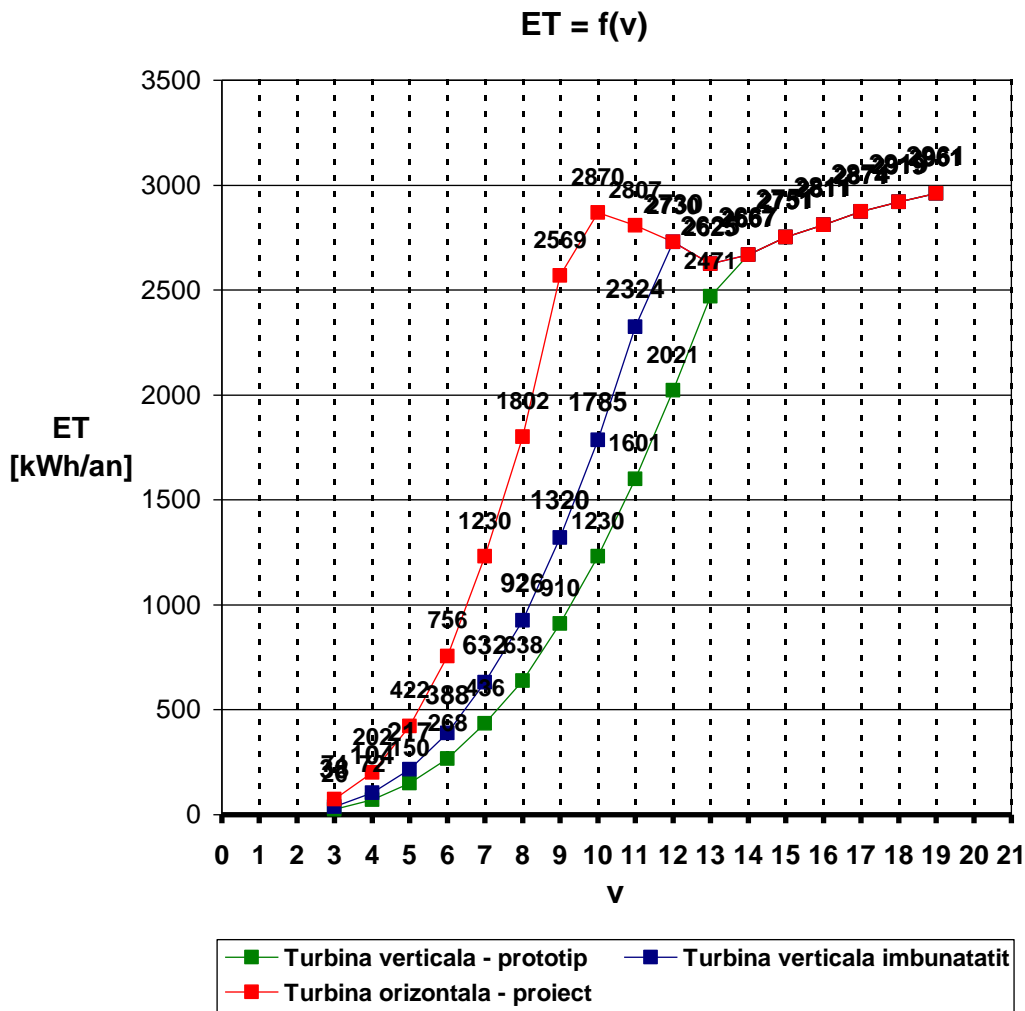
Astfel se vede că agregatul cu ax orizontal realizează o producție anuală de energie electrică, la un amplasament cu viteză medie 4...7 m/s și variabilitate favorabilă, mai mare decât agregatul cu ax vertical care, în aceleași condiții de viteză medie, realizează o producție anuală de energie mai mică, prezentată în graficul următor; în acest grafic este reprezentată și producția de energie (ca reper) a agregatului vertical – prototip, testat în tunelul aerodinamic. Turbina V2500 și

