

**OPTIMIZAREA CONSTRUCȚIEI TURBINELOR
EOLIENE CU AUTOPLAFONARE DE PUTERE
ȘI FRÂNARE AERODINAMICĂ**

-- TEZĂ de DOCTORAT --

Ing. ADRIAN BEJ

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

629 171
369 A

Conducător științific:
Prof.Dr.Ing. FRANCISC GYULAI

2001

Cuprins

1. Introducere	2
2. Stadiul dezvoltării agregatelor aeroelectrice echipate cu turbine cu ax orizontal la sfârșitul secolului XX și începutul secolului XXI	7
2.1. Informații istorice	7
2.2. Informații economice	10
2.3. Evoluția soluțiilor tehnice	19
3. Problematika științifică a agregatelor aeroelectrice	26
3.1. Obiective generale ale centralei (fermei) aeroelectrice	26
3.2. Obiective generale ale agregatelor	28
3.3. Obiective privind componentele agregatelor	31
3.4. Obiectivele tezei de doctorat	33
4. Contribuții la dezvoltarea teoriei turbinelor eoliene	35
4.1. Comparații privind rapiditatea și gradul de reacție al turbomașinilor	35
4.2. Modelul clasic și critica lui	37
4.2.1. Modelul clasic	37
4.2.2. Critica modelului clasic	40
4.3. Propuneri pentru un nou model teoretic al turbinei	42
4.4. Propuneri pentru macromodelul unei centrale aeroelectrice	51
5. Contribuții la evaluarea performanțelor energetice ale profilelor utilizate la construcția turbinelor	55
5.1. Considerații generale	55
5.2. Subdomeniul de minimă rezistență	60
5.2.1. Unghiul de portanță nulă	60
5.2.2. Limitele subdomeniului de minimă rezistență i_A , i_C	62
5.2.3. Coeficienții energetici	64
5.3. Subdomeniul cu desprindere completă (incidențe mari)	68
5.3.1. Limitele subdomeniului	69
5.3.2. Coeficienții energetici	70
5.4. Subdomeniul intermediar, de evoluție a desprinderii	72
5.4.1. Coeficientul de portanță	72
5.4.2. Coeficientul de rezistență	73
5.4.3. Coeficientul de moment	74
5.5. Influența poziției radiale a profilului asupra coeficienților energetici	75
5.6. Forma finală a relațiilor analitice pentru coeficientul de portanță, rezistență și moment	76
5.7. Concluzii	78
Anexă la Capitolul 5	79

6. Optimizarea construcției turbinelor eoliene cu ax orizontal	95
6.1. Problematika optimizării	95
6.2. Curbe deziderat și prima geometrie	96
6.2.1. Prima geometrie	99
6.2.2. Curba deziderat	107
6.3. Structura programului de calcul pentru curbe caracteristice și optimizarea geometriei paletei	118
6.3.1. Mărimile de intrare pentru turbină	120
6.3.2. Mărimile de intrare pentru condițiile de exploatare	123
6.3.3. Calculul cinematic	124
6.3.4. Calculul forțelor aerodinamice	126
6.3.5. Utilizarea rezultatelor pentru diverse aplicații	127
6.3.6. Interpretarea rezultatelor și modificări de geometrie	129
6.4. Prezentarea modului de utilizare a programului de calcul	131
6.5. Exemplificări de analize efectuate cu ajutorul programului	136
7. Aplicații și testări de turbine cu ax orizontal de medie putere	145
7.1. Turbina OPSM 7 pentru agregatele nr.1, nr.2 și nr.4 din amplasamentul Semenic	145
7.2. Turbina TVF pentru agregatul nr. 3 din amplasamentul Semenic	149
7.3. Probleme rezultate din experiența Semenic	152
7.4. Aplicarea metodologiei elaborate în cadrul tezei pentru un agregat de 500 kW putere electrică instalată	155
7.4.1. Prima geometrie	155
7.4.2. Modelarea pe calculator a influenței geometriei asupra curbei de exploatare a turbinei și optimizarea primei geometrii	172
7.5. Concluzii	182
Anexă la Capitolul 7	188
8. Concluzii generale	206
9. Contribuții personale	208
10. Bibliografie	212
Anexa 1 (Lista lucrărilor științifice și a contractelor de cercetare)	217

1. Introducere

Dacă la nivelul anilor '70 reconsiderarea surselor de energie alternativă avea ca unic motor criza petrolului, în prezent motivațiile au o structură mai complexă care vizează :

- pericolele emisiunilor de bioxid de carbon și convențiile internaționale din 1992 de la Rio de Janeiro [1], 1995 de la Berlin [2], 1997 de la Kyoto [3] privind reducerea acestor emisiuni de gaze, cu efect de seră, la centralele pe gaz, petrol și cărbuni ;

- costurile cauzate de alți poluanți care însoțesc tehnologiile clasice ale termocentralelor ;

- pericolele centralelor nucleare bazate pe fisiune și costurile măsurilor de protecție ;

- diminuarea în perspectivă a surselor de petrol și gaze, respectiv reducerea dependenței țărilor de importul de petrol.

Cerințele ecologice impuse prin costul sistemelor de protecție și penalizările ce se introduc prin sisteme de tip "taxa pe carbon" se manifestă prin creșterea prețului energiei produse în termocentrale la cca 0,07 \$ / kWh, acest preț fiind deja practicat în câteva din țările Comunității Europene. Politici ecologice de acest tip, practicate deja în lume sub forma unor subvenții, plata unor premii, reduceri de taxe, etc., încurajează promovarea surselor nepoluante de energie.

În categoria surselor alternative de energie, energia eoliană ocupă la început de mileniu III, o poziție favorabilă, argumentele principale care susțin această afirmație fiind :

- existența unui potențial valorificabil suficient ;

- maturizarea tehnologiei de valorificare ;

- nesemnarea unor daune semnificative asupra mediului.

Ultimii 15 ani au înregistrat în domeniul valorificării energiei eoliene începutul industrializării, formarea piețelor, a firmelor specializate, a concurenței, astfel încât "**vântul**" a devenit în momentul de față în mod cert o afacere.

Interesul crescând manifestat în Europa vis-à-vis de valorificarea energiei eoliene este exprimat în mod sintetic și prin dinamica capacităților existente în lume în ultimii ani [4], [5], [6].

Țara	Puteri instalate			
	la sfârșitul anului [MW]			
	2000	1999	1998	1997
Germania	6.113	4.443	2.875	2.081
USA	2.495	2.465	1.820	1.673
Spania	2.481	1.542	834	427
Danemarca	2.301	1.771	1.383	1.066

India	1.109	1.062	968	940
Olanda	449	411	361	319
Italia	427	283	178	103
Anglia	406	344	333	319
China	318	261	214	166
Suedia	241	215	174	122
Grecia	205	82	39	29
Canada	137	125	82	25
Japonia	120	68	40	18
Irlanda	93	73	73	53
Portugalia	90	60	60	38
Austria	79	42	30	20
Egipt	68	35	5	5
Franța	60	22	19	10
Maroc	54	0	0	0
Costa Rica	51	46	26	20
Finlanda	38	38	17	12
Noua Zeelandă	35	35	5	4
Australia	21	11	11	6
Brazilia	20	20	17	3
Turcia	19	9	9	0
Luxemburg	15	10	9	2
Argentina	14	13	12	9
Belgia	13	9	6	4
Norvegia	13	13	9	4
Iran	11	11	11	11
Tunisia	11	0	0	0
Korea de Sud	8	7	2	2
Israel	8	8	6	6
Polonia	5	5	5	2
Rusia	5	5	5	5
Ucraina	5	5	5	5
Cehia	4	4	4	4
Mexico	3	3	3	2
Sri Lanka	3	3	0	0
TOTAL	17.542	13.663	9.720	7.685

Prognozele pertinente recent elaborate de BTM Consult-Danemarca [7] respectiv EWEA (European Wind Energy Association) [8] arată o evoluție spectaculoasă în perioada următoare. Astfel pentru Europa puterea instalată în agregate aeroelectrice arată astfel :

anul 2000 - 8.000 MW
 anul 2002 - 20.000 MW
 anul 2010 - 40.000 MW
 anul 2030 - 100.000 MW

Un studiu al companiei multinaționale SHELL, prezentat în rezumat în [8], estimează astfel ca la nivelul anului 2060 în lume 40 % din energia produsă să provină din surse regenerabile de energie (vântul având ponderea principală) (fig. 1.1).

Shell scenario: Energy market 1860 - 2060

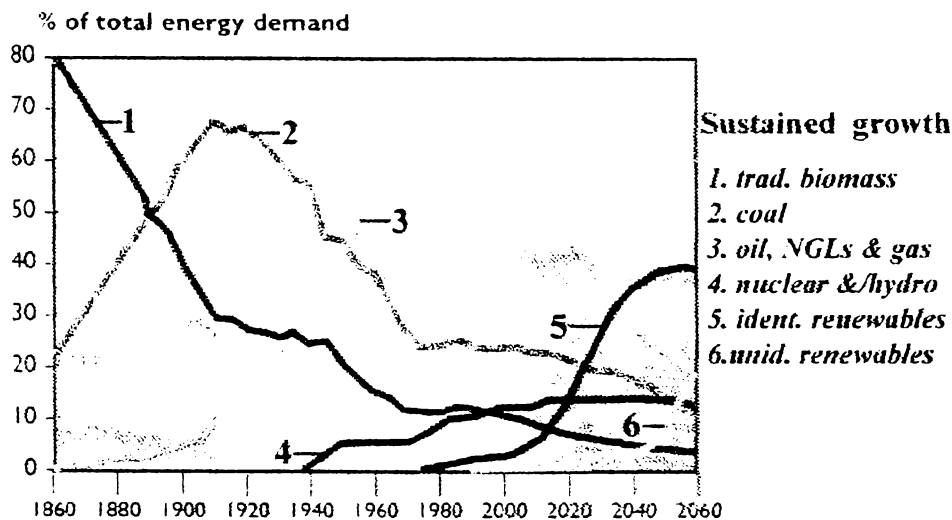


Fig. 1.1.

Aceste puteri care vor înlocui surse poluante realizează ca efecte ecologice evitarea de poluanți la un nivel de [9] :

An	2010	2030
CO ₂ (tone)	32.000.000	130.000.000

În plus în funcție de calitatea combustibililor se reduc poluanți ca SO₂, SO și NO_x.

În ceea ce privește tehnologia de valorificare a energiei eoliene, maturizarea treptată a acesteia în ultimii 15 ani a determinat sub presiunea tot mai acerbă a concurenței pieții, selectarea soluțiilor tehnice pentru captatoarele de energie eoliană. Soluția cu turbină cu ax orizontal s-a impus practic în producerea energiei electrice ca principală aplicație a valorificării vântului.

În prezent pe piața de agregate aeroelectrice din Europa și lume se află în competiție 3 soluții tehnice :

a) *Soluția tradițională* (VESTAS) caracterizată prin :

- rotor cu palete reglabile ;
- linie lungă de mașini cu multiplicator de turație, generator electric, lagăre și cuplaje ;
- protecție prin frâne mecanice pe arborele turbinei.

b) *Soluția integrată* (TAKE, FOLKECENTER) caracterizată prin :

- rotor cu palete fixe cu autoplafonare a puterii prin desprinderea stratului limită de pe extradadosul profilelor aerodinamice ;

- linie de mașini integrată : rotor eolian montat direct pe arborele de intrare al multiplicatorului și generatorul electric montat pe arborele de ieșire din multiplicator ;

- protecție prin frânare aerodinamică și frână hidraulică de avarie.

c) *Soluția fără multiplicator de turație* (ENERCON) :

- rotor cu palete reglabile ;

- generator de turație cuplat direct cu turbina de vânt

- protecție prin sisteme de reglaj individual al paletelor și frâne mecano-hidraulice.

Chiar dacă toate cele 3 variante rezistă cu succes pe piața mondială de agregate aeroelectrice, soluția integrată pare să ofere unele avantaje. Simplificarea constructivă realizată prin eliminarea reglajului de paletă și al compactizării liniei de mașini conduce la o creștere a fiabilității generale a agregatului reflectată în coeficienții de disponibilitate superiori (la agregatele realizate de firmele daneze s-a ajuns la valori de până la 0,98), și care se materializează practic într-un spor de energie produsă de agregat. Experiența daneză [10] arată în acest sens o reducere a costului energiei produse din vânt de la 1,15 DKK / kW h în 1981 la 0,3 DKK / kWh în 1997 iar chetuielile de operare și mentenanță au ajuns să nu depășească 1% din investiție în primii ani și 5% în al 20-lea an de exploatare

Această soluție presupune însă o proiectare mai specială a formei geometrice a paletelor în scopul realizării curbei de exploatare dorită. Forma acestei curbe trebuie să aibe o alură aparte impusă pe de o parte de condiția de limitare a puterii debitată de turbină și totodată de maximizare a energiei produse [11] având ca finalitate obținerea unor disponibilități ridicate.

Optimizarea construcției turbinelor eoliene constituie o preocupare continuă pentru cercetători și producătorii de agregate eoliene urmărindu-se obținerea unor soluții capabile să realizeze coeficienți de disponibilitate ridicați.

În această direcție se orientează teza de doctorat care urmărește abordarea câtorva aspecte privind metodologia conceperii unor turbine eoliene cu ax orizontal fără reglaj de palete care în condițiile unui amplasament dat și al unei puteri maxime prescrise, să realizeze o maximizare a eficienței economice.

Termenul de "optimizare" utilizat în cadrul tezei impune o precizare privind sensul acestuia. În afara sensului matematic de determinare a maximumului sau minimumului unei funcții, mă refer la procesul de îmbunătățire succesivă a performanțelor agregatelor aeroelectrice din componența centralelor aeroelectrice industriale urmărind realizarea celei mai bune soluții.

Se utilizează în acest scop așa-zisa *metodă euristică* de optimizare care se bazează pe experiență și intuiție. Această metodă s-a dezvoltat din cea empirică trecându-se la analize riguroase a factorilor care influențează procesele analizate.

Metodele euristice reduc timpul de căutare a soluției optime și sunt aplicabile în cazul problemelor complexe. "Euristica este partea științei care are ca obiect descoperirea de fapte noi [12]. Metoda în practică constă în reducerea numărului de variante analizate în procesul de obținere a unei soluții apropiate de cea optimă.

Actualitatea problematicii privind optimizarea constructivă a turbinelor eoliene cu limitare a puterii debitate prin desprinderea stratului limită este susținută și prin numărul mare de lucrări științifice prezentate la foarte numeroasele manifestări internaționale în domeniul valorificării energiei eoliene. Importanța acestor manifestări a început să depășească deja cadrul strict științific. De exemplu Congresele anuale ale EWEA (Asociația Europeană pentru Energia Vântului) au devenit instrumente de direcționare economică și politică pentru Comunitatea Europeană [13], [14], [15].

O completare a argumentelor ce susțin importanța și actualitatea subiectului abordat în teză, o constituie și existența unei experiențe românești unice și valoroase de cel puțin 15 ani privind valorificarea energiei eoliene prin agregate aeroelectrice cu turbine cu ax orizontal de medie putere pe un amplasament montan din sud-vestul României (Munții Semenic) [16], [17], [18], [19], experiență la care a participat direct și autorul tezei.

Acumularea acestei experiențe prin experimentările desfășurate pe 4 grupuri aeroelectrice de 300 kW precum și concluziile unei analize atente asupra potențialului eolian al României, care a pus în evidență faptul că prin aplicarea orientărilor energetice europene, în România pot fi realizate cca 12.000 de agregate de 300 kW într-o perioadă de 15-20 ani, sunt motivații care nu pot fi trecute cu vederea.

Opțiunea clar exprimată de acum de România spre integrarea în Comunitatea Europeană va accelera în mod cert și dezvoltarea, în scurt timp, a unui cadru legislativ autohton în domeniul energetic care va deschide interesul față de sursa eoliană de energie (ecologică) ca una din alternativele la sursele clasice (poluante). În acest sens, recenta reglementare privind utilizarea eficientă a energiei (Legea nr.199/2000), stipulează promovarea surselor noi de energie și reducerea impactului negativ asupra mediului al activităților de producere, transport, distribuție și consum a tuturor formelor de energie, ca și căi de realizare a politicii energetice naționale a statului.

Având în vedere acest context general se poate aprecia că subiectul abordat în teză este unul de actualitate și se încadrează în orientările de pe plan mondial.

2. Stadiul dezvoltării agregatelor aeroelectrice echipate cu turbine cu ax orizontal la sfârșitul secolului XX și începutul secolului XXI

Se prezintă o sinteză a evoluției interesului pentru valorificarea energiei eoliene pe plan mondial oferindu-se informații care argumentează menținerea interesului pentru această sursă nepoluantă de energie la sfârșit de secol XX și început de secol XXI. Informațiile prezentate în acest capitol reprezintă o sinteză a fazei de documentare a tezei.

2.1. Informații istorice

Istoria energeticii eoliene are origini milenare, realizările în acest domeniu fiind deja binecunoscute. De aceea informațiile istorice oferite în continuare se referă doar la aspecte ale energeticii eoliene moderne la nivelul acestui secol.

În dezvoltarea tehnologiilor moderne în general se parcurg câteva etape obligatorii care pot avea durate diferite, întrepătrunderi diferite, care se regăsesc în toate domeniile, inclusiv în cel al valorificării moderne a energiei vântului.

Aceste etape sunt următoarele :

a. acumularea unor date științifice care se referă la cunoașterea proceselor, la motivațiile tehnico-economice, la optimizări, etc.;

b. proiectarea și experimentarea unor modele industrializabile;

c. faze de inițiere a industrializării (prototipuri, verificări în condiții de durată, controlul fiabilității, sondarea pieții, etc.);

d. maturizarea tehnologiei, competitivitatea pe piață, eventuale cooperări și alte acțiuni pentru obținerea maximizării eficienței economice.

Față de istoria milenară a energeticii eoliene, reluarea problemei în a doua jumătate a secolului XX, în condițiile industriale și economice moderne nu are aproape nici o legătură tehnică cu trecutul. Informațiile științifice moderne ale aeroenergeticii se bazează mai mult pe marile realizări din domeniul mașinilor hidraulice și ale aviației. Acumularea cunoștințelor specifice generatoarelor eoliene și a transpunerii lor pe plan tehnic sub forma unor agregate aeroelectrice s-a realizat în anii 1930-1975, cu inevitabila pauză a perioadei de război (1931: agregat de 100 kW lângă Yalta - URSS; 1941: agregatul Putam-Smith de 1250 kW în SUA; 1957: agregatul Gedser de 200 kW în Danemarca; 1950: agregat de 100 kW în Scoția; 1943-1963: în Franța agregate de 132 kW, 800 kW și 1000 kW și 350 anemometre înregistratoare; mai multe agregate mici în numeroase țări industrializate).

Într-o perioadă de abundență în petrol, gaze, cărbune și promisiuni optimiste ale fisiunii nucleare, redescoperirea sursei eoliene a fost o previziune a cercetătorilor și mai puțin o reacție la presiunea nevoilor de energie. Celebrele studii ale Clubului de la Roma privind limitele dezvoltării lumii încep în 1968, iar crizele petrolului în anii 1970. Perioada lungă de 40 ani a acumulărilor de cunoștințe științifice și tehnice nu a rezultat din necesități pe planul științei, ci din

lipsa de interes pentru industrializare. De aici, provin oscilările, lipsa de finanțare, părăsiri de proiecte la primele insuccese. Apăruse și o calificare prematură : "Bun pentru lumea a treia".

Revenirea în actualitate a sursei eoliene s-a produs inițial sub presiunea crizelor petrolului fiind apoi motivată de considerente ecologice; ea a avut loc în țările industrializate unde presiunea ambilor factori era mai puternică și unde se dispunea de competențe științifice și tehnologice. Față de perioada anterioară apare și un salt în concepție, profesionalizarea. Numărul specialiștilor implicați crește și în consecință cresc vitezele de rezolvare; în mai multe țări se concep programe guvernamentale cu finanțări stabile. Rezultatul este o nouă generație de modele: agregate de 2 și 2,5 MW în SUA (1980), de 3 MW în RFG (1981), de 2 MW în Suedia (1981), centrală compusă din 2 agregate în Danemarca (1981).

Condițiile pentru industrializare sunt astfel create la începutul anilor 1980.

Deceniul 1980-1990 reprezintă maturizarea industrializării în SUA și Danemarca precum și pregătirea ei în țările comunității Economice în Europa [20], [21], [22], [23].

În California, stat cu populație de 28 milioane locuitori și cu o puternică economie, după 1980 s-a demonstrat nu numai că se poate obține energie electrică din vânt ci și faptul că se poate obține competitivitate cu sursele clasice. În 1989 cca 1% din energia electrică produsă în California s-a obținut din vânt. Cca 16.000 de agregate aeroelectrice existente în 1988 realizau echivalentul producției unui reactor atomic de putere mijlocie. Echivalentul în petrol este de peste 3 milioane barili pe an.

În [24] se afirmă că explozia fermelor eoliene din California seamănă cu *goana după aur din 1849*. Majoritatea acestor agregate sunt grupate în 3 centrale aeroelectrice (Altamount Pass: 44 %; Tehachapi Pass: 29 % ; și San Gorgonio Pass: 25 %).

Această dinamică a stimulat formarea firmelor producătoare de agregate în Europa. Publicația "Modern Power System" Londra 1987, anunță 41 firme care oferă 85 tipuri de agregate comercializabile.

Presiunea pieții din California a dus la achiziționarea de agregate indiferent de puterea unitară și tip. De exemplu firma U.S. Windpower a instalat în 5 ani 3727 agregate de 100 kW. Criteriul fiabilității pare a fi fost unicul în orientarea achizițiilor.

Danemarca față de cele 500 agregate instalate în 1983 ajunge în 1990 la peste 2500, producând în acel an aproape 360.000 MWh energie electrică. În Europa aceste realizări reprezintă primele faze în cadrul unui program amplu și sistematic care se desfășoară dinaintea anului 1980 într-un cadru coordonat de Comunitatea Economică Europeană.

Un raport întocmit în 1989 de EC's Directorate General for Energy DG XVII [23] calcula că puterea instalată existentă în țările CE la acea vreme era de 85 MW,

în 2000 urmând să depășească 4000 MW, iar în 2010 se estima să se ajungă la 12000 MW.

Aceste previziuni referitor la nivelul anului 2000 în momentul de față au fost atinse și depășite chiar. Astfel conform [4] la mijlocul anului 1999 capacitățile existente în Europa se situau la nivelul de 6741 MW iar prognozele pentru 2010 estimează acum cca. 40000 MW [8].

Politica energetică a Comunității Economice Europene acordă un sprijin substanțial stimulării pe variate căi a dezvoltării surselor regenerabile de energie urmărind cercetările științifice, activitățile demonstrative, activitățile legislative de înlăturare a obstacolelor implementărilor, standardizarea, introducerea unor condiții contractuale nediscriminatorii pentru producătorii de energie din surse regenerabile și promovarea cooperării între industriile Comunității.

Pe baza fazelor de industrializare din SUA și Europa, pe lângă concluzia generală că energia eoliană devine o componentă certă în balanțele energetice ale viitorului imediat, rezultă și câteva date privind competitivitatea cu alte surse.

Oficiul pentru evaluări tehnologice (Office of Technology Assessment) din SUA ajunge la concluzia că energia vântului are cel mai scăzut cost în cadrul noilor generații de tehnologii, că între tehnologiile neconvenționale este semnificativ mai ieftină și că energia eoliană poate fi competitivă cu sursele clasice. Aceste evaluări sunt la nivelul 6-4 cenți/kWh.

Comisia pentru energie a Californiei în 1990 aprecia costul energiei din vânt la 8-9 cenți/kWh față de alte surse (nuclear 15-19 cenți/kWh; cărbune 20-22 cenți/kWh; microhidro 5-11 cenți/kWh). Costurile calculate de CEE sunt la nivelul de 3-6 cenți/kWh.

În cursul maturizării investiția scade în California de la 3100\$/kW la 900 \$/kW. CEE contează pe 900-1000 ECU/kW (inclusiv rețea și stație).

Productivitatea agregatelor după maturizarea industrială pe amplasamente bune ajunge la 2500-2700 kWh/kW.

Criteriul ecologic este în favoarea sursei eoliene. O centrală pe hidrocarburi echivalentă cu cele eoliene din California ar emite anual 5400 tone poluanți și un miliard tone bioxid de carbon.

Revenind la fazele evoluției valorificării energiei eoliene, ultimul deceniu al secolului XX poate fi caracterizat prin dezvoltarea concurențelor pe piața de agregate de vânt în contextul formării unei legislații specifice care încurajează tot mai evident utilizarea acestui tip de energie, iar criteriul ecologic devine principalul promotor al acesteia. În acest sens foarte recent chiar în SUA pe fondul reluării stimulentei între care și așa numita *tarifare verde "green pricing"* [25], [26] asistăm la un nou salt în dezvoltare pe 25 de amplasamente în toate statele (în 1999 cca. 700 MW). Pentru susținerea promovării în continuare a sursei eoliene au fost majorate subvențiile pentru dobânzile producătorilor de energie din sursa eoliană și a cercetării, de la 33 milioane \$ în 1998 la 43,5 milioane \$ în 1999. În Europa unele țări (Germania, Danemarca, Spania) aplică stimularea prin reglări de preț (feed-in

law), politică pe care doresc să o extindă la nivel de standard european [27]. Pe această cale cele trei țări au realizat o extindere a puterilor instalate cu 747 MW în 1998.

Această etapă este caracterizată din punct de vedere tehnic de o reconsiderare a optimului puterii agregatelor. Argumentul unei mai eficiente exploatare a terenului amplasamentelor a declanșat o tendință de înlocuire a turbinelor cu puteri între 50 - 300 kW cu turbine de puteri peste 500 - 700 și chiar 1000 kW.

Această etapă înregistrează prin prisma competitivității pe piață și o selectare a soluțiilor tehnice pentru agregatele aeroelectrice moderne.

În esență concluziile care pot fi desprinse vis-a-vis de etapele prezentate sunt următoarele:

O primă etapă de 40 ani se caracterizează prin inițiative relativ modeste și particulare în planul unor intuiții științifice și tehnice. Din această perioadă poate fi reținută doar ideea relansării sursei eoliene. Ca experiență tehnică și economică se poate utiliza relativ puțin din această perioadă relativ lungă. Au fost acumulate în schimb numeroase date științifice.

Următorii 10 ani generează modele de agregate de puteri mari (peste 1 MW) care s-au dovedit soluții prea scumpe și nu au rezistat condițiilor economice de competiție. Se lansează în schimb multe acțiuni în cadrul programelor sprijinite de guverne, care generează o largă gamă de modele experimentale și prototipuri care oferă un larg câmp de selecție pentru industrializare.

Ultimele două decenii reprezintă începutul industrializării, formarea piețelor, a firmelor specializate și a concurenței, astfel încât valorificarea energiei eoliene la sfârșit de secol XX depășește pragul incertitudinilor devenind chiar o afacere.

2.2. Informații economice

Datele prezentate în continuare constituie sinteza unor informații de pe piața mondială de agregate aeroelectrice privind tendințele înregistrate în acest domeniu în ultimii 15-20 de ani.

Rentabilitatea centralelor aeroelectrice depinde de prețul pe piață a energiei electrice. În Danemarca și SUA se considera în anii '80 că e rentabil să investești în surse de energie dacă prețul pe piață este de 0,07 \$ /kWh. În anii următori au apărut și tendințe de a considera această limită la 0,06 \$/kWh. Aceasta poate fi considerată ca o informație globală pentru comparații ale tendințelor.

Câteva informații privind prețurile de producție competitive cu alte surse pentru unitatea de energie sunt prezentate în raportul "Wind Energy in Europe" [28]. Conform acestuia pentru comparația cu alte surse se dau următoarele informații (date britanice și europene) :

Tipul centralei	Costuri
	\$ kWh (aprox)
Nuclear	0.1 - 0.12
Turbine cu gaz cu ciclu combinat (CCGT)*	0.034 - 0.048
Hidro	0.024 - 0.048
Cărbune	0.050 - 0.067
Vânt	0.049 - 0.089

*: Reprezintă în prezent o tehnologie de vârf.

Piața energiei este influențată de mulți factori ca de exemplu prețul petrolului, costul capitalului etc.

Semnificativ apare mărirea costurilor pentru depoluare, respectiv mărirea securității centralelor nucleare.

Costurile din tabelul 2.2.1 nu sunt afectate de așa numitele "costuri externe" adică cele care ar acoperi efectele dăunătoare pentru societate cauzate de poluare. În raportul citat acestea se estimează la 0,04 ECU kWh în cazul cărbunelui. Cu acest adaos costul energiei electrice produse în centrale pe cărbune ar ajunge la 0,081 - 0,114 ECU kWh (0,097-0,137 \$ kWh).

O informație din SUA publicată în 1991 ce se referă la un raport al CEC (California's Energy Commission) prezintă următoarea situație :

Tabel 2.2.2

Sursa de energie	Cost: Centi kWh
Fotovoltaic	22,7 - 31,3
Acumulare pompaj (hidro)	9,3 - 14,3
Cărbune	7,1 - 13,9
Hibrid solar - termal	6,0 - 7,8
Nuclear	5,3 - 9,3
Gaz	5,3 - 7,5
Hidro	5,2 - 18,9
Cărbune boiler	4,5 - 7,0
Gaz (ciclu combinat)	4,4 - 5,0
Geotermal	4,3 - 6,8
Biomasă (ardere directă)	4,2 - 7,9
Vânt	4,7 - 7,2

Informatii privind investitiile necesare :

Din studiul "Wind Energy in Europe" [28] am extras unele informatii. Aceste date au fost considerate globale având în vedere că ele depind în realitate de factori locali. Detaliile vor fi reluate în paragraful următor sub formă de analiză.

O analiză efectuată de firma daneză de exploatare ELSAM [24] arată bilanțul relativ de costuri la șapte centrale daneze :

Agregate aeroelectrice	65 %
Fundații	9 %
Instalații electrice locale	8 %
Conectare la rețea	6 %
Clădiri de comandă	2 %
Drumuri	2 %
Teren	2 %
Alte costuri	2 %
Manegerat (exploatare)	4 %
Total :	100 %

(* s-au făcut rotunjiri la fracțiuni de procent)

Costul mașinilor calculat pentru unitatea de arie baleiată în Danemarca pentru gama de turbine de 100-300 kW este de 280 ECU/m² (330 \$/m²).

Luând ca exemplu asocierea diametrului turbinei de 30 m la puterea instalată de 300 kW, prețul de cca 330 \$/m² reprezintă 770 \$/kW instalat. Costurile adiționale pot varia considerabil de la țară la țară și de la amplasament la amplasament. Pentru terenuri relativ simple costul centralei raportat la aria baleiată este : 370 - 490 ECU/m²

Calculat pentru cazul (300 kW/30 m) rezultă : 1005 - 1330 \$/kW

În Grecia însă de exemplu costurile cresc la 400 - 600 ECU/m² respectiv la 1080 - 1625 \$/kW.

Se impune aici o explicație privind raportarea prețului la puterea instalată sau la aria baleiată. Având în vedere că unele subvenții au fost calculate pentru puterile instalate, au apărut tendințe de supraechipare electrică a agregatelor, deci echiparea lor cu generatoare electrice anormal de mari față de dimensiunile turbinei de vânt. Raportarea la aria baleiată înlătură această anomalie, costul agregatului depinzând mai mult de diametrul turbinei decât de puterea generatorului electric.

Deci pentru calcule orientative pot fi reținute următoarele prețuri :

	\$ / m ²	\$ / kW
Costuri centrale eoliene	450 - 720	1000 - 1600
Costuri agregat	330	70

Tendințele sunt în descreștere în ultimii ani.

Informații globale privind corelarea producției de energie cu caracteristica amplasamentului

Raportul de bază citat [28] oferă o relație simplă pentru calculul orientativ al energiei produse: E [kWh/m²/an] = $2,5 V^3$ [m/s] (V : viteza medie anuală a vântului la cota axei turbinei)

S-a considerat o disponibilitate de 90 % și o pierdere de 5 % datorită interacțiunii între agregate.

Au importanță erorile în aprecierea vitezei medii anuale a vitezei vântului, termen prezent în relație. Abateri de 10 % la viteză duc la abateri de 33 % la energie.

Dacă se evaluează puterea instalată la aria baleiată rezultă un indicator "ore echivalente de utilizare a puterii instalate".

Valorile sunt în zona 2000 - 2500 kWh/kW/an sau în ore/an. Se subliniază că relația este orientativă. Producția depinde mult de amplasament. Un studiu făcut de Fraunhofer Institut für Solare Energiesysteme din Germania pe baza datelor a 2000 agregate de vânt din țările Comunității Europene, cu o producție medie pe trei ani de 48 kWh/lună/m² arată că variația lunară și anuală ajunge la un ecart de -60% ... +100 %, deci între 20 kWh/lună/m² și aproape 100 kWh/m²/lună.

Informații privind costurile de exploatare

Aceste costuri includ întreținerea centralei, asigurări, concesiunea pământului și impozitele.

Cheltuielile de întreținere anuale sunt evaluate la 1,3 - 1,5 % din valoarea inițială a investiției.

Celelalte costuri anuale depind de condiții locale. În studiul citat sunt evaluate la 1 % din investiție.

Informații privind timpul de amortizare

În majoritatea studiilor se consideră 20 ani. Nu există până în prezent date statistice din cauza "tinereții" tehnologiei. Un singur agregat danez arhaic de 2 MW (TWIND) funcționează de peste 20 de ani. Este în funcțiune și în prezent dar este depășit moral.

Date mai noi consideră 25 ani timpul de recuperare (amortizare). Un timp mai lung de cca 30 ani ar fi favorabil pentru eficiența economică.

Corelări între investiții și costul energiei

Informațiile economice globale indică tendințe macroeconomice. O analiză de costuri și piață depinde de o serie de factori locali :

- condiții geografice și climatice
- condiții financiare
- condiții de fabricație
- condiții conjuncturale.

În evaluările concrete, trebuie luate în considerare și aceste condiții.

Costul energiei, fără a calcula efectul inflației, depinde de costul investiției, cheltuielile de exploatare și întreținere, timpul de amortizare și energia realizată într-un an.

Relația de calcul :

$$p = (C \cdot R / E) + c_e$$

p : costul unității de energie

C: capitalul investit

R: factorul de recuperare a capitalului și dobânzile aferente pentru un an

E: energia realizată

c_e : cota cheltuielilor anuale de exploatare și întreținere.

Relația poate fi scrisă și pentru unitatea de arie a turbinei.

Am aproximat : $c_e = 0,025 \cdot C/E$

Pentru aria unitară : $p = (C \cdot R / S) / (E / S) + (0,025 \cdot C / S) / (E / S)$ sau

$$p = (C / S) / (E / S) \cdot (R + 0,025) \text{ sau } p = C / E \cdot (R + 0,025)$$

Din mecanismul restituirii capitalului rezultă :

$$R = r / [1 - (1 + r)^{-n}]$$

r : rata dobânzilor anuale

n : numărul de ani pentru recuperare (amortizare)

Valorile factorului de recuperare anual al capitalului (R) calculat pentru diferite valori ale parametrului sunt redată în continuare. Valori pentru R :

Tabel 2.2.3

r (rata dobânzii anuale)	5 %	10 %	15 %	20 %	25 %
<u>Amortizare</u>					
n = 20 ani	0,080	0,117	0,160	0,205	0,253
n = 25 ani	0,071	0,110	0,155	0,202	0,251
n = 30 ani	0,065	0,106	0,152	0,201	0,250

Un calcul efectuat în [28] pentru trei amplasamente este redat în tab.2.2.4, în prețuri inițiale (fără inflație). Timpul de amortizare s-a considerat - 20 ani.

Costul utilajului, performanțele tehnice, fiabilitatea au pondere majoră în costul energiei produse.

Aceste date pot fi utilizate pentru mai multe ipoteze de lucru în calculele actualizate pentru România.

Evident că aceste date trebuie corectate cu rata inflației.

În condițiile unei rate mari a inflației și întârzierea alinierii prețurilor energiei prin subvenții rezultă perturbații speculabile.

Tip amplasament	Viteză vânt ^{*)} medie m/s	Invest. specifică ECU/m ²	Rata de returnare			
			5 %	8 %	10 %	15 %
			p [ECU / kWh]			
Moderat bun	6,5	400	0,061	0,074	0,083	0,108
Bun	7,5	500	0,050	0,060	0,067	0,088
Foarte bun	8,5	600	0,034	0,041	0,046	0,060

*) la înălțimea axei turbinei

Detalii privind costurile agregatelor mari

Trei lucrări provenite din Germania (Prof.Erich Hau), Danemarca (Poul Nielson) și Marea Britanie (Harrison R., Jenkins G., Macrae A.N.) [29], [24], [30] se ocupă de studii privind costurile la generațiile noi de agregate mari.

Studiile se referă la :

- Analiza costurilor energiei
- Analiza costurilor de fabricație
- Costuri de instalare, exploatare și reparații.

În terminologia curent acceptată recent se utilizează definițiile următoare :

- Agregate mici sub 100 kW/agregat
- Agregate mijlocii între 100 și 500 kW/agregat
- Agregate mari peste 500 kW/agregat.

În continuare se redau rezultatele acestor studii, ele pot constitui referințe pentru viitoarele orientări în România.

Costurile de fabricație

Analiza se referă la două categorii de construcții :

- a) proiecte clasice tripale
- b) concepte de construcții ușoare (2 pale).

Ea a fost efectuată pe un program care evaluează 25 subcomponente ale agregatelor ca masă, apoi au fost evaluate costurile specifice de fabricație în ECU/kg respectiv ECU/kW (pentru componentele electrice). La aceste costuri primare a fost adăugat 30 % pentru asamblare, regie în fabrică, transport și ridicare (montare fără fundații și fără interconectare). Aceste cheltuieli sunt considerate costuri de fabricație.

Regimul vântului a fost considerat la nivelul vitezei medii de 6,5 m/s la înălțimea de 10 m. Distribuția a fost aproximată după Weibull, iar exponentul profilului pe înălțime cu exponentul 0,14.

Au fost alese **două agregate drept "cazuri de bază"** pe baza unor proiecte pentru diametrul de 60 m.

- Cazul a:** - 3 palete reglabile (PAFS)
- linie de mașini modulară
 - multiplicator în 3 trepte (două planetare)
 - generator asincron cu 1 turație
 - înălțimea stâlpului egal cu diametrul.

Modelul de calcul a fost validat prin comparații cu turbine realizate, la care s-a considerat o cotă de profit de 15 %.

Cazul b: diferă de (a) prin 2 palete (PAFS), fracționate cu control al flapsului (reglaj) cu numărul caracteristic 10 și prin rotor în T. A fost studiat domeniul diametrelor între 30 și 80 m pornind de la modelul de bază.

(Se utilizează aici doar costurile totale pentru agregat).

Rezultate privind costurile de fabrică includ ridicarea agregatului pe amplasament.

Costuri specifice de fabrică (ECU/m²)

Tabelul 2.2.5

Diametru rotor m	30	40	50	60	70	80	
Puteri kW	425 410	870 850	1485 1435	2300 2225	3545 3255	4955 4555	
Cost fabrică ECU/m ²	a	380	360	420	480	530	600
	b	370	440	520	620	720	830
		210	250	340	390	440	410
		240	290	290	330	370	500

(Datele sunt extrase din grafice, deci conțin rotunjiri. Ele nu conțin cote de profit și cheltuieli de cercetare-dezvoltare.)

Comparând datele cu cele oferite de Compania ELSAM - Danemarca pentru gama de turbine 100-300 kW situate la nivelul 280 ECU/m², se vede că turbinele peste 30 m diametru au cost specific direct proporțional cu diametrul. La 30 m ecartul de cost în funcție de modelul de calcul este relativ larg 210-370 ECU/m² cu toate că masele aferente sunt reduse la 30 tone (stâlp de 30 m). Aceste costuri la diametrul de 30 m par a fi supraevaluate în modelul de calcul.

Costuri de instalare

Conțin costurile fundațiilor, terenului și interconectării electrice. Rezultatele obținute [24] sunt date în % din costurile de fabrică ale variantei a :

Tabelul 2.2.6

Diametru [m]	30	80
	% din costurile de fabrică a	
Teren	1	0,6
Pregătire teren	3,8	1,7
Fundații	9,5	7,0
Interconectare rețea	10,5	8,5
Alte costuri	5,2	5,2
Total a	30	23
Total b	(40)	(32)

Costuri totale de investitie (costuri ale agregatelor instalate - ECU/m²)

Tabelul 2.2.7

Diametru [m]	30	80
Varianta a	420 - 560	990 - 1180
Varianta b	350 - 480	700 - 900

Datele daneze pentru gama 100 - 300 kW se plasează între 370 și 490 ECU/m², iar estimările globale pentru Grecia între 400 și 600 ECU/m².

Costuri de exploatare și mentenanță

Includ cheltuielile de exploatare și reparații inclusiv personal pe amplasament, precum și polițele de asigurare.

Experiența agregatelor mai mici oferă următoarele costuri relative față de costul mașinilor:

- exploatare 1 - 2 %
- asigurări 0,8 - 1,5 %

Pentru agregate mari s-a aproximat totalul la 2,5 % din costurile de fabrică.

Costurile capitalului

A fost considerată în studiu dobânda de 5 % (fără efect de inflație) și 20 ani timp de recuperare.

Producția de energie și costul ei

Calculule au fost făcute pentru două viteze medii de vânt la înălțimea de 10 m : 5,0 m/s și 6,5 m/s considerate caracteristice pentru amplasamentele europene.

620.171 / 369.A

Efectul înălțimii s-a calculat cu exponentul de 1/7, iar coeficientul de disponibilitate la valoarea de 95 %.

Costuri de energie produse ECU/kWh

Tabelul 2.2.8

Diametru [m]	30		80	
v_m [m/s]	6,5	5	6,5	5
Varianta a	0,038	0,064	0,042	0,076
	0,042	0,071	0,057	0,094
Varianta b	0,029	0,050	0,031	0,054
	0,031	0,055	0,038	0,067

Pentru viitor se emite ideea posibilității de reducere a prețului la :

0,025 ECU/kWh la diametrul de 30 m

0,021 ECU/kWh la diametrul de 80 m

care se poate reține ca deziderat pentru viitor. Acest deziderat nu rezultă din datele programelor de calcul ci mai mult dintr-o logică de bun simț global după care creșterea mașinii trebuie să ducă la scăderea costului energiei.

Concluziile analizelor economice

Din numărul mare de informații economice se rețin în concluzie următoarele idei:

Eficiența măsurată în final prin costul energiei electrice permite comparații cu alte surse de energie. În același timp rezultă condițiile în care se poate realiza acest preț comparativ.

Prețul energiei produse de vânt, în zona puterii de 300 kW/agregat respectiv diametrul de 30 m, rezultă pe diferite căi de calcul pentru amplasamente bune și foarte bune la următoarele valori (pentru dobânzi de capital de 5%):

$$p = 0,031 - 0,074 \text{ ECU/kWh}$$

deziderat : 0,025 ECU/kWh.

Aceste costuri sunt comparative cu centralele pe cărbune și nucleare. Dacă se aplică taxa pe bioxidul de carbon devine competitivă cu toate sursele clasice neregenerabile.

Prețul energiei produse depinde de un număr mare de factori :

- calitatea amplasamentelor
- costuri raționale de fabricație, instalare și exploatare
- disponibilitate ridicată ca o consecință a fiabilității ridicate
- regimul dobânzilor.

2.3. Evoluția soluțiilor tehnice

Este foarte greu să se facă o sistematizare suficient de critică a agregatelor aeroelectrice existente în prezent în lume. Dificultățile provin din suprapunerea mai multor procese dinamice care se desfășoară cu unele defazaje în timp. Semnificativă pentru analiza este perioada ultimilor 25 de ani, etapa anterioară poate fi considerată depășită istoric. Evident unele elemente de cunoaștere au fost valorificate în etapa a doua. Procesele dinamice la care mă refer sunt specifice noutății tehnologiei moderne. Câteva din acestea care ajută la selecția critică a soluțiilor tehnice :

- a) Aprofundarea cunoștințelor științifice și aplicarea lor prin raționalizarea construcției componentelor agregatelor, a metodelor de proiectare și a tehnologiilor de fabricație, montaj și exploatare. Agregatele experimentale de cercetare servesc aceste scopuri de cercetare științifică.

- b) Realizarea de agregate uncat demonstrative de către instituții de cercetare și producători, de regulă cu finanțare totală sau parțială din bugete publice. Unele din acestea pot fi valorificate ca prototipuri industriale.

- c) Industrializarea unor agregate în condițiile concurențiale ale pieții (preț, garanții, *service*, etc.) în condițiile fabricației de serie mică sau mijlocie.

Cele trei procese nu au loc succesiv în timp ci derulează simultan, doar efectele au o succesiune logică cu numeroase *feedbackuri* între ele.

Din numeroasele agregate prezente în informațiile de specialitate am selectat acelea care sunt în fază de industrializare și din analiza cărora pot fi trase concluzii pentru România.

Referindu-ne doar la agregatele mijlocii și mari potrivite pentru centralele eoliene, fără a mă ocupa de cele mici disperse, am constatat implicarea unei game largi de puteri de la 55 kW la 5000 kW.

În Danemarca din 3500 agregate cca 2000 sunt cu puteri sub 100 kW/agregat instalate în perioada 1979-1985. Programul danez privind strategia energetică "ENERGY 2000" prevedea încă din 1990 înlocuirea lor cu agregate noi cu puteri de 200 - 500 kW/unitate. Are loc deci o acțiune de re tehnologizare la agregate care au funcționat cca 10 ani sau mai puțin.

În același timp în cadrul unui program indian de valorificare a energiei vântului început în 1996-1997 apar 100 turbine de 55 kW. Concluzia se impune de la sine : plasarea turbinelor depășite pe piețe slab dezvoltate. O soluție similară ar putea fi oferită și României în viitor, dar aceasta ar conduce la instalarea din start a unui decalaj important față de nivelul tehnic european actual.

Puterea medie calculată pentru cele peste 15000 agregate instalate în California este în jur de 100 kW. Productivitatea lor în anii 1982-1987 a crescut de la 700 kWh/kW doar la 1393 kWh/kW. P.Gipe în raportul "Wind Energy Comes of age in California" a formulat încă de la începutul anilor '90 dezideratul creșterii puterii agregatelor. Cele două experiențe din California și Danemarca duc la

concluzia că agregatele mici nu sunt cerute pentru centralele viitoare. Chiar și limita de 200-300 kW/agregat pare depășită azi. Firmele daneze au pregătit agregate de 500-700 kW.

Reorientarea producătorilor în ultimii 2-3 ani spre abordarea unor puteri mai mari apare ca o consecință a interesului manifestat pentru o exploatare mai eficientă a suprafeței de sol ocupată de centralele aeroelectrice.

Totuși o analiză a limitei superioare a puterii a dus la următoarele constatări :

Primele agregate de ordinul megawaților, MOD în SUA și mai ales GROWIAN de 3 MW în Germania realizat de MAN, au fost nereușite economic din diferite motive. Cel danez de 2 MW realizat cu 20 ani în urmă (TWIND) este o construcție evident depășită.

Agregate de 1,5 MW, 2 MW, 3 MW, etc. relativ recent puse în funcțiune în Danemarca, Anglia, Germania, etc. unele finanțate de Comunitatea Europeană nu au dus la concluzii evidente.

Câteva din studiile întocmite pentru turbinele mari tot pentru Comunitatea Europeană [24] , [29], [30] , [31] nu au evidențiat avantaje semnificative față de agregatele cu puteri de 300 kW.

Deși puterea de 300 kW s-a aflat în centrul atenției în cea mai mare parte a anilor '90, în momentul de față este în formare interesul pentru puteri de (400) 500-700 kW.

Diferențieri prin tipul de construcție

Unele limitări de putere sunt legate de diferitele concepții de construcție, tehnologii de fabricație și montaj.

Se disting trei soluții principial diferite la agregatele mijlocii (100-500 kW) și mari (peste 500 kW). Limitele nu sunt evident certe.

O caracterizare sintetică pe baza experiențelor de până acum se prezintă astfel :

Agregate mijlocii	Agregate mari
Stâlp de regulă metalic (cu scări simple)	Tendință spre stâlp de beton echipat cu lift
Domină lucrările în fabrică inclusiv o parte din probe	În fabrică se realizează componente cu unele preasamblări
Transportul este posibil fără tronsonări deranjante	Transportul poate ridica probleme legate de dimensiunile agabaritice. Oricum se transportă componente.
Ridicarea pe fundație este o operație simplă și scurtă, fără lucrări complexe pe amplasament. Montajul și punerea în funcțiune se realizează în câteva zile.	Lucrările pe amplasament sunt complexe și de durată. Solicită aparate de ridicat de performanță.

Agregatele mari nu sunt încă maturizate pentru industrializare.

În cadrul agregatelor mijlocii tipurile de construcție pot fi diferențiate după cum urmează :

Agregate în fabricație curentă	Agregate cu soluții noi	
Soluția tradițională	Soluția integrată	Soluția fără multiplicator de turație
Firme de referință : VESTAS (Danemarca) BONUS (Danemarca) MICON (Danemarca) WINDENERGY (SUA)	Firme de referință : RENK-TAKE (Germania) FHWEG (Anglia) FOLKECENTER (Danemarca)	Firme de referință : ENERCON (Germania)
<ul style="list-style-type: none"> - stâlpi metalici în tronsoane asamblate prin flanșe - linie de mașini pe longeroane rigide - arbore distinct al turbinei pe lagăre proprii - multiplicator uneori basculant - generator electric asincron, cuplat prin cardan - acționări hidraulice - palete din PAFS (3 bucăți) nefracționate - reglaj de palete - cabluri torsionabile - aparate de măsură pe nacelă - nacelă cu învelitoare din PAFS 	<ul style="list-style-type: none"> - stâlpi metalici în tronsoane (scări de pisică simple) - multiplicator integrat cu arborele turbinei - generator electric cu o turație sau cu două turații - 2 palete reglabile sau 3 palete fracționate fără reglaj - acționări hidraulice - cabluri torsionabile - aparate de măsură pe nacelă - nacela cu învelitoare din PAFS 	<ul style="list-style-type: none"> - stâlpi similari cu cei de la soluția tradițională și cea integrată - 3 palete din PAFS reglabile - acționări hidraulice - aparate de măsură pe nacelă - nacelă cu învelitoare din PAFS - generator electric de joasă turație (în 3 variante)

Cele 3 soluții există simultan în acest moment pe piață ca o consecință a confruntării dintre conservatorismul unor fabricanți care vând sute de agregate și ideile novatoare care se nasc sub presiunea cerințelor de fiabilitate și rentabilitate.

În continuare se face o prezentare comparativă a acestor tendințe.

Stâlpul este în general de înălțime aproximativ egală cu diametrul turbinei sau ceva mai mare. Se înregistrează în prezent tot mai mult tendința unei creșteri a înălțimii stâlpului cu cca 15-25 % peste această valoare justificată prin obținerea unui spor de energie [29]. Înălțimea stâlpului este o dimensiune importantă în calculele ergo-economice.

Stâlpii sunt din oțel, construcție sudată cu secțiuni circulare protejate prin vopsire sau zincare și vopsire, suprafețe lucioase. Interiorul lor este amenajat simplu cu scări de pisică, platforme de odihnă și cabluri atârinate la centru. Se întâlnesc și soluții cu secțiune poligonală. Stâlpii au relativ puține nervurații în interior. Cu toate că există diferite soluții ca formă, domină forma tronconică, se pare din motive estetice. Alte soluții utilizate mai rar : cilindru și troncon la bază, mai multe tronsoane cilindrice cu diametre diferite. În ultimul timp au apărut și stâlpii cilindrici cu un singur diametru mai puțin estetic.

În ce privește stâlpul nu se constată diferențe semnificative între cele trei tendințe.

Lagărul de orientare constituie legătura dintre stâlp și nacelă. La agregatele mai noi domină soluția cu lagăr de alunecare cu segmenti de poliamide. Pentru acționarea orientării se utilizează motoare hidraulice. Nu sunt diferențe importante între cele două tendințe de construcție. La majoritatea agregatelor cu rotor amonte sistemul este prevăzut cu frână de blocare.

Casa mașinilor (nacela) este o construcție ușoară de regulă din PAFS, cu luminatoare, aerisiri, accese spre rotorul turbinei. Spațiul interior este foarte aglomerat la soluția tradițională și foarte aerisit la cea nouă. Estetica acestor construcții a început să constituie unul din criteriile importante în desenarea formei pentru nacelă.

Linia de mașini. Aici se disting esențial cele trei tendințe de construcție :

A. Soluția tradițională (figura 2.3.1) constă dintr-o linie de mașini lungă compusă din arborele turbinei cu lagărele aferente, multiplicatorul de turație și generatorul electric. Pericolele de descentrare sunt prevenite prin longeroane rigide, cuplaje elastice, legături cardanice. La soluția "VESTAS" multiplicatorul este cu carcasă basculantă, soluție motivată prin capacitatea de prelucrare a șocurilor de moment date de rafale. Paletajul (3 sau 2) este reglat cu acționare hidraulică sau electrică. Firma Vestas motivează menținerea reglajului prin sporul de energie de până la 6 %. Soluția tradițională cere operații pretențioase în fabrică pentru asigurarea liniei corecte a mașinilor, rigiditate a structurii de susținere sau a întregului stâlp.

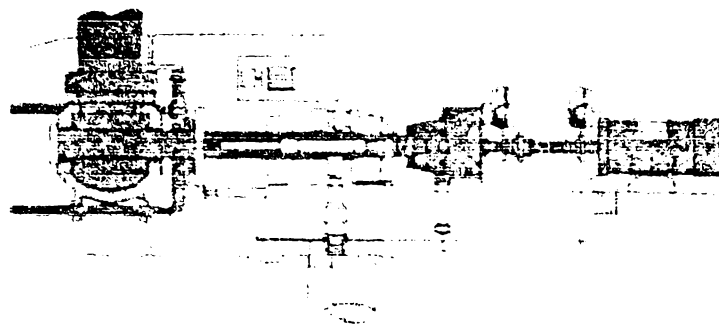


Fig. 2.3.1

B. Soluția integrată (figura 2.3.2) elaborată mai ales pentru noile generații de 500 kW are la bază tendința de reducere a complexității în favoarea fiabilității. Pentru noi în România acestea prezintă interes și pentru pretenția tehnologică mai scăzută. Două inovații stau la baza soluției :

- Transmisie integrată care conține și arborele turbinei ;
- Turbina eoliană cu paletă fracționată în două tronsoane: unul fix și unul mobil.

Prima utilizează o transmisie achiziționată de la o firmă specializată care oferă garanții de calitate ferme.

Transmisia constituie și baza de montaj pentru grupul de mașini, reducându-se substanțial structura de construcție metalică - suport al liniei de mașini. Concentrând linia de mașini, săgeata admisă a stâlpului de susținere crește și masa lui scade.

A doua are la bază un fenomen aerodinamic: desprinderea curentului de aer de pe suprafața paletei în anumite condiții de funcționare. Astfel se poate realiza o turbină de vânt a cărei curbă caracteristică se autoplafonează la o putere prescrisă. Se poate elimina astfel reglajul de paletă, un subsistem important și scump al soluției tradiționale și sursa posibilă a multor defectări.

Fracțiunea mobilă a paletei este utilizată ca frână aerodinamică având în acest scop două poziționări : una de lucru și una de frână. Armarea fracțiunii (aducerea în stare de funcționare) se face prin punerea sub presiunea unui sistem hidraulic de acționare. Absența presiunii sau creșterea forței centrifuge prin ambalare declanșează frânarea aerodinamică. Se elimină clasică frână de sacrificiu. Se menține eventual o frână de serviciu. Condiția acestei soluții este buna cunoaștere aerodinamică a paletei. Paleta se realizează de regulă din PAFS de firme specializate. Unele firme (Marea Britanie) utilizează fracțiunea mobilă și pentru reglaj. Paletajelor li se cere acum și calitatea de a fi silențioase.

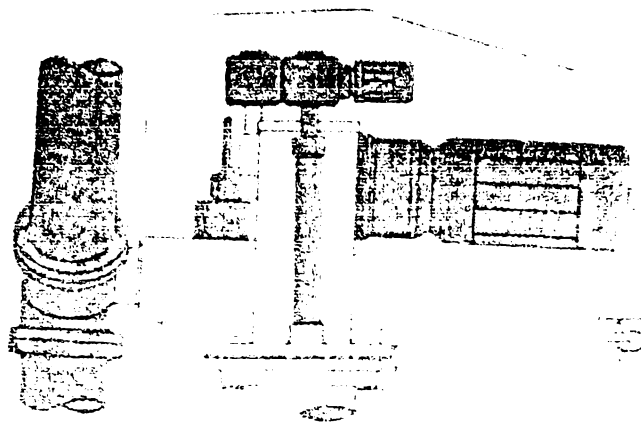


Fig. 2.3.2

C. Soluția fără multiplicator de turație(figura 2.3.3), apărută ca o provocare a sfârșitului de secol XX la soluția clasică cu multiplicator de turație deși a înregistrat un oarecare succes în ultimii 3-4 ani, a ridică în momentul de față rețineri din partea cercetătorilor și producătorilor de agregate aeroelectrice consacrați de pe piața mondială. Linia de mașini este relativ simplă, baza de montaj este statorul generatorului electric renunțându-se la multiplicatorul de turație. Imposibilitatea susținerii directe de către rotorul mașinii electrice a turbinei de vânt implică necesitatea unei osii masive cu lagărele aferente.

În ceea ce privește turbina de vânt (paletajul) soluția este similară cu cea prezentată la soluția tradițională uneori însă mecanismul de reglaj al paletelor fiind individual pentru fiecare paletă în parte.

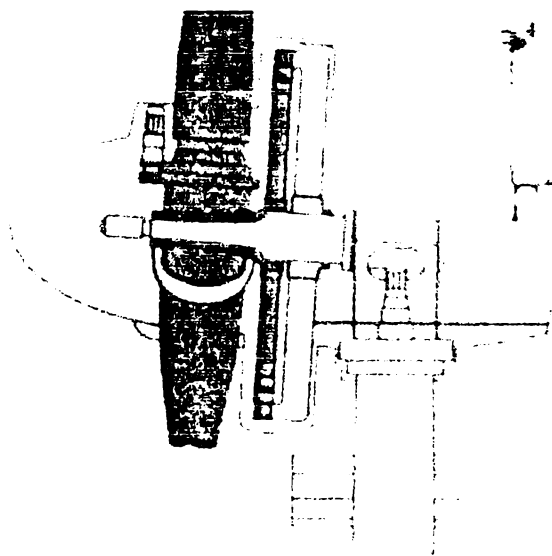


Fig. 2.3.3

Alte componente. La alte componente tendințele sunt relativ comune nediferențiate pe cele trei soluții constructive. Se recapitulează aceste tendințe pentru agregatele industrializabile (nu mă refer la soluțiile în fază de cercetare).

Generatorul electric. Pentru soluția tradițională respectiv soluția integrată domină cel de inducție (asincron) cu rotor în colivie cu o turație sau cu două turații. A doua soluție mai complicată prin sistemele de comutație realizează spor de energie de până la 6 % în funcție de amplasament

Pentru soluția fără multiplicator de turație generatorul electric de joasă turație (la 32 rpm de exemplu la un agregat de 500 kW pentru 50 Hz în soluția tradițională duce la 188 poli și diametru de 10 m) crează dificultăți tehnice care exclud generatoarele tradiționale sincrone sau asincrone. În prezent se utilizează frecvențe mai mici combinate cu convertoare de frecvență, tendința fiind spre generatoare cu magneți permanenți combinate cu convertoare de frecvență. Nici în acest caz randamentele totale nu depășesc pe cele de la categoria **A** sau **B** [10].

Acționările pentru orientarea nacei în vânt și pentru reglarea paletei sau declanșarea fracțiunii de paletă pot fi electromagnetice sau hidraulice. Tendința este spre cele hidraulice mai simple și mai robuste. La soluțiile noi netradiționale un singur grup de ulei asigură atât orientarea nacei cât și acționarea fracțiunii de paletă. El conține și echiparea pentru protecțiile de avarie.

Echiparea electrică . Dulapurile cu echipamentele electrice se plasează la baza stâlpului fără alte construcții anexe. În nacelă rămân unele comenzi strict necesare. Nu se utilizează inele/perii ci cabluri torsionabile susținute adecvat. Traductoarele pentru conducere (anemometru și direcțional) sunt amplasate pe acoperișul nacei. În nacelă se plasează un traductor de vibrații, termocuple pentru controlul temperaturii în punctele critice ale echipamentelor. La puteri mici aceasta trece prin tiristor pentru a îmbunătăți condițiile de pornire și fracționare la viteze mici de vânt. Conducerea se asigură cu microprocesor specializat.

Dulapurile electrice sunt etanșate.

Informația despre starea agregatului și memorarea unor date minimale se transmite la distanță prin linii telefonice și MODEM. Nu se prevede comandă de la distanță. Postul de transformare în container este plasat alături de stâlpul agregatului fără clădiri.

Pentru butucul rotorului turbinei se preferă soluția turnată în locul celei sudate.

Se preferă în general rotorul amonte de stâlp cu toate că poziția aval are unele avantaje.

Comparațiile între soluțiile tehnice trebuie analizate într-un context mai larg. Aceste analize duc la concluzii în favoarea soluției din categoria **B**.

3. Problematika științifică a agregatelor aeroelectrice

În acest capitol se prezintă o sistematizare a problematicii științifice a agregatelor aeroelectrice echipate cu turbine cu ax orizontal. Mă refer la agregatele de putere mijlocie din componența centralelor aeroelectrice.

Alături de orientările generale pe plan mondial prezentate în capitolul anterior menționez și o parte din rezultatele obținute de Centrul de Cercetare pentru Aeroenergetică din Timișoara pe amplasamentul Semenice, experiența la care a participat și autorul tezei de doctorat.

3.1. Obiective generale ale centralei (fermei) aeroelectrice

Delimitarea suprafeței amenajabile pentru o centrală, evaluarea ofertei energetice (curbe de frecvență și de asigurare multianuale), evaluarea condițiilor extreme (viteze, temperaturi, presiuni barometrice, chiciură, descărcări electrice atmosferice), direcțiile dominante ale vântului (roza vântului), parametrii stratului limită terestru, accesul pe amplasament constituie baza de date care permite elaborarea de studii de fezabilitate în urma unor optimizări privind numărul de agregate, desimea rețelei de agregate, puterea unitară instalată a agregatelor, diametrul turbinei de vânt, înălțimea stâlpului, limitele de gabarite transportabile (tronsonări ale subansamblelor cu gabarit mare). Pentru tipul de fundații se fac foraje și se identifică soluțiile pentru pământare de protecție contra trăsnetelor.

În cazul amplasamentului Semenice a fost identificată o arie amenajabilă de $3,6 \text{ km}^2$ [32], [33], [34]. Condițiile generale meteorologice ale amplasamentului :

a) Condiții normale pentru exploatarea agregatului :

- Viteze de vânt la cota axei turbinei :

	$h = 30 \text{ m}$	$h = 40 \text{ m}$
viteza medie [m/s]	7,3 / 8,1*	7,8 / 8,8*
viteza minimă de funcționare [m/s]	5	5
viteza maximă de funcționare [m/s]	20	20

* valorile mari sunt pentru calcule de rezistență.

- Densitatea aerului (pentru $-20 \div +20^\circ\text{C}$) : $1,02 - 1,18 \text{ kg/m}^3$;

- Presiunea barometrică : $645 \pm 3,5 \% \text{ mmHg}$;
 $(860 \pm 3,5 \%) \text{ mB}$;

- Temperaturi :

- medii lunare : $-8^\circ\text{C} \div +12^\circ\text{C}$;
(1980) (ian.) (august)

- medii lunare : $-5^\circ\text{C} \div +15^\circ\text{C}$;
(1990) (febr.) (iulie)

- Umezeala relativă a aerului : 0,95.

b) Condiții extreme pentru protecția agregatului :

- Viteze de vânt extreme :

h = 30 m

h = 40 m

viteză catastrofală :

72 m/s

78 m/s

(1 apariție la 50 ani)

Acțiunile rezultate pentru aceste condiții sunt accidentale, turbina fiind în poziție de protecție. După o furtună de această intensitate sunt admise defecte care se remediază înainte de repornire. Nu se admit deteriorări majore.

- Temperaturi extreme :

- medii lunare ale extremelor zilnice : - minime : -7,4 ÷ +11,9⁰C
(febr.) (iulie)

- maxime : -1,9 ÷ +18,4⁰C
(febr.) (iulie)

- medii zilnice extreme : - minime : -28⁰C (martie 1990) ;

- maxime : +19,7⁰C (iunie 1990) ;

- cea mai mică temperatură de noapte : -33 ÷ -38⁰C ;

- Densități extreme pentru -38⁰C : 1,32 kg/m³ ;

- Depuneri de chiciură : 52 cazuri / an ;

- Descărcări electrice atmosferice.

Direcția dominantă a vântului : SSE – NNV. Pe această bază în prima fază a cercetărilor a fost aleasă o rețea romboidală de 330 agregate cu putere unitară instalată de 300 kW și înălțime de stâlp limitată la 30 m din considerente de transport și montaj. Pasul rețelei pe direcția dominantă a fost ales de 6D iar pe direcția perpendiculară de 2D. În acest scop au fost făcute măsurători de verificare în tunel aerodinamic a extinderii dărei turbinei [35] , [36]. Cercetări recente efectuate de noi pe baza orientărilor de pe piața mondială au dus la opțiunea măririi puterii unitare la 500-700 kW și a înălțimii stâlpilor la 40 m păstrând desimea inițială a rețelei de agregate.

Situația comparativă a opțiunilor este redată în tabelul 3.1.1.

Tabelul 3.1.1

Opțiuni	Opțiunea 1	Opțiunea 2	Opțiunea 3
Putere unitară [kW]	300	500	700
Înălțime stâlp [m]	30	40	40
Număr de agregate	330	330	330
Puterea instalată a centralei [MW]	99	165	231

Producția anuală la disponibilitate 100 % [GWh / an]	247	412	577
---	-----	-----	-----

Sunt în curs discuții cu firme de investiții canadiene pentru instalarea pe Semenice a unor stâlpi anemometrici echipați cu aparatură modernă pentru a verifica pe amplasament regimul vântului și pentru a reduce erorile posibile rezultate din datele meteorologice oferite de Institutul Național de Meteorologie și Hidrologie.

Concluzii privind optimizarea ansamblului unei centrale aeroelectrice

În condițiile unui amplasament dat ca arie, conformație topografică și ofertă energetică se cere maximizarea producției anuale de energie și minimizarea costurilor totale (agregate aeroelectrice, posturi de transformare, rețele electrice, drumuri de acces). Compromisul între cele două cerințe este controlat prin costul unității de energie valorificată și prin cantitatea de energie valorificată în cursul unui an raportată la unitatea de arie la sol.

Un parametru important în cadrul studiilor de fezabilitate, pe lângă certitudinea ofertei energetice a amplasamentului și calitatea teoretică a agregatelor din componența centralei, este disponibilitatea ansamblului tehnic. Eventualele reparații programate se planifică în timpul perioadei de calm a vântului.

În condițiile amplasamentului Semenice concurența între centrala aeroelectrică și sistemul hidroenergetic din zonă aduce elemente complementare în aprecierea optimului.

Optimul este concretizat în final prin rețeaua de agregate și prin tipul de agregat utilizat (putere, diametru, înălțime de stâlp).

3.2. Obiective generale ale agregatelor

Agregatul aeroelectric este un sistem complex compus din : stâlpul de susținere, nacela care adăpostește linia de mașini și o parte din componentele electrice și de acționare a orientării în vânt, lagărul de orientare, dulapurile electrice amplasate în stâlp și alte componente de conducere și protecție.

Istoria agregatelor moderne din ultimele decenii a reprezentat o confruntare între complexitate și disponibilitate, obiectivul final fiind optimizarea economică. Primele agregate moderne, realizate de firme cu autoritate care au apelat tehnologii din domeniul industriei aeronautice (GROWIAN, MOD, NIBE), cu toate că au reprezentat un salt față de experiența rusească și franceză din anii 1938-1958 [37] , [38] , nu au rezistat cerințelor pieții din cauza complexității lor care a dus la costuri mari și la defecte frecvente.

Obiectivele principale la concepția agregatelor sunt costurile scăzute, fiabilitatea ridicată și mentenabilitatea adecvată.

Reducerea complexității sistemului s-a făcut pe seama renunțării la o mică parte din energia valorificabilă teoretic, energia efectiv valorificată fiind maximizată prin disponibilitatea agregatului. Câteva tendințe de reducere a complexității manifestate în ultimul deceniu :

- renunțarea la turația variabilă și diminuarea acesteia cu scopul de a reduce zgomotul aerodinamic ;
- renunțarea la echiparea cu mai multe generatoare electrice ;
- simplificarea sistemului de frânare pentru protecție ;
- înlocuirea acționărilor electromecanice prin acționări hidraulice [39] , [40] ;
- renunțarea la reglarea turbinei prin modificarea unghiului de instalare a paletelor ;
- reducerea complexității sistemelor de conducere și automatizare.

La aspecte de detalii revin în capitolul 3.3.

Un aspect specific al agregatelor de vânt este compromisul între optimul energetic și cel al rezistenței structurilor la viteze mari de vânt.

Analizele se fac de regulă pentru două aproximări ale curbelor de frecvență a vitezei vântului : una minimală pentru garanții energetice și una maximală pentru dimensionarea structurilor. Evaluarea cât mai exactă a valorilor maxime la care poate fi supusă construcția în tot timpul existenței sale [41] introduce complicații în aceste analize. Complicațiile apar datorită duratelor de mediere a vitezelor la construirea bazei de date în stațiile meteorologice, de precizia și frecvența înregistrărilor primare, de luarea în considerare a fluctuațiilor anuale, de evaluarea rafalelor și a turbulenței propriu-zise.

Acceptarea nivelului pentru care sunt formulate garanții asupra construcției este supusă permanent unei presiuni din partea competiției de pe piața de agregate prin care rezervele dimensionării sunt limitate. Sunt necesare evaluări realiste în ceea ce privește garanțiile la viteze extreme. Se cer de exemplu garanții de siguranță la viteze extreme (60-80 m/s) cu perioada de regăsire de 60 și chiar 100 de ani. În acest sens construirea unor aproximații pentru raportul de viteze extreme viteze mijlocii multianuale corelate cu perioadele de regăsire [42] pot aduce completări utile în elaborarea compromisului amintit mai sus.

Problematica trebuie complex analizată, comportarea dinamică a structurii trebuind să ia în calcul și aspecte ce privesc “turbulența atmosferei” (rafale, vorticitate, turbulență) și nu în ultimul rând riscul rezonanțelor (frecvența rafalelor, frecvența în dărele periodice, frecvențe date de mase neechilibrate ; frecvențe date de numărul paletelor ce trec prin umbra stâlpului).

Concluzii privind optimizarea agregatelor aeroelectrice

Agregatele din componența unei centrale aeroelectrice trebuie să asigure un raport optim între puterea instalată și cost. În ceea ce privește echiparea agregatului (linia de mașini, sistemele de conducere, sistemele de protecție)

acestea trebuie să realizeze maximizarea energiei valorificate în condițiile ofertei amplasamentului, să asigure protecțiile la condiții extreme, să aibă fiabilitate ridicată care să asigure coeficienți de disponibilitate peste 95 % și mentenabilitate ridicată care să permită repararea defectelor accidentale în timp record (24 ore).

Particularități suplimentare ale amplasamentului introduc cerințe complementare : depuneri de chiciură, descărcări electrice atmosferice, grindină, umiditate ridicată a aerului, protecții la zgomot aerodinamic. Dâra agregatului influențează celelalte agregate vecine, reducând energia valorificată de acestea. Acest efect trebuie minimizat prin poziționarea agregatului în cadrul rețelei centralei.

Câteva din concluziile experienței Semenic :

- Amplasamentul are o ofertă energetică bună, comparabilă cu cele performante din zona Mării Nordului și litoralul Mării Negre, se poate conta pe baza datelor meteorologice oferite de stațiile INMH pe următoarele curbe de frecvență și de asigurare :

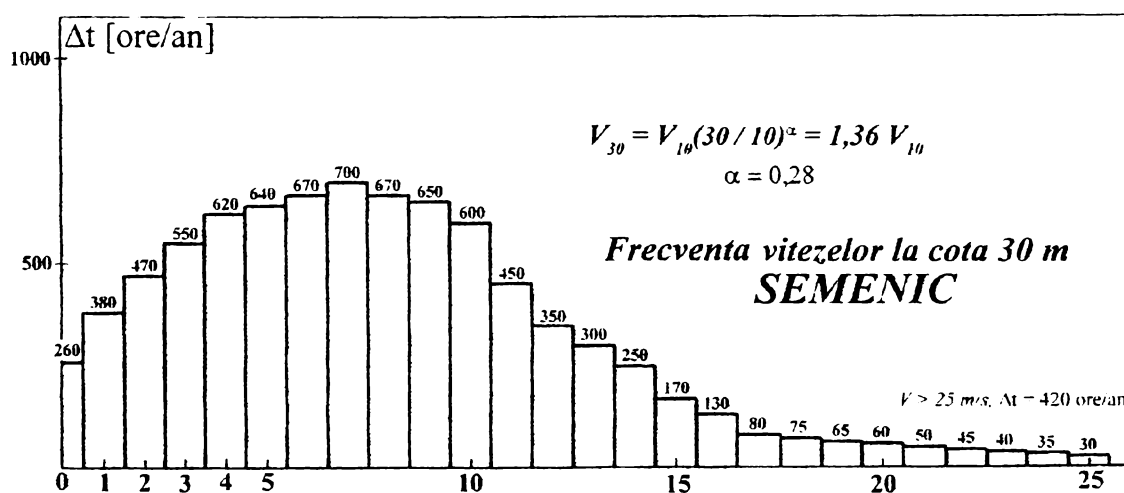


Fig. 3.2.1

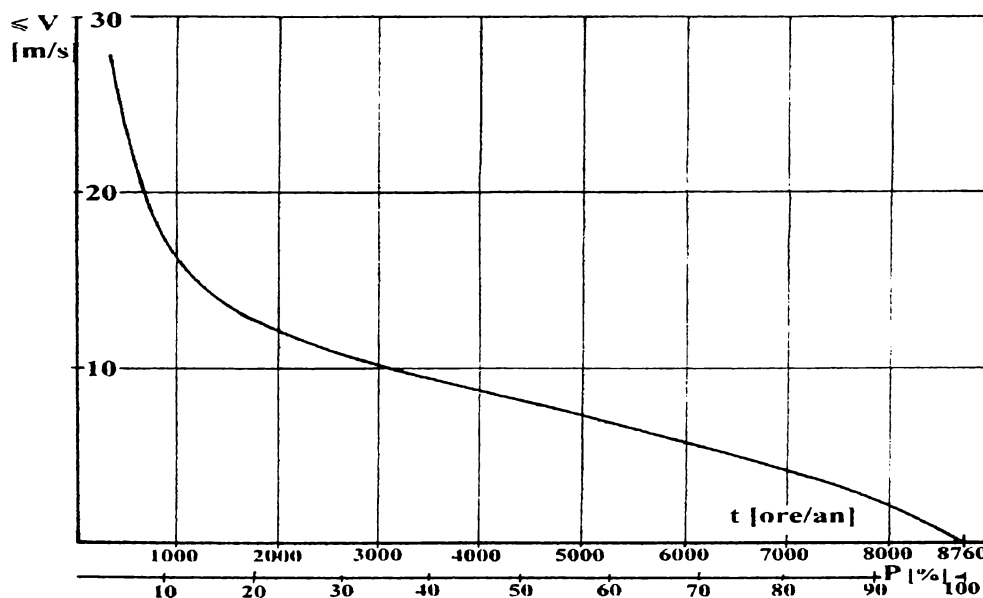


Fig. 3.2.2

- În urma experimentării celor patru agregate de 300 kW realizate prin efort local au fost identificate particularitățile meteorologice la care va trebui să facă față viitoarele agregate industriale.
- Au fost elaborate numeroase studii de optimizare și de îmbunătățire a sistemelor în special pentru îmbunătățirea disponibilității [43], [44].
 Experiența a fost valorificată prin lucrările prezentate la diferite congrese internaționale [18], [19], [45], [46].

3.3. Obiective privind componentele agregatelor

Prin experiența Semenice au fost identificate particularități ale amplasamentului montan cu influențe asupra componentelor agregatelor și au fost confruntate acestea cu tendințele manifestate pe plan mondial. Mă refer la câteva din componentele afectate de aceste particularități.

Fundații și stâlpul

Trei tipuri de stâlpi și fundații au fost studiate pe Semenice :

- stâlp cilindric montat pe un tetrapod cheson sprijinit pe patru blocuri de fundații cu volum redus ;
- stâlp tronconic la bază care susține tronsoane cilindrice, cu fundație de greutate cu volum mare de excavație ;
- stâlp cilindric cu diametru variabil în trei trepte montat pe o fundație încastrată în stîncă prin foraje și armături pretensionate.

Tendința mondială spre stâlpi tronconici s-a impus prin considerente estetice. A treia soluție de pe Semenice este apropiată de această soluție. Fundația la această soluție s-a impus prin particularitatea solului și prin criteriul ecologic de a nu perturba mediul natural prin excavații. Fundația rezolvă și pământarea necesară pentru protecția la descărcări electrice meteorologice. Prin cele trei experiențe, masa stâlpului a fost redusă de la 69 tone la 35 tone.

Soluția stâlpului cu zăbrele utilizată pe unele amplasamente se exclude în cazul amplasamentului montan din cauza accesului în nacelă pe timp de iarnă și din cauza depunerilor de chiciură.

Nacela

În condițiile climei dure de iarnă nacela trebuie să fie suficient de spațioasă pentru montaje, lucrări de întreținere și protecția personalului de întreținere. Amplasarea unor elemente de acționare la agregatul nr.1 de pe Semenice în exteriorul nacelei s-a dovedit neadecvată, cu toate că astfel de soluții au fost utilizate la agregatul GROWIAN 1.

Problema protecției anticorozive constituie o dificultate din cauza umidității atmosferice.

Accesul din stâlp în nacelă și transportul pe verticală a unor componente în cursul reparațiilor trebuie rezolvate prin soluții practice.

Linia de mașini

În paralel cu evoluția tendințelor pe piețe prezentate în capitolul 2.3 au fost experimentate două soluții pentru linia de mașini : linie de mașini clasică (lungă) și grup de mașini integrat (tabelul 3.2.1).

La agregatul nr.1 de pe Semenice și cu unele simplificări la nr.2 a fost aplicată prima soluție, iar la celelalte două (nr.3 și nr.4) a doua . În primul caz linia se compune din turbină de vânt cu reglaj al unghiului de instalare, arbore și lagăre ale turbinei, frână de avarie pe arborele turbinei, torsiometru, multiplicator de turație, frână de serviciu, cuplaj electromagnetic, generator electric de putere mare, transmisie complementară cu curele, generator electric de putere mică. Generatoarele electrice asincrone au fost dotate în circuitul rotoric cu cascadă suprasincronă. Soluția a doua denumită *integrată*, în varianta aplicată la ultimul agregat, a constatat dintr-un multiplicator de turație care conține și arborele turbinei pe care se montează turbina de vânt cu paletă fracționată utilizată pentru frânare aerodinamică. Tot pe multiplicator se montează unicul generator electric asincron. Soluția integrată este incomparabil mai simplă, mai robustă și mai fiabilă.

Pentru a elimina vibrațiile la soluția primă am fost nevoiți să intercalăm și un cuplaj cardanic. Soluția integrată, are în componența multiplicatorului și un cuplaj unisens prin care se evită decuplările repetate ale generatorului de la rețea în zona puterilor mici.

Sistemele electrice (generatoare, aparatele de măsură, cablajele, dulapurile electrice) s-au dovedit a fi cele mai sensibile la umezeală. Peste 40 % din defecte au apărut la aceste componente.

Concluzii privind componentele agregatelor

Din cele trei soluții pentru linia de mașini existente în prezent pe piața agregatelor aeroelectrice au fost testate pe Semenice două : linia de mașini clasică (lungă) și cea integrată. Concluziile sunt în favoarea multiplicatorului cu arbore a turbinei integrată în construcția acestuia. Inovația introducerii unui cuplaj unisens a avut efecte favorabile prin reducerea numărului de conectări-deconectări la rețeaua electrică în zona puterilor mici.

În ceea ce privește complexitatea echipării este motivată prin reducerea defectelor, renunțarea la mai multe generatoare, la reglarea turației, la frânele mecanice pe arborele primar al turbinei.

S-a dovedit importantă protecția componentelor electrice la umezeala aerului și protecția instrumentelor de măsură la chiciură și descărcări electrice atmosferice.

Este motivată prin reducerea zgomotului aerodinamic și a vibrațiilor, diminuarea vitezei periferice a turbinei de vânt din zona 80 m/s în zona 60 m/s.

3.4. Obiectivele tezei de doctorat

Mai multe direcții de cercetare pe plan mondial privind agregatele de vânt se concentrează asupra turbinei de vânt. Aceasta este principala componentă a agregatului care transformă energia cinetică a vântului în lucru mecanic la arbore. Performanțele cerute agregatelor impun optimizarea turbinei pentru realizarea unei curbe de exploatare controlată riguros fără reglaje de turație sau unghi de instalare. Se atribuie în plus turbinei și funcția de frânare prin mecanisme aerodinamice.

Teza de doctorat se concentrează asupra acestor fenomene aerodinamice urmărind elaborarea de algoritme și sistematizarea de informații prin care corelația între geometria paletei și curbele caracteristice ale turbinei poate fi controlată mai riguros față de metodele de proiectare curente prin care turbina este identificată doar în punctul optim de funcționare și/sau punctul de instalare.

În acest domeniu există pe plan mondial realizări importante finalizate în ultimii ani. Cu toate acestea se mențin în actualitate probleme nerezolvate.

Proiectanții mențin încă în practică modele de calcul vechi care oferă soluții dar nu reflectă în totalitate procesele fizice ale transferului de energie în condițiile turbinei neîntubate și a absenței paletajelor statorice.

Teza oferă soluții noi în următoarele direcții :

- Analiza critică a modelelor de calcul clasice și elaborarea unui model nou care reflectă mai bine fenomenul fizic ;
- Sistematizarea unor familii de profile aerodinamice care să permită interpolări raționale între numărul limită de profile testate și oferite în cataloagele de profile ;
- Extinderea caracteristicilor profilelor la domenii de incidențe mari, condiții în care stratul limită de pe extradusul profilului se desprinde parțial sau total ;
- Elaborarea unor programe de calcul cu ajutorul cărora se identifică performanțele turbinelor a căror geometrie este cunoscută ;
- Optimizarea caracteristicilor prin iterații "geometrie-performanțe" utilizând programul de calcul elaborat ;
- Metodologie pentru obținerea de curbe de putere cu autoplafonare prin desprinderea stratului limită (Reglaj prin desprindere de strat limită) ;
- Metodologie de calcul pentru frânarea aerodinamică cu ajutorul fracționării paletei ;

- Identificarea cu ajutorul programului de calcul a forțelor reduse pentru dimensionarea structurilor de rezistență ;
- Studii pentru influența diferiților parametri (densitatea aerului, rugozitatea suprafețelor, repartiția încărcării de-a lungul razei) asupra performanțelor turbinei ;
- Realizarea de palete model pentru amplasamentul Semenic.

Prin optimizarea curbei de exploatare a turbinei se urmărește eficiența transferului de energie al agregatului. În fazele de proiectare se oferă metode analitice de calcul pentru un număr mare de secțiuni ale paletei (zeci și chiar sute) fără apel la metode uzuale grafice. Se poate identifica turbina în variate regimuri de exploatare (viteze de vânt și turații diferite), inclusiv în condiții de ambalare.

4. Contribuții la dezvoltarea teoriei turbinelor eoliene

Analizele și propunerile de completare a teoriei se bazează pe îmbinarea teoriei elicei cu cea a turbomașinilor. Turbinele de vânt se deosebesc de cele hidraulice prin absența tubulaturii și absența statoarelor. Ele sunt înecate într-un câmp extins de viteze și presiuni ale atmosferei terestre. Tubul de curent asociat turbinei nu este delimitat prin frontiere solide, având schimburi de energie cu câmpul exterior lui. Cu toate că cele două clase de mașini (turbine întubate și neîntubate) diferă mult, în ceea ce privește mecanismul valorificării energiei ele au baze fizice comune. Transferul experienței dintr-un domeniu în celălalt este foarte util.

4.1. Comparații privind rapiditatea și gradul de reacție ale turbomașinilor

Rapiditatea turbomașinilor este o funcție caracteristică construită cu ajutorul relațiilor de asemănare cinematică [47] și exprimă o legătură între parametri funcționali (debit, putere, turație) și caracteristici geometrice ale mașinii. Ca structură ea exprimă o egalitate între o combinație de mărimi funcționale și o combinație de mărimi geometrice.

În practică se utilizează diferite forme ale acestor combinații (forme adimensionale și dimensionale). Exemple de forme adimensionale în domeniul mașinilor hidraulice :

- Viteza unghiulară caracteristică adimensională :

$$\omega_o = \omega \frac{\sqrt{Q}}{(gH)^{\frac{3}{4}}} = \omega \frac{\sqrt{Q}}{\left(\frac{\Delta p}{\rho}\right)^{\frac{3}{4}}}$$

- Turația caracteristică adimensională :

$$n_{oad} = n \frac{\sqrt{Q}}{(gH)^{\frac{3}{4}}}$$

ω [rad/sec] ; n [rot/sec] ; Q [m³/sec] ; H [m] ; Δp [Pa]

Căderea turbinei sub forma înălțimii (H) sau a presiunii (Δp) reprezintă puteri specifice rezultând expresia puterii în formulele : $P = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H$ sau $P = \Delta p \cdot Q$ (Q : debitul volumic al turbinei).

În cazul turbinelor de vânt se utilizează drept număr caracteristic raportul între viteza periferică la extremitatea turbinei și viteza vântului (**Tip - Speed Ratio**):

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

u_R : viteza periferică la vârful paletei ; v : viteza vântului.

Valoarea asociată punctului optim sau nominal de funcționare caracterizează tipul de turbină (λ_o).

Pentru a compara cele două clase de mașini trebuie să echivalăm cele două forme :

$$\omega_o = \omega \frac{\sqrt{Q}}{\left(\frac{\Delta p}{\rho}\right)^{\frac{3}{4}}} = \omega \frac{\sqrt{v_0 \cdot \pi \cdot R^2}}{\left(k_{\Delta p} \cdot \frac{v_0^2}{2}\right)^{\frac{3}{4}}} = \frac{\sqrt{\pi}}{k_{\Delta p}^{\frac{3}{4}}} \cdot 2^{\frac{3}{4}} \cdot \frac{u_R}{v_0} \cong (3 \dots 4,35) \cdot \lambda_o$$

Respectiv : $\lambda_o \cong (0,23 \dots 0,34) \cdot \omega_o$

Comparația poate fi urmărită în tabelul următor :

Tabelul 4.1.1

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

Este evident că turbinele de vânt sunt mașini mult mai rapide decât mașinile hidraulice uzuale. Astfel tranzlația optimelor constructive nu poate fi făcută direct. Trebuie găsite căi prin care acestor mașini rapide să le putem asocia randamente bune. Aceste mașini implică disipații relative mari, optimizarea construcției cerând o cunoaștere profundă a proceselor aerodinamice. În această direcție încercă prezenta teză să aducă contribuții.

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

$$P = \Delta p_{total} \cdot Q \quad ; \quad \Delta p_{total} = \Delta p_s + \Delta p_d$$

Δp_s : căderea de presiune statică ; Δp_d : căderea de presiune dinamică.

$$\bar{R} = \frac{\Delta p_s}{\Delta p_{total}}$$

Se poate realiza schimb de putere prin scăderea vitezei vântului între intrarea

(i) și ieșirea (e) din turbină : $\Delta p_d = \rho \left(\frac{v_i^2 - v_e^2}{2} \right)$ sau prin scăderea presiunii statice :

$$\Delta p_s = p_i - p_e.$$

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

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

În acest capitol se analizează teoria turbinelor de vânt pornind de la teoria clasică a elicei [48], [49], [50], [51], [52] și se confruntă această teorie cu cea a turbomașinilor foarte rapide [53], [47].

Cele două căi nu sunt contradictorii, ele oferă două unghiuri de analiză complementare. Principalele probleme se referă la ipotezele privind fluidul (ideal sau real) și la câmpul de presiuni (presiune constantă în întregul spațiu sau presiuni modificate prin prezența turbinei). Construcția neîntubată a turbinei ridică și ea probleme: neglijarea sau luarea în considerare a influenței curentului din spațiul care înconjoară tubul de curent asociat turbinei. Un alt aspect este legat de faptul că turbina se plasează în stratul limită al pământului ceea ce crează asimetrii cinematice pe perimetrul turbinei. Prin noua teorie pe care o prezint în acest capitol se oferă soluții pentru o parte din aceste probleme.

4.2. Modelul clasic și critica lui

4.2.1. Modelul clasic pentru un dispozitiv oarecare care extrage energie dintr-un curent de aer (în particular turbină de vânt) încearcă să răspundă la întrebarea: "*câtă energie poate fi extrasă și cum se poate maximiza această valoare?*"

Acest model de tratare este legat de nume de aerodinamicieni ca Rankine (1865), Froude (1889), Glauert (1926), Prandtl, Betz [50]. Nu lipsesc nici contribuții românești: Tipei [54], Tașcă [55], Popa [51].

În condițiile fluidului ideal și ipoteza presiunii constante în întregul spațiu, se asociază un tub de curent turbinei (figura 4.2.1.1). Astfel se neglijează influența câmpului din jurul acestui tub și toate transformările energetice se referă la cele cinematice. Extragerea de energie este posibilă prin reducerea vitezei.

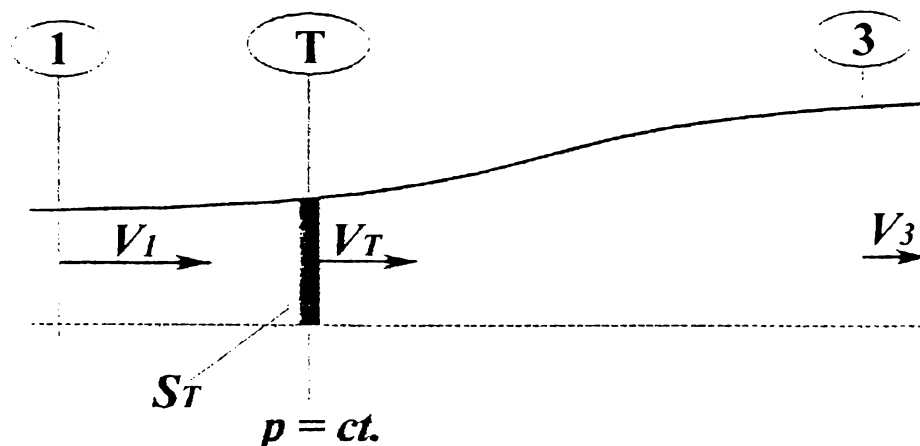


Fig. 4.2.1.1

Astfel relațiile clasice, cunoscute ca modelul Betz, oferă o primă imagine globală operând doar cu viteze axiale. Ele oferă informații privind puterea care poate fi extrasă din câmp cu ajutorul unui dispozitiv mecanic (în particular cu o turbină), forța de interacțiune cu acest dispozitiv și un prim raționament de optimizare (maximizarea puterii extrase). Se insistă pe acest model pentru că frecvent este utilizat și în prezent fără a se ține seama de limitele lui.

Relațiile care constituie modelul sunt date de următorul sistem :

$$\begin{aligned} P &= \rho \cdot Q \cdot \left(\frac{v_1^2}{2} - \frac{v_3^2}{2} \right) \quad , \quad \rho = \text{ct.} \\ Q &= v_1 \cdot S_1 = v_T \cdot S_T = v_3 \cdot S_3 \\ F &= \rho \cdot Q \cdot (v_1 - v_3) \\ P &= F \cdot v_T \end{aligned}$$

unde : P : puterea extrasă
 Q : debit volumic
 F : forța de impuls

Din acest sistem rezultă :

- viteza axială în dreptul turbinei : $v_T = \frac{v_1 + v_3}{2}$, respectiv coeficientul

acestei viteze : $k_{v_T} = \frac{v_T}{v_1} = \frac{1 + k_{v_3}}{2}$ unde $k_{v_3} = \frac{v_3}{v_1}$ este coeficientul vitezei în secțiunea de control aval (3).

