



**Universitatea Tehnică a Moldovei**

**BOSTAN VIOREL**

**MODELE MATEMATICE ȘI METODE DE EFICIENTIZARE  
A CONVERSIEI ENERGIILOR REGENERABILE ÎN BAZA  
EFECTELOR AERO-HIDRODINAMICE**

**Chișinău 2013**

C.Z.U.: 533.6  
B 71

Viorel Bostan. **Modele matematice și metode de eficientizare a conversiei energiilor regenerabile în baza efectelor aero-hidro dinamice.** : Monografie - Chișinău : “TEHNICA-UTM”, 2013, – 379 p.

Monografia este consacrată descrierii curgerii turbulente a fluidului în vecinătatea palelor aero-hidro dinamice aprobate în aplicațiile ingineresti recente și pe metode moderne de simulare CFD a efectelor desfășurate în rotoarele turbinelor eoliene și hidraulice.

Monografia se adresează studenților, masteranzilor și doctoranzilor din învățământul tehnic superior, inginerilor proiectanți de sisteme de conversie a energiilor regenerabile.

Recomandată pentru publicare  
de Senatul Universității Tehnice a Moldovei

Redactor: Larisa Eršov  
Tehnoredactare: Maxim Vaculenco

**DESCRIEREA CIP A CAMEREI NAȚIONALE A CĂRȚII**

**Bostan, Viorel**

**Modele matematice și metode de eficientizare a conversiei energiilor regenerabile în baza efectelor aero-hidro dinamice : Monografie / Viorel Bostan – Chișinău : “TEHNICA-UTM”, 2013. – 379p.**

Bibliogr.: p.199-212 (224 tit.) - 100 ex.

ISBN 978-9975-45-275-5

CD-ROM : cd., col. ; în container, 13x13 cm.

533.6  
B 71

## Prefață

**Monografia este consacrată** studiului fenomenelor aero-hidrodinamice în rotoarele turbinelor eoliene și microhidrocentralelor de flux de mică putere ( $P < 20$  kW) cu aplicarea modelelor matematice de descriere a fizicii curgerii fluidelor și metodelor moderne de simulare numerică a turbulentei din cadrul dinamicii fluidelor CFD.

În monografie sunt identificate modelele și metodele matematice moderne de descriere a curgerii turbulente a fluidului specifică rotoarelor de mică putere cu evidențierea efectelor aero-hidrodinamice tranzitorii și în vecinătatea palelor. Este argumentată geometria învelișurilor aero-hidrodinamice ale palelor eficiente din punct de vedere al randamentului conversiei energiei și în baza lor au fost elaborate concepte originale de rotoare pentru turbine eoliene și microhidrocentrale.

În baza modelelor CAD ale rotoarelor propuse: au fost efectuate simulări CFD complexe ale curgerii tranzitorie a fluidului prin rotoare și în vecinătatea palelor cu determinarea gradului de influență a parametrilor lor constructiv-cinematici asupra caracteristicilor de putere și factorilor de performanță aerodinamică ale rotoarelor turbinelor eoliene și hidraulice; a fost efectuată analiza fenomenului de curgere a fluidului în stratul limită și identificate soluții tehnice de control și minimizare a impactului negativ ale acestuia asupra eficienței conversiei energiilor eoliene și hidraulice.

În baza rezultatelor cercetărilor au fost elaborate și fabricate modele noi de turbine eoliene și microhidrocentrale pentru diverse aplicații, inclusiv conceptul turbinei eoliene cu rotor basculant și orientare la direcția curenților de aer cu windrose cu profil aerodinamic al palelor.

**Semnificația teoretică** constă în elaborarea metodologiei cercetării bazată pe modele matematice de descriere a curgerii turbulente a fluidului în vecinătatea palelor aero-hidrodinamice aprobate în aplicațiile ingineresti recente și pe metode moderne de simulare CFD a efectelor aero-hidrodinamice desfășurate în rotoarele turbinelor eoliene și hidraulice.

Monografia se adresează studenților, masteranzilor și doctoranzilor din învățământul tehnic superior, inginerilor proiectanți de sisteme de conversie a energiilor regenerabile.

Autorul

# Cuprins

<b>LISTA ABREVIERILOR</b> . . . . .	<b>8</b>
<b>1 EVOLUȚIA MODERNĂ A MODELARII MATEMATICE A PROCESELOR AEROHIDRODINAMICE ȘI DEZVOLTAREA SISTEMELOR DE CONVERSIE A SURSELOR REGENERABILE DE ENERGIE (SRE)</b> . . . . .	<b>9</b>
1.1 Modele matematice și metode de simulare a efectelor aerohidrodinamice cu aplicații în dezvoltarea sistemelor de conversie a SRE . . . . .	9
1.1.1 Modele matematice și metode de studiu a interacțiunii fluid-pale cu profil aerohidrodinamic . . . . .	9
1.1.2 Sporirea performanțelor aerohidrodinamice și dezvoltarea constructiv-tehnologică a rotoarelor sistemelor de conversie a SRE în baza metodelor moderne de simulare computerizată . . . . .	14
1.2 Actualitatea și evoluția valorificării SRE . . . . .	17
1.2.1 Starea actuală și tendințe ale valorificării SRE la nivel mondial . . . . .	17
1.2.2 Importanța valorificării SRE la nivel regional . . . . .	21
1.2.3 Perspectivele valorificării SRE la nivel național. Potențialul energetic eolian și cel hidraulic ale Republicii Moldova . . . . .	22
1.3 Tendințe ale dezvoltării conceptuale, constructiv-tehnologice și funcționale ale turbinelor eoliene și hidraulice . . . . .	27
1.3.1 Evoluția dezvoltării turbinelor hidraulice de mega-, mini-, și microputare . . . . .	27
1.3.2 Evoluția dezvoltării turbinelor eoliene de mega-, mini-, și microputare . . . . .	37
1.3.3 Analiza performanțelor aerodinamice și constructiv-tehnologice ale TE . . . . .	42
1.3.4 Oportunități ale cercetării-dezvoltării sistemelor de conversie a SRE în baza studiului efectelor aerohidrodinamice . . . . .	45
1.4 Concluzii la Capitolul 1 . . . . .	48
<b>2 MODELAREA MATEMATICĂ ȘI METODE NUMERICE ÎN SISTEME DE CONVERSIE A SRE</b> . . . . .	<b>51</b>
2.1 Aspecte generale . . . . .	51
2.2 Ecuațiile Navier-Stokes . . . . .	52
2.3 Scări de turbulență . . . . .	54
2.4 Modelarea curgerii turbulente . . . . .	56
2.4.1 Descompunerea Reynolds . . . . .	57
2.4.2 Descompunerea filtrată . . . . .	59
2.4.3 Ipoteza Boussinesq . . . . .	61
2.5 Metode numerice pentru aproximarea ecuațiilor Navier-Stokes . . . . .	61
2.5.1 Metoda simulării numerice directe (DNS) . . . . .	61
2.5.2 Metoda ecuațiilor Navier-Stokes mediate în maniera Reynolds (RANS) . . . . .	62

2.5.3	Metoda simulării vârtejurilor mari (LES) . . . . .	63
2.5.4	Metode adaptive DNS/LES . . . . .	66
2.5.5	Metode numerice hibride RANS/LES . . . . .	67
2.6	Condiții la limită pentru curgeri turbulente . . . . .	69
2.6.1	Zonarea curgerii în vecinătatea peretelui . . . . .	70
2.6.2	Funcții la perete . . . . .	72
2.7	Modele de turbulență RANS . . . . .	72
2.7.1	Modele de turbulență RANS simplificate . . . . .	74
2.7.2	Modelul $k - \varepsilon$ . . . . .	75
2.7.3	Modelul $k - \omega$ . . . . .	77
2.7.4	Modelul <i>RSM</i> . . . . .	78
2.7.5	Modelul <i>ASM</i> . . . . .	80
2.8	Discretizarea ecuațiilor de curgere . . . . .	81
2.8.1	Metoda volumelor finite . . . . .	82
2.9	Curgerea bidimensională și stratul limită . . . . .	85
2.9.1	Metoda elementului de frontieră pentru curgerea potențială plană . . . . .	85
2.9.2	Stratul limită laminar . . . . .	94
2.9.3	Stratul limită turbulent . . . . .	98
2.10	Concluzii la Capitolul 2 . . . . .	100
<b>3</b>	<b>ELABORAREA CONCEPTELOR CONSTRUCTIV-FUNCȚIONALE</b>	
	<b>ALE ROTOARELOR AEROHIDRODINAMICE DE PUTERE MICĂ . . . . .</b>	<b>102</b>
3.1	Rotor aerodinamic cu factor de performanță adaptat la sursa de generare a energiei (generator electric sau termic) . . . . .	102
3.1.1	Turbine eoliene cu generator electric sau generator termic . . . . .	102
3.1.2	Modelarea geometriei palelor și elaborarea rotorului în 3D . . . . .	105
3.2	Rotor aerodinamic basculant cu orientare la direcția curenților de aer prin roți-windrose . . . . .	109
3.2.1	Rotor basculant cu roți-windrose amplasate în zona avală . . . . .	109
3.2.2	Rotor basculant cu roți-windrose amplasate în zona amonte . . . . .	114
3.3	Rotor aerodinamic cu dirijarea curgerii fluidului . . . . .	117
3.4	Rotor hidrodinamic cu ax vertical și orientare individuală a palelor pentru microhidrocentrale de flux . . . . .	119
3.5	Concluzii la Capitolul 3 . . . . .	123
<b>4</b>	<b>CERCETĂRI NUMERICE ALE ROTORULUI EOLIAN . . . . .</b>	<b>124</b>
4.1	Simulările CFD ale roților-windrose . . . . .	125
4.1.1	Modelarea geometriei . . . . .	125
4.1.2	Generarea rețelei de calcul pentru roți-windrose . . . . .	129
4.1.3	Etapa <i>Setup</i> pentru roți-windrose . . . . .	134

4.1.4	Etapa de soluționare și rezultatele CFD pentru roți-windrose . . . . .	136
4.2	Simulările CFD ale rotorului tripal . . . . .	137
4.2.1	Modelarea geometriei rotorului tripal . . . . .	138
4.2.2	Generarea rețelei de calcul pentru rotorul tripal . . . . .	138
4.2.3	Etapa <i>Setup</i> pentru rotorul tripal . . . . .	141
4.2.4	Etapa de soluționare și rezultatele CFD pentru rotorul tripal . . . . .	142
4.3	Concluzii la Capitolul 4 . . . . .	148
<b>5</b>	<b>SPORIREA EFICIENȚEI CONVERSIEI A TURBINELOR EOLIENE</b>	<b>149</b>
5.1	Metodologia (algoritmul) determinării factorului de performanță aerodinamică $C_P$ a palelor rotorului . . . . .	149
5.2	Dependența caracteristicilor de putere ale TE de forma profilului aerodinamic al palelor rotorului. . . . .	150
5.3	Caracteristicile de putere și funcționale ale rotoarelor basculante . . . . .	151
5.4	Caracteristicile de putere și funcționale ale roților-windrose . . . . .	154
5.5	Comparația rezultatelor CFD cu testări experimentale . . . . .	157
5.6	TE cu rotor basculant orientat prin roți-windrose și TE cu rotor orientat electronic, dotate cu difuzoare convergente . . . . .	159
5.7	TE cu generator termic, cu orientare prin roți-windrose și electronic la direcția vântului . . . . .	165
5.8	TE cu orientare electronică (profil aerodinamic <i>II</i> al palelor) . . . . .	167
5.9	Concluzii la Capitolul 5 . . . . .	168
<b>6</b>	<b>MICROHIDROCENTRALE DE FLUX</b>	<b>169</b>
6.1	Aspecte generale . . . . .	169
6.2	Concepte de microhidrocentrale de flux cu ax vertical și pale cu profil hidrodinamic . . . . .	170
6.3	Stabilitatea flotanta a microhidrocentralei . . . . .	173
6.4	Orientarea, stabilizarea și profilul optim al palei hidrodinamice . . . . .	176
6.5	Momentul de torsiune și puterea la axa rotorului hidrodinamic multipal . . . . .	183
6.6	Analiza stării de deformații și tensiuni în pală sub acțiunea forțelor hidrodinamice . . . . .	187
6.7	Elaborarea proiectarea și fabricarea microhidrocentralelor de flux . . . . .	193
6.8	Concluzii la Capitolul 6 . . . . .	198
	<b>BIBLIOGRAFIE</b> . . . . .	<b>199</b>
	<b>ANEXE</b> . . . . .	<b>213</b>
	ANEXA A. Parametri ai profilelor palelor aero-hidrodinamice, rezultate ale cercetării, soluții tehnice, elaborări constructive și tehnologice . . . . .	214

ANEXA B. Brevete de invenție elaborate cu utilizarea rezultatelor cercetărilor științifice obținute de autor (unic autor) . . . . .	354
ANEXA C. Brevete de invenție elaborate cu utilizarea rezultatelor cercetărilor științifice obținute de autor (coautor) . . . . .	360
ANEXA D. Turbine eoliene și microhidrocentrale elaborate, proiectate și fabricate în baza rezultatelor cercetărilor științifice obținute de autor și implementate cu diverse aplicații . . . . .	366

## LISTA ABREVIERILOR

- AV – Atlasul vântului
- AVE – Atlasul vântului european
- BEM – Boundary Element Method (Metoda elementului de frontieră)
- CAD – Computer Aided Design (Proiectare asistată de calculator)
- CESCER – Centrul de elaborare a sistemelor de conversie a energiilor regenerabile
- CoR – Comitetul Regiunilor
- CFD – Computational Fluid Dynamics (Dinamica computațională a fluidelor)
- DES – Detached Eddy Simulation (Simularea vârtejurilor detașate)
- DDES – Delayed Detached Eddy Simulation (Simularea întârziată a vârtejurilor detașate)
- DNS – Direct Numerical Simulation (Simularea numerică directă) Detached Eddy Simulation (Simularea vârtejurilor detașate)
- GIS – Grid Induced Separation (Separare indusă de rețea)
- GE – Generator electric
- GT – Generator termic
- HAWT – Horizontal Axis Wind Turbine (Turbină eoliană cu ax orizontal)
- IBL – Integral Boundary Layer (Strat limită integral)
- LES – Large Eddy Simulation (Simularea vârtejurilor mari)
- MDF – Metoda diferențelor finite
- MEF – Metoda elementelor finite
- MHC – Microhidrocentrală
- MHCF – Microhidrocentrală de flux
- MV – Mori de vânt
- MVF – Metoda volumelor finite
- NACA – National Advisory Committee for Aeronautics
- NREL – National Renewable Energy Laboratory
- PITAC – Presidents Information Technology Advisory Committee
- RANS – Reynolds Averaged Navier-Stokes (Ecuatiile Navier-Stokes mediate în maniera Reynolds)
- SAS – Scale Adaptive Simulation
- SRE – Surse regenerabile de energie
- SRS – Scale Resolving Simulation
- TE – Turbină eoliană
- UTM – Universitatea Tehnică a Moldovei
- VAWT – Vertical Axis Wind Turbine (Turbină eoliană cu ax vertical)
- VLES – Very Large Eddy Simulation (Simularea vârtejurilor foarte mari)
- URANS – Unsteady Reynolds Averaged Navier-Stokes (Ecuatiile Navier Stokes mediate în maniera Reynolds nepermanente)



# 1. EVOLUȚIA MODERNĂ A MODELARII MATEMATICE A PROCESELOR AEROHIDRODINAMICE ȘI DEZVOLTAREA SISTEMELOR DE CONVERSIE A SURSELOR REGENERABILE DE ENERGIE (SRE)

## 1.1. Modele matematice și metode de simulare a efectelor aerohidrodinamice cu aplicații în dezvoltarea sistemelor de conversie a SRE

### 1.1.1. Modele matematice și metode de studiu a interacțiunii fluid–pale cu profil aerohidrodinamic

Tradițional, cercetările în domeniul științelor aplicative și fundamentale s-au bazat pe două abordări: abordarea teoretică și cea experimentală. Recent, a devenit la fel de importantă a treia abordare: abordarea computațională. Raportul Comitetului de consultanță în domeniul tehnologiilor informaționale al Președintelui SUA (*President's Information Technology Advisory Committee*) din 2005 ”*Computational Science: Ensuring America's Competitiveness*” [198] stipulează că știința computațională (*Computational Science*) constituie în prezent ceea ce mulți numesc cel de-al treilea pilon al cercetării științifice, alături de teorie și experimentele fizice. După cum este menționat în raport, știința computațională oferă o posibilitate unică prin care cercetătorii pot investiga probleme, a căror abordare practică era prea costisitoare sau chiar imposibilă, de la cercetări științifice ale proceselor biochimice în creierul uman și forțele fizice fundamentale ale universului, până la analiza răspândirii bolilor infecțioase sau agenților toxici din aer, sau fundamentarea și realizarea metodelor industriale avansate, cu beneficii economice semnificative, cum ar fi elaborarea și proiectarea în timp scurt a aripilor de avion mai eficiente prin metode de simulare numerică și nu prin metode experimentale costisitoare și de lungă durată în tunelul aerodinamic.

Progresul considerabil înregistrat azi în modelarea și studiul fenomenelor fizice desfășurate în sisteme complexe se datorează în mare parte apariției și dezvoltării vertiginoase a calculatorului electronic și sistemelor de calcul aferente. Capacitatea sistemelor de calcul moderne de a opera repede cu un volum mare de date, a permis simularea comportării sistemelor complexe la diferite scări de lungimi și de timp, precum și repetarea simulărilor pentru mai multe valori ale unor parametri, permițând cercetătorului să obțină în timp rezonabil soluții ce se apropie de realitatea experimentală, care la rândul său permite identificarea soluțiilor tehnice optime și eficiente.

Un exemplu de impact al tehnologiilor moderne de calcul asupra practicii ingineresti este studiul turbulenței. Acum treizeci de ani, se credea imposibil de a efectua simularea numerică a turbulenței cu reprezentarea explicită a mișcării haotice la toate scările de lungime și de timp (simularea numerică directă). Astăzi, aceste simulări au fost realizate parțial și revoluționează în continuare dezvoltarea conceptuală, proiectarea și construcția motoarelor cu reacție, avioanelor, navelor și automobilelor, sistemelor de conversie a SRE,

precum și studiul atmosferei terestre, schimbărilor climatice și răspândirea poluării. Analiza computațională sau asistată de calculator a dinamicii fluidelor (*Computational Fluid Dynamics, CFD*), care a apărut din necesitatea stringentă a studiului fenomenelor de turbulență din mecanica fluidului, a devenit astăzi un domeniu important al științei computaționale.

De exemplu, cercetătorii cunoșteau de mult timp că microbulele (cu dimensiuni de aproximativ 50 la 500 de microni) pot reduce contactul dintre carena navei și apă cu până la 80% [198]. Astfel, mari cavității cu aer în jurul navei ar putea micșora forța de frecare la jumătate, reducând consumul de combustibil și poluarea. Efectele microbulilor au fost studiate experimental timp de trei decenii, însă turbulența atestată în aceste experimente fizice a limitat precizia observațiilor și identificarea parametrilor constructivi și condițiilor optime pentru minimizarea forței de rezistență. În prezent, cercetătorii și inginerii au făcut un salt major spre elaborarea construcției și tehnologiilor de fabricare a carnelor de tip nou, prin crearea modelelor computaționale inovative care pot simula cu un grad de precizie înalt curgerea fluidului și influența microbulilor de diferite dimensiuni asupra vitezei navei. Utilizând sisteme de calcul performante, cercetătorii au fost capabili de a simula fluxul cu aproximativ 20000 de microbule simultan. Următorii pași vor consta în folosirea rezultatelor simulărilor pentru a optimiza dimensiunea microbulilor, direcția și natura curgerii fluidului în vecinătatea carenei, elaborarea recomandărilor rezultate din simulările numerice, identificarea soluțiilor tehnice și, în final, testarea lor pe modelele fizice.

Exemplul simulării numerice a curgerii fluidului cu microbule demonstrează că domeniul științei computaționale oferă avantaje puternice comparativ cu alte metode de cercetare, permițând calcule rapide cu volume de date enorme inabordabile pentru o persoană fizică și repetarea acestora de mai multe ori variind diferiți parametri. Diferența practică între obținerea rezultatelor și soluțiilor în decursul a câtorva ore, spre deosebire de săptămâni sau chiar ani, precum și costul de obținere a acestora este substanțială și schimbă calitativ gama de studii ce pot fi efectuate.

În economia de piață, știința computațională oferă un avantaj competitiv prin transformarea metodelor de proiectare inginerescă și practicilor de afaceri. Într-un sondaj recent al Consiliului pentru competitivitate în afaceri [84], majoritatea covârșitoare a celor chestionați au declarat că aplicarea metodelor științei computaționale a fost nu numai benefică, dar, de asemenea, esențială pentru supraviețuirea companiei.

Un exemplu edificator îl reprezintă cel al companiei aeronautice BOEING din SUA. Ciclul de dezvoltare a noilor produse BOEING era de lungă durată și costisitor, conținând la mai multe etape de elaborare și proiectare testări extensive în tunelul aerodinamic. Integrarea modelării, proiectării și a metodelor de simulare numerică i-a permis companiei Boeing să reducă considerabil testările costisitoare în tunelul aerodinamic ca o parte a procesului de proiectare a aripii, ceea ce a condus la economii în cost și timp. Conform figurei 1.1, preluate din [198], compania Boeing a redus considerabil numărul testărilor experimentale în tunelul aerodinamic (costul unui test în tunel ajungând până la 500000\$), care au fost

înlocuite cu simulări CFD, numărul simulărilor numerice efectuate în 2005 fiind de 60 de ori mai mare comparativ cu anul 1995. Această trecere de la experimente reale la cele virtuale a permis reducerea semnificativă duratei de timp și a costurilor asociate elaborării, proiectării și lansării pe piață a noilor tipuri de avioane, cum ar fi *Boeing 787 Dreamliner*. Totodată, testările în tunelul aerodinamic nu au fost eliminate complet în 2005, acestea fiind importante (într-un număr redus) pentru efectuarea experimentelor necesare validării simulărilor numerice.

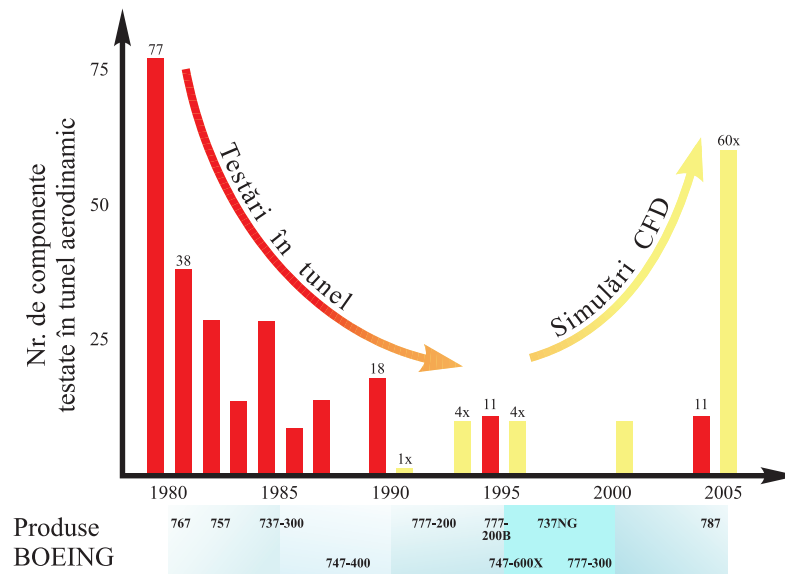


Fig. 1.1. Evoluția simulărilor numerice CFD și testărilor în tunelul aerodinamic, efectuate de compania BOEING în perioada 1980-2005 [198].

Studiul și elaborarea sistemelor de conversie a SRE, în special a celor eoline și hidraulice, sunt indispensabile studiului turbulenței din cadrul dinamicii fluidelor. Analiza comportamentului turbulent al curgerii fluidelor este una dintre cele mai interesante, complexe și importante probleme ale fizicii clasice. Ecuațiile cu derivate parțiale Navier-Stokes, care descriu fizica curgerii fluidelor, inclusiv curgerea turbulentă, au fost introduse la mijlocul secolului 19. Primul progres substanțial în studiul turbulenței a fost efectuat de Boussinesq [33] în 1887, care a formulat ipoteza că tensiunile turbulente sunt proporționale cu media vitezelor de deformație. Această ipoteză și astăzi stă la baza a mai multor modele matematice a turbulenței.

Cercetările experimentale și concluziile lui O.Reynolds din 1894 [128] au stabilit că raportul dintre forțele inerțiale și cele viscoase (cunoscut astăzi ca numărul adimensional Reynolds) este unicul parametru fizic implicat în tranziția unei curgeri incompresibile de-a lungul unei suprafețe netede spre turbulență. Ideile invocate de Reynolds au stabilit pentru mulți ani înainte metodologia de bază a studiului turbulenței. În particular, Reynolds a afirmat că turbulența este mult prea complicată pentru a permite o descriere foarte detaliată și, prin urmare, a introdus descompunerea variabilelor aferente curgerii în partea medie și fluctuații. Începând cu lucrările lui Reynolds, curgerea turbulentă era asociată unui proces

aleatoriu și, prin urmare, abordarea statistică ar fi aplicabilă în studiul ei. Primul rezultat notabil în aplicarea metodelor statistice l-a obținut L.Prandtl în 1925 [126], urmat de G.I.Taylor în 1935 [149] și von Karman [85, 86].

În 1922 L.F.Richardson [130] analizează curgerea turbulentă din punctul de vedere al transferului energetic. Conform observațiilor sale, ruperea vârtejurilor mari inițiază o secvență de transferuri de energie la vârtejuri din ce în ce mai mici, și acest transfer continuă până când numărul Reynolds este suficient de mic, pentru ca mișcarea să fie stabilă, energia cinetică fiind disipată de viscozitate.

În 1941 A.N.Kolmogorov a publicat o serie de trei articole [89, 90, 91] (numite astăzi teoria K41), teoria sa fiind una dintre cele mai citate și invocate teorii de turbulență la ora actuală. Modelul de turbulență a lui Kolmogorov și implicațiile sale vor fi discutate în capitolul 2. Trebuie de menționat că ulterior Kolmogorov a reformulat teoria K41 în 1962 [93]. Ținând cont de realizările teoretice și experimentale din ultimii ani, o serie de autori, cum ar fi U.Frisch [60] și B.Pope [125], interpretează și completează ipotezele de izotropie Kolmogorov.

Pe parcursul anilor 60-70 a secolului trecut au fost întreprinse numeroase încercări de a studia existența, unicitatea și regularitatea soluțiilor ecuațiilor Navier-Stokes, rezultate reprezentative fiind obținute de O.Ladyzhenskaya [95]). Stadiul actual al acestui domeniu este descris, de exemplu, în [60]. De asemenea, ecuațiile Navier-Stokes au fost studiate din punctul de vedere al sistemelor dinamice (S.Smole [139], V.I.Arnold [4]). A fost acceptată asocierea turbulenței cu noțiunea de haos determinist, iar numărul Reynolds critic era privit ca unul dintre punctele de bifurcație.

Lucrarea lui D.Ruelle și F.Takens [134] din 1971 marchează începutul erei moderne în studiul turbulenței. În acest articol a fost stabilit că ecuațiile Navier-Stokes, privite ca un sistem dinamic, sunt capabile să producă soluții haotice cu sensibilitate față de condițiile inițiale și pot fi asociate cu o construcție abstractă matematică, numită, atractor straniu (*strange attractor*). Mai mult, tranziția la turbulență a unei curgeri trece prin sub-etapele: curgere permanentă, curgere periodică, curgere quasi-periodică și, în final, curgere turbulentă. Experimentele din anii 80 ai secolului trecut au confirmat aceste constatări.

În aceeași perioadă au apărut și primele tehnici computaționale din cadrul CFD. Astfel, J.Deardorff [46], bazându-se pe modelul lui J.Smagorinsky [138], a propus în 1970 metoda simularii vârtejurilor mari (*Large Eddy Simulation, LES*), urmată de prima metodă a simulării directe (*Direct Numerical Simulation, DNS*) propusă de S.Orszag și G.Patterson [121] în 1972. De asemenea, începând cu 1972, au fost introduse și primele abordări din familia metodei ecuațiilor Navier Stokes mediate în maniera Reynolds (*Reynolds Averaged Navier Stokes, RANS*). Lucrarile lui B.Launder și D.Spandling [97] și B.Launder [98] au dat start metodelor RANS aflate în dezvoltare până în prezent.

Problema de bază în simularea numerică al turbulenței rezidă în faptul că sunt atestate scări de lungimi și timp de diferite ordine de mărimi. Prin urmare, era evident de la început

că rețeaua de discretizare trebuie să aibă o rezoluție spațială și temporală mai fină decât scările fizice, ceea ce la rândul său implică imposibilitatea aplicării practice al metodei DNS pentru simularea curgerilor turbulente la numere Reynolds mari. Același lucru era valabil în anii 80-90 și pentru metoda LES. Astfel, o mai mare atenție a fost acordată familiei de metode RANS. O dată cu creșterea puterii de calcul, metodele LES au revenit pe agenda practicienilor, lucrările lui Lesieur și Métais [101], Meneveau și Katz [109] prezentând o trecere în revistă al utimelor realizări.

În ultimii zece ani au fost întreprinse eforturi considerabile de a acoperi decalajul dintre metodele RANS și LES, care sunt fundamental diferite în abordarea lor. O descriere exhaustivă a metodelor hibride este prezentată în [61, 62].

Una dintre primele metode hibrid din clasa metodelor *Very Large Scale Simulation* (VLES) a fost metoda propusă de Speziale [143], care în funcție de dimensiunea caracteristică a rețelei de calcul devine fie metoda DNS, fie metoda RANS. Metoda simulării vârtejurilor detașate (*Detached Eddy Simulation*, DES) a fost introdusă de Spalart în 2000 [141] și este similară metodei VLES. În această metodă, zonele stratului limită la pereți sunt rezolvate cu metoda RANS, restul domeniului cu structuri turbulente mari fiind modelat cu metoda LES, iar criteriul de comutare dintre metodele RANS și LES se bazează pe finețea rețelei de discretizare. O modificare îmbunătățită a metodei DES este metoda DDES (Delayed Detached Eddy Simulation) în care criteriul DES este restricționat în stratul limită, metodă propusă de F.Menter și M.Kuntz [115] și dezvoltată ulterior de S.Shur et al. [137]. În 2009, F.Menter și Y.Egorov au propus o metodă alternativă metodei DES, în care metoda RANS nu este influențată de dimensiunea rețelei de calcul, și anume, metoda simulării adaptive la scară (*Scale Adaptive Simulation*, SAS) [114].

În paralel cu dezvoltarea modelelor de turbulență, în a doua jumătate a secolului trecut se dezvoltă vertiginos și metodele de discretizare a ecuațiilor cu derivate parțiale: metoda diferențelor finite, metoda elementelor finite și metoda volumelor finite.

Metoda elementelor finite (MEF) este în prezent metoda numerică dominantă utilizată pentru rezolvarea mai multor probleme din mecanica solidelor și fluidelor. Aceasta metodă este larg aplicată problemelor atât liniare cât și neliniare. Teoria matematică a MEF poate fi găsită în [5, 42, 43, 147]. O introducere accesibilă în teoria matematică a MEF este prezentată în [79], iar [34, 35] oferă o trecere în revistă a realizărilor recente, cum ar fi de exemplu, metoda multigrid. Teoria matematică completă a MEF de tip  $p$  și  $h-p$  cu aplicații în mecanica solidelor și fluidelor poate fi găsită în [136]. Metodele mixte și hibride de elemente finite sunt deseori folosite în rezolvarea problemelor la limită cu constrângeri și a ecuațiilor diferențiale de ordin superior, a se vedea de exemplu [36, 132]. Mai multe monografii sunt dedicate rezolvării numerice a ecuațiilor Navier-Stokes prin MEF [64]. Teoria MEF pentru rezolvarea problemelor parabolice poate fi găsită în [151]. Aplicațiile MEF pentru probleme inginerești reprezentative sunt prezentate în [12, 77, 159, 160], iar o prezentare a dezvoltării în timp a MEF se face în [120, 158].

În utilizarea practică a unei metode numerice, o problemă importantă este evaluarea fiabilității și preciziei soluției numerice. Fiabilitatea soluției numerice depinde de capacitatea de a estima eroarea în soluția deja calculată. O astfel de analiză a erorii se numește analiză a posteriori a erorii. Estimările a posteriori a erorii pot furniza informații cantitative asupra preciziei soluției și constituie baza pentru dezvoltarea procedurilor automate și adaptive de soluționare. Cercetarea estimărilor a posteriori a erorii și a metodelor adaptive de elemente finite a început la sfârșitul anilor 70 [6, 7]. Un rezumat cuprinzător a metodelor adaptive poate fi găsit în [1, 8, 152]. Teoria dualității din analiza convexă [53, 157] este o metoda eficientă pentru derivarea și analiza estimărilor a posteriori a erorii MEF. Astfel, teoria de dualitate a fost aplicată în [10, 11, 32, 54, 55, 67, 68, 69] pentru a obține estimări eficiente pentru probleme fizice și inginerești.

C.Johnson și R.Ranacher [80, 81] utilizează teoria de dualitate pentru derivarea estimărilor a posteriori pentru soluțiile MEF ale ecuațiilor Navier-Stokes. Recent, J.Hoffman a aplicat teoria de dualitate și metodele adaptive problemelor CFD cu curgeri incompresibile [73, 74], iar extinderea acestui cadru la metode din familia LES fiind investigată în [71, 72]. Ulterior, Hoffman și Johnson în [75] inițiază o nouă abordare a metodelor de simulare, și anume *Adaptive DNS/LES*.

### **1.1.2. Sporirea performanțelor aerohidrodinamice și dezvoltarea constructiv-tehnologică a rotoarelor sistemelor de conversie a SRE în baza metodelor moderne de simulare computerizată**

Primele încercări de a utiliza metodele CFD în contextul analizei performanței turbinelor eoliene au fost efectuate în predicția proprietăților aerodinamice (forța de portanță și forța de rezistență) ale palelor bidimensionale. O parte importantă a acestor cercetări a constat în validarea și calibrarea modelelor de calcul în baza datelor experimentale. În ceea ce privește simulările bidimensionale, sunt disponibile date experimentale obținute în tunele aerodinamice prin extinse testări efectuate pe o varietate de profile aerodinamice și în diferite condiții de funcționare, pentru o trecere în revistă a se vedea [6]. De asemenea, au fost efectuate cercetări experimentale 3D pentru TE, cel mai citat fiind programul de experimente aerodinamice NREL, care a generat date pentru o serie de TE cu diametrul rotorului de 10 m. Faza VI a programului NREL, efectuată în tunelul aerodinamic  $24.4 \times 36,6m^2$  de la centrul de cercetări NASA din Ames (SUA) pentru o turbină cu două pale, a conținut cel mai complet set de date experimentale. Astfel, au fost măsurate diferite caracteristici, incluzând presiunea pe întreaga suprafață a palelor aerodinamice și unghiurile de atac pentru variate condiții de funcționare. În prezent, datele obținute în cadrul fazei a VI NREL sunt utilizate pentru calibrarea și validarea modelelor de calcul și a rezultatelor acestora.

Principiul de extracție a energiei prin utilizarea TE cu axă orizontală este bazat pe apariția forțelor de portanță și rezistență pe fiecare dintre secțiunile transversale ale palei aerodinamice, al căror efect sumar este cumulat în momentul de torsiune dezvoltat la axa

rotorului. În prima aproximație, curgerea în jurul unei pale aerodinamice poate fi privită ca o îmbinare a tuburilor inelare de curent, care intersectează suprafața rotorului și a căror caracteristici aerodinamice sunt independente. Din acest punct de vedere, forțele de portanță și de rezistență sunt definite în raport cu viteza vântului relativă a fiecărei secțiuni transversale a palei în rotație. De cele mai multe ori, forța de rezistență reduce momentul sumar dezvoltat la axa rotorului și, din acest motiv, unul dintre criteriile de selectare a profilului aerodinamic al paleilor constă în maximizarea raportului dintre forțele de portanță și rezistență la unghiurile de atac operaționale.

Inițial, identificarea și analiza profilurilor aerodinamice, eficiente pentru palele turbinelor eoliene, efectuate în principal de NREL, universitățile Stanford (SUA), TUDelft (Olanda) și Riso DTU (Danemarca), au fost realizate folosind metode de calcul și produse-program relativ necostisitoare din punctul de vedere a resurselor de calcul necesare: metoda elementelor pe frontieră (BEM, *Boundary Element Method*) și metoda integrală a stratului limită (IBL, *Integral Boundary Layer*), implementate în cadrul produselor program *Xfoil* [50], *Eppler*, *PANDA* [94], *ISES* [49], precum și metode de optimizare.

Ținând cont de faptul că într-o curgere incompresibilă turbulentă, efectele vâscoase sunt dominante doar într-o zonă din vecinătatea imediată a palei cu profil aerohidrodinamic, în această zonă ecuațiile Navier-Stokes sunt approximate prin ecuațiile integrale ale stratului limită, iar în afara acestei zone, efectele vâscoase sunt neglijate și curgerea este considerată nevâscoasă (inviscid) și, prin urmare, mișcarea este potențială.

Partea nevâscoasă a curgerii este rezolvată numeric fie prin discretizarea cu diferențe finite a ecuației Euler pe o rețea de calcul în jurul profilului aerohidrodinamic (implementat în *ISES*), fie prin metoda elementelor de frontieră (implementat în *Xfoil* sau *PANDA*). Metoda elementelor pe frontieră, numită și metoda paneelelor (*panel method*) constă în rezolvarea pe frontieră (profilul aerohidrodinamic) a unei ecuații integrale deduse din ecuațiile Navier-Stokes și în care profilul este asimilat cu o distribuție de soluții fundamentale (surse, vârtejuri, dublete), astfel încât să fie satisfăcute condițiile la limită și condiția Kutta-Jukovski (care asigură unicitatea soluției numerice). Există mai multe modificări ale BEM, care diferă prin soluțiile fundamentale utilizate și modul de aproximare a acestora (constante pe porțiuni, liniare sau liniare pe porțiuni) [87]. Modulul de calcul al curgerii inviscide furnizează distribuția vitezei tangențiale pe suprafața profilului, din care este calculată distribuția presiunii și caracteristicile aerohidrodinamice, coeficientul de portanță și coeficientul momentului de tangaaj. De asemenea, câmpul de viteze a curgerii inviscide este cuplat cu modulul de calcul al parametrilor curgerii din zona vâscoasă: stratul limită.

Modelarea stratului limită bidimensional constă din modelul stratului limită laminar, criteriul de tranziție de la curgerea laminară la cea turbulentă și modelul curgerii în stratul limită turbulent. Modelele utilizează una sau două ecuații diferențiale ordinare bazate pe ecuațiile Falkner-Skan și relații semi-empirice pentru închiderea sistemului.

Astfel, programul *PANDA* folosește modelul Thwaites [39] cu o ecuație pentru stratul

limită laminar și modelul Head [129] cu două ecuații pentru stratul limită turbulent, iar *ISES* și *Xfoil* utilizează modele cu două ecuații în ambele cazuri, ceea ce permite o descriere mai precisă a zonelor cu detașarea stratului limită.

În prezent, metodele bidimensionale CFD sunt utilizate aproape exclusiv ca un instrument de validare în evaluarea performanțelor aerodinamice ale palei și pentru o analiză a fenomenelor asociate curgerii turbulente în vecinătatea palelor. În special eforturi considerabile (conform Rumsey și Ying [135]) au fost întreprinse în analiza bidimensională a stratului limită în condiții de stall aerodinamic, modelarea tranziției la stratul limită turbulent, desprinderea stratului limită pe pală, reatașarea acestuia cu producerea bulei de desprindere, întârzierea desprinderii stratului limită etc. Toate aceste fenomene pot afecta semnificativ performanțele aerodinamice ale rotorului eolian.

Metodele tridimensionale din cadrul CFD nu diferă fundamental de metodele bidimensionale în ceea ce privește modelele de turbulență utilizate sau modalitatea de discretizare a ecuațiilor. Dificultatea suplimentară asociată analizei 3D constă în creșterea numărului de noduri din rețeaua de calcul adecvată captării fenomenelor de curgere relevante. În general, este mai dificilă obținerea independenței soluției numerice de rețeaua de discretizare în cazul 3D. De exemplu, numărul de noduri de ordinul  $10^4$  este suficient pentru simularea curgerii bidimensionale în jurul unei pale aerodinamice, pe când o analiză similară tridimensională ar necesita cel puțin  $10^6$  noduri și soluționarea unei ecuații de impuls adiționale. Prin urmare, efortul computațional, asociat unei analize 3D, este mult mai mare și necesită implicit paralelizarea calculului pentru a evita timpii de simulare nerezonabili. Din acest motiv, o rețea de calcul structurată este preferabilă dat fiind faptul că paralelizarea pe astfel de rețele este mai facilă. De asemenea, analiza 3D poate permite simularea efectului prezenței pământului sau a turnului pentru a stabili influența acestora asupra performanțelor aerodinamice ale turbinei eoliene.

La sfârșitul anilor 90, au fost obținute primele soluții CFD complete ale curgerii în rotorul turbinei eoliene de Duque et al. [51], Sorensen et al. [140] și Varela [154]. În ultimii 10 ani, metodele CFD au fost aplicate pentru analiza 3D a TE în diverse condiții, cu un accent pe reproducerea condițiilor experimentale din etapa VI NREL. De asemenea, au fost comparate diverse modele de turbulență și influența lor asupra parametrilor de performanță atât pentru metoda RANS cât și pentru metodele LES/DES [141]. De exemplu, Le Pape și Lecanu în [124] au arătat avantajul modelului  $k - \omega SST$  asupra modelului  $k - \omega$  și importanța etapei de pre-condiționare în soluționarea sistemului de ecuații discretizat.

În ultimii ani, au fost efectuate analize comparative ale parametrilor constructivi și geometrici ai rotoarelor. Astfel, Ferrer și Munduate [57] analizează performanța TE cu diferite geometrii ale vârfului palei; Mac și Johansen [107] investighează efectele adăugării unor aripioare adiționale pe pală, pentru controlul stratului limită; Gómez și Barakos [65] studiază diverse configurații ale vârfului palei și ale zonei de atașare a palei de nacelă.



## 1.2. Actualitatea și evoluția valorificării SRE

### 1.2.1. Starea actuală și tendințe ale valorificării SRE la nivel mondial

Valorificarea surselor regenerabile de energie (SRE) reprezintă o prioritate de nivel mondial, condiționată și argumentată de securitatea energetică, de schimbările climatice și protecția mediului ambiant, de dezvoltarea industrială și economică, cu diminuarea riscului financiar prin flexibilitate și capacitate de adaptare. Asigurarea accesului oricărui cetățean al Planetei Pământ la energia nonpoluantă, durabilă care, conform deciziei ONU, înseamnă „o dezvoltare ce satisface necesitățile prezentului, fără a compromite capacitatea viitoarelor generații să își satisfacă propriile necesități”, reprezintă una dintre cele mai mari provocări ale secolului XXI.

Pentru realizarea acestui deziderat, se impun un șir de obiective menite să creeze politici de sprijin cu nivel ridicat de investiții, precum și de reducere a costurilor energiei din surse regenerabile, adaptate la creșterea impresionantă a pieței de consum.

La nivel mondial, creșterea utilizării SRE a început în anii '90 ai sec. XX și a înregistrat o dinamică ascendentă după anul 2000. Până în 2011, industria energetică a investit în valorificarea SRE 260 de miliarde de dolari anual [199]. Premisele și cauzele principale ale evoluției valorificării SRE sunt: politicile guvernamentale de susținere, creșterea costurilor surselor de energie convenționale și reducerile semnificative ale costurilor tehnologiilor regenerabile. Datorită naturii dinamice a utilizării SRE în ultimul deceniu, multe previziuni făcute în trecut au fost depășite. De exemplu, Agenția Internațională pentru Energie (AIE), în anul 2000, a proiectat 34 GW de energie eoliană la nivel global până în 2010, în timp ce nivelul real a fost de 200 GW, sau de 8,8 ori mai mult. Banca Mondială a prezis, în 1996, către anul 2020 pentru China circa 9 GW de energie eoliană și 0,5 GW de putere fotovoltaică. Nivelul atins în 2011, cu 9 ani mai devreme, a fost egal cu 62 și 3 GW.

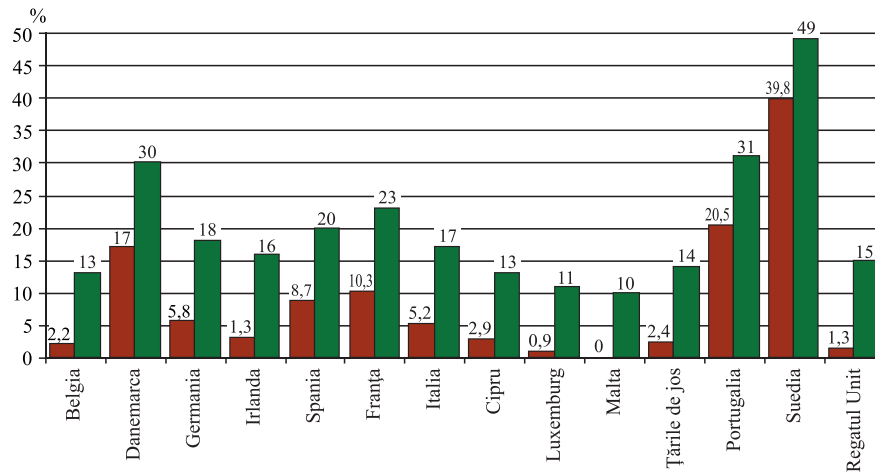
Multe tehnologii de conversie a SRE au un grad avansat de dezvoltare tehnică și economică. Acestea sunt hidroenergia, energia geotermală, biomasa și energia solară pentru producerea energiei termice. Mai multe estimări arată o creștere continuă în viitor, care va reflecta starea lor avansată. Printre alte surse regenerabile, energia eoliană este cea mai apropiată de cerințele comerciale, cu multe exemple de energie nesubvenționată și deja competitivă cu energia convențională în anumite locații.

Liderul incontestabil în domeniul valorificării SRE, la nivel mondial, este UE, care începând cu anul 1973 (criza petrolului), promovează o politică consecventă de susținere și utilizare a SRE. Creșterea ponderii SRE în consumul final brut de energie către anul 2020 în UE este prezentată în figura 1.2. Menționăm aici principalele documente de politică energetică în domeniu, emise de Comisia Europeană:

1. White Paper for a Community Strategy and Action Plan. Energy for the Future: Renewable Sources of Energy [204];
2. Directive 2001/77/EC of the European Parliament and of the Council of 27 September

2001 on the promotion of electricity produced from renewable energy sources in the internal electricity market [192];

3. Directive 2003/30/EC of the European Parliament and of the Council of 8 May 2003 on the Promotion of the Use of Biofuels or Other Renewable Fuels for Transport [193];
4. Directive 2009/28/EC of the European Parliament and of the Council of 23 April 2009 on the Promotion of the Use of Energy from Renewable Sources and Amending and Subsequently Repealing Directives 2001/77/EC and 2003/30/EC [194].



Continuare

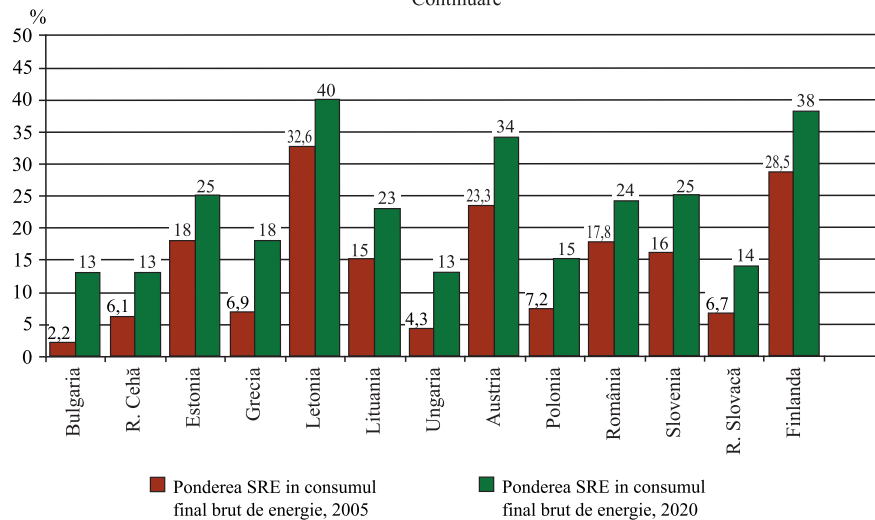


Fig. 1.2. Ponderea SRE în 2005 și obiective naționale globale în țările-membre ale UE, % din consumul final brut de energie.

Conform Directivei 2009/28/EC, angajamentul Comunității Europene față de dezvoltarea la scară comunitară a energiei din surse regenerabile constă într-o pondere a acestui tip de energie de 20% din întregul consum de energie la nivel comunitar până în anul 2020 și un obiectiv minim obligatoriu de 10%, care trebuie atins de toate statele-membre în ceea ce privește ponderea biocarburanților în consumul de benzină și motorină în transporturi până în anul 2020, introducerea acestuia urmând să se facă într-un mod rentabil. Fiecare stat-membru își asumă obligația ca ponderea de energie din surse regenerabile să fie egală

sau mai mare decât cea arătată în figura 1.2.

Pentru a realiza mai ușor obiectivele prevăzute în Directiva menționată, fiecare stat-membru promovează și încurajează eficiența energetică. Îmbunătățirea eficienței energetice reprezintă un obiectiv-cheie al Comunității, care urmărește să realizeze o îmbunătățire cu 20% a eficienței energetice până în 2020. Dinamica creșterii, în perioada 2000 – 2012, a puterii instalate eoliene în *EU* – 27 este prezentată în figura 1.3 (a) [205]. Rata anuală de creștere constituie 12%. Capacitatea eoliană cumulativă instalată către anul 2012 a fost egală cu 11,6 *GW*, sau 26% din capacitățile totale noi instalate de 44,6 *GW*, și este mai mare decât capacitatea instalată pe bază de gaz natural (24%) și cărbune (7%).

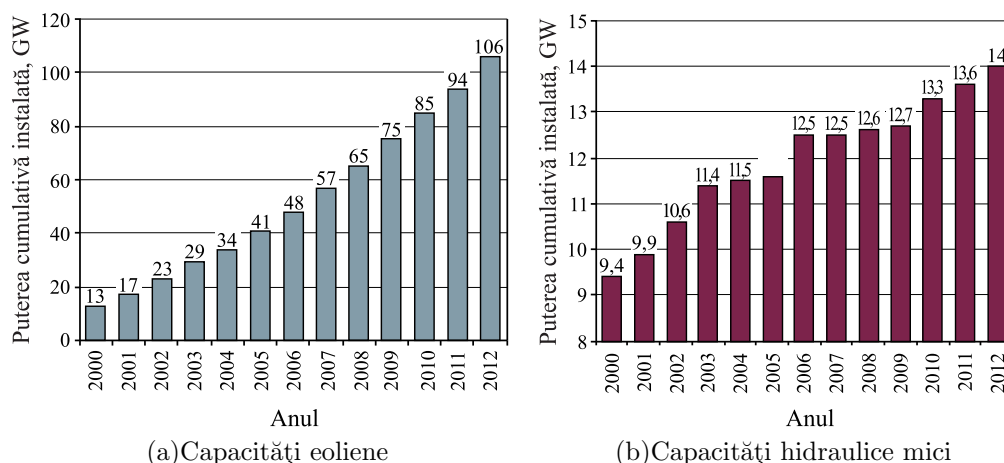


Fig. 1.3. Dinamica creșterii capacităților eoliene (a) și capacităților centralelor hidraulice mici (b).

Dinamica creșterii puterii instalate a centralelor hidraulice mici ( $< 10$  *MW*) în perioada 2000 – 2012, în *EU* – 27 este prezentată în figura 1.3 (b).

Schimbările climatice din ultimul timp impun categoric omenirea să-și revadă atitudinea față de dezvoltarea producerii energiei electrice din surse regenerabile. Se constată o tendință generală de micșorare a cotei de electricitate produsă din surse fosile și, respectiv, majorarea celei produse din SRE. Obiectivele pentru anii 2020 – 2050 au fost revăzute atât la nivel mondial, cât și la nivel european. În acest context, Consiliul Mondial al Energiei Eoliene (GWEC), Consiliul European al Energiei Regenerabile (EREC) și Organizația Greenpeace au elaborat patru studii cu genericul *Energy [R]evolution – a Sustainable World Energy Outlook*, ultima ediție fiind publicată în anul 2012. De asemenea, în anul 2012 EREC a publicat două studii dedicate aceluiași subiect, dar cu referire la țările-membre ale UE: *Energy [R]evolution - a Sustainable EU 27 Energy Outlook* și *RE-thinking 2050 – a 100% Renewable Energy Vision for the European Union*. La nivel global, circa 94% de electricitate și 90% de energie termică vor fi produse pe bază de SRE. La rândul său, Europa trebuie să pregătească terenul pentru 100% de regenerabile către anul 2050. Obiectivul 2050 nu este o chestiune de tehnologie, ci mai degrabă o capacitate de a face alegerile corecte în prezent pentru ziua de mâine. Provocarea pentru noi este mare, dar nu avem de ales, dacă dorim să

acționăm în mod responsabil față de generațiile viitoare.

În studiile menționate mai sus sunt analizate două scenarii: 1) de referință, bazat pe publicațiile *International Energy Agency în World Energy Outlook* și 2) *Energy [R]evolution Scenario*, bazat pe ipoteza că în anul 2050 emisiile de  $CO_2$  vor fi micșorate cu 50% în raport cu anul 1990, iar creșterea temperaturii la nivel global nu va depăși  $+2^\circ C$ . În figurile 1.4 (a) și 1.4 (b) sunt prezentate ambele scenarii cu referință doar la două tehnologii – hidroenergia și energia eoliană – la nivel global, iar în figurile 1.4 (c) și 1.4 (d) – la nivelul celor 27 de țări din UE. Pentru ambele scenarii se constată o evoluție cu mult mai rapidă a capacităților instalate de putere eoliană, atât la nivel global, cât și la nivel european. În acest caz, capacitățile eoliene le vor substitui pe cele nucleare, care vor fi conservate.

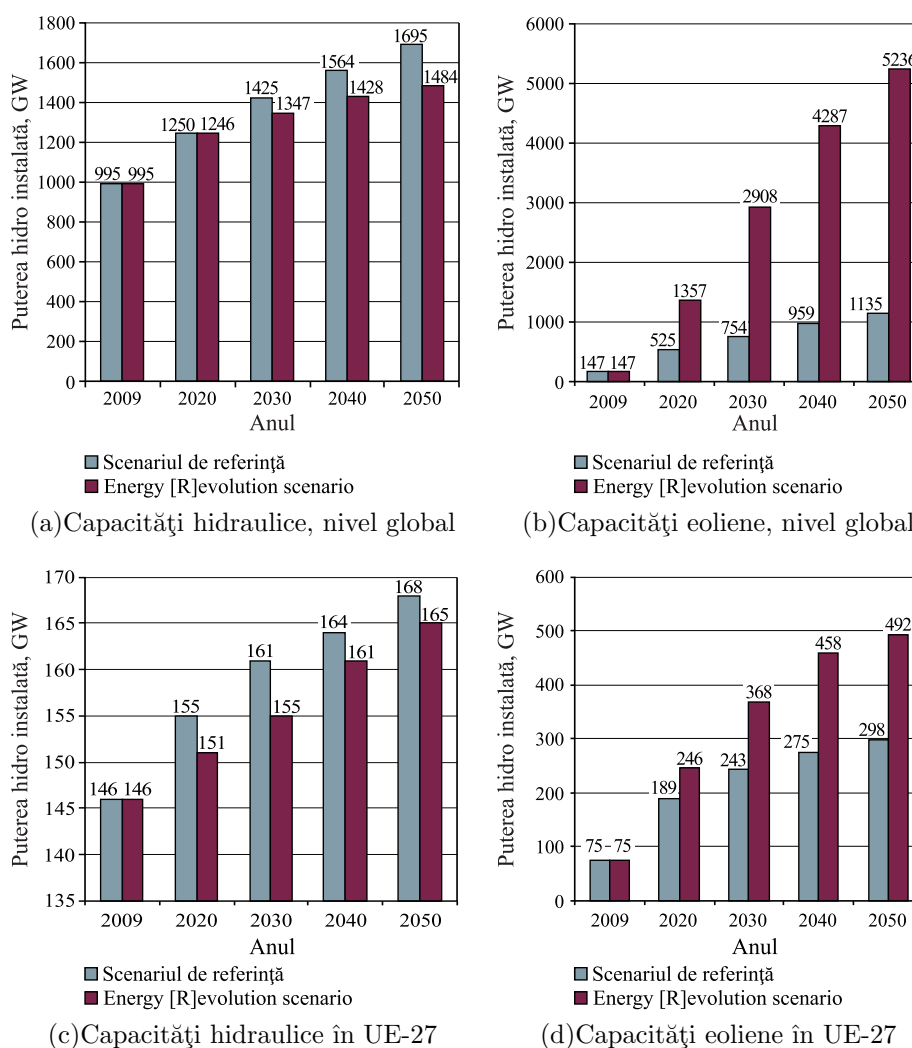


Fig. 1.4. Evoluția capacităților hidraulice (inclusiv hidrocentrale mari) la nivel global (a); evoluția capacităților eoliene la nivel global (b); evoluția capacităților hidraulice (inclusiv hidrocentrale mari) în UE-27 (c); evoluția capacităților eoliene în UE-27 (d).

În *Energy [R]evolution Scenario*, evoluția capacităților hidrice este mai lentă și se datorează includerii și a capacităților hidroenergetice mari, care au o influență negativă asupra mediului.

### 1.2.2. Importanța valorificării SRE la nivel regional

Comitetul Regiunilor (CoR), care reprezintă adunarea UE a reprezentanților locali și regionali, a invitat UE să înceapă să își stabilească obiective dincolo de orizontul anului 2020 și să se angajeze în elaborarea strategiei pe termen lung, prin care energia din surse regenerabile să devină cu adevărat competitivă și o reală sursă de energie alternativă în anii viitori [191].

Autoritățile locale și cele regionale europene au înaintat propuneri privind un program de sprijin pentru energia regenerabilă, susținând că aceste obiective pot fi atinse numai prin abordarea unei abordări coordonate la nivelul UE, corelate cu asigurarea unor investiții solide. Aceste planuri au fost propuse în avizul „Energia din surse regenerabile: o prezență majoră pe piața energetică europeană”. În condițiile în care statele-membre s-au angajat să ia toate măsurile necesare pentru ca energia din surse regenerabile să reprezinte, până în 2020, 20% din totalul energetic, CoR a sprijinit Comisia Europeană în demersurile sale pentru lansarea dezbaterilor și analizarea planurilor pentru perioada de după 2020. Comitetul a solicitat o revizuire deplină a strategiei UE privind energia din surse regenerabile pentru perioada de după 2020, exprimându-și îngrijorarea cu privire la faptul că planurile actuale au o viziune pe un termen scurt, subliniind astfel necesitatea tot mai stringentă de a se adopta o abordare mult mai consecventă în vederea asigurării unui sector energetic cu adevărat viabil. De asemenea, Comitetul propune ca UE să analizeze posibilitatea ca până în 2050 să se bazeze în proporție de 100% pe SRE.

Elementele-cheie ale evoluției viitoare a SRE vor reprezenta programe coordonate privind creșterea rolului regiunilor în distribuirea fondurilor alocate pentru a sprijini valorificarea SRE și crearea de centre de energie din surse regenerabile, pentru a permite transferul de cunoștințe de specialitate cu specific local. În acest context, un rol deosebit i se atribuie învățământului de toate nivelurile.

Comitetul a formulat propuneri pentru realizarea acestor obiective ambițioase prin derularea unui program de sprijin paneuropean care ar necesita investiții din partea UE în favoarea valorificării SRE și reducerea subvențiilor pentru combustibilii fosili.

De asemenea, Comitetul atrage atenție asupra faptului că nu ar trebui subestimată nici importanța **cooperării transfrontaliere și interregionale**. Pentru creșterea accesibilității energiei din surse regenerabile sunt necesare investiții considerabile în infrastructură, în sensul îmbunătățirii rețelelor de energie. Sursele de energie regenerabile deseori nu sunt situate în proximitatea consumatorilor finali, astfel că este necesar să se asigure de urgență investiții pentru extinderea distribuției. În același timp, CoR susține că este important ca în regiuni să se combine diferite tehnologii de energie din surse regenerabile, prin aplicarea tehnologiilor de rețea inteligentă, asigurându-se echilibrul dintre nevoile locale de electricitate și producție și, astfel, crescând securitatea energetică a regiunilor și reducând dependența de importurile de energie pe distanță lungă. Totodată, ar trebui analizat rolul important

pe care îl dețin microinstalațiile, fiind, în același timp, esențial să se încurajeze apariția prosumatorilor – consumatori care produc energie pentru uz propriu [191].

CoR constată că importanța valorificării SRE este determinată și de obiective mai generale ale UE privind combaterea schimbărilor climatice, asigurarea securității energetice europene și realizarea independenței energetice față de sursele externe.

### **1.2.3. Perspectivele valorificării SRE la nivel național. Potențialul energetic eolian și cel hidraulic ale Republicii Moldova**

Din anul 2009, Republica Moldova este membru al Tratatului Comunității Energetice și trebuie să-și respecte angajamentele privind armonizarea cadrului legislativ-normativ în domeniul energiei cu acquisul comunitar. În acest context, a fost elaborat proiectul hotărârii Guvernului cu privire la aprobarea Planului Național de Acțiuni privind Energia Regenerabilă pentru anii 2013-2020 (PNAER). Obligativitatea pentru Republica Moldova este de a prezenta PNAER până în cursul anului 2013. Totodată, angajamentele Republicii Moldova privind valorificarea SRE corelează cu accesarea țării noastre la 22 aprilie 2003, la Protocolul de la Kyoto și cu semnarea a 18 Convenției Internaționale de mediu. Aceste angajamente și decizii sunt în deplină concordanță cu Strategia Uniunii Europene, al cărui membru tinde să devină și Republica Moldova. Obiectivele generale și cele sectoriale corelează cu țintele naționale stabilite de:

1. Strategia Națională de Dezvoltare Moldova 2020 [202];
2. Hotărârea de Guvern nr. 102 din 05.02.2013 cu privire la Strategia energetică a Republicii Moldova până în anul 2030 [200];
3. Hotărârea de Guvern nr. 833 din 10.11.2011 cu privire la Programul național pentru eficiență energetică 2011-2020 (PNEE) [201].

Obiectivul global pentru consumul energiei regenerabile către anul 2020 a fost determinat prin legislația în vigoare a Republicii Moldova, obiectivele indicative sectoriale fiind următoarele:

1. Contribuție globală de 20% a SRE din consumul final brut de energie;
2. Contribuție de 10% a electricității produse din SRE;
3. Ponderea biocarburanților în volumul total de carburanți utilizați – 10%;
4. Ponderea energiei termice produse din SRE – 27%.

Pentru realizarea primelor două obiective, se preconizează o dezvoltare rapidă a capacităților de producere a energiei electrice din SRE. Către anul 2020, puterea totală instalată va constitui circa 400 MW (figura 1.5), din care 250 MW vor fi instalați în perioada 2013-2015 și 150 MW – în perioada 2015-2020. Traectoria dezvoltării puterii electrice produse din SRE conform PNAER, prezentată în figura 1.5, presupune că circa 90%, sau 360 MW, vor fi de natură eoliană, iar 40 MW vor fi produse din energie hidraulică, fotovoltaică și din bi-

omasă. Atingerea acestor scopuri, destul de ambițioase, este posibilă, deoarece în Republica Moldova există potențial eolian, solar și hidrolic.

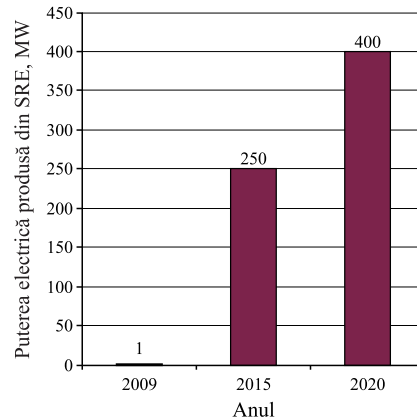


Fig. 1.5. Traiectoria dezvoltării puterii electrice produse din SRE conform PNAER.

**Potențialul energetic eolian al Republicii Moldova** a fost evaluat la înălțimea de 50 m deasupra solului și a fost exprimat în unități de putere instalată și unități de energie electrică, în ipoteza că factorul de utilizare a puterii instalate  $K_U$  este egal cu 0,3, care se determină conform formulei:

$$K_U = \frac{W_{EE}}{8760P_{inst}}, \quad (1.1)$$

unde  $W_{EE}$  este energia electrică produsă într-un an de o eventuală unitate energetică, iar  $P_{inst}$  – puterea instalată.

Banca Europeană pentru Reconstrucție și Dezvoltare (BERD), în anul 2003, a evaluat potențialul tehnic energetic eolian al țărilor Europei Centrale, Europei de Est și potențialul fostei URSS [206]. Analiza, prezentată în [206], se bazează pe estimările făcute în ex-URSS în anul 1989, în cadrul Planului de dezvoltare a energiei eoliene în URSS până în anul 2010. Conform acestor studii, potențialul tehnic eolian al Republicii Moldova este exprimat în unități de energie electrică și este egal cu 1,3 TWh. Această energie ar putea fi produsă cu turbine eoliene, având factorul de utilizare a puterii instalate egal cu 0,3 sau cu 30%. Din relația (1.1), putem calcula puterea eoliană care ar putea fi instalată:

$$P_{inst} = \frac{W_{EE}}{8760K_U} = \frac{1,3 \cdot 10^{12}}{8760 \cdot 0,3} = 500 \text{ MW}. \quad (1.2)$$

Cercetătorii Centrului Energie plus din cadrul UTM au estimat potențialul tehnic eolian pe baza procesării datelor statistice despre vânt pe anii 1990–1999, folosind setul de programe WAsP. Pentru 10 stații meteorologice a fost întocmit Atlasul Vântului (AV), folosind metodologia [118, 119, 78]. În tabelul 1.1 sunt prezentate informațiile necesare pentru evaluarea potențialului energetic eolian, culese din AV ale respectivelor stații meteorologice. Potențialul eolian a fost estimat pentru aceleași condiții: înălțimea deasupra solului  $H = 50$  m, factorul de utilizare a puterii instalate  $K_U = 0,3$ . Totodată, s-a impus condiția ca terenul destinat pentru amplasarea centralelor eoliene să corespundă clasei de rugozitate  $R = 1$ .

Tabelul 1.1. Vitezele medii anuale ( $m/s$ ) și densitatea de putere eoliană ( $W/m^2$ ) în amplasamentele stațiilor meteorologice.

Înălțimea deasupra solului, m	Clasa de rugozitate a terenului								
	R-0	R-1	R-2	R-3	R-0	R-1	R-2	R-3	
Stația meteorologică Bălțata				Stația meteorologică Bălți					
10	4,4/123	3,1/53	2,7/35	2,1/17	5,7/281	4,1/116	3,6/77	2,8/37	
25	4,8/155	3,7/82	3,3/60	2,8/36	6,2/357	4,8/182	4,4/134	3,7/79	
50	5,1/187	4,3/110	3,9/86	3,4/58	6,7/429	5,6/249	5,2/195	4,4/128	
100	5,67247	5,1/172	4,6/132	4,1/88	7,2/549	6,5/371	6,1/292	5,3/198	
200	6,2/355	6,1/348	5,7/259	5,0/167	7,9/752	8,0/684	7,4/527	6,5/348	
Stația meteorologică Cahul				Stația meteorologică Chișinău					
10	6,7/331	4,7/132	4,1/87	3,2/42	4,3/86	3,1/35	2,7/23	2,1/11	
25	7,3/423	5,6/210	5,0/153	4,2/91	4,8/111	3,7/56	3,3/41	2,8/25	
50	7,8/510	6,4/292	5,9/226	5,1/148	5,1/135	4,2/79	3,9/61	3,4/41	
100	8,4/655	7,5/445	6,9/345	6,1/233	5,5/176	5,0/127	4,6/98	4,1/66	
200	9,3/900	9,2/829	8,5/632	7,4/418	6,1/247	6,3/251	5,7/189	5,0/123	
Stația meteorologică Ceadâr-Lunga				Stația meteorologică Comrat					
10	7,0/322	4,8/125	4,2/83	3,4/40	6,6/430	4,7/176	4,1/116	3,2/56	
25	7,6/414	5,8/201	5,2/147	4,4/88	7,2/549	5,5/274	5,0/201	4,2/119	
50	8,2/505	6,7/285	6,1/220	5,3/145	7,7/654	6,3/373	5,8/290	5,0/190	
100	8,9/656	8,0/458	7,3/352	6,4/235	8,3/820	7,4/533	6,8/422	6,0/291	
200	9,8/920	9,9/909	9,0/678	7,9/438	9,1/1084	8,8/911	8,2/713	7,2/489	
Stația meteorologică Cornești				Stația meteorologică Fălești					
10	6,3/323	4,5/128	3,9/84	3,1/41	5,3/185	3,7/78	3,2/52	2,6/25	
25	6,9/414	5,3/202	4,8/148	4,0/88	5,8/236	4,4/122	4,0/89	3,4/54	
50	7,4/498	6,1/283	5,6/219	4,8/144	6,2/285	5,1/165	4,7/129	4,1/86	
100	8,0/635	7,1/427	6,6/331	5,8/227	6,7/374	6,1/259	5,6/199	4,9/134	
200	8,8/858	8,7/773	8,0/590	7,0/397	7,4/533	7,5/519	6,9/386	6,0/251	
Stația meteorologică Leova				Stația meteorologică Soroca					
10	5,2/210	3,6/90	3,2/60	2,5/29	4,7/156	3,4/66	2,9/44	2,4/21	
25	5,6/265	4,3/139	3,9/102	3,3/61	5,2/198	4,0/103	3,6/76	3,1/46	
50	6,1/318	5,0/186	4,6/146	4,0/97	5,6/239	4,7/141	4,3/110	3,8/73	
100	6,6/418	5,9/285	5,4/218	4,8/146	6,0/314	5,5/221	5,1/170	4,5/114	
200	7,2/592	7,3/556	6,7/418	5,8/271	6,7/450	6,9/445	6,3/332	5,6/214	

Hărțile potențialului eolian prezintă variația resurselor energetice deasupra ariilor extinse și relativ omogene (figura 1.6). Harta potențialului energetic eolian este elaborată pe baza datelor furnizate de AV, fiind extrapolate și ajustate la orografia terenului analizat. În Atlasul Vântului European (AVE) [180], astfel de hărți au fost elaborate în anul 1988 pentru cele 15 state-membre ale UE. Harta din figura 1.6 este o hartă estimativă a potențialului energetic eolian al Republicii Moldova, calculată la înălțimea de 70 m deasupra solului, și suplimentar conține date numerice ale vitezei vântului și densității de putere eoliană, extrase din AV ale celor 10 stații meteorologice pentru înălțimea de 50 m și clasa de rugozitate R-1 (la numitor – densitatea de putere,  $W/m^2$ ).



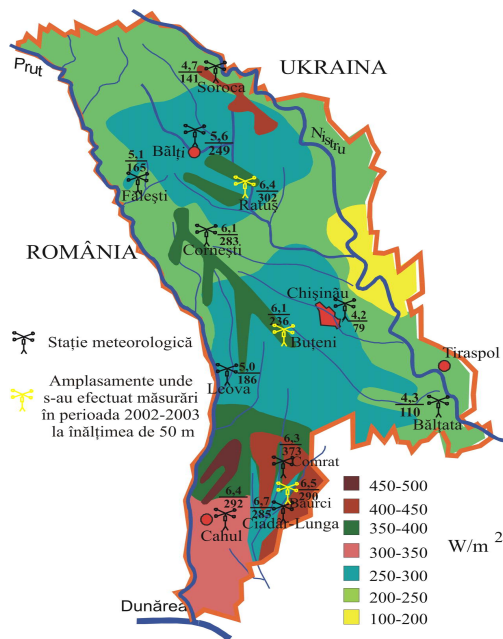


Fig. 1.6. Harta potențialului energetic eolian al Republicii Moldova.

În figura 1.7 este prezentată harta vitezei medii a vântului în Republica Moldova, calculată de compania americană *AWS True Power*. La înălțimea de 100 m deasupra solului, viteza vântului este egală cu 7 – 8 m/s – viteză acceptată de majoritatea investitorilor în energetica eoliană. Mai pronunțat este potențialul eolian în sudul țării, în zonele Podișul Central, Dealurile Nistrene și Podișul de Nord.

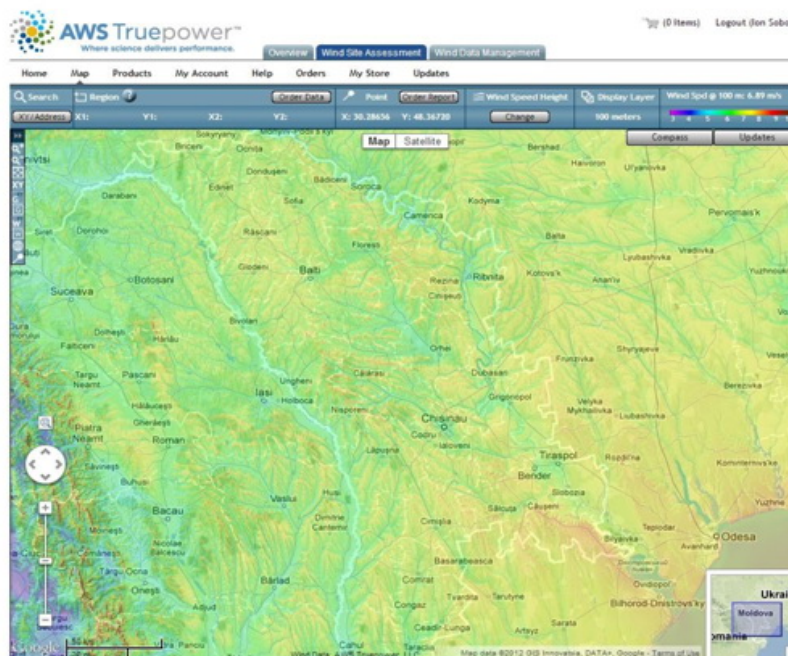


Fig. 1.7. Viteza medie a vântului la înălțimea de 100 m deasupra solului.

**Potențialul hidroenergetic cinetic al Republicii Moldova** se formează din potențialele hidroenergetice explorabile ale celor trei râuri cu debit considerabil. În figura

1.8 sunt indicate zonele în care viteza fluxului de apă este mai mare de 1 m/s. Conform datelor Serviciului Hidrometeo, constatăm următoarele:

- **Pe râul Nistru:** cea mai mare înălțime deasupra nivelului mării este în preajma localității Naslavcea (62 m). Potențialul hidroenergetic cinetic poate fi explorat pe porțiunea râului Nistru de la comuna Naslavcea până la comuna Sănătăuca, unde nivelul apei este de 29 m. Pe această porțiune se află cca 40 de localități rurale, cu o populație de cca 60000 de oameni;
- **Pe râul Prut:** cea mai mare înălțime este de 55 m (în regiunea comunei Criva). Potențialul hidroenergetic cinetic poate fi explorat pe porțiunea râului Prut de la comuna Criva până la comuna Giurgiulești din sudul Republicii, unde nivelul apei este de 20-27 m față de nivelul mării. Pe această porțiune a râului se află cca 80 de localități rurale, cu o populație de cca 200000 oameni;
- **Pe râul Răut:** cea mai mare înălțime este de 79 m (în regiunea comunei Prăjila). Potențialul hidroenergetic cinetic poate fi explorat pe porțiunea râului Răut de la comuna Prăjila până la comuna Trebujeni, unde nivelul apei este de 23 m. Pe această porțiune se află cca 50 de localități rurale, cu o populație de cca 70000 oameni.



Fig. 1.8. Harta măsurărilor potențialului energetic al râului Prut cu zonele unde s-au atestat viteze  $v > 1 \text{ m/s}$ .

Având în vedere importanța cercetărilor științifice în domeniu pentru Republica Moldova, la UTM a fost creat CESCER, cercetătorii căruii au efectuat măsurările vitezei apei pe diferite porțiuni ale râului Prut, utilizând aparatul de măsurare FP 201 Global Water Flow Probe Digital Velocity Meter, produs de firma IRIS Instruments, SUA.

Investigațiile pe râul Prut s-au efectuat de la revărsarea lui în Dunăre (comuna Giurgiulești) până la hotarul cu Ucraina (comuna Criva), pe o distanță de 685 km, în punctele indicate în tabelul 1.2.

Tabelul 1.2. Viteza apei pe râul Prut în diferite zone caracteristice (măsurările au fost efectuate în perioada mai – noiembrie 2004).

Nr. d.o.	Localitatea	Viteza, m/s	Nr. d.o.	Localitatea	Viteza, m/s	Nr. d.o.	Localitatea	Viteza, m/s
1	Giurgiulești	0,8/1,0	20	Leușeni	0,8/1,1	39	Chetriș	0,8/1,1
2	Châșlița-Prut	1,0/1,2	21	Drânceni (Rom.)	0,7/1,0	40	Bisericani	0,9/1,2
3	Slobozia Mare	0,7/0,9	22	Cotul Morii	0,8/1,1	41	Cobani	1,1/1,4
4	Văleni	0,8/1,1	23	Bălăurești	0,9/1,2	42	Avrameni (Rom.)	1,1/1,5
5	Brânza	0,9/1,1	24	Zberoaia (Rom.)	0,8/1,1	43	Brănești	0,9/1,1
6	Colibași	1,0 /1,3	25	Grozești (Rom.)	1,0/1,3	44	CHE Costești, aval	0,9/1,2
7	Cahul	0,8/1,1	26	Bărboieni (sus)	1,1/1,5	45	CHE Costești, sus	0
8	Gotești	0,9/1,2	27	Frăsinești	0,7/1,0	46	Bădrajii Vechi	0,2/0,3
9	Stoieniști (Rom.)	1,1/1,3	28	Măcărești (Rom.)	0,7/1,0	47	Bădrajii Noi	0,3/0,5
10	Cantemir	0,8/1,1	29	Costuleni (Rom.)	1,2/1,5	48	Viișoara	0,6/0,8
11	Leca	1,0/1,2	30	Valea Mare	0,8/1,1	49	Lopatnic	0,7/1,0
12	Antonești	1,1/1,3	31	Ungheni	1,0/1,3	50	Bogdănești (Rom.)	0,9/1,1
13	Leova	0,9/1,1	32	Sculeni	0,8/1,1	51	Gremești (Rom.)	0,9/1,2
14	Sârma	0,8/1,0	33	Medeleni	0,9/1,1	52	Tețcani (Rom.)	0,8/1,1
15	Tochile-Răducani	0,9/1,1	34	Gherman	0,9/1,0	53	Pererâta	0,9/1,2
16	Sărata-Răzeși	0,8/1,0	35	Taxobeni	1,1/1,4	54	Șireuți	1,0/1,2
17	Pogănești (Rom.)	1,0/1,3	36	Horești; Unteni (Rom.)	0,7/1,0	55	Lipcani	1,1/1,3
18	Cioara	0,8/1,1	37	Valea Rusului	0,8/1,2	56	Drepcăuți	0,9/1,1
19	Dancu, Călmățui (Rom.)	0,9/1,2	38	Călinești (Rom.)	0,7/1,0	57	Criva	0,8/1,0

Măsurările vitezei apei doar pe râul Prut deja denotă faptul că Republica Moldova posedă un potențial hidroenergetic relativ bun, explorabil, spre exemplu, prin utilizarea microhidrocentralelor de flux, care nu necesită construcția dambelor.