Cap. 10. STUDIU COMPARATIV AL CELOR DOUĂ TIPURI DE TURBINE

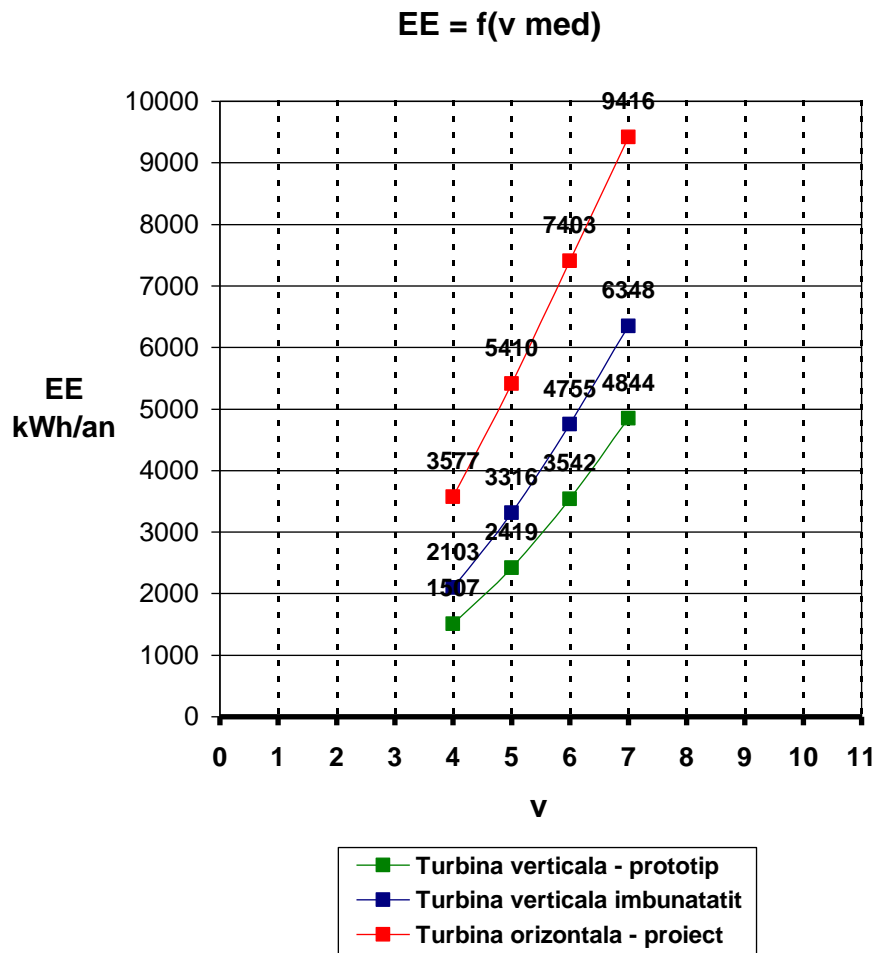
H2500 vor fi competitive în realizarea acestor valori energetice, iar conducerea lor inteligentă le va face utilizabile în diferite scheme de exploatare:

- cuplare la rețeaua electrică;
- funcționarea insulară cu stocare în baterie de acumuloare electrice;
- funcționarea insulară în paralel cu alte surse de alimentare.

Concluzionând comparația curbelor de energie ale celor două turbine analizate și reprezentate grafic, separat pentru energia la arborele turbinei și energia electrică debitată de cele două turbine (corelată cu randamentul generatorului). Corespondența punctelor reprezentate în grafic pentru cele trei modele, configurează la aceleași valori ale vitezelor valori numerice pentru energii diferite. Turbina orizontală este și în această situație cea mai reprezentativă, atât din punct de vedere al realizării unei energii mai mari la arbore, cât și debitarea unei energii electrice mai mari într-un sistem energetic.



## 10.2. Producții de energie pentru cele două agregate



### 10.3. Concluzii privind performanțele funcționale și energetice ale agregatelor

Capitolul final al tezei structurează studiul comparativ al celor două tipuri de turbine și anume turbina cu ax vertical, varianta îmbunătățită, și turbina cu ax orizontal - proiectată, respectiv calculul bilanțului energetic pentru valorificarea energiei eoliene cu ajutorul acestor microagregate eoliene, aflate în componența unor sisteme complexe.