Astfel coeficientul de putere și coeficientul forței axiale pot fi exprimați ca fiind de forma :

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

$$C_F = \frac{F}{\rho \cdot \frac{v_1^2}{2} \cdot S_T} = 1 - k_{v_3}^2 = 4k_{v_T} \cdot (1 - k_{v_T})$$

Din condiția $\frac{dC_P}{dk_{v_3}} = 0$ rezultă pentru modelul Betz că maximum puterii se

realizează la $k_{v_3} = \frac{1}{3}$.

Valorile rezultate prin acest raționament sunt :

k_{v3}	0	1/3	1/2	2/3	1
k_{vT}	1/2	2/3	3/4	5/6	1
C_P	0,5	0,5926 = 16/27	0,5625	0,463	0
C_F	1	0,889	0,75	0,556	0

Din acest raționament rezultă informația des întâlnită că maximum coeficientului de putere este în jur de 0,6 și se construiesc turbine pe această bază.

Aplicate aceste principii pentru cazul în care dispozitivul care valorifică energia este o elice, pentru un rotor elementar, rezultă cunoscuta relație a elicei (cu unele notații date în figura 4.2.1.2) :

$$dM(\omega + \frac{\omega_{i\infty}}{2}) = dF(v_\infty - \frac{v_{i\infty}}{2})$$

F : forța axială

M : momentul aerodinamic al turbinei

ω : viteza unghiulară a turbinei

$v_{i\infty}$: viteza axială indusă la infinit aval

$\omega_{i\infty}$: viteza unghiulară indusă la infinit aval

v_∞ : viteza axială la infinit amonte ($v_\infty = v_I$)

$v_i = (v_{i\infty} / 2)$, $\omega_i = (\omega_{i\infty} / 2)$ sunt vitezele induse în dreptul turbinei

$a = (v_{i\infty} / v_\infty)$ - factor de interferență axială ($a = 1 - k_{vT}$)

$a' = (\omega_{i\infty} / \omega)$ - factor de interferență radială

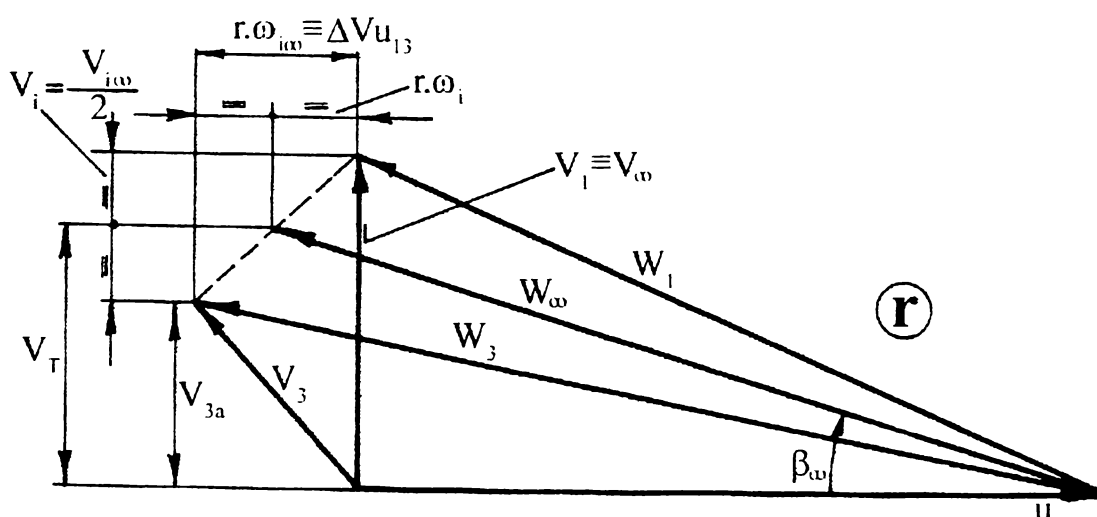


Fig. 4.2.1.2

Se poate face legătura cu relațiile obișnuite de la turbomașini :

$$dM = \rho \cdot dQ \cdot r \cdot \Delta v_{u13}, \text{ unde } dQ = 2\pi \cdot r \cdot v_T \cdot dr$$

În condițiile în care se consideră presiuni statice consante în întregul câmp, rezultă o mașină cu "pură acțiune" deci cu grad de reacție nul ($\bar{R} = 0$).

Interpretând relațiile turbomașinii pentru această situație :

$$\Delta p_T = \Delta p_{din} + \Delta p_{st} = \rho \cdot \frac{v_1^2 - v_3^2}{2} + \rho \cdot \frac{w_3^2 - w_1^2}{2}$$

$$p_1 - p_3 = \frac{\rho}{2} \cdot (w_3^2 - w_1^2) = 0 \quad \text{deci : } w_1^2 = w_3^2$$

Concluzia ce se desprinde este aceea că, condiția $p = ct.$ restrânge variantele posibile de rezolvare a turbinei prin condiția $|w_1| = |w_3|$ echivalând cu un grad de reacție nul ($\bar{R} = 0$).

4.2.2. Critica modelului clasic

Turbina nefiind întubată, tubul de curent asociat turbinei nu are frontiere solide. Astfel vitezele și presiunile din afara tubului de curent interacționează cu curentul din interiorul tubului. Aval de turbină deficitul de energie din dâra turbinei se reface prin aportul energetic al spațiului din afara tubului de curent. Astfel la cca. 6 diametre aval de turbină câmpul de viteze și presiuni se reface la valorile amonte de turbină. Pe figura 4.2.2.1 pot fi urmărite aceste efecte pe trei curbe calitative v_{ax} , v_t , p . În aceste condiții poziția secțiunii de control aval de turbină este greu de definit.

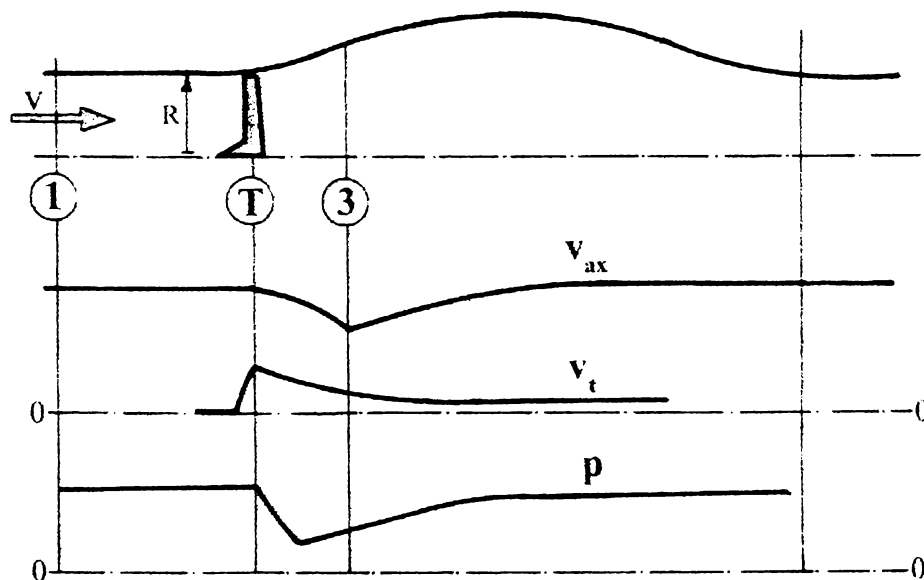


Fig. 4.2.2.1

Modelul clasic de calcul, care prin ipoteza presiunii constante în întregul volum de control neglijează interacțiunea cu câmpul din jur, oferă o aproximație oarecum acceptabilă cu fenomenul real doar la valori mari ale coeficientului de viteză în planul turbinei ($k_{vT} > 0,5$). Neconcordanța în general cu fenomenul real a fost sesizat încă de Glauert [56]. Cercetări mai recente oferă unele corecții ale

modelului clasic pentru fluidul real (vâscos și turbulent). Ainslie [57] pe baza datelor de la Central Electricity Research Laboratory -Leatherhead-Surrey (CERL) prezintă o relație empirică între deficitul vitezei axiale aval în axa turbinei :

$$(D_0 = 1 - \frac{v_{3ax}}{v_\infty})$$

și coeficientul global al forței axiale :

$$C_F = 4,2 D_0 \cdot (2 - D_0) \cdot (0,14 - 0,125 D_0) / (1 - D_0)$$

Deficitul la o rază curentă rezultă dintr-o repartitie motivată prin efecte ale turbulenței : $D_r = D_0 \cdot e^{-3,56(r/R)^2}$

Relația de legătură între coeficientul forței axiale C_F și coeficeintul vitezei axiale k_{vT} în cadrul teoriei clasice rezultă de forma :

$$C_F = 4 k_{vT} (1 - k_{vT})$$

În figura 4.2.2.2 este reprezentată această legătură.

Se vede că metoda exclude domeniul $k_{vT} < 0,5$. Experiențe mai recente pe elicoptere, în concordanță cu Glauert, arată că acest domeniu nu trebuie exclus.

În [58] pentru acest domeniu se citează lucrările lui Miller din 1976, în

favoarea unei relații empirice de forma : $\frac{4}{C_F} = \frac{5}{2} + \frac{4}{3} \left[\frac{4(1-a)^2}{C_F} \right]^{5/9}$ susținută cu date experimentale citate de Stoddard [59].

Se vede că în domeniul care interesează turbinele de vânt corecțiile din figura 4.2.2.2 nu oferă suficientă claritate ; cele două corecții sunt contradictorii.

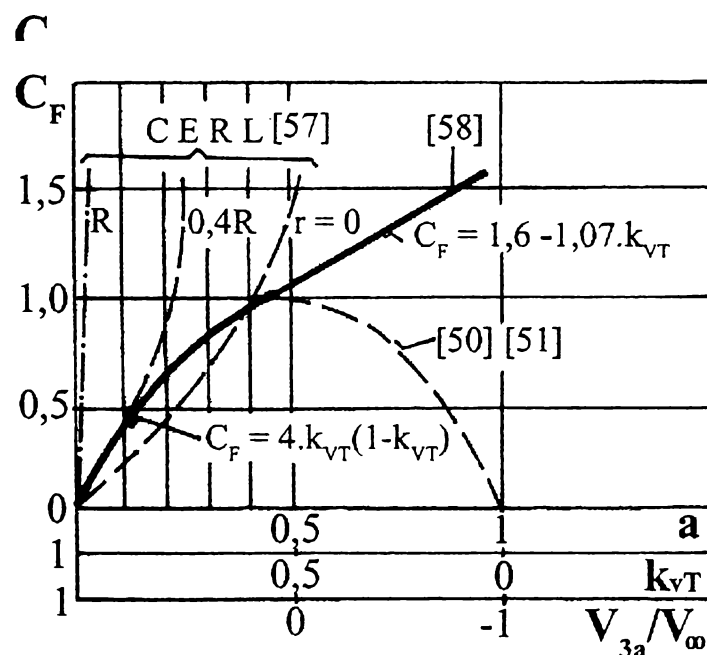


Fig. 4.2.2.2

Oricum aceste corecții nu aduc concepte noi privind modelul ci îl ajustează la rezultate ale constatărilor empirice.

4.3. Propuneri pentru un nou model teoretic al turbinei

Problematica optimizării cere în primă urgență elaborarea unor modele mai apropiate de fenomenul din fluidul vâscos și turbulent. A fost elaborat în cadrul Centrului de Cercetare pentru Aeroenergetică din Universitatea "Politehnica" din Timișoara un model care cuprinde saltul de presiune din dâră și ambele componente ale vitezelor: cea axială și cea tangențială. În plus a fost implicat gradul de reacție al turbinei.

Acest model nou a fost prezentat la Congresul ENERGEX'2000-The 8th International Energy Forum and the Official Conference of the International Energy Foundation, Las Vegas - USA [45] unde a fost supus discuției și s-a bucurat de aprecieri. La baza noii teorii s-a considerat un volum de control asociat strict turbinei. Zona dărei este detașată de turbină reprezentând un spațiu de recuperare a deficitului de energie creat de turbină. Astfel turbina generează un deficit de viteză axială și un deficit de presiune în dâra apropiată. Ca urmare a absenței statorului este generat și un vârtej a cărei energie cinetică se disipează în dâră. Astfel secțiunea de control aval de turbină se alege în imediata apropiere a acestuia unde efectul de recuperare a dărei este nesemnificativ.

Analiza pornește de la observația că la expresia puterii turbinei se poate ajunge pe diferite căi: **a)** din definiția căderii de energie pe un tronson elementar de calcul; **b)** din momentul aerodinamic (ecuația lui Euler) și **c)** din lucrul mecanic al forței axiale .

$$\mathbf{a)} \quad dP = \frac{\Delta p_T}{\rho} d\dot{m} = \Delta p_T \cdot V_T \cdot dS = \Delta p_T \cdot V_T \cdot 2\pi \cdot r \cdot \Delta r$$

Căderea de presiune ΔP_T are două componente : Δp_{T_s} - componenta statică,

respectiv Δp_{T_d} - componenta dinamică.

$$\Delta p_T = \Delta p_{T_s} + \Delta p_{T_d} \quad \text{unde :} \quad \Delta p_{T_d} = \rho \frac{v_1^2 - v_3^2}{2} \quad \text{și} \quad \Delta p_{T_s} = \rho \frac{w_3^2 - w_1^2}{2}$$

iar v_1 și v_3 sunt vitezele absolute în secțiunea de intrare (1), respectiv de ieșire(3) din rotor

$$\vec{v} = \vec{w} + \vec{u} \quad ; \quad v^2 = v_a^2 + v_t^2$$

u : viteza de transport ; $u = r \cdot \omega$

w : viteza relativă

v_a : componenta axială a vitezei absolute v

v_t : componenta tangențială a vitezei absolute v

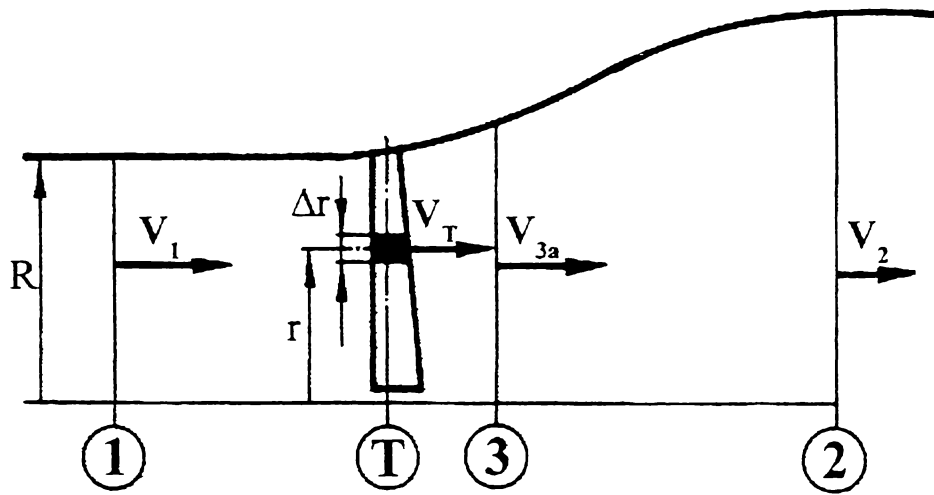


Fig. 4.3.1

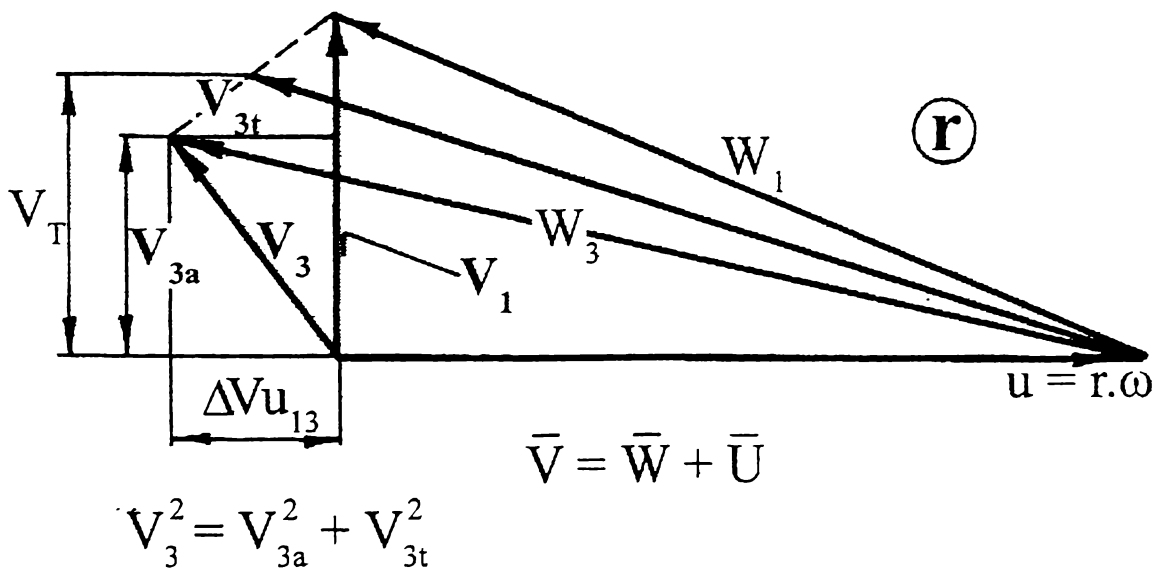


Fig. 4.3.2

Prin raportarea la $\left[\rho \frac{v_1^2}{2} \right]$ pot fi definiți coeficienții adimensionali corespunzători celor 3 căderi de presiune, după cum urmează :

- coeficientul căderii de presiune totale : $k_{\Delta p_T} = \frac{\Delta p_T}{\rho \frac{v_1^2}{2}}$
- coeficientul căderii de presiune statică : $k_{\Delta p_{T_s}} = \frac{\Delta p_{T_s}}{\rho \frac{v_1^2}{2}}$

- coeficientul căderii de presiune dinamică : $k_{\Delta p_{T_d}} = \frac{\Delta p_{T_d}}{\rho \frac{v_1^2}{2}}$

Raportul primilor doi definește "Gradul de reacție" al mașinii, mărime ce caracterizează tipul de turbină, reflectând structura energiei transferate : $\bar{R} = \frac{\Delta p_{T_s}}{\Delta p_T}$

b) $dM = r \cdot \Delta v_{u_{13}} \cdot d\dot{m} \Rightarrow dP = dM \cdot \omega = dM \cdot \frac{u}{r} = u \cdot \Delta v_{u_{13}} \cdot d\dot{m}$

unde : u - viteza tangențială

$\Delta v_{u_{13}}$ ($=v_{3t}$) - variația vitezei tangențiale între secțiunea de intrare (1) și ieșire (3)

ω - viteza unghiulară a rotorului.

c) $dP = dF_a \cdot v_{Ta}$ unde : dF_a - forța axială elementară
 v_{Ta} - viteza axială în dreptul turbinei.

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

În formă adimensională aceste mărimi caracteristice au ca și corespondenți

coeficientul de putere : $C_P = \frac{\Delta P}{\rho \cdot (v_1^2 / 2) \cdot \Delta S}$; coeficientul de moment :

$C_M = \frac{\Delta M}{\rho \cdot (v_1^2 / 2) \cdot \Delta S \cdot r_{\max}}$; respectiv coeficientul forței axiale

$C_F = \frac{\Delta F_{ax}}{\rho \cdot (v_1^2 / 2) \cdot \Delta S}$ ($S = 2\pi \cdot r \cdot \Delta r$)

Din ecuațiile fundamentale a turbomașinilor axiale rezultă suplimentar

gradul de reacție : $\bar{R} = \frac{\Delta p_{static}}{\rho \cdot u \cdot \Delta v_{u_{13}}} = \frac{w_3^2 - w_1^2}{2 \cdot u \cdot \Delta v_{u_{13}}}$

Notând prin k_t coeficientul tangențial ce exprimă măsura în care are loc variația componentei tangențiale a vitezei între intrarea și ieșirea de pe paletă, de

forma $k_t = \frac{\Delta v_{u_{13}}}{u}$, implicând și rapiditatea locală a unei secțiuni " r " exprimată

prin $\lambda_r = \frac{r \cdot \omega}{u}$, gradul de reacție poate fi exprimat de forma :

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

În acest context în final am reușit construirea unui sistem de ecuații adimensionale ce definesc un nou model pentru turbina de vânt.

$$\begin{aligned}
 (1) \quad C_P &= k_{vTa} \left[1 - k_{v3a} - \lambda_r^2 \cdot k_t^2 + k_{\Delta p T_s} \right] \\
 (2) \quad C_M &= 2k_{vTa} \cdot k_t \cdot \lambda_r \\
 (3) \quad C_P &= C_M \cdot \lambda_r \\
 (4) \quad C_P &= C_F \cdot k_{vTa} \\
 (5) \quad \bar{R} &= \frac{k_{\Delta p T_s} \cdot k_{vTa}}{C_P} = \frac{k_{\Delta p T_s}}{2 \cdot k_t \cdot \lambda_r^2}
 \end{aligned}$$

unde : $k_{vTa} = \frac{1}{2} \cdot \frac{v_1 + v_{3a}}{v_1}$ și $k_{v3a} = \frac{v_{3a}}{v_1}$

Acest sistem de cinci ecuații conține ca variabile : C_P , k_{v3a} , k_{vTa} , λ_r , k_t , $k_{\Delta p T_s}$, C_M , \bar{R} , C_F , deci 9 variabile. Sunt necesare încă patru condiții pentru o soluționare riguroasă matematică. O reducere a nedeterminării se poate face prin

aproximația : $v_T \cong \frac{v_1 + v_{3a}}{2}$ deci $k_{vTa} \cong \frac{1 + k_{v3a}}{2}$ care devine a șasea ecuație a sistemului.

Astfel sistemul rămâne cu trei grade de libertate.

Astfel în calcule este necesar să alegem trei mărimi din considerente suplimentare.

Explicitând relațiile pentru k_t , $k_{\Delta p T_s}$ și C_P se obțin următoarele expresii :

$$\begin{aligned}
 k_t &= \bar{R} - 1 + \sqrt{(\bar{R} - 1)^2 + \frac{1 - k_{v3a}^2}{\lambda_r^2}} \quad ; \quad k_{\Delta p T_s} = 2 \cdot \bar{R} \cdot \lambda_r^2 \cdot k_t \\
 C_P &= 2 \cdot k_{vT} \cdot \lambda_r^2 \cdot k_t = k_{vT} \left[1 - k_{v3a}^2 - \lambda_r^2 \cdot k_t^2 + k_{\Delta p T_s} \right]
 \end{aligned}$$

Se observă că modelul clasic poate fi regăsit pentru $\bar{R} = 0$, condiție ce conduce la turbina cu acțiune ($p = ct.$, $|w_1| = |w_3|$). Această condiție este marcată și pe figura 4.3.3 :

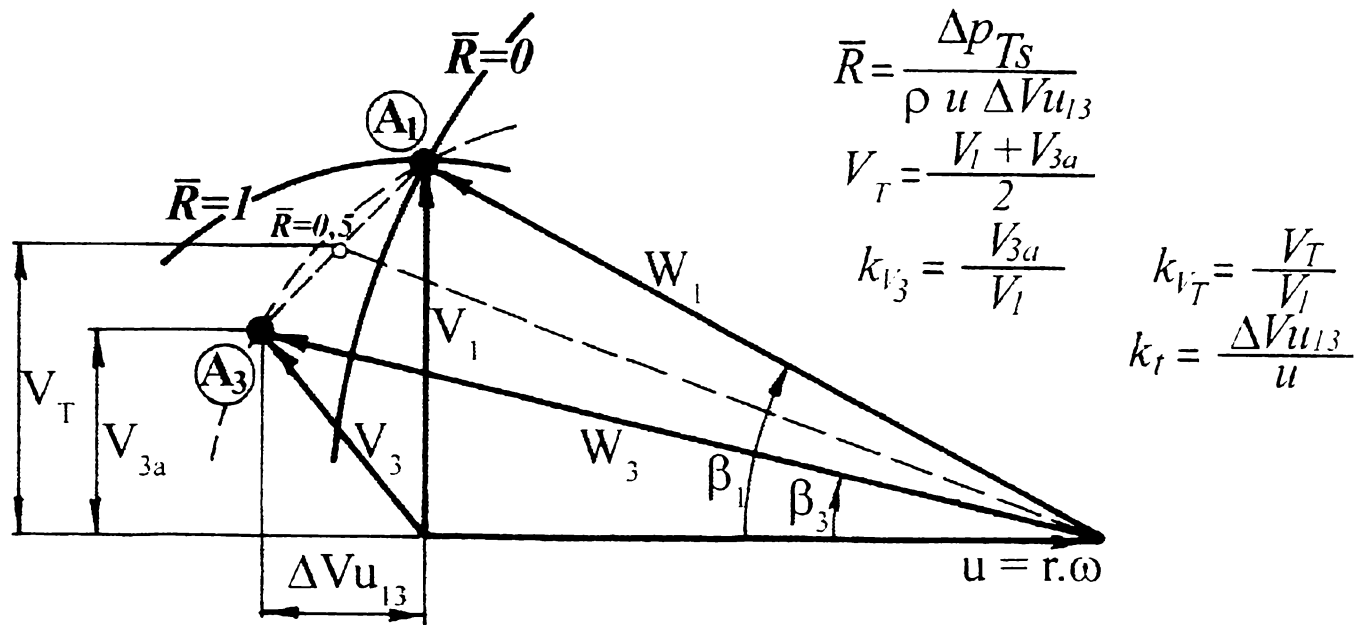


Fig. 4.3.3

Dacă ipoteza $\bar{R} = 0$ nu deranjează prea mult la calcule orientative, ea devine principala cauză a erorilor la calcule pentru diferite regimuri de exploatare a turbinei, rezultând abateri între curbele caracteristice calculate și măsurate [60], [61]. Glauert a constatat valori peste 1 pentru coeficientul forței axiale. Studiul rezistenței de înaintare a corpurilor în fluide [62], [63], [64], [65] pune în evidență componenta rezistenței de formă (sau de presiune) care este consecința distribuției de presiuni pe conturul corpului și mai ales a presiunii din dâra acestora. Dacă acest fenomen caracteristic pentru fluide vâscoase este tratat amplu în cazul obstacolelor opace este strident să-l neglijăm în cazul turbinelor. Modelări de obstacole permeabile în tunel pun în evidență saltul de presiune [66].

Obstacolele opace tipice (placa plană circulară) au valoarea pentru coeficientul k_{Ap} de aproximativ 0,4.

Deși în etapa actuală este greu de definit cu suficientă precizie valoarea acestui coeficient în funcție de parametrii turbinei: $k_{Ap} = f(n, v, \dots)$, ceea ce este însă cert este prezența unei depresiuni în dâra turbinei, mărime care trebuie înglobată în modelul de calcul al turbinei. Prin această mărime ne eliberăm de restricția gradului de reacție nul, putând fi construite soluții cu diferite grade de reacție. Noul model de calcul oferă o metodă nouă de tratare a turbinei renunțând la restricțiile modelului clasic ($p = ct.$; $\bar{R} = 0$) deschizând calea spre o turbină cu reacțiune ($\bar{R} \neq 0$) tendința firească pentru turbinele rapide. *Se acordă în acest fel o mai mare importanță saltului presiunii statice decât saltului vitezei axiale.*

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

- *Numărul caracteristic* (λ) este o variabilă independentă care indică regimul de exploatare a turbinei. Are o valoare nominală (λ_0) asociată valorii maxime a coeficientului de putere (C_{pmax});

- *Coeficienții de viteză* k_{v3} și k_{vT} caracterizează forma tubului de curent asociată turbinei între cele două secțiuni de control care caracterizează condițiile la infinit amonte și aval de turbină;

- *Coeficientul* k_t depinde de deviația realizată de paletajul turbinei;

- *Coeficientul* $k_{\Delta pT}$ depinde de saltul de presiune pe turbină;

- *Gradul de reacție al turbinei* \bar{R} depinde de coeficienții k_t , k_{v3} și λ .

În final parametrii de funcționare ai unei turbine construite depind de geometria paletajului (G) și de regimul de exploatare (λ):

$$k_{v3} = f(G, \lambda)$$

$$k_{vT} = f(G, \lambda)$$

$$k_{\Delta pT} = f(G, \lambda)$$

$$k_t = f(G, \lambda)$$

Dacă aceste dependențe sunt cunoscute rezultă:

$$C_P = f(G, \lambda)$$

$$\bar{R} = f(G, \lambda)$$

În cazul proiectării unei turbine într-un punct prescris (λ_0), estimând k_{v3} , k_{vT} și $k_{\Delta pT}$ rezultă k_t , C_P și gradul de reacție \bar{R} .

În cadrul cercetărilor realizate de Centrul de Cercetare pentru Aeroenergetică Timișoara la care a participat și autorul tezei au fost făcute măsurători în tunel aerodinamic pe modele de obstacole statice permeabile și pe turbine în funcțiune privind presiunea în secțiunea de control aval de obstacol.

Acestea dovedesc prezența depresiunilor în această zonă [35], [36], [63], [67]. Aceste constatări sunt confirmate și de lucrările lui Kenneth Thomsen și Poul Sorensen [68] și alte cercetări privind dărele turbinelor de vânt. M. Magnusson prin cercetări recente din 1999 [69] afirmă cu certitudine că forma dărei este dependentă de proiectul paletajului turbinei. Din păcate multe cercetări privind dărele turbinelor neglijează identificarea deficitului de presiune, atenția fiind îndreptată asupra celui de viteză sau asupra puterii turbinei plasată în dâra altei turbine.

Corectarea modelului fizic al lui Betz a fost formulată pentru prima oară la Conferința "Progrese în fizică" Timișoara, 1981 prin lucrarea [70] "*Considerații privind modelele fizice ale valorificării energiei vântului*".

Utilizând sistemul de ecuații al noului model au fost analizate câteva variante de calcul:

Exemplul 1: pentru $k_{v3a} = 0,9$; $k_{vT} = 0,95$; $k_{\Delta p_{T_s}} = 0,1$; $\lambda_0 = 7$

rezultă : $k_t \cong 0,003$; $C_P = 0,275$; $\bar{R} = 0,355$

Aplicând modelul clasic pentru aceleași valori dar pentru ($k_{\Delta p_{T_s}} = 0$) și ($\bar{R} = 0$) se obține : $k_t = 0,002$; $C_P = 0,180$

Exemplul 2 : pentru $k_{v3a} = 0,9$; $k_{vT} = 0,95$; $k_{\Delta p_{T_s}} = 0,2$; $\lambda_0 = 7$

rezultă: $k_t = 0,004$; $C_P = 0,37$; $\bar{R} = 0,517$

iar pentru cazul $k_{\Delta p_{T_s}} = 0$; $\bar{R} = 0$ se obține $k_t \cong 0,002$; $C_P = 0,180$

Exemplul 3 : pentru $k_{v3a} = 0,8$; $k_{vT} = 0,9$; $k_{\Delta p_{T_s}} = 0,3$; $\lambda_0 = 7$

rezultă: $k_t = 0,0067$; $C_P = 0,592$; $\bar{R} = 0,455$

iar pentru cazul $k_{\Delta p_{T_s}} = 0$; $\bar{R} = 0$ se obține $k_t = 0,0037$; $C_P = 0,326$

Exemplul 4 : pentru $k_{v3a} = 0,333$; $k_{vT} = 0,667$; $k_{\Delta p_{T_s}} = 0$; $\lambda_0 = 7$

rezultă: $k_t = 0,009$; $C_P = 0,590$. Se vede că au fost reproduse și condițiile pentru optimul lui Betz.

Urmărind fenomenul pe figura 4.3.3, se poate observa că analiza depinde de plasarea punctului A_3 deci de $(v_{ax3} / \Delta v_{u13}) = f(\bar{R})$ respectiv de $f(k_t, k_{v3}, \bar{R}) = 0$ afișate mai înainte.

Pentru a dezvolta acest model de detalii este necesar să fie determinate din alte informații primele trei valori : k_{v3} , k_{vT} , $k_{\Delta p_{T_s}}$ și ca funcții de λ și de construcția paletelor. Celelalte mărimi C_P , \bar{R} rezultă apoi din relațiile scrise mai înainte.

În strategia proiectării în lipsa unor informații suficient de sigure privind gradul de difuzor al curentului axial în vecinătatea strictă a turbinei se poate aproxima k_{v3a} din considerentul că efectul de difuzor este redus.

Astfel poate fi considerat : $k_{v3a} \cong 0,9$ rezultând $k_{vT} \cong 0,95$.

Pentru celelalte două condiții necesare a fi impuse este necesar să gândim o strategie a proiectării prin :

- rapiditatea turbinei (λ_0) și
- gradul de reacție al secțiunii de calcul (\bar{R}) rezultând pentru o rază de calcul oarecare (r) :

$$\lambda_r = \frac{r}{R} \cdot \lambda_0 = f(r)$$

$$\bar{R} = f(r)$$

Astfel sistemul de ecuații oferă valorile C_P , C_M , C_F , k_t , $k_{\Delta p_{T_s}}$ ca funcții de rază permițând identificarea geometriei paletelor. Prin modificări ale funcției $\bar{R}(r)$

pot fi elaborate raționamente de optimizare, în corelație și cu mecanismele din dâră. Câteva exemple de calcul în acest sens pot fi analizate în tabelul 4.3.1 :

pentru $k_{v3a} = 0.9$, $k_{vT} = 0.95$ și $\lambda_r = 5$, aplicând relațiile sistemului de ecuații a noului model rezultă :

Tabelul 4.3.1

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

Rezultatele evidențiază (fig. 4.3.4) că implicarea unor valori mai mari decât zero a gradului de reacție determină valori ale coeficientului de putere C_P și peste limita de 0,592 (16/27) impusă de modelul clasic (Betz).

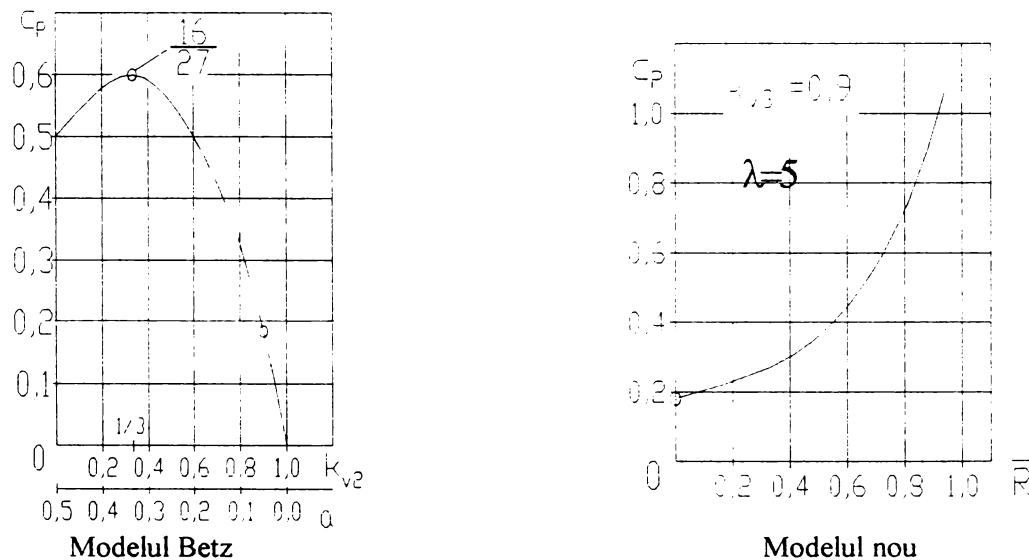


Fig. 4.3.4

În accepțiunea noului model, volumul de control asociat turbinei are o extindere axială în aval redusă, limitată la dâră apropiată (near-wake), domeniul în care efectul câmpului lateral se manifestă slab. Această limitare este impusă de faptul că fenomenul de dâră din spatele rotorului există incontestabil și aceasta are o evoluție aparte. Magnusson [69] apreciază că forma dârei este proprie fiecărei rotor de turbină. În acest domeniu nu pot fi scrise relațiile uzuale ale conservării energiei. Dâră fiind un jet fără frontiere solide, saltul de presiune statică imediat în aval de rotor nu poate fi calculată prin relații de tip Bernoulli.

Ca urmare modelul fizic trebuie despărțit în două modele distincte : unul pentru turbină și altul pentru dâră turbinei (fig. 4.3.5).

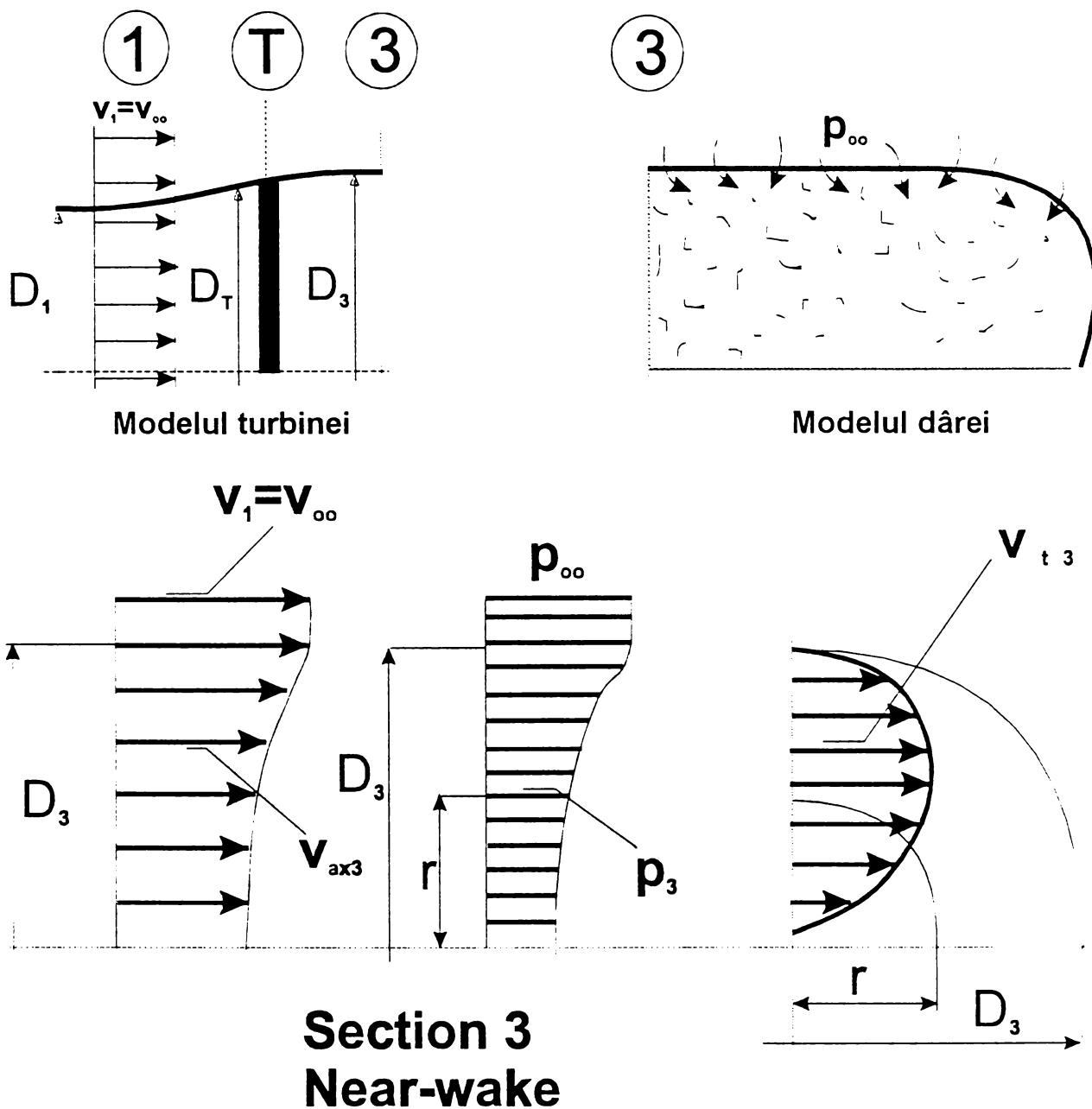


Fig. 4.3.5

În acest sens noul model prezentat aici se referă exclusiv la modelul turbinei. Din punctul de vedere al dărei (îndepărtate), (far-wake) problematica rămâne deschisă unor cercetări experimentale și teoretice viitoare care vor trebui să ofere date privind mecanismul după care se realizează recuperarea deficitului energetic generat de turbină. Astfel de informații pot fi utile pentru formularea unor restricții în ceea ce privește desimea și modul de aranjare a agregatelor în cadrul unei centrale aeroelectrice. Desigur aceste informații asociate unei microzone, aferente unei turbine, trebuiesc completate de datele ce se referă la macromodelul centralei (vezi cap. 4.4).

Interacțiunea dintre dără și curentul lateral constă într-un aport energetic realizat asupra dărei de curentul lateral prin frecare, turbulență și comprimare,

astfel încât la o distanță egală cu câțiva diametri rotorici, în spatele turbinei profilul de viteze și presiuni se reface căpătând alura celui din secțiunea amonte.

În interiorul turbionului central generat de turbină $V_t = f(r)$ condiția echilibrului radial $\frac{dp}{\rho} = \frac{V_t^2}{r} \cdot dr$ nu se realizează în cadrul modelului. Stepanoff

[71] în studiile sale privind metoda "vârtejului forțat" la pompele axiale arată că echilibrul radial se reface prin compresibilitatea fluidului, motiv pentru care distribuția $p = f(r)$ este corectată la începutul dârei. Eficiența cu care au loc astfel de transformări necesită investigații viitoare suplimentare.

Noul model fizic propus pentru turbina eoliană oferă pentru problematica dârei doar condițiile de intrare : $v_{3a} = f(r)$, $v_t = f(r)$ și $p_3 = f(r)$. Calitativ acestea sunt reprezentate și în fig. 4.3.5.

Avantajul noului model descris , constă în faptul ca el reflectă mai exact fenomenul real de transfer energetic de la curentul de aer spre rotorul turbinei :

- turbina extrage energie din vânt generând un deficit al vitezei axiale și un salt al presiunii statice aval de rotor;
- dâra recuperează acest deficit cu ajutorul curentului lateral prin fenomenele de comprimare și turbulență;

Noul model permite proiectarea unui număr mai mare de variante de turbine, eliberând proiectantul de condiția restrictivă a gradului de reacție $\bar{R} = 0$ impusă de modelul Betz. Se acordă în acest fel o mai mare importanță căderii statice de presiune pe turbină.

4.4. Propuneri pentru macromodelul unei centrale aeroelectrice

Cercetările Centrului de Aeroenergetică [70], [72] au arătat necesitatea elaborării de modele fizice diferențiate pentru agregate de vânt și pentru centrale aeroelectrice. O amenajare aeroenergetică diferă ca mecanism de valorificare față de amenajările hidroenergetice. Acestea din urmă realizează puterea valorificată pe seama unei căderi geometrice, deci prin efect gravitațional. Prin amenajări ale albiei se reduce disipația naturală și se realizează astfel o componentă valorificabilă. În cazul centralei eoliene astfel de amenajări nu sunt posibile. Puterea preluată de agregatele eoliene din cea cinetică a vântului se adaugă la puterea disipată la sol și în curentul de aer. Astfel modelul pentru o macrozonă trebuie să exprime că prezența agregatelor frânează curentul de aer. La nivel global se consideră, ca protecție climatică, un nivel de valorificare mai mic de 10 % din disipația naturală a curentilor de aer. Această putere este evaluată la 130 TW pentru suprafața globului de $510 \cdot 10^6 \text{ km}^2$ reprezentând cca $0,25 \text{ W/m}^2$. Aceasta este o medie pentru întregul glob, valoarea locală poate fi mult mai mare, totuși este necesară o evaluare locală a efectelor și formularea unor restricții locale.

Dacă se consideră un volum de control asociat unei centrale eoliene caracterizat prin (figura 4.4.1) :

- extindere pe direcția vântului : L_x
- extindere laterală : L_y
- extindere pe înălțime : H
- secțiunea de intrare : A
- secțiunea de ieșire : B

gradientul baric poate fi exprimat de forma : $Gr_b = \frac{P_A - P_B}{L_x}$

MACROZONĂ AMENAJATĂ

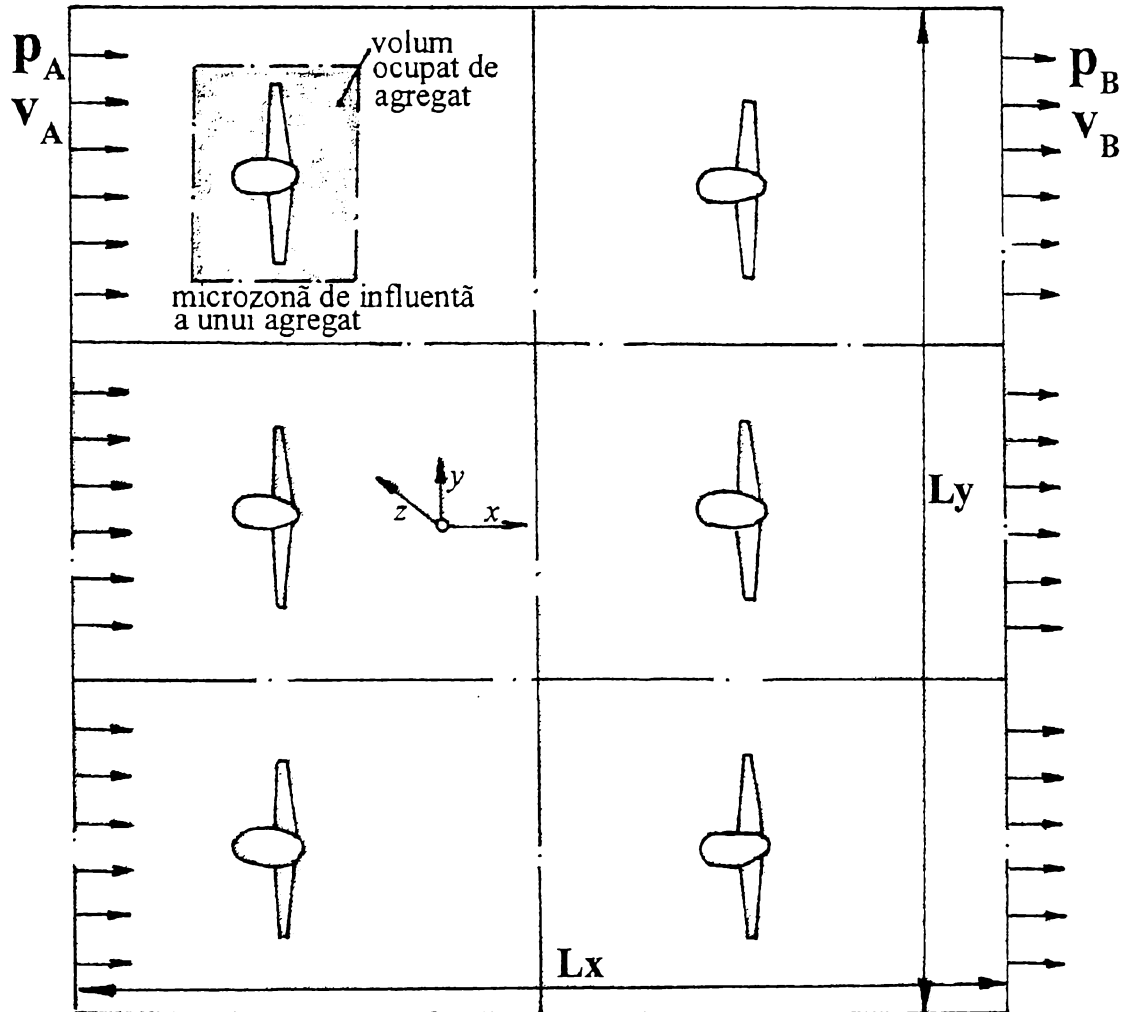


Fig. 4.4.1

Sub acțiunea acestor presiuni generate de dinamica atmosferei se realizează

un echilibru natural $p_A - p_B = \Delta p_{AB}$, unde $\Delta p_{AB} = \zeta \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2}$ reprezintă

disipațiile naturale în zona A-B

ζ : coeficientul de disipație

ρ : densitatea masică a aerului

Rezultatele obținute prin acest exemplu numeric oarecum arbitrar pun în evidență, pentru cazul particular analizat, o diminuare a vitezei vântului în prezența rețelei de turbine cu cca 20 %. În planul puterilor, care depind direct proporțional de cubul vitezei, această influență ar duce teoretic la o diminuare a puterii valorificabile pe ansamblul centralei de până la 50%.

Această diminuare poate fi compensată parțial prin dimensionarea adecvată a turbinei de vânt.

Elaborarea macromodelului pentru o centrală aeroelectrică trebuie evident tratat mult mai profund prin implicarea mai multor factori ce țin cont de particularitățile geografice locale. Influența rețelei de agregate, manifestată concret prin frânarea curentului de aer, nu trebuie trecută cu vederea în etapele studiilor de fezabilitate ale unei viitoare centrale.

Analize de genul celei propuse pentru macromodelul centralei pot și trebuie să completeze modelul microzonei asociate turbinei (tratat în cap. 4.3), oferind date utile pentru optimizarea structurii geometrice a rețelei de agregate, în sensul unei valorificări cât mai eficiente a energiei curentului de aer.

5. Contribuții la evaluarea performanțelor energetice ale profilelor utilizate la construcția turbinelor

5.1. Considerații generale

O primă condiție pentru evaluarea performanțelor turbinelor eoliene este cunoașterea cu suficientă precizie a caracteristicilor energetice ale profilelor aerodinamice de minimă rezistență. Metoda tradițională utilizată în domeniul turbinelor hidraulice constă în proiectarea paletajului prin metode grafo-analitice în punctul optim de funcționare (randament maxim) și determinarea curbelor caracteristice în domeniul mai larg de funcționare prin testări în laborator pe modele la scară redusă. Această metodologie nu poate fi extinsă la turbine de vânt din mai multe motive :

- diametrele mari și numerele mari de secțiuni de calcul exclud metodele grafice ;
- plasarea punctului de instalare la un regim de funcționare mult diferit de cel optim ($C_{P\ max}$) nu permite proiectarea doar pentru un singur regim de exploatare;
- testările în laborator cer tuneluri aerodinamice cu secțiuni de lucru foarte mari (minim 6 m diametru).

Astfel se impune în toate etapele proiectului opțiunea în favoarea metodelor analitice.

În cadrul acestui capitol se prezintă în acest scop sistematizarea unei familii de profile și aproximarea analitică a performanțelor energetice într-un larg domeniu de incidențe.

Familia de profile se constituie prin funcția de schelet și cea de grosime. Profilul component al familiei se identifică prin valoarea săgeții relative și a grosimii maxime relative ca mărimi geometrice principale. Ca mărimi complementare au fost utilizate :

- rugozitatea suprafeței ;
- numerele Reynolds asociate profilului și vitezei la infinit ;
- poziția profilului în componența paletei în scopul evaluării unor efecte tridimensionale .

În condițiile turbinei foarte rapide căreia îi corespund rețele de profile foarte rare s-a considerat neglijabilă influența rețelei asupra performanțelor energetice.

Pentru evaluarea influenței incidenței asupra coeficienților de portanță, rezistență și moment într-un larg domeniu, acesta a fost subîmpărțit în trei subdomenii :

1. Subdomeniul de minimă rezistență în care desprinderile pe extradusul profilului sunt neșemnificative (incidențe mici) ;
2. Subdomeniul cu desprindere completă (incidențe mari) ;
3. Subdomeniul intermediar de evoluție a desprinderii (incidențe intermediare).

Se prezintă în continuare sistematizarea pentru familia de profile NACA cu 4 cifre ("NACA ****"). Baza de date pentru 15 profile în subdomeniul **1** și parțial subdomeniul **3** a fost obținută din [73]. Prelucrarea critică statistică s-a făcut pentru :

- portanța nulă (unghiul de portanță nulă) ;
- unghiul de incidență la care începe desprinderea stratului limită și panta curbei portanței în subdomeniul de minimă rezistență ;
- coeficienții de portanță, rezistență și moment în subdomeniul **1** ;
- unghiul de incidență la care desprinderea este completă ;
- coeficienții de portanță, rezistență și moment în subdomeniul **2** ;
- coeficienții de portanță, rezistență și moment în subdomeniul **3** .

Baza de date a fost analizată critic din considerente de monotonie a variației mărimilor controlate în funcție de săgeată și grosime. Astfel, de exemplu, profilul 2408 s-a dovedit neîncadrabil în familie, probabil din cauza erorilor de testare.

Sistematizarea s-a făcut pentru două categorii de rugozități :

- suprafețe netede ;
- rugozitate standard.

Cea din urmă a fost definită de NACA [73] ca fiind acea rugozitate care rezultă prin depunerea pe suprafața unui profil NACA a unui strat de granule de carborund cu dimensiunea de 0,3 mm, în proporție de cca. 5-10%, pe o porțiune aferentă unei lungimi de 8% din coarda profilului pe intradosul și extradadosul profilului în zona bordului de atac. Acceptând această noțiune a *rugozității standard* dată de NACA, în relațiile de calcul construite pentru familia de profile studiată, a fost introdus un cod notat "**rug**" prin care se precizează cărui tip de suprafață i se asociază relațiile respective de calcul. Astfel $rug = 0$ corespunde cazului unor suprafețe netede din punct de vedere aerodinamic , iar $rug = 1$ cazului unor suprafețe cu rugozitatea standard.

Pentru subdomeniul **2** au fost utilizate sursele [58], [74], [75], [76]. În condițiile desprinderii complete s-a considerat nesemnificativă forma extradadosului. Astfel au fost prelucrate și informații provenite din testarea unor profile diferite de familia "NACA ****".

Pentru subdomeniul **3** au fost utilizate racordări aproximative controlate pe baza datelor din [76].

Pentru influențele tridimensionale au fost utilizate informațiile din [65] obținute pe compresoare.

Opțiunea autorului tezei pentru familia de profile "NACA ****", pentru sistematizarea datelor experimentale în scopul construirii statistice a unor relații analitice pentru performanțele energetice ale întregii familii într-un domeniu larg de incidențe, are la bază următoarele motivații :

- a) existența în literatura de specialitate consultată a unui număr mai consistent de date experimentale referitoare la profilele "NACA ****" ;

- b) aplicarea pe scară largă a acestora în proiectarea turbomașinilor axiale și utilizarea lor frecventă în construcția paletelor turbinelor de vânt moderne de către firmele consacrate în domeniu [77], [78], [79], [80], [81], [82].
- c) deși în cazul turbinelor eoliene cu ax orizontal, mașini care sunt caracterizate prin valori mari ale rapidității, realizarea unor randamente acceptabile cer utilizarea unor profile performante, multe orientări spre acest tip de profile deosebite (valori foarte mari ale fineței - $C_y / C_x \in (300 \dots 600)$) nu au fost încununate de rezultate practice din cauza imposibilității realizării și menținerii în timp a unor condiții de microgeometrie. Cu toate că profilele "NACA ****" nu sunt laminare, ele asigură performanțe acceptabile pentru turbinele de vânt până la rapidități $\lambda = 10 \dots 12$.

Profilele "NACA ****" se caracterizează prin f_m / l , x_{f_m} / l și d_m / l (fig. 5.1.1).

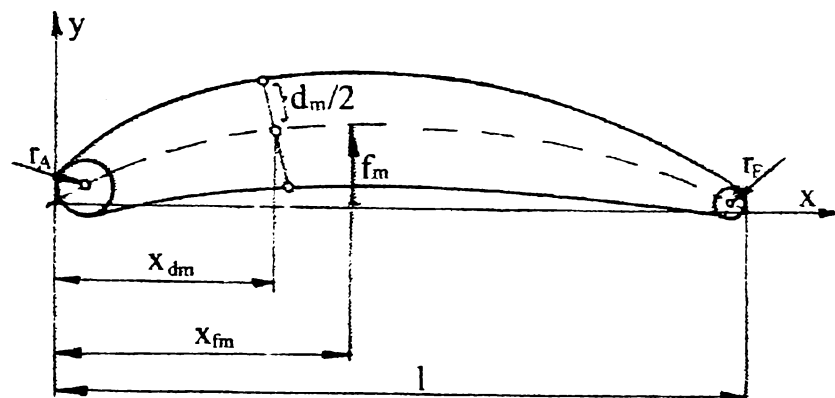


Fig. 5.1.1

Semnificațiile cifrelor sunt următoarele :

- prima cifră dă săgeata în procente, $(f_m / l) \cdot 100$ [%] ;
- a doua cifră exprimă, în zecimi de coardă, locul săgeții scheletului față de bordul de atac, $(x_{f_m} / l) \cdot 10$;
- ultimele două cifre reprezintă grosimea maximă relativă în procente, $(d_m / l) \cdot 100$ [%] ;

De exemplu , profilul NACA 8410 are curbura maximă $f_m / l = 8$ %, săgeata scheletului este situată la distanța $0,4 \cdot l$ față de bordul de atac, iar grosimea maximă relativă este $d_m / l = 10$ %.

Cu axa Oy perpendiculară pe coardă în bordul de atac, funcția de grosime este dată de expresia :

$$\frac{y_d(x)}{l} = \frac{d_m}{l} \cdot \left[1,4845 \sqrt{\frac{x}{l}} - 0,63 \frac{x}{l} - 1,758 \left(\frac{x}{l} \right)^2 + 1,4215 \left(\frac{x}{l} \right)^3 - 0,5075 \left(\frac{x}{l} \right)^4 \right]$$

Razele de curbură ale bordurilor de atac și de fugă (ambele rotunjite) sunt :

$$\frac{r_A}{l} = 1,1019 \cdot \left(\frac{d_m}{l} \right)^2 \quad ; \quad \frac{r_F}{l} = 0,105 \cdot \left(\frac{d_m}{l} \right)^2$$

Abscisa relativă a grosimii maxime este $x_{d_m} / l = 0,3$.

Scheletul este format din două arce de parabolă racordate în punctul x_{f_m} / l :

$$\frac{y_f}{l} = \frac{f_m / l}{(x_{f_m} / l)^2} \left[2 \frac{x_{f_m}}{l} \cdot \frac{x}{l} - \left(\frac{x}{l} \right)^2 \right] \quad \text{pentru } 0 \leq \frac{x}{l} \leq \frac{x_{f_m}}{l}$$

$$\frac{y_f}{l} = \frac{f_m / l}{(1 - x_{f_m} / l)^2} \left[\left(1 - 2 \frac{x_{f_m}}{l} \right) + 2 \frac{x_{f_m}}{l} \cdot \frac{x}{l} - \left(\frac{x}{l} \right)^2 \right] \quad \text{pentru } \frac{x_{f_m}}{l} \leq \frac{x}{l} \leq 1$$

Profilele supuse analizei statistice sunt : NACA 1408 ; NACA 1410 ; NACA 1412 ; NACA 2408 ; NACA 2410 ; NACA 2412 ; NACA 2415 ; NACA 2418 ; NACA 2421 ; NACA 2424 ; NACA 4412 ; NACA 4415 ; NACA 4418 ; NACA 4421 ; NACA 4424.

Baza primară de date referitoare la acestea este anexată la sfârșitul capitolului 5.

Alura caracteristicilor energetice ale profilelor aerodinamice prezintă în general în domeniul de incidențe de la 0° la 360° posibilitatea delimitării a **8 subdomenii** distincte. Așa cum se observă în figura 5.1.2 cele 8 subdomenii sunt definite astfel :

1. *Subdomeniul incidențelor mici - bord de atac amonte.* Acestui domeniu îi corespunde în planul performanțelor energetice o zonă numită de "performanță aerodinamică" (fînețe mare) caracterizată prin $C_y / C_x = 60 \div 200$.

5. *Subdomeniul incidențelor mici - bord de fugă amonte.*

2 și 6. *Subdomeniile incidențelor mari au desprinderi de strat limită.* În planul performanțelor energetice acestea constituie "zonele neaerodinamice".

3, 4, 7 și 8. *Subdomeniile incidențelor cuprinse între incidențele mici și mari,* deci zone de tranziție cu desprinderi parțiale ale stratului limită.

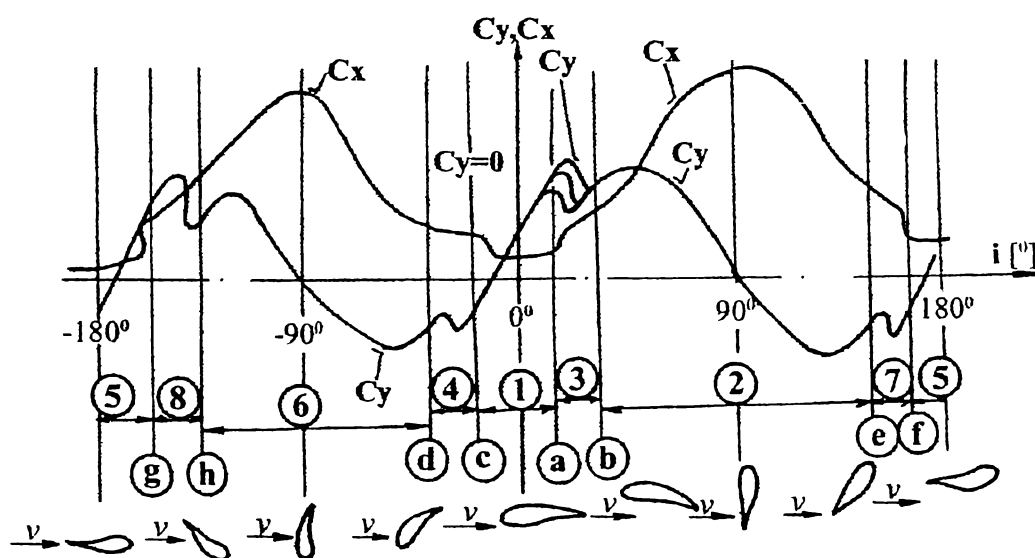


Fig. 5.1.2

Se constată practic că în intervalul $0 - 360^\circ$, 3 zone principale pot fi evidențiate :

- zone aerodinamice ;
- zone de desprindere totală ;
- zone de desprindere parțială.

În practica turbinelor eoliene cu autoplafoarea curbei de putere prin desprinderea stratului limită și frânare aerodinamică, importanță prezintă cunoașterea profilelor la incidențe cuprinse între i_c și 90° , interval ce include cele 3 zone principale amintite.

În timpul frânării aerodinamice fracțiunea mobilă de paletă ajunge să se rotească cu maximum 90° față de poziția inițială. Cazurile unei funcționări cu bordul de fugă amonte (inversarea sensului de rotație al turbinei) sunt practic excluse.

În acest sens am abordat domeniul cuprins între valoarea unghiului de incidență corespunzătoare punctului "c" (i_c) și $+90^\circ$ (fig. 5.1.2).

Tratarea celorlalte domenii este similară, având în vedere simetria aproximativă a curbelor energetice.

Aproximațiile analitice construite pentru coeficienții energetici au fost determinate pentru intervalul ($i_c \div +90^\circ$) distinct pentru zona aerodinamică (de minimă rezistență), zona cu desprindere totală și respectiv zona cu desprindere parțială, acceptându-se ideea că în fiecare zonă variația coeficienților energetici poate fi aproximată prin relații analitice distincte pentru zona respectivă și care sunt racordate între ele mai mult sau mai puțin monoton. În figura 5.1.3 sunt prezentate principal alurile care trebuiesc reproduse de relațiile analitice.

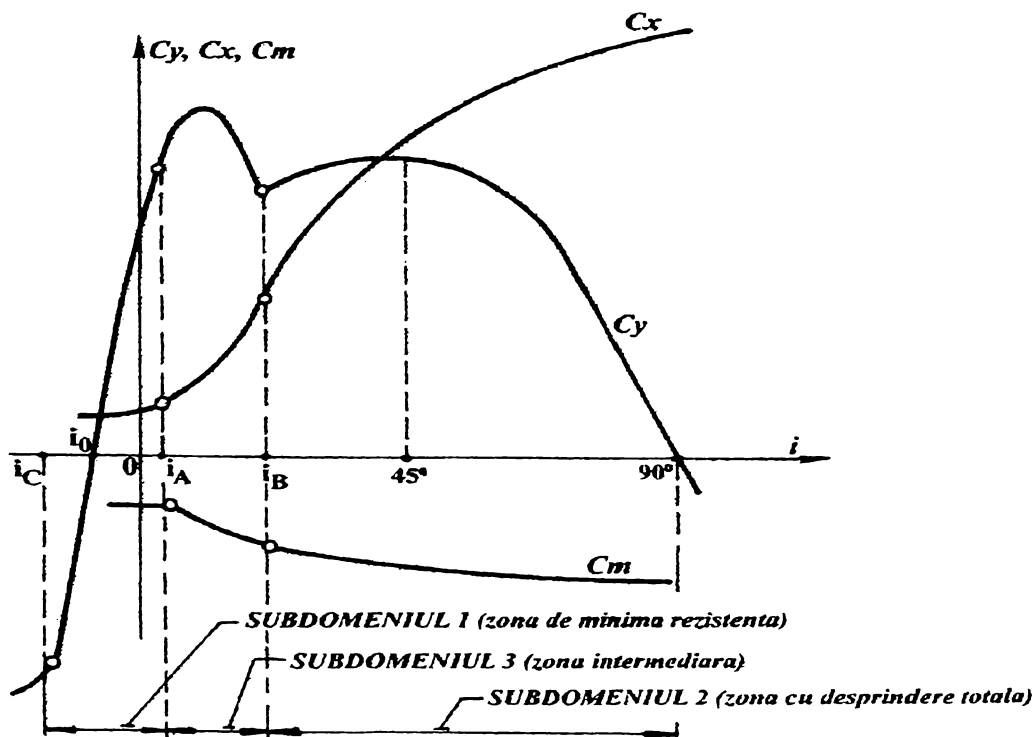


Fig. 5.1.3

5.2. Subdomeniul de minimă rezistență

Domeniul are ca limite valorile i_C respectiv i_A ale incidenței și corespunde comportării aerodinamice a profilelor, curgerea fluidului pe conturul exterior având loc fără desprinderi ale stratului limită.

5.2.1 Unghiul de portanță nulă

Analiza statistică a utilizat ca element de comparație relația clasică oferită de Abbott [73] pentru calculul unghiului de portanță nulă :

$$-\frac{i_o}{f_m/l} = k_{i_o} + \frac{\left(\frac{x_{f_m} \cdot 10}{l}\right)^2}{1 + 5 \cdot \frac{d_m}{l}} \quad (1) \quad ; \quad \frac{\left(\frac{x_{f_m} \cdot 10}{l}\right)^2}{1 + 5 \cdot \frac{d_m}{l}} = A \quad ;$$

$$k_{i_o} = 82$$

Curbele energetice pentru cele 15 profile aerodinamice analizate sunt oferite pentru 4 regimuri de curgere : $Re = 3 \cdot 10^6$, $6 \cdot 10^6$ și $9 \cdot 10^6$ pentru profilul neted ($rug = 0$), respectiv un regim de curgere $Re = 6 \cdot 10^6$ pentru profilul rugos ($rug = 1$). Curbele sunt trasate între puncte, la precizia de $\pm 0,2^\circ$.

La precizia posibilă a citirii de pe grafice a rezultat o dispersie a raportului

$\frac{i_o}{\left(\frac{f_m/l}{100}\right)}$ între 75 și 120 așa cum reiese din tabelul 5.2.1.1 și figura 5.2.1.1.

Tabel 5.2.1.1

$x_{f_m}/l = 40\%$; $x_{d_m}/l = 30\%$; $Re = 3 \cdot 10^6 \div 9 \cdot 10^6$; $rug = 0$; $rug = 1$							
d_m/l [%]	8	10	12	15	18	21	24
f_m/l [%]							
1	100 (101,4)	100 (100,7)	120 (100)				
2	100 (101,4)	100 (100,7)	105 (100)	100 (99,1)	110 (98,4)	95 (97,8)	90 (97,3)
4			100 (100)	105 (99,1)	95 (98,4)	95 (97,8)	97,5 75 RUG. (97,3)

() - valori pentru i_o date de relația (2).

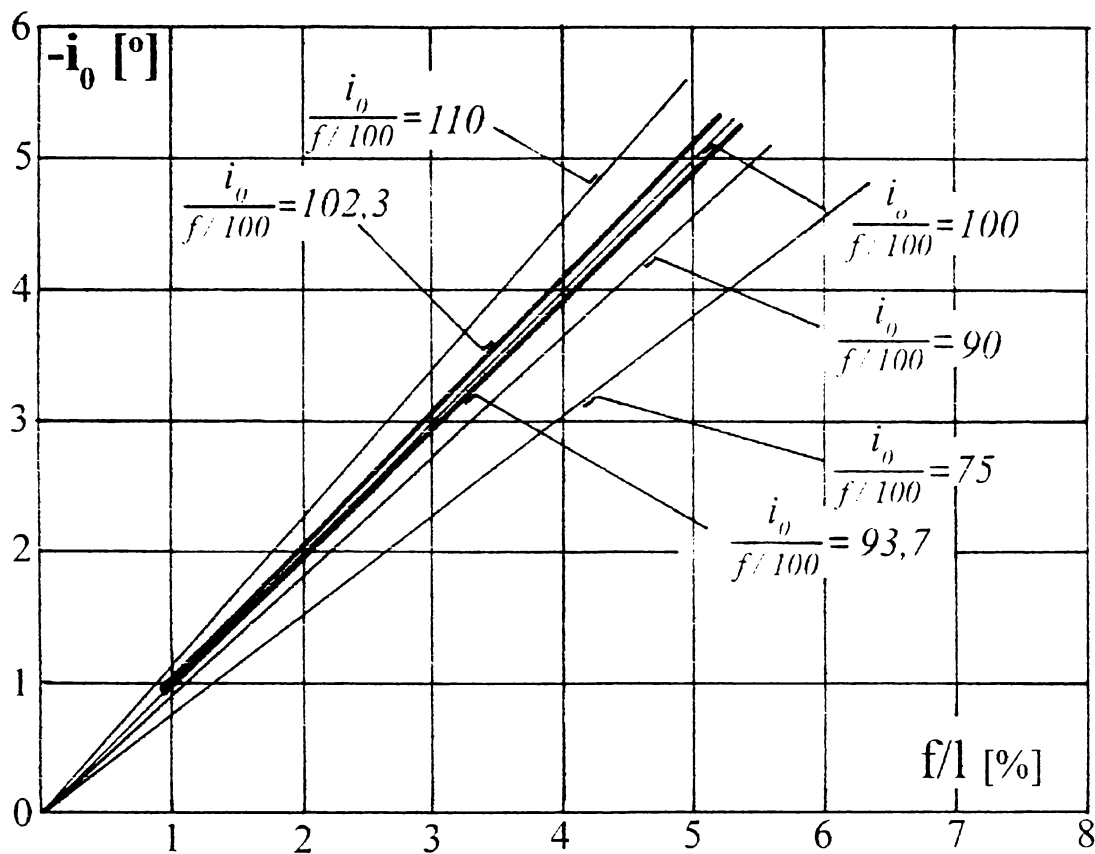


Fig. 5.2.1.1

În aceste condiții precizia nu poate fi îmbunătățită, deci se acceptă relația clasică NACA în forma (1), iar constanta k_{i_0} se corectează pentru intervalul $k_{i_0} \in (85 \div 90)$.

La cele 16 cazuri analizate a rezultat o medie de 99,2 pentru $\left(\frac{i_0}{\frac{f_m/l}{100}}\right)$,

incluzând și un singur caz de "rug = 1".

Termenul A din relația (1) are valori între 12,31 și 7,27. Prin ponderarea numărului de evenimente a rezultat o medie de 9,48. Rezultă deci că $k_{i_0} = 99,2 - 9,48 = 89,72$, fiind acceptată valoarea de $k_{i_0} = 90$. Astfel expresia capătă forma :

$$-\frac{i_0}{f_m/l} = 90 + \frac{\left[\frac{x_{f_m}}{l} \cdot 10\right]^2}{1 + 5 \cdot (d_m/l)} \quad (2)$$

Precizare: În toate relațiile de calcul construite în acest capitol incidența "i" se exprimă în grade.

În figura 5.2.1.2 sunt prezentate comparativ relația teoretică dată de NASA (1) și relația analitică exprimată de relația (2).

○ rug = 0 } puncte extrase din [73]
 ● rug = 1 }

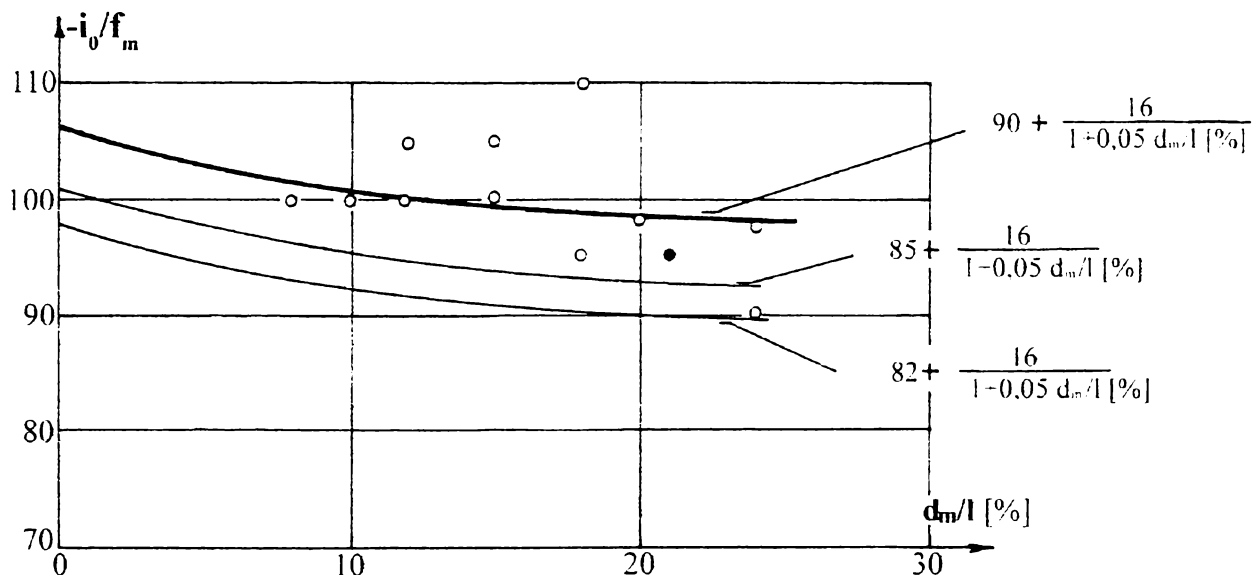


Fig. 5.2.1.2

5.2.2. Limitele subdomeniului de minimă rezistență i_A, i_C

Pentru cele 15 profile au fost identificate valori ale termenului $[i_A - i_o]$ cuprinse între 14 și 9,9 pentru profilul neted ($rug = 0$) și $Re = 3 \cdot 10^6 \div 9 \cdot 10^6$, respectiv $[i_A - i_o] \in (10 \div 7,9)$ pentru cazul profilului rugos ($rug = 1$), $Re = 6 \cdot 10^6$. Datele pot fi urmărite în tabelul 5.2.2.1, respectiv fig.5.2.2.1.

Analiza datelor pune în evidență tendința micșorării valorii intervalului $[i_o - i_A]$ cu creșterea grosimii maxime relative.

Nu apar influențe ale numerelor Reynolds, dar se distinge în schimb, în mod clar, influența rugozității în sensul reducerii valorii $[i_A - i_o]$ la profilul rugos față de profilul neted.

Din analiza datelor prezentate în tabelul 5.2.2.1 relația construită pentru valoarea i_A (limita domeniului de minimă rezistență) are o structură liniară de forma :

$$i_A = i_o + [a - b (d_m/l)]$$

$a = 15$; $b = 16,7$ pentru profilul neted ($rug = 0$) și
 $a = 10,33$; $b = 5,5$ pentru profilul rugos ($rug = 1$).

Prin unificarea relațiilor se obține :

$$i_A = i_o + [15 \cdot (1 - 0,31 \cdot rug) - 16,7 \cdot (1 - 0,67 \cdot rug) \cdot (d_m/l)]$$

d_m / l [%]		$[i_A - i_o]$ [°]						
		8	10	12	15	18	21	24
$Re = 3 \cdot 10^6$	1%	11	12,5	13	9,5	10	10	9,9
	2%	14	14	13	12	12	11,8	12
	4%			12				
$Re = 6 \cdot 10^6$	1%	11	12,5	13	10	10	10	9,9
	2%	14	14	13	12	14	11,8	12
	4%			14				
$Re = 9 \cdot 10^6$	1%	11	12,5	13	10	10	12	9,9
	2%	14	14	13	12	14	11,8	12
	4%			14				
$Re = 6 \cdot 10^6$ $rug = 1$	1%	9	9	10	9	8	10	7,9
	2%	10	10	10	10	10	9,8	9,7
	4%			10				

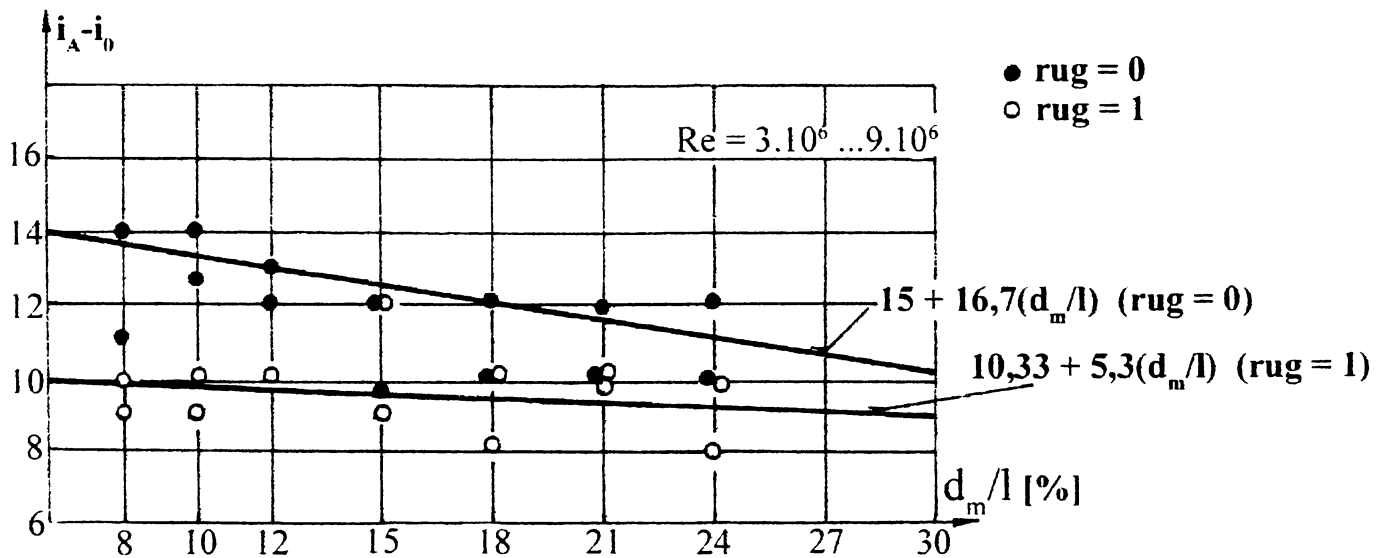


Fig. 5.2.2.1

Procedând într-un mod similar și pentru limita i_C relația determinată este :

$$i_C = i_o - 8,5 - rug \cdot (0,5 - 18 \cdot \frac{d_m}{l})$$

5.2.3 Coeficienții energetici

5.2.3.1 Coeficientul de portanță

Analiza alurii variației coeficientului de portanță funcție de unghiul de incidență $c_{y_1} = f(i)$ pentru cele 15 profile NACA abordate arată că în domeniul incidențelor mici ar putea fi acceptată în locul sinusoidelor, ce definesc curba de portanță, o relație aproximativă, mai simplă, de forma $c_{y_1}(i) = k_{y_1} \cdot (i - i_0)$, relație folosită frecvent de altfel pentru calcule aerodinamice pentru profile funcționând la unghiuri mici de incidență. Cum însă analiza pe care o fac nu se limitează doar la zona aerodinamică, iar construcția relațiilor de calcul pentru subdomeniul 1 trebuie să răspundă unor restricții de racordare monotonă la subdomeniul 3, acceptarea unei relații liniare de acest tip poate determina ulterior pentru subdomeniul 3 abateri semnificative ale curbelor analitice față de cele experimentale. Problema constă de fapt în strategia după care se face construcția curbelor analitice pentru întregul domeniu analizat $i \in (i_c \div +90^\circ)$. În acest sens curba de portanță în domeniul adiacent 3 se obține prin scăderea unei parabole din curba de portanță definită în domeniul $[i_C, i_A]$ care se prelungește în subdomeniul 3 (fig. 5.1.3). Având în vedere aceste considerente, pentru determinarea relației analitice a coeficientului de portanță s-a utilizat forma sinusoidală: $c_{y_1}(i) = A_1 \cdot \sin(i - i_0)$.

Coeficientul A_1 determină panta curbei de portanță. Analiza statistică făcută asupra celor 15 profile NACA a permis identificarea unei dependențe a coeficientului A_1 cu grosimea maximă relativă de forma (fig.5.2.3.1.1):

$$A_1 = m - n \left(\frac{d_m}{l} \right)^2$$

cu m și n constante ce depind de calitatea suprafeței profilului respectiv. Valorile găsite pentru acestea sunt:

$$\begin{array}{ll} m = 6 & ; \quad n = 17,4 \text{ pentru profilul neted} \quad (rug = 0) \quad \text{și} \\ m = 5,9 & ; \quad n = 24 \text{ pentru profilul rugos} \quad (rug = 1). \end{array}$$

Prin unificarea celor două cazuri relația devine:

$$A_1 = [(6 - 0,1 \cdot rug) - 17,4 \cdot (1 + 0,38 \cdot rug)] \cdot \left(\frac{d_m}{l} \right)^2$$

Efectul numărului Reynolds nu prezintă influențe semnificative asupra coeficientului A_1 motiv pentru care el nu apare în expresia construită.

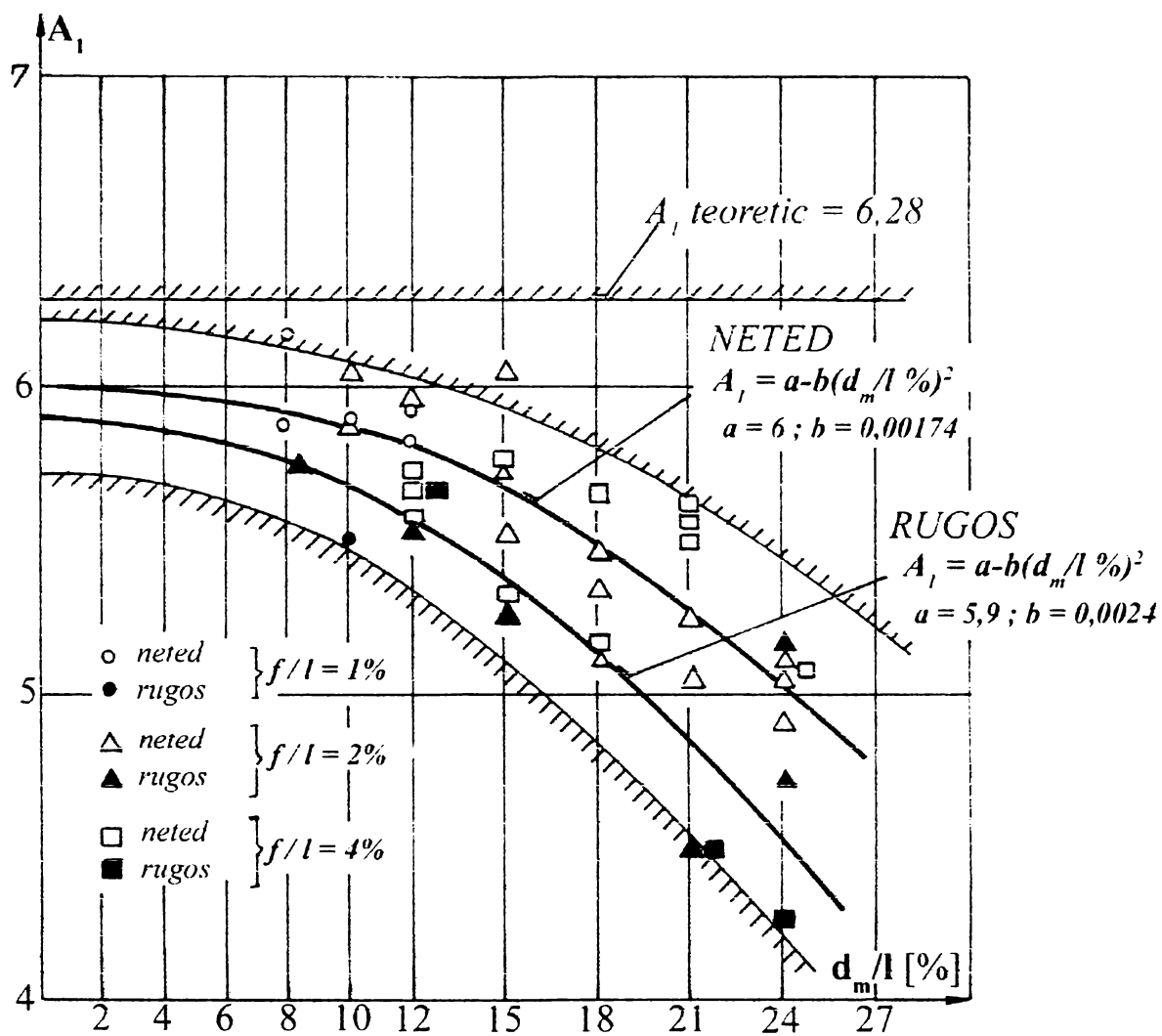


Fig. 5.2.3.1.1

5.2.3.2 Coeficientul de rezistență

Construcția relației pentru coeficientul de rezistență c_x pentru domeniul $[i_C - i_A]$ pornește de la concluzia rezultată din analiza comparativă a curbelor experimentale din catalogul [73], (fig. 5.2.3.2.1), că $c_{x_1 \min}(i)$ depinde de grosimea maximă relativă (d_m/l) și prezintă o alură parabolică cu incidență, în acest sens ea poate fi exprimată de forma :

$$c_{x_1}(i) = c_{x_1 \min} + k_{x_1} \cdot i^2$$

Valoarea minimă a coeficientului de rezistență $c_{x_1 \min}$ este influențată de grosimea maximă relativă și rugozitate.

În tabelul 5.2.3.2.1 sunt date valorile pentru $c_{x_1 \min}$ extrase din curbele experimentale analizate.

Tabelul 5.2.3.2.1

d_m/l [%]	8	10	12	15	18	21	24
$c_{x_1 \min}$ rug = 0	0,005	0,0055	0,006	0,00675	0,0075	0,00825	0,009
$c_{x_1 \min}$ rug = 1	0,009	0,0095	0,01	0,0105	0,011	0,012	0,013

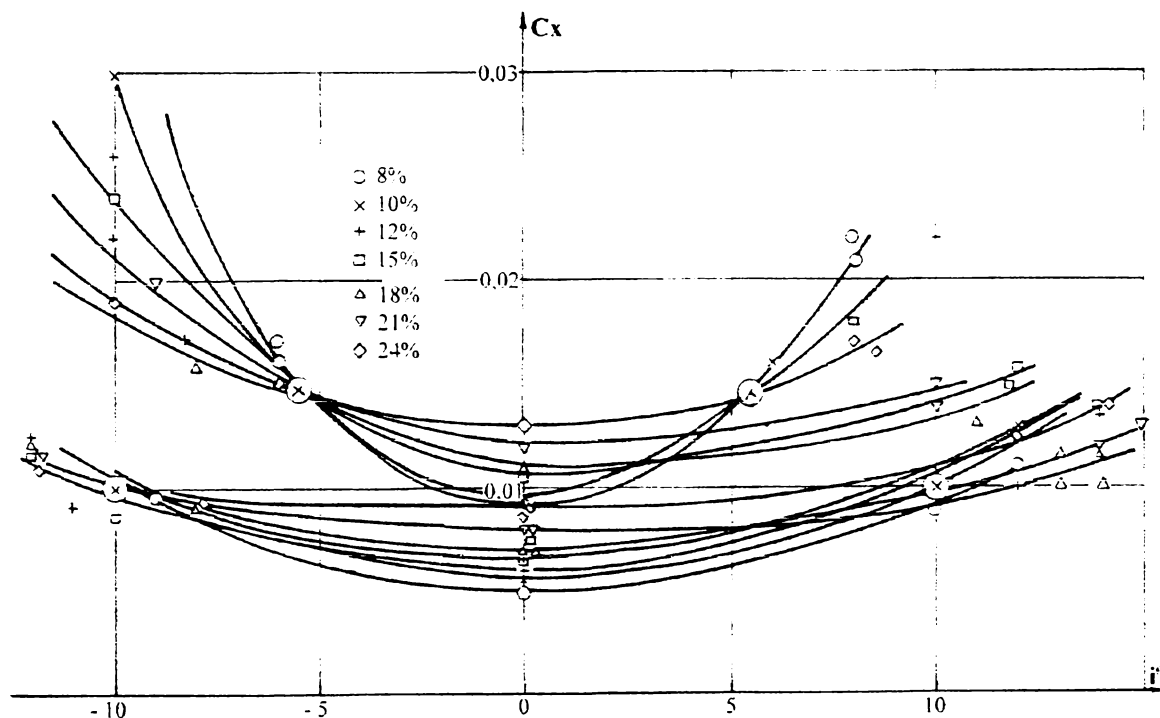


Fig. 5.2.3.2.1

Netezirea acestor valori experimentale a condus la relația : $C_{x1 \min} = p + r \frac{d_m}{l}$

unde $p = 0,003$; $r = 2,5 \cdot 10^{-2}$ pentru profilul neted ($rug = 0$),
 respectiv $p = 0,007$; $r = 2,5 \cdot 10^{-2}$ pentru profilul rugos ($rug = 1$),
 deci :

$$C_{x1 \min} = 0,003 (1 + 0,004 \cdot rug) + 2,5 \cdot 10^{-2} \cdot (d_m / l) \quad (3)$$

Pentru construcția expresiei coeficientului k_{x1} , care este o funcție ce depinde de grosimea maximă relativă ($k_{xi} = f(d_m / l)$), pentru intervalul de incidențe $i \in (-12^\circ \div +15^\circ)$ au fost analizate valorile coeficientului de rezistență corespunzătoare incidenței $i = 10^\circ$ pentru profilul neted, respectiv $i = 5,5^\circ$ pentru profilul rugos (fig. 5.2.3.2.1).

În tabelul 5.2.3.2.2 sunt prezentate aceste valori :

Tabelul 5.2.3.2.2

d_m / l [%]		8	10	12	15	18	21	24
rug = 0	$C_x (i=10)$	0,009	0,010	0,011	0,011	0,009	0,01	0,011
	$C_x(i=10) - C_x(i=0)$	0,006	0,0055	0,005	0,00425	0,0035	0,00275	0,002
rug = 1	$C_x (i=5,5)$	0,015	0,015	0,015	0,015	0,015	0,015	0,015
	$C_x(i=5,5) - C_x(i=0)$	0,006	0,0055	0,005	0,0045	0,004	0,003	0,002

Au fost acceptate valorile :

$$c_x (i = 10) \cong 0,011 \quad (rug = 0) \quad \text{și}$$

$$c_x (i = 5,5) \cong 0,015 \quad (rug = 1).$$

Astfel pentru coeficientul k_{x_1} relația se deduce scăzând din valoarea c_x mai sus dată (0,011 respectiv 0,015) dreapta determinată pentru $C_{xlmin} = f(d_m/l)$, dată de relația (3).

Rezultă în acest mod :

$$k_{x_1} = \frac{1}{100} \left(0,011 - 0,03 - 2,5 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{d_m}{l} \right) \quad \text{pentru } rug = 0$$

respectiv

$$k_{x_1} = \frac{1}{30} \left(0,015 - 0,07 - 2,5 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{d_m}{l} \right) \quad \text{pentru } rug = 1.$$

Prin unificarea relațiilor se obține relația coeficientului k_{x_1} în forma :

$$k_{x_1} = [(1 + 2,3 \cdot rug)(8 \cdot 10^{-5} - 2,5 \cdot 10^{-4} \cdot (d_m/l))] \quad (4)$$

Relațiile găsite pentru k_{x_1} nu depind de numărul Reynolds. Pentru că regimul de curgere influențează evident valoarea coeficientului de rezistență, s-a urmărit îmbunătățirea relației prin implicarea numărului Reynolds care să apară explicit în expresia lui k_{x_1} .