Valorificarea potențialului eolian și celui hidroenergetic ale Republicii Moldova prin implementarea MHCF și TE de putere mică se încadrează plenar în deciziile CoR al UE (vezi secțiunea 1.2.1) și ale Guvernului Republicii Moldova privind alimentarea cu energie electrică, termică sau mecanică a consumatorilor individuali dispersați.

### 1.3. Tendințe ale dezvoltării conceptuale, constructiv-tehnologice și funcționale ale turbinelor eoliene și hidraulice

#### 1.3.1. Evoluția dezvoltării turbinelor hidraulice de mega-, mini-, și microputare

**Macrohidrocentrale, capacități hidroenergetice instalate.** Energia hidrolică este una dintre cele mai utilizate SRE, fiind și una dintre cele mai ieftine, de calitate și curate surse de energie. Ca sursă de energie regenerabilă, energia hidrolică poate fi captată sub forme extraenergetice:

- energie potențială (de cădere liberă a apei);
- energie cinetică (de curgere a curenților de apă).

Hidroenergetica asigură în prezent cca 19% (2650 TW h/an) din necesitățile globale în energie electrică. Informația primită de la Comitetul Economic în domeniul Apelor, completată cu datele publicate în *The International Journal on Hydropower & Dams*, arată că potențialul hidroenergetic fezabil din punct de vedere tehnic este de cca 14400 TW h/an (figura 1.9 (a)) [203], din care aproape 8000 TW h/an sunt considerate acum fezabile din punct de vedere economic.

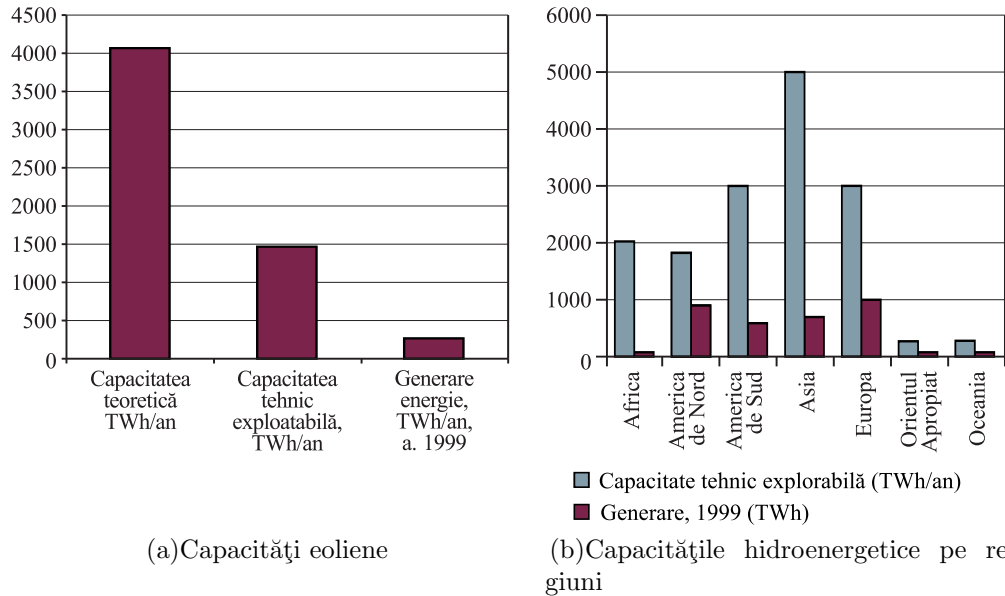


Fig. 1.9. Capacitățile hidroenergetice globale – teoretice, tehnic explorabile și producția globală de energie în anul 1999 (a) și capacitățile hidroenergetice instalate până în a. 1999, divizate pe regiuni (b).

În prezent, sunt instalate capacități generatoare hidroelectrice cu o putere de cca 692 GW, împreună cu aproximativ 110 GW aflate în construcție. Potențialul rămas, exploatabil din punct de vedere economic, este de cca 5400 TW h/an: exploatarea acestui potențial ar necesita construcția a cca 1400 GW de capacități hidroenergetice (dublu față de capacitățile prezente instalate). Investiții de cel puțin 1 500 miliarde dolari SUA vor fi necesare pentru realizarea unui asemenea program. Luând în considerație faptul că capacitatea unei hidrocentrale este între 50 MW și 100 MW, va fi necesară construcția a cca 20000 hidrocentrale (construcții foarte mari ca Three Gorges în China și Itaipú în Brazilia nu trebuie să fie o normă). O simplă analiză arată că, deocamdată, doar cca. a șasea parte din potențialul hidroenergetic tehnic explorabil este valorificată. Conform datelor prezentate în [208] în topul regiunilor cu cea mai mare capacitate hidroenergetică instalată, pe primele locuri se află Europa și Asia cu 31% și respectiv 25,4%, urmate de America de Nord cu 20,4%. Capacitățile hidroenergetice globale în cifre teoretice, tehnic exploatabile și energia generată în anul 1999 sunt prezentate în figura 1.9 (b).

Capacitățile de exploatare tehnică a hidroenergeticii și producerea energiei hidroelectrice în anul 1999, pe regiuni globale, demonstrează că cel mai bine este exploatat potențialul

hidroenergetic existent în America de Nord, unde Canada și SUA produc cca o pătrime din energia hidroelectrică. Canada, cu resurse abundente de apă, a avut bune oportunități pentru a produce energie electrică curată, cu un cost redus. Aceasta a avut un rol important în dezvoltarea economică și socială a Canadei pe parcursul ultimelor două secole. Astfel, energia hidroelectrică este sursa principală de energie electrică din Canada, reprezentând aproximativ două treimi din energia totală produsă. Cea mai mare parte (cca 59%) provine de la marile hidrocentrale [209], cum ar fi complexul gigant James Bay din regiunea Quebec, care are o capacitate de peste 15000 MW.

Cele mai mari hidrocentrale sunt Itaipu din Brazilia și Guri din Venezuela cu capacitățile de 14000 MW și respectiv 10200 MW, urmată de hidrocentrala Three Gorges din China cu capacitatea actuală de 9800 MW și capacitatea proiectată 18200 MW.

Hidroenergetica poate asigura multor țări independență energetică, costuri reduse la energie și protecția mediului. În figura 1.10 sunt prezentate cheltuielile estimative de producere a energiei electrice pentru 1 kW/h.

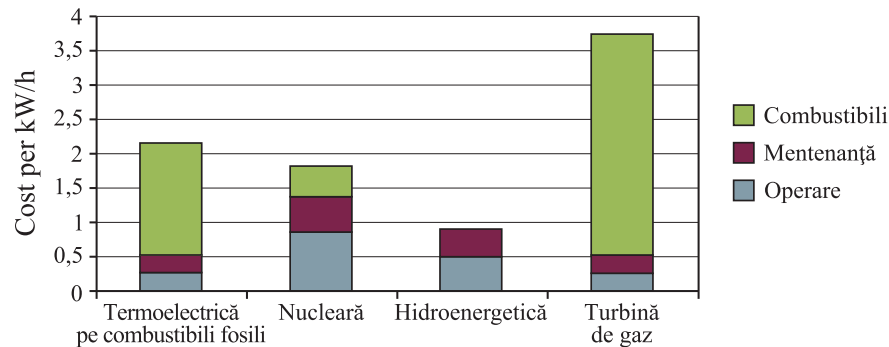


Fig. 1.10. Cheltuielile estimative de producere a energiei electrice pentru 1 kWh.

**Mini și microhidrocentrale.** Cercetările din ultimii ani demonstrează că, în pofida costurilor reduse, macrohidroenergetica nu este o opțiune reușită pentru viitorul producției de energie în țările dezvoltate, din diferite considerente, cum ar fi cel al mediului, de exemplu.

Construirea barajelor pe râuri a creat mari probleme sociale și de mediu. Formarea artificială a unor imense rezervoare de apă prin bararea marilor artere ale Terrei a condus la modificarea climei și a faunei în regiune, la crearea unor surse generatoare de gaze cu efect de seră. Mai multe studii recente asupra rezervoarelor mari de apă, create de barajele hidrocentralelor, au demonstrat că procesele de putrefacție a vegetației acvatice pot provoca eliminarea în atmosferă a unor cantități de gaze cu efect de seră, echivalente cu cele de la alte surse de energie electrică [52]. De exemplu, în regiunile tropicale, macrohidroenergetica poate duce la emisia gazelor cu efect de seră, comparabilă cu emisiile electrocentralei bazate pe combustibilii fosili. Conform datelor cercetătorului Philip Fearnside (Institutul Național de Cercetări din Brazilia), în primii 10 ani de funcționare, centrala hidroelectrică ar putea produce de patru ori mai multe emisii de gaze decât o centrală termoelectrică. Aceste date pun la îndoială corectitudinea planurilor de construcție a barajelor în țările în curs

de dezvoltare, incluzând și proiectul de 5 miliarde de dolari, propus pentru râul Kongo. Hidrocentralele la scară mică, fără baraje și rezervoare, nu sunt surse de gaze cu efect de seră.

Un alt dezavantaj al barajelor hidroelectrice este inundarea unor terenuri agricole sau a unor păduri vaste. Barajul Grande Project din regiunea James Bay din Quebec a inundat cca 10000 km<sup>2</sup> de terenuri, care se vor mări conform planurilor de lărgire, atingând o suprafață mai mare decât cea a Elveției. Inundarea unor teritorii riverane întinse au creat mari probleme sociale, zeci de localități fiind inundate, iar sute de mii de locuitori ai acestor localități fiind strămutați (figura 1.11 (a)). De exemplu, hidrocentrala Three Gorges Dam, a cărei construcție s-a început în anul 1993 pe râul Yangtze, China, și care are capacitatea combinată generatoare de 18,2 milioane kW, a necesitat strămutarea a peste 1,2 mil. de oameni [223].

O utilizare mai eficientă a energiei hidraulice, din punctul de vedere al impactului ecologic și social, este conversia energiei cinetice a apei curgătoare a râurilor, fără construcția barajelor. Principale avantaje ale acestui tip de energie sunt: simplitatea relativă a sistemelor de conversiune, energia cinetică a apei este disponibilă 24 din 24 de ore; nu exercită poluare sonică asupra mediului și este prietenoasă mediului. Legile noi privind mediul afectat de pericolul încălzirii globale consideră obținerea energiei din stațiile hidraulice mici mult mai eficientă. Utilizarea potențialului hidroenergetic la scară foarte mică este argumentată și din punctul de vedere al costurilor. Analiza viabilității economice a celor mai utilizate tipuri de energie la capacitatea de 10 kW, efectuată de Oficiul de Susținere Tehnologică al SUA, este prezentată în figura 1.11 (b). În cazul microenergeticii sunt, de asemenea, eliminate cele mai negative efecte asupra mediului, asociate cu hidrocentralele mari [146]. Aceste minihidrocentrale pot satisface necesitățile energetice ale consumatorilor, în special, ale celor din mediul rural. Industria locală trebuie să fie încurajată să utilizeze această electricitate pentru dezvoltarea durabilă a localităților. Aceasta este o tehnologie cu un potențial enorm, care trebuie să exploateze resursele hidraulice pentru satisfacerea necesităților, în primul rând, ale consumatorilor din spațiul rural cu acces redus la sursele convenționale de energie. În tabelul 1.3 este prezentată starea dezvoltării hidroenergeticii la scară mică (< 10 MW), la sfârșitul anului 1999.

Un succes important în acest sens îl au țările din America Latină, care, în urma finalizării construcțiilor demarate și conform prognozelor, vor dubla producția anuală de energie. Conform opiniei specialiștilor, 1 kW de putere instalată a MHC constituie 400-500\$, cu eficiența de 40-50% și termenul de răscumpărare de 1-2 ani.

Astăzi, când prețurile la combustibilii fosili și cheltuielile pentru protejarea mediului ambiant cresc continuu, MHC câștigă în competiția privind asigurarea cu energie mai ales a localităților și obiectivelor izolate.

În contextul actual, pot fi subliniate următoarele avantaje principale ale MHC:

- Sunt potrivite pentru cerințe mici de putere, descentralizate (industria agroalimen-

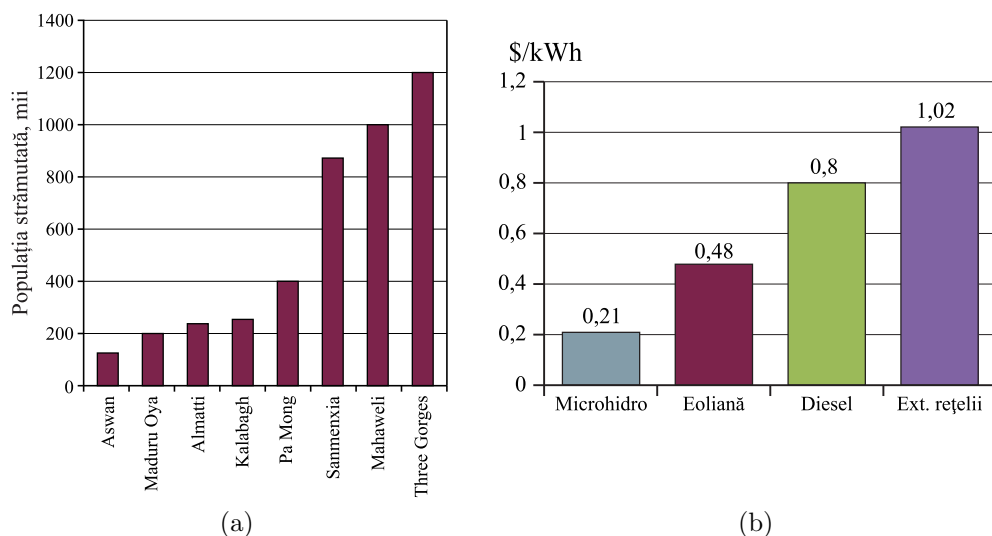


Fig. 1.11. Strămutarea locuitorilor în urma construcției barajelor (a) și cheltuieli estimate de producere a energiei electrice pentru 1 kWh la capacitatea de 10 kW (b).

Tabelul 1.3. Hidroenergetica: starea dezvoltării la sfârșitul anului 1999 la scară mică.

Regiunea	Capacitate exploatabilă economic  GW h/an	În operare		În construcție sau planificate	
		Capacitate  MW	Producție în 1999  GW h	Capacitate  MW	Producția probabilă anuală  GW h
<b>Africa</b>	351	15	53		
<b>America de Nord</b>	41157	3698	12934	152	570
<b>Canada</b>	41157	865	4410	100	570
<b>SUA</b>		2 537	7456	52	
<b>America de Sud</b>		1566	7563	1639	7897
<b>Asia</b>	2587	3722	886	689	3239
<b>Europa</b>	26752	8979	23730	819	3615
<b>Orientul Mijlociu</b>	87	107	431	7	24
<b>Oceania</b>		78	370		

*Notă.* Datele privind schemele de scară mică sunt raportate doar la țările-membre ale WEC în 2000/2001.

tară, ferme private și întreprinderi, comunități rurale) și pentru operații externe rețelei principale;

- Necesită rețele de distribuție de tensiune joasă și, eventual, microrețele subregionale;
- Pot fi utilizate în proprietate privată, în coproprietate sau proprietate comună, cu un necesar de forță de muncă semicalificat și cu o administrare în coproprietate sau individuală;
- Flexibilitatea lor, în special în ceea ce privește adaptarea la încărcări variabile în funcție de debitul affluent, le face o componentă privilegiată în orice sistem energetic integrat;
- Investițiile în hidrocentralele mici s-au dovedit a fi sigure, aceste hidrocentrale fiind fiabile în exploatare.

**Turbine hidraulice prin utilizarea impulsului sau a forței de reacție.** Pentru colectarea energiei cinetice a fluidului se utilizează câteva principii fizice, bazate pe influența impulsului turbinei asupra schimbării direcției fluidului cu viteză mare.

În ceea ce privește turbinele hidraulice, în funcție de realizarea lor constructivă, energia cinetică a fluidului este transformată în energie mecanică, folosind impulsul turbinei sau forța ei de reacție. Turbinele reactive dezvoltă momentul de torsiune prin forța de reacție la presiunea fluidului. Presiunea fluidului scade la trecerea lui prin rotorul cu pale al turbinei, cedând o parte de energie palelor.

Proiectanții de turbine utilizează ambele aceste concepte, în funcție de condițiile inițiale. O altă formă de reacție este efectul hidrodinamic al profilului paletelor utilizate de proiectanți pentru ridicarea eficienței energetice a turbinelor.

**Turbina cu reacțiune Francis** este un tip de turbină de apă, care a fost inventată în anul 1849 de inginerul american James B. Francis. Este o turbină cu reacțiune de flux, care îmbină conceptele radial și axial [105]. Turbinele Francis astăzi sunt cele mai utilizate turbine de apă. Ele funcționează într-o gamă de înălțimi de la 10 până la câteva sute de metri și sunt folosite, în special, pentru producerea energiei electrice. Turbina Francis este o formă de turbină cu elice modificată esențial, în care curenții de apă acționează radial la intrare asupra paletelor și axial la ieșire.

Turbinele Francis au nouă sau mai multe palete fixate pe rotor. Fluidul intră în turbină prin paletele instalate vertical și o părăsește în spatele turbinei, schimbându-și direcția la 90°. Turbinele Francis funcționează la căderi de înălțimi de la 1 m până la 500 m și pot dezvolta puteri de până la 800 MW la ieșire. Mii de astfel de turbine au fost instalate în Marea Britanie și în Europa Occidentală în perioada 1920 – 1960. Puterea dezvoltată de turbinele Francis poate depăși 2 kW pentru anumite valori ale căderii de înălțime și ale debitului.

Turbinele Francis sunt utilizate la cele mai mari hidrocentrale [99]: Grand Culee (SUA) – 611,5 MW; Geheyan (China) – 310 MW; Ertan (China) – 582 MW; Chirchill Falls (Canada) – 507 MW; Three Gorges (China) – 710 MW; Harspranget 4 (Suedia) – 469 MW.

**Turbina Kaplan** este o turbină axială, cu un rotor cu pale reglabile, utilizată frecvent la hidrocentrale. Turbina este invenția din anul 1912 a profesorului dr. inginer austriac Viktor Kaplan. Această invenție este, de fapt, perfecționarea turbinei Francis. Turbina Francis are problema formării cavitației, care produce scăderi de presiune, și implicit, ale randamentului turbinei. Acest neajuns este înlăturat la turbina Kaplan, care folosește palete reglabile; pentru o funcționare optimă, turbina necesită un curent de apă cu debit constant [106]. Există diferite variante constructive ale turbinei Kaplan. În varianta modernă turbina este completată cu palete suplimentare cu profil hidrodinamic, pentru orientarea curenților de apă asupra paletelor de bază. Turbina funcționează prin efectul de suprapresiune, randamentul atingând 80–95%. Un curent cu debit mare și cu o cădere mică de apă sunt condiții optime pentru turbina Kaplan.



**Turbina cu impuls Pelton** a fost inventată și brevetată în anul 1880 de către inginerul american Lester Pelton. Turbina Pelton reprezintă o roată cu o serie de cupe instalate la periferie. Un jet de apă, cu o viteză mare, este direcționat tangențial la roată. Aproape toată energia apei vine să rotească cupele, iar curenții de apă reflectați sunt evacuați apoi printr-un canal de evacuare. În general, turbinele Pelton de dimensiuni mici necesită un volum minim al curenților de apă, fiind ideale pentru râurile mici. Există turbine Pelton cu cupe duble în care jetul de apă se divizează în două fluxuri, care interacționează cu fiecare dintre cele două părți ale cupei.

**Turbina Cross-flow cu efect dublu (impuls și reacțiune).** Turbinele Cross-flow (Banki, Michell sau Ossberger) sunt turbine de apă, elaborate respectiv de australianul Anthony Michell, ungurul Donát Bánki și neamțul Fritz Ossberger. F. Ossberger și-a brevetat (1922) și a fabricat turbina ca produs-standard, devenind lider mondial.

Turbina Banki (similară turbinelor Cross-flow și Ossberger) este un sistem hidroenergetic dotat cu o duză și paletă în formă de cupe (figura 1.12 (a)) [41]. Mijlocul turbinei este liber și paletele care formează roata sunt înclinate și curbate. Curenții de apă care intră în turbină nu numai că rotesc roata prin greutatea lor, ci, deoarece curenții trec prin paletă și prin mijlocul turbinei, direcția lor este schimbată. Acest lucru permite extragerea unei energii suplimentare, conform Legii a III-a a lui Newton. Elementul venturi mărește acest efect prin racordarea apei cu viteză mare asupra paletelor.

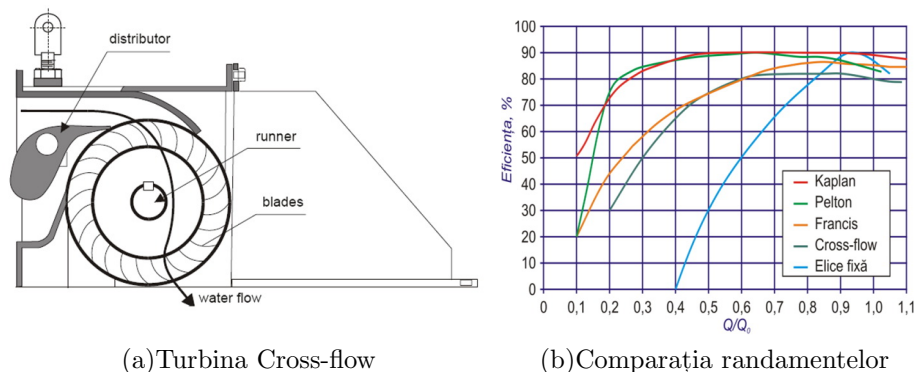


Fig. 1.12. Principiul de lucru al turbinei Cross-flow (a) și randamentul măsurat pe o turbina reală construită fără dezvoltare de laborator (b).

Turbinele Cross-flow utilizează conceptele din construcția atât a turbinei cu impuls, cât și a turbinei cu reacție. Acest fapt îi permite să fie mai performantă la o gamă mai largă de înălțimi. Sistemul conceptual este similar turbinei Pelton, însă necesită mai puțină inginerie. Turbina Cross-flow are un randament mai jos decât alte construcții de turbine, însă câștigă pe piață datorită costului redus de fabricație (70-80%).

Curbe tipice de randamente pentru turbinele Kaplan, Pelton, Francis, Cross-flow și cu elice fixă sunt prezentate în figura 1.12 (b). Este important de notat că turbinele Pelton, Cross-flow și Kaplan posedă un randament înalt. În contrast, randamentul celor mai performante turbine Francis nu depășește 80%.

**Mini și Microhidrocentrale de flux.** Un interes aparte prezintă MHCF, care din punctul de vedere al costurilor sunt mai eficiente, fiindcă nu includ costuri esențiale legate de construcții civile [45]. La baza acestor MHC se află schema conceptuală prezentată în figura 1.13. În calitate de organ de lucru, se utilizează rotoare cu pale rectilinii sau hidroturbine deschise (de regulă, cu elice).

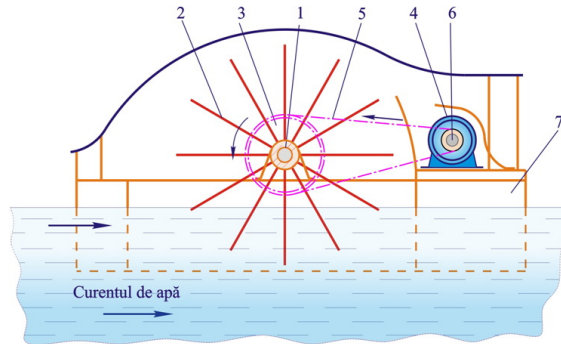


Fig. 1.13. MHC flotantă cu roată de apă.

MHCF (figura 1.13) reprezintă o structură de rezistență, instalată pe o platformă plutitoare cu un rotor cu pale, care transformă energia cinetică a apei curgătoare din râuri în energie electrică sau mecanică. Mișcarea de rotație de la rotorul cu axul principal orizontal 1 și palele 2, prin roata de curea 3 se transmite generatorului electric 4, prin intermediul transmisiei de curea. Rotorul și generatorul electric sunt instalate pe platforma plutitoare 7. Avantajele de bază ale microhidrocentralei de flux sunt: lipsa barajelor care exclude impactul ecologic negativ; autoreglarea poziției rotorului în funcție de nivelul și cursul apei curgătoare.

**Minihidrocentrală de flux tip Garman**, prezentată în figura 1.14 (a) [63], include un rotor cu trei pale tip Garman. Rotorul cu trei pale transformă energia cinetică a apei curgătoare în mișcare de rotație, care este transmisă printr-un sistem de transmisii prin curea la o pompă hidraulică. Randamentul acestei MHC se află în limitele 15–16%. În figura 1.14 (b) sunt redate diagramele dependenței puterii generate de viteza de curgere a apei și de diametrul rotorului. În pofida unui randament redus, MHC descrisă câștigă prin simplitatea constructivă și costurile reduse.

**Microhidrocentrală de flux tip Gorlov.** Turbina hidraulică, inventată de A. Gorlov (Universitatea Nord–Estică din Boston, SUA) prezintă un interes aparte. Conform lui A. Gorlov, 90% din energia cinetică a apelor se află acolo unde nu pot fi construite baraje. El susține că turbinele sale sunt ideale pentru astfel de domenii cu curenți de apă și refluxuri, pentru care hidroenergetica convențională este prea costisitoare. Turbinele Gorlov ating un grad de conversiune a energiei hidraulice de până la 35%. Turbine cu diametrul de 1 m și înălțimea de 1 m pot fi instalate în număr mare de-a lungul țărmlui, fără a dăuna mediului.

Turbina Gorlov (figura 1.15 (a)) [66] a fost elaborată în baza turbinei Darrieus. Ea posedă o serie de avantaje: construcție simplă, preț de cost redus, se estimează la aproximativ

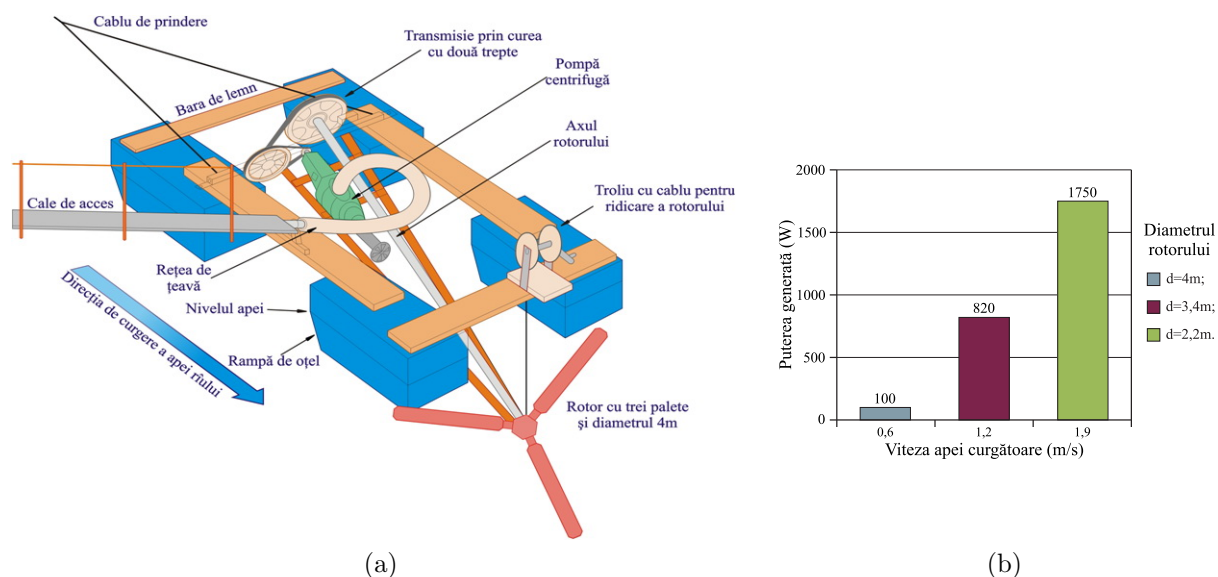


Fig. 1.14. MHC cu rotor cu trei palete cu axă înclinată tip Garman (a) și diagramele dependenței puterii generate de viteza de curgere a apei în microhidrocentrala tip Garman (b).

400–600 \$ la 1 kW putere (mai mic decât la construirea sistemelor hidroenergetice cu baraje), practic nu generează zgomot. Aceste turbine pot fi înseriate (figura 1.15 (b)). Patru turbine Gorlov au fost testate la Cape Cod și în zona cu reflux din Vinalhaven SUA. A. Gorlov propune utilizarea turbinelor sale pentru descompunerea apei de mare în hidrogen și oxigen prin electroliză, cu acumularea hidrogenului în vase presurizate. Hidrogenul urmează să fie utilizat în celulele de combustie. Turbinele și echipamentul, respectiv, sunt testate în canalul Uldomok, în Coreea de Sud, fiind planificate ferme energetice de reflux cu puterea sumară de 90 MW.

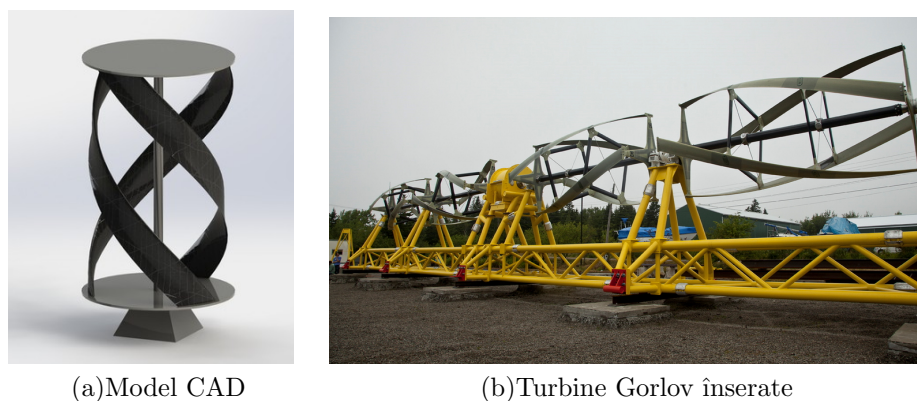


Fig. 1.15. Modelul CAD al turbinei Gorlov (a) și turbine Gorlov înserate orizontal (b) [214].

**Microhidrocentrale de flux cu turbină hidraulică Davis.** În anul 1984, a fost proiectată și testată pe râul Harbor, provincia Nova Scoția, Canada, o MHC cu turbină hidraulică Davis cu ax vertical, care producea 100 kWh [210]. Turbina Davis este constituită din 4 palete cu profil hidrodinamic, fixate rigid pe rotor (figura 1.16 (a)). Rotorul este cuplat

prin intermediul unui cuplaj cu arborele de intrare al multiplicatorului (transmisie planetară de amplificare a turațiilor). Pe arborele de ieșire al multiplicatorului este montat generatorul de curent electric. Toate nodurile sunt montate pe platforma fixată pe două pontoane. O construcție asemănătoare a turbinei Davis, pentru obținerea energiei electrice din energia cinetică a apei curgătoare, a fost construită în Golful Florida în anul 1985.

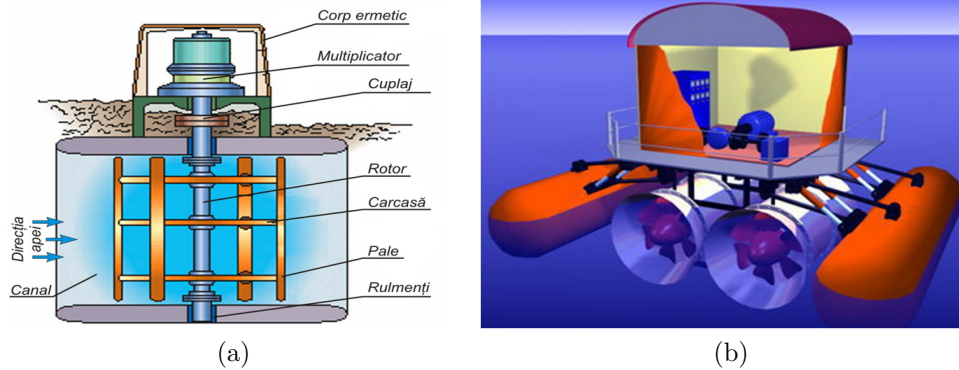


Fig. 1.16. Microhidrocentrală de flux cu turbină Davis (a) și microhidrocentrală flotabilă cu două turbine multipale (b).

**Microhidrocentrale de flux cu turbine elicoidale.** Un alt tip de MHC plutitoare, cu un principiu nou de funcționare sunt cele cu turbine elicoidale. Una dintre primele lucrări este un raport privind prototipul unei turbine cu axă orizontală, dezvoltate de Harwood (1985) în Institutul Național de Cercetare a Amazonului (Brazilia) și care utiliza două turbine cu elice cu diametrul de 4 m, instalate în confuzoare. Pentru echilibrarea MHC, turbinele sunt executate cu rotație în sensuri diferite. Mișcarea de rotație a turbinelor este sumată și transmisă printr-un sistem de multiplicare la un generator electric. Carcasele turbinelor sunt fixate rigid pe o construcție metalică care, la rândul ei, este instalată rigid pe două pontoane. În figura 1.16 (b) este reprezentat modelul computerizat al MHC flotabile cu două turbine multipale, montate în confuzoare. Rotirea turbinelor în direcții diferite asigură stabilitate microhidrocentralei. Turbina convertește energia fluxului de apă la vitezele de curgere între 0,7 și 1,5 m/s.

La UTM a fost elaborată o MHC cu rotor în forma șurubului lui Arhimede, cu profil hidrodinamic în secțiune normală. Rotoarele elicoidale sunt amplasate în turbine dotate cu carcase cu confuzor la intrare în turbine și difuzor la ieșire. În figura 1.17 (a) [162] este prezentată schema conceptuală a MHC cu două pontoane fixate paralel de o platformă cu două turbine cu rotoare elicoidale, fixate cu asigurarea submersibilității permanente a turbinelor. Arborii rotoarelor turbinelor elicoidale sunt legați cinematic, printr-un sistem de transmisii mecanice, cu un singur generator electric. Direcția diferită a liniilor elicoidale ale rotoarelor asigură compensarea momentului de torsiune al MHC. Rotorul elicoidal al turbinei poate fi executat cu suprafață exterioară cilindrică (figura 1.17 (b)) sau conică (figura 1.17 (c)). Pereții carcasei, partea de difuzor (la intrare) au profil hidrodinamic în secțiune normală (figura 1.17 (b)).

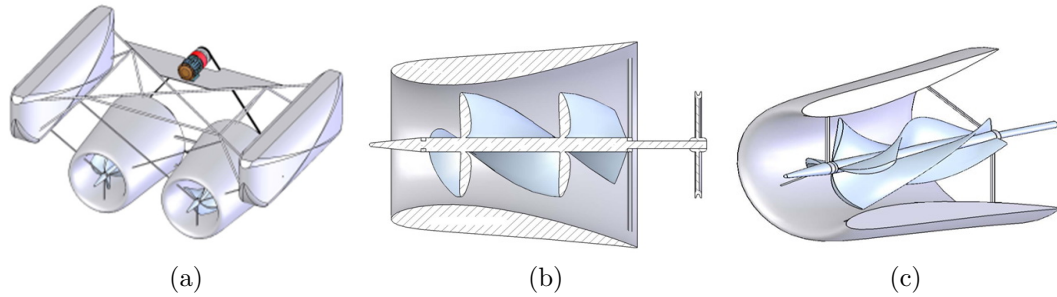


Fig. 1.17. MHC flotantă (a,) turbină cu rotor elicoidal cilindric (b), și conic (c) cu confuzor-difuzor cu profil hidrodinamic.

### 1.3.2. Evoluția dezvoltării turbinelor eoliene de mega-, mini-, și micropuere

Cea mai veche însemnare, ajunsă până în zilele noastre, despre utilizarea energiei eoliene pentru punerea în mișcare a roților de apă este paragraful din culegerea de legi emise de regele Hammurabi al Babilonului (1792-1750 î.e.n.). Morile de vânt (MV) folosite din sec. VII în Persia au ajuns în Europa doar peste 200 de ani. Perfecționare MV cerută, de regulă, de necesitatea sporirii eficienței conversiei energiei eoliene în energie mecanică, șirul de modernizări legate de orientarea rotorului la direcția schimbătoare a vântului, apariția necesității soluțiilor tehnice de frânare accidentală a rotorului cu pale la viteze mari și alte cerințe în ansamblu au avansat astfel încât, la începutul secolului XI, în Europa se preconfigurau două tipuri de MV, concurente între ele – germană și olandeză. Extensia tehnologiilor eoliene a cuprins țări, regiuni, continente. La sfârșitul secolului XIX-lea, existau mențiuni că MV produceau în anul 1850 15% din necesarul de energie în 20 de state americane.

Evoluția perfecționării în timp a TE poate fi divizată în cinci perioade distincte.

**1. Perioada perfecționărilor timpurii**, bazată pe observații și intuiție, care a durat până în secolul al XI-lea.

**2. Perioada secolele XI–XV**, când s-au atestat primele încercări de a utiliza pentru modernizarea MV calculele matematice a aerodinamicii, cinematicii, efectele de turbulență, ale turnurilor etc.

**3. Perioada secolul XV – 1973** poate fi considerată ca un debut al cercetărilor oamenilor de știință de vază ai timpului, consacrate îmbunătățirii soluțiilor tehnice utilizate în turbinele eoliene. În această perioadă se diversifică esențial conceptele de conversie a energiei eoliene, apare o multitudine de scheme constructiv-tehnologice de rotoare eoliene noi. Sunt celebre contribuțiile danezului La Cour, care, în 1890, a obținut, prin lucrările sale în suferiile aerodinamice, valori constructive precise: înclinarea axei elicei de aproximativ  $10^\circ$ , iar suprafața totală a palelor să nu depășească o  $1/3$  din suprafața discului elicei. El recomandă 4 pale cu lățimea de  $1/4$ - $1/5$  din lungimea palei. Profilul poligonal al palei trebuie să aibă săgeata maximă la distanța  $1/4$ - $1/6$  din coardă față de bordul de atac și ea trebuie să constituie doar 3-4% din coardă. Înclinarea palei față de planul roții era de  $10^\circ$  la vârful, de  $15^\circ$  – la  $2/3$  din rază, de  $20^\circ$  – la  $1/3$  din rază și de  $25^\circ$  – la butuc. Butucul elicei trebuia

să aibă o rază corespunzând unui sfert din lungimea palei. O astfel de elice se rotește deja la viteza vântului de 1,8 m/s și funcționa cu randament maxim de la 3000 la 5000 ore pe an.

În această perioadă începe conversia energiei eoliene direct în energie electrică, fapt care duce la extinderea radicală a serviciilor acordate omenirii prin intermediul TE. Industria la scară mondială utilizează rezultatele cercetării și alocă surse financiare de ajustare a tehnologiilor de fabricare a unui nomenclator foarte extins de TE.

Unul dintre pionierii turbinelor eoliene este islandezul F.L. Smidh. Turbina elaborată în anul 1942 era dotată cu un rotor cu trei pale, cu o construcție optimizată din punct de vedere aerodinamic. Astfel începe era turbinelor eoliene de putere mare.

Cea mai mare TE pentru a produce electricitate a fost construită în localitatea Grandpa Knob, Vermont, SUA [206, 131]. Turbina cu puterea de 1250 kW, cu diametrul rotorului de 53 m a fost proiectată de inginerul Palmer Cosslett Putnam. Aceasta a fost prima turbină cu puterea mai mare de un megawatt și a servit drept platformă pentru studii experimentale asupra efectelor de oboseală a materialelor pentru pale și turn, asupra dinamicii sistemelor de conversie a energiei eoliene și verificării datelor impuse prin proiect.

Anul de demarare a tehnologiei moderne eoliene se consideră totuși 1957, când inginerul danez Johannes Juul realizează prima TE cu puterea de 200 kW, construită în nordul Danemarcei [224]. El a fost primul care a preluat teoria aripii de avion și a transpus-o în construcția turbinelor eoliene. Turbina era instalată pe un turn de 25 m înălțime și avea un rotor cu 3 pale. Era dotată cu sistem de autoreglare și stopare automată la depășirea limitei admisibile a vitezei vântului, cu acționare electromecanică pentru orientare și cu generator asincron. A funcționat până în anul 1967, cu un factor mediu de putere de circa 20%. Ulterior, turbina respectivă a intrat în istorie cu numele de „conceptul danez”. În prezent, peste 75% din TE de putere medie sau mare au la bază „conceptul danez”, caracterizat prin rotor cu trei pale subțiri, cu profil aerodinamic direcționat spre vânt și care rotește cu o viteză relativ mare – zeci sau sute de rotații pe minut, în funcție de diametrul elicei. Conceptul inovator și caracteristicile nivelului tehnic ale acestui model au fost în curând recunoscute la scară mondială. Danemarca devine principalul exportator de TE și deține peste 33% din piața mondială. Conceptul danez se răspândește rapid. În figura 1.18 (a) este prezentată TE Bonus de 32 kW fabricată în 1980, iar în figura 1.18 (b) sunt prezentate turbinele Nordtank de 55 kW instalate în anii 1980-1981 pe digul portuar din orașul Ebeltoft, Danemarca.

**4. Perioada 1973-1993** este marcată prin criza petrolului și tendința omenirii de a produce energie electrică din SRE.

Creșterea bruscă a prețului la petrol în anul 1973 a impus guvernele țărilor dezvoltate să aloce surse financiare substanțiale pentru programe de cercetare-dezvoltare, a tehnologiilor eoliene, iar sectorul privat a început producerea în serii mari a TE de diferite tipodimensiuni. Pe parcursul a 20 de ani, la nivel mondial s-a creat o nouă tehnologie, o nouă industrie și, de facto, o nouă piață de desfacere: piața Sistemelor de Conversie a Energiei Eoliene (SCEE).

În California (SUA), datorită unei combinații reușite a legislației federale și statale



(a) Turbina Bonus 32 kW



(b) Turbinele Nordtank 55 kW

Fig. 1.18. Turbina Bonus (a) [215] și turbinele Nordtank (Danemarca) (b) [216].

privind facilitățile acordate energiei eoliene, începe primul avânt eolian – în perioada 1980-1995 au fost instalate 1700 MW putere eoliană. Dar boomul californian a avut și o latură negativă – TE utilizate aveau caracteristici tehnice proaste, au fost amplasate irațional, ceea ce a generat o neîncredere în energia eoliană și în consecință dezvoltarea energiei eoliene în California nu a fost de durată, iar după anularea aproape completă a facilităților, a început o perioadă de stagnare. Este de menționat că, în pofida testărilor experimentale a primelor prototipuri industriale de TE cu putere mai mare de 1000 kW, nici una dintre ele nu a fost comercializată în această perioadă.

**5. Perioada 1993 – prezent – 2050** poate fi catalogată ca un boom mondial, cu ținte definite prin legi, declarații și acte normative cel puțin în țările-membre ale UE, ca energia regenerabilă către anul 2050 să substituie complet energiile neprietenoase mediului.

În Germania, la începutul anilor '90, rata de creștere a puterii eoliene atinge cifra de 200 MW/an. Au apărut noi producători în Germania, Spania, SUA. Se dezvoltă noi concepții tehnologice: remarcabila schemă inovațională a generatorului eolian cu cuplare directă (direct drive generator), turbina cu viteză variabilă de rotație, sisteme de comandă cu fluxul de putere furnizat în rețea, materiale compozite pentru pale etc. Începe era turbinelor de puteri foarte mari.

După anul 2000, accentul este pus pe turbine cu puterea mai mare de 1 MW, diametrul rotorului atinge dimensiuni de 100 m și mai mult. Deși în ideologia constructivă se păstrează unele caracteristici ale „conceptului danez”, în noile proiecte realizate (figura 1.19) predomină viteza variabilă a rotorului, controlul puterii prin variația unghiului de atac; cuplarea directă devine tot mai răspândită, materiale pe bază de fibre de carbon se utilizează tot mai frecvent. Ca urmare, a crescut eficiența de conversie a energiei eoliene în energie mecanică, s-a îmbunătățit calitatea energiei electrice furnizate în rețea, s-au redus zgomotul și vibrațiile, au fost excluse problemele ce țin de multiplicator. Piața turbinelor eoliene a devenit mai atractivă, au crescut esențial vânzările și au scăzut costurile specifice.

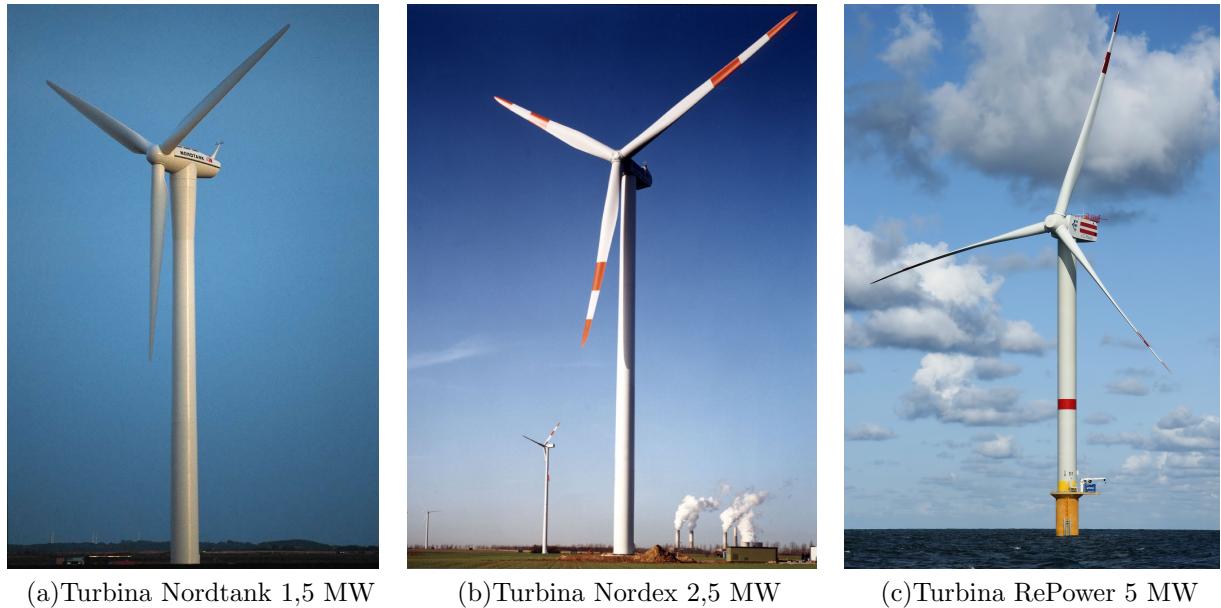


Fig. 1.19. Turbina Nordtank instalată lângă orașul Esbjerg (Danemarca, 1995) (a) [217], turbina Nordex instalată în orașul Grevenbroich (Germania, 2000) (b) [218] și turbina RePower instalată lângă coasta Mării de Nord (Germania, 2012) (c) [219].

Producerea energiei electrice eoliene pe scară largă se realizează de zeci sau sute de TE, care formează așa-numitele „ferme eoliene” sau „parcuri eoliene”, conectate la rețelele electrice publice.

Funcționarea în regim sincron cu unitățile generatoare tradiționale este benefică pentru producătorul de energie eoliană: toată energia produsă este furnizată consumatorilor conectați la aceleași rețele electrice publice. În figura 1.20 (a) este prezentat parcul eolian Thornton Bank cu 6 turbine RePower de 5 MW amplasat în largul Mării de Nord lângă coasta Belgiei și care urmează a fi completat cu 48 de turbine RePower de 6,15 MW până în anul 2015. În figura 1.20 (b) și 1.20 (c) este prezentat parcul eolian construit de grupul CEZ în vecinătatea comunelor Fântânele și Cogealac din Dobrogea, România. Parcul este dotat cu 240 de turbine GE de 2,5 MW fiecare și cu puterea instalată de 600 MW este cel mai mare parc eolian terestru din Europa.

**Turbine eoliene de putere mică.** Sistemele mici de conversie a energiei eoliene au fost printre primele utilizate de om pentru satisfacerea necesităților energetice proprii sau ale comunității. Supracentralizarea ulterioară a sistemului de distribuție a energiei electrice a condus la creșterea substanțială a costurilor în cazul unor consumatori izolați. În acest context, este oportună ideea decentralizării sistemelor de alimentare cu energie electrică a consumatorilor izolați. Această direcție de dezvoltare se conține și în declarația și deciziile CoR al UE [191].

În contextul acțiunilor întreprinse pentru preîntâmpinarea crizei energetice iminente, pentru eliminarea impactului ecologic global, tendinței spre decentralizarea alimentării cu energie electrică, (în special pentru consumatori izolați), industria TE mici se află în continuă





(a) Turbine RePower 5 MW



(b) Turbine GE 2,5 MW



(c) Parcul eolian Fântânele-Cogealac, România

Fig. 1.20. Parcul eolian Thornton Bank cu turbine RePower din Marea de Nord (Belgia, 2012) (a) [211], parcul eolian cu turbine GE din Fântânele și Cogealac (România, 2011-2012) (b,c) [212, 213].

creștere. În prezent, în lume există o serie de companii care produc o gamă largă de turbine eoliene mici cu puteri de la sub 1 kW și până la 100 kW. În cele ce urmează vor fi prezentate trei companii producătoare de TE de putere mică:

**Compania Kingspan Wind Grup PLC** (Marea Britanie), cu experiență în cercetare de 30 de ani, a ocupat o nișă pe piață pentru TE de dimensiuni mici și medii pentru condiții extreme. Turbinile Kingspan 3 și Kingspan 6 sunt recunoscute ca fiind cele mai fiabile turbine mici pentru condiții de exploatarea extremale și zone izolate. Rotorul ei de 6,5 m, din fibre de carbon și epoxid cu turația de 200 min-1, generează 6,1 kW de energie electrică (figura 1.21 (a)). Turbina este conectată la rețea. La o viteză a vântului de 7,5 m/s și înălțimea turnului 11 m, este proiectată să producă aproximativ 21 MWh/an.

**Compania Evans Wind Turbines Ltd** (SUA) este lider în producerea TE mici în SUA și Marea Britanie. TE de bază este R9000 de 5 kW prezentată în figura 1.21 (b) are rotorul cu diametrul de 5,5 m cu trei pale, executate din material compozit cu fibre din sticlă. Viteza de pornire este de 3 m/s, iar cea de calcul – 11 m/s. Numărul de turații – 200 min-1. Rotorul este conectat direct la un generator cu magneți permanenți cu puterea de 5 kW, tensiunea curentului – 240 V.

**Compania EXZERES Wind LLC** (Marea Britanie) este o companie producătoare de TE de putere mică din Marea Britanie, specializată în cercetarea, dezvoltarea, producerea și promovarea turbinelor eoliene de 2, 4 – 10 kW. Turbină 442RS cu 3 pale și diametrul de 7,2 m generează 9,17 kW la viteza vântului de 11 m/s. (figura 1.21 (c)).



Fig. 1.21. Turbina Kingspan de 6 kW (Marea Britanie) (a) [220], turbina EvanceWind R9000 de 5 kW (Marea Britanie) (b) [221] și turbina EXZERES 442RS de 9,17 kW (SUA) (c) [222].

### 1.3.3. Analiza performanțelor aerodinamice și constructiv-tehnologice ale TE

În literatura de specialitate, TE sunt clasificate conform poziției axului pe rotație a rotorului aerodinamic față de vectorul de viteză a curenților de aer, în două tipuri: cu ax orizontal (HAWT); cu ax vertical (VAWT).

Conform construcției rotorului aerodinamic, TE au cunoscut o dezvoltare mult mai amplă prin forma geometrică diversă a captorului de energie eoliană și principiile de conversie a acesteia în energie utilă. În 1926, A. Betz a determinat limita maximă pentru puterea extrasă de o TE dintr-un flux omogen și uniform de fluid. Astfel, limita lui Betz pentru coeficientul de putere este  $C_{P,max} = \frac{16}{27} \approx 0,593$ , coeficientul de putere fiind definit prin

$$C_P = \frac{P}{\frac{1}{2}\rho AV_\infty^3}, \quad (1.3)$$

unde  $P$  este puterea mecanică măsurată la arborele rotorului,  $\rho$  este densitatea fluidului,  $A$  este aria secțiunii transversale a rotorului și  $V_\infty$  este viteza fluxului de fluid neperturbat măsurată la infinit în amonte. În figura 1.22 sunt prezentate diagramele de variație a coeficientului de putere  $C_P$  funcție de viteza specifică  $\lambda$  pentru TE reprezentative comparative cu limita lui Betz, viteza specifică  $\lambda$  fiind definită prin relația

$$\lambda = \frac{\omega R}{V_\infty}, \quad (1.4)$$

unde  $R$  este raza rotorului,  $\omega$  este viteza unghiulară, iar  $V_\infty$  este viteza fluxului de aer neperturbat măsurată la infinit în amonte.

Avantajele și dezavantajele TE în particular depind de nivelul solidității rotorului,

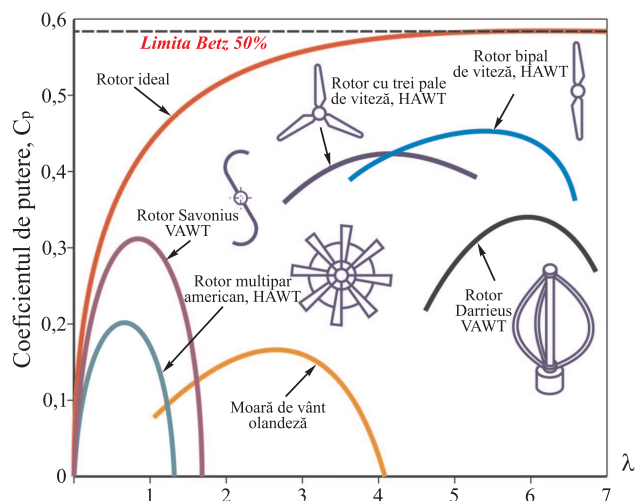


Fig. 1.22. Performanța tipică a TE conform teoriei Betz.

determinat prin raportul dintre aria totală a palelor către suprafața baleiată de acestea perpendicular pe direcția fluidului și viteza specifică  $\lambda$ . Pentru o utilizare mai eficientă a energiei cinetice a vântului, palelor li se atribuie un profil aerodinamic. Acest tip de TE posedă un coeficient de utilizare a energiei eoliene sporit (coeficient de putere,  $C_P = 0,35 - 0,45$ ), însă momentul dezvoltat este relativ mic, în comparație cu alte variante constructive existente. Aici poate fi amintită și roata de vânt multipală „americană” care, în comparație cu rotoarele cu două sau trei pale, posedă o soliditate înaltă și raporturi ale vitezelor de capăt scăzute, fapt ce permite dezvoltarea momentelor de torsiune relativ mari. Cu părere de rău, coeficientul de utilizare a energiei eoliene pentru acest caz este relativ scăzut:  $C_P = 0,18$  (figura 1.22). Acest fapt se explică prin coeficientul de acoperire sporit, prin forma palelor, care sunt drepte și neprofilate. De asemenea, ele sunt executate, de obicei, din foi de oțel, ceea ce conduce la sporirea greutateii specifice a rotorului. Cu referire la figura 1.23, se poate remarca că cele mai eficiente pale sunt cele profilate și răsucite, care posedă caracteristici aerodinamice sporite. Însușirea respectivă a fost încă un argument în favoarea dezvoltării și răspândirii acestor TE, în vederea obținerii energiei electrice prin conversia celei eoliene.

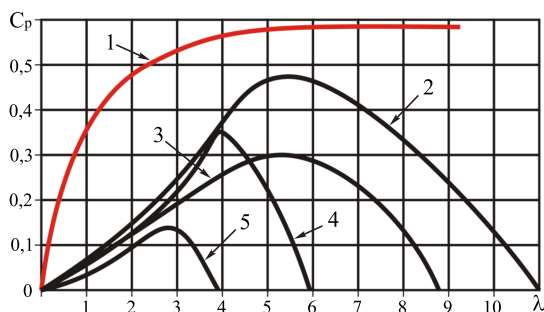


Fig. 1.23. Performanța tipică a diferitelor configurații de HAWT cu elice: 1 – rotor ideal; 2 – pale profilate și răsucite; 3 – pale profilate drepte; 4 – cu vele; 5 – drepte neprofilate.

În același timp, HAWT se deosebesc de VAWT prin următoarele aspecte:

- posibilitatea asigurării demarării fără sisteme auxiliare (în comparație cu conceptul Darrieus);
- micșorarea greutății nodurilor electromecanice odată cu creșterea turației;
- micșorarea semnificativă a suprafeței necesare turnului de susținere a organului de lucru;
- coeficient sporit de utilizare a energiei eoliene.

Următorul grup important de TE este reprezentat de VAWT. Practica cercetării și utilizării VAWT a arătat că aceste tipuri de TE, deși se caracterizează prin eficiența conversiei mult mai redusă, ele posedă unele avantaje constructive în comparație cu HAWT:

- nu necesită mecanisme auxiliare de orientare față de direcția vântului;
- poziționarea verticală a axului principal, care oferă posibilitatea amplasării sistemului electromecanic la baza TE; acest fapt reduce semnificativ cerințele de rezistență și rigiditate față de reazeme și nu limitează greutatea sistemului în ansamblu;
- comoditatea deservirii tehnice;
- posibilitatea fixării paletelor în mai multe poziții, contribuind la diminuarea cerințelor de rezistență și rigiditate față de acestea.

În figura 1.24 (a) sunt prezentate caracteristicile  $C_p-\lambda$ , preluate din [37], pentru turbine cu un număr diferit de pale.

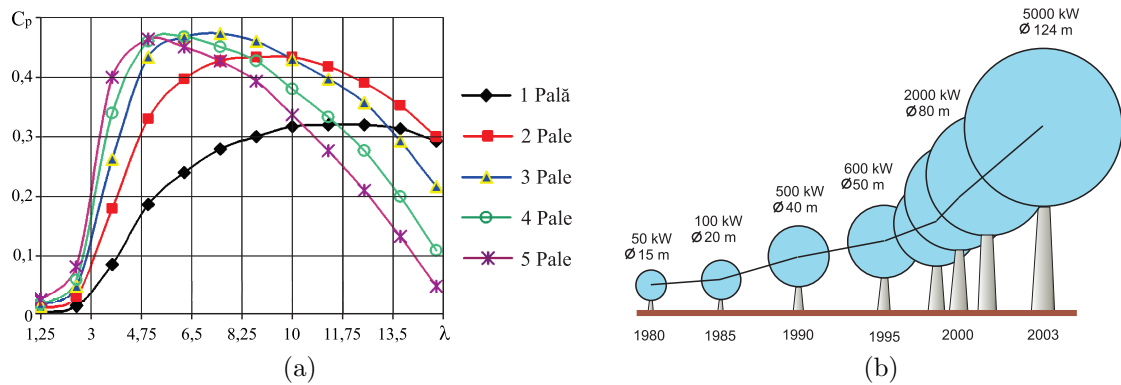


Fig. 1.24. Caracteristicile aerodinamice ale TE cu 1-5 pale (a) și dependența dintre diametrul rotorului și puterea turbinei (b).

Din analiza acestor caracteristici putem concluziona:

1. Cu cât este mai mic numărul de pale, cu atât este mai mare rapiditatea optimă pentru care factorul de putere sau eficiența conversiei energiei este maximă.
2. Două turbine cu puteri egale, dar cu un număr diferit de pale se deosebesc prin aceea că turbina cu multe pale va dezvolta un moment mai mare și va avea viteza de rotație mai mică și invers – turbina cu puține pale va dezvolta un moment mic, dar va avea o viteză de rotație mai mare.

3. Turbina cu trei pale are cel mai mare factor de eficiență. Diferențele dintre factorii de eficiență maximi ai turbinelor cu 2–5 pale nu este semnificativă. Avantajul turbinelor cu două pale sau cu o singură pală constă în posibilitatea funcționării într-o zonă mai largă de variație a rapidității, în care factorul de eficiență are valoare maximă sau aproape de cea maximă.
4. Factorul maxim de eficiență (Betz) al turbinei cu 12–18 pale este mai mic decât al turbinei cu 3 pale și nu depășește 0,35.

Odată cu creșterea diametrului, respectiv a înălțimii turnului, va crește și viteza vântului. De obicei, creșterea vitezei vântului se consideră proporțională cu raportul înălțimilor la puterea  $1/7$  [37]. Astfel, puterea turbinei este proporțională cu diametrul rotorului la puterea  $(2 + 3 \cdot 1/7) = 2,42$ . Pentru turbinele comercializate în prezent, o bună aproximație oferă expresia [207]:

$$P = 0,06 \cdot D^{2,42}, \quad (1.5)$$

unde  $D$  este diametrul rotorului (m) și  $P$  este puterea (kW). În figura 1.24 (b) sunt prezentate evoluțiile calitative și cantitative ale puterilor turbinelor moderne.

La nivel mondial, se constată tendința de majorare a diametrului rotorului, chiar și în cazul în care puterea nominală rămâne aceeași. De exemplu, turbinele cu puterea de 1,5 MW, proiectate până în anul 1997, aveau diametrul mediu al rotorului egal cu 65 m; în anul 2000 diametrul rotorului a atins cifra de 69,1 m, iar în anul 2003 – deja de 73,6 m. Majorarea diametrului rotorului conduce la creșterea puterii extrase din vânt. Dar dacă puterea nominală rămâne aceeași, poate fi redusă viteza de calcul al vântului. Astfel crește aria de utilizare a TE, care includ noi zone cu un potențial energetic eolian mediu sau mic. Această tendință se reflectă și asupra expresiei empirice: pentru TE proiectate după anul 2003, puterea nominală poate fi calculată prin expresia:

$$P = 0,000195 \cdot D^{2,156}. \quad (1.6)$$

#### 1.3.4. Oportunități ale cercetării-dezvoltării sistemelor de conversie a SRE în baza studiului efectelor aerohidrodinamice

În domeniul generării energiei din surse eoliene regenerabile, s-au configurat două direcții de cercetare-dezvoltare în vederea îmbunătățirii caracteristicilor de putere, randamentului conversiei și capacității specifice masă-energie generată.

**Prima direcție** se referă la TE foarte mari, cu diametrul rotoarelor mai mare de 80 m, care în ultimii ani s-au dezvoltat și s-au modernizat vertiginos. În această direcție s-au efectuat valoroase cercetări științifice, consacrate perfecționării formei profilului palelor rotoarelor, care deja a condus la eficiența conversiei apropiată de limitele teoretice descrise în teoria Betz.

**A doua direcție** se referă la cercetările în domeniul TE de putere mai mică de 20

kW, care cuprind o diversitate largă de concepte constructive exploatate în condiții de vânt cu viteze începând cu 2,5 m/s. Prezintă un interes deosebit cercetările consacrate sporirii eficienței conversiei energiei eoliene prin argumentarea științifică și adoptarea soluțiilor tehnice de ordin general sau specific conceptului de transformare a energiei direct în energie electrică, termică sau mecanică.

Sporirea eficienței conversiei în TE de mică putere, inclusiv diversificarea funcțional-constructivă cu profil aerodinamic poate fi realizată în baza fundamentării științifice a soluțiilor tehnice care ar permite:

1. Sporirea factorului de performanță aerodinamică  $C_P$  a profilurilor aerodinamice;
2. Diminuarea influenței negative a separării stratului limita la curgerea fluidului de-a lungul palelor;
3. Reducerea influenței negative a separării stratului-limită de-a lungul cordului profilului aerodinamic al palelor;
4. Diminuarea influenței negative a efectelor de turbulență la interacțiunea fluid – rotor;
5. Orientarea rotorului la direcția curenților de aer prin intermediul roților-windrose cu profil aerodinamic.

Studiul literaturii de specialitate demonstrează că în clasamentul TE de putere mică cele cu rotor cu pale cu profil aerodinamic dețin prioritatea absolută după volumul comercializării.

Diferența constructiv-tehnologică majoră a TE de putere mică constă în sistemul de orientare a rotorului aerodinamic la direcția curenților de aer. În pofida diversității cercetărilor științifice, industria producătoare s-a axat preponderent doar pe două concepte constructive:

- TE cu giruetă;
- TE cu sistem electronic dotate cu servomotor.

TE cu giruetă, fiind relativ simple din punct de vedere constructiv, sunt concepute fără dispozitive cinematice de orientare a rotorului la direcția curenților de aer, însă necesită un sistem de frânare a rotorului sau de scoatere a lui de sub acțiunea curenților de aer la viteze excesive. Dezavantajul TE cu giruetă, care limitează producerea lor industrială, constă în dinamica solicitărilor stohastice provocate de fluctuațiile rapide ale variabilității în timp a direcției curenților de aer. Aceste fluctuații de direcție provoacă forțe dinamice considerabile, vibrații și emisii de zgomot și, cel mai grav, perturbații turbulente, care diminuează eficiența conversiei. În figura 1.25 (a) este prezentat modelul 3D al unei TE cu giruetă, elaborat la UTM.

TE cu servomotor posedă capacitatea de urmărire a direcției vântului și de scoatere a rotorului cu pale de sub acțiunea vântului la vitezele de vânt ce depășesc valorile (12 – 25) m/s. Avantajele acestor turbine, în comparație cu turbinele eoliene cu giruetă, sunt:

- stabilitatea poziționării unghiulare a rotorului cu pale în cazul fluctuațiilor dinamice ale direcției curenților de aer;
- protejarea rotorului aerodinamic și a generatorului electric de suprasarcinile provocate de curenții de aer cu viteze care depășesc valorile maximal admisibile.

În figura 1.25 (b) este prezentat modelul 3D al rotorului turbinei eoliene cu servomotor.

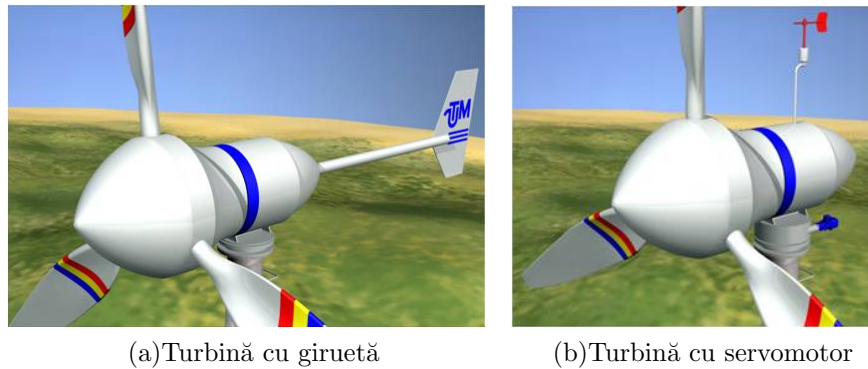


Fig. 1.25. Orientarea rotorului aerodinamic la direcția vântului: cu giruetă (a) și cu servomotor (b).

Atât orientarea rotorului la direcția vântului, cât și scoaterea acestuia de sub acțiunea curenților de aer se efectuează prin intermediul unui dispozitiv (servomotor), care asigură legătura cinematică a gondolei 1 (figura 1.25 (b)) cu turnul și este comandat de un traductor electronic cu giruetă 3. La schimbarea direcției vântului, girueta 3 se re poziționează unghiular, apare un semnal adecvat abaterii și sistemul electronic de comandă pune în acțiune servomotorul, care rotește gondola cu rotor într-o direcție sau alta până la coincidența axului rotorului cu direcția curenților de aer. Stabilitatea poziționării unghiulare a rotorului se asigură prin întârzierea cu un anumit interval de timp a comutării servomotorului după acțiunea rafalei de vânt într-o direcție sau alta.

Dezavantajele TE de putere mică cu servomotor dirijat de un sistem electronic constă în creșterea prețului de cost cu 25-30% (componentele electronice), diminuarea fiabilității exploatarei în timpul rece al anului, iar odată cu aceasta crește costul de mentenanță și exploatare.

Complementar la avantajele sau dezavantajele particulare proprii TE cu giruetă sau cu servomotor dirijat electronic, putem menționa că, în general, TE de putere mică nu sunt cercetate științific sub toate aspectele ce țin de sporirea eficienței conversiei, de specificul constructiv al rotoarelor aerodinamice pentru transformarea energiei eoliene direct în energie termică, mecanică sau electrică. În TE de putere mică, interacțiunea pala aerodinamică – fluid este însoțită de influența unor efecte secundare de turbulență, de separare a stratului-limită la curgerea fluidului în direcție transversală sau de-a lungul palelor. Turbinele eoliene pentru transformarea energiei eoliene direct în energie termică, mecanică sau electrică trebuie să fie dotate cu rotor aerodinamic cercetat și proiectat ținând cont de specificul tuturor componentelor implicate în procesul de transformare a energiei.

Această importantă concluzie poate fi argumentată prin scoaterea în evidență a particularităților rotoarelor aerodinamice eficiente din punct de vedere al randamentului conversiei energiei eoliene direct în termică sau electrică.

În domeniul sistemelor de conversie a energiei eoliene direct în energie termică s-au configurat trei direcții constructiv-tehnologice de dezvoltare.

**Prima direcție** se referă la soluțiile tehnice prin care potențialul energetic disponibil al curenților atmosferici se convertește în energie electrică, iar aceasta ulterior se transformă în energie termică. Aceste sisteme de conversie a energiei eoliene în energie utilă se caracterizează prin pierderi la transformarea energiei mecanice în energie electrică, iar ulterior aceasta se transformă în energie termică cu alte pierderi suplimentare. Transformarea dublă a energiei convertite conduce la creșterea dublă a energiei utilizate.

**A doua direcție** se referă la sistemele de conversie a energiei eoliene direct în energie termică, produsă în dispozitivele speciale prin forțele de frecare internă a lichidului, de exemplu, prin injectarea lichidului sub presiune prin orificii de dimensiuni mici, unde are loc degajarea căldurii. Dezavantajele acestor sisteme constă în fiabilitatea redusă și costuri înalte ale dispozitivelor hidraulice de presiune înaltă.

**A treia direcție** se referă la dezvoltarea sistemelor tehnice de conversie a energiei eoliene direct în energie termică, produsă în generatoare termice cu curenți turbionari. Această direcție de dezvoltare se caracterizează prin posibilități mai largi de sporire a eficienței conversiei, valabile pentru un diapazon mai extins al vitezelor curenților de aer.

Conversia energiei cinetice a râurilor poate fi realizată cu utilizarea turbinelor Francis, Kaplan, Pelton, Cross-flow și altele, care pot fi de diferite tipodimensiuni. Dar aceste turbine necesită construcții civile costisitoare și preponderent necesită construcția barajelor, pentru a asigura diferența de nivel a apei curgătoare, fapt care are un impact negativ asupra mediului și este considerat inacceptabil în ultimul timp. Reieșind din aceste considerente, prezintă interes deosebit cercetarea-dezvoltarea conceptelor noi de MHCF flotabile pentru conversia energiei cinetice a râurilor. Însă extinderea utilizării MHCF pentru conversia energiei cinetice a fluxului de apă în energie mecanică sau electrică este mult mai problematică, din motivul lipsei cercetărilor științifice consacrate elaborării rotoarelor hidrodinamice cu eficiență sporită a conversiei.

#### 1.4. Concluzii la Capitolul 1

În baza studiului literaturii de specialitate privind starea actuală din domeniul dezvoltării sistemelor de conversie a SRE, tragem următoarele concluzii:

1. Actualitatea și importanța valorificării SRE sunt atestate și confirmate prin actele legislative, directivele, hotărârile guvernelor naționale și strategiile de dezvoltare în domeniu, adoptate la nivelele național, regional și mondial.
2. Modelarea matematică a efectelor și proceselor aero-hidrodinamice la interacțiunea



fluid – pală cu profil aerohidrodinamic reprezintă un factor decisiv în evoluția modernă a dezvoltării TE și MHC de mică putere și a intensității valorificării SRE.

3. Dezvoltarea sistemelor de conversie a SRE cu randament maxim de utilizare a potențialului energetic disponibil, cu caracteristici de putere majore și factori înalți de performanță aero-hidrodinamică a rotoarelor TE și MHC, poate fi realizată doar în baza metodelor moderne de simulare computerizată a funcționalității acestora.
4. Cercetările științifice consacrate dezvoltării sistemelor de conversie a SRE, din punctele de vedere socioeconomic și aplicativ, corespund angajamentelor de scurtă și de lungă durată luate de Republica Moldova, care prevăd majorarea, până în anul 2020, a contribuției globale de 20% energie din SRE în consumul final brut de energie.
5. Cercetările științifice consacrate modelării matematice a proceselor aero-hidrodinamice cu aplicații în dezvoltarea constructiv-funcțională a TE și MHC prin metode moderne de simulare computerizată reprezintă o problemă cu aspect teoretic și aplicativ de importanță majoră în intensificarea valorificării SRE.

În baza acestor concluzii generale, formulăm scopul și obiectivele de bază ale lucrării.

**Scopul:** Sporirea performanțelor aero-hidrodinamice, a caracteristicilor de putere și a capacităților funcționale ale TE și MHCF în baza modelării matematice a proceselor de interacțiune fluid – pală cu profil aero-hidrodinamic.

#### **Obiectivele de bază ale lucrării:**

1. Fundamentarea teoretică a proceselor aerohidrodinamice la interacțiunea fluid – pală cu profil aerohidrodinamic în rotoarele TE și MHCF de mică putere.
2. Elaborarea conceptelor constructiv-funcționale ale rotoarelor aerohidrodinamice pentru TE și MHCF de putere mică, care ar asigura un randament sporit al conversiei.
3. Modelarea matematică a efectelor aerohidrodinamice în vecinătatea palelor prin rotoarele TE și ale MHCF cu ax vertical.
4. Simularea CFD pe modele matematice a interacțiunii rotor – fluid, aprecierea caracteristicilor și factorului de putere de performanță aerodinamică a TE și MHC, a gradului de influență a efectelor de turbulență, a regimului de curgere a fluidului în stratul limită asupra eficienței conversiei.
5. Modelarea matematică a proceselor aerodinamice la interacțiunea fluid – rotor basculant, cu orientarea lui la direcția curenților de aer prin roți-windrose cu profil aerodinamic al palelor.
6. Simularea CFD a windroselor în regim individual și aprecierea comparativă a caracteristicilor de putere compatibile cu dinamica schimbării direcției curenților de aer.

7. Simularea complexă CFD a proceselor aerodinamice în vecinătatea rotor aerodinamic – nacelă – roți-windrose și identificarea caracteristicilor de putere ale rotorului basculant și de funcționare a sistemului de orientare.
8. Elaborarea recomandărilor privind proiectarea și fabricarea rotoarelor aerohidrodinamice pentru MHC și TE cu factori înalți de performanță aerohidrodinamică.
9. Elaborarea recomandărilor privind proiectarea TE cu rotor basculant și orientare la direcția curenților de aer cu roți-windrose cu profil aerodinamic (argumentat din punct de vedere cinematic, al forței, timpului de re poziționare).
10. Validarea experimentală a rezultatelor obținute prin modele matematice și metode de simulare CFD a sistemului de orientare cu roți-windrose conform caracteristicilor de putere.
11. Fabricarea prototipurilor industriale ale TE și MHCF, identificarea caracteristicilor de putere în condiții reale și implementarea lor în sectoarele public și privat, destinate consumatorilor individuali.
12. Formularea recomandărilor științifico-tehnologice pentru proiectarea și producerea în serie a TE și a MHCF pentru conversia energiei eoliene și hidraulice direct în energie electrică, termică sau mecanică.

## 2. MODELAREA MATEMATICĂ ȘI METODE NUMERICE ÎN SISTEME DE CONVERSIE A SRE

### 2.1. Aspecte generale

Elaborarea și proiectarea rotoarelor turbinelor eoliene și hidraulice acum 20 de ani se baza preponderent pe cercetări teoretice și testări experimentale costisitoare din cadrul dinamicii fluidelor. Evoluția vertiginoasă a tehnologiilor de calcul a constituit o platformă solidă pentru dezvoltarea metodelor matematice și numerice aplicate în dinamica fluidelor, care reprezintă în ultimul timp o soluție eficientă în termeni de resurse de timp și financiare, asociate procesului de elaborare și proiectare a sistemelor de conversie a SRE.

Studiul sistemelor de conversie a SRE, în special a turbinelor eoiline și hidraulice este indispensabil analizei curgerilor turbulente în rotoarele aerohidrodinamice. În cele ce urmează, reieșind din modelarea matematică a curgerilor turbulente, vor fi considerate metode specifice analizei computaționale în dinamica fluidelor, ținându-se totodată cont de aplicabilitatea lor la sisteme de conversie a SRE și de constrângerile impuse de puterea de calcul disponibilă.

Fenomenul de turbulență, caracteristic multor curgeri ale fluidului întâlnite în sisteme inginerești, deși nu are o definiție foarte precisă, poate fi caracterizat prin următoarele observații experimentale [108, 179]:

1. **Numărul Reynolds mare.** Parametrul de bază asociat fenomenului de turbulență, numărul Reynolds, ia valori suficient de mari. Observația se explică prin faptul că numărul Reynolds reprezintă raportul dintre forțele de inerție și forțele de frecare ale particulelor.
2. **Neregularitatea.** Variabilele care descriu mișcarea au un caracter pronunțat aleatoriu și din acest motiv turbulența este tratată mai degrabă statistic decât determinist. Mișcarea turbulentă este totdeauna haotică, însă nu orice curgere haotică este turbulentă.
3. **Câmp de viteze tridimensional și rotațional.** Fluctuațiile vitezei există pe toate cele trei direcții carteziene, chiar dacă curgerea medie este plană sau unidimensională. De exemplu, mișcarea medie plană fiind statistic bidimensională atestă fluctuații cu același ordin de mărime pe toate trei axe de coordonate. În consecință, câmpul de viteze într-o mișcare turbulentă este rotațional, caracterizat prin generarea sau distrugerea vârtejurilor de diferite ordine de mărime, cu transferul de energie necesar menținerii fluctuațiilor. Astfel, turbulența poate fi privită ca o ierarhie de vârtejuri cu scări de diferite ordine. Vârtejurile de un ordin dat fiind produse de pierderea stabilității unor vârtejuri de ordin mai mare, la rândul lor pierzându-și stabilitatea, se distrug producând vârtejuri de ordin și mai mic. Procesul continuă în cascadă, cu transfer de energie până la dimensiuni de ordin suficient de mic ca energia cinetică a vârtejurii să fie depășită de viscozitatea moleculară a fluidului.