S-a realizat sistematizarea unor criterii de comparare obiective, bazate pe analize științifice, tehnice și economice, care au fost subordonate obiectivului general al creșterii eficienței agregatelor eoliene de putere mică, materializate prin doi parametri - costul de fabricație al agregatelor și producția de energie valorificabilă.

O primă concluzie definește un cost de fabricație /kW ușor mai mic la turbina cu ax orizontal raportată la cea cu ax vertical, care are o strânsă legătură cu masele componentelor celor două agregate, respectiv cu costurile de mentenanță și exploatare ale agregatelor.

Analiza comparativă s-a axat pe evaluările energetice ale fiecărui agregat în parte, adaptate unui anumit amplasament specific zonelor rurale, pe baza cărora s-au stabilit performanțele funcționale ale celor două turbine. În acest sens s-au construit curbele adimensionale  $C_p = f(\lambda)$ , unde aceste curbe de referință prezintă asocierea numărului caracteristic  $\lambda$  cu valoarea maximă a coeficientului de putere  $C_p$  fapt care ne-a permis o maximizare a energiei produse de turbine în condițiile funcționării acestora la parametri optimi  $C_{pmax}$  și  $\lambda_0$ , pentru fiecare viteză de vânt.

Observăm că turbina orizontală oferă soluția cea mai potrivită pentru mărirea producției de energie în condițiile date, motiv pentru care s-au construit curbele de exploatare, care servesc la evaluările energiilor anuale valorificate și sunt corelate cu ariile expuse în vânt și cu turațiile turbinelor. Concluzia este că din dependența  $P_{arb} = f(v)$ , determinată pe un interval larg al vitezelor vântului, turbina orizontală este mai eficientă în exploatare decât cea verticală, realizând puterile solicitate la viteze mai mici ale vântului decât turbina verticală.

Pentru estimări ale producției de energie și bilanț energetic, s-au analizat curbele de energie ale turbinelor verticală și orizontală prezentate anterior, iar sinteza bilanțului energetic pentru cele două turbine la o ofertă a amplasamentului de 4...7 m/s viteză medie, este că agregatul cu ax orizontal realizează o producție anuală de energie electrică și variabilitate favorabilă mai mare decât agregatul cu ax vertical, care în aceleași condiții de viteză medie realizează o producție anuală de energie mai mică.

Turbina orizontală este și în această situație cea mai reprezentativă, atât din punct de vedere al realizării unei energii mai mari la arbore, cât și la debitarea unei energii electrice mai mari într-un sistem energetic complex. Aceste concluzii au fost susținute de rezultatele numerice obținute în calculele de evaluare energetică, cât și de reprezentările grafice specifice.

## Capitolul 11. CONCLUZII ȘI CONTRIBUȚII

Titlul tezei este „Utilizarea microagregatelor eoliene în componența unor sisteme complexe”.

Prin sisteme energetice complexe am înțeles ansamble de mai multe surse diferite de energie cu un scop comun, și anume de a asigura nevoile de energie ale unor gospodării în zone care în prezent nu au rețele electrice publice. În cazul existenței unei rețele publice, astfel de sisteme folosesc surse locale pentru a reduce facturile către firma de distribuție.

Am folosit termenul de „sistem hibrid” când elementele componente sunt lipsite de armonie, unele fiind surse clasice poluante (surse termice cu tehnologie de ardere), altele fiind regenerabile nepoluante (soare, vânt, microhidro). A devenit uzual de exemplu termenul „Diesel-eolian”. Teza fiind în domeniul „hidraulică și mecanica fluidelor”, contribuțiile sunt în domeniul agregatelor aeroelectrice destinate acestor surse complexe. Aceste sisteme, pentru a fi acceptate de piață, trebuie să fie performante – investiții mici și producții de energie mari în raport cu mărimea investiției. Aceste condiții trebuiesc să fie îndeplinite de toate componentele sistemului.

Sistemul, ca ansamblu, trebuie să fie automatizat, foarte fiabil, cu o mentenanță ușoară. Astfel, cheltuielile de exploatare trebuie să fie minime. Pentru agregatele aeroelectrice destinate acestor sisteme, teza s-a concentrat asupra căilor de îmbunătățire a performanțelor aeroagregatelor de putere mică.