În această direcție au fost utilizate informații referitoare la comportarea plăcilor plane. A fost preluată relația lui Schlichting [75], care pentru plăcile netede

(cu 2 fețe) exprimă coeficientul de rezistență în forma : $2 c_x = \frac{0,91}{(\log_{10} Re)^{2,58}}$

(Relația corespunde cazului $d_m/l = 0$)

Conform acestei relații, de exemplu, pentru $Re = 10^7$ se obține $c_x \cong 0,006$ în cazul plăcii netede.

Analizând comparativ rezultatele date pentru coeficientul minim de rezistență de relația lui Schlichting, cu datele din [73] și [58] pentru profile aerodinamice, în domeniul numerelor Reynolds $6 \cdot 10^4 \div 9 \cdot 10^6$, relația a fost corectată ținând cont de influența grosimii maxime relative pentru valori $d_m/l = 8 \div 24$ %.

Pentru situația plăcii rugoase am acceptat o creștere a acestei valori cu până la 50 % : $|c_{x_{neted}} - c_{x_{rugos}}| = 0,003$

S-a obținut astfel o nouă relație pentru coeficientul de rezistență minim de forma :

$$c'_{x1min} = 0,5 \cdot \frac{0,91}{(\log_{10} Re)^{2,58}} + 5 \cdot 10^{-2} \cdot \left(\frac{d_m}{l} \right)^2 + 0,003 \cdot rug \quad (5)$$

Astfel, din (4) și (5), relația coeficientului de rezistență c_{x_1} se poate scrie :

$$c_{x_1}(i) = c'_{x_1 \min} + k_{x_1} \cdot i^2 = 0,5 \cdot \frac{0,91}{(\log_{10} \text{Re})^{2,58}} + 0,003 \cdot \text{rug} + 5 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{d_m}{l} + \\ + [(1 + 2,3 \cdot \text{rug}) \cdot (8 \cdot 10^{-5} - 2,5 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{d_m}{l})] \cdot i^2, \quad ("i" \text{ se exprimă în grade})$$

Se poate observa că expresia construită pentru c_{x_1} are o structură relativ simplă ce depinde proporțional de grosimea maximă relativă (d_m/l), rugozitatea suprafeței (rug) și pătratul incidenței (i^2), respectiv invers proporțional de valorile numărului Reynolds.

5.2.3.3 Coeficientul de moment

Analiza curbelor experimentale date de Abbott [73] evidențiază influența directă a săgeții relative a profilului asupra valorii coeficientului de moment c_{m_1} în domeniul $[i_C - i_A]$. Deși se pare că o oarecare influență o exercită și funcția de grosime prin (d_m/l), datorită reprezentărilor grafice la o scară dimensională ce nu permite discernerea clară a valorilor, precizia de citire a coeficientului c_{m_1} fiind de $\pm 0,0025$, nu este posibilă evaluarea analitică a influenței grosimii maxime relative.

Din punct de vedere al numărului Reynolds nu pot fi deasemenea identificate explicit influențe asupra lui c_{m_1} .

Astfel a fost construită o relație analitică simplă de forma : $c_{m_1}(i) = -2,1 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{f_m}{l}$

Relația reprezintă o primă aproximație pentru coeficientul de moment în domeniul $[i_C - i_A]$. Eventualele erori induse de imperfecțiunea relației în calcule de proiectare a turbinei sunt relativ mici și ele pot fi corectate global prin introducerea unor coeficienți de corecție în expresia uneia sau mai multor mărimi caracteristice ale turbinei.

Coeficientul de moment dat de relația de mai sus corespunde momentului aerodinamic definit față de sfertul de coardă al profilului măsurat de la bordul de atac ($l/4$).

5.3. Subdomeniul cu desprindere completă (incidențe mari)

În acest domeniu desprinderea stratului limită de pe suprafața solidă a profilului este totală. Profilele se comportă similar cu o placă curbă, caracteristicile geometrice (d_m/l și f_m/l) influențând mai puțin performanțele aeroenergetice.

Pentru construirea relațiilor analitice pentru coeficientul de portanță, de rezistență și de moment au fost utilizate informațiile obținute de Riegels [74] pentru profilele NACA 0016, GO420, GO623 și plăci curbe în domeniul de incidențe 0-360° (fig. 5.3.1)

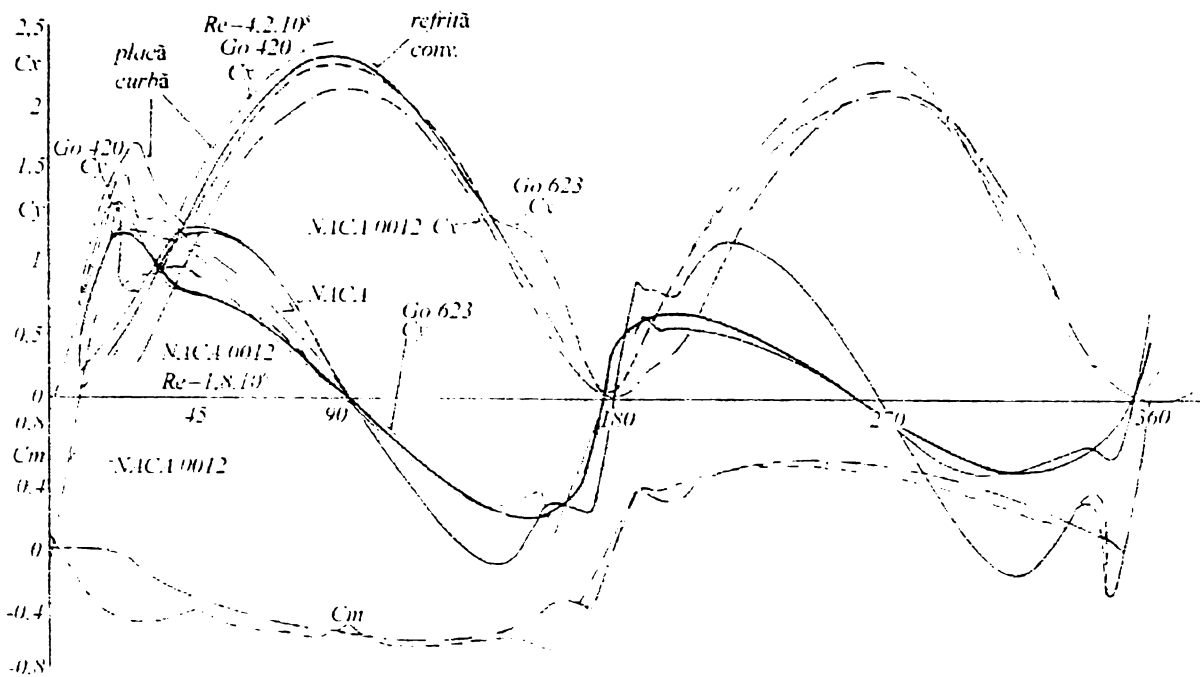


Fig. 5.3.1

Deasemenea au fost utilizate informațiile obținute de De Vries [58] pentru profilul NACA 0012 și informații mai recente ale Institutului RISO din Danemarca [76] obținute pentru mai multe profile NACA pentru domenii extinse ale unghiului de incidență.

5.3.1 Limitele subdomeniului

Extinderea subdomeniului desprinderilor totale este definită prin limitele i_B și 90° (fig. 5.1.2 și fig. 5.1.3). În general la unghiul de incidență $i = 90^\circ$ coeficientul de portanță are valoare nulă ($c_y \cong 0$), respectiv coeficientul de rezistență valoarea maximă ($c_x \cong c_{x \max}$). Analiza informațiilor mai sus amintite au evidențiat o influență a geometriei profilului (d_m/l) asupra valorii limitei i_B .

În tabelul 5.3.1.1 sunt prezentate valorile extrase pentru $\Delta i_{AB} = i_B - i_A$:

Tabelul 5.3.1.1

f_m/l	d_m/l	8	10	12	15	18	21	24
1		6	8	8				
		8	8	6				
2			8	8	12	10	12	10
			8	8	10	8	14	10
4				10	10	14	13	15
				10	10	9	14	20

* neted
* rugos

Pe baza acestor date, relația analitică găsită este : $i_B = i_A + 0,46 \left(5 + \frac{d_m}{l} \cdot 100 \right)$

5.3.2 Coeficientii energetici

5.3.2.1. Coeficientul de portanță

În subdomeniul desprinderilor totale alura funcției de portanță evidențiază o lege de tip sinusoidal care atinge maximul în zona unghiului de incidență de 45° și intersectează axa incidențelor în zona valorii de 90° . Astfel aproximația analitică aleasă este : $c_{y_2}(i) \cong A_2 \cdot \sin(2i)$

Analizând alurile curbelor de portanță pentru profilele citate [58], [74], [76] și reprezentate în fig.5.3.2.1.1 se poate observa că relația aleasă acoperă bine mănunchiul de curbe determinate experimental și care provin din diferite surse, pentru valori ale coeficientului A_2 în limitele $(1,3 \div 0,84)$. Într-o primă aproximație pentru A_2 poate fi utilizată valoarea medie aproximativă de $(1,1)$.

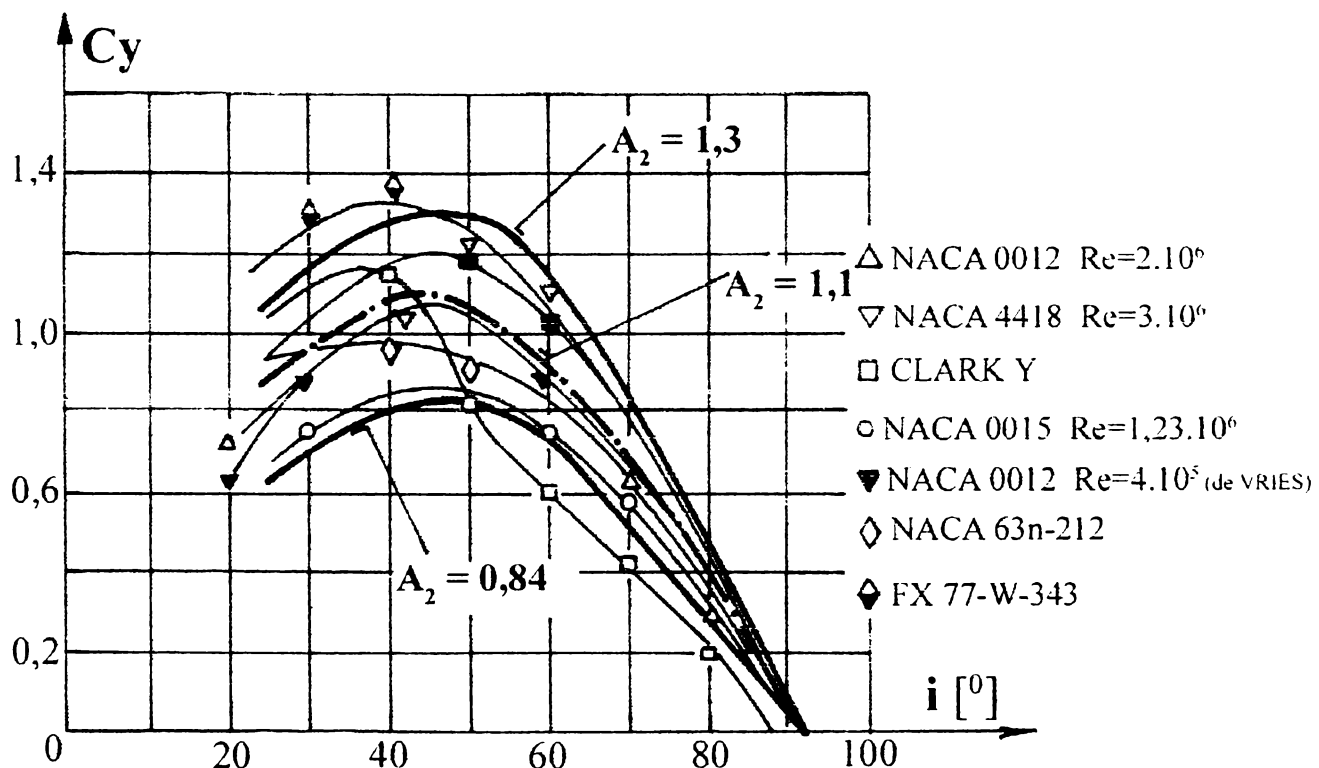


Fig. 5.3.2.1.1

Nu au putut fi identificate influențe semnificative ale geometriei profilului, rugozității sau numărului Reynolds.

5.3.2.2. Coeficientul de rezistență

Pentru coeficientul de rezistență c_{x_2} relația de aproximare are tot o construcție sinusoidală. Maximul funcției corespunde incidenței $i = 90^\circ$. Relația este de forma: $c_{x_2}(i) = \varepsilon \cdot \sin i$

Analiza curbelor de rezistență pentru mai multe tipuri de profile experimentate, prezentate în fig. 5.3.2.2.1, au permis exprimarea coeficientului ε sub forma: $\varepsilon = b_2 \cdot B_2$ unde $b_2 = [1 - 4 \cdot 10^{-3} \cdot (90 - i)]$

Pentru coeficientul B_2 valori cuprinse în intervalul $(2,1 \div 1,64)$ asigură prin relația $c_{x_2}(i) = b_2 \cdot B_2 \cdot \sin i$ acoperirea domeniului în care se regăsesc curbele determinate experimental pentru diverse profile aerodinamice.

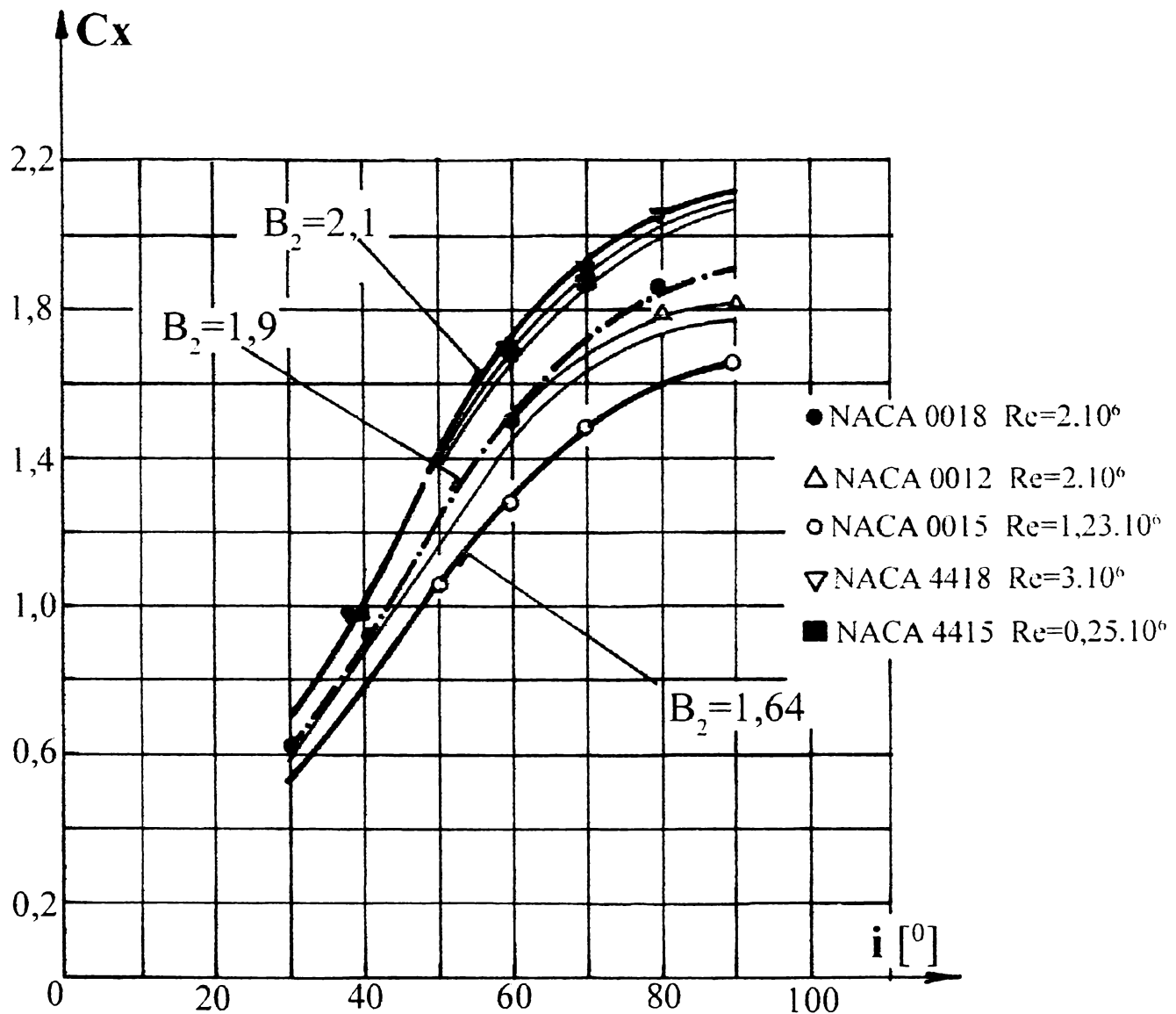


Fig. 5.3.2.2.1

Într-o primă aproximație poate fi acceptată o valoare medie pentru B_2 de $\sim 1,9$. Influențele geometriei, rugozității și numărului Reynolds nu au putut fi identificate.

5.3.2.3 Coeficientul de moment

Pe baza informațiilor din [58], [73], [74], [76] relația pentru variația coeficientului de moment cu incidența, în domeniul desprinderilor totale, a fost aproximată în forma $c_{m_2}(i) = -C_2 \cdot \sin i \cdot (1 + 0,003 \cdot i)$ unde $C_2 \cong 0,4$. Minimul corespunde incidenței $i = 90^\circ$.

5.4. Subdomeniul intermediar, de evoluție a desprinderii

Acest domeniu corespunde unei zone de tranziție de la inițierea desprinderii stratului limită spre desprinderea totală în situația profilului dispus cu bordul de atac amonte față de direcția curentului fluidic. Informațiile existente în literatura de specialitate consultată până în prezent oferă unele direcții în ceea ce privește extensia domeniului $[i_A - i_B]$ și maximul valorii coeficientului de portanță în funcție de geometria profilului, numerele Reynolds și rugozitatea frontierei profilului, astfel de informații fiind utilizate la determinarea limitei i_B de la care desprinderea stratului limită este completă.

Găsirea unei funcții analitice simple care poate reproduce fidel legile de variație a coeficienților energetici pentru întreaga familie de profile este dificilă datorită faptului că zona este una de instabilitate, iar datele experimentale prezintă o dispersie destul de mare de la un profil la altul.

Datorită acestui fapt relațiile construite pentru acest subdomeniu reprezintă prime aproximații care permit însă, în limita evidentă a unor erori, reprezentarea analitică a variațiilor coeficienților de portanță, rezistență și moment, funcție de unghiul de incidență pentru întreaga familie de profile "NACA ****".

5.4.1 Coeficientul de portanță

Strategia utilizată pentru construcția expresiei analitice a coeficientului de portanță poate fi observată pe fig. 5.4.1.1 și constă în obținerea curbei de portanță prin scăderea în intervalul $[i_A - i_B]$ a unei parabole de grad α ($y = k_{y1} \cdot \Delta i^\alpha$) din sinusoida ce descrie variația coeficientului de portanță definită în subdomeniul 1 ($c_{y1} = k_{y1} \cdot \sin(i - i_0)$). Curbei generate astfel i s-au impus condiții de racordare monotonă în punctul **A** prin verificarea derivatelor de ordin 1 și 2, iar în punctul **B** se admite un salt al curbei.

În acest mod relația analitică a coeficientului de portanță poate fi scrisă ca :

$$c_{y3}(i) = c_{y1}(i) - \frac{c_{y1}(i=i_B) - c_{y2}(i=i_B)}{(i_B - i_A)^\alpha} \cdot (i - i_A)^\alpha$$

Prin valoarea exponentului α se ajustează alura curbei și poziția punctului de maxim a coeficientului de portanță.

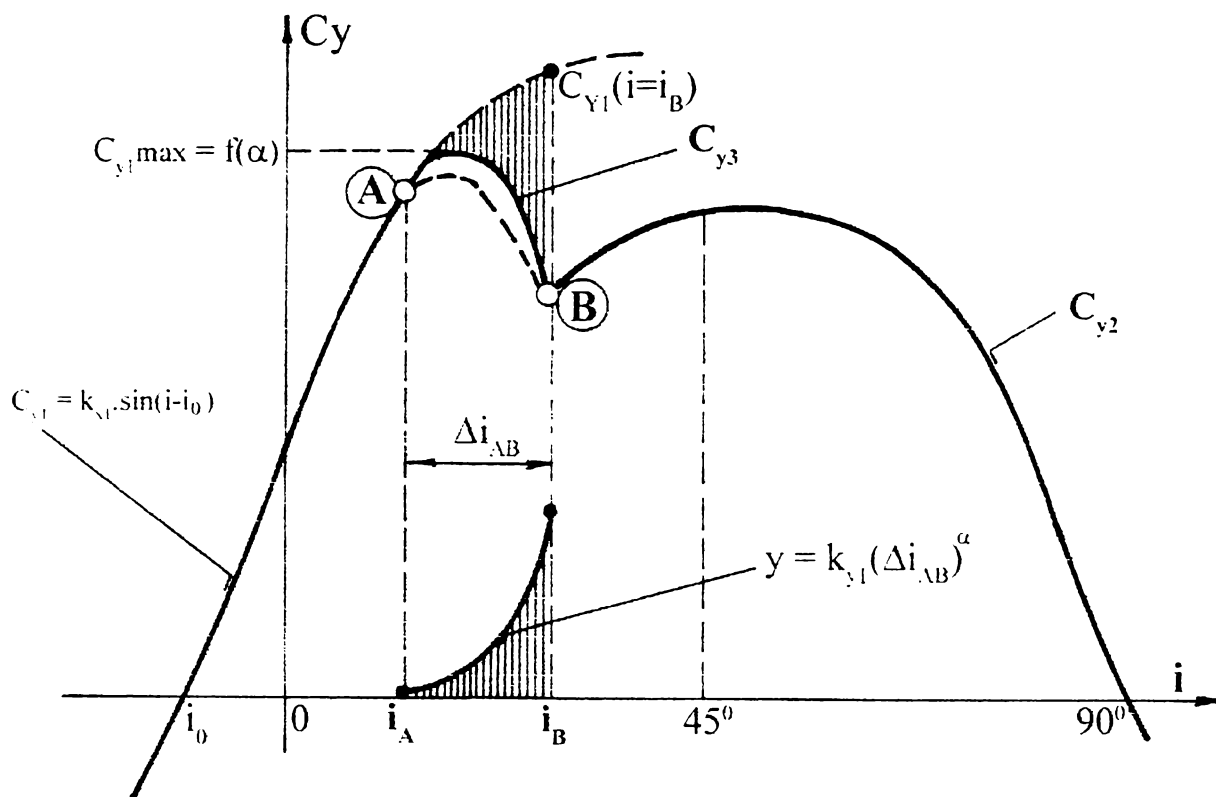


Fig. 5.4.1.1

Analiza celor 15 profile "NACA****" din [73], respectiv a celor date în [58], [74], [76] evidențiază pentru poziția coeficientului maxim de portanță $i = i(c_{y \max})$ o oarecare dispersie. Aceasta poate fi acoperită, prin relația găsită, suficient de bine pentru valori ale exponentului α de $\sim(1,5 \div 2,5)$. Astfel într-o primă aproximație poate fi admisă pentru calcule valoarea mijlocie $\alpha = 2$.

5.4.2. Coeficientul de rezistență

În mod asemănător strategiei aplicate în subcapitolul 5.4.1, construcția relației analitice pentru coeficientul de rezistență are la bază aproximația că, curba coeficientului de rezistență poate fi generată prin adunarea unei parabole de ordin β ($y = k_{yII} \cdot \Delta i_{AB}^\beta$) la curba ce descrie variația coeficientului de rezistență definită în subdomeniul 1 ($c_{x1}(i) = c_{x1\min} + k_{x1} \cdot i^2$). Analiza poate fi urmărită pe fig. 5.4.2.1.

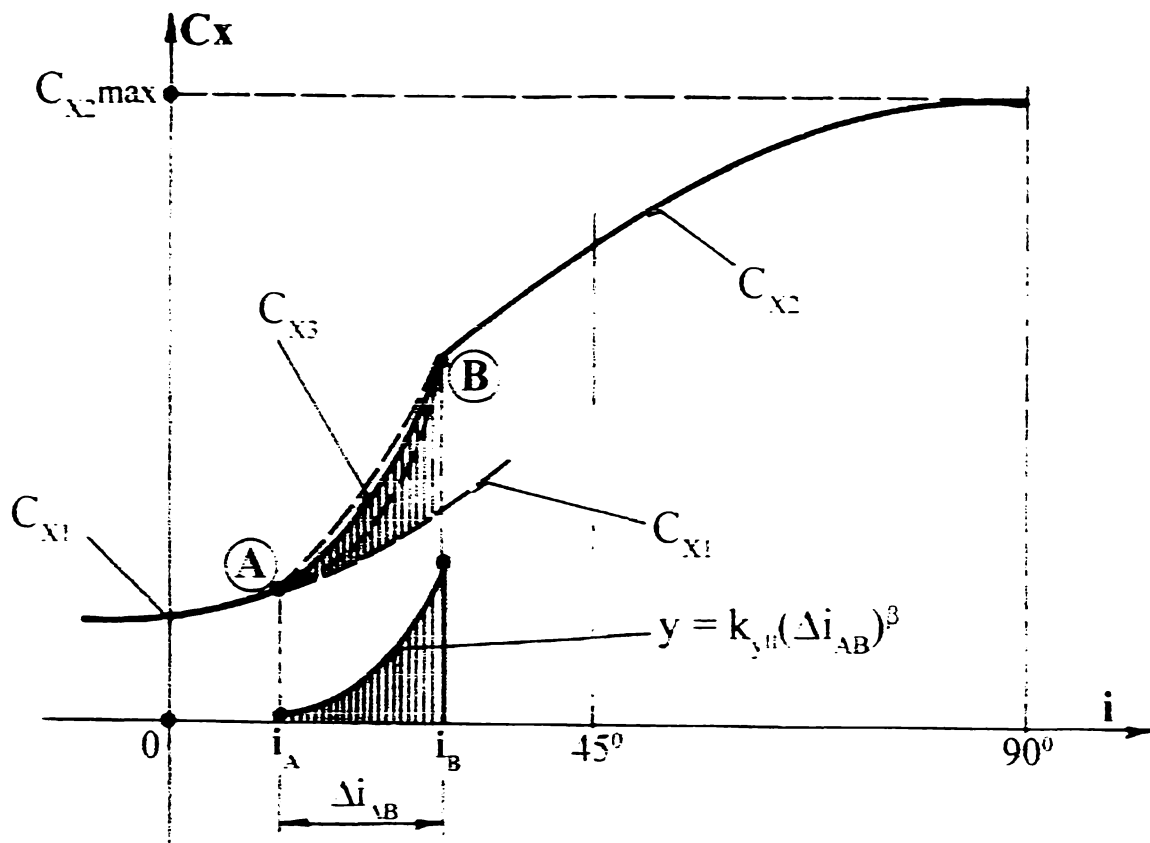


Fig. 5.4.2.1

Relația analitică găsită este :

$$c_{x_3}(i) = c_{x_1}(i = i_A) - \frac{c_{x_2}(i = i_B) - c_{x_1}(i = i_B)}{(i_B - i_A)^\beta} \cdot (i - i_A)^\beta$$

unde valori ale exponentului β între 1,5 și 2,5 pot acoperi suficient de bine familia de profile.

În mod similar ca și la coeficientul de portanță (cap. 5.1.1) poate fi acceptată într-o primă aproximație o valoare medie $\beta \cong 2$.

5.4.3 Coeficientul de moment

Relația construită are o structură asemănătoare relațiilor determinate pentru coeficientul de portanță, respectiv rezistență. Din nou strategia generării expresiei (fig. 5.4.3.1) consă în generarea curbei de moment în subdomeniul 3 prin scăderea unei parabole de grad γ ($y = k_{yIII} \cdot \Delta i^\gamma$) din funcția analitică determinată în domeniul adiacent (1) pentru coeficientul de moment:

$$c_{m_3}(i) = -const. \cdot \frac{f_m}{l}$$

Racordarea monotonă la curba din domeniul adiacent 2 se verifică prin derivatele de ordin 1 și 2 în punctul **B** ($i = i_B$).

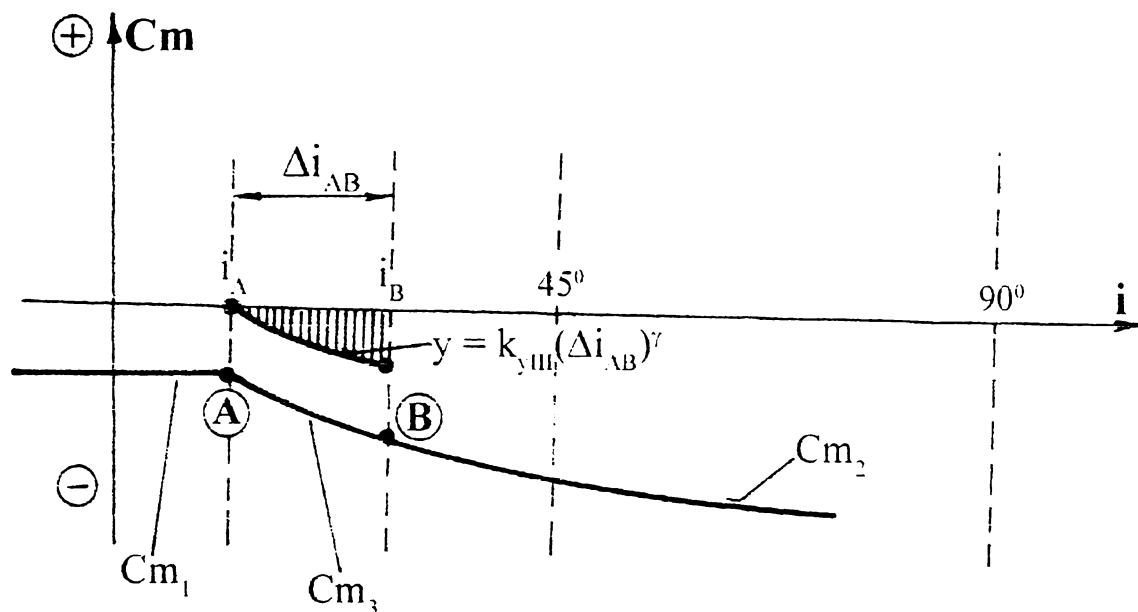


Fig. 5.4.3.1

Relația analitică are expresia :

$$c_{m_3}(i) = c_{m_1}(i) - \frac{c_{m_1}(i=i_B) - c_{m_2}(i=i_B)}{(i_B - i_A)^\gamma} \cdot (i_B - i_A)^\gamma$$

Exponentul γ pentru familia profilurilor studiate se încadrează în intervalul (1,5 ÷ 2,5), pentru o primă aproximație se poate accepta valoarea $\gamma = 2$.

5.5. Influența poziției radiale a profilului asupra coeficienților energetici

Controlul cât mai exact al inițierii și apoi al evoluției în lungul paletei a desprinderii stratului limită pentru plafonarea curbei de putere la turbinele moderne fără reglaj al unghiului de instalare a paletelor, presupune o cunoaștere exactă a coeficienților energetici într-un domeniu larg al unghiului de incidență prin luarea în calcul și evaluarea influenței tuturor factorilor implicați (caracteristici geometrice : d_m/l , f_m/l , x_{fm}/l ; condiții de lucru : Re , etc.).

În acest sens un fenomen a căror efecte trebuie evaluate la controlul desprinderii stratului limită este efectul tridimensional al profilului în rotație. La profilele din zona razelor mici apare un efect de stabilizare a stratului limită. Desprinderea are loc la incidențe mai mari decât aripa fixă. Astfel caracteristicile energetice trebuie corectate. În acest scop au fost analizate rezultatele obținute de Milborrow [65] pe baza măsurătorilor pe turbine Vestas și a măsurătorilor în tunele de la Deutsch Aerospace Laboratory pe palete de compresoare (fig. 5.5.1).

Curbele $c_y = f(r/R)$ prezentate în fig. 5.5.1 evidențiază o creștere a valorii maxime a coeficientului de portanță invers proporționale cu raza.

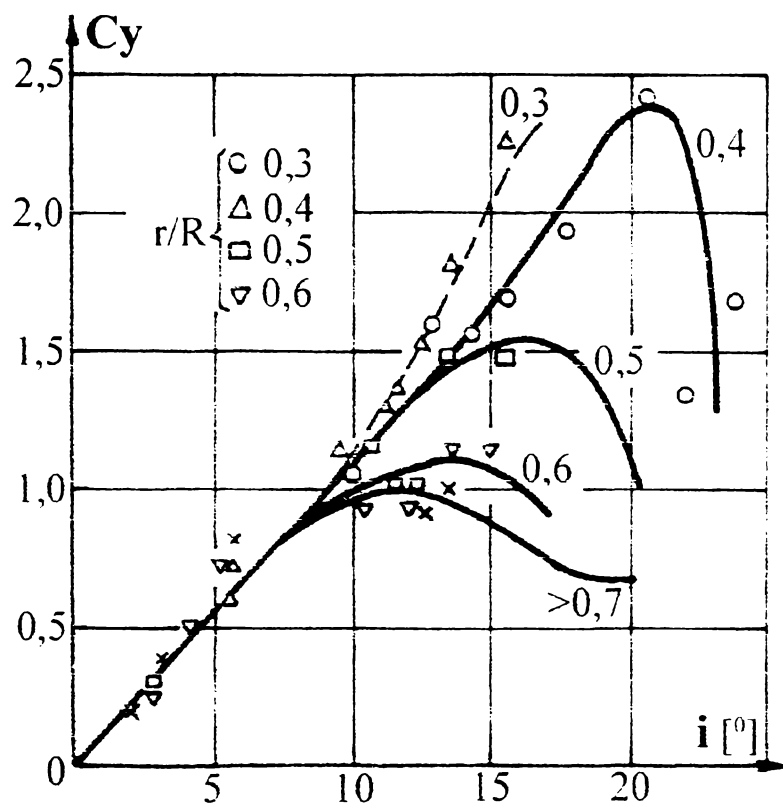


Fig. 5.5.1

Pe baza acestor date efectul poziției profilului în structura paletei (raza curentă r) a fost evaluat ca extindere a zonei subdomeniului aerodinamic 1.

Astfel relația găsită este :

$$i'_A = i_A + \frac{10}{1 + \left(2 \cdot \frac{r}{R}\right)^{14}}$$

Utilizând relația găsită, expresiile determinate pentru cele 3 subdomenii în subcapitolele anterioare pot fi completate cu acest termen care exprimă explicit și efectul tridimensional al profilului în rotație.

5.6. Forma finală a relațiilor analitice pentru coeficientul de portanță, rezistență și moment

Relațiile analitice au fost determinate prin prelucrarea statistică critică a informațiilor experimentale amintite în subcapitolul 5.1 urmărindu-se construirea unor structuri matematice simple care în domeniul de incidență ($0 - 90^\circ$) să acopere întreaga familie de profile "NACA****".

Aceste relații sunt funcții ce depind de geometria profilului prin grosimea maximă relativă (d_m / l), respectiv săgeata maximă relativă (f_m / l), de calitatea frontierei solide a profilului prin termenul rug ($= 0$, sau 1), de regimul de lucru prin numărul Reynolds și de efectul tridimensional al profilului în rotație.

Forma finală a acestor relații derivă din relațiile, stabilite distinct pentru fiecare subdomeniu tratat în intervalul (0 - 90°) și prezentate în capitolele anterioare care se completează cu termenul ce exprimă efectul tridimensional al profilului în rotație.

Forma finală a relațiilor este după cum urmează :

Subdomeniul 1 - de minimă rezistență [$i_c - i_A$]

- unghiul de portanță nulă :
$$i_o = -\frac{f_m}{l} \cdot \left[90 + \frac{\left(\frac{x_{f_m}}{l} \cdot 10 \right)^2}{1 + 5 \cdot \left(\frac{d_m}{l} \right)} \right]$$

- limita superioară a domeniului:

$$i_A = i_o + \left[15 \cdot (1 - 0,31 \cdot rug) - 16,7 \cdot (1 - 0,67 \cdot rug) \cdot \left(\frac{d_m}{l} \right) \right] + \frac{10}{1 + \left(2 \cdot \frac{r}{R} \right)^{14}}$$

- limita inferioară a domeniului :
$$i_C = i_o - 8,5 - rug \cdot (0,5 - 18 \cdot \frac{d_m}{l}) - \frac{10}{1 + \left(2 \cdot \frac{r}{R} \right)^{14}}$$

- coeficientul de portanță :

$$c_{y_1}(i) = \left[(6 - 0,1 \cdot rug) - 17,4 \cdot (1 + 0,38 \cdot rug) \cdot \left(\frac{d_m}{l} \right)^2 \right] \cdot \sin(i - i_o),$$

- coeficientul de rezistență :

$$c_{x_1}(i) = 0,5 \cdot \frac{0,91}{(\log_{10} Re)^{2,58}} + 0,003 \cdot rug + 5 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{d_m}{l} + \\ + \left[(1 + 2,3 \cdot rug) \cdot (8 \cdot 10^{-5} - 2,5 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{d_m}{l}) \right] \cdot i^2,$$

- coeficientul de moment :
$$c_{m_1}(i) = -2,1 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{f_m}{l}$$

Subdomeniul 2 - cu desprindere completă [$i_B - 90^\circ$]

- limita superioară :
$$i_B = i_A + 0,46 \left(5 + \frac{d_m}{l} \cdot 100 \right)$$

- coeficientul de portanță :
$$c_{y_2}(i) \cong A_2 \cdot \sin(2i) \quad ; \quad A_2 = (1,3 \div 0,84)$$

- coeficientul de rezistență :
$$c_{x_2}(i) = B_2 \cdot \left[1 - 4 \cdot 10^{-3} \cdot (90 - i) \right] \cdot \sin i \quad ; \\ B_2 = (2,1 \div 1,64)$$

- coeficientul de moment : $c_{m_2}(i) = -c_2 \cdot (1 + 0,003 \cdot i) \cdot \sin i$; $c_2 \cong 0,4$.

Subdomeniul 3 - intermediar, de evoluție a desprinderilor (incidențe mari)

- coeficientul de portanță :
$$c_{y_3}(i) = c_{y_1}(i) - \frac{c_{y_1}(i=i_B) - c_{y_2}(i=i_B)}{(i_B - i_A)^\alpha} \cdot (i - i_A)^\alpha$$

$$\alpha = (1,5 \div 2,5)$$

- coeficientul de rezistență :
$$c_{x_3}(i) = c_{x_1}(i=i_A) + \frac{c_{x_2}(i=i_B) - c_{x_1}(i=i_B)}{(i_B - i_A)^\beta} \cdot (i - i_A)^\beta$$

$$\beta = (1,5 \div 2,5)$$

- coeficientul de moment :
$$c_{m_3}(i) = c_{m_1}(i) - \frac{c_{m_1}(i=i_B) - c_{m_2}(i=i_B)}{(i_B - i_A)^\gamma} \cdot (i - i_A)^\gamma$$

$$\gamma = (1,5 \div 2,5)$$

5.7. Concluzii

Această ordonare a domeniului familiei de profile "NACA****" și aproximarea analitică a coeficienților energetici în cele trei subdomenii permite evidențierea corectă a influenței săgeții relative, a grosimii relative a rugozității suprafeței, a numerelor Reynolds și a poziției radiale a profilului din componența unei palete.

Cu ajutorul relațiilor stabilite a fost întocmit un program "DINPROF" care poate fi utilizat în variate scopuri :

- Editarea de cataloage pentru domenii extinse ale incidențelor ;
- Apelarea lui ca subprogram în calculele de proiectare a turbinelor ;
- Apelarea ca subprogram în programul de optimizare a paletei (a se vedea detalii în capitolul 6).

În mod analog cu procedura prezentată pentru familia "NACA****" pot fi realizate programe similare și pentru alte familii de profile. Diferențe semnificative vor apare în zona aerodinamică a profilelor.

ANEXĂ
la Capitolul 5

Date experimentale *)

privind coeficienții aerodinamici pentru profilele:

NACA 1408 ; NACA 1410 ; NACA 1412 ; NACA 2408 ; NACA 2410 ;
NACA 2412 ; NACA 2415 ; NACA 2418 ; NACA 2421 ; NACA 2424 ;
NACA 4412 ; NACA 4415 ; NACA 4418 ; NACA 4421 ; NACA 4424.

*) date extrase conform: Abbott Ira H., Von Doenhoff A.E. - *Theory of Wing Sections*, Dover Publication. Inc., New York, 1959

NACA 1408

$i_0 = -1^\circ; i_A = 10^\circ$				$i_0 = -1^\circ; i_A = 10^\circ$			$i_0 = -1^\circ; i_A = 10^\circ$			$i_0 = -1^\circ; i_A = 10^\circ$		
$Re = 3 \cdot 10^6$				$Re = 6 \cdot 10^6$			$Re = 9 \cdot 10^6$			Rugos $Re = 3 \cdot 10^6$		
$i [^\circ]$	C_x	C_y	C_m	C_x	C_y	C_m	C_x	C_y	C_m	C_x	C_y	C_m
-14	-	-	-	-0,73	-	-	-	-	-	-	-	-
-12	-	-	-	-0,77	0,0650	-	-	-	-	-	-	-
-10	-0,95	-	0,0142	-0,95	-0,0175	0,0119	-	-	-	-	-	-
-8	-0,75	-0,0174	0,0115	-0,75	-0,0175	0,0102	-0,75	-0,0175	-	-0,68	-	-
-6	-0,55	-0,0175	0,0085	-0,55	-0,0175	0,0072	-0,55	-0,0175	0,0068	-0,55	-	0,0165
-4	-0,33	-0,0200	0,0079	-0,33	-0,0200	0,0067	-0,33	-0,0200	0,0060	-0,33	-	0,0112
-2	-0,10	-0,200	0,0052	-0,10	-0,0200	0,0053	-0,10	-0,0200	0,0058	-0,10	-	0,0092
0	0,10	-0,0200	0,0053	0,10	-0,0200	0,0053	0,10	-0,0200	0,0053	0,10	-	0,089
2	0,30	-0,0200	0,0049	0,30	-0,0200	0,052	0,30	-0,0200	0,0052	0,30	-	0,0092
4	0,55	-0,0250	0,0069	0,55	-0,0250	0,0060	0,55	-0,0250	0,0060	0,55	-	0,0110
6	0,78	-0,0250	0,0086	0,78	-0,0250	0,0073	0,78	-0,0250	0,0067	0,74	-	0,0139
8	0,98	-0,0250	0,0108	0,98	-0,0250	0,0089	0,98	-0,0250	0,0083	0,93	-	0,0210
10	1,13	-0,0200	0,0133	1,14	-0,0200	0,0105	1,14	-0,0200	0,0105	1,00	-	-
12	1,32	-0,0250	0,0150	1,32	-0,0250	0,0120	1,32	-0,0250	0,0120	0,97	-	-
14	0,80	-0,0325	0,0088	1,12	-0,0325	0,0074	1,12	-0,0325	0,0069	0,93	-	0,0210
16	0,78	-0,1200	0,0086	0,90	-0,125	0,0071	1,17	-0,0525	0,067	0,85	-	0,0174
18	-	-	-	0,92	-	-	-	-	-	-	-	-

NACA 1410

$i_0 = -1^\circ; i_A = 11,5^\circ$				$i_0 = -1^\circ; i_A = 11,5^\circ$			$i_0 = -1^\circ; i_A = 11,5^\circ$			$i_0 = -1^\circ; i_A = 8^\circ$		
$Re = 3 \cdot 10^6$				$Re = 6 \cdot 10^6$			$Re = 9 \cdot 10^6$			Rugos $Re = 3 \cdot 10^6$		
$i [^\circ]$	C_x	C_y	C_m	C_x	C_y	C_m	C_x	C_y	C_m	C_x	C_y	C_m
-18	-	-	-	-0,85	0,0094	-	-	-	-	-	-	-
-16	-	-	-	-0,97	0,0102	0,080	-	-	-	-	-	-
-14	-	-	-	-1,15	-	0,0425	-1,11	0,036	-	-	-	-
-12	-1,15	0,0101	-0,012	-1,19	0,014	-0,0125	-1,11	0,0136	-0,0125	-	-	-
-10	-1,0	0,0125	-0,020	-1,00	0,0107	-0,020	-1,02	0,0104	-0,020	-1,01	-	-
-8	-0,79	0,0102	-0,022	-0,79	0,0088	-0,022	-0,79	0,0080	-0,022	-0,77	-	-
-6	-0,55	0,0080	-0,020	-0,58	0,0072	-0,020	-0,58	0,074	-0,020	-0,58	0,0150	-
-4	-0,37	0,0070	-0,020	-0,37	0,064	-0,020	-0,37	0,0065	-0,020	-0,37	0,0114	-
-2	-0,15	0,0063	-0,020	-0,15	0,0060	-0,020	-0,15	0,0060	0,020	-0,15	0,0100	-
0	0,10	0,060	-0,020	0,10	0,0055	-0,020	0,10	0,0055	-0,020	0,10	0,0092	-
2	0,30	0,0055	-0,020	0,30	0,0055	-0,020	0,30	0,055	-0,020	0,30	0,0098	-
4	0,52	0,0058	-0,020	0,52	0,0058	0,020	0,52	0,0060	-0,020	0,52	0,0109	-
6	0,75	0,0081	-0,020	0,75	0,0070	-0,020	0,75	0,0067	-0,020	0,75	0,0135	-
8	0,98	0,0100	-0,020	0,98	0,0088	-0,020	0,98	0,0073	-0,020	0,96	0,0200	-
10	1,17	0,0126	-0,0175	1,17	0,0110	-0,0175	1,17	0,099	-0,0175	1,08	0,0250	-
12	1,30	0,0150	-0,0150	1,30	0,0130	-0,0150	1,30	0,0114	-0,0150	1,13	-	-
14	1,50	0,020	-0,0125	1,50	0,0165	-0,0125	1,50	0,0145	-0,0125	0,92	-	-
16	1,45	-	-0,025	1,45	-	-0,025	1,45	-	-0,025	0,82	-	-
18	1,1	-	-0,0875	1,2	-	0,0875	1,2	-	-0,0875	-	-	-
20	1,0	-	-	1,05	-	-	1,1	-	-	-	-	-

NACA 1412

$i_0 = -1^\circ; i_A = 12^\circ$				$i_0 = -1^\circ; i_A = 12^\circ$			$i_0 = -1^\circ; i_A = 12^\circ$			$i_0 = -1^\circ; i_A = 9^\circ$		
$Re = 3 \cdot 10^6$				$Re = 6 \cdot 10^6$			$Re = 9 \cdot 10^6$			Rugos $Re = 6 \cdot 10^6$		
$l [^\circ]$	C_x	C_y	C_m	C_x	C_y	C_m	C_x	C_y	C_m	C_x	C_y	C_m
-18	-	-	-	-0,90	0,0085	-	-	-	-	-0,60	0,0145	-
-16	-	-	-	-1,22	0,0121	0,0575	-	-	-	-0,57	0,0140	-
-14	-1,15	0,0182	-	-1,19	0,0119	0,0250	-	-	-	0,69	0,0170	-
-12	-1,10	0,0140	-	-1,17	0,0115	0,000	-1,17	0,0115	-	-0,76	0,0190	-
-10	-0,92	0,0110	-0,0225	-0,98	0,0093	-0,0225	-0,95	0,0091	-0,0250	-0,81	0,0223	-
-8	-0,70	0,0090	-0,0250	-0,75	0,0075	-0,0250	-0,75	0,0075	-0,0250	0,75	0,0190	-
-6	-0,50	0,0080	-0,0250	-0,53	0,0068	-0,0250	-0,53	0,0066	-0,0250	-0,53	0,0134	-
-4	-0,27	0,0070	-0,0250	-0,31	0,0068	-0,0250	-0,32	0,0061	-0,0250	-0,32	0,0110	-
-2	-0,09	0,0066	-0,0250	-0,10	0,0060	-0,0250	-0,10	0,0058	-0,0250	-0,10	0,0100	-
0	0,16	0,0061	-0,0250	0,13	0,058	-0,0250	0,13	0,0058	-0,0250	0,13	0,0098	-
2	0,39	0,0060	-0,0250	0,13	0,0060	-0,0250	0,34	0,0060	-0,0250	0,35	0,0101	-
4	0,58	0,0069	-0,0250	0,58	0,0067	-0,0250	0,058	0,0068	-0,0250	0,58	0,0110	-
6	0,80	0,0080	-0,0250	0,77	0,0073	-0,0250	0,77	0,0074	-0,0250	0,77	0,0135	-
8	0,99	0,0100	-0,0250	0,95	0,0085	-0,0250	0,95	0,0085	-0,0250	0,95	0,0170	-
10	1,16	0,0125	-0,0225	1,15	0,0110	-0,0225	1,15	0,0100	-0,0225	1,12	0,0220	-
12	1,38	0,0161	-0,0225	1,38	0,0138	-0,0225	1,38	0,0130	-0,0225	1,23	-	-
14	1,53	0,0191	-0,0250	1,53	0,0175	-0,0250	1,53	0,0160	-0,0250	0,92	-	-
16	1,60	-	-0,0250	1,59	-	-0,0225	1,31	-	0,0225	0,75	-	-
18	1,07	-	-0,0750	1,11	0,0103	-0,0750	1,34	-	-0,0750	-	-	-
20	1,01	-	-0,100	0,96	0,0090	-0,100	-	-	-0,100	-	-	-

NACA 2408

$i_0 = -1^\circ; i_A = 10^\circ$				$i_0 = -1^\circ; i_A = 10^\circ$			$i_0 = -1^\circ; i_A = 10^\circ$			$i_0 = -1^\circ; i_A = 10^\circ$		
$Re = 3 \cdot 10^6$				$Re = 6 \cdot 10^6$			$Re = 9 \cdot 10^6$			Rugos $Re = 3 \cdot 10^6$		
$i [^\circ]$	C_x	C_y	C_m	C_x	C_y	C_m	C_x	C_y	C_m	C_x	C_y	C_m
-16	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
-14	-	-	-	-0,80	0,010	0,0525	-	-	-	-	-	-
-12	-0,75	0,0119	-	-0,75	0,0094	0,0250	0,75	0,0091	-	-	-	-
-10	-0,72	0,0100	-0,0475	-0,72	0,0087	-0,0475	0,72	0,0085	-0,0475	-0,72	-	-
-8	0,65	0,0092	0,0475	0,65	0,0082	-0,0475	0,65	0,0080	-0,0475	-0,65	-	-0,2375
-6	0,42	0,0085	0,0475	0,42	0,0065	-0,0475	0,42	0,0062	-0,0475	-0,42	0,0180	-0,2450
-4	0,23	0,0070	0,0475	0,23	0,0060	-0,0475	0,23	0,0060	-0,0475	-0,23	0,0115	-0,2475
-2	0,00	0,0060	0,0475	0,00	0,0056	-0,0500	0,00	0,0059	-0,0475	0,00	0,0096	-0,2500
0	0,20	0,0058	0,0475	0,20	0,0055	-0,0475	0,20	0,0055	-0,0475	0,20	0,0091	-0,2500
2	0,40	0,0055	0,0500	0,40	0,0053	-0,0475	0,40	0,0058	-0,0475	0,40	0,0095	-0,2500
4	0,60	0,0060	0,0500	0,60	0,0059	-0,0425	0,60	0,0060	-0,0475	0,60	0,0108	-0,2500
6	0,83	0,0081	0,0500	0,83	0,0071	-0,040	0,83	0,0065	-0,0450	0,83	0,0142	-0,2500
8	1,02	0,0101	0,0475	1,02	0,0085	-0,0350	1,02	0,0082	-0,4000	1,02	0,0225	-0,2450
10	1,21	0,0136	-0,0450	1,21	0,0110	-0,0350	1,21	0,0105	-0,400	1,08	-	-0,2750
12	1,38	-	-0,0300	1,40	-	-0,0300	1,40	0,0145	-0,3750	1,00	-	-0,2750
14	1,12	-	-0,1000	1,30	-	-0,1000	1,50	-	-0,4750	-	-	-
16	-	-	-	1,30	-	-	1,40	0,0145	-0,800	-	-	-
18	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

NACA2410

$i_0 = -2^\circ; i_A = 12^\circ$				$i_0 = -2^\circ; i_A = 12^\circ$			$i_0 = -2^\circ; i_A = 12^\circ$			$i_0 = -2^\circ; i_A = 8^\circ$		
$Re = 3 \cdot 10^6$				$Re = 6 \cdot 10^6$			$Re = 9 \cdot 10^6$			Rugos $Re = 6 \cdot 10^6$		
$i [^\circ]$	C_x	C_y	C_m	C_x	C_y	C_m	C_x	C_y	C_m	C_x	C_y	C_m
-18	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
-16	-	-	-	-0,84	-	-	-	-	-	-	-	-
-14	-1,05	-	0,0625	-1,05	0,0160	0,0625	-1,05	-	0,0625	-1,05	-	-0,1625
-12	-1,01	0,0155	-0,0125	-1,02	0,0140	-0,0125	-1,02	-	-0,0125	-1,02	-	-0,2125
-10	-0,85	0,0120	-0,0450	-0,85	0,0112	-0,0450	-0,85	0,0097	-0,0450	-0,85	-	-0,225
-8	-0,65	0,0095	-0,0500	-0,65	0,0082	-0,0500	-0,65	0,0078	-0,0500	-0,65	-	-0,2375
-6	-0,47	0,0082	-0,0500	-0,47	0,0070	-0,0500	-0,47	0,0066	-0,0500	-0,47	0,0150	-0,2475
-4	-0,23	0,0071	-0,0500	-0,23	0,0064	-0,0500	-0,23	0,0061	-0,0500	-0,23	0,0110	-0,2500
-2	0,00	0,0065	-0,0500	0,00	0,0060	-0,0500	0,00	0,0060	-0,0500	0,00	0,0100	-0,2550
0	0,20	0,0060	-0,0500	0,20	0,0058	-0,0500	0,20	0,0058	-0,0500	0,20	0,0095	-0,2575
2	0,43	0,0053	-0,0500	0,43	0,0058	-0,0500	0,43	0,0058	-0,0500	0,43	0,0098	-0,2575
4	0,65	0,0067	-0,0500	0,65	0,0065	-0,0500	0,65	0,0065	-0,0500	0,65	0,0112	-0,2575
6	0,88	0,0094	-0,0500	0,88	0,0080	-0,0500	0,88	0,0070	-0,0500	0,88	0,0155	-0,2550
8	1,10	0,0115	-0,0500	1,10	0,0095	-0,0500	1,10	0,0090	-0,0500	1,00	0,0190	-0,2550
10	1,28	0,0145	-0,0450	1,28	0,0120	-0,0450	1,28	0,0110	-0,0450	1,17	-	-0,2375
12	1,42	0,0180	-0,0375	1,42	0,0140	-0,0375	1,42	0,0126	-0,0375	1,22	-	-0,2500
14	1,60	-	-0,0375	1,60	-	-0,0375	1,60	-	-0,0375	1,01	-	-
16	1,63	-	-0,0750	1,63	-	-0,0750	1,63	-	-0,0750	-	-	-
18	1,15	0,0125	-0,1125	1,25	0,0115	-0,1125	1,25	0,0105	-0,1125	-	-	-

NACA 2412

$i_0 = -2^\circ; i_A = 11^\circ$				$i_0 = -2^\circ; i_A = 11^\circ$			$i_0 = -2^\circ; i_A = 11^\circ$			$i_0 = -2^\circ; i_A = 8^\circ$		
$Re = 3,1 \cdot 10^6$				$Re = 5,7 \cdot 10^6$			$Re = 8,9 \cdot 10^6$			Rugos $Re = 5,7 \cdot 10^6$		
$i [^\circ]$	C_x	C_y	C_m	C_x	C_y	C_m	C_x	C_y	C_m	C_x	C_y	C_m
-18	-	0,0550	-	-0,84	-	-	-	-	-	-	-	-
-16	-	0,0050	-	-0,91	-	-	-	-	-	-	-	-
-14	-	-0,0050	-	-1,08	-	-	-	-	-	-	-	-
-12	-	-0,0275	-	-1,00	-	-	-	-	-	-	-	-
-10	-	-0,0475	-	-0,82	-	-	-	-	-	-0,78	-	-
-8	-0,63	-0,0475	0,010	-0,63	-0,0475	0,0082	-0,63	-0,0475	0,0080	-0,63	-	0,0180
-6	-0,40	-0,0475	0,0081	-0,40	-0,0475	0,0072	-0,40	-0,0475	0,0070	-0,40	-	0,0132
-4	-0,20	-0,0450	0,0075	-0,20	-0,0450	0,0067	-0,20	-0,0450	0,0065	-0,20	-	0,0110
-2	0	-0,0350	0,0070	0	-0,0350	0,0065	0	-0,0350	0,0061	0	-	0,0100
0	0,25	-0,0350	0,0065	0,25	-0,0350	0,0064	0,25	-0,0350	0,0060	0,25	-	0,0099
2	0,44	-0,0300	0,0065	0,44	-0,0300	0,0061	0,44	-0,0300	0,0061	0,44	-	0,0103
4	0,65	-0,0275	0,0068	0,65	-0,0275	0,0073	0,65	-0,0275	0,0073	0,65	-	0,0115
6	0,85	-0,0275	0,0090	0,85	-0,0275	0,0079	0,85	-0,0275	0,0077	0,82	-	0,0138
8	1,08	-0,0325	0,110	1,08	-0,0325	0,0093	1,08	-0,0325	0,0089	1,00	-	0,0173
10	1,26	-0,0350	0,0137	1,26	-0,0325	0,0118	1,26	-0,0325	0,0115	1,15	-	0,0225
12	1,42	-0,0250	0,0180	1,42	-0,0300	0,0148	1,41	-0,0275	0,0148	1,20	-	-
14	1,55	-0,0250	0,0185	1,55	-0,0250	0,0185	1,55	-0,0250	0,0185	1,21	-	-
16	1,58	-0,0275	-	1,70	-0,0200	-	1,70	-0,0200	-	0,85	-	-
18	1,23	-0,0750	0,0132	1,41	-0,0450	0,0117	1,53	-0,0650	0,0117	-	-	-
20	-	-0,1000	-	-	-0,1025	-	-	-	-	-	-	-

NACA 2415

$i_0 = -2^\circ; i_A = 7,5^\circ$				$i_0 = -2^\circ; i_A = 8^\circ$			$i_0 = -2^\circ; i_A = 8^\circ$			$i_0 = -2^\circ; i_A = 7^\circ$		
$Re = 3 \cdot 10^6$				$Re = 6 \cdot 10^6$			$Re = 9 \cdot 10^6$			Rugos $Re = 6 \cdot 10^6$		
$i [^\circ]$	C_x	C_y	C_m	C_x	C_y	C_m	C_x	C_y	C_m	C_x	C_y	C_m
-18	-	-	-	-0,90	0,0125	-	-	-	-	-	-	-
-16	-	-	-	-1,15	-0,0200	-	-	-	-	-	-	-
-14	-	-	-	-1,24	-0,0325	-	-	-	-	-	-	-
-12	-	-	-	-1,05	-0,050	-	-	-	-	-	-	-
-10	-0,87	-0,050	0,0110	-0,87	-0,050	0,0095	-0,87	-0,050	0,0090	-0,87	-	-
-8	-0,65	-0,0525	0,0098	-0,65	-0,0525	0,0085	-0,65	-0,0525	0,0079	-0,65	-	0,0162
-6	-0,44	-0,0525	0,0086	-0,44	-0,0525	0,0075	-0,44	-0,0525	0,0073	-0,44	-	0,0130
-4	-0,22	-0,0500	0,0076	-0,22	-0,0500	0,0070	-0,22	-0,0500	0,0068	-0,22	-	0,0112
-2	-0	-0,0500	0,0070	0	-0,0500	0,0065	0	-0,0500	0,0065	0	-	0,0104
0	0,20	-0,0500	0,0067	0,20	-0,0500	0,0063	0,20	-0,0500	0,0063	0,20	-	0,0102
2	0,40	-0,0475	0,0065	0,40	-0,0475	0,0065	0,40	-0,0475	0,0065	0,40	-	0,0108
4	0,60	-0,0475	0,0079	0,60	-0,0475	0,0079	0,60	-0,0475	0,0079	0,60	-	0,0120
6	0,80	-0,0450	0,0080	0,80	-0,0450	0,0080	0,80	-0,0450	0,0080	0,80	-	0,0140
8	1,00	-0,0425	0,0110	1,00	-0,0425	0,0097	1,05	-0,0425	0,0090	0,98	-	0,0180
10	1,15	-0,0400	0,0135	1,20	-0,0425	0,0120	1,26	-0,0425	0,0110	1,10	-	0,0215
12	1,30	-0,0375	0,0180	1,38	-0,0375	0,0148	1,42	-0,0375	0,0136	1,20	-	0,0270
14	1,40	-0,0275	0,0225	1,50	-0,0275	0,0172	1,55	-0,0275	0,0160	1,17	-	-
16	1,29	-0,0500	0,0175	1,60	-0,0250	-	1,62	-0,0250	-	0,89	-	0,0155
18	1,18	0,0625	0,0144	1,301,12	-0,0525	0,0132	1,58	-0,0475	0,0165	0,75	-	0,0135
20	1,08	-0,0625	0,0069	1,09	-0,0625	0,0130	1,32	-0,0625	0,0120	-	-	-
22	1,00	-	0,0069	1,00	-	0,0122	1,23	-	0,0110	-	-	-
24	1,02	-	-	-	-	0,0110	1,31	-	0,0110	-	-	-

NACA 2418

$i_0 = -2^\circ; i_A = 8^\circ$				$i_0 = -2^\circ; i_A = 8^\circ$			$i_0 = -2^\circ; i_A = 8^\circ$			$i_0 = -2^\circ; i_A = 6^\circ$		
$Re = 2,9 \cdot 10^6$				$Re = 5,8 \cdot 10^6$			$Re = 8,9 \cdot 10^6$			Rugos $Re = 5,8 \cdot 10^6$		
$i [^\circ]$	C_x	C_y	C_m	C_x	C_y	C_m	C_x	C_y	C_m	C_x	C_y	C_m
-20	-	-	-	-0,95	-	-	-	-	-	-	-	-
-18	-	-	-	-1,13	-	-	-	-	-	-	-	-
-16	-	-	-	-1,07	-	-	-	-	-	-	-	-
-14	-1,17	0,0172	-	-1,17	0,0136	-	-	-	-	-	-	-
-12	-1,01	0,0149	-	-1,01	0,0120	-0,0550	-0,01	0,0110	-	-	-	-
-10	-0,80	0,0116	-	-0,80	0,0103	-0,0525	-0,80	0,0097	-	-0,80	-	-
-8	-0,60	0,0101	-0,0500	-0,60	0,0090	-0,0500	-0,60	0,0086	-0,0500	-0,60	-	-
-6	-0,40	0,0099	-0,0500	-0,40	0,0080	-0,0500	-0,40	0,0080	-0,0500	-0,40	0,0155	-0,0500
-4	-0,20	0,0080	-0,0500	-0,20	0,0074	-0,0500	-0,20	0,0072	-0,0500	-0,20	0,0115	-0,0500
-2	0,02	0,0074	-0,0475	0,02	0,0070	-0,0475	0,02	0,0069	-0,0475	-0,02	0,0106	-0,0475
0	0,23	0,0070	-0,0450	0,23	0,0070	-0,0450	0,23	0,0070	-0,0450	0,23	0,0107	-0,0450
2	0,41	0,0071	-0,0450	0,41	0,0070	-0,0450	0,41	0,0070	-0,0450	0,41	0,0111	-0,0450
4	0,62	0,0077	-0,0400	0,62	0,0075	-0,0400	0,62	0,0075	-0,0400	0,62	0,125	-0,0400
6	0,80	0,0085	-0,325	0,80	0,0085	-0,0325	0,80	0,0080	-0,0325	0,78	0,0146	-0,0325
8	1,00	0,0109	-0,0300	1,00	0,0096	-0,0300	1,00	0,0089	-0,0300	0,90	0,0165	-0,0300
10	1,12	0,0127	-0,0275	1,20	0,0112	-0,0275	1,20	0,0113	-0,0275	1,05	0,0199	-0,0300
12	1,28	0,0180	-0,0250	1,35	0,0150	-0,0250	1,35	0,0126	-0,0250	1,09	0,0233	-0,0275
14	1,35	0,0350	-0,0250	1,46	0,0174	-0,0250	1,46	0,0146	-0,0250	0,92	0,0170	-0,0250
16	1,28	0,0127	-0,0250	1,41	0,0158	-0,0250	1,41	0,0138	-0,0250	-	-	-0,0250
18	1,20	0,0145	-0,0475	1,30	0,0130	-0,0375	1,40	0,0138	-0,0375	-	-	-
20	-	-	-0,0500	1,20	0,0112	-0,0925	1,40	0,0138	-0,0400	-	-	-

NACA2421

$i_0 = -2^\circ; i_A = 8^\circ$				$i_0 = -2^\circ; i_A = 8^\circ$			$i_0 = -2^\circ; i_A = 10^\circ$			$i_0 = -2^\circ; i_A = 8^\circ$		
$Re = 2,9 \cdot 10^6$				$Re = 5,9 \cdot 10^6$			$Re = 8,9 \cdot 10^6$			Rugos $Re = 5,9 \cdot 10^6$		
$i [^\circ]$	C_x	C_y	C_m	C_x	C_y	C_m	C_x	C_y	C_m	C_x	C_y	C_m
-20	-	-	-	-0,81	-	-	-	-	-	-	-	-
-18	-	-	-	-0,86	-	0,0200	-	-	-	-	-	-
-16	-	-	-	-1,38	-	-0,0125	-	-	-	-	-	-
-14	-1,19	-	-	-1,21	0,0149	-0,0500	-1,21	0,0131	-	-	-	-
-12	-1,00	-	-0,0525	-1,05	0,0125	-0,0525	-1,05	0,0115	-0,0525	-0,82	0,0240	-
-10	-0,80	-	-0,0500	-0,83	0,0108	-0,0500	-0,83	0,0100	-0,0500	-0,75	0,0210	-
-8	-0,65	0,0116	-0,0500	-0,65	0,0104	-0,0475	-0,65	0,0097	-0,0475	-0,60	0,0168	-
-6	-0,44	0,0090	-0,0500	-0,44	0,0085	-0,0450	-0,44	0,0079	-0,0450	-0,44	0,0164	-
-4	-0,22	0,0081	-0,0500	-0,22	0,0078	-0,0425	-0,22	0,0075	-0,0425	-0,22	0,0129	-
-2	0	0,0079	-0,0425	0	0,0072	-0,0425	0	0,0071	-0,0425	-0,05	0,0120	-
0	0,20	0,0077	-0,0375	0,20	0,0071	-0,0375	0,20	0,0071	-0,0375	0,13	0,0121	-
2	0,36	0,0078	-0,0375	0,40	0,0074	-0,0375	0,40	0,0075	-0,0375	0,30	0,0125	-
4	0,58	0,0086	-0,0350	0,58	0,0080	-0,0350	0,58	0,0077	-0,0350	0,50	0,0135	-
6	0,72	0,0093	-0,0325	0,78	0,0090	-0,0325	0,80	0,0089	-0,0325	0,65	0,0160	-
8	0,92	0,0112	-0,0275	0,98	0,0107	-0,0275	0,98	0,0101	-0,0275	0,80	0,0200	-
10	1,05	0,0130	-0,0250	1,15	0,0130	-0,0250	1,15	0,0109	-0,0250	0,90	-	-
12	1,19	0,0200	-0,0250	1,30	0,0140	-0,0250	1,32	0,0146	-0,0250	0,90	-	-
14	1,23	0,0260	-0,0250	1,38	-	-0,0250	1,45	-	-0,0250	0,82	-	-
16	1,20	0,0210	-0,0275	1,30	0,0140	-0,0275	1,48	-	-0,0275	0,78	0,0195	-
18	1,19	0,0200	-0,0375	1,19	0,0139	-0,0375	1,32	0,0146	-0,0500	0,70	0,0170	-
20	1,15	0,0180	-0,0500	1,15	0,0130	-0,0400	1,20	0,0122	-0,0750	-	-	-
22	1,10	0,0160	-	1,10	0,0122	-	1,13	0,0106	-	-	-	-
24	1,09	0,0155	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

NACA 2424

$i_0 = -1,9^\circ; i_A = 8^\circ$				$i_0 = -1,9^\circ; i_A = 10^\circ$			$i_0 = -1,9^\circ; i_A = 10^\circ$			$i_0 = -1,9^\circ; i_A = 6^\circ$		
$Re = 2,9 \cdot 10^6$				$Re = 5,9 \cdot 10^6$			$Re = 9 \cdot 10^6$			Rugos $Re = 5,9 \cdot 10^6$		
$i [^\circ]$	C_x	C_y	C_m	C_x	C_y	C_m	C_x	C_y	C_m	C_x	C_y	C_m
-22	-	-	-	-0,83	0,0110	-	-	-	-	-	-	-
-20	-	-	-	-0,86	0,0112	-0,0250	-	-	-	-	-	-
-18	-	-	-	-1,05	0,0140	-0,0325	-	-	-	-	-	-
-16	-	-	-	-1,02	0,0131	-0,0650	-1,02	-	-	-	-	-
-14	-1,00	-	-	-1,15	0,0216	-0,0625	-1,15	-	-	-	-	-
-12	-0,90	0,0196	-	-1,00	0,0127	-0,0600	-1,00	-	-	-	-	-
-10	-0,76	0,0120	-0,0575	-0,82	0,0110	-0,0575	-0,82	-	-0,0575	-	-	-
-8	-0,60	0,0107	-0,0550	-0,65	0,0096	-0,0550	-0,65	-	-0,0550	-	-	-
-6	-0,44	0,0098	-0,0500	-0,44	0,0088	-0,0550	-0,44	-	-0,0500	-0,40	-	0,0152
-4	-0,24	0,0090	-0,0500	-0,24	0,0082	0,0500	-0,24	-	-0,0500	-0,24	-	0,0140
-2	-0,03	0,0087	-0,0425	-0,03	0,0080	-0,0425	-0,03	0,0076	-0,0425	-0,03	-	0,0130
0	0,15	0,0088	-0,325	0,17	0,0080	-0,0325	0,17	0,0075	-0,0325	0,10	-	0,0128
2	0,35	0,0088	-0,0275	0,35	0,0081	-0,0275	0,35	0,0085	-0,0275	0,30	-	0,0130
4	0,51	0,0091	-0,0250	0,55	0,0090	-0,0250	0,55	0,0093	-0,0250	0,60	-	0,0147
6	0,72	0,0109	-0,0250	0,72	0,0099	-0,0250	0,77	0,0112	-0,0250	0,72	-	0,0170
8	0,86	0,0126	-0,0175	0,90	0,0115	-0,0225	0,92	0,0137	-0,0225	0,76	-	0,0200
10	1,00	0,0158	-0,0125	1,08	0,0137	-0,0200	1,08	0,0180	-0,0200	0,71	-	0,0166
12	1,10	-	-0,0125	1,20	0,0180	-0,0200	1,20	-	-0,0200	0,70	-	0,0163
14	1,19	-	-0,0150	1,28	-	-0,0225	1,28	-	-0,0225	0,70	-	0,0163
16	1,17	-	-0,0250	1,17	0,0160	-0,0250	1,28	0,0180	-0,0250	0,67	-	0,0155
18	1,11	-	-0,030	1,11	0,0142	-0,0250	1,20	0,0137	-0,0250	-	-	-
20	1,10	-	-0,0275	1,09	0,0137	-0,0225	1,07	0,0129	-0,0225	-	-	-
22	-	-	-	-	-	-	1,03	-	-	-	-	-

NACA 4412

$i_0 = -4^\circ; i_A = 8^\circ$				$i_0 = -4^\circ; i_A = 10^\circ$			$i_0 = -4^\circ; i_A = 10^\circ$			$i_0 = -4^\circ; i_A = 6^\circ$		
Re = $3 \cdot 10^6$				Re = $6 \cdot 10^6$			Re = $9 \cdot 10^6$			Rugos Re = $6 \cdot 10^6$		
$i [^\circ]$	C_x	C_y	C_m	C_x	C_y	C_m	C_x	C_y	C_m	C_x	C_y	C_m
-16	-	-	-	-0,65	-	0	-	-	-	-	-	-
-14	-	-	-	-0,75	-	-0,0250	-	-	-	-	-	-
-12	-	-	-	-0,78	-	-0,0500	-	-	-	-	-	-
-10	-0,68	0,0115	-	-0,68	0,0099	-0,0900	-0,68	0,0088	-	-	-	-
-8	-0,48	0,0094	-0,0975	-0,48	0,0088	-0,0975	-0,48	0,0078	-0,0975	-0,48	-	-
-6	-0,37	0,0085	-0,0950	-0,37	0,0076	-0,0950	-0,37	0,0070	-0,0950	-0,37	-	-
-4	-0,03	0,0070	-0,0925	-0,03	0,0064	-0,0925	-0,03	0,0062	-0,0925	-0,03	0,0115	-
-2	0,19	0,0069	-0,0925	0,19	0,0062	-0,0925	0,19	0,0061	-0,0925	0,19	0,0104	-
0	0,40	0,0068	-0,0925	0,40	0,0061	-0,0925	0,40	0,0060	-0,0925	0,39	0,0100	-
2	0,60	0,0069	-0,0925	0,60	0,0061	-0,0925	0,60	0,0060	-0,0925	0,60	0,0102	-
4	0,82	0,0070	-0,0925	0,82	0,0065	-0,0925	0,82	0,0065	-0,0925	0,79	0,0114	-
6	1,02	0,0082	-0,0900	1,02	0,0080	-0,0900	1,02	0,0080	-0,0900	1,00	0,0140	-
8	1,18	0,0126	-0,0875	1,20	0,0101	-0,0875	1,22	0,0100	-0,0875	1,17	0,0172	-
10	1,31	0,0161	-0,0725	1,40	0,0136	-0,0775	1,40	0,0127	-0,0775	1,29	0,0230	-
12	1,41	0,0210	-0,0650	1,55	0,0170	-0,0725	1,55	0,0155	-0,0725	1,38	-	-
14	1,50	-	-0,0625	1,61	-	-0,0675	1,65	-	-0,0750	1,37	-	-
16	1,40	0,0190	-0,0725	1,60	-	-0,0550	1,65	-	-0,0625	1,25	0,0210	-
18	1,31	0,0161	-0,0775	1,47	0,0155	-0,0750	1,65	-	-0,0625	-	-	-

NACA 4415

$i_0 = -4^\circ; i_A = 8^\circ$				$i_0 = -4^\circ; i_A = 8^\circ$			$i_0 = -4^\circ; i_A = 8^\circ$			$i_0 = -4^\circ; i_A = 6^\circ$		
$Re = 3 \cdot 10^6$				$Re = 6 \cdot 10^6$			$Re = 9 \cdot 10^6$			Rugos $Re = 6 \cdot 10^6$		
$i [^\circ]$	C_x	C_y	C_m	C_x	C_y	C_m	C_x	C_y	C_m	C_x	C_y	C_m
-18	-	-	-	-0,74	-	0	-	-	-	-	-	-
-16	-	-	-	-0,86	-	-0,0250	-	-	-	-	-	-
-14	-0,90	-	-	-0,90	-	-0,0500	-0,90	-	-	-	-	-
-12	-0,85	-0,0129	-	-0,85	0,0105	-0,0800	-0,85	-	-	-	-	-
-10	-0,62	0,0105	-0,1000	-0,62	0,0092	-0,1000	-0,62	0,0087	-	-0,62	-	-
-8	-0,40	0,0090	-0,1000	-0,40	0,0080	-0,1000	-0,40	0,0074	-0,1000	-0,40	0,0170	-
-6	-0,20	0,0081	-0,0975	-0,20	0,0075	-0,0975	-0,20	0,0070	-0,0975	-0,20	0,0130	-
-4	0	0,0078	-0,0975	0	0,0070	-0,0975	0	0,0066	-0,0975	0	0,0116	-
-2	0,20	0,0075	-0,0950	0,20	0,0066	-0,0950	0,20	0,0064	-0,0950	0,20	0,0108	-
0	0,43	0,0074	-0,0950	0,42	0,0065	-0,0950	0,42	0,0063	-0,0950	0,40	0,0107	-
2	0,62	0,0112	-0,0922	0,62	0,0067	-0,0925	0,62	0,0067	-0,0925	0,60	0,0112	-
4	0,81	0,0074	-0,0900	0,82	0,0070	-0,0900	0,82	0,070	-0,0900	0,79	0,0127	-
6	1,03	0,0081	-0,0850	1,03	0,0080	-0,0850	1,03	0,0079	-0,0850	0,98	0,0152	-
8	1,20	0,0118	-0,0775	1,20	0,0100	-0,0875	1,20	0,0088	-0,0875	1,10	0,0180	-
10	1,31	0,0160	-0,0725	1,36	0,0131	-0,0800	1,36	0,0120	-0,800	1,23	0,0230	-
12	1,41	0,0220	0,0525	1,52	0,0173	-0,0750	1,52	0,0150	-0,0750	1,29	-	-
14	1,40	0,0220	-0,0725	1,55	0,0180	-0,0725	1,61	0,0170	-0,0750	1,22	0,0226	-
16	1,31	0,0160	-0,0750	1,50	0,0165	-0,0650	1,60	0,0167	-0,0650	1,18	0,0222	-
18	1,28	0,0137	-0,0775	1,40	0,0140	-0,0650	1,52	0,0147	-0,0650	-	-	-
20	1,21	0,0110		1,30	0,0121	-0,0750	1,45	0,0130	-0,0750	-	-	-

NACA4418

$i_0 = -4^\circ; i_A = 8^\circ$				$i_0 = -4^\circ; i_A = 10^\circ$			$i_0 = -4^\circ; i_A = 10^\circ$			$i_0 = -4^\circ; i_A = 6^\circ$		
$Re = 3 \cdot 10^6$				$Re = 6 \cdot 10^6$			$Re = 9 \cdot 10^6$			Rugos $Re = 6 \cdot 10^6$		
$i [^\circ]$	C_x	C_y	C_m	C_x	C_y	C_m	C_x	C_y	C_m	C_x	C_y	C_m
-20	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
-18	-	-	-	-	-	-0,0125	-	-	-	-	-	-
-16	-	-	-	-	-	-0,0500	-	-	-	-	-	-
-14	-0,87	0,0134	-	-0,82	0,0110	-0,0925	-	-	-	-	-	-
-12	-0,82	0,0130	-	-	-	-0,0875	-0,75	-	-	-0,75	-	-
-10	-0,61	0,0108	-	-0,62	0,0098	-0,0900	-0,66	0,0091	-	-0,66	-	-
-8	-0,45	0,0095	-	-0,45	0,0090	-0,0925	-0,45	0,0081	-	-0,45	0,01755	-
-6	-0,20	0,0086	-0,0950	-0,35	0,0085	-0,0950	-0,35	0,0078	-	-0,35	0,0155	-
-4	0	0,0082	-0,0875	-0,02	0,0076	-0,0875	-0,02	0,0070	-	-0,05	0,0125	-
-2	0,20	0,0080	-0,0875	-0,18	0,0073	-0,0875	-0,18	0,0068	-	0,16	0,0117	-
0	0,40	0,0078	-0,0850	-0,40	0,0070	-0,0850	-0,40	0,0069	-	0,35	0,00114	-
2	0,60	0,0077	-0,0825	-0,58	0,0071	-0,0825	-0,58	0,0071	-	0,55	0,0120	-
4	0,80	0,0080	-0,0775	-0,80	0,0075	-0,0775	-0,80	0,0075	-	0,70	0,0132	-
6	1,00	0,0090	-0,0750	1,00	0,0085	-0,0750	1,00	0,0085	-	0,90	0,0165	-
8	1,16	0,0105	-0,0725	1,16	0,0103	-0,0725	1,16	0,0103	-	1,01	0,0200	-
10	1,30	0,0137	-0,0675	1,33	0,0140	-0,0725	1,33	0,0133	-	1,11	-	-
12	1,40	0,0250	-0,0525	1,46	0,0180	-0,0675	1,49	-	-0,0675	1,11	-	-
14	1,42	-	-0,0525	1,50	-	-0,0675	1,52	-	-0,0700	-	-	-
16	1,40	0,0205	-0,0600	1,40	0,0160	-0,0625	1,49	-	-0,0650	-	-	-
18	1,37	0,0170	-0,0650	1,30	0,0130	-0,0650	1,38	-	-0,0650	-	-	-
20	-	-	-0,0650	1,29	0,0125	-0,0650	1,35	0,0132	-0,0650	-	-	-

NACA 4421

$i_0 = -3,8 ; i_A = 8$				$i_0 = -3,8 ; i_A = 8$			$i_0 = -3,8 ; i_A = 8$			$i_0 = -3,8 ; i_A = 6^\circ$		
$Re = 3 \cdot 10^6$				$Re = 6 \cdot 10^6$			$Re = 9 \cdot 10^6$			Rugos $Re = 3 \cdot 10^6$		
$i [^\circ]$	C_x	C_y	C_m	C_x	C_y	C_m	C_x	C_y	C_m	C_x	C_y	C_m
-18	-	-	-	-0,98	-	-0,0350	-	-	-	-	-	-
-16	-	-	-	-0,85	-	-0,0700	-	-	-	-	-	-
-14	-1,00	0,0157	-0,1000	-1,03	0,0137	-0,1000	-1,01	0,0122	-	-	-	-
-12	-0,080	0,0130	-0,1050	-0,83	0,0116	-0,1000	-0,86	0,0111	-0,1000	-	-	-
-10	-0,63	0,0121	-0,1025	-0,65	0,0100	-0,0950	-0,66	0,0096	-0,0950	-0,55	0,0200	-
-8	-0,45	0,0100	-0,0950	-0,45	0,0089	-0,0925	-0,45	0,084	-0,0925	-0,45	0,0174	-
-6	-0,25	0,0091	-0,0975	-0,25	0,0081	-0,0900	-0,25	0,0078	-0,0900	-0,25	0,0143	-
-4	-0,05	0,0085	-0,0875	-0,05	0,0077	-0,0875	-0,05	0,0076	-0,0875	-0,05	0,0126	-
-2	0,18	0,0083	-0,0800	0,18	0,0074	-0,0800	0,18	0,0072	-0,0800	-0,15	0,0121	-
0	0,37	0,0085	-0,0775	0,37	0,0075	-0,0775	0,37	0,0072	-0,0775	0,31	0,0121	-
2	0,58	0,0088	-0,0750	0,58	0,0079	-0,0750	0,58	0,0075	-0,0750	0,50	0,0128	-
4	0,75	0,0092	-0,0750	0,75	0,0082	-0,0750	0,78	0,0080	-0,0750	0,67	0,0148	-
6	0,91	0,0100	-0,0725	0,98	0,0097	-0,0725	0,98	0,0095	-0,0725	0,82	0,0180	-
8	1,10	0,0125	-0,0700	1,12	0,0111	-0,0700	1,15	0,0105	-0,0700	0,94	0,0220	-
10	1,22	0,0131	-0,0600	1,28	0,0138	-0,0650	1,30	0,0127	-0,0650	0,97	-	-
12	1,32	0,0207	-0,0525	1,39	-	-0,0625	1,42	-	-0,0625	0,96	-	-
14	1,31	0,0200	-0,0500	1,42	-	-0,0750	1,45	-	-0,0675	0,94	0,0220	-
16	1,30	0,0188	-0,0525	1,34	-	-0,0550	1,47	-	-0,0800	0,91	0,0210	-
18	1,30	0,0188	-0,0575	1,31	-	0,0600	1,35	-	-0,0120	0,88	0,0196	-
20	1,29	0,0180	-0,0650	1,29	0,0140	-0,0650	1,35	-	-0,0875	-	-	-
22	1,28	0,0177	-	1,24	0,0130	-0,0950	1,31	0,0130	-	-	-	-

NACA 4424

$i_0 = -4; i_A = 8^\circ$				$i_0 = -4; i_A = 8^\circ$			$i_0 = -4; i_A = 8^\circ$			$i_0 = -3,7^\circ; i_A = 6^\circ$		
$Re = 3 \cdot 10^6$				$Re = 6 \cdot 10^6$			$Re = 9 \cdot 10^6$			Rugos $Re = 6 \cdot 10^6$		
$i [^\circ]$	C_x	C_y	C_m	C_x	C_y	C_m	C_x	C_y	C_m	C_x	C_y	C_m
-16	-	-	-	-0,84	-	-0,0950	-	-	-	-	-	-
-14	-	-	-	-0,86	-	-0,1000	-	-	-	-	-	-
-12	-0,78	0,0137	-	-0,81	0,0115	-0,0975	-0,83	-	-	-0,60	-	-
-10	-0,60	0,0118	-0,1025	-0,63	0,0103	-0,1000	-0,63	0,0097	-0,0900	-0,52	0,0195	-
-8	-0,42	0,0102	-0,0900	-0,45	0,0094	-0,1000	-0,45	0,0088	-0,0850	-0,45	0,0180	-
-6	-0,23	0,0094	-0,0875	-0,27	0,0087	-0,0850	-0,27	0,0081	-0,0875	-0,27	0,0151	-
-4	0,05	0,0090	-0,0775	-0,05	0,0081	-0,0875	-0,05	0,0078	-0,0775	-0,10	0,0139	-
-2	0,15	0,0089	-0,0775	0,15	0,0080	-0,0775	0,15	0,0075	-0,0750	0,10	0,0131	-
0	0,35	0,0090	-0,0750	0,35	0,0080	-0,0750	0,35	0,0076	-0,0750	0,27	0,0135	-
2	0,56	0,0097	-0,0725	0,56	0,0086	-0,0725	0,56	0,0080	-0,0725	0,42	0,0143	-
4	0,73	0,0103	-0,0700	0,73	0,0092	-0,0700	0,73	0,0088	-0,0700	0,61	0,0170	-
6	0,90	0,0107	-0,0675	0,95	0,0104	-0,0675	0,95	0,0100	-0,0675	0,74	0,0220	-
8	1,04	0,0140	-0,0650	1,10	0,0120	-0,0650	1,10	0,0113	-0,0650	0,81	-	-
10	1,20	0,0170	-0,0575	1,23	0,0124	-0,0575	1,23	0,0119	-0,0575	0,80	-	-
12	1,25	-	-0,0550	1,30	0,0150	-0,0550	1,33	0,0130	-0,0550	0,81	-	-
14	1,28	-	-0,0525	1,31	-	-0,0525	1,34	-	-0,0550	0,82	-	-
16	1,29	-	-0,0575	1,24	0,0127	-0,0500	1,39	-	-0,0575	0,82	-	-
18	1,25	-	-0,0500	1,25	0,0128	-0,0500	1,30	0,0124	-0,0500	0,82	-	-
20	1,22	-	-0,0500	1,22	0,0124	-0,0500	-	-	-0,0500	0,82	-	-
22	1,22	-	-0,0550	1,20	0,0122	-0,0550	-	-	-0,0550	0,83	-	-
24	-	-	-0,0750	1,21	0,0122	-	-	-	-	0,85	-	-

6. Optimizarea construcției turbinelor eoliene cu ax orizontal

Cercetările prezentate în acest capitol au un caracter de asamblare inginerescă urmărind sistematizarea unor cunoștințe de bază, completarea lor prin soluții originale, elaborarea de algoritme care realizează conectarea lor la o geometrie a paletelor, a curbelor caracteristice într-un larg domeniu de exploatare. Optimul se construiește prin iterații "geometrie-performanțe" urmărind în final maximizarea energiei extrase pentru valorificare din vânt.

Metodologia elaborată în cadrul tezei este prezentată în următoarea succesiune :

- Problematika optimizării ;
- Etape pregătitoare ;
- Curbe deziderat și prima geometrie ;
- Structura programului de calcul pentru curbe caracteristice și pentru optimizarea geometriei paletei ;
- Exemplificări de analize efectuate cu ajutorul programului.

6.1. Problematika optimizării

Prin optimizarea soluției constructive a paletei turbinei de vânt înțeleg obținerea acelor contururi aerodinamice care realizează o caracteristică funcțională dorită pentru o aplicație oarecare.

În acest capitol se tratează ca aplicație domeniul agregatelor aeroelectrice destinate centralelor aeroelectrice. Mă concentrez asupra turbinelor cu turație constantă, cu reglaj a puterii prin desprindere de strat limită și frânare aerodinamică prin fracționarea paletei. Metodologia elaborată este aplicabilă și în alte domenii ale turbinelor cu ax orizontal. Ea are mai multe etape care se prezintă sintetic în această introducere.

Etape pregătitoare. Acestea se parcurg pe baza cunoașterii și sistematizării experienței bogate acumulate în ultimul deceniu. Din aceste analize se stabilește legătura între putere și dimensiunile turbinei precum și tipul de turbină (rapiditatea acestuia). Folosind și analizele privind oferta energetică a amplasamentelor se optează pentru familia de profile. Rezultă în final diametrul turbinei, puterea de instalare, viteza de instalare și turația turbinei. Se face un bilanț energetic pentru lanțul de puteri de la cea teoretică extrasă din vânt până la cea care se obține la bornele generatorului electric.

Elaborarea primei geometrii se realizează folosind aceste rezultate ținând seama de faptul că punctul de instalare și cel optim (C_{Pmax}) nu se suprapun. Se estimează distinct cele două puncte de exploatare, se asociază acestora valori estimate ale coeficientului de putere și se elaborează o "geometrie - compromis" pentru domeniul "punct optim și punct de instalare". Această soluție se verifică și din

considerente de rezistență mecanică în domeniul larg al vitezei, rezultând gabaritele structurii paletei.

Curbele caracteristice asociate geometriei paletei se calculează prin metoda portanței. Acestea sunt finalizate prin cele două familii de curbe: curbe de exploatare : $P_T = f(v, n)$; $M_T = f(v, n)$; $F_{ax} = (v, n)$ și de curbe adimensionale :

$$C_{PT} = f(\lambda) \quad ; \quad C_{MT} = f(\lambda) \quad ; \quad C_F = f(\lambda)$$

În cadrul prezentei cercetări mă refer la turbina propriu-zisă, deci puterea este cea la arborele turbinei.

Optimizarea geometriei paletei constă în modificarea succesivă a geometriei inițiale pentru a obține curbe caracteristice apropiate de cele formulate ca deziderat. Curbele deziderat se aproximează pe baza cunoștințelor acumulate urmărind, în cazul reglării puterii prin desprinderea stratului limită, două obiective :

- a) În zona puterilor inferioare celei de instalare se cere maximizarea puterii ;
- b) În zona vitezelor mai mari decît cea de instalare se cere plafonarea puterii la nivelul celei de instalare și menținerea acestei puteri într-un interval cât mai extins în domeniul vitezei de instalare - viteză maximă de exploatare. Se mai cere reducerea puterii aproape de zero în vecinătatea imediată a vitezei maxime de exploatare.

Pentru protecția agregatului în acest regim se declanșează și frânarea aerodinamică.

6.2. Curbe deziderat și prima geometrie

Optimizarea turbinei eoliene destinată unei centrale (ferme) aeroelectrice are ca obiectiv final maximizarea energiei extrase din vânt, pentru valorificare, în condițiile specifice ale unui amplasament.

Aceasta se transpune în realizarea unei curbe de exploatare a turbinei având o alură care asigură maximizarea energiei extrase. Suplimentar se impune și asigurarea protejării agregatului la valori peste limita de funcționare.

La generațiile noi de turbine de vânt acestea sunt echipate cu palete montate rigid pe butucul rotorului care își reglează puterea prin desprinderea stratului limită de pe extradadosul paletei, de aceea alura curbelor de exploatare prezintă o formă aparte (fig. 6.2.1)

Atingerea unui astfel de obiectiv denumit generic "**curbă deziderat**"(funcția scop) se realizează în mai multe etape, prin corecții succesive, pornind de la o geometrie inițială ("geometrie compromis").

Analiza din acest capitol oferă metode preliminare pentru prima geometrie și orientează corecțiile acesteia.

Aceste metode sunt necesare în modurile de decizie a ciclurilor iterative, de corectare, orientând pe baza unor raționamente științifice și tehnice posibilitățile de corecție a geometriei.