4. **Caracter difuziv.** Curgerea turbulentă, fiind caracterizată prin fluctuații tridimensionale ale vitezei, tinde să accelereze omogenizarea (amestecul) fluidului și este responsabilă de creșterea ratei de transport a masei, impulsului și energiei.
5. **Caracter disipativ.** Curgerea turbulentă este disipativă și necesită o alimentare continuă cu energie, dat fiind faptul că tensiunile vâscoase, producând deformații, transformă energia cinetică în energie internă. Din acest motiv, în lipsa unui flux de energie turbulența decade rapid.
6. **Independența de natura fluidului.** Curgerile turbulente au aceleași caracteristici, indiferent de natura fluidului – lichid sau gaz. Prin urmare, particularitățile mișcării turbulente sunt independente de proprietățile moleculare ale fluidului respectiv.

## 2.2. Ecuațiile Navier-Stokes

Sistemul de ecuații Navier-Stokes descrie curgerile turbulente ale fluidelor reale și este format din ecuația de continuitate, dedusă din principiul de conservare a masei și ecuațiile de mișcare, rezultate din principiul de conservare a impulsului. Ecuațiile Navier-Stokes se completează cu relații constitutive deduse din postulatele lui Stokes:

1. Fluidul este un mediu continuu, iar tensorul tensiune este o funcție liniară de tensorul vitezelor de deformație.
2. Fluidul este izotrop, iar relația constitutivă este independentă de sistemul de referință.
3. Dacă vitezele de deformație sunt nule, tensiunile se reduc la presiuni statice.

Pentru aplicațiile în domeniul conversiei energiilor regenerabile ale vântului sau hidraulice, ecuațiile Navier-Stokes sunt simplificate prin adoptarea ipotezelor: curgere incompresibilă, curgere izotermă, viscozitate dinamică a fluidului constantă și fluid newtonian.

Principiul de conservare a masei afirmă că în orice proces viteza de variație a masei, i.e. debitul masic, care intră într-un sistem dat este egală cu viteza de variație a masei care părăsește sistemul. Forma diferențială a ecuației de continuitate este:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \mathbf{u}) = 0, \quad (2.1)$$

unde  $\rho$  este densitatea fluidului,  $\mathbf{u}(\mathbf{x}, t) = (u_1(\mathbf{x}, t), u_2(\mathbf{x}, t), u_3(\mathbf{x}, t))$  este viteza fluidului,  $\mathbf{x}$  este poziția și  $t$  denotă timpul. În cazul fluidelor incompresibile, ecuația de conservare a masei se simplifică și ia forma:

$$\nabla \mathbf{u} = 0. \quad (2.2)$$

În coordonate carteziene, ecuația (2.3) devine:

$$\frac{\partial u_1}{\partial x_1} + \frac{\partial u_2}{\partial x_2} + \frac{\partial u_3}{\partial x_3} = 0, \quad (2.3)$$

or în notații tensoriale:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0, \quad (2.4)$$

unde s-a adoptat convenția de sumare a indicilor care se repetă.

Din principiul conservării impulsului rezultă ecuațiile de mișcare incompresibile pentru un fluid newtonian, care în forma diferențială sunt:

$$\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \nabla \mathbf{u} = \mathbf{f} - \frac{1}{\rho} \nabla p + \nabla \cdot \boldsymbol{\tau} \quad (2.5)$$

sau introducând derivata substanțială

$$\frac{D}{dt} = \frac{\partial}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \nabla \quad (2.6)$$

ecuația devine:

$$\frac{D\mathbf{u}}{dt} = \mathbf{f} - \frac{1}{\rho} \nabla p + \nabla \cdot \boldsymbol{\tau}, \quad (2.7)$$

unde  $p$  este presiunea,  $\mathbf{f}$  reprezintă forța masică unitară, raportată la masă, și  $\boldsymbol{\tau}$  este tensorul tensiunilor vâscoase, definit prin ecuația constitutivă a fluidului newtonian:

$$\boldsymbol{\tau} = 2\nu(S - \frac{1}{3}(\nabla \cdot \mathbf{u})I), \quad (2.8)$$

unde  $\nu$  este viscozitatea cinematică,  $I$  este tensorul unitar de ordinul doi, iar  $S$  este tensorul vitezelor de deformație definit prin

$$S = \frac{1}{2}(\nabla \mathbf{u} + \nabla \mathbf{u}^T). \quad (2.9)$$

Partea stângă a ecuației (2.5) sau (2.7) reprezintă forțele de inerție unitare, iar termenii din partea dreaptă reprezintă forțele masice, forțele de presiune și, respectiv, forțele de frecare vâscoase. Ecuația (2.5) poate fi rescrisă sub forma:

$$\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \nabla \mathbf{u} = \mathbf{f} - \frac{1}{\rho} \nabla p + \nu \Delta \mathbf{u} \quad (2.10)$$

sau în notații tensoriale

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = f_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \Delta u_i, \quad i = 1, 2, 3. \quad (2.11)$$

Sistemul de ecuații cu derivate parțiale Navier-Stokes (2.2) și (2.10) este neliniar, neliniaritatea fiind introdusă prin termenul de inerție  $\mathbf{u} \cdot \nabla \mathbf{u}$ . Acest termen neliniar introduce interacțiuni complexe între structurile de diferite scări din mișcarea fluidului și, prin urmare, este considerat sursa principală de turbulență. Neliniaritatea poate deveni relativ slabă, dacă forțele de inerție, care au rol destabilizator, sunt mici în raport cu forțele de frecare. În acest caz, ecuațiile Navier-Stokes pot fi rezolvate exact sau integrate numeric fără ipoteze simplificatoare suplimentare. În cazul general, soluționarea ecuațiilor Navier-Stokes este extrem de dificilă. La momentul actual, a fost demonstrată doar existența soluțiilor slabe, existența soluțiilor tari fiind probată doar pentru intervale de timp mici. Cât privește unicitatea soluțiilor, aceasta deocamdată nu a fost demonstrată. Prin urmare, diverse simplificări sunt considerate pentru a facilita găsirea soluțiilor, dacă nu exacte, cel puțin aproximative.

### 2.3. Scări de turbulență

Diferite modele și aproximări ale ecuațiilor Navier-Stokes se obțin considerând variabilele vitezei și presiunii în spațiul cartezian (fizic). Totodată, pentru a descrie structura spațială și dezvoltarea în timp a turbulenței, deseori este comod de a considera spectrul energiei cinetice  $E(\kappa)$  ca funcție a numărului de undă  $\kappa$  în spațiul spectral (Fourier). În cazul mișcărilor turbulente, asociind numărul de undă cu o scară de lungimi și frecvența cu un timp caracteristic, se poate pune în evidență repartitia energiei pe diferite structuri turbulente.

În cele ce urmează, se va considera o curgere turbulentă la număr Reynolds  $Re = UL/\nu$  mare, unde  $U$  și  $L$  sunt viteza caracteristică și, respectiv, dimensiunea caracteristică aferente curgerii, iar  $\nu$  denotă viscozitatea cinematică. De asemenea, se presupune că mișcarea turbulentă este complet dezvoltată, omogenă și izotropă, i.e. câmpul de viteze  $\mathbf{u}(\mathbf{x}, t)$  este invariant la translații în  $t$ , la translații în  $\mathbf{x}$  și la rotații în  $\mathbf{x}$ .

În 1941, Kolmogorov propune un model al turbulenței care actualmente este cel mai utilizat [89, 90, 91]. Ulterior Frisch [60], Pope [125] și alți cercetători au reformulat și au interpretat aceste rezultate. În teoria turbulenței a lui Kolmogorov, numită K41, se presupune că mișcarea turbulentă este compusă din structuri de diferite scări. Prin structură turbulentă se înțelege o mișcare turbulentă localizată într-o regiune de o anumită dimensiune care are un grad de coerență cel puțin mediu. Zona ocupată de o dimensiune  $\ell$  poate conține și structuri de dimensiuni mai mici. Structurile de dimensiune  $\ell$  au o viteză caracteristică  $u(\ell)$  și o scară de timp  $t(\ell) = \ell/u(\ell)$ .

Dacă introducem în curgerea turbulentă, într-un punct fix, o sondă pentru măsurarea vitezei, se va obține o serie temporală compusă din mai multe frecvențe suprapuse (figura 2.1). Cea mai mare scară vizibilă în figura 2.1 corespunde unei unde cu perioada de aproximativ 0,8 s și maximul atins la  $t \approx 0,4$  s.

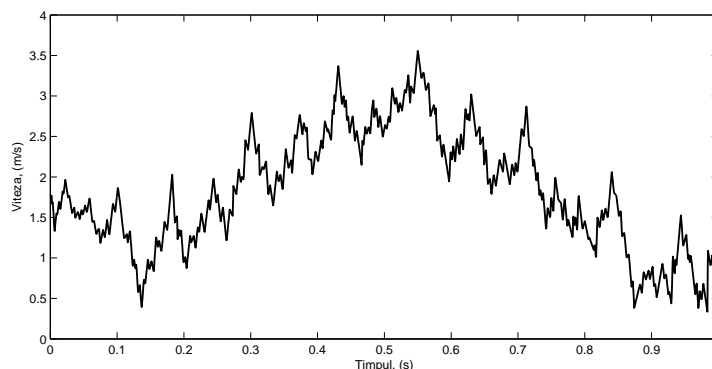


Fig. 2.1. Variația vitezei într-o curgere turbulentă.

Cele mai joase frecvențe (numere de undă mici) corespund structurilor mari, care sunt caracterizate de o scară de lungimi  $\hat{\ell}_0$ , comparabilă cu scara geometrică a curgerii,  $\hat{\ell}_0 \approx L$ , și de o scară de viteze  $\hat{u}_0(\hat{\ell}_0)$ , comparabilă cu  $U$ . Scara  $\hat{\ell}_0$  se mai numește scara integrală

și măsoară domeniul de influență a structurii de turbulență. Aceste structuri mari conțin cea mai mare parte a energiei cinetice și, prin urmare, sunt numite structuri energetice. Dat fiind faptul că numărul Reynolds asociat acestor structuri  $Re_t = \hat{u}_0 \hat{\ell}_0 / \nu$  este mare, efectul viscozității este neglijabil în comparație cu efectul inerțial și deci structurile mari sunt instabile, se deformează, se rup și produc structuri de talie mai mică.

Conform observațiilor făcute de Richardson ([130] 1922), ruperea structurilor mari inițiază o secvență de transferuri de energie la structuri din ce în ce mai mici, numită cascada energetică. Cascada energetică continuă până când numărul Reynolds  $u(\ell)\ell/\nu$  este suficient de mic pentru ca mișcarea să fie stabilă, energia cinetică fiind disipată de viscozitate.

În general, structurile mari sunt influențate de condițiile la limită și, în consecință, anizotrope. În procesul de micșorare succesivă a scărilor structurile mari, caracterizate prin numere de undă mici, își pierd orientarea spațială preferențială, pentru a transfera energia cinetică către structurile mici (numere de undă mari) care devin izotrope. În consecință, Kolmogorov a formulat prima ipoteză de similitudine universală: la numere Reynolds suficient de mari, mișcările turbulente de scară mică ( $\ell \ll \hat{\ell}_0$ ) sunt statistic izotrope. Pope [125] introduce o scară de lungimi  $\hat{\ell}_{EI} \approx \hat{\ell}_0/6$  ca o limită de demarcație între structurile mari anizotrope ( $\hat{\ell} > \hat{\ell}_{EI}$ ) și structurile izotrope ( $\hat{\ell} < \hat{\ell}_{EI}$ ). Regiunea structurilor izotrope se mai numește domeniul echilibrului universal, care, conform primei ipoteze, este independent de condițiile la limită a mișcării.

Odată cu descreșterea scării  $\ell$  a structurilor turbulente, efectele disipative au o pondere mai mare în transferul energetic, pe când efectele inerțiale devin neglijabile. Scara structurilor disipative se numește scara Kolmogorov cu scara de lungimi

$$\eta = \left(\frac{\nu^3}{\varepsilon}\right)^{1/4} \quad (2.12)$$

și scara de viteze

$$u_\eta = (\varepsilon\nu)^{1/4}, \quad (2.13)$$

unde  $\varepsilon$  este rata de disipație. La scara Kolmogorov forțele vâscoase și inerțiale au magnitudini similare, reieșind din faptul că numărul Reynolds asociat acestei scări

$$Re(\ell) = \frac{\eta u_\eta}{\nu} = 1. \quad (2.14)$$

Astfel, în domeniul  $\ell < \eta$  transferul de energie cinetică se efectuează preponderent prin difuzie moleculară și este un proces izotrop.

A doua ipoteză de similitudine universală a lui Kolmogorov poate fi reformulată în modul următor [179]: În orice mișcare turbulentă, când numărul Reynolds este extrem de mare, toate proprietățile statistice ale mișcărilor la scara  $\ell$  din domeniul ( $\eta \ll \ell \ll \hat{\ell}_0$ ) au o formă universală, care depinde doar de rata de disipație  $\varepsilon$  și este independentă de viscozitate.

Pope [125] introduce, de asemenea, scara de lungimi  $\hat{\ell}_{DI} \approx 60\eta$  și astfel intervalul în care ipoteza a doua este aplicabilă devine  $\hat{\ell}_{DI} < \ell < \hat{\ell}_{EI}$ . Scara  $\hat{\ell}_{DI}$  divizează domeniul

de echilibru universal în două subdomenii: inerțial și disipativ (figura 2.2). În subdomeniul inerțial,  $\hat{\ell}_{DI} < l < \hat{\ell}_{EI}$ , mișcarea este determinată doar de efectele inerțiale, iar efectele vâscoase sunt neglijabile. În zona disipativă,  $l < \hat{\ell}_{DI}$ , acționează viscozitatea, transformând energia cinetică în căldură.

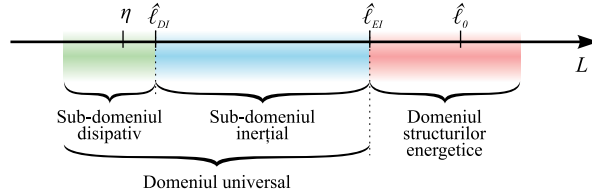


Fig. 2.2. Scările turbulenței.

Reieșind din ipotezele de similitudine ale lui Kolmogorov, se poate deduce legea cascadei energetice în subdomeniul inerțial:

$$E(\kappa) = C_K \varepsilon^{2/3} \kappa^{-5/3}, \quad \kappa \in [0, \infty], \quad (2.15)$$

unde  $\kappa$  este numărul de undă,  $E$  este energia cinetică totală ca funcție de  $\kappa$ ,  $C_K \approx 1,5$  este constanta Kolmogorov și  $\varepsilon$  – rata de disipație a energiei cinetice [125]. În figura 2.3 este reprezentată această lege, împreună cu subdiviziunea mișcărilor în funcție de scară.

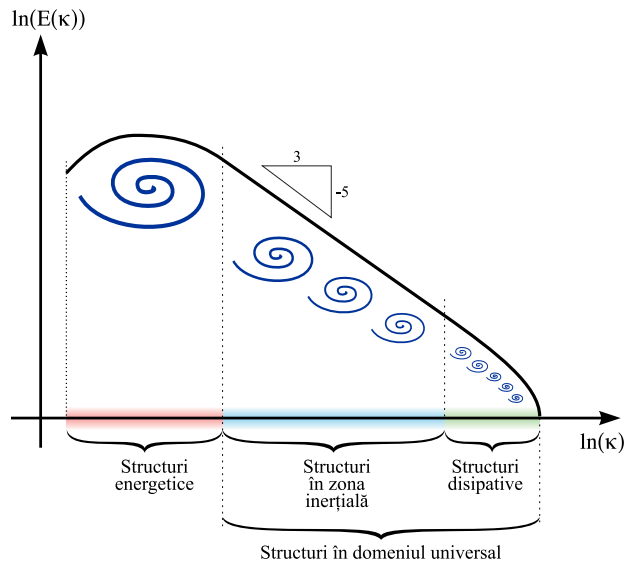


Fig. 2.3. Legea 3/5 a cascadei energetice.

## 2.4. Modelarea curgerii turbulente

Cea mai mică scară relevantă unei curgeri turbulente este scara Kolmogorov  $\eta$ , dat fiind faptul că scările mai mici decât  $\eta$  sunt dominate de forțele vâscoase. Totodată, cea mai mare scară este scara integrală  $\hat{\ell}_0$ , care măsoară dimensiunea scărilor energetice. D. Wilcox



[156] a arătat o interdependență între scara cea mai mică, scara cea mai mare și numărul Reynolds pentru o curgere turbulentă omogenă și izotropă:

$$\frac{\hat{\ell}_0}{\eta} = \mathcal{O}(Re^{3/4}). \quad (2.16)$$

Așadar, pentru a descrie toate scările de mișcare într-un volum de control în forma unui cub cu latura  $\hat{\ell}_0$ , sunt necesare  $\mathcal{O}(Re^{9/4})$  grade de libertate. Adicional, scările de timp cele mai mici prezente în curgere satisfac relația:

$$t = \mathcal{O}(Re^3). \quad (2.17)$$

Majoritatea curgerilor din aplicațiile ingineresti, care includ și domeniul sistemelor de conversie, au numere Reynolds  $Re > 10^5$  și, prin urmare, ținând cont de puterea de calcul existentă, este imposibilă rezolvarea directă a întregului spectru al scărilor turbulente prezente în curgere. Astfel, pentru cel puțin o perioadă de timp de acum înainte, chiar și în condiția creșterii constante a puterii de calcul (descrise de legea lui Moore), este puțin probabilă găsirea unei soluții complete, dependente de timp, a ecuațiilor Navier-Stokes pentru curgeri turbulente la numere Reynolds mari.

Pentru a reduce numărul gradelor de libertate în spațiu și timp la un nivel fezabil pentru probleme ingineresti, există două opțiuni: rezolvarea ecuațiilor mediate temporal în maniera Reynolds sau filtrarea ecuațiilor spațial. Prima opțiune reprezintă o abordare statistică, iar cealaltă este o abordare deterministă.

### 2.4.1. Descompunerea Reynolds

Ținând cont de faptul că turbulența este un fenomen de natură aleatorie, abordarea statistică pare intuitivă. Natura aleatorie a parametrilor care descriu mișcarea turbulentă nu se referă la impredictibilitatea acestora, dar mai degrabă la fluctuația valorilor măsurate experimental.

În cele ce urmează, descompunerea Reynolds a ecuațiilor Navier-Stokes va fi prezentată conform [125]. În cazul unei curgeri turbulente, viteza  $\mathbf{u}$  este o variabilă aleatorie, cu o medie temporală definită prin

$$\langle \mathbf{u}(\mathbf{x}, t) \rangle = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T \mathbf{u}(\mathbf{x}, t) dt, \quad (2.18)$$

unde  $T_1 \ll T \ll T_2$ ,  $T_1$  este scara de timp asociată fluctuațiilor turbulente, iar  $T_2$  – scara de timp caracteristică structurilor mari.

Descompunerea Reynolds a vitezei  $\mathbf{u}$  este:

$$\mathbf{u}(\mathbf{x}, t) = \langle \mathbf{u}(\mathbf{x}, t) \rangle + \mathbf{u}'(\mathbf{x}, t), \quad (2.19)$$

unde  $\langle \mathbf{u} \rangle$  este media temporală, iar  $\mathbf{u}'$  reprezintă fluctuațiile. Similar se obține descompunerea Reynolds pentru presiune sau pentru orice variabilă scalară.

Media temporală satisface următoarele relații:

$$\begin{aligned}
\langle a + b \rangle &= \langle a \rangle + \langle b \rangle, \\
\langle \langle a \rangle b \rangle &= \langle a \rangle \langle b \rangle, \\
\langle ab \rangle &= \langle a \rangle \langle b \rangle + \langle a'b' \rangle, \\
\left\langle \frac{\partial a}{\partial t} \right\rangle &= \frac{\partial}{\partial t} \langle a \rangle, \\
\left\langle \frac{\partial a}{\partial x_i} \right\rangle &= \frac{\partial}{\partial x_i} \langle a \rangle.
\end{aligned} \tag{2.20}$$

Ecuatiile Navier-Stokes pentru un fluid incompresibil cu proprietăți fizice constante ( $\rho = \text{const}$ ,  $\nu = \text{const}$ ) (2.4) și (2.11) în absența forțelor masice ( $\mathbf{f} = 0$ ) pot fi rescrise, ținând cont de proprietățile (2.20) sub forma:

$$\frac{\partial \langle u_i \rangle}{\partial x_i} = 0 \tag{2.21}$$

$$\frac{\partial \langle u_i \rangle}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \langle u_i u_j \rangle + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \langle p \rangle}{\partial x_j} - \nu \frac{\partial^2 \langle u_i \rangle}{\partial x_i \partial x_j} = 0. \tag{2.22}$$

Ecuatiile (2.21) (2.22) sunt cunoscute ca ecuațiile Navier-Stokes mediate în maniera Reynolds (RANS – Reynolds Averaged Navier-Stokes). Termenul neliniar  $\langle u_i u_j \rangle$  poate fi descompus sub forma:

$$\langle u_i u_j \rangle = \langle u_i \rangle \langle u_j \rangle + \langle u'_i u'_j \rangle, \tag{2.23}$$

în care termenii  $\langle u'_i u'_j \rangle$  au semnificația unor tensiuni. Aceste tensiuni reprezentate de corelațiile duble ale vitezei poartă denumirea de tensiuni turbulente sau tensiuni Reynolds:

$$\tau_{ij} = -\langle u'_i u'_j \rangle. \tag{2.24}$$

Partea anizotropică sau deviatoare a tensorului tensiunilor Reynolds, care contribuie la transportul impulsului, este:

$$\tau_{ij}^R = -\langle u'_i u'_j \rangle + \frac{1}{3} \langle u_i u_i \rangle \delta_{ij}, \tag{2.25}$$

unde  $\delta_{ij}$  este simbolul Kronecker. Partea izotropică sau sferică nu contribuie la transportul impulsului, având mai degrabă un comportament similar presiunii și, prin urmare, este inclus în termenul modificat al presiunii  $\tilde{p}$ :

$$\tilde{p} = p + \frac{1}{3} \langle u_i u_i \rangle \delta_{ij} \tau_{ii} = p + \frac{2}{3} \delta_{ij} k, \tag{2.26}$$

unde

$$k = \frac{1}{2} \langle u'_i u'_i \rangle \tag{2.27}$$

este energia cinetică turbulentă.

Introducem (2.25) și (2.26) în ecuația de transport al impulsului mediată Reynolds

(2.22) să obținem:

$$\frac{\partial \langle u_i \rangle}{\partial t} + \langle u_j \rangle \frac{\partial \langle u_i \rangle}{\partial x_j} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \langle \tilde{p} \rangle}{\partial x_j} - \nu \frac{\partial^2 \langle u_i \rangle}{\partial x_j^2} - \frac{\partial \tau_{ij}^R}{\partial x_j^2} = 0. \quad (2.28)$$

Se observă că cele patru ecuații (2.21) și (2.28) conțin zece variabile necunoscute:  $p$ ,  $u_i$  și componentele tensorului deviatoric a tensiunilor Reynolds  $\tau_{ij}^R$ . Pentru a închide sistemul, lipsesc 6 ecuații, care pot fi obținute considerând diverse modele RANS.

#### 2.4.2. Descompunerea filtrată

După cum a fost menționat anterior, o alternativă a descompunerii Reynolds (2.19) constă în separarea frecvențelor joase (ori echivalent scări mari) de frecvențele înalte (scările mici), prin utilizarea unui operator de filtrare aplicat câmpului de viteze:

$$\bar{\mathbf{u}}(\mathbf{x}, t) = \int_{\Omega} G(\mathbf{x}, \mathbf{x}', \bar{\Delta}) \mathbf{u}(\mathbf{x}', t) d\mathbf{x}', \quad (2.29)$$

unde  $\Omega$  este domeniul problemei, funcția strict pozitivă  $G$  este nucleul filtrului și  $\bar{\Delta}$  este lățimea filtrului. Operatorul de filtrare poate fi privit ca o mediere spațială și este un operator linear. În simulările LES, se pot utiliza următoarele nuclee de filtrare:

– Filtrul trece jos:

$$G(\mathbf{x}, \mathbf{x}', \bar{\Delta}) = \begin{cases} 1/\bar{\Delta}^3, & |\mathbf{x} - \mathbf{x}'| \leq \bar{\Delta}/2, \\ 0, & |\mathbf{x} - \mathbf{x}'| > \bar{\Delta}/2; \end{cases} \quad (2.30)$$

– Filtrul gaussian:

$$G(\mathbf{x}, \mathbf{x}', \bar{\Delta}) = \left( \frac{\gamma}{\pi \bar{\Delta}^2} \right)^{3/2} \exp \left( -\gamma \frac{|\mathbf{x} - \mathbf{x}'|^2}{\bar{\Delta}^2} \right) \quad (2.31)$$

unde valoarea parametrului de obicei este  $\gamma = 6$ .

– Filtrul spectral:

$$G(\mathbf{x}, \mathbf{x}', \bar{\Delta}) = \prod_{i=1}^3 \frac{\sin \left( \frac{x_i - x'_i}{\bar{\Delta}} \right)}{x_i - x'_i}. \quad (2.32)$$

Filtrele gaussian și spectral sunt utilizate mai degrabă din punct de vedere teoretic. Filtrul trece jos este utilizat, de obicei, în implementările LES discretizate cu volume finite. Lățimea filtrului determină care din structurile turbulente vor fi rezolvate și care vor fi modelate printr-un model de turbulență sau model *subgrid*.

Descompunerea filtrată este definită similar descompunerii Reynolds:

$$\mathbf{u}(\mathbf{x}, t) = \bar{\mathbf{u}}(\mathbf{x}, t) + \mathbf{u}'(\mathbf{x}, t), \quad (2.33)$$

unde spre deosebire de (2.19),  $\bar{\mathbf{u}}$  nu este o mediere statistică, dar conține toate frecvențele spectrului  $\mathbf{u}$  până la o frecvență de tăiere  $\kappa_c$  sau, echivalent, până la o scară de lungimi  $\bar{\Delta}$ .

Astfel, filtrarea constă în anularea scărilor mișcării mai mici decât lățimea filtrului  $\bar{\Delta}$ .

Aplicând descompunerea filtrată ecuațiilor (2.4) și (2.11), se obțin ecuațiile Navier-Stokes filtrate:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0, \quad (2.34)$$

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \overline{u_i u_j} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_j} - \nu \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_i \partial x_j} = 0. \quad (2.35)$$

Termenul neliniar  $\overline{u_i u_j}$  poate fi descompus în

$$\overline{u_i u_j} = \overline{(\bar{u}_i + u'_i)(\bar{u}_j + u'_j)} = \overline{\bar{u}_i \bar{u}_j} + \overline{\bar{u}_i u'_j} + \overline{\bar{u}_j u'_i} + \overline{u'_i u'_j}. \quad (2.36)$$

A. Leonard [100] propune tripla descompunere a tensorului SGS (sub-grid-scale) sau SFS (sub-filter-scale):

$$\tau_{ij} = \overline{u_i u_j} - \overline{\bar{u}_i \bar{u}_j} = -L_{ij} - C_{ij} - R_{ij}, \quad (2.37)$$

$$\begin{aligned} L_{ij} &= \overline{\bar{u}_i \bar{u}_j} - \bar{u}_i \bar{u}_j, \\ C_{ij} &= \overline{\bar{u}_i u'_j} + \overline{\bar{u}_j u'_i}, \\ R_{ij} &= \overline{u'_i u'_j}. \end{aligned} \quad (2.38)$$

Tensorul Leonard  $L_{ij}$  include interacțiunile dintre componentele filtrate, tensorul  $C_{ij}$  include interacțiunile dintre componentele filtrate și fluctuații, iar tensorul Reynolds  $R_{ij}$  include interacțiunile dintre fluctuații. Similar descompunerii Reynolds, partea deviatorică a tensorului SGS  $\tau_{ij}^R$  este modelată, iar partea sferică  $\tau_{ii}$  este inclusă în presiunea modificată  $\bar{p}$  similar relației (2.26).

În consecință se obține ecuația filtrată de transport a impulsului:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_j} - \nu \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_i \partial x_j} - \frac{\partial \tau_{ij}^R}{\partial x_j} = 0, \quad (2.39)$$

care împreună cu (2.34) formează ecuațiile Navier-Stokes filtrate.

Se observă că ecuațiile filtrate sunt identice după formă cu ecuațiile mediate în maniera Reynolds (2.21) și (2.28), însă tensorul SGS sau SFS dat de relația (2.37) diferă de tensorul de tensiune Reynolds din relația (2.25). Pentru a închide sistemul de ecuații, sunt utilizate diverse modele SGS sau SFS, care stau la baza metodei LES (Large Eddy Simulation). Similitudinea ecuațiilor filtrate și ecuațiilor mediate Reynolds rezultă și din faptul că medierea temporală (2.18) poate fi privită, conform [125], ca un operator de filtrare cu lățimea de bandă a filtrului  $\bar{\Delta}$  proporțională  $\langle u \rangle / T$ :

$$\langle \mathbf{u}(\mathbf{x}, t) \rangle = \bar{\mathbf{u}}(\mathbf{x}, t) = \frac{1}{T} \int_{t-T}^t \mathbf{u}(\mathbf{x}, s) ds. \quad (2.40)$$

În continuare, pentru simplitate, vom nota cu aceeași notație  $\bar{\mathbf{u}}$  atât media temporală din descompunerea Reynolds, cât și media spațială din descompunerea filtrată.

### 2.4.3. Ipoteza Boussinesq

Pentru a închiide sistemul de ecuații Navier-Stokes mediate în maniera Reynolds sau filtrate, este necesar de definit modele suplimentare pentru tensorul de tensiune Reynolds sau tensorul de tensiune SGS/SFS. Ipoteza Boussinesq [33] stă la baza mai multor modele de turbulență utilizate în acest sens. Analogic relației dintre tensiuni și vitezele de deformație pentru fluidul newtonian, ipoteza Boussinesq afirmă că partea deviatorică a tensorului Reynolds sau a tensorului SGS/SFS,  $\tau_{ij}^R$  depinde liniar de tensorul vitezelor de deformație  $\bar{S}_{ij}$  asociat câmpului de viteze mediate sau filtrate  $\bar{\mathbf{u}}$ :

$$\tau_{ij}^R = \nu_T \bar{S}_{ij}, \quad (2.41)$$

unde  $\nu_T$  este viscozitatea turbulentă sau viscozitatea de vârtej,  $\tau_{ij}^R$  este definit prin relația (2.25) sau relația (2.37), iar  $\bar{S}_{ij}$  este furnizat de relația

$$\bar{S}_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right). \quad (2.42)$$

Spre deosebire de viscozitatea moleculară  $\nu$ , viscozitatea turbulentă  $\nu_T$  nu este o proprietate a fluidului, ci o caracteristică a curgerii turbulente. Pentru a închiide sistemul de ecuații Navier-Stokes, sunt necesare modele pentru  $\nu_T$  care să includă parametri suplimentari ai curgerii. Astfel de modele aplicabile descompunerii filtrate sau descompunerii Reynolds sunt discutate în secțiunile 2.5.3 și 2.7.

Deși este valabilă pentru multe curgeri din aplicațiile ingineresti, în special curgeri peste profiluri aero-sau hidrodinamice, ipoteza izotropiei locale a turbulenței și aproximarea Boussinesq sunt invalidate în curgeri peste obstacole neprofilate [44, 103, 155], dar poate fi implementată pentru studiul curgerii turbulente în aplicațiile practice în domeniul sistemelor de conversie a SRE.

## 2.5. Metode numerice pentru aproximarea ecuațiilor Navier-Stokes

### 2.5.1. Metoda simulării numerice directe (DNS)

Metoda Simulării Numerice Directe (DNS, Direct Numerical Simulation), propusă într-o primă variantă de S.Orszag și G.Patterson [121] în 1972, constă în soluționarea ecuațiilor Navier-Stokes discretizate pe o rețea de calcul cu o rezoluție spațială și temporală foarte fină, care să includă toate scările de mișcare dintre  $\eta$  și  $\hat{\ell}_0$ . Numărul gradelor de libertate, precum și pașii de timp sunt dictate doar de relațiile (2.16) și (2.17), iar singura aproximare a soluției este aproximarea de discretizare a ecuațiilor Navier-Stokes pe rețeaua de calcul.

În figura 2.4 (a) este reprezentat schematic gradul de rezoluție a scărilor turbulente a modelului numeric DNS în comparație cu modelele LES și RANS, iar figura 2.4 (b) reprezintă soluțiile numerice respective.

Metoda DNS este utilizată din punct de vedere teoretic pentru curgeri la numere Rey-

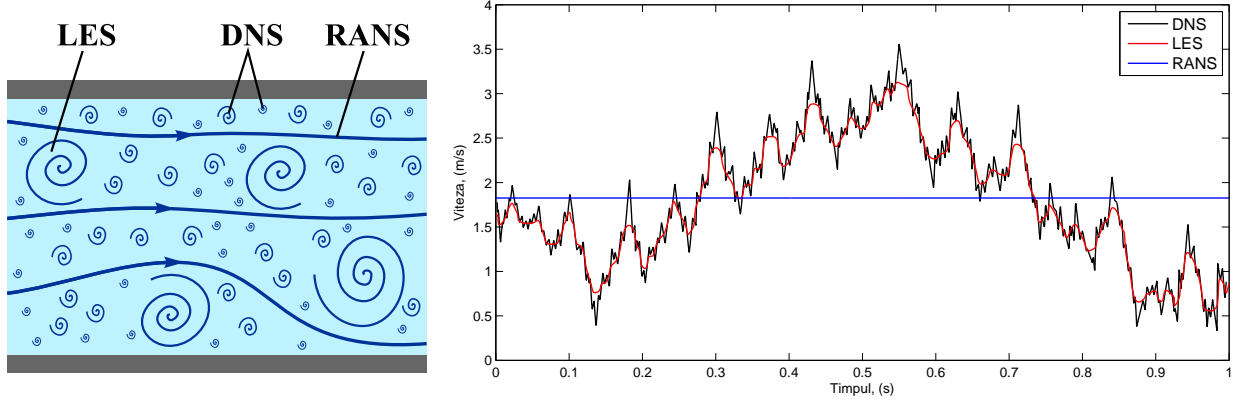


Fig. 2.4. Comparația metodelor DNS, LES și RANS.

nolds foarte mici, geometrii simple sau pentru rezolvarea localizată a unor structuri turbulente. Din punctul de vedere al aplicațiilor practice ingierești, ținând cont de numărul enorm de grade de libertate necesar curgerilor la numere Reynolds mari, metoda DNS nu este fezabilă.

De exemplu, pentru a descrie cu un grad de precizie înalt o curgere turbulentă cu numărul Reynolds  $Re = 10^6$  sunt necesare  $10^{18}$  puncte de discretizare în spațiu-timp, o valoare prea mare chiar și pentru supercalculatoarele existente. Deocamdată, la centrele de HPC (*High Performance Computing*) au fost abordate și rezolvate cu metode DNS curgeri la numere Reynolds  $Re = 10^2$  și  $Re = 10^3$ .

Comparativ cu metoda RANS, ordinul de amplificare a puterii de calcul necesare poate ajunge ușor la valoarea astronomică  $10^{10}$ . Astfel, opțiunile sunt fie rezolvarea ecuațiilor mediate temporal în maniera Reynolds (RANS, Reynolds Averaged Navier-Stokes), fie filtrarea acestora spațial (LES, Large Eddy Simulation), fie metode hibrid RANS/LES.

### 2.5.2. Metoda ecuațiilor Navier-Stokes mediate în maniera Reynolds (RANS)

În 1972 au fost inițiate primele abordări din familia metodelor de tip RANS în lucrările lui B.Launder și D.Spandling [97] și B.Launder [98]. Dacă se consideră aproximația liniară Boussinesq și o curgere permanentă ecuațiile (2.21) și (2.28) se scriu sub forma:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0, \quad (2.43)$$

$$\bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\nu + \nu_T) \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right] + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_j} = 0. \quad (2.44)$$

Metoda RANS este utilizată pentru rezolvarea numerică a ecuațiilor (2.43) și (2.44). Din punctul de vedere al efortului computațional, metoda RANS nu este costisitoare, dat fiind faptul că numărul gradelor de libertate este cu mult mai mic comparativ cu DNS. Soluția RANS este permanentă și, prin urmare, nu descrie efectele nepermanente ale curgerii, fluctuațiile variabilelor fiind luate în calcul prin intermediul modelelor de turbulență. În

poftida acestui fapt, metoda RANS cuplată cu diverse modele de turbulență cu una sau două ecuații este cea mai populară metodă în aplicațiile ingineresti și este adecvată scopurilor din domeniul energiilor regenerabile, cum ar fi argumentarea și optimizarea parametrilor geometrici și funcționali ai sistemelor de conversie pentru mărirea eficienței de conversie.

Figura 2.5 reprezintă descompunerea vitezei în metoda RANS  $u = \langle u \rangle + u'$ , în care componenta rezolvată a vitezei  $\langle u \rangle$  este constantă, iar fluctuațiile  $u'$  includ aproape toate scările asociate curgerii.

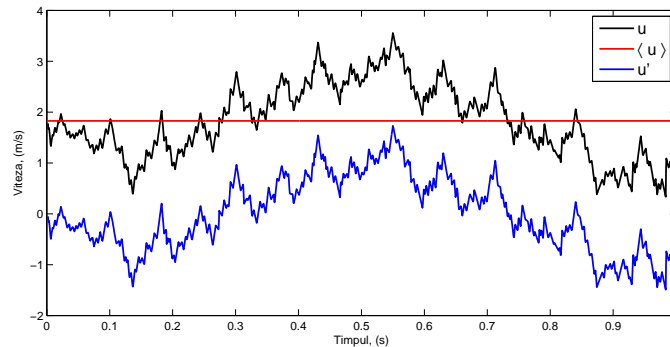


Fig. 2.5. Descompunerea vitezei în metoda RANS  $u = \langle u \rangle + u'$

Cerințele asupra rezoluției (fineței) rețelei de calcul sunt mici comparativ cu alte metode, dat fiind faptul că structurile de turbulență nu sunt rezolvate, singurile constrângeri asupra rețelei de calcul fiind gradul de detalizare a geometriei și obținerea erorii de discretizare sub gradul de precizie stabilit. Secțiunea 2.7 descrie câteva modele de turbulență asociate metodei RANS.

### 2.5.3. Metoda simulării vârtejurilor mari (LES)

Deși o mare parte a simulărilor CFD în aplicațiile ingineresti au la bază modele RANS, anumite clase de curgeri sunt mai bine rezolvate cu modele care rezolvă o parte a spectrului turbulent. Astfel de modele sunt numite modele SRS (Scale Resolving Simulation). Primul model din clasa SRS a fost modelul LES propus de I.Deardorff [46] în 1970 și care, la rândul său, s-a bazat pe modelul lui I.Smogorinsky [138] din 1963.

Metoda LES este o metodă intermediară între metoda DNS și metoda RANS din punctul de vedere al structurilor de turbulență incluse în soluție: structurile sunt rezolvate atâta timp cât dimensiunea lor este mai mare decât o dimensiune caracteristică determinată de lățimea filtrului  $\bar{\Delta}$ . În cazul în care  $\bar{\Delta} \rightarrow \eta$ , metoda LES se apropie de metoda DNS. Structurile care sunt mai mici decât dimensiunea filtrului (structuri sub grid) sunt modelate prin intermediul unui model LES suplimentar. Figura 2.6 prezintă descompunerea spectrului energetic în domeniile structurilor largi (rezolvate LES) și ale structurilor de talie mică (sub grid, modelate LES).

Conform teoriei Kolmogorov al cascadei energetice, marea parte a energiei cinetice

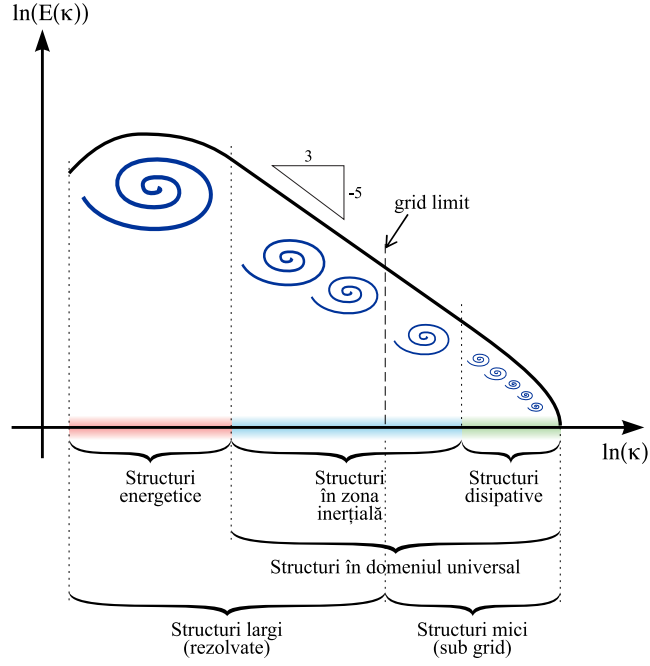


Fig. 2.6. Descompunerea structurilor turbulente în structuri mari (rezolvate) și structuri mici (modelate).

și anizotropie a curgerii este conținută în zona inerțială, iar cele mai mici structuri, cele din domeniul disipativ, sunt izotrope și independente de caracteristicile curgerii. În cadrul modelelor LES se presupune că structurile sub grid sunt local izotrope, ceea ce implică faptul ca delimitarea dintre sturcturile rezolvate și structurile mici să fie în zona inerțială.

Totodată, lățimea filtrului  $\bar{\Delta}$  este strict dependentă de dimensiunea caracteristică a celulelor din rețeaua de calcul  $\bar{\Delta} \geq \Delta$  și, prin urmare, asumarea ipotezei de izotropie locală impune restricții asupra rezoluției rețelei. Pope [125] a arătat că dacă lățimea filtrului este suficient de bună, astfel încât 80% din energia cinetică să se conțină în structurile rezolvate, metoda LES va descrie adecvat curgerea turbulentă. În practică se recomandă ca [125, 59]  $\bar{\Delta} = \alpha\Delta$  cu  $1 \leq \alpha \leq 2$ . Astfel, pentru a descrie cu un grad de precizie înalt curgerea turbulentă în stratul limită, dimensiunea caracteristică a celulei trebuie să fie de același ordin de mărime cu cea mai mică scară turbulentă pe care dorim să o studiem, ceea ce implică, la rândul său, un număr mare de grade de libertate.

În figura 2.7 este reprezentată descompunerea vitezei în metoda LES  $u = \bar{u} + u'$  în care  $\bar{u}$  conține o parte din scările structurilor mari.

Metoda LES se bazează pe ecuațiile Navier-Stokes filtrate

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0, \tag{2.45}$$

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_j} - \nu \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_i \partial x_j} - \frac{\partial \tau_{ij}^R}{\partial x_j} = 0, \tag{2.46}$$

unde  $\bar{u}_i$  sunt componentele vitezei filtrate spațial,  $\bar{p}$  este presiunea modificată dată de relația



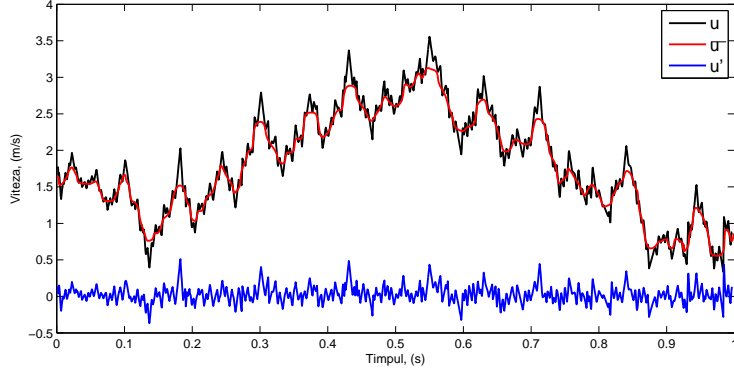


Fig. 2.7. Descompunerea vitezei în metoda LES  $u = \bar{u} + u'$

(2.26), iar  $\tau_{ij}^R$  este partea deviatorică a tensorului SGS/SFS furnizat de relația (2.37).

Pentru a modela structurile de talie mică excluse de filtrare, este necesar de a suplimenta ecuațiile filtrate (2.45) și (2.46) cu un model LES, în care tensiunile  $\tau_{ij}^R$  să fie conectate cu parametrii structurilor rezolvate. Cel mai utilizat model LES este modelul Smagorinsky [138], bazat pe ipoteza Boussinesq. Similar metodei RANS, tensorul deviatoric SGS satisface relația:

$$\tau_{ij}^R = -2\nu_T \bar{S}_{ij}, \quad (2.47)$$

în care este introdusă viscozitatea turbulentă  $\nu_T$ :

$$\nu_T = C_S^2 \bar{\Delta}^2 |\bar{S}|, \quad (2.48)$$

unde  $C_S$  este coeficientul Smagorinsky,  $\bar{\Delta}$  este lățimea filtrului, iar  $|\bar{S}|$  este modulul tensorului vitezei de deformare asociat vitezelor filtrate dat de relația (2.42):

$$|\bar{S}| = \sqrt{2\bar{S}_{ij}\bar{S}_{ij}}. \quad (2.49)$$

D.Lilly [102] a arătat că legea cascadei energetice în subdomeniul inerțial (2.15) implică  $C_S = 0,17$ , deși în multe cazuri practice este acceptată valoarea  $C_S = 0,1$ .

Metoda LES descrie în mare parte comportamentul dinamic al curgerii și din acest punct de vedere are un avantaj clar față de metoda RANS. Figura 2.8 prezintă o comparație între metodele DNS, LES și RANS în ceea ce privește rezolvarea scărilor turbulente asociate curgerii.

Din punct de vedere practic, efortul computațional asociat metodei LES este deocamdată foarte ridicat, reieșind din dimensiunea caracteristică a celulelor din rețeaua de calcul necesară rezolvării structurilor turbulente din domeniul inerțial. Tabelul 2.1 prezintă o estimare a eforturilor de calcul asociate metodei LES, comparativ cu efortul necesar metodei RANS în simularea unei curgeri turbulente în vecinătatea unei pale aerodinamice. Din tabel reiese că simularea LES într-o problemă relativ simplă necesită resurse de calcul de  $10^6$  mai mari decât simularea RANS.

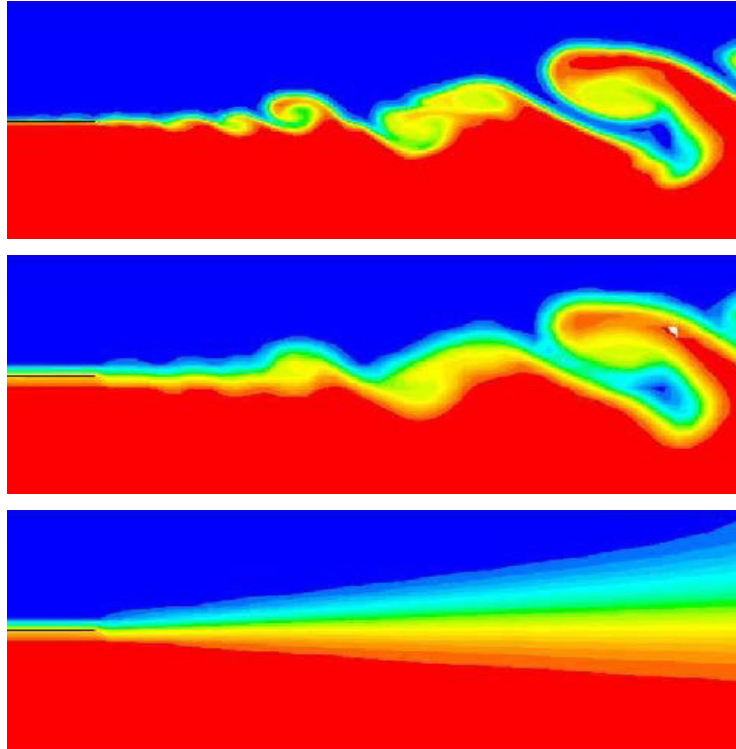


Fig. 2.8. Rezolvarea structurilor de turbulență asociate curgerii prin metoda DNS (a), metoda LES (b) și metoda RANS (c)

Tabelul 2.1. Estimarea efortului computațional asociat metodelor RANS și LES

Metoda	Celule	Pași de timp	Numărul iterațiilor interne pe pas de timp	Efortul relativ comparativ cu RANS
RANS	$\approx 10^6$	$\approx 10^2 - 10^3$	1	1
LES	$\approx 10^9$	$\approx 10^5$	1 - 10	$\approx 10^5 - 10^6$

Totuși, pentru problemele actuale caracterizate de numere Reynolds mari și geometrii complexe, metoda LES are potențial, care indubitabil va crește odată cu creșterea capacităților de calcul. Însă la momentul actual, reieșind din resursele computaționale disponibile, pentru aplicații ingineresti este recomandabilă fie metoda RANS, fie metode hibrid care combină cele mai bune aspecte ale metodelor RANS și LES în cadrul unei singure simulări.

#### 2.5.4. Metode adaptive DNS/LES

Metodele adaptive DNS/LES reprezintă o nouă abordare în rezolvarea numerică a ecuațiilor Navier-Stokes, [74, 75]. Aceste metode își au originea în tehnicile adaptive din metoda elementelor finite (MEF). Algoritmul adaptiv aplicat MEF constă din pașii:

1. Se consideră o rețea de calcul inițială  $P_h$  și spațiul de elemente finite  $V_h$  corespunzător.
2. Se calculează soluția aproximativă  $u_h \in V_h$ .
3. Pentru fiecare element  $E \in P_h$  se calculează un estimator al erorii  $\eta_E$ .

4. Fie  $\eta = \frac{1}{N} \sum_{E \in P_h} \eta_E$ , unde  $N$  este numărul elementelor finite din rețeaua  $P_h$ . Un element  $E$  este marcat pentru rafinare dacă  $\eta_E > \beta\eta$ , unde  $\beta$  este un parametru de pondere.
5. Se execută procedeul de rafinare al rețelei conform marcajelor din pasul 4.
6. Se revine la pasul 2 atât timp cât gradul de precizie specificat nu este atins.

Elementul cheie în algoritmul adaptiv este estimarea a posteriori a erorii din pasul 3. Utilizarea teoriei dualității din analiza convexă a permis derivarea estimărilor a posteriori a erorii pentru problemele eliptice scrise în forma inegalităților variaționale de speța a doua [30, 32] și aplicate problemelor de contact [31].

Hoffman și Johnson, de asemenea, utilizează teoria dualității și aplică procedeul adaptiv bazat pe estimări a posteriori a erorii în unele variabile de interes, caracteristice unei curgeri turbulente, cum ar fi forțele de portanță și rezistență [74, 75]. Procedeul de rafinare adaptivă generează o rețea de calcul, care permite aplicarea metodei LES în cea mai mare parte a domeniului de curgere și aplicarea metodei DNS în zonele cu curgere laminară. Astfel, conform autorilor citați mai sus costul computațional al problemei este redus considerabil fără a face compromis cu gradul de precizie a soluției și, prin urmare, va permite în curând obținerea soluțiilor cu precizia DNS utilizând resurse de calcul disponibile unui calculator personal.

### 2.5.5. Metode numerice hibride RANS/LES

În ultimii zece ani, au fost întreprinse eforturi considerabile de a acoperi decalajul dintre metodele RANS și LES, care sunt fundamental diferite în abordarea lor. O descriere exhaustivă a metodelor hibride este prezentată în [62] și [61]. În esența lor, metodele hibride, în loc să rezolve toate scările turbulente în jos până când turbulența poate fi considerată izotropă, rezolvă numai scările turbulente dominante, fără a deveni o metodă LES veritabilă. O separare a scărilor turbulente prin metoda hibridă URANS este prezentată în figura 2.9.

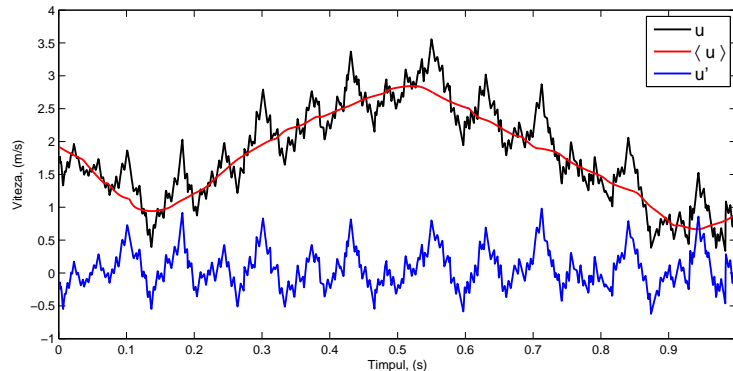


Fig. 2.9. Descompunerea vitezei în metoda URANS.

În cazul în care operatorul de mediere temporală (2.40) are perioada  $T$  egală cu perioada celei mai mari scări, aproximația se numește URANS (Unsteady Reynolds Averaged

Navier-Stokes). Metoda URANS se obține incluzând derivata în raport cu timpul în ecuația de transport al impulsului mediată în maniera Reynolds (2.44). În acest caz, pasul de discretizare a derivatei temporale  $\Delta t$  este suficient de mare, astfel încât disipația indusă de metoda RANS să permită apariția efectelor dinamice, fără însă a rezolva frecvențele înalte (scările mici).

O altă abordare reprezintă metoda VLES (Very Large Scale Simulation), propusă de C.Speziale [143], care în funcție de dimensiunea caracteristică a rețelei de calcul  $\Delta$  devine fie metoda DNS (dacă  $\Delta \rightarrow \eta$ ), fie metoda RANS (dacă  $\Delta \approx \hat{\ell}_0$ ). Metoda VLES se obține prin filtrarea tensorului Reynolds cu o funcție de amortizare bazată pe raportul dintre dimensiunea caracteristică a rețelei de calcul și scara Kolmogorov. Astfel, structurile turbulente mai mari decât dimensiunea caracteristică a gridului sunt rezolvate, iar structurile mai mici sunt modelate, ceea ce reduce resursele și efortul de calcul necesare unei metode LES.

Metoda simulării vârtejurilor detașate, DES (Detached Eddy Simulation), a fost introdusă de P.Spalart în 2000 [141] și este similară metodei VLES. În această metodă, zonele stratului limită la pereți sunt rezolvate cu metoda RANS, restul domeniului cu structuri turbulente mari fiind modelat cu metoda LES, iar criteriul de comutare dintre metodele RANS și LES se bazează pe finețea rețelei de discretizare. Dezavantajul metodei DES constă în faptul că o rezoluție prea fină a rețelei în stratul limită poate provoca, prin reducerea viscozității turbulente, separarea artificială a stratului limită (Grid Induced Separation). Pentru a evita acest dezavantaj, F.Menter și M.Kuntz [115] au propus metoda DDES (Delayed Detached Eddy Simulation), în care criteriul DES este restricționat în stratul limită. Metoda DDES a fost dezvoltată ulterior de M.Shur et al. [137].

În 2009, Menter și Egorov au propus o metodă alternativă metodei DES, în care metoda RANS nu este influențată de dimensiunea rețelei de calcul, și anume metoda simulării adaptive la scară (*Scale Adaptive Simulation*, SAS) [114]. Metoda SAS se bazează pe scara de lungimi von Karman

$$L_{\nu K} = \kappa \left| \frac{U'}{U''} \right| \quad (2.50)$$

introdusă în modelul de turbulență, unde

$$|U'| = \sqrt{\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}}, \quad (2.51)$$

$$|U''| = \sqrt{\frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_k^2} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j^2}}. \quad (2.52)$$

Spre deosebire de metodele DES și DDES, metoda SAS nu este afectată de fenomenul separării induse de rețea a stratului limită și este aplicabilă unei familii mai largi de rețele de calcul. Scara von Karman  $L_{\nu K}$  permite modelului să se ajusteze structurilor rezolvate și totodată reduce viscozitatea turbulentă în astfel de zone până la un nivel acceptat de LES.

## 2.6. Condiții la limită pentru curgeri turbulente

Spre deosebire de curgerile turbulente libere, majoritatea curgerilor turbulente relevante studiului SRE sunt în prezența (cel puțin parțială) a unor suprafețe solide (pale aerodinamice, nacele, difuzoare, turnuri sau structuri de suport). Datorită prezenței unui perete, comportamentul curgerii și structura turbulenței sunt diferite de ceea ce se atestă în curgerile turbulente de forfecare libere. Descrierea unei curgeri turbulente libere la numere Reynolds mari este mai simplă, deoarece efectele difuziei moleculare sunt mult mai reduse decât cele ale difuziei turbulente și, prin urmare, pot fi neglijate. În prezența unei suprafețe solide impermeabile, curgerea nu mai este nici izotropă, nici omogenă, iar transferul energetic prin cascadă de la structuri turbulente mari la structuri turbulente mici nu este complet.

În cele ce urmează, vor fi prezentate caracteristicile principale ale unei curgeri turbulente într-un domeniu interior, mărginit parțial de un perete solid impermeabil conform [125, 179]. Se consideră un canal de secțiune rectangulară cu înălțimea  $2\delta$ , lungimea  $L$  și lățimea  $b$ , astfel încât  $L/\delta \gg 1$  și  $b/\delta \gg 1$ .

Descompunem câmpul de viteze  $(u, v, w)$  în viteze mediate și fluctuații:

$$(u, v, w) = (\langle u \rangle, \langle v \rangle, \langle w \rangle) + (u', v', w'). \quad (2.53)$$

Curgerea se presupune complet dezvoltată și statistic bidimensională, cu alte cuvinte variabilele mediate nu variază în direcția curgerii ( $\frac{\partial \langle u \rangle}{\partial x} = \frac{\partial \langle v \rangle}{\partial x} = 0$ ,  $\langle w \rangle = 0$ ). Curgerea este caracterizată de numerele Reynolds:

$$Re = \frac{2\delta \bar{U}}{\nu}, \quad Re_0 = \frac{\delta u_0}{\nu}, \quad (2.54)$$

unde  $u_0 = \langle u \rangle|_{y=\delta}$  este viteza mediată din planul median, iar  $\bar{U}$  este viteza medie pe secțiune definită prin relația

$$\bar{U} = \frac{1}{\delta} \int_0^\delta \langle u \rangle dy. \quad (2.55)$$

Curgerea este considerată în regim laminar pentru  $Re < 1350$  și în regim turbulent pentru  $Re > 1800$ , deși efecte ale tranziției subzistă până la  $Re \approx 3000$ .

Tensiunea totală  $\tau$  este suma tensiunilor vâscoase și a tensiunilor datorate turbulenței.

$$\tau = \rho\nu \frac{d\langle u \rangle}{dy} - \rho \langle u'v' \rangle. \quad (2.56)$$

Condiția de nealunecare la perete ( $\mathbf{u} = 0$  pentru  $y = 0$ ) sau, cu alte cuvinte, condiția de aderență la perete a fluidului implică faptul că tensiunea turbulentă la perete este zero (dat fiind faptul că fluctuațiile la perete sunt nule), iar tensiunea totală  $\tau$  la perete este datorată numai forțelor vâscoase. Totodată, în vecinătatea imediată a peretelui tensiunea turbulentă crește brusc, iar la o distanță nu prea mare de la acesta tensiunea turbulentă devine dominantă.

Din ecuațiile Navier-Stokes rezultă că  $\tau$  depinde doar de  $y$  și

$$\tau(y) = \tau_w \left(1 - \frac{y}{\delta}\right), \quad (2.57)$$

unde  $\tau_w = \tau(0)$  este tensiunea tangențială la perete:

$$\tau_w = \rho\nu \frac{d\langle u \rangle}{dy} \Big|_{y=0}. \quad (2.58)$$

Pentru zona din vecinătatea peretelui definim o scara de viteze și o scara de lungimi, introducând viteza de frecare  $u_\tau$  și scara vâscoasă  $\delta_\nu$ :

$$\begin{aligned} u_\tau &= \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}, \\ \delta_\nu &= \nu \sqrt{\frac{\rho}{\tau_w}} = \frac{\nu}{u_\tau}. \end{aligned} \quad (2.59)$$

Distanța de la perete  $y$  și viteza mediată  $\langle u \rangle$  sunt normalizate cu scara vâscoasă și viteza de frecare  $u_\tau$  (măsurându-le astfel în unități de perete)

$$y^+ = \frac{y}{\delta_\nu} = \frac{yu_\tau}{\nu}, \quad u^+ = \frac{\langle u \rangle}{u_\tau}. \quad (2.60)$$

Parametrul caracteristic  $y^+$  este similar numărului Reynolds local și prin urmare valoarea sa determină importanța relativă dintre procesele vâscoase și procesele turbulente. Figura 2.10 prezintă profilurile contribuției tensiunilor vâscoase și a tensiunilor Reynolds la tensiunea totală a fluidului pentru  $Re = 5600$  și  $Re = 13750$ , obținute de Kim și coautori [88]. Se observă că la perete ( $y^+ = 0$ ) tensiunea vâscoasă contribuie cu 100% la tensiunea totală, pentru  $y^+ \approx 12$  contribuțiile tensiunilor vâscoase și Reynolds sunt egale, iar când  $y^+ > 50$  tensiunile vâscoase sunt neglijabile în raport cu tensiunile Reynolds, care contribuie cu peste 90% la tensiunea totală.

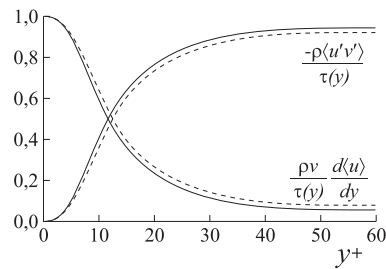


Fig. 2.10. Profilurile contribuțiilor tensiunilor vâscoase și tensiunilor Reynolds la tensiunea totală a fluidului (date DNS obținute de Kim [88]: —  $Re = 13750$ , - - -  $Re = 5600$  [125]).

### 2.6.1. Zonarea curgerii în vecinătatea peretelui

Regiunea de lângă perete poate fi subdivizată în câteva zone, în funcție de legile la perete care descriu corelațiile dintre  $u^+$  și  $y^+$  sub forma  $u^+ = f(y^+)$ . Astfel, deosebim zona interioară și zona exterioară.

Zona interioară este zona în care dominante sunt forțele vâscoase și, de obicei, este definită de relația  $y/\delta < 0,1$ . Zona exterioară este cea în care predomină forțele inerțiale și tensiunile Reynolds, fiind determinată de relația  $y^+ > 40 \div 50$ . La rândul său, zona interioară este subdivizată în mai multe subzone: substratul vâscos, zona-buffer și zona legii logaritmice. În figura 2.11 este reprezentată zonarea regiunii de lângă perete și legile la perete respective.

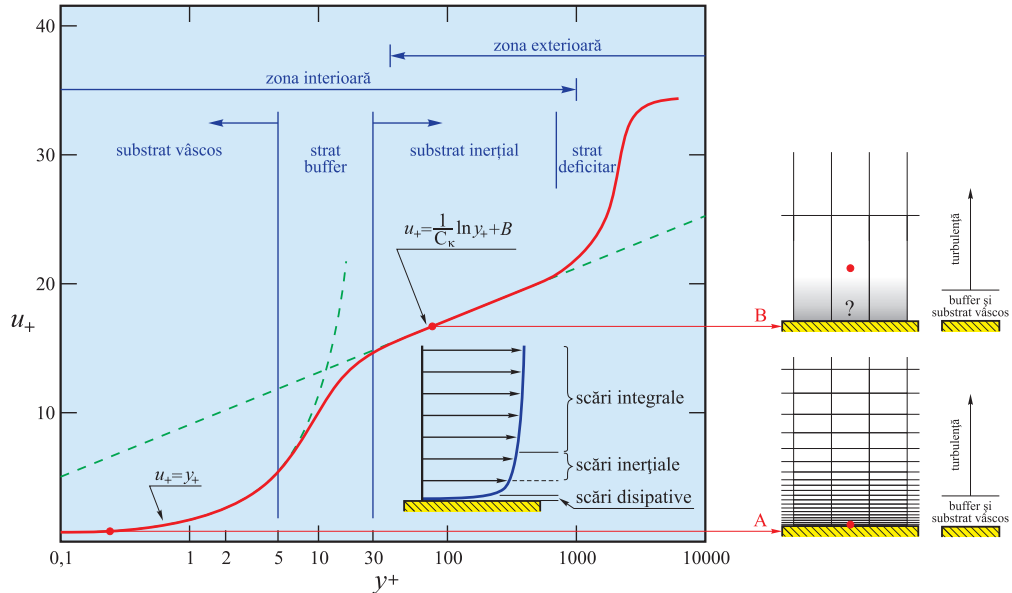


Fig. 2.11. Legile la perete și zonarea stratului limită (preluat din [108]).

În substratul vâscos ( $y^+ < 5$ ) este validă următoarea lege la perete:

$$u^+ = y^+, \quad (2.61)$$

grație căreia substratul vâscos se mai numește substrat liniar.

În zona legii logaritmice, după cum reiese din denumire, profilul de viteze este reprezentat printr-o altă lege universală, și anume:

$$u^+ = \frac{1}{C_\kappa} \ln y^+ + B, \quad (2.62)$$

unde  $C_\kappa$  este constanta von Karman. După cum remarcă Pope [125], există variații în valorile acestor constante universale determinate empiric și experimental, dar nu mai mult de 5% de la valorile

$$C_\kappa = 0,41, \quad B = 5,2. \quad (2.63)$$

Zona logaritmică se mai numește zonă inerțială și se extinde de la  $y^+ > 30$  până la  $y/\delta < 0,3$ .

Din figura 2.11 se observă că curbele  $u^+ = f(y^+)$  corespunzătoare legilor (2.61) și (2.62) se intersectează la  $y^+ = 11$  și, pentru a racorda aceste legi universale, este necesar de a defini un strat buffer ( $5 < y^+ < 30$ ), în care se face o trecere netedă de la substratul vâscos la zona logaritmică, sau, cu alte cuvinte, de la zona cu viscozitatea dominantă la zona cu

turbulența dominantă.

În zona exterioară, profilul de viteze, deși nu depinde explicit de viscozitate, este totuși influențat de tensiunea tangențială la perete  $\tau_w$ . Din analiza dimensională reiese că

$$u^+ = g\left(\frac{y}{\delta}\right), \quad (2.64)$$

care poate fi rescrisă sub forma

$$\frac{u_0 - \langle u \rangle}{u_\tau} = g\left(\frac{y}{\delta}\right), \quad (2.65)$$

numită legea vitezelor deficitare, dedusă de von Karman în 1930 [85]. De menționat că funcția  $g$  de această dată nu mai este universală, fiind diferită pentru fiecare curgere turbulentă.

În zona de racordare, atât legea logaritmică, cât și legea vitezelor deficitare sunt valabile simultan, această zonă fiind definită de condițiile ( $y^+ > 50$ ) și  $y/\delta < 0, 1$ .

### 2.6.2. Funcții la perete

După cum remarcă Pope [125], dat fiind faptul că scara de lungimi asociată turbulenței depinde liniar de  $y$ , este necesar de a avea o rezoluție extrem de fină a rețelei de calcul în zona parietală și, prin urmare, este imposibil din punct de vedere practic de a rezolva toate scările de lungimi în curgerea de lângă perete. Această dificultate este amplificată pentru curgeri la numere Reynolds mari, fiindcă grosimea stratului limită  $\delta_\nu/\delta$  este invers proporțională cu  $Re$ . Cu cât centroidul primei celule prismatice este mai aproape de perete, cu atât este descrisă mai precis dinamica curgerii de lângă perete. Figura 2.11 prezintă două cazuri:  $A$  și  $B$ . În cazul  $A$ , centroidul primei celule prismatice se află la distanța  $0, 2y^+$  de la perete și, prin urmare, majoritatea scărilor asociate substratului vâscos vor fi rezolvate. Totodată, în cazul  $B$ , centroidul primei celule prismatice se află în zona legii logaritmice și, fiind la o distanță mult prea mare de la perete, este imposibil de a descrie corect parametrii curgerii din substratul vâscos.

În cazul în care rezoluția rețelei de calcul similară cazului  $A$  este imposibilă sau prea costisitoare, se pot utiliza funcții la perete (*wall functions*), care să specifice variația profilului vitezei mediate. O altă dificultate rezidă în faptul că tensiunea de frecare la perete  $\tau_w$  nu este cunoscută a priori și, prin urmare, valoarea lui  $y^+$  urmează a fi estimată sau determinată iterativ în timpul simulărilor.

## 2.7. Modele de turbulență RANS

Pentru a închiide și a rezolva numeric sistemul de ecuații (2.43) și (2.44) furnizat de metoda RANS, urmează de modelat partea deviatorică a tensorului de tensiune Reynolds  $\tau_{ij}^R$ . Modelele de închidere a turbulenței pot fi clasificate după cum urmează:

- Modele cuplate cu ipoteza viscozității turbulente Boussinesq, în care urmează a fi determinată doar o singură necunoscută, și anume viscozitatea turbulentă  $\nu_T$ ;



- Modele de transport pentru eforturile Reynolds.

Ordinul corelațiilor introduse pentru rezolvarea sistemului nedeterminat de ecuații clasifică modelele de turbulență în:

- Modele de ordinul I, în care  $\tau_{ij}^R$  sunt calculate în funcție de curgerea medie cu zero, una sau două ecuații semiempirice suplimentare;
- Modele de ordinul II, care tratează anizotrop tensorul  $\tau_{ij}^R$ , astfel încât toate eforturile turbulente sunt luate în considerație prin ecuații suplimentare.

Deosebim următoarele modele de ordinul I:

- **Modelul cu zero ecuații**, care ia în calcul ipoteza Boussinesq, iar viscozitatea turbulentă este determinată printr-o relație algebrică, fiind introdusă lungimea de amestec;
- **Modelul Prandtl cu o ecuație**, ce se bazează pe ipoteza Boussinesq, iar viscozitatea turbulentă este în funcție de lungimea de amestec și de energia cinetică turbulentă  $k$ , care este soluția unei ecuații de transport. Rata de disipare a energiei cinetice  $\varepsilon$  în acest caz este determinată algebric;
- **Modelul Spalart-Allmaras cu o ecuație**, în care nu este necesar de a specifica lungimea de amestec, iar viscozitatea turbulentă este soluția unei ecuații de transport similare ecuației pentru energia cinetică turbulentă, utilizate în modelul Prandtl;
- **Modelul cu două ecuații  $k - \varepsilon$  standard**, ce implică rezolvarea ecuației de transport pentru  $k$  (identică cu ecuația din modelul Prandtl) și a ecuației pentru  $\varepsilon$  și nu necesită specificarea a priori a parametrilor dependenți de curgere;
- **Modelul cu două ecuații  $k - \varepsilon$  realizabil**, în care este modificată ecuația de transport pentru rata de disipare a energiei cinetice turbulente  $\varepsilon$ ;
- **Modelul cu două ecuații  $k - \varepsilon$  RNG**, care normalizează ecuațiile Navier-Stokes prin metode *Re-Normalisation Group* (RNG) și astfel sunt luate în calcul efectele celor mai mici scări. În consecință, sunt schimbate constantele utilizate în metoda  $k - \varepsilon$  standard, iar ecuația pentru  $\varepsilon$  conține un termen suplimentar;
- **Modelul cu două ecuații  $k - \omega$  standard**, ce implică rezolvarea ecuațiilor de transport al energiei cinetice turbulente  $k$  și a ratei specifice de disipare  $\omega$ ;
- **Modelul cu două ecuații  $k - \omega$  SST**, care este o combinație a modelului  $k - \omega$  standard (în care se menține acuratețea modelului în zonele parietale) cu modelul  $k - \varepsilon$  (care asigură independența curgerii în zonele îndepărtate).

Ca modele de ordinul II se remarcă modelul *RSM* (*Reynolds Stress Model*) și modelul *ASM* (*Algebraic Stress Model*).

În cele ce urmează, se vor trece în revistă modelele de turbulență de bază și se vor analiza aceste modele din punctul de vedere al aplicabilității lor în simulările CFD ale sistemelor de conversie a SER.

### 2.7.1. Modele de turbulență RANS simplificate

În 1925 L.Prandtl [126] a introdus pentru curgerile din stratul limită bidimensional o relație algebrică simplificată pentru modelarea viscozității turbulente, în baza căreia Smagorinsky a propus modelul lungimii de amestec adaptat pentru curgerile tridimensionale:

$$\nu_T = l_m^2 \bar{S}_{ij}, \quad (2.66)$$

unde  $l_m$  este lungimea de amestec și  $\bar{S}_{ij}$  este tensorul vitezei de deformație, definit în (2.42). Valoarea lungimii de amestec depinde de parametrii curgerii și trebuie să fie cunoscută a priori, ceea ce îi limitează aplicabilitatea. Totodată, în unele aplicații practice valoarea lungimii de amestec este cunoscută a priori. De exemplu, modelele Cebeci-Smith [40] și Baldwin-Lomax [9], folosite în simularea curgerii stratului limită în aplicațiile aeronautice, ne furnizează valorile lungimii de amestec, iar soluția calculată în baza acestor modele este relativ precisă. Kolmogorov [92] și Prandtl [127] sugerează o îmbunătățire a modelului:

$$\nu_T = ck^{1/2}l_m, \quad (2.67)$$

unde  $c \approx 0,55$ , iar  $k = \frac{1}{2}\overline{u'_i u'_i}$  este soluția ecuației de advecție-difuzie:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \bar{\mathbf{u}} \cdot \nabla k = \Pi - \varepsilon - \nabla \cdot \mathbf{T}, \quad (2.68)$$

în care  $\Pi$  este producția de energie cinetică,  $\varepsilon = 2\nu\overline{S'_{ij}S'_{ij}}$  este rata de disipare a energiei cinetice turbulente, iar  $\mathbf{T}$  denotă fluxul energiei cinetice. Producția de energie cinetică  $\Pi$  este funcție de tensorul de tensiune Reynolds  $\tau_{ij} = -\overline{u'_i u'_j}$ :

$$\Pi = (\tau_{ij} - \frac{1}{3}\tau_{ii}) \cdot \nabla \bar{\mathbf{u}}. \quad (2.69)$$

și este modelată utilizând ipoteza Boussinesq:

$$\Pi = \nu_T \left( \nabla \bar{\mathbf{u}} + (\nabla \bar{\mathbf{u}})^T - \frac{2}{3}kI \right) \cdot \bar{\mathbf{u}}. \quad (2.70)$$

Reieșind din date experimentale obținute pentru curgeri la numere Reynolds mari, rata de disipație a energiei cinetice  $\varepsilon$  este modelată algebric:

$$\varepsilon = C_\varepsilon \frac{k^{3/2}}{l_m}, \quad (2.71)$$

unde  $C_\varepsilon \approx c^3$ . Fluxul de energie cinetică  $\mathbf{T}$  descrie difuzia turbulentă și difuzia datorată fluctuației presiunii:

$$T_i = \left( \frac{1}{2}\overline{u'_i u'_j u'_k} + \frac{\overline{u'_i p'}}{\rho} - \overline{\nu u'_j \left( \frac{\partial u'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial x_i} \right)} \right) \quad (2.72)$$

și este modelată conform ipotezei gradient-difuziei Boussinesq:

$$\mathbf{T} = -\frac{\nu_T}{\sigma_k} \nabla k, \quad (2.73)$$

unde numărul Prandtl este  $\sigma_k = 1, 0$ . Astfel, ecuația (2.68) poate fi rescrisă în forma

$$\frac{\bar{D}k}{\bar{D}t} = \nabla \cdot \left( \frac{\nu_T}{\sigma_k} \nabla k \right) + \Pi - \varepsilon. \quad (2.74)$$

D.Wilcox, comparând ambele metode simplificate, a găsit că metoda cu o ecuație oferă unele avantaje. Totuși, dezavantajul esențial al metodei cu o ecuație constă în necesitatea de a specifica lungimea de amestec a priori.

În 1992 P.Spalart și S.Allmaras [142] propun un model cu o ecuație de transport, în care nu este necesar de a specifica lungimea de amestec, iar viscozitatea turbulentă este  $\nu_T = \tilde{\nu} f_{v1}$ , unde  $f_{v1} = f_{v1}(\tilde{\nu}/\nu)$  este funcția de amortizare definită prin

$$f_{v1} = \frac{\chi^3}{\chi^3 + C_{v1}^3} \quad (2.75)$$

cu constanta  $C_{v1} = 7, 1$ , iar  $\chi = \tilde{\nu}/\nu$ . Variabila  $\tilde{\nu}$  este asociată viscozității și este soluția unei ecuații de transport similare ecuației pentru energia cinetică turbulentă  $k$ , utilizată în modelul Prandtl. Metoda Spalart-Allmaras oferă avantajul unui timp de calcul redus, comparativ cu modelele cu două sau mai multe ecuații, dat fiind faptul că implică rezolvarea unei singure ecuații, însă aplicabilitatea sa la probleme practice din inginerie este limitată la unele probleme aerospațiale, cum ar fi curgeri transsonice în jurul profilurilor aerodinamice.

### 2.7.2. Modelul $k - \varepsilon$

Modelul  $k - \varepsilon$  este un model de turbulență semiempiric cu două ecuații, în care nu este nevoie de a specifica lungimea de amestec. Modelul  $k - \varepsilon$  a fost propus inițial de W.Jones și B.Launder [83] în 1972, iar în 1974 Launder și Sharma au ajustat constantele modelului [96]. Pe parcursul timpului, modelul  $k - \varepsilon$  a fost modificat și în prezent este unul dintre cele mai utilizate modele în unele aplicații CFD.

Pentru a evita specificarea lungimii de amestec  $l_m$  se propune rezolvarea celei de-a doua ecuații pentru rata de disipație a energiei cinetice  $\varepsilon$ , care ne va furniza lungimea de amestec

$$l = \frac{k^{3/2}}{\varepsilon} \quad (2.76)$$

și viscozitatea turbulentă

$$\nu_T = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} = C_\mu \frac{\sqrt{k}}{l}, \quad (2.77)$$

unde  $C_\mu = c^4 = 0, 09$ .

Cele două ecuații sunt ecuația pentru energia cinetică turbulentă  $k$  (identică cu ecuația (2.74)) și ecuația ratei de disipare a energiei cinetice turbulente  $\varepsilon$ :

$$\frac{\bar{D}k}{\bar{D}t} = \nabla \cdot \left( \frac{\nu_T}{\sigma_k} \nabla k \right) + \Pi - \varepsilon \quad (2.78)$$

$$\frac{\bar{D}\varepsilon}{\bar{D}t} = \nabla \cdot \left( \frac{\nu_T}{\sigma_\varepsilon} \nabla \varepsilon \right) + C_{\varepsilon 1} \frac{\Pi \varepsilon}{k} - C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k}, \quad (2.79)$$

unde  $\sigma_k, \sigma_\varepsilon$  sunt numerele Prandtl, iar  $C_{\varepsilon 1}, C_{\varepsilon 2}$  sunt constante. Valorile-standard pentru constantele utilizate în modelul de turbulență  $k - \varepsilon$  au fost determinate experimental. Sunt recomandate următoarele valori:

$$C_\mu = 0,09, \quad C_{\varepsilon 1} = 1,44, \quad C_{\varepsilon 2} = 1,92, \quad \sigma_k = 1,0, \quad \sigma_\varepsilon = 1,3, \quad (2.80)$$

deși în unele cazuri specifice aceste valori pot fi schimbate.