În acest domeniu al agregatelor mici, realizările tehnice sunt mai puțin spectaculoase, iar multe informații sunt la nivelul unor modele de cercetare și al invențiilor. Dezvoltarea pieței și consolidarea soluțiilor tehnice ale microagregatelor eoliene, dependente de o fiabilitate ridicată, mentenabilitate, automatizare și alte condiții tehnice, trebuie să convingă piața și spre acest domeniu.

Teza de doctorat este orientată spre acest domeniu al agregatelor mici. Ea aduce contribuții în metodologia selectării unor soluții tehnice competitive pentru piața aflată în formare. Agregatul aeroelectric, compus din turbina eoliană, generatorul electric și sistemul de conducere-protecție, este analizat ca o componentă a sistemelor energetice complexe, în care conlucrează mai multe tipuri de surse. Cea mai comodă soluție este conlucrarea agregatului cu o rețea electrică publică, iar participarea în acest sistem se manifestă prin economii la factura de energie a unei gospodării.

Teza analizează această încadrare a agregatelor mici eoliene în sistemele complexe, și face o evaluare competentă a consumului de energie în gospodăriile rurale din România. Un studiu al necesarului de energie al unor gospodării rurale (vezi cap.3) a dus la concluzia că o putere instalată pentru aceste agregate la nivelul de 2,5-3 kW este potrivită pentru astfel de microsisteme. Un asemenea agregat cere investiții accesibile pentru o gospodărie mijlocie (cca.16,3 kW), parametrul economic pentru cumpărător depinzând aproape exclusiv de producția anuală de energie. Această energie este dependentă foarte mult de „oferta amplasamentelor”. Se apreciază în teză că viteza este acceptabilă pentru valori medii multianuale de peste 4 m/s, la care pot fi realizați la borne cca. 25316 kWh/an.

În ce privește oferta energetică a amplasamentelor, de interes pentru microagregate, se poate conta pe viteze medii modeste, mai mici decât valorile amplasamentelor aeroelectrice. În teză a fost analizat domeniul 4-7 m/s – viteze



## Cap. 11. CONCLUZII ȘI CONTRIBUȚII

medii. Pentru analizele care cer cunoașterea vitezelor am folosit modelul Weibull cu trei constante. Pentru determinarea valorilor constantelor am utilizat relații statistice care permit evaluarea lor în funcție de vitezele medii, evaluate pentru un amplasament (cap. 5).

Celelalte capitole ale tezei se referă la construcția și performanțele agregatelor de vânt de mică putere. S-a urmărit identificarea posibilităților de îmbunătățire a performanțelor, prin reducerea costurilor și mărirea energiei anuale valorificate.

Ca referințe principale au fost selectate turbine de mică putere, prezente pe piață:

- o turbină cu ax vertical, realizată de C.C.A.E. din U.P.T pentru un concern canadian (cap 7)
- 12 turbine cu ax orizontal publicate în catalogul pe anul 2005 editat de Bundesverband Wind Energie e.V. din Germania.

Această documentare a motivat concentrarea studiului asupra unei comparații a eficienței turbinelor cu ax vertical și cu ax orizontal.

În acest scop, au fost supuse analizei comparative cu ajutorul unei metodologii adecvate (cap 6) două agregate aeroelectrice echipate cu turbine cu ax vertical respectiv orizontal.

Prima turbină este o variantă îmbunătățită a turbinei proiectate de C.C.A.E. Îmbunătățirile propuse în cadrul tezei constă într-o componentă originală cu funcție dublă de cuplaj-frână. Acest ansamblu permite pornirea turbinei în gol, cuplarea generatorului electric la turația de cca. 50 rpm cu ajutorul unui mecanism centrifugal, și declanșarea unei frânări la o turație de cca. 250 rpm, cu scopul protecției turbinei. Se propune și mărirea rapidității turbinei.

A doua turbină este un proiect original, care folosește pentru prima oară într-un proiect detaliat o metodă elaborată de C.C.A.E. (teza de doctorat a ing. A. Bej). Metoda constă în mărirea energiei valorificabile cu ajutorul măririi gradului de reacție al paletajului turbinei. Pe această cale poate fi depășit coeficientul de putere rezultat prin modelul clasic (Betz).