Se operează în continuare cu relațiile generale din teoria turbinelor neîntubate :

$$\text{Puterea turbinei : } P = C_p \cdot \rho \cdot \frac{v^3}{2} \cdot S \quad ; \quad S \cong \frac{\pi D^2}{4} \left(1 - \frac{d^2}{D^2} \right)$$

$$\text{Numărul caracteristic al turbinei : } \lambda = \frac{u_R}{v} = \frac{\omega \cdot \frac{D}{2}}{v}$$

C_p : coeficientul de putere

ρ : densitatea aerului

v : viteza vântului

D : diametrul turbinei

d : diametrul butucului

u_R : viteza periferică la vârful paletelor.

Tipul de turbină se caracterizează prin curba $C_p = f(\lambda)$ respectiv $C_p = f(v, n)$.

Strategia concepției unei "curbe deziderat" poate fi urmărită în fig. 6.2.1. În figură sunt prezentate caracteristica de exploatare și adimensională ale unei turbine studiate. Puterea este cea valorificabilă de turbină $P \cong 700$ kW. Diametrul turbinei este : $D = 39$ m, turația rotorului : $n = 20$ rot/min. Densitatea masică a aerului s-a considerat : $\rho = 1,1$ kg/m³.

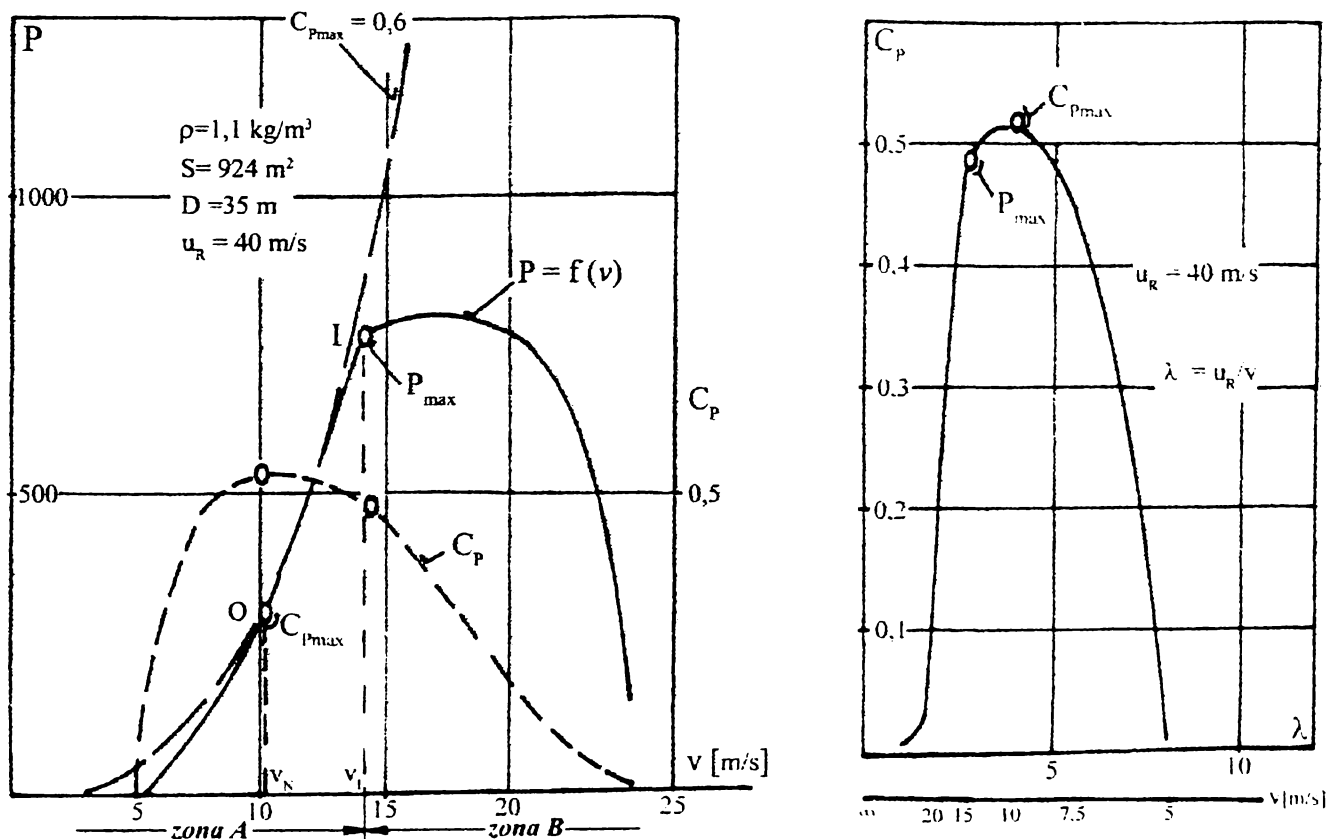


Fig. 6.2.1

Au fost marcate pe curbe două puncte de funcționare : **O** (optim) - cel corespunzător maximului coeficientului de putere și **I** (instalare) - corespunzător puterii maxime valorificabile.

Curba de exploatare are două ramuri distincte : una, în zona **A**, a puterilor mai mici decât P_{max} , respectiv a vitezelor de vânt mici și a doua în zona **B**, a vitezelor mari de vânt unde turbina are tendința de a realiza puteri mai mari decât valoarea P_{max} . Puterea maximă (de instalare) este cea la care este dimensionată linia de mașini ca ansamblu aeroelectric. Fiecăreia din aceste zone i se asociază obiective distincte.

În zona **A** ($P \leq P_{max}$) obiectivul este maximizarea coeficienților de putere. În a doua zonă a curbei, **B** - obiectivul este plafonarea puterii la nivelul valorii P_{max} ($=P_i$). În planul curbei adimensionale $C_p = f(\lambda)$ această zonă corespunde valorilor mici ale numerelor caracteristice unde curba $C_p - \lambda$ trebuie să realizeze o cădere relativ bruscă. În cadrul obiectivului pentru această zonă dificultatea constă în controlul coeficienților de putere în funcție de vitezele de vânt în așa fel încât puterea să se mențină în apropierea valorii maxime într-un domeniu larg al vitezelor de vânt (14-25 m/s în cazul turbinei studiate).

Acest control poate fi obținut prin proiectarea desprinderii stratului limită (cu ajutorul metodelor aerodinamice) cu evoluție controlată în lungul razei paletei. Această optimizare a plafonării puterii se realizează acționând în principal asupra unghiului de instalare al profilelor din componența paletei.

Experiența Centrului de Cercetare pentru Aeroenergetică din cadrul Universității "Politehnica" din Timișoara arată că pentru controlul prin proiectare a desprinderii este rațional să fie utilizată zona razelor mari (spre periferie) și mai puțin zona butucului turbinei. Astfel desprinderea trebuie să înceapă la vârful paletei și să fie extinsă treptat spre raze mai mici. În acest sens, analizând aproximativ fenomenul se poate evalua efectul reglajului de putere prin neparticiparea la transferul de energie a unei coroane circulare (fig.6.2.2) al cărei randament parțial devine foarte mic în urma desprinderii stratului limită.

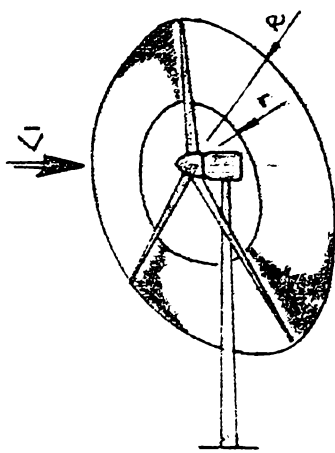


Fig. 6.2.2

În tabelul 6.2.1 se prezintă pentru cazul particular al turbinei analizate evoluția în lungul paletei de la periferie spre butuc a tronsonului de paletă ce intră în desprindere funcție de viteza vântului. Sunt deasemenea calculați coeficienții de putere ai turbinei necesari pentru realizarea plafonării puterii la nivelul impus prin curba deziderat din fig.6.2.1.

De exemplu la 17,5 m/s pentru plafonarea puterii este necesar un coeficient de putere de 0,32, desprinderea extinzându-se de la periferie până la 0,8 din lungimea întregii palete.

Tabel 6.2.1

v [m/s]	15	17,5	20	22,5	25
C_p	0,46	0,32	0,19	0,08	0
r/R	0,96	0,80	0,62	0,40	0
r [m]	19	16	12,5	8	întreaga paletă
$R-r$ [m]	1	4	7,5	12	

O astfel de analiză poate oferi deci proiectantului, pentru generarea "geometriei compromis" informații privind distribuția încărcării $C_p = f(v)$ prin care să fie controlată evoluția puterii turbinei. În mod similar pot fi făcute și alte analize pe curbele deziderat.

6.2.1. Prima geometrie

Elaborarea primei geometrii apelează de cele mai multe ori la informații obținute prin sistematizarea experienței anterioare acumulate în domeniul valorificării energiei eoliene și ține de ingeniozitatea și experiența proiectantului.

Necesitatea proiectării unei astfel de geometrii inițiale constă în reducerea numărului de etape iterative în cadrul procesului de optimizare. În acest sens este util ca să existe o primă geometrie care să se apropie cât mai mult de soluția finală. În cadrul procesului de optimizare ajustările pe care le operează asupra acesteia sunt ajustări de finețe și nu de fond.

Schema logică concepută pentru calculul primei geometrii este prezentată în fig 6.2.1.1 și are zece secvențe principale de calcul:

Secvența 1

În cadrul acestei secvențe pe baza datelor energetice ale amplasamentului, oferite prin curbe de acoperire și frecvență a regimului vântului, se evaluează viteza de insalare la cota turbinei. De regulă aceasta se alege peste valoarea medie multianuală în urma unor estimări energetice (energie anuală, puterea mijlocie, timpul echivalent de funcționare, etc.).

Secvența 2

Această secvență evidențiază strategia după care derulează calculul geometriei. În acest sens sunt două puncte de funcționare ale curbei de exploatare a turbinei : punctul optim de funcționare (0), respectiv punctul de instalare (I). Punctului optim de funcționare i se asociază viteza nominală v_N : $v_N = k \cdot v_I$.

În fiecare din aceste puncte se calculează câte o geometrie iar ulterior prin compromis se stabilește geometria finală.

Tot în această secvență se identifică nivelul de putere pentru care se fac calculele. De regulă se preferă puterea la arborele turbinei P_{arb} (fără a lua în

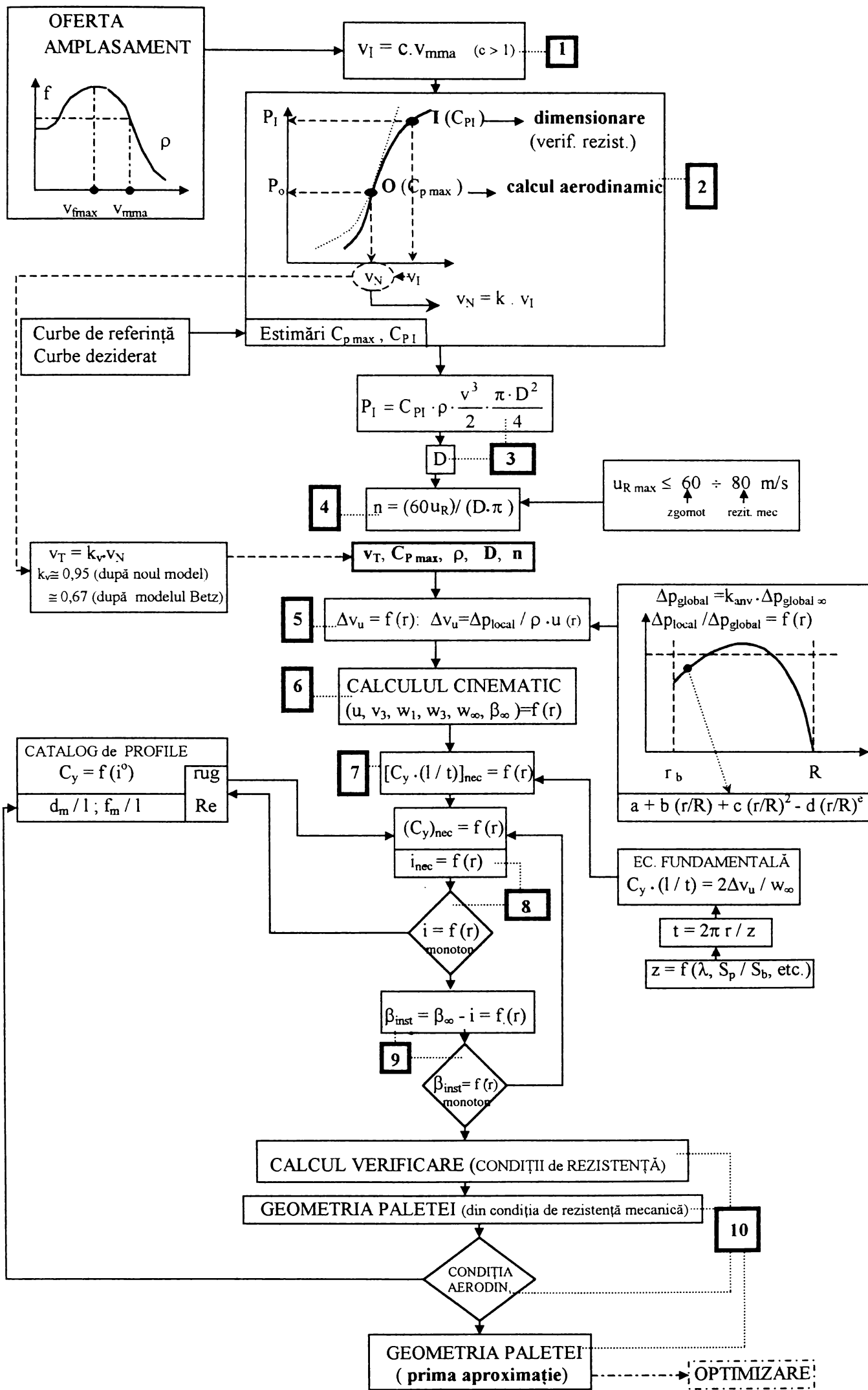


Fig. 6.2.1.1

considerare randamentele lagărelor). Aceasta este dată de produsul puterii absorbite de turbină și randamentul aerodinamic : $P_{arb} = P_{abs} \cdot \eta_a$. Randamentul aerodinamic din experiențele proprii poate fi acceptat într-o primă aproximație : 0,8.

Valoarea coeficientului C_{Pmax} după modelul Betz este limitată la valoarea $C_{Pmax} = 0,592$ corespunzător puterii absorbite, respectiv $C_{Pmax} = 0,8 \cdot 0,592 = 0,47$ corespunzător puterii la arborele turbinei.

Pentru cele două puncte distincte sunt estimate valorile coeficienților de putere, respectiv pentru punctul de optim un coeficient C_{Pmax} pentru punctul de instalare C_{PI} . Valorile sunt estimate pe baza unor analize privind curbe de referință ale unor agregate testate și confirmate ca performante.

Utilizarea noului model propus pentru turbina de vânt, prezentat în capitolul 5, oferă posibilitatea acceptării pentru coeficientul C_{Pmax} și a valorilor mai mari decât limita modelului Betz. În condiții realiste, la nivelul arborelui turbinei, se poate merge spre valori de $0,60 \div 0,70$.

Secvența 3

Această secvență rezolvă determinarea dimensiunilor turbinei. Din relația

puterii scrisă în punctul de instalare $P_I \cong C_{PI} \cdot \rho \frac{v_I^3}{2} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}$ se obține

$$D \cong \sqrt{\frac{8 \cdot P_I}{C_{PI} \cdot \rho \cdot v_I^3 \cdot \pi}} \quad (\text{Relația este aproximativă fiind neglijat aici diametrul butucului})$$

Secvența 4

În cadrul acestei secvențe se stabilește turația turbinei. Relația de calcul utilizată este : $n = \frac{30}{\pi} \cdot \omega = \frac{60}{\pi} \cdot \frac{u_R}{D}$ u_R - este viteza tangențială la vârful paletei.

Din condiții de rezistență mecanică aceasta se limitează la valoarea de 80 m/s. Cercetări ale unor firme daneze privind fenomenele secundare la capăt de paletă funcție de turație și forma acestuia recomandă limitarea valorii pentru viteza tangențială la capătul paletei sub 60 m/s din considerente de zgomot. Această informație precum și experiența proprie obținută pe grupurile aeroelectrice din amplasamentul Semenic și testele pe palete în stația de supraturare a Universității "Politehnica" Timișoara au determinat opțiunea pentru valoarea de 60 m/s. Avantajul unor turații mai mici determină și restricții mai lejere impuse sistemului de protecție la supraturare (ambalare) a turbinei.

Secvența 5

Mărimile de intrare pentru această secvență sunt :

- viteza axială în dreptul turbinei : v_{Ta} ;
- coeficientul maxim de putere C_{Pmax} (corespunzător punctului de funcționare optim) ;

- densitatea masică a fluidului de lucru (aerului): ρ ;

- turația turbinei : n .

Evaluarea vitezei v_T se face după noul model propus pentru turbina de vânt în capitolul 5.

$$\text{Astfel : } v_{Ta} \cong \frac{v_N + v_{3a}}{2} = v_N \left(\frac{1 + k_{v_{3a}}}{2} \right) = k_{v_T} \cdot v_N ; \quad k_{v_{3a}} = \frac{v_{3a}}{v_N}$$

v_{3a} - este componenta axială a vitezei curentului în secțiunea de ieșire din rotor.

Conform noului model $k_{v_{3a}}$ l-am estimat în jurul valorii de 0,9, astfel $k_{v_T} \cong 0,95$; $v_{Ta} \cong 0,95 \cdot v_N$, valoare acceptată ca și constantă pentru întreaga paletă : $v_{Ta} = f(r) = \text{ct}$. Cu aceste date în cadrul secvenței se determină distribuția deviației tangențiale a curentului exprimată prin mărimea $\Delta v_{u_{13}}$, în funcție de rază (r).

Determinarea acestei repartiții se face, pornind de la ecuația fundamentală a turbomașinilor $\Delta v_{u_{13}}(r) = \frac{\Delta p_{local}(r)}{\rho \cdot u(r)}$.

$\Delta p_{local} = f(r)$ reprezintă distribuția încărcării paletelor cu raza.

Turbinele hidraulice se construiesc de regulă cu căderi constante de-a lungul razei. În acest caz se limitează raza butucului la valori relativ mari din considerentul limitării deviației curentului la profilele din zona razelor mici.

La pompele axiale se utilizează și variante cu repartiții pătratice cu raza a înălțimii de pompare locale rezultând astfel încărcări mai mari la periferia rotorului și posibilitatea reducerii diametrului butucului.

În cazul turbinelor de vânt din cauza dimensiunilor mari și a neîntubării apar particularități care impun o tratare diferită a repartizării încărcării. Raza relativă a butucului rezultă din considerente constructive mult mai mică decât la mașinile hidraulice clasice $\left(\frac{r_b}{R} < 0,2 \right)$. Se impune astfel o încărcare redusă a secțiunilor

aferente acestei zone pentru a evita utilizarea de profile cu deviații foarte mari. Datorită anvergurii finite capetele paletelor trebuie tratate cu atenție pentru a reduce mișcările secundare generatoare de zgomot aerodinamic. Unii autori utilizează repartiții de încărcări de tip elipsă, cu încărcări nule la cele două capete ale paletelor.

În cadrul Centrului de Cercetare pentru Aeroenergetică din Universitatea "Politehnica" Timișoara se utilizează o repartiție polinomială aplicată căderii de presiune locală a turbinei.

Se prezintă sintetic această metodă dezvoltată în continuare.

Relația puterii teoretice a turbinei : $P_t = Q \cdot \Delta p_{t_g}$

Δp_{t_g} - căderea de presiune totală teoretică a turbinei (cădere globală).

Aceasta se referă la anvergura finită : $Anv = \frac{R - r_b}{l_m}$

R - raza turbinei

r_b - raza primei secțiuni (butuc)

l_m - coarda medie a profilelor componente ale paletei.

Pentru a apela catalogul de profile de anvergură infinită trebuie corectată căderea de presiune globală : $\Delta p_{t_g \infty} = k_{Anv} \cdot \Delta p_{t_g}$

Coeficientul de influență a fost aproximat prin extinderea relațiilor obișnuite de la aripa cu anvergură finită : $\frac{\Delta p_{t_g \infty}}{\Delta p_{t_g}} \cong 1 + 0,175 \cdot \frac{l_m}{R - r_b} = k_{Anv}$.

Pentru valorile locale în condițiile anvergurii infinite în forma adimensionalizată a fost utilizat polinomul : $y = a + bx + cx^2 - dx^e$

$$y = \frac{(\Delta p_t)_{local}}{\Delta p_{t_g \infty}} \quad ; \quad x = \frac{r}{R}$$

Cele cinci constante din funcția de repartiție pot fi determinate din condițiile:

- integrala puterii ;
- valori locale impuse la capetele paletei.

Rămân două grade de libertate prin care poate fi reglată alura curbei de încărcare.

Condiția însumării puterii poate fi scrisă ca : $Q \Delta p_{t_g \infty} = \int_{r_b}^R \Delta p_{t_{local}} \cdot dQ$

Prin adimensionalizare se obține : $1 = \int_{r_b}^R \frac{\Delta p_{t_{local}}}{\Delta p_{t_g \infty}} \cdot \frac{dQ}{Q}$;

cu $Q = \pi \cdot R^2 \cdot v_{axT}$ și $dQ = 2\pi r \cdot v_{axT} \cdot dr$ rezultă : $\int_{x_b}^1 y \cdot x \cdot dx = \frac{1}{2}$

respectiv : $\int_{x_b}^1 (ax + bx^2 + cx^3 - dx^{(e+1)}) = 0,5$

Prin integrare se obține : $a \cdot \frac{x^2}{2} + b \cdot \frac{x^3}{3} + c \cdot \frac{x^4}{4} - d \frac{x^{(e+2)}}{e+2} = 0,5$ pentru limitele $x_b, 1$

Condiții limită impuse sunt : $r = R$; $x = 1$; $y = 0$

$r = r_b$; $x_b = \frac{r_b}{R}$; $y = y_b$ (eventual $y = 0$)

Alte două condiții complementare în primă aproximație pot fi : $b = 0$; $e = 4$.

Astfel constantele polinomului pot fi determinate. Prin alte valori ale ultimelor două constante poate fi schimbată alura curbei (ex. locul maximului).

În final rezultă repartiția : $(\Delta p_t)_{local} = f(r)$ (fig. 6.2.1.2) utilizată în algoritmul de dimensionare a primelor geometrii ale paletii.

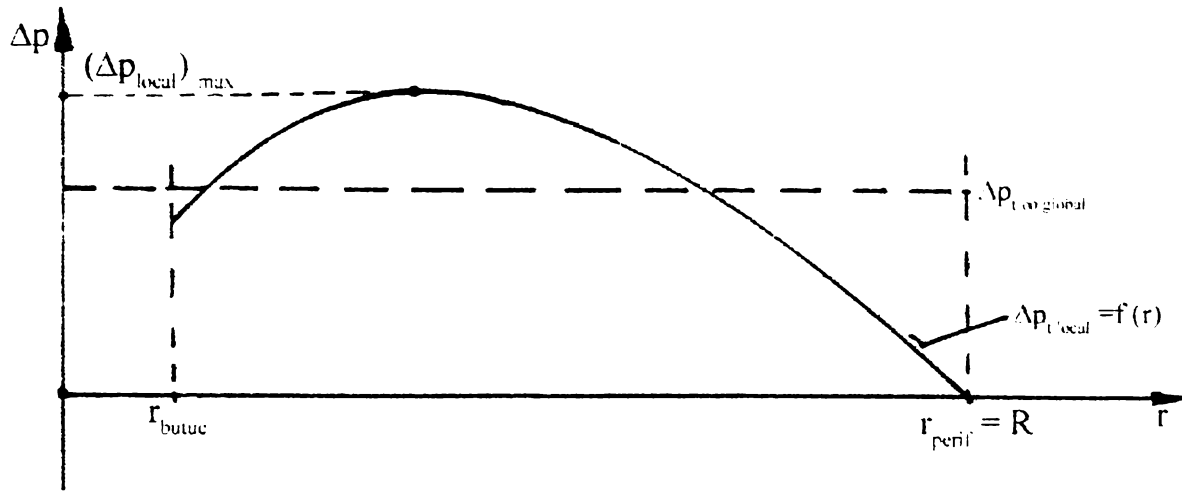


Fig. 6.2.1.2

Secvența 6 rezolvă calculul mărimilor cinematice în lungul razei paletii. Viteza în secțiunea de intrare v_1 se admite constantă pe toată lungimea paletii 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 $u_r = u_R \cdot (r/R)$.

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 (∞), prin relații trigonometrice obișnuite.

Datele sunt sintetizate într-un tabel de forma :

Tabel 6.2.1.1

r	r_b	R
$v_N = ct$			
$u_r = u_R \cdot \frac{r}{R}$			
$v_l = v_N$			
$\alpha_l = 90^\circ$			
$w_l = \sqrt{u^2 + v_1^2}$			
$\beta_1 = \arcsin \frac{v_1}{w_1}$			
$v_{3a} = k_{v_{3a}} \cdot v_1 = 0,9 \cdot v_1$			
$\Delta v_{u_{13}} = \frac{\Delta p_{local}}{\rho \cdot u_r}$			
$w_3 = \sqrt{(u + \Delta v_{u_{13}})^2 + v_{3a}^2}$			

$\beta_3 = \arcsin \frac{v_{3a}}{w_3}$			
$v_{Ta} = \frac{v_1 + v_{3ax}}{2}$			
$w_\infty = \sqrt{\left(u + \frac{\Delta v_{u13}}{2}\right)^2 + v_{Ta}^2}$			
$\beta_\infty = \arcsin \frac{v_{Ta}}{w_\infty}$			

Secvența 7

În cadrul acestei secvențe pentru mărimile cinematice determinate în secvența anterioară se calculează corespunzător fiecărei secțiuni de calcul valoarea încărcării aerodinamice necesară a profilului. Pentru aceasta se apelează ecuația

fundamentală a turbomașinilor în forma : $C_y \cdot \frac{l}{t} = \frac{2\Delta v_{u13}}{w_\infty}$

C_y - coeficient de portanță

l - coarda profilului

t - pasul rețelei de palete $t = \frac{2\pi \cdot r}{z}$

z - numărul de palete

Numărul de palete se stabilește prin analize privind rapiditatea turbinei (λ), soliditatea acesteia $\frac{S_p}{S_b}$ (S_b - suprafața baleiată de rotor, S_p - suprafața totală a paletelor),

considerente de echilibrare a maselor, etc. Pentru turbinele cu ax orizontal ($\lambda > 5$) acestea se aleg de regulă 2, 3 sau 4.

Astfel încărcarea aerodinamică necesară a profilului se determină cu relația :

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

Secvența 8

Din valorile încărcării aerodinamice $(C_y \cdot l)_{nec}$ calculate, alegând o distribuție a corzilor cu raza $l = f(r)$, se determină valoarea coeficientului de portanță necesar al profilelor pentru fiecare secțiune de calcul $C_{y,nec.}$

În continuare se optează pentru familia de profile ce intră în componența paletajului și se aleg profilele respectând monotonia geometriei (prin $d_m/l = f(r)$ și $f_m/l = f(r)$). În această direcție opțiunea autorului tezei este pentru familia de

profile NACA cu patru cifre. Pentru această familie am construit relații analitice valabile pentru întreaga familie de profile într-un domeniu larg de incidențe (cap.5) pe baza cărora se generează un catalog de profile.

Apelând acest catalog, pentru valorile $C_{y\ nec}$ din fiecare secțiune de calcul se identifică valoarea unghiurilor de incidență i_{nec} , pentru profilele alese. Se analizează alura curbei $i_{nec} = f(r)$, aceasta corectându-se dacă este necesar pentru realizarea unei monotonii a distribuției incidenței în lungul razei $i = f(r)$. Corecția se realizează în cadrul unei bucle iterative " $i - (C_{y \cdot l})_{nec}$ ".

Secvența 9

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 acestei secvențe se afișează geometria paletei precizată, pentru fiecare secțiune de calcul (r), prin :

- codul profilului ; (codul profilului este un număr sintetic ce concentrează principalele caracteristici geometrice ale profilului : sageata relativă, locul săgetii relative, grosimea maximă relativă și locul grosimii maxime relative, toate fiind date procentual)
- coarda profilului l ;
- unghiul de instalare ;
- poziția axei de instalare a profilului (aceasta de regulă se alege inițial ca fiind poziția grosimii maxime, iar ulterior se ajustează dacă este necesar din considerente de monotonie a geometriei paletei).

Secvența 10

În cadrul acestei secvențe pentru geometria calculată se efectuează calcule de verificare a rezistenței mecanice pentru condițiile normale și extreme de exploatare ale turbinei.

În funcție de necesități, geometria inițial calculată se redimensionează în cadrul unui ciclu iterativ prin controlul aerodinamic al paletei.

Geometria care satisface atât condițiile aerodinamice cât și cele de rezistență mecanică se reține ca fiind cea bună. Aceasta este geometria denumită "**prima geometrie**" care ulterior se supune optimizării în scopul obținerii acelei geometrii care poate asigura în funcționare o curbă de putere cât mai apropiată de curba deziderat (funcția scop).

Metoda de calcul prezentată a fost utilizată pentru proiectarea a două familii de turbine cu ax orizontal în cadrul unor programe de cercetare derulate de Universitatea "Politehnica" Timișoara și Centrul de Cercetare pentru Aeroenergetică la care a participat și autorul tezei. Una dintre acestea codificată OPSM 7 cu reglaj al unghiului de instalare al paletei, a fost testată atât pe model la scara 1 : 3 (30 kW), cât și la scara 1 : 1 (300 kW). Cea de-a doua, codificată

TVF-2 cu reglaj al puterii prin desprinderea stratului limită și frânare aerodinamică a fost deasemenea testată la scara 1 : 1 (300 kW).

Ambele turbine de 300 kW au fost testate în condițiile unui amplasament real pe muntele Semenic (altitudine 1400 m - jud. Caraș-Severin).

6.2.2 Curba deziderat

Pornind de la prima geometrie, calculată după metoda prezentată anterior, se procedează la optimizarea acesteia în etape succesive, prin ajustări ale mărimilor geometrice în scopul apropierii curbei de exploatare a turbinei studiate cât mai mult posibil de curba deziderat aleasă.

În vederea stabilirii curbei deziderat am analizat câteva curbe de referință ale unor turbine de vânt testate și confirmate ca performante, realizate de firme consacrate în domeniu.

Turbinele analizate sunt date în tabelul următor :

Tabel 6.2.2.1

Cod turbină	Denumire turbină	Puterea instalată [kW]	Diametrul rotorului [m]	Turația de funcționare [rot/min]	Reglajul puterii
1.	LM 18 H (DANMARK 36)	500	36	31	autoplafonare
2.	AEROTECH - 17PI 85	100	17	53	reglaj paletă
3.	WIND MASTER 300	300	28	48	reglaj paletă
4.	VESTAS V 27	225	27	44	reglaj paletă
5.	MITSUBISHI 300	300	29	49	reglaj paletă
6.	CARTER 300	300	23,8	48	autoplafonare
7.	NORDTANK 300	300	31	36	autoplafonare
8.	BONUS 300 MkII	300	31	31	autoplafonare
9.	MICON M750	400	31	35	autoplafonare

Curbele de exploatare analizate pentru aceste turbine sunt curbe măsurate, toate aceste tipuri de turbine sunt la ora actuală în funcțiune în centrale aeroelectrice din diverse amplasamente în întreaga lume.

În tabelul 6.2.2.2 sunt sintetizate curbele de exploatare pentru cele 9 turbine analizate. Acestea sunt date pentru puterea electrică la bornele generatorului electric (P_{el}).

P_{el} [kW]

Tabel 6.2.2.2

Cod turbină	v [m/s] Tip turbină	P_{el} [kW]											
		2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24
1	LM 18 H	-	-	40,4	126,3	249	386,7	492,3	525	498	436,8	411,6	418,4
2	Wind Master	-	-	20	70	132	210	280	300	300	300	300	300
3	Vestas V27	-	4,5	31,5	83	149	204,5	223	225	225	225	225	225
4	Aerotech	-	-	12,5	27	52,5	77	83	85,5	87	87	87	87
5	Carter	-	-	16	66	122	180	228	261,5	279	286	288	-
6	Bonus	-	-	32	106	184	247	293	303,5	305	290	260	245

7	Mitsubishi	-	-	22	80	152	231	290	300	300	300	300	300
8	Micon	-	11	41	100	185	290	375	410	385	350	315	295
9	Nordtank	-	-	44	106	198,5	264	321	340	335	324	310	-

Pentru o comparație corectă a performanțelor, curbele au fost transpuse în forme adimensionale $C_{Pel} = f(\lambda)$ prin intermediul relațiilor :

- coeficientul de putere (asociat puterii P_{el}) :

$$C_{Pel} = \frac{P_{el}}{\rho \cdot \frac{v^3}{2} \cdot S_b} = \frac{P_{el}}{\frac{\pi}{8} \cdot \rho \cdot v^3 \cdot \pi \cdot D^2 \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right]}$$

- numărul caracteristic : $\lambda = \frac{u_R}{v} = \frac{D}{2} \cdot \omega = \frac{\pi}{60} \cdot \frac{D \cdot n}{v}$

n - turația turbinei.

Am acceptat pentru calcule o valoare de $1,23 \text{ kg/m}^3$ pentru densitatea masică a aerului.

În tabelul 6.2.2.3 se prezintă valorile determinate pentru coeficientul de putere C_{Pel} și numărul caracteristic λ funcție de viteza vântului v calculate pentru turbinele studiate.

C_{Pel}, λ

Tabel 6.2.2.3

Cod turbină	V [m/s] Tip turbină	C_{Pel}, λ											
			4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24
1	LM 18 H	λ	14,6	9,7	7,3	5,8	4,9	4,2	3,6	3,2	2,9	2,65	2,4
		C_{Pel}	-	0,311	0,410	0,414	0,372	0,298	0,213	0,142	0,091	0,064	0,050
2	Wind-Master	λ	15,7	10,5	7,85	6,3	5,2	4,5	3,9	3,5	3,1	2,85	2,6
		C_{Pel}	-	0,319	0,472	0,455	0,419	0,352	0,253	0,177	0,129	0,097	0,075
3	Vestas	λ	15,5	10,4	7,8	6,2	5,2	4,4	3,9	3,4	3,1	2,8	2,6
		C_{Pel}	0,208	0,431	0,479	0,441	0,350	0,240	0,162	0,114	0,083	0,062	0,048
4	Aerotech	λ	14,8	9,9	7,4	5,9	4,9	4,2	3,7	3,3	2,9	2,7	2,5
		C_{Pel}	-	0,234	0,213	0,212	0,181	0,122	0,084	0,060	0,044	0,033	0,025
5	Carter	λ	14,9	9,9	7,5	6,0	5,0	4,3	3,7	3,3	3,0	2,7	2,5
		C_{Pel}	-	0,282	0,491	0,464	0,396	0,316	0,243	0,182	0,136	0,103	-
6	Bonus	λ	12,6	8,4	6,3	5,0	4,2	3,6	3,1	2,8	2,5	2,3	2,1
		C_{Pel}	-	0,332	0,464	0,413	0,321	0,240	0,166	0,117	0,081	0,055	0,040
7	Mitsubishi	λ	18,6	12,4	9,3	7,4	6,2	5,3	4,6	4,1	3,7	3,4	3,1
		C_{Pel}	-	0,261	0,401	0,390	0,343	0,271	0,188	0,132	0,096	0,072	0,056
8	Micon	λ	14,2	9,5	7,1	5,7	4,7	4,06	3,5	3,1	2,8	2,6	2,4
		C_{Pel}	0,386	0,426	0,438	0,415	0,377	0,307	0,225	0,148	0,098	0,066	0,048
9	Nordtank	λ	14,6	9,7	7,3	5,8	4,9	4,2	3,6	3,2	2,9	2,6	2,4
		C_{Pel}	-	0,457	0,464	0,415	0,343	0,262	0,186	0,129	0,091	0,065	-

Curbele adimensionale pentru cele 9 turbine sunt prezentate împreună cu curbele de exploatare în fig. 6.2.2.1 și fig. 6.2.2.2

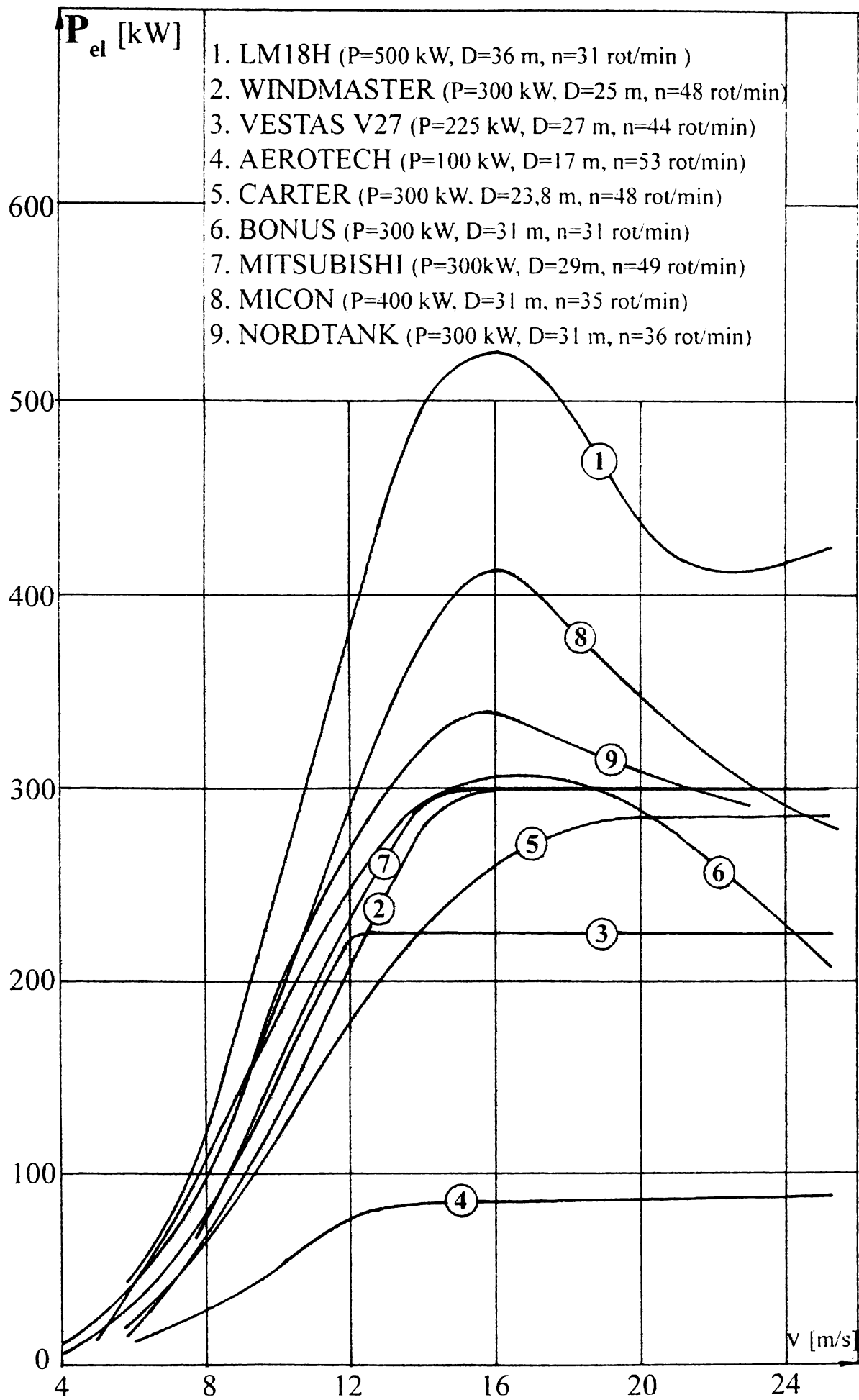


Fig. 6.2.2.1

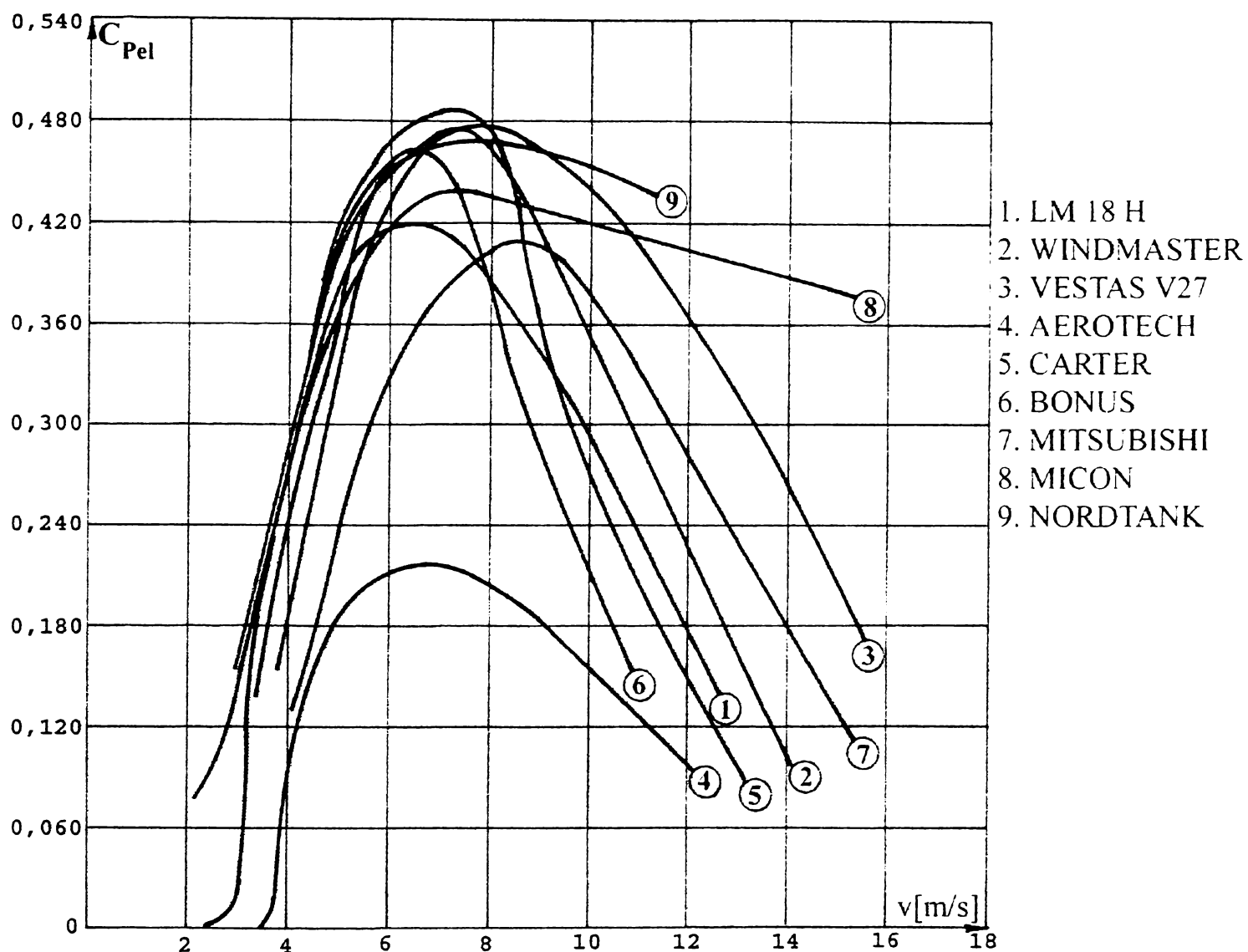


Fig. 6.2.2.2

În analizele făcute pentru generarea unei curbe deziderat, am optat pentru valoarea puterii de 300 kW în cazul paletelor cu autoplafonare de putere. În acest sens din cele nouă turbine au fost reținute doar cele 5 variante de palete de acest tip. Pentru o analiză corectă curbele de exploatare pentru cele 5 turbine se transpun pentru puterea maximă de 300 kW.

Având în vedere relația puterii, transpunerea se face respectând raportul

pătratelor ariilor baleiate de turbină :
$$\frac{P^{300}}{P} = \left(\frac{D^{300}}{D} \right)^2$$

P^{300} - puterea turbinei transpusă la nivelul puterii maxime de 300 kW ;

D^{300} - diametrul turbinei transpuse la puterea maximă de 300 kW.

Noile curbe determinate prin transpunere, pentru cele 5 turbine sunt date în tabelul 6.2.2.3 pentru curbele de exploatare, respectiv tabelul 6.2.2.4 pentru curbele adimensionale :

P_{el}^{300} [kW]

Tabel 6.2.2.3

Cod turbină	v [m/s] Tip turbină	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24
1	LM 18 H (D = 27,21 m)	-	23	72	142	221	281	300	284	250	235	239
5	Carter (D = 24,29 m)	-	16,7	69	127	187,5	237,5	272	291	298	300	-
6	Bonus (D = 30,74 m)	-	31,5	104	181	243	288	298,5	300	285	256	241
8	Micon (D = 26,52 m)	8	30	73	135	212	274	300	282	256	230	216
9	Nordtank (D = 29,12 m)	-	39	93,5	175	233	283	300	295,5	286	273,5	-

C_{pel}, λ'

Tabel 6.2.2.4

Cod turbină	v [m/s] Tip turbină		4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24
1	LM 18 H (n = 31 rot/min)	λ'	11,04	7,36	5,52	4,42	3,68	3,15	2,76	2,45	2,21	2,0	1,84
		C_{pe}	-	0,311	0,410	0,414	0,372	0,298	0,213	0,142	0,091	0,064	0,050
5	Carter (n = 48 rot/min)	λ'	15,26	10,17	7,63	6,10	5,09	4,36	3,81	3,39	3,05	2,77	2,54
		C_{pe}	-	0,282	0,492	0,464	0,396	0,316	0,243	0,182	0,136	0,103	-
6	Bonus (n = 31 rot/min)	λ'	12,47	8,31	6,24	4,99	4,16	3,56	3,12	2,77	2,49	2,27	2,08
		C_{pe}	-	0,332	0,464	0,413	0,321	0,240	0,166	0,117	0,081	0,055	0,040
8	Micon (n = 35 rot/min)	λ'	12,15	8,10	6,07	4,86	4,05	3,47	3,04	2,70	2,43	2,21	2,02
		C_{pe}	0,386	0,426	0,438	0,415	0,377	0,307	0,225	0,148	0,098	0,066	0,048
9	Nordtank (n = 36 rot/min)	λ'	13,25	8,83	6,62	5,30	4,42	3,79	3,31	2,94	2,65	2,41	2,21
		C_{pe}	-	0,457	0,464	0,445	0,343	0,262	0,186	0,129	0,091	0,065	-

Analizând curbele de exploatare transpuse la puterea maximă de 300 kW, date în fig. 6.2.2.3 respectiv fig.6.2.2.4 am stabilit pentru curba deziderat într-o primă aproximație (1), alura acesteia în forma marcată pe figură ca "deziderat-aprox.1".

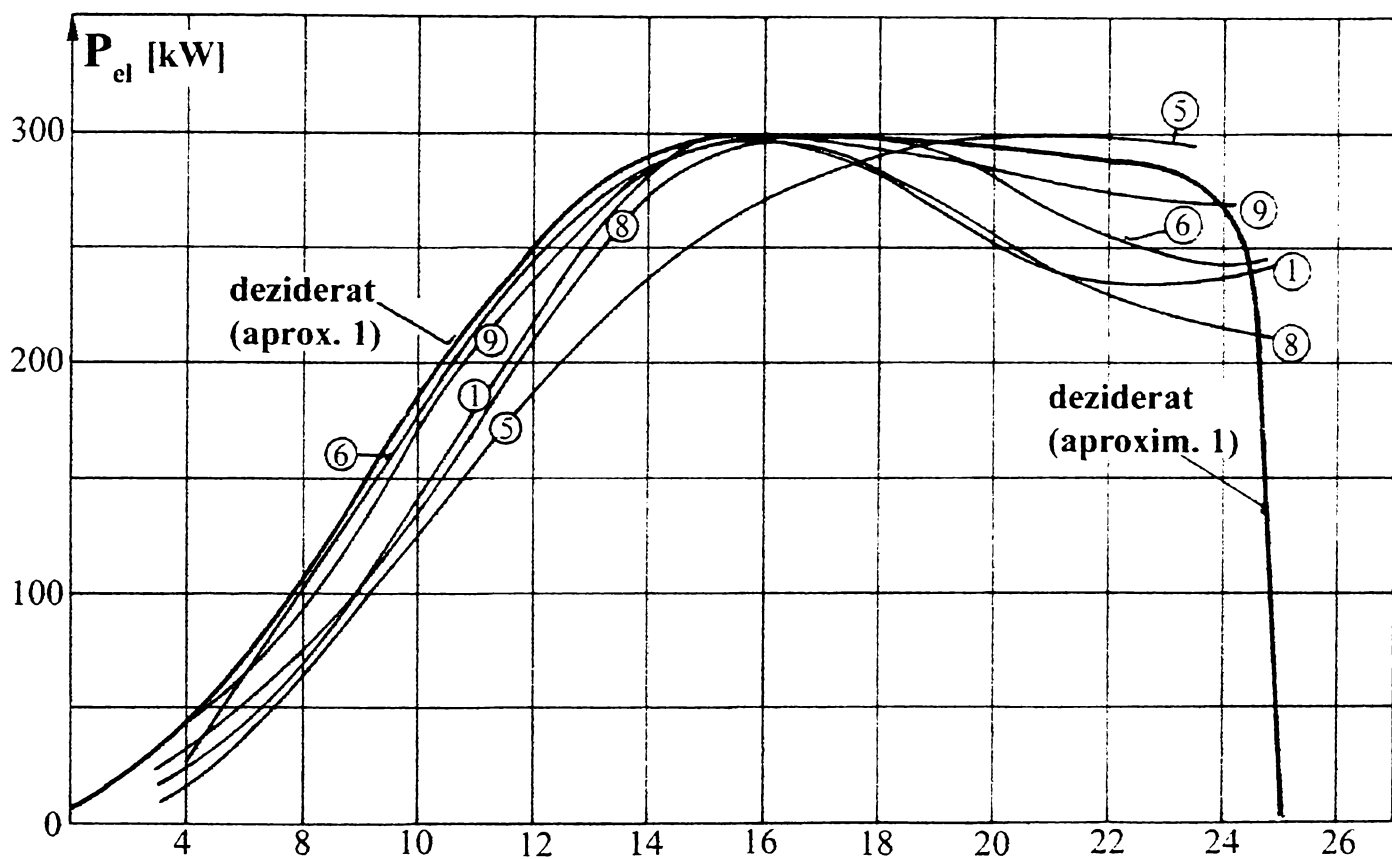


Fig. 6.2.2.3

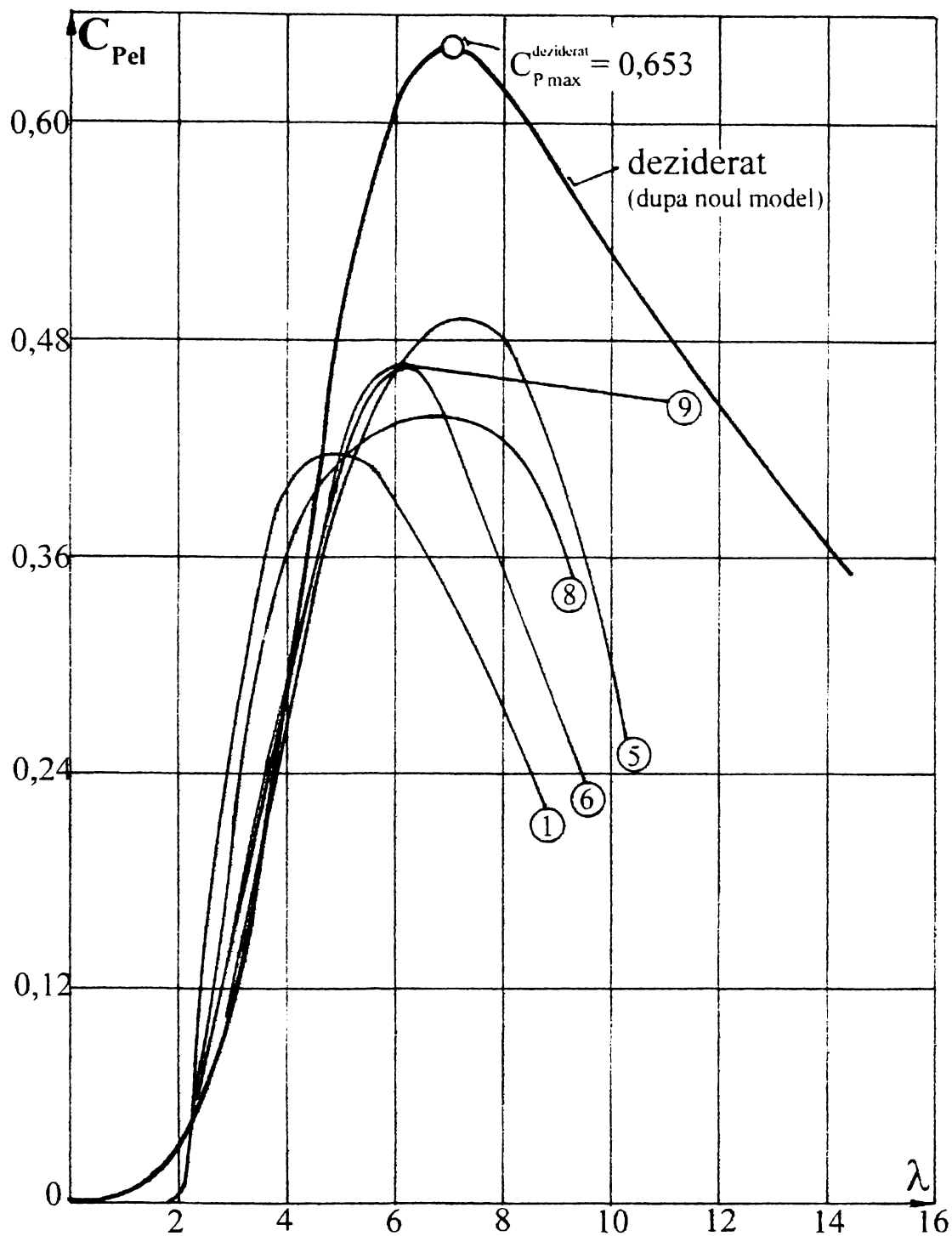


Fig. 6.2.2.4

Alura aleasă este justificată prin aceea că, această curba se dorește a fi sensibil mai performantă decât cele ale unor turbine consacrate. Se încearcă o valorificare mai eficientă a energiei în domeniu de funcționare 0 - 25 m/s.

Curba de exploatare deziderat acceptată în forma prezentată (tab. 6.2.2.5) corespunde puterii electrice la bornele generatorului electric. Prin estimarea unor valori ale randamentelor transmisiei mecanice $\eta_{tr} = 0,97$ și al generatorului electric $\eta_{Gel} = 0,95$ se poate trece la curba de putere dată la arborele turbinei prin

relația :

$$P_{arb} = \frac{P_{el}}{\eta_{tr} \cdot \eta_{Gel}}$$

η_{tr} și η_{Gel} au fost approximate constante în întregul domeniu de funcționare.

Tabel 6.2.2.5

v	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	25
P_{el}	8	40	107	182	250	292	298	295	292	288	267	0
$P_{arb}^1 = \frac{P_{el}}{\eta_{tr} \cdot \eta_{Gel}}$	8,7	43,4	116,1	197,5	271	316,9	323,4	320,1	316,9	312,5	289,7	0
λ	13,7	9,2	6,9	5,5	4,6	3,9	3,4	3,05	2,7	2,5	2,3	0
$C_{P_{arb}}^1$	0,326	0,481	0,543	0,473	0,376	0,277	0,189	0,131	0,095	0,070	0,050	0

$$C_{P_{arb} \max}^1 = 0,545 \quad ; \quad D = 30 \text{ m} \quad ; \quad n = 35 \text{ rot/min.}$$

În fig. 6.2.2.5 poate fi observată alura curbei de exploatare găsită $P_{arb}^1 = f(v)$, calculată pentru o turbină cu diametrul de 30 m funcționând la o turație de 35 rot/min. Curba adimensională corespunzătoare $C_{P_{arb}}^1 = f(\lambda)$ este dată în fig. 6.2.2.6

Prin indicele "1" am precizat faptul că, această curbă este prima aproximație a curbei deziderat. Curba găsită corespunde unei mașini având rapiditatea $\lambda_0 = 7$ și o valoare maximă a coeficientului de putere $C_{P_{arb} \max} = 0,545$.

În accepțiunea noului model propus pentru turbina de vânt, prezentat în capitolul 4, alegerea unor valori peste zero pentru gradul de reacție poate conduce la valori ale coeficientului de putere a turbinei peste limita modelului Betz de 0,592. În această direcție am considerat utilă o extindere a analizei privind curba deziderat, acceptând pentru coeficientul de putere maxim valori peste limita impusă prin modelul clasic.

Am considerat cazul unei turbine cu gradul de reacție $\bar{R} = 0,76$. Acestei valori i se poate asocia, după teoria noului model, un coeficient maxim al puterii (corespunzător puterii la arborele turbinei - P_{arb}): $C_{P_{arb} \max} = 0,7$.

Se construiește o nouă curbă deziderat (aproximația 2) $C_{P_{arb}}^2 = f(\lambda)$ prin modificarea primei aproximații $C_{P_{arb}}^1 = f(\lambda)$ în raportul $\frac{C_{P_{arb} \max}^2}{C_{P_{arb} \max}^1} = \frac{0,7}{0,545}$

(fig. 6.2.2.6).

În planul "putere - viteză" acesteia îi corespunde curba de exploatare $P_{arb}^2 = f(v)$ (tabelul 6.2.2.6) marcată pe fig. 6.2.2.5.

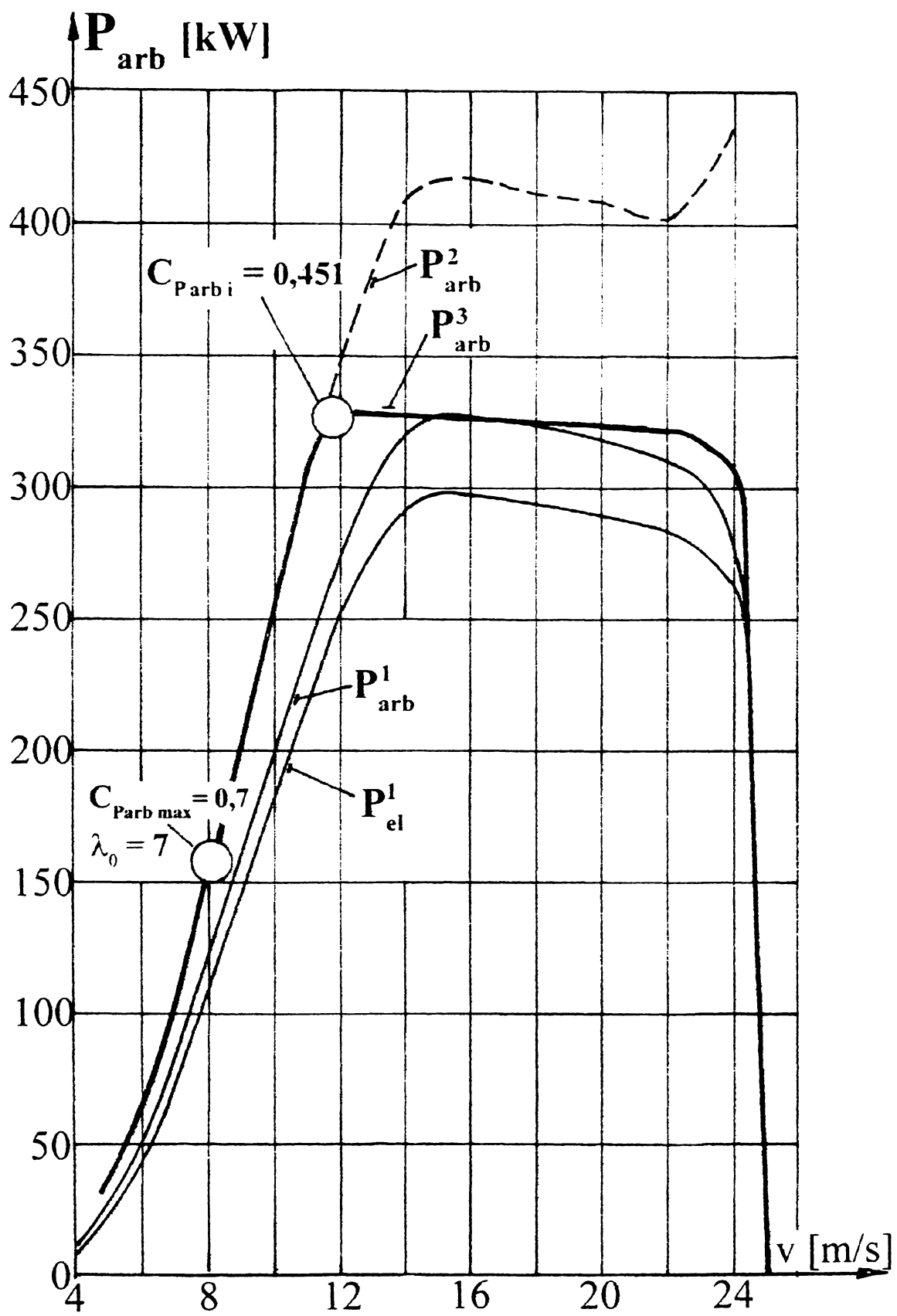


Fig. 6.2.2.5

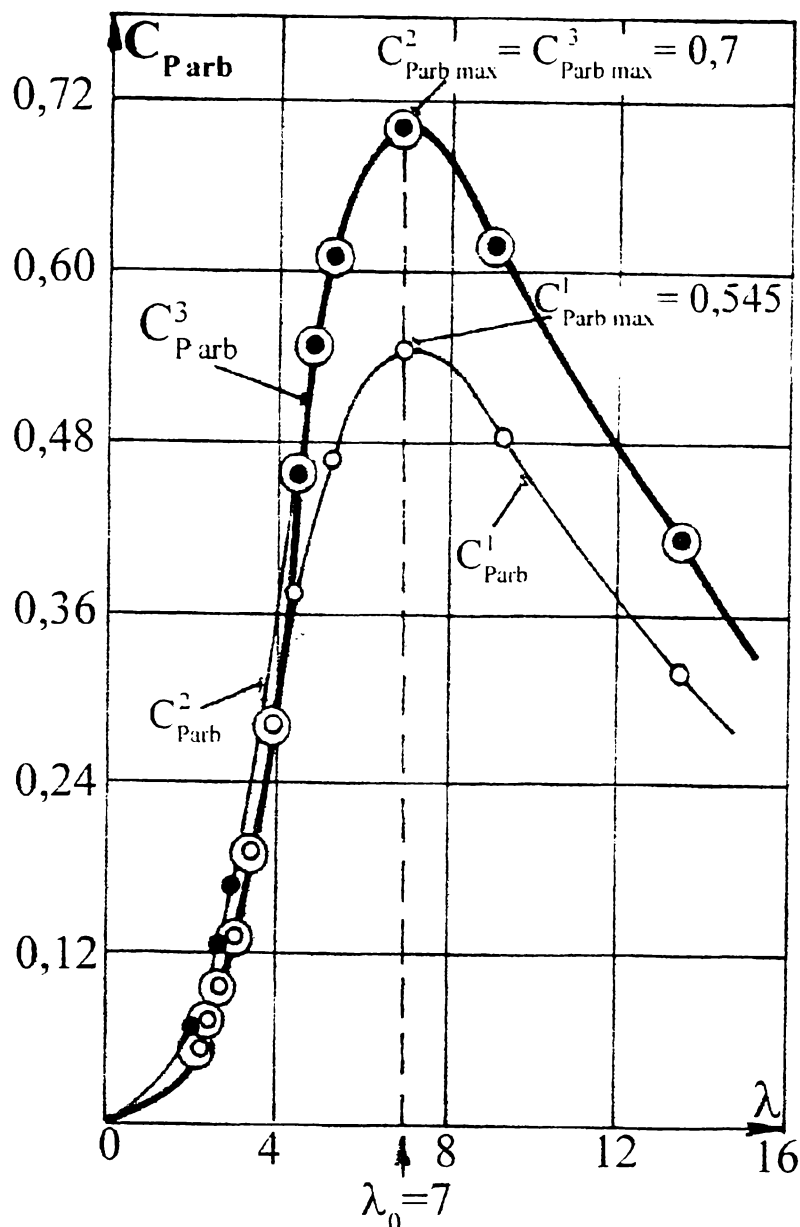


Fig. 6.2.2.6

Tabel 6.2.2.6

v	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24
λ	13,7	9,2	6,9	5,5	4,6	3,9	3,4	3,05	2,7	2,5	2,3
C_{Parb}^2	0,419	0,618	0,697	0,607	0,483	0,356	0,243	0,168	0,122	0,090	0,077
P_{arb}^2	11,2	55,7	148,9	253,3	348,3	407,7	415,4	408,9	407,3	399,9	444,2

Această a doua aproximație găsită pentru curba de dorit asociază o geometrie a turbinei (pentru $D = 30$ m, $n = 35$ rot/min) care deși în domeniul vitezelor mici de vânt ($v < 11$ m/s) valorifică mai eficient vântul, nu asigură plafonarea puterii la nivelul valorii stabilite în prima aproximație. Această limită nu poate fi depășită, ea fiind impusă din considerente de rezistență mecanică a ansamblului agregatului aeroelectric.

În aceste condiții se generează o nouă alură pentru curba de exploatare deziderat (aproximația 3) reținând pentru intervalul 0 - 11 m/s curba dată de aproximația 2. În intervalul 11 - 25 m/s a fost acceptată forma marcată în figura 6.2.2.5 prin care s-a impus limitarea puterii la arborele turbinei la valoarea

$$\text{stabilită în prima aproximație : } P_{arb_{max}}^1 = \frac{P_{el_{max}}}{\eta_{tr} \cdot \eta_{G_{el}}} \cong 325,5 kW$$

În intervalul 11 - 22 m/s puterea se menține în apropierea puterii maxime după care curba trebuie să cadă brusc astfel încât la 25 m/s puterea să fie nulă. În intervalul 22 - 25 m/s reducerea bruscă a puterii se realizează și prin aportul frânei aerodinamice.

Curba de exploatare găsită în varianta 3 $P_{arb}^3 = f(v)$ se reține ca soluție finală a curbei deziderat. În planul adimensional curba deziderat are alura prezentată în fig. 6.2.2.6 prin $C_{P_{arb}}^3 = f(\lambda)$.

Tabel 6.2.2.7

v	4	6	8	10	11	12	14	16	18	20	22	23	24	25
P_{arb}^3	11,2	55,7	148,9	253,3	305	325,5	325,3	325,1	325	322	320	316	308	0
λ	13,7	9,2	6,9	5,5	5,0	4,6	3,9	3,4	3,05	2,7	2,5	2,4	2,3	0
$C_{P_{arb}}^3$	0,419	0,618	0,697	0,607	0,549	0,451	0,284	0,190	0,133	0,096	0,072	0,062	0,053	0

$$D = 30 \text{ m} ; \quad n = 35 \text{ rot/min} ; \quad C_{P_{arb_{max}}} = 0,7 \quad (v = 8,2 \text{ m/s})$$

Realizarea acestei curbe poate fi asigurată teoretic de o turbină cu diametrul $D = 30 \text{ m}$, de rapiditate $\lambda_o = 7$ cu o geometrie a paletelor care realizează transferul energetic atât prin componenta cinetică cât și cea statică într-o proporție exprimată prin valoarea gradului de reacție $\bar{R} = 0,76$. Determinarea acestei geometrii are loc în câteva etape succesive de optimizare pornind de la o geometrie inițială (prima geometrie sau geometria compromis). Pentru calculul acesteia, care derulează după schema logică prezentată în fig. 6.2.1.1, analiza curbei deziderat oferă o serie de informații primare importante proiectanului. De exemplu condițiile pentru punctul de instalare "I" și punctul optim de funcționare "O" în care se calculează prima geometrie.

În cazul concret analizat acestea sunt :

- în punctul de instalare : $P_i = 325,5 \text{ kW} ; v_i = 12 \text{ m/s} ; C_p^i = 0,451 ;$
- în punctul optim : $P_o = 157,5 \text{ kW} ; v_o = 8,14 \text{ m/s} ; C_p^o = C_{p_{max}} = 0,7.$

Analiza făcută s-a referit la curbele unei turbine având numărul caracteristic (rapiditatea) $\lambda_o = 7$. Pentru extinderea domeniului numărului caracteristic propun utilizarea unei curbe aproximative cu abscisa λ / λ_o și ordonata $C_p / C_{p_{max}}$. Curba determinată astfel (tabelul 6.2.2.8) este prezentată în fig. 6.2.2.7.

λ / λ_0	1,31	0,986	0,786	0,714	0,657	0,557	0,486	0,536	0,385	0,357	0,343	0,328
C_P / C_{Pmax}	0,883	0,996	0,867	0,784	0,644	0,406	0,271	0,190	0,137	0,103	0,088	0,076

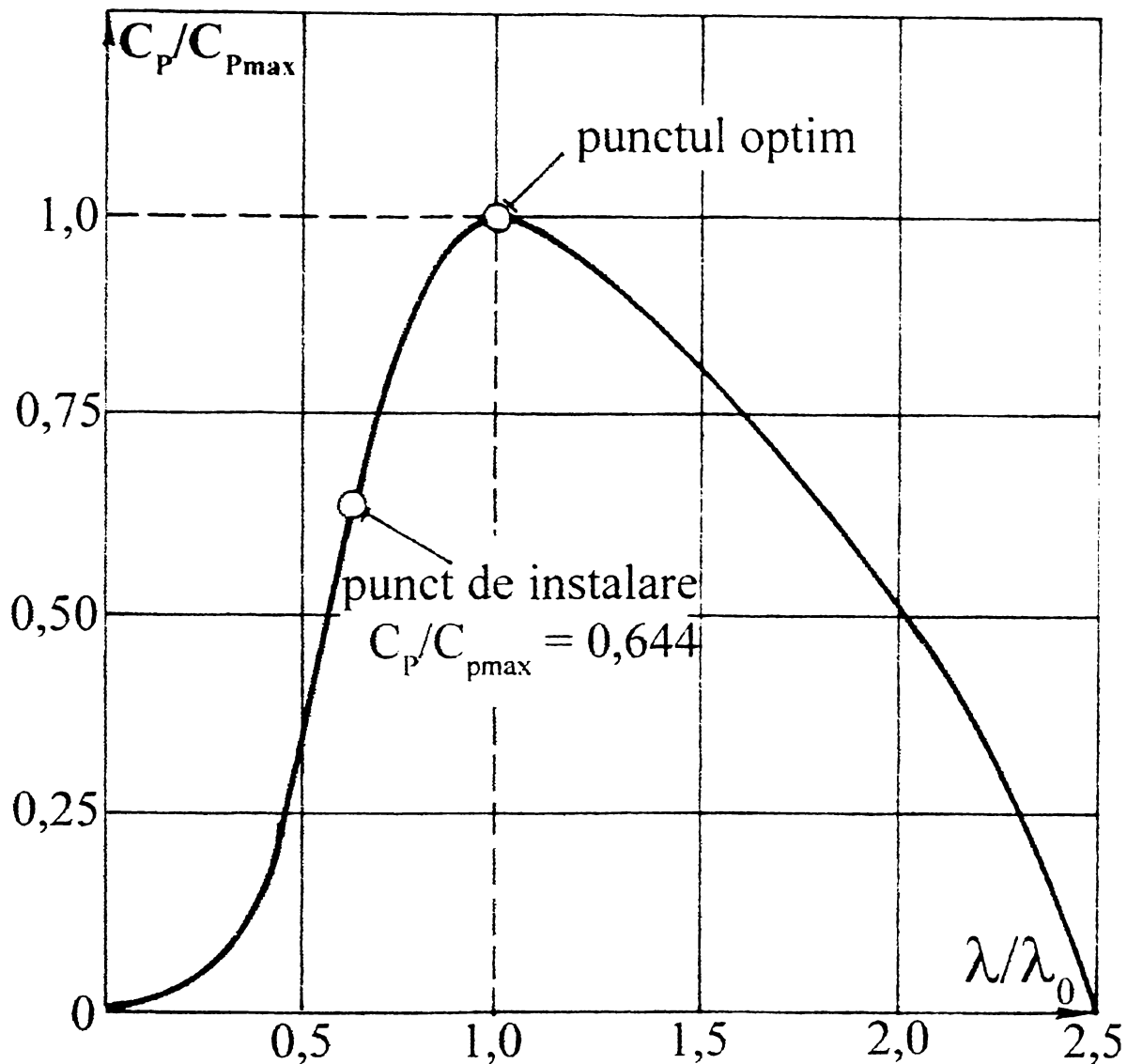


Fig. 6.2.2.7

Din această curbă pot fi particularizate curbe orientative pentru valori ale lui λ_0 și C_{Pmax} . Curba trebuie ajustată prin controlul suplimentar al curbei de exploatare.

6.3. Structura programului de calcul pentru curbe caracteristice și pentru optimizarea geometriei paletei

Corectarea geometriei inițiale determinate ca primă aproximație pentru o curbă de exploatare deziderat, derulează în cadrul unui ciclu iterativ "geometrie - performanțe". Se urmărește în final maximizarea energiei extrase pentru valorificare prin obținerea unor curbe de exploatare apropiate de cea formulată ca deziderat. Geometria inițială se corectează din aproape în aproape prin modificări

ale reparației de-a lungul razei a mărimilor geometrice, cinematice și energetice până la obținerea efectului dorit.

Problematica este complexă datorită numărului mare al secțiunilor de calcul în care trebuie determinate mărimile cinematice și forțele aerodinamice fiind necesară și apelarea frecventă a caracteristicilor energetice ale profilelor ce compun paletajul.

În această direcție, în cadrul Centrului de Cercetare pentru Aeroenergetică am realizat un program de calcul care oferă posibilitatea optimizării geometriei inițiale. Programul - "TV CURBE" - urmărește identificarea pentru o turbină cu geometrie definită a forțelor aerodinamice în diferite regimuri de exploatare.

Tabloul forțelor permite următoarele aplicații practice :

- calculul curbelor caracteristice ;
- calculul curbelor adimensionale ale tipului de turbină ;
- calculul curbelor pentru o turbină asemenea în diferite condiții de exploatare ;
- calculul forțelor reduse pentru verificări de rezistență mecanică ;
- calcule ale curbelor în condiții de reglaj ;
- calcule pentru palete fracționate (frânare aerodinamică), etc.

Structura programului conține 5 secvențe principale :

A. Introducerea datelor privind geometria paletei și a turbinei.

B. Introducerea datelor privind condițiile de exploatare.

C. Calculul cinematic (identificări ale vitezelor).

D. Calculul forțelor aerodinamice.

E. Utilizarea rezultatelor pentru diferite aplicații exemplificate mai sus

F. Interpretarea rezultatelor și modificări de geometrie.

Calculule primare se fac pentru diferite raze ale turbinei, toate mărimile de intrare și calculate fiind ordonate după numărul de ordine (J) al secțiunii de calcul (raza r). Astfel programul reține diverse tablouri de date ordonate după numărul de ordine (J) cum ar fi :

1. Geometria :

- Raza de calcul $r = f(J)$
- Coarda profilului $l = f(J)$
- Anvergura $\Delta r = f(J)$
- Cod profil $\xi = f(J, \theta)$
- Poziție axă $ax = f(J)$
- unghi de instalare $\beta_i = f(J)$.

2. Cinematica :

- viteze : $v_1 = f(J)$; $v_{3a} = f(J)$; $v_{3t} = f(J)$
 $u = f(J)$; $w_1 = f(J)$; $w_3 = f(J)$
 $w_\infty = f(J)$; $\Delta v_u = f(J)$.
- unghiuri : $\beta_1 = f(J)$; $\beta_3 = f(J)$;
 $\beta_\infty = f(J)$; $\alpha_3 = f(J)$; $\alpha_\infty = f(J)$.

$$\beta_{\infty} = f(J) \quad ; \quad \alpha_3 = f(J) \quad ; \quad \alpha_{\infty} = f(J) .$$

3. Forțele aerodinamice :

- Anvergură infinită : $F_y = f(J)$ forța portantă ;
 $F_x = f(J)$ forța de rezistență ;
 $M = f(J)$ momentul.
- Anvergura finită : $F_{y_{finit}} = f(J)$
 $F_{x_{finit}} = f(J)$
 $F_t = f(J)$ forța tangențială
 $F_{ax} = f(J)$ forța axială

Schema logică a programului de calcul este prezentată în fig. 6.3.1

În continuare prezint pentru fiecare secvență a programului câteva informații ce pot oferi o imagine sintetică asupra concepției programului de calcul.

6.3.1. Mărimile de intrare pentru turbină - Secvența A

În această etapă utilizatorului îi sunt solicitate introducerea elementelor primare pentru identificarea tipului turbinei și a geometriei acesteia.

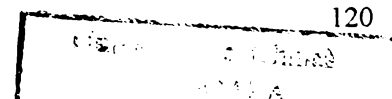
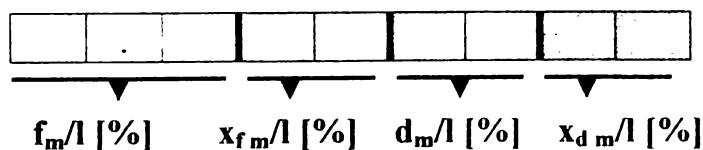
Mărimile de intrare pentru turbină sunt :

- a) CODUL TURBINEI : orice combinație de litere și cifre, la alegerea utilizatorului.
- b) NUMĂRUL DE PALETE "z" : se alege de regulă o valoare întreagă din intervalul [1 , 4].
- c) TABLOUL GEOMETRIEI : acesta presupune introducerea pentru fiecare secțiune de calcul, având numărul de ordine $J \in (1 , J_{max})$ a valorilor pentru următoarele mărimi :

- raza de calcul : r
- coarda profilului : l
- unghiul de instalare : β_i
- poziția axei profilului față de bordul de atac : AX
- codul profilului : \$(9 cifre).

Codul profilului este dat prin 9 cifre având următoarea semnificație :

- primele 3 cifre dau săgeata relativă în procente ;
- cifrele 4 și 5 dau poziția relativă a săgeții în procente ;
- cifrele 6 și 7 dau grosimea maximă relativă în procente ;
- cifrele 8 și 9 dau poziția relativă a grosimii maxime în procente.



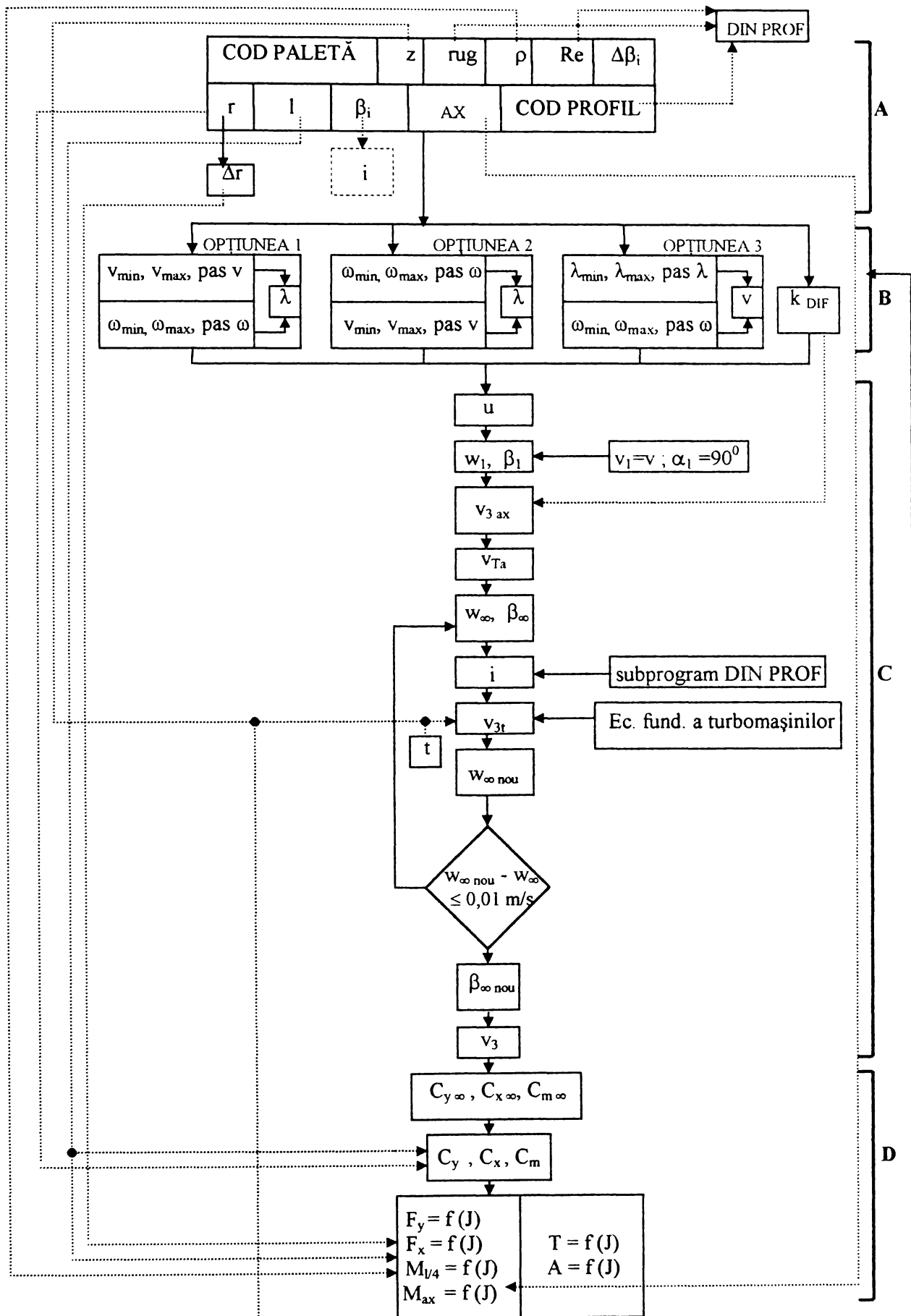
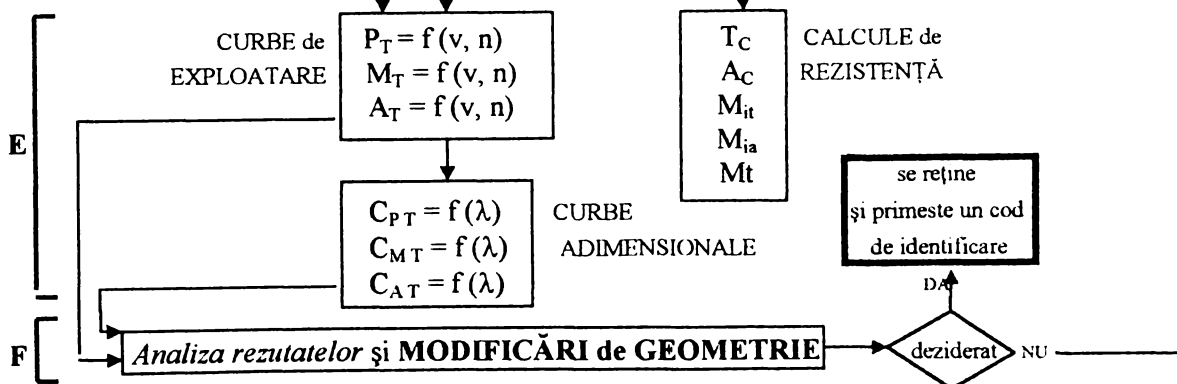


Fig. 6.3.1



d) RUGOZITATEA SUPRAFETEI : rug - se precizează prin introducerea valorii 0 în cazul opțiunii pentru suprafața netedă din punct de vedere hidraulic, respectiv 1 pentru cazul rugozității standard.

e) DENSITATEA AERULUI : ρ

f) NUMĂRUL REYNOLDS : Re - se precizează prin înscrierea unei valori în intervalul $10^6 \div 10^9$.

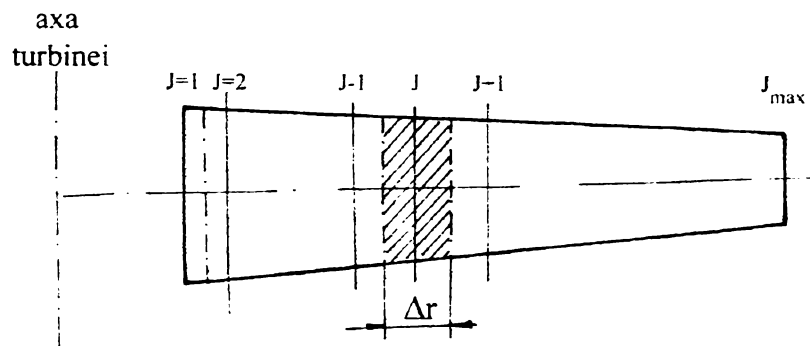
g) DEVIAȚIA UNGHIULUI DE INSTALARE : $\Delta\beta_i$ - este o opțiune suplimentară pentru rotirea paletei față de poziția de instalare inițială.

Tabloul geometriei paletei se afișează în forma :

COD TURBINĂ :				
NUMĂR PALETE :				
RUGOZITATEA :				
DENSITATEA AER :				
NUMĂR Re :				
DEVIAȚIA $\Delta\beta_i$:				
RAZA :	$r(J=1)$	-----	$r(J)$ -----	$r_{max}(J=J_{max})$
COARDA :	$l(J=1)$	-----	$l(J)$ -----	$l_{max}(J=J_{max})$
UNGHII INSTALARE :	$\beta_i(J=1)$	-----	$\beta_i(J)$ -----	$\beta_{i max}(J=J_{max})$
COD PROFIL :	$\$_{J=1}(9cifre)$	-----	$\$_J(9 cifre)$ -----	$\$_{J=J_{max}}(9 cifre)$

Tabloul se stochează ca filă distinctă a turbinei ea fiind folosită pentru calculul mărimilor cinematice și a forțelor aerodinamice.

În interiorul acestei secvențe derulează și o secvență pentru calculul anvergurilor elementare Δr . Fiecărei secțiuni de calcul identificată prin valoarea parametrului "J" îi este asociată o anvergură elementară $\Delta r(J)$, fig. 6.3.1.2.



Dimensiunea anvergurii elementare este dată prin relația:

$$\Delta r(J) = \frac{r(J) - r(J-1)}{2}$$

pentru $J \in [2, J_{max} - 1]$

Fig. 6.3.1.1

pentru $J = 1$ $\Delta r(1) = \frac{r(2) - r(1)}{2}$,

pentru $J = J_{max}$ $\Delta r(J_{max}) = \frac{r(J_{max}) - r(J_{max} - 1)}{2}$

Rezultă astfel un tablou $\Delta r = f(J)$ care completează tabloul referitor la geometria paletei.

6.3.2 Mărimile de intrare pentru condițiile de exploatare - Secvența B

În această secvență a programului, utilizatorului îi sunt solicitate valorile pentru mărimile care definesc condițiile de exploatare pentru o turbină. Acestea sunt :

- a) Viteza vântului v - dată prin :
 - viteza minimă - v_{min}
 - viteza maximă - v_{max}
 - pasul vitezei - $pas\ v$
- b) Viteza unghiulară ω (sau turația n) :
 - viteza unghiulară minimă - ω_{min}
 - viteza unghiulară maximă - ω_{max}
 - pasul vitezei unghiulare - $pas\ \omega$
- c) Numărul caracteristic global al turbinei λ_g :
 - nr. caracteristic minim λ_{gmin}
 - nr. caracteristic maxim λ_{gmax}
 - pas λ_g

Întotdeauna două din aceste mărimi sunt parametrii, cea de-a treia rezultând explicit pe baza relației de legătură dintre acestea $\lambda_g = \frac{\omega \cdot r(J_{max})}{v}$.

d) Gradul de difuzor k_{DIF} - este o constantă opțională prin care utilizatorul indică, prin introducerea unei valori în intervalul $(1 \div 0,8)$, raportul în care se găsesc componenta axială a vitezei în secțiunea de ieșire (v_{3ax}) și viteza de intrare în turbină (v) : $k_{DIF} = \frac{v_{3ax}}{v}$.

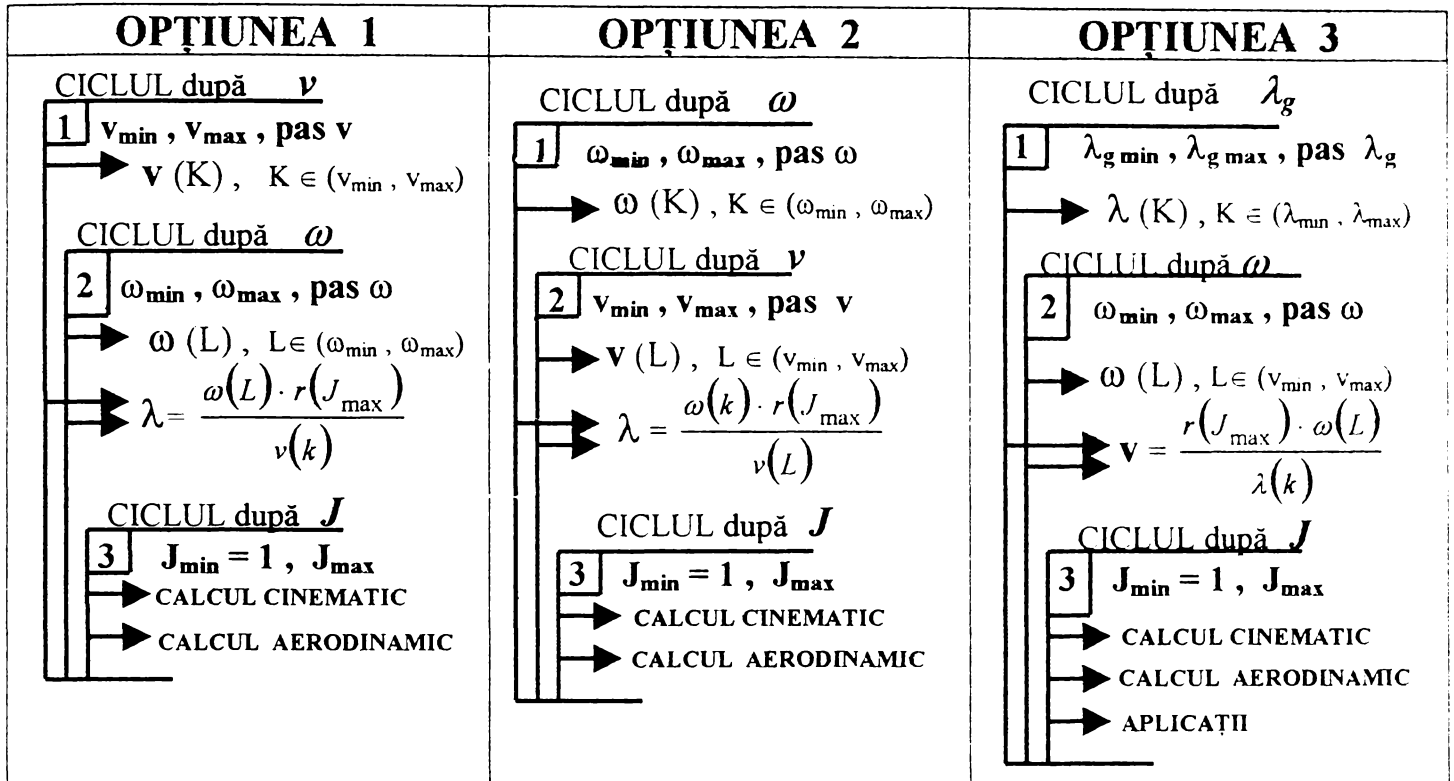
Parametrul k_{DIF} intervine în calculul mărimilor cinematice (Secvența C din program). Relațiile de calcul utilizate corespund noului model de calcul al turbinei de vânt, prezentat în capitolul 4.

Pentru câmpul de valori v , ω și λ în cadrul programului utilizatorului i se oferă 3 opțiuni.

Fiecare din opțiuni asigură ca rezultat un pachet de date care rezolvă fie calculul curbelor caracteristice de exploatare ale turbinei, fie calculul curbelor adimensionale ale tipului de turbină.

Derularea ciclurilor și subciclurilor programului depinde de opțiunea aleasă în etapa introducerii datelor referitoare la condițiile de exploatare.