Modelul  $k - \varepsilon$  și-a demonstrat eficiența pe parcursul timpului și în prezent este unul dintre cele mai populare modele de turbulență utilizate în aplicațiile din inginerie. Avantajul principal al acestui model constă în economicitatea din punctul de vedere a resurselor de timp și puterea de calcul necesare. Alte avantaje ar fi robustețea și precizia relativă a soluției numerice pentru o familie largă de aplicații din ingineria aerospațială, navală și energetică.

Totuși, pentru curgeri complexe modelul  $k - \varepsilon$  poate produce rezultate mediocre sau chiar poate să descrie incorect curgerea medie. Un exemplu elocvent în acest sens ar fi curgerea în stratul limită. Pentru a îmbunătăți acuratețea modelului, au fost propuse modificări cum ar fi modelul  $k - \varepsilon$  realizabil și modelul  $k - \varepsilon$  *RNG*.

Atunci când tensorul vitezelor de deformație  $S_{ij}$  ia valori mari, modelul  $k - \varepsilon$  standard devine nerealizabil, deoarece tensiunile normale în acest caz pot lua valori negative. Pentru a preveni aceasta,  $C_\mu$  din (2.77) nu mai este constantă [144]:

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{kU^*}{\varepsilon}}, \quad (2.81)$$

unde

$$U^* = \sqrt{S_{ij}S_{ij} + \tilde{\Omega}_{ij}\tilde{\Omega}_{ij}}, \quad (2.82)$$

$$\tilde{\Omega}_{ij} = \Omega_{ij} - 2\epsilon_{ijk}\omega_k, \quad (2.83)$$

$$\Omega_{ij} = \bar{\Omega}_{ij} - \epsilon_{ijk}\omega_k, \quad (2.84)$$

iar  $\bar{\Omega}_{ij}$  este tensorul antisimetric vârtej (spin) asociat vitezelor mediate și calculat în sistemul de referință în rotație cu viteza unghiulară  $\omega_k$  și  $\epsilon_{ijk}$  sunt simbolurile Levi-Civita:

$$\epsilon_{ijk} = \begin{cases} +1, & \text{dacă } (i, j, k) \text{ este o permutare pară,} \\ -1, & \text{dacă } (i, j, k) \text{ este o permutare impară,} \\ 0, & \text{dacă } i = j \text{ sau } j = k \text{ sau } i = k. \end{cases} \quad (2.85)$$

Constantele  $A_0$  și  $A_s$  sunt calculate cu relațiile:

$$A_0 = 4,04, \quad A_s = \sqrt{6} \cos \phi, \quad (2.86)$$

$$\phi = \frac{1}{3} \arccos(\sqrt{6}W), \quad (2.87)$$

$$W = \frac{S_{ij}S_{jk}S_{ki}}{\tilde{S}^3}, \quad (2.88)$$

$$\tilde{S} = \sqrt{S_{ij}S_{ij}}. \quad (2.89)$$

De asemenea, în modelul  $k - \varepsilon$  realizabil este modificată ecuația de transport pentru rata de disipare a energiei cinetice turbulente  $\varepsilon$  [144] și, în consecință, este rezolvată problema curgerilor din stratul limită, dar din cauza ipotezei de izotropicitate a viscozității turbulente există limitări în aplicabilitate.

Modelul  $k - \varepsilon$  *RNG* (propus de S.Orszag și alți autori [161, 122]) se obține prin normalizarea ecuațiilor Navier-Stokes cu metode *Re-Normalisation Group* (*RNG*), ceea ce permite de a lua în calcul efectele celor mai mici scări. În modelul  $k - \varepsilon$  *RNG* ecuațiile pentru  $\nu_T$ ,  $k$  și  $\varepsilon$  rămân neschimbate, însă  $C_{\varepsilon 2}$  nu mai este o constantă, fiind definită de relația:

$$C_{\varepsilon 2} = \tilde{C}_{\varepsilon 2} + \frac{C_\mu \lambda^3 (1 - \lambda/\lambda_0)}{1 + \beta \lambda^3}, \quad (2.90)$$

$$\lambda = \frac{k}{\varepsilon} \sqrt{2S_{ij}2S_{ij}} \quad (2.91)$$

cu constantele:

$$\begin{aligned} C_\mu &= 0,0845, & C_{\varepsilon 1} &= 1,42, & \tilde{C}_{\varepsilon 2} &= 1,68, \\ \sigma_k &= 0,72, & \sigma_\varepsilon &= 0,72, & \beta &= 0,012, & \lambda_0 &= 4,38. \end{aligned} \quad (2.92)$$

Modelul  $k - \varepsilon$  *RNG* poate fi aplicat unor curgeri moderat complexe, deși în unele cazuri poate produce curgeri eronate.

### 2.7.3. Modelul $k - \omega$

Pe parcursul anilor, au fost propuse mai multe modele de turbulență cu două ecuații de transport, în care prima ecuație era ecuația pentru energia cinetică turbulentă  $k$  (2.78), iar a doua ecuație de transport era formulată pentru o altă necunoscută,  $\omega = \varepsilon/k$  (Kolmogorov în 1942),  $kL = k^{5/2}\varepsilon$  (Rotta în 1951),  $\omega^2$  (Saffman în 1970) sau  $\tau = k/\varepsilon$  (Speziale, Abid și Anderson în 1972). De exemplu, schimbarea ratei de disipare  $\varepsilon$  cu rata specifică de disipare a energiei cinetice turbulente  $\omega$  permite, în primul rând, o integrare mai facilă și, în al doilea rând, elimină necesitatea funcțiilor de perete pentru calcularea parametrilor curgerii în vecinătatea suprafețelor solide. Reieșind din considerente de dimensionalitate  $\omega$ , se mai numește și frecvență turbulentă.

În modelul  $k - \omega$  standard ecuația de transport pentru  $\omega$  se obține direct din ecuația de transport pentru  $\varepsilon$  (înlocuind  $\varepsilon = k\omega$ ):

$$\begin{aligned} \frac{\bar{D}\omega}{\bar{D}t} &= \nabla \cdot \left( \frac{\nu_T}{\sigma_\varepsilon} \nabla \omega \right) + (C_{\varepsilon 1} - 1) \frac{\Pi \omega}{k} - (C_{\varepsilon 2} - 1) \omega^2 \\ &+ C_\mu \left( \frac{1}{\sigma_\varepsilon} + \frac{1}{\sigma_k} \right) \frac{1}{\omega} \nabla \omega \cdot \nabla k + C_\mu \left( \frac{1}{\sigma_\varepsilon} - \frac{1}{\sigma_k} \right) \left( \nabla^2 k + \frac{1}{k} \nabla k \cdot \nabla k \right) \end{aligned} \quad (2.93)$$

Luând pentru simplitate  $\sigma_\omega = \sigma_\varepsilon = \sigma_k$  se obține

$$\frac{\bar{D}\omega}{\bar{D}t} = \nabla \cdot \left( \frac{\nu_T}{\sigma_\omega} \nabla \omega \right) + C_{\omega 1} \frac{\Pi \omega}{k} - C_{\omega 2} \omega^2 + \frac{2\nu_T}{\sigma_\omega k} \nabla \omega \cdot \nabla k, \quad (2.94)$$

unde

$$C_{\omega 1} = C_{\varepsilon 1} - 1, \quad C_{\omega 2} = C_{\varepsilon 2} - 1. \quad (2.95)$$

Ecuția (2.94), spre deosebire de ecuația corespunzătoare pentru  $\varepsilon$  (2.79), conține un termen suplimentar  $(2\nu_T/\sigma_\omega k)\nabla\omega \cdot \nabla k$ , numit termen de difuzie transversală (*cross-diffusion*).

Un alt model  $k - \omega$  foarte popular este cel propus de Wilcox în 1993 [156], în care se modifică relația pentru  $\nu_T$ , introducându-se un limitator empiric, se păstrează ecuația de transport pentru  $k$  din modelul  $k - \varepsilon$  și se păstrează similaritatea ecuației de transport pentru  $\omega$  cu ecuația pentru  $\varepsilon$ :

$$\frac{\bar{D}\omega}{\bar{D}t} = \nabla \cdot \left( \frac{\nu_T}{\sigma_\omega} \nabla \omega \right) + C_{\omega 1} \frac{\Pi\omega}{k} - C_{\omega 2} \omega^2. \quad (2.96)$$

Wilcox [156] a arătat că modelul său descrie adecvat curgerile vâscoase din zonele parietale (în vecinătatea suprafețelor solide), însă este problematic în descrierea condițiilor la limită pentru curgerile libere. La secțiunile de intrare în domeniul de calcul urmează a fi specificate valorile la limită inițiale pentru  $k$  și  $\omega$ . Ținând cont de faptul că într-o curgere liberă energia cinetică turbulentă  $k \rightarrow 0$  și frecvența turbulentă  $\omega \rightarrow 0$ , din relația  $\nu_T = k/\omega$  rezultă că viscozitatea cinematică turbulentă  $\nu_T$  este fie nedeterminată, fie infinită atunci când  $\omega \rightarrow 0$  și, prin urmare, trebuie specificată o valoare mică non-zero pentru  $\omega$ . F.Menter [110] a arătat că în acest caz soluția numerică este foarte sensibilă la mici variații ale lui  $\omega$  și deci numeric instabilă. Totodată, Menter a arătat că modelul  $k - \omega$  al lui Wilcox nu reușește să prezică corect separarea stratului limită de suprafețele netede, dat fiind faptul că valoarea vâscozității cinematice turbulente este supraestimată în vecinătatea imediată a pereților.

Menter în 1992 [111, 112] propune un model cu două ecuații de transport, care combină avantajele metodelor  $k - \omega$  și  $k - \varepsilon$ . Modelul  $k - \omega$  *SST* (*Shear Stress Transport*) folosește o formulare  $k - \varepsilon$  pentru zonele cu curgere liberă, evitând astfel instabilitatea modelului  $k - \omega$  privind condițiile inițiale, și o formulare de tip  $k - \omega$  pentru curgerile din stratul limită. În acest scop este rescrisă ecuația de transport pentru  $\omega$  (2.94), în care termenul de difuzie transversală este multiplicat cu o funcție de amestec care ia valoarea 1 (prin urmare, activează formularea  $k - \varepsilon$ ) în zonele îndepărtate de suprafețe solide și tinde la 0 (activează formularea  $k - \omega$ ) în zonele parietale. De asemenea, Menter a modificat relația pentru viscozitatea turbulentă, limitându-i valorile cu o funcție de amestec empirică. Spre deosebire de modelele  $k - \omega$  standard și Wilcox, modelul  $k - \omega$  *SST* nu supraestimează valoarea viscozității turbulente și reușește să descrie corect separarea stratului limită.

#### 2.7.4. Modelul *RSM*

Modelele de turbulență cu două ecuații de transport sunt incapabile să descrie relațiile mai subtile dintre producția de energie cinetică și tensiunile turbulente cauzate de anizotropia

tensiunilor normale. De asemenea, aceste modele nu reușesc să descrie corect efectele asupra turbulenței ale defomațiilor exterioare sau ale forțelor masice. Modelul *RSM* (*Reynolds Stress Model*), propus de Launder în 1975 [98], descrie aceste efecte corect, însă urmează a fi modelate procese asociate turbulenței suplimentare, cum ar fi corelația presiune-viteza de deformație, difuzia turbulentă a tensiunilor Reynolds, disipația, ceea ce implică un volum suplimentar al memoriei de calcul și un timp de calcul mai mare, comparativ cu modelele cu două ecuații.

Comparativ cu ipoteza izotropiei viscozității turbulente și ipoteza aproximației liniare Boussinesq, modelul *RSM* rezolvă toate tensiunile Reynolds, introducând șapte ecuații suplimentare. Ecuațiile de transport pentru tensiunile Reynolds  $\overline{u'_i u'_j}$  sunt:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\overline{u'_i u'_j}) + C_{ij} = D_{T,ij} + D_{L,ij} + P_{ij} + \Phi_{ij} - \varepsilon_{ij} + F_{ij}. \quad (2.97)$$

Relația (2.97) furnizează 6 ecuații cu derivate parțiale pentru cele 6 tensiuni Reynolds  $\overline{u'_i u'_j}$ . Termenul  $C_{ij}$  este responsabil pentru transportul tensiunilor Reynolds prin convecție

$$C_{ij} = \frac{\partial}{\partial x_k} (\overline{u_k u'_i u'_j}), \quad (2.98)$$

termenul  $D_{T,ij}$  modelează difuzia turbulentă

$$D_{T,ij} = -\frac{\partial}{\partial x_k} \left( \overline{u'_k u'_i u'_j} + \frac{1}{\rho} \overline{p' (\delta_{kj} u'_i + \delta_{ik} u'_j)} \right), \quad (2.99)$$

$D_{L,ij}$  este termenul de difuzie moleculară

$$D_{L,ij} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left( \nu \frac{\partial}{\partial x_k} (\overline{u'_i u'_j}) \right), \quad (2.100)$$

termenul  $P_{ij}$  cuantifică producția de tensiuni Reynolds,

$$P_{ij} = -\left( \overline{u'_i u'_k} \frac{\partial u_j}{\partial x_k} + \overline{u'_j u'_k} \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \right), \quad (2.101)$$

$\Phi_{ij}$  modelează viteza de deformație datorată gradientului de presiune

$$\Phi_{ij} = \frac{1}{\rho} \overline{\left( \frac{\partial u'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial x_i} \right) p'}, \quad (2.102)$$

termenul  $\varepsilon_{ij}$  modelează rata de disipare a energiei cinetice turbulente

$$\varepsilon_{ij} = 2\nu \overline{\frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \frac{\partial u'_j}{\partial x_k}}, \quad (2.103)$$

și ultimul termen  $F_{ij}$  identifică producția de tensiuni Reynolds, datorate mișcării de rotație

$$F_{ij} = 2\Omega_k (\epsilon_{ikm} \overline{u'_j u'_m} + \epsilon_{jkm} \overline{u'_i u'_m}), \quad (2.104)$$

unde  $\Omega_k$  este vectorul de rotație, iar  $\epsilon_{ikm}$  sunt simbolurile Levi-Civita (2.85).

Termenii  $C_{ij}$ ,  $D_{L,ij}$ ,  $P_{ij}$  și  $F_{ij}$  nu necesită modelare. Totuși, modelarea termenilor  $\varepsilon_{ij}$  și  $\Phi_{ij}$  poate fi problematică.

Dificultatea în modelarea termenului responsabil pentru rata de disipare a energiei cinetice turbulente  $\varepsilon_{ij}$  rezidă în faptul că, în pofida renunțării la ipoteza Boussinesq și la caracterul izotrop al turbulenței, la modelare este asumată implicit izotropia structurilor turbulente mici, astfel încât să fie afectate doar tensiunile Reynolds normale ( $i = j$ ):

$$\varepsilon_{ij} = \frac{2}{3}\varepsilon\delta_{ij}, \quad (2.105)$$

unde  $\varepsilon$  este rata de disipare a energiei cinetice turbulente furnizate de ecuația (2.79).

O dificultate și mai mare se atestă la modelarea termenului  $\Phi_{ij}$ , care descrie viteza de deformare datorată gradientului de presiune. Efectul de bază al acestui termen constă în reducerea tensiunilor Reynolds și redistribuirea energiei conținute în acestea tensiunilor Reynolds normale, ceea ce implică, aducerea tensiunilor normale la izotropie și reducerea tensiunilor Reynolds tangențiale  $i \neq j$ . Totodată, prezența unui obstacol tinde să crească anizotropia structurilor turbulente, fiind astfel în contrast cu efectul termenului  $P_{ij}$ . În concluzie, modelarea neadecvată a termenului  $\Phi_{ij}$  poate afecta descrierea corectă a efectelor pereților asupra structurilor turbulente din vecinătate. Cel mai simplu model pentru termenul  $\Phi_{ij}$  este dat de relația

$$\Phi_{ij} = -C_1 \frac{\varepsilon}{k} \left( \overline{u'_i u'_j} - \frac{2}{3}k\delta_{ij} \right) - C_2 \left( P_{ij} - \frac{1}{3}P_{kk}\delta_{ij} \right), \quad (2.106)$$

unde  $C_1 = 1,8$  și  $C_2 = 0,6$ .

La cele 6 ecuații (2.97) pentru transportul tensiunilor Reynolds se adaugă ecuația pentru  $\varepsilon$  și condițiile la limită. Modelul *RSM* este un model complex și, comparativ cu celelalte modele mai simple (cu una sau două ecuații), induce un efort computațional și consum de timp mai mare. Este considerat unul dintre modelele cu un potențial ridicat pentru a descrie corect curgerile turbulente. Totuși fidelitatea soluțiilor furnizate de modelul *RSM* este deocamdată limitată de problema închiderii și de validare insuficientă. De asemenea, modelul poate fi afectat de probleme de convergență și instabilitate numerică. În unele cazuri, modelul *RSM* nu obține rezultate mai bune comparativ cu alte modele de turbulență mai simple, ceea ce nu justifică mărirea efortului și timpului de calcul.

### 2.7.5. Modelul *ASM*

Modelul *ASM* (*Algebraic Stress Models*) reprezintă o încercare de a cuantifica anizotropia tensiunilor Reynolds fără a rezolva ecuațiile de transport (2.97). W.Rodi și alții [133, 47] au propus să se neglijeze sau să se modeleze algebric unii termeni din ecuațiile de transport (2.97). În acest sens, suma termenilor de convecție și de difuzie a tensiunilor Reynolds se asumă a fi proporțională cu suma termenilor respectivi ai energiei cinetice turbulente. Astfel, se obține modelul *ASM*:

$$\overline{u'_i u'_j} = \frac{2}{3}k\delta_{ij} + \alpha_{ASM} \left( P_{ij} - \frac{2}{3}P\delta_{ij} \right) \frac{k}{\varepsilon}, \quad (2.107)$$



unde  $P_{ij}$  este dat de relația (2.101),  $P = \frac{1}{2}P_{kk}$ , iar  $\alpha = \alpha(P/\varepsilon)$  este factorul care cuantifică efectele ”pierdute” în urma aproximării algebrice.

Sistemul din 6 ecuații algebrice (2.107) cu necunoscutele  $\overline{u'_i u'_j}$  poate fi rezolvat fie prin metode directe, fie prin metode iterative, iar valorile pentru  $k$  și  $\varepsilon$  sunt furnizate de ecuațiile cu derivate parțiale ale modelului  $k - \varepsilon$  standard (2.78-2.79).

Prin urmare, modelul *ASM* constă din 6 ecuații algebrice și 2 ecuații cu derivate parțiale, care cuantifică efectele anizotrope în calculul tensiunilor Reynolds, reprezentând astfel o alternativă mai economă modelului *RSM*. Totuși, unele disavantaje ale modelului *RSM* persistă și în modelul *ASM* care poate atesta instabilitate numerică datorată apariției singularităților în factorul  $\alpha = \alpha(P/\varepsilon)$  nedeterminat în curgeri cu turbulență joasă.

## 2.8. Discretizarea ecuațiilor de curgere

Discretizarea în spațiu și timp a ecuațiilor Navier-Stokes mediate în maniera Reynolds (2.43) și (2.44) sau a ecuațiilor Navier-Stokes filtrate (2.45) și (2.46) reprezintă următoarea etapă în simularea numerică a curgerilor turbulente. În acest context devin importante aspecte ce țin de precizia, convergența și stabilitatea soluțiilor numerice.

Cele mai des utilizate metode pentru discretizarea ecuațiilor Navier-Stokes sunt metoda diferențelor finite, metoda elementelor finite (MEF) și metoda volumelor finite (MVF). Pentru geometrii simple metoda diferențelor finite prezintă o alternativă eficientă și ieftină (din punctul de vedere al resurselor de calcul necesare), fiindcă în acest caz poate fi utilizată o rețea de calcul structurată (sau ortogonală). Pentru geometrii curbilini și curgeri complexe sunt recomandabile MEF sau MVF.

Metoda elementelor finite este în prezent metoda numerică dominantă utilizată pentru rezolvarea mai multor probleme din mecanica solidelor și în special în analiza structurală a solidelor. În anii 70 ai secolului trecut, MEF a fost adaptată și problemelor mecanicii fluidelor. O trecere în revistă exhaustivă a aplicării MEF în rezolvarea numerică a ecuațiilor Navier-Stokes poate fi găsită în [48, 64, 76]. Dificultatea principală constă în obținerea unei forme conservative a ecuațiilor și în acest caz MEF este mai stabilă decât MVF [148], iar pentru rețele de calcul cu densitate medie asigură o precizie mai înaltă decât MVF. Însă în cazul curgerilor turbulente, geometrii complexe și grilă de calcul fină, MEF necesită resurse considerabile de memorie și timp, [76].

Metoda volumelor finite este cea mai populară metodă numerică utilizată în cadrul CFD, diverse modificări a acesteia fiind implementate în mai multe produse program: CFX, Fluent, StarCD, OpenFoam etc. MVF a fost utilizată pentru prima oară de Evans și Harlow în 1957 [56]. Inițial MVF a fost utilizată pe rețele structurate, dar în anii 1990 a fost adaptată pentru rețele de calcul nestructurate. În comparație cu MEF, MVF este mai rapidă, necesită resurse de memorie mai mici și este aplicabilă simulării curgerilor turbulente. Totodată, MVF suferă de probleme de stabilitate și în dependență de metoda de aproximare a integralelor de flux și suprafață poate apărea difuzia artificială (numită și difuzia numerică).

### 2.8.1. Metoda volumelor finite

Metoda volumelor finite poate fi privită ca o metoda Galerkin discontinue, funcțiile bazei fiind constante pe porțiuni. În metoda volumelor finite, ecuațiile algebrice sunt obținute prin constrângerea formei integrale a ecuațiilor de curgere la un volum finit de control (celulă), în care este impusă conservarea masei, impulsului și energiei pe acest element de control și pe suprafețele ce îl mărginesc.

Pentru simplitate, se presupune că discretizarea se va face cu o rețea de calcul ortogonală prezentată în figura 2.12. Pentru aproximarea integralelor de volum și suprafață din ecuația de conservare a variabilei  $\phi$  sunt necesare valorile și derivata normală a variabilei  $\phi$  pe fiecare dintre suprafețele, care mărginesc volumul de control (punctele  $e, s, n, w$  din figura 2.12). Aceste valori pot fi calculate fie prin diferențe finite progresive sau regresive (schema upwind), fie prin interpolarea liniară a acestora. De exemplu, valoarea  $\phi$  în nodul  $e$  din figura 2.12 se calculează prin schema upwind cu formula:

$$\phi_e = \begin{cases} \phi_P, & \text{dacă } (\mathbf{V} \cdot \mathbf{n})|_e > 0; \\ \phi_E, & \text{dacă } (\mathbf{V} \cdot \mathbf{n})|_e < 0; \end{cases} \quad (2.108)$$

sau prin interpolarea liniară cu formula

$$\phi_e = \phi_E \lambda_e + \phi_P (1 - \lambda_e), \quad (2.109)$$

unde coeficientul de interpolare  $\lambda_e = \frac{x_e - x_P}{x_E - x_P}$ , iar valoarea derivatei normale este

$$\frac{d\phi}{dn}|_e = \frac{\phi_E - \phi_P}{x_E - x_P}. \quad (2.110)$$

În cazul în care punctul  $e$  din figura 2.12 este mijlocul segmentului  $PE$ , această aproximare

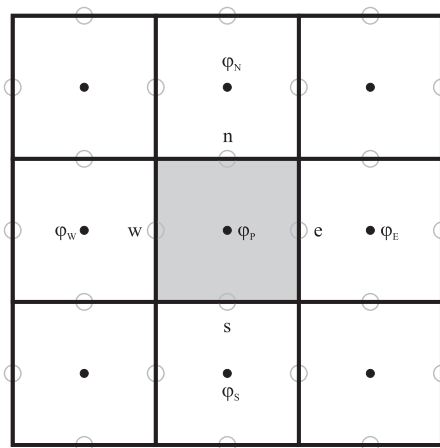


Fig. 2.12. Volume finite pe o rețea ortogonală.

are eroarea de ordinul 2.

Pentru rețele nestructurate cea mai potrivită metodă este metoda hibrid VF/EF. În această metodă, numită și metoda rețelelor duale, inițial se consideră o rețea de calcul de

elemente finite, figura 2.13a, utilizate pentru descrierea variației variabilelor. Volumele de control sunt formate în jurul fiecărui nod, conectând centroidele elementelor adiacente și mijlocurile laturilor 2.13b.

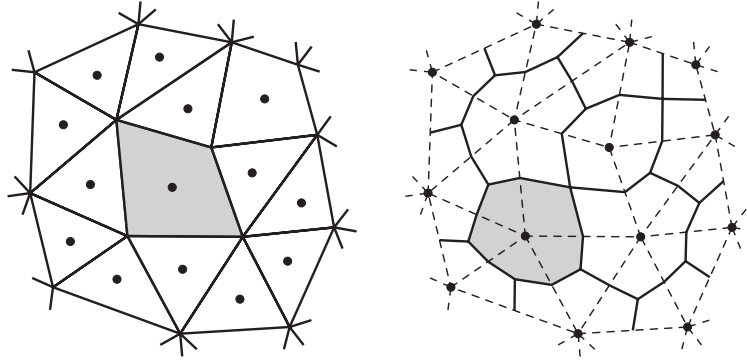


Fig. 2.13. Volume finite cu centroide în elemente finite (stânga) și volume finite cu centroide în noduri (dreapta).

Integrând numeric ecuațiile de conservare pe fiecare volum de control, se obține o ecuația algebrică discretizată sub forma:

$$a_P \phi_P = \sum_{j=1}^{n_f} a_j \phi_j + b, \quad (2.111)$$

unde sumarea se face după toate suprafețele care mărginesc volumul de control. Considerând toate volumele de control, se obține un sistem de ecuații liniare:

$$a_P^i \phi_P^i = \sum_{j=1}^{n_f^i} a_j^i \phi_j^i + b^i, \quad i = 1, 2, \dots, N, \quad (2.112)$$

unde  $N$  este numărul total al volumelor de control, iar necunoscutele sunt valorile  $\phi_P^i$ .

Sistemul linear (2.112) poate fi rezolvat prin metode iterative, cea mai recomandabilă fiind metoda *Algebraic Multigrid*. La fiecare iterație sunt calculate valorile variabilei  $\phi$  în nodul de calcul  $P$ . Pentru a accelera convergența sau crește stabilitatea se utilizează scheme de subrelaxare:

$$\phi^n = \phi^{n-1} + \alpha_u (\tilde{\phi}^n) - \phi^{n-1}, \quad (2.113)$$

unde  $\tilde{\phi}^n$  este soluția iterativă a ecuației 2.115, iar  $\alpha_u > 0$  este factorul de relaxare. Deosebim două cazuri:

- subrelaxare:  $0 < \alpha_u < 1$ ,
- suprarrelaxare  $1 < \alpha_u$ .

În cazul subrelaxării, crește stabilitatea soluției, dar viteza de convergență descrește [59]. Atunci când se optează pentru suprarrelaxare, stabilitatea numerică descrește, însă viteza de convergență este mai mare. Pentru curgeri turbulente, subrelaxarea este opțiunea recoman-

dată. Rolul principal al factorului de subrelaxare constă în diminuarea oscilațiilor în soluția discretizată datorate erorilor numerice.

Procesul iterativ continuă până diferența dintre două soluții iterative consecutive este mai mică decât valoarea specificată, iar ecuațiile de conservare sunt satisfăcute pe fiecare volum de control cu un grad de precizie stabilit. Acest grad de precizie se cuantifică prin intermediul reziduurilor. Reziduu absolut  $R_P$  într-un punct  $P$  și reziduu  $R_D$  într-un domeniu computațional  $D$  se definesc prin relațiile:

$$R_P = \left| a_P \phi_P - \sum_{j=1}^{n_f} a_j \phi_j - b \right|, \quad (2.114)$$

$$R^D = \frac{\sum_V \left| a_P \phi_P - \sum_{j=1}^{n_f} a_j \phi_j - b \right|}{\sum_V |a_P \phi_P|}, \quad (2.115)$$

unde sumarea se face după toate volumele de control  $V$  din  $D$ .

Atestarea convergenței se face, de obicei, prin monitorizarea reziduurilor și monitorizarea variabilelor de interes, cum ar fi momentul calculat la axul rotorului, coeficientul de portanță sau rezistență.

Deși gradientul de presiune este prezent în ecuațiile de mișcare într-o curgere turbulentă, valorile presiunii nu rezultă direct din ecuații. Prin urmare, este necesar de a calcula câmpul de presiuni. Algoritmii de cuplare presiune – viteză permit calculul presiunii din ecuațiile de mișcare și continuitate. Cel mai des utilizat algoritm de cuplare presiune–viteză este algoritmul SIMPLE (*Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations*), propus de Patankar și Spalding în 1972 [123].

În algoritmul SIMPLE se consideră un câmp de presiuni inițial  $p_0$  cu care se determină vitezele și se obține o ecuație de corecție pentru presiunea  $p'$ , similară cu ecuațiile de convecție-difuzie pentru volumele de control:

$$a_P p' = \sum_{j=1}^{n_f} a_j p'_j + b', \quad (2.116)$$

unde termenul  $b'$  cuantifică dezechilibrul din ecuația de continuitate. Ecuațiile de corecție sunt rezolvate pentru toate volumele de control și se corectează câmpul de presiuni:

$$p = p_0 + \alpha_p p', \quad (2.117)$$

unde  $\alpha_p$  este factorul de subrelaxare pentru presiune. Algoritmul SIMPLE a fost îmbunătățit prin modificările mai puțin costisitoare SIMPLER (SIMPLE Revised) și SIMPLEC (SIMPLE Completed).

Algoritmul PISO (Pressure Implicit with Splitting of Operators), de asemenea, este o variantă a algoritmului SIMPLE, în care corecțiile de presiune sunt calculate iterativ de 3 ori. Pentru curgerile nepermanente, este recomandabil algoritmul PISO.

## 2.9. Curgerea bidimensională și stratul limită

În cadrul elaborării conceptului microhidrocentralei de flux, un pas important, a fost determinarea parametrilor geometrici și constructivi optimi, printre care profilul hidrodinamic al palelor, poziția optimă a palelor în timpul rotației, lungimea cordului și înălțimea palelor, diametrul rotorului etc. Determinarea acestor parametri optimi necesită calculul forțelor hidrodinamice, care la rândul lor depind de coeficienții hidrodinamici de portanță  $C_L$  și de rezistență  $C_D$  ai profilului hidrodinamic. Pentru a calcula coeficienții  $C_L$  și  $C_D$ , este necesară o metodă puțin costisitoare, cu un grad de precizie suficient de înalt. Din aceste considerente, se propune divizarea domeniului de curgere în două zone: zona curgerii potențiale, în care efectele vâscoase la perete sunt neglijabile, și zona stratului limită, în care forțele vâscoase sunt dominante.

### 2.9.1. Metoda elementului de frontieră pentru curgerea potențială plană

Pentru calculul câmpului de viteze din zona curgerii potențiale se utilizează metoda elementului de frontieră urmând abordarea descrisă în [117].

Se consideră un profil hidrodinamic amplasat într-o curgere bidimensională cu viteza  $U_\infty$  și unghiul de atac  $\alpha$ . Pentru simplitate, coarda profilului se consideră unitară. Inițial, fluidul este considerat incompresibil și nevâscos, iar mișcarea sa – plană și potențială. În cazul unui fluid incompresibil în mișcare plană, componentele vitezei  $U = (u, v)$  într-un punct  $P(x, y)$  sunt date de relațiile:

$$u(x, y) = \frac{\partial \Phi}{\partial x}, \quad v(x, y) = \frac{\partial \Phi}{\partial y}, \quad (2.118)$$

unde  $\Phi$  este potențialul mișcării, care se obține prin suprapunerea unui flux uniform cu viteza  $(U_\infty \cos \alpha, U_\infty \sin \alpha)$  cu o distribuție de surse și o distribuție de vârtejuri amplasate pe conturul profilului  $\mathcal{C}$ . Cu alte cuvinte, potențialul este descompus sub forma:

$$\Phi = \Phi_\infty + \Phi_S + \Phi_V, \quad (2.119)$$

unde potențialul curentului uniform este dat de formula:

$$\Phi_\infty = U_\infty x \cos \alpha + U_\infty y \sin \alpha, \quad (2.120)$$

potențialul distribuției de surse de intensitate  $q(s)$  este dat de formula:

$$\Phi_S = \oint_{\mathcal{C}} \frac{q(s)}{2\pi} \ln r \, ds, \quad (2.121)$$

iar potențialul distribuției de vârtejuri de intensitate  $\gamma(s)$  este dat de formula:

$$\Phi_V = - \oint_{\mathcal{C}} \frac{\gamma(s)}{2\pi} \theta \, ds. \quad (2.122)$$

În relațiile (2.121) și (2.9.1),  $s$  reprezintă distanța măsurată de-a lungul conturului  $\mathcal{C}$ , iar

$(r, \theta)$  sunt coordonatele polare ale punctului  $P'(x, y)$ , raportate la punctul de pe contur corespunzător distanței  $s$  (figura 2.14).

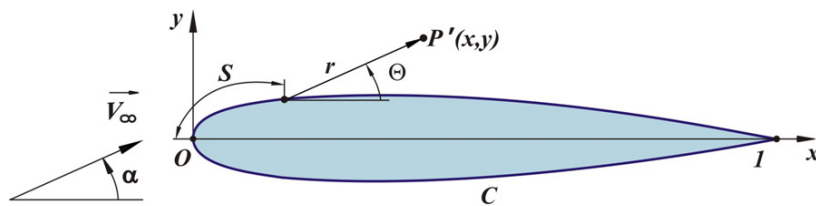


Fig. 2.14. Mișcarea potențială plană a fluidului în jurul conturului  $\mathcal{C}$ .

Prin urmare, potențialul în punctul  $P'(x, y)$  este dat de formula:

$$\Phi(P') = U_\infty x \cos \alpha + U_\infty y \sin \alpha + \oint_{\mathcal{C}} \frac{q(s)}{2\pi} \ln r \, ds - \oint_{\mathcal{C}} \frac{\gamma(s)}{2\pi} \theta \, ds. \quad (2.123)$$

Pentru a calcula potențialul mișcării  $\Phi$ , se folosește o metodă de colocație, și anume: frontiera profilului  $\mathcal{C}$  este aproximată cu o linie poligonală închisă

$$\mathcal{C} \approx \bigcup_{j=1}^n E_j, \quad (2.124)$$

laturile  $E_j$  având vârfurile  $P_j$  și  $P_{j+1}$  situate pe  $\mathcal{C}$ . Vârfurile  $P_j$  se aleg astfel încât densitatea lor să fie mai mare în vecinătatea bordului de atac și bordului de fugă. Vom folosi discretizarea indusă de nodurile Cebîșev (figura 2.15). Astfel, pentru a obține  $2N$  elemente de frontieră  $E_j$ , semicercul este divizat în  $N$  arce de lungime egală, iar coordonatele corespunzătoare se găsesc cu formula

$$\frac{x_j}{c} = \frac{1}{2} \left( 1 - \cos \left( \frac{(j-1)\pi}{N+1} \right) \right), j = 1, 2, \dots, N \quad (2.125)$$

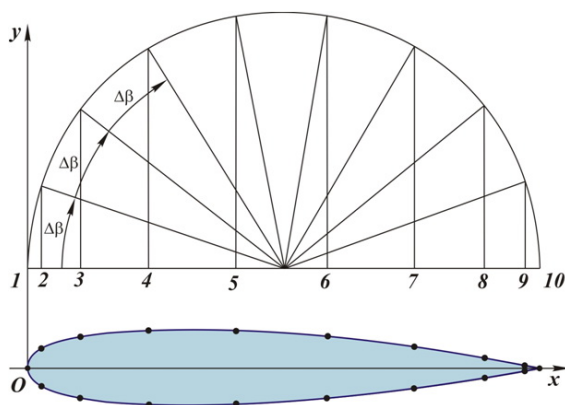


Fig. 2.15. Discretizarea conturului  $\mathcal{C}$  prin noduri Cebîșev.

Numerotarea vârfurilor începe de la bordul de fugă pe latura inferioară în direcția bordului de atac, trecând în continuare pe latura superioară, figura 2.16 (a). Se consideră că intensitatea vârtejurilor  $\gamma(s)$  distribuite pe profilul  $\mathcal{C}$  este constantă pe frontieră, având

valoarea  $\gamma$ , iar intensitatea surselor  $q(s)$  distribuite pe profil este constantă pe fiecare element de frontieră  $E_j$ , având valoarea  $q_j$ , unde  $j = 1, 2, \dots, N$ . Cu aceste precizări, ecuația (2.123) devine:

$$\Phi = U_\infty x \cos \alpha + U_\infty y \sin \alpha + \sum_{j=1}^N \int_{E_j} \left( \frac{q_j}{2\pi} \ln r - \frac{\gamma}{2\pi} \theta \right) ds, \quad (2.126)$$

necunoscutele fiind  $\gamma$  și  $q_j$ ,  $j = 1, 2, \dots, N$ .

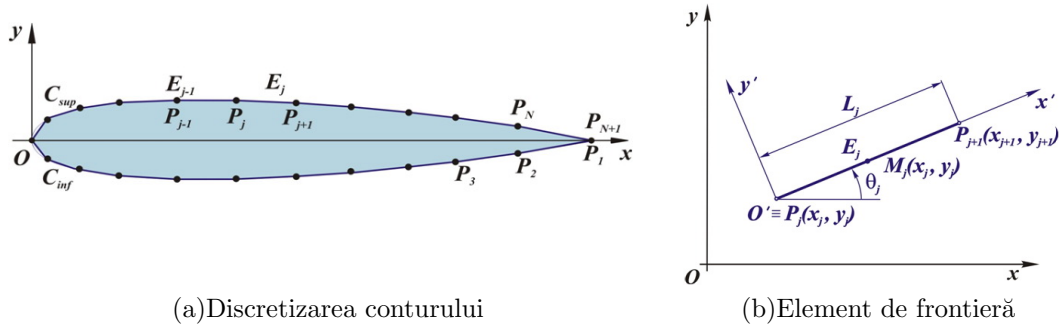


Fig. 2.16. Discretizarea conturului  $C$  (a) și elementul de frontieră  $E_j$  (b).

Fie elementul de frontieră  $E_j$  cu vârfurile  $P_j$  și  $P_{j+1}$  (figura 2.16 (b)). Versorii normal și tangent ai elementului  $E_j$  sunt dați de formulele:

$$n_j = (-\sin \theta_j, \cos \theta_j), \quad \tau_j = (\cos \theta_j, \sin \theta_j), \quad (2.127)$$

unde

$$\sin \theta_j = \frac{y_{j+1} - y_j}{L_j}, \quad \cos \theta_j = \frac{x_{j+1} - x_j}{L_j}. \quad (2.128)$$

Necunoscutele  $\gamma$  și  $q_j$  din relația (2.126) sunt determinate din condițiile la limită și condiția Kutta.

În cazul fluidului nevâscos, condiția la limită este condiția de alunecare pe frontiera profilului presupus impermeabil și rigid, care, în cazul particular al mișcării plane și potențiale a fluidului incompresibil, se scrie sub forma:

$$U \cdot n = 0, \quad (2.129)$$

unde  $n$  este normala la conturul profilului. Se cere satisfacerea condiției (2.129) în punctele de colocație. În calitate de puncte de colocație se aleg punctele  $M_j(\bar{x}_j, \bar{y}_j)$  – mijlocurile laturilor  $E_j$ :

$$\bar{x}_j = \frac{x_{j+1} + x_j}{2}, \quad \bar{y}_j = \frac{y_{j+1} + y_j}{2}, \quad (2.130)$$

Componentele vitezei în punctul de colocație  $M_j$  se notează cu  $u_j = u(\bar{x}_j, \bar{y}_j)$  și  $v_j = v(\bar{x}_j, \bar{y}_j)$ . Astfel, condiția (2.129) ne furnizează  $N$  relații algebrice:

$$-u_j \sin \theta_j + v_j \cos \theta_j = 0, \quad j = 1, 2, \dots, N \quad (2.131)$$

folosite pentru a determina cele  $N + 1$  necunoscute  $\gamma$  și  $q_j$ ,  $j = 1, 2, \dots, N$ .

Condiția Kutta ne poate furniza relația finală. Condiția Kutta afirmă că la bordul de fugă presiunile pe suprafața superioară și inferioară a profilului sunt egale, astfel asigurând continuitatea câmpului de viteze. Prin urmare condiția Kutta poate fi scrisă în următoarea formă:

$$U \cdot \tau|_{E_1} = U \cdot \tau|_{E_N}, \quad (2.132)$$

unde  $\tau$  este versorul tangent al elementului de frontieră. În notațiile noastre, condiția (2.132) ia următoarea formă:

$$u_1 \cos \theta_1 + v_1 \sin \theta_1 = -u_N \cos \theta_N + v_N \sin \theta_N \quad (2.133)$$

Componentele vitezei în punctul  $M_i$  sunt determinate de contribuțiile vitezelor induse de distribuția surselor și vârtejurilor de pe fiecare element de frontieră  $E_j$ :

$$\begin{aligned} u_i &= U_\infty \cos \alpha + \sum_{j=1}^N q_j u_{ij}^s + \gamma \sum_{ij}^N u_{ij}^v, \\ v_i &= U_\infty \sin \alpha + \sum_{j=1}^N q_j v_{ij}^s + \gamma \sum_{ij}^N v_{ij}^v, \end{aligned} \quad (2.134)$$

unde  $u_{ij}^s$ ,  $u_{ij}^v$ ,  $v_{ij}^s$  și  $v_{ij}^v$  sunt așa-numiții coeficienți de influență. De exemplu,  $u_{ij}^s$  reprezintă componenta în direcția  $x$  a vitezei în punctul  $M_i$ , indusă de distribuția de surse de intensitate unitară de pe elementul  $E_j$ .

Pentru a găsi coeficienții de influență, se consideră sistemul de coordonate locale  $O'x'y'$ , asociat elementului de frontieră  $E_j$  (figura 2.17). Coeficienții de influență asociați elementului  $E_j$ ,  $u'$  și  $v'$ , calculați în coordonate locale, se transformă în coordonate globale prin formula:

$$\begin{aligned} u &= u' \cos \theta_j - v' \sin \theta_j, \\ v &= u' \sin \theta_j + v' \cos \theta_j \end{aligned} \quad (2.135)$$

Câmpul de viteze indus de o sursă de intensitate  $Q$  în coordonate cilindrice este:

$$\mathbf{V} = \frac{Q}{2\pi r} \mathbf{e}_r. \quad (2.136)$$

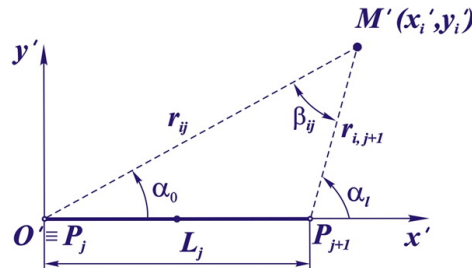


Fig. 2.17. Elementul de frontieră  $E_j$  și parametri de influență



Se rescrie ecuația (2.136) în coordonate carteziene și se ține cont de faptul că sursa se află în originea sistemului de coordonate cilindrice. Astfel,

$$\begin{aligned} u(x, y) &= \frac{Q}{2\pi} \frac{x}{x^2 + y^2}, \\ v(x, y) &= \frac{Q}{2\pi} \frac{y}{x^2 + y^2}. \end{aligned} \quad (2.137)$$

Relațiile (2.137) se intergrează de-a lungul elementului de frontieră de lungime  $L$ , ca să se obțină vitezele induse de distribuția surselor de intensitate  $q$ :

$$\begin{aligned} u^s &= \int_0^L \frac{q(t)}{2\pi} \frac{x-t}{(x-t)^2 + y^2} dt, \\ v^s &= \int_0^L \frac{q(t)}{2\pi} \frac{y-t}{(x-t)^2 + y^2} dt. \end{aligned} \quad (2.138)$$

Ecuațiile (2.138) se rescriu în sistemul de coordonate  $O'x'y'$  pentru surse de intensitate unitară  $q(t) = 1$  și se obține:

$$\begin{aligned} u'_{ij} &= \frac{1}{2\pi} \int_0^{L_j} \frac{x'_j - t}{(x'_j - t)^2 + y_j'^2} dt, \\ v'_{ij} &= \frac{1}{2\pi} \int_0^{L_j} \frac{y'_j - t}{(x'_j - t)^2 + y_j'^2} dt. \end{aligned} \quad (2.139)$$

Calculul integralelor din (2.139) ne furnizează relațiile:

$$\begin{aligned} u'_{ij} &= -\frac{1}{2\pi} \ln \left( (x'_i - t)^2 + y_i'^2 \right)^{1/2} \Big|_{t=0}^{t=L_j}, \\ v'_{ij} &= \frac{1}{2\pi} \arctan \left( \frac{y'_i}{x'_i - t} \right) \Big|_{t=0}^{t=L_j}. \end{aligned} \quad (2.140)$$

Notăm cu  $\beta_{ij}$  unghiul format de laturile  $P_jM_j$  și  $M_jP_{j+1}$  pentru  $i \neq j$  și considerăm  $\beta_{ii} = \pi$ ,  $i, j = 1, 2, \dots, N$ . De asemenea, notăm cu  $r_{ij}$  distanța dintre punctele  $M_i$  și  $P_j$  (figura 2.17). În aceste notații, relațiile (2.140) iau forma:

$$\begin{aligned} u'_{ij} &= -\frac{1}{2\pi} \ln \left( \frac{r_{i,j+1}}{r_{ij}} \right), \\ v'_{ij} &= \frac{\alpha_l - \alpha_0}{2\pi} = \frac{\beta_{ij}}{2\pi}. \end{aligned} \quad (2.141)$$

Se consideră vitezele induse de vârtejuri de intensitate  $\Gamma$ , scrise în coordonate cilindrice:

$$U = -\frac{\Gamma}{2\pi r} \mathbf{e}_\theta, \quad (2.142)$$

care în coordonatele carteziene (originea sistemului coincide cu locația vârtejurii) se rescrie în forma:

$$\begin{aligned} u(x, y) &= \frac{\Gamma}{2\pi} \frac{x}{x^2 + y^2}, \\ v(x, y) &= \frac{\Gamma}{2\pi} \frac{y}{x^2 + y^2}. \end{aligned} \quad (2.143)$$

Utilizând aceeași analiză ca și în cazul distribuției de surse, obținem formulele pentru coeficienții de influență induși de distribuția de vârtejuri de intensitate unitară:

$$\begin{aligned} u_{ij}^v &= \frac{\beta_{ij}}{2\pi}, \\ v_{ij}^v &= -\frac{1}{2\pi} \ln \left( \frac{r_{i,j+1}}{r_{ij}} \right). \end{aligned} \quad (2.144)$$

Introducem relațiile (2.141) și (2.144) în (2.135) și obținem relațiile pentru calculul coeficienților de influență:

$$\begin{aligned} u_{ij}^s &= \frac{1}{2\pi} (-\ln D_{ij} \cos \theta_j - \beta_{ij} \sin \theta_j), \\ v_{ij}^s &= \frac{1}{2\pi} (-\ln D_{ij} \sin \theta_j + \beta_{ij} \cos \theta_j), \\ u_{ij}^v &= \frac{1}{2\pi} (-\ln D_{ij} \sin \theta_j + \beta_{ij} \cos \theta_j), \\ v_{ij}^v &= \frac{1}{2\pi} (\ln D_{ij} \cos \theta_j + \beta_{ij} \sin \theta_j), \end{aligned} \quad (2.145)$$

unde s-a introdus notația  $D_{ij} = \frac{r_{i,j+1}}{r_{ij}}$ . Se substituie expresiile (2.134) în condițiile la limită (2.131), ca să se obțină:

$$\begin{aligned} \left( -U_\infty \cos \alpha - \sum_{j=1}^N q_j u_{j=1}^s - \gamma \sum_{j=1}^N u_{ij}^v \right) \sin \theta_i \\ + \left( U_\infty \sin \alpha + \sum_{j=1}^N q_j v_{j=1}^s + \gamma \sum_{j=1}^N v_{ij}^v \right) \cos \theta_i = 0, \quad i = 1, 2, \dots, N. \end{aligned} \quad (2.146)$$

Se rescriu aceste relații după cum urmează:

$$\begin{aligned} \left( -U_\infty \cos \alpha \sin \theta_i + U_\infty \sin \alpha \cos \theta_i \right) - \sin \theta_i \sum_{j=1}^N q_j u_{ij}^s + \cos \theta_i \sum_{j=1}^N q_j v_{ij}^s \\ - \gamma \sin \theta_i \sum_{j=1}^N u_{ij}^v + \gamma \cos \theta_i \sum_{j=1}^N v_{ij}^v = 0, \quad i = 1, 2, \dots, N \end{aligned} \quad (2.147)$$

$$\begin{aligned} U_\infty \left( -\cos \alpha \sin \theta_i + \sin \alpha \cos \theta_i \right) + \sum_{j=1}^N q_j (v_{ij}^s \cos \theta_i - u_{ij}^s \sin \theta_i) \\ + \gamma \left( \cos \theta_i \sum_{j=1}^N v_{ij}^v - \sin \theta_i \sum_{j=1}^N u_{ij}^v \right) = 0, \quad i = 1, 2, \dots, N. \end{aligned} \quad (2.148)$$

Se introduc următoarele notații:

$$\begin{aligned} b_i &= U_\infty (-\cos \alpha \sin \theta_i + \sin \alpha \cos \theta_i), \\ A_{ij} &= v_{ij}^s \cos \theta_i - u_{ij}^s \sin \theta_i, \\ A_{i,N+1} &= \cos \theta_i \sum_{j=1}^N v_{ij}^v - \sin \theta_i \sum_{j=1}^N u_{ij}^v. \end{aligned} \quad (2.149)$$

În aceste notații relațiile (2.148) iau forma unui sistem linear de ecuații:

$$\sum_{j=1}^N A_{ij} q_j + A_{i,N+1} \gamma = b_i, \quad i = 1, 2, \dots, N. \quad (2.150)$$

Utilizând formule trigonometrice și relațiile (2.145), se obține:

$$\begin{aligned} A_{ij} &= \frac{1}{2\pi} \ln D_{ij} \sin \Delta_{ij} + \frac{1}{2\pi} \beta_{ij} \sin \Delta_{ij}, \\ b_i &= U_\infty \sin(\theta_i - \alpha), \end{aligned} \quad (2.151)$$

$$A_{i,N+1} = \frac{1}{2\pi} \sum_{j=1}^N \left( \ln D_{ij} \cos \Delta_{ij} - \beta_{ij} \sin \Delta_{ij} \right),$$

unde s-a notat  $\Delta_{ij} = \theta_i - \theta_j$ .

Revenim la condiția Kutta (2.133). Relațiile (2.134) pentru  $i = 1$  și  $i = N$  sunt:

$$\begin{aligned} u_1 &= U_\infty \cos \alpha + \sum_{j=1}^N q_j u_{1j}^s + \gamma \sum_{j=1}^N u_{1j}^v, \\ v_1 &= U_\infty \sin \alpha + \sum_{j=1}^N q_j v_{1j}^s + \gamma \sum_{j=1}^N v_{1j}^v, \\ u_N &= U_\infty \cos \alpha + \sum_{j=1}^N q_j u_{N,j}^s + \gamma \sum_{j=1}^N u_{N,j}^v, \\ v_N &= U_\infty \sin \alpha + \sum_{j=1}^N q_j v_{N,j}^s + \gamma \sum_{j=1}^N v_{N,j}^v. \end{aligned} \quad (2.152)$$

Substituim expresiile (2.152) în condiția Kutta (2.133), ca să se obțină:

$$\begin{aligned} &\left( U_\infty \cos \alpha + \sum_{j=1}^N q_j u_{1j}^s + \gamma \sum_{j=1}^N u_{1j}^v \right) \cos \theta_1 \\ &+ \left( U_\infty \sin \alpha + \sum_{j=1}^N q_j v_{1j}^s + \gamma \sum_{j=1}^N v_{1j}^v \right) \sin \theta_1 \\ &+ \left( U_\infty \cos \alpha + \sum_{j=1}^N q_j u_{N,j}^s + \gamma \sum_{j=1}^N u_{N,j}^v \right) \cos \theta_N \\ &- \left( U_\infty \sin \alpha + \sum_{j=1}^N q_j v_{N,j}^s + \gamma \sum_{j=1}^N v_{N,j}^v \right) \sin \theta_N = 0. \end{aligned} \quad (2.153)$$

Rearanjând termenii, ultima relație devine

$$\sum_{j=1}^N A_{N+1,j} q_j + A_{N+1,N+1} \gamma = b_{N+1}, \quad (2.154)$$

unde am introdus următoarele notații:

$$\begin{aligned}
b_{N+1} &= -U_\infty (\cos \alpha \cos \theta_1 + \sin \alpha \cos \theta_1 + \cos \alpha \cos \theta_N + \sin \alpha \cos \theta_N), \\
A_{N+1,j} &= u_{1j}^s \cos \theta_1 + v_{1j}^s \sin \theta_1 + u_{N,j}^s \cos \theta_N + v_{N,j}^s \sin \theta_N, \\
A_{N+1,N+1} &= \sum_{j=1}^N \left( u_{1j}^v \cos \theta_1 - v_{1j}^v \sin \theta_1 + u_{N,j}^v \cos \theta_N + v_{N,j}^v \sin \theta_N \right).
\end{aligned} \tag{2.155}$$

Utilizând identități trigonometrice și relațiile (2.145), expresiile din (2.155) se rescriu în următoarea formă:

$$\begin{aligned}
b_{N+1} &= -U_\infty (\cos(\alpha - \theta_1) + \cos(\alpha - \theta_N)), \\
A_{N+1,j} &= u_{1j}^s \cos(\theta_j - \theta_1) + u_{N,j}^s \cos(\theta_j - \theta_N) - v_{1j}^s \sin(\theta_j - \theta_1) + v_{N,j}^s \sin(\theta_j - \theta_N), \\
A_{N+1,N+1} &= \sum_{j=1}^N \left( u_{1j}^v \cos(\theta_j - \theta_1) + u_{N,j}^v \cos(\theta_j - \theta_N) \right. \\
&\quad \left. - v_{1j}^v \sin(\theta_j - \theta_1) + v_{N,j}^v \sin(\theta_j - \theta_N) \right).
\end{aligned} \tag{2.156}$$

sau

$$\begin{aligned}
b_{N+1} &= -U_\infty (\cos(\alpha - \theta_1) + \cos(\alpha - \theta_N)), \\
A_{N+1,j} &= \frac{1}{2\pi} \left( -\ln D_{1j} \cos \Delta_{1j} - \ln D_{N,j} \cos \Delta_{N,j} + \beta_{1j} \sin \Delta_{1j} + \beta_{N,j} \sin \Delta_{N,j} \right) \\
A_{N+1,N+1} &= \frac{1}{2\pi} \sum_{j=1}^N \left( \ln D_{1j} \sin \Delta_{1j} + \ln D_{N,j} \sin \Delta_{N,j} + \beta_{1j} \cos \Delta_{1j} + \beta_{N,j} \cos \Delta_{N,j} \right).
\end{aligned} \tag{2.157}$$

Prin urmare, condițiile la limită (2.131) și condiția Kutta (2.133) furnizează un sistem de  $N + 1$  ecuații lineare în  $N + 1$  necunoscute:  $\gamma$  și  $q_j$ ,  $j = 1, 2, \dots, N$ .

$$\begin{aligned}
\sum_{j=1}^N A_{ij} q_j + A_{i,N+1} \gamma &= b_i, \quad i = 1, 2, \dots, N, \\
\sum_{j=1}^N A_{N+1,j} q_j + A_{N+1,N+1} \gamma &= b_{N+1},
\end{aligned} \tag{2.158}$$

unde coeficienții  $A_{ij}$  și  $b_i$  sunt calculați din formulele (2.151) și (2.157).

Valorile  $\gamma$  și  $q_j$  permit în continuare calculul componentelor tangențiale ale vitezei în punctele de colocație  $M_i$  (componenta normală fiind nulă):

$$u_{\tau i} = u_i \cos \theta_i + v_i \sin \theta_i. \tag{2.159}$$

Substituim relația (2.134) în relația de mai sus, ca să obținem:

$$\begin{aligned}
u_{\tau i} &= \left( U_\infty \cos \alpha + \sum_{j=1}^N q_j u_{ij}^s + \gamma \sum_{j=1}^N u_{ij}^v \right) \cos \theta_i \\
&\quad + \left( U_\infty \sin \alpha + \sum_{j=1}^N q_j v_{ij}^s + \gamma \sum_{j=1}^N v_{ij}^v \right) \sin \theta_i.
\end{aligned} \tag{2.160}$$

Se regroupează termenii și, utilizând identități trigonometrice, se deduce relația:

$$u_{\tau i} = U_{\infty} \cos(\alpha - \theta_i) + \sum_{j=1}^N (u_{ij}^{'s} \cos \Delta_{ij} + v_{ij}^{'s} \sin \Delta_{ij}) q_j + \gamma \sum_{j=1}^N (u_{ij}^{'v} \cos \Delta_{ij} + v_{ij}^{'v} \sin \Delta_{ij}). \quad (2.161)$$

Folosind relația (2.145) și notațiile introduse anterior, componentele tangențiale sunt:

$$u_{\tau i} = U_{\infty} \cos(\alpha - \theta_i) + \sum_{j=1}^N \frac{q_j}{2\pi} (\beta_{ij} \sin \Delta_{ij} - \ln D_{ij} \cos \Delta_{ij}) + \sum_{j=1}^N \frac{\gamma}{2\pi} (\ln D_{ij} \sin \Delta_{ij} + \beta_{ij} \cos \Delta_{ij}). \quad (2.162)$$

Ecuația Bernoulli implică

$$p = p_{\infty} + \frac{1}{2} \rho_{\infty} U_{\infty}^2 - \frac{1}{2} \rho U^2. \quad (2.163)$$

Astfel, coeficientul local de presiune poate fi rescris după cum urmează:

$$C_p = \frac{p - p_{\infty}}{(1/2) \rho_{\infty} U_{\infty}^2} = 1 - \frac{U^2}{U_{\infty}^2}. \quad (2.164)$$

Prin urmare, coeficientul local de presiune pe conturul discretizat al profilului se poate calcula prin relația:

$$C_{p,i} = 1 - \frac{u_{\tau,i}^2}{U_{\infty}^2}, \quad (2.165)$$

unde componentele  $u_{\tau,i}$  sunt furnizate de formula (2.162). Forțele hidrodinamice, care acționează pe elementul de frontieră  $E_j$  sunt date de relațiile:

$$\begin{aligned} f_{xj} &= C_{p,j} (y_{j+1} - y_j), \\ f_{yj} &= C_{p,j} (x_{j+1} - x_j), \end{aligned} \quad (2.166)$$

iar momentele de tangaaj în raport cu punctul de referință  $(x_{ref}, y_{ref}) = (c/4, 0)$  se calculează prin formula:

$$C_{m,j} = -f_{xj} \left( \frac{y_{j+1} + y_j}{2} \right) + f_{yj} \left( \frac{x_{j+1} + x_j}{2} - \frac{c}{4} \right). \quad (2.167)$$

Forța totală este suma contribuțiilor fiecărui element de frontieră:

$$F_x = \sum_{j=1}^N N f_{xj}, \quad F_y = \sum_{j=1}^N f_{yj}, \quad (2.168)$$

iar coeficientul de portanță  $C_L$  și cel de moment  $C_M$  se calculează după cum urmează:

$$C_L = -F_x \sin \alpha + F_y \cos \alpha, \quad C_M = \sum_{j=1}^N C_{m,j}. \quad (2.169)$$

### 2.9.2. Stratul limită laminar

Influența dominantă a viscozității se limitează la un strat foarte subțire, numit strat limită, aflat în imediata vecinătate a suprafeței solide. Datorită aderenței la suprafața profilului, forțele de viscozitate frânează acest strat, în care viteza la perete crește rapid de la valoarea zero la valoarea corespunzătoare mișcării fără viscozitate din exteriorul stratului. În etapa precedentă a fost calculat câmpul de viteze din curgere nevâscoasă.

Următoarea etapă o reprezintă calculul parametrilor stratului limită corespunzător distribuțiilor de viteze obținute. Etapa stratului limită, la rândul său, este divizată în două subetape: stratul limită laminar și stratul limită turbulent.

Stratul limită începe în punctul de stagnare (punctul de pe conturul profilului în care viteza este nulă, distribuția de viteze fiind furnizată de etapa precedentă) și urmează curgerea de-a lungul suprafeței exterioare sau inferioare în direcția bordului de fugă. Imediat ce punctul de stagnare este determinat (punctul  $x_1$  în figura 2.18), începem numărătoarea vârfurilor în direcția bordului de fugă. Discretizarea profilului  $\mathcal{C}$  se efectuează considerând o partiție uniformă a suprafeței exterioare și inferioare, respectiv. Calculul parametrilor

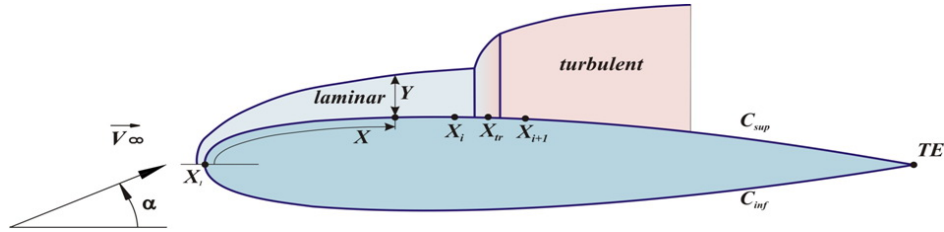


Fig. 2.18. Discretizarea conturului  $\mathcal{C}$  pentru analiza stratului limită și tranziția de la stratul limită laminar la stratul limită turbulent

stratului limită laminar poate fi efectuat utilizând modelul cu o ecuație propus de Thwaites sau printr-un model cu două ecuații propus de Head [70]. Modelul Thwaites nu prezice bine detașarea stratului limită [179] și din aceste considerente s-a optat pentru modelul cu două ecuații.

Grosimea stratului limită se definește ca distanța de la profil, la care viteza diferă cu 1% de la viteza corespunzătoare mișcării potențiale. Folosind ecuațiile Navier-Stokes pentru un fluid incompresibil, se derivă ecuațiile Prandtl ale stratului limită:

$$\begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} &= 0, \\ u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}, \\ \frac{\partial p}{\partial y} &= 0. \end{aligned} \tag{2.170}$$

În ecuațiile (2.170),  $x$  reprezintă distanța măsurată de-a lungul conturului, iar  $y$  este distanța măsurată de-a lungul normalei la contur (figura 2.18).

Sunt adoptate următoarele ipoteze simplificatorii ale stratului limită:

- grosimea stratului limită este foarte mică comparativ cu lungimea caracteristică a profilului;
- componenta tangențială a vitezei este mult mai mare decât componenta normală;
- presiunea nu variază în direcția  $y$  în stratul limită.

Pentru a măsura influența stratului limită asupra curgerii exterioare se introduce grosimea de deplasare  $\delta^*(x)$  definită prin relația:

$$\delta^*(x) = \int_0^\infty \left(1 - \frac{u(x, y)}{U(x, 0)}\right) dy, \quad (2.171)$$

în care  $U$  reprezintă viteza din exteriorul stratului limită în punctul considerat, iar  $u$  este componenta tangențială a vitezei în stratul limită din acest punct. Similar, se definește grosimea pierderii de impuls  $\theta$ :

$$\theta = \int_0^\infty \frac{u}{U} \left(1 - \frac{u}{U}\right) dy, \quad (2.172)$$

care cuantifică pierderea de impuls în stratul limită datorată efectelor vâscoase și turbulente. De asemenea, se introduce grosimea de energie  $\theta^*$  prin relația:

$$\theta^* = \int_0^\infty \frac{u}{U} \left(1 - \left(\frac{u}{U}\right)^2\right) dy. \quad (2.173)$$

Combinăm ecuațiile (2.170) și (2.171-2.172) și integrăm expresia rezultantă, ca să obținem ecuația integro-diferențială a stratului limită Von Karman:

$$\frac{d\theta}{dx} + \frac{\theta}{U} \left(2 + \frac{\delta^*}{\theta}\right) \frac{dU}{dx} = \frac{1}{2} C_f, \quad (2.174)$$

unde  $C_f$  denotă coeficientul local de frecare la suprafața profilului definit prin

$$C_f = \frac{\tau_w}{(1/2)\rho U^2}, \quad (2.175)$$

iar  $\tau_w$  este tensiunea tangențială definită prin relația (2.58). Ecuația (2.174) se mai numește ecuația globală de impuls al startului limită.

Definim parametrul de formă  $H$  ca fiind raportul dintre grosimea de deplasare și grosimea de impuls:

$$H = \frac{\delta^*}{\theta}. \quad (2.176)$$

Introducem relația (2.176) în (2.174) ca să obținem o formă echivalentă:

$$\frac{d\theta}{dx} + \frac{\theta}{U} (2 + H) \frac{dU}{dx} = \frac{1}{2} C_f. \quad (2.177)$$

Totodată, înmulțim ecuația (2.174) cu  $u$ , integrăm ca să obținem ecuația globală a energiei cinetice a stratului limită

$$\frac{d\theta^*}{dx} + 3 \frac{\theta^*}{U} \frac{dU}{dx} = 2C_d, \quad (2.178)$$

unde coeficientul de disipație  $C_d$  este definit prin relația:

$$C_d = \frac{1}{\rho U^3} \int_0^\infty \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} dy. \quad (2.179)$$

Coeficientul de disipație este o măsură a deficitului de energie cinetică în stratul limită datorat efectelor de viscozitate. Introducem cel de-al doilea parametru de formă

$$H^* = \frac{\theta^*}{\theta}, \quad (2.180)$$

scădem ecuația (2.177) din ecuația (2.178) și rescriem ecuația energiei cinetice în următoarea formă:

$$\theta \frac{dH^*}{dx} + (H^*(H-1)) \frac{\theta}{U} \frac{dU}{dx} = 2C_d - H^* \frac{C_f}{2}. \quad (2.181)$$

Sistemul de ecuații (2.177) și (2.181) nu este suficient pentru determinarea tuturor necunoscutelor. Relațiile suplimentare se bazează pe relațiile semiempirice, care modelează algebric corelațiile între parametrii de formă  $H^*$  și  $H$ , și sunt obținute din analiza familiei de profile de viteză cu un parametru Falkner-Skan. Fie numărul Reynolds

$$Re_\theta = Re \cdot \theta \cdot U \quad (2.182)$$

și presupunem următoarele corelații funcționale:

$$H^* = H^*(H) = \begin{cases} 0,076 \frac{(H-4)^2}{H} + 1,515, & \text{dacă } H < 4; \\ 0,04 \frac{(H-4)^2}{H} + 1,515, & \text{în caz contrar.} \end{cases} \quad (2.183)$$

$$\frac{1}{2} Re_\theta C_f = F_1(H) = \begin{cases} 0,01977 \frac{(H-7,4)^2}{H-1} - 0,067, & \text{dacă } H < 7,4; \\ 0,022 \frac{(H-7,4)^2}{H-1} - 0,067, & \text{în caz contrar.} \end{cases} \quad (2.184)$$

$$2Re_\theta \frac{C_d}{H^*} = F_2(H) = \begin{cases} 0,00205(4-H)^{11/2} + 0,207, & \text{dacă } H < 4; \\ -0,003 \frac{(H-4)^2}{1+0,02(H-4)^2} + 0,207, & \text{în caz contrar.} \end{cases} \quad (2.185)$$

Înmulțim ecuația (2.174) cu  $Re_\theta$  și rearanjăm termenii, ca să obținem:

$$\frac{V(x)}{2} \frac{d\omega}{dx} + (2+H)\omega \frac{dV}{dx} = F_1(H), \quad (2.186)$$

unde s-a notat  $\omega = (Re_\theta)^2$ .

În mod similar, înmulțim ecuația (2.181) cu  $Re_\theta/H^*$  și rearanjăm termenii. Obținem

$$\omega V \frac{d(\ln H^*)}{dH} \frac{dH}{dx} + (1-H)\omega \frac{dV}{dx} = F_2(H) - F_1(H). \quad (2.187)$$



Introducem următoarele notații:

$$\begin{aligned} A(x) &= \frac{dV}{dx}, \\ F_3(H) &= \frac{d(\ln(H^*))}{dH}, \\ F_4(H) &= F_2(H) - F_1(H). \end{aligned} \tag{2.188}$$

Atunci, ecuațiile (2.186) și (2.187) pot fi rescrise în form următorului sistem cu ecuații diferențiale ordinare:

$$\begin{aligned} \frac{V(x)}{2} \frac{d\omega}{dx} + (2 + H)\omega A(x) &= F_1(H), \\ \omega V(x) F_3(H) \frac{dH}{dx} + (1 - H)\omega A(x) &= F_4(H). \end{aligned} \tag{2.189}$$

Necunoscutele în sistemul de ecuații diferențiale (2.189) sunt  $H$  și  $\omega$ . Valorile inițiale în punctul de stagnare sunt alese astfel încât să fie satisfăcute condițiile

$$\begin{aligned} \frac{d\omega}{dx}(0) &= 0, \\ \frac{dH}{dx}(0) &= 0, \end{aligned} \tag{2.190}$$

ceea ce implică, la rândul său, că  $H(0)$  este soluția ecuației neliniare

$$\frac{1 - H}{2 + H} = \frac{F_4(H)}{F_1(H)}. \tag{2.191}$$

Rădăcina ecuației (2.191) este  $H(0) \approx 2,24$ . Pe de altă parte,

$$\omega(0) = \frac{F_1(H(0))}{A(0)(2 + H(0))} \tag{2.192}$$

și, prin urmare, condițiile inițiale sunt

$$\omega(0) = \frac{F_1(H(0))}{A(0)(2 + H(0))}, \tag{2.193}$$

$$H(0) = 2,24.$$

Sistemul de ecuații diferențiale neliniare (2.189) cu condițiile inițiale (2.193) este rezolvat prin metoda Euler regresivă, dar pentru a evita iterațiile implicite la fiecare pas  $j$ , funcțiile  $F_1$  și  $F_4$  sunt linearizate în vecinătatea valorii  $H_j$ , iar  $F_3 = F_3(H_j)$ . Astfel, se obține un sistem din două ecuații biliniare cu necunoscutele  $H_{j+1}$  și  $\omega_{j+1}$ :

$$\begin{aligned} A_j^1 \omega_{j+1} + B_j^1 H_{j+1} \omega_{j+1} + C_j^1 H_{j+1} &= D_j^1, \\ A_j^2 \omega_{j+1} + B_j^2 H_{j+1} \omega_{j+1} + C_j^2 H_{j+1} &= D_j^2, \end{aligned} \tag{2.194}$$

unde

$$\begin{aligned} A_j^1 &= \frac{V(x_{j+1})}{2\Delta x} + 2A(x_{j+1}), \\ B_j^1 &= A(x_{j+1}), \end{aligned} \tag{2.195}$$

$$\begin{aligned}
C_j^1 &= -F_1'(x_j), \\
D_j^1 &= \frac{V(x_{j+1})}{2\Delta x} \omega_j + F_1(x_j) - F_1'(x_j)H_j, \\
A_j^2 &= A(x_{j+1}) - \frac{F_3(x_j)H_jV(x_{j+1})}{\Delta x}, \\
B_j^2 &= \frac{F_3(x_j)V(x_{j+1})}{\Delta x} - A(x_{j+1}), \\
C_j^2 &= -F_4'(x_j), \\
D_j^2 &= F_4(x_j) - F_4'(x_j)H_j.
\end{aligned} \tag{2.196}$$

Aplicăm această metodă fie până are loc tranziția de la stratul limită laminar la stratul limită turbulent, fie până bordul de fugă (punctul  $TE$ ) este atins. Tranziția de la curgearea laminară la cea turbulentă nu este instantanee, dar pentru simplitate adoptăm ipoteza existenței unui punct de tranziție  $x_{tr}$  în figura 2.18. Punctul de tranziție  $x_{tr}$  poate fi localizat folosind criteriul Michel [116] sau criteriul ISES  $e - 09$  [49]. Conform criteriului Michel, se calculează

$$Re_{\theta,Max} = 1,174 \left( 1 + \frac{22,4}{Re_x} Re_x^0,46 \right), \tag{2.197}$$

unde  $Re_x = Re \cdot V \cdot x$ . Se identifică intervalul  $[x_i, x_{i+1}]$ , astfel încât  $Re_{\theta}(x_i) < Re_{\theta,Max}(x_i)$  și  $Re_{\theta}(x_{i+1}) > Re_{\theta,Max}(x_{i+1})$ . Punctul  $x_{tr}$  este rădăcina ecuației  $Re_{\theta}(x) - Re_{\theta,Max}(x) = 0$  din intervalul  $[x_i, x_{i+1}]$ .

### 2.9.3. Stratul limită turbulent

Pentru analiza stratului limită turbulent, se vor folosi valorile medii  $\bar{q}(x, y)$  definite prin

$$\bar{q}(x, y) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} q(x, y, t) dt \tag{2.198}$$

și fluctuațiile

$$q'(x, y, t) = \bar{q}(x, y) - q(x, y, t). \tag{2.199}$$

Din ecuațiile Navier-Stokes, se obțin ecuațiile stratului limită turbulent:

$$\begin{aligned}
\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} &= 0, \\
\bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \nu \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial y^2} - \frac{\partial}{\partial y} (\overline{u'v'}), \\
\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} &= \nu \frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial y^2} - \frac{\partial}{\partial y} (\overline{v'v'}).
\end{aligned} \tag{2.200}$$

Similar cazului stratului limită laminar, se obțin ecuațiile integrale von Karman. Calculul parametrilor stratului limită turbulent se va efectua utilizând modelul propus de Head [70].

Considerăm debitul de fluid în stratul limită în punctul  $x$

$$Q(x) = \int_0^{\delta(x)} u dy. \quad (2.201)$$

Astfel, pentru grosimea de deplasare se obține relația:

$$\delta^* = \delta - \frac{Q}{V}. \quad (2.202)$$

Introducem coeficientul de antrenare (*entrainment*), care are mărimea unei viteze ce impune debitul de fluid care este transferat din curgerea exterioară în cea din stratul limită, pentru a compensa efectul de deplasare datorat difuziei

$$C_E = \frac{dQ}{dx}. \quad (2.203)$$

Reieșind din ecuația de continuitate a masei, relația pentru coeficientul de antrenare poate fi rescrisă:

$$C_E = \frac{d}{dx} (V(\delta - \delta^*)) = \frac{d}{dx} (V\theta H_1), \quad (2.204)$$

unde s-a introdus parametrul de formă

$$H_1 = \frac{\delta - \delta^*}{\theta}. \quad (2.205)$$

Modelul Head constă din rezolvarea sistemului de ecuații diferențiale ordinare, format din (2.204) și ecuația integro-diferențială von Karman (ecuația de impuls al stratului limită) (2.174). Sistemul dat are drept necunoscute grosimea de impuls  $\theta$ , parametrii de formă  $H$  și  $H_1$ , coeficientul de frecare  $C_f$ , dat de relația (2.175), și coeficientul de antrenare  $C_E$ . Pentru a realiza închiderea sistemului, Head presupune că viteza adimensională  $C_A/V$  este funcție doar de  $H_1$ , iar  $H_1$ , la rândul său, este funcție de  $H$ . Cebeci și Bradshaw reieșind din date experimentale au considerat relațiile empirice [39]:

$$\frac{1}{V} \frac{d}{dx} (V\theta H_1) = 0,0306(H_1 - 3)^{-0,6169}, \quad (2.206)$$

la care se adaugă relația

$$H_1 = H_1(H) = \begin{cases} 0,8234(H - 1,1)^{-1,287} + 3,3, & \text{dacă } H < 1,6; \\ 1,5501(H - 0,6778)^{-3,064} + 3,3, & \text{în caz contrar.} \end{cases} \quad (2.207)$$

A patra ecuație folosită pentru închiderea sistemului este legea coeficientului local de frecare la perete Ludwig-Tillman [104]:

$$C_f = 0,0246 \cdot 10^{-0,678H} \cdot Re_{\theta}^{-0,268}. \quad (2.208)$$

Combinăm ecuația integrală von Karman (2.174), ecuația (2.204) și relațiile (2.206–2.208) ca să obținem, în consecință un sistem cu două ecuații diferențiale ordinare:

$$\frac{dY}{dx} = g(Y, x) \quad (2.209)$$

și două necunoscute

$$Y = \begin{bmatrix} \theta \\ H_1 \end{bmatrix}, \quad (2.210)$$

unde

$$g(Y, x) = \begin{bmatrix} -\frac{\theta(H_1 + 2)}{V} \frac{dV}{dx} + \frac{1}{2} C_f \\ -\frac{H_1}{V} \frac{dV}{dx} - \frac{H_1}{\theta} \frac{d\theta}{dx} + \frac{0,0306}{\theta(H_1 - 3)^{0,6169}} \end{bmatrix}. \quad (2.211)$$

Valorile inițiale sunt valorile finale furnizate de subetapa stratului laminar. Integrarea numerică a sistemului (2.209) se efectuează prin metoda Runge-Kutta de ordinul 2, și anume:

$$\begin{aligned} Y^* &= Y_j + h_j g(Y_j, x_j), \\ Y_{j+1} &= Y_j + h_j \left( \frac{1}{2} g(Y_j, x_j) + \frac{1}{2} g(Y^*, x_j) \right). \end{aligned} \quad (2.212)$$

Calculul se efectuează fie până este atins bordul de fugă, fie până are loc detașarea stratului turbulent.

Pentru calculul coeficientului de rezistență, se utilizează formula Squire-Young. Presupunem că sunt calculate următoarele mărimi: grosimea pierderii de impuls  $\theta$ , parametrul de formă  $H$  și viteza  $V$  în punctul corespunzător bordului de fugă  $TE$  de pe suprafața superioară și cea inferioară a conturului  $C$ . Atunci, coeficientul de rezistență este dat de relația:

$$C_D = (2\theta_{TE} \cdot V_{TE}^\lambda)|_{C_{sup}} + (2\theta_{TE} \cdot V_{TE}^\lambda)|_{C_{inf}}, \quad (2.213)$$

unde

$$\lambda = \frac{H_{TE} + 5}{2}. \quad (2.214)$$

## 2.10. Concluzii la Capitolul 2

În urma analizei modelelor matematice și metodelor numerice din cadrul CFD din punctul de vedere al aplicabilității simulării curgerilor turbulente în zona rotorului eolian și a rotorului hidraulic, în special în vecinătatea palelor aerodinamice, și reieșind din puterea de calcul disponibilă, s-au stabilit următoarele:

- Simulările DNS din punct de vedere practic sunt nerealizabile în viitorul apropiat;
- Simulările adaptive DNS/LES, LES și metodele hibride VLES, DES, DDES și SAS ar putea prezenta interes cu condiția accesului spre resurse computaționale mari oferite de centrele HPC;
- abordarea RANS pentru rezolvarea numerică tridimensională a ecuațiilor Navier-Stokes reprezintă alegerea optimă;
- pentru descrierea efectelor temporale ale curgerii poate fi utilizată metoda URANS;

- pentru modelarea turbulenței (închiderea sistemului de ecuații RANS) modelul optim este modelul  $k - \omega SST$ ;
- pentru discretizarea ecuațiilor urmează a fi utilizată metoda elementului finit, bazată pe volume de control, cu factori de subrelaxare pentru un control al vitezei de convergență și al stabilității numerice;
- pentru determinarea preliminară a parametrilor geometrici, constructivi și funcționali a microhidrocentralei de flux, poate fi implementată metoda elementului de frontieră pentru descrierea curgerii potențiale, cuplată cu modelul Head pentru analiza startului limită bidimensional.