Cele două turbine sunt echivalente în ceea ce privește parametrii globali: aria expusă, rapiditatea, număr de palete, puterea nominală.

Pentru această turbină H2500 au fost elaborate mai multe variante constructive (cap. 9) modificând gradul de reacție, distribuția puterii de-a lungul razei, soliditatea etc. Calculul aerodinamic prezentat în lucrare, este detaliat cu un număr mare de variante, pentru ariile portante, numărul de palete și gradul de reacție. S-a optat pentru o variantă considerată optimă pentru geometrie și pentru performanțe.

Comparația dintre turbinele eoliene se finalizează prin geometria turbinei, masele acestora, costurile de fabricație, curbele caracteristice adimensionale, curbele de exploatare și calculul energiei anuale valorificate la bornele generatorului electric, la diferite viteze medii de vânt oferite de amplasamente.

Principalele concluzii finale ale studiului comparativ sunt următoarele:

- » costurile de fabricație ale agregatelor nu diferă semnificativ
- » utilizarea unui singur generator electric nu este avantajoasă; turbina cu ax orizontal trebuie echipată cu generator cu rotor interior
- » producția de energie rezultată în urma calculelor este cert în favoarea turbinei orizontale. Astfel, la rapiditatea  $\lambda = 3$ , coeficientul maxim de putere, în cazul variantei verticale, a rezultat  $C_p = 0,45$ , iar la varianta orizontală, pentru aceeași rapiditate  $\lambda = 3$ ,  $C_p = 0,87$ .

## Cap. 11. CONCLUZII ȘI CONTRIBUȚII

Producția anuală de energie la diferite viteze medii anuale prezintă următoarea imagine sintetică:

$v_m$ [m/s]	4	5	6	7
T. vert. [kWh/an]	2103	3316	4755	6348
T. oriz. [kWh/an]	3577	5410	7403	9416

O astfel de comparație se face pentru prima oară în literatura de specialitate, iar rezultatele obținute stimulează cercetări în continuare în domeniu. Analiza comparativă arată că prin alegerea adecvată a gradului de reacție al turbinei, pot fi obținute performanțe energetice superioare față de modelele clasice de tip Betz. Metoda nouă de implicare în calculul de proiectare al gradului de reacție al turbinei este aplicabilă deocamdată fără dificultăți pentru turbinele cu ax orizontal.

Principalele contribuții ale tezei sunt următoarele:

- Evaluarea necesarului de energie a unor gospodării rurale din România, care constituie principalele locații pentru microagregatele aeroelectrice. Pe baza analizei puterilor instalate și a celor medii, se face aprecierea adaptării agregatelor la caracteristica gospodăriei, în condițiile evaluării regimului vântului și a ofertei amplasamentelor pentru mediul rural.

- Analizarea ofertelor amplasamentelor energetice prin modelul Weibull cu trei parametri, prin corelarea constantelor Weibull cu vitezele medii ale amplasamentelor. Prin acest model de calcul se determină curbele de frecvență ale vitezelor, se calculează puterile cinetice aferente și energia cinetică totală anuală, obținându-se o referință energetică pentru performanțele tehnologiei de valorificare.

- Analiza ofertelor de turbină cu ax orizontal de pe piața europeană; se prezintă dependența diametrului, a masei specifice a rotorului și vitezele periferice la vârful paletei funcție de puterea instalată (nominală); prin reducerea vitezei periferice ne orientăm spre turbine mai lente față de cele de pe piață, orientare care constituie una din direcțiile de cercetare abordate în teză.

- Analizarea critică a turbinei cu ax vertical, în curs de fabricație în Timișoara, și elaborarea unor propuneri de îmbunătățire a performanțelor acesteia; componența sistemului suferă adaptări la sistemul de cuplare, respectiv de frânare, asigurându-se o funcționare coerentă a agregatului eolian, bazată pe elemente mecanice.

- Proiectarea unui microagregat cu ax orizontal prin utilizarea unei metodologii noi elaborată în cadrul C.C.A.E. Metodologia constă în conceperea algoritmilor de calcul și controlul gradului de reacție al turbinei. Optimizarea soluției obținute rezultă din compararea unui mare număr de variante al parametrilor geometrici. Gradul de reacție mare cerut de noua metodă, și geometria asociată acestei cerințe, asigură mărirea substanțială a puterii valorificate de către turbină. Detalierea componenței turbinei cu ax orizontal, care sintetizează două formule de funcționare ale ansamblului turbină-generator.