Structura după care derulează calculul pentru cele 3 opțiuni este următoarea :



6.3.3 Calculul cinematic - Secvența C

Această secvență derulează pentru fiecare secțiune de calcul a paletii "J". Toate mărimile calculate sunt tablouri de "J". Programul oferă ca rezultate toate elementele triunghiurilor de viteze la intrare și ieșire (fig. 6.3.3.1)

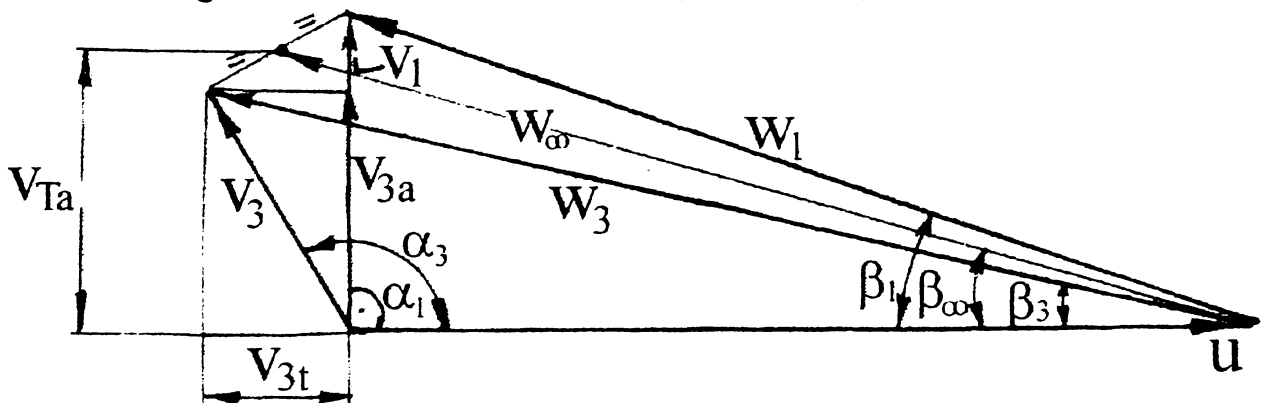


Fig. 6.3.3.1

Relațiile de calcul utilizate pentru triunghiul de intrare sunt următoarele :

- viteza absolută la intrare : $v_1(J) = v \quad (\alpha_1 = 90^\circ)$
- viteza tangențială : $u(J) = r(J) \cdot \omega$
- viteza relativă la intrare : $w_1(J) = \sqrt{[v_1(J)]^2 + [u(J)]^2}$
- unghiul $\beta_1 = \text{arc tg} \left[\frac{v_1(J)}{u(J)} \right]$

Aceste relații asigură identificarea tuturor elementelor pentru triunghiurile de intrare în secțiunile de calcul "J" prin apelarea tabloului *geometria paletei* prezentat la punctul 6.3.1.

În continuare programul calculează viteza axială la ieșire :

$$v_{3ax}(J) = v(J) \cdot k_{DIF}$$

și viteza axială a turbinei :

$$v_{Tax}(J) = \frac{v(J) + v_{3ax}(J)}{2}$$

Componenta tangențială a vitezei la ieșire v_{3t} se calculează prin parcurgerea unui subciclu iterativ.

Se admite într-o primă aproximație : $w_{inf} = w_l$; $w_{\infty} = w_l$

respectiv : $\beta_{inf} = \beta_l$; $\beta_{\infty} = \beta_l$

Se determină apoi valoarea incidenței "i" conform relației :

$$i = \beta_{\infty} - \beta(J) \quad ; \quad i = \beta_{\infty} - \beta_i(J)$$

În acest moment programul apelează un subprogram "DIN PROF" care oferă în funcție de valoarea unghiului de incidență "i" coeficienții de portanță, de rezistență și moment pentru întreaga familie de profile NACA****. Subprogramul "DIN PROF" utilizează pentru calcul relațiile analitice determinate și prezentate în capitolul 5.

Apelând subprogramul "DIN PROF" se cere valoarea coeficientului de portanță C_y corespunzător profilului indicat prin codul acestuia [$\$$ (9 cifre)] pentru valoarea unghiului de incidență "i" [$i = \beta_{\infty} - \beta_i(J)$].

Cu ajutorul relației $t(J) = \frac{2 \cdot \pi \cdot r(J)}{z}$ se calculează pasul paletajului.

Urmează calculul componentei tangențiale a vitezei la ieșire v_{3t} conform relației $v_{3t} = \frac{C_y \cdot l(J) \cdot W_{\infty}}{2 \cdot t}$

Cu valoarea v_{3t} determinată din relațiile trigonometrice scrise pentru triunghiurile de viteze (fig. 6.3.3.1) se calculează o nouă valoare a vitezei w_{∞} :

$$w_{\infty nou} = \sqrt{\left[u(J) + \frac{v_{3t}}{2} \right]^2 + [v_{Tax}(J)]^2}$$

Unghiul aferent $\beta_{\infty nou}$ rezultă conform relației: $\beta_{\infty nou} = \text{arc tg} \left[\frac{v_{Tax}(J)}{u(J) + \frac{v_{3t}}{2}} \right]$

În acest moment se face un test de aproximare :

$$\Delta w = |w_{inf nou} - w_{inf}| \quad ; \quad \Delta \beta = |\beta_{inf} - \beta_{inf nou}|$$

Dacă $\Delta w < 0,01 \text{ m/s}$ respectiv $\Delta \beta < 0,05^\circ$, valoarea vitezei $w_{\infty nou}$ este reținută ca fiind $w_{\infty}(J)$.

Dacă $\Delta w > 0,01 \text{ m/s}$ respectiv $\Delta\beta > 0,05^\circ$, ciclul se reia.

După încheierea ciclului iterativ și identificarea valorii unghiului β_∞ poate fi calculată viteza absolută la ieșire $v_3(J)$ ca fiind : $v_3(J) = \sqrt{[v_{3t}(J)]^2 + [v_{3ax}(J)]^2}$ respectiv unghiul $\alpha_3(J) : \alpha_3 = 180^\circ - \arctg \frac{v_{3t}}{v_{3a}}$

Secvența C (Programul de calcul cinematic prezintă ca rezultate tablouri de "J" de forma :

OPȚIUNEA (1sau 2sau 3)

$v =$; $\omega =$; $\lambda =$

J	u	v ₁	w ₁	β ₁	v _{3 ax}	v _{T ax}	v ₃	w ₃	β ₃	w _x	β _∞
1											
.											
.											
.											
J _{max}											

6.3.4. Calculul forțelor aerodinamice - Secvența D

Și în cadrul acestei secvențe ciclurile de calcul se desfășoară pentru fiecare secțiune de calcul (J), rezultatele finale fiind afișate ca tablouri de J.

Calculul forțelor aerodinamice apelează catalogul de profile din subprogramul "DIN PROF" care oferă în funcție de valorile unghiului de incidență $i(J) = \beta_\infty(J) - \beta_{inst}(J)$ cei trei coeficienți :

C_y (coeficient de portanță) ;

C_x (coeficient de rezistență) ;

C_m (coeficient de moment pentru punctul situat la 25 % din coarda profilului măsurată de la bordul de atac).

Coeficienții oferii de catalog sunt pentru anvergura infinită. Se aplică acestora corecții pentru anvergura finită :

$$C_{yfin}(J) = \frac{1}{1 + 0,0875 \left[\frac{l \cdot (J_{max}) + l(1)}{r(J_{max}) - r(1)} \right]} \cdot C_{y\infty}$$

$$C_{xfin}(J) = C_{x\infty} + \frac{C_y^2}{2\pi} \cdot \frac{l(J_{max}) + l(1)}{r(J_{max}) - r(1)}$$

$$C_m(J) = C_{m\infty}(J)$$

Forțele, respectiv momentele pentru tronsoanele elementare $\Delta r(J)$ sunt calculate pe baza relațiilor cunoscute (fig. 6.3.4.1) :

$$\text{Forța portantă : } F_y(J) = C_{yfin}(J) \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w_\infty^2(J) \cdot l(J) \cdot \Delta r(J)$$

Forța de rezistență : $F_x(J) = C_{yfin}(J) \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w_\infty^2(J) \cdot l(J) \cdot \Delta r(J)$

Momentul față de punctul (1/4) : $M_{1/4}(J) = C_m \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w_\infty^2(J) \cdot l^2(J) \cdot \Delta r(J)$

Momentul recalculat față de axă (AX) :

$$M_{AX}(J) = F_y(J) \left[ax(J) - \frac{l(J)}{4} \right] - M_{1/4}(J)$$

Forța tangențială : $T(J) = F_y(J) \cdot \sin \beta_\infty(J) - F_x(J) \cdot \cos \beta_\infty$

Forța axială : $A(J) = F_y(J) \cdot \cos \beta_\infty(J) + F_x(J) \cdot \sin \beta_\infty$

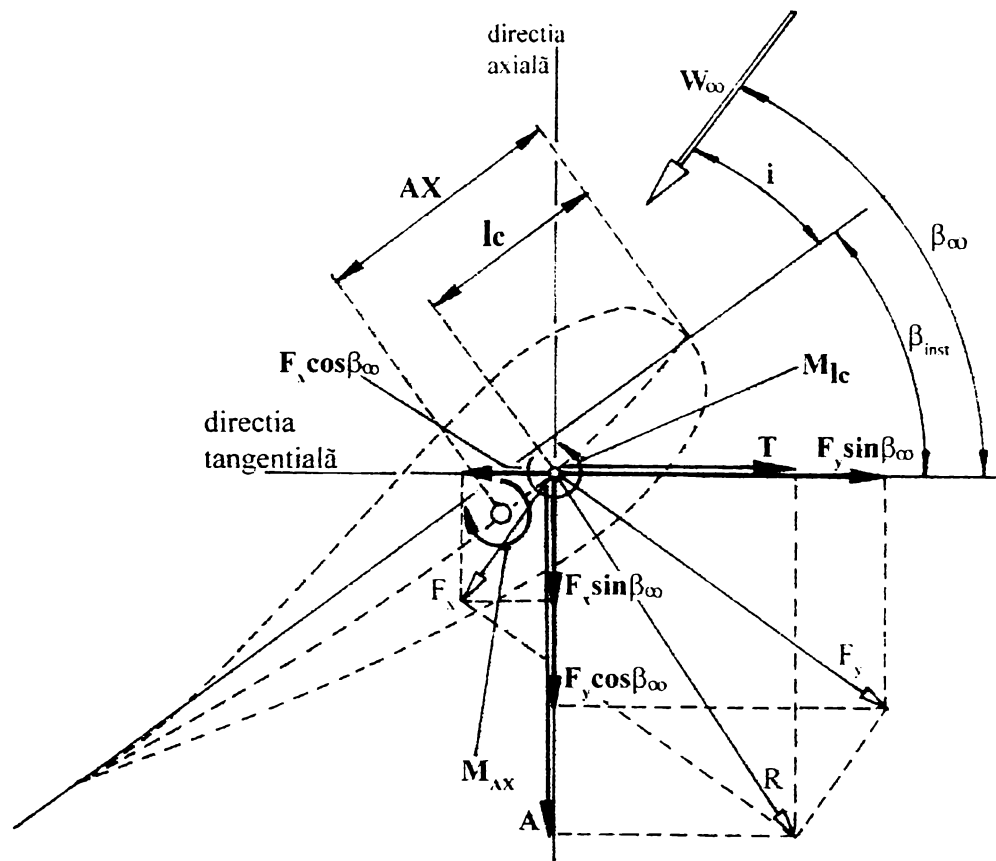


Fig. 6.3.4.1

6.3.5. Utilizarea rezultatelor pentru diverse aplicații - Secvența E

În cadrul programului "TV CURBE" această secvență permite, ca rezultatele obținute în cadrul secvențelor anterioare pentru o turbină cu geometrie definită pentru diferite regimuri de exploatare pentru care forțele aerodinamice au fost identificate, următoarele aplicații practice :

6.3.5.1 Calculul curbelor de exploatare ale turbinei

Această aplicație este rezolvată prin relații de însumare pentru întreaga paletă, în domeniul $[J = 1 \div J_{max}]$, a mărimilor aerodinamice determinate pentru

anvergurile elementare " Δr ". Relațiile folosite în program pentru determinarea mărimilor ce definesc curbele de exploatare sunt :

- pentru momentul aerodinamic al turbinei față de axa turbinei :

$$M_T = \sum_{J=1}^{J_{\max}} [T(J) \cdot r(J)] \cdot z$$

- pentru forțe axiale : $A_T = \sum_{J=1}^{J_{\max}} [A(J)] \cdot z$

- pentru puterea aerodinamică : $P_T = M_T \cdot \omega$

unde $T(J)$ = forța tangențială pentru anvergura elementară Δr ;

$r(J)$ = raza curentă la nivelul secțiunilor de calcul ;

$A(J)$ = forța axială pentru anvergura elementară ;

ω = viteza unghiulară a turbinei.

Curbele de exploatare ale turbinei exprimate prin M_T , A_T și P_T sunt funcții de " r " și " v ", deci tablourile de date oferite de program sunt de tipul : $M_T = f(v, n)$;

$P_T = f(v, n)$; $A_T = f(v, n)$

6.3.5.2. Calculul curbelor adimensionale

Are la bază datele obținute în secvența anterioară, cărora li se aplică relațiile cunoscute de adimensionalizare :

$$C_{M_T}(v, n) = \frac{M_T(v, n)}{\rho \cdot \frac{v^2}{2} \cdot S \cdot R} ; \quad C_{P_T}(v, n) = \frac{P_T(v, n)}{\rho \cdot \frac{v^3}{2} \cdot S} ; \quad C_{A_T}(v, n) = \frac{A_T(v, n)}{\rho \cdot \frac{v^2}{2} \cdot S}$$

unde $S = \pi \cdot [r^2(J_{\max}) - r(l)^2]$; $R = r(J_{\max})$

Curbele sunt funcții de rapiditatea λ_g , tablourile de date oferite fiind de

forma : $C_{M_T} = f(\lambda_g)$; $C_{P_T} = f(\lambda_g)$; $C_{A_T} = f(\lambda_g)$; $\lambda_g = \frac{\omega \cdot r(J_{\max})}{v}$

6.3.5.3. Calcul de rezistență pentru paletă

Programul oferă la solicitarea utilizatorului forțele și momentele reduse pentru diferite secțiuni de control (C).

Considerând paleta ca un rigid încastrat în zona butucului forțele aerodinamice ce acționează asupra paletelor sunt exprimate prin componente după două direcții ortogonale : una în lungul paletelor (axială) și una perpendiculară pe acesta (tangențială).

Astfel relațiile de calcul utilizate pentru secțiunea de control " C " sunt :

- forța tăietoare după direcția tangențială : $T(J_C) = \sum_{J_{\max}}^{J_C} T(J)$

- forța tăietoare după direcția axială : $A(J_C) = \sum_{J_{\max}}^{J_C} A(J)$

- momentul încovoietor datorat forței după direcția tangențială :

$$M_{it}(J_C) = \sum_{J_{\max}}^{J_C} \{T(J) \cdot [r(J) - r(J_C)]\}$$

- momentul încovoietor datorat forței după direcția axială :

$$M_{ia}(J_C) = \sum_{J_{\max}}^{J_C} \{A(J) \cdot [r(J) - r(J_C)]\}$$

- momentul de torsiune : $M_{tors}(J_C) = \sum_{J_{\max}}^{J_C} M_{AX}(J)$

Datele afișate permit utilizatorului dimensionarea mecanică a structurii paletei, respectiv identificarea coeficienților de rezistență în fiecare secțiune de control.

După identificarea maselor, tabloul forțelor poate fi completat eventual cu forțele centrifuge.

6.3.6. Interpretarea rezultatelor și modificări de geometrie

În prima etapă a utilizării programului se asociază la geometria turbinei (geometria paletei + numărul de palete) un foarte larg pachet de informații privind performanțele funcționale ale turbinei. Aceste informații sunt afișate în mai multe grupe semnificative pentru analize :

a). Distribuția unor mărimi cinematice și energetice de-a lungul razei în funcție de turație și viteza vântului, respectiv numărul caracteristic al turbinei.

a.1. Repartiția mărimilor cinematice de-a lungul razei ($u, v_1, v_{3a}, v_{3b}, w_1, w_3, w_\infty, \alpha_3, \beta_1, \beta_3, i, \beta_\infty$ etc.).

a.2. Repartiția mărimilor energetice asociate secțiunilor de calcul de-a lungul razei ($C_{y\infty}, C_{yfin}, C_{x\infty}, C_{xfin}, C_M, F_y, F_x, T, A, M_{AX}, \eta_a$ etc.). Pot fi obținute indirect și mărimile adimensionale aferente noii teorii a turbinelor prezentată în capitolul 4 ($k_t, k_{Ta}, R, C_M, C_P, C_F$ etc.).

b). Caracteristici funcționale ale ansamblului turbinei

b.1. Curbe de exploatare : $P = f(n, v)$; $M = f(n, v)$; $F_{ax} = f(n, v)$.

b.2. Curbe adimensionale : $C_P = f(\lambda)$; $C_M = f(\lambda)$; $C_F = f(\lambda)$.

b.3. Forțele și momentele reduse pentru calcule de rezistență pentru orice secțiune a structurii paletei (forțe normale, forțe tăietoare, momente încovoietoare, momente de torsiune).

Acest volum mare de informații asociat geometriei turbinei și condițiilor de exploatare este supus unei analize critice de către proiectantul turbinei. Această analiză se desfășoară în următoarea succesiune :

Se compară în paralel curbele de exploatare și cele adimensionale cu curbele deziderat și se formulează obiectivele corecției pentru o a doua aproximație a soluției optime. Aceste obiective sunt de regulă două :

- maximizări ale puterii în zona încărcărilor parțiale ;
- corectarea curbei de putere în zona puterii maxime.

După cuantificarea acestor corecții se analizează spectrul distribuțiilor de mărimi cinematice, dinamice și energetice de-a lungul razei. Se identifică domeniile de incidențe ale profilelor pentru a evalua posibilitatea măririi randamentelor aerodinamice $(\eta_a = 1 - \frac{F_x \cdot \cos \beta_\infty}{F_y \cdot \sin \beta_\infty} = 1 - \frac{C_x \cdot \cos \beta_\infty}{C_y \cdot \sin \beta_\infty})$ în zona

încărcărilor parțiale, respectiv gradul de extindere a desprinderii stratului limită în zona plafonării puterii. În acest mod se urmărește o scădere a randamentelor aerodinamice în mod controlat.

Căile prin care se urmărește realizarea acestor obiective sunt următoarele :

- Modificări ale diametrului turbinei prin adăugare sau trunchiere :

$$D' = D \pm \Delta D$$

În acest scop se completează geometria pentru acest tronson sau se omite geometria unui tronson : $J'_{max} = J_{max} \pm n$

n : numărul de secțiuni de calcul adăugate sau omise.

Corecturile se introduc de la consolă.

- Modificarea turației turbinei ;
- Modificarea numărului de palete ;
- Rotirea paletei în jurul axei ei cu un unghi constant : $\beta'_i(J) = \beta_i(J) + \Delta\beta_i$
- Modificări ale corzilor profilelor : $l'(J) = l(J) + [a + b \cdot r(J)]$

Constantele (a) și (b) se introduc de la consolă.

- Modificări ale unghiurilor de instalare, incluzând și modificări ale torsionării : $\beta'_i(J) = \beta_i(J) + [c + d \cdot r(J)]$

Constantele (c) și (d) se introduc de la consolă.

- Modificări ale codurilor profilelor.

În mod similar cu cel schițat mai înainte pot fi analizate și efectele fracționării paletei în trei scopuri :

- Îmbunătățirea momentului de pornire cu ajutorul modificării poziției fracțiunii mobile ;
- Realizarea frânării aerodinamice cu ajutorul poziției fracțiunii mobile;
- Reglajul puterii turbinei pentru asigurarea plafonării la o valoare impusă.

Această secvență a programului conține metodele prin care se introduce în program o corecție pentru a genera o nouă geometrie sau un nou regim de exploatare (Ex. : modificarea turației). S-a urmărit introducerea unor restricții prin care monotonia variației mărimilor geometrice cu rază să fie păstrată și astfel să fie evitată necesitatea unui control suplimentar grafic, de exemplu prin curbe de nivel.

Secvența se caracterizează prin deciziile operatorului care trebuie să fie pregătit în domeniu pentru interpretarea unor efecte locale asupra performanțelor ansamblului turbinei. El apelează alternativ informații locale și globale, dar și informații din catalogul de profile aerodinamice ordonate pe familii.

6.4. Prezentarea modului de utilizare a programului de calcul

Construcția programului are la bază un mediu de programare vizuală oferind utilizatorului facilități de accesare ușoară la fiecare din secvențele principale, ce nu necesită cunoștințe speciale de programare.

Asfel programul poate fi lansat direc din *Windows* prin dublu *click* pe *icon*-ul tip *short-cut* asociat proramului - *Tv Curbe* (fig. 6.4.1).

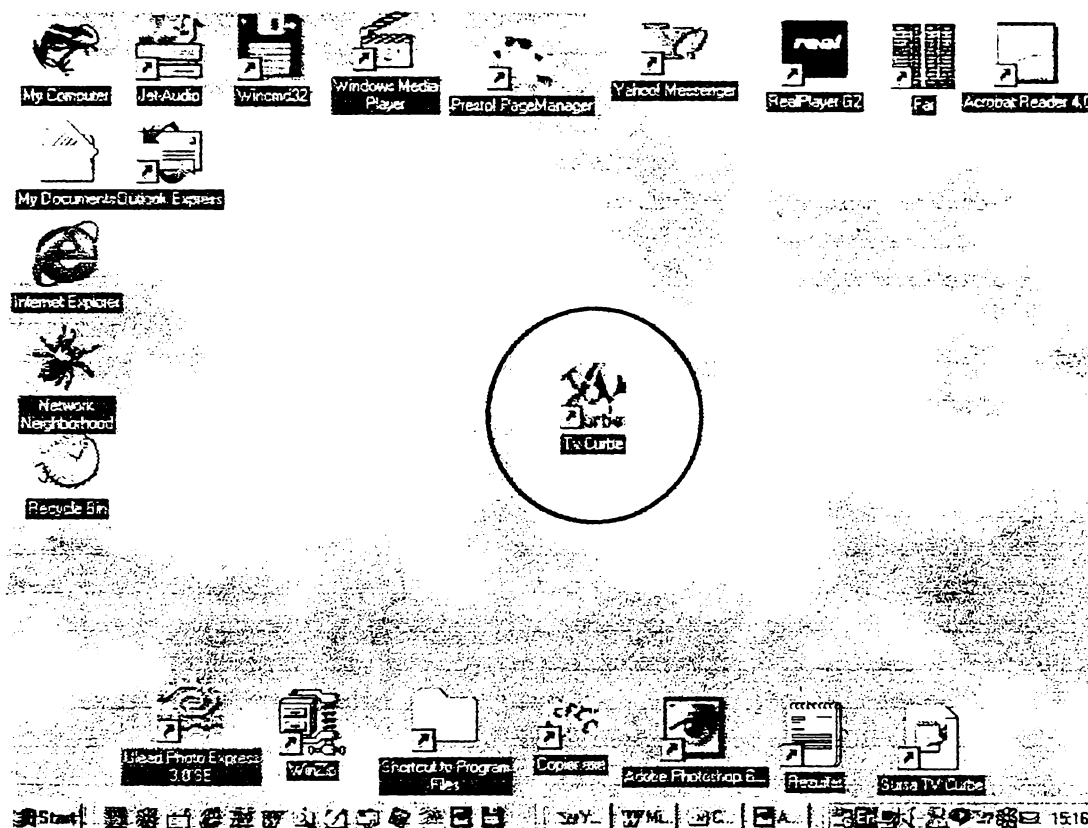


Fig. 6.4.1

În acest moment utilizatorului i se afișează o fereastră principală având pe bara de meniu trei opțiuni : "Fișier", "Calcul", "Despre program", fiecare din meniurile principale având opțiuni ce pot fi lansate în execuție prin simplu *click* cu ajutorul *mouse*-lui (fig. 6.4.2).

În prima etapă utilizatorul trebuie să precizeze turbina pentru care urmează să fie făcute calculele. În acest sens în meniul "Fișier" există două opțiuni : "Turbina nouă", respectiv "Citire turbină". În cazul în care există deja în baza de date a programului turbina care se dorește a fi studiată, utilizatorul acționează prin *click* opțiunea "Citire turbină" (fig. 6.4.3).

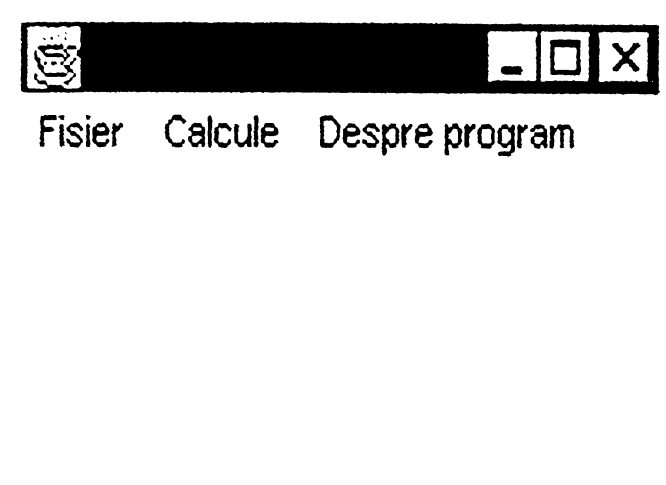


Fig. 6.4.2

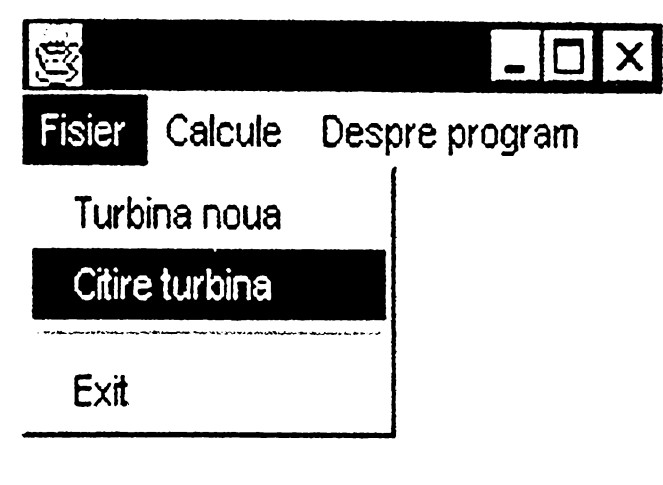


Fig. 6.4.3

În continuare se completează în fereastra "Citire cod turbină" codul turbinei solicitate (fig. 6.4.4) și se acționează butonul **OK**.

Pe *display* sunt afișate în fereastra "Caracteristicile turbinei citite" elementele de identificare și geometria acesteia în scopul verificării datelor turbinei înainte de lansarea în lucru (fig. 6.4.5).

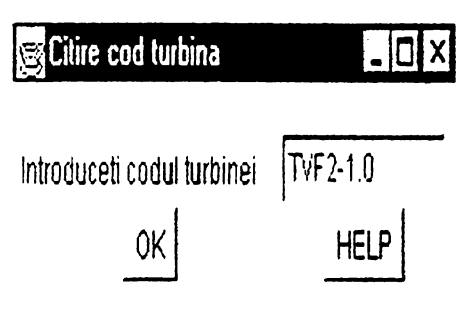


Fig. 6.4.4

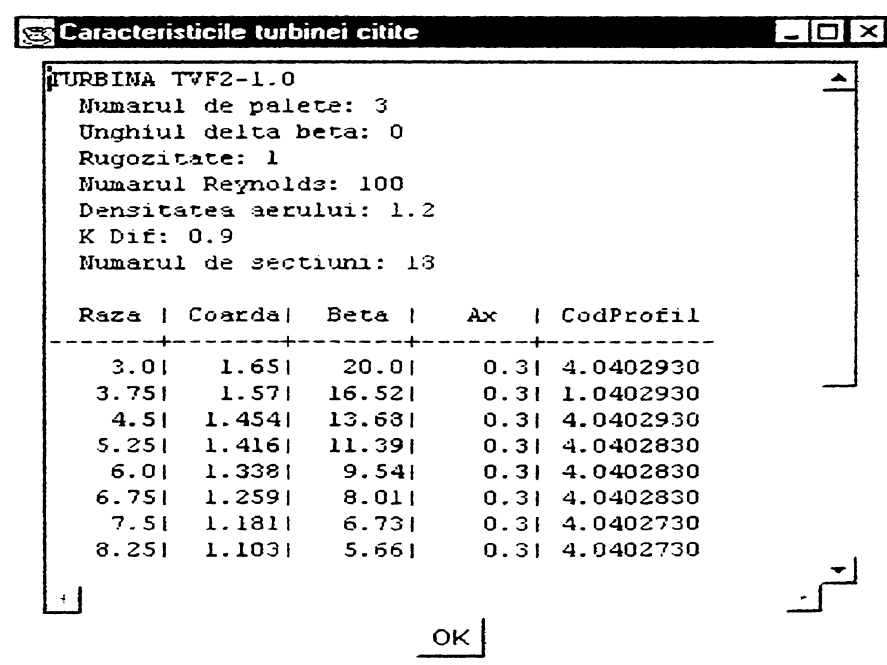


Fig. 6.4.5

Confirmarea validității datelor se face prin acționarea butonului **OK**

În acest fel programul reține care turbină intră în calcul.

În cazul în care în calcul intră o turbină nouă, care nu este cuprinsă în baza de date, din meniul "Fișier" se optează pentru opțiunea "Turbină nouă" (fig. 6.4.6). (Orice modificare adusă datelor unei turbine existente este interpretată de program ca o nouă turbină).

În continuare utilizatorului îi este afișată fereastra în care vor fi completate informațiile referitoare la noua turbină (fig. 6.4.7).

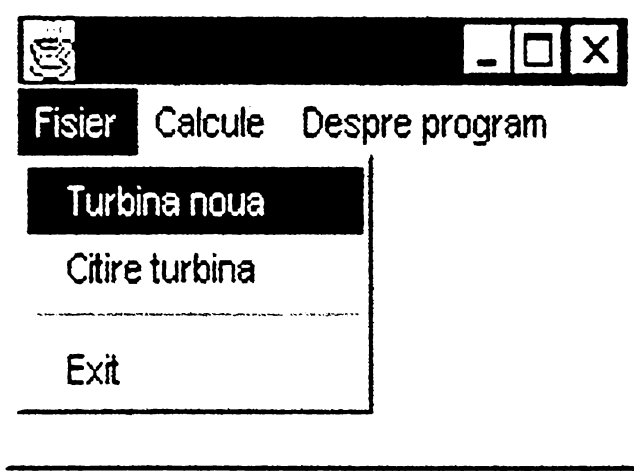


Fig. 6.4.6

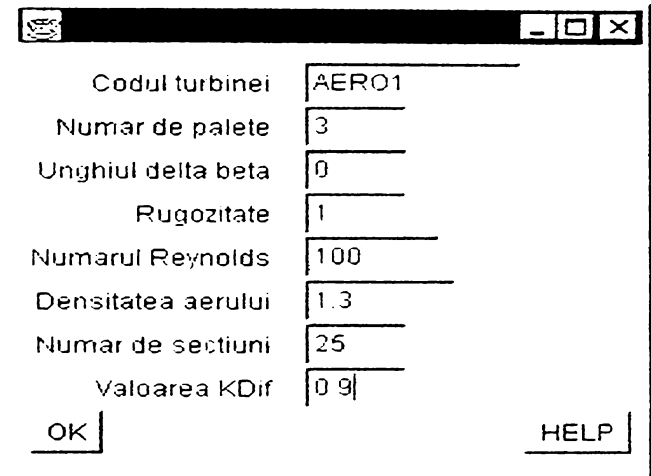


Fig. 6.4.7

După completarea datelor solicitate și acționarea butonului **OK** utilizatorului i se solicită introducerea geometriei paletei pentru fiecare secțiune de calcul (fig. 6.4.8).

După introducerea ultimei secțiuni de calcul, programul reține pentru lucru turbina introdusă, ea fiind automat memorată și în baza de date ca o nouă variantă.

Utilizatorul revine în fereastra principală a programului și din meniul "Calcul" optează pentru una din cele trei opțiuni după care se va face calculul marimilor cinematice și dinamice (fig. 6.4.9).

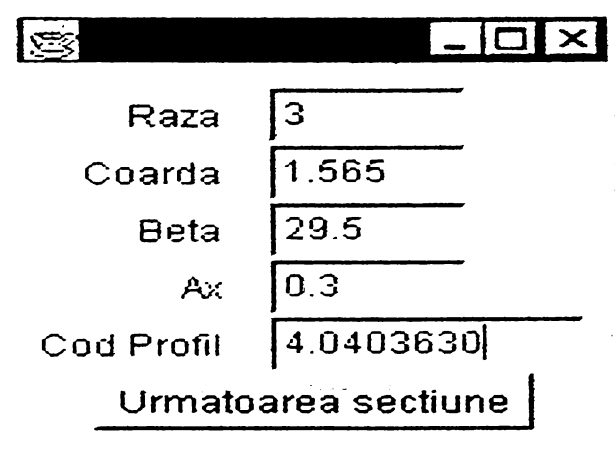


Fig. 6.4.8

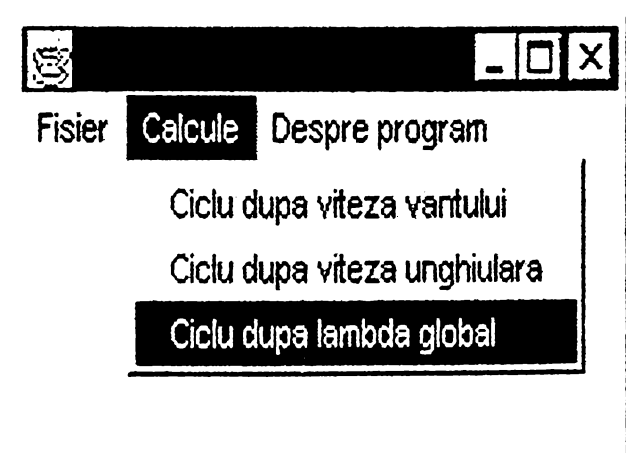


Fig. 6.4.9

Indiferent de opțiunea selectată, utilizatorului îi sunt solicitate datele privind regimul de lucru a turbinei precizate prin valorile minime și maxime, respectiv pasul de calcul a parametrilor respectivi (fig. 6.4.10 ; fig. 6.4.11 ; fig. 6.4.12).

Introduceti viteza minima a vantului	5
Introduceti viteza maxima a vantului	25
Introduceti pasul vitezei vantului	1
Introduceti turatia minima	10
Introduceti turatia maxima	50
Introduceti pasul turatiei	5

OK

Fig. 6.4.10

Introduceti turatia minima	10
Introduceti turatia maxima	50
Introduceti pasul turatiei	5
Introduceti viteza minima a vantului	5
Introduceti viteza maxima a vantului	25
Introduceti pasul vitezei vantului	1

OK

Fig. 6.4.11

Introduceti lambda minim	2
Introduceti lamda maxim	12
Introduceti pasul pentru lamda	1
Introduceti turatia minima	10
Introduceti turatia maxima	50
Introduceti pasul turatiei	5

OK

Fig. 6.4.12

După acționarea butonului *OK* programul afișează o nouă fereastră (fig. 6.4.13) în care utilizatorul optează pentru locul în care se face calculul. În cazul când se dorește un punct de calcul, acesta se precizează prin introducerea parametrilor respectivi.

Acționând butonul *OK* programul execută calculele afișând direct în fereastra "Rezultate" toate valorile calculate pentru cinematica și dinamica rotorului pentru fiecare secțiune de calcul, respectiv mărimile globale (fig.6.4.14).

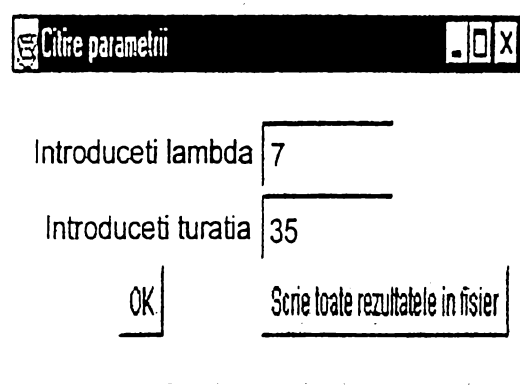


Fig. 6.4.13

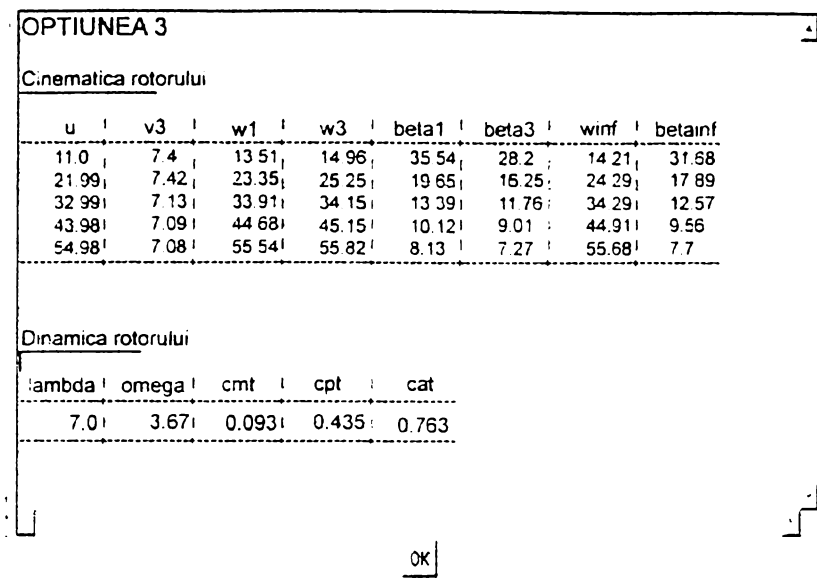


Fig. 6.4.14

În cazul în care utilizatorul dorește calcularea turbinei în întregul domeniu de exploatare precizat prin valorile minime și maxime a celor doi parametri introduși în etapa anterioară, în fereastra "Citire parametri" (fig. 6.4.13) se acționează butonul "Scrie toate rezultatele în fișier". Programul execută calculele și reține valorile calculate într-un fișier tip text care poate fi vizualizat în orice editor de text (de exemplu *Notepad*).

Sunt afișate pe secțiuni de calcul, respectiv pentru întreaga turbină mărimile cinematice și cele dinamice (fig. 6.4.15).

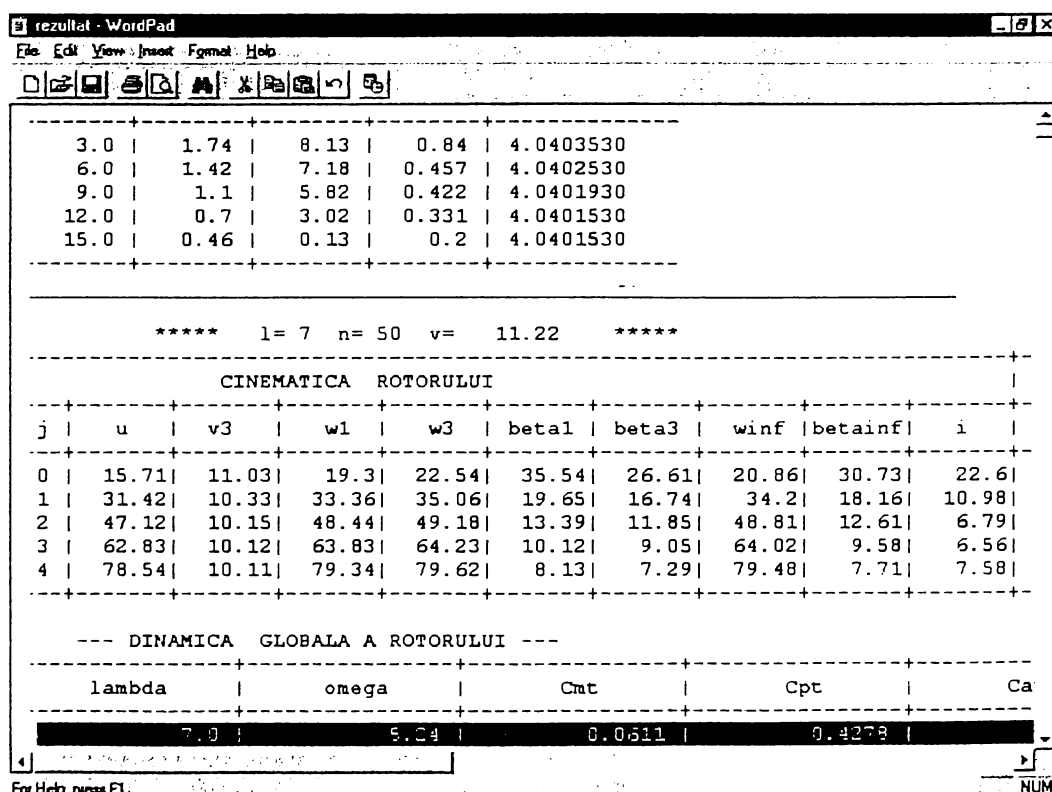


Fig. 6.4.15

Rezultatele pot fi utilizate în continuare pentru aplicațiile descrise în cap. 6.3 pentru secvențele E și F.

6.5. Exemplificări de analize efectuate cu ajutorul programului

Programul de calcul realizat, descris în cap. 6.3 și cap. 6.4 oferă utilizatorului (proiectantului) numeroase căi de influențare a formei curbelor de exploatare, reprezentând un instrument facil de modelare a influenței unor parametrii geometrici pentru o turbină studiată asupra performanțelor acesteia.

În acest sens pentru exemplificare prezint succint câteva rezultate obținute cu ajutorul programului. Analizele vizează în principal turbina OPSM 7, alegerea ei având ca motivație numărul mai mare de rezultate experimentale obținute în timp atât pe model ($D = 10$ m), cât și pe turbina reală ($D = 30$ m) testată în amplasamentul Semenic. În acest fel s-a urmărit și o comparație a curbelor experimentale și a celor obținute pe calculator.

Aceasta poate fi urmărită în fig. 6.5.1 unde au fost prezentate prin linie plină curbele adimensionale $C_p = f(\lambda)$ calculate, iar prin linie - punct, curbele determinate prin măsurători pe model. Coeficientul de putere C_p corespunde puterii la arborele turbinei ($C_p = C_{p\text{arb}}$).

Deasemenea în figură este marcată banda de dispersie a datelor experimentale determinate pe turbina reală ($D = 30$ m).

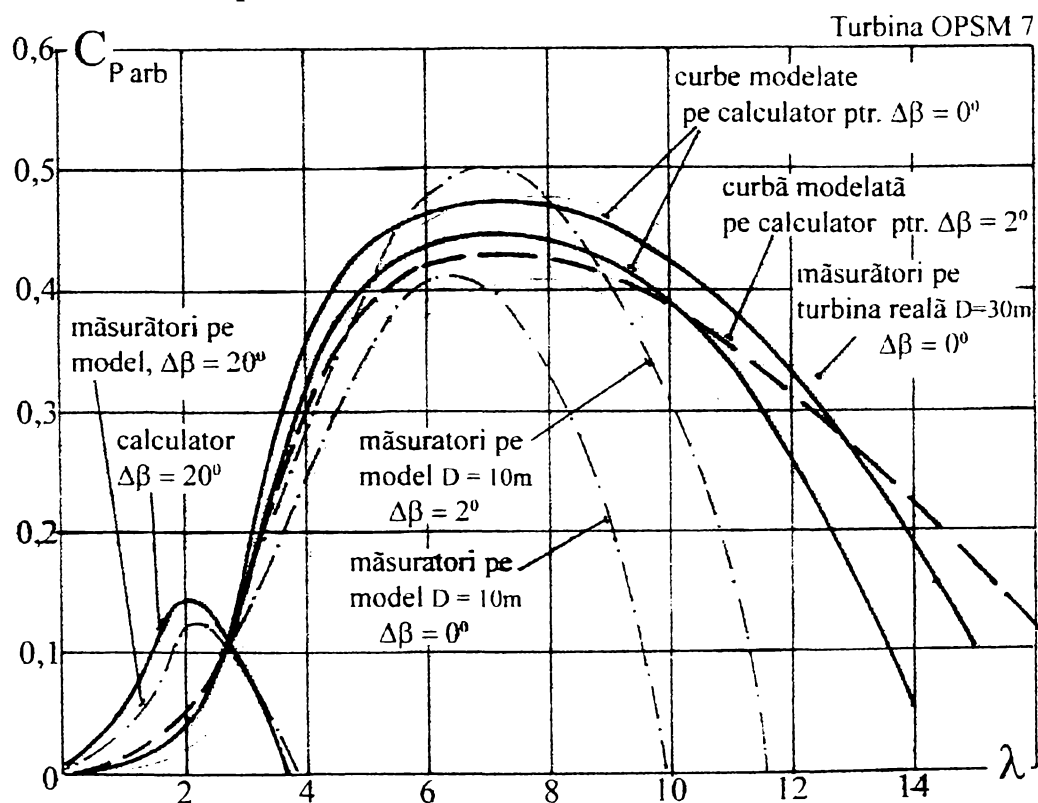


Fig. 6.5.1

Au fost analizate trei cazuri ale poziției paletelor notate prin $\Delta\beta = 0^\circ$ pentru poziția optimă (de funcționare), respectiv $\Delta\beta = 2^\circ$ și $\Delta\beta = 20^\circ$ două unghiuri reglate spre închidere (spre poziția de drapel). Curbele duble calculate la $\Delta\beta = 0^\circ$ provin din două aproximări ale pierderilor mecanice și a coeficientului cinematic de vâscozitate al aerului.

Se observă că modificarea poziției unghiulare a paletelor (spre închidere) conduce la modificarea curbelor adimensionale, maximul coeficientului de putere (calculat) scăzând de la 0,475 (0,445) în cazul $\Delta\beta = 0^\circ$ la 0,425 pentru $\Delta\beta = 2^\circ$, respectiv la 0,14 pentru $\Delta\beta = 20^\circ$.

În fig. 6.5.2 au fost reprezentate și curbele de moment, $C_M = f(\lambda)$, ce evidențiază modul în care poziția paletelor influențează condițiile de pornire ale turbinei. Se poate observa că momentul de pornire crește semnificativ, cu cca 45 %, în cazul $\Delta\beta = 20^\circ$ față de situația $\Delta\beta = 0^\circ$.

Comparația curbelor calculate cu cele determinate experimental relevă concordanțe acceptabile între modelul de calcul și experiment, abaterile fiind justificate prin numărul mare al surselor de erori în faza de măsurători cât și prin unele aproximații acceptate în algoritmul de calcul.

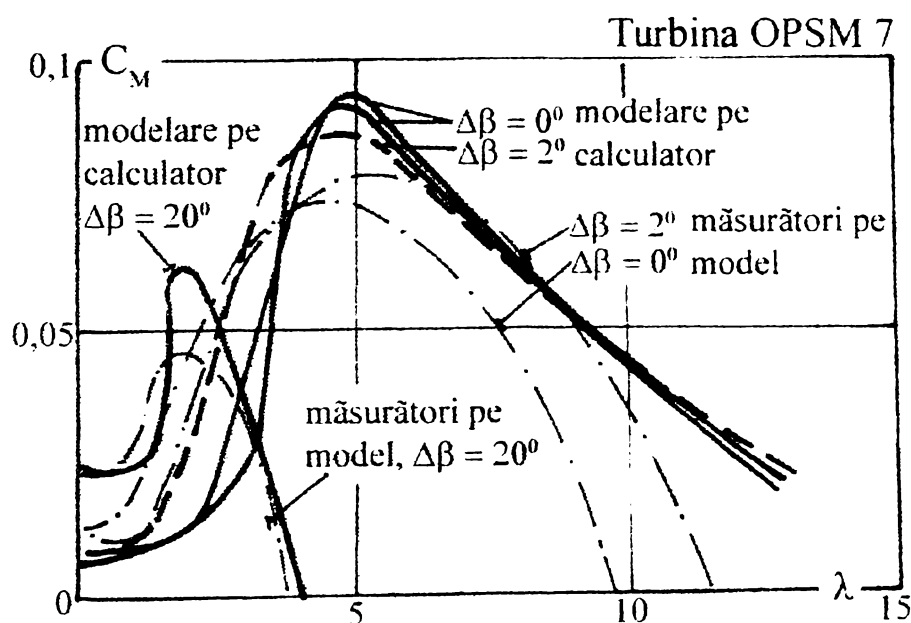


Fig. 6.5.2

Un alt exemplu tot al influenței poziției unghiulare a paletelor asupra curbelor caracteristice ale turbinei OPSM 7 modelată pe calculator este dat în fig. 6.5.3.

Curbele corespund în acest caz poziției de bază al paletelor notată cu $\Delta\beta = 0^\circ$ respectiv la două unghiuri reglate, unul spre închidere notat cu $\Delta\beta = 2,5^\circ$ și unul spre deschidere $\Delta\beta = -2,5^\circ$. Și în acest caz influențele reglării asupra curbei sunt evidențiate așa cum se văd în figură (curbele sunt asociate puterii electrice la bornele generatorului electric).

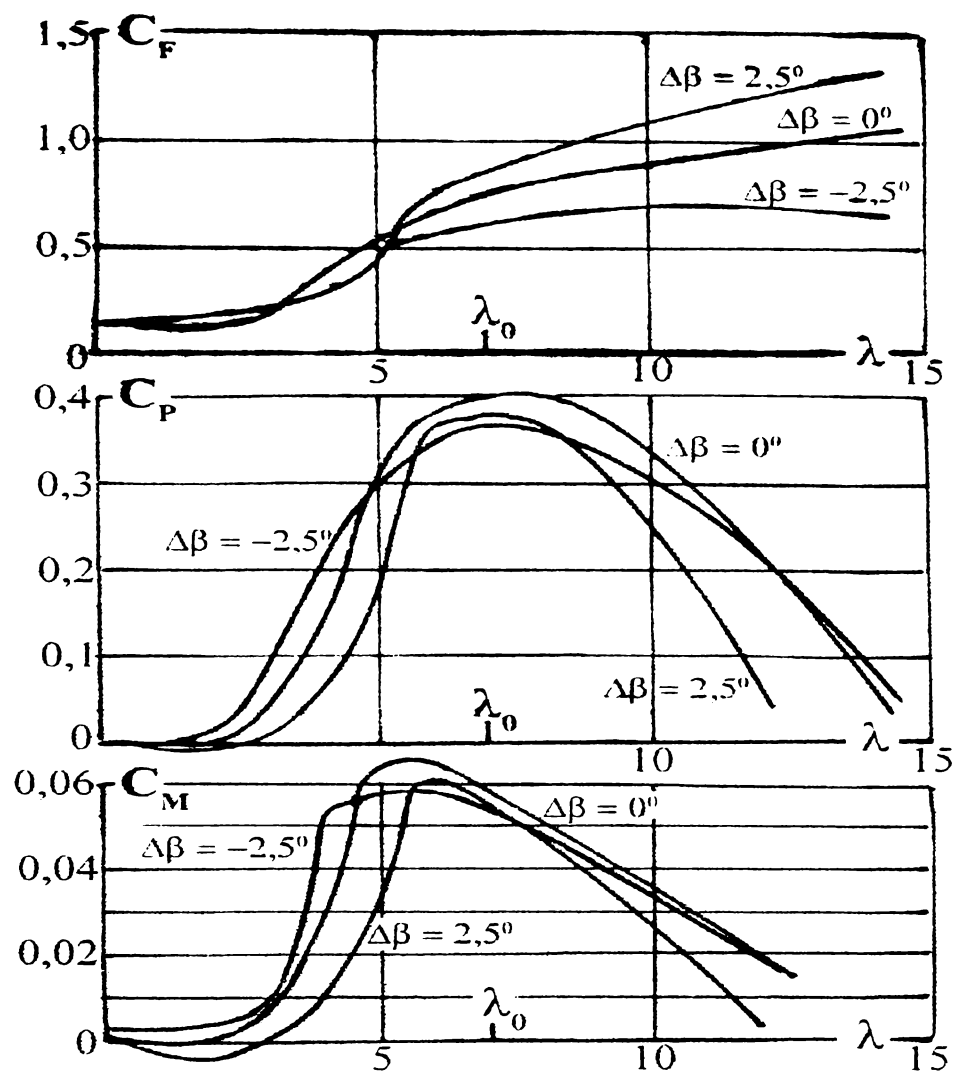


Fig. 6.5.3

O altă influență modelată pe calculator vizează modificarea geometriei paletei. În această idee pornind de la geometria de bază a paletei OPSM 7 au fost generate variante complementare de palete prin conservarea tipurilor de profile și modificarea lungimilor corzilor și a unghiurilor de instalare.

Admițând două distribuții ale corzilor cu raza ($l_i = f(r)$, $i = 1; 2$), respectiv cinci distribuții ale unghiurilor de instalare ($\beta_j = f(r)$, $j = 1 \div 5$), reprezentate în figura 6.5.4 și figura 6.5.5, au fost generate pentru analiză opt variante. Acestea sunt codificate sub forma : număr unghi / număr coardă = 1/1 ; 2/1 ; 3/1 ; 4/1 ; 5/1 ; 1/2 ; 2/2 ; 3/2.

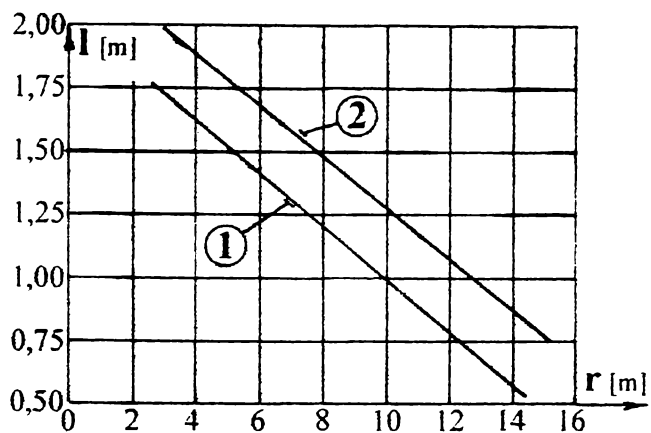


Fig. 6.5.4

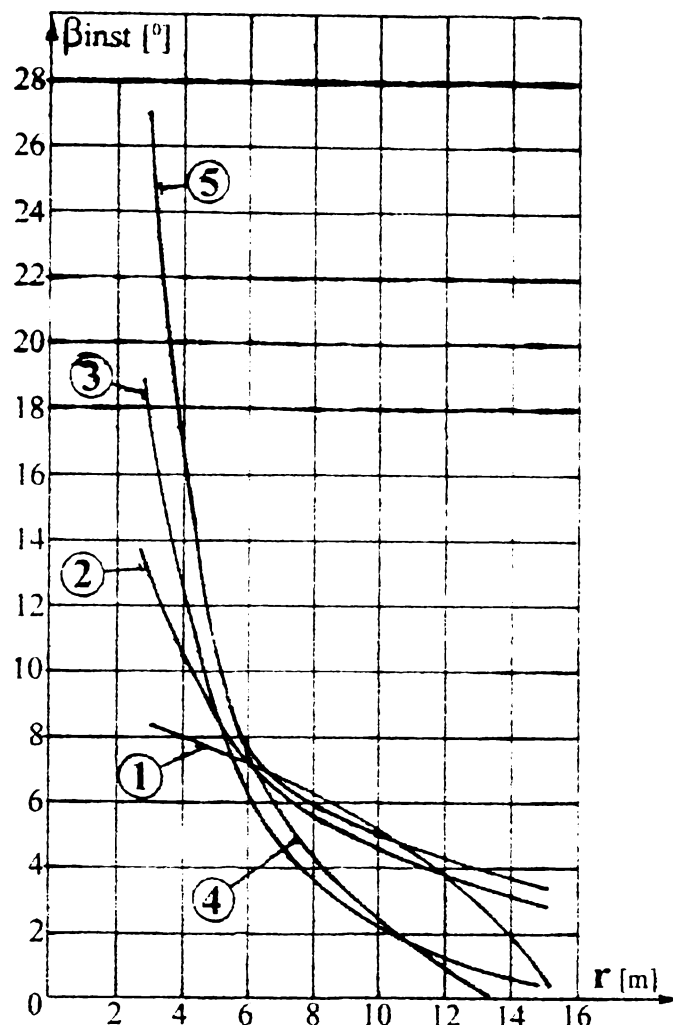


Fig. 6.5.5

Variantele pentru lungirea corzilor sunt :

l [m]	r [m]	3	4,26	5,33	6,79	8,05	10,6	13,1	14,37
varianta 1		1,74	1,605	1,477	1,336	1,202	0,933	0,664	0,529
varianta 2		2	1,9	1,7	1,6	1,5	1,23	0,96	0,83

Variantele pentru unghiurile de instalare sunt :

β_{inst} [°]	r [m]	3	4,26	5,33	6,79	8,05	10,6	13,1	14,37
varianta 1		8,14	7,78	7,35	6,86	6,00	4,86	2,68	1,089
varianta 2		13	10	8	6,5	5,5	4,5	3,5	3
varianta 3		18	12	8	5	3	2	1	0,3
varianta 4		27	16,5	8	4	2	0,5	0	0
varianta 5		27	16,5	8	7	6	5	4	3,5

Observație : varianta 1/1 - corespunde paletei originale a turbinei OPSM 7.

Curbele caracteristice adimensionale : de putere $C_p = f(\lambda)$, de moment $C_M = f(\lambda)$ și a forței axiale $C_F = f(\lambda)$ corespunzătoare fiecărei variante de geometrie sunt prezentate în fig. 6.5.6, fig. 6.5.7, respectiv fig. 6.5.8.

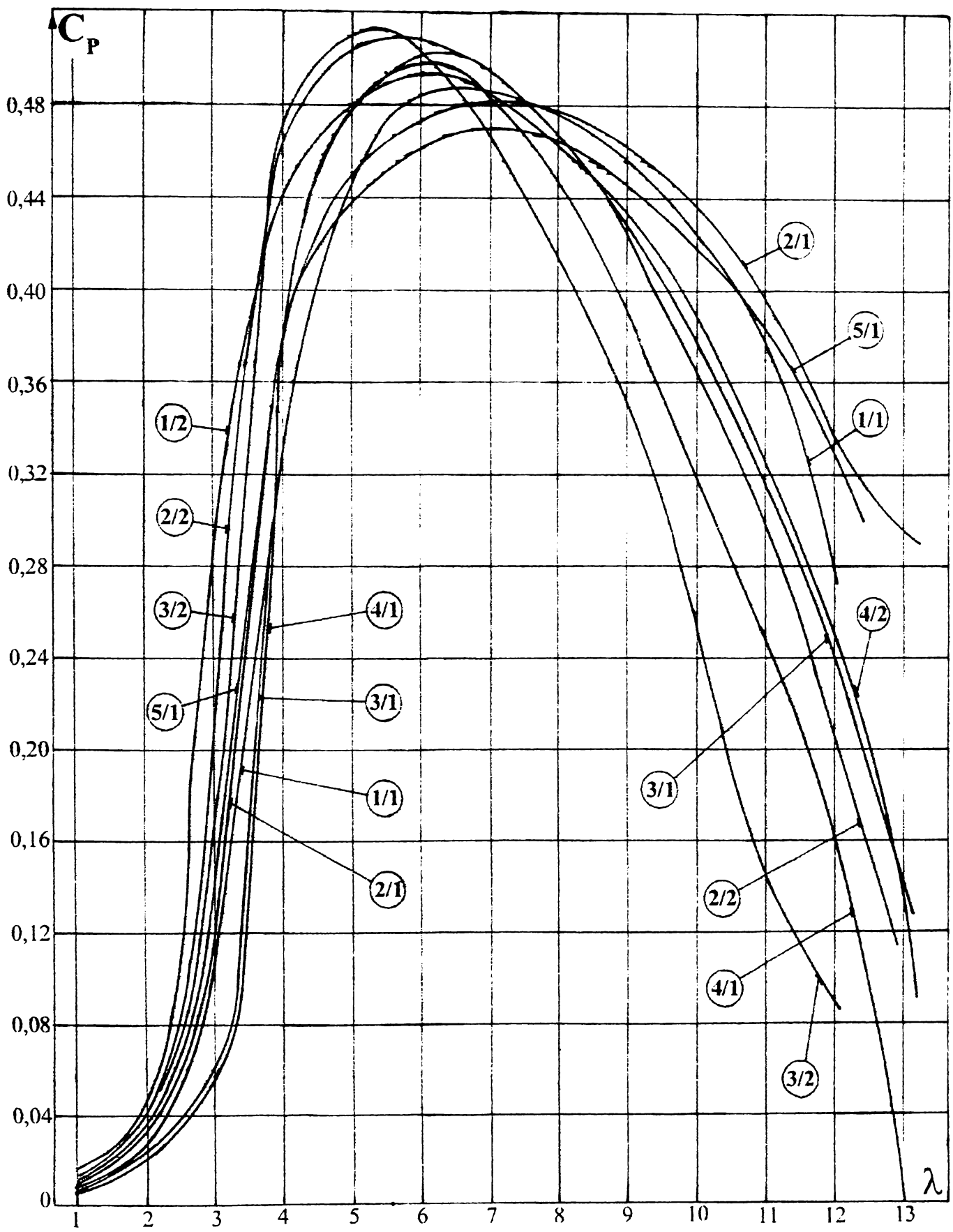


Fig. 6.5.6

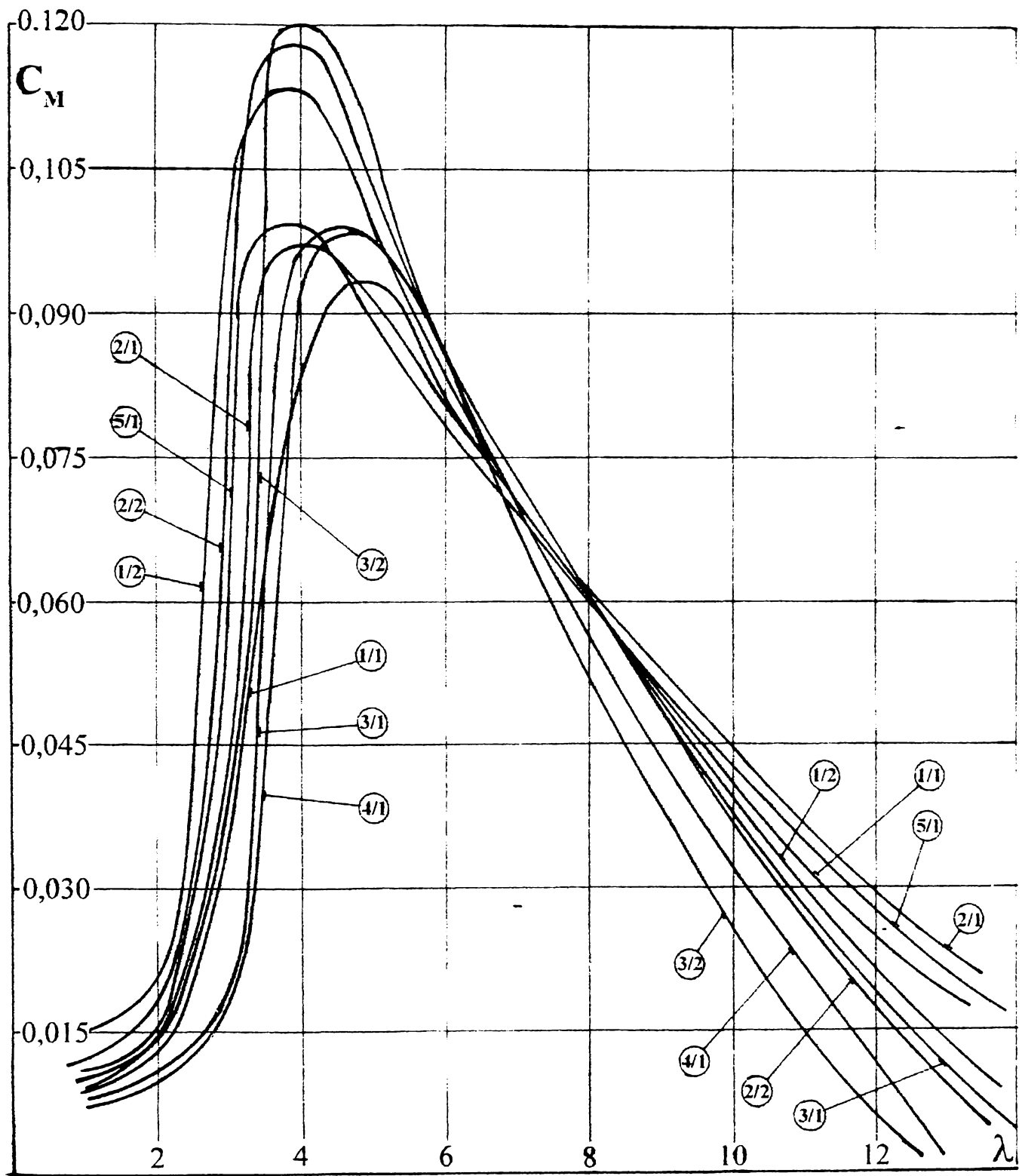


Fig. 6.5.7

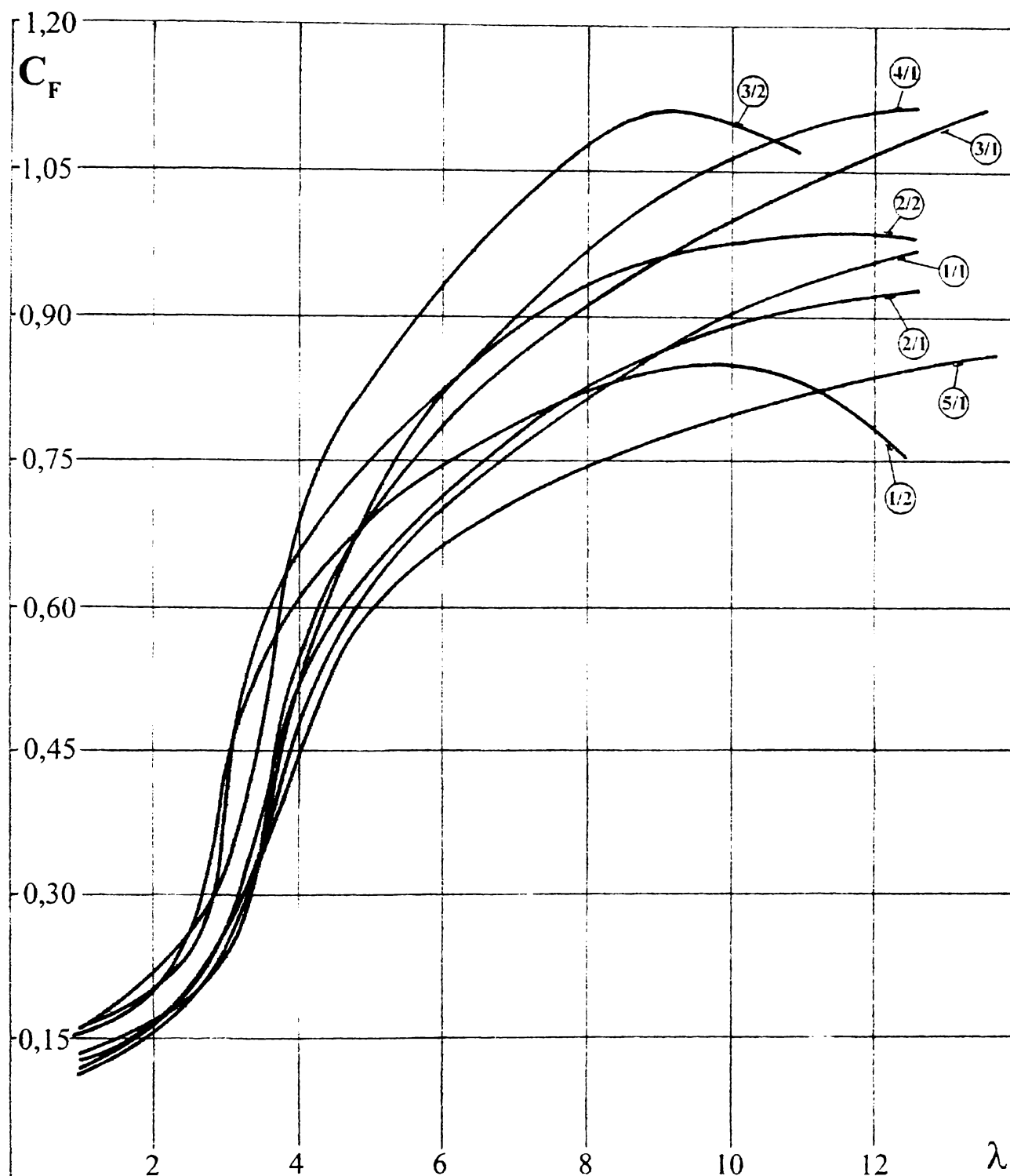


Fig. 6.5.8

Comparația între cele opt variante analizate aici permite urmărirea punctelor de C_{Pmax} , a condițiilor de ambalare și pornire, etc.

De exemplu, se poate observa că varianta 3/2 având o torsionare între butuc și periferie cuprinsă între 18° și $0,3^\circ$ și o variație a corzilor între 2 m la butuc și 0,83 m la periferie, oferă comparativ cu celelalte șapte variante, coeficientul de putere maxim de aproximativ 0,515 în zona $\lambda \cong 5,5$. Din punct de vedere al coeficientului de moment valoarea maximă 0,120 corespunde lui $\lambda = 4$, iar în $\lambda = 5,5$ (locul de C_{Pmax}) acesta are valoarea de aproximativ 0,095. Momentul de pornire însă

dezvoltat de geometria 3/2, corespunzător unei valori a coeficientului de moment $C_M = 0,0095$, este inferior celui asigurat de exemplu de varianta 1/2. Deasemenea coeficientul forței axiale are valori mari în cazul variantei 3/2, comparativ cu celelalte variante în domeniul $\lambda = 4 \div 10$. Ca urmare, forțele axiale care încarcă lagărele turbinei sunt mai mari având influențe directe asupra maselor și gabaritelor acestora.

Alegerea variantei optime presupune deci analiza în ansamblu a celor trei tipuri de curbe, acestea făcându-se în funcție de scopul concret urmărit, fiind evident opțiunea proiectantului.

Analiza prezentată relevă însă faptul că programul de calcul permite studiul influențelor parametrilor geometrici asupra curbelor caracteristice.

Utilizarea acestuia permite ca pornind de la o geometrie inițială prin operarea unor mici modificări asupra geometriei să fie controlate și corectate curbele de exploatare în etape succesive până la atingerea dezideratului propus.

În mod asemănător cu analizele prezentate, o altă categorie de influențe studiată, se referă la înlocuirea profilelor aerodinamice ce intră în componența paletajului turbinei.

Aceasta se poate realiza fie prin păstrarea familiei de profile și modificarea grosimilor maxime relative a locului grosimii maxime sau a săgeții și/sau a locului acestuia, fie prin înlocuirea familiei de profile.

În acest sens un exemplu analizat este prezentat în fig. 6.5.9. În figură se prezintă comparativ curbele adimensionale de moment ale turbinei GROWIAN 1 cu cele calculate pentru o geometrie echivalentă ce s-a obținut prin înlocuirea profilelor Wortman cu profile NACA.

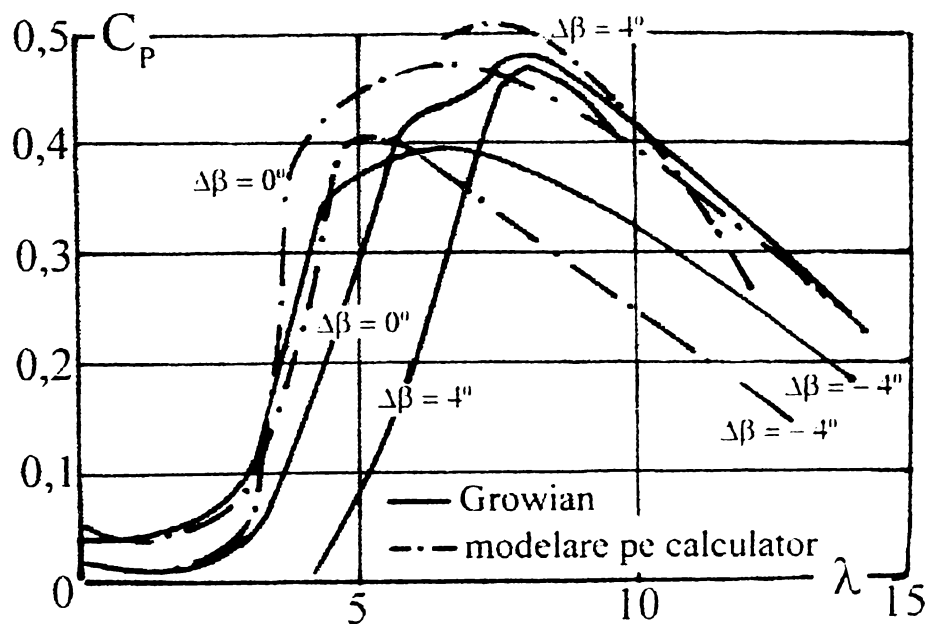


Fig. 6.5.9

Curbele sunt reprezentate pentru poziția optimă de funcționare a paletelor notată prin $\Delta\beta = 0^\circ$, respectiv două poziții reglate : una spre închidere (drapel) $\Delta\beta = 4^\circ$ și una spre deschidere $\Delta\beta = -4^\circ$.

Turbinele cu autoplafonare de putere prin desprinderea stratului limită sunt echipate cu palete fracționate la care fracțiunea mobilă din zona periferiei realizează funcția de frânare aerodinamică prin modificarea poziției unghiulare față de tronsonul fix. Coeficientul de putere global al turbinei se diminuează determinând scăderea puterii debitate de turbină.

Pentru a evidenția acest lucru au fost modelate pe calculator pentru turbina OPSM 7 influențe ale poziției fracțiunii mobile.

Astfel de analize permit determinarea momentelor de frânare dezvoltate funcție de poziția unghiulară a fracțiunii mobile și respectiv stabilirea lungimii necesare a acesteia.

În figura 6.5.10 sunt prezentate variații ale curbei adimensionale de putere ale turbinei OPSM 7 pentru diverse poziții ale fracțiunii mobile de paletă.

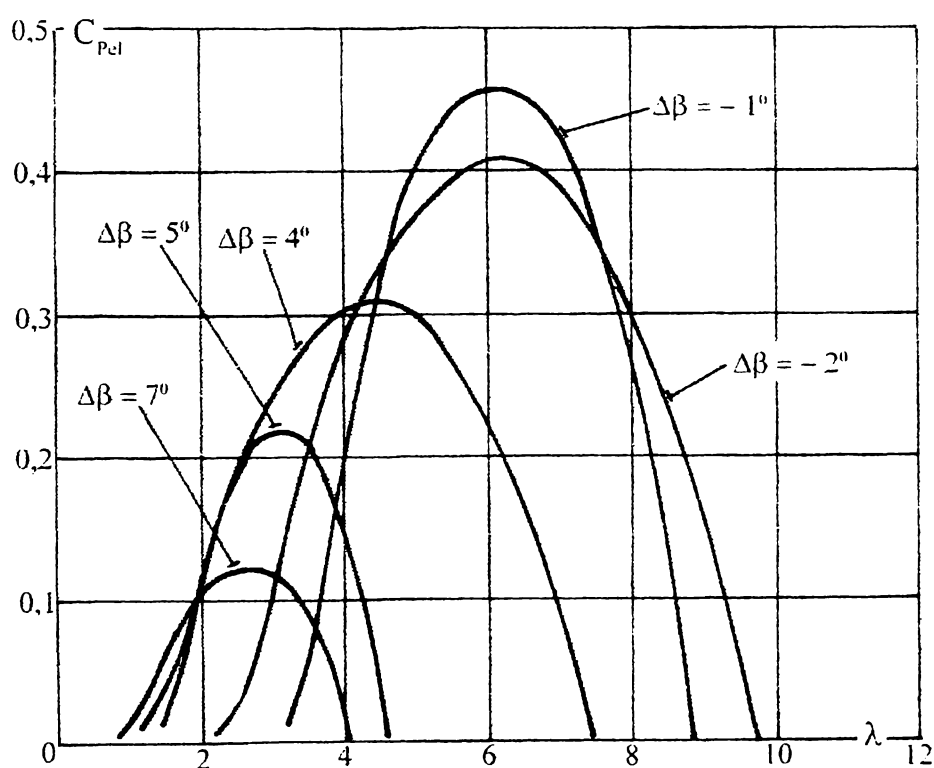


Fig. 6.5.10

În mod similar cu cele prezentate pot fi modelate și alte influențe ai diversilor parametrii geometrici ai turbinei asupra curbelor caracteristice.

În cap.7 utilizând analize de acest tip, apelând programul de calcul, se prezintă optimizarea unei geometrii pentru o turbină de 500 kW putere electrică instalată cu autoplafonare de putere prin desprinderea stratului limită și frânare aerodinamică.

7. Aplicații și testări de turbine cu ax orizontal de medie putere

Pe parcursul cercetării desfășurate pentru optimizarea construcției turbinelor eoliene cu ax orizontal destinate echipării agregatelor aeroelectrice am participat la testarea a patru agregate model pe amplasamentul Semenic a căror turbine au fost concepute de Centrul de Cercetare pentru Aeroenergetică din cadrul Universității "Politehnica" Timișoara. În continuare mă refer la cele două tipuri de turbine testate.

7.1. Turbina OPSM 7 pentru agregatele nr. 1, nr. 2 și nr. 4 din amplasamentul Semenic

Prima turbină cu codul **OPSM 7** a fost proiectată pentru condiții de reglaj a unghiului de instalare. Turația ei a fost stabilită la $n = 50$ rot/min corespunzând vitezei periferice $u_R = 78,5$ m/s. Cu acest tip de paletă au fost echipate trei din cele patru agregate experimentale de pe Semenic. Geometria acestei palete (OPSM 7-1.0) este redată în tabelul 7.1.1. Curba caracteristică de exploatare a turbinei poate fi urmărită în figura 7.1, respectiv în tabelul 7.1.2., iar curba adimensională a turbinei în figura 7.1.1. Cea din urmă este dată sub forma unei benzi de dispersie ce înglobează puncte obținute experimental prin teste pe model și turbina reală pe Semenic. În domeniul $\lambda < 5$ curba a fost trasată prin extrapolare, rezultatele experimentale fiind puține din cauza reglării palelor. Suplimentar, în figura 7.1.3 sunt prezentate și influențe ale densității masice a aerului respectiv a turației turbinei asupra curbelor de exploatare.

Tabel 7.1.1

PALETA : OPSM 7-1.0 (D = 30 m)

J	r [m]	l [m]	d_m/l	β_{ins} [°]	AX/l	Cod profil (NACA)	x_{dm}
1	3	1,74	0,35	8,13	0,480	4435	0,3
2	3,75	1,66	0,32	7,92	0,475	4432	0,3
3	4,5	1,58	0,29	7,70	0,470	4429	0,3
4	5,25	1,50	0,27	7,45	0,464	4427	0,3
5	6	1,42	0,25	7,18	0,457	4425	0,3
6	6,75	1,34	0,23	6,88	0,450	4423	0,3
7	7,5	1,26	0,21	6,56	0,442	4421	0,3
8	8,25	1,18	0,20	6,11	0,432	4420	0,3
9	9	1,10	0,19	5,82	0,422	4419	0,3
10	9,75	1,02	0,18	5,39	0,409	4418	0,3
11	10,5	0,96	0,17	4,90	0,395	4417	0,3
12	11,25	0,86	0,16	4,35	0,377	4415	0,3
13	12	0,78	0,155	3,73	0,357	4415	0,3
14	12,75	0,70	0,15	3,02	0,331	4415	0,3
15	13,5	0,62	0,15	2,21	0,299	4415	0,3
16	14,25	0,55	0,15	1,25	0,257	4415	0,3
17	15	0,46	0,15	0,13	0,200	4415	0,3

Tabel 7.1.2

OPSM 7 ; $P_{inst} = 300 \text{ kW}$; $D = 30 \text{ m}$; $\lambda_0 = 7$; $n = 50 \text{ rot/min}$; $u = 78,5 \text{ m/s}$; $(\rho = 1,3 \text{ kg/m}^3)$

v [m/s]	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Δt [ore/an] SEMENTIC	670	710	750	780	750	640	570	450	300	180	120	110	100	90	60	55	50
P_{el} [kW]	0	40	80	120	170	225	300	300	300	300	300	300	300	300	300	300	300
E [MWh]	-	-	-	31	60	77	97	101	90	54	36	33	30	27	18	17	15
E_{total} [MWh/an] = 686					T [ore echivalent] = 2287					Puterea medie anuală [kW] = 78							
Total ore în exploatare/an (pentru un coeficient de disponibilitate de 100 %) = 4255																	

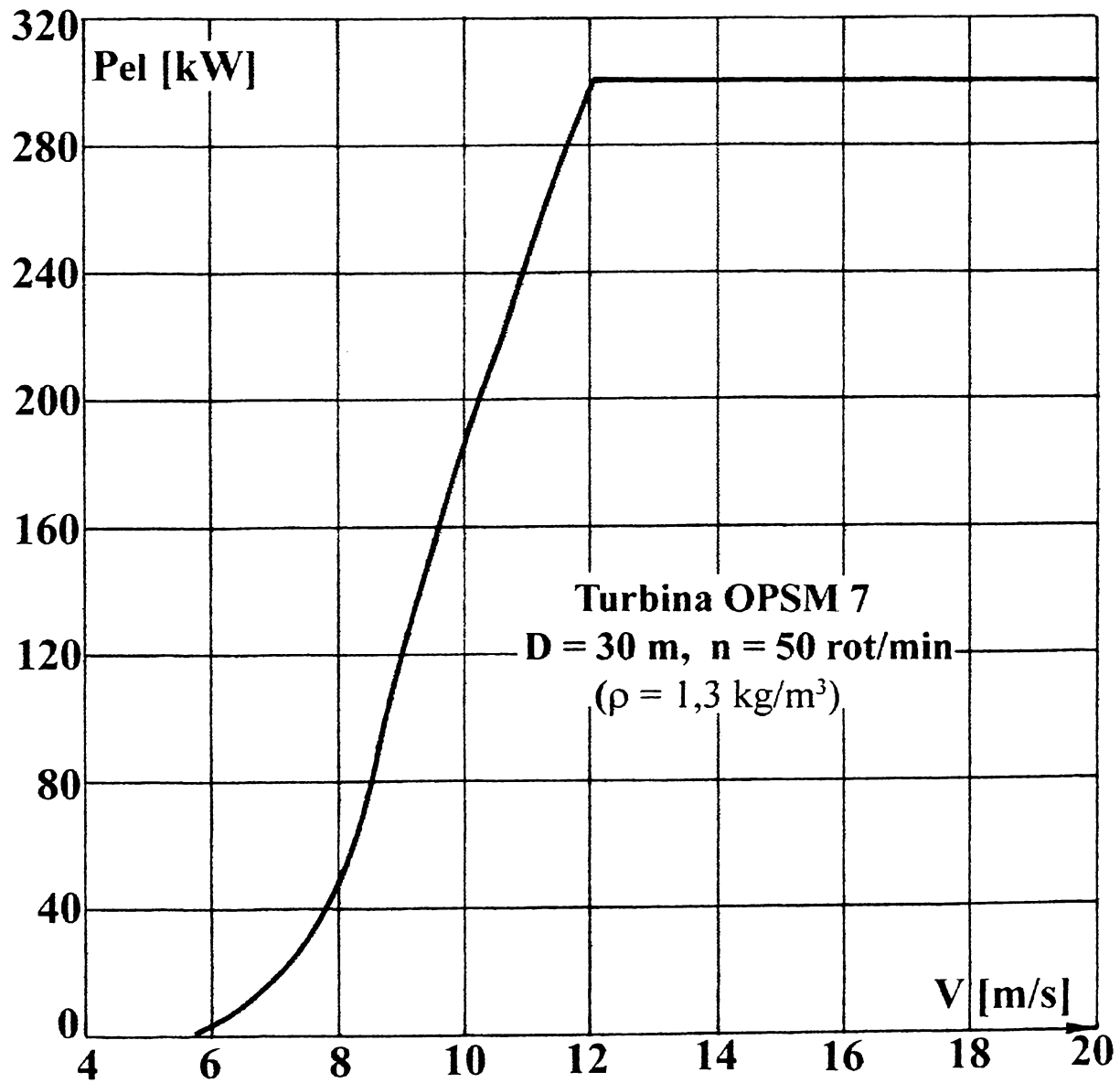


Figura 7.1.1

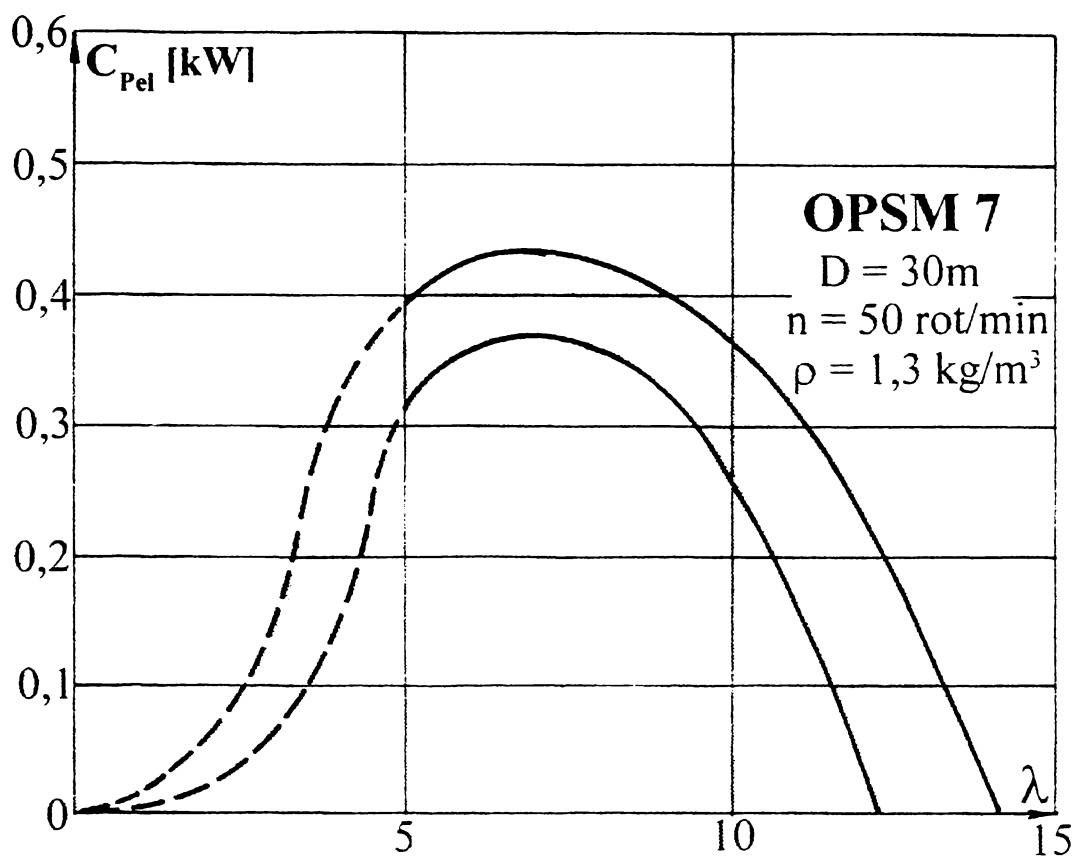


Figura 7.1.2

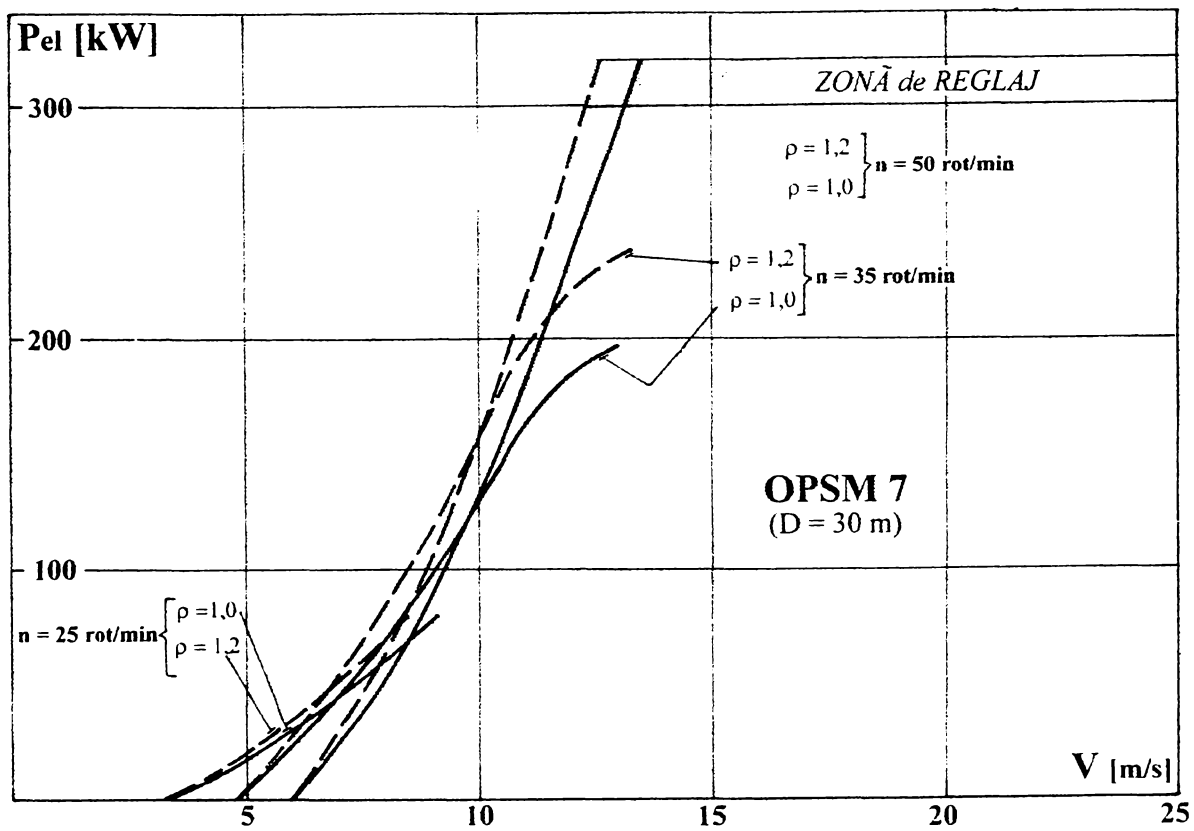
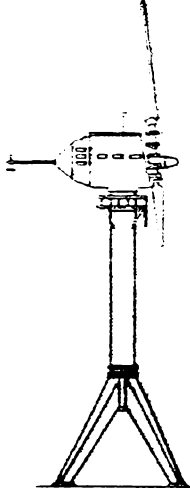
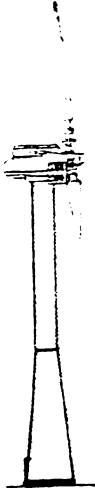
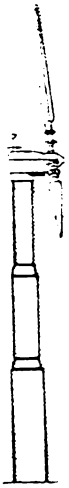
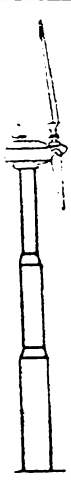


Figura 7.1.3

Cercetările efectuate pe cele trei agregate echipate cu aceste turbine au derulat într-un cadru mai larg privind întreaga problemă a agregatelor aeroelectrice.

Cu toate că depășește cadrul prezentei teze se prezintă în tabelul 7.1.3 o sinteză a datelor tehnice ale celor patru agregate de pe Semenic care reflectă progresele succesive realizate la nivel general al agregatelor [17], [18], [19], [34], [83].