### 3. ELABORAREA CONCEPTELOR CONSTRUCTIV-FUNCȚIONALE ALE ROTOARELOR AEROHIDRODINAMICE DE PUTERE MICĂ

#### 3.1. Rotor aerodinamic cu factor de performanță adaptat la sursa de generare a energiei (generator electric sau termic)

##### 3.1.1. Turbine eoliene cu generator electric sau generator termic

Turbinele eoliene (TE) de putere mică (8-20 kW) la scara industrială se produc practic după același concept constructiv: rotor aerodinamic cu 3 pale, care asigură o stabilitate dinamică mai mare, minimizând vibrațiile și fonul sonic asociate cu ele; rotor aerodinamic conectat direct la generatorul cu magneți permanenți, fapt ce asigură pornirea rotorului aerodinamic la viteze mai mici ale curenților de aer și mentenanță mai puțin pretențioasă decât în cazul acționărilor cu multiplicator; pale cu profil aerodinamic asimetric fabricate din materiale compozite etc.

În figura 3.1 este prezentată TE cu puterea de 10 kW, elaborată la UTM cu participarea autorului, care include: rotorul 1 cu trei pale; generatorul electric 2 cu magneți permanenți; gondola 3 în interiorul căreia este amplasat mecanismul de orientare a rotorului după direcția curenților de aer, dotat cu două transmisii cu melc, și servomotorul 4, traductorul electronic cu girueta 5 și anemometrul electronic 6, pentru urmărirea, respectiv, a direcției și vitezei curenților de aer.

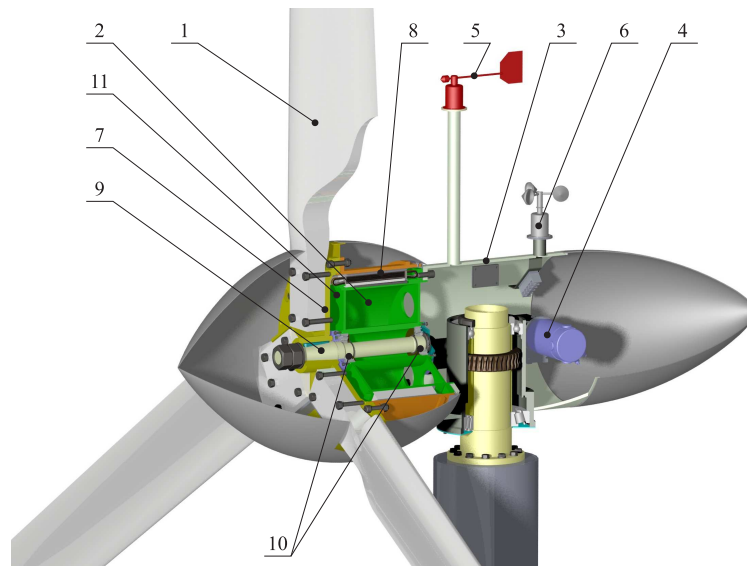


Fig. 3.1. TE cu rotor aerodinamic tripal cu generator electric.

Palele 1 sunt montate pe un butuc central 7 fixat imobil de statorul generatorului 8, pe suprafața interioară a căreia sunt montați, în caneluri, magneții permanenți. Butucul central 7 este montat consol pe capătul arborelui 9, instalat în perechea de rulmenți 10 în sprijinele carcasei 11, pe suprafața cilindrică periferică a căreia sunt montați magneții permanenți nemișcați.

La interacțiunea palelor 3 cu curenții de aer, forțele aerodinamice dezvoltate de pale impun butucului central 7 și statorului 8 mișcare de rotație cu frecvența rotațiilor  $n$  (min-1) și momentul de torsiune  $T$  (Nm), astfel asigurând conversia potențialului eolian disponibil în energie electrică.

Puterea extrasă din potențialul eolian disponibil de către o TE ideală este limitată de limita Betz și depinde de factorul de performanță  $C_P$  al rotorului cu pale cu profil aerodinamic. În figura 3.2 este reprezentată puterea extrasă de o TE ideală din potențialul eolian disponibil, calculat la diferite viteze ale vântului conform formulei

$$P_W = \frac{1}{2} \rho A V^3, \quad (3.1)$$

unde  $\rho$  este densitatea aerului,  $A$  suprafața baleată de rotor și  $V$  viteza vântului.

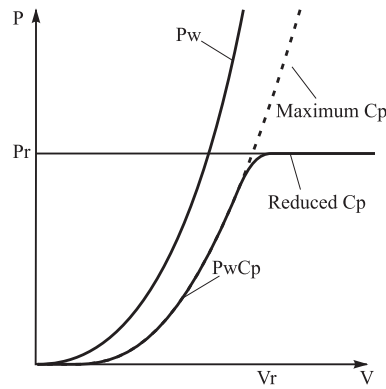


Fig. 3.2. Puterea disponibilă a vântului și puterea extrasă de o TE ideală.

Eficiența conversiei energiei eoliene a unui rotor se determină prin caracteristica de performanță  $C_P(\lambda)$  a profilului palelor aerodinamice, unde  $\lambda$  este viteza specifică

Conform definiției din literatura de specialitate, caracteristică  $C_P(\lambda)$  o descriem ca varierea puterii mecanice dezvoltate de turbină în funcție de viteza de rotație a rotorului aerodinamic, cu condiția ca viteza curenților de aer este constantă. Luând în considerație expresia  $\omega = \pi n/30$  obținem viteza de rotație  $n$ :

$$n = \frac{30}{\pi R} \lambda V. \quad (3.2)$$

Puterea mecanică extrasă de un rotor din potențialul energetic eolian disponibil ca funcție de viteza curenților de aer, viteza specifică  $\lambda$  și factorul de performanță  $C_P$  poate fi exprimată prin formula:

$$P = \frac{1}{2} C_P(\lambda) \rho \pi R^2 V^3. \quad (3.3)$$

Se consideră ideal sistemul de conversie care funcționează eficient în întreaga gamă de variație a vitezei curenților de aer în localitatea de instalare a TE, spre exemplu, de la 3 până la (20 – 25) m/s. Trebuie menționat faptul că pentru turbinele eoliene electrice (inclusiv cu puterea de până la 20 kW), puterea nominală luată în calcul la proiectarea rotoarelor

corespunde vitezei vântului de (10 – 12) m/s. În acest caz, în TE cu 3 pale, spre exemplu la viteza vântului de 20 m/s, factorul de suprasarcină al generatoarelor electrice ar trebui să crească de 5 – 6 ori. În realitate, generatoarele electrice uzuale au un factor de suprasarcină de doar 1,2 – 1,3. Rezultă că pentru protejarea generatoarelor electrice de suprasarcină, la vitezele vântului mai mari decât cea nominală de (10 – 12) m/s, este necesar să limităm puterea convertită, fapt ce conduce la scăderea bruscă a eficienței conversiei potențialului energetic eolian disponibil.

Reieșind din aceste considerente, în TE cu generatoare electrice rotorul cu pale aerodinamice este proiectat astfel încât să asigure conversia cu o eficiență maximal posibilă, doar pentru diapazonul vitezei curenților de aer de la 3 m/s până la (10 – 12) m/s. Totodată, pentru vitezele mai mari de 10 – 12 m/s rotorul aerodinamic este conceput să asigure conversia doar a unei părți din potențialul eolian disponibil. Această condiție este dictată de necesitatea limitării puterii mecanice, pentru a nu suprasolicita generatorul electric.

Restricția limitării cotei energiei convertite la vitezele curenților de aer mai mari de (10 – 12) m/s se asigură prin limitarea coeficientului de performanță aerodinamică  $C_P$  sau prin întoarcerea rotorului sub un anumit unghi de la direcția vântului, sau prin schimbarea unghiului de atac al palelor aerodinamice. Totodată, pentru vitezele curenților de aer de până la 12 m/s, eficiența conversiei este prestabilită de factorul de performanță aerodinamică  $C_P$  și factorul de suprasarcină al generatorului electric, care nu trebuie să depășească 1,2 – 1,3 din sarcina nominală.

În cazul TE cu conversia energiei eoliene direct în energie termică prin utilizarea, de exemplu, a generatoarelor termice cu curenți turbionari, caracteristicile de putere sunt mai avansate decât ale celor cu generatoare electrice. Aceasta se datorează faptului că generatoarele termice, comparativ cu cele electrice, au coeficientul de suprasarcină de 3 ori mai mare. Acest avantaj al TE cu generatoare termice nu necesită restricția de limitare a puterii extrase din potențialul eolian disponibil la viteze mai mari decât (10 – 12) m/s, prin scoaterea rotorului de sub acțiunea curenților de aer, prin frânare sau prin limitarea factorului de performanță aerodinamică a profilului palelor.

În figura 3.3 este prezentată TE cu generator termic pentru conversia energiei eoliene direct în energie termică, elaborată cu participarea autorului [172] (cu excepția elaborării generatorului termic).

Particularitățile constructive ale TE constau în amplasarea verticală a GT 1 între secțiunile turnului 2 și în legătura cinematică a acestuia cu rotorul 3.

Arborele principal 4 al rotorului 3 este instalat în sprijinele 5 în corpul 6 al gondolei și este dotat, la extremitatea opusă, cu o roată conică 7. Corpul 8 al gondolei reprezintă o construcție spațială, care include o bucsă 9 cu axă perpendiculară pe axa comună a corpurilor 6 și 8 ale gondolei. În interiorul bucsii 9, în rulmenți, este amplasat un arbore tubular 10, fixat imobil de turnul 2. Pe arborele tubular 10 este amplasată o roată melcată 11, angrenată cu melcul arborelui 12, pe capătul căruia este montată o altă roată melcată 13, angrenată



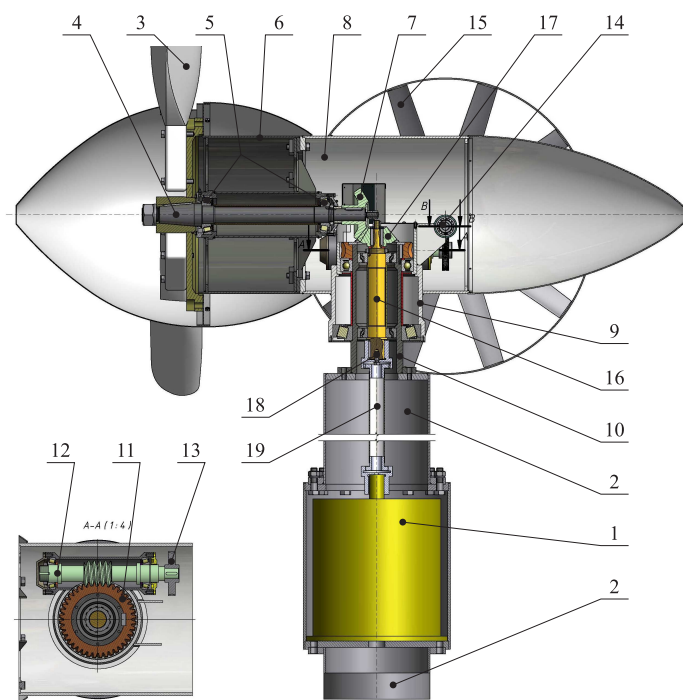


Fig. 3.3. Turbina eoliană cu orientare prin windrose <sup>1</sup>cu generator termic.<sup>2</sup>

cu melcul 14 al arborelui comun al roților-windrose 15.

În cavitatea interioară a arborelui tubular 10, în rulmenți este montat arborele 16, pe un capăt al căruia este fixat pinionul 17 al angrenajului conic, iar pe capătul opus este montat un cuplaj dințat cu angrenaj cilindric intern 18. Arborele conducător al generatorului termic 1, prin intermediul arborelui de torsiune 19 cu cuplaje la capete, este legat cinematic cu arborele 16, iar prin intermediul roților conice angrenajelor conice 17 și 7 și al arborelui principal 4 – cu rotorul 3 al turbinei eoliene. Momentul reactiv de la rotorul 3 se transmite turnului 2 prin intermediul angrenajului cu melc 11 – 12. Orientarea rotorului după direcția curenților de aer este descrisă în secțiunea 3.2. .

Din cele menționate anterior, constatăm că pentru TE cu generator electric și cele cu generator termic, profilul aerodinamic al palelor trebuie să fie cu factor de performanță aerodinamică diferit la vitezele curenților de aer mai mari de (11 – 12) m/s.

### 3.1.2. Modelarea geometriei palelor și elaborarea rotorului în 3D

Pentru simularea CFD și argumentarea valabilității soluțiilor tehnice menite să asigure majorarea eficienței conversiei, pentru identificarea caracteristicilor de putere și extinderea capacităților funcționale ale TE, elaborăm două rotoare tripale cu diametrul  $D = 8$  m, cu pale cu profil aerodinamic diferit [172].

Forma geometrică a palelor (figura 3.4) a fost realizată în programul de proiectare asistată de calculator *SolidWorks* 2013 și exportată ulterior în platforma *Workbench*.

<sup>1</sup>Bostan V., Sobor I. Turbina eoliană. Brevet de invenție MD 660, BOPI nr.7/2013

<sup>2</sup>Bostan V. Turbina eoliană. Brevet de invenție MD 661, BOPI nr.7/2013

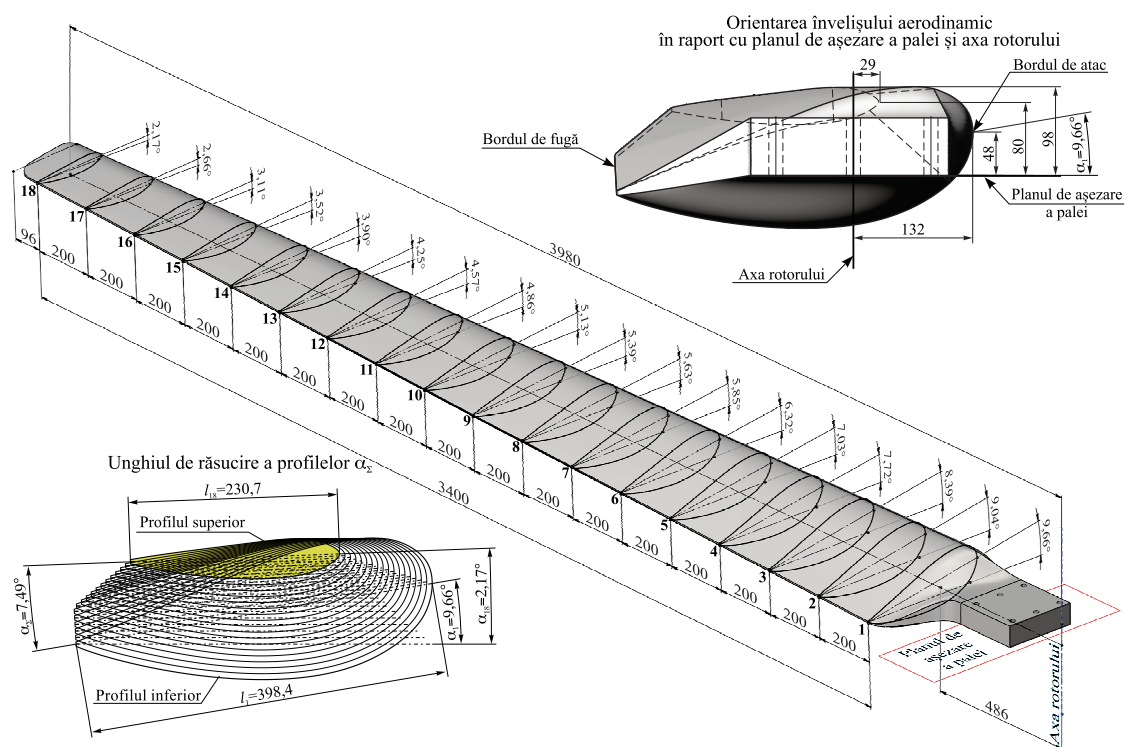


Fig. 3.4. Profilul aerodinamic  $I$  al palelor.

Învelișul palei a fost creat prin 18 secțiuni transversale echidistante. Fiecare secțiune a fost cotată separat pe profilul superior și cel inferior cu un anumit număr de puncte de referință, cu densitatea dependentă de curbura profilului (tabelele A.3.1–A.3.18). Profilul superior al secțiunilor este exprimat prin coordonatele punctelor de referință  $(x_{1i}, y_{1i})$  în sistemul  $x_1y_1z_1$ , iar profilul inferior – prin coordonatele  $(x_{2i}, y_{2i})$  în sistemul de coordonate  $x_2y_2z_2$ . Acest sistem de cotare a profilului este destinat pentru controlul dimensional tehnologic.

Considerând că planul de așezare al palelor este orizontal (figura 3.4), fiecare secțiune este orientată în raport cu acesta sub un anumit unghi  $\alpha_{1-18}$ , care reprezintă de la secțiune la secțiune unghiul de răsucire sumar al palelor  $\alpha_{\Sigma}$ . Astfel de prezentare a învelișului palelor permite varierea unghiului de răsucire sumar  $\alpha_{\Sigma}$  al palelor în cadrul cercetărilor CFD.

Profilul aerodinamic  $I$  al palei este prezentat în figura 3.4, iar în tabelul 3.1 sunt dați parametrii modelului CAD al profilului aerodinamic  $I$  al palei : coordonatele punctelor de referință pentru secțiunile 1–18 ale palei, lungimea cordului  $l_i$  și unghiul de poziționare a fiecăreia. În figurile 3.5–3.6 sunt prezentate profilurile aerodinamice  $I$  ale palei în secțiuni.

În figura A.3.1 este prezentat profilul aerodinamic  $II$  al palei, în figurile A.3.2–A.3.4 – profilurile aerodinamice  $II$  al palei în secțiuni, iar în tabelul A.3.19 – parametrii modelului CAD al profilului aerodinamic  $II$  al palei.

În figura 3.7 este redat modelul CAD al rotorului cu profil aerodinamic  $I$ , iar în figura A.3.6 – modelul CAD al rotorului aerodinamic  $II$ .

Tabelul 3.1. Parametrii modelului CAD al profilului aerodinamic  $I$  al palei.

Secțiunea, $n$	Coordonatele tehnologice ale bordurilor de atac și de fugă, mm					Lungimea cordului profilului $l_n$ , mm	Unghiul de poziționare al profilului $\alpha_n$ , grade	Unghiul de răsucire a palei $\alpha_1 - \alpha_{18}$ , grade
	$x_{1a}$	$x_{1f}$	$y_{1a}$	$y_{1f}$	$z_1$			
1	0	392,7	154,7	221,6	0	398,4	9,7	7,5
2	6	393,1	152,8	214,4	200	392	9	
3	12	393,5	150,9	207,2	400	385,6	8,4	
4	18	393,9	149	200	600	379,3	7,7	
5	24	394,3	147,1	192,8	800	373,1	7	
6	30	394,7	145,2	185,6	1000	366,9	6,3	
7	36	392,2	143,3	179,7	1200	358	5,8	
8	42,1	386,8	141,3	175,3	1400	346,4	5,6	
9	48,1	381,4	139,5	170,8	1600	334,8	5,4	
10	54,1	376	137,5	166,4	1800	323,2	5,1	
11	60,1	370,6	135,6	162	2000	311,6	4,9	
12	66,1	365,2	133,6	157,5	2200	300	4,6	
13	72,1	359,7	131,7	153,1	2400	288,4	4,2	
14	78,1	354,3	129,8	148,6	2600	276,9	3,9	
15	84,1	348,9	127,9	144,2	2800	265,3	3,5	
16	90,1	343,5	126	139,7	3000	253,8	3,1	
17	96,1	338,1	124	135,3	3200	242,2	2,7	
18	102,1	332,7	122,1	130,9	3400	230,7	2,2	

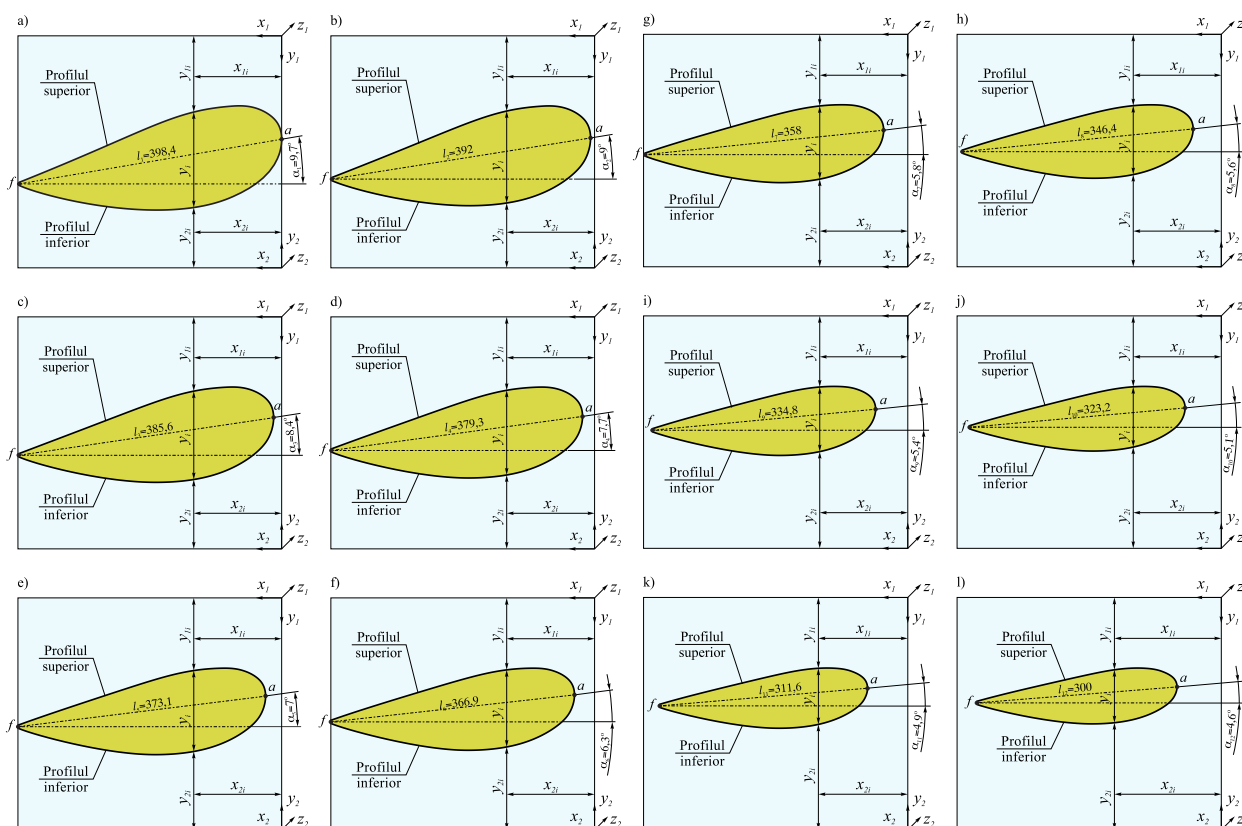


Fig. 3.5. Profilul palei aerodinamice  $I$  în secțiunile 1-a); 2-b); 3-c); 4-d); 5-e); 6-f); 7-g); 8-h); 9-i); 10-j); 11-k); 12-l).

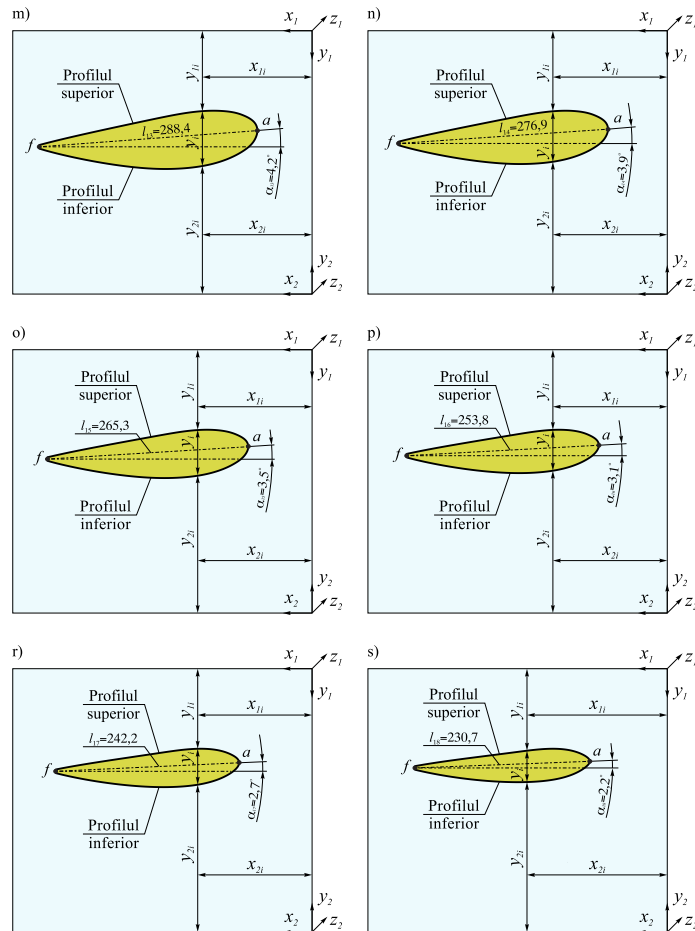


Fig. 3.6. Profilul palei aerodinamice  $I$  în secțiunile 13-m); 14-n); 15-0); 16-p); 17-r); 18-3).

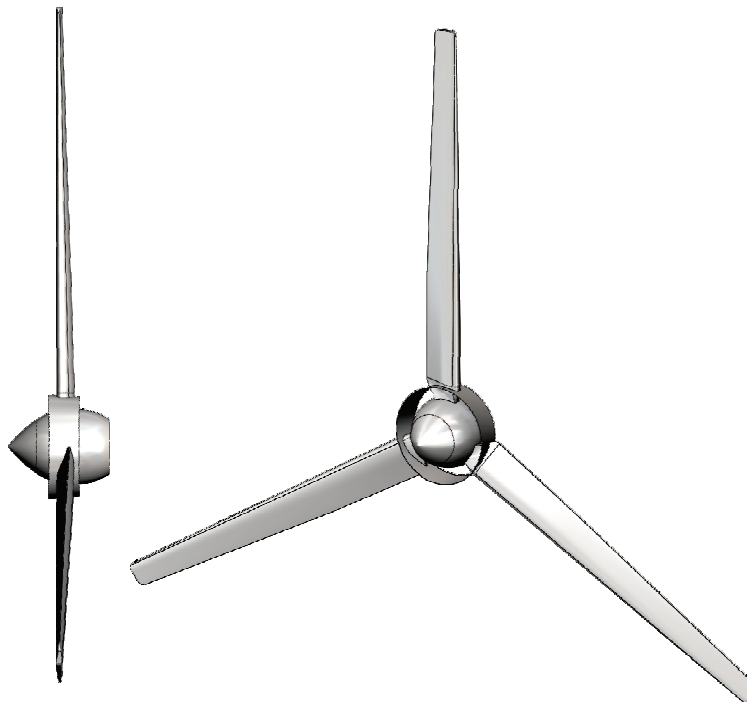


Fig. 3.7. Modelul CAD al rotorului aerodinamic ( $\varnothing = 8$  m).

## 3.2. Rotor aerodinamic basculant cu orientare la direcția curenților de aer prin roți-windrose

### 3.2.1. Rotor basculant cu roți-windrose amplasate în zona avală

În baza studiului literaturii de specialitate, în secțiunea 1.3.4 au fost menționate avantajele și dezavantajele sistemelor existente de orientare a rotoarelor aerodinamice la direcția curenților de aer. Reieșind din cele menționate în capitolul 1, prezintă un anumit interes sistemul mecanic de orientare a rotorului turbinelor eoliene la direcția curenților de aer, bazat pe utilizarea roților-windrose cu pale cu profil rectiliniu. Însă aceste sisteme mecanice, în pofida costurilor reduse și simplității constructive, nu și-au găsit o largă utilizare industrială. Acest fapt se explică prin frecvența joasă a turațiilor dezvoltate de roțile-windrose cu profil rectiliniu al palelor și, respectiv, prin operativitatea foarte redusă de orientare a rotorului la direcția schimbată a vântului (rotirea gondolei la unghiul de  $90^\circ$  durează peste 30 – 40 min.) Totodată, sistemele mecanice cu roți windrose cunoscute nu înlocuiesc plenar sistemul electronic de dirijare, și anume funcția de a scoate rotorul de sub influența curenților de aer la viteze mari.

Sistemul de orientare cu asemenea roți-windrose cu profil rectiliniu al palelor este inert și nu corespunde dinamicii schimbării direcției vântului, în special cu rafale. Conform măsurărilor pe durata unui an, prezentate în Standardul European [195, 196], s-a constatat că rafalele de vânt într-o perioadă de timp de până la  $t = 10$  s își schimbă direcția pe extreme de la  $0^\circ$  până la  $28^\circ$ , conform funcției prezentate în figura 3.8 (pentru viteza curenților de aer la axul rotorului  $V_{a.r.} = 25$  m/s).

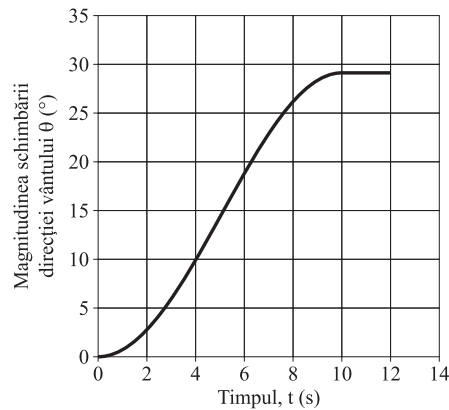


Fig. 3.8. Schimbarea direcției curenților de aer în timp, pentru  $V_{a.r.} = 25$  m/s.

Pentru a asigura orientarea operativă a rotorului turbinei eoliene după direcția vântului, este necesar ca la schimbarea într-un anumit interval de timp a direcției curenților de aer lanțul cinematic „windrose – angrenaje cu melc – turn” să satisfacă următoarele cerințe:

1. Roțile-windrose 9 din figura 3.9 să dezvolte o frecvență a turațiilor  $n_V$  necesară pentru a orienta rotorul cu pale după direcția vântului timp de până la 10 s, cu o oarecare inerție pentru a exclude efectele dinamice (provocate de schimbarea rapidă a direcției

vântului), conform relației:

$$n_V = \frac{1}{k} n_r \cdot i_1 \cdot i_2 = \frac{1}{k} \frac{\theta(t)}{60t} i_1 \cdot i_2, \quad \text{min}^{-1}, \quad (3.4)$$

unde  $k = 2 \div 3$  este coeficientul de asigurare a inerției orientării turbinei după direcția curenților de aer,  $n_r$  este frecvența rotațiilor rotorului cu pale aerodinamice după direcția curenților de aer,  $i_1$  și  $i_2$  este raporturi de transmisie ale angrenajelor cu melc,  $\theta(t)$  este unghiul dintre extremele de schimbare a direcției rafalei de vânt (în grade unghiulare) și  $t$  denotă timpul de schimbare a direcției rafalei de vânt (în s).

2. Roțile-windrose 9 să dezvolte un moment de torsiune  $T_V$  necesar pentru a învinge momentul reactiv  $T_r$  (la arborele 7, figura 3.9, în jurul căruia se rotește gondola), moment dezvoltat la interacțiunea rafalelor de vânt cu rotorul aerodinamic în rotație, determinat din relația:

$$T_v = \frac{T_r}{i_1 i_2 \eta_\Sigma}, \quad (3.5)$$

unde  $T_r$  este momentul reactiv (la arborele 7, în jurul căruia se rotește gondola) dezvoltat la interacțiunea rafalelor de vânt cu rotorul aerodinamic în rotație (în cea mai nefavorabilă condiție, când rafala de vânt acționează doar o jumătate din suprafața baleiată de către palele rotorului),  $i_1$  și  $i_2$  denotă raporturi de transmisie ale angrenajelor cu melc, iar  $\eta_\Sigma$  este randamentul mecanic sumar al lanțului cinematic (angrenaje cu melc, perechi de rulmenți).

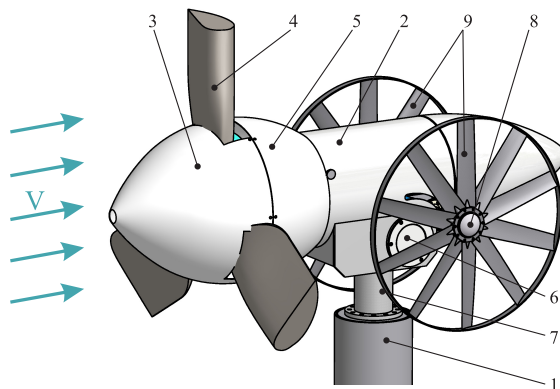


Fig. 3.9. Sistem de orientare a rotorului la direcția curenților de aer cu roți – windrose cu profil aerodinamic.

În baza analizei prezentate autorul propune [174] pentru cercetare conceptul sistemului de orientare a rotorului la direcția curenților de aer prin intermediul roților-windrose cu profil aerodinamic al palelor, care să satisfacă cerințele (3.4) și (3.5).

Sistemul de orientare prezentat în figura 3.9 include turnul 1, gondola 2, rotorul 3 cu palele cu profil aerodinamic 4. Gondola 2 este instalată în rulmenți pe arborele 7, cu posibilitatea de a se roti în jurul turnului 1 prin intermediul unui lanț cinematic cu transmisii melcate, acționat de roțile-windrose 9, instalate pe arborele comun 8. Pentru a asigura

protecția generatorului 5 de suprasarcini la viteze mari ale vântului, gondola 2 este instalată în nodul cu rulmenți 6, cu posibilitatea de a se înclina sub un anumit unghi față de planul orizontal.

În cazul în care direcția vântului  $V$  este perpendiculară pe suprafața baleiată a rotorului 3, windrosele 9 având profil asimetric (oglină) nu se rotesc sub acțiunea fluxului de aer. Roțile-windrose 9 încep să se rotească într-o direcție sau alta doar în cazul în care direcția vântului se schimbă și formează un oarecare unghi cu axa de rotire a rotorului 3.

La schimbarea direcției vântului, palele windrosei 9 cu profil aerodinamic sunt amplasate astfel încât, interacționând cu fluxul de aer, forțele aerodinamice impun windrosei 9 o mișcare de rotație, iar prin intermediul lanțului cinematic gondola 2 cu rotorul 3 se vor roti în jurul turnului 1, până când planul de rotație al windroselor va coincide cu direcția vântului.

Pentru a asigura eficiența maximă a conversiei, este necesară orientarea încontinuu a rotorului turbinei eoliene la direcția schimbătoare a curenților de aer, iar durata timpului de orientare trebuie să fie comensurabilă cu dinamicitatea schimbării în timp a direcției vântului, calculată prin formula:

$$t = \frac{\theta(t)i_1i_2}{60k\eta}, \quad \text{s.} \quad (3.6)$$

Totodată, la interacțiunea curenților de aer cu windrosele, acestea trebuie să dezvolte caracteristici de viteză  $n_v$  și de sarcină  $T_v$  suficiente ca valori pentru a re poziționa rotorul turbinei în rotație la direcția schimbată a vântului, în conformitate cu cerințele (3.4) și (3.5) formulate anterior, și anume:

$$n_v > \frac{1}{k} \frac{\theta(t)}{60t} i_1 i_2, \quad \text{min}^{-1}, \quad (3.7)$$

$$T_v > \frac{T_r}{i_1 i_2 \eta_\Sigma}, \quad \text{Nm.} \quad (3.8)$$

Conceptual roțile-windrose pot fi amplasate în zona avală sau în zona amonte a rotorului turbinei eoliene. În TE prezentată în figura 3.9, windrosele 9 sunt amplasate în zona avală a rotorului 3 cu pale aerodinamice 4, iar legătura cinematică windrose-rotor-turn este realizată prin lanțul cinematic (figura 3.10) [173].

Windrosele 9 cu profil aerodinamic sunt amplasate pe un arbore comun 8 simetric de ambele părți ale gondolei 2. Arborele 8 este instalat în rulmenții 16, în carcasa 6, și este dotat cu melcul 10 angrenat cu roata 11, montată pe arborele condus 12 al altui angrenaj cu melc, cu roata 13 fixată pe arborele 7 unit imobil cu turnul. Gondola 2, prin carcasa 6, este instalată în rulmenții 14 pe arborele 7 fixat de turn, cu posibilitatea de a se roti în jurul acestuia. În interiorul gondolei 2, pe o platformă fixată de carcasa 6, este instalată o stație hidraulică care antrenează hidrocilindrul 15, fixat la un capăt prin intermediul articulației 17 cu gondola 2, iar la altul – prin articulația 18 cu carcasa 6. Gondola 2, fiind instalată în rulmenți pe sprijinele 19 fixate imobil de carcasa 6, are posibilitatea de a se înclina, sub

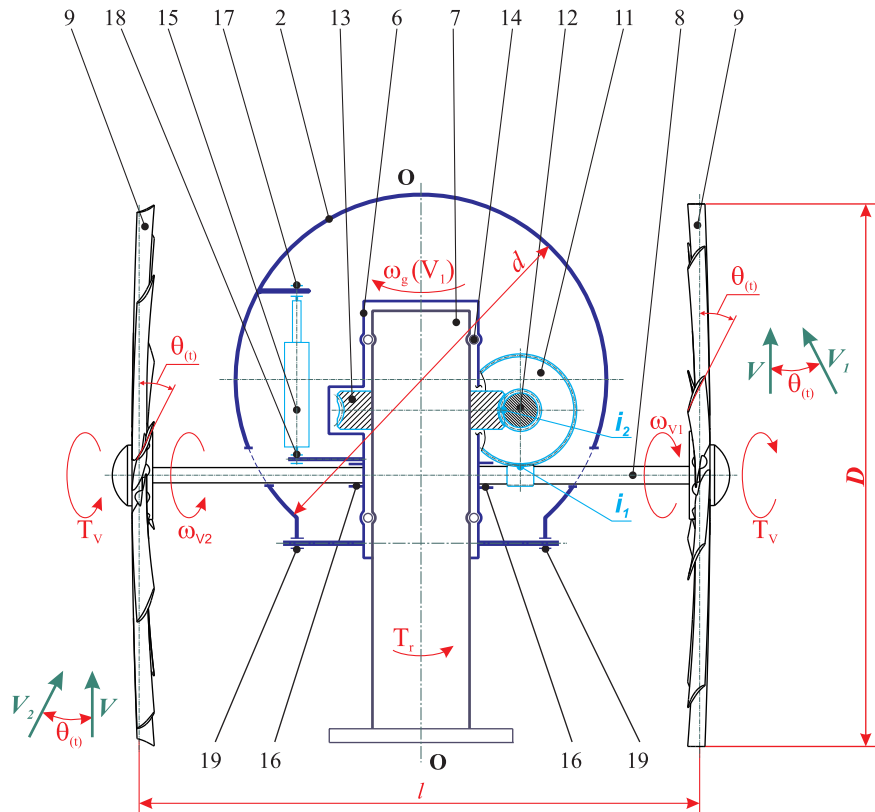


Fig. 3.10. Cinematica mecanismului de orientare a rotorului cu roți-windrose

acțiunea hidrocilindrului 15, la un unghi fix față de planul orizontal.

Angrenajul melcat 12–13 (figura 3.10) are raportul de transmitere  $i_2$  constant și asigură transmiterea momentului reactiv  $T_r$  de la gondola 2 către arborele 7 fixat de turnul turbinei, iar angrenajul melcat 10–11, cu raportul de transmitere  $i_2$  variabil, este calculat reieșind din caracteristicile  $n_v$  și  $T_v$  ale windroșelor, astfel încât să se respecte condițiile (3.7–3.8).

Funcționarea sistemului de orientare a rotorului turbinei la direcția fluxului de aer este prezentată în figura 3.11 [173]. În cazul în care direcția vântului  $V$  este perpendiculară pe suprafața baleiată de către palele 4 ale rotorului 3, roțile-windrose 9, având profiluri asimetrice (oglină), nu se rotesc sub acțiunea fluxului de aer. Acestea încep să se rotească într-o direcție sau alta doar în cazul în care direcția vântului este fie  $V_1$  sau  $V_2$  formând un unghi  $\theta(t)$  cu axa de rotație a rotorului 3.

Palele roților-windrose 9 cu profil aerodinamic sunt amplasate astfel încât, la schimbarea direcției vântului sub un anumit unghi  $\theta(t)$ , forțele aerodinamice de portanță  $F_L$  dezvoltate de pale impun roților-windrose 9 o mișcare de rotație cu viteza unghiulară  $\omega V_1$  în sensul mișcării acelor ceasornicului sau în sens opus. Mișcarea de rotație de la roțile-windrose 9, prin intermediul celor două angrenaje cu melc 10 – 12 și 12 – 13 (figura 3.10), cu ambii melci de stânga, sau ambii de dreapta, se transmite carcasei 6 a gondolei 2 care, împreună cu rotorul 3, se vor roti în jurul axei turnului cu viteza unghiulară

$$\omega_g = \frac{\omega V_1}{i_1 i_2} \quad (3.9)$$







palelor rotorului 3 în rotație produs de turnul 1. În această configurație constructivă, rotorul 3 se orientează la direcția vântului după cum este prezentat în figura 3.14.

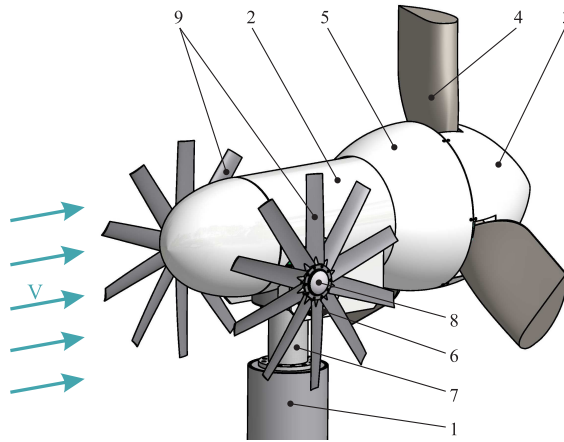


Fig. 3.13. Sistem de orientare cu windrose amplasate în amonte pe rotorul aerodinamic.

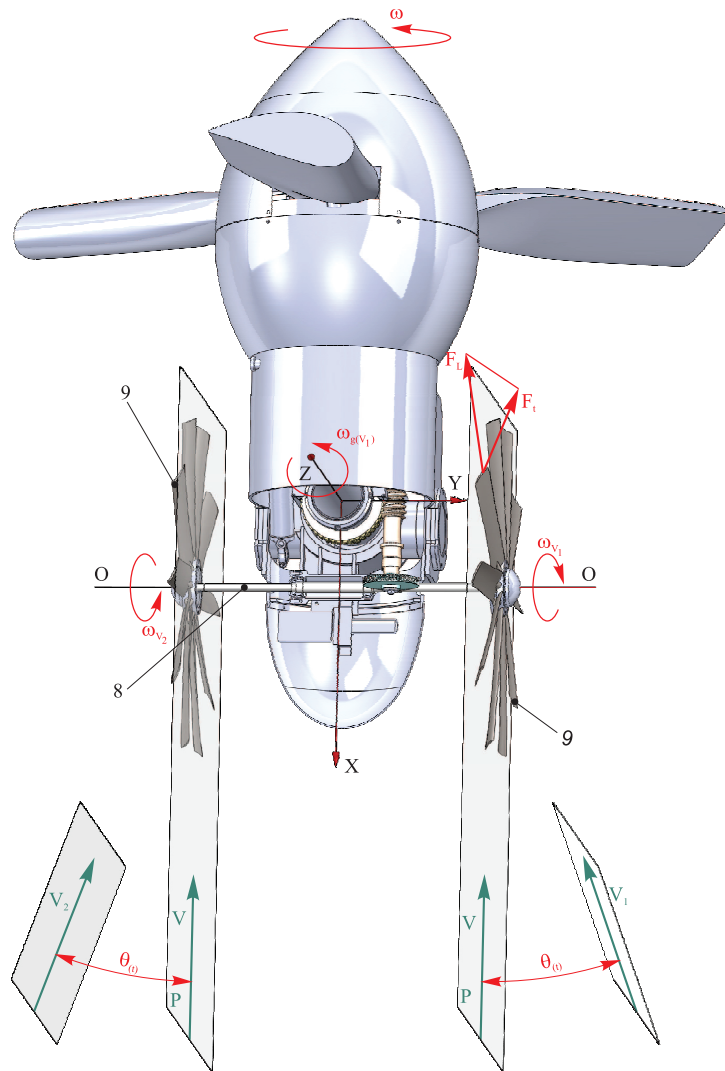


Fig. 3.14. Schema interacțiunii fluid – windrose amplasate în amonte pe rotor.



acelor de ceasornic, iar prin intermediul lanțului cinematic cu două angrenaje melcate, gondola 2 se va roti în jurul axei 7 împotriva acelor de ceasornic, cu viteza unghiulară  $\omega_g$  dată de formula 3.9. În lanțul cinematic al turbinei eoliene cu windrosele amplasate în amonte, melcul unei transmisii este necesar să fie cu suprafața elicoidală de stânga, iar în a doua transmisie – de dreapta. Rotirea gondolei 2 va dura până când axa rotorului 3 va coincide cu direcția vântului.

Protecția generatorului 5 din figura 3.15 (b) de suprasarcini la viteze mari ale vântului se asigură prin bascularea rotorului, iar orientarea lui la direcția vântului cu windrosele amplasate în aval. Unghiul de înclinare  $\gamma_i$  a gondolei 2 depinde de tensiunea curentului electric la bornele generatorului, dependentă de viteza fluxului de aer.

### 3.3. Rotor aerodinamic cu dirijarea curgerii fluidului

În turbinele eoliene cu puterea de până la 20 kW, palele cu profil aerodinamic sunt fixate, de regulă, pe un butuc montat direct pe arborele generatorului electric (termic, hidraulic etc.). Pentru a micșora rezistența aerodinamică la interacțiunea frontală a curenților de aer cu butucul rotorului, în zona centrală a acestuia, de regulă, se amplasează un difuzor divergent 1 (figura 3.16) cu diametrul  $d_1$  suficient pentru a acoperi integral zona de fixare a palelor pe butuc.

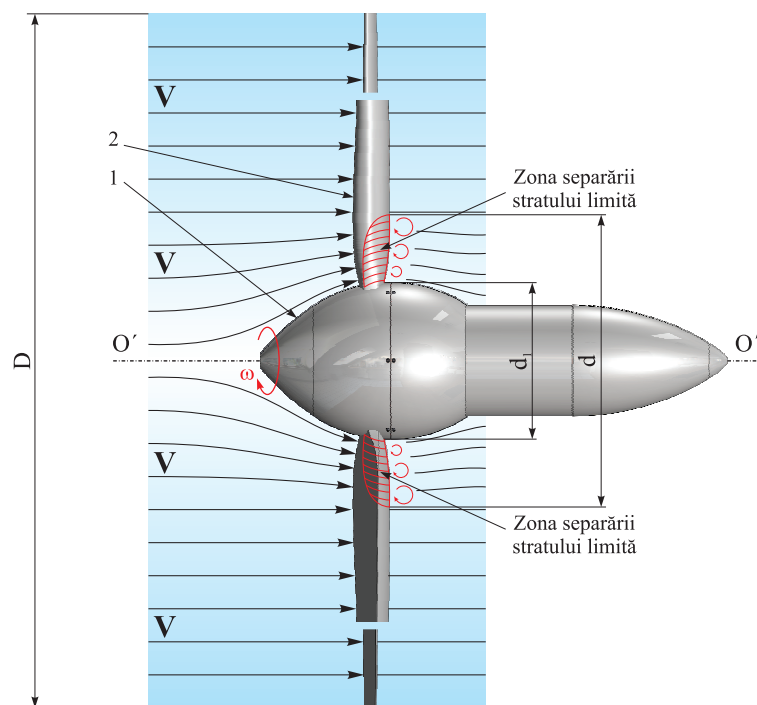


Fig. 3.16. Schema principală a curgerii fluidului prin zona centrală a rotorului aerodinamic.

Prin această soluție tehnică inevitabilă, rezistența aerodinamică frontală în zona butucului rotorului aerodinamic se micșorează. În același timp, amplasarea difuzorului divergent 1 conduce la modificarea direcției de curgere a curenților de aer în zona centrală a rotorului aerodinamic. În acest caz, se atestă apariția în zona adiacentă a butucului a fenomenului

curgerii parțiale a fluidului în direcția longitudinală a palelor 2, fapt care duce la separarea stratului-limită pe o anumită lungime a palelor.

Conform cercetărilor, zona separării stratului-limită se plasează pe suprafața dorsală a palelor (figura 3.16) și se extinde până la un anumit diametru  $d$  dependent de viteza fluidului, de forma difuzorului divergent 1 și de forma palei la piciorul ei de fixare în butuc. Curgerea fluidului în această zonă se caracterizează prin turbulențe și apariția vârtejurilor, factori care influențează negativ asupra eficienței conversiei energiei cinetice a fluidului cuprins în suprafața baleiată cu diametrul  $d$ .

Pentru excluderea fenomenului de curgere a fluidului de-a lungul palelor, autorul propune [175] dotarea rotorului cu un difuzor convergent inelar 2 (figura 3.17), amplasat concentric, cu forma geometrică și parametrii constructivi care urmează a fi argumentați prin simulare computerizată în CFD.

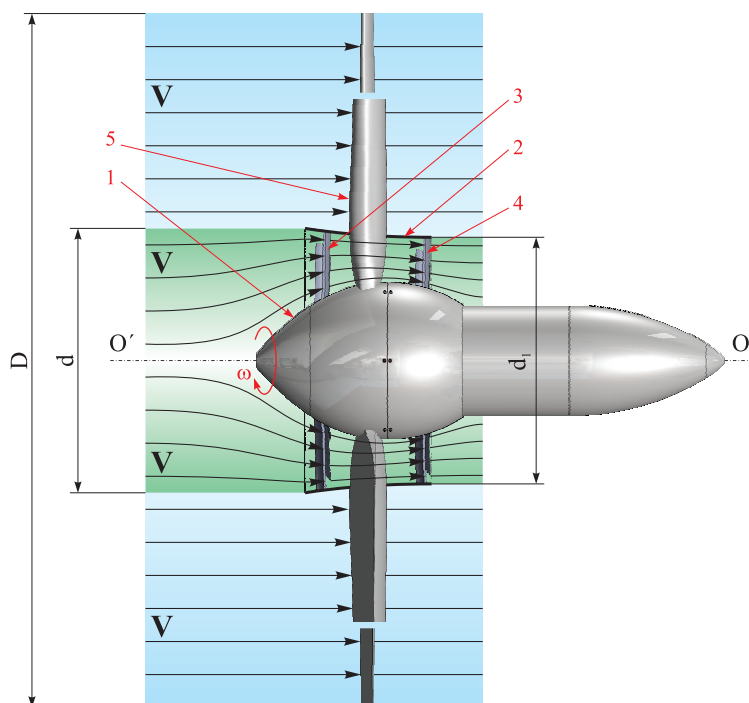


Fig. 3.17. Schema principală a curgerii fluidului prin spațiul inelar dintre difuzoarele divergent și convergent

Totodată, trebuie de menționat că în turbinele eoliene energia cinetică a curenților de aer, care curg prin zona centrală a rotorului aerodinamic cuprinsă de suprafața cu diametrul  $d = (0,1 \div 0,15)D$ , nu se convertește în energie utilă.

Pentru sporirea eficienței conversiei energiei cinetice a curenților de aer cuprinși în toată suprafața baleiată de către palele rotorului aerodinamic, conform propunerii autorului [175], în zona centrală a rotorului se montează o turbină multipală centrală, constituită dintr-un difuzor interior divergent 8 (figura 3.18), un difuzor convergent 9 și două coroane cu pale 10 și 15, cu profil aerodinamic, amplasate sub un anumit unghi de atac. Coroana cu pale 10 este amplasată în amonte pe rotor, iar coroana cu pale 15 – în aval.

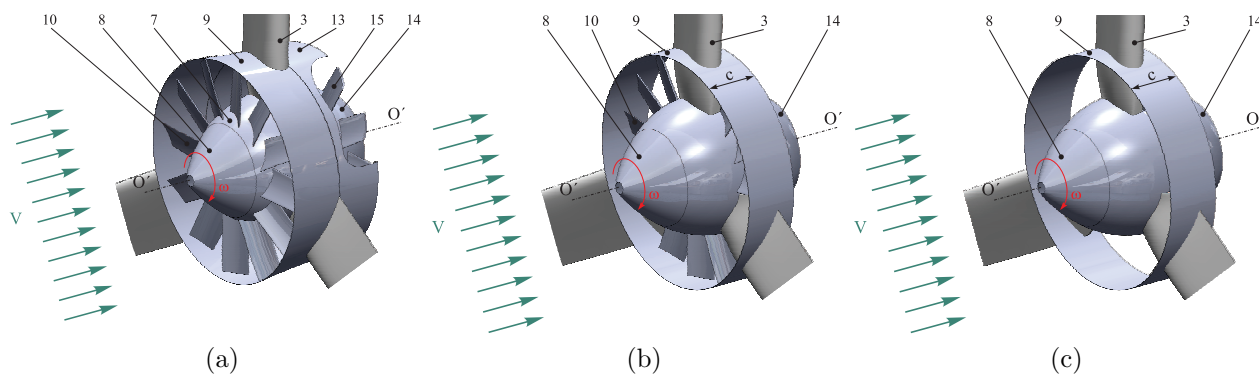


Fig. 3.18. Turbina multiplă centrală cu două coroane cu pale (a); cu o coroană cu pale (b); cu difuzor inelar coaxial (c).<sup>5</sup>

Turbina multiplă centrală poate fi cu un rând pe pale cu profil aerodinamic 10 (figura 3.18 (b)), amplasate într-un plan cu palele rotorului 3 în spațiul dintre ele. Curenții de aer, curgând prin zona inelară cuprinsă între diametrul exterior  $D$  al rotorului și diametrul  $d$  al gurii difuzorului convergent 9, interacționează cu palele rotorului 3, posedând o energie cinetică determinată de viteza  $V$  a vântului. În același timp, în spațiul inelar format între suprafețele profilate ale difuzoarelor convergent și divergent viteza de curgere a fluidului crește. Astfel, palele cu profil aerodinamic ale coroanelor, interacționând cu curenții de aer cu o viteză crescută, dezvoltă forțe aerodinamice portante, caracteristice vitezelor mai mari ale vântului decât cele care acționează asupra palelor rotorului 3. Acesta conduce la sporirea eficienței conversiei prin contribuția turbinei multipale centrale.

Totodată, difuzorul exterior convergent 9 al turbinei multipale centrale 7 stopează curgerea fluidului în direcția longitudinală a palelor rotorului 3, fapt care conduce la diminuarea impactului negativ al separării stratului-limită și, respectiv, sporește eficiența conversiei energiei cinetice a curenților de aer în ansamblu. Unghiurile de înclinare ale palelor celor două coroane ale turbinei multipale centrale 7 se aleg diferențiat pentru fiecare coroană, astfel încât acestea să dezvolte forțe aerodinamice portante maxime la frecvența nominală de rotație a rotorului 3. În figura 3.18 (c) este prezentat rotorul 3 dotat doar cu un difuzor convergent pentru stoparea propagării detașării stratului limită de-a lungul palelor.

### 3.4. Rotor hidrodinamic cu ax vertical și orientare individuală a palelor pentru microhidrocentrale de flux

Energia cinetică a curenților de apă (spre exemplu, a râurilor) poate fi utilizată fără impact negativ asupra mediului, folosind hidrocentralele de flux, care nu necesită construcții civile costisitoare. Fluxul de apă cu viteza de 1 m/s reprezintă o densitate energetică de 500 W/m<sup>2</sup>, însă doar o parte din această energie poate fi convertită în energie utilă, cotă care nu poate depăși limita lui Betz (59,3%).

<sup>5</sup>Bostan V. Turbină eoliană. Brevet de invenție MD 4213 BOPI nr.3/2013

Cota energiei extrase din potențialul energetic disponibil, convertite în energie utilă, depinde de tipodimensiunile rotorului, de profilul palelor și de orientarea lor în raport cu direcția curgerii fluidului și viteza acestuia. Viteza curgerii fluidului este importantă, în special pentru că o dublare a vitezei conduce la o creștere de opt ori a densității energetice. Variantele constructive ale microhidrocentralelor de flux cunoscute nu satisfac așteptările privind eficiența conversiei, motiv din care problemele tangibile sporirii eficienței conversiei rămân în atenția cercetătorilor.

În acest sens, autorul propune spre cercetare-dezvoltare conceptul unui rotor cu ax vertical cu pale cu profil hidrodinamic, orientate individual la direcția de curgere a fluidului sub un unghi variabil dependent de faza poziționării fiecărei pale în cadrul unei rotații a rotorului [169, 170, 176, 171].

Rotorul include arborele principal 1 (figura 3.19), carcasa cu bare radiale 2, la extremitățile cărora sunt montate palele cu profil hidrodinamic 3. Fiecare pală este dotată cu un semiarbore 4 montat în bara radială 2, cu posibilitatea de a se roti în jurul semiarborelui.

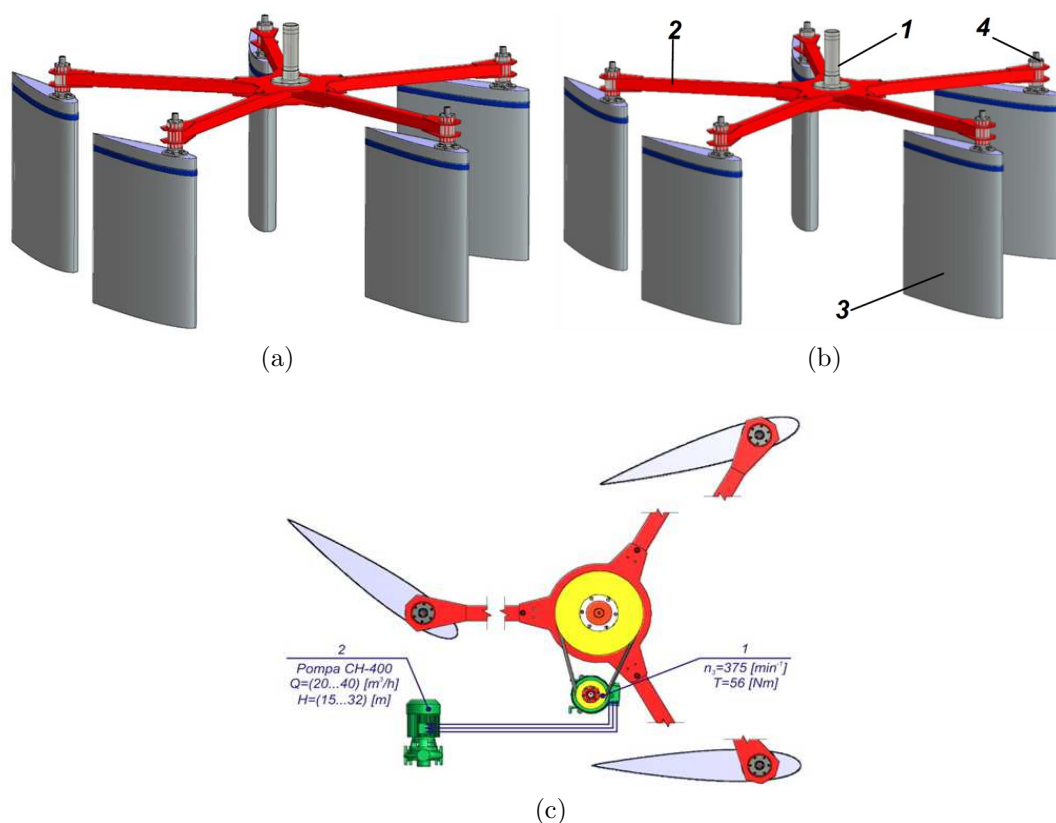


Fig. 3.19. Rotor hidrodinamic cu 5 pale (a); cu 3 pale (b) și rotor hidrodinamic cinematic legat cu generatorul electric și pompa electrică (c).

La interacțiunea fluidului cu palele, forțele hidrodinamice impun rotorului o mișcare de rotație, transmisă prin intermediul unui multiplicator axial generatorului electric 1 (figura 3.19 (c)), care alimentează cu curent electric pompa 2. Profilul palelor a fost identificat în urma unor cercetări preventive ale mai multor profiluri din familia NACA [20, 177].



În scopul obținerii performanței turbinei cu pale hidrodinamice, se caută profilul hidrodinamic optim al palei. Aplicăm metodele de calcul numeric descrise anterior, pentru a calcula coeficienții hidrodinamici de portanță și rezistență  $C_{L,ref}$  și  $C_{D,ref}$  pentru profilurile simetrice din setul de profiluri aerodinamice NACA cu coarda de lungime  $c_{ref} = 1$  m.

Remarcăm că metoda de calcul converge pentru unghiuri de atac  $\alpha$  care nu depășesc  $20^\circ - 25^\circ$ , în funcție de profilul ales și numărul Reynolds corespunzător ( $Re = 1300000$ ). Pentru unghiuri de atac mai mari decât această valoare critică, se iau valorile corespunzătoare unui profil plat. În figura 3.20 sunt reprezentate câteva dintre profilurile considerate: NACA 0012, 0016, 63018 și 67015. Coeficienții hidrodinamici de portanță  $C_{L,ref}$  și  $C_{D,ref}$ , în funcție de unghiul de atac, sunt reprezentați în figura 3.21. Luând în considerație datele prezentate în figura 3.21, în calitate de profil de referință se alege profilul hidrodinamic NACA 0016. Ulterior, acest profil va fi optimizat, cu scopul de a mări performanțele turbinei.

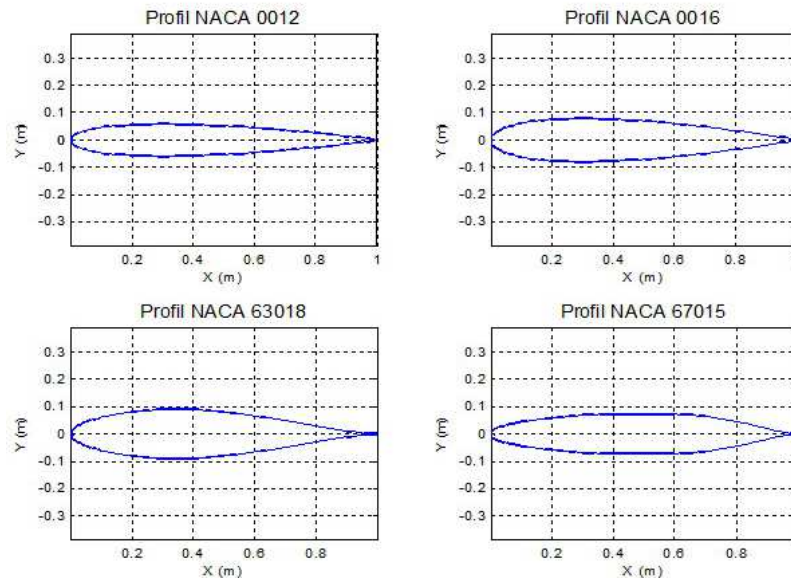


Fig. 3.20. Profiluri hidrodinamice simetrice NACA 0012, 0016, 63018 și 67015.

Pentru a realiza cinematica rotorului concepută cu rotirea palelor în jurul semiarborilor proprii, au fost selectate profilurile simetrice NACA 0016, cu lungimea cordului  $c = 1300$  și  $c = 800$  mm. Constructiv, diametrul rotorului pe cercul de amplasare a semiarborilor palelor este egal cu 4 m, iar imersiunea efectivă a palei în curentul de apă este de 1,4 m.

Aceste tipodimensiuni de pale cu lungimea cordului de 1300 mm și 800 mm vor fi supuse cercetărilor, în scopul determinării caracteristicilor de putere și a eficienței conversiei la diferite viteze de curgere a fluidului. De asemenea, va fi identificată influența unghiurilor de poziționare a palelor în raport cu direcția de curgere a fluxului de apă asupra forțelor hidrodinamice dezvoltate la interacțiunea pală – fluid, determinând condițiile de stabilizare a poziționării palelor și a rotorului în ansamblu.

Pentru cercetarea stării de deformație și tensiune a învelișului solicitat de presiunea hidrostatică și de forțele hidrodinamice dezvoltate la viteza de 2 m/s, au fost propuse pale

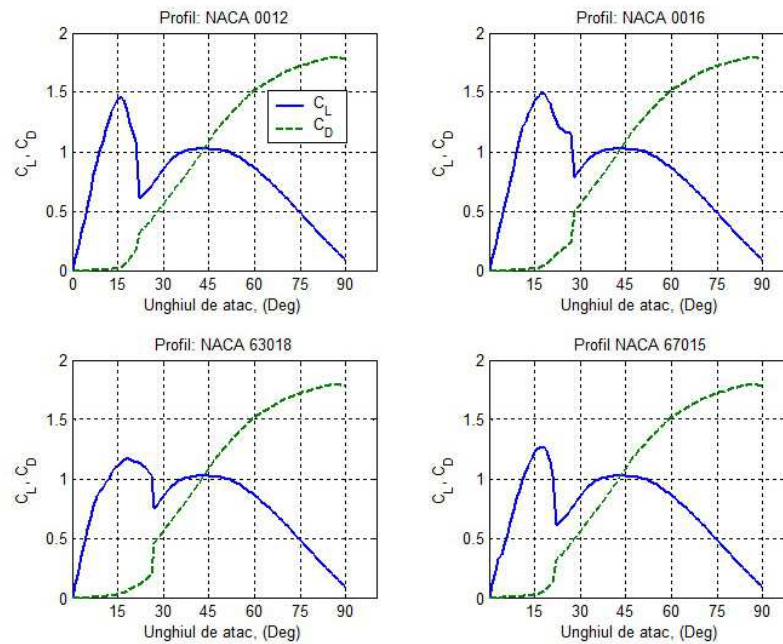


Fig. 3.21. Coeficienții hidrodinamici  $C_L$  și  $C_D$  în funcție de unghiul de atac pentru profilurile NACA 0012, 0016, 63018 și 67015.

cu înveliș fabricat din aliaj de aluminiu *H37*, cu grosimea de 1 mm și 1,5 mm, cu 3, 4 și 5 rigidizări transversale, și pale cu înveliș din materiale compozite cu diferită grosime și structură de rezistență metalică (figura 3.22).

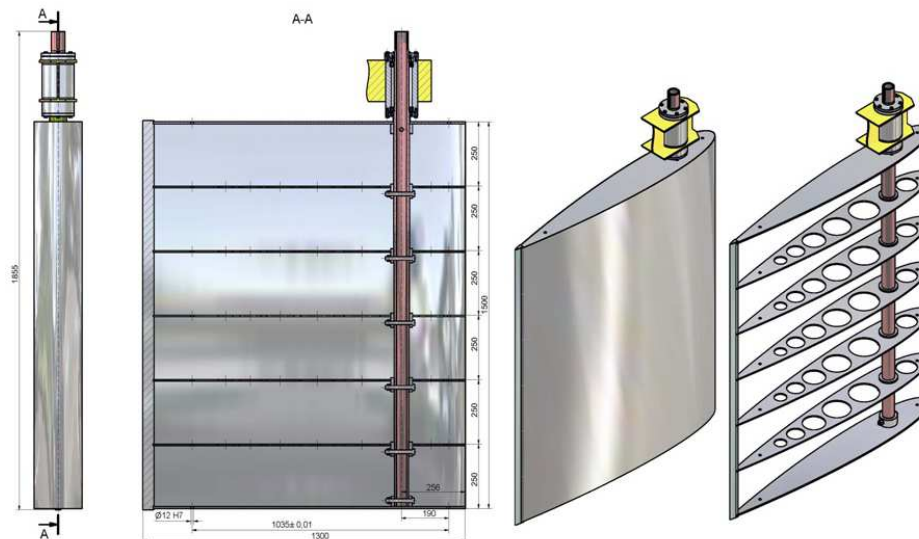


Fig. 3.22. Pală cu structură de rezistență metalică și 5 rigidizări transversale

Pentru a asigura controlul dimensional al paletelor fabricate, în tabelul A.3.20 se prezintă coordonatele tehnologice ( $X_i, Y_i, Y_{ti}$ ) pentru 199 de puncte prin care s-a generat profilul palei cu lungimea cordului  $c = 1300$  mm, iar în tabelul A.3.21 – cu lungimea cordului  $c = 800$  mm.

### 3.5. Concluzii la Capitolul 3

În vederea sporirii eficienței conversiei turbinelor eoliene și microhidrocentralelor de flux de mică putere cu rotoarele aero-, hidrodinamice elaborate, este necesar ca, în baza modelelor matematice și metodelor moderne de simulare computerizată, să fie cercetate următoarele:

1. Simularea CFD privind determinarea caracteristicilor de putere și a factorului de performanță aerodinamică al TE cu rotor basculant, în funcție de viteza specifică a curenților de aer, unghiul de basculare al rotorului și profilul aerodinamic al palelor.
2. Simularea CFD a roților-windrose, acționate de curenții de aer sub diferit unghi, și determinarea caracteristicilor de putere, a parametrilor geometrici și cinematici.
3. Cercetarea efectelor de turbulență în rotor și în vecinătatea palelor, a detașării stratului limită la curgerea fluidului în direcția lungimii și a cordului palei, cu identificarea gradului lor de influență asupra eficienței conversiei.
4. Cercetarea rotorului hidrodinamic cu ax vertical și determinarea coeficienților hidrodinamici de portantă și de rezistență, în funcție de parametrii geometrici ai profilului și a unghiului de poziționare a palelor.
5. Optimizarea profilului palelor, în vederea minimizării influenței efectelor de turbulență și separării stratului-limită la curgerea fluidului pe înălțimea palelor.
6. Simularea CFD a rotoarelor cu 3 și cu 5 pale și determinarea caracteristicilor de putere, în funcție de viteza curenților de apă, unghiul de poziționare și parametrii geometrici ai palelor.
7. Identificarea condițiilor de stabilizare a poziției palelor în rotație și a microhidrocentralei flotante.

#### 4. CERCETĂRI NUMERICE ALE ROTORULUI EOLIAN

În baza concluziilor din capitolele 1 și 2, se propune efectuarea simulărilor numerice din cadrul dinamicii fluidelor asistate de calculator (CFD) ale soluțiilor tehnice prezentate în capitolul 3. Simulările au fost efectuate pentru rotorul eolian cu concentrator și 3 pale cu două profiluri aerodinamice la diferite viteze ale vântului cuprinse dintre 4 m/s și 12,5 m/s și diferite viteze unghilare de rotație a rotorului; pentru roți-windrose cu 6 și 9 pale cu profiluri aerodinamice *A* și *B*, cu 5 și 10 pale cu profilul aerodinamic *C* la diferite valori ale unghiului de așezare, unghiului de răsucire, direcții și viteze ale vântului. De asemenea, s-a simulat rotorul basculant la diferite unghiuri de basculare și vitezele vântului de 4 și 12,5 m/s. În final, au fost simulate câteva soluții tehnice, menite să reducă detașarea stratului limită de suprafața palelor.

Simulările au fost efectuate pe calculatorul cu două procesoare quad-core Intel Xeon E5620 2,4GHz cu 24 GB memorie RAM, sistem de operare cu 64 biți. Dat fiind faptul că arhitectura calculatorului permite utilizarea a 16 nuclee logice, procesul de soluționare a fost efectuat în paralel cu paradigma MPI local.

Simulările din cadrul CFD ale diferitelor configurații ale rotorului eolian se vor efectua utilizând suita de produse software ANSYS 14.5 și platforma *Workbench* 2.0. Platforma *Workbench* reprezintă un mediu de simulare care conectează etapele și procesele inerente unei simulări CFD. Simularea-standard CFD constă din următoarele etape:

1. **Geometry** – realizarea modelului geometric al sistemului analizat și adaptarea geometriei pentru CFD;
2. **Mesh** – discretizarea domeniului fluid în elemente (volume) finite prin generarea rețelei de calcul;
3. **Setup** – definirea proprietăților de material pentru fluid, aplicarea condițiilor inițiale și la limită, selectarea ecuațiilor de curgere, a modelelor de turbulență și a schemelor numerice;
4. **Solution** – selectarea algoritmului de calcul, fixarea parametrilor acestuia, rezolvarea numerică a ecuațiilor de curgere până la atingerea criteriilor de convergență, controlul procesului de calcul și obținerea soluției. Procesul de calcul poate fi realizat în serie sau în paralel, fie pe mai multe nuclee ale aceluiași calculator, fie într-o rețea de calculatoare, folosind paradigma MPI.
5. **Results** – prelucrarea rezultatelor, incluzând calculul matematic al variabilelor de interes, vizualizarea și exportarea lor.

Etapele 1–3 se mai numesc etape de preprocesare, iar etapa 5 este cunoscută ca etapa de postprocesare. Geometria rotorului și a roților windrose a fost creată cu programele *SolidWorks* și *DesignModeler*, generarea rețelei de calcul s-a efectuat cu programul ICEM CFD, etapele Setup, Solution și Results au fost implementate în programul CFX.

## 4.1. Simulările CFD ale roților-windrose

Se propun pentru studiul numeric roți-windrose cu trei profiluri aerodinamice  $A$ ,  $B$  și  $C$ . Roțile-windrose cu pale, cu profiluri  $A$  și  $B$  sunt propuse în configurații de 6 și 9 pale prezentate în figurile 4.1 și, respectiv, 4.2, iar roata-windrose cu pale cu profil  $C$  – în configurația cu 5 și 10 pale arătată în figura 4.3. Simulările vor fi realizate pentru viteze ale vântului de 4 m/s, 10 m/s și 14 m/s, precum și pentru diferite direcții de curgere. De asemenea, se va studia influența unghiului de așezare și a unghiului de răsucire a palei aerodinamice față de planul de rotație (figura 4.4). În urma simulărilor numerice propuse, se va argumenta configurația și profilul optim al roților-windrose.

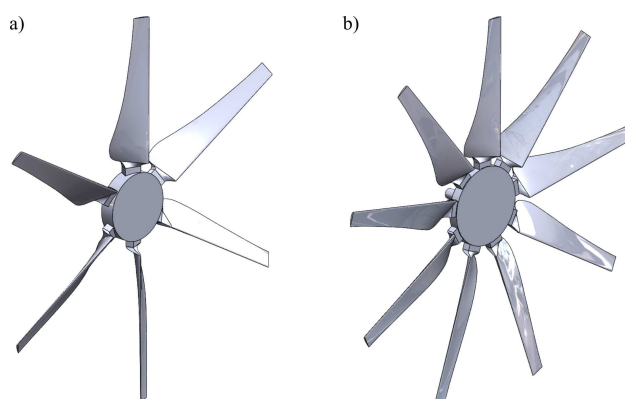


Fig. 4.1. Modele CAD ale roților-windrose cu 6 (a) și 9 (b) pale cu profil aerodinamic  $A$ .

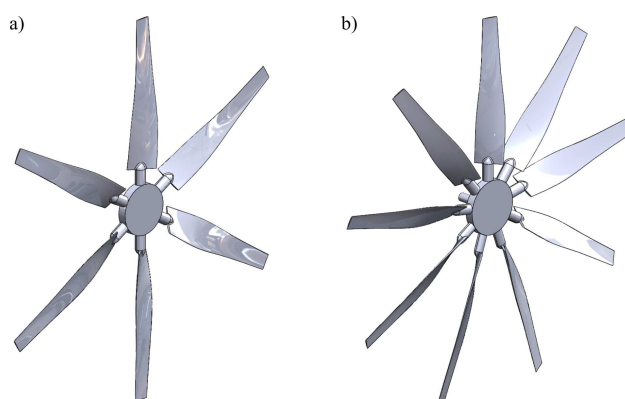


Fig. 4.2. Modele CAD ale roților-windrose cu 6 (a) și 9 (b) pale cu profil aerodinamic  $B$ .

### 4.1.1. Modelarea geometriei

Geometria roților-windrose a fost realizată în programul de proiectare asistată de calculator *SolidWorks* 2013 și exportată ulterior în mediul *Workbench* și programul *Design-Modeler*. Pentru a genera geometria unei pale aerodinamice, au fost considerate 12 secțiuni transversale echidistante (figura 4.5). Profilul aerodinamic corespunzător fiecărei secțiuni transversale a fost generat via importul coordonatelor a 65 de puncte conectate prin intermediul interpolării cu funcții spline. Parametrii profilului aerodinamic al palei windrosei  $B$

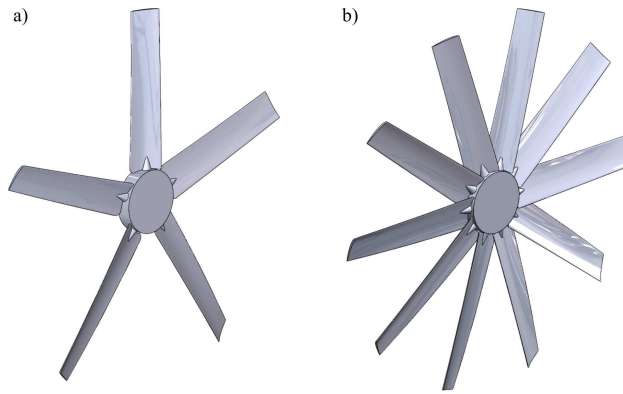


Fig. 4.3. Modele CAD ale roților-windrose cu 5 (a) și 10 (b) pale cu profil aerodinamic *C*.

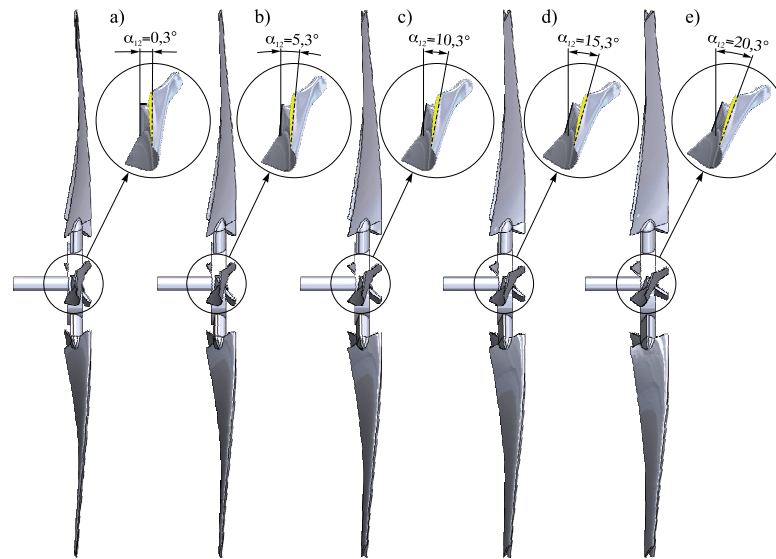


Fig. 4.4. Modele CAD ale roților-windrose cu 6 pale, profil aerodinamic *B* și unghiuri de răsucire la așezare: a) –  $0^\circ$ , b) –  $5^\circ$ , c) –  $10^\circ$ , d) –  $15^\circ$ , e) –  $20^\circ$ .