- Întocmirea unui amplu studiu comparativ pentru două turbine echivalente ca performanțe globale, una cu ax vertical – V2500, și una cu ax orizontal – H2500, identificând geometrii, curbe caracteristice adimensionale, curbe de exploatare (puteri, turații, viteze de vânt), energii anuale valorificate. Acest studiu constituie o referință metodologică pentru astfel de evaluări, de mărirea a eficienței agregatelor de vânt în componența unor sisteme complexe de mică putere; sistematizarea criteriilor de comparație obiective, au fost subordonate obiectivului general al

## Cap. 11. CONCLUZII ȘI CONTRIBUȚII

---

lucrării, materializat prin doi parametri: costul de fabricație și producția de energie valorificabilă. Turbina orizontală este cea mai reprezentativă, atât din punct de vedere al realizării unei energii mai mari la arbore, cât și la debitarea energiei electrice mai mari într-un sistem energetic complex.

Lucrarea de față contribuie așadar la promovarea microagregatelor aeroelectrice, ca sursă de energie regenerabilă, curată, într-un domeniu de actualitate, oferindu-se o metodologie concretă, ce permite selectarea soluțiilor tehnice care îndeplinesc cerințele economice pentru astfel de investiții.

## BIBLIOGRAFIE

1. Almasi, Laszlo ș.a. – Cercetări privind realizarea unui microgenerator eolian de 6 KW destinat alimentării cu energie electrică a unor locuri izolate. Raport tehnic 35/1/1.01./1980. Universitatea din Brașov, Laboratorul de cercetare pentru utilizarea energiei vântului, Brașov, 1980;
2. Ancușa, V. – Mecanica Fluidelor și Mașini Hidraulice, Universitatea Politehnică, Timișoara, 1980;
3. Anton, I. – Turbine Hidraulice – Edit. Facla – Timișoara 1979;
4. Bărglăzan, A. ș.a. – Încercările mașinilor hidraulice și pneumatice;
5. Bej Adrian, Turbine de vânt, Editura Politehnică Timișoara, 2003
6. Budișan, N., Gyulai Fr., Hentea, T., Mahil, S. - ENERGY: State of the Art 2000 - "Wind Energy Conversion Systems", ENERGEX'2000, the 8<sup>th</sup> International Energy forum and the official Conference of the International Energy Foundation, Las Vegas, USA, 2000;
7. Carafoli, E. – Aerodinamică, București, Editura Tehnică, 1951;
8. Crum, L. M. – Ingineria valorii, București, Editura Tehnică, 1976;
9. Dumitrescu, Horia, Georgescu Adelina – Calculul elicei – Editura Academiei Române, 1990;
10. Expert group study on recommended practices for wind turbine testing and evaluation – Power Performance Testing – Edition 1990;
11. Euler, K. – Methodes d'accumulation de l'énergie électrique VARIA AG. Frankfurt sur la Main. R.F.G.;
12. Florea, J. și Panaitescu, V. – Mecanica Fluidelor;
13. Garrad, A. – Time for Action – Wind Energy in Europa, BWEA, 1991;
14. Gourieres, I. E. – Energie Eoliene – Editions Eyrolles, Paris, 1980;
15. Grosu, I. – Calculul și construcția avionului, Institutul Politehnic, București.
16. Gyulai, Francisc – Contributions on horizontal axis wind turbine theory, A V-a Conferință Internațională de Mașini Hidraulice și Hidrodinamică, oct. 2000, Timișoara, România;
17. Gyulai, Fr. – Curs de specializare în tehnologii energetice durabile. Modulele: Instalații Eoliene și Agregate Eoliene;
18. Gyulai, Fr. – Ecological arguments for the Wind Farm Semenic, SDWE Timișoara, 1992;