Tabel 7.3

Caracteristici	Agregatul 1	Agregatul 2	Agregatul 3	Agregatul 4
				
Diametrul turbinei [m]	30	30	30	30
Înălțimea stâlpului [m]	30	30	30	30
Masa totală [tone] din care :	128	92	62	58
Stâlpul [tone]	69	51	35	35
Nacela echipată [tone]	59	41	27	23
Poziția rotorului față de stâlp	Aval	Amonte	Amonte	Amonte
Paletaj: număr de palete soluție aerodinamică tehnologie	3 nefracționat (OPSM 7) oțel, construcție sudată (aviatică)	3 nefracționat (OPSM 7) oțel, construcție sudată (aviatică)	3 fracționat (TVF 1/2) structură de oțel, învelitoare PAFS	3 nefracționat (OPSM 7) oțel, construcție sudată (aviatică)
Transmisie	Neintegrată 1. F-ca RENK Reșița 2. Curele trapezoidale	Neintegrată F-ca RENK Reșița	Integrată F-ca RENK Reșița	Integrată F-ca RENK Reșița
Generatoare electrice	2 generatoare asincrone de 55 kW și 250 kW cu cascade suprasincrone în circuitele rotorice	1 generator asincron de 315 kW	1 generator asincron de 300 kW	1 generator asincron de 300 kW
Stâlpul	Tronson cilindric sprijinit pe tetrapod în construcție	Tronsoane cilindrice și tronson conic la bază cu sudură pe	3 tronsoane cilindrice de diametre diferite	3 tronsoane cilindrice de diametre diferite

	chesonată	șantier	asamblate prin flanșe	asamblate prin flanșe
Fundații	De greutate din 4 blocuri distincte	De greutate cu lest	Încastrată	Încastrată
Post de transformare	În clădirea de comandă Transformatoare de 630 kVA + rez.de 630 kVA	În clădirea de comandă 2 transformatoare de 630 kVA	Utilizează postul de la agregatul 1	Utilizează postul de la agregatul 2

În acest cadru general teza de doctorat prezintă reprezentă o contribuție în domeniul aerodinamicii turbinelor cu ax orizontal.

Aceste cercetări au fost desfășurate pe o tematică mai largă cu contribuții numeroase ale colegilor din Centrul de Cercetare pentru Aeroenergetică [84], [85], [86], [87], [88], [89].

Concluziile cercetărilor pe turbina OPSM-7 au fost următoarele, formulate și în consens cu progresele realizate de cercetările europene :

- Viteza periferică de 78,5 m/s și turația de 50 rot/min aferentă s-a dovedit a fi prea mare, cu efecte defavorabile pentru vibrații și zgomotul aerodinamic. La agregatul nr.2 (CONEL) a avut loc și o avarie gravă de paletă care deși s-a datorat unor defecte de tehnologie este totuși în legătură și cu turația prea mare.

- Reglarea paletelor și în general complexitatea echipării primelor agregate au dus la multe defecte.

7.2 Turbina TVF pentru agregatul nr. 3 din amplasamentul Semenic

Având în vedere concluziile privind turbina OPSM 7, a fost formulat obiectivul realizării unei turbine cu palete fracționate, fără reglaj de unghi de instalare, cu autoplafonare a puterii și frânare aerodinamică.

Am făcut parte din echipa care a elaborat acest proiect, turbina a primit codul TVF , o variantă a paletei (TV2-1.0) a fost realizată la C.M.Bocșa și a fost montată pe al patrulea agregat experimental. Aerodinamica acestei palete a fost elaborată cu metodologia prezentată în cadrul tezei. Geometria paletei este redată în tabelul 7.2.1, iar curba caracteristică de exploatare a turbinei (pentru diverse valori ale densității aerului) în figura 7.2.1, respectiv tabelul 7.2.2. Curbele adimensionale aferente puterii electrice respectiv puterii la arborele turbinei sunt date în figura 7.2.2.

Tabel 7.2.1

PALETA : TVF2-1.0 (D = 31 m; Raza de fracționare : 13,5 m)

J	r [m]	l [m]	d_{ml}	β_{ins} [°]	AX/l	Cod profil (NACA)	x_{dm}
1	3	1,650	0,2910	20,0	0,3	4429	0,3
2	3,75	1,570	0,2887	16,52	0,3	4429	0,3
3	4,50	1,454	0,2862	13,68	0,3	4429	0,3
4	5,25	1,416	0,2834	11,39	0,3	4428	0,3
5	6	1,338	0,2804	9,54	0,3	4428	0,3
6	6,75	1,259	0,2769	8,01	0,3	4428	0,3
7	7,50	1,181	0,2733	6,73	0,3	4427	0,3
8	8,25	1,103	0,2685	5,66	0,3	4427	0,3
9	9	1,025	0,2634	4,74	0,3	4426	0,3
10	9,75	0,947	0,2574	3,94	0,3	4425	0,3
11	10,50	0,869	0,2503	3,24	0,3	4425	0,3
12	11,25	0,791	0,2419	2,63	0,3	4424	0,3
13	12	0,713	0,2316	2,09	0,3	4423	0,3
14	12,75	0,634	0,2187	1,61	0,3	4421	0,3
15	13,50	0,556	0,2022	1,17	0,3	4420	0,3
16	14,25	0,478	0,1804	0,78	0,3	4418	0,3
17	15	0,400	0,1500	0,42	0,3	4415	0,3
18	15,25	0,374	0,1370	0,31	0,3	4413	0,3

Tabel 7.2.2

TVF2 ; $P_{inst} = 300$ kW ; D = 31 m ; $\lambda_0 = 7$; n = 35 rot/min ; u = 56,8 m/s ; ($\rho = 1,3$ kg/m³)

v [m/s]	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	15	17	18	19	20
Δt [ore/an] SEMENIC	670	710	750	780	750	640	570	450	300	180	120	110	100	90	60	55	50
P_{el} [kW]	0	9	35	63	100	140	185	227	268	300	325	330	327	315	282	235	170
E [MWh]	0	7	26	49	75	90	105	102	81	54	39	36	33	28	17	13	8
E_{total} [MWh/an] = 763					T [ore echivalent] = 2543					Puterea medie anuală [kW] = 87							
Total ore în exploatare/an (pentru un coeficient de disponibilitate de 100 %) = 5715																	

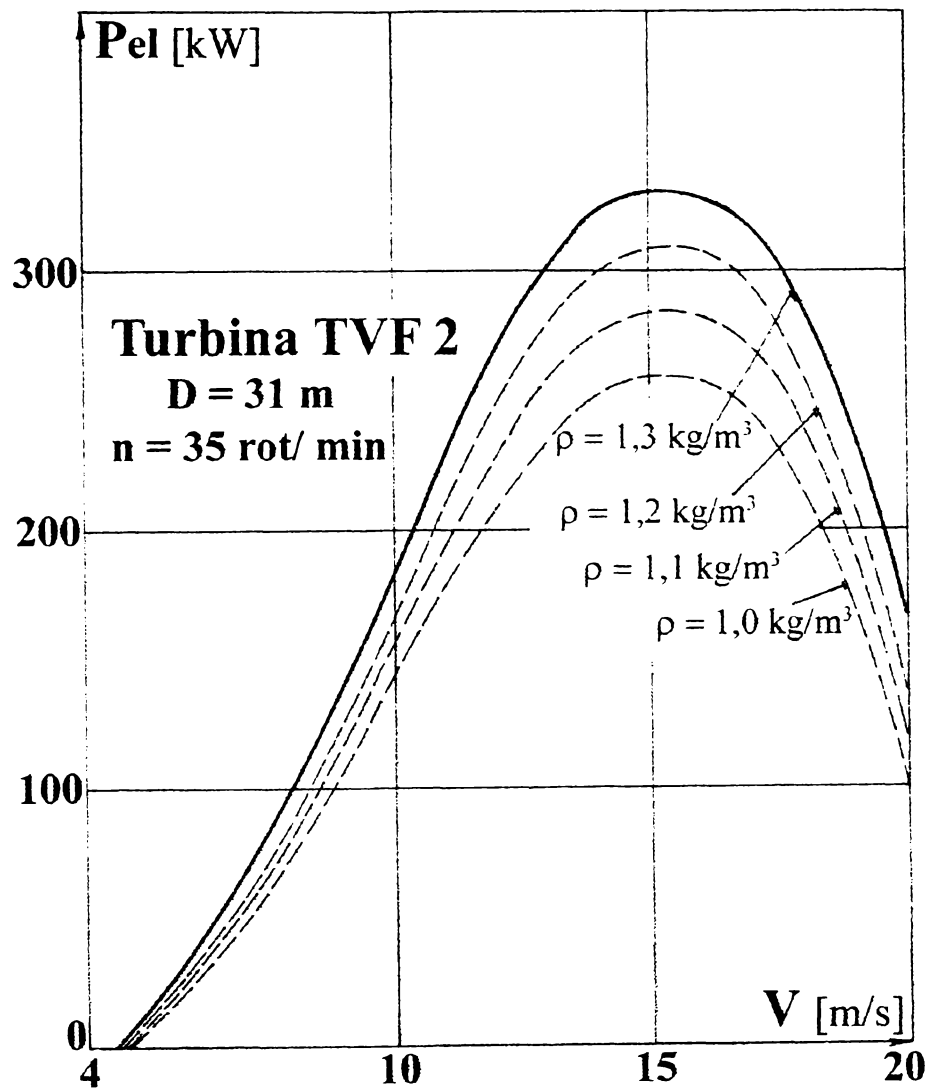


Figura 7.2.1

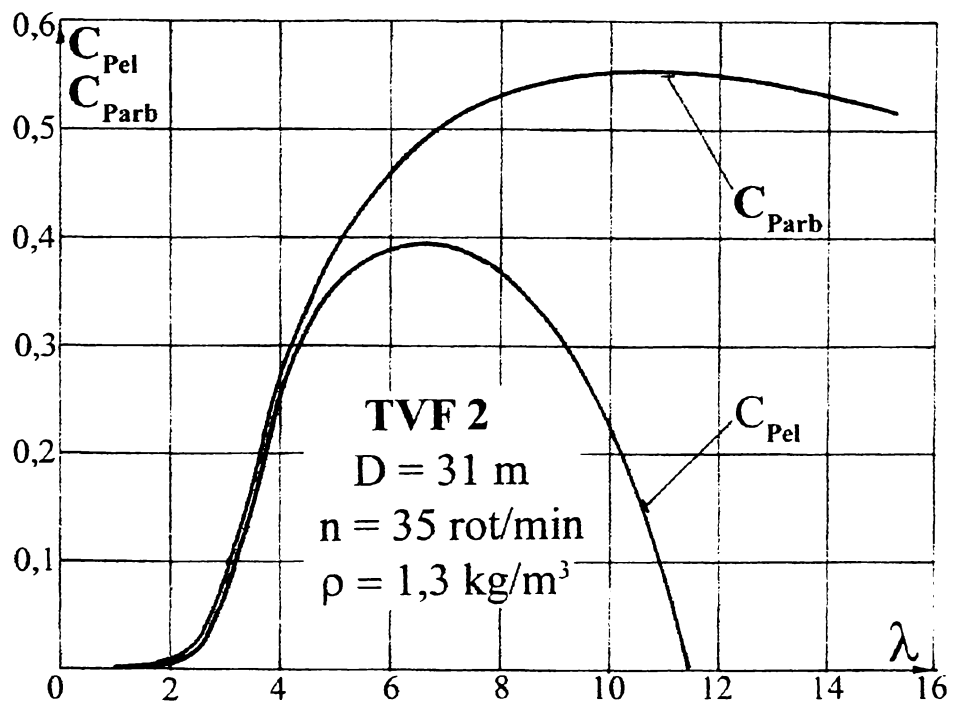


Figura 7.2.2

7.3 Probleme rezultate din experiența Semenic

Analizând comparativ performanțele celor două tipuri de agregate (tab. 7.3.1) în condițiile ofertei amplasamentului Semenic (vezi fig. 3.2.1 din cap.3), se vede că turbină cu autoplafonare de putere (TVF) oferă în condițiile disponibilității de 100 % o producție anuală de 763 MWh/an față de 686 MWh/an realizabilă cu turbina OPSM-7. Acest lucru arată că și în cazul turbinei fără reglaj de unghi de paletă se poate realiza o producție de energie comparabilă cu cea a turbinei cu reglaj.

Tabel 7.3.1

v [m/s]	Δt [ore/an]	P_1 [kW]	P_4 [kW]	E_1 [MWh]	E_4 [MWh]
1	710	-	9	-	7
2	750	0	35	-	26
3	780	40	63	31	49
4	750	80	100	60	75
5	640	120	140	77	90
6	570	170	185	97	105
7	450	225	227	101	102
8	300	300	268	90	81
9	180	300	300	54	54
10	120	300	325	36	39
11	110	300	330	33	36
12	100	300	327	30	33
13	90	300	315	27	28
14	60	300	282	18	17
15	55	300	235	17	13
16	50	300	170	15	8
17	45	-	-	-	-

La proiectarea acestei turbine (TVF) a fost utilizată teoria clasică de limitare a coeficientului de putere și o elaborare preliminară a programului de optimizare. În cadrul tezei a fost reluată optimizarea acestui tip de geometrie.

Revenind la rezultatele obținute pe turbina TVF concepută pentru plafonarea puterii prin desprindere de strat limită, subliniez unele aspecte :

În zona $\lambda < 5$ gruparea punctelor pe curbă este foarte strânsă, de această zonă depinde plafonarea curbei de putere. Aprofundarea cunoașterii influențelor diferiților parametrii constructivi asupra acestei zone este principalul obiectiv al tezei de doctorat. Modelările pe calculator folosite la proiectarea turbinei au utilizat forme pregătitoare ale programelor. Ele au motivat dezvoltarea și perfecționarea acestora.

Zona $\lambda > 5$ ridică mai multe probleme care parțial se referă la randamentul aerodinamic al paletajului și parțial la disipațiile în componentele liniei de mașini. Această zonă a curbei adimensionale corespunde zonei puterilor parțiale în curba de exploatare. Obiectivul urmărit în această zonă este maximizarea puterii la bornele generatorului electric. Această maximizare se obține pe cele două căi :

- performanțe optime ale turbinei de vânt ;
(maximizarea puterii absorbite din vânt)
- minimizarea disipațiilor în toate componentele liniei de mașini.

Prima cale constituie un obiectiv al prezentei teze.

A doua cale este tratată în teză parțial în sensul că se aprofundează problematica pierderilor aerodinamice în paletajul turbinei, respectiv randamentele aerodinamice.

Pentru celelalte pierderi mecanice și electrice se fac doar câteva precizări importante pentru ansamblul agregatului. Aproximația utilizată uneori de a considera randamente parțiale constante pentru un larg domeniu de viteze de vânt duce la erori mari în domeniul puterilor mici. Astfel pare mai corectă aproximația de a considera puteri disipate constante în transmisie și generator în cazul în care turația este constantă.

Bilanțul de putere al agregatului are forma :

$$P_{el} = P_{abs} - P_{Pa} - P_{Pd} - P_{Ptr} - P_{PG}$$

Primii trei termeni definesc puterea la arborele turbinei :

P_{abs} : puterea absorbită din vânt

P_{Pa} : puterea pierdută în paletajul turbinei

P_{Pd} : puterea pierdută prin frecarea cu aerul a părților în rotație neaerodinamice (pierderi de disc).

Programul de calcul elaborat identifică primii doi termeni. Al treilea, privind pierderile de disc datorită butucului turbinei sunt mai puțin semnificativi și puterea poate fi calculată cu ajutorul informațiilor privind un disc rotitor într-un fluid [47] :

$$M = C_M \cdot \rho \cdot \frac{\omega^2 \cdot R^5}{2}, \text{ respectiv } P_{Pd} = C_M \cdot \rho \cdot \frac{\omega^3 \cdot R^5}{2}, \text{ iar}$$

$$C_M = f(Re, \varepsilon)$$

Pentru regimul turbulent și disc neted : $C_M = \frac{0,093}{\sqrt[5]{Re}}$

Aproximația acoperitoare poate fi acceptată: $C_M \cong 0,1$.

Pierderile aerodinamice în rețeaua de palete din cauza rapidității mari a turbinei și din cauza domeniului larg de incidențe ale profilelor prezintă importanță deosebită. *Randamentul* unei secțiuni de calcul are forma :

$$\eta_a = 1 - \frac{tg\theta}{tg\beta_\infty} \quad ; \quad tg\theta = \frac{C_x}{C_y}$$

Familia de profile "NACA ****" în domeniul grosimilor de 24% și săgeată de 4 % și al incidențelor $i = 4^{\circ} \div 16^{\circ}$ realizează valorile următoare pentru $tg \theta$:

Profil neted : $tg \theta = 0,01 \div 0,04$

Profil rugos : $tg \theta = 0,03 \div 0,05$

În afara acestui domeniu (incidențe mari) $tg \theta$ crește semnificativ.

Unghiul β_{∞} variază cu rapiditatea turbinei și cu raza.

Acceptând aproximația $tg \beta_{\infty} \cong \frac{1}{\lambda_R} \cdot \left(\frac{r}{R}\right)^{-1}$ valorile rezultate pentru $tg \beta_{\infty}$ sunt cele din tabelul următor :

Tabel 7.3.2

λ_R	5	7	9	11
$tg \beta_{\infty}$				
$\frac{r}{R} = 1$ periferie	0,2	0,143	0,111	0,091
$\frac{r}{R} = 0,2$ butuc	1	0,715	0,555	0,455

Astfel, randamente aerodinamice calculate la periferia rotorului funcție de rapiditatea turbinei și finețea profilelor sunt cele prezentate în tabelul 7.3.3:

Tabel 7.3.3

λ_R	5	7	9	11
η_a				
$tg \theta = 0,03$	0,85	0,79	0,73	0,67
$tg \theta = 0,04$	0,80	0,72	0,64	0,56
$tg \theta = 0,05$	0,75	0,65	0,55	0,45

La raze mai mici situația se ameliorează, dar la periferia paletelor condițiile sunt critice.

Concluzia care se desprinde din aceste informații este necesitatea tratării mai riguroase a disipațiilor în turbină și a celorlalte disipații. La această cerință răspunde metodologia elaborată în cadrul tezei.

Din analiză rezultă și motivația precauției de a mării rapiditatea turbinei, cu toate că din punct de vedere al solidității paletelor conform diagramei lui Hutter [38] justificată ar fi opțiunea unor valori mari ale rapidității. Riscul constă în diminuarea randamentelor aerodinamice. Programele elaborate în cadrul tezei servesc la evaluarea riguroasă a acestor riscuri.

7.4. Aplicarea metodologiei elaborate în cadrul tezei pentru un agregat de 500 kW putere electrică instalată

Cele patru grupuri aeroelectrice realizate pe Semenik în perioada 1986 - 1995 sunt echipate cu turbine de vânt având puterea instalată de 300 kW. Opțiunea pentru această valoare a fost formulată la vremea respectivă din considerente de natură energetică ținând cont de posibilitățile tehnologice, de execuție și de montaj existente în țară, în concordanță totodată cu tendințe ce se manifestau pe piețele europene de agregate de vânt.

Experiența acumulată pe parcursul mai multor ani de testări pe Semenik, coroborate cu formare în ultimii ani pe plan mondial a interesului pentru majorarea puterii grupurilor spre 500 - 700 (1000) kW justificat prin valorificarea mai eficientă a suprafeței ocupate de agregate, m-a determinat la abordarea, în cadrul analizelor de optimizare făcute, a unui nou agregat cu o putere instalată de 500 kW destinat amplasamentului montan Semenik.

Condițiile topografice și meteorologice specifice ale amplasamentului și drumul de acces au fost factorii care au impus limitarea puterii alese la valoarea de 500 kW.

Prin utilizarea grupurilor de 500 kW în componența centralei aeroelectrice de pe Semenik în locul celor de 300 kW, în condițiile menținerii numărului de grupuri, puterea instalată a centralei crește de la 100 MW la 150 MW.

Cu aceste motivații se aplică metodologia prezentată în cadrul tezei pentru studiul unui agregat de 500 kW putere electrică instalată.

Turbina pentru acest agregat va fi cu :

- palete montate fix, fără reglaj al unghiului de instalare ;
- plafonarea puterii prin desprinderea stratului limită de pe extradusul paletei;
- frânare aerodinamică prin fracțiuni mobile plasate la capătul paletei.

Se are în vedere determinarea primei geometrii a paletei urmată de optimizarea acesteia prin utilizarea programului de calcul prezentat în capitolul 6.3

7.4.1. Prima geometrie

Într-o primă etapă am procedat la o evaluare a termenilor ce intervin în expresia bilanțului energetic. Acesta se poate exprima în forma :

$$P_{el} = P_{abs} - P_{Pa} - P_{Pd} - P_{Ptr} - P_{Pel}$$

unde :

- P_{el} : puterea la bornele generatorului electric (puterea electrică) ;
- P_{abs} : puterea absorbită de turbina din vânt ;
- P_{Pa} : puterea pierdută aerodinamic ;
- P_{Pd} : puterea pierdută prin frecarea butucului cu aerul (pierdere de disc) ;
- P_{Ptr} : puterea pierdută în transmisia mecanică ;
- P_{Pel} : puterea electrică pierdută în generatorul electric.

Acceptând un randament al generatorului $\eta_G = 0,97$, puterea electrică pierdută în generator, rezultă : $P_{pel} \cong 15$ kW. Astfel, puterea la cupla generatorului este 515 kW.

Pierderile în transmisia mecanică, inclusiv în lagărele arborelui turbinei au fost evaluate la 21 kW acceptând un randament al transmisiei : $\eta_{tr} \cong 0,96$.

Pierderile de disc la turbină s-au evaluat la aproximativ 1 kW. Astfel puterea valorificată de paletaj este 537 kW. Pentru pierderile aerodinamice în paletajul turbinei au fost analizate două variante, respectiv 95 kW și 134 kW, corespunzând unor valori ale randamentelor aerodinamice $\eta_a^1 = 0,85$, respectiv $\eta_a^2 = 0,80$. Astfel puterea absorbită din vânt de turbină este 632, respectiv 671.

Bilanțul energetic în punctul de instalare este :

$$P_{el} = 500 \text{ kW} = 632 - 95 - 1 - 21 - 15$$

(671) (134)

În () sunt trecute valorile corespunzătoare randamentului aerodinamic $\eta_a^2 = 0,80$.

În continuare se dimensionează turbina pentru puterea absorbită de 632 (671) kW. Din cercetări comparative efectuate, înălțimea stâlpului la prima soluție a fost aleasă de 40 m.

Densitatea aerului pe Semenic variază în domeniul temperaturii de $-30 \div +30^\circ\text{C}$:

$$\rho = 1,23 \div 0,98 \text{ kg/m}^3$$

(iarna) (vara)

În calcule am admis : $\rho_{mediu} = 1,1 \text{ kg/m}^3$.

În cursul unui an variațiile densității modifică curbele de putere. Dacă dimensionăm turbina pentru puterea teoretică de 675 kW în condițiile densității medii de $1,1 \text{ kg/m}^3$, dispersia densității va duce la variațiuni ale puterii de instalare între : 755 kW și 601 kW.

Puterea la bornele generatorului electric va varia în jurul valorii mijlocii de 500 kW între valorile : 559 kW și 445 kW.

În consecință generatorul electric trebuie să suporte supraîncărcări pe timp limitat de cca 10 % față de puterea nominală de 500 kW.

La arborele turbinei puterea instalată mijlocie va fi de 536 kW cu intervalul aferent variației densității de : 599 kW \div 478 kW.

Au fost analizate aceste detalii pentru a evita confuziile apărute frecvent în literatură. Având în vedere că pot apare și alte abateri față de datele de calcul (exponentul stratului limită, deformația elastică a paletei, rugozitatea suprafețelor, valori ale numerelor Reynolds, etc.) este indicat să fie ales generatorul electric în așa fel ca să suporte încărcări temporare până la nivelul de 650 kW.

În cadrul elaborării primei geometrii și a curbelor pentru aplicația de 500 kW putere la bornele generatorului, la densitatea de calcul de $1,1 \text{ kg/m}^3$ și curba de frecvență a vântului pe amplasmentul Semenic dată în tabelul 7.4.1.1 pentru înălțimea stâlpului de 40 m, trebuiesc rezolvate următoarele probleme :

- Diametrul turbinei ;
 - Turația turbinei ;
 - Tipul de turbină (număr caracteristic - λ_0) ;
 - Geometria detaliată a paletii (corzi, tipuri de profile, unghiuri de instalare).
- Restricțiile acceptate din considerente de vibrații și zgomotul aerodinamic :

$$u_R < 60 \text{ m/s}$$

u_R : viteza periferică maximă.

În ceea ce privește tipul de turbină se caută un compromis între soliditatea paletii și randamentul aerodinamic, aspecte tratate în capitolele anterioare.

Pe baza noii teorii elaborate, expuse în capitolul 4, se acceptă coeficientul de putere maxim teoretic : $C_{Pt \max} = 0,75$ și curbele adimensionale approximate în figura 7.4.1.2 pentru diferite rapidități obținute din curba deziderat generalizată dată în figura 7.4.1.1.

Curba de frecvență la 40 m în domeniul de interes , $v = 4 \div 25 \text{ m/s}$ este dată în tabelul 7.4.1.1:

Tabel 7.4.1.1

v [m/s]	< 4	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Δt [ore/an]	(1700)	600	650	670	700	730	670	580	480	350	270	180
v [m/s]	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	> 25
Δt [ore/an]	130	110	100	70	65	60	55	50	45	40	35	420

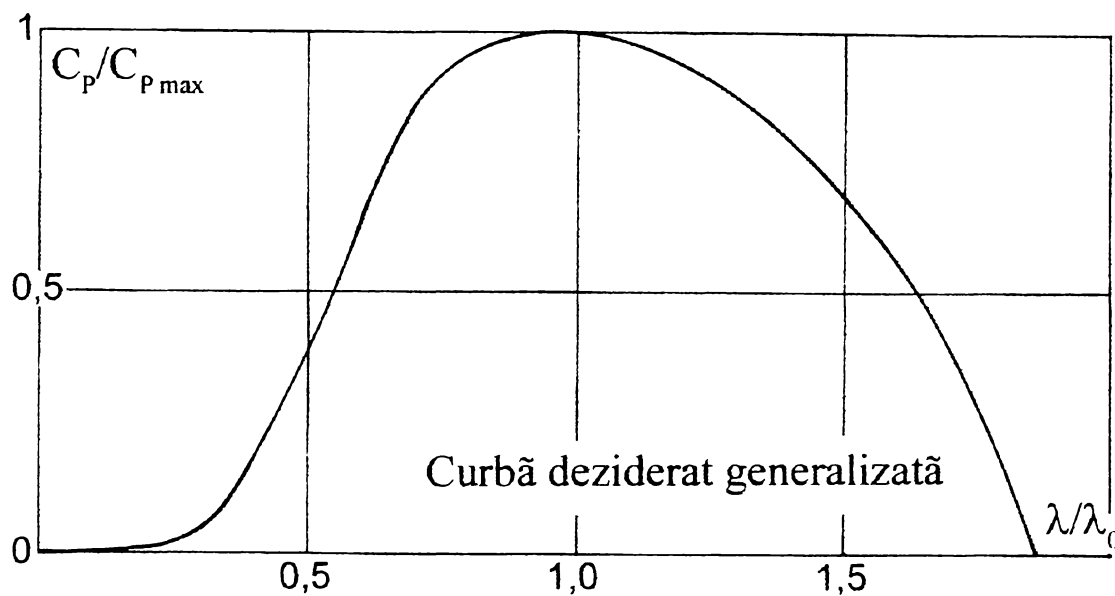


Figura 7.4.1.1

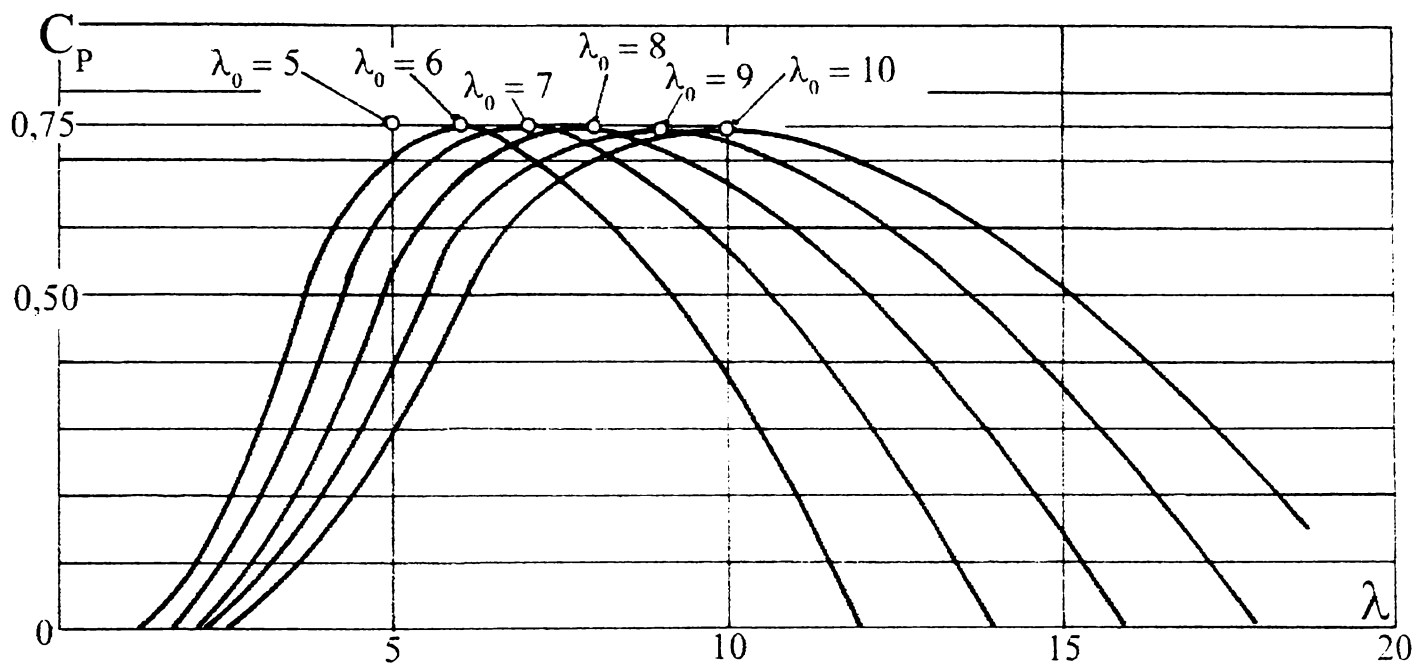


Figura 7.4.1.2

Din curbele lui Hutter (figura 7.4.1.3) [38] privind dependența solidității paletelor de numărul caracteristic, am calculat valori orientative ale produsului : *număr palete x coarda mijlocie a paletelor* :

λ_0	5	6	7	8	9	10
$\frac{z \cdot l_m}{R}$	0,530	0,377	0,302	0,226	0,189	0,151

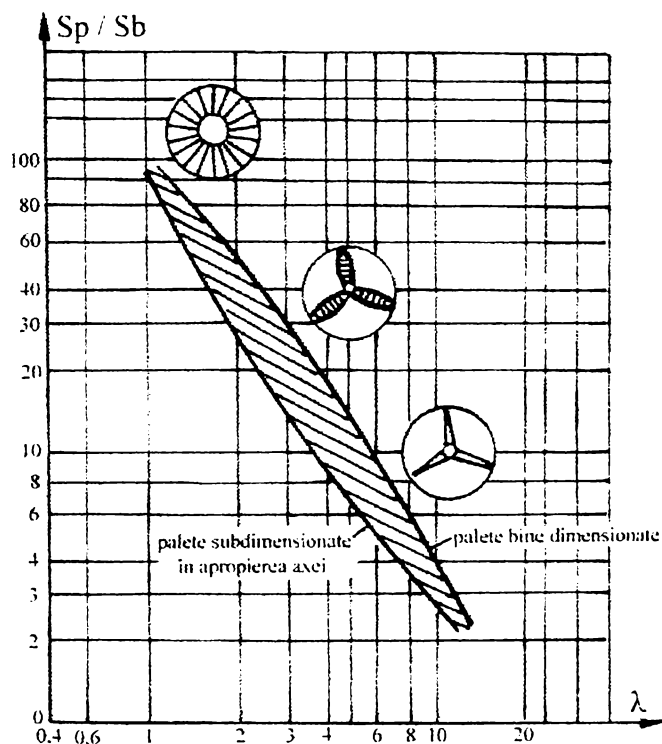


Figura 7.4.1.3

Aceste valori sunt utilizate pentru evaluarea corzii paletei în funcție de numărul de palete, raza turbinei și rapiditatea turbinei. La o turbină cu $\lambda_0 = 10$ coarda va fi de 3,5 ori mai mică decât cea corespunzătoare turbinei $\lambda_0 = 5$.

În figura 7.4.1.4 este prezentată analiza privind diametrele turbinei și coeficienții asociați puterii instalate și puterii nominale (locul valorii maxime a coeficientului de putere).

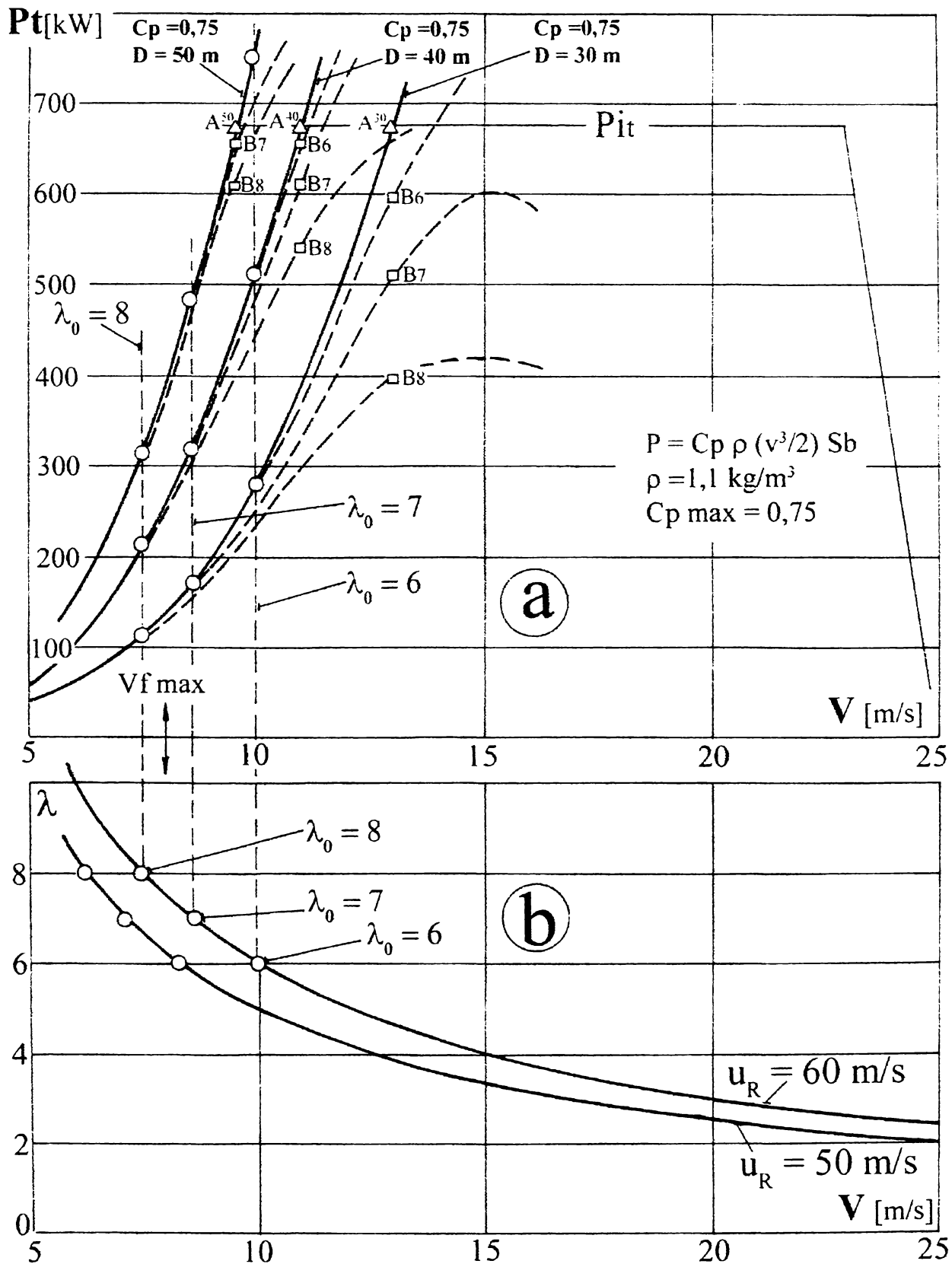


Figura 7.4.1.4

Imaginea de sus a) reprezintă curbe de putere teoretică pentru trei diametre de turbină analizate (30, 40, 50 m) și coeficientul C_{Pmax} . Intersecțiile A cu dreapta puterii instalate determină prima aproximație a vitezelor de instalare (ipoteza $C_{Pi} = C_{Pmax}$).

Imaginea de jos b) reprezintă curbele de rapiditate pentru vitezele periferice de 60 și 50 m/s. Pe figura de sus s-a marcat locul pentru C_{Pmax} în cazul a trei tipuri de turbine ($\lambda_0 = 6 ; 7 ; 8$). Este marcată și viteza de vânt cu frecvență maximă (v_{fmax}).

Folosind curbele aproximative pentru ($C_P - \lambda$) pot fi evaluați coeficienții de putere și puterile asociate. Pe această bază se stabilește a doua aproximație a vitezelor de instalare.

Acest raționament poate fi urmărit în tabelul 7.4.1.2.

Tabel 7.4.1.2

$$P_{it} = 671 \text{ kW} ; C_{Pmax} = 0,75$$

D [m]		30	40	50
v_{iA} [m/s] (aprox. A)		13	11	9,6
Locul C_{Pmax} pentru :	v_N pentru $u_R = 60$ (50) m/s			
	$\lambda_0 = 6$	10 (8,2)	10 (8,2)	10 (8,2)
	$\lambda_0 = 7$	8,6 (7,1)	8,6 (7,1)	8,6 (7,1)
	$\lambda_0 = 8$	7,5 (6,2)	7,5 (6,2)	7,5 (6,2)
Valori C_{PA} pentru :	$\lambda_0 = 6$	0,67 (0,54)	0,74 (0,66)	0,74 (0,72)
	$\lambda_0 = 7$	0,58 (0,39)	0,68 (0,55)	0,73 (0,66)
	$\lambda_0 = 8$	0,44 (0,26)	0,60 (0,42)	0,69 (0,56)
P_A corectat pentru :	$\lambda_0 = 6$	599 (483) B6	662 (590) B6	-
	$\lambda_0 = 7$	519 (349) B7	608 (492) B7	653 (590) B7
	$\lambda_0 = 8$	394 (233) B8	537 (376) B8	617 (501) B8
v_{iB} [m/s] (aprox. B)	$\lambda_0 = 6$	14	11,1	-
	$\lambda_0 = 7$	-	11,5	9,7
	$\lambda_0 = 8$	-	14	10,2

Explicații la operațiile din tabelul 7.4.1.2 :

Cu ajutorul valorii $C_P = C_{Pmax} = 0,75$ se obține pentru diametrele 30 ; 40 și 50 m o primă aproximație a vitezelor de instalare (v_{iA}). Cu ajutorul curbelor aproximative adimensionale (figura 7.4.1.2) și a curbei ajutătoare (b) din figura 7.4.1.4 se aproximează curbele de putere corectate pentru $C_P = f(v)$ și se obține o a doua aproximație a punctelor de instalare (v_{iB}).

Au fost analizate trei tipuri de turbine $\lambda_0 = 6 ; 7$ și 8, locul lor pe curbele de putere este marcat pe figură.

Se vede că din cele nouă soluții posibile pentru cele trei diametre și cele trei tipuri de turbine unele se exclud.

Variantele : $D = 30$ m și $\lambda_0 = 7$ și 8 se exclud, curbele de putere plafonându-se sub nivelul puterii cerute pentru instalare.

Variantele : $D = 50$ m și $\lambda_0 = 6$ și 7 nu permit plafonarea din cauza valorilor mari ale coeficienților de putere în vecinătatea vitezelor de instalare.

Soluțiile reținute pentru analiza în continuare sunt următoarele cinci :

$D = 30$ m	$v_i = 14$ m/s	$\lambda_0 = 6$
$D = 40$ m	$v_i = 11,1$ m/s	$\lambda_0 = 6$
	$v_i = 11,5$ m/s	$\lambda_0 = 7$
	$v_i = 14$ m/s	$\lambda_0 = 8$
$D = 50$ m	$v_i = 10,2$ m/s	$\lambda_0 = 8$

Locul punctelor optime ale celor trei tipuri de turbine la viteza periferică de $u_R = 60$ m/s rezultă astfel :

$\lambda_0 = 6$	$v_N = 10$ m/s
$\lambda_0 = 7$	$v_N = 8,6$ m/s
$\lambda_0 = 8$	$v_N = 7,5$ m/s

Locul frecvenței maxime a vitezei vântului oferit de amplasament (tabel 7.4.1.1) este : $v_{f\max} = 8$ m/s , iar viteza medie la axa turbinei : $v_m \cong 8,4$ m/s.

Turațiile rezultate pentru cele trei diametre :

$D = 30$ m	$n = 38$ rot/min
$D = 40$ m	$n = 29$ rot/min
$D = 50$ m	$n = 23$ rot/min

În acest context soluția aleasă pentru prima geometrie este dată prin :

Diametrul turbinei :	$D = 40$ m
Turația turbinei :	$n = 29$ rot/min
Rapiditatea turbinei : (număr caracteristic)	$\lambda_0 = 7$
Viteza periferică la capătul paletelor :	$u_R = 60$ m/s
Coeficientul de putere maxim : (asociat puterii nominale)	$C_{P\max} = 0,75$; $v_N = 8,6$ m/s
Coeficientul de putere corespunzător puterii instalate:	$C_{P\text{inst}} = 0,68$
Viteza de instalare :	$v_{\text{inst}} = 11,5$ m/s
Numărul paletelor	$z = 3$

Motivații pentru alegerea soluției :

- v_N apropiat de $v_{f\max}$;

- comparație cu turbine performante existente pe piață:

*Vestas de 500 kW : diametrul de 39 m ; $v_i = 15$ m/s ; $\rho = 1,23$ kg/m³ ; $n = 30$ rot/min ; $h_{\text{stălp}} = 40,5$ m ;

*DANmark de 500 kW : diametrul de 36 m ; $v_i = 14$ m/s ; $n = 31$ rot/min ; $h_{\text{stălp}} = 40$ m.

Pentru varianta selectată în figura 7.4.1.5 a fost construită curba adimensională deziderat corectată care se referă și la zona plafonată.

Corectii în zona $V > V_i = 11,5 \text{ m/s}$; $u_R = 60 \text{ m/s}$

V	12,5	15	17,5	20	22,5	25 m/s
λ	4,8	4,0	3,43	3,0	2,67	2,4
C_{P_t}	0,518	0,30	0,189	0,01	0,005	0

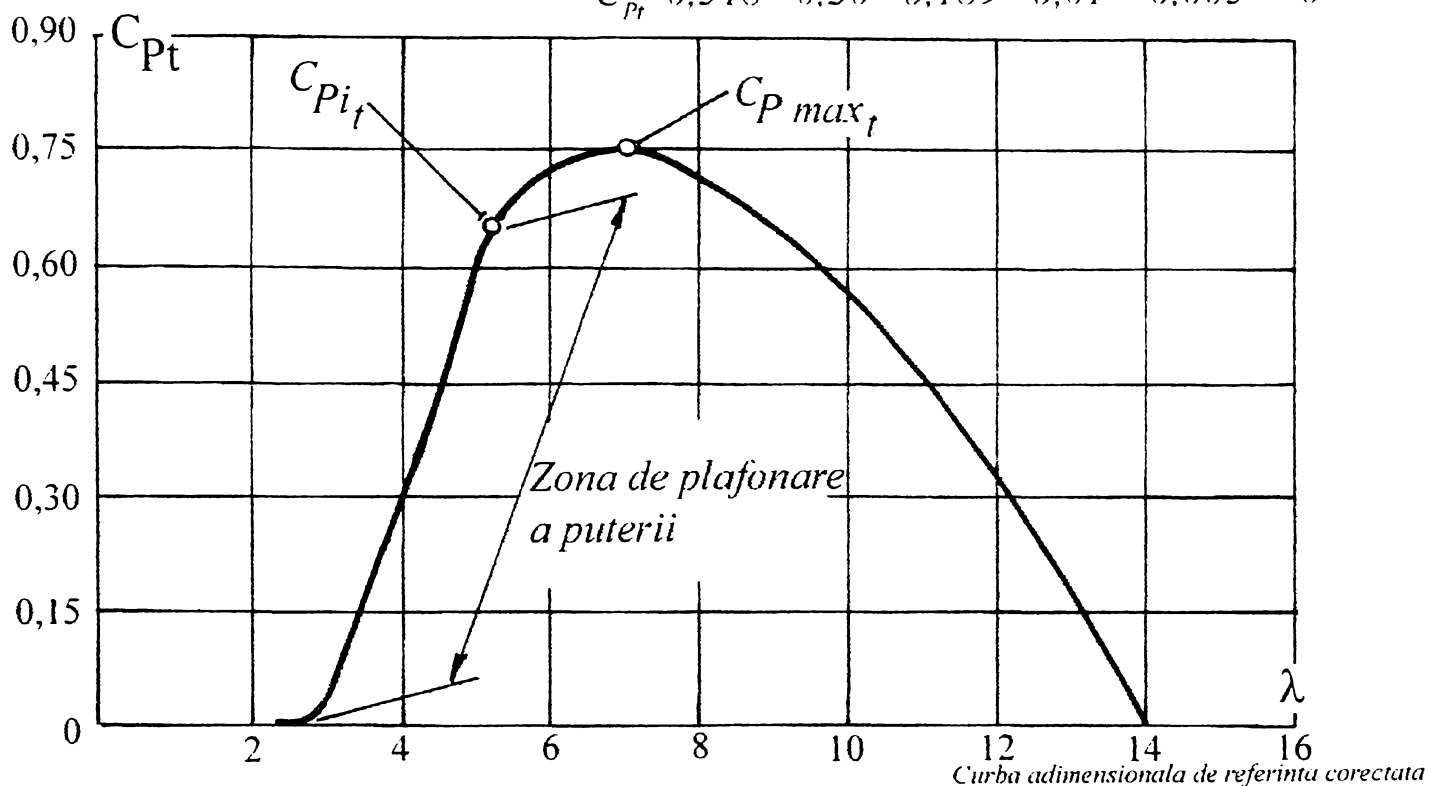


Figura 7.4.1.5

Astfel datele de proiectare pentru prima geometrie a turbinei de 500 kW sunt:

1. Pentru proiectarea geometriei paletei în punctul optim :

$$v_N = 8,6 \text{ m/s} \quad ; \quad n = 29 \text{ rot/min} \quad ; \quad \omega = 3,04 \text{ rad/s} \quad ; \quad D = 40 \text{ m} \quad ;$$

$$\lambda_0 = 7 \quad ; \quad C_{P_{max}} = 0,75 \quad ; \quad P_{N_t} = 340 \text{ kW} \quad ; \quad z = 3 \quad ;$$

$$\rho = 1,1 \text{ kg/m}^3 .$$

2. Pentru proiectarea geometriei în punctul de instalare :

$$v_i = 11,5 \text{ m/s} \quad ; \quad n = 29 \text{ rot/min} \quad ; \quad \omega = 3,04 \text{ rad/s} \quad ; \quad D = 40 \text{ m} \quad ;$$

$$\lambda_i = 5,2 \quad ; \quad C_{P_i} = 0,68 \quad ; \quad P_i = 671 \text{ kW} \quad ; \quad z = 3 \quad ;$$

$$\rho = 1,1 \text{ kg/m}^3 .$$

Din relația puterii globale a turbinei :

$$P_t = \Delta P_{global} \cdot Q = k_{anv} \cdot \Delta P_{global\infty} \cdot v \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

au fost determinate principalele date pentru calculul aerodinamic, afișate în continuare :

Regim	Optim	Instalare
P_t [kW]	340	671
Q [m ³ /s]	9853	13176
$\Delta P_{t\ global}$ [Pa]	34,5	50,93
$\Delta P_{t\ global\ \infty}$ [Pa]	40,5	59,59
<i>Aria baleiată</i> [m ²]	1206	1206

Pentru căderea de presiune locală se utilizează funcția de distribuție adimensională

$$: y = \frac{\Delta P_{t\ r\infty}}{\Delta P_{t\ global\ \infty}} = a + b \cdot x + c \cdot x^2 - d \cdot x^4 \quad ; \quad x = \frac{r}{R} ; \quad R = 20 \text{ m}$$

Au fost analizate mai multe distribuții :

$$y_1 = 0,021 + 2,899 \cdot x - 2,92 \cdot x^4$$

$$y_2 = 0,349 + 2,275 \cdot x - 2,624 \cdot x^4$$

$$y_3 = 0,695 + 1,541 \cdot x - 2,23 \cdot x^4$$

$$y_4 = 1$$

Astfel se modifică succesiv încărcarea la butuc cu consecințele aferente. Ultima repartiție este cea uniformă. Imaginea grafică poate fi observată în figura 7.4.1.6.

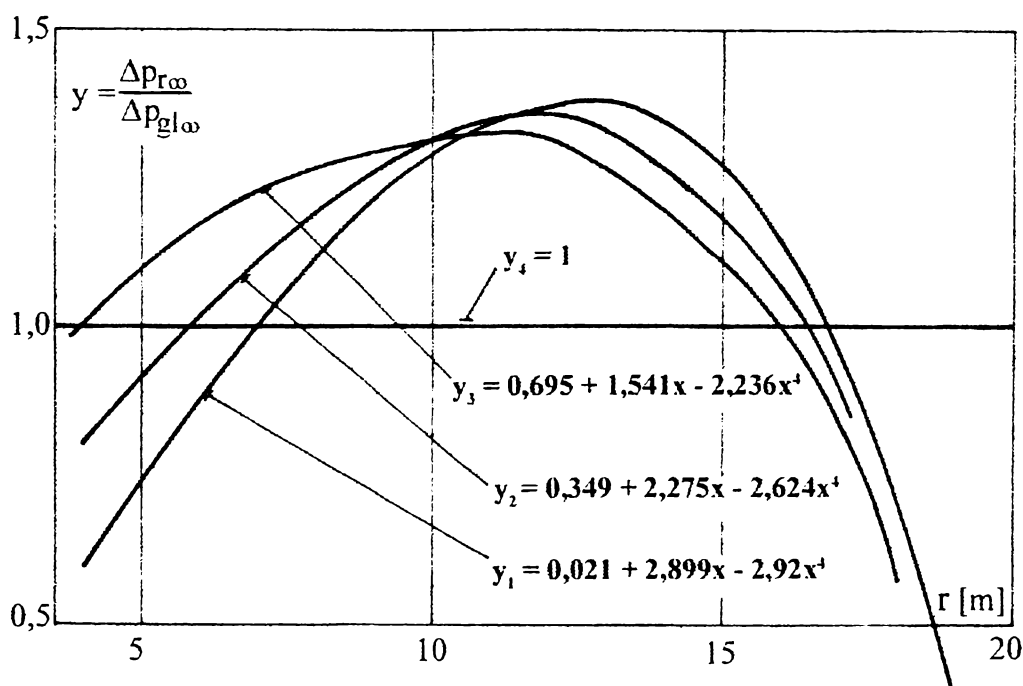


Figura 7.4.1.6.

Calculul în punctul de instalare

Calculul aerodinamic s-a făcut pentru punctul de instalare, datele obținute fiind sintetizate în tabelul 7.4.1.3 și figura 7.4.1.7.

Au fost analizate mai multe distribuții pentru a alege soluții care să favorizeze autoplafonarea puterii în zona vitezelor de vânt superioare celei de instalare.

$$\rho = 1,1 \text{ kg/m}^3 \quad ; \quad \Delta p_{gl\infty} = 59,59 \text{ Pa}$$

Tabel 7.4.1.3

r [m]	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
$\frac{r}{R}$ [-]	0,2	0,25	0,30	0,35	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	
v_l, v_T, v_{3ax} [m/s]	$v_l = 11,5 \text{ m/s} \quad ; \quad v_T = 10,925 \text{ m/s} \quad ; \quad v_{3ax} = 10,35 \text{ m/s}$									
u [m/s]	12,16	15,2	18,24	21,28	24,32	27,36	30,4	33,44	36,48	
w_l [m/s]	16,74	19,06	21,56	24,19	26,90	29,68	32,50	35,36	38,25	
β_l [°]	43,4	37,11	32,23	28,39	25,31	22,80	20,72	18,98	17,50	
y_l [-]	0,6	0,734	0,867	0,992	1,106	1,206	1,288	1,348	1,382	
y_2	0,8	0,908	1,010	1,106	1,192	1,265	1,323	1,360	1,374	
y_3	1,0	1,072	1,139	1,216	1,254	1,325	1,326	1,338	1,330	
y_4	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	
$\Delta P_{r\infty}$ [Pa]	1	35,75	43,74	51,66	59,11	65,91	71,87	76,75	80,33	82,35
	2	47,67	54,10	60,19	65,91	71,03	75,38	78,84	81,04	81,88
	3	59,59	63,88	67,87	72,46	74,73	78,96	79,03	79,73	79,25
	4	59,59	59,59	59,59	59,59	59,59	59,59	59,59	59,59	59,59
Δv_{u13} [m/s]	1	2,67	2,62	2,57	2,52	2,47	2,39	2,30	2,18	2,05
	2	3,56	3,24	3,00	2,82	2,66	2,50	2,36	2,20	2,04
	3	4,45	3,82	3,38	3,10	2,79	2,62	2,36	2,17	1,97
	4	4,45	3,56	2,97	2,55	2,23	1,98	1,78	1,62	1,48
w_∞ [m/s]	1	17,36	19,79	22,37	25,05	27,79	30,57	33,39	36,22	39,06
	2	17,71	20,06	22,56	25,18	27,88	30,62	33,42	36,23	39,06
	3	18,06	20,30	22,68	25,31	27,94	30,88	33,42	36,21	39,03
	4	18,06	20,19	22,55	25,06	27,68	30,38	33,14	35,95	38,79
β_∞ [°]	1	39,0	33,5	29,23	25,91	23,22	20,94	19,10	17,56	16,24
	2	38,1	33,0	28,96	25,71	23,07	20,89	19,08	17,55	16,24
	3	37,2	32,56	28,80	25,57	23,01	20,85	19,08	17,55	16,25
	4	37,2	32,76	28,98	25,92	23,24	21,07	19,24	17,69	16,35
$(C_y \cdot l)_{nec}$ [m]	1	2,58	2,77	2,89	2,95	2,98	2,95	2,88	2,77	2,64
	2	3,36	3,38	3,34	3,28	3,20	3,08	2,96	2,80	2,63
	3	4,13	3,94	3,75	3,59	3,35	3,22	2,96	2,76	2,54
	4	4,13	3,69	3,31	2,98	2,70	2,46	2,25	2,08	1,92
l [m]	2,950	2,636	2,364	2,128	1,929	1,757	1,607	1,486	1,371	
l_5 corelat [m]	2,600	2,450	2,300	2,150	2,000	1,850	1,700	1,550	1,400	
$(C_{y5})_4$ [-]	1,59	1,51	1,44	1,39	1,35	1,33	1,32	1,34	1,37	

(continuare a tabelului 7.4.1.3)

r [m]	13	14	15	16	17	18	19	20	
$\frac{r}{R}$ [-]	0,65	0,7	0,75	0,80	0,85	0,9	0,95	1	
v_l, v_T, v_{3ax} [m/s]	$v_l = 11,5 \text{ m/s} ; v_T = 10,925 \text{ m/s} ; v_{3ax} = 10,35 \text{ m/s}$								
u [m/s]	39,52	42,56	45,6	48,64	51,68	54,72	57,76	60,8	
w_l [m/s]	41,16	44,09	47,03	49,98	52,94	55,92	58,89	61,88	
β_l [°]	16,22	15,12	14,15	13,30	12,55	11,87	11,26	10,71	
y_l [-]	1,384	1,349	1,271	1,144	0,961	0,714	0,397	0	
y_2	1,359	1,311	1,225	1,094	0,913	0,675	0,373	0	
y_3	1,298	1,237	1,143	1,012	0,838	0,615	0,338	0	
y_4	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	
$\Delta P_{r\infty}$ [Pa]	1	82,47	80,39	75,74	68,17	57,27	42,55	23,66	0
	2	80,98	78,12	73,00	65,19	54,41	40,22	22,23	0
	3	77,35	73,71	68,11	60,31	49,94	36,65	20,14	0
	4	59,59	59,59	59,59	59,59	59,59	59,59	59,59	59,59
Δv_{u13} [m/s]	1	1,90	1,72	1,51	1,27	1,01	1,71	0,37	0
	2	1,86	1,67	1,46	1,22	0,96	0,67	0,35	0
	3	1,78	1,57	1,36	1,13	0,88	0,61	0,32	0
	4	1,37	1,27	1,19	1,11	1,05	0,99	0,94	0,89
w_∞ [m/s]	1	41,92	44,77	47,63	50,47	53,32	56,15	58,97	61,77
	2	41,89	44,75	47,60	50,46	53,30	56,14	58,98	61,77
	3	41,86	44,70	47,55	50,40	53,25	56,10	58,80	61,77
	4	41,66	44,56	47,47	50,39	53,34	56,29	59,25	63,16
β_∞ [°]	1	15,11	14,14	13,26	12,50	11,81	11,01	10,68	10,19
	2	15,11	14,14	13,26	12,50	11,82	11,22	10,67	10,18
	3	15,12	14,14	13,28	12,51	11,83	11,22	10,68	10,18
	4	15,20	14,19	13,30	12,52	11,81	11,19	10,62	10,11
$(C_{y,l})_{nec}$ [m]	1	2,47	2,26	1,99	1,69	1,35	0,95	0,5	0
	2	2,42	2,19	1,93	1,62	1,28	0,90	0,47	0
	3	2,32	2,06	1,80	1,50	1,18	0,82	0,43	0
	4	1,79	1,67	1,58	1,48	1,40	1,33	1,26	1,18
l [m]	1,278	1,193	1,128	1,057	1,000	0,950	0,900	0,843	
l_5 corelat [m]	1,325	1,250	1,175	1,100	1,025	0,950	0,875	0,800	
$(C_{y5})_4$ [-]	1,35	1,34	1,34	1,35	1,37	1,40	1,44	1,48	

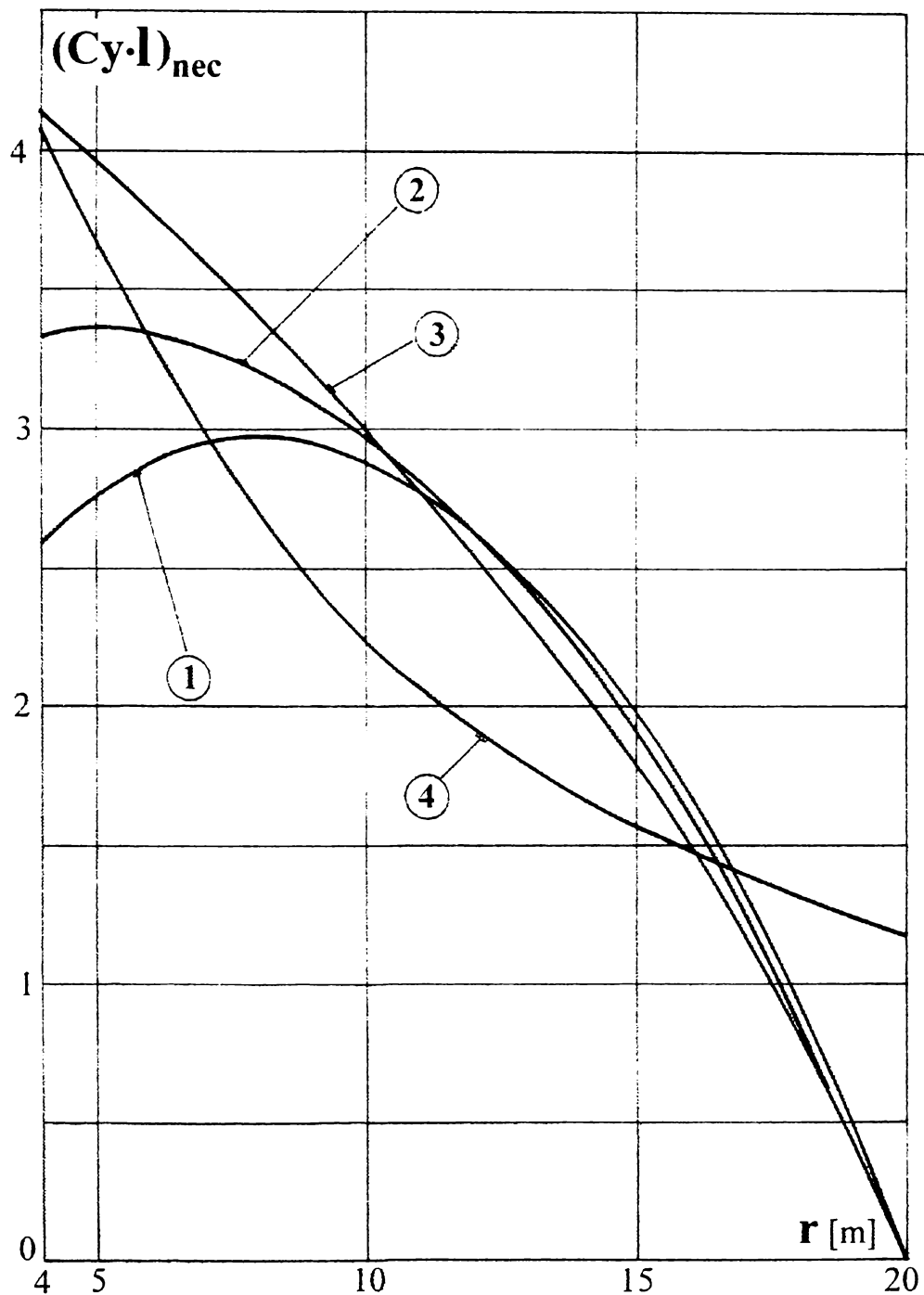


Figura 7.4.1.7

Tabelele de calcul în ultimele două rânduri afișează mărimile :

$$\beta_{\infty} = f(r) \quad \text{și} \quad (C_y \cdot l)_{nec} = f(r)$$

cu ajutorul lor se identifică geometria paletei.

Este necesar să fie stabilite cu ajutorul catalogului de profile tipurile de profile și incidențele necesare :

$$f_m / l = f(r) ; \quad d_{max} / l = f(r) ; \quad l = f(r) ; \quad C_y = f(r) ; \quad i = f(r)$$

S-a urmărit obținerea variantelor care îndeplinesc condițiile impuse pentru $C_y \cdot l = f(r)$ și monotonia unghiurilor de instalare : $\beta_{\infty} = \beta_{\infty} - i$. În acest sens pentru săgeata relativă și locul ei a fost utilizată aproximația :

$$\frac{f}{l} = 0,04 \text{ (constantă)} \quad ; \quad \frac{x_f}{l} = 0,4 \text{ (constantă)}$$

Pentru grosimea maximă relativă am acceptat o aproximație liniară de forma:

$$\frac{d_{\max}}{l} = a - b \cdot r$$

Condițiile pentru constante au fost stabilite din considerentele gabaritelor necesare pentru structura de rezistență :

$$r = 4 \text{ m} \quad ; \quad \frac{d_{\max}}{l} = 0,35$$

$$r = 20 \text{ m} \quad ; \quad \frac{d_{\max}}{l} = 0,25$$

$$\frac{d_{\max}}{l} = 0,375 - 0,00625 \cdot r \quad [\text{m}]$$

Pentru coardă a fost aleasă tot o repartiție liniară de forma : $l = A - B \cdot r$

Din datele lui Hutter coarda mijlocie pentru $\lambda_0 = 7$; $R = 20 \text{ m}$ și $z = 3$ este de cca 2 m. La turbinele studiate pentru Semenic corzile medii au fost de 1,1 m, respectiv 1m. Acestea transpuse la scara $\frac{40}{30}$ duce la 1,5 ÷ 1,3 m. Folosind

experiența acestor turbine ar rezulta :

$$\text{la } r = 4 \text{ m} \quad ; \quad l \cong 2,2 \div 2,3 \text{ m} \quad ; \quad l_m = 1,35 \div 1,45 \text{ m}$$

$$\text{la } r = 20 \text{ m} \quad ; \quad l \cong 0,5 \div 0,6 \text{ m} \quad ; \quad l_m = 1,35 \div 1,45 \text{ m.}$$

Au fost analizate mai multe variante de corzi (figura 7.4.1.8)

$$l_1 [\text{m}] = 2,375 - 0,09375 \cdot r [\text{m}]$$

$$l_2 [\text{m}] = 2,725 - 0,1063 \cdot r [\text{m}]$$

$$l_3 [\text{m}] = 2,8 - 0,1 \cdot r [\text{m}]$$

$$l_4 [\text{m}] = 3,076 - 0,119 \cdot r [\text{m}]$$

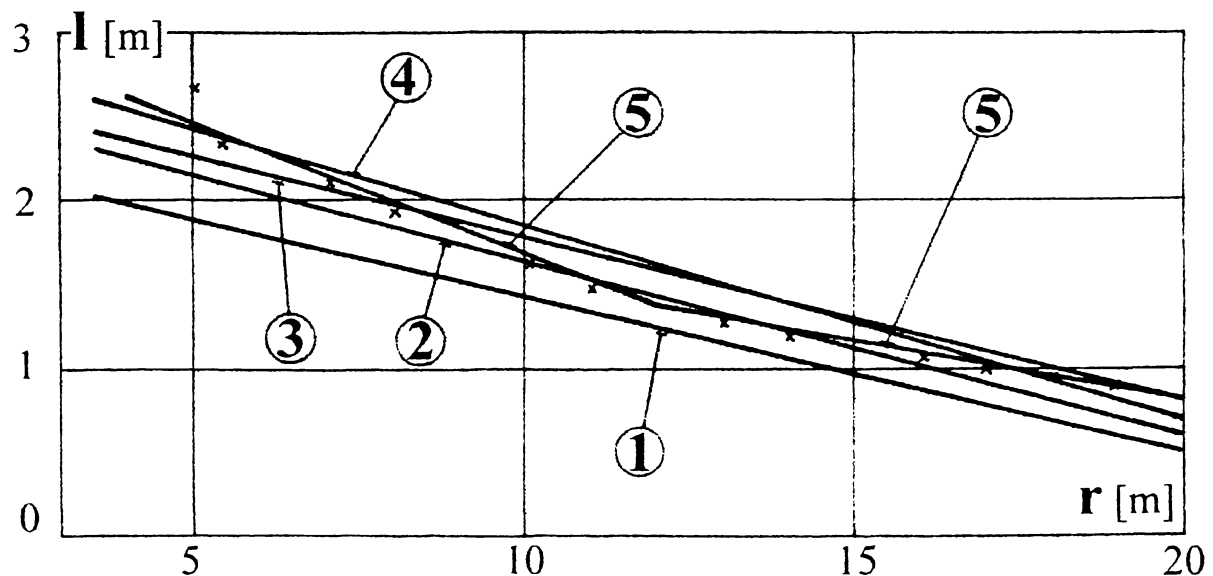


Figura 7.4.1.8

De exemplu în cazul distribuției y_1 , doar varianta de coardă l_4 oferă coeficienți de portanță realizabili de profilele alese (Figura 7.4.1.9).

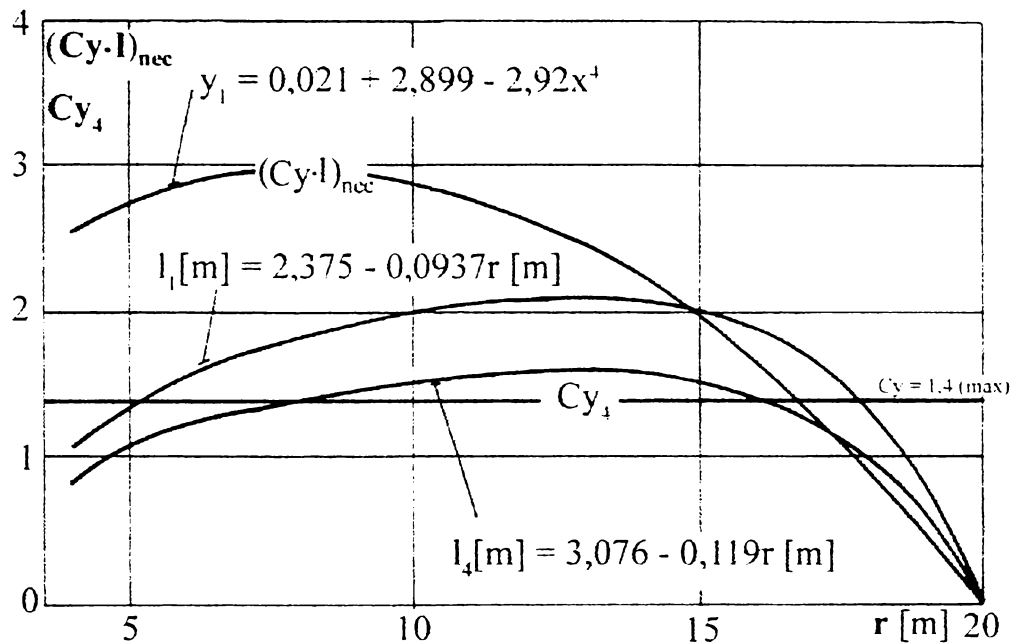


Figura 7.4.1.9

Distribuțiile y_2 și y_3 înlătură parțial aceste dificultăți dar toate distribuțiile de acest tip (y_1, y_2, y_3) motivate din considerente de reducere a zgomotului aerodinamic sunt dezavantajoase pentru obiectivul controlului plafonării puterii. Ultima variantă de distribuție (y_4) revine la încărcarea uniformă a paletii. Considerând dimensionarea la nivelul coeficientului maxim de portanță realizabil la nivelul : $C_y \cong 1,4$ s-a calculat o nouă distribuție de coardă (l_5) utilizând distribuția limită ($y_4 = 1$). Cu aceste date a fost aproximată distribuția prin două trepte :

$$l_5 = 0,8 + 0,075 (R - r) \quad \text{pentru } r > 12 \text{ m} ;$$

$$l_5 = 1,4 + 0,15 (12 - r) \quad \text{pentru } r < 12 \text{ m} .$$

Coeficienții de portanță rezultați sunt afișați în tabelul de calcul $(C_{y5})_4$. În această variantă rezultă unghiuri de incidență aproape constante $i \cong 11 \div 12^\circ$.

Se acceptă această soluție pentru prima geometrie : $\beta_{inst} = \beta_\infty - 11^\circ$ (figura 7.4.1.10)

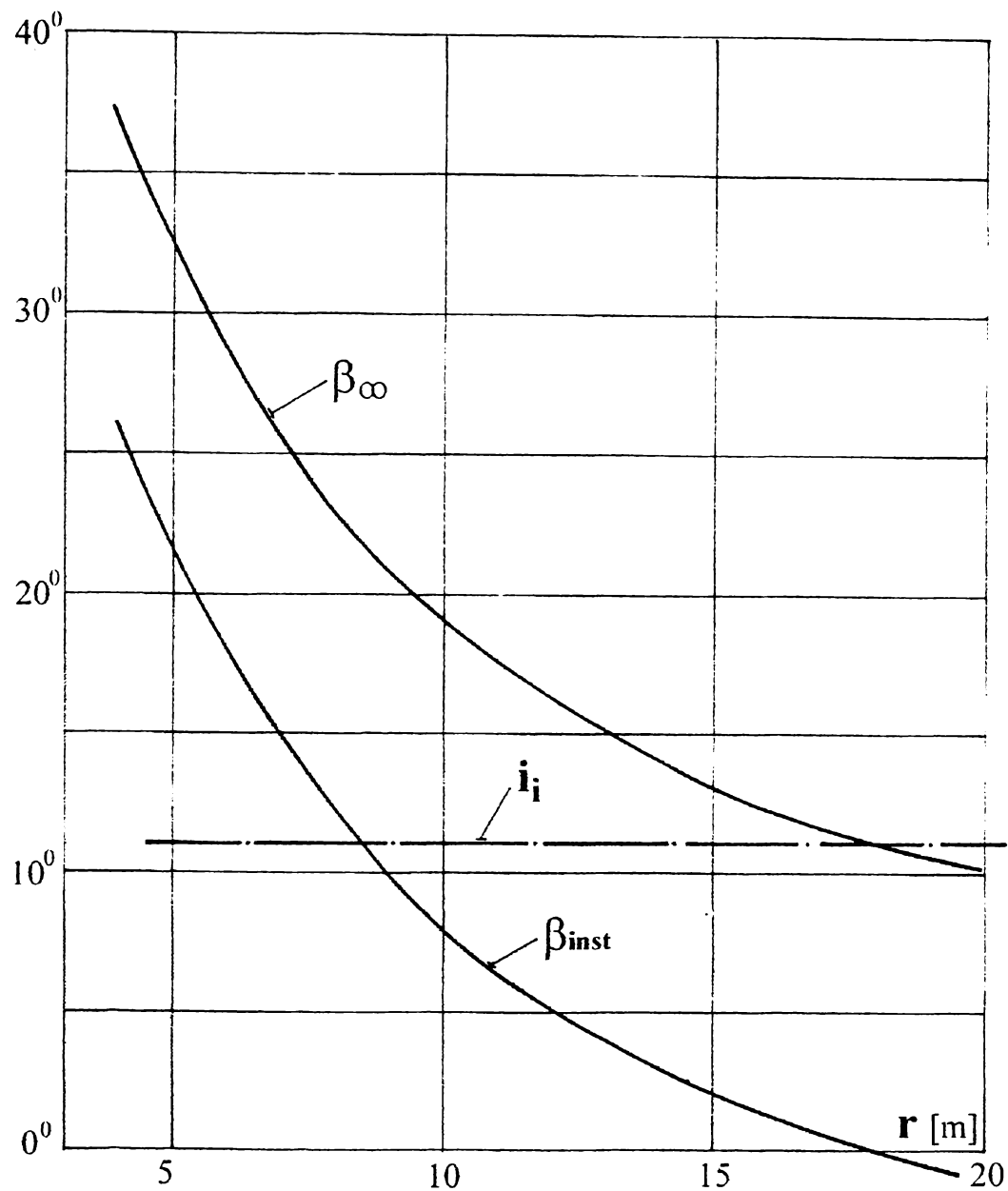


Figura 7.4.1.10

Prima geometrie astfel rezultată pentru turbina de 500 kW putere electrică instalată codificată CCAE 500 - V1, este dată în tabelul 7.4.1.4 :

Tabel 7.4.1.4

r [m]	l [m]	x_{AX}/l	d_m/l	$\beta_{inst} [^\circ]$	cod profil
4	2,60	0,3	0,35	26,20	4.0403530
5	2,450	0,3	0,34	21,76	4.0403430
6	2,300	0,3	0,34	17,98	4.0403430
7	2,150	0,3	0,33	14,92	4.0403330
8	2,000	0,3	0,33	12,24	4.0403330
9	1,850	0,3	0,32	10,07	4.0403230
10	1,700	0,3	0,31	8,124	4.0403130
11	1,550	0,3	0,31	6,69	4.0403130

12	1,400	0,3	0,30	5,35	4.0403030
13	1,325	0,3	0,29	4,20	4.0402930
14	1,250	0,3	0,29	3,19	4.0402930
15	1,175	0,3	0,28	2,30	4.0402830
16	1,100	0,3	0,28	1,52	4.0402830
17	1,025	0,3	0,27	0,81	4.0402730
18	0,950	0,3	0,26	0,19	4.0402630
19	0,875	0,3	0,25	- 0,38	4.0402530
20	0,800	0,3	0,25	- 0,89	4.0402530

Având în vedere faptul că proiectarea s-a făcut în punctul de instalare s-a considerat necesară verificarea geometriei obținute și în punctul nominal al curbei de exploatare.

Calculul în punctul optim

Prin corelarea celor două puncte de lucru pe curba de exploatare rezultă în mod suficient de riguros incidențele profilelor în cele două situații :

$$\beta_{inst} = \beta_{\infty i} - i_i \quad (\text{punctul de instalare})$$

$$\beta_{inst} = \beta_{\infty N} - i_N \quad (\text{punctul optim nominal})$$

Rezultă corelația obligatorie :

$$\beta_{\infty i} - i_i = \beta_{\infty n} - i_N$$

Cunoscând condițiile de instalare se pot determina cele din punctul optim. Astfel calculul în acest punct este unul de verificare.

În tabelul 7.4.1.5 poate fi urmărit calculul până la nivelul $(C_y l)_{nec}$ efectuat pentru o variantă de distribuție a încărcării paletei (y_l). Influența funcției de distribuție $y = f(r)$ este puțin semnificativă asupra lui β_{∞} .

Tabel 7.4.1.5

$$\rho = 1,1 \text{ kg/m}^3 \quad ; \quad \Delta p_{r_{gl \infty}} = 40,4 \text{ Pa} \quad ; \quad \omega = 3,04 \text{ rad/s}$$

r [m]	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Δr [m]	0,5	1	1	1	1	1	1	1	1
$\frac{r}{R}$ [-]	0,2	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,5	0,55	0,6
v_T [m/s]	8,17								
u [m/s]	12,16	15,2	18,24	21,28	24,32	27,36	30,4	33,44	36,48
w_l [m/s]	14,65	17,26	19,99	22,79	25,66	28,55	31,48	34,42	37,38
β_l [°]	33,9	28,26	24,13	21,00	18,57	16,63	15,04	13,73	12,33
y [-]	0,600	0,734	0,867	0,992	1,106	1,206	1,288	1,348	1,382
$\Delta p_{tr \infty}$ [Pa]	24,24	29,65	35,03	40,08	44,68	48,72	52,04	54,46	55,83
$\Delta v_{u l 3}$ [m/s]	1,81	1,77	1,75	1,72	1,67	1,62	1,56	1,48	1,39

w_3 [m/s]	16,18	18,83	21,60	24,33	27,14	30,11	32,99	35,86	38,74
β_3 [°]	30,33	25,71	22,22	19,62	17,52	15,74	14,34	13,17	12,17
W_∞ [m/s]	15,40	18,04	20,79	23,56	26,40	29,33	32,23	35,14	38,06
β_∞ [°]	32,0	26,93	23,14	20,29	18,95	16,17	14,68	13,44	12,40
$(C_y \Delta)_{nec}$ [m]	1,97	2,05	2,12	2,14	2,12	2,08	2,02	1,94	1,84

(continuare a tabelului 7.4.1.5)

r [m]	13	14	15	16	17	18	19	20
Δr [m]	1	1	1	1	1	1	1	0,5
$\frac{r}{R}$ [-]	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	0,95	1
v_T [m/s]	8,17							
u [m/s]	39,52	42,56	45,6	48,64	51,68	54,72	57,76	60,8
w_l [m/s]	40,36	43,34	46,33	49,32	52,32	55,33	58,33	61,35
β_l [°]	11,68	10,87	10,16	9,53	8,98	8,49	8,05	7,65
y [-]	1,384	1,349	1,271	1,144	0,961	0,714	0,397	0
$\Delta p_{tr \infty}$ [Pa]	55,91	54,50	51,35	46,22	38,82	28,85	16,04	0
Δv_{u13}	1,29	1,16	1,02	0,86	0,68	0,48	0,25	0
w_3 [m/s]	41,62	44,48	47,33	50,17	52,99	55,80	58,58	61,35
β_3 [°]	11,32	10,58	9,94	9,37	8,87	8,42	8,02	7,65
w_∞ [m/s]	40,99	43,91	46,83	49,75	52,66	55,56	58,46	61,35
β_∞ [°]	11,50	10,72	10,05	9,45	8,93	8,47	8,03	7,65
$(C_y \Delta)_{nec}$ [m]	1,71	1,55	1,37	1,16	0,92	0,65	0,34	0

Din acest tabel se reține : $\beta_\infty = f(r)$.

Calculul de verificare efectuat pentru punctul nominal este sintetizat în tabelul 7.4.1.6.

Tabel 7.4.1.6

r [m]	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Δr [m]	0,5	1	1	1	1	1	1	1	1
l [m]	2,60	2,450	2,300	2,150	2,000	1,850	1,700	1,550	1,400
$\beta_{\infty i}$ [°]	39,0	33,5	29,23	25,91	23,22	20,94	19,10	17,50	16,24
i_i [°]	11								
$\beta_{\infty N}$ [°]	32	26,93	23,14	20,29	18,95	16,17	17,68	13,44	12,40
i_N [°]	5,8	5,17	5,16	5,37	6,71	6,1	6,44	6,75	7,05
$C_{y n}$ [-]	0,78	0,717	0,716	0,737	0,871	0,810	0,844	0,875	0,905
$C_y l$ [m]	2,03	1,76	1,65	1,58	1,74	1,50	1,43	1,36	1,27
$\Delta p_{l \infty}$ [Pa]	4,99	9,03	8,21	10,40	14,66	15,80	18,40	20,98	23,15

(continuare a tabelului 7.4.1.6)

r [m]	13	14	15	16	17	18	19	20
Δr [m]	1	1	1	1	1	1	1	0,5
l [m]	1,325	1,250	1,175	1,100	1,025	0,950	0,875	0,800
$\beta_{\infty i}$ [°]	15,11	14,14	13,26	12,50	11,81	11,01	10,68	10,19
i_i [°]	11							
$\beta_{\infty N}$ [°]	11,50	10,72	10,05	9,45	8,93	8,47	8,03	7,65
i_N [°]	7,3	7,53	7,75	7,93	8,12	8,28	8,41	8,54
C_{yN} [-]	0,930	0,953	0,975	0,993	1,012	1,028	1,041	1,054
$C_y \cdot l$ [m]	1,23	1,19	1,14	1,09	1,04	0,98	0,91	0,84
$\Delta p_{r\infty}$ [Pa]	26,16	29,20	31,96	34,64	37,16	39,12	40,34	41,14

Ultima linie a tabelului afișează distribuția încărcării locale $\Delta p_{r\infty}$. Din relația puterii teoretice a turbinei

$$P_t = \Delta p_{global\infty} \cdot Q = \int_{rb}^R \Delta p_{b\infty} \cdot dQ$$

rezultă încărcarea aerodinamică globală

$$\Delta p_{global\infty} = \frac{2}{\left(1 - \frac{rb}{R}\right)^2 \cdot R^2} \cdot \sum_{rb}^R \Delta p_{r\infty} \cdot r \cdot \Delta r = 28,26 Pa$$

Corespunzător acesteia, puterea teoretică a turbinei în punctul optim este

$$P_t = \Delta p_{global} \cdot Q = 305 \text{ kW}$$

Abaterea de cca 10 % sub valoarea puterii nominale de 340 kW, stabilită inițial pentru punctul optim, se consideră acceptabilă în condițiile în care geometria determinată este o primă aproximatie. Aceasta urmează a fi supusă unei corectări iterative pentru determinarea variantei optime.

În concluzie geometria afișată în tabelul 7.4.1.4 se reține ca primă geometrie pentru turbina de 500 kW putere electrică instalată.

7.4.2. Modelarea pe calculator a influenței parametrilor geometriei asupra curbei de exploatare a turbinei și optimizarea primei geometrii

Obiectivul vizat este realizarea unei curbe de exploatare pentru turbina studiată cât mai apropiată de curba deziderat.

În acest sens analizele efectuate au urmărit identificarea căilor de corecție a geometriei inițiale rezultate din calculul de proiectare ca primă aproximatie și identificarea unei soluții ce poate realiza cât mai riguros curba deziderat.

Utilizând instrumentul de calcul prezentat detaliat în capitolele anterioare am modelat pe calculator influențe ale unor mărimi geometrice ale turbinei asupra curbei de exploatare $P = f(r)$. Acestea se referă la :

- distribuția în lungul paletei a unghiului de instalare : $\beta_{inst} = f(r)$;
- distribuția în lungul paletei a corzilor profilelor : $l = f(r)$;
- distribuția în lungul paletei a grosimii maxime relative ale profilelor : $d_m = f(r)$;
- diametrul turbinei.

Au fost analizate cca. 50 de variante derivate din prima geometrie rezultată din calculul de proiectare (variante - V1). Variantele analizate au fost generate prin modificarea uneia sau mai multor mărimi geometrice, mai sus menționate, în condițiile respectării monotoniei geometriei paletei.

Dintre acestea pentru exemplificare în continuare, au fost reținute 28 de variante codificate de la V2 la V29. Geometria acestor variante este sintetizată în tabelul 7.4.2.1. Sunt anexate în finalul acestui capitol file conținând rezultate primare obținute pe calculator pentru unele din variantele analizate. Acestea se referă la mărimile cinematice și dinamice (locale și globale) calculate pentru diverse regimuri de exploatare (puncte ale curbei de exploatare). Astfel de informații au constituit baza de date utilizată pentru analizele privind influența unor parametrii geometrici asupra curbei de exploatare a turbinei și corecarea în etape succesive a geometriei inițiale (optimizarea primei geometrii).

Alura curbei de exploatare a primei geometrii V1 comparativ cu curba deziderat (marcată în figuri cu linie punctată) evidențiază diferențe importante în întregul domeniu de interes al vitezelor de vânt 4 - 25 m/s (fig. 7.4.2.1a). În intervalul vitezelor mici de vânt 4 - 11 m/s, varianta V1 oferă performanțe superioare celor stabilite prin curba deziderat în timp ce în domeniul vitezelor 11 - 22 m/s puterea turbinei crește mult peste limita impusă (537 kW) atingând un maxim de 850 kW pentru o valoare a vitezei vântului de cca 13 m/s. În intervalul 22 - 25 m/s aproximația V1 răspunde dezideratului într-o măsură ce poate fi considerată ca acceptabilă.

Analiza relevă totuși faptul că turbina V1 (prima geometrie- CCAE 500 -V1) asigură plafonarea puterii, nivelul însă la care aceasta are loc fiind mult peste limita curbei deziderat.

Se face precizarea că, aceste curbe de exploatare se referă la puterea la arborele turbinei. Acestea nu includ pierderile în lagărele arborelui turbinei.

Pentru găsirea unei soluții capabile să realizeze o curbă de exploatare cât mai apropiată de curba deziderat, pornind de la prima variantă V1, pentru început am simulat pe calculator influența modificării unghiului de instalare al profilelor aerodinamice din componența paletajului.

În figura 7.4.2.1a sunt prezentate astfel de influențe pentru 2 situații de modificare a poziției paletei în butucul rotorului (V2 , V3) respectiv 2 variante pentru torsionarea paletei (V4, V5). Modificarea unghiului de instalare în cazul

Tabel 7.4.2.1

V1 (40m)	r [m]	4	7	10	14	17	20	V2 (40m)	r [m]	4	7	10	14	17	20	V3 (40m)	r [m]	4	7	10	14	17	20
	l [m]	2,6	2,15	1,7	1,25	1,025	0,8		l [m]	2,6	2,15	1,7	1,25	1,025	0,8		l [m]	2,6	2,15	1,7	1,25	1,025	0,8
	d _m /l	0,35	0,33	0,31	0,29	0,27	0,25		d _m /l	0,35	0,33	0,31	0,29	0,27	0,25		d _m /l	0,35	0,33	0,31	0,29	0,27	0,25
	β [°]	26,2	14,92	8,24	3,19	0,81	-0,89		β [°]	21,2	9,92	3,24	-1,81	-4,19	-5,89		β [°]	24,2	12,92	6,24	1,19	-1,19	2,89
V4 (40m)	r [m]	4	7	10	14	17	20	V5 (40m)	r [m]	4	7	10	14	17	20	V6 (40m)	r [m]	4	7	10	14	17	20
	l [m]	2,6	2,15	1,7	1,25	1,025	0,8		l [m]	2,6	2,15	1,7	1,25	1,025	0,8		l [m]	2,08	1,72	1,36	1,0	0,82	0,64
	d _m /l	0,35	0,33	0,31	0,29	0,27	0,25		d _m /l	0,35	0,33	0,31	0,29	0,27	0,25		d _m /l	0,35	0,33	0,31	0,29	0,27	0,25
	β [°]	24	12,54	5,7	0,42	-2,13	-4		β [°]	25	13,74	7,07	2,05	-0,32	-2		β [°]	26,2	14,92	8,24	3,19	0,81	-0,89
V7 (40m)	r [m]	4	7	10	14	17	20	V8 (40m)	r [m]	4	7	10	14	17	20	V9 (40m)	r [m]	4	7	10	14	17	20
	l [m]	1,82	1,505	1,19	0,875	0,718	0,56		l [m]	2,2	1,8	1,41	1,04	0,87	0,7		l [m]	1,56	1,29	1,02	0,75	0,615	0,48
	d _m /l	0,35	0,33	0,31	0,29	0,27	0,25		d _m /l	0,35	0,33	0,31	0,29	0,27	0,25		d _m /l	0,35	0,33	0,31	0,29	0,27	0,25
	β [°]	26,2	14,92	8,24	3,19	0,81	-0,89		β [°]	26,2	14,92	8,24	3,19	0,81	-0,89		β [°]	26,2	14,92	8,24	3,19	0,81	-0,89
V10 (40m)	r [m]	4	7	10	14	17	20	V11 (40m)	r [m]	4	7	10	14	17	20	V12 (40m)	r [m]	4	7	10	14	17	20
	l [m]	2,6	2,15	1,7	1,25	1,025	0,8		l [m]	2,6	2,15	1,7	1,25	1,025	0,8		l [m]	2,6	2,15	1,7	1,25	1,025	0,8
	d _m /l	0,32	0,30	0,28	0,26	0,24	0,22		d _m /l	0,35	0,32	0,29	0,26	0,23	0,20		d _m /l	0,38	0,35	0,32	0,28	0,25	0,22
	β [°]	26,2	14,92	8,24	3,19	0,81	-0,89		β [°]	26,2	14,92	8,24	3,19	0,81	-0,89		β [°]	26,2	14,92	8,24	3,19	0,81	-0,89
V13 (40m)	r [m]	4	7	10	14	17	20	V14 (40m)	r [m]	4	7	10	14	17	20	V15 (38m)	r [m]	4	7	10	14	17	19
	l [m]	2,6	2,15	1,7	1,25	1,025	0,8		l [m]	1,82	1,505	1,19	0,875	0,718	0,56		l [m]	2,6	2,15	1,7	1,25	1,025	0,875
	d _m /l	0,34	0,32	0,30	0,28	0,26	0,24		d _m /l	0,35	0,33	0,31	0,29	0,27	0,25		d _m /l	0,35	0,33	0,31	0,29	0,27	0,25
	β [°]	26,2	14,92	8,24	3,19	0,81	-0,89		β [°]	24	12,54	5,7	0,42	-2,13	-4		β [°]	26,2	14,92	8,24	3,19	0,81	-0,38
V16 (36m)	r [m]	4	7	10	13	15	18	V17 (36m)	r [m]	4	7	10	13	15	18	V18 (38m)	r [m]	4	7	10	14	17	19
	l [m]	2,6	2,15	1,7	1,325	1,175	0,95		l [m]	1,82	1,505	1,19	0,928	0,823	0,665		l [m]	1,82	1,505	1,19	0,875	0,718	0,163
	d _m /l	0,35	0,33	0,31	0,29	0,28	0,26		d _m /l	0,35	0,33	0,31	0,29	0,28	0,26		d _m /l	0,35	0,33	0,31	0,29	0,27	0,25
	β [°]	26,2	14,92	8,24	4,2	2,3	0,19		β [°]	26,2	14,92	8,24	4,2	2,3	0,19		β [°]	26,2	14,92	8,24	3,19	0,81	-0,38
V19 (38m)	r [m]	4	7	10	14	17	19	V20 (40m)	r [m]	4	7	10	14	17	20	V21 (40m)	r [m]	4	7	10	14	17	20
	l [m]	1,82	1,505	1,19	0,875	0,718	0,613		l [m]	1,82	1,505	1,19	0,875	0,718	0,56		l [m]	1,95	1,612	1,275	0,936	0,769	0,656
	d _m /l	0,35	0,33	0,31	0,29	0,27	0,25		d _m /l	0,35	0,33	0,31	0,29	0,27	0,25		d _m /l	0,35	0,33	0,31	0,29	0,27	0,25
	β [°]	28	16,01	8,68	2,65	-0,46	-2,14		β [°]	28	16,01	8,68	2,65	-0,46	-2,72		β [°]	28	16,01	8,68	2,65	-0,46	-2,14
V22 (40m)	r [m]	4	7	10	14	17	20	V23 (40m)	r [m]	4	7	10	14	17	20	V24 (40m)	r [m]	4	7	10	14	17	20
	l [m]	2,08	1,72	1,36	1,0	0,82	0,64		l [m]	2,6	2,15	1,7	1,25	1,025	0,8		l [m]	2,6	2,15	1,7	1,25	1,025	0,8
	d _m /l	0,35	0,33	0,31	0,29	0,27	0,25		d _m /l	0,35	0,33	0,31	0,29	0,27	0,25		d _m /l	0,35	0,33	0,31	0,29	0,27	0,25
	β [°]	30,8	17,61	9,55	2,19	-0,51	-2,35		β [°]	15	9,4	5	1,2	-0,3	-0,89		β [°]	16,6	11,8	7,6	3,19	0,81	-0,89
V25 (40m)	r [m]	4	7	10	14	17	20	V26 (40m)	r [m]	4	7	10	14	17	20	V27 (40m)	r [m]	4	7	10	14	17	20
	l [m]	2,6	2,15	1,7	1,25	1,025	0,8		l [m]	2,6	2,15	1,7	1,25	1,025	0,8		l [m]	2,6	2,15	1,7	1,25	1,025	0,8
	d _m /l	0,35	0,33	0,31	0,29	0,27	0,25		d _m /l	0,35	0,33	0,31	0,29	0,27	0,25		d _m /l	0,35	0,33	0,31	0,29	0,27	0,25
	β [°]	30	18,01	10,68	4,65	1,54	-0,89		β [°]	10	8,5	7,0	5,0	3,5	2,0		β [°]	19	8,6	3,2	-2,45	-3,25	-4
V28 (40m)	r [m]	4	7	10	14	17	20	V29 (40m)	r [m]	4	7	10	14	17	20	-Tipul profilelor utilizate : NACA 44** -Poziția axei de montaj a profilelor față de bordul de atac : AX/l = 0,3							
	l [m]	2,6	2,15	1,7	1,25	1,025	0,8		l [m]	2,6	2,15	1,7	1,25	1,025	0,8								
	d _m /l	0,35	0,33	0,31	0,29	0,27	0,25		d _m /l	0,35	0,33	0,31	0,29	0,27	0,25								
	β [°]	20	3	1,2	0,58	0,1	0		β [°]	10	2,45	1,1	0,15	-0,4	-1,0								

celor 4 variante s-a făcut în sensul micșorării unghiului de instalare respectiv a creșterii unghiului de incidență. Cazul modificării unghiului de instalare în sensul majorării acestuia nu prezintă interes aici, aceasta având ca efect majorarea valorilor puterii.