în 12 secțiuni și coordonatele tehnologice sunt prezentate în anexa A în tabelele A.3.22–A.3.33. Figura 4.6 prezintă profilurile aerodinamice *B* ale palelor windrosei și unghiurile de răsucire corespunzătoare. Geometria palelor cu profiluri aerodinamice *A* și *C* este prezentată în figurile A.3.8 și A.3.11 din anexa A, iar secțiunile transversale ale palei windrosei *A* în figurile A.3.9 și A.3.10 și ale palei windrosei *C* în figurile A.3.12 și A.3.13. În figurile A.3.14 și A.3.15 sunt prezentate modelele CAD ale windroselor *A* și *C* cu diferite unghiuri de așezare, iar în tabelele A.3.34 și A.3.35 sunt prezentați parametrii modelelor CAD ale profilurilor aerodinamice ale palelor windroselor *A* și *C*, respectiv. Geometria a fost generată ținând cond de cerințele înaintate de programul de discretizare a domeniului în elemente și volume finite ICEM CFD.

Cu scopul de a reduce complexitatea problemei și timpul de calcul, au fost adoptate următoarele ipoteze simplificatoare: efectul prezenței turnului și solului nu a fost luat în calcul și, prin urmare, a fost neglijat. De asemenea, au fost neglijate mici detalii constructive, al căror efect asupra curgerii este neglijabil.



Domeniul fluid reprezintă un cilindru circular a cărui axă de simetrie coincide cu axa de rotație a roților-windrose. Bazele circulare ale cilindrului vor reprezenta frontiera de intrare și, respectiv, frontiera de ieșire a domeniului de curgere. Ținând cont de dimensiunile roților-windrose (diametrul  $d = 1157$  mm) și de bunele practici pentru CFD [188, 189, 190], diametrul bazei circulare a cilindrului a fost ales  $D = 14000$  mm, astfel încât raportul

$$\frac{d^2}{D^2} < 0.01 \quad (4.1)$$

și, prin urmare, obturarea domeniului fluid să fie mai mică de 1%. Planul de rotație al windrosei se află la distanța de 6000 mm de la frontiera de intrare, ceea ce reprezintă aproximativ 5,2 diametre de windrosă, și la distanța de 14000 mm de la frontiera de ieșire, i.e. 12,1 diametre de windrosă. Dimensiunile propuse asigură un factor de obturare mic și o curgere liberă, deoarece frontierele domeniului sunt suficient de departe de aceasta. Simulările au fost efectuate într-un sistem de referință atașat modelului cu originea  $O$  în centrul windrosei și axa  $Ox$  în direcția axei de simetrie a domeniului cilindric.

Pentru a simula rotația windrosei conform modelului Frozen Rotor și a simplifica procedura de discretizare, domeniul fluid a fost subdivizat în două subdomenii: subdomeniul (static) Stator și subdomeniul (mobil) Rotor. Subdomeniul Rotor, supranumit Cake, reprezintă un cilindru cu diametrul de 1200 mm și înălțimea 400 mm și conține windrosa. Planul bazei acestui subdomeniu este ortogonal pe axa de simetrie a subdomeniului Stator, supranumit Tunnel, care se obține prin decuparea din domeniul fluid inițial a subdomeniului Rotor. Variind unghiul dintre planul bazei subdomeniului Rotor și planul bazei subdomeniului Stator, se vor simula diferite direcții de curgere a fluidului. Figura 4.7 prezintă domeniul fluid considerat. Partiția domeniului fluid permite discretizarea separată a subdomeniilor, cu conexiunea lor ulterioară în mediul *Workbench* (figura 4.8).

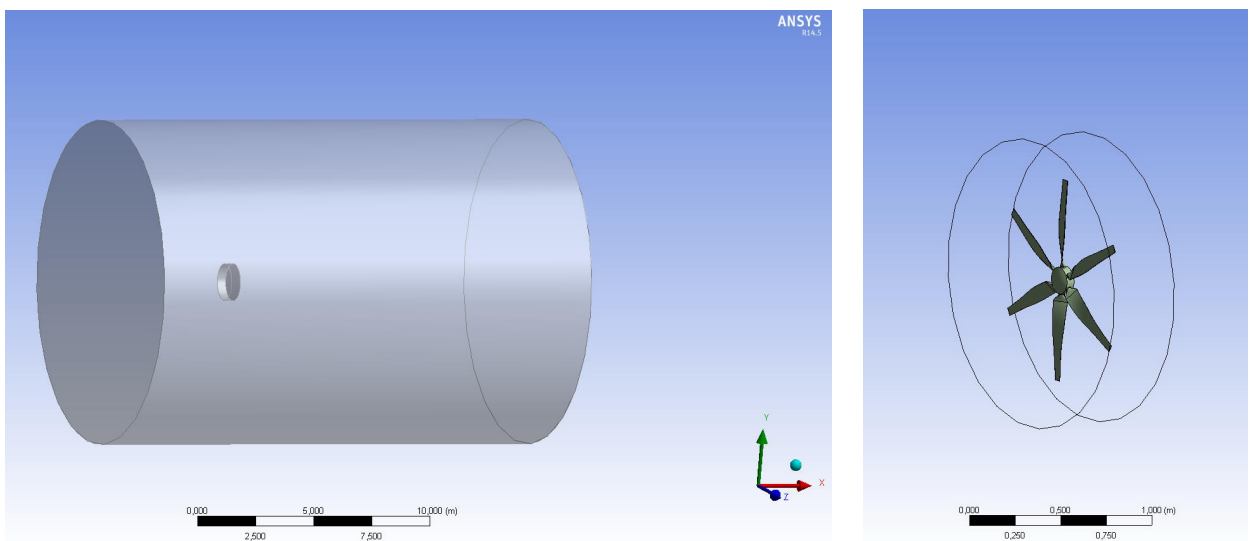


Fig. 4.7. Subdomeniile Stator și Rotor ale domeniului de calcul.

După importarea geometriei subdomeniilor din *SolidWorks* în mediul *Workbench*, se



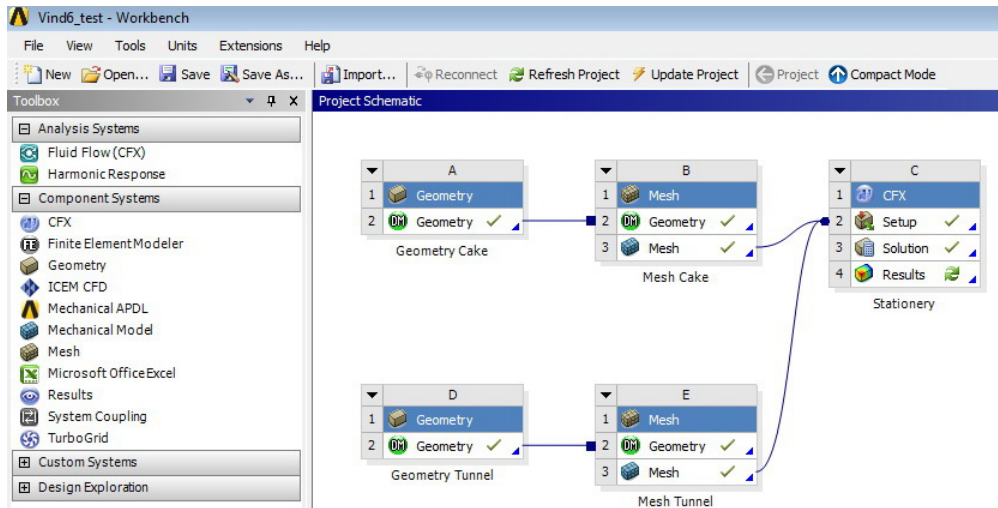


Fig. 4.8. Conexiunea subdomeniilor în mediul *Workbench*.

verifică calitatea modelului geometric și ajustarea sa, în caz de necesitate, în programul *DesignModeller*. Astfel, au fost eliminate laturile cu lungimi mai mici de 1 mm și reparate laturile care se intersectează tangențial. Astfel de zone pot genera elemente finite cu dimensiuni extrem de mici și factor de formă redus ceea ce, va crește excesiv numărul de noduri din rețeaua de discretizare și va micșora calitatea rețelei.

#### 4.1.2. Generarea rețelei de calcul pentru roți-windrose

Dintre toate cele trei etape de preprocesare, etapa de generare a rețelei de elemente finite este cea mai importantă. Precizia calculului numeric este determinată, în primul rând, de calitatea rețelei, de densitatea și distribuția nodurilor în zonele-cheie ale domeniului de calcul. O astfel de zonă este cea din apropierea suprafeței palelor aerodinamice, or aici urmează să apară stratul limită. Cealaltă zonă se află imediat după windrosă. În aceste zone rețeaua de elemente finite urmează a fi îndesită corespunzător, pentru a capta corect variațiile puternice ale parametrilor de curgere. Totodată, numărul de noduri din grilă este limitat de resursele de calcul disponibile (memoria RAM a procesorului) și de timpul de execuție. De asemenea, urmează a fi tratate cu atenție trecerile de la zonele cu discretizare fină la cele cu discretizare grosieră, dat fiind faptul că o trecere prea bruscă poate altera acuratețea calculului.

Rețeaua de discretizare a fost generată în programul *ICEM CFD*, parte componentă a programului *ANSYS CFX* și integrată în mediul *Workbench*. Cum a fost menționat anterior, discretizarea subdomeniilor de calcul s-a efectuat separat. *ANSYS Meshing* oferă diverse strategii pentru generarea rețelei de elemente (volume) finite. În cadrul acestui studiu, s-a optat pentru *Tetra Dominant Meshing – Patch Conforming Tetra/Prism Meshing* cu unele suprafețe discretizate, utilizând opțiunea *Mapped Face Meshing*. Metoda *Patch Conforming* utilizează algoritmul de triangulare Delanay și strategia *Advancing Front* pentru discretizare fină.

După importul modelului geometric al subdomeniului Stator în *ICEM CFD* se definesc regiunile de intrare în domeniul de calcul (*Inlet*), ieșire (*Outlet*), laterale (*Walls*) și regiunile comune cu suprafața subdomeniului Rotor (*Front Cake*, *Back Cake* și *Side Cake*). La prima etapă, a fost generată rețeaua pe suprafața domeniului utilizând o grilă structurată de celule triunghiulare, impusă prin intermediul metodei *Mapped Face Meshing* în regiunile *Walls* și *Side Cake*, și o grilă nestructurată în celelalte regiuni. Dimensiunile de bază ale rețelei sunt specificate prin intermediul dimensiunii minime caracteristice *Min Size*=22 mm și a dimensiunilor maxime caracteristice *Max Face Size*=300 mm, *Max Size*=300 mm ale fețelor elementelor și ale volumelor adiacente. Astfel, elementele generate vor avea dimensiuni care pot fi variate în aceste limite în funcție de curbura suprafețelor din vecinătate.

Pentru controlul avansat al distribuției nodurilor se utilizează opțiunea *Advanced Size Function: On Curvature*, unghiul de curbură maxim admisibil – *Curvature Normal Angle* – fiind setat la  $10^\circ$ . Această opțiune permite varierea dimensiunii elementelor în funcție de unghiul de curbură, astfel asigurând ca zonele cu o curbură mare să beneficieze de o rezoluție suficientă. Îndesirea rețelei de noduri a fost efectuată prin utilizarea opțiunii *Local Face Sizing*, impusă regiunilor comune cu suprafața subdomeniului Rotor (*Front Cake*, *Back Cake* și *Side Cake*) cu setările *Element Size*= 22 mm și *Curvature Normal Angle*= $5^\circ$ . Tranziția de la zonele cu discretizare fina la cele cu discretizare grosieră a fost realizată specificând factorul de expansiune *Growth Rate*=1,05, i.e. variația maximă a dimensiunilor caracteristice a două elemente adiacente este de cel mult 5%. După verificarea rețelei de suprafață este generată rețeaua de volum. În figura 4.9 este prezentată o secțiune longitudinală a subdomeniului discretizat, iar în figura 4.10 sunt redate detaliile rețelei în apropierea subdomeniului Rotor.

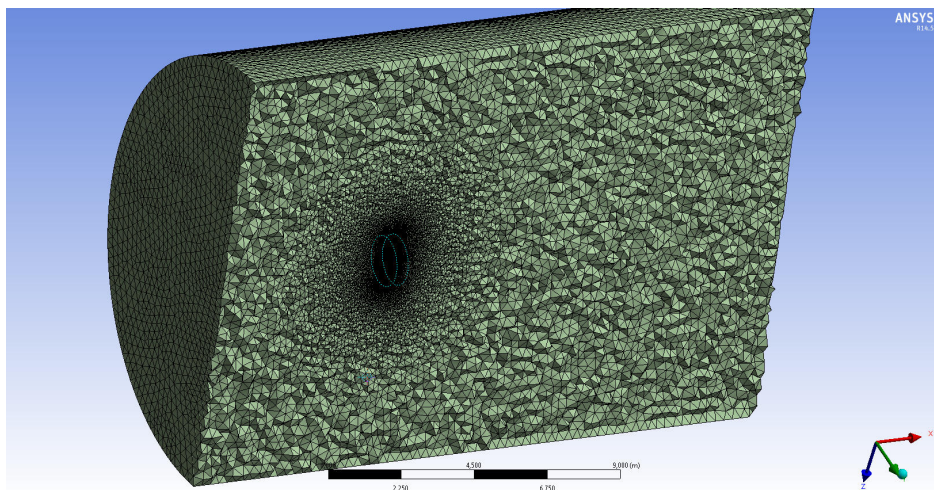


Fig. 4.9. Rețeaua elementelor finite pentru subdomeniul Stator.

Discretizarea subdomeniului Rotor a fost efectuată utilizând aceeași metodologie, cu o atenție sporită acordată suprafețelor windrosei unde se va forma stratul limită. Au fost definite regiunile comune cu suprafața subdomeniului Rotor (*Front Cake*, *Back Cake* și *Side*

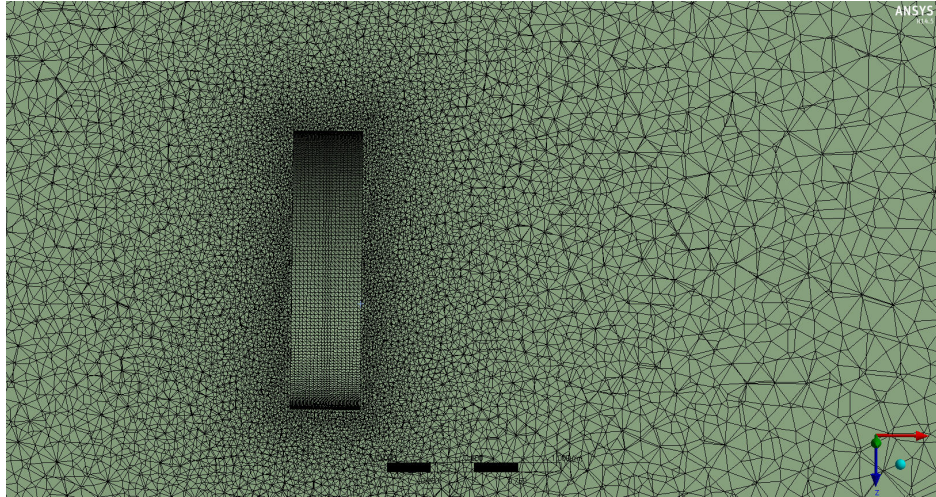


Fig. 4.10. Detaliu de discretizare a subdomeniului Stator la frontiera cu subdomeniul Rotor.

Cake) și regiunile de pe suprafața windrosei (*Blades, Hub, Roots, TLE, Tips*). Metoda *Mapped Face Meshing* a fost impusă în regiunea Side Cake. Dimensiunile minime și maxime caracteristice selectate pentru subdomeniul Rotor sunt: *Min Size*=4,5 mm, *Max Face Size*=22 mm, *Max Size*=40 mm, iar unghiul de curbură maxim admisibil *Curvature Normal Angle*=5°. Îndesirea rețelei în vecinătatea windrosei a fost efectuată prin utilizarea opțiunii *Local Face Sizing*, în special pentru bordurile de fugă și de atac (TLE), pentru capetele (Tips) și suprafețele laterale ale paletelor (Blades). Parametrii de discretizare pentru fiecare regiune sunt prezentați în tabelul 4.1.

Tabelul 4.1. Parametrii de discretizare pentru suprafața windrosei.

	Element Size	Curvature Normal Angle	Growth Rate
Hub	9 mm	10°	1,17
Root	4,5 mm	4°	1,17
TLE	0,7 mm	1°	1,135
Tips	0,4 mm	1°	1,135
Blades	8,5 mm	5°	1,165

În zonele apropiate de pereți, variațiile puternice ale vitezei produse de fenomenul startului limită necesită elemente prismatice pentru a descrie corect curgerea. În *ANSYS Meshing* este implementat procedeul *Inflation Layer* cu care se generează elemente finite prismatice prin expandarea lor de pe suprafețele pereților spre fluid, obținându-se o scară mică de lungime a rețelei pe direcția ortogonală peretelui.

Procedeul *Inflation Layer* poate fi efectuat prin următoarele metode: *Total Thickness* – specificarea grosimii maxim admisibile a stratului de inflație; *First Layer Thickness* – specificarea grosimii primului substrat de inflație; *Smooth Transition* – generarea automată în funcție de dimensiunile specifice ale elementelor de pe suprafață; *First Aspect Ratio* –

specificarea raportului grosimilor primului și ale următorului substrat; *Last Aspect Ratio* – specificarea raportului grosimilor ultimelor două substraturi. În acest studiu numeric, procedeul *Inflation Layer* a fost impus suprafețelor roții-windrose cu opțiunea *Total Thickness*, cu parametrii *Number of Layers*=25 (numărul de straturi de elemente prismatice), *Growth Rate*=1,12 (grosimea relativă a două straturi adiacente) și *Growth Rate Type*=*Geometric* (rată de expansiune geometrică sau exponențială), care determină rata de expansiune a straturilor prismatice în fluid, *Maximum Thickness*=10 mm (grosimea maxim admisibilă a stratului de prisme). Astfel, grosimea primului substrat al stratului de prisme este de 0,173 mm. Calitatea subdiviziunii stratului prismatic este măsurată prin intermediul distanței adimensionale  $y^+$  definite prin formula (2.10), care conform [190] urmează să satisfacă condiția:  $y^+ = O(1)$  pentru o descriere precisă a parametrilor de curgere din interiorul stratului limită. Pentru a evita intersecția straturilor de inflație expandate de pe două suprafețe adiacente a fost selectată opțiunea *Layer Compression*.

În figura 4.11 este prezentată o secțiune longitudinală a subdomeniului discretizat, iar în figura 4.12 sunt redată detaliile rețelei în vecinătatea butucului și a capătului palei.

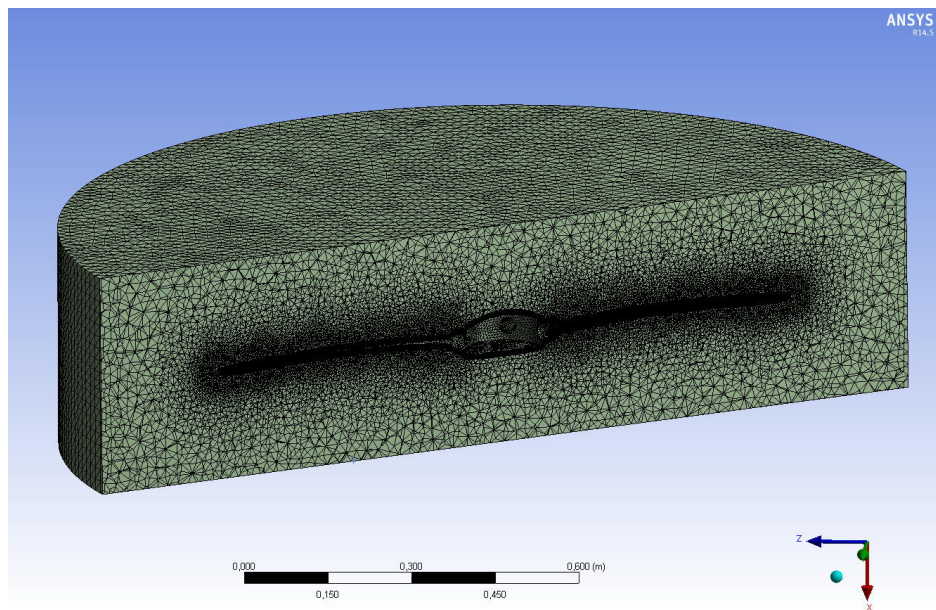


Fig. 4.11. Rețeaua elementelor finite pentru subdomeniul Stator.

În total au fost generate aproape 8 milioane de elemente finite tetraedrice și prismatice. Numărul de noduri și elemente generate pentru subdomeniile Stator și Rotor sunt prezentate în tabelul 4.2. Pentru a verifica calitatea rețelei, s-a considerat și o rețea cu peste 17 milioane de elemente, obținută prin înjumătățirea dimensiunilor specifice ale rețelei considerate.

Calitatea rețelei a fost măsurată utilizând parametrul *Element Quality* cu valorile cuprinse între 0 și 1. Parametrul *Element Quality* cuantifică raportul dintre volum și lungimea unei laturi a elementului finit, valoarea 1 având-o cubul. Conform recomandărilor [188, 189, 190], calitatea a 97% din elementele tetraedrice într-o rețea acceptabilă rigorilor CFD urmează să fie peste valoarea de 0,3. Figura 4.13 prezintă diagrama repartiției para-

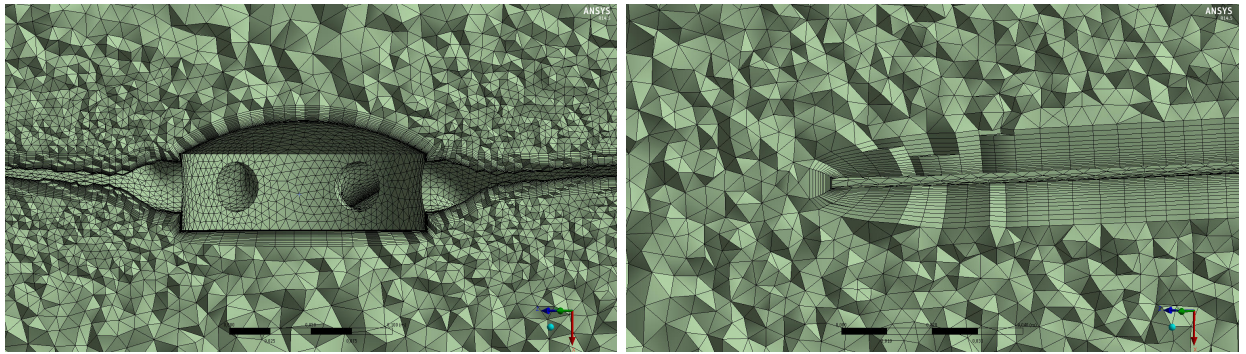


Fig. 4.12. Detaliu de discretizare al subdomeniului Rotor din zona stratului limită.

Tabelul 4.2. Numărul de noduri și elemente în subdomeniile Stator și Rotor.

Subdomeniu	Noduri	Elemente
Stator	575663	3358717
Rotor	1020398	4555248

metrului *Element Quality* pentru rețeaua de discretizare a subdomeniilor Stator și Rotor.

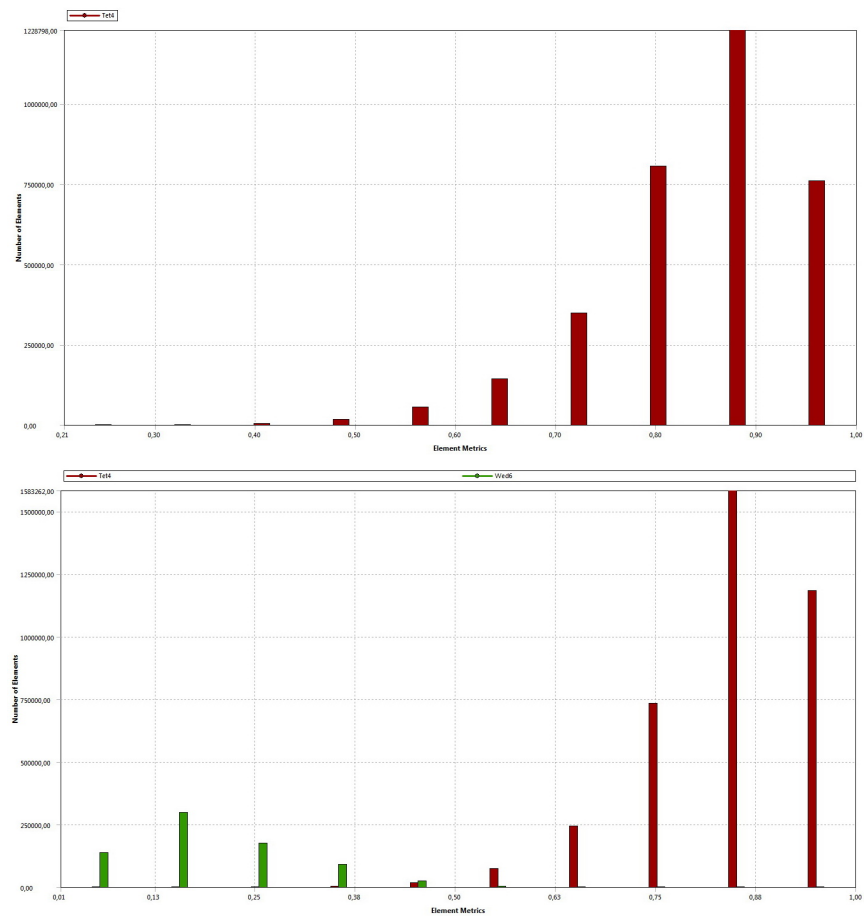


Fig. 4.13. Diagrama repartiției parametrului *Element Quality* pentru rețeaua de discretizare a subdomeniului Stator și Rotor.

### 4.1.3. Etapa *Setup* pentru roți-windrose

La această etapă de pre-procesare, inițial are loc conexiunea discretizării celor două subdomenii efectuată ușor în mediul *Workbench* și importate în programul de pre-procesare *ANSYS Pre-CFX*. Inițial este selectat tipul analizei CFD. Pentru economie de timp și limitarea resurselor de calcul disponibile, urmărindu-se, în primul rând, determinarea coeficienților globali de performanță ai rotorului eolian, s-a optat pentru efectuarea de simulări în regim staționar, cu simularea rotației roților-windrose prin intermediul modelului *Frozen Rotor*. De asemenea, pentru a asigura convergența soluției în modelul *Frozen Rotor*, primele 50 de iterații sunt efectuate cu roata-windrosă staționară.

Modelul *Frozen Rotor* este un algoritm implementat în *CFX* prin intermediul căruia se efectuează conexiunea rețelelor de elemente finite a domeniilor cu interfețe prin metoda GGI (*General Grid Interface*). Modelul *Frozen Rotor* adaugă suplimentar ecuațiilor Navier-Stokes, scrise pentru domeniul mobil, tensorul de rotație, astfel simulând virtual rotația relativă a acestuia.

Sistemul de referință fix a fost ales astfel încât axa  $Ox$  să fie paralelă cu axa de simetrie a domeniului computațional cilindric, orientată în direcția curgerii fluidului. De asemenea, a fost ales un sistem de referință mobil astfel încât axa  $Ox'$  să fie paralelă cu axa de rotație a roții-windrose.

Condițiile la limită urmează a fi aplicate regiunilor definite în timpul etapei de discretizare și pot fi următoarele: Inlets, Outlets, Openings, Walls, Symmetry Planes. Intrarea în domeniul de calcul se face prin frontiera determinată de baza circulară a subdomeniului Stator aflată în amonte. Acestei frontiere s-au impus condiții la limită de tip *Inlet* cu specificarea distribuției de viteze uniforme și constante în sistemul de referință fix  $(V, 0, 0)$ , unde  $V$  este mărimea corespunzătoare vitezei vântului. De asemenea, intensitatea turbulenței în domeniul de intrarea a fost selectată 1%.

Ieșirea din domeniul de calcul se face prin baza circulară a cilindrului aflată în aval prin specificarea condiției la limită de tip *Outlet*. Astfel, s-a impus ca în fiecare celulă din rețeaua de pe frontiera de ieșire presiunea relativă medie statică să fie nulă. Suprafeței laterale a domeniului Stator s-au impus condiții la limită de tip *Walls* cu specificarea "free-slip", ceea ce simulează un perete virtual cu aderență zero.

În domeniul Rotor, suprafețelor care materealizează geometria roții-windrose s-au impus condiții la limită de tip *Walls* cu specificarea "no slip", ceea ce nu permite transfer de masă sau energie, iar viteza pe aceste suprafețe este considerată egală cu 0 în raport cu viteza celulelor adiacente.

Suprafețele aflate la intersecția celor două subdomenii Stator și Rotor sunt suprafețe de interfață, care modelează conexiunea celor doua subdomenii prin intermediul metodei GGI. Pentru simulările *Frozen Rotor* se specifică metoda și este furnizată viteza unghiulară a rotației relative  $\omega$ . Pentru o viteza inițială  $V$ , specificată la frontiera de intrare, au fost

specificate 5–8 valori ale vitezei unghiulare  $\omega$ . Figura 4.14 prezintă domeniul de calcul cu condițiile de intrare și ieșire aplicate în cadrul simulării roții-windrose acționate oblic  $\theta = 20^\circ$ .

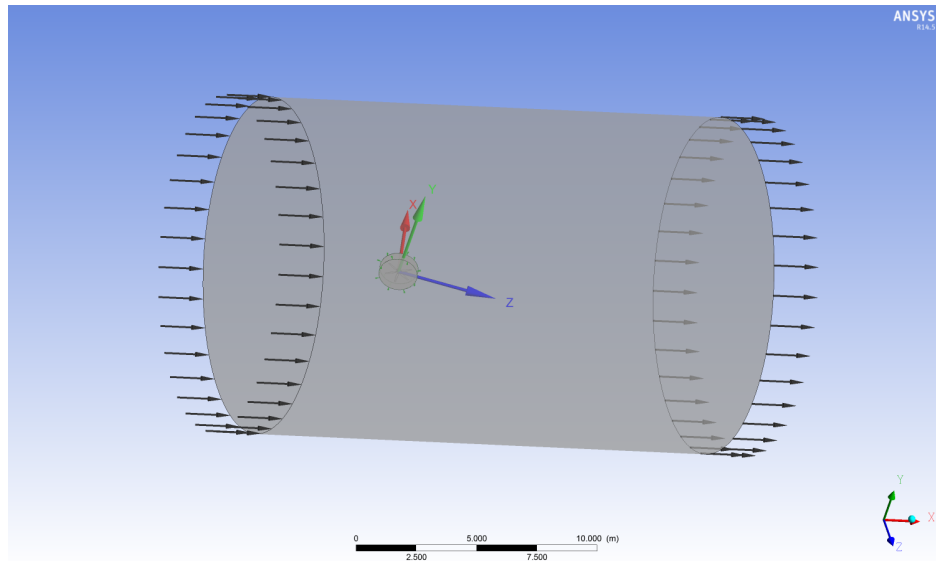


Fig. 4.14. Domeniul de calcul cu condițiile de intrare și ieșire aplicate pentru windrosa acționată oblic  $\theta = 20^\circ$ .

De asemenea, în cadrul etapei *Setup*, sunt definite variabilele de interes: momentul de rotație dezvoltat la axul roții windrose, forțele de portanță și rezistență care acționează pe pale. În acest scop, utilizând sintaxa limbajului CEL (*Command Expression Language*) s-au definit variabilele  $TX_I = \text{torque\_x\_rotor}()$  Blade I, unde  $I=1-9$ , și care cuantifică momentul dezvoltat la axa rotorului de pala numărul I. Variabila TX este momentul total dezvoltat de toate palele.

Pentru a descrie cât mai corect câmpurile de viteză și presiune din domeniul de calcul, s-a adoptat conform concluziilor din capitolul 2, pentru închiderea sistemului de ecuații Navier-Stokes mediate în maniera Reynolds, modelul de turbulență  $k - \omega SST$ , bazat pe aproximarea liniară Boussinesq, descris în detalii în secțiunea 2.7.3.

Pentru discretizarea ecuațiilor de curgere s-a folosit metoda elementelor finite bazate pe volume de control implementată în ANSYS CFX cu posibilitatea varierii parametrilor de subrelaxare, menționați în secțiunea 2.8.1, în scopul unui control adecvat al stabilității și convergenței. Au fost selectate schemele numerice de ordinul 2 pentru discretizarea ecuației de continuitate, ecuației de impuls și ecuațiilor din cadrul modelului de turbulență. Algoritmul de cuplare presiune-viteză este algoritmul PISO, iar sistemul de ecuații liniare obținut este rezolvat prin metoda algebrică multigrad. De asemenea, a fost selectată precizia de calcul dublă.

În calitate de monitori utilizați la atestarea convergenței s-au folosit variabilele de interes TX și TX1–TX9. În final, a fost extinsă lista variabilelor pentru export, în special fiind adăugate variabilele SolverYplus, Yplus, vorticity, Wall shear.

#### 4.1.4. Etapa de soluționare și rezultatele CFD pentru roți-windrose

Soluționarea ecuațiilor discretizate s-a efectuat în paralel utilizând toate cele 16 nuclee logice disponibile. Au fost efectuate simulări numerice pentru 5-8 valori ale frecvenței de turație  $n$ . Convergența fiind atestată prin monitorizarea reziduurilor și variabilelor de interes. În figura 4.15 sunt prezentate rezultatele monitorizării momentelor de torsiune dezvoltate la axul windrosei acționate frontal ( $\theta = 90^\circ$ ) de 6 pale cu profil aerodinamic  $B$  (a) și evoluția reziduurilor. Se observă o descreștere rapidă a reziduurilor, în special după ce la iterația 100 au fost atribuite valori de 0.1 parametrilor de subrelaxare *Blend Factor Relaxation* și *Gradient Relaxation*. În rezultat, după 350 de iterații valorile reziduurilor au coborât sub valoarea de  $10^{-5}$ . În figura 4.16 sunt prezentate rezultatele monitorizării momentelor de torsiune dezvoltate la axul windrosei acționate oblic ( $\theta = 20^\circ$ ) de 6 pale cu profil aerodinamic  $B$  cu evoluția reziduurilor. Se observă, că în acest caz, chiar dacă reziduurile atestă fluctuații, după 100 de iterații variabilele de moment se stabilizează. Fluctuațiile reziduurilor atestate în acest caz, indică asupra necesității simulărilor temporale.

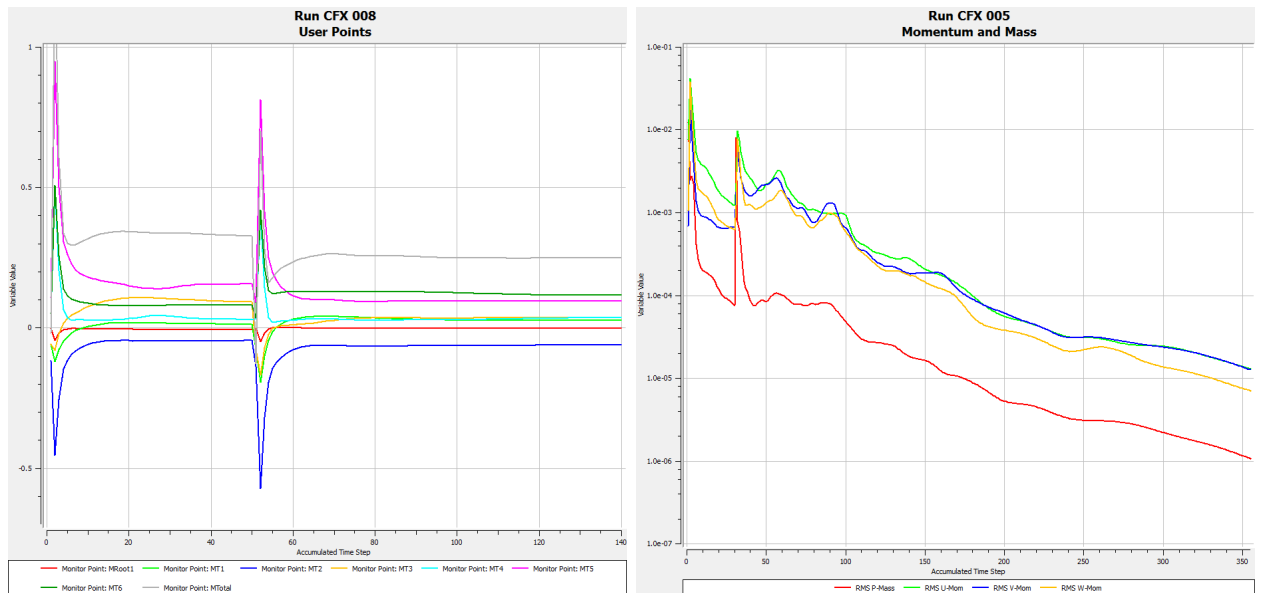


Fig. 4.15. Monitorizarea momentelor de torsiune dezvoltate la axul windrosei acționate frontal ( $\theta = 90^\circ$ ) de 6 pale cu profil aerodinamic  $B$  (a) și monitorizarea reziduurilor (b).

Cu scopul validării rezultatelor, a fost considerată și simularea temporală a acestui caz. Astfel, a fost stabilit pasul discretizării temporale  $\Delta t = 0.01$  s, iar timpul total de simulare a fost stabilit la  $T = 3$  s. Rezultatele monitorizării sunt prezentate în figura 4.17 și figura 4.18. Se observă că în cazul simulărilor temporale, valoarea momentului total oscilează în jurul valorii obținute utilizând metoda Frozen Rotor, iar valorile reziduurilor atestă fluctuații datorate efectelor tranzitorii ale curgerii.

De asemenea, pentru a verifica calitatea rețelei s-a calculat valoarea parametrului adimensional  $y^+$ . Figura 4.19 prezintă valorile acestui parametru pe suprafețele roților-windrose obținute în cadrul simulărilor. Se observă, ca valorile  $y^+$  sunt în limitele recomandate.



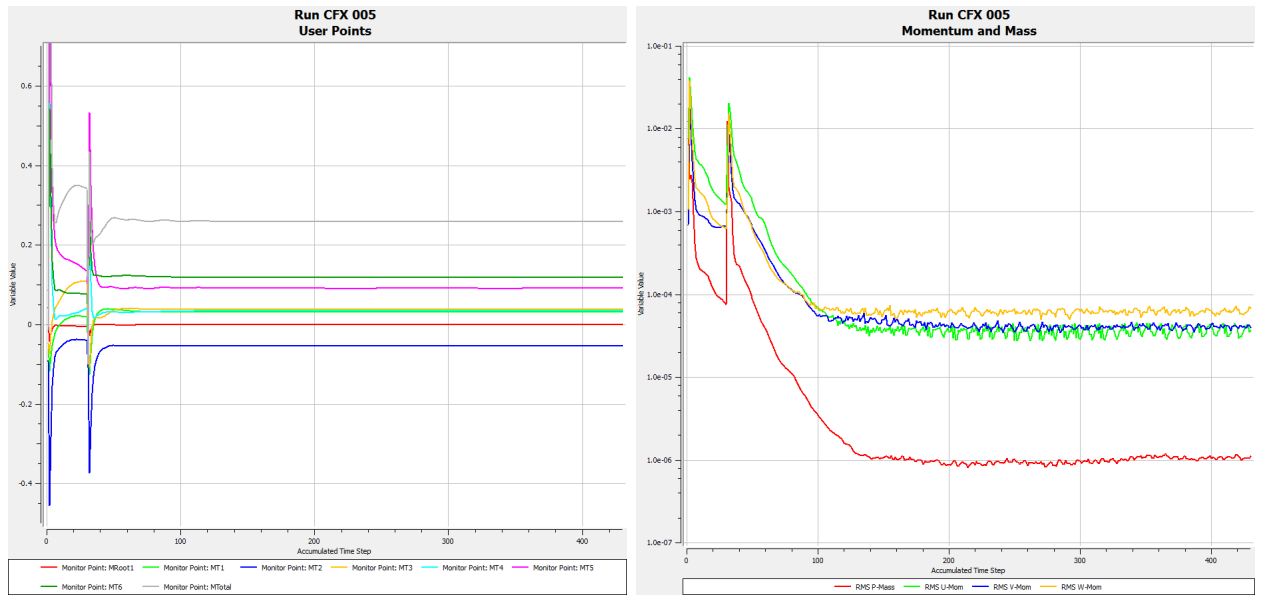


Fig. 4.16. Monitorizarea momentelor de torsiune dezvoltate la axul windrosei acționată oblic ( $\theta = 20^\circ$ ) de 6 pale cu profil aerodinamic  $B$  (a) și monitorizarea reziduurilor (b).

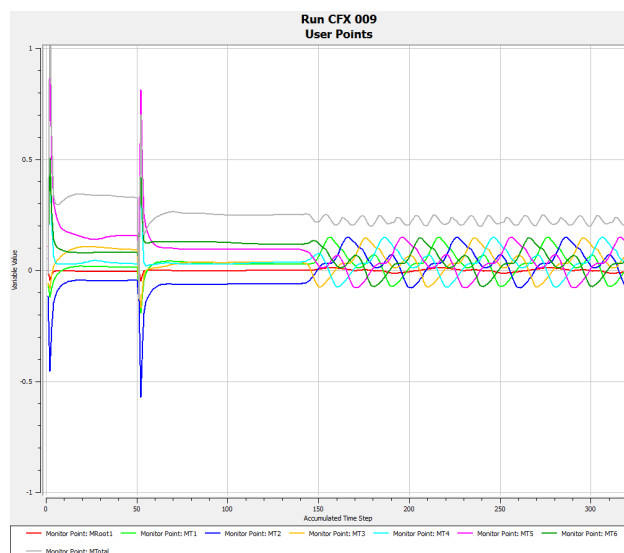


Fig. 4.17. Monitorizarea momentelor de torsiune dezvoltate la axul windrosei acționată oblic ( $\theta = 20^\circ$ ) de 6 pale cu profil aerodinamic  $B$ .

## 4.2. Simulările CFD ale rotorului tripal

Etapele simulării rotorului tripal repetă în mare măsură etapele simulării roților windrose. Au fost efectuate o serie de simulări ale rotorului aerodinamic cu două profiluri  $I$  și  $II$  cu difuzor concentric la viteze ale vântului  $V = 4$  m/s,  $V = 6$  m/s,  $V = 8$  m/s,  $V = 10$  m/s,  $V = 12$  m/s și  $V = 14$  m/s și la diferite valori ale unghiului de basculare  $\gamma = 0^\circ, 15^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ$ . De asemenea, au fost simulate palele aerodinamice cu difuzor, pale cu brâu și pale simple pentru a identifica influența elementelor constructive menționate asupra detașării stratului limită. În acest caz, s-a optat pentru simularea doar 1/3 din rotor, ținând cont de simetria rotorului.

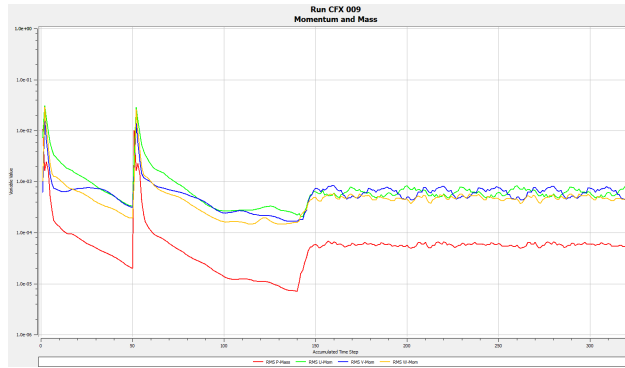


Fig. 4.18. Monitorizarea reziduurilor pentru windrosa acționată oblic ( $\theta = 20^\circ$ ) cu 6 pale cu profil aerodinamic *B*.

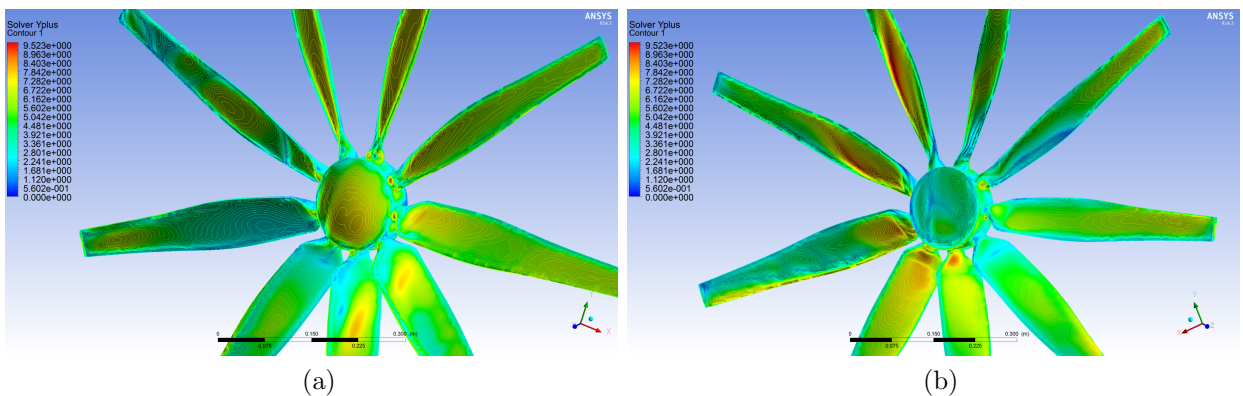


Fig. 4.19. Distribuția parametrului  $y^+$  pe suprafața roții-windrose.

#### 4.2.1. Modelarea geometriei rotorului tripal

Geometria rotorului a fost realizată în programul de proiectare asistată de calculator SolidWorks2013 și exportată ulterior în mediul Workbench și programul DesignModeler. Pentru a genera geometria unei pale aerodinamice, au fost considerate 18 secțiuni transversale echidistante. Profilul aerodinamic corespunzător fiecărei secțiuni transversale a fost generat via importul coordonatelor a 75 de puncte conectate prin intermediul interpolării cu funcții spline. Secțiunile transversale sunt prezentate în figurile 3.5–3.8. În mod similar cazului roților-windrose s-au modelat două subdomenii Stator și Rotor, asigurându-se o valoare adecvată factorului de obliterarea a domeniului de calcul.

#### 4.2.2. Generarea rețelei de calcul pentru rotorul tripal

Rețeaua de calcul pentru rotorul tripal a fost generată urmând etapele descise în secțiunea 4.1.2. Valorile caracteristice ale discretizării fiind de această dată mai mic, astfel numărul de straturi de elemente prismatice pentru aproximarea stratului limită în acest caz a fost de 30. Numărul de noduri și elemente finite pentru subdomeniile Stator și Rotor sunt prezentate în tabelul 4.3

Figura 4.20 prezintă discretizarea suprafeței rotorului tripal cu difusor, figura 4.21

Tabelul 4.3. Numărul de noduri și elemente în subdomeniile Stator și Rotor (rotor tripal).

Subdomeniu	Noduri	Elemente
Stator	983461	6545877
Rotor	2014352	9455231

prezintă discretizarea în zona conexiunii palei aerodinamice cu nacela, iar figura 4.20 prezintă rețeaua de calcul pe suprafața capătului palei.

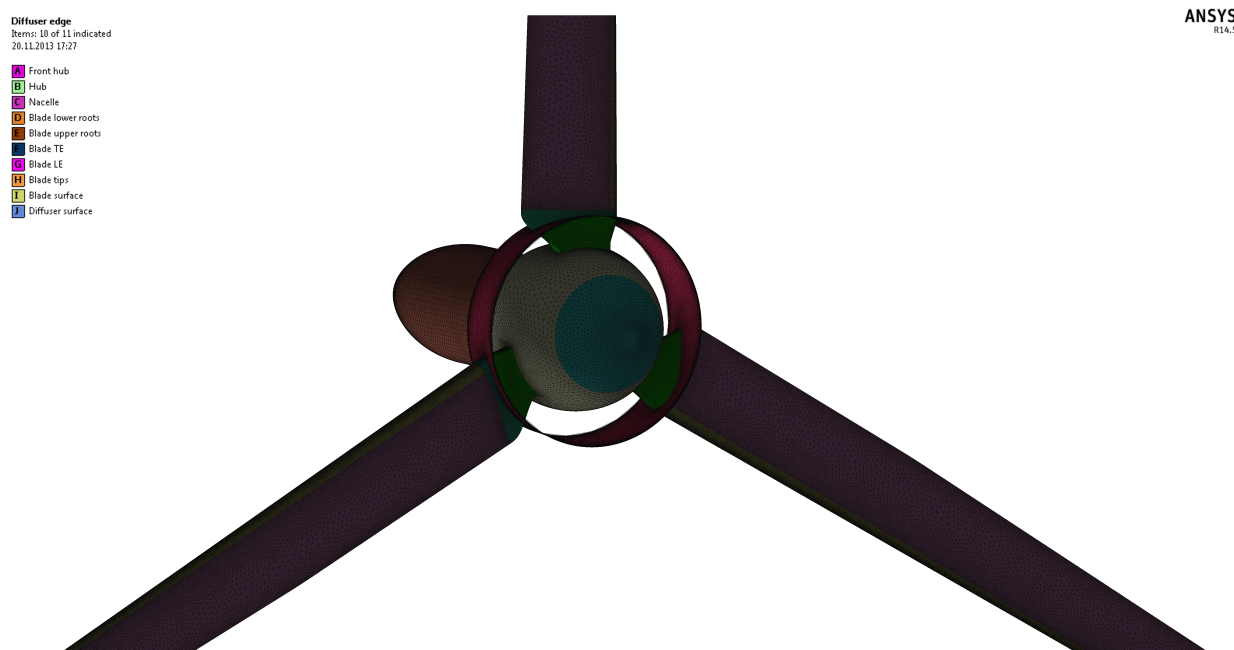


Fig. 4.20. Discretizarea suprafeței rotorului tripal.

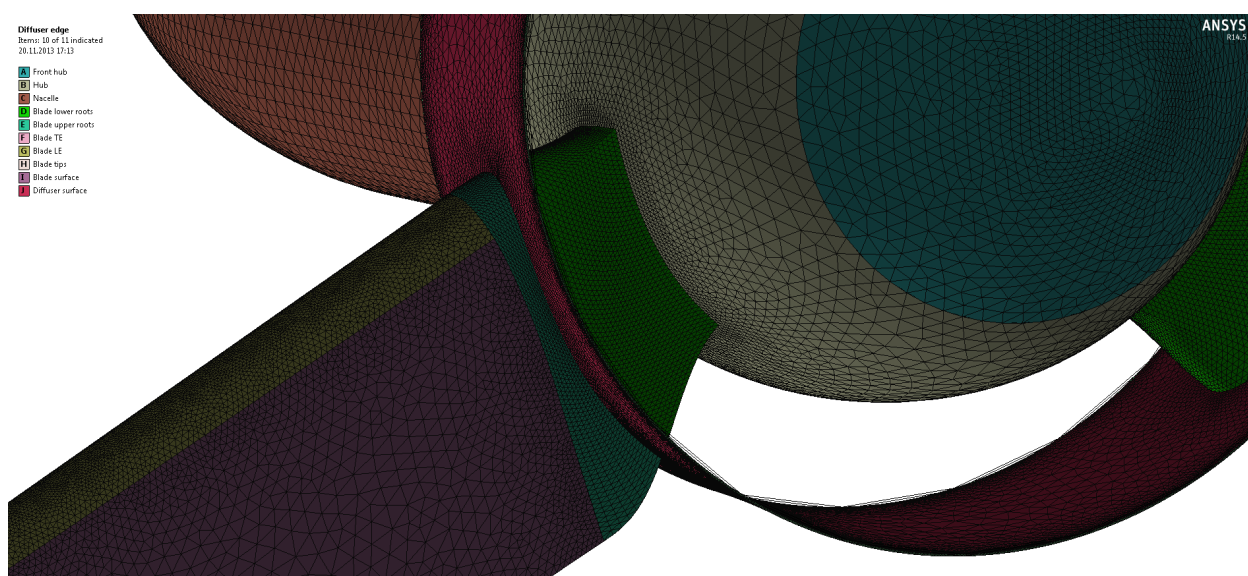


Fig. 4.21. Detalii din discretizarea suprafeței rotorului tripal (zona nacelei și palei).

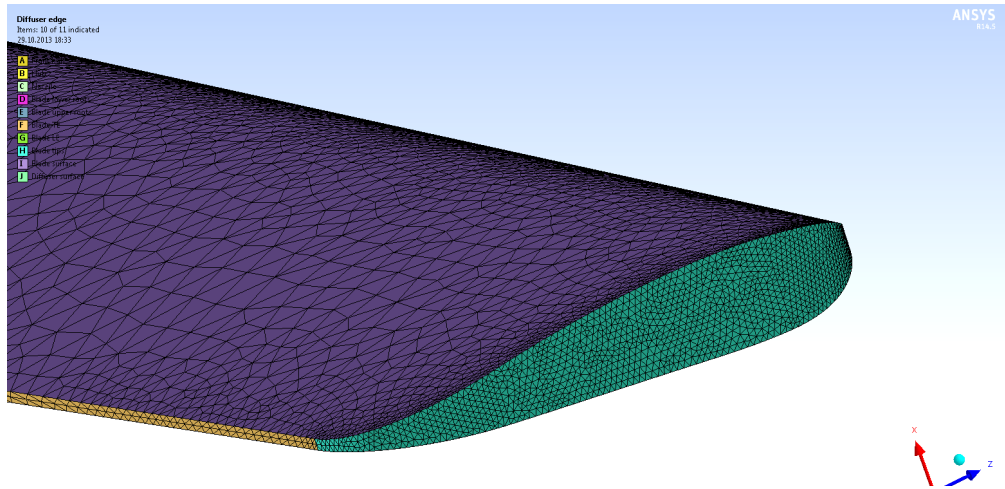
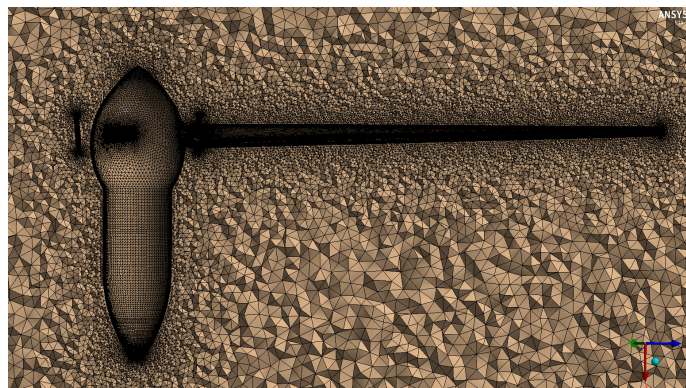
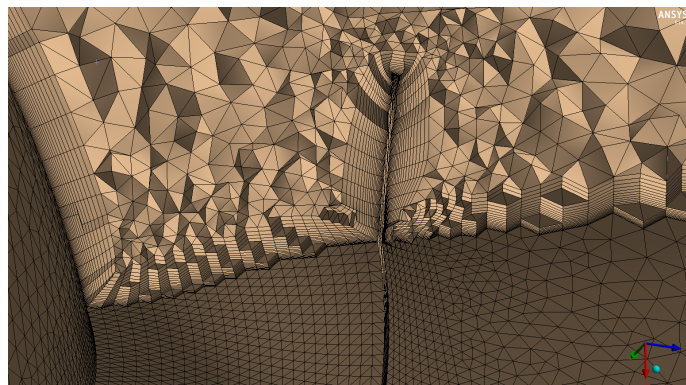


Fig. 4.22. Detalii din discretizarea suprafeței rotorului tripal (capătul palei).

În figura 4.23 (a) este prezentată o secțiune longitudinală a subdomeniului discretizat, iar în figura 4.23 (b) sunt redate detaliile rețelei în vecinătatea butucului și difuzorului. Calitatea rețelei s-a atestat prin calculul parametrilor Element Quality și verificată prin intermediul parametrului adimensional  $y^+$  după obținerea rezultatelor simulărilor.



(a)



(b)

Fig. 4.23. Rețeaua de calcul pentru domeniul Rotor.

De asemenea, a fost considerată o secțiune de  $120^\circ$  a domeniului computațional pentru pala cu difuzor, pala cu brâu și pala simplă, numărul de elemente fiind 19.5 milioane.

### 4.2.3. Etapa *Setup* pentru rotorul tripal

Sistemul de referință fix a fost ales astfel încât axa  $Ox$  să fie paralelă cu axa de simetrie a domeniului computațional cilindric, orientată în direcția curgerii fluidului. De asemenea, a fost ales un sistem de referință mobil astfel încât axa  $Ox'$  să fie paralelă cu axa de rotație a roții-windrose.

Condițiile la limită impuse sunt următoarele: intrarea în domeniul de calcul se face prin frontiera determinată de baza circulară a subdomeniului Stator aflată în amonte. Acestei frontiere s-au impus condiții la limită de tip *Inlet* cu specificarea distribuției de viteze uniforme și constante în sistemul de referință fix  $(V_0, 0, 0)$ , unde  $V_0$  este mărimea corespunzătoare vitezei vântului. Ieșirea din domeniul de calcul se face prin baza circulară a cilindrului aflată în aval prin specificarea condiției la limită de tip *Outlet* cu presiunea relativă medie statică nulă. Suprafeței laterale a domeniului Stator s-au impus condiții la limită de tip *Walls* cu specificarea "free-slip". În domeniul Rotor, suprafețelor care materealizează geometria roții-windrose s-au impus condiții la limită de tip *Walls* cu specificarea "no slip".

Suprafețele aflate la intersecția celor două subdomenii Stator și Rotor sunt suprafețe de interfață, care modelează conexiunea celor două subdomenii prin intermediul metodei GGI. Pentru simulările *Frozen Rotor* se specifică metoda și este furnizată viteza unghiulară a rotației relative  $\omega$ . Pentru o viteză inițială  $V_0$ , specificată la frontiera de intrare, au fost specificate 5–8 valori ale vitezei unghiulare  $\omega$ . Figura 4.24 prezintă domeniul de calcul de  $120^\circ$  cu condițiile la limită aplicate în cadrul simulării secțiunii de  $120^\circ$ , iar figura 4.25 simulările CFD ale rotorului în cadrul platformei Workbench.

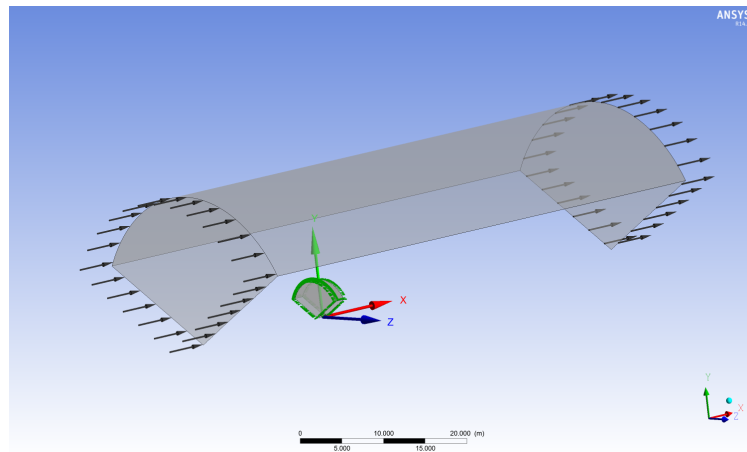


Fig. 4.24. Domeniul de calcul cu condițiile la limită aplicate pentru secțiunea de  $120^\circ$ .

Utilizând sintaxa limbajului CEL au fost definite variabilele de interes: momentele dezvoltate la axul rotorului în sistemul fix de coordonate  $TX=torque\_x\_rotor()@Blades$ ,  $TY=torque\_y\_rotor()@Blades$  și  $TZ=torque\_z\_rotor()@Blades$ .

Pentru a descrie cât mai corect câmpurile de viteză și presiune din domeniul de calcul, s-a adoptat conform concluziilor din capitolul 2, pentru închiderea sistemului de ecuații

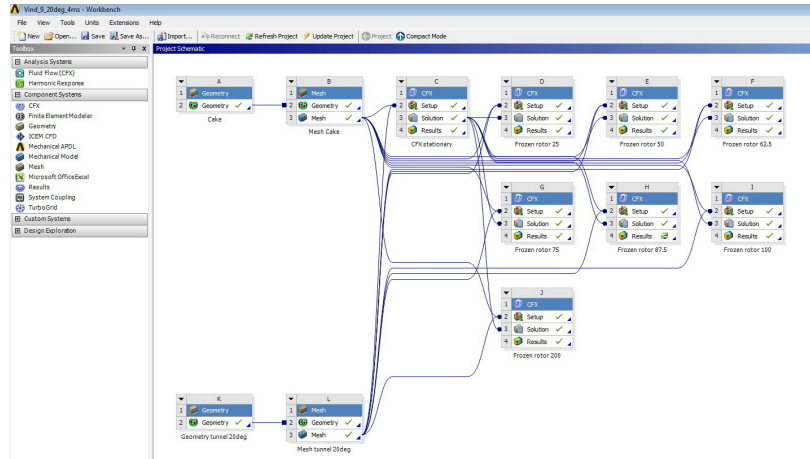


Fig. 4.25. Simulările CFD ale rotorului în cadrul platformei Workbench.

Navier-Stokes mediate în maniera Reynolds, modelul de turbulență  $k - \omega SST$ , bazat pe aproximația liniară Boussinesq, descris în detalii în secțiunea 2.7.3. De asemenea, în cadrul simulărilor a secțiunii de  $120^\circ$  a fost utilizat modelul  $\gamma - \theta$  transition pentru precizarea detașării stratului limită.

#### 4.2.4. Etapa de soluționare și rezultatele CFD pentru rotorul tripal

Figura 4.26b prezintă momentele de torsiune dezvoltate la axul rotorului acționat frontal ( $\theta = 90^\circ$ ) ceea ce corespunde unghiului de basculare  $\gamma = 0^\circ$  și numărul de rotații  $n = 900 \text{ min}^{-1}$ , iar figura 4.26a – reziduurile respective. În figura 4.27b sunt prezentate momentele de torsiune dezvoltate la axul rotorului la unghiul de basculare  $\gamma = 15^\circ$  și numărul de rotații  $n = 900 \text{ min}^{-1}$ , iar figura 4.27a – reziduurile atestate în cadrul simulărilor.

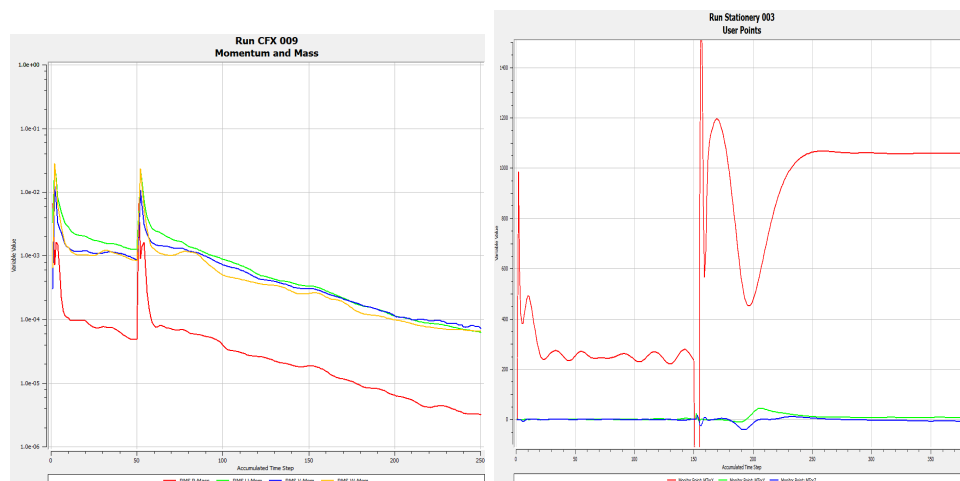


Fig. 4.26. Monitorizarea momentelor de torsiune dezvoltate la axul rotorului acționat frontal ( $\theta = 90^\circ$ ) (a) și monitorizarea reziduurilor (b).

În figura 4.28 (a) sunt prezentate liniile de curent (generate pe suprafața rotorului) al curgerii în aval de rotorul basculant la unghiul de basculare  $\gamma = 0^\circ$ , viteza vântului  $V = 14$

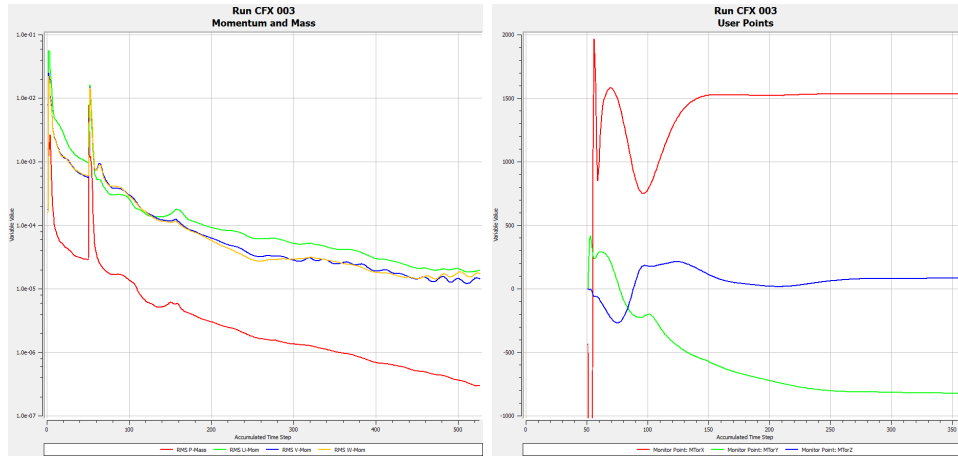
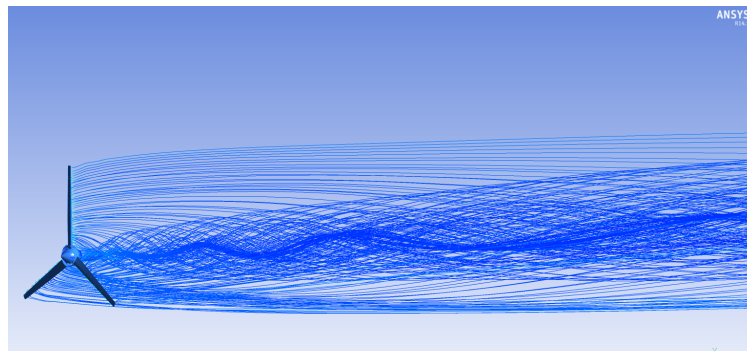
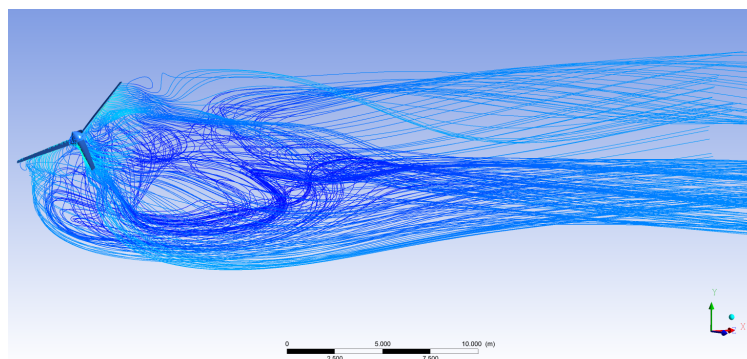


Fig. 4.27. Monitorizarea momentelor de torsiune dezvoltate la axul rotorului la unghiul de basculare ( $\gamma = 15^\circ$ ) (a) și monitorizarea residuurilor (b).

m/s și frecvenței de rotații  $n = 200 \text{ min}^{-1}$ , ceea ce corespunde vitezei specifice  $\lambda = 5,2$ , iar în figura 4.28 (b) sunt redată liniile de curent al curgerii în aval de rotorul basculant la unghiul de basculare  $\gamma = 45^\circ$ , viteza vântului  $V = 14 \text{ m/s}$  și  $n = 175 \text{ min}^{-1}$ , corespunzător vitezei specifice  $\lambda = 6$ .



(a)

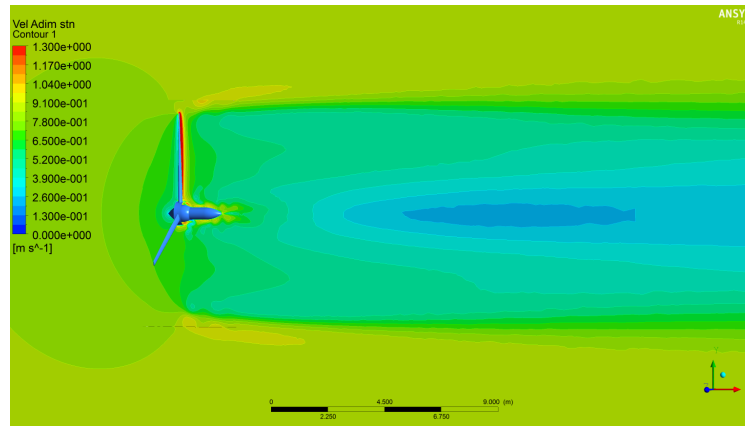


(b)

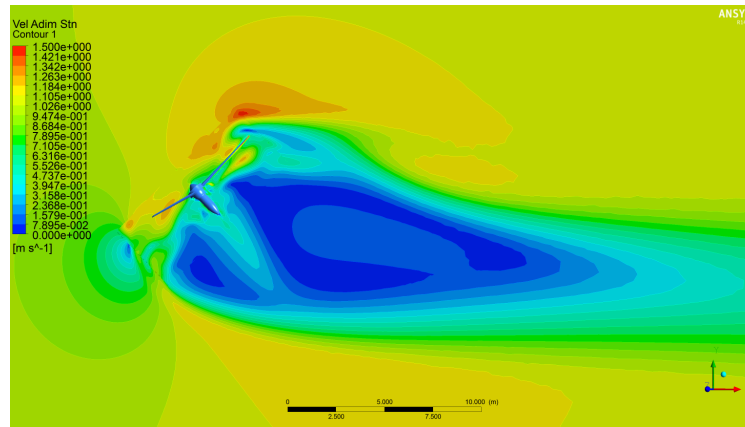
Fig. 4.28. Liniile de curent în aval de rotorul orizontal ( $\gamma = 0^\circ$ ,  $V = 14 \text{ m/s}$ ,  $n = 200 \text{ min}^{-1}$ ) (a), și liniile de curent în aval de rotorul basculat ( $\gamma = 45^\circ$ ,  $V = 14 \text{ m/s}$ ,  $n = 175 \text{ min}^{-1}$ ) (b)

Figura 4.29 prezintă câmpul de viteze adimensionalizate  $v/V$  în raport cu viteza fluidului neperturbat  $V = 14 \text{ m/s}$ , calculate în sistemul de referință fix, în planul de simetrie

axială a domeniului de calcul, pentru rotorul basculat la unghiul  $\gamma = 0^\circ$ , (figura 4.29 (a)) și pentru rotorul basculat la unghiul  $\gamma = 45^\circ$ , (figura 4.29 (b)).



(a)



(b)

Fig. 4.29. Câmpul de viteze  $v/V$  pentru rotorul orizontal ( $\gamma = 0^\circ$ ,  $V = 14 \text{ m/s}$ ,  $n = 200 \text{ min}^{-1}$ ) (a), și pentru rotorul basculat ( $\gamma = 45^\circ$ ,  $V = 14 \text{ m/s}$ ,  $n = 175 \text{ min}^{-1}$ ) (b)

În figurile 4.30 (a) – 4.30 (f) sunt redată câmpurile de viteze adimensionalizate  $v/V$  în raport cu viteza fluidului neperturbat  $V = 14 \text{ m/s}$ , calculate în sistemul de referință fix, în planele transversale pe axa de simetrie a domeniului de calcul aflate la distanțele de 0, 2 m, 1 m, 3 m, 5 m, 10 m și 15 m, respectiv, pentru rotorul aflat în poziție orizontală ( $\gamma = 0^\circ$ ).

Detășarea stratului limită și propagarea acestuia în direcția longitudinală a palei are efecte negative asupra eficienței de conversie a energiei vântului. Pentru a combate acest efect aerodinamic au fost propuse soluții tehnice care să oprească propagarea detașării și anume: difuzori inelari concentrici. Figurile 4.33 (a) – 4.33 (f) prezintă numărul de tranziție Reynolds pentru extradadosul (a, c, e) și intradosul (b, d, f) palei simple, palei cu brâu și palei cu difuzor, respectiv. De asemenea, sunt redată liniile de curent de pe suprafața palei, generate în vecinătatea butucului, brâului sau difuzorului. În cazul palei simple, se atestă desprinderea masivă a stratului limită în zona butucului și propagarea acestuia în direcția capătului palei. În prezența difuzorului sau a brâului propagarea este oprită. Reieșind din aceste considerente, au fost propuse soluțiile tehnice prezentate în figurile 4.34 (a) și 4.34 (b).



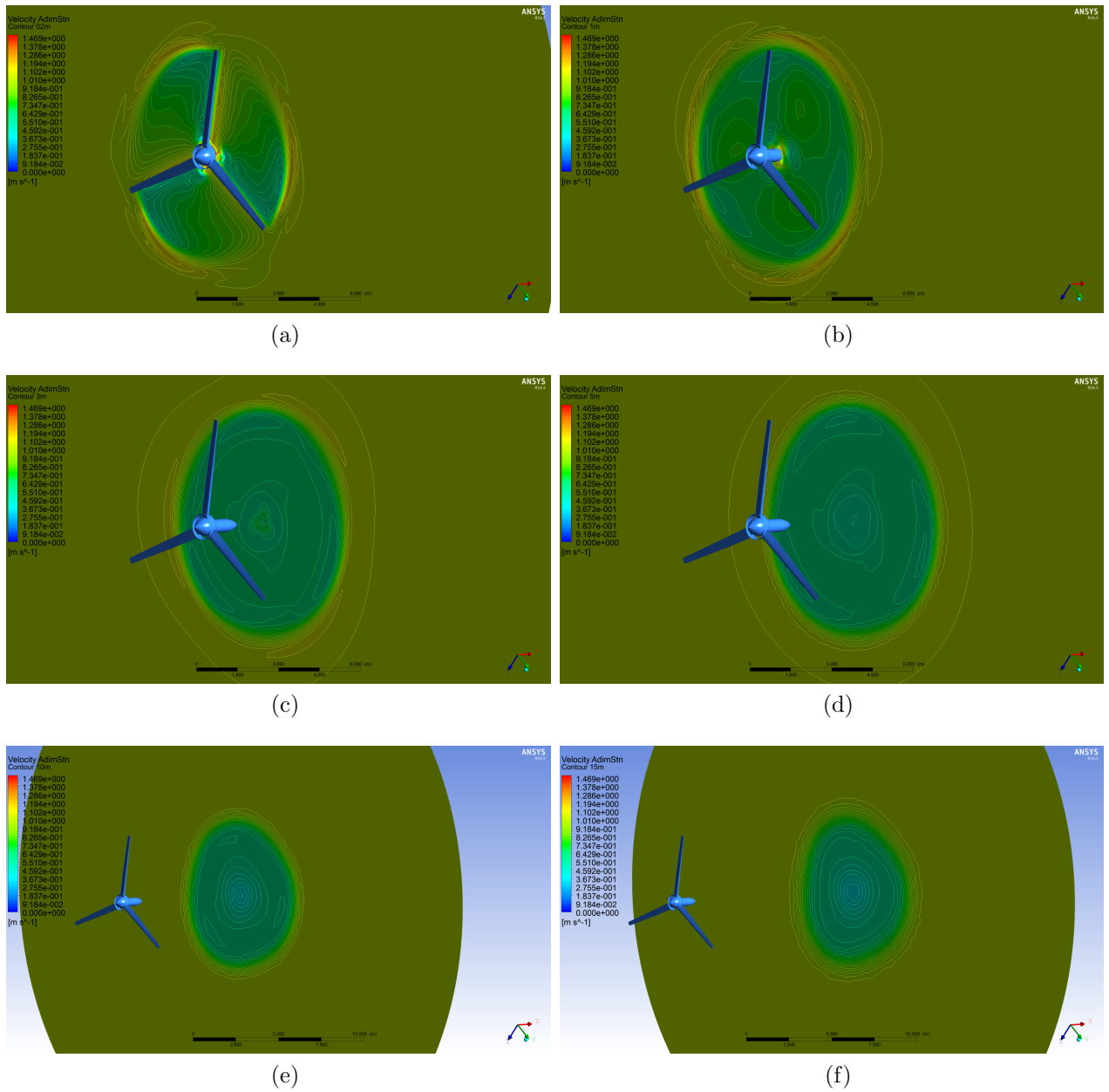


Fig. 4.30. Câmpurile de viteze adimensionalizate  $v/V$  pentru rotorul orizontal ( $\gamma = 0^\circ$ ,  $V = 14 \text{ m/s}$ ,  $n = 200 \text{ min}^{-1}$ ) în planul transversal la distanța 0,2 m (a); 1 m (b); 3 m (c); 5 m (d); 10 m (e) și 15 m (f)

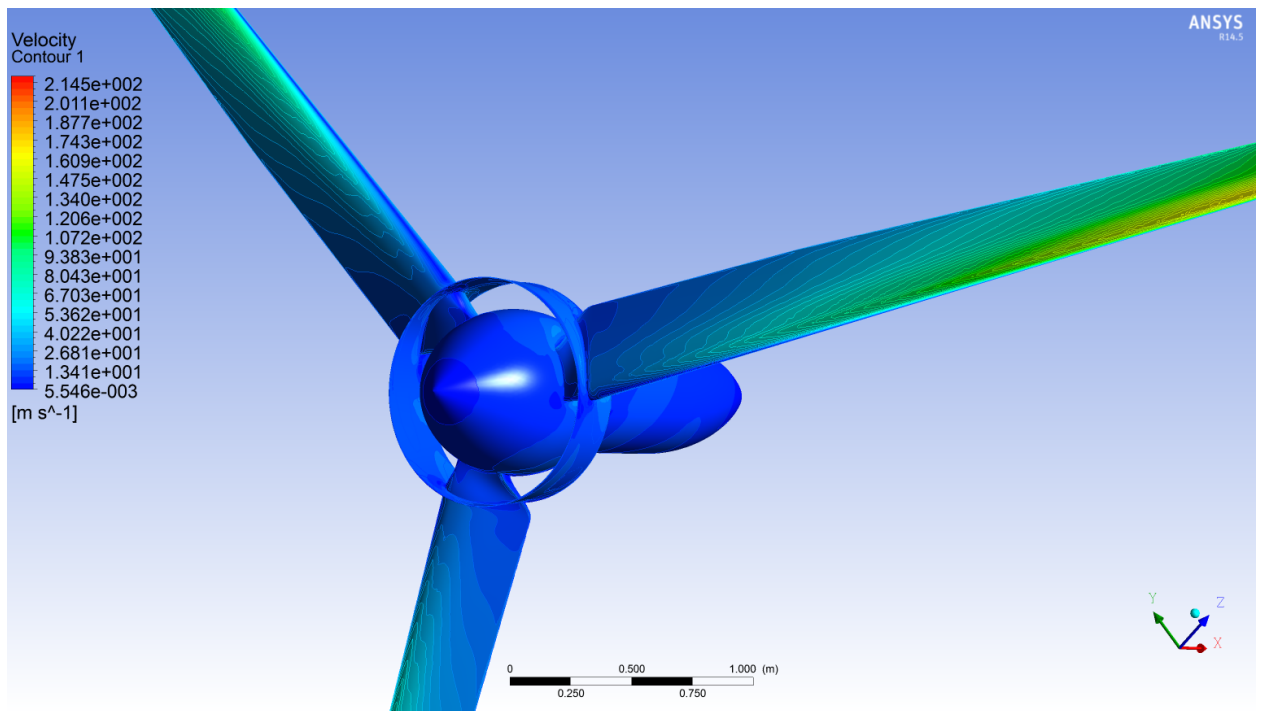


Fig. 4.31. Distribuția vitezelor tangențiale pe suprafața rotorului tripal cu pale cu profil  $I$  și difuzor concentric.