19. Gyulai, Fr., Adrian Bej și colaboratorii - Cercetări interdisciplinare pentru promovarea în plan regional pentru localități mici și mijlocii a unor module de independență energetică. Contract de cercetare;
20. Gyulai, Fr. – Structuri, metode și strategii de identificare, simulare și conducere a sistemelor cu generatoare asincrone, destinate energiei, resurselor regenerabile; Modulul: Determinarea modelului matematic al turbinei de vânt;
21. Gyulai, Fr., Adrian Bej și col. – Studiu de fezabilitate pentru un agregat aeroelectric cu ax vertical amplasabil pe clădire. (Puterea instalată 1,5 – 2,5 kW) Contract de cercetare;
22. Gyulai, Fr. – Pompe, ventilatoare, compresoare – vol. I și II. Institut. Politehnic Timișoara ed. II-a , 1988;
23. Gyulai, Fr. – Raport privind vizita în Danemarca
24. Gyulai, Fr. – Vocational Training in Sustainable Energy – Course Wind systems
25. Gyulai, Fr., Bej, A. - State of Wind Turbines in the End of 20th Century and Proposals for Romanian options, Buletinul Științific al Univ. "Politehnica" Timișoara, Tom 45(59),2000-ISSN, 1224-6077
26. Gyulai, Fr., Bej, A., Hentea T. - Contribution to aerodynamic optimisation of horizontal axis wind turbines for mountain sites, ENERGEX'2000, the 8<sup>th</sup> International Energy forum and the official Conference of the International Energy Foundation, Las Vegas, USA, 2000;
27. Gyulai, Fr., Dobândă, E. – Câteva probleme privind garantarea performanțelor aerodinamice ale turbinelor de vânt, Energetica, vol.XXXVII, București, 1989;
28. Gyulai, Fr., Dobândă, E. – Considerații cu privire la modelele de calcul ale turbinelor eoliene, Conf. de mașini hidraulice, vol. 5, Timișoara, 1990;
29. Gyulai Fr., Galeriu, C.D. - Modelarea în tunel aerodinamic a dărei agregatelor de vânt, Energetica, vol.XXXVII, București, noiembrie 1989;
30. Harrison – Study on the next generation LWT Manufacturing cost analysis, EWEC 1989;
31. Hau, E. – Study on the next generation of large wind turbines, EWEC 1989;
32. Hau, E. – Study on the generation of large wind turbines Part 4 Energy cost analysis and conclusion, EWEC 1989;
33. Hau, E. – Windkraftanlagen, Springer V., 1988;
34. Ilie, Vlad – Energia vântului, București, Editura tehnică, 1982;
35. Ilie, Vlad, Almași L., Nedelcu Șt. – Utilizarea energiei vântului , Edit. Tehnică, București, 1984;
36. Isaic-Maniu – Metoda Weibull – Aplicații, Editura Academiei Române, București, 1983;

37. Jarrass ed. al – Windenergie, Berlin, Heidelberg, New York, Splinger, 1980;
38. Jenson, P. H. – Recomandations for european wind turbine standard load cases. EWEC 1989;
39. Le Chappellier, P. – Le vent, les esliennes et l´habitat. Paris, Editions Eyrolles, 1982;
40. Lipman, N. – Romanian Conference on Solar and Wind Electricity, Wind-directions, Newsletter of the British and European Wind Energy in Europa, BWEA, 1991;
41. Monition Lanir M., Roux J. – Les objectifs scientifique de demain. Les microcentrales hydroelectryques, Ed. Masson, 1984;
42. Musgrove, P., Lindley D. – Comercialisation of wind farms in europe by the year 200, EWEC 1989;
43. Nielson, P. – Study on the next generation of large wind turbines. Site and installation costs, Operation and maintenance costs, EWEC 1989;
44. Nițu, V. – Economia Energeticii, București, Editura Tehnică, 1981;
45. Preda, I. - Adecvarea unor distribuții teoretice pentru calcule aeroelectrice, Conferința de Mașini hidraulice și hidrodinamică, Timișoara, 1985, vol. V, Agregate aeroelectrice, Editura LP.T.;
46. Primul simpozion național pentru utilizarea energiei vântului – Brașov 26-27 noiembrie 1982;
47. Proven world Friendly Energy
48. Proven Wind Turbines Information Pack Fortis Wind Turbines – Internet;
49. Purică, I. – Energia azi și mâine, București, Editura Științifică și Enciclopedică, 1979;
50. Spera, D. A. – Wind Turbine Technology – Fundamental concepts of wind turbine engineering, ASME PRESS, New York, 1994;
51. Seleșteanu, AL. – Mașini energetice, București, Editura Tehnică, 1962;
52. Wilson Robert, E. and Lissaman Peter B. S. – Aplicabile Aerodinamics of Wind Power Machines – Oregon State University, 1974;
53. \* \* \* Conferința Mașini hidraulice și hidrodinamică, vol. 5 Turbine de vânt, Ed. Litog. IPT. Timișoara 1990;
54. \* \* \* EWEA Conference Proceeding, March 1993 Lubeck-Travemude, Germany
55. Advanced Wind Energy Systems Workgshop Proceedings, 1974;
56. Windenergie 2005, Bundersverband Wind Energie e.V., Heransgeber: BWE – Service GmbIt; Impresum Windernegie 2005.