Figura 7.4.2.1b redă distribuția unghiurilor de instalare și a corzilor în lungul paletelor pentru cele 4 variante analizate.

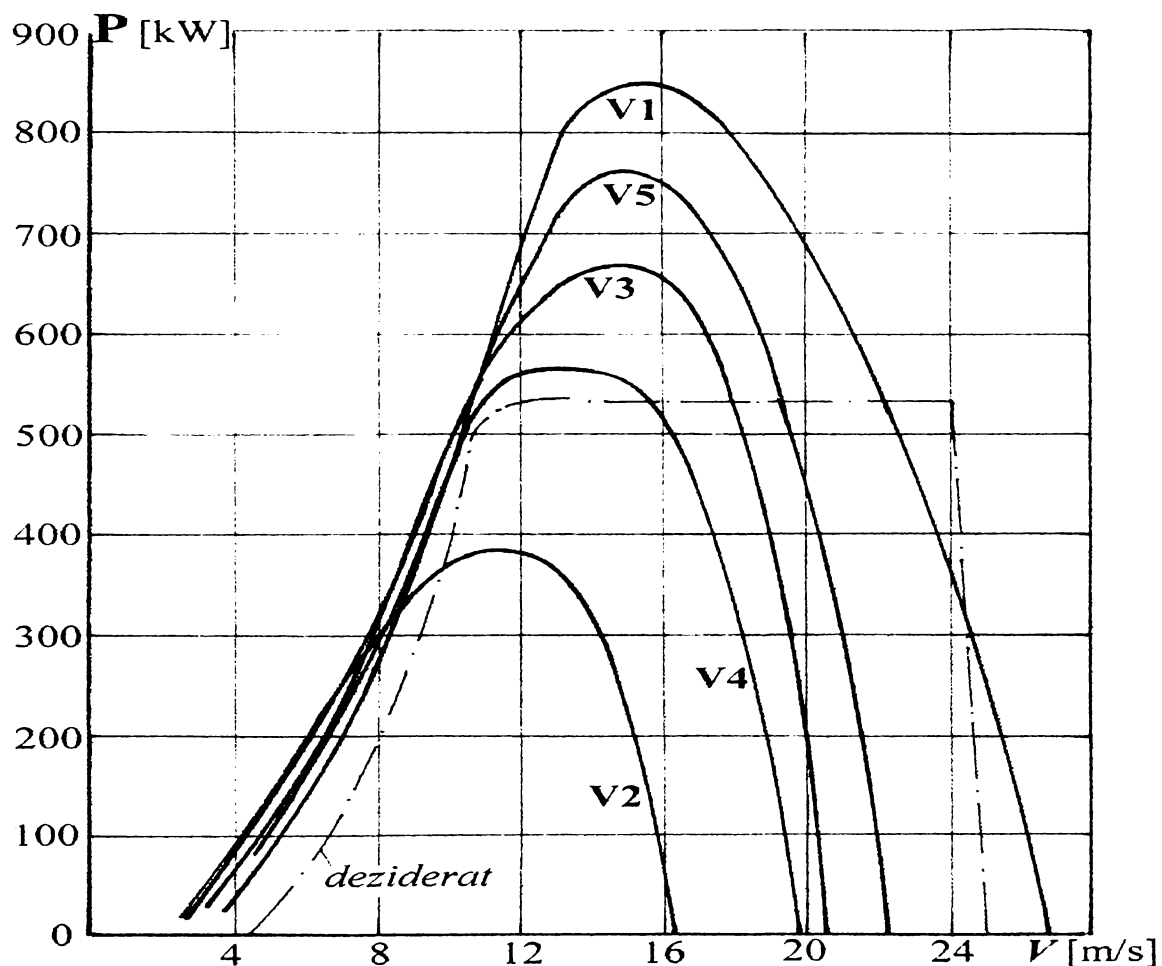


Fig. 7.4.2.1a

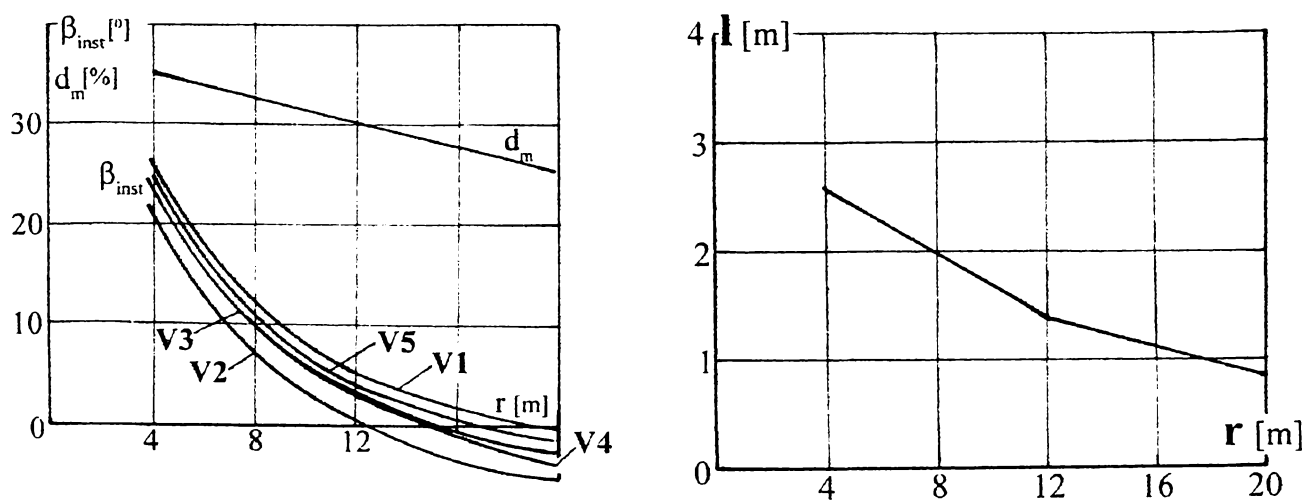


Fig. 7.4.2.1b

Diminuarea unghiului de instalare produce asupra curbei de putere a turbinei modificări semnificative, în sensul scăderii valorii maxime a puterii turbinei și al deplasării locului maximumului puterii spre valori mai mici ale vitezei vântului.

Rotirea paletei cu un unghi de 5° (cazul variantei V2) determină o reducere a valorii maxime a puterii turbinei de la 850 kW la 380 kW. Totodată diminuarea unghiului de instalare determină o micșorare a extinderii domeniului vitezelor de vânt în care turbina operează, în principal printr-o deplasare a ramurii drepte a curbei de la valorile mari ale vitezei vântului spre valori mai mici.

Se poate observa că în cazul variantei V4 deși maximumul puterii se plasează în vecinătatea palierului curbei deziderat, domeniul vitezelor în care turbina funcționează se restrânge, vitezele având valori în medie cu cca 32 % mai mici în a doua parte a curbei decât în cazul variantei V1. Efectul considerabil asupra curbei de putere al micșorării unghiului de instalare chiar doar cu $2-3^{\circ}$ față de valoarea pentru care paleta a fost proiectată, se realizează prin creșterea coeficienților de rezistență ai profilelor aerodinamice, plasate prin proiectarea la unghiuri de incidență mari (la limita aerodinamică), care trec în zona desprinderilor parțiale a stratului limită unde coeficienții de rezistență cresc brusc și considerabil (cu un ordin de mărime) cu incidența, în timp ce coeficienții de portanță cresc relativ puțin. În acest sens în tabelul 7.4.2.2 sunt prezentate pentru câteva profile utilizate în construcția paletei valorile coeficientului de rezistență și portanță funcție de incidență.

Tabel 7.4.2.2

i profil	12°		14°		16°		18°		20°		22°	
	C_x	C_y	C_x	C_y	C_x	C_y	C_x	C_y	C_x	C_y	C_x	C_y
4435	0,04	1,53	0,09	1,63	0,14	1,67	0,25	1,66	0,37	1,63	0,50	1,54
4432	0,03	1,52	0,09	1,61	0,17	1,65	0,28	1,64	0,42	1,57	0,58	1,43
4429	0,025	1,48	0,08	1,55	0,18	1,58	0,28	1,57	0,43	1,49	0,60	1,32
4427	0,03	1,45	0,07	1,54	0,15	1,56	0,27	1,53	0,45	1,41	0,68	1,23
4425	0,04	1,46	0,09	1,53	0,2	1,54	0,34	1,50	0,53	1,32	0,74	1,14

(continuare a tabelului 7.4.2.2)

I profil	24°		26°		28°		30°		32°	
	C_x	C_y	C_x	C_y	C_x	C_y	C_x	C_y	C_x	C_y
4435	0,66	1,42	0,84	1,39	0,98	1,18	1,02	1,08	1,07	1,01
4432	0,75	1,27	0,90	1,18	1,01	1,12	1,09	1,08	1,15	1,12
4429	0,81	1,12	0,94	1,00	1,04	1,06	1,12	1,10	1,16	1,14
4427	0,85	1,05	0,98	1,00	1,05	1,05	1,13	1,10	1,19	1,14
4425	0,90	0,98	1,01	1,02	1,09	1,07	1,16	1,12	1,23	1,15

În continuare în figura 7.4.2.2a pot fi urmărite rezultate obținute privind influența modificării corzilor și a grosimii maxime relative a profilelor ce intră în componența paletei.

Variantele V6 - V9 se referă la modificări ale corzilor, variantele V10 - V13 la modificări ale grosimii maxime relative, iar varianta V14 combină varianta V4

și varianta V7. Distribuția elementelor geometrice în lungul paletelor sunt date în figura 7.4.2.2b.

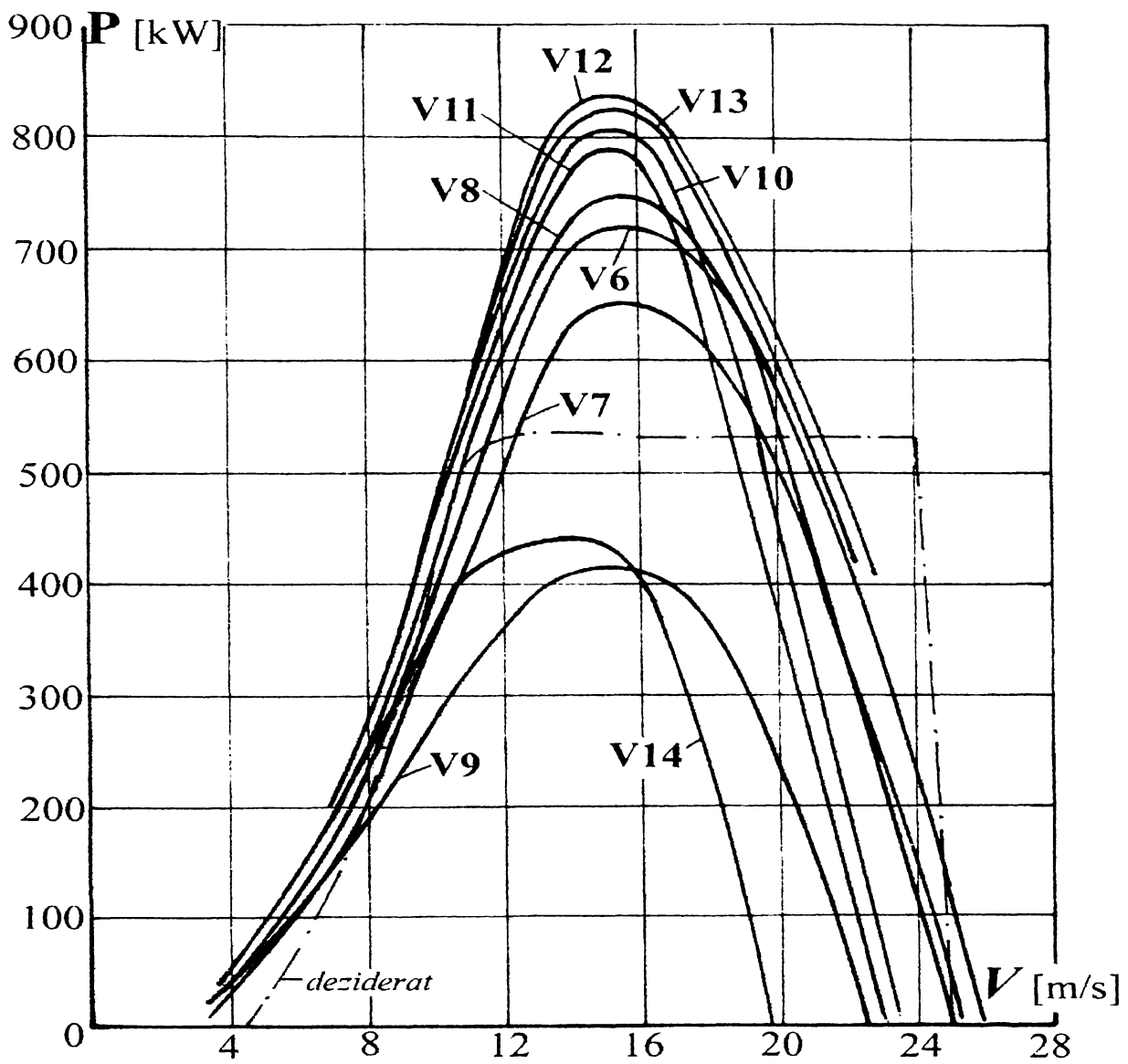


Fig. 7.4.2.2a

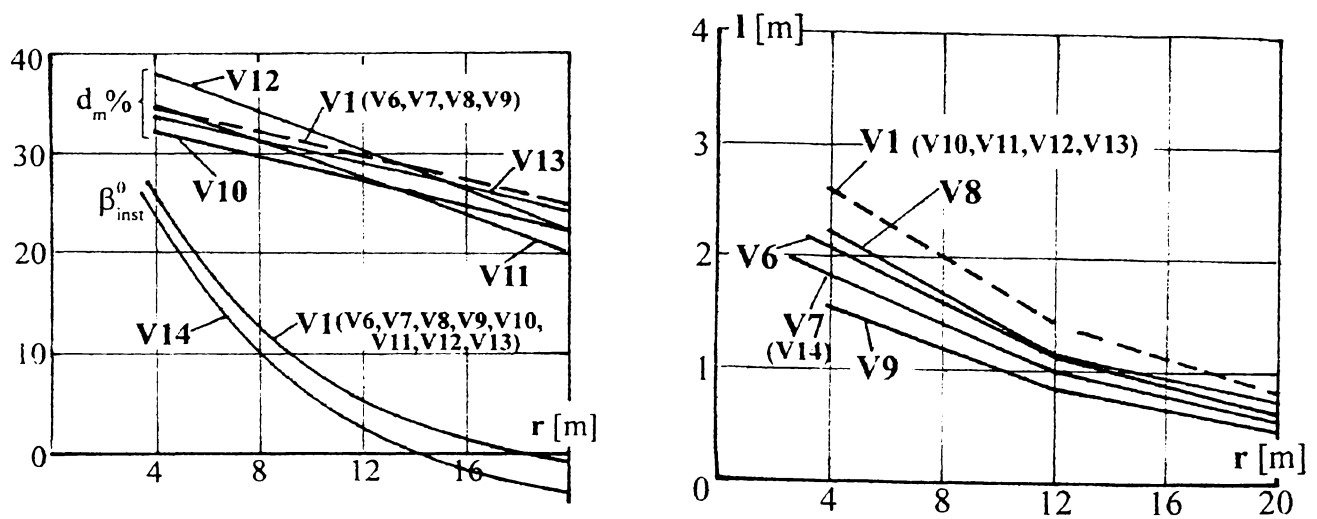


Fig. 7.4.2.2b

Rezultatele evidențiază faptul că reducerea mărimii corzilor determină o scădere a maximului puterii turbinei însoțită totodată de o îngustare a domeniului vitezelor de vânt în care turbina operează. În plus comparația efectelor produse prin reducerea corzilor, respectiv a unghiurilor de instalare asupra curbei de putere, deși relativ asemănător, arată pentru cazul modificării corzilor profilelor o deplasare a ramurii stângi a curbei de putere de la stânga spre dreapta pe măsura scăderii lățimii paletei. În cazul intervenției asupra unghiurilor de instalare în domeniul vitezelor mici de vânt (ramura stângă a curbei de putere) influențele sunt mai puțin evidente. De exemplu analizând variantele V3 și V7 se observă că diminuarea maximului curbei de putere cu aceeași valoare, poate fi obținută aproximativ fie printr-o reducere a corzilor cu cca 30 % (varianta V7), fie printr-o rotire a paletei cu 2° în sensul reducerii unghiului de instalare, respectiv a creșterii incidenței (varianta V3).

Comparația relevă faptul că mai rațională este calea modificării distribuției unghiurilor de instalare, prin care prin mici ajustări ale unghiurilor de instalare, efectele obținute sunt mai favorabile în sensul diminuării puterii maxime, menținând aproximativ la același nivel valorile puterilor în domeniul vitezelor de 4 - 11 m/s.

Ambele variante însă conduc la o îngustare a domeniului vitezelor de operare a turbinei. Pentru o variantă de geometrie obținută din varianta V1, pe una din cele 2 căi, care asigură plafonarea puterii la valoarea dată de curba deziderat (537 kW) domeniul vitezelor de operare se reduce cu cca 35 %.

Au fost analizate și variante care combină modificarea unghiului de instalare și a corzilor profilelor. Pentru exemplificare în figura 7.4.2.2a este dată curba de putere obținută pentru varianta V14 generată prin modificarea primei geometrii (V1) printr-o reducere a corzilor cu 30 % (V4) și o micșorare a unghiului de instalare a profilelor prin aplicarea unei funcții liniare de corecție (V7) :

$$\beta_{inst}^{V14} = \beta_{inst}^{V1} - (1,97 + 0,057 \cdot r)$$

În ceea ce privește influența grosimilor maxime relative asupra curbei de exploatare, efectele modificării grosimilor sunt mai puțin evidente în cazul unor mici ajustări ale valorilor acestora. De regulă grosimile fiind alese din considerente de rezistență mecanică și tehnologie, valorile acestora nu pot fi modificate decât în limite mici care nu determină asupra curbei de putere influențe majore.

În figura 7.4.2.2a sunt reprezentate curbele de putere pentru 4 variante de geometrie derivate din varianta V1 prin ajustări ale distribuției grosimilor maxime relative ale profilelor, marcate în figura 7.4.2.2b.

O altă categorie de influențe analizată a vizat modificarea diametrului turbinei. În acest sens în figura 7.4.2.3a pot fi observate curbele de putere pentru 2 variante de geometrie obținute prin reducerea diametrului cu 2 m (pentru varianta V15), respectiv 4 m (varianta V16).

Deasemenea au fost analizate și combinații între modificarea diametrului turbinei și a corzilor profilelor aerodinamice. Variantele V17 și V18 au fost obținute prin combinarea variantelor V7 și V16, respectiv V7 și V15.

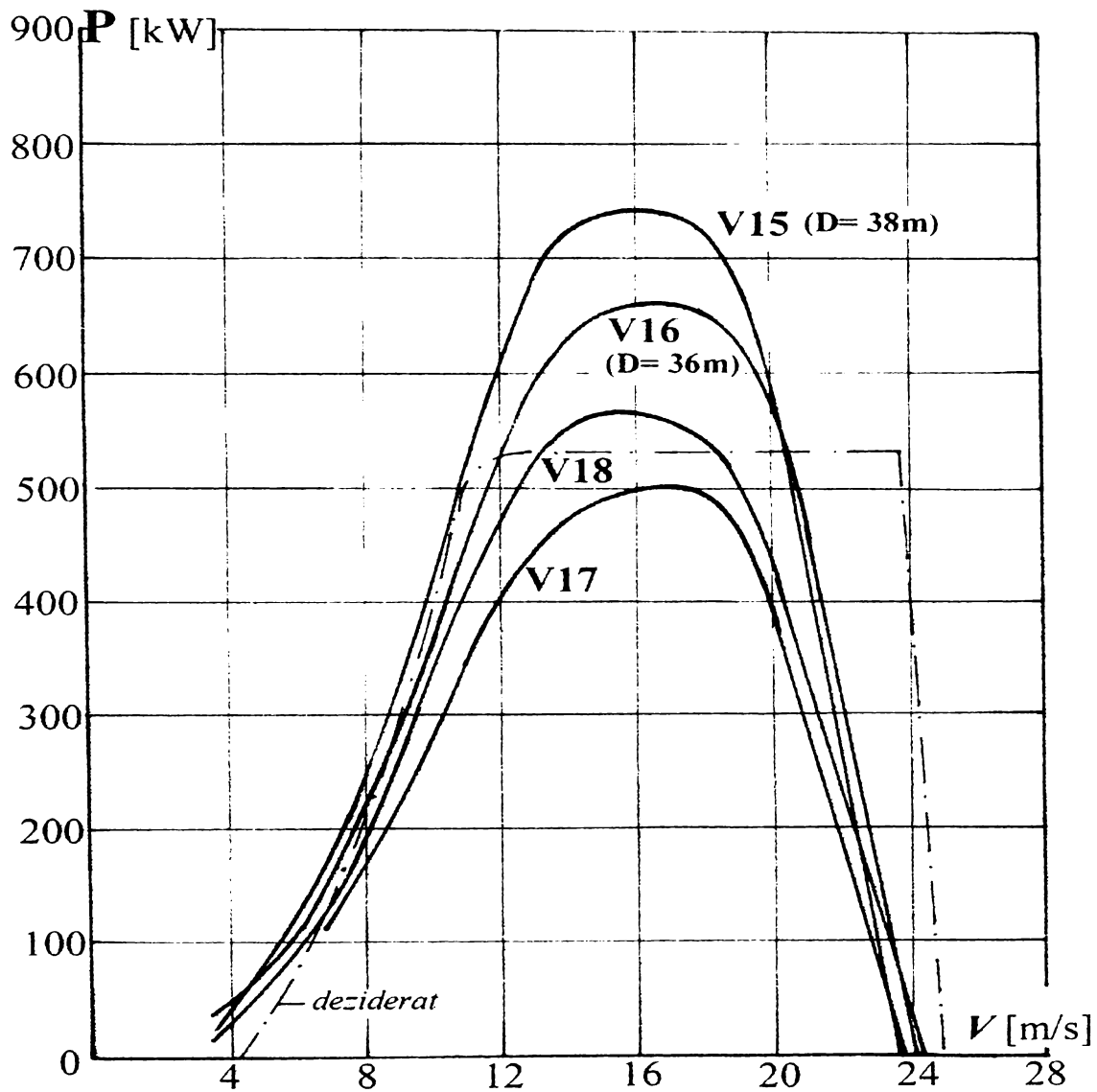


Fig. 7.4.2.3a

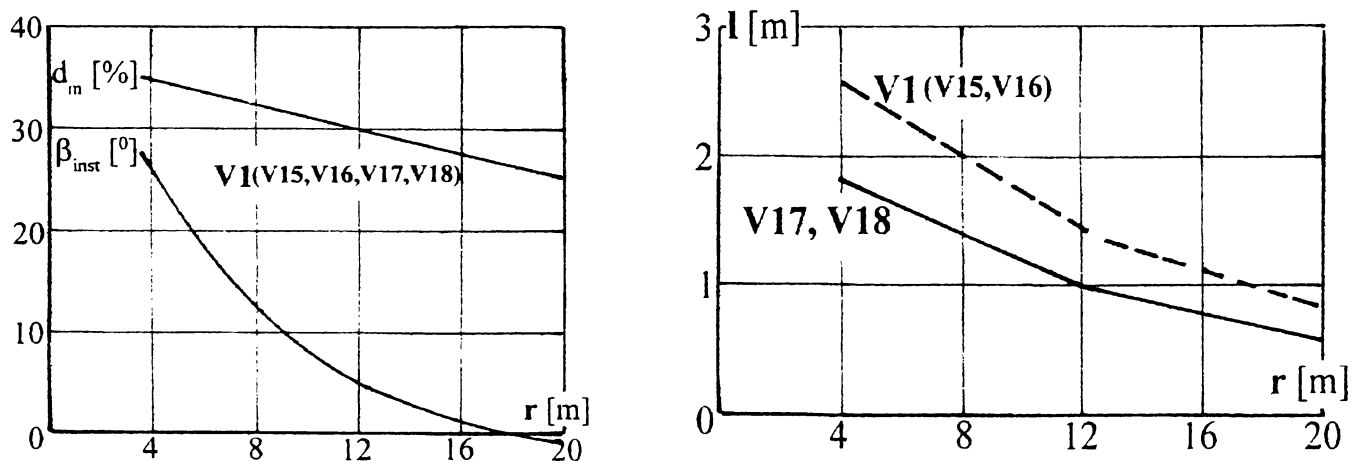


Fig. 7.4.2.3b

Micșorarea diametrului cu până la 4 m poate conduce la scăderea maximului puterii de la 850 kW în cazul variantei V1 ($D = 40$ m) la 610 kW. Pentru plafonarea puterii la limita palierului curbei deziderat, diametrul trebuie redus cu cca 7 m. Efectul reducerii diametrului deși este sensibil mai mic asupra restrângerii domeniului vitezelor de operare a turbinei, decât în cazul modificării unghiului de instalare sau al corzilor, produce o deplasare a ramurii din stânga a curbei de putere de la stânga spre dreapta, pe măsura reducerii diametrului. Astfel puterile debitate în zona vitezelor mici de vânt coboară sub valorile impuse prin curba deziderat.

Analiza rezultatelor obținute privind influența unor mărimi geometrice a turbinei asupra curbelor de exploatare arată că în cazul turbinei cu autoplafonare de putere fără reglaj de paletă, este extrem de dificilă obținerea unei curbe având alura riguroasă a curbei deziderat. Acoperirea unui domeniu larg al vitezelor de vânt la care turbina funcționează, poate fi asigurată acceptând supraîncărcări ale generatorului electric peste valoarea puterii instalate pentru anumite perioade de timp. Aceasta este una din căile posibile și ea presupune fie un control riguros al valorilor temperaturii în bobinajul generatorului pentru a evita distrugerea acestuia prin supraîncălzire, fie o supradimensionare a acestuia.

În acest sens ca exemplu pe figura 7.4.2.4a poate fi observat cazul variantei V22 pentru care curba de putere depășește în intervalul 12,5 - 19 m/s cu până la 15 % palierul curbei deziderat (537 kW).

Pe figură sunt prezentate și alte variante de geometrie analizate obținute prin modificări ale variantei V1. Distribuția mărimilor geometrice în lungul paletii pentru aceste variante sunt prezentate în fig. 7.4.2.4b.

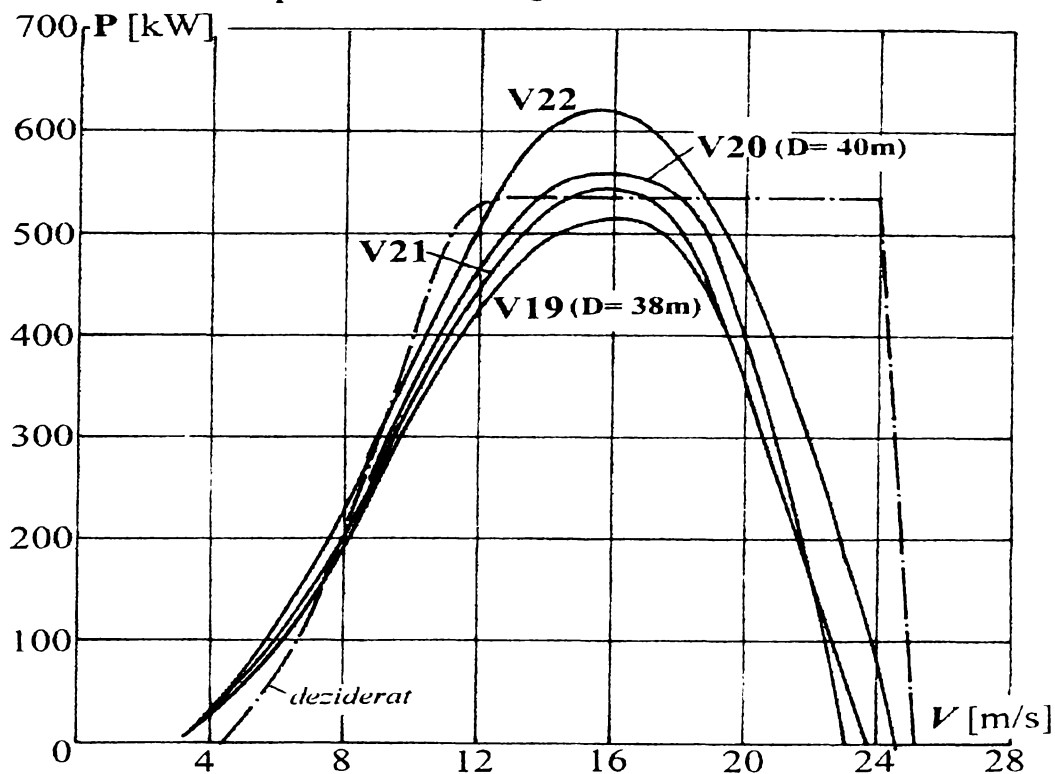


Fig. 7.4.2.4a

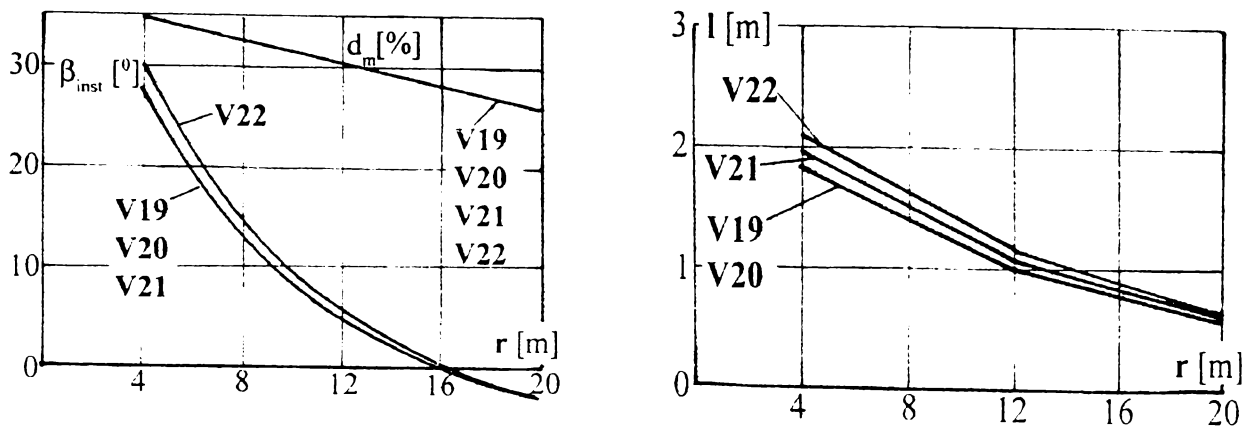


Fig. 7.4.2.4b

O a doua cale posibilă prin care se poate asigura însă mult mai riguros realizarea curbei deziderat constă în combinarea plafonării de putere cu reglajul unghiului de instalare al fracțiunii mobile de la periferia paletii utilizând frânarea aerodinamică. Această fracțiune mobilă asigură totodată în cazul ambalării turbinei funcția de frânare, capătul de paletă rotindu-se față de poziția inițială cu 90° .

În această direcție prin modelarea pe calculator a fost determinată o variantă de geometrie a cărei curbă de putere acoperă suficient de bine domeniul vitezelor de funcționare dat prin curba deziderat, fiind apoi găsită legea de variație a poziției unghiulare a fracțiunii mobile prin care se asigură realizarea riguroasă a palierului de plafonare a puterii turbinei.

În figura 7.4.2.5a sunt prezentate câteva din variantele analizate. Acestea au fost generate prin modificarea distribuției unghiului de instalare (torsionarea paletii) conservând celelalte caracteristici ale variantei V1. Dintre aceste variante, varianta V25 a fost reținută ca cea mai potrivită. Curba de putere asigurată de geometria V25 acoperă bine domeniul vitezelor de operare a turbinei, oferind atât în domeniul vitezelor mici de vânt (4 - 11 m/s), cât și a celor mari (24 - 27 m/s) performanțe sensibil superioare.

Pentru această geometrie au fost recalulate curbele de putere pentru diverse poziții unghiulare ale unei fracțiuni de paletă de la periferia rotorului.

În figura 7.4.2.6a, respectiv 7.4.2.7a pot fi observate aceste curbe modelate pe calculator pentru cazul fracțiunii mobile având lungimea de 6 m, respectiv cazul pentru 3 m.

Intersecția acestor curbe cu palierul curbei deziderat determină poziția unghiulară pe care fracțiunea mobilă trebuie să o ocupe funcție de viteza vântului, astfel încât puterea turbinei să plafoneze la valoarea de 537 kW (palierul curbei deziderat).

Legea de variație a poziției unghiulare a fracțiunii mobile funcție de poziția vântului rezultată pentru cele 2 situații este prezentată în fig. 7.4.2.6b, respectiv 7.4.2.7b.

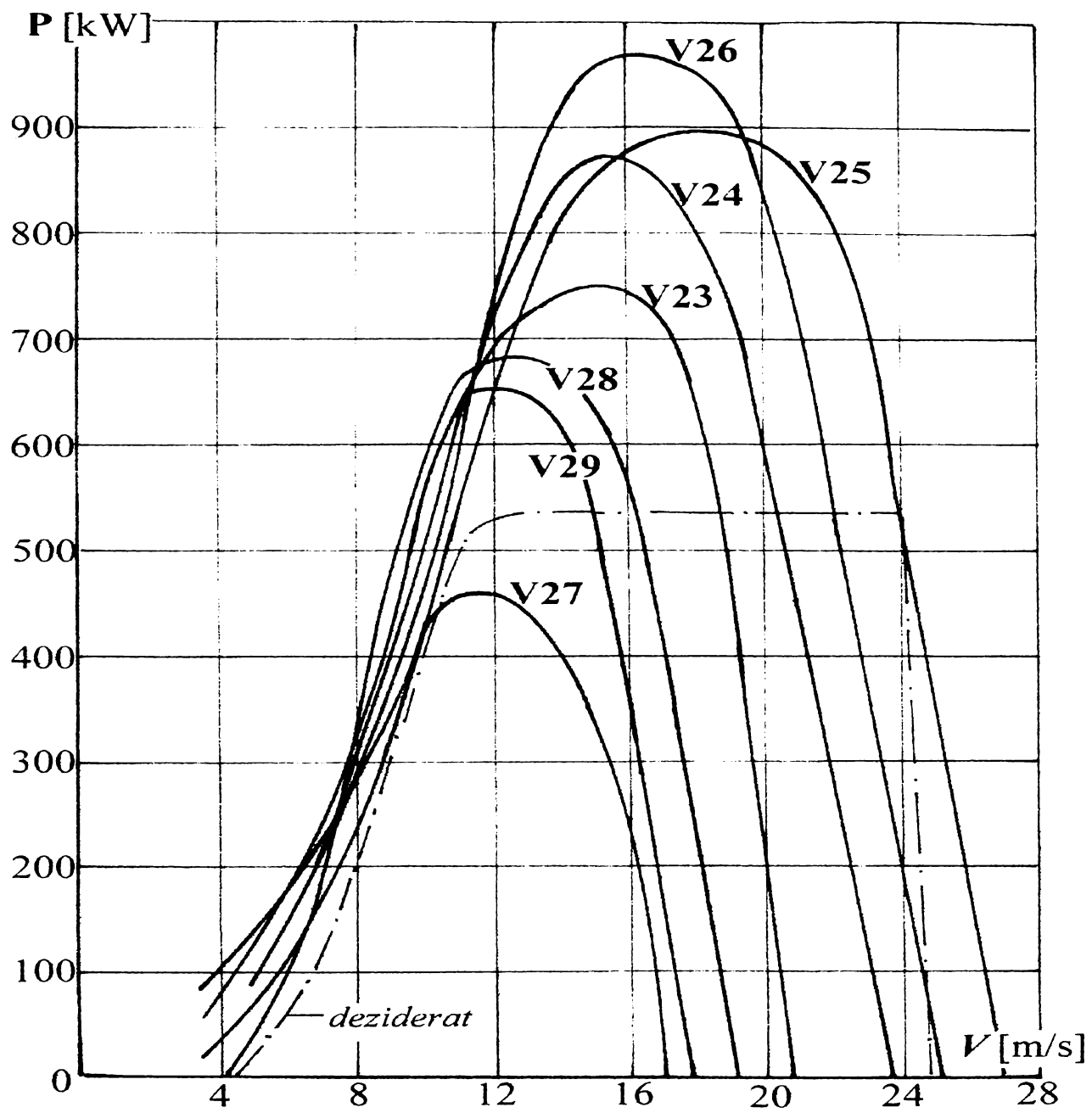


Fig. 7.4.2.5a

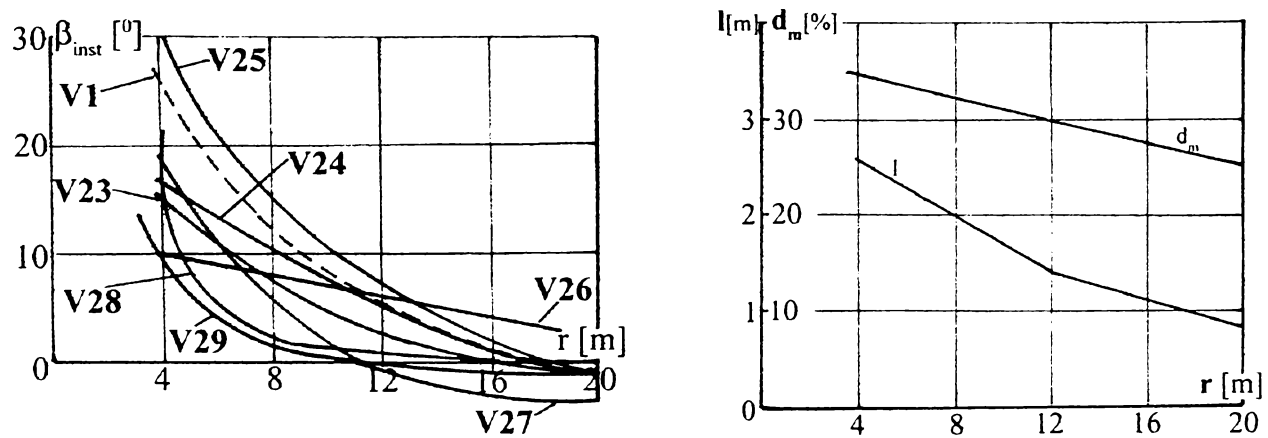


Fig. 7.4.2.5b

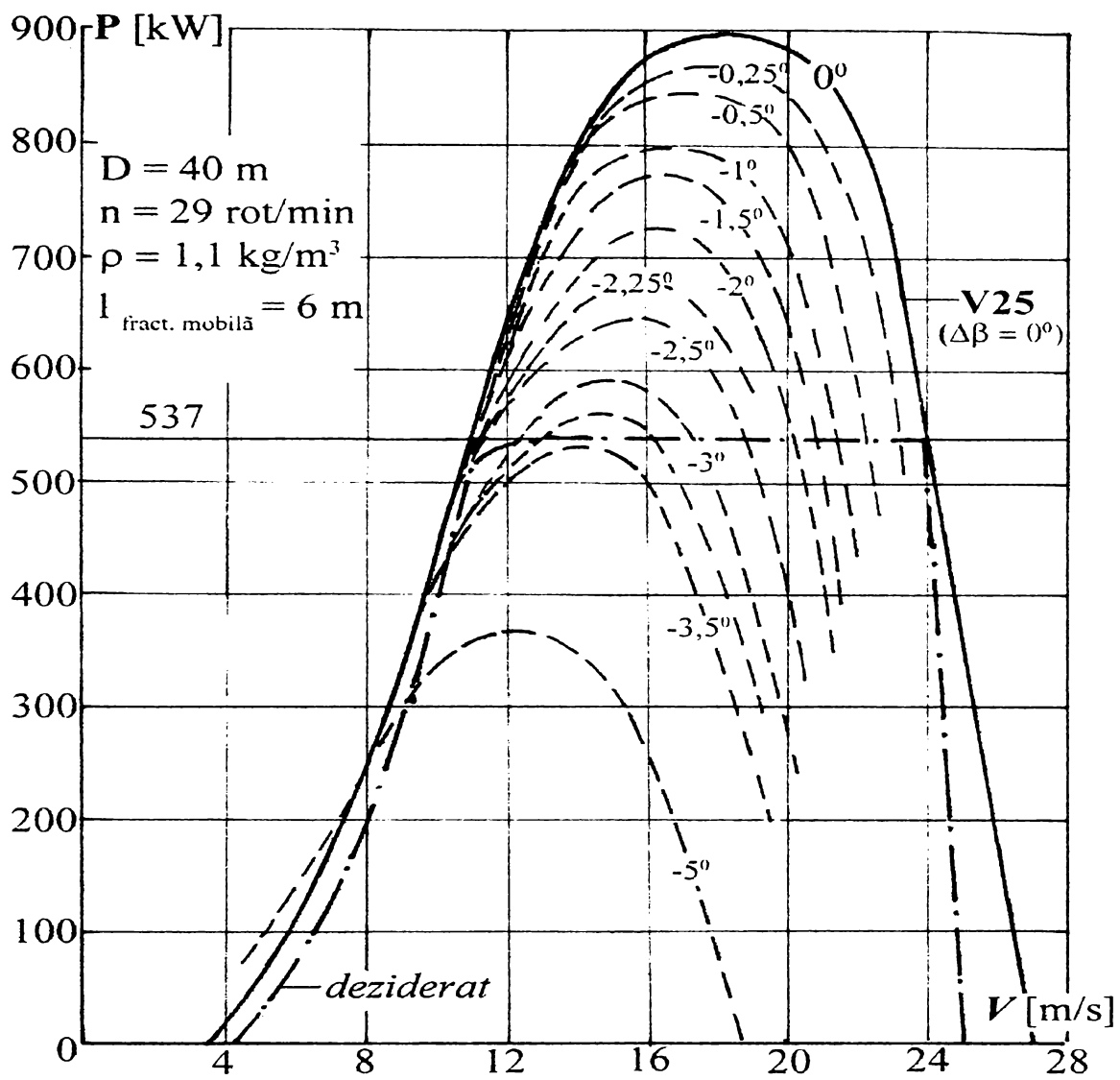


Fig. 7.4.2.6a

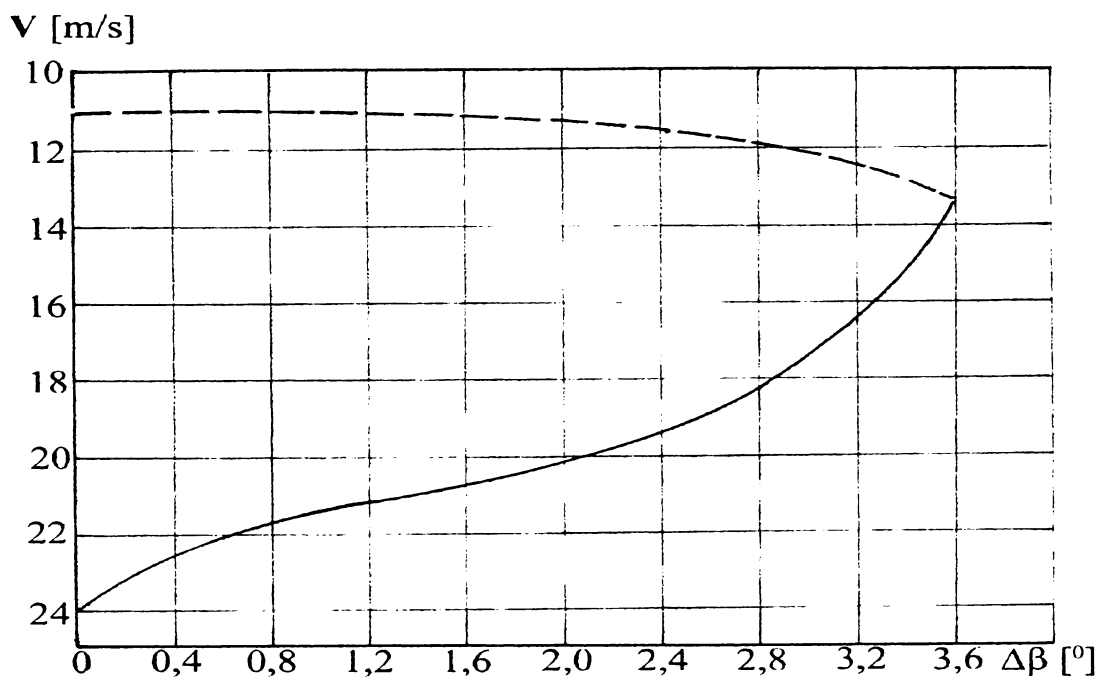


Fig. 7.4.2.6b

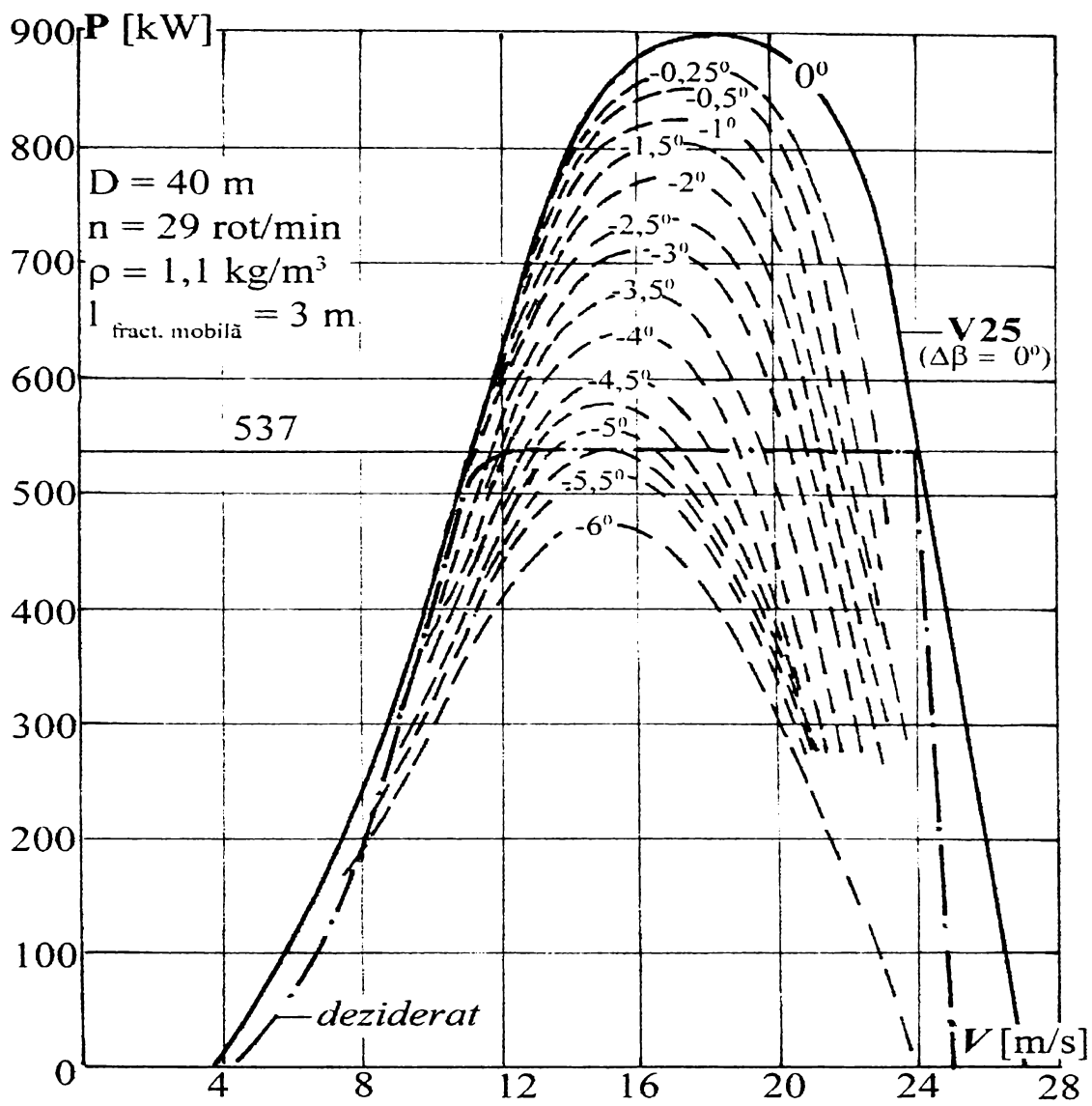


Fig. 7.4.2.7a

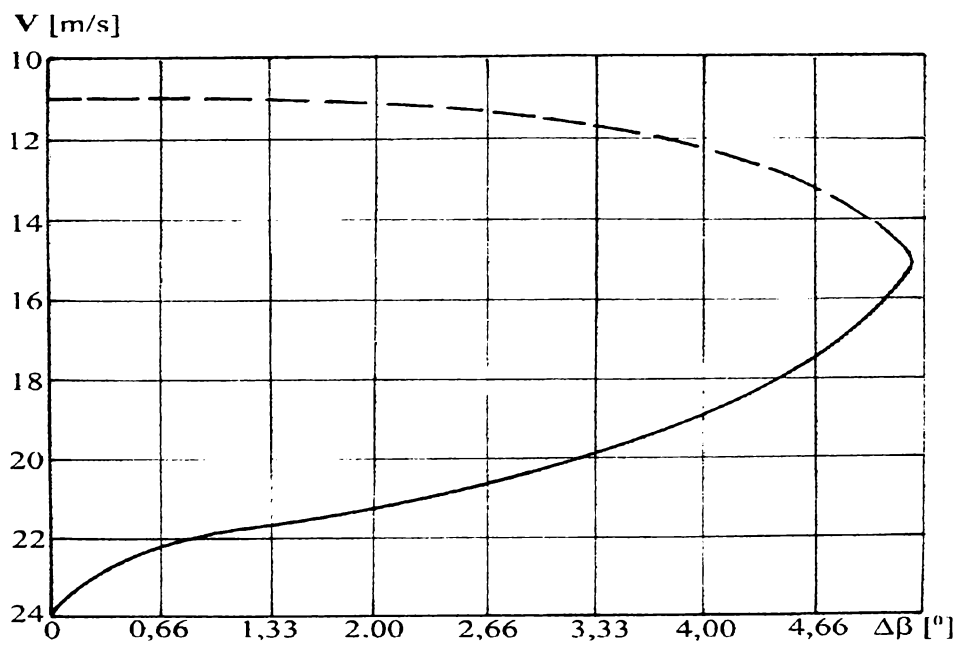


Fig. 7.4.2.7b

Am optat în final pentru varianta având lungimea fracțiunii mobile de 3m. Se face precizarea că rotirea acesteia atât în timpul reglajului de putere, cât și al frânării în cazul ambalării turbinei, se face în sensul micșorării unghiului de instalare, respectiv al majorării incidenței.

Curba de exploatare obținută prin combinarea desprinderii stratului limită și reglaj al unghiului de instalare al fracțiunii mobile este cea prezentată în figura 7.4.2.8.

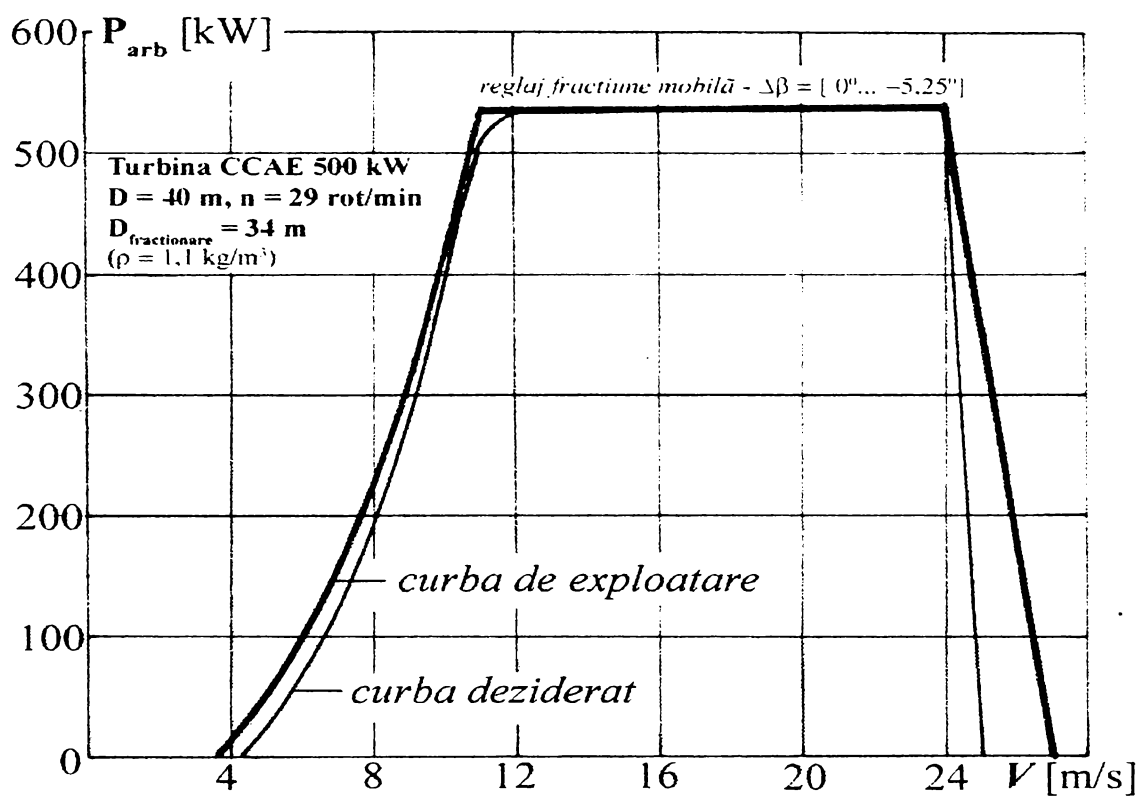


Fig. 7.4.2.8

Se observă astfel, că prin combinarea desprinderii de strat limită și reglajul fin al fracțiunii mobile am reușit prin modificări succesive ale geometriei aproximative V1 găsirea unei geometrii de paletă care realizează o curbă de exploatare foarte apropiată de dezideratul urmărit, asigurând riguros realizarea palierului de plafonare al puterii într-un domeniu extins al vitezelor de vânt.

În tabelul 7.4.2.3 sunt date caracteristicile geometrice ale acestei soluții. Ea se reține ca variantă finală pentru turbina de 500 kW (putere electrică instalată) calculată ca aplicație a metodologiei elaborate în cadrul tezei

Fracțiunea mobilă de paletă realizează pe lângă funcția de reglaj a puterii și funcția de frânare a turbinei în situațiile de ambalare cauzate prin aruncările de sarcină (decuplarea de la rețea a generatorului electric). Aceasta se produce prin declanșarea fracțiunii mobile care trece brusc într-o poziție rotită cu 90° față de tronsonul fix de paletă. Declanșarea frânării aerodinamice se face printr-un semnal de turație.

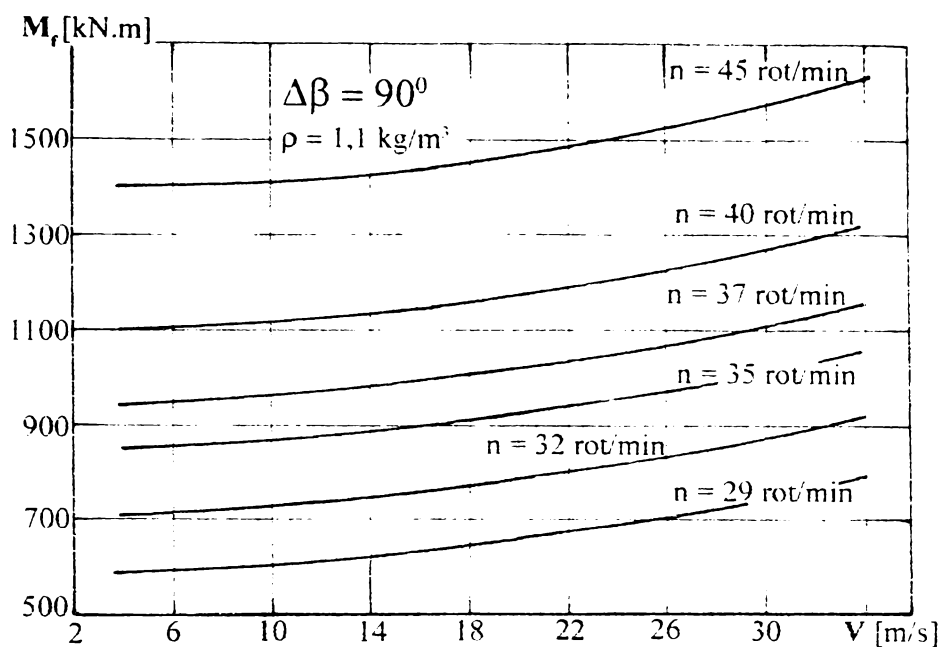


Fig. 7.4.2.10

7.5. Concluzii

Aplicațiile prezentate, unele susținute și prin testări pe model și pe amplasamentul Semenic, confirmă corectitudinea și utilitatea metodologiei elaborată în cadrul tezei constând în cele două etape de realizare a optimizării :

- Elaborarea primei geometrii pe baza unor curbe deziderat ;
- Obținerea geometriei optime prin iterații succesive "geometrie-performanțe".

Programele întocmite a căror funcționalitate se demonstrează prin aplicații oferă instrumente de lucru prin derularea unor mari volume de calcul în timpi scurți stimulând analiza unui mare număr de variante.

Obiectivul plafonării puterii la viteze de vânt mari în condițiile turației constante poate fi realizat în două moduri :

- Reglarea exclusiv prin desprinderea stratului limită, care asigură o plafonare aproximativă dar nu strictă a puterii. În acest caz este necesară o supradimensionare a generatorului electric, soluție cerută și de variațiile densității aerului.
- Reglarea combinată prin desprinderea stratului limită și a unghiului de instalare a fracțiunii mobile. În acest caz se poate realiza o plafonare strictă, printr-o buclă de reglare controlată de putere pentru a include și efectul densității aerului.

Metodologia elaborată permite și controlul frânării aerodinamice un alt obiectiv al tezei.

Prima metodă de plafonare poate fi îmbunătățită prin declanșarea frânării nu numai la ambalare ci și la depășirea vitezei maxime de funcționare prescrisă. În acest caz în alura curbelor deziderat în zona vitezelor mari de vânt poate fi evitată ramura brusc descrescătoare până la puterea nulă.

Oprirea agregatului în acest caz este asigurată de frâna aerodinamică și eventual și de frâna mecanică ca a doua siguranță.

ANEXĂ
la Capitolul 7

Exemple de date primare obținute pe calculator,
pentru câteva variante de geometrie ale
turbinei de 500 kW (putere electrică instalată)

odul turbinei: ccae500-VI
 Numarul de palete: 3
 Unghiul delta beta: 0
 Rugozitate: 0
 Numarul Reynolds: 10⁸
 Densitatea aerului: 1.1
 K Dif: 0.9
 Numarul de sectiuni: 6

Raza	Coarda	Beta	Ax	CodProfil
4.0	2.6	26.2	0.3	4.0403530
7.0	2.15	14.92	0.3	4.0403330
10.0	1.7	8.24	0.3	4.0403130
14.0	1.25	3.19	0.3	4.0402930
17.0	1.025	0.81	0.3	4.0402730
20.0	0.8	-0.89	0.3	4.0402530

***** l= 3 n= 29 v= 20.25 *****

CINEMATICA ROTORULUI										DINAMICA ROTORULUI												
j	u	v3	w1	w3	beta1	beta3	winf	betainf	i	Fx	Fy	Ft	Fa	M14	Max	Cxfin	Cyfin	Cmfin	cx	cy	cm	rand
0	12.15	19.65	23.61	26.7	59.04	43.04	24.91	50.54	24.34	425.91	3263.46	2249.05	2402.78	-350.17	-792.04	0.32	2.4518	-0.1012	0.109	2.4974	-0.1012	0.8926
1	21.26	18.9	29.36	31.98	43.6	34.74	30.58	38.98	24.06	1046.23	8057.29	4255.23	6921.53	-718.84	Nr.mare	0.3155	2.4296	-0.1008	0.1083	2.4748	-0.1008	0.8395
2	30.37	18.42	36.5	37.76	33.69	28.85	37.1	31.23	22.99	2022.33	8782.88	2824.46	8558.7	-1002.2	-95.66	0.4491	1.9503	-0.1309	0.3156	1.9866	-0.1309	0.6203
3	42.52	18.27	47.09	47.48	25.46	22.57	47.27	24.01	20.82	3063.65	7616.27	300.43	8203.85	-990.48	895.28	0.5698	1.4166	-0.1474	0.4994	1.4429	-0.1474	0.0969
4	51.63	18.25	55.45	55.78	21.41	19.07	55.6	20.24	19.43	2605.59	7458.96	135.33	7899.8	-728.44	1054.77	0.4983	1.4265	-0.1359	0.4269	1.453	-0.1359	0.0525
5	60.74	18.24	64.02	64.22	18.43	16.48	64.11	17.46	18.35	1211.49	3863.87	3.45	4049.34	-277.19	663.58	0.4466	1.4243	-0.1277	0.3754	1.4507	-0.1277	0.0030

--- DINAMICA GLOBALA A ROTORULUI ---

lambda	omega	Mt1	At1	Pt1
3.0	3.04	220808.95	114108.04	670568.7

***** l= 4 n= 29 v= 15.18 *****

CINEMATICA ROTORULUI										DINAMICA ROTORULUI												
j	u	v3	w1	w3	beta1	beta3	winf	betainf	i	Fx	Fy	Ft	Fa	M14	Max	Cxfin	Cyfin	Cmfin	cx	cy	cm	rand
0	12.15	15.61	19.45	23.97	51.34	34.75	21.48	42.18	15.98	135.26	1869.1	1154.71	1475.96	-216.24	-437.95	0.1366	1.8878	-0.084	0.0116	1.9229	-0.084	0.9201
1	21.26	14.38	26.12	29.14	35.54	27.97	27.57	31.54	16.62	389.42	5254.93	2417.28	4682.16	-487.09	-760.95	0.1444	1.9484	-0.084	0.0112	1.9846	-0.084	0.8793
2	30.37	13.95	33.95	35.86	26.57	22.4	34.88	24.43	16.19	593.38	7498.34	2560.49	7072.56	-583.01	-354.29	0.149	1.883	-0.086	0.0246	1.918	-0.086	0.8258
3	42.52	13.75	45.15	46.14	19.65	17.23	45.63	18.43	15.24	1130.55	7937.77	1436.61	7888.12	-629.39	530.17	0.2256	1.5841	-0.1005	0.1376	1.6136	-0.1005	0.5725
4	51.63	13.72	53.81	54.59	16.39	14.5	54.2	15.44	14.63	1038.51	7707.06	1050.33	7705.45	-500.38	837.56	0.2091	1.5515	-0.0983	0.1246	1.5803	-0.0983	0.512
5	60.74	13.7	62.61	63.17	14.04	12.49	62.88	13.26	14.15	511.9	3983.07	415.49	3994.28	-201.54	599.84	0.1962	1.5263	-0.0965	0.1144	1.5547	-0.0965	0.4547

--- DINAMICA GLOBALA A ROTORULUI ---

lambda	omega	Mt1	At1	Pt1
4.0	3.04	280267.8	98455.63	851137.7

***** l= 5 n= 29 v= 12.15 *****

CINEMATICA ROTORULUI									DINAMICA ROTORULUI													
j	u	v3	w1	w3	beta1	beta3	winf	betainf	i	Fx	Fy	Ft	Fa	M14	Max	Cxfin	Cyfin	Cmfin	cx	cy	cm	rand
0	12.15	12.39	17.18	21.04	45.0	31.31	18.97	37.46	11.26	65.63	1116.37	626.87	926.07	-168.66	-222.07	0.085	1.4456	-0.084	0.0117	1.4725	-0.084	0.9233
1	21.26	11.41	24.48	26.84	29.74	24.03	25.63	26.76	11.84	210.47	3499.03	1387.42	3219.09	-420.92	-410.09	0.0903	1.5013	-0.084	0.0112	1.5292	-0.084	0.8807
2	30.37	11.16	32.71	34.4	21.8	18.53	33.54	20.12	11.88	332.92	5546.58	1595.72	5322.51	-525.75	-167.57	0.0904	1.5065	-0.084	0.0108	1.5345	-0.084	0.8362
3	42.52	11.03	44.22	45.31	15.95	13.96	44.76	14.94	11.75	507.02	7022.33	1320.83	6915.61	-521.98	434.2	0.1052	1.4571	-0.0866	0.0307	1.4841	-0.0866	0.7295
4	51.63	10.99	53.04	53.9	13.24	11.7	53.47	12.47	11.66	509.02	6988.69	1011.44	6933.82	-429.86	735.61	0.1053	1.4456	-0.0867	0.032	1.4725	-0.0867	0.6705
5	60.74	10.97	61.94	62.59	11.31	10.06	62.26	10.68	11.57	268.07	3677.19	418.16	3663.16	-177.5	545.22	0.1048	1.4374	-0.0867	0.0323	1.4641	-0.0867	0.6135

--- DINAMICA GLOBALA A ROTORULUI ---

lambda	omega	Mt1	At1	Pt1
5.0	3.04	216677.88	80940.8	658023.2

***** l= 6 n= 29 v= 10.12 *****

CINEMATICA ROTORULUI									DINAMICA ROTORULUI													
j	u	v3	w1	w3	beta1	beta3	winf	betainf	i	Fx	Fy	Ft	Fa	M14	Max	Cxfin	Cyfin	Cmfin	cx	cy	cm	rand
0	12.15	10.02	15.81	18.69	39.81	29.18	17.18	34.05	7.85	35.25	708.55	367.53	606.81	-138.19	-109.8	0.0557	1.1198	-0.084	0.0117	1.1406	-0.084	0.9264
1	21.26	9.43	23.55	25.37	25.46	21.04	24.44	23.17	8.25	123.71	2456.36	852.75	2306.91	-382.73	-200.65	0.0584	1.1591	-0.084	0.0112	1.1806	-0.084	0.8823
2	30.37	9.28	32.01	33.42	18.43	15.82	32.71	17.1	8.86	220.08	4265.35	1043.85	4141.5	-499.85	-33.32	0.0629	1.2185	-0.084	0.0108	1.2412	-0.084	0.8323
3	42.52	9.2	43.7	44.73	13.39	11.75	44.21	12.56	9.37	314.15	5967.04	991.28	5892.5	-493.87	419.29	0.0668	1.2686	-0.084	0.0103	1.2922	-0.084	0.7638
4	51.63	9.17	52.61	53.45	11.09	9.81	53.03	10.45	9.64	328.31	6155.43	793.47	6112.9	-409.68	678.98	0.069	1.2944	-0.084	0.0102	1.3184	-0.084	0.7108
5	60.74	9.15	61.58	62.22	9.46	8.42	61.89	8.94	9.83	179.55	3317.7	338.11	3305.31	-170.2	501.97	0.071	1.3121	-0.0841	0.0106	1.3365	-0.0841	0.6559

--- DINAMICA GLOBALA A ROTORULUI ---

lambda	omega	Mt1	At1	Pt1
6.0	3.04	156021.12	67097.76	473816.3

***** l= 7 n= 29 v= 8.68 *****

CINEMATICA ROTORULUI									DINAMICA ROTORULUI													
j	u	v3	w1	w3	beta1	beta3	winf	betainf	i	Fx	Fy	Ft	Fa	M14	Max	Cxfin	Cyfin	Cmfin	cx	cy	cm	rand
0	12.15	8.36	14.93	17.02	35.54	27.31	15.93	31.15	4.95	19.86	457.26	219.54	401.6	-118.95	-41.09	0.0365	0.8396	-0.084	0.0117	0.8552	-0.084	0.9281
1	21.26	8.02	22.96	24.37	22.2	18.69	23.65	20.39	5.47	77.63	1768.85	543.62	1685.03	-358.49	-61.61	0.0391	0.8911	-0.084	0.0112	0.9077	-0.084	0.882
2	30.37	7.94	31.58	32.76	15.95	13.79	32.17	14.85	6.61	155.68	3392.11	718.79	3318.74	-483.5	59.49	0.046	1.0018	-0.084	0.0108	1.0205	-0.084	0.8269
3	42.52	7.89	43.39	44.31	11.53	10.15	43.85	10.84	7.65	245.07	5102.27	718.44	5057.38	-485.79	422.02	0.053	1.1028	-0.084	0.0103	1.1233	-0.084	0.749
4	51.63	7.86	52.35	53.13	9.54	8.45	52.74	8.99	8.18	266.65	5435.53	586.19	5410.41	-405.01	642.82	0.0567	1.1555	-0.084	0.0098	1.177	-0.084	0.69
5	60.74	7.84	61.35	61.97	8.13	7.24	61.66	7.68	8.57	149.1	2996.51	252.83	2989.54	-168.62	468.28	0.0594	1.1942	-0.084	0.0094	1.2164	-0.084	0.6311

--- DINAMICA GLOBALA A ROTORULUI ---

lambda	omega	Mt1	At1	Pt1
7.0	3.04	110854.16	56588.08	336650.0

***** l= 8 n= 29 v= 7.59 *****

CINEMATICA ROTORULUI										DINAMICA ROTORULUI												
j	u	v3	w1	w3	beta1	beta3	winf	betainf	i	Fx	Fy	Ft	Fa	M14	Max	Cxfin	Cyfin	Cmfin	cx	cy	cm	rand
0	12.15	7.15	14.32	15.79	32.01	25.64	15.03	28.67	2.47	11.77	289.83	128.71	259.95	-105.89	4.45	0.0243	0.5978	-0.084	0.0117	0.6089	-0.084	0.9257
1	21.26	6.97	22.57	23.65	19.65	16.79	23.1	18.19	3.27	51.75	1281.91	351.03	1234.0	-341.98	37.52	0.0273	0.677	-0.084	0.0112	0.6896	-0.084	0.8772
2	30.37	6.94	31.3	32.29	14.04	12.22	31.79	13.11	4.87	116.25	2757.77	512.37	2712.25	-472.42	127.7	0.0351	0.8336	-0.084	0.0108	0.8491	-0.084	0.819
3	42.52	6.9	43.19	44.02	10.12	8.93	43.6	9.52	6.33	199.96	4465.12	541.41	4436.68	-480.33	424.52	0.0437	0.9761	-0.084	0.0103	0.9942	-0.084	0.733
4	51.63	6.88	52.18	52.91	8.37	7.42	52.54	7.89	7.08	226.25	4899.88	448.5	4884.56	-402.02	616.39	0.0485	1.0494	-0.084	0.0098	1.0689	-0.084	0.6668
5	60.74	6.87	61.21	61.8	7.13	6.35	61.5	6.73	7.62	129.94	2753.75	193.91	2749.99	-167.76	443.13	0.052	1.1031	-0.084	0.0094	1.1236	-0.084	0.6004

--- DINAMICA GLOBALA A ROTORULUI ---

lambda	omega	Mt1	At1	Pt1
8.0	3.04	81534.3	48832.26	247609.31

***** l= 9 n= 29 v= 6.75 *****

CINEMATICA ROTORULUI										DINAMICA ROTORULUI												
j	u	v3	w1	w3	beta1	beta3	winf	betainf	i	Fx	Fy	Ft	Fa	M14	Max	Cxfin	Cyfin	Cmfin	cx	cy	cm	rand
0	12.15	6.23	13.9	14.84	29.05	24.15	14.36	26.52	0.32	7.53	171.59	69.89	156.89	-96.56	36.5	0.017	0.3881	-0.084	0.0117	0.3953	-0.084	0.9121
1	21.26	6.16	22.3	23.1	17.61	15.24	22.7	16.41	1.49	36.77	918.89	224.26	891.86	-330.11	111.88	0.0201	0.5027	-0.084	0.0112	0.5121	-0.084	0.8641
2	30.37	6.16	31.11	31.95	12.53	10.96	31.53	11.73	3.49	90.83	2275.48	373.79	2246.4	-464.49	180.06	0.0279	0.6996	-0.084	0.0108	0.7126	-0.084	0.8078
3	42.52	6.14	43.05	43.81	9.02	7.97	43.43	8.49	5.3	168.84	3975.79	419.98	3957.15	-476.45	426.76	0.0372	0.8762	-0.084	0.0103	0.8925	-0.084	0.7155
4	51.63	6.12	52.07	52.75	7.45	6.61	52.4	7.03	6.22	197.62	4487.07	352.81	4477.54	-399.9	596.21	0.0425	0.9661	-0.084	0.0098	0.984	-0.084	0.6427
5	60.74	6.11	61.11	61.67	6.34	5.65	61.39	5.99	6.88	116.12	2566.27	152.52	2564.36	-167.15	423.78	0.0467	1.0317	-0.084	0.0093	1.0509	-0.084	0.5691

--- DINAMICA GLOBALA A ROTORULUI ---

lambda	omega	Mt1	At1	Pt1
9.0	3.04	61545.48	42882.65	186905.8

***** l= 10 n= 29 v= 6.07 *****

CINEMATICA ROTORULUI										DINAMICA ROTORULUI												
j	u	v3	w1	w3	beta1	beta3	winf	betainf	i	Fx	Fy	Ft	Fa	M14	Max	Cxfin	Cyfin	Cmfin	cx	cy	cm	rand
0	12.15	5.53	13.58	14.09	26.57	22.82	13.83	24.66	-1.54	5.43	84.25	30.22	78.83	-89.6	60.11	0.0132	0.2054	-0.084	0.0117	0.2092	-0.084	0.8597
1	21.26	5.52	22.11	22.68	15.95	13.95	22.39	14.93	0.01	28.03	637.67	137.23	623.36	-321.24	169.8	0.0158	0.3585	-0.084	0.0112	0.3652	-0.084	0.8352
2	30.37	5.53	30.97	31.69	11.31	9.93	31.33	10.61	2.37	73.81	1896.07	276.7	1877.22	-458.59	221.58	0.023	0.5904	-0.084	0.0108	0.6014	-0.084	0.7923
3	42.52	5.52	42.95	43.64	8.13	7.2	43.29	7.66	4.47	146.45	3587.93	333.03	3575.44	-473.59	428.74	0.0325	0.7955	-0.084	0.0103	0.8103	-0.084	0.6965
4	51.63	5.51	51.98	52.62	6.71	5.96	52.3	6.33	5.52	176.48	4159.03	283.43	4153.11	-398.34	580.3	0.0381	0.899	-0.084	0.0098	0.9157	-0.084	0.6177
5	60.74	5.5	61.04	61.58	5.71	5.09	61.31	5.4	6.29	105.76	2417.05	122.2	2416.28	-166.7	408.41	0.0426	0.9743	-0.084	0.0093	0.9925	-0.084	0.5372

--- DINAMICA GLOBALA A ROTORULUI ---

lambda	omega	Mt1	At1	Pt1
10.0	3.04	47319.38	38172.72	143702.95

***** l= 11 n= 29 v= 5.52 *****

CINEMATICA ROTORULUI										DINAMICA ROTORULUI												
j	u	v3	w1	w3	beta1	beta3	winf	betainf	i	Fx	Fy	Ft	Fa	Ml4	Max	Cxfin	Cyfin	Cmfin	cx	cy	cm	rand
0	12.15	4.98	13.34	13.49	24.44	21.62	13.41	23.03	-3.17	4.56	17.39	2.61	17.79	-84.25	78.16	0.0118	0.0451	-0.084	0.0117	0.0459	-0.084	0.3835
1	21.26	5.0	21.96	22.35	14.56	12.85	22.15	13.7	-1.22	23.03	413.28	75.49	406.98	-314.39	216.24	0.0132	0.2374	-0.084	0.0112	0.2418	-0.084	0.7714
2	30.37	5.02	30.87	31.48	10.3	9.08	31.17	9.69	1.45	62.07	1589.58	206.32	1577.36	-454.05	255.35	0.0195	0.4999	-0.084	0.0108	0.5092	-0.084	0.7713
3	42.52	5.02	42.87	43.52	7.4	6.56	43.19	6.98	3.79	129.78	3272.79	268.62	3264.33	-471.4	430.49	0.0289	0.729	-0.084	0.0103	0.7425	-0.084	0.6759
4	51.63	5.01	51.92	52.53	6.1	5.43	52.22	5.76	4.95	160.35	3891.99	231.38	3888.41	-397.16	567.43	0.0348	0.8437	-0.084	0.0098	0.8594	-0.084	0.5919
5	60.74	5.0	60.99	61.5	5.19	4.63	61.25	4.91	5.8	97.73	2295.44	99.23	2295.38	-166.37	395.91	0.0395	0.9272	-0.084	0.0093	0.9444	-0.084	0.5047

--- DINAMICA GLOBALA A ROTORULUI ---

lambda	omega	Mt1	At1	Pt1
11.0	3.04	36842.45	34350.74	111885.82

dul turbinei: ccae500-V7
 Numarul de palete: 3
 Unghiul delta beta: 0
 Rugozitate: 0
 Numarul Reynolds: 10⁸
 Densitatea aerului: 1.1
 K Dif: 0.9
 Numarul de sectiuni: 6

Raza	Coarda	Beta	Ax	CodProfil
4.0	1.82	26.2	0.3	4.0403530
7.0	1.505	14.92	0.3	4.0403330
10.0	1.19	8.24	0.3	4.0403130
14.0	0.875	3.19	0.3	4.0402930
17.0	0.718	0.81	0.3	4.0402730
20.0	0.56	-0.89	0.3	4.0402530

***** l= 3 n= 29 v= 20.25 *****

CINEMATICA ROTORULUI										DINAMICA ROTORULUI												
j	u	v3	w1	w3	beta1	beta3	winf	betainf	i	Fx	Fy	Ft	Fa	M14	Max	Cxfin	Cyfin	Cmfin	cx	cy	cm	rand
0	12.15	18.94	23.61	25.13	59.04	46.48	24.22	52.56	26.36	309.18	2164.0	1530.27	1561.01	-189.14	-146.28	0.3509	2.4562	-0.118	0.2044	2.4881	-0.118	0.8906
1	21.26	18.56	29.36	30.75	43.6	36.34	29.99	39.89	24.97	656.51	5460.48	2997.81	4610.96	-362.45	-53.91	0.2939	2.4443	-0.1078	0.1487	2.4761	-0.1078	0.8561
2	30.37	18.32	36.5	37.05	33.69	29.46	36.75	31.56	23.32	1333.78	6018.84	2013.51	5826.77	-495.31	510.36	0.4311	1.9455	-0.1345	0.3392	1.9708	-0.1345	0.6392
3	42.52	18.24	47.09	47.11	25.46	22.75	47.09	24.11	20.92	2079.09	5293.01	264.25	5680.56	-485.21	915.27	0.5567	1.4173	-0.1485	0.5079	1.4357	-0.1485	0.1222
4	51.63	18.24	55.45	55.47	21.41	19.18	55.45	20.3	19.49	1752.55	5207.27	162.44	5491.88	-356.55	984.67	0.4814	1.4305	-0.1365	0.4317	1.4491	-0.1365	0.0899
5	60.74	18.23	64.02	63.98	18.43	16.55	63.99	17.49	18.38	809.4	2705.4	41.16	2823.58	-135.66	568.53	0.4278	1.43	-0.128	0.3782	1.4486	-0.128	0.0506

--- DINAMICA GLOBALA A ROTORULUI ---

lambda	omega	Mt1	At1	Pt1
3.0	3.04	163575.28	77984.28	496757.34

***** l= 4 n= 29 v= 15.18 *****

CINEMATICA ROTORULUI										DINAMICA ROTORULUI												
j	u	v3	w1	w3	beta1	beta3	winf	betainf	i	Fx	Fy	Ft	Fa	M14	Max	Cxfin	Cyfin	Cmfin	cx	cy	cm	rand
0	12.15	14.65	19.45	22.15	51.34	38.1	20.66	44.29	18.09	75.57	1341.29	882.43	1012.95	-97.97	-109.92	0.1179	2.0929	-0.084	0.0115	2.1202	-0.084	0.9422
1	21.26	14.02	26.12	27.96	35.54	29.26	27.0	32.29	17.37	201.15	3672.02	1791.6	3211.6	-228.9	-51.09	0.1111	2.028	-0.084	0.0112	2.0544	-0.084	0.9133
2	30.37	13.8	33.95	35.09	26.57	22.92	34.5	24.71	16.47	321.73	5212.12	1886.81	4869.26	-281.8	294.83	0.118	1.9112	-0.0868	0.0292	1.9361	-0.0868	0.8659
3	42.52	13.71	45.15	45.7	19.65	17.4	45.41	18.52	15.33	706.49	5536.35	1088.7	5474.03	-307.04	756.86	0.2034	1.5938	-0.101	0.1417	1.6145	-0.101	0.6191
4	51.63	13.69	53.81	54.24	16.39	14.59	54.02	15.49	14.68	642.64	5391.29	820.4	5367.12	-244.28	894.61	0.186	1.8607	-0.0986	0.1269	1.581	-0.0986	0.5698
5	60.74	13.68	62.61	62.89	14.04	12.55	62.74	13.29	14.18	314.54	2792.02	335.78	2789.55	-98.48	545.2	0.1729	1.5351	-0.0967	0.1157	1.555	-0.0967	0.5231

--- DINAMICA GLOBALA A ROTORULUI ---

lambda	omega	Mt1	At1	Pt1
4.0	3.04	212529.48	68173.52	645425.06

***** l= 5 n= 29 v= 12.15 *****

CINEMATICA ROTORULUI									DINAMICA ROTORULUI													
j	u	v3	w1	w3	beta1	beta3	winf	betainf	i	Fx	Fy	Ft	Fa	M14	Max	Cxfin	Cyfin	Cmfin	cx	cy	cm	rand
0	12.15	11.67	17.18	19.57	45.0	33.97	18.29	39.12	12.92	37.54	809.45	481.66	651.63	-76.77	-48.69	0.0747	1.6118	-0.084	0.0116	1.6328	-0.084	0.943
1	21.26	11.17	24.48	25.95	29.74	24.91	25.2	27.26	12.34	110.54	2454.79	1026.04	2232.82	-199.3	12.13	0.0701	1.5571	-0.084	0.0112	1.5774	-0.084	0.9126
2	30.37	11.05	32.71	33.76	21.8	18.89	33.22	20.32	12.08	171.82	3878.74	1186.1	3696.94	-252.77	262.47	0.0679	1.5339	-0.084	0.0108	1.5538	-0.084	0.8804
3	42.52	10.98	44.22	44.88	15.95	14.1	44.54	15.01	11.82	282.26	4911.25	999.72	4816.7	-253.86	652.9	0.0845	1.4695	-0.0868	0.032	1.4886	-0.0868	0.7857
4	51.63	10.96	53.04	53.56	13.24	11.78	53.3	12.51	11.7	283.25	4895.92	783.58	4841.1	-209.53	800.1	0.0842	1.4559	-0.0868	0.0327	1.4749	-0.0868	0.7392
5	60.74	10.95	61.94	62.32	11.31	10.1	62.13	10.7	11.59	149.07	2579.67	332.69	2562.47	-86.67	499.41	0.0836	1.4466	-0.0868	0.0328	1.4654	-0.0868	0.6943

--- DINAMICA GLOBALA A ROTORULUI ---

lambda	omega	Mt1	At1	Pt1
5.0	3.04	164821.98	56404.96	500543.44

***** l= 6 n= 29 v= 10.12 *****

CINEMATICA ROTORULUI									DINAMICA ROTORULUI													
j	u	v3	w1	w3	beta1	beta3	winf	betainf	i	Fx	Fy	Ft	Fa	M14	Max	Cxfin	Cyfin	Cmfin	cx	cy	cm	rand
0	12.15	9.57	15.81	17.6	39.81	31.17	16.66	35.25	9.05	20.5	517.72	282.09	434.61	-63.72	-16.53	0.0492	1.2421	-0.084	0.0117	1.2583	-0.084	0.944
1	21.26	9.27	23.55	24.7	25.46	21.65	24.11	23.51	8.59	66.55	1729.38	628.83	1612.38	-182.45	50.59	0.0461	1.1983	-0.084	0.0112	1.2139	-0.084	0.9115
2	30.37	9.2	32.01	32.9	18.43	16.08	32.45	17.24	9.0	115.89	2987.74	774.76	2887.86	-241.12	248.59	0.048	1.2386	-0.084	0.0108	1.2547	-0.084	0.875
3	42.52	9.15	43.7	44.35	13.39	11.85	44.03	12.62	9.43	163.8	4181.54	753.55	4116.34	-239.96	579.71	0.0502	1.2808	-0.084	0.0103	1.2975	-0.084	0.825
4	51.63	9.14	52.61	53.14	11.09	9.87	52.87	10.48	9.67	170.97	4316.73	617.02	4275.82	-199.61	720.31	0.0517	1.3043	-0.0841	0.0103	1.3213	-0.0841	0.7859
5	60.74	9.13	61.58	61.98	9.46	8.45	61.77	8.96	9.85	93.56	2328.81	270.12	2314.98	-83.08	455.69	0.0531	1.3209	-0.0842	0.0107	1.3381	-0.0842	0.7451

--- DINAMICA GLOBALA A ROTORULUI ---

lambda	omega	Mt1	At1	Pt1
6.0	3.04	119158.07	46925.96	361867.9

***** l= 7 n= 29 v= 8.66 *****

CINEMATICA ROTORULUI									DINAMICA ROTORULUI													
j	u	v3	w1	w3	beta1	beta3	winf	betainf	i	Fx	Fy	Ft	Fa	M14	Max	Cxfin	Cyfin	Cmfin	cx	cy	cm	rand
0	12.15	8.08	14.93	16.23	35.54	28.75	15.55	32.0	5.8	11.85	336.81	168.45	291.9	-55.53	3.33	0.0326	0.9272	-0.084	0.0117	0.9393	-0.084	0.9437
1	21.26	7.91	22.96	23.85	22.2	19.11	23.4	20.63	5.71	43.17	1249.12	399.66	1184.24	-171.87	76.62	0.0318	0.9188	-0.084	0.0112	0.9368	-0.084	0.9082
2	30.37	7.87	31.58	32.34	15.95	13.97	31.96	14.95	6.71	83.96	2379.18	532.58	2320.33	-233.84	239.79	0.0359	1.017	-0.084	0.0108	1.0303	-0.084	0.8678
3	42.52	7.85	43.39	43.99	11.53	10.23	43.69	10.88	7.69	129.81	3577.39	547.61	3537.63	-236.28	526.94	0.0404	1.1138	-0.084	0.0103	1.1273	-0.084	0.8111
4	51.63	7.84	52.35	52.86	9.54	8.5	52.6	9.02	8.21	140.07	3813.41	459.25	3788.25	-197.42	657.42	0.0428	1.1642	-0.084	0.0098	1.1793	-0.084	0.7685
5	60.74	7.83	61.35	61.75	8.13	7.27	61.55	7.7	8.59	77.86	2103.93	204.61	2095.41	-82.33	418.96	0.0445	1.1021	-0.084	0.0094	1.2177	-0.084	0.7262

--- DINAMICA GLOBALA A ROTORULUI ---

lambda	omega	Mt1	At1	Pt1
7.0	3.04	85085.0	39653.25	256392.34

***** l= 8 n= 29 v= 7.59 *****

CINEMATICA ROTORULUI								DINAMICA ROTORULUI													
u	v3	w1	w3	beta1	beta3	winf	betainf	i	Fx	Fy	Ft	Fa	M14	Max	Cxfin	Cyfin	Cmfin	cx	cy	cm	rand
12.15	6.99	14.32	15.23	32.01	26.66	14.76	29.25	3.05	7.29	215.35	98.87	191.45	-50.01	16.63	0.0223	0.6583	-0.084	0.0117	0.6669	-0.084	0.9396
21.26	6.9	22.57	23.25	19.65	17.09	22.91	18.35	3.43	30.01	907.63	257.3	870.92	-164.73	95.52	0.023	0.6966	-0.084	0.0112	0.7056	-0.084	0.9003
30.37	6.88	31.3	31.94	14.04	12.35	31.62	13.19	4.95	64.4	1936.29	378.96	1899.93	-228.95	233.79	0.0281	0.8454	-0.084	0.0108	0.8564	-0.084	0.858
42.52	6.87	43.19	43.73	10.12	8.99	43.46	9.55	6.36	107.62	3131.96	413.67	3106.38	-233.82	488.29	0.0338	0.9845	-0.084	0.0103	0.9973	-0.084	0.7958
51.63	6.86	52.18	52.66	8.37	7.46	52.42	7.91	7.1	120.22	3438.43	354.04	3422.27	-196.06	610.82	0.037	1.057	-0.084	0.0098	1.0708	-0.084	0.7483
60.74	6.85	61.21	61.59	7.13	6.37	61.4	6.75	7.64	68.45	1933.75	159.18	1928.4	-81.93	391.33	0.0393	1.1102	-0.084	0.0094	1.1247	-0.084	0.7008

--- DINAMICA GLOBALA A ROTORULUI ---

lambda	omega	Mt1	At1	Pt1
8.0	3.04	62939.27	34258.06	191138.55

***** l= 9 n= 29 v= 6.75 *****

CINEMATICA ROTORULUI								DINAMICA ROTORULUI													
u	v3	w1	w3	beta1	beta3	winf	betainf	i	Fx	Fy	Ft	Fa	M14	Max	Cxfin	Cyfin	Cmfin	cx	cy	cm	rand
12.15	6.15	13.9	14.46	29.05	24.83	14.17	26.9	0.7	4.88	128.87	53.96	117.13	-16.09	26.11	0.0162	0.4275	-0.084	0.0117	0.4331	-0.084	0.9254
21.26	6.12	22.3	22.81	17.61	15.45	22.55	16.52	1.6	22.39	652.13	163.94	631.59	-109.64	109.92	0.0177	0.5164	-0.084	0.0112	0.5231	-0.084	0.8842
30.37	6.11	31.11	31.66	12.53	11.06	31.38	11.79	3.55	51.79	1599.03	275.99	1575.88	-225.49	229.48	0.023	0.7089	-0.084	0.0108	0.7181	-0.084	0.8448
42.52	6.1	43.05	43.55	9.02	8.02	43.3	8.52	5.33	92.31	2789.65	321.79	2772.56	-232.08	458.74	0.0292	0.8835	-0.084	0.0103	0.895	-0.084	0.779
51.63	6.1	52.07	52.52	7.45	6.64	52.29	7.04	6.23	106.16	3149.34	280.78	3138.59	-195.1	574.99	0.0328	0.9729	-0.084	0.0098	0.9856	-0.084	0.7271
60.74	6.09	61.11	61.48	6.34	5.67	61.3	6.0	6.89	61.66	1802.29	127.18	1798.85	-81.65	370.02	0.0355	1.0383	-0.084	0.0093	1.0518	-0.084	0.6747