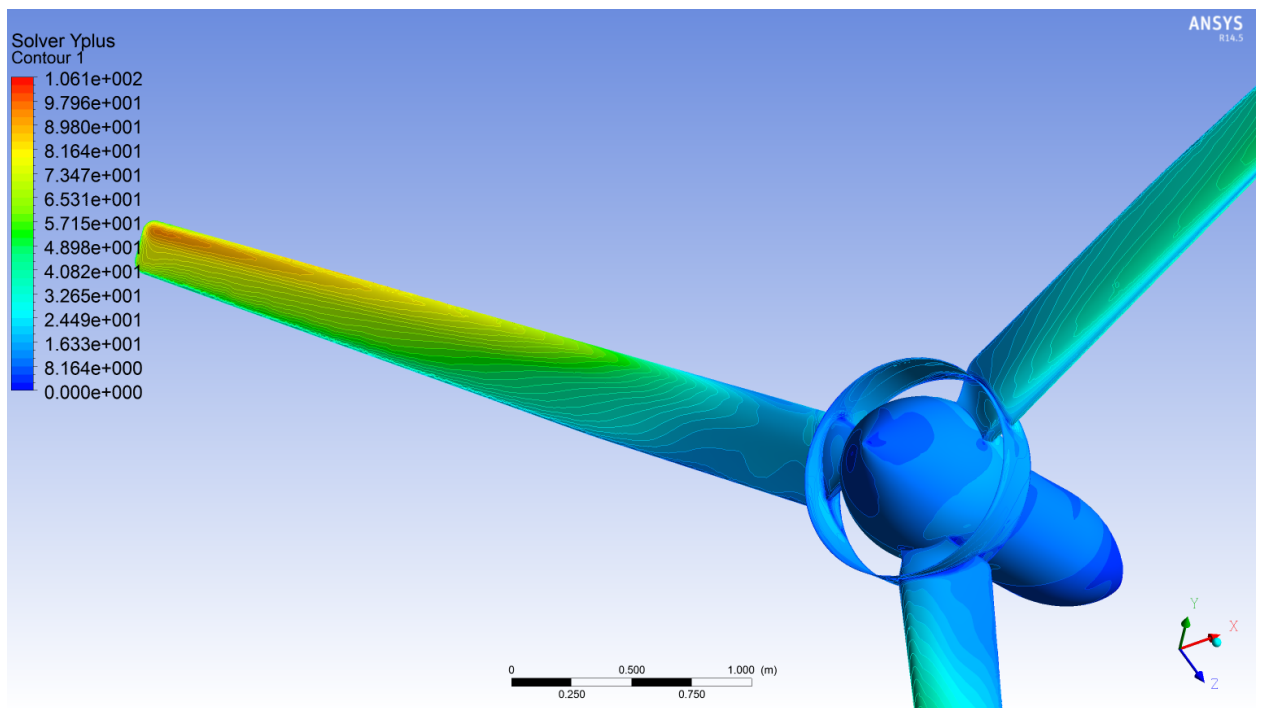


Fig. 4.32. Distribuția parametrului  $y^+$  pe suprafața rotorului tripal cu pale cu profil  $I$  și difuzor concentric.

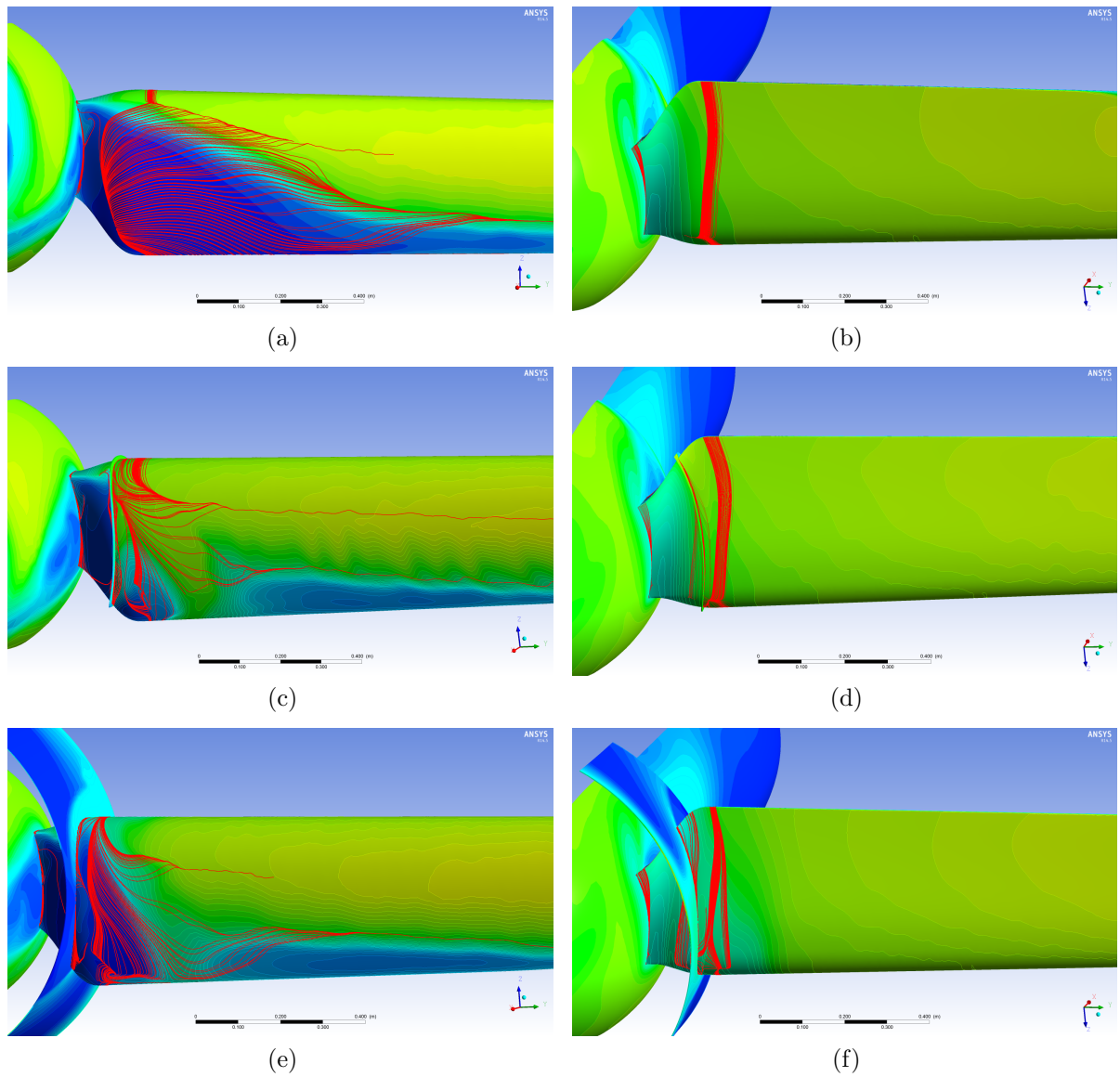


Fig. 4.33. Detașarea stratului limită – pala simplă (a,b), pala cu brâu (c,d) și pala cu difuzor (e,f)



Fig. 4.34. Rotorul cu pale cu brâu (a) și cu difuzor (b)

### 4.3. Concluzii la Capitolul 4

În baza modelelor matematice și simulărilor CFD au fost efectuate:

- a fost elaborată geometria a două profiluri aerodinamice *I* și *II* cu raport  $C_L/C_D$  diferit, cu unghiuri de răsucire și așezare a palelor în rotor variabile, transpuse în modele CAD ale acestora;
- a fost descrisă curgerea turbulentă tranzitorie a fluidului în vecinătatea palelor aerodinamice și prin rotorul basculant cu orientarea lui la direcția vântului prin intermediul windroșelor cu profil aerodinamic al paletelor.
- au fost simulate soluții tehnice propuse, menite să sporească eficiența conversiei energiei prin diminuarea impactului negativ al detașării stratului limită, printre care:
  - dotarea rotorului cu un difuzor convergent cu diametrul  $D = 900$  mm, amplasat în zona centrală concentric cu difuzorul divergent al nacelei;
  - dotarea rotorului cu o turbină cu palete amplasate între cele două difuzoare, în zona amonte sau avală;
  - dotarea suplimentară a palelor aerodinamice cu brâie (bariere) ( $h = 40$  mm) amplasate pe perimetrul învelișului palelor, la distanța  $R = 450$  mm de la axa rotorului.

## 5. SPORIREA EFICIENȚEI CONVERSIEI A TURBINELOR EOLIENE

### 5.1. Metodologia (algoritmul) determinării factorului de performanță aerodinamică $C_P$ a palelor rotorului

Puterea extrasă din potențialul eolian disponibil de către o turbină eoliană ideală este limitată de limita Betz, depinde de factorul de performanță  $C_P$  al rotorului cu pale cu profil aerodinamic și este calculată conform formulei:

$$P_w = 0,5\rho AV^3, \quad (5.1)$$

unde  $\rho$  este densitatea aerului,  $A$  suprafața baleiată de către palele rotorului și  $V$  viteza vântului.

Pentru realizarea scopului și obiectivelor cercetării, cât și pentru aprobarea soluțiilor tehnice, menite să asigure sporirea eficienței conversiei, analizăm caracteristicile de putere  $P(V)$  a unui rotor aerodinamic tripal cu diametrul de 8 m. În acest sens, inițial efectuăm analiza comparativă pentru 2 complete de pale cu două profiluri aerodinamice cu diferite caracteristici de performanță  $C_P(\lambda)$ , unde  $\lambda$  este viteza specifică determinată cu formula

$$\lambda = \frac{\omega R}{V}, \quad (5.2)$$

unde  $\omega$  este viteza unghiulară de rotație a rotorului aerodinamic și  $R$  este raza rotorului.

Conform definiției din literatura de specialitate, caracteristica  $C_P(\lambda)$  o descriem ca varierea puterii mecanice dezvoltată de turbină în funcție de viteza de rotație a rotorului aerodinamic cu condiția că viteza vântului este constantă. Puterea mecanică dezvoltată de rotorul turbinei la diferite frecvențe de rotații ale acestuia se determină prin simulări CFD urmând metodologia prezentată în capitolul 4.

Considerând valorile momentului de torsionare  $T$  și frecvența rotațiilor  $n$  generate la axa rotorului de către forțele aerodinamice și relația pentru calculul puterii extrase din potențialul eolian disponibil

$$P = \frac{1}{2}\rho AV^3 C_P, \quad (5.3)$$

unde  $C_P$  este factorul de performanță aerodinamică a profilului palelor, determinat din

$$C_P = \frac{P}{0,5\rho\pi R^2 \cos\gamma V^3}, \quad (5.4)$$

unde  $\gamma$  este unghiul de basculare a rotorului sau unghiul de acțiune a fluidului asupra palelor. Luând în considerație că

$$\omega = \frac{\pi n}{30}, \quad (5.5)$$

din (5.2) obținem viteza specifică a fluidului:

$$\lambda = \frac{\pi n R}{30V}. \quad (5.6)$$

## 5.2. Dependența caracteristicilor de putere ale TE de forma profilului aerodinamic al palelor rotorului.

Simulările CFD au fost efectuate pe modele fizice CAD ale rotoarelor cu  $D = 8$  m, cu două profiluri diferite ale învelișului aerodinamic al palelor: profilul *I* și *II*. Rezultatele simulărilor CFD prezentate în figura 5.1 (a) arată că varierea performanței aerodinamice  $C_P(\lambda)$  a palelor cu profil aerodinamic *I*, în dependență de viteza specifică  $\lambda$ , pentru vitezele vântului de 10 și 14 m/s cu mici abateri, este aceeași, iar în comparație cu profilul aerodinamic *II* la vitezele specifice  $\lambda > 7,5$  ( $V = 10$  m/s) este mai mare, din care motiv profilul *I* este recomandat preferențial pentru fabricarea palelor rotoarelor aerodinamice de mică putere.

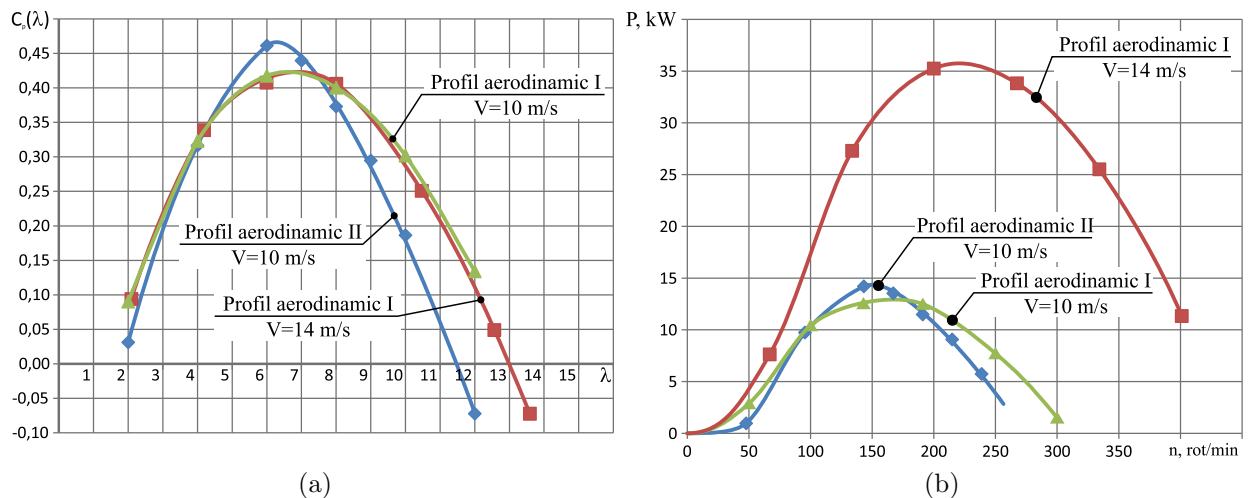


Fig. 5.1. Performanța aerodinamică  $C_P(\lambda)$  a profilurilor palelor rotorului în funcție de viteza specifică  $\lambda$  (a) și puterea  $P$  a rotorului în funcție de frecvența de turații  $n$  (b).

Valabilitatea concluziei se confirmă și prin analiza varierii puterii  $P$  dezvoltată de rotorul cu profilul aerodinamic *I* al palelor în funcție de frecvența de rotații  $n$  prezentată în figura 5.1 (b).

Din analiza dependențelor din figura 5.1 (b) putem constata că la viteza curenților de aer  $V = 10$  m/s rotorul cu profilul aerodinamic *I* al palelor dezvoltă puterea maximală  $P_{max} = 13$  kW cu frecvența turațiilor de  $n = 175$  min<sup>-1</sup>. Deci această frecvență de turații este luată în calcul la proiectarea generatorului electric cu puterea nominală de  $P = 10$  kW și coeficientul de suprasarcină de 1,3. De asemenea putem constata că la viteza vântului de  $V = 14$  m/s rotorul dezvoltă puterea de  $P = 35$  kW cu turațiile de  $n = 225$  min<sup>-1</sup>. Deci în cazul TE cu generator termic cu curenți turbionari, acesta trebuie proiectat la frecvența de turații  $n = 225$  min<sup>-1</sup> cu un coeficient de suprasarcină egal cu 3,5 și fără necesitatea de a scoate rotorul de sub bătaia curenților de aer. Astfel potențialul energetic disponibil la 14 m/s se convertește în energie utilă cu cota aproape de limita Betz.

Rezultatele simulărilor numerice CFD prezentate în figura 5.2 demonstrează că în rotorul tripal cu profilul aerodinamic *I*, cu unghiul de răsucire al palelor  $\alpha_{\Sigma} = 7,49^\circ$  și de așezare

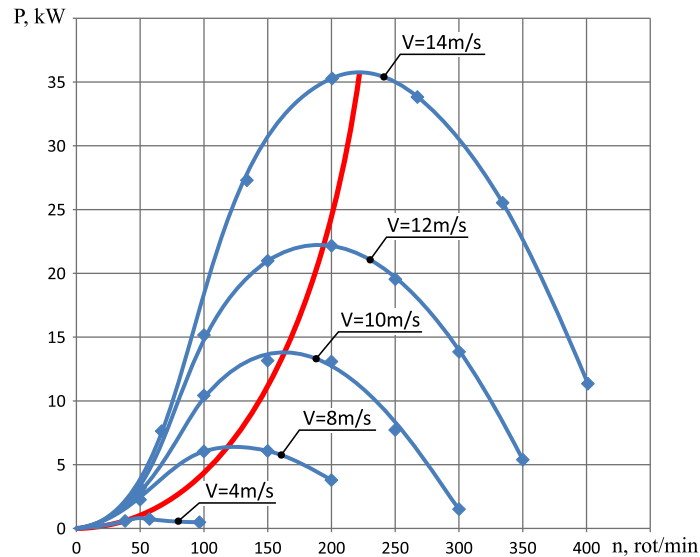


Fig. 5.2. Puterea  $P$  a rotorului în funcție de frecvența de turații  $n$  la diferite viteze ale vântului.

a acestora în nacela  $\alpha_{\Sigma} = 9,66^{\circ}$  puterea dezvoltată crește polinomial odată cu creșterea vitezei vântului: la vitezele de 4; 8; 10; 12 și 14 m/s, puterea  $P = 0,7; 6,2; 13; 22$  și 35 kW, respectiv. Rezultatele simulărilor CFD a rotorului tripal cu profilurile aerodinamice  $I$  și  $II$  ale palelor la vitezele vântului  $V = 10$  m/s și  $V = 14$  m/s sunt prezentate în tabelul A.5.1.

### 5.3. Caracteristicile de putere și funcționale ale rotoarelor basculante

În secțiune sunt prezentate caracteristicile de putere  $P(V)$  și factorii de performanță aerodinamică  $C_P(\lambda)$  ale rotorului basculant (profil aerodinamic  $I$ ), obținute în rezultatul simulărilor numerice CFD cu diferite unghiuri de basculare ale rotorului acționat de fluid cu diferite viteze.

În figura 5.3 (a) este prezentată variația puterii  $P$  în funcție de viteza de rotație  $n$  la diferite unghiuri de basculare  $\gamma$  a rotorului pentru viteza curenților de aer  $V = 14$  m/s. Odată cu mărirea unghiului de basculare  $\gamma$  al rotorului, suprafața baleiată de către palele acestuia se micșorează și consecutiv, scade puterea la axul rotorului.

Din figura 5.3 (a) se poate constata că la viteza vântului  $V = 14$  m/s în TE cu diametrul rotorului  $D = 8$  m generatorul electric trebuie să fie de 10 kW cu frecvența de turații nominală  $n = 175 \text{ min}^{-1}$  și coeficientul de suprasarcină  $1,3 \div 1,4$ , iar rotorul ei trebuie să basculeze la unghiul de  $\gamma = 45^{\circ}$ .

Din figura 5.3 (b) constatăm că odată cu majorarea unghiului de basculare scade factorul de performanță aerodinamică și, anume, de la  $C_P(\lambda) = 0,43$  pentru  $\gamma = 0^{\circ}$  (când fluidul acționează rotorul frontal), până la  $C_P(\lambda) = 0,23$  pentru unghiul de basculare  $\gamma = 45^{\circ}$ . Prin simulări CFD s-a constatat (tabelul A.5.2) că odată cu majorarea unghiului de basculare, factorul de performanță  $C_P(\lambda)$  scade mai brusc decât diminuarea suprafeței baleiate. De aici, putem concluziona că asupra factorului de performanță  $C_P(\lambda)$  influențează nu numai dimi-

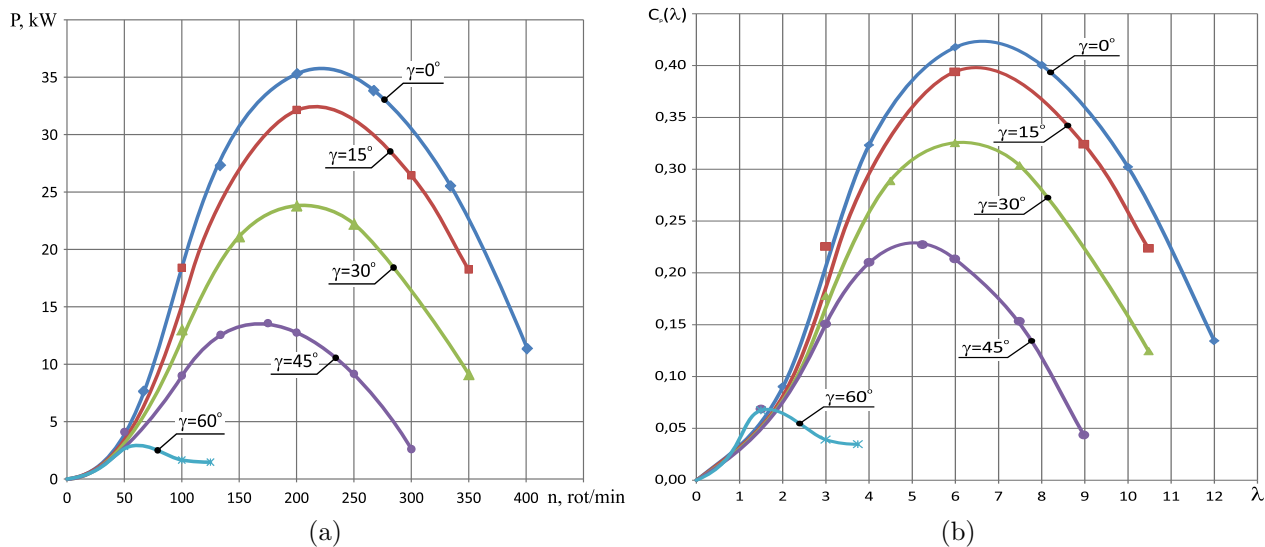


Fig. 5.3. Dependența puterii  $P$  de frecvența de rotații  $n$  (a) și dependența performanței aerodinamice  $C_p(\lambda)$  de viteza specifică  $\lambda$  la diferite unghiuri de basculare  $\gamma$  (b),  $V = 14$  m/s.

nuarea suprafeței baleiate, dar și schimonosirea geometriei acțiunii fluidului asupra palelor rotorului (la înclinarea acestuia).

Figura 5.4 prezintă variația puterii rotorului  $P$  în funcție de unghiul de basculare  $\gamma$  la viteza  $V = 14$  m/s pentru pala cu profilul aerodinamic  $I$ .

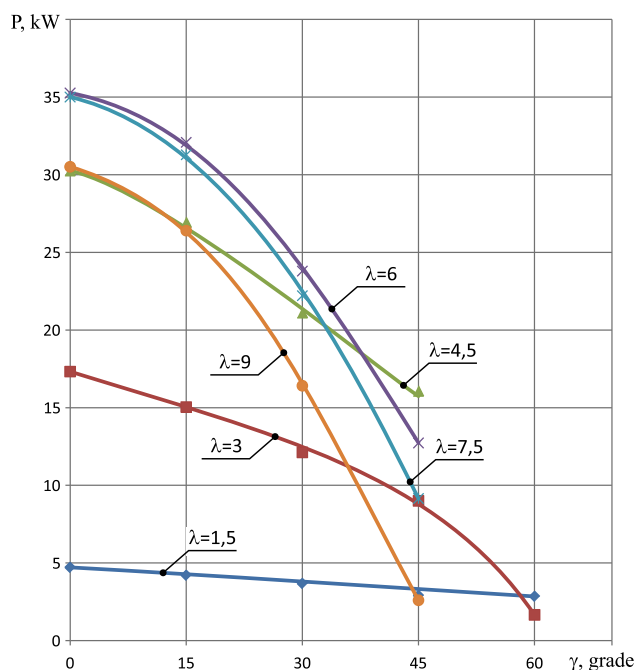


Fig. 5.4. Variația puterii rotorului  $P$  în funcție de unghiul de basculare  $\gamma$  la viteza  $V = 14$  m/s pentru pala cu profilul aerodinamic  $I$ .

În figura 5.5 (a) este prezentată variația puterii  $P$  în funcție de viteza de rotație  $n$ , în figura 5.5 (c) – dependența performanței aerodinamice  $C_p(\lambda)$  de viteza specifică  $\lambda$  la diferite



unghiuri de basculare  $\gamma$  a rotorului, iar în figura 5.5 (b) – dependența puterii  $P$  de unghiul de basculare  $\gamma$  la diferite viteze specifice  $\lambda$  pentru viteza curenților de aer  $V = 12$  m/s.

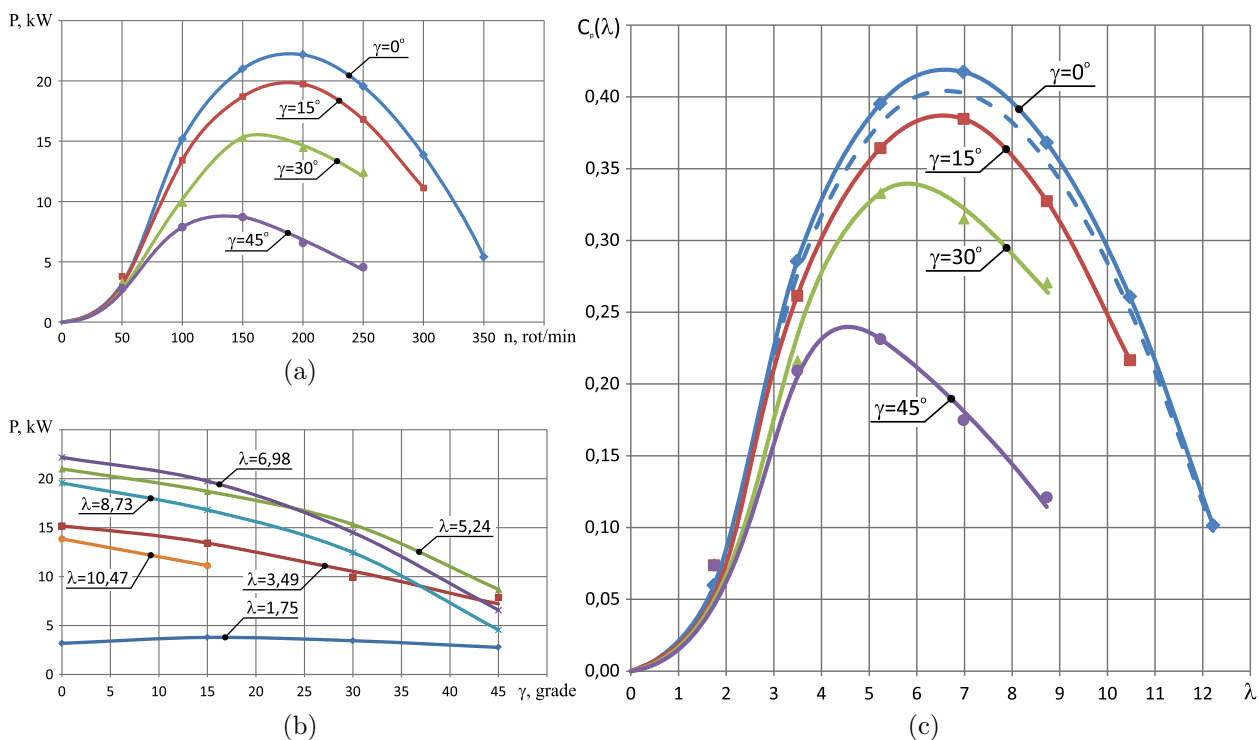


Fig. 5.5. Dependența puterii  $P$  de frecvența de rotații  $n$  (a), dependența puterii  $P$  de unghiul de basculare  $\gamma$  la diferite viteze specifice  $\lambda$  (b) și dependența performanței aerodinamice  $C_P(\lambda)$  de viteza specifică  $\lambda$  la diferite unghiuri de basculare  $\gamma$  (c),  $V = 12$  m/s.

Rezultatele simulărilor CFD, incluse în tabelul A.5.3, ne demonstrează, că la viteza vântului  $V = 12$  m/s pentru protejarea de suprasarcini a generatorului electric cu puterea calculată de  $P = 10$  kW, rotorul ar trebui să basculeze la unghiul  $\gamma = 35^\circ \div 37^\circ$ .

În cadrul proiectării TE, bascularea rotorului trebuie corelată cu frecvența turațiilor acestuia, care variază în dependență atât de viteza vântului, cât și de sarcina aplicată la generatorul electric sau termic. Din aceste considerente este important să identificăm prin simulări numerice CFD, dependența puterii rotorului  $P$  de unghiul de basculare și frecvența de turații dezvoltată de acesta sub acțiunea curenților de aer cu viteza  $8$  m/s  $< V < 14$  m/s. În figura 5.6 sunt prezentate variația puterii rotorului  $P$  în dependență de frecvența turațiilor  $n$  și performanța aerodinamică  $C_P(\lambda)$  în dependență de viteza specifică a fluidului  $\lambda$  pentru diferite unghiuri de basculare  $\gamma$  la viteza curenților de aer  $V = 10$  m/s, iar în figura 5.7 – pentru viteza curenților de aer  $V = 8$  m/s.

Rezultatele simulărilor numerice CFD a rotorului cu unghiurile de basculare  $0^\circ$ ,  $15^\circ$  și  $30^\circ$  la viteza  $V = 10$  m/s sunt prezentate în tabelul A.5.4., iar pentru viteza  $V = 8$  m/s – în tabelul A.5.5. În baza analizei rezultatelor simulărilor numerice CFD, putem constata, că la viteza curenților de aer  $V = 10$  m/s pentru a proteja de suprasarcini generatorul cu puterea nominală  $P = 10$  kW rotorul trebuie să basculeze între unghiurile  $\gamma = 0^\circ \div 7^\circ$ , iar la

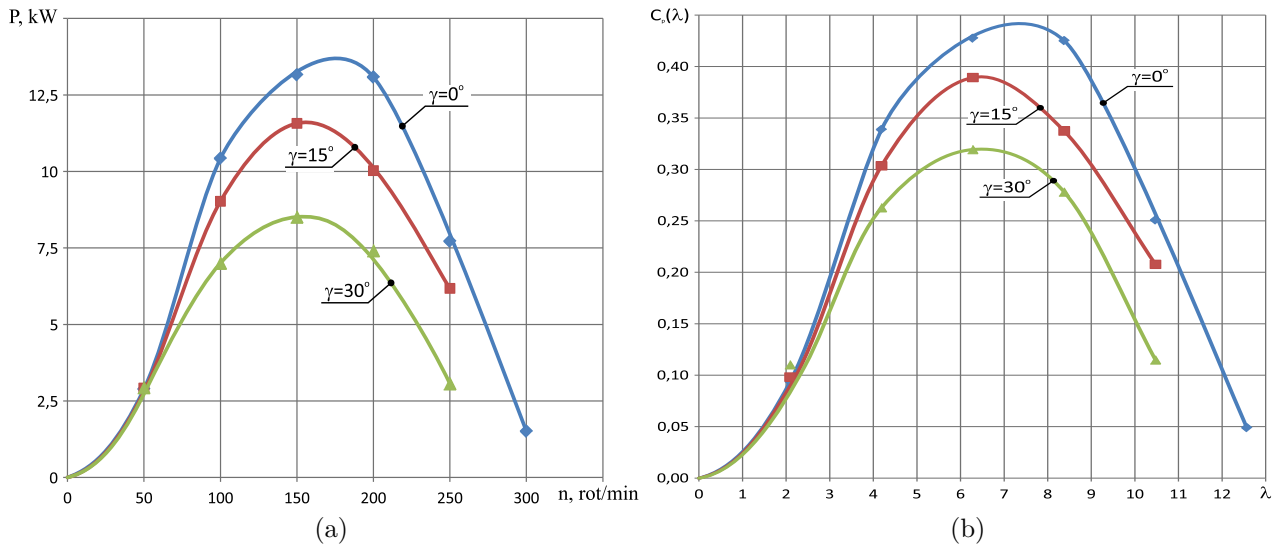


Fig. 5.6. Variația puterii  $P$  în dependență de frecvența de rotații  $n$  (a) și performanța aerodinamică  $C_P(\lambda)$  în dependență de viteza specifică  $\lambda$  la diferite unghiuri de basculare  $\gamma$  (b),  $V = 10$  m/s.

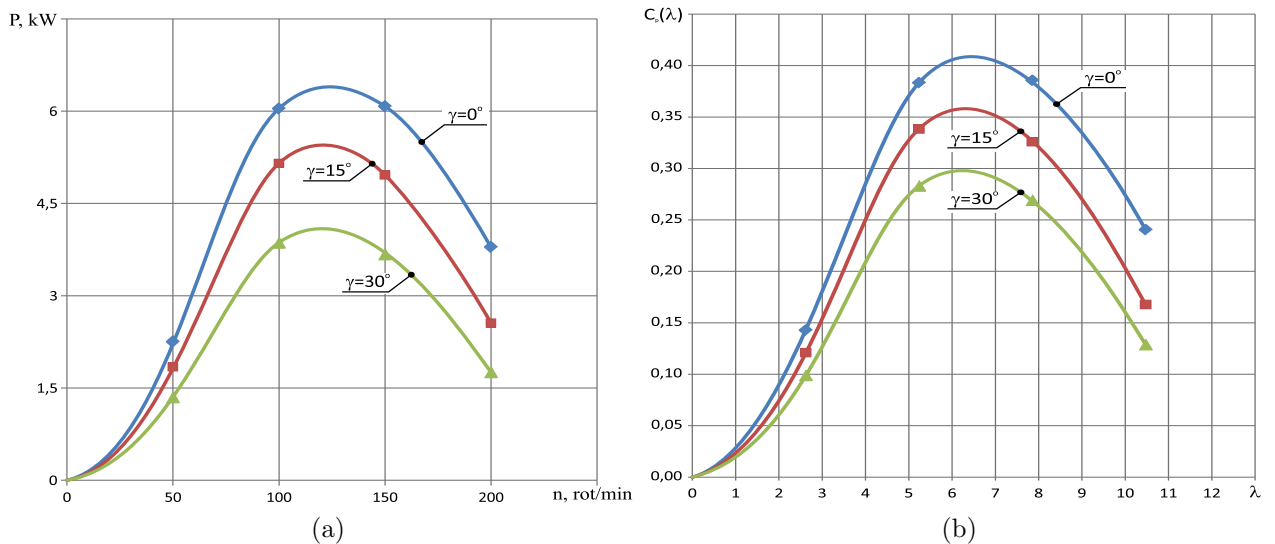


Fig. 5.7. Variația puterii  $P$  în dependență de frecvența de rotații  $n$  (a) și performanța aerodinamică  $C_P(\lambda)$  în dependență de viteza specifică  $\lambda$  la diferite unghiuri de basculare  $\gamma$  (b),  $V = 8$  m/s.

viteza  $V = 8$  m/s puterea maximă dezvoltată de rotor este de doar 6 kW fără bascularea rotorului.

#### 5.4. Caracteristicile de putere și funcționale ale roților-windrose

Proiectarea TE cu orientarea rotorului aerodinamic la direcția schimbătoare în timp a vântului prin intermediul roților-windrose [174] necesită cunoașterea caracteristicilor de putere ( $T, \omega$ ) a acestora sub acțiunea oblică (sub un unghi) a fluidului.

Pentru determinarea momentului de torsiune  $T$  și frecvenței rotațiilor  $n$  dezvoltate de windrose la diferite viteze ale vântului au fost efectuate simulări numerice în cadrul CFD în baza a 3 modele de windrose cu profil și tipodimensiuni diferite ale palelor, identificate prin  $A$ ,  $B$  și  $C$ . Modelele CAD ale windroselor au fost elaborate cu posibilitatea varierii unghiului de așezare  $\alpha_0$  al palelor în butuc, a unghiului de răsucire  $\alpha_\Sigma$  a secțiunilor învelișului aerodinamic de la încastrare spre vârful palei și a numărului de pale.

Simulările numerice CFD prevăd determinarea caracteristicilor de putere  $P(V)$  a windroselor acționate de fluid sub unghiuri  $20^\circ < \theta < 90^\circ$  cu vitezele 4 m/s și 12,5 m/s.

În figura 5.8 (a) este prezentată variația puterii  $P$  și a momentului de torsiune  $T$  la axele windroselor  $A$ ,  $B$  și  $C$  acționate frontal de fluid ( $\theta = 90^\circ$ ) cu viteza de 12,5 m/s, iar în figura 5.9 – dependența performanței aerodinamice  $C_p(\lambda)$  de viteza specifică  $\lambda$  a windroselor  $A$ ,  $B$  și  $C$ .

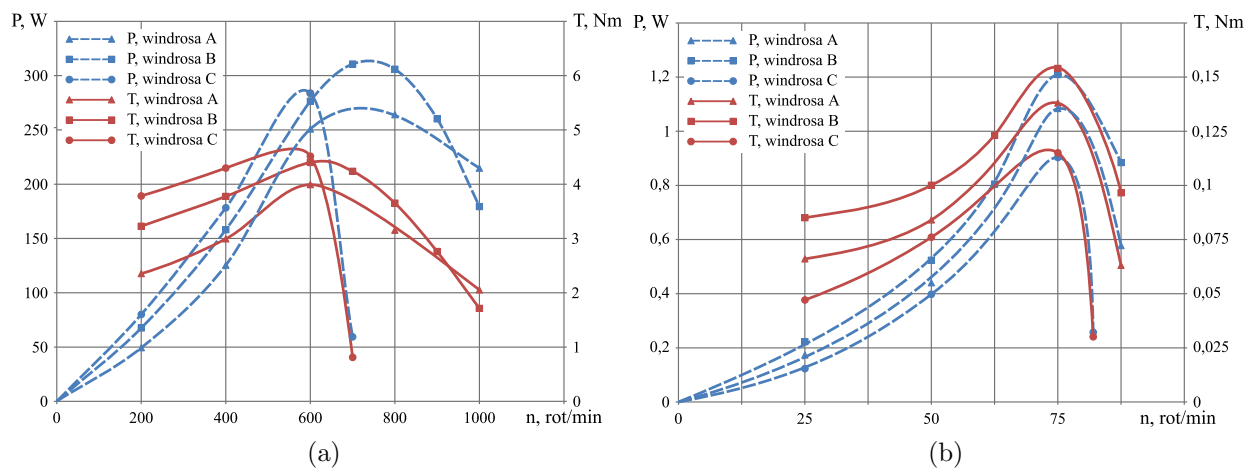


Fig. 5.8. Variația puterii  $P$  și a momentului de torsiune  $T$  la axele windroselor  $A$ ,  $B$  și  $C$  acționate de fluid frontal ( $\theta = 90^\circ$ ) la viteza  $V = 12,5$  m/s (a) și oblic ( $\theta = 20^\circ$ ) la viteza  $V = 4$  m/s (b).

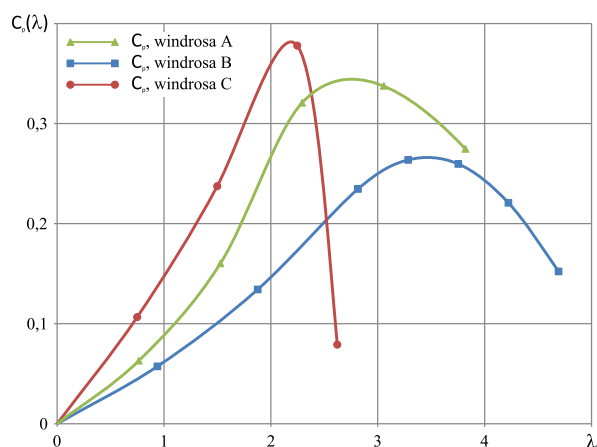


Fig. 5.9. Dependența performanței aerodinamice  $C_p(\lambda)$  de viteza specifică  $\lambda$  pentru windrosele  $A$ ,  $B$  și  $C$ .

Din prezentarea grafică se atestă că puterea  $P$  și momentul de torsiune  $T$  dezvoltate de windrosele  $B$  și  $C$  au același caracter extins până la frecvența de turații  $n = 1000 \text{ min}^{-1}$ , pe când în windrosa  $A$ , puterea  $P$  și momentul  $T$  scad brusc în intervalul turațiilor  $n = 600 \div 650 \text{ min}^{-1}$ . Din punct de vedere al valorii caracteristicelor de putere ( $P$ ,  $T$ ), windrosa  $B$  este mai performantă decât windrosa  $C$ . Analiza dependențelor ne permite să concluzionăm că la viteza curenților de aer  $V = 12,5 \text{ m/s}$  din windrosele  $A$ ,  $B$  și  $C$ , anume windrosa  $B$  are caracteristici de putere  $P$  și  $T$  mai mari cu extensiune până la  $n = 1000 \text{ min}^{-1}$ .

Prezintă interes variația puterii  $P$  și a momentului de torsiune  $T$  la axele windroselor  $A$ ,  $B$  și  $C$  acționate oblic sub un unghi minimal ( $\theta = 20^\circ$ ) cu o viteză minimală a curenților de aer ( $V = 4 \text{ m/s}$ ), valori la care rotorul aerodinamic trebuie să înceapă convertirea energiei deja fiind orientat la direcția curenților de aer. Din graficele prezentate în figura 5.8 (b) tragem concluzia că atât puterea  $P$  cât și momentul de torsiune  $T$  dezvoltate de windrosa  $B$  sunt mai mari și la viteza minimală a curenților de aer  $V = 4 \text{ m/s}$ . Observăm că la viteza de  $V = 4 \text{ m/s}$  caracteristicile de putere  $P$ ,  $T$  a tuturor windroselor obțin cote maxime la frecvența turațiilor de  $n = 75 \text{ min}^{-1}$ . Deci această importantă observație nu avantajează nici o windrosă.

De asemenea, prezintă interes influența numărului de palete ale windroselor asupra puterii  $P$  și momentului de torsiune  $T$  dezvoltate la viteze mici ale vântului, începând cu  $V = 4 \text{ m/s}$ . Rezultatele simulării CFD a windrosei cu 9 și 6 pale acționate de fluid sub unghiul de  $\theta = 20^\circ$  cu viteza  $V = 4 \text{ m/s}$  sunt prezentate în figura 5.10 (a), din care concluzionăm următoarele: windrosa  $B$  cu mai multe palete la vitezele mici ale vântului  $V = 4 \text{ m/s}$  și acționate oblic sub unghiul  $\theta = 20^\circ$  are caracteristicile  $P$  și  $T$  mai avansate.

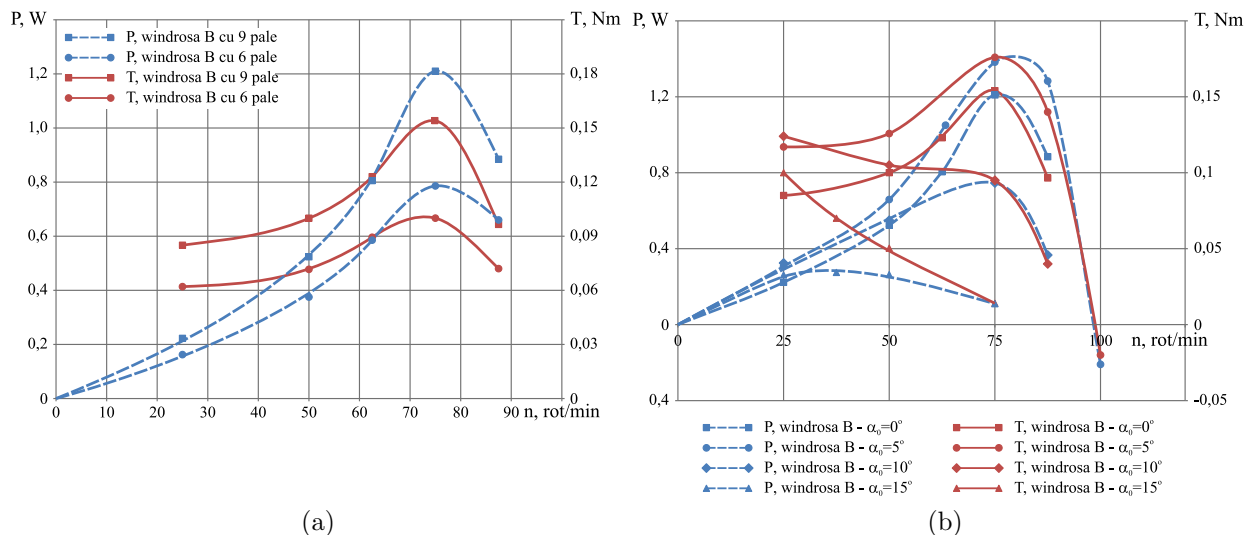


Fig. 5.10. Variația puterii  $P$  și a momentului de torsiune  $T$  la axa windrosei cu profil  $B$  cu 9 și 6 pale și unghiul de așezare  $\alpha_0 = 0^\circ$  (a) și cu diferite unghiuri de așezare (b).

În windrosele acționate de curenții de aer oblic sub unghiul  $\theta = 20^\circ$  momentului de torsiune  $T$  dezvoltat la aceeași viteză  $V = 4 \text{ m/s}$  este influențat și de unghiul de așezare a

paletelor în butuc. Această ipoteză a fost verificată prin simulări numerice CFD ale windrosei  $B$  cu diferite unghiuri de așezare a paletelor în butuc,  $\alpha_0 = 0^\circ, 5^\circ, 10^\circ$  și  $15^\circ$ .

În figura 5.10 (b) sunt prezentate rezultatele simulărilor numerice ale modelelor fizice CAD ale windrosei  $B$  cu diferite unghiuri de așezare al paletelor în butuc, din care constatăm că atât puterea  $P$  cât și momentul de torsiune  $T$  sunt mai mari pentru varianta windrosei cu palele întoarse spre zona amonte cu  $5^\circ$ . Figura 5.11 prezintă comparația coeficienților de performanță aerodinamică a windroselor  $A$ ,  $B$  și  $C$  la unghiul de așezare  $\alpha_0 = 0^\circ$ , și  $B$  la unghiul de așezare  $\alpha_0 = 5^\circ$ .

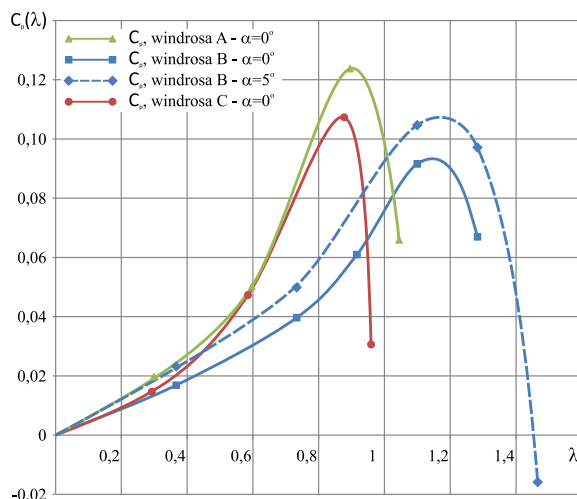


Fig. 5.11. Dependenta performanței aerodinamice  $C_p(\lambda)$  de viteza specifică  $\lambda$  pentru windro-sele  $A$ ,  $B$  și  $C$  ( $\alpha_0 = 0^\circ$ ), și  $B$  ( $\alpha_0 = 5^\circ$ ).

## 5.5. Comparația rezultatelor CFD cu testări experimentale

Pentru testări experimentale s-a folosit tunelul aerodinamic de dimensiuni mici HM170 din cadrul laboratorului catedrei "Bazele proiectării mașinilor" a Universității Tehnice a Moldovei, prezentat în figurile 5.12 și A.5.1. Viteza fluxului de aer în vecinătatea roților-windrose a fost măsurată cu anemometrul digital *Velocitor AM50*. A fost executat modelul fizic al nacelei și al roților-windrose în dimensiuni reale. În cadrul testărilor au fost încercate windro-sele cu 9 pale cu profilurile aerodinamice  $A$ ,  $B$  și  $C$  la diferite viteze ale fluxului de aer acționate frontal și oblic:  $\theta = 10^\circ$  și  $\theta = 20^\circ$ . De asemenea, au fost variate unghirile de așezare a palelor la butuc  $\alpha_0 = 2, 5^\circ, \alpha_0 = 5^\circ$  și  $\alpha_0 = 10^\circ$ .

Caracteristicile de putere ale windroselor obținute prin simulări numerice CFD au fost validate comparativ prin testări experimentale în tunel aerodinamic. În figura 5.13 este prezentată variația puterii  $P$  și a momentului de torsiune  $T$  la axa windrosei  $B$  cu 9 pale, acționată frontal de fluid ( $\theta = 90^\circ$ ) cu viteza de  $V = 12,5$  m/s (figura 5.13 (a)), acționată frontal  $\theta = 90^\circ$  cu viteza  $V = 4$  m/s (5.13 (b)) și acționată de fluid oblic ( $\theta = 20^\circ$ ) cu viteza de  $V = 4$  m/s (figura 5.13 (c)), calculate în baza simulărilor numerice CFD și comparate cu



(a)



(b)

Fig. 5.12. Testările experimentale în laboratorul catedrei BPM, UTM.

testările experimentale în tunel aerodinamic. Analiza comparativă a rezultatelor obținute prin simulări numerice CFD corespund ca tendință de variere cu cele experimentale.

Astfel, pentru proiectarea și fabricarea mostrei experimentale a TE cu rotor basculant și orientarea lui la direcția curenților de aer prin utilizarea forțelor dezvoltate de profilele aerodinamice ale paletelor, se propune windrosa  $B$ , cu următorii parametri: diametrul  $D = 1120$  mm; numărul de pale 9; unghiul de răsucire al paletelor  $\alpha_{\Sigma} =$ ; unghiul de așezare al paletelor în butuc  $\alpha = 5^{\circ}$ .

Windrosa  $B$  cu parametrii nominalizați acționată de fluid oblic sub unghiul  $\theta = 20^{\circ}$  cu viteza  $V = 4$  m/s dezvoltă la frecvența de rotații  $n = 75$  min<sup>-1</sup> puterea  $P = 1,4$  W și momentul de torsiune  $T = 0,175$  Nm.

Considerând momentul de torsiune la axa windrosei  $T = 0,175$  Nm dezvoltat la frecvența de rotații  $n = 75$  min<sup>-1</sup>, determinăm momentul de torsiune aplicat prin intermediul lanțului cinematic nacelei și rotorului aerodinamic supus orientării prin rotirea sa la direcția curenților de aer conform expunerilor din secțiunea 3.2.1.

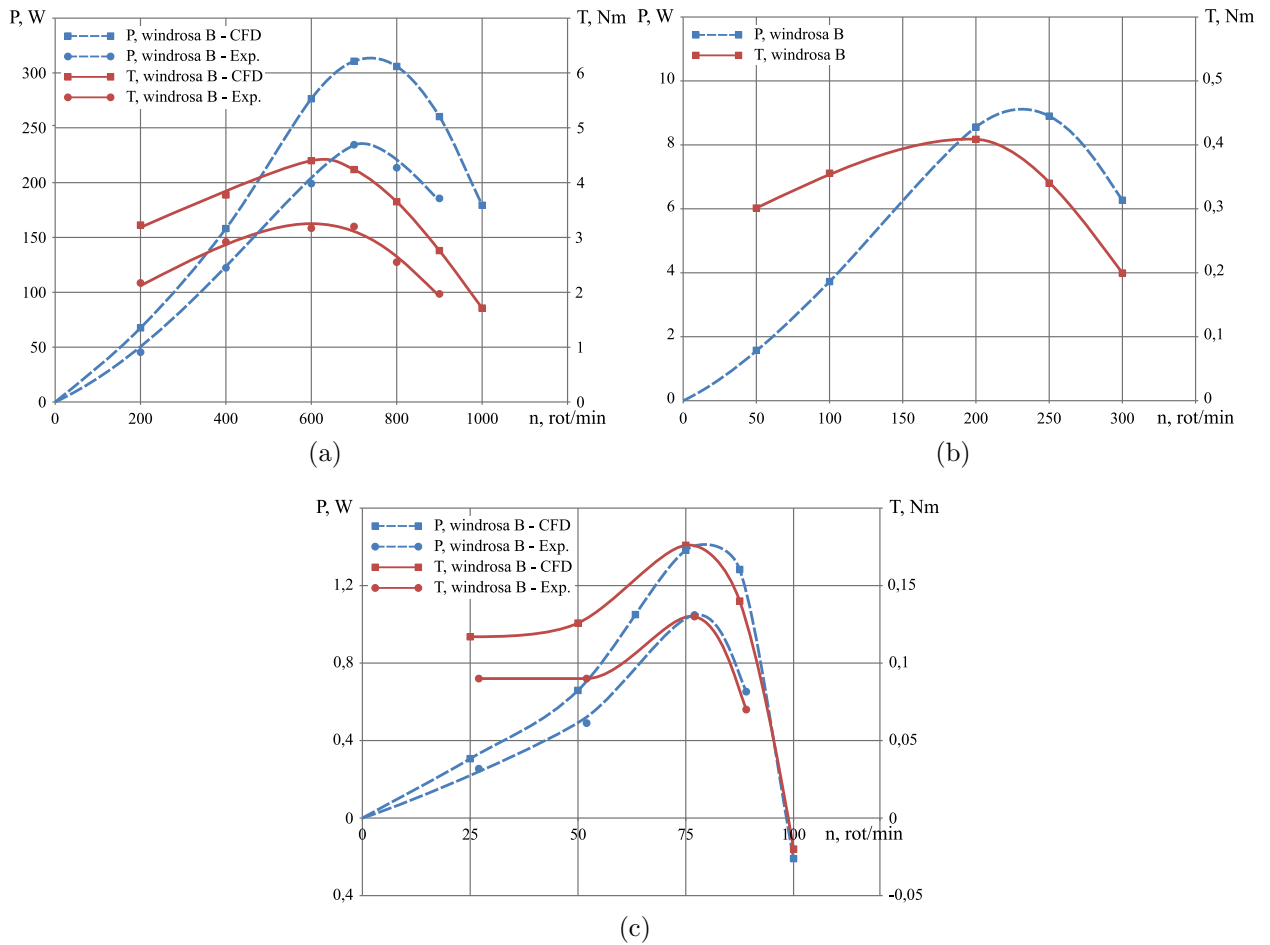


Fig. 5.13. Variația puterii  $P$  și a momentului de torsiune  $T$  la axa windrosei cu profil  $B$  cu 9 pale: acționată frontal  $\theta = 90^\circ$  cu viteza  $V = 12,5$  m/s (a), acționată frontal  $\theta = 90^\circ$  cu viteza  $V = 4$  m/s (b) și acționată oblic  $\theta = 20^\circ$  la viteza  $V = 4$  m/s (c) calculate în baza simulărilor CFD și testărilor experimentale.

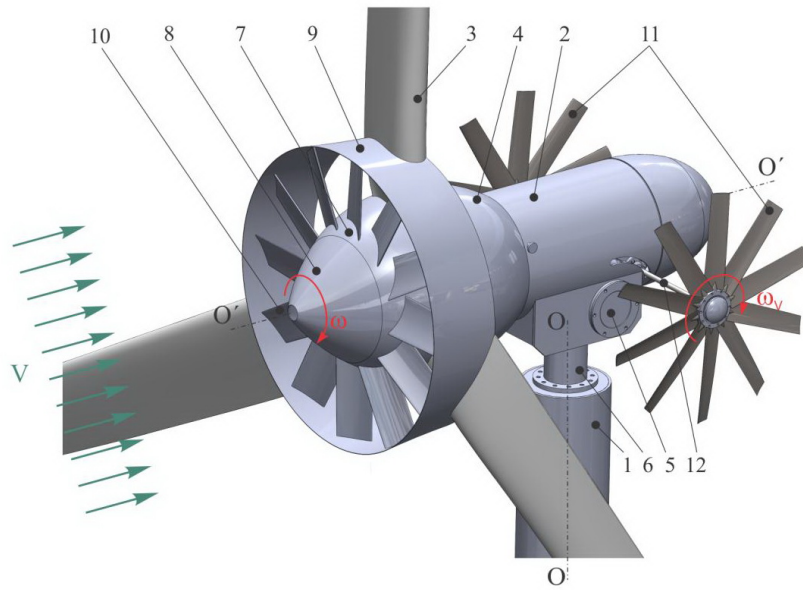
În tabelele A.5.7 – A.5.14 sunt prezentate rezultatele simulării CFD și a testărilor experimentale a windroșelor  $A$ ,  $B$  și  $C$  acționate de fluid frontal  $\theta = 90^\circ$  și sub unghi oblic  $\theta = 20^\circ$ , cu unghi de așezare de  $\alpha_0 = 0^\circ, 5^\circ, 10^\circ$  și  $15^\circ$  la vitezele vântului  $V = 4$  m/s și  $V = 12$  m/s.

## 5.6. TE cu rotor basculant orientat prin roți-windrose și TE cu rotor orientat electronic, dotate cu difuzoare convergente

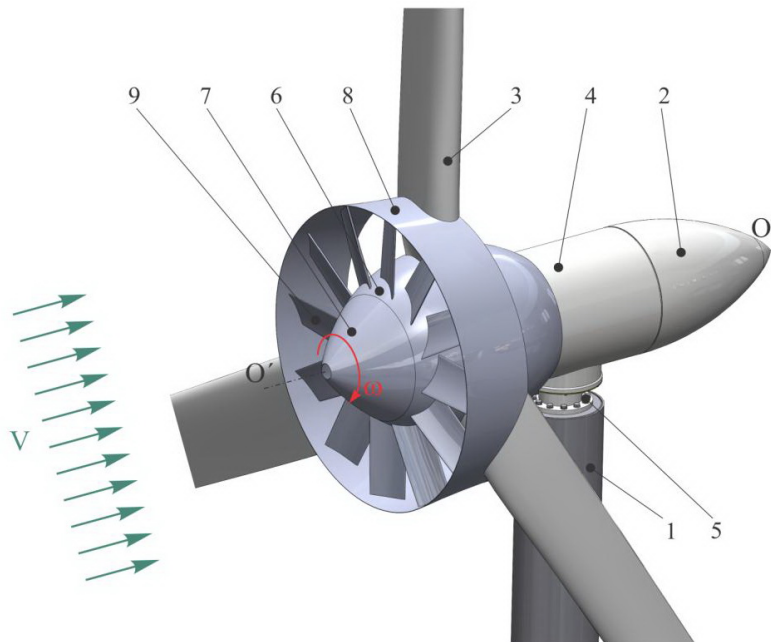
În baza descrierii curgerii fluidului prin rotor și în vecinătatea palelor aerodinamice și a simulărilor numerice CFD a rotorului și windroșelor acționate de curenți de aer sub unghi, au fost elaborate TE cu rotor basculant cu orientare la direcția vântului prin roți-windrose (figura 5.14 (a)) și electronic (figura 5.14 (b)) protejate de brevete de invenție<sup>6,7</sup>. Turbina

<sup>6</sup>Bostan Viorel. Brevet de invenție MD 4212 B1. Turbină eoliană cu roți windrose aerodinamice. BOPI nr.3/2013

<sup>7</sup>Bostan Viorel. Brevet de invenție MD 4213 B1. Turbină eoliană. BOPI nr.3/2013



(a) Orientare cu roți-windrose



(b) Orientare electronică

Fig. 5.14. Turbină eoliană cu rotor basculant orientată la direcția vântului prin intermediul roților-windrose (a) și electronic (b), dotată cu difuzoare și palete amplasate în zona centrală a rotorului.

eoliană (5.14(a)) conține un turn 1, o gondolă 2, un rotor cu pale cu profil aerodinamic 3, arborele căruia este cuplat fix cu arborele electrogeneratorului cu magneti permanenți 4. Gondola 2 este instalată în rulmenți în carcasa 5 cu posibilitatea de a se înclina sub un anumit unghi față de planul orizontal, totodată carcasa 5 este instalată în rulmenți pe arborele 6 fixat de turnul 1 cu posibilitatea de a se roti în jurul acestuia.

TE este dotată cu două roți vindroză 11 cu pale cu profil aerodinamic amplasate



simetric pe un arbore comun 12 pe de o parte și alta a gondolei 2. Roțile vindroză 11 sunt amplasate astfel încât profilele aerodinamice ale palelor reprezintă simetrie oglindă. În interiorul gondolei 2 pe o platformă fixată de carcasa 5 este instalată o stație hidraulică, care acționează un hidrocilindru fixat la un capăt cu gondola 2, iar la altul, cu carcasa 5.

Pentru sporirea eficienței conversiei energiei fluxului de aer cuprins de toată suprafața baleiată de către palele rotorului 3, inclusiv din zona centrală adiacentă butucului, în această zona centrală a rotorului 3 este amplasată turbina multipală centrală 7 constituită din difuzorul interior divergent 8, difuzorul exterior convergent 9 și coroana cu pale 10 cu profil aerodinamic amplasată în spațiul amonte între difuzoare. Turbina multipală centrală 7 poate fi dotată cu una sau două coroane de pale, amplasate în zona amonte și avală a rotorului 3 în spațiul dintre difuzoarele 13 și 14.

Turbina centrală 7, constituită din difuzoarele 8 și 9 și coroana cu pale 10 amplasate în zona amonte a rotorului 3, reprezintă un nod constructiv separat, care se fixează demontabil în zonele amonte sau avală ale rotorului 3.

De asemenea, rotorul eolian poate fi dotat cu un ecran cilindric 1 cu diametrul  $d = (0,08 \div 0,1)D$  și lățimea axială  $\ell = c + (0,1 \div 0,15)d$ , care înfășoară palele rotorului 3, unde  $c$  este cota maximală a secțiunii palei aerodinamice în direcția axei de rotire a rotorului amplasată la depărtarea egală cu raza ecranului cilindric.

Turbina multipală centrală, inclusiv ecranul cilindric, de asemenea pot fi montate pe rotoarele aerodinamice ale turbinelor eoliene cu orientare electronică la direcția curenților de aer (figura 5.14 (b)).

În TE cu orientare electronică, ca și în cele cu orientare prin intermediul vindrozelor, turbina centrală multipală, poate fi cu o coroană de pale 10 amplasate în zona amonte a rotorului 3 sau cu două coroane de pale, a doua coroană de pale 15 fiind amplasată în zona avală a rotorului 3.

TE funcționează în modul următor: la viteza vântului  $V > 2,5$  m/s, fluidul interacționând cu palele cu profil aerodinamic 3 antrenează rotorul și implicit arborele electrogeneratorului cu magneti permanenți 4 în mișcare de rotație cu viteza unghiulară de rotație  $\omega$ . În cazul în care direcția curenților de aer este perpendiculară pe suprafața baleiată a rotorului cu palele 3, vindrozele 11, având profile asimetrice (oglină), nu se rotesc sub acțiunea fluxului de aer. Vindrozele 11 încep să se rotească într-o direcție sau alta doar în cazul în care direcția vântului se schimbă și formează un oarecare unghi cu axa de rotire  $O' - O'$  a rotorului 3 (și respectiv, cu planul de rotație al vindrozelor 11).

Palele vindrozelor 11 cu profil aerodinamic sunt amplasate astfel încât la schimbarea direcției vântului sub un anumit unghi forțele aerodinamice dezvoltate de pale impun vindrozelor 11 mișcare de rotație cu viteza unghiulară  $\omega_v$  în sensul sau împotriva sensului mișcării acului de ceasornic. Mișcarea de rotație de la vindrozele 11, prin intermediul lanțului cinematic de rotire a gondolei, se transmite carcasei 5, care împreună cu gondola 2 se vor roti în jurul axei turnului  $O - O$  cu viteza unghiulară  $\omega_g = \omega_v i_1 \cdot i_2$  în sensul sau împotriva sen-

sului mișcării acului de ceasornic (în dependență de direcția schimbată a vântului). Rotirea gondolei 2 împreună cu rotorul 3 în jurul axei turnului  $O - O$  va dura până când planul de rotire a vindrozelor 11 nu va coincide cu direcția schimbată a vântului, iar planul de rotire a rotorului 3 nu se va poziționa perpendicular pe direcția acestuia.

Protejarea electrogeneratorului 4 de suprasarcini în intervalul vitezelor  $10 \div 22,5$  m/s se realizează prin micșorarea suprafeței baleiate de către palele rotorului 3 proiectată pe planul perpendicular direcției fluxului de aer. Micșorarea acestei suprafețe se realizează prin înclinarea sub un anumit unghi al axului  $O' - O'$  al rotorului cu pale 3 față de planul orizontal prin intermediul, spre exemplu, a unui sistem hidraulic.

În cazul în care vitezele curenților de aer nu depășesc 14 m/s, axa  $O' - O'$  a gondolei 2 și a rotorului 3 se află pe planul orizontal, iar când viteza fluxului de aer depășește 14 m/s, prin intermediul unui traductor de tensiune a curenților electric motorul electric al stației hidraulice, se conectează la un acumulator electric (individual) și, acționând un hidrocilindru, axa  $O' - O'$  a rotorului cu pale aerodinamice 3 se înclină sub un anumit unghi față de planul orizontal. În acest caz, suprafața baleiată de către palele rotorului 3 proiectată pe planul perpendicular pe direcția fluxului de aer se micșorează și, respectiv, se micșorează frecvența de rotații a electrogeneratorului 4 și puterea generată de acesta.

În TE cu orientare electronică prezentate în figura 5.14 (b), rotorul aerodinamic 3 se orientează la direcția curenților de aer urmărită de o giruetă prin intermediul unui bloc electronic de comandă a electromotorului mecanismului de acționare a gondolei 2, rotind-o spre direcția vântului. Când viteza curenților de aer depășește o anumită valoare, controlată în timp prin intermediul unui anemometru conectat la un bloc electronic, se conectează electromotorul mecanismului de acționare a gondolei 2, rotind-o în jurul axei turnului 1 la un anumit unghi față de direcția curenților de aer. Astfel, se micșorează aria suprafeței baleiate de palele rotorului aerodinamic 3 (proiectată pe planul perpendicular pe direcția curenților de aer) și, respectiv, se micșorează frecvența de rotație a acestuia și, corespunzător, puterea generată la bornele generatorului. La viteza curenților de aer mai mare decât viteza admisibilă ( $V > 22,5$  m/s) rotorul aerodinamic se rotește în jurul turnului 1, astfel încât planul lui de rotație se suprapune (coincide) cu direcția curenților de aer.

Pentru a micșora rezistența aerodinamică la interacțiunea frontală a curenților de aer cu butucul rotorului, în zona centrală a acestuia, de regulă, se amplasează difuzoare divergente 1 (figura 3.18). Prin această soluție tehnică inevitabilă, rezistența aerodinamică frontală la butucul rotorului aerodinamic diminuează. În același timp, amplasarea difuzoarelor divergente 1 conduce la modificarea direcției curgerii curenților de aer în zona centrală a rotorului aerodinamic. În acest caz, se atestă apariția în zona adiacentă a butucului propagării detașării stratului limită în direcția longitudinală a palelor.

Conform cercetărilor CFD zona detașării stratului limită se plasează pe suprafața dorsală a palelor (figura 3.16) și se extinde de la rădăcina de încastrare până la un anumit diametru  $d$  dependent de viteza fluidului, de forma difuzorului divergent 1 și de forma palei la

picioarul ei de fixare în butuc. Fenomenul de propagare a detașării stratului limită influențează negativ asupra eficienței conversiei energiei cinetice a fluidului cuprins în suprafața baleiată cu diametrul  $d$ .

Pentru sporirea eficienței conversiei energiei cinetice a curenților de aer cuprinși în toată suprafața baleiată de către palele rotorului aerodinamic 3 (figura 5.14 (b)) conform brevetului de invenție [175], în zona centrală a rotorului se montează turbina multipală centrală constituită din difuzorul convergent 2, difuzorul divergent 1 și două coroane de pale 3 și 4 cu profil aerodinamic, amplasate sub un anumit unghi de atac. Coroana cu pale 3 este amplasată în zona amonte a rotorului 5, iar coroana 4 în zona avală a acestuia. Curenții de aer, trecând prin zona inelară cuprinsă între diametrul exterior al rotorului  $D$  și diametrul  $d$  al gurii difuzorului convergent 2 interacționează cu palele 5 ale rotorului, posedând energie cinetică determinată de viteza  $V$  a vântului.

În același timp, în spațiul inelar format între suprafețele profilate ale difuzoarelor convergent 2 și divergent 1, viteza de curgere a fluidului crește. Astfel, palele cu profil aerodinamic ale coroarelor 3 și 4 interacționând cu curenții de aer cu viteza majorată, dezvoltă forțe aerodinamice portante caracteristice vitezelor mai mari ale vântului decât cele care acționează asupra palelor 5 ale rotorului. Aceasta conduce la sporirea eficienței conversiei prin contribuția turbinei multipale centrale.

Totodată, difuzorul (exterior) convergent 9 al turbinei multipale centrale stopează curgerea fluidului în direcția longitudinală a palelor 5 ale rotorului aerodinamic 3 (figura 3.18), fapt care conduce la diminuarea impactului detașării stratului limită și, respectiv, sporește eficiența conversiei energiei cinetice a curenților de aer în ansamblu.

În baza descrierii cu modele matematice a curgerii fluidului prin rotor și windrose, cât și în vecinătatea palelor aerodinamice a acestora, a fost argumentată influența soluțiilor tehnice și inovative propuse [174, 175, 172, 173] asupra eficienței conversiei energiei regenerabile și capacităților funcționale ale TE de mică putere. Prin simulări numerice din cadrul CFD ale rotoarelor și windroselor acționate de fluid la diferite viteze și sub unghiuri diferite, au fost identificați parametrii constructiv-cinematici și funcționali a rotoarelor TE, ale sistemului de orientare prin roți-windrose, a geometriei și a factorului de performanță aerodinamică a profilului palelor rotorului și windroselor.

Utilizând programul *SolidWorks*, în baza cercetărilor teoretice și simulărilor CFD, a fost elaborată documentația tehnică, conform căreia au fost fabricate: TE cu rotor basculant cu orientare la direcția vântului prin roți-windrose (figura ??), TE cu generator termic cu magneti permanenți cu curenți turbionari (figura 5.16) și TE cu generator electric (figura ??). În figura 5.15 este prezentată TE cu rotor basculant și orientare cu roți-windrose instalată pe poligonul de încercări a Universității Tehnice a Moldovei.



(a)



(b)



(c)



(d)

Fig. 5.15. Turbină eoliană cu rotor basculant orientată la direcția vântului prin intermediul roților-windrose în poziție orizontală (a,b) și în poziție basculată (c,d).

## 5.7. TE cu generator termic, cu orientare prin roți-windrose și electronic la direcția vântului

În figura 5.16 este prezentată TE cu generator termic cu curenți turbionari în care rotorul este elaborat în baza profilelor cu performanța aerodinamică  $C_p(\lambda)$  majorată prin soluții tehnice inovative propuse în baza simulărilor numerice CFD.

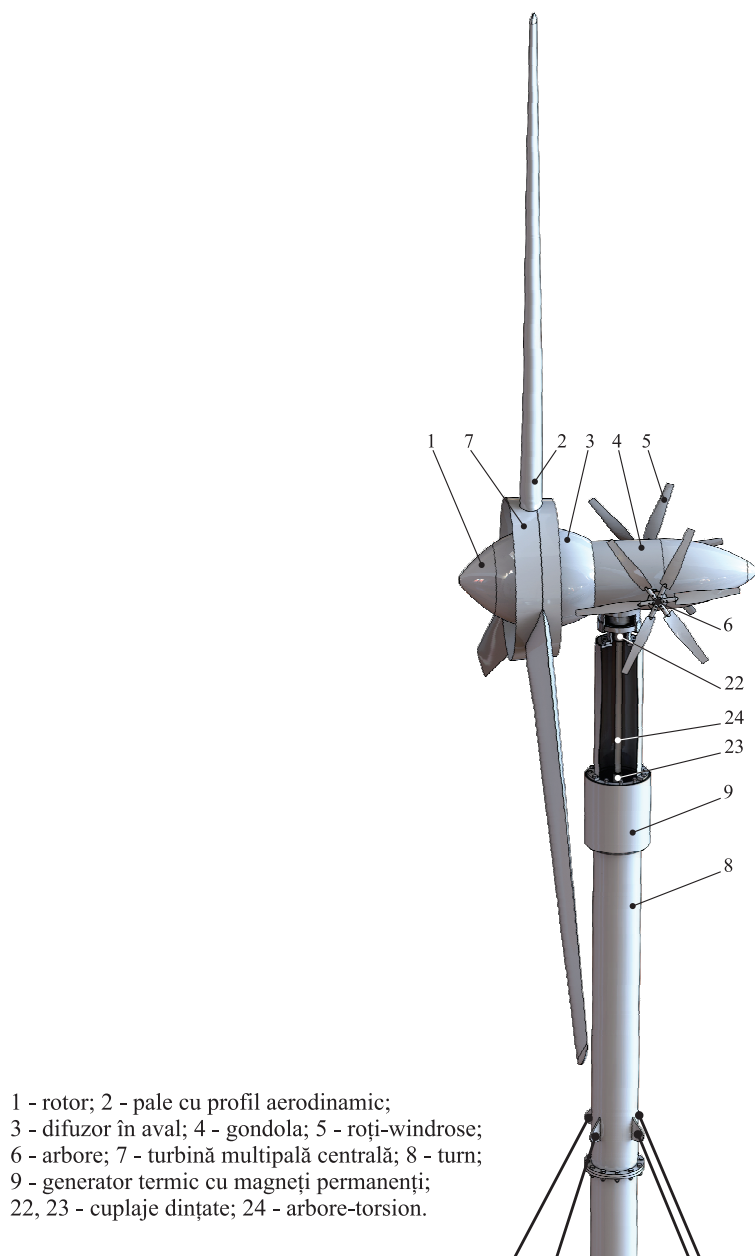


Fig. 5.16. Turbină eoliană cu generator termic cu magneți permanenți cu orientare la direcția curenților prin roți-windrose.<sup>8</sup>

Limitarea cotei energiei convertite la vitezele curenților de aer mai mari de 10 – 12 m/s se asigură la stadiul proiectării rotoarelor prin limitarea coeficientului de performanță aerodinamică  $C_P$  pentru aceste viteze, inclusiv prin soluții tehnice, care asigură întoarcerea

<sup>8</sup>Bostan V., Sobor I. Turbina eoliană. Brevet de invenție MD 660, BOPI nr.7/2013

rotorului sub un anumit unghi de la direcția vântului, sau prin schimbarea unghiului de atac al palelor aerodinamice, frânare etc. Astfel, pentru vitezele curenților de aer de până la 12 m/s, eficiența conversiei este prestabilită de factorul de performanță aerodinamică  $C_P$ . Reieșind din cele menționate, proiectarea rotoarelor aerodinamice se efectuează ținând cont de coeficientul  $C_P$  și factorul de suprasarcină al generatorului electric, care nu trebuie să depășească 1,2 – 1,3 din sarcina nominală convertită la vitezele curenților de aer de 10 – 12 m/s. Din aceste condiții, forma profilului aerodinamic trebuie să asigure autofrânare la viteze  $V$  mai mari decât 11 – 12 m/s sau construcția turbinei eoliene trebuie să asigure micșorarea proiecției suprafeței baleiate de către palele rotorului pe planul perpendicular pe direcția curențului de aer sau să asigure schimbarea unghiului de atac al palelor cu profil aerodinamic.

Prin urmare, în cazul proiectării turbinelor eoliene pentru conversia energiei direct în energie termică, caracteristica de putere  $P(V)$  a acestora trebuie să coreleze cu capacitatea de suprasarcină a generatoarelor termice, spre exemplu, cu curenți turbionari, care este egal cu 2 – 3 (în comparație cu 1,2–1,3 pentru generatoarele electrice).

În acest sens, a fost propusă pala cu profil aerodinamic  $I$  cu efect sorbant (figura 5.18), asigurat prin dotarea palei cu guri de aspirație 26 și canale de circulație 28 a fluidului între zonele bordului de atac și bordului de fugă, protejată cu brevet de invenție [173].

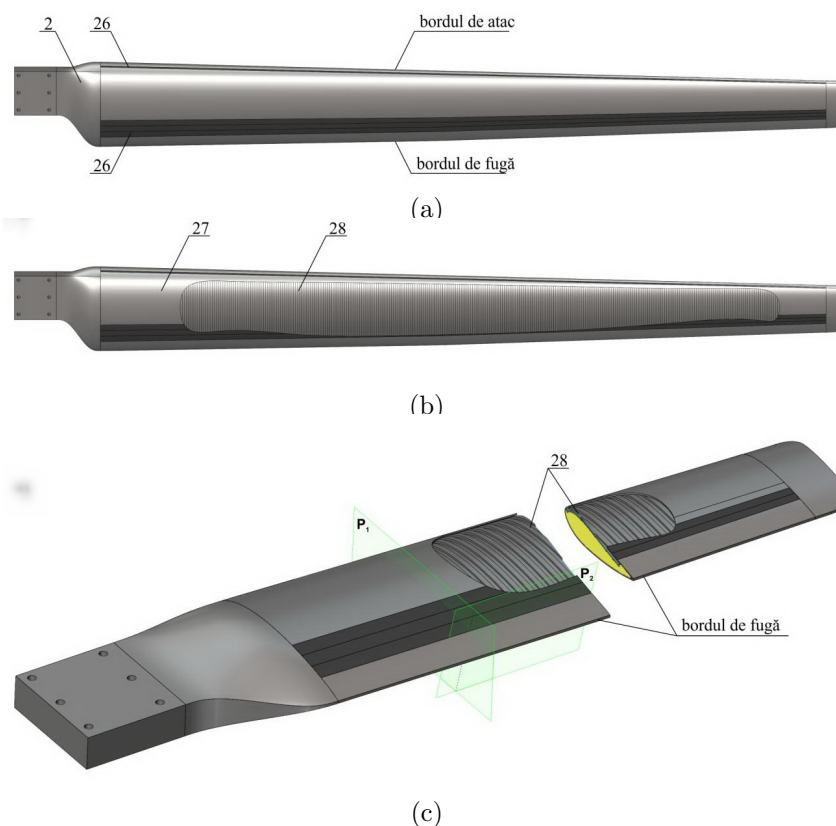


Fig. 5.17. Pala aerodinamică sorbantă.<sup>9</sup>

<sup>9</sup>Bostan V. Turbină eoliană. Brevet de invenție MD 661, BOPI nr. 7/2013.

Pentru rotoarele TE, destinate transformării energiei eoliene direct în energie termică, spre exemplu, prin intermediul generatoarelor termice cu curenți turbionari, nu pot fi utilizate eficient palele proiectate pentru TE cu generatoare electrice, fiindcă acestea nu asigură o eficiență maximă a conversiei energiei la vitezele mai mari de 10 – 12 m/s;

Coeeficientul de performanță aerodinamică  $C_P$  a profilelor palelor rotoarelor turbinelor cu generatoare termice cu curenți turbionari, pentru vitezele  $V$  mai mari decât 10 – 12 m/s trebuie să fie mai mare decât pentru cele cu generatoare electrice.

### 5.8. TE cu orientare electronică (profil aerodinamic II al palelor)

În baza investigațiilor efectuate a fost creată baza de date de proiectare a TE pentru diferite aplicații.