## ANEXĂ 1

### Lista lucrărilor științifice și a contractelor de cercetare

1. **Dubău C.**, 2004: Sisteme eoliene-curbe caracteristice de exploatare, Analele Universității din Oradea, Fascicula Construcții și Instalații Hidroedilitare, ISSN 1454-4067, Vol. VII;
2. **Dubău C.**, 2004: Sisteme de transport pneumatic-calculul instalațiilor pentru transport bifazic gaz-solid, Analele Universității din Oradea, Fascicula Construcții și Instalații Hidroedilitare, ISSN 1454-4067, Vol. VII;
3. **Dubău C.**, 2004: Valorificarea energiei eoliene, Analele Universității din Oradea, Facultatea de Protecția Mediului, sesiunea aprilie, ISSN 1224-6255, Vol. IX, Anul 9;
4. **Dubău C.**, 2004: Turbine de vânt-componența sistemelor eoliene, curbe de exploatare, optimizări, reglarea regimului de funcționare, Analele Universității din Oradea, Facultatea de Protecția Mediului, sesiunea aprilie, ISSN 1224-6255, Vol. IX, Anul 9;
5. **Dubău C.**, 2005: Metode moderne privind determinarea curbei caracteristice de funcționare pentru o rețea de conducte, Analele Universității din Oradea, Fascicula Construcții și Instalații Hidroedilitare, ISSN 1454-4067, Vol. VIII;
6. **Dubău C.**, Groza O. M. 2005: Restaurarea obiectivelor arhitecturale din lemn și reabilitarea elementelor de finisaj exterior, Analele Universității din Oradea, Fascicula Construcții și Instalații Hidroedilitare, ISSN 1454-4067, Vol. VIII;
7. **Dubău C.**, 2006: Utilizarea unui agregat aeroelectric de mică putere în cadrul unui sistem energetic complex adaptat la o zonă montană, Simpozionul „Direcții moderne de cercetare în științele silvice”, Analele Universității din Oradea, Fascicula Silvicultură, ISSN 1453-9489, Vol. XI, Anul 11;
8. Groza O. M., **Dubău C.**, 2005: Finisaje exterioare. Motivul Pecten, Analele Universității din Oradea, Fascicula Construcții și Instalații Hidroedilitare, ISSN 1454-4067, Vol. VIII;
9. **Dubău C.**, 2000: Documentare în domeniul microsurselor de energie insulare – Referat de doctorat nr.1;
10. **Dubău C.**, 2001: Concepția unui agregat de putere mică – Referat de doctorat nr.2;
11. **Dubău C.**, 2001: Încercarea unui agregat aeroelectric de putere mică – Referat de doctorat nr.3;
12. **Dubău C.**, 2003: Studiu privind sistemele hibride autonome destinate electrificării gospodăriilor izolate – colaborare în cadrul Centrului de Cercetare în Aeroenergetică al Facultății de Mecanică din cadrul Universității „Politehnica” Timișoara;
13. **Dubău C.**, 2003: Studiu privind utilizări, stocări și performanțe tehnico-economice ale sistemelor eoliene – colaborare în cadrul Centrului de Cercetare în Aeroenergetică al Facultății de Mecanică din cadrul Universității „Politehnica” Timișoara