--- DINAMICA GLOBALA A ROTORULUI ---

lambda	omega	Mt1	At1	Pt1
9.0	3.04	47835.47	30103.82	145270.23

***** l= 10 n= 29 v= 6.07 *****

CINEMATICA ROTORULUI								DINAMICA ROTORULUI													
u	v3	w1	w3	beta1	beta3	winf	betainf	i	Fx	Fy	Ft	Fa	M14	Max	Cxfin	Cyfin	Cmfin	cx	cy	cm	rand
12.15	5.5	13.58	13.86	26.57	23.23	13.71	24.88	-1.32	3.68	64.45	25.78	60.02	-43.18	33.19	0.013	0.2282	-0.084	0.0117	0.2312	-0.084	0.877
21.26	5.49	22.11	22.46	15.95	14.08	22.38	15.01	0.09	17.92	453.57	100.14	442.74	-155.87	121.29	0.0145	0.3679	-0.084	0.0112	0.3727	-0.084	0.8526
30.37	5.5	30.97	31.44	11.31	10.01	31.2	10.66	2.42	43.34	1333.35	203.98	1318.37	-222.93	226.26	0.0194	0.5979	-0.084	0.0108	0.6057	-0.084	0.8272
42.52	5.49	42.95	43.41	8.13	7.23	43.18	7.68	4.49	81.29	2518.18	255.95	2506.46	-230.81	435.41	0.0259	0.8019	-0.084	0.0103	0.8133	-0.084	0.7606
51.63	5.49	51.98	52.41	6.71	5.99	52.2	6.35	5.54	95.77	2919.54	227.55	2912.23	-194.4	546.56	0.0297	0.9052	-0.084	0.0098	0.9169	-0.084	0.7051
60.74	5.48	61.04	61.4	5.71	5.11	61.22	5.41	6.3	56.57	1697.64	103.69	1695.42	-81.45	353.07	0.0327	0.985	-0.084	0.0093	0.9932	-0.084	0.648

--- DINAMICA GLOBALA A ROTORULUI ---

lambda	omega	Mt1	At1	Pt1
10.0	3.04	37085.85	26805.7	112618.94

***** l= 11 n= 29 v= 5.52 *****

CINEMATICA ROTORULUI										DINAMICA ROTORULUI												
j	u	v3	w1	w3	beta1	beta3	winf	betainf	i	Fx	Fy	Ft	Fa	M14	Max	Cxfin	Cyfin	Cnfin	cx	cy	cm	rand
0	12.15	4.98	13.34	13.38	24.44	21.81	13.36	23.12	-3.08	3.17	14.73	2.87	14.79	-40.95	38.67	0.0118	0.055	-0.084	0.0117	0.0557	-0.084	0.4968
1	21.26	4.98	21.96	22.19	14.56	12.94	22.08	13.75	-1.17	15.36	294.68	55.1	289.89	-152.98	130.52	0.0127	0.2435	-0.084	0.0112	0.2467	-0.084	0.787
2	30.37	4.99	30.87	31.27	10.3	9.15	31.06	9.72	1.48	37.51	1118.5	151.89	1108.77	-220.98	223.77	0.017	0.506	-0.084	0.0108	0.5125	-0.084	0.8042
3	42.52	4.99	42.87	43.3	7.4	6.59	43.09	6.99	3.8	73.1	2297.51	207.15	2289.32	-229.84	416.52	0.0234	0.7347	-0.084	0.0103	0.7443	-0.084	0.7406
4	51.63	4.99	51.92	52.33	6.1	5.45	52.13	5.78	4.97	87.85	2732.42	187.57	2727.39	-193.87	523.46	0.0273	0.8495	-0.084	0.0098	0.8605	-0.084	0.6821
5	60.74	4.99	60.99	61.34	5.19	4.65	61.16	4.92	5.81	52.63	1612.34	85.84	1610.92	-81.29	339.27	0.0305	0.933	-0.084	0.0093	0.9451	-0.084	0.6208

--- DINAMICA GLOBALA A ROTORULUI ---

lambda	omega	Mt1	At1	Pt1
11.0	3.64	29165.11	24123.24	88570.74

odul turbinei: ccae500-V18
 Numarul de palete: 3
 Unghiul delta beta: 0
 Rugozitate: 0
 Numarul Reynolds: 10⁶
 Densitatea aerului: 1.1
 K Dif: 0.9
 Numarul de sectiuni: 6

Raza	Coarda	Beta	Ax	CodProfil
4.0	1.82	26.2	0.3	4.0403530
7.0	1.505	14.92	0.3	4.0403330
10.0	1.19	8.24	0.3	4.0403130
14.0	0.875	3.19	0.3	4.0402930
17.0	0.718	0.81	0.3	4.0402730
19.0	0.613	-0.38	0.3	4.0402530

***** l= 3 n= 29 v= 19.23 *****

CINEMATICA ROTORULUI										DINAMICA ROTORULUI												
j	u	v3	w1	w3	beta1	beta3	winf	betainf	i	Ex	Fy	Ft	Fa	M14	Max	Cxfin	Cyfin	Cmfin	cx	cy	cm	rand
0	12.15	18.12	22.75	24.61	57.72	44.71	23.53	50.96	24.76	238.81	2049.25	1441.14	1476.34	-157.54	-160.1	0.2874	2.4659	-0.1042	0.1259	2.5008	-0.1042	0.9055
1	21.26	17.67	28.67	30.25	42.14	34.91	29.4	38.43	23.51	527.94	5210.61	2824.93	4410.09	-315.07	-82.24	0.246	2.4278	-0.0975	0.0895	2.4623	-0.0975	0.8723
2	30.37	17.4	35.95	36.47	32.35	28.34	36.19	30.33	22.09	1330.61	5404.43	1580.38	5336.73	-482.28	495.79	0.4436	1.8017	-0.1351	0.3574	1.8273	-0.1351	0.5791
3	42.52	17.34	46.66	46.82	24.34	21.7	46.73	23.02	19.83	1761.97	5446.59	508.06	5701.91	-441.23	883.77	0.4791	1.4809	-0.1371	0.4209	1.5019	-0.1371	0.2386
4	51.63	17.33	55.09	55.21	20.43	18.27	55.14	19.35	18.54	1247.39	4452.42	298.44	4614.21	-274.2	810.72	0.4155	1.4832	-0.1272	0.3571	1.5043	-0.1272	0.2023
5	57.7	17.32	60.82	60.88	18.43	16.52	60.84	17.48	17.86	490.3	1818.53	78.47	1881.83	-94.02	361.12	0.3932	1.4583	-0.1231	0.3367	1.479	-0.1231	0.1437

--- DINAMICA GLOBALA A ROTORULUI ---

lambda	omega	Mt1	At1	Pt1
3.0	3.04	165060.78	70263.32	501268.62

***** l= 4 n= 29 v= 14.43 *****

CINEMATICA ROTORULUI										DINAMICA ROTORULUI												
j	u	v3	w1	w3	beta1	beta3	winf	betainf	i	Ex	Fy	Ft	Fa	M14	Max	Cxfin	Cyfin	Cmfin	cx	cy	cm	rand
0	12.15	13.95	18.86	21.58	49.9	36.98	20.09	43.0	16.8	69.61	1195.69	764.6	921.91	-92.67	-92.66	0.1148	1.9725	-0.084	0.0115	2.0005	-0.084	0.9376
1	21.26	13.31	25.69	27.46	34.16	28.22	26.54	31.09	16.17	189.77	3348.7	1566.66	2965.7	-221.11	-34.23	0.1085	1.9147	-0.084	0.0112	1.9418	-0.084	0.906
2	30.37	13.11	33.62	34.69	25.41	21.98	34.14	23.67	15.43	336.81	4777.57	1609.26	4510.98	-281.1	293.04	0.1262	1.7894	-0.0885	0.0411	1.8148	-0.0885	0.8391
3	42.52	13.03	44.9	45.49	18.74	16.58	45.18	17.66	14.47	596.35	5416.65	1074.54	5342.38	-290.59	730.7	0.1734	1.5751	-0.0966	0.1075	1.5975	-0.0966	0.6541
4	51.63	13.01	53.6	54.06	15.61	13.89	53.83	14.75	13.94	458.52	4422.1	682.39	4393.13	-194.74	727.61	0.1603	1.5459	-0.0948	0.0968	1.5678	-0.0948	0.6061
5	57.7	13.0	59.48	59.84	14.04	12.53	59.65	13.28	13.66	186.9	1827.91	238.02	1821.96	-69.11	337.58	0.1559	1.5249	-0.0941	0.0942	1.5465	-0.0941	0.5668

--- DINAMICA GLOBALA A ROTORULUI ---

lambda	omega	Mt1	At1	Pt1
4.0	3.04	183852.69	59868.15	558337.25

***** l= 5 n= 29 v= 11.54 *****

CINEMATICA ROTORULUI										DINAMICA ROTORULUI												
j	u	v3	w1	w3	beta1	beta3	winf	betainf	i	Fx	Fy	Ft	Fa	M14	Max	Cxfin	Cyfin	Cmfin	cx	cy	cm	rand
0	12.15	11.04	16.76	18.97	43.53	33.19	17.79	38.04	11.84	34.19	716.27	414.42	585.2	-72.66	-38.36	0.0719	1.507	-0.084	0.0116	1.5284	-0.084	0.939
1	21.26	10.6	24.19	25.57	28.5	23.97	24.86	26.17	11.25	103.07	2227.73	889.95	2044.84	-194.0	24.14	0.0672	1.4517	-0.084	0.0112	1.4723	-0.084	0.9058
2	30.37	10.49	32.49	33.5	20.81	18.06	32.98	19.41	11.17	165.1	3602.16	1041.62	3452.23	-249.1	258.1	0.0663	1.4455	-0.084	0.0108	1.466	-0.084	0.87
3	42.52	10.43	44.05	44.72	15.19	13.43	44.38	14.3	11.11	249.02	4709.43	921.96	4625.01	-248.1	630.74	0.0751	1.4193	-0.0855	0.0216	1.4395	-0.0855	0.7926
4	51.63	10.42	52.9	53.44	12.6	11.21	53.16	11.9	11.09	211.46	3950.51	607.73	3909.2	-171.46	647.49	0.0758	1.4157	-0.0856	0.0226	1.4358	-0.0856	0.746
5	57.7	10.41	58.84	59.28	11.31	10.09	59.06	10.7	11.08	89.77	1660.7	220.06	1648.5	-61.65	305.57	0.0764	1.4133	-0.0857	0.0234	1.4334	-0.0857	0.7139

--- DINAMICA GLOBALA A ROTORULUI ---

lambda	omega	Mt1	At1	Pt1
5.0	3.04	137170.56	48794.96	416569.53

***** l= 6 n= 29 v= 9.62 *****

CINEMATICA ROTORULUI										DINAMICA ROTORULUI												
j	u	v3	w1	w3	beta1	beta3	winf	betainf	i	Fx	Fy	Ft	Fa	M14	Max	Cxfin	Cyfin	Cmfin	cx	cy	cm	rand
0	12.15	9.04	15.49	17.12	38.37	30.36	16.27	34.17	7.97	18.26	451.35	238.36	383.7	-60.75	-9.21	0.046	1.1359	-0.084	0.0117	1.152	-0.084	0.9404
1	21.26	8.79	23.33	24.4	24.34	20.78	23.85	22.52	7.6	61.37	1556.08	539.31	1460.92	-178.61	59.96	0.0434	1.1014	-0.084	0.0112	1.117	-0.084	0.9049
2	30.37	8.73	31.86	32.7	17.57	15.35	32.27	16.45	8.21	111.01	2769.05	677.44	2687.2	-238.47	245.39	0.0465	1.1607	-0.084	0.0108	1.1772	-0.084	0.8642
3	42.52	8.7	43.59	44.22	12.75	11.29	43.9	12.01	8.82	161.96	3964.14	666.49	3911.07	-238.63	560.71	0.0499	1.221	-0.084	0.0103	1.2383	-0.084	0.808
4	51.63	8.68	52.51	53.04	10.55	9.39	52.78	9.97	9.16	142.01	3449.8	457.34	3422.29	-165.84	581.54	0.0516	1.2546	-0.084	0.0099	1.2724	-0.084	0.7658
5	57.7	8.68	58.5	58.94	9.46	8.44	58.72	8.95	9.33	60.84	1477.74	169.83	1469.21	-59.76	276.8	0.0524	1.2723	-0.084	0.0094	1.2904	-0.084	0.7386

--- DINAMICA GLOBALA A ROTORULUI ---

lambda	omega	Mt1	At1	Pt1
6.0	3.04	95506.63	40003.18	290041.5

***** l= 7 n= 29 v= 8.24 *****

CINEMATICA ROTORULUI										DINAMICA ROTORULUI												
j	u	v3	w1	w3	beta1	beta3	winf	betainf	i	Fx	Fy	Ft	Fa	M14	Max	Cxfin	Cyfin	Cmfin	cx	cy	cm	rand
0	12.15	7.64	14.68	15.83	34.16	27.95	15.23	30.94	4.74	10.34	286.47	138.4	251.03	-53.26	8.86	0.0297	0.8233	-0.084	0.0117	0.8339	-0.084	0.9398
1	21.26	7.51	22.8	23.61	21.19	18.31	23.2	19.73	4.81	39.48	1109.41	337.35	1057.61	-168.93	84.34	0.0295	0.8302	-0.084	0.0112	0.842	-0.084	0.9008
2	30.37	7.48	31.47	32.18	15.19	13.33	31.82	14.25	6.01	80.26	2198.16	463.19	2150.3	-231.82	237.32	0.0346	0.9478	-0.084	0.0108	0.9613	-0.084	0.8562
3	42.52	7.45	43.31	43.88	10.97	9.73	43.59	10.35	7.16	128.5	3394.53	483.37	3362.39	-235.26	511.07	0.0401	1.0605	-0.084	0.0103	1.0756	-0.084	0.7927
4	51.63	7.44	52.28	52.78	9.07	8.08	52.53	8.57	7.76	117.49	3051.07	338.69	3034.49	-164.28	531.93	0.0431	1.1201	-0.064	0.0098	1.136	-0.084	0.7446
5	57.7	7.44	58.29	58.71	8.13	7.26	58.5	7.69	8.07	51.35	1327.08	126.76	1322.01	-59.31	254.23	0.0445	1.1512	-0.084	0.0094	1.1675	-0.084	0.7135

--- DINAMICA GLOBALA A ROTORULUI ---

lambda	omega	Mt1	At1	Pt1
7.0	3.04	67440.66	33533.49	204808.72

***** l= 8 n= 29 v= 7.21 *****

CINEMATICA ROTORULUI										DINAMICA ROTORULUI												
j	u	v3	w1	w3	beta1	beta3	winf	betainf	i	Fx	Fy	Ft	Fa	M14	Max	Cxfin	Cyfin	Cmfin	cx	cy	cm	rand
0	12.15	6.61	14.13	14.88	30.7	25.86	14.49	28.22	2.02	6.29	175.39	77.38	157.52	-48.21	21.02	0.02	0.5562	-0.084	0.0117	0.5641	-0.084	0.9331
1	21.26	6.55	22.45	23.05	18.74	16.36	22.74	17.53	2.61	27.37	790.7	212.12	762.21	-162.39	102.1	0.0213	0.6156	-0.084	0.0112	0.6243	-0.084	0.8904
2	30.37	6.54	31.21	31.81	13.36	11.77	31.51	12.56	4.32	61.51	1781.71	327.4	1752.45	-227.35	231.81	0.027	0.7834	-0.084	0.0108	0.7945	-0.084	0.845
3	42.52	6.52	43.12	43.65	9.63	8.55	43.38	9.09	5.9	106.64	2974.04	364.41	2953.56	-233.02	474.66	0.0336	0.9381	-0.084	0.0103	0.9514	-0.084	0.7758
4	51.63	6.52	52.13	52.59	7.95	7.09	52.36	7.52	6.71	101.01	2755.47	260.44	2744.99	-163.24	495.27	0.0373	1.0181	-0.084	0.0098	1.0325	-0.084	0.7223
5	57.7	6.51	58.15	58.56	7.13	6.36	58.35	6.74	7.12	44.89	1215.17	98.11	1212.03	-59.02	237.5	0.0391	1.0594	-0.084	0.0093	1.0744	-0.084	0.6876

--- DINAMICA GLOBALA A ROTORULUI ---

lambda	omega	Mt1	At1	Pt1
8.0	3.04	49385.04	28748.3	149976.08

***** l= 9 n= 29 v= 6.41 *****

CINEMATICA ROTORULUI										DINAMICA ROTORULUI												
j	u	v3	w1	w3	beta1	beta3	winf	betainf	i	Fx	Fy	Ft	Fa	M14	Max	Cxfin	Cyfin	Cmfin	cx	cy	cm	rand
0	12.15	5.82	13.74	14.16	27.82	24.05	13.94	25.91	-0.29	4.27	96.04	38.12	88.25	-44.61	29.72	0.0146	0.3291	-0.084	0.0117	0.3338	-0.084	0.9085
1	21.26	5.8	22.2	22.63	16.78	14.77	22.41	15.77	0.85	20.51	551.59	130.14	536.41	-157.72	115.67	0.0164	0.4421	-0.084	0.0112	0.4484	-0.084	0.8683
2	30.37	5.81	31.04	31.55	11.92	10.54	31.29	11.22	2.98	49.49	1464.05	236.44	1445.68	-224.18	227.84	0.0221	0.6528	-0.084	0.0108	0.6621	-0.084	0.8297
3	42.52	5.8	43.0	43.48	8.58	7.63	43.24	8.1	4.91	91.57	2650.59	282.73	2637.06	-231.43	446.79	0.0291	0.8418	-0.084	0.0103	0.8537	-0.084	0.7572
4	51.63	5.79	52.02	52.46	7.08	6.31	52.24	6.69	5.88	89.32	2527.41	205.94	2520.59	-162.51	467.06	0.0332	0.938	-0.084	0.0098	0.9513	-0.084	0.6989
5	57.7	5.79	58.06	58.45	6.34	5.67	58.25	6.0	6.38	40.24	1128.71	77.99	1126.74	-58.81	224.59	0.0352	0.9874	-0.084	0.0093	1.0014	-0.084	0.6609

--- DINAMICA GLOBALA A ROTORULUI ---

lambda	omega	Mt1	At1	Pt1
9.0	3.04	37107.07	25064.17	112689.44

***** l= 10 n= 29 v= 5.77 *****

CINEMATICA ROTORULUI										DINAMICA ROTORULUI												
j	u	v3	w1	w3	beta1	beta3	winf	betainf	i	Fx	Fy	Ft	Fa	M14	Max	Cxfin	Cyfin	Cmfin	cx	cy	cm	rand
0	12.15	5.21	13.45	13.59	25.41	22.46	13.52	23.93	-2.27	3.35	36.74	11.83	34.94	-41.94	36.24	0.0122	0.1339	-0.084	0.0117	0.1358	-0.084	0.7943
1	21.26	5.21	22.03	22.31	15.19	13.46	22.17	14.32	-0.6	16.63	365.38	74.24	358.14	-154.26	126.4	0.0136	0.2994	-0.084	0.0112	0.3037	-0.084	0.8216
2	30.37	5.22	30.91	31.34	10.76	9.54	31.13	10.14	1.9	41.47	1213.51	172.89	1201.84	-221.84	224.87	0.0187	0.5468	-0.084	0.0108	0.5546	-0.084	0.809
3	42.52	5.22	42.91	43.35	7.73	6.88	43.13	7.3	4.11	80.71	2393.89	224.21	2384.73	-230.27	424.77	0.0258	0.7641	-0.084	0.0103	0.7749	-0.084	0.7369
4	51.63	5.22	51.95	52.37	6.38	5.69	52.16	6.03	5.22	80.68	2346.03	166.33	2341.52	-161.98	444.67	0.03	0.8736	-0.084	0.0098	0.8859	-0.084	0.6746
5	57.7	5.21	57.99	58.37	5.71	5.1	58.18	5.41	5.79	36.77	1059.89	63.26	1058.64	-58.66	214.33	0.0322	0.9296	-0.084	0.0093	0.9428	-0.084	0.6334

--- DINAMICA GLOBALA A ROTORULUI ---

lambda	omega	Mt1	At1	Pt1
10.0	3.04	28392.81	22139.46	86225.36

odul turbinei: ccae500-V22
 Numarul de palete: 3
 Unghiul delta beta: 0
 Rugozitate: 0
 Numarul Reynolds: 10^6
 Densitatea aerului: 1.1
 K Dif: 0.9
 Numarul de sectiuni: 6

Raza	Coarda	Beta	Ax	CodProfil
4.0	2.08	30.8	0.3	4.0403530
7.0	1.72	17.61	0.3	4.0403330
10.0	1.36	9.548	0.3	4.0403130
14.0	1.0	2.91	0.3	4.0402930
17.0	0.82	-0.506	0.3	4.0402730
20.0	0.64	-2.354	0.3	4.0402530

***** l= 3 n= 29 v= 20.25 *****

CINEMATICA ROTORULUI										DINAMICA ROTORULUI												
j	u	v3	w1	w3	beta1	beta3	winf	betainf	i	Fx	Fy	Ft	Fa	M14	Max	Cxfin	Cyfin	Cmfin	cx	cy	cm	rand
0	12.15	19.55	23.61	26.5	59.04	43.44	24.82	50.79	19.99	164.09	2388.82	1747.09	1637.39	-185.35	-340.19	0.1552	2.259	-0.0843	0.013	2.2926	-0.0843	0.944
1	21.26	18.71	29.36	31.34	43.6	35.55	30.27	39.45	21.84	509.97	6178.17	3531.54	5094.91	-397.18	-405.98	0.1961	2.3756	-0.0888	0.0388	2.4109	-0.0888	0.8997
2	30.37	18.36	36.5	37.39	33.69	29.17	36.91	31.4	21.85	1255.43	7127.81	2642.21	6737.99	-579.19	294.08	0.3519	1.998	-0.1194	0.2407	2.0277	-0.1194	0.7115
3	42.52	18.25	47.09	47.21	25.46	22.7	47.14	24.08	21.17	2499.25	5970.31	154.28	6470.48	-647.36	945.88	0.5843	1.3958	-0.1513	0.53	1.4165	-0.1513	0.0633
4	51.63	18.24	55.45	55.49	21.41	19.17	55.46	20.29	20.8	2484.19	5528.34	-412.96	6046.75	-515.19	1040.38	0.5968	1.3282	-0.151	0.5477	1.348	-0.151	-0.2154
5	60.74	18.23	64.02	64.0	18.43	16.54	64.0	17.49	19.84	1200.38	2851.57	-287.94	3080.49	-198.48	597.7	0.555	1.3185	-0.1434	0.5066	1.3381	-0.1434	-0.336

--- DINAMICA GLOBALA A ROTORULUI ---

lambda	omega	Mt1	At1	Pt1
3.0	3.04	142536.3	87204.02	432864.6

***** l= 4 n= 29 v= 15.18 *****

CINEMATICA ROTORULUI										DINAMICA ROTORULUI												
j	u	v3	w1	w3	beta1	beta3	winf	betainf	i	Fx	Fy	Ft	Fa	M14	Max	Cxfin	Cyfin	Cmfin	cx	cy	cm	rand
0	12.15	14.78	19.45	22.43	51.34	37.54	20.79	43.94	13.14	63.49	1208.29	792.8	914.04	-129.55	-136.28	0.0856	1.6296	-0.084	0.0116	1.6539	-0.084	0.9455
1	21.26	14.04	26.12	28.04	35.54	29.17	27.04	32.24	14.63	204.4	3672.95	1786.47	3215.72	-299.82	-177.66	0.0985	1.7699	-0.084	0.0112	1.7963	-0.084	0.9118
2	30.37	13.84	33.95	35.29	26.57	22.78	34.6	24.64	15.09	326.96	5672.6	2067.58	5292.49	-359.58	132.67	0.1043	1.8096	-0.0843	0.013	1.8365	-0.0843	0.8743
3	42.52	13.72	45.15	45.84	19.65	17.34	45.49	18.49	15.58	890.92	6343.72	1166.91	6298.8	-408.16	725.35	0.2237	1.5928	-0.1025	0.153	1.6165	-0.1025	0.58
4	51.63	13.7	53.81	54.34	16.39	14.56	54.07	15.47	15.98	1022.22	6167.51	660.18	6216.69	-345.46	931.38	0.2584	1.5591	-0.1065	0.1907	1.5823	-0.1065	0.4012
5	60.74	13.69	62.61	62.97	14.04	12.53	62.78	13.28	15.64	528.71	3186.09	217.45	3222.33	-140.42	586.47	0.254	1.5308	-0.1054	0.1887	1.5536	-0.1054	0.2971

--- DINAMICA GLOBALA A ROTORULUI ---

lambda	omega	Mt1	At1	Pt1
4.0	3.04	204783.53	75480.2	621901.56

***** l= 5 n= 29 v= 12.15 *****

CINEMATICA ROTORULUI										DINAMICA ROTORULUI												
j	u	v3	w1	w3	beta1	beta3	winf	betainf	i	Fx	Fy	Ft	Fa	M14	Max	Cxfin	Cyfin	Cmfin	cx	cy	cm	rand
0	12.15	11.56	17.18	19.29	45.0	34.53	18.16	39.46	8.66	29.4	680.1	409.55	543.76	-98.85	-50.77	0.052	1.2021	-0.084	0.0117	1.22	-0.084	0.9475
1	21.26	11.16	24.48	25.91	29.74	24.95	25.18	27.28	9.67	104.92	2338.63	978.68	2126.59	-259.92	-44.1	0.0583	1.3	-0.084	0.0112	1.3193	-0.084	0.913
2	30.37	11.06	32.71	33.85	21.8	18.84	33.27	20.3	10.75	190.39	4068.04	1232.56	3881.5	-331.01	168.29	0.0657	1.404	-0.084	0.0108	1.4249	-0.084	0.8735
3	42.52	11.0	44.22	45.03	15.95	14.05	44.62	14.99	12.08	375.67	5679.09	1105.91	5583.02	-335.09	619.04	0.098	1.4818	-0.0874	0.0368	1.5039	-0.0874	0.7529
4	51.63	10.97	53.04	53.71	13.24	11.75	53.37	12.49	12.99	496.44	5842.29	778.65	5811.41	-287.0	842.02	0.1288	1.5162	-0.0908	0.0648	1.5387	-0.0908	0.6163
5	60.74	10.96	61.94	62.43	11.31	10.08	62.18	10.7	13.05	276.37	3078.61	299.77	3076.42	-119.52	550.53	0.1354	1.5079	-0.0915	0.072	1.5303	-0.0915	0.5247

--- DINAMICA GLOBALA A ROTORULUI ---

lambda	omega	Mt1	At1	Pt1
5.0	3.04	166589.3	63068.12	505910.5

***** l= 6 n= 29 v= 10.12 *****

CINEMATICA ROTORULUI										DINAMICA ROTORULUI												
j	u	v3	w1	w3	beta1	beta3	winf	betainf	i	Fx	Fy	Ft	Fa	M14	Max	Cxfin	Cyfin	Cmfin	cx	cy	cm	rand
0	12.15	9.44	15.81	17.22	39.81	31.95	16.48	35.71	4.91	14.6	390.67	216.18	325.74	-81.39	-4.56	0.0313	0.8387	-0.084	0.0117	0.8512	-0.084	0.948
1	21.26	9.25	23.55	24.59	25.46	21.75	24.05	23.57	5.96	59.0	1545.59	563.88	1440.27	-237.22	36.29	0.0359	0.9414	-0.084	0.0112	0.9554	-0.084	0.9125
2	30.37	9.2	32.01	32.95	18.43	16.05	32.47	17.23	7.68	124.35	3061.7	787.98	2961.18	-315.36	192.89	0.045	1.1091	-0.084	0.0108	1.1256	-0.084	0.869
3	42.52	9.17	43.7	44.5	13.39	11.81	44.1	12.6	9.69	216.64	4876.87	852.15	4806.73	-314.55	558.39	0.0579	1.3029	-0.084	0.0106	1.3223	-0.084	0.8012
4	51.63	9.15	52.61	53.3	11.09	9.84	52.95	10.46	10.97	288.24	5335.94	685.62	5299.56	-265.56	772.47	0.076	1.4065	-0.0854	0.0208	1.4274	-0.0854	0.7075
5	60.74	9.14	61.58	62.1	9.46	8.44	61.84	8.95	11.3	169.27	2880.19	280.71	2871.47	-111.27	514.5	0.0838	1.4265	-0.0861	0.0271	1.4478	-0.0861	0.6267

--- DINAMICA GLOBALA A ROTORULUI ---

lambda	omega	Mt1	At1	Pt1
6.0	3.04	125674.58	53114.83	381657.72

***** l= 7 n= 29 v= 8.68 *****

CINEMATICA ROTORULUI										DINAMICA ROTORULUI												
j	u	v3	w1	w3	beta1	beta3	winf	betainf	i	Fx	Fy	Ft	Fa	M14	Max	Cxfin	Cyfin	Cmfin	cx	cy	cm	rand
0	12.15	7.96	14.93	15.76	35.54	29.7	15.33	32.54	1.74	7.87	212.95	107.9	183.76	-70.42	23.57	0.0195	0.5283	-0.084	0.0117	0.5362	-0.084	0.9421
1	21.26	7.89	22.96	23.69	22.2	19.25	23.32	20.7	3.09	36.2	1021.49	327.26	968.32	-222.92	90.12	0.0235	0.6621	-0.084	0.0112	0.6719	-0.084	0.9062
2	30.37	7.88	31.58	32.35	15.95	13.97	31.96	14.95	5.4	87.52	2374.6	527.83	2316.85	-305.54	210.56	0.0327	0.8878	-0.084	0.0108	0.9011	-0.084	0.8619
3	42.52	7.86	43.39	44.12	11.53	10.2	43.75	10.86	7.95	170.52	4186.82	621.36	4143.97	-309.52	518.86	0.0463	1.1363	-0.084	0.0103	1.1532	-0.084	0.7877
4	51.63	7.85	52.35	53.02	9.54	8.47	52.68	9.0	9.51	210.85	4833.23	547.95	4806.7	-258.72	717.88	0.0561	1.287	-0.084	0.01	1.3062	-0.084	0.7246
5	60.74	7.84	61.35	61.88	8.13	7.25	61.62	7.69	10.04	123.22	2676.54	235.95	2668.97	-108.13	482.85	0.0615	1.3352	-0.0843	0.0118	1.355	-0.0843	0.659

--- DINAMICA GLOBALA A ROTORULUI ---

lambda	omega	Mt1	At1	Pt1
7.0	3.04	92202.09	45265.7	280006.03

***** l= 8 n= 29 v= 7.59 *****

CINEMATICA ROTORULUI									DINAMICA ROTORULUI													
j	u	v3	w1	w3	beta1	beta3	winf	betainf	i	Fx	Fy	Ft	Fa	M14	Max	Cxfin	Cyfin	Cmfin	cx	cy	cm	rand
0	12.15	6.89	14.32	14.69	32.01	27.71	14.5	29.83	-0.97	4.93	94.71	42.84	84.61	-63.02	42.19	0.0137	0.2626	-0.084	0.0117	0.2665	-0.084	0.9092
1	21.26	6.87	22.57	23.05	19.65	17.25	22.8	18.44	0.83	24.56	649.32	182.06	623.76	-213.24	128.83	0.0166	0.44	-0.084	0.0112	0.4465	-0.084	0.8865
2	30.37	6.88	31.3	31.93	14.04	12.36	31.61	13.19	3.64	65.57	1874.66	363.85	1840.18	-298.93	223.94	0.0251	0.7164	-0.084	0.0108	0.7271	-0.084	0.8507
3	42.52	6.88	43.19	43.85	10.12	8.97	43.52	9.54	6.63	140.83	3676.8	470.53	3649.29	-306.2	490.04	0.0386	1.0086	-0.084	0.0103	1.0236	-0.084	0.7721
4	51.63	6.87	52.18	52.82	8.37	7.43	52.5	7.9	8.4	181.63	4403.99	425.14	4387.18	-256.85	675.23	0.0487	1.181	-0.084	0.0098	1.1986	-0.084	0.7027
5	60.74	6.86	61.21	61.73	7.13	6.36	61.47	6.74	9.09	105.41	2490.77	187.59	2485.93	-107.25	455.95	0.0528	1.2486	-0.084	0.0094	1.2671	-0.084	0.6418

--- DINAMICA GLOBALA A ROTORULUI ---

lambda	omega	Mt1	At1	Pt1
8.0	3.04	67952.43	39212.83	206362.89

***** l= 9 n= 29 v= 6.75 *****

CINEMATICA ROTORULUI									DINAMICA ROTORULUI													
j	u	v3	w1	w3	beta1	beta3	winf	betainf	i	Fx	Fy	Ft	Fa	M14	Max	Cxfin	Cyfin	Cmfin	cx	cy	cm	rand
0	12.15	6.08	13.9	13.87	29.05	25.96	13.88	27.51	-3.29	3.89	11.18	1.71	11.71	-57.76	55.3	0.0118	0.0338	-0.084	0.0117	0.0343	-0.084	0.3315
1	21.26	6.09	22.3	22.57	17.61	15.61	22.43	16.61	-1.0	18.75	371.14	88.1	361.02	-206.33	158.08	0.0131	0.2599	-0.084	0.0112	0.2638	-0.084	0.8306
2	30.37	6.11	31.11	31.63	12.53	11.07	31.37	11.79	2.25	51.84	1494.04	254.64	1473.09	-294.23	234.47	0.0201	0.5801	-0.084	0.0108	0.5887	-0.084	0.8338
3	42.52	6.12	43.05	43.65	9.02	8.0	43.35	8.5	5.59	120.29	3284.97	366.86	3266.63	-303.87	468.12	0.0333	0.9081	-0.084	0.0103	0.9216	-0.084	0.7551
4	51.63	6.11	52.07	52.67	7.45	6.62	52.37	7.03	7.54	161.0	4072.42	338.79	4061.5	-255.57	642.45	0.0434	1.0976	-0.084	0.0098	1.1139	-0.084	0.6795
5	60.74	6.1	61.11	61.61	6.34	5.66	61.36	6.0	8.35	95.41	2340.31	149.64	2337.47	-106.87	434.51	0.048	1.1772	-0.084	0.0094	1.1948	-0.084	0.612

--- DINAMICA GLOBALA A ROTORULUI ---

lambda	omega	Mt1	At1	Pt1
9.0	3.04	51174.43	34534.25	155410.23

Modelul turbinei: ccae500-V25

Numarul de palete: 3
 Unghiul delta beta: 0
 Rugozitate: 0
 Numarul Reynolds: 10⁶
 Densitatea aerului: 1.1
 K Dif: 0.9
 Numarul de sectiuni: 6

Raza	Coarda	Beta	Ax	CodProfil
4.0	2.6	30.0	0.3	4.0403530
7.0	2.15	18.01	0.3	4.0403330
10.0	1.7	10.68	0.3	4.0403130
14.0	1.25	4.65	0.3	4.0402930
17.0	1.025	1.54	0.3	4.0402730
20.0	0.8	-0.89	0.3	4.0402530

***** l= 2 n= 29 v= 30.37 *****

CINEMATICA ROTORULUI										DINAMICA ROTORULUI												
j	u	v3	w1	w3	beta1	beta3	winf	betainf	i	Fx	Fy	Ft	Fa	M14	Max	Cxfin	Cyfin	Cmfin	cx	cy	cm	rand
0	12.15	27.81	32.71	32.33	68.2	57.71	32.38	62.99	32.19	1399.99	13704.89	2664.84	2929.99	-741.4	-73.68	0.778	2.0588	-0.1981	0.6599	2.0895	-0.1981	0.8074
1	21.26	27.45	37.07	36.26	55.01	48.91	36.61	51.99	34.38	4023.04	6144.63	2364.54	6953.43	-1651.8	853.0	1.0574	1.615	-0.2524	0.9847	1.6391	-0.2524	0.4884
2	30.37	27.38	42.95	42.08	45.0	40.5	42.48	42.77	33.23	5862.72	5321.79	-689.25	7887.83	Nr.mare	1569.88	1.2409	1.1264	-0.2774	1.2055	1.1431	-0.2774	-0.1907
3	42.52	27.35	52.25	51.4	35.54	32.13	51.8	33.85	30.94	6014.22	5655.26	Nr.mare	8046.59	Nr.mare	1607.74	1.1644	1.0949	-0.2565	1.131	1.1112	-0.2565	-0.5859
4	51.63	27.34	59.9	59.09	30.47	27.55	59.48	29.02	29.52	5342.0	5131.6	Nr.mare	7078.71	-956.29	1443.8	1.1161	1.0722	-0.2437	1.0841	1.0881	-0.2437	-0.8767
5	60.74	27.34	67.91	67.11	26.57	24.03	67.49	25.31	27.66	2528.74	2497.73	Nr.mare	3338.96	-349.09	698.78	1.0513	1.0384	-0.2268	1.0213	1.0539	-0.2268	-1.1412

--- DINAMICA GLOBALA A ROTORULUI ---

lambda	omega	Mt1	At1	Pt1
2.0	3.04	-200947.6	108706.54	-610252.3

***** l= 3 n= 29 v= 20.25 *****

CINEMATICA ROTORULUI										DINAMICA ROTORULUI												
j	u	v3	w1	w3	beta1	beta3	winf	betainf	i	Fx	Fy	Ft	Fa	M14	Max	Cxfin	Cyfin	Cmfin	cx	cy	cm	rand
0	12.15	19.55	23.61	26.5	59.04	43.44	24.82	50.79	19.99	164.09	2388.82	1747.09	1637.39	-185.35	-340.19	0.1552	2.259	-0.0843	0.013	2.2926	-0.0843	0.944
1	21.26	18.71	29.36	31.34	43.6	35.55	30.27	39.45	21.84	509.97	6178.17	3531.54	5094.91	-397.18	-405.98	0.1961	2.3756	-0.0888	0.0388	2.4109	-0.0888	0.8997
2	30.37	18.36	36.5	37.39	33.69	29.17	36.91	31.4	21.85	1255.43	7127.81	2642.21	6737.99	-579.19	294.08	0.3519	1.998	-0.1194	0.2407	2.0277	-0.1194	0.7115
3	42.52	18.25	47.09	47.21	25.46	22.7	47.14	24.08	21.17	2499.25	5970.31	154.28	6470.48	-647.36	945.88	0.5843	1.3958	-0.1513	0.53	1.4165	-0.1513	0.0633
4	51.63	18.24	55.45	55.49	21.41	19.17	55.46	20.29	20.8	2484.19	5528.34	-412.96	6046.75	-515.19	1040.38	0.5968	1.3282	-0.151	0.5477	1.348	-0.151	-0.2154
5	60.74	18.23	64.02	64.0	18.43	16.54	64.0	17.49	19.84	1200.38	2851.57	-287.94	3080.49	-198.48	597.7	0.555	1.3185	-0.1434	0.5066	1.3381	-0.1434	-0.336

--- DINAMICA GLOBALA A ROTORULUI ---

lambda	omega	Mt1	At1	Pt1
3.0	3.04	142536.3	87204.02	432864.6

***** l= 4 n= 29 v= 15.18 *****

CINEMATICA ROTORULUI										DINAMICA ROTORULUI												
j	u	v3	w1	w3	beta1	beta3	winf	betainf	i	Fx	Fy	Ft	Fa	M14	Max	Cxfin	Cyfin	Cmfin	cx	cy	cm	rand
0	12.15	14.78	19.45	22.43	51.34	37.54	20.79	43.94	13.14	63.49	1208.29	792.8	914.04	-129.55	-136.28	0.0856	1.6296	-0.084	0.0116	1.6539	-0.084	0.9455
1	21.26	14.04	26.12	28.04	35.54	29.17	27.04	32.24	14.63	204.4	3672.95	1786.47	3215.72	-299.82	-177.66	0.0985	1.7699	-0.084	0.0112	1.7963	-0.084	0.9118
2	30.37	13.84	33.95	35.29	26.57	22.78	34.6	24.64	15.09	326.96	5672.6	2067.58	5292.49	-359.58	132.67	0.1043	1.8096	-0.0843	0.013	1.8365	-0.0843	0.8743
3	42.52	13.72	45.15	45.84	19.65	17.34	45.49	18.49	15.58	890.92	6343.72	1166.91	6298.8	-408.16	725.35	0.2237	1.5928	-0.1025	0.153	1.6165	-0.1025	0.58
4	51.63	13.7	53.81	54.34	16.39	14.56	54.07	15.47	15.98	1022.22	6167.51	660.18	6216.69	-345.46	931.38	0.2584	1.5591	-0.1065	0.1907	1.5823	-0.1065	0.4012
5	60.74	13.69	62.61	62.97	14.04	12.53	62.78	13.28	15.64	528.71	3186.09	217.45	3222.33	-140.42	586.47	0.254	1.5308	-0.1054	0.1887	1.5536	-0.1054	0.2971

--- DINAMICA GLOBALA A ROTORULUI ---

lambda	omega	Mt1	At1	Pt1
4.0	3.04	204783.53	75480.2	621901.56

***** l= 5 n= 29 v= 12.15 *****

CINEMATICA ROTORULUI										DINAMICA ROTORULUI												
j	u	v3	w1	w3	beta1	beta3	winf	betainf	i	Fx	Fy	Ft	Fa	M14	Max	Cxfin	Cyfin	Cmfin	cx	cy	cm	rand
0	12.15	11.56	17.18	19.29	45.0	34.53	18.16	39.46	8.66	29.4	680.1	409.55	543.76	-98.85	-50.77	0.052	1.2021	-0.084	0.0117	1.22	-0.084	0.9475
1	21.26	11.16	24.48	25.91	29.74	24.95	25.18	27.28	9.67	104.92	2338.63	978.68	2126.59	-259.92	-44.1	0.0583	1.3	-0.084	0.0112	1.3193	-0.084	0.913
2	30.37	11.06	32.71	33.85	21.8	18.84	33.27	20.3	10.75	190.39	4068.04	1232.56	3881.5	-331.01	168.29	0.0657	1.404	-0.084	0.0108	1.4249	-0.084	0.8735
3	42.52	11.0	44.22	45.03	15.95	14.05	44.62	14.99	12.08	375.67	5679.09	1105.91	5583.02	-335.09	619.04	0.098	1.4818	-0.0874	0.0368	1.5039	-0.0874	0.7529
4	51.63	10.97	53.04	53.71	13.24	11.75	53.37	12.49	12.99	496.44	5842.29	778.65	5811.41	-287.0	842.02	0.1288	1.5162	-0.0908	0.0648	1.5387	-0.0908	0.6163
5	60.74	10.96	61.94	62.43	11.31	10.08	62.18	10.7	13.05	276.37	3078.61	299.77	3076.42	-119.52	550.53	0.1354	1.5079	-0.0915	0.072	1.5303	-0.0915	0.5247

--- DINAMICA GLOBALA A ROTORULUI ---

lambda	omega	Mt1	At1	Pt1
5.0	3.04	166589.3	63068.12	505910.5

***** l= 6 n= 29 v= 10.12 *****

CINEMATICA ROTORULUI										DINAMICA ROTORULUI												
j	u	v3	w1	w3	beta1	beta3	winf	betainf	i	Fx	Fy	Ft	Fa	M14	Max	Cxfin	Cyfin	Cmfin	cx	cy	cm	rand
0	12.15	9.44	15.81	17.22	39.81	31.95	16.48	35.71	4.91	14.6	390.67	216.18	325.74	-81.39	-4.56	0.0313	0.8387	-0.084	0.0117	0.8512	-0.084	0.948
1	21.26	9.25	23.55	24.59	25.46	21.75	24.05	23.57	5.96	59.0	1545.59	563.88	1440.27	-237.22	36.29	0.0359	0.9414	-0.084	0.0112	0.9554	-0.084	0.9125
2	30.37	9.2	32.01	32.95	18.43	16.05	32.47	17.23	7.68	124.35	3061.7	787.98	2961.18	-315.36	192.89	0.045	1.1091	-0.084	0.0108	1.1256	-0.084	0.869
3	42.52	9.17	43.7	44.5	13.39	11.81	44.1	12.6	9.69	216.64	4876.87	852.15	4806.73	-314.55	558.39	0.0579	1.3029	-0.084	0.0106	1.3223	-0.084	0.8012
4	51.63	9.15	52.61	53.3	11.09	9.84	52.95	10.46	10.97	288.24	5335.94	685.62	5299.56	-265.56	772.47	0.076	1.4065	-0.0854	0.0208	1.4274	-0.0854	0.7075
5	60.74	9.14	61.58	62.1	9.46	8.44	61.84	8.95	11.3	169.27	2880.19	280.71	2871.47	-111.27	514.5	0.0838	1.4265	-0.0861	0.0271	1.4478	-0.0861	0.6267

--- DINAMICA GLOBALA A ROTORULUI ---

lambda	omega	Mt1	At1	Pt1
6.0	3.04	125674.58	53114.83	381657.72

***** l= 7 n= 29 v= 8.68 *****

CINEMATICA ROTORULUI										DINAMICA ROTORULUI												
j	u	v3	w1	w3	beta1	beta3	winf	betainf	i	Fx	Fy	Ft	Fa	M14	Max	Cxfin	Cyfin	Cmfin	cx	cy	cm	rand
0	12.15	7.96	14.93	15.76	35.54	29.7	15.33	32.54	1.74	7.87	212.95	107.9	183.76	-70.42	23.57	0.0195	0.5283	-0.084	0.0117	0.5362	-0.084	0.9421
1	21.26	7.89	22.96	23.69	22.2	19.25	23.32	20.7	3.09	36.2	1021.49	327.26	968.32	-222.92	90.12	0.0235	0.6621	-0.084	0.0112	0.6719	-0.084	0.9062
2	30.37	7.88	31.58	32.35	15.95	13.97	31.96	14.95	5.4	87.52	2374.6	527.83	2316.85	-305.54	210.56	0.0327	0.8878	-0.084	0.0108	0.9011	-0.084	0.8619
3	42.52	7.86	43.39	44.12	11.53	10.2	43.75	10.86	7.95	170.52	4186.82	621.36	4143.97	-309.52	518.86	0.0463	1.1363	-0.084	0.0103	1.1532	-0.084	0.7877
4	51.63	7.85	52.35	53.02	9.54	8.47	52.68	9.0	9.51	210.85	4833.23	547.95	4806.7	-258.72	717.88	0.0561	1.287	-0.084	0.01	1.3062	-0.084	0.7246
5	60.74	7.84	61.35	61.88	8.13	7.25	61.62	7.69	10.04	123.22	2676.54	235.95	2668.97	-108.13	482.85	0.0615	1.3352	-0.0843	0.0118	1.355	-0.0843	0.659

--- DINAMICA GLOBALA A ROTORULUI ---

lambda	omega	Mt1	At1	Pt1
7.0	3.04	92202.09	45265.7	280006.03

***** l= 8 n= 29 v= 7.59 *****

CINEMATICA ROTORULUI										DINAMICA ROTORULUI												
j	u	v3	w1	w3	beta1	beta3	winf	betainf	i	Fx	Fy	Ft	Fa	M14	Max	Cxfin	Cyfin	Cmfin	cx	cy	cm	rand
0	12.15	6.89	14.32	14.69	32.01	27.71	14.5	29.83	-0.97	4.93	94.71	42.84	84.61	-63.02	42.19	0.0137	0.2626	-0.084	0.0117	0.2665	-0.084	0.9092
1	21.26	6.87	22.57	23.05	19.65	17.25	22.8	18.44	0.83	24.56	649.32	182.06	623.76	-213.24	128.83	0.0166	0.44	-0.084	0.0112	0.4465	-0.084	0.8865
2	30.37	6.88	31.3	31.93	14.04	12.36	31.61	13.19	3.64	65.57	1874.66	363.85	1840.18	-298.93	223.94	0.0251	0.7164	-0.084	0.0108	0.7271	-0.084	0.8507
3	42.52	6.88	43.19	43.85	10.12	8.97	43.52	9.54	6.63	140.83	3676.8	470.53	3649.29	-306.2	490.04	0.0386	1.0086	-0.084	0.0103	1.0236	-0.084	0.7721
4	51.63	6.87	52.18	52.82	8.37	7.43	52.5	7.9	8.4	181.63	4403.99	425.14	4387.18	-256.85	675.23	0.0487	1.181	-0.084	0.0098	1.1986	-0.084	0.7027
5	60.74	6.86	61.21	61.73	7.13	6.36	61.47	6.74	9.09	105.41	2490.77	187.59	2485.93	-107.25	455.95	0.0528	1.2486	-0.084	0.0094	1.2671	-0.084	0.6418

--- DINAMICA GLOBALA A ROTORULUI ---

lambda	omega	Mt1	At1	Pt1
8.0	3.04	67952.43	39212.83	206362.89

***** l= 9 n= 29 v= 6.75 *****

CINEMATICA ROTORULUI										DINAMICA ROTORULUI												
j	u	v3	w1	w3	beta1	beta3	winf	betainf	i	Fx	Fy	Ft	Fa	M14	Max	Cxfin	Cyfin	Cmfin	cx	cy	cm	rand
0	12.15	6.08	13.9	13.87	29.05	25.96	13.88	27.51	-3.29	3.89	11.18	1.71	11.71	-57.76	55.3	0.0118	0.0338	-0.084	0.0117	0.0343	-0.084	0.3315
1	21.26	6.09	22.3	22.57	17.61	15.61	22.43	16.61	-1.0	18.75	371.14	88.1	361.02	-206.33	158.08	0.0131	0.2599	-0.084	0.0112	0.2638	-0.084	0.8306
2	30.37	6.11	31.11	31.63	12.53	11.07	31.37	11.79	2.25	51.84	1494.04	254.64	1473.09	-294.23	234.47	0.0201	0.5801	-0.084	0.0108	0.5887	-0.084	0.8338
3	42.52	6.12	43.05	43.65	9.02	8.0	43.35	8.5	5.59	120.29	3284.97	366.86	3266.63	-303.87	468.12	0.0333	0.9081	-0.084	0.0103	0.9216	-0.084	0.7551
4	51.63	6.11	52.07	52.67	7.45	6.62	52.37	7.03	7.54	161.0	4072.42	338.79	4061.5	-255.57	642.45	0.0434	1.0976	-0.084	0.0098	1.1139	-0.084	0.6795
5	60.74	6.1	61.11	61.61	6.34	5.66	61.36	6.0	8.35	95.41	2340.31	149.64	2337.47	-106.87	434.51	0.048	1.1772	-0.084	0.0094	1.1948	-0.084	0.612

--- DINAMICA GLOBALA A ROTORULUI ---

lambda	omega	Mt1	At1	Pt1
9.0	3.04	51174.43	34534.25	155410.23

8. Concluzii generale

Pe baza unei ample documentări privind aspectele istorice, economice, tehnice, juridice și politice ale evoluției mondiale a valorificării energiei vântului sistematizate în primele două capitole ale tezei se formulează următoarele constatări :

- Investițiile în agregate aeroelectrice de medie și mare putere au o dinamică spectaculoasă și vor constitui evoluții în continuare cu prognoze favorabile elaborate până în anul 2060.
- Tehnologia de valorificare a parcurs în ultimele două decenii o maturizare certă prin agregate comerciale eficiente, cu fiabilitate ridicată, disponibilitate apropiată de 100 % și mentenabilitate ridicată. Sursa eoliană de energie susținută și prin argumente ecologice a devenit competitivă cu sursele clasice de energie.
- Perfecționarea în continuare a tehnologiei este posibilă prin eforturi în sfera cunoașterii proceselor aerodinamice care permit simplificări de componentă în continuare, siguranță în exploatare și reducere în consecință a costurilor și mărirea producției de energie valorificată.

Printr-o analiză a problematicii științifice documentată la zi au fost fundamentate obiectivele tezei de doctorat. Cercetarea științifică a fost concentrată asupra turbinei de vânt, componenta principală a agregatelor aeroelectrice. Din diferitele tipuri de turbine atenția a fost concentrată pe turbina cu ax orizontal, o turbină axială de tip elice cu rotor neîntubat și fără paletaje statorice. Acest tip construit la diferite rapidități prezintă interes dominant comercial în prezent și în viitor.

Rapiditatea ridicată a turbinelor moderne, mult superioară față de domeniul turbinelor hidraulice, duce la situații critice a randamentelor aerodinamice. Problematika plafonării puterii la nivelul celei de instalare prin desprinderea stratului limită și frânarea aerodinamică se adaugă la cea a randamentelor. Aprofundarea cunoașterii fenomenelor aerodinamice legate de aceste problematice constituie obiectivele principale ale tezei.

Cercetarea științifică desfășurată în cadrul tezei a rezolvat următoarele probleme :

- A fost elaborată o nouă teorie a turbinelor neîntubate în urma unei critici argumentate a teoriei clasice a elicei. Noua teorie demonstrează importanța saltului presiunii statice în schimbul de energie și susține opțiunea pentru turbine cu grad de reacție ridicat. Noua teorie descrie mai corect fenomenul fizic al conversiei energiei cu ajutorul rotorului neîntubat.

- Pentru optimizarea construcției turbinei a fost conceput un algoritm original, care utilizează metoda portanței și realizează apropiere de optim prin aproximații succesive realizate în trepte de cercetare a geometriei în scopul apropierii de curbele deziderat.
- Pentru acest algoritm au fost sistematizate profilele aerodinamice în cadrul unor familii care permit interpolări operative între numărul relativ mic de contururi de catalog. Domeniul de incidențe a fost extins la domeniul complet ($0 \div 360^\circ$) constituind trei tipuri de subdomenii :
 - Subdomeniul de minimă rezistență în care desprinderile pe extradusul profilului sunt ne semnificative (incidențe mici) ;
 - Subdomeniul cu desprindere completă (incidențe mari) ;
 - Subdomeniul intermediar de evoluție a desprinderii (incidențe intermediare).
- Pe baza teoriei elaborate, a algoritmilor concepute și a cataloagelor de profile generalizate au fost elaborate programe originale capabile să deruleze volume mari de calcul aproape în timp real rezolvând următoarele probleme :
 - calculul curbelor de exploatare ale turbinei;
 - calculul curbelor caracteristice adimensionale ale tipului de turbină;
 - calculul curbelor pentru o turbină asemenea în diferite condiții de exploatare ;
 - calculul forțelor reduse pentru verificări de rezistență mecanică ;
 - calcule ale curbelor în condiții de reglaj ;
 - calcule pentru palete fracționate (frânare aerodinamică), etc.

Programele de calcul elaborate au fost testate prin comparații cu măsurători pe turbine model la scară redusă și la scară reală precum și în proiectarea unui agregat de 500 kW dovedind funcționalitatea și eficiența lor. Programele au fost utilizate în cadrul acestei aplicații pentru optimizarea geometriei atât în zona puterilor parțiale, cât și în zona plafonării puterii prin efectul desprinderii stratului limită sau prin efectul combinat strat limită și reglaj al poziției unghiulare a fracțiunii paletei.

În cadrul aplicației a fost tratată și problematica controlul frânării aerodinamice.

Instrumentul de calcul realizat și logica algoritmului stimulează creativitatea proiectantului în decizia alegerii soluției optime dintr-un număr foarte mare de variante generate prin aproximații succesive.

Metoda propusă conectează la geometria paletei curbe caracteristice într-un larg domeniu de exploatare

9. Contribuții personale

- În prima parte a tezei, având ca bază date acumulate în etapa de documentare, prin consultarea a peste 30 de surse bibliografice, am realizat o sinteză privind evoluția interesului pentru valorificarea energiei eoliene pe plan mondial la sfârșitul secolului XX și începutul secolului XXI. Informațiile concentrează atât aspecte tehnice, economice și ecologice, cât și aspecte istorice, juridice și politice, multe din ele foarte recente, oferind o imagine amplă a stadiului actual al dezvoltării agregatelor aeroelectrice de medie și mare putere (*medium and large-power scale*) echipate cu turbine de vânt cu ax orizontal. Pe lângă caracterul său informativ, sinteza acestor date permite și formularea unora din opțiunile privind valorificarea sursei eoliene de energie în România.
- Urmărind fundamentarea obiectivelor tezei de doctorat, în cadrul analizei asupra problematicii științifice a agregatelor aeroelectrice echipate cu turbine cu ax orizontal, destinate centralelor (fermelor - *wind farms*) aeroelectrice, utilizând informații străine cât și rezultatele și concluziile obținute de Centrul de Cercetare pentru Aeroenergetică din Universitatea "Politehnica" din Timișoara, pe amplasamentul Semenice, prin testări pe patru agregate aeroelectrice de 300 kW, la care în perioada 1992 - 2000 am participat personal, am formulat principalele obiective ce trebuiesc luate în calcul și rezolvate într-o aplicație de valorificare a energiei vântului prin agregate aeroelectrice cu turbine cu ax orizontal instalate în centralele aeroelectrice. Acestea se referă la :
 - Optimizarea ansamblului centralei aeroelectrice;
 - Optimizarea agregatelor aeroelectrice ;
 - Componentele agregatelor.
- Maturizarea tehnologiei de valorificare a energiei vântului înregistrată în lume în ultimele două decenii se concretizează în momentul de față prin agregate moderne, eficiente, cu fiabilitate și mentenabilitate ridicată și coeficienți de disponibilitate apropiați de 100 %.

Perfecționarea în continuare a tehnologiei este posibilă prin aprofundări ale proceselor aerodinamice care să permită în continuare simplificări ale componentelor aeroagregatelor, siguranță în exploatare și implicit reduceri de costuri și mărirea energiei valorificate.

În acest context în cadrul cercetărilor pe care le-am desfășurat, am elaborat o analiză a fenomenului fizic al conversiei energiei vântului. În urma unor evaluări critice asupra modelului clasic, utilizat în prezent în teoria turbinelor eoliene, am elaborat un nou model fizic original pentru turbina eoliană care descrie mai corect fenomenul conversiei energiei vântului cu ajutorul rotorului axial neîntubat.

Prin noul model se acordă o mai mare importanță saltului presiunii statice decât saltului vitezei axiale a curentului de fluid și se elimină restricția gradului de reacție nul, impusă prin modelul Betz.

La baza noii teorii am considerat un volum de control asociat strict turbinei. Zona dărei care se formează în spatele rotorului este detașată de turbină, reprezentând un spațiu de recuperare a deficitului de energie creat de turbină. Am arătat astfel că turbina generează un deficit de viteză axială și un deficit de presiune statică, iar ca urmare a absenței statorului este generat și un vârtej a cărui energie cinetică se disipează în dără.

Noul model fizic propus a fost prezentat în luna iulie 2000 în SUA la Las Vegas la Congresul ENERGEX'2000 - The 8th International Energy Forum and The Official Conference of the International Energy Foundation, unde a fost supus discuțiilor și s-a bucurat de aprecieri.

- În completarea modelului fizic elaborat pentru turbina eoliană am propus și un model pentru macrozona centralei aeroelectrice demonstrând prin raționamentul prezentat necesitatea unei evaluări atente a efectului centralei în modificarea câmpului de viteze a curentului de aer în zona amenajată a centralei (fermei) și formularea unor restricții privind structura rețelei de agregate. Acestea completează restricțiile pe care le reclamă micromodelul turbinei (extinderea dărei aval de turbină).
- Evaluarea performanțelor turbinelor eoliene presupune în primul rând o cunoaștere cu suficientă precizie a caracteristicilor energetice ale profilurilor aerodinamice de minimă rezistență ce intră în componența paletajului rotoric. Particularitățile rotorului eolian impun în toate etapele proiectului apelarea metodelor analitice. În acest sens am realizat o sistematizare a domeniului familiei de profile "NACA **** ", elaborând relații analitice, pentru coeficienții energetici, valabile pentru cele 3 subdomenii aerodinamice :
 - subdomeniul de minimă rezistență ;
 - subdomeniul cu desprindere totală a stratului limită ;
 - subdomeniul de tranziție (desprinderi parțiale).

Relațiile analitice construite permit evidențierea corectă a influenței săgeții relative, a grosimii relative, a rugozității suprafeței, a numerelor Reynolds și a poziției radiale a profilului din componența unei palete.

Utilizarea acestora permite întocmirea de programe de calcul pentru editarea de cataloage pentru domenii extinse ale unghiurilor de incidență utile în calculele de proiectare și optimizare a turbinelor.

- Pentru optimizarea construcției turbinelor eoliene cu ax orizontal am conceput un algoritm de calcul original care utilizează metoda portanței și care asigură obținerea acelor contururi aerodinamice ce realizează o caracteristică funcțională dorită pentru o aplicație oarecare.

Metodologia elaborată rezolvă proiectarea turbinei în două etape principale : elaborarea primei geometrii și optimizarea geometriei paletei.

Prima dintre acestea asigură reducerea numărului de variante analizate în faza de optimizare și derulează în 10 secvențe de calcul pe baza unor curbe deziderat (funcții scop).

Am elaborat o metodă proprie pentru determinarea curbei deziderat, pentru cazul turbinei cu autoplafonarea puterii prin desprinderea stratului limită, pornind de la curbe de referință ale unor turbine de vânt performante de pe piața mondială, aplicând și teoria noului model fizic propus pentru turbina neîntubată.

➤ Pentru optimizarea geometriei inițiale metoda pe care am aplicat-o conectează la geometria paletei curbe caracteristice într-un larg domeniu de exploatare. Metoda constă în corectarea succesivă a geometriei inițiale prin modificări ale repartiției mărimilor geometrice, cinematice și energetice în lungul razei paletei urmărind apropierea cât mai mult posibil a curbelor de exploatare a turbinei de curba deziderat. Problematika fiind complexă datorită numărului mare al secțiunilor de calcul, am realizat un program de calcul care facilitează găsirea variantei optime. Programul permite următoarele aplicații practice :

- calculul curbelor caracteristice ;
- calculul curbelor adimensionale ale tipului de turbină ;
- calculul forțelor reduse pentru verificări de rezistență mecanică ;
- calcule ale curbelor în condiții de reglaj ;
- calcule pentru palete fracționate (frânare aerodinamică), etc.

Programul a fost realizat într-un mediu de programare vizuală permițând o utilizare facilă ce nu necesită din partea utilizatorului cunoștințe speciale de programare. Cu ajutorul acestui instrument de calcul am modelat pe calculator influențe ale mai multor parametrii geometrici asupra curbelor caracteristice ale turbinei OPSM 7 (turbină cu reglaj de palete). Confruntând rezultatele de calculator cu rezultate experimentale obținute pe model și pe turbina reală am demonstrat valabilitatea și utilitatea programului de calcul elaborat. Programul de calcul realizat prin facilitățile oferite permite și stimulează analiza unui număr mare de variante de turbine în activitatea de optimizare a turbinelor eoliene cu ax orizontal.

➤ Pe parcursul cercetării desfășurate pentru optimizarea turbinelor eoliene am participat la testarea a patru agregate aeroelectrice pe amplasamentul Semenice echipate cu turbine cu ax orizontal concepute de Centrul de Cercetare pentru Aeroenergetică din cadrul Universității "Politehnica" din Timișoara.

Am făcut parte din echipa care a elaborat proiectul turbinei TVF, o turbină de 300 kW putere instalată cu reglaj al puterii prin desprinderea stratului limită și frânare aerodinamică.

➤ Pe baza experienței teoretice și experimentale acumulate pe parcursul cercetărilor desfășurate privind optimizarea turbinelor eoliene și aplicând întreaga metodologie prezentată în teză am elaborat un studiu complet pentru o turbină de 500 kW putere electrică instalată cu autoplafonare de putere și frânare aerodinamică.

Problematica a fost rezolvată într-o manieră originală. Astfel calculul de proiectare aerodinamică s-a făcut în punctul de instalare după o riguroasă corelare a punctelor de optim și de instalare urmată de un calcul de verificare pentru punctul de optim.

Calculul de optimizare, rezolvat cu ajutorul programului de calcul, a condus la identificarea a două căi de realizare a obiectivului plafonării puterii turbinei la viteze de vânt mari. Una din căi, cea a reglajului exclusiv prin desprinderea stratului limită asigură o plafonare aproximativă a puterii. A doua, cea a reglajului combinat prin desprinderea stratului limită și a unghiului de instalare a fracțiunii mobile de paletă, realizează o plafonare riguroasă a puterii asigurând obținerea unei curbe de exploatare foarte apropiată de curba deziderat. Metodologia elaborată a fost utilizată și pentru controlul frânării aerodinamice, care se realizează prin rotirea fracțiunii mobile cu 90° față de fracțiunea fixă de paletă.

- În cadrul cercetărilor desfășurate privind optimizarea constructivă a turbinelor eoliene cu ax orizontal începând cu anul 1992 am participat la realizarea a 25 de contracte de cercetare științifică. Pe baza rezultatelor obținute am elaborat un număr de 14 lucrări științifice, privind această problemă, prezentate și publicate la manifestări științifice din țară și străinătate. Lista acestor lucrări și a contractelor de cercetare este prezentată în Anexa 1.

Metodologia elaborată în cadrul tezei, orientată pe aspectele aerodinamice de la nivelul turbinei agregatelor aeroelectrice cu ax orizontal, prin algoritmi de calcul elaborați și informațiile sistematizate asigură un control al corelației între geometria paletei și curbele caracteristice ale turbinei mult mai riguros față de metodele de proiectare curentă prin care turbina este identificată doar în punctul de optim de funcționare și/sau punctul de proiectare.

În acest fel este posibilă elaborarea de soluții optimizate de turbine de vânt cu ax orizontal pentru realizarea unor curbe de exploatare controlate fără reglaj de turație sau unghi de instalare.

10. Bibliografie

- [1] L.Woolhouse, I.Fells – Global Warming (A guide to market-based controls on the energy sector) ISBN 1853345202, FT Energy and Environment, London, 1996, UK
- [2] D.Adams – Joint Implementation (Opportunities for business under the U.N.Framework Convention for Climate Change), FT Energy and Environment, London, 1996, UK
- [3] D.Anderson, H.Grubb, J.Depledge – Climate Change and the Energy Sector (A country-by-country analysis of national programmes), FT Energy and the Environment, London, 1997, UK
- [4] * * * – Wind Directions, July 1999, Magazine of the European Wind Energy Association, ISSN 0950-0642, London, 1999, UK
- [5] * * * – New Energy, Magazine for renewable energies Nr.3/August 1999, H11507, Osnabrueck, Deutschland
- [6] * * * - New Energy, Magazine for renewable energies Nr.1/February 2001, H11507, Osnabrueck, Deutschland
- [7] Wind Directions, July 1998, vol.XVII, No.4, Magazine of the European Wind Energy Association, London, 1998, UK
- [8] * * * – Wind Directions, January 1998, vol.XVII, No.2, Magazine of the European Wind Energy Association, London, 1998, UK
- [9] O.Țuțuianu, G.Stănciulescu – Analiza factorilor care influențează emisiile de CO₂ la producerea energiei electrice și termice în instalațiile RENEL, Revista Energetica Nr.9/1997, București
- [10] * * *- Wind Energy Annual Report 1998 – International Energy Agency Executive Committee for the Implementing Agreement for Cooperation in the Research and Development of Wind Turbine Systems, April 1999 NREL-USA
- [11] A.Bej – Evaluarea încercării paletei turbinei de vânt în condițiile reglării puterii prin desprinderea stratului limită – Al 2-lea Simpozion al Asociației de Cercetare Multidisciplinară din Zona de vest a României – “Tinerii și cercetarea”, România-Yugoslavia, 9-10 Dec.1999, Timișoara
- [12] DEX - Dicționarul Explicativ al Limbii Române, Editura Academiei RSR, 1984
- [13] Proceedings of European Community Wind Energy Conference, Lubeck - Travemunde, Germany, 8-12 March 1993, Uniskill Limited, Witney, Oxfordshire, UK
- [14] Proceedings of 1999 European Wind Energy Conference and Exhibition Acropolis Convention Centre, 1-5 March 1999, Nice, France
- [15] Proceedings of EWEA Special Topic Conference, 25-27 September 2000, Kassel, Germany
- [16] Anton I., Gyulai F., Albu C. – Cercetări pentru realizarea a două agregate aeroelectrice industriale destinate sistemului energetic național, Conf.de Mașini Hidraulice și Hidrodinamică, Timișoara 18-19 oct.1985, vol.V “Agregate aeroelectrice”, Litografia Institutului Politehnic “Traian Vuia” Timișoara
- [17] Anton I., Gyulai F., Anghel A. – Agregate aeroelectrice cu turbine orizontale pentru sistemul energetic național, Revista “Construcții de mașini”, București, Anul XXXXI, August 1989, nr.8 – Număr realizat în coordonarea CCSITEH Timișoara
- [18] Albu C., Lăzărescu S., Bej A., Novac F., Nicodim M. – Testings on the 300 kW wind unit in a mountain placement, European Community Wind Energy Conference and Exhibition, 8-12 March 1993, Lubeck – Travemunde, Germany
- [19] Gyulai F., Bej A., Lăzărescu S. – Romanian experiences concerning the future wind farm in mountain area, 1999 European Wind Energy Conference and Exhibition, March 1-5 1999, Acropolis Convention Centre – Nice - France

- [20] Gipe P. – Wind Energy Comes of Age in California, Tehechapi CA 93581, 1989, 31 p.
- [21] Smith D.P., Ilyin A., Steely Wj. – Pacific Gas And Electric's evaluation of Wind Energy, Dep.of Res.Develop.SanRamen CA 94583
- [22] Rogers L.J. – United States Wind Energy Research Program U.S. Department of Energy BWEA, Conference Publication, EWEC'89, p.17-21
- [23] Nacfaire H.N., Diamentares K. – The European Community Demonstration Program for Wind Energy and Community Energy Policy, C.E.C., Dir.Gen. of Energy 11989, BWEA, Conference Publication, EWEC'89, p.1-5
- [24] Nielson P. – Study on the next generation of large wind turbines. Site and installation costs, Operation and maintenance costs, EWEC 1989
- [25] * * * – Wind Direction, January, 1999, Magazine of the European Wind Energy Association, ISSN 0950-0642, London, 1999, UK
- [26] B.Hendricks - Goodbye California, Hello Midwest-New, Clinton initiative airus to promote renewable energies despite deregulation, New Energy No.1/1998, p.50-52
- [27] * * * - New Energy, Magazine for renewable energies Nr.1/ 1998, H11507, Osnabrueck, Deutschland
- [28] Garrad A. – Time for Action – Wind Energy in Europe, BWEA, 1991
- [29] Hau E. – Study on the next generation of large wind turbines, EWEC 1989
- [30] Harrison – Study on the next generation LWT Manufacturing cost analysis, EWEC 1989
- [31] Jenson P.H. – Recommendations for European wind turbine standard load cases, EWEC 1989
- [32] Preda I., Gyulai F. – Preliminary Studies on Locations Identification for Wind Farms in the Banat Mountains, Conferința Națională de Energetică “Tendințe și orientări actuale în energetica românească”, Neptun 15-18 iunie 1992, România
- [33] Preda I., Gyulai F. – Wind Farms in the South-Western Mountains of Romania, Symposium and Demonstration of the Use of Wind Energy in Romania, Timișoara 3-6 May 1992, Romania
- [34] Gyulai F., Bej A. -. Câteva probleme actuale privind valorificarea energiei eoliene, A VI-a ediție a “Zilelor Academice Timișene”, Simpozionul “Hidrodinamica, Mașini, Instalații și Acționări”, 27-28 mai 1999, Timișoara, Tom 44(58), ISSN 12224-6077, Buletinul Științific al Universității “Politehnica” din Timișoara, Seria “Mecanica”
- [35] Gyulai F., Galeriu C.D., Bugarschi A. – Le modelation des sillages des agregats eoliens sur des modeles statiqueis des simulation, Buletinul Științific și Tehnic al Universității “Politehnica” Timișoara, Tom 36(50), p.46-55, 1991, 41(55) Mecanica, p.68-75, 1996, Romania
- [36] Bugarschi A., Galeriu C.D. – La simulation des sillages des agregats eoliens par des modeles statiques a turbillon, Buletinul Științific și Tehnic al Universității “Politehnica” Timișoara, Tom 42(56), Mecanica, 1997, Romania
- [37] Vadot L. – La production d'energie electrique par eoliannes, La Hâuille Blanche, Nr.5, oct.1958
- [38] Gourieres D. – Energie eolienne, Edit. Eyrolles, Paris 1980
- [39] Bej A. – Hydraulic drive group for a 300 kW wind unit, Conferința de Mașini Hidraulice și Hidrodinamică, Timișoara, 26-30 septembrie 1994, vol.2, Secțiunea VII, “Energia vântului”
- [40] Gyulai F., Bej A. – Argumente pentru utilizarea sistemelor de acționare hidraulică în componența agregatelor aeroelectrice, Conferința internațională de sisteme hidropneumatice de acționare, vol.3, Timișoara, 19-20 oct.1995, Romania
- [41] Ghiocel D., Ludu D. – Acțiunea vântului, zăpezii și variațiilor de temperatură în construcții, Ed.Tehnică, București, 1972
- [42] Gyulai F., Bej A. – Considerații privind încărcările dinamice din vânt pe structurile agregatelor eoliene, Conferința “Ingineria vântului”, Univ.Tehnică de Construcții București, 7-8 mai 1998, p.303-310, Secțiunea 4 “Încărcări din vânt pe structuri rigide/elastice”

- [43] * * * - Cercetări de durabilitate pe agregatul aeroelectric cu ax orizontal de 300 kW, echipat cu rotor cu palete reglabile în vederea măririi fiabilității componentelor - Contract de cercetare U.P.T. Nr. 208C -Tema B1 / 1994 , beneficiar Ministerul Cercetării și Tehnologiei.
- [44] * * * - Tehnologii pentru agregatele aeroelectrice cu ax orizontal din amplasamentul Semenic Contract de cercetare U.P.T. nr. 437 / 1997 - 2000, beneficiar Agenția Națională pentru Știință Tehnologie și Inovare.
- [45] Gyulai F. , Bej A. , Hentea T. , Contributions to aerodynamic optimisation of horizontal axis wind turbines for mountain sites, ENERGEX'2000, the 8th International Energy forum and the official Conference of the International Energy Foundation, Las Vegas, USA, July 23-28, 2000
- [46] N. Budisan, F.Gyulai, T.Hentea, S. Mahil - ENERGY: State of the Art 2000- "Wind Energy Conversion Systems", ENERGEX'2000, the 8th International Energy forum and the official Conference of the International Energy Foundation, Las Vegas, USA, July 23-28, 2000
- [47] Gyulai F. – Pompe, ventilatoare, compresoare, vol.1,2, Editura IPT, 1981
- [48] Prandtl L. – Guide a travers la mecanique des fluides, Editura Duod, Paris, 1952
- [49] Glauert H. – Die Grundlagen der Tragflugel – und Luftschraubentheorie, Editura Springer, Berlin, 1929
- [50] Betz A. – Einfuhrung in die Theorie der Stromungsmaschinen, Editura G.Braun, Karlsruhe, 1959
- [51] Popa O. – Soluționarea problemei mișcării homocore a fluidelor perfecte în prezența elicelor propulsive și a rotoarelor eoliene, St.și cerc.de mecanică aplicată, Tom 43, nr.5-6, 1984, Editura Academiei RSR
- [52] Dumitrescu H. și colab. – Calculul elicei, Editura Academiei Române, București, 1990
- [53] Anton I. – Turbine hidraulice, Editura Facla, Timișoara, 1979
- [54] Tipei N. – Calculul aerodinamic al aeromotoarelor – Studii și cercetări de mecanică și matematică, Tom III, nr.3-4, 1952, Editura Academiei RSR
- [55] Tașcă D. – Manualul inginerului, vol.II, Cap."Aerodinamica turbomașinilor", Editura Tehnică, București, 1966
- [56] Glauert H. – The Analysis of Experimental Results in the Windmill Brake and Vortex Ring Status of an Airscrew, Br.R.and M 1026, 1926
- [57] Ainslie J.F. – Development of an eddy viscosity model for wind turbine wakes, BWEA 1985 – Oxford 1985, Mech.Eng.Publ., London
- [58] De Vries O., Den Blauken M.H.G. – Wind-tunnel tests on a model of a two-bladed horizontal axis wind turbine, vol.1,2, NAL.NLR The Netherlands, 1979 ; 1980
- [59] Stoddard F.S. – Momentum theory and flow states for windmills, Wind Technology Journal 1/1997
- [60] Gyulai F., Dobândă E. – Considerații cu privire la modelele de calcul ale turbinelor eoliene, Conf.de mașini hidraulice, vol.5, Timișoara, 1990
- [61] Gyulai F., Dobândă E. – Câteva probleme privind garantarea performanțelor aerodinamice ale turbinelor de vânt, Energetica, vol.XXXVII, București, 1989
- [62] Chevray R. – The Turbulent Wake of a Body of Revolution, J.of Basic Eng.-Trans. ASME, 1968
- [63] Gyulai F., Galeriu C.D. – Modelarea în tunel aerodinamic a dârei agregatelor de vânt, Energetica, vol. XXXVII, București, noiembrie 1989
- [64] Hoerner S.F. – Resistance a l'avancement dans les fluides, Editura Gauthier-Villars, Paris, 1965
- [65] Milborrow D.J. – Changes in airfoil characteristics due to radial flow on rotating blades, BWEA Proc.7/1985, Oxford, Mech.Eng.Publ., London
- [66] Galeriu C.D., Bej A., Gyulai F. - Wake modeling of horizontal axis wind turbine, Buletinul științific al Univ."Politehnica" din Timișoara, Tom 45 (59), p.107-113, Seria "Mecanica", 2000

- [67] * * * - Cercetări privind comportarea profilelor aerodinamice la incidențe mari în zona desprinderii stratului limită - Contract de cercetare U.P.T., Nr. 36, Tema nr.23/1998-2000, beneficiar Ministerul Educației Naționale
- [68] Thomsen K., Sresem P. – Fatigue loads for wind turbines operating in wakes, Journal of wind engineering and industrial Aerodynamics, vol.80, No. 1,2, 1999, Elsevier Science, NL, p.121-130
- [69] Magnusson M. – Near-wake behavior of wind turbines, p.147-167
- [70] Gyulai F. – Considerații privind modelele fizice ale valorificării energiei vântului, Sesiunea ICEFIZ “Progrese în fizică”, Timișoara, 22-24 oct.1981
- [71] Stepanoff A.J. - Centrifugal and axial flow pumps- Wiley, New-York, 1948
- [72] Gyulai F., - Modele diferențiate de calcul pentru agregate și centrale aeroelectrice, Conf. de Mașini hidraulice și hidrodinamică, Timișoara, 18-19 oct.1985, Vol.V., p.321, Ed.IPTVT, 1985
- [73] Abbott Ira H., Von Doenhoff A.E. - Theory of Wing Sections, Dover Publ. inc.New York, 1959
- [74] Riegels F.W. - Aerodynamische Profile, Ed. R.Oldenbourg-Munchen, 1958
- [75] Schlichting H. - Application of Boundary - Layer Theory in Turbomachinery, Transaction of ASME, Journal of Basic Engineering, 1959, p.543-551
- [76] * * * - Benchmark Test on Power Curve Computations on Wind Turbines - a Compendium, The Test Station for Windmills, Riso National Laboratory, Report on a study project performed on request from the Commission of the European Communities, Directorate-General for Energy, Bruxelles, Contract No. XVII/84/B/7033/11/004/17, part 1, Power Curve Computations
- [77] * * * - Wind Master 300 kW - Wind Turbine, n.v.HMZ s.a. Dellestraat 3, Industriepark 5, 3000 SINT-TRUIDEN Belgium - prospect comercial
- [78] * * * - Vestas V27-225 kW Wind Turbine, Vestas - Danish Wind Technology A/S, Swed Hansens Vej 27, DK-6940 Lem, Denmark - prospect comercial
- [79] * * * - Micon M530-250/50 kW, Micon A/S, Milskovej 8, Helstrup, DK-8900 Randers, Denmark - prospect comercial
- [80] * * * - BONUS Combi 300 kW, Bonus Energy A/S, Fabriksvej 4, DK-7330 Braude, Denmark - prospect comercial
- [81] * * * - NTK 150 XLR, Nordtank - Energy Group, Nyballevej 8, DK-8444 Balle, Denmark - prospect comercial
- [82] * * * -LM 17.0, LM glasfiber A/S, DK-6640 Lunderskov, Denmark - prospect comercial
- [83] Gârbacea A. - Construction of 300 kW Wind Units in Romania, Conference Publication SduWE, Symposium and Demonstration of the use of Wind Energy in Romania, p.49-54, Timisoara, 3-6 May 1992
- [84] Anton I., Gyulai F. - Cercetări științifice și testele de control efectuate la Institutul Politehnic Timișoara asupra paletajului turbinei model de 300 kW, Al 2-lea Simpozion Național pentru Utilizarea Energiei Vântului, Brașov 1989, vol.B, poz.4
- [85] Broștean L., Suci E., Baci I. - Determinarea pe model a caracteristicilor turbinei pentru agregaul experimental de 300 kW, Construcția de mașini, București, anul XXXXI, 41 august 1989
- [86] Gyulai F., Dobândă E. - Câteva probleme privind garantarea performanțelor aerodinamice ale turbinelor de vânt, Energetica 37/1989, nr.11, p.512-515
- [87] Anton I., Gyulai F. - Optimizarea construcției agregatelor de vânt echipate cu turbine cu ax orizontal, Conferința de Mașini Hidraulice și Hidromecanică, Timișoara 18-19 oct. 1985 vol. V- Agregate aeroelectrice, Litografia Insitutului Politehnic "Traian Vuia" Timișoara

- [88] Gyulai F., Kuzman A.F. - Aplicarea metodei portanței la calculul turbinei eoliene, Conferința de Mașini Hidraulice și Hidromecanică, Timișoara 18-19 oct. 1985 vol. V-Agregate aeroelectrice, Litografia Institutului Politehnic "Traian Vuia" Timișoara
- [89] Gyulai F., Raszga C. - Utilizarea familiei de profile NACA (4 cifre) în proiectarea turbinelor de vânt, Douăzeci de ani de cercetare-proiectare echipamente hidromecanice - Timișoara - CCSITEH, vol.II - Agregate aeroelectrice, 1986
- [90] Robert E. Wilson, Peter B.S.Lissaman - Applied Aerodynamics of Wind Power Machines, Grant no.GI-41840, May 1974 - Oregon State University - USA
- [91] Jansen W.A.M., Smulders P.T. - Rotor design for horizontal axis windmills, CWD c/o DHV Raadgevend Ingenieursbureau, May 1977, Amesfoort - The Netherlands
- [92] David A. Spera - Wind Turbine Technology Fundamental Concepts of Wind Turbine Engineering, New York, American Society of Mechanical Engineering, 1994
- [93] Vlad I. - Energia vântului, Editura Tehnică, București, 1982
- [94] Althaus D, F.X. Wortmann - Stuttgarter Profilkatalog, Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft, Braunschweig, 1981, West Germany.
- [95] <http://www.neg-micon.dk>
- [96] <http://www.nordex.dk>
- [97] <http://www.risoe.dk>
- [98] <http://www.vestas.dk>
- [99] <http://www.folkecentr.dk>
- [100] <http://www.dewi.de>
- [101] <http://www.wind-energy.de>
- [102] <http://www.ewea.org>
- [103] <http://www.awea.org>
- [104] <http://www.ecn.nl>

Anexa 1

Lista lucrărilor științifice și a contractelor de cercetare

1. Albu C., Lazarescu S., **Bej A.**, Novac F., Nicodim M., *Testings on the 300 kW wind unit in a mountain placement-* European Community Wind Energy Conference and Exhibition, 8-12 March 1993 Lubeck - Travemunde, Germany
2. Albu C., Lazarescu S., **Bej A.**, Novac F., Albu E., *Some Results obtained During the Testings Developed on a 300 kW Experimental Windmill in Semenic Mountains* - Conferinta de Masini Hidraulice si Hidrodinamica, Timisoara, 26-30 septembrie 1994, vol.2., Sectiunea VII, "Energia vântului"
3. **Bej. A.**, *Hydraulic Drive Group for a 300 kW Wind Unit* - Conferinta de Masini Hidraulice si Hidrodinamica, Timisoara, 26-30 septembrie 1994, vol.2., Sectiunea VII, "Energia vântului"
4. Gyulai Fr. , **Bej A.**, *Argumente pentru utilizarea sistemelor de actionare hidraulica in componenta agregatelor aeroelectrice-* Conferinta internationala de sisteme hidropneumatice de actionare, vol.3 -Timisoara, 19 - 20 oct. 1995, Romania
5. Gyulai F., Santau I., **Bej A.** , *Experinete tehnice si bariere institutionale in promovarea surselor aeroelectrice de energie-* Revista "Energetica" nr.9, septembrie 1997, Bucuresti, p.418-424
6. Gyulai F., **Bej A.**, *Interdisciplinaritate in cercetarile de valorificare a energiei eoliene in Banat-* Simpozion International "CERCETAREA INTERDISCIPLINARA ZONALĂ" Romania-Yugoslavia-Ungaria, Editia all-a, Timisoara, p.84-92, 11-12 decembrie 1997, Sectiunea "Tehnica si progres in domeniul stiintelor aplicate"
7. Gyulai F., **Bej A.** , *Consideratii privind incarcările dinamice din vânt pe structurile agregatelor eoliene-* Conferinta "INGINERIA VANTULUI" , Universitatea Tehnica de Constructii Bucuresti, 7-8 mai 1998, p. 303-310, Sectiunea "Incarcari din vânt pe structuri rigide / elastice"
8. Gyulai F., **Bej A.**, Lăzărescu S. , *Romanian experiences concerning the future wind farm in mountain area-* European Wind Energy Conference and Exhibition, March 1-5 1999, Acropolis Convention Centre - Nice - France
9. Gyulai F., **Bej A.** , *Cateva probleme actuale privind valorificarea energiei eoliene-* A VI –a editie a ZILELOR ACADEMICE TIMISENE Simpozionul "Hidrodinamica, Masini, Instalatii si Actionari", 27-28 mai 1999, Timisoara, Tom 44(58), ISSN 1224-6077, Buletinul Stiintific al Universitatii "Politehnica" din Timisoara, Seria MECANICA
10. **Bej A.** , *Evaluarea incarcarii paletei turbinei de vânt in conditiile reglării puterii prin desprinderea stratului limita* - Al 2-lea Simpozion al Asociatiei de Cercetare Multidisciplinara din Zona de Vest a Romaniei - "Tinerii si cercetarea" 9-10 dec.1999, Timisoara, România.
11. C.D. Galeriu, **A. Bej**, F. Gyulai , *Wake Modelling of Horizontal Axis Wind Turbine*, Buletinul Stiintific al Universitatii "Politehnica" Timisoara, Tom 45(59), Fascicola 1, ISSN - 1224 - 6077, 2000 Timisoara, Romania
12. F. Gyulai , **A. Bej**, T. Hentea , *Contributions to aerodynamic optimisation of horizontal axis wind turbines for mountain sites*, ENERGEX'2000, the 8th International Energy forum and the official Conference of the International Energy Foundation, Las Vegas, USA, July 23-28, 2000
13. F. Gyulai, **A. Bej**, *State of wind turbines in the end of 20th century and proposals for romanian options*, A V-a Conferinta Internationala de Masini Hidraulice si Hidrodinamica, 18-20 Oct. 2000, Timisoara, Romania
14. **A. Bej**, F. Gyulai, *Wind loads characteristic features for the wind turbine structure*, A V-a Conferinta Internationala de Masini Hidraulice si Hidrodinamica, 18- 20 Oct. 2000, Timisoara, Romania

Nr. Crt	Număr contract-Tema / anul	Beneficiar	Denumire temă de cercetare
1.	44/4391/242E/77/Ad.2 / 1992	Ministerul Învățământului și Științei -Dep. Șt.	Agregate aeroelectrice echipate cu turbine cu ax orizontal
2.	14 /1992	HIDROTIM. S.A. Timișora	Proiectarea unei palete fracționate nereglate pentru echiparea turbinelor de vânt cu ax orizontal
3.	20 /1993	Construcții Metalice Bocșa S.A.	Studiul alinierii agregatului aeroelectric de 300 kW la cerințele pieței europene
4.	1082 / 1993	Ministerul Cercetării și Tehnologiei	Cercetări pe agregatul model de 300 kW
5.	13 / 1994	Construcții Metalice Bocșa S.A.	Metodă și sistem de reglare a frânelor agregatelor de vânt în uzină
6.	208C -Tema B1 / 1994	Ministerul Cercetării și Tehnologiei	Cercetări de durabilitate pe agregatul aeroelectric cu ax orizontal de 300 kW, echipat cu rotor cu palete reglabile în vederea măririi fiabilității componentelor
7.	208C -Tema B2 / 1994	Ministerul Cercetării și Tehnologiei	Realizarea agregatului model de cercetare echipat cu rotor cu palete autoplafonate și protecție prin frânare aerodinamică
8.	304 /1994 - Tema A20	Ministerul Învățământului	Cercetări științifice și prototipuri pentru agregate aeroelectrice echipate cu turbine cu ax orizontal
9.	809B / 1995 Tema A1	Ministerul Cercetării și Tehnologiei	Realizarea agregatului model de cercetare echipat cu rotor cu palete autoplafonate și protecție prin frânare aerodinamică
10.	149 / 1995	ICPE "Trafil" Iași	Cercetări interdisciplinare și interzonale pentru promovarea în plan regional pentru localități mici și mijlocii a unor module de independență energetică
11.	4004 / 1995 - Tema B9	Ministerul Învățământului	Cercetări aerodinamice pentru optimizarea construcției turbinelor eoliene cu ax orizontal
12.	437 / 1996 - Tema A2	Ministerul Cercetării și Tehnologiei	Realizarea agregatului model de cercetare echipat cu rotor cu palete autoplafonate și protecție prin frânare aerodinamică
13.	149 / 1995-Ad. 1 / 1996	ICPE "Trafil" Iași	Cercetări interdisciplinare și interzonale pentru promovarea în plan regional pentru localități mici și mijlocii a unor module de independență energetică
14.	5004 / 1996 - Tema 382	Ministerul Învățământului	Cercetări aerodinamice pentru optimizarea construcției turbinelor eoliene cu ax orizontal
15.	437 / 1996 - Ad. 299 / 1997 - Tema A1	Ministerul Cercetării și Tehnologiei	Cercetări de durabilitate pe agregatul aeroelectric cu ax orizontal de 300 kW, echipat cu rotor cu palete reglabile în vederea măririi fiabilității componentelor
16.	437 / 1996 - Ad. 421 / 1998 - Tema A1	Ministerul Cercetării și Tehnologiei	Cercetări de durabilitate pe agregatul aeroelectric cu ax orizontal de 300 kW, echipat cu rotor cu palete reglabile în vederea măririi fiabilității componentelor
17.	36 / 1998 - Tema 23	Ministerul Educației Naționale	Cercetări aerodinamice privind dărele turbinelor eoliene
18.	437 / 1996 - Ad. 105 II /	Agencia Națională pentru Știință	Tehnologii pentru agregatele aeroelectrice cu ax orizontal din amplasamentul Semenic

	1999 - Tema A1	Tehnologie și Inovare	
19.	437 / 1996 - Ad. 105 II / 1999 - Tema B1	Agencia Națională pentru Știință Tehnologie și Inovare	Tehnologii pentru sisteme hibride autonome destinate electrificării și încălzirii gospodăriilor izolate
20.	35034 / 1999 - Tema 36	Ministerul Educației Naționale (CNCSIS)	Cercetări aerodinamice privind dărele (siajul) turbinelor eoliene
21.	437 / 1996 - Ad. 78 / 2000 - Tema A1	Agencia Națională pentru Știință Tehnologie și Inovare	Tehnologii pentru sisteme hibride autonome destinate electrificării și încălzirii gospodăriilor izolate
22.	36681 / 2000 - Tema 16	Ministerul Educației Naționale (CNCSIS)	Cercetări aerodinamice privind dărele (siajul) turbinelor eoliene
23.	437 / 1996 - Ad. 78 / III / 2000 - Tema A3	Agencia Națională pentru Știință Tehnologie și Inovare	Tehnologii pentru agregatele aeroelectrice cu ax orizontal din amplasamentul Semenec
24.	GR.6153/2000 Tema B12	Agencia Națională pentru Știință Tehnologie și Inovare	Realizarea unui pachet software pentru optimizarea turbinelor de vânt cu reglaj de putere prin desprinderea stratului limită
25.	GR.6153/2000 Tema B30	Agencia Națională pentru Știință Tehnologie și Inovare	Evaluarea potențialului aeroenergetic al amplasamentului Semenec (jud.Caraș-Severin) în vederea realizării unei centrale (ferme) aeroelectrice și optimizarea tehnologiei adecvate condițiilor meteorologice montane