Astfel, au fost proiectate, fabricate și cercetate experimental în condiții reale de exploatare o serie de 10 TE cu puterea de 10 kW fiecare. În figura 5.18 (a) este prezentată TE (10 kW) destinată iluminării parcului UTM din campusul Rășcani, iar în figura 5.18 (b) TE (10 kW) destinată încălzirii și iluminării în comuna Țigănești, r-l Anenii Noi.



Fig. 5.18. TE din parcul UTM (a) și TE din comuna Țigănești, Anenii Noi (b).

## 5.9. Concluzii la Capitolul 5

În baza simulărilor numerice CFD ale rotorului eolian tripal:

- a fost stabilit că pentru viteze specifice  $\lambda$  mai mari factorul de performanță aerodinamică  $C_P(\lambda)$  este mai mare pentru profilul *I* (la unghiul de așezare  $\alpha_0 = 9,66^\circ$  și unghiul de răsucire  $\alpha_\Sigma = 7,49^\circ$ ) decât pentru profilul *II* (la unghiul de așezare  $\alpha = 12,2^\circ$  și unghiul de răsucire  $\alpha_\Sigma = 9,36^\circ$ ), astfel pentru rotoarele turbinelor eoliene cu generatoare cu magneti permanenți cu curenți turbionari se recomandă utilizarea profilului *I*, iar pentru cele cu generatoare electrice se recomandă profilurile *I* și *II*;
- a fost demonstrat că la acțiunea frontală a fluidului ( $\theta = 90^\circ$ ) puterea dezvoltată de rotor cu profil aerodinamic *I* cu unghiul de așezare  $\alpha_0 = 9,66^\circ$  și unghiul de răsucire  $\alpha_\Sigma = 7,49^\circ$  crește polinomial în funcție de creșterea vitezei vântului  $V$ : la vitezele de 4, 8, 10, 12, 14 m/s puterea  $P_{max} = 0,7; 6,2; 14; 22; 36$  kW, respectiv;
- a fost stabilit că la viteza curenților de aer  $V = 10$  m/s rotorul cu profil aerodinamic *I* dezvoltă puterea maximală  $P_{max} = 13$  kW la frecvența turațiilor  $n = 175$  min<sup>-1</sup>, caracteristicile limită luate în calcul la proiectarea generatorului electric cu puterea nominală  $P = 10$  kW și coeficientul de suprasarcină 1,3, iar pentru  $V > 10$  m/s, pentru a proteja generatorul de suprasarcini se recomandă de a scoate rotorul (cu profil aerodinamic *I*) de sub acțiunea curenților de aer, de exemplu, prin micșorarea suprafeței baleate de către acesta;
- În baza simulărilor CFD au fost determinate caracteristicile de putere  $P(V)$  ale rotorului (profil aerodinamic *I*,  $D = 8$  m) la diferite unghiuri de basculare  $\gamma$  pentru diferite viteze  $V$  ale vântului;
- S-a constatat că odată cu majorarea unghiului de basculare a rotorului  $\gamma$  la aceeași viteză specifică  $\lambda$ , factorul de performanță aerodinamică  $C_P(\lambda)$  scade de la  $C_P(\lambda) = 0,43$  pentru  $\gamma = 0^\circ$  până la  $C_P(\lambda) = 0,23$  pentru  $\gamma = 45^\circ$ , această scădere fiind mai bruscă decât diminuarea suprafeței baleate și, prin urmare, bascularea rotorului poate fi eficient utilizată pentru protejarea generatorului de suprasarcini;
- Pentru turbine eoliene cu generator termic cu puterea nominală de 10 kW, generatorul poate fi proiectat cu coeficientul de siguranță 3,5 pentru  $V = 14$  m/s și  $n = 225$  min<sup>-1</sup>, iar pentru  $V > 14$  m/s rotorul trebuie să basculeze pentru a limita puterea generată;
- au fost determinate variația puterii  $P$  și a momentului de torsiune  $T$  la axele windroselor *A*, *B* și *C*, acționate frontal sau oblic;
- În baza analizei caracteristicilor de putere  $P(T, \omega)$  dezvoltate de windrosele *A*, *B* și *C* acționate de vânt sub unghiurile externe  $\theta = 90^\circ$  și  $\theta = 20^\circ$  pentru proiectare a fost recomandată windrosa *B* ( $D = 1120$  mm, 9 pale, unghiul de așezare  $\alpha = 5^\circ$ ), care la acțiunea vântului sub unghiul  $\theta = 20^\circ$  cu viteza minimă  $V = 4$  m/s dezvoltă momentul de torsiune  $T = 0,175$  Nm cu frecvența turațiilor  $n = 75$  min<sup>-1</sup>, caracteristici care asigură întoarcerea rotorului la direcția vântului la viteza lui minimală.



## 6. MICROHIDROCENTRALE DE FLUX

### 6.1. Aspecte generale

Pentru a evita construcția unui baraj, energia cinetică a râului poate fi utilizată folosind turbine de curenți de apă. Acest gen de turbine se instalează ușor, se operează simplu și costurile de întreținere sunt convenabile. Viteza curentului de 1m/s reprezintă o densitate energetică de 500 W/m<sup>2</sup> a secțiunii de traversare, însă doar o parte din această energie poate fi extrasă și convertită în energie electrică sau mecanică utilă. Aceasta depinde de tipul rotorului și al paletelor. Viteza este, în special, importantă, pentru că o dublare a vitezei apei dă în rezultat o creștere de opt ori a densității energetice. Spre exemplu, râul Prut are o secțiune echivalentă cu 60 m<sup>2</sup> și o viteză medie în zonele explorabile de (1 – 1,3) m/s, ceea ce echivalează cu o energie teoretică de aproximativ (30 – 65) kW [177]. Dar, ținându-se cont de faptul că turbina poate ocupa doar o porțiune din albia râului, energia generată poate fi mult mai mică. Există diverse soluții conceptuale, însă problema măririi eficienței de conversie a energiei cinetice a apei rămâne în atenția cercetătorilor. Analiza variantelor constructive ale microhidrocentralelor de flux examinate anterior nu au satisfăcut pe deplin sub aspectul eficienței de conversie a energiei cinetice a apei. Într-o roată hidraulică clasică cu ax orizontal (figura 6.1 (a)) adâncimea maximă, la care este afundată una dintre pale, constituie cca 2/3 din înălțimea palei  $h$  și, prin urnare, doar această suprafață participă la transformarea energiei cinetice a apei în energie mecanică. De asemenea, pala anterioară acoperă aproximativ 2/3 din suprafața palei afundate maxim în apă ( $h'' \approx 2/3h'$ ), fapt ce reduce simțitor presiunea curenților de apă asupra palei. Pala, care urmează după pala afundată maxim în apă, este acoperită complet de aceasta și, practic, nu participă la conversia energiei cinetice a apei. De aceea, eficiența acestor roți hidraulice este mică.

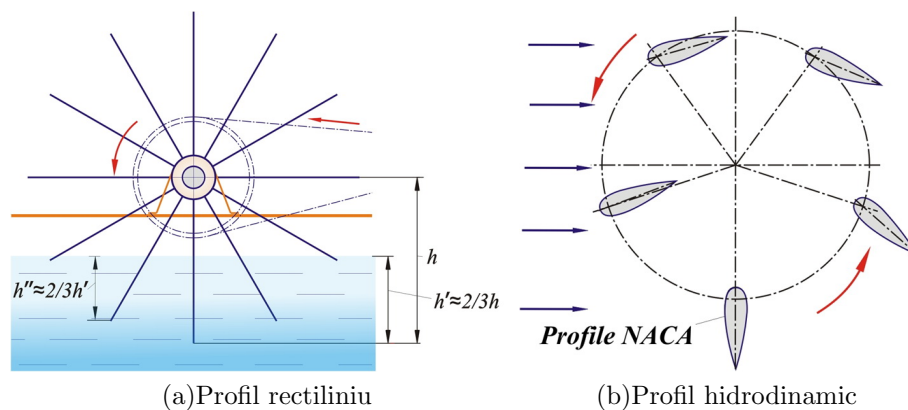


Fig. 6.1. Schemele conceptuale a rotorului cu profil rectiliniu al paletelor (a) și cu profil hidrodinamic al paletelor reglabile față de curenții de apă (b).

În baza analizei rezultatelor cercetărilor expuse în capitolele 2 și 4 au fost elaborate și brevetate unele soluții tehnice performante de microhidrocentrale de flux, bazate pe efectul hidrodinamic, generat de profilul hidrodinamic al paletelor, și orientarea paletelor în poziții

optime față de curenții de apă din punct de vedere al conversiei energiei în fiecare fază de rotire a rotorului turbinei (figura 6.1 (b)). În acest scop, au fost efectuate studii multicriteriale privind alegerea profilului hidrodinamic optim al palelor și elaborarea mecanismului de orientare a palelor față de curenții de apă.

Avantajele de bază ale acestor tipuri de microhidrocentrale sunt:

- impact redus asupra mediului;
- nu sunt necesare lucrări de construcții civile;
- simplitate constructivă și mentenanță accesibilă în zona rurală.

În scopul majorării coeficientului de conversie a energiei cinetice a apei (coeficientul Betz) au fost elaborate și brevetate o serie de scheme structurale de microhidrocentrale plutitoare, care includ un rotor cu ax vertical cu pale verticale și profil hidrodinamic în secțiune normală [163, 164, 165, 166]. Palele sunt legate între ele printr-un mecanism de orientare față de direcția curenților de apă. Mișcarea de rotație a rotorului cu ax vertical este multiplicată prin intermediul unui sistem de transmisii mecanice și este transmisă unui generator electric sau unei pompe hidraulice. Nodurile enumerate sunt fixate pe o platformă instalată pe corpuri plutitoare. Platforma este legată de țărm prin intermediul unei ferme metalice articulate și a cablurilor de detensionare.

Un aspect foarte important pentru optimizarea funcțională a microhidrocentralelor este alegerea profilului hidrodinamic optim al palelor, care permite majorarea coeficientului de conversie (coeficientul Betz) datorită forțelor hidrodinamice. Majorarea gradului de conversie este, de asemenea, atinsă prin asigurarea poziției optime a palei față de curenții de apă în diferite faze de rotire a rotorului, fiind utilizat un mecanism de orientare a palelor. Astfel, practic toate palele (chiar și cele care se mișcă împotriva curenților de apă) participă simultan la generarea momentului de torsiune sumară. Palele, care se mișcă în direcția curenților de apă, folosesc atât forțele hidrodinamice, cât și presiunea apei exercitată pe suprafețele palelor pentru generarea momentului de torsiune.

## **6.2. Concepte de microhidrocentrale de flux cu ax vertical și pale cu profil hidrodinamic**

În microhidrocentrala (figura 6.2 (a)) [163], turbina 1 include palele 2, executate cu profil hidrodinamic și montate pe osiile 3, fixate cu partea de sus în capetele extreme ale barelor 4, cu posibilitatea rotirii în jurul axelor lor. Poziția palelor 2 la unghiul  $\alpha$  față de direcția de curgere a apei este asigurată de mecanismul de reglare 5. Platforma 6 este asigurată suplimentar cu un troliu 7, fixat pe ferma montată imobil pe pilonul de țărm 8. Turbina 1 împreună cu paletelile 2 este amplasată în fluxul de apă a râului. Poziția lor față de nivelul apei este reglată de corpurile plutitoare 9 și de însăși palele 2, care sunt cave. Rotorul multipal este legat cinematic și coaxial prin intermediul multiplicatorului 10 cu generatorul electric 11. Pentru deservirea tehnică a turbinei 1, care necesită scoaterea ei din apă, este

utilizat troliul 7. Pala 2 (figura 6.2 (b)) este poziționată față de viteza relativă a curgerii la un unghi  $\alpha$ , care este variabil funcție de poziția acesteia în timpul rotației.

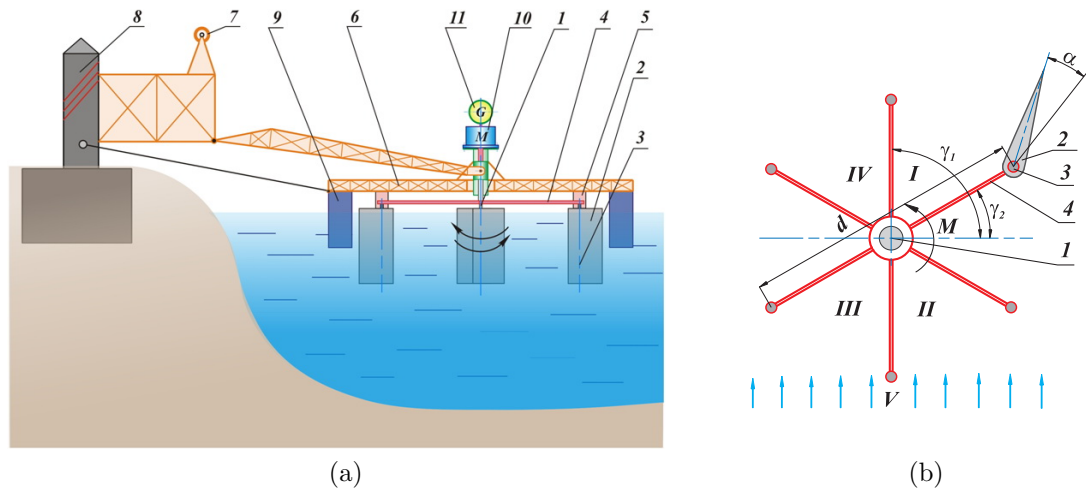


Fig. 6.2. Microhidrocentrală flotantă cu mecanism de orientare a palelor (a) și poziționarea individuală a palei față de curenții de apă (b).

Componentele forței  $F$ , care acționează asupra palei se determină din relațiile:

$$\begin{aligned} F_x &= \frac{1}{2} C_x \rho V_r^2 A, \\ F_y &= \frac{1}{2} C_y \rho V_r^2 A, \end{aligned} \quad (6.1)$$

unde  $\rho$  este densitatea apei,  $V_r$  – viteza relativă a fluxului de apă,  $A$  – aria palei, iar  $C_x$  și  $C_y$  sunt coeficienții de portanță și de rezistență ai profilului palei.

Coeficienții  $C_x$  și  $C_y$  depind de unghiul de atac  $\alpha$  al palei (unghiul dintre pală și direcția vitezei relative) și forma profilului, și se determină fie experimental, fie prin calcule numerice. Momentul de torsiune dezvoltat de o paletă este dat de formula:

$$M = F_\tau \frac{d}{2} = (\cos \gamma F_y - \sin \gamma F_x) \frac{d}{2}, \quad (6.2)$$

unde  $F_\tau$  este proiecția forței  $F$  pe tangenta dusă la traiectoria de mișcare a axei palei.

Momentul de torsiune sumar include și componenta generată de forța de rezistență  $F_h$ . Momentul de torsiune generat de turbină se compune din momentele de torsiune generate de fiecare pală în parte. Momentan, doar una din pale nu va genera moment pozitiv (ea va genera un moment negativ – de rezistență). Astfel, momentul de torsiune generat de turbina propusă va fi esențial mai mare decât cea produsă de turbinele existente la aceiași parametri geometrici (dimensiuni ale palelor) și cinematici ai apei. Microhidrocentrala propusă permite transformarea energiei cinetice a fluxului apei în energie mecanică sau electrică cu un coeficient sporit de utilizare a energiei apei.

În microhidrocentrala flotantă (figura 6.3) [164], pe structura de rezistență 1 este amplasată suplimentar o pompă centrifugă 2, care este legată cinematic cu axul rotorului multipal 3 prin intermediul transmisiilor prin curea 4 și 5. Generatorul electric 6 este legat cu axul

rotorului multipal prin intermediul transmisiilor cu curea 4 și 7. De asemenea, structura de rezistență 1 este legată cu țărmlul prin intermediul fermei metalice 8 și a cablurilor de susținere cu tiranți 9.

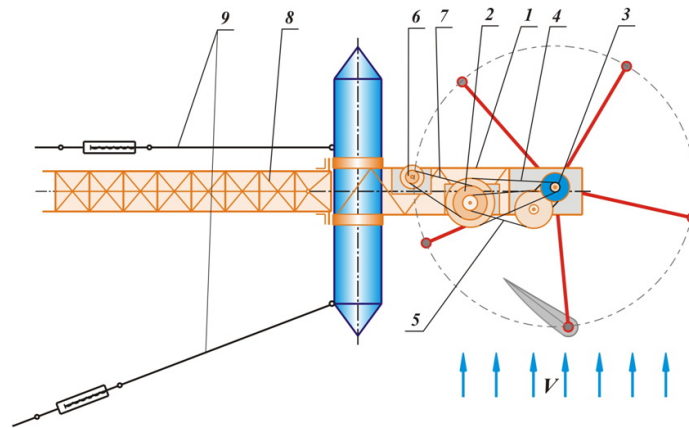


Fig. 6.3. Microhidrocentrală flotantă cu generator electric și pompă hidraulică.

În microhidrocentrala flotantă (figura 6.4 (a)) [165] rotorul 1 conține un număr impar de pale 2, care sunt montate cu posibilitatea rotirii pe axe verticale  $O' - O'$  (figura 6.4 (b)), fixate pe capătul extrem al fiecărei bare orizontale 3. Pe cadrul 4, în partea din față (prin care trece fluxul apei), este instalată rigid bara 5, pe care, în fața hidroturbinei relativ la direcția fluxului apei, este fixat un traductor 6, care determină direcția fluxului apei, legat cu mecanismul de rotație 7. Fluxul apei se mișcă în direcția indicată de vectorul  $V$  (figura 6.4 (b)).

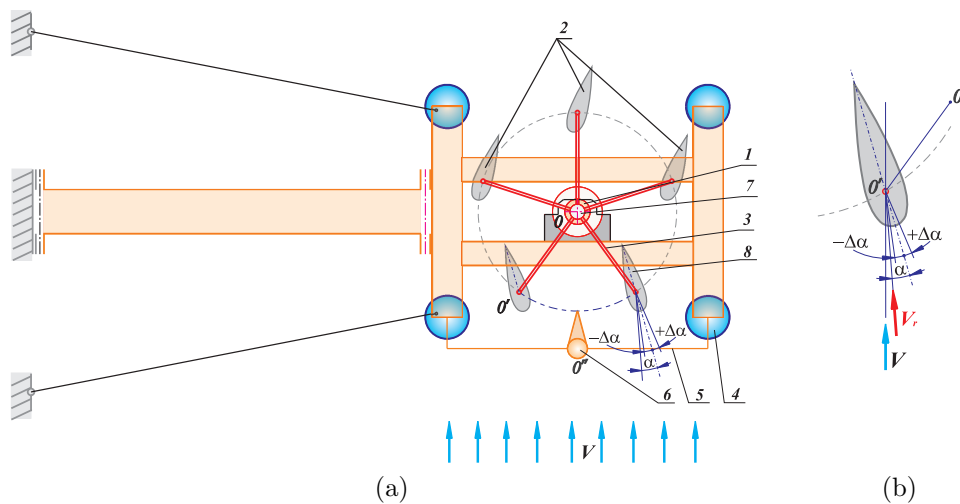


Fig. 6.4. Microhidrocentrală flotantă cu compensarea influenței schimbării direcției de curgere a curenților de apă.

Unghiul de atac al paletelor este unghiul  $\alpha$ , format de coarda suprafeței hidrodinamice și liniile de acțiune ale vectorului vitezei relative a fluxului apei  $V_r$  și care este dependent de forma suprafeței hidrodinamice și poziția în plan a acesteia. La schimbarea direcției curenților de apă datorită schimbării debitului de apă și a albiei râului curenții de apă vor

devia cu unghiul  $\Delta\alpha$ , modificându-se unghiul de atac  $\alpha$ . Pentru respectarea unghiului de atac, optim din punct de vedere al conversiei, este necesară corecția poziției tuturor paletelor cu unghiul  $\pm\Delta\alpha$ . La schimbarea direcției fluxului apei poziționarea tuturor paletelor 2 se corectează concomitent cu unghiul  $\pm\Delta\alpha$  cu ajutorul mecanismului de rotație 7:

$$\alpha_{1,2} = \alpha \pm \Delta\alpha. \quad (6.3)$$

În microhidrocentrala flotantă (figura 6.5) [166] structura metalică 1 este legată articulat prin intermediul fermei metalice 2 cu pilonii de țărșm 3. Pentru detensionarea legăturilor articulate „fermă 2 – structura metalică 1” și „ferma 2 – pilonii de țărșm 3” sunt prevăzute cablul 4, instalat paralel cu ferma metalică 2 și legat cu acelaș pilon 3, și cablurile laterale 5 și 6, legate cu pilonii laterali 7 și, respectiv, 8.

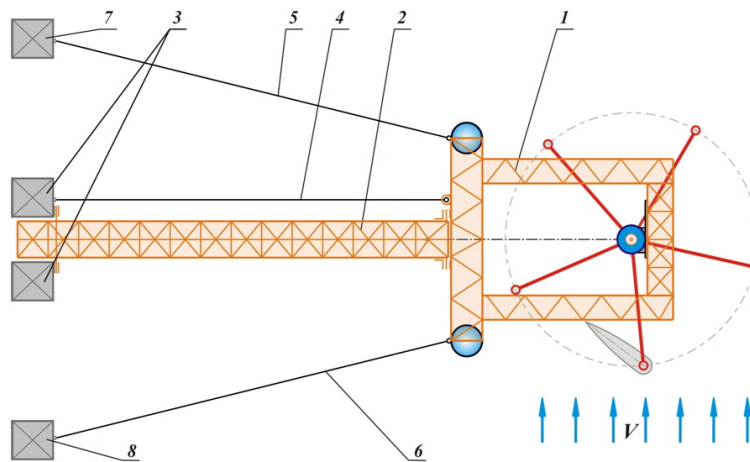


Fig. 6.5. Microhidrocentrală flotantă cu cabluri de detensionare a legăturii cu țărșmul.

### 6.3. Stabilitatea flotanta a mocrohidrocentralei

În microhidrocentrala flotantă (figura 6.6) [166, 167, 168] se propune o soluție tehnică de asigurare a stabilității transversale a platformei 1 a microhidrocentralei flotante, instalate pe corpurile flotante 2 și 3, amplasate de aceeași parte (partea dinspre țărșm a axei rotorului 4). Deoarece palele 5 ale rotorului 4 sunt executate cave, forțele Arhimede (hidrostatice) ale paletelor 5 îndeplinesc și ele rolul corpurilor flotante (figura 6.6). Analiza traiectoriei mișcării punctelor de aplicare a forței Arhimede  $F_a$  (punctul N din figura 6.6 (b)) a arătat că distanța de la acest punct până la planul, care trece prin axa rotorului 4 ( $O_1 - O_1$ , figura 6.6 (c)) va varia în funcție de unghiul de poziționare a rotorului. Astfel aceste distanțe pentru palele amplasate în semiplanul superior definit de axa  $O_1O_1 - OO$  diferă de distanțele respective pentru palele amplasate în semiplanul inferior. Migrațiunea punctelor de aplicare a forțelor Arhimede provoacă momentul de răsturnare:

$$M_r = M_{\Sigma,S} - M_{\Sigma,I}, \quad (6.4)$$

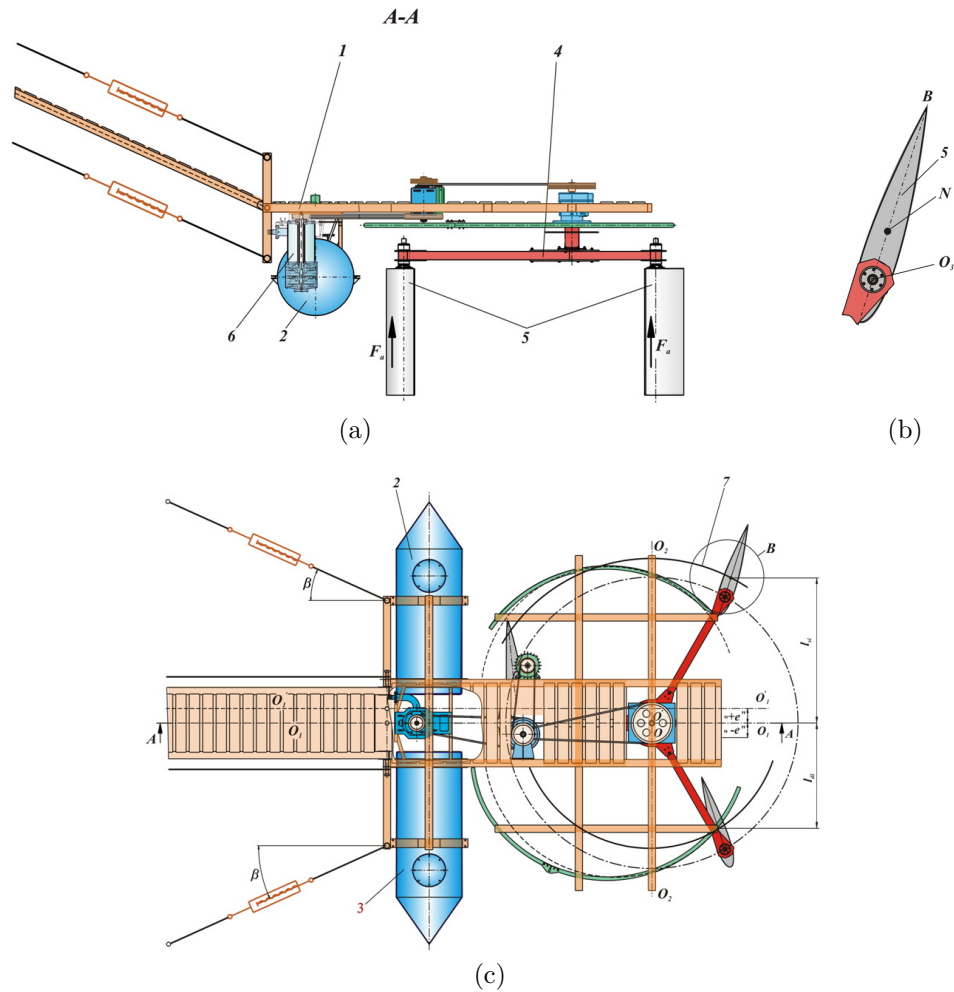


Fig. 6.6. Microhidrocentrală cu stabilitate transversală sporită.

unde  $M_{\Sigma,S}$  este momentul total dezvoltat de forțele Arhimede, care acționează asupra paletelor amplasate momentan în semiplanul superior, iar  $M_{\Sigma,I}$  este momentul total dezvoltat de forțele Arhimede, care acționează asupra paletelor amplasate momentan în semiplanul inferior.

Momentele totale dezvoltate de forțele Arhimede, care acționează asupra paletelor aflate momentan în semiplanul superior și, respectiv, semiplanul inferior, se determină prin relațiile:

$$M_{\Sigma,S} = \sum_i F_{A,i} D_{A,i}, \quad (6.5)$$

unde  $F_{A,i}$  sunt forțele Arhimede, care acționează asupra paletelor,  $D_{A,i}$  sunt distanțele de la punctul de aplicare a forței Arhimede până la axa rotorului, iar sumarea se efectuează după toate paletelor amplasate în semiplanul superior. Similar,

$$M_{\Sigma,I} = \sum_i F_{A,i} D_{A,i}. \quad (6.6)$$

Distanțele se calculează după formula:

$$D_{A,i}^2 = R^2 + c_A^2 + 2Rc_A \cos(\alpha + \phi_i), \quad (6.7)$$

unde  $R$  este raza rotorului,  $c_A$  este distanța dintre punctul de aplicare a forței Arhimede și punctul de fixare a palei de brațul rotorului,  $\alpha$  este unghiul format de coarda  $AB$  a palei și direcția de curgere a apei, iar  $\phi_i$  este unghiul format de brațul rotorului și direcția  $OO'$ . Pentru compensarea acestui moment de răsturnare  $M_r$  se propune amplasarea axei rotorului

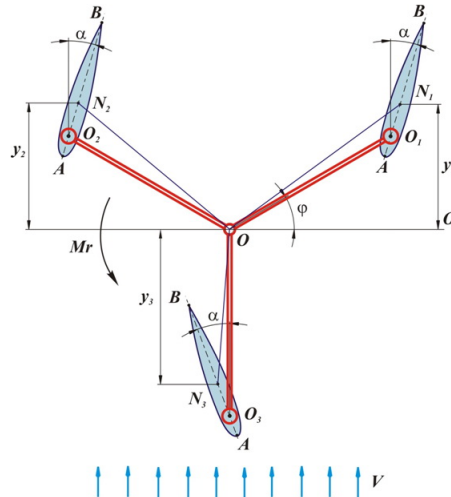


Fig. 6.7. Schema de calcul a stabilității flotante.

în planul deplasat la distanța  $e$  față de planul de simetrie longitudinală a corpurilor flotante. Distanța  $e$  se calculează cu relația:

$$e = \frac{\sum_{i=1}^{N_{pal}} y_i}{N_{pal}}, \quad (6.8)$$

unde  $N_{pal}$  este numărul palelor rotorului, iar  $y_i$  este distanța de la centrul de aplicare a forței Arhimede la pala  $i$  până la planul de simetrie longitudinală (figura 6.7). Pentru fiecare pală, distanța  $y_i$  se calculează prin relația:

$$y_i = c_A \cos \alpha + R \sin \left( \phi + (i - 1) \frac{360^\circ}{n} \right). \quad (6.9)$$

Introducem (6.9) în (6.8) și obținem  $e = c_A \cos \alpha$ .

Punctul de aplicare a forței Arhimede la fiecare pală este centrul de masă al profilului hidrodinamic utilizat, în cazul nostru profilul NACA 0016. Centrul de aplicare a sistemului de forțe Arhimede, care acționează asupra unui număr de pale submersate, va descrie o traiectorie de migrare generată de rotirea rotorului. Traiectoria de migrare generată de o rotire completă a rotorului cu 3 sau 5 pale reprezintă curbe închise prezentate în figura 6.8. Un punct de pe curba închisă reprezintă poziția centrului de aplicare a sistemului de forțe Arhimede corespunzătoare unei poziții unghiulare concrete a rotorului. Pentru a identifica soluția tehnică de asigurare a stabilității flotante a microhidrocentralei este necesar de a aprecia valorile distanței dintre centrul de aplicare a sistemului de forțe Arhimede și axa de simetrie longitudinală a corpurilor flotante.

În figura 6.9, se prezintă distanța  $e$  ca funcție de unghiul de poziționare  $\phi$  a rotorului cu 3, sau respectiv, cu 5 pale. S-a constatat că în cazul rotorului cu 3 pale distanța  $e$  ia

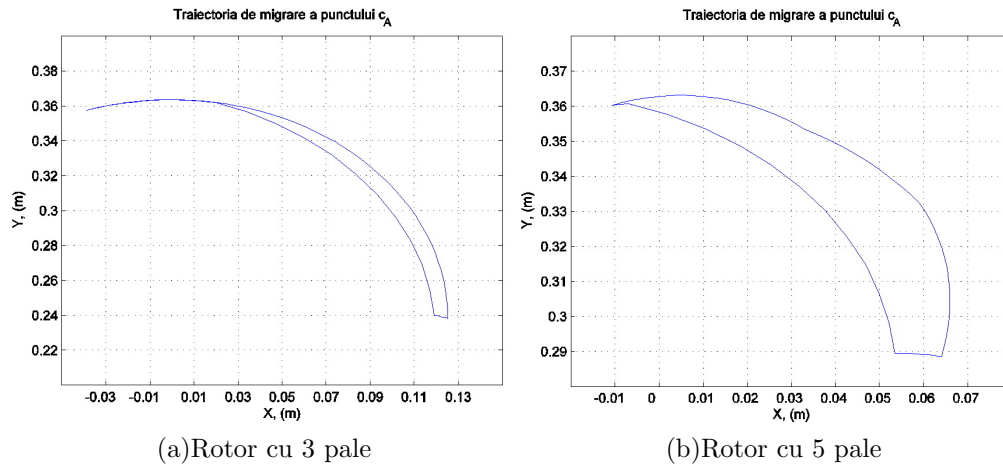


Fig. 6.8. Traiectoria de migrare a centrului de aplicare a forțelor Arhimede pentru rotorul cu 3 pale (a) și rotorul cu 5 pale (b).

valori cuprinse între  $e_{min} = 0,238$  m și  $e_{max} = 0,363$  m, iar în cazul rotorului cu 5 pale:  $e_{min} = 0,289$  m și  $e_{max} = 0,363$  m. Calculăm valoarea medie a distanței  $e$  ca funcție de unghiul de poziționare  $\phi$ : pentru rotoarele cu 3 și 5 pale respectiv, obținem aceeași distanță medie  $e_{med} = 0,33$  m.

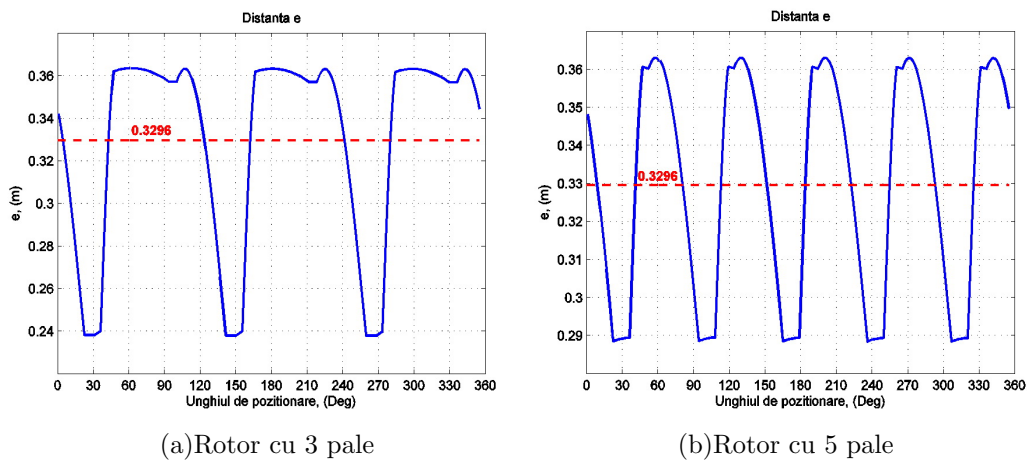


Fig. 6.9. Variația distanței  $e$  pentru rotorul cu 3 pale (a) și rotorul cu 5 pale (b).

#### 6.4. Orientarea, stabilizarea și profilul optim al palei hidrodinamice

Fluxul de apă în curgere interacționează cu palele cu profil hidrodinamic, dezvoltând forțe hidrodinamice direcționate astfel încât impun palele să se rotească în jurul axei centrale a rotorului hidrodinamic, comunicând acestuia un anumit moment de torsiune sumar  $T$ , format prin contribuția fiecărei pale.

Poziționarea mecanică a palelor față de direcția de curgere a fluxului de apă se realizează prin intermediul unui mecanism protejat cu brevet de invenție [169].



În figura 6.10 este prezentată schema principală a mecanismului de orientare continuă a palelor cu profil hidrodinamic în raport cu direcția de curgere a fluidului.

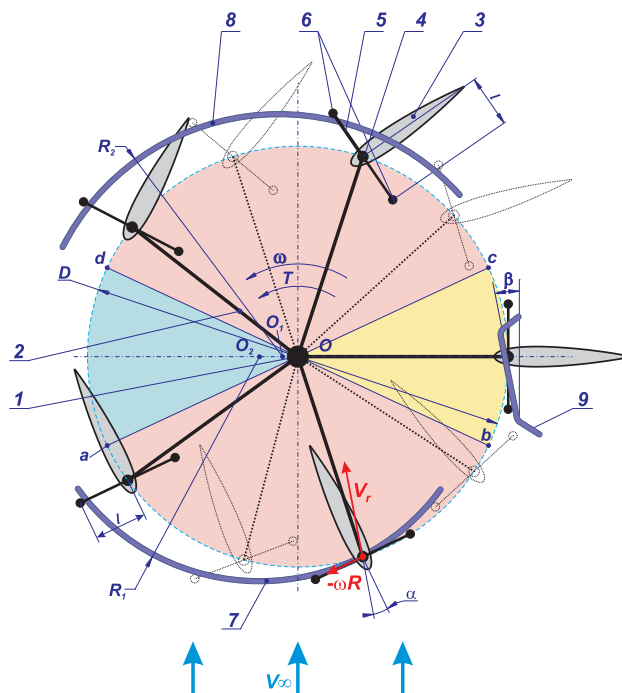


Fig. 6.10. Schema principală a mecanismului de orientare continuă a palelor în raport cu direcția de curgere a fluidului.

Rotorul hidrodinamic este constituit din arborele central 1, barele orizontale 2 și palele 3 cu profil hidrodinamic seria NACA 0016, care sub acțiunea forțelor hidrodinamice se rotesc cu viteza unghiulară  $\omega$ , dependentă de viteza de curgere a fluxului de apă, unghiul de poziționare  $\alpha$  al palelor și diametrul rotorului  $D$ .

Pentru identificarea caracterului influenței efectelor hidrodinamice asupra unei pale cu profil simetric NACA în mișcarea sa de rotație în jurul unui centru  $O$ , se definesc patru zone specifice de interacțiune pală-fluid, și anume: amonte  $Oab$ , aval  $Ocd$ , zona de tranziție de la amonte la aval  $Obc$  și zona de tranziție de la aval la amonte  $Oda$ .

Eficiența maximă de conversie a energiei cinetice a fluidului în energie mecanică utilă poate fi realizată în cazul în care o pală cu profil hidrodinamic pe întreaga durată a unei rotații contribuie sub acțiunea forței hidrodinamice la formarea momentului sumar  $T$ .

Pentru realizarea acestei condiții este necesar ca palele 3 să fie orientate față de direcția de curgere a fluidului sub un unghi de atac  $\alpha$  optim din punct de vedere al eficienței conversiei pentru fiecare zonă traversată de fiecare pală în timpul unei rotații.

În acest scop pe arborele fiecărei pale 3 este montată câte o tijă 5, amplasată perpendicular pe coarda palei respective și dotată cu două corpuri de rotație 6, amplasate cu posibilitatea de modificare a distanței  $l$  a acestora de la semiaxurile palei.

La periferia rotorului sunt montate ghidajele 7, 8 și 9, pe care se rostogolesc prin contact corpurile de rotație 6. Profilul ghidajelor și amplasarea lor față de centrul rotorului

determină unghiul de atac  $\alpha$  și evoluția modificării acestuia pentru fiecare pală în cursul unei rotații depline. Astfel, orice pală într-un anumit punct de pe traiectoria circulară a mișcării sale se poziționează sub unghiul de atac  $\alpha$ . În acest punct, unghiul  $\alpha$  poate fi modificat în funcție de viteza curgerii fluxului de apă  $V$  prin modificarea parametrului  $\ell$  de amplasare a corpurilor de rotație față de axele semiaxurilor 4 ale palelor 3.

La rotirea unei pale cu  $0 < \phi < 2\pi$  și unghiul de atac  $\alpha$  variabil, mecanismul de orientare al palelor (figura 6.11) trebuie să asigure stabilitatea poziționării acestora, care poate fi realizată în condițiile în care forța de reacție  $R_k$  în cupla cinematică "corp de rotație – ghidaj" satisface condiția:  $R_k > 0$ , iar din condiția minimizării forțelor inutile de frecare în cuplele cinematice "corp de rotație – ghidaj":

$$R_{k,max} = (1, 2 \div 1, 5)R_k, \quad (6.10)$$

unde  $R_{k,max}$  este reacția maximală în cupla cinematică "corp de rotație (bucșă) – ghidaj".

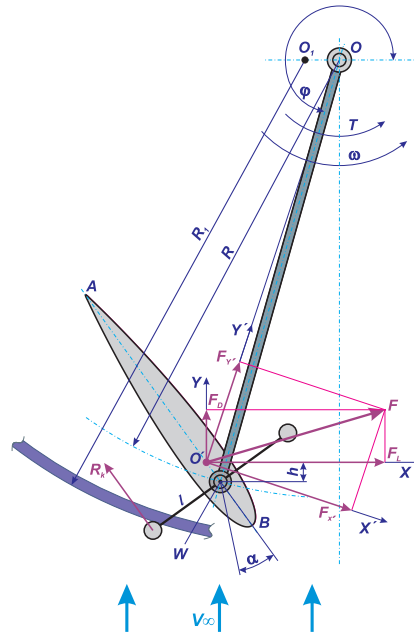


Fig. 6.11. Schema principală a mecanismului de orientare și stabilizare a poziționării palelor.

Reacția  $R_k$  în cupla cinematică de clasă superioară corp de rotație – ghidaj poate fi exprimată prin relația:

$$R_k = \frac{F_L h}{\ell}, \quad (6.11)$$

unde  $F_L$  este forța hidrodinamică dezvoltată la interacțiunea pală – fluid,  $h$  – distanța dintre axa semiaxului palei și linia de acțiune a forței hidrodinamice, iar  $\ell$  este distanța dintre axele semiaxurilor palei și corpului de rotație.

Din relația (6.11) urmează că pentru a asigura stabilitatea poziționării palelor în mișcarea lor de rotație în fluid cu respectarea condiției  $R_k > 0$ , este necesar de identificat punctul de amplasare a semiaxului palei  $W$ , precum și influența tuturor forțelor suplimentare.

tare, care acționează asupra palei interacționând cu fluidul, și anume tangajul, regimul de turbulență, curgerea fluidului în stratul limită.

Pentru aceasta, se consideră profilul simetric al palei într-un curent de fluid, care se mișcă uniform cu viteza  $V_\infty$  (figura 6.11). În punctul  $O'$  al palei simetrice se consideră două sisteme de coordonate, și anume: sistemul  $O'xy$  cu axa  $O'y$  orientată în direcția vectorului viteză, iar axa  $O'x$  normală la această direcție; și sistemul  $O'x'y'$  cu axa  $O'y'$  orientată în direcția brațului  $O'O$ , iar axa  $O'x'$  normală la această direcție. Punctul  $A$  corespunde bordului de fugă, iar punctul  $B$  corespunde bordului de atac. Unghiul de atac  $\alpha$  este unghiul dintre coarda  $AB$  a palei și direcția vectorului vitezei relative  $V_r$ , iar unghiul de poziționare  $\phi$  este unghiul dintre direcția vectorului de viteză și brațul  $O'O$ .

Forța hidrodinamică  $F$  are componentele în direcțiile  $O'x$  și  $O'y$ , numite forța de portanță și forța de rezistență;

$$\begin{aligned} F_L &= \frac{1}{2} C_L \rho V_r^2 S_p, \\ F_D &= \frac{1}{2} C_D \rho V_r^2 S_p, \end{aligned} \quad (6.12)$$

unde  $\rho$  este densitatea fluidului,  $V_r$  – viteza relativă,  $S_p = ch$  ( $c$  – lungimea corzii  $AB$ ,  $h$  – înălțimea palei) reprezintă aria suprafeței laterale a palei, iar  $C_L$  și  $C_D$  sunt coeficienții hidrodinamici adimensionali, numiți coeficientul de portanță (lift) și coeficientul de rezistență (drag). Coeficienții hidrodinamici  $C_L$  și  $C_D$  sunt funcții de unghiul de atac  $\alpha$ , numărul Reynolds  $Re$  și forma hidrodinamică a profilului palei. Componentele forței hidrodinamice în sistemul de coordonate  $O'x'y'$  sunt

$$\begin{aligned} F_{x'} &= -F_L \sin \phi + F_D \cos \phi, \\ F_{y'} &= F_L \cos \phi + F_D \sin \phi, \end{aligned} \quad (6.13)$$

Momentul de torsiune la arborele rotorului  $OO'$  dezvoltat de pala  $i$  este

$$T_{r,i} = F_{x'} \cdot |OO'|, \quad (6.14)$$

iar momentul de torsiune total dezvoltat la toate palele este

$$T_{r,\Sigma} = \sum_{i=1}^{N_{pal}} T_{r,i}, \quad (6.15)$$

unde  $N_{pal}$  este numărul palelor rotorului.

În general, forța hidrodinamică nu are punctul de aplicație în centrul semiaxelor de fixare a palelor, dar în originea sistemului de axe ale palei  $O'$  (figura 6.11), astfel că produce un moment resultant  $M$ . Acesta este determinat în raport cu un anumit punct de referință. Drept punct de referință se va considera punctul  $P$  situat la distanța de  $1/4$  de coardă de la bordul de atac  $B$ . Momentul, numit și moment de tangaj, se calculează după formula:

$$M = \frac{1}{2} C_M \rho V_r^2 c S_p, \quad (6.16)$$

unde  $C_M$  reprezintă coeficientul de moment al profilului.

Profilul hidrodinamic va fi ales din familia profilurilor aerodinamice NACA. În cadrul acestei familii, profilurile sunt exprimate ca funcții de 3 variabile, și anume: curbura maximă  $C_{max}$ , locația curburii maxime  $x_{C,max}$  și grosimea maximă  $G_{max}$  (figura 6.12 (a)). De exemplu, profilul NACA 5416 are 5% curbura maximă, situată la 40% a corzii și are grosimea de 16%, procentele fiind calculate din lungimea corzii. Coordonatele profilului se obțin prin combinarea coordonatelor liniei curburii medii și a distribuției grosimii (figura 6.12 (b)). Astfel, un punct pe suprafața profilului va avea coordonatele

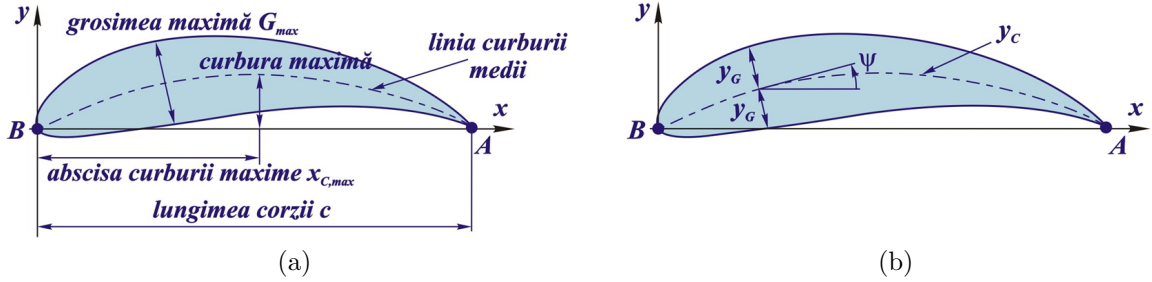


Fig. 6.12. Parametrii de formă a profilului din familia NACA cu 4 cifre (a) și profil hidrodinamic obținut prin combinarea liniei curburii medii și distribuției grosimii (b).

$$x_S = x - y_G \sin \psi, \quad (6.17)$$

$$y_S = y_C + y_G \cos \psi$$

și

$$x_S = x + y_G \sin \psi, \quad (6.18)$$

$$y_S = y_C - y_G \cos \psi,$$

unde  $(x_S, y_S)$  și  $(x_I, y_I)$  sunt coordonatele punctelor situate pe suprafața superioară și respectiv inferioară a profilului,  $y_G = y_G(x)$  este distribuția grosimii în funcție de abscisa  $x$ , iar  $\psi$  este unghiul dintre tangenta la linia curburii medii și axa absciselor (figura 6.12 (b)). Distribuția grosimii  $y_G$  este furnizată de ecuația

$$y_G = 5G_{max}c \left( 0,2969\sqrt{\frac{x}{c}} - 0,126\frac{x}{c} - 0,3537\left(\frac{x}{c}\right)^2 + 0,2843\left(\frac{x}{c}\right)^3 - 0,1015\left(\frac{x}{c}\right)^4 \right), \quad (6.19)$$

unde  $G_{max}$  este grosimea maximă, iar  $c$  este coarda profilului. Linia curburii medii este definită după cum urmează:

$$y_C = \begin{cases} \frac{C_{max}}{x_{C,max}^2} \left( 2x_{C,max} \frac{x}{c} - \left(\frac{x}{c}\right)^2 \right), & \text{dacă } \frac{x}{c} \leq x_{C,max}, \\ \frac{C_{max}}{(1-x_{C,max})^2} \left( 1 - 2x_{C,max} + 2x_{C,max} \frac{x}{c} - \left(\frac{x}{c}\right)^2 \right), & \text{dacă } \frac{x}{c} > x_{C,max}, \end{cases} \quad (6.20)$$

unde  $C_{max}$  este valoarea curburii maxime, iar  $x_{C,max}$  este abscisa curburii maxime.

În cazul profilurilor simetrice și cu lungimea corzii unitară (profiluri ce vor fi utilizate în calculul coeficienților hidrodinamici) curbura este nulă ( $C_{max} = 0$  și  $x_{C,max} = 0$ ), iar linia curburii medii va coincide cu axa absciselor ( $\psi = 0$  și  $y_C = 0$ ). Astfel, ecuațiile (6.17) și

(6.18) devin:

$$x_S = x, \quad y_S = y_G, \quad (6.21)$$

$$x_I = x, \quad y_I = -y_G, \quad (6.22)$$

unde funcția de distribuție a grosimii are forma:

$$y_G = 5G_{max}c(0, 2969\sqrt{x} - 0, 126x - 0, 3537x^2 + 0, 2843x^3 - 0, 1015x^4) \quad (6.23)$$

În continuare, este prezentată metodologia de determinare a parametrilor geometrici și constructivi optimi: profilul hidrodinamic al palelor; poziția optimă a palelor în timpul rotației; lungimea cordului; înălțimea palelor; diametrul rotorului etc. Determinarea acestor parametri optimi necesită calculul caracteristicilor de putere a MHCF, care la rândul lor depind de coeficienții hidrodinamici de portanță  $C_L$ , de moment  $C_M$  și de rezistență  $C_D$  ai profilului hidrodinamic. Pentru a calcula coeficienții  $C_L$ ,  $C_M$  și  $C_D$ , a fost elaborat un program în Matlab în baza algoritmului de calcul prezentat în Capitolul 2. Schema de calcul a coeficienților hidrodinamici, prezentată în figura 6.13, presupune divizarea domeniului de curgere în două zone: zona curgerii potențiale, în care efectele vâscoase la perete sunt neglijabile, și zona stratului limită, în care forțele vâscoase sunt dominante.

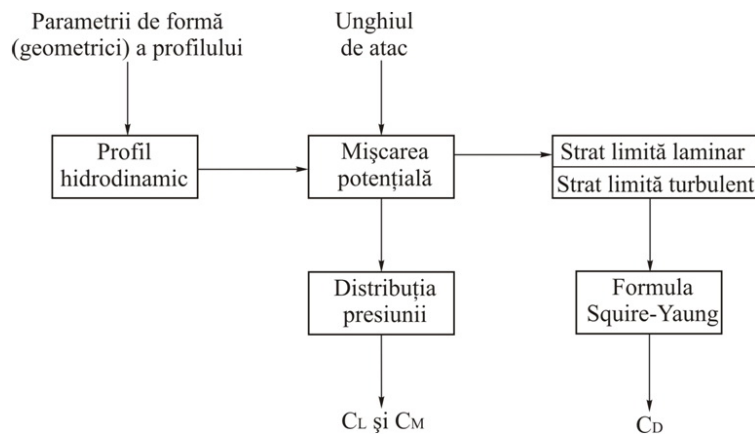


Fig. 6.13. Schema de calcul a coeficienților hidrodinamici  $C_L$ ,  $C_M$  și  $C_D$

În baza parametrilor geometrici ai profilului sunt generate coordonatele palei, care împreună cu unghiul de atac și numărul Reynolds sunt transmise subprogramului de calcul a distribuției câmpului de viteze a mișcării potențiale. În cadrul acestui subprogram sunt calculați coeficienții hidrodinamici de portanță și de moment. Valorile câmpului de viteze a fluidului este transmis în continuare subprogramului de calcul a stratului limită laminar. Este determinat punctul de stagnare, începând de la care sunt calculați parametrii stratului limită laminar pe suprafața superioară și inferioară a profilului. Calculul continuă până când este satisfăcut criteriul de tranziție Michel. Din punctul de tranziție începe calculul parametrilor stratului limită turbulent. Valorile inițiale sunt valorile finale furnizate de subetapa stratului laminar. Calculul continuă fie până este atins bordul de fugă, fie este atestată detașarea stratului limită. Coeficientul de rezistență este calculat cu formula Squire-Young.

Cu scopul de a valida rezultatele numerice se efectuează o analiză a convergenței. Astfel, în figura 6.14 se prezintă coeficientul de portanță  $C_L$  calculat pentru profilul aerodinamic NACA 0016 (cu coarda de lungime  $c = 1$ ) și unghiul de atac  $\alpha = 15^\circ$  în funcție de numărul de elemente de frontieră  $N$  (figura 6.14(a)) și în funcție de  $1/N$  (figura 6.14(b)).

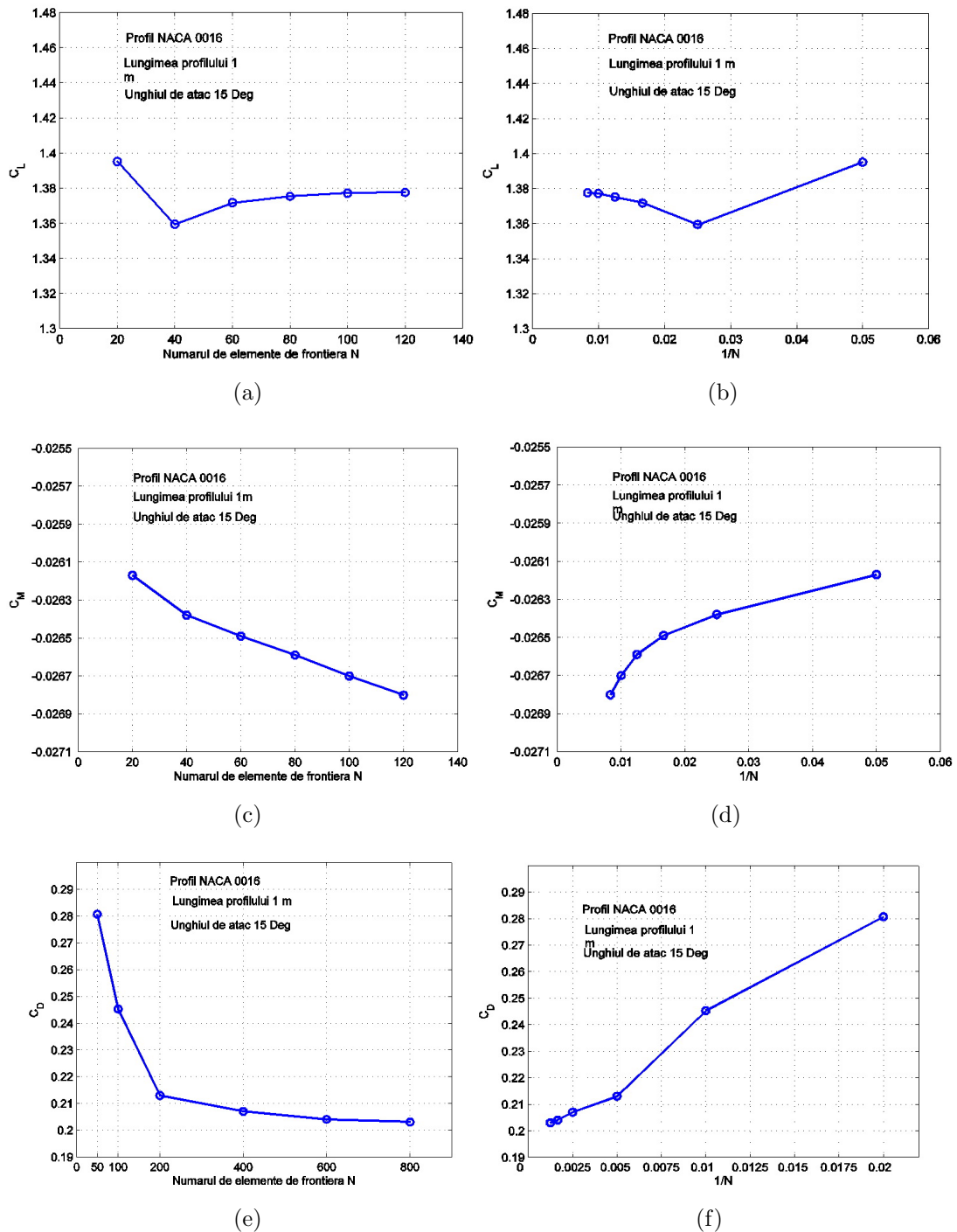


Fig. 6.14. Coeficientul de portanță  $C_L$  funcție de numărul de elemente  $N$  (a) și  $1/N$  (b), coeficientul de moment  $C_M$  funcție de numărul de elemente  $N$  (c) și  $1/N$  (d), coeficientul de rezistență  $C_D$  funcție de numărul de noduri  $N$  (e) și  $1/N$  (f).

Figura 6.14 (c) prezintă coeficientul de moment  $C_M$  pentru același profil și unghi de atac în funcție de  $N$  și  $1/N$  (figura 6.14 (d)). Rezultatele prezentate în figurile 6.14 (a) – 6.14 (d) atestă convergența metodei și indică faptul că 60–100 de elemente de frontieră sunt suficiente pentru a atinge un grad de precizie acceptabil. În figura 6.14 (e) se prezintă coeficientul de rezistență, calculat pentru profilul aerodinamic NACA 0016 (cu coarda de lungime 1) și unghiul de atac  $\alpha$  în funcție de numărul de nodurile de discretizare  $N$  și în funcție de  $1/N$  (figura 6.14 (f)). Rezultatele prezentate atestă convergența metodei și indică faptul că 400 – 600 de noduri sunt suficienți pentru a atinge un grad de precizie acceptabil.

În scopul de a maximiza performanța turbinei cu pale hidrodinamice, se caută profilul hidrodinamic optim al palei. Aplicăm metodele de calcul numeric descrise anterior pentru a calcula coeficienții  $C_L$ ,  $C_M$  și  $C_D$  pentru profilurile simetrice din librăria de profiluri aerodinamice NACA cu coarda de lungime 1. Remarcăm că metoda de calcul converge pentru unghiuri de atac  $\alpha$ , care nu depășesc  $20 \div 25^\circ$ , în dependență de profilul ales și numărul Reynolds corespunzător. Pentru unghiuri de atac mai mari decât această valoare critică, se iau valorile corespunzătoare unui profil plat. În figura 3.20 sunt reprezentate câteva din profilurile considerate: NACA 0012, 0016, 63018 și 67015.

Coeficienții hidrodinamici de portanță  $C_L$  și rezistență  $C_D$ , în funcție de unghiul de atac, sunt reprezentați în figura 3.21. Luând în considerație datele prezentate în figura 3.21, în calitate de profil de referință se alege profilul hidrodinamic NACA 0016.

## 6.5. Momentul de torsiune și puterea la axa rotorului hidrodinamic multipal

În cele ce urmează, calculăm coeficienții hidrodinamici pentru profilul de referință NACA 0016 cu coarda de lungime, spre exemplu,  $c = 1, 3$  m. Aplicăm metodele de calcul descrise anterior pentru a calcula coeficienții corespunzători profilului NACA 0016 cu coarda de lungime  $c_{ref} = 1$  m:  $C_{L,ref}$ ,  $C_{M,ref}$  și  $C_{D,ref}$  furnizate de formulele (2.172) și (2.215), respectiv. Coeficienții corespunzători profilului cu coarda de lungime 1, 3 m se calculează din relațiile:

$$C_L = C_{L,ref} \cdot 1, 3, \quad C_M = C_{M,ref} \cdot 1, 3^2, \quad C_D = C_{D,ref} \cdot 1, 3. \quad (6.24)$$

Cunoscând valorile coeficienților hidrodinamici  $C_L$  și  $C_D$ , se calculează prin formula (6.12), forța de portanță  $F_L$  și forța de rezistență  $F_D$ , iar formula (6.13) ne furnizează forța hidrodinamică, care acționează asupra palei. În figura 6.15 (a) sunt prezentate modulul forței hidrodinamice  $F$ , care acționează asupra unei pale, precum și componentele sale tangențiale și normale  $F_{x'}$  și  $F_{y'}$ , în funcție de unghiul de poziționare. Următorii parametri constructivi ai rotorului au fost considerați:

- Raza rotorului  $R = 2$  m;
- Înălțimea palei submerse  $h = 1, 4$  m;
- Lungimea palei (coarda)  $c = 1, 3$  m;

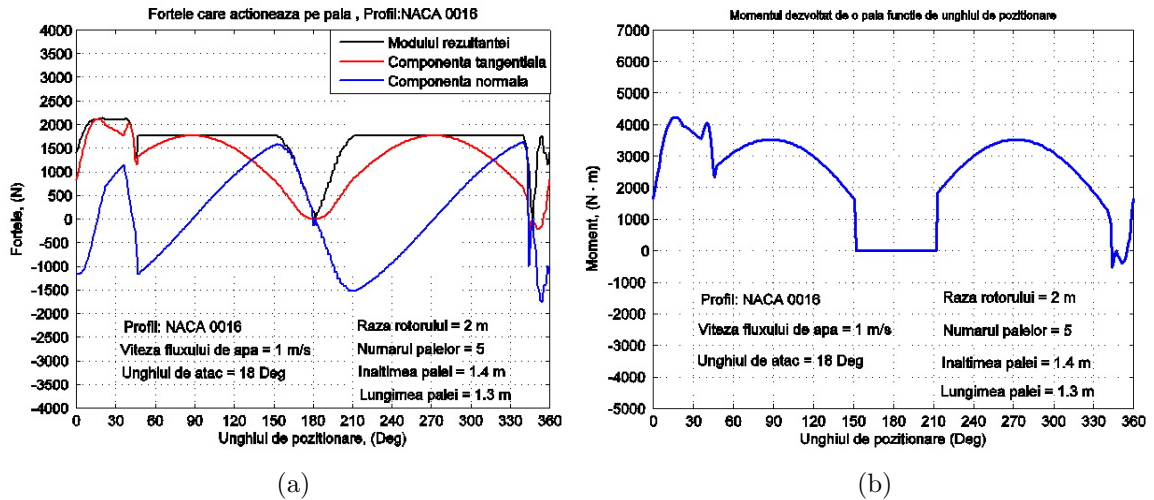


Fig. 6.15. Modulul, componenta tangențială și componenta normală ale forței hidrodinamice pentru o pală a rotorului în funcție de unghiul de poziționare (a) și momentul  $T_{r,i}$  dezvoltat de o pală a rotorului în funcție de unghiul de poziționare (b).

În figura 6.15 (b) este prezentat momentul  $T_{r,i}$  dezvoltat de o pală în funcție de unghiul de poziționare, momentul fiind calculat prin formula (6.14), iar figura ?? conține momentul total la arborele rotorului  $T_{r,\Sigma}$ , dezvoltat de toate palele în funcție de unghiul de poziționare, moment calculat prin formula (6.15). În figura 6.16 (b) este prezentat momentul total  $T_{r,\Sigma}$  în funcție de unghiul de poziționare pentru trei valori ale vitezei curentului de apă:  $V = 1$  m/s,  $V = 1,3$  m/s și  $V = 1,5$  m/s.

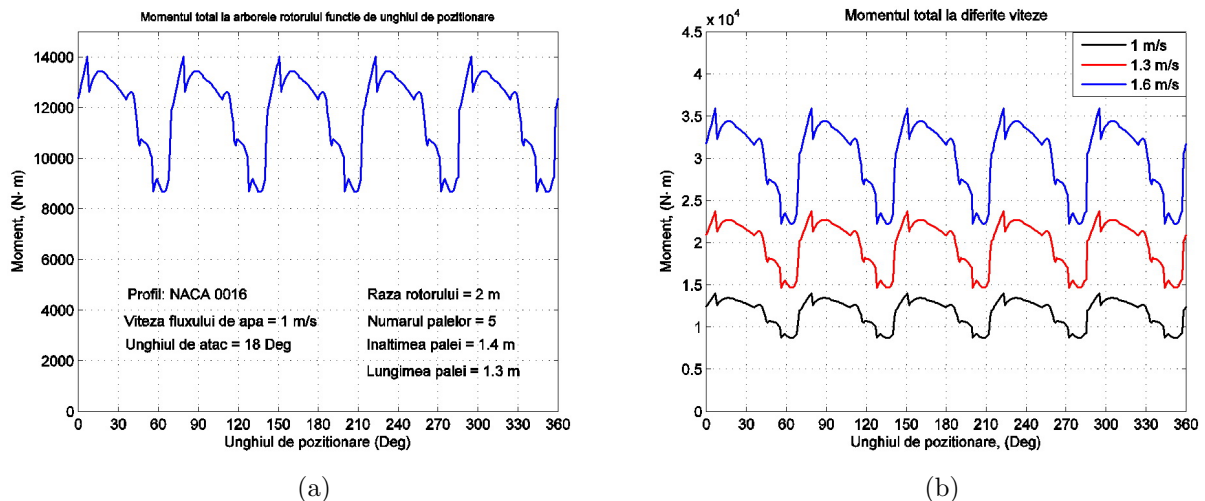


Fig. 6.16. Momentul total  $T_{r,\Sigma}$  dezvoltat de 5 pale la arborele rotorului în funcție de unghiul de poziționare (a) și momentul total  $T_{r,\Sigma}$  la arborele rotorului în funcție de unghiul de poziționare la diferite viteze ale curentului de apă (b).

În figura 6.17 (a) se prezintă graficul coeficientului de moment  $C_M$  funcție de unghiul de atac  $\alpha$ . Luând în considerare faptul că forța hidrodinamică nu este aplicată în originea



sistemului de coordonate al palei  $O'$  (figura 6.17 (b)), această forță produce un moment de tangaj, care este determinat față de punctul de referință  $P$  situat la distanța  $1/4$  din coardă de la bordul de atac  $B$  (figura 6.17 (b)). Pentru unghiului de atac  $\alpha = 18^\circ$  se obține  $C_{M,ref} = -0,026$ . Astfel, din relația (6.24) rezultă că  $C_M = -0,0439$ . Momentul de

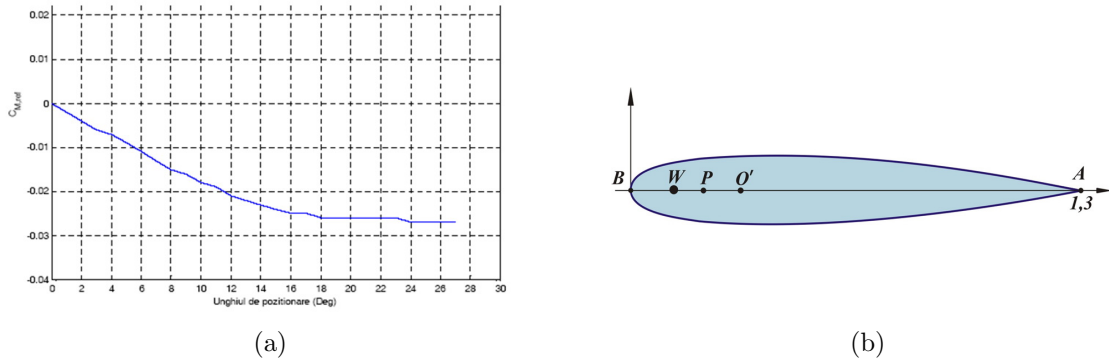


Fig. 6.17. Coeficientul de moment  $C_{M,ref}$  funcție de unghiul de atac pentru profilul NACA 0016 (a) și amplasarea punctului de fixare a palei (b).

torsiune față de punctul  $P$  este:

$$M = \frac{1}{2} C_M \rho V_\infty^2 c A = -39,92 \text{ Nm}, \quad (6.25)$$

unde  $V_\infty = 1 \text{ m/s}$ ,  $c = 1,3 \text{ m}$  și  $h = 1,4 \text{ m}$ . Componentele forței hidrodinamice în sistemul de coordonate  $O'x'y'$  sunt furnizate de relațiile (6.13). Utilizând valorile  $F_L$  și  $F_D$ , avem:

$$F_{x'} = 1610,2 \text{ N}, \quad F_{y'} = -413,8 \text{ N}, \quad (6.26)$$

$$|O'P| = \frac{|M|}{|F_{x'}|} = 0,0249 \text{ m} \approx 25 \text{ mm}. \quad (6.27)$$

În scopul asigurării stabilității mișcării palei, punctul de fixare  $W$  trebuie ales în intervalul  $25 \text{ mm} \leq |O'W| \leq H$ , unde  $H_{min} \leq H \leq H_{max}$ . Valorile  $H_{min}$  și  $H_{max}$  sunt luate cu condiția, ca forța de frecare în cuplele cinematice ale mecanismului de orientare, să fie minimă.

Figura 6.18 (a) prezintă momentul total pentru câteva valori ale unghiului de atac  $\alpha = 15^\circ, 17^\circ, 18^\circ, 20^\circ$ , iar figura 6.18 (b) prezintă momentul total dezvoltat la arborele rotorului cu 3, 4 și 5 pale.

Potențialul energetic al curentului de apă și puterea generată (figura 6.19 (b)) de rotorul microhidrocentralei cu ax vertical este estimată prin intermediul următorilor parametri constructivi și funcționali (figura 6.19 (a)):

- rotor cu 5 pale cu profil hidrodinamic de tip NACA 0016;
- imersiunea efectivă a palei în curentul de apă  $h = 1,4 \text{ m}$ ;
- lungimea coardei palei  $c = 1,3 \text{ m}$ ;
- lungimea efectivă a coardei palei  $c' = 1 \text{ m}$ ;
- diametrul rotorului  $D = 4 \text{ m}$ ;
- unghiul de atac  $\alpha = 18^\circ$ ;
- unghiul de atac al palei în regiunea neutrală  $\alpha = 90^\circ$ .

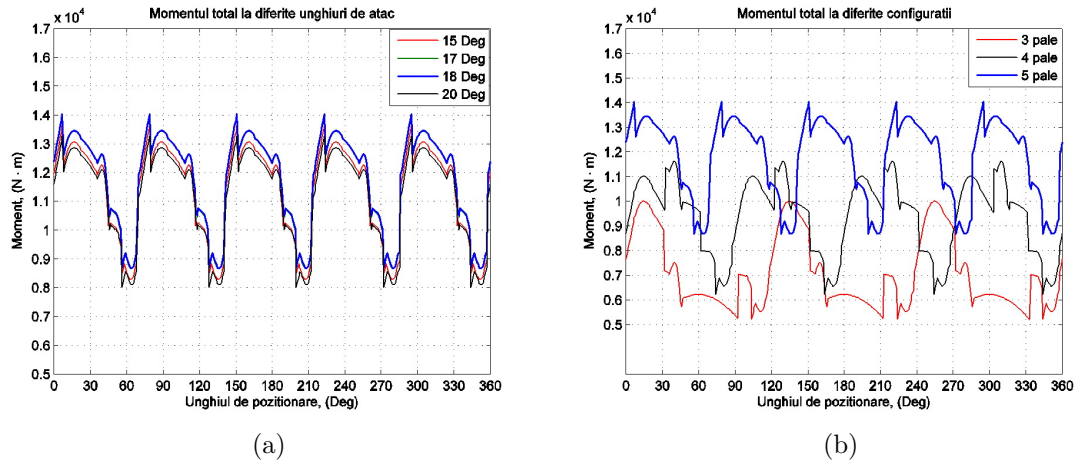


Fig. 6.18. Momentul total  $T_{r\Sigma}$  în funcție de unghiul de poziționare la diferite valori ale unghiului de atac (a) și momentul total pentru rotorul cu 3, 4 și 5 pale (b).

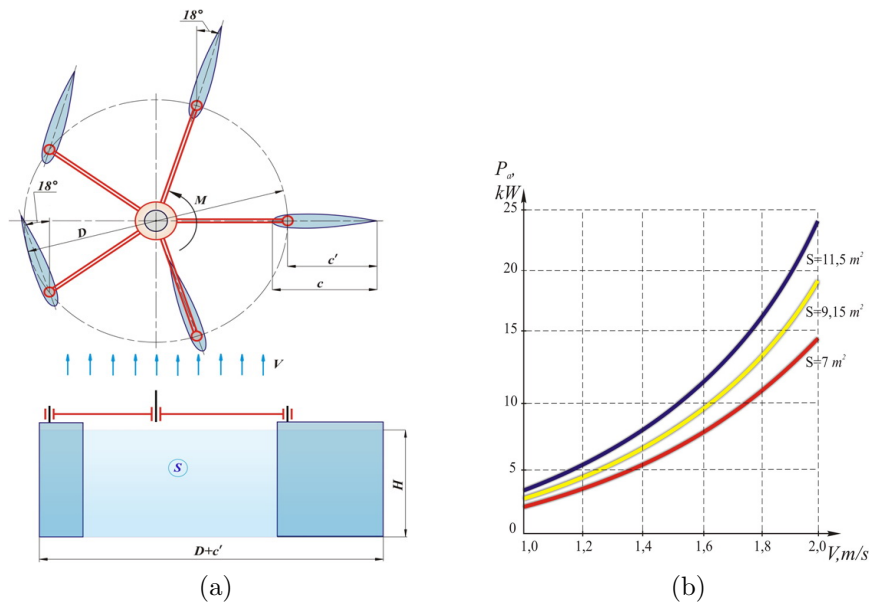


Fig. 6.19. Suprafața cuprinsă de rotor (a) și puterea generată la axa rotorului (b).

Potențialul energetic al curentului de apă estimat pentru secțiunea corespunzătoare dimensiunilor rotorului este:

$$P = \frac{1}{2} \rho V_{\infty}^3 S \tag{6.28}$$

unde  $S = h(D + c')$  este aria secțiunii de gabarit a rotorului. Puterea generată de curentul de apă la arborele rotorului este  $P_a = PK$ , unde  $P$  este furnizat de relația (6.28), iar  $K$  este coeficientul de eficiență a conversiunii energiei. Puterea generată de rotor sub acțiunea curentului de apă  $P_a$  este dată de formula:

$$P_a = T_{r\Sigma} \cdot \omega \tag{6.29}$$

unde  $T_{r\Sigma}$  este momentul total dezvoltat la arborele rotorului furnizat de formula (6.15), iar  $\omega$  este viteza unghiulară a rotorului. În figura 6.21 este prezentată dependența momentului total aplicat la arborele rotorului (cu 3 sau 5 pale) de unghiul de poziționare la diferite viteze de curgere a curentului de apă, precum și valoarea medie a momentului total.

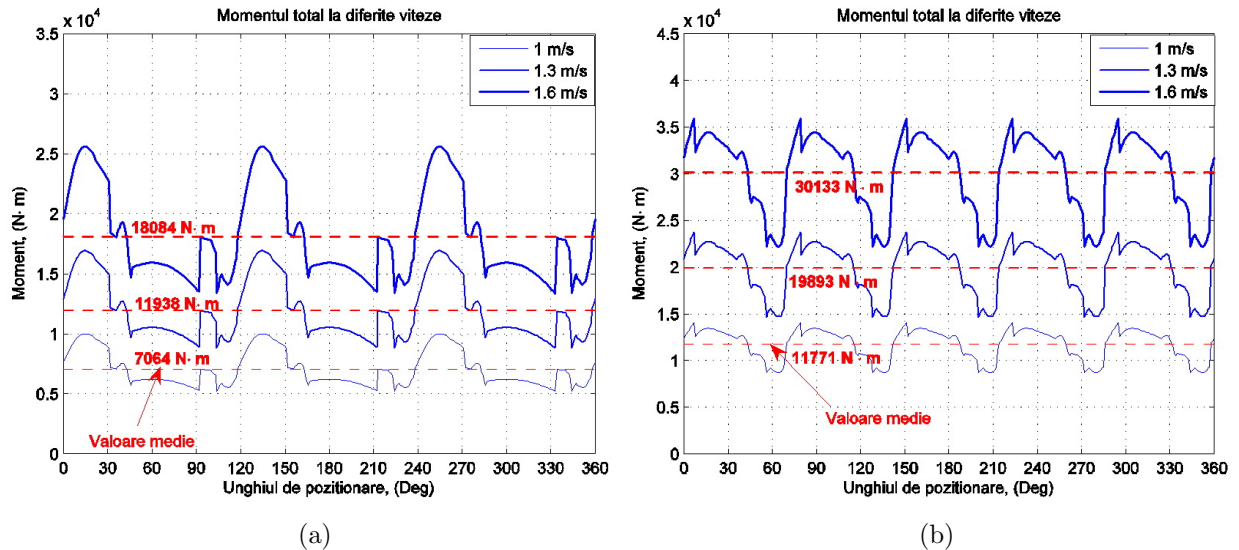


Fig. 6.20. Momentul total versus unghiul de atac la viteze de curgere de 1 m/s, 1,3 m/s și 1,6 m/s, rotor cu 3 pale (a), rotor cu 5 pale (b).

De exemplu, pentru viteza de curgere  $V = 1,3$  m/s,  $T_{r\Sigma} = 19893$  Nm. Astfel, puterea la arborele rotorului generată de potențialul energetic al apei curgătoare cu viteza  $V = 1,3$  m/s este  $P = 3,84$  kW. Viteza unghiulară și turația rotorului sunt

$$\omega = \frac{P}{T_{r\Sigma}} = \frac{3840}{19893} = 0,1913 \text{ s}^{-1}, \quad n = \frac{30\omega}{\pi} = 1,843 \text{ min}^{-1}. \quad (6.30)$$

## 6.6. Analiza stării de deformații și tensiuni în pală sub acțiunea forțelor hidrodinamice

Utilizând programul de calcul cu elemente finite ANSYS 14.5 au fost studiate starea de deformație și de tensiune a învelișului palei cu profil hidrodinamic NACA 0016 cu lungimea corzii  $c = 1,3$  m și înălțimea  $h = 1,5$  m, submersată în curentul de apă și aflată sub acțiunea forțelor hidrodinamice și a presiunii hidrostatice. Calculele au fost efectuate pentru învelișuri metalice și din materiale compozite cu structură de rezistență în formă de plăci rigidizate. În calcul au fost luate presiunea hidrostatică și forța hidrodinamică rezultantă (corespunzătoare vitezei de curgere  $V = 2$  m/s). Astfel valoarea maximă a forțelor care acționează asupra palei este de 11 kN.

Deformațiile se estimează a fi mici și de aceea ne vom plasa în cadrul teoriei elasticității liniare. Învelișul palei poate fi modelat prin intermediul teoriei matematice a plăcii liniar elastice Kirchhoff-Love. Din acest considerent se vor utiliza elemente finite predefinite în

ANSYS acceptabile pentru această teorie. Învelișul palei hidrodinamice este izotrop și fabricat din aliaj de aluminiu H37 cu modulul lui Young  $E = 1,97 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$  și coeficientul lui Poisson  $\nu = 0,27$ . Interiorul palei se consideră cav. Învelișul lateral se propune cu grosimile  $S = 1 \text{ mm}$  și  $S = 1,5 \text{ mm}$ . Au fost examinate trei variante a structurii de rezistență a palei: cu 3, 4 și 5 rigidizări transversale (figura 6.21 (a)). Discretizarea adaptivă în elemente finite s-a efectuat prin intermediul elementelor de tip *shell63*. Elementul de tip placă, *shell63*, are 4 noduri, plasate în planul median a plăcii. Grosimea elementului  $S$ , se va considera constantă. Fiecare nod are 6 grade de libertate: deplasările  $u_x, u_y, u_z$ , și rotațiile  $r_{xy}, r_{yz}, r_{xz}$ . Sistemul de coordonate local are originea amplasată în primul nod, axele  $x$  și  $y$  fiind plasate în planul median al elementului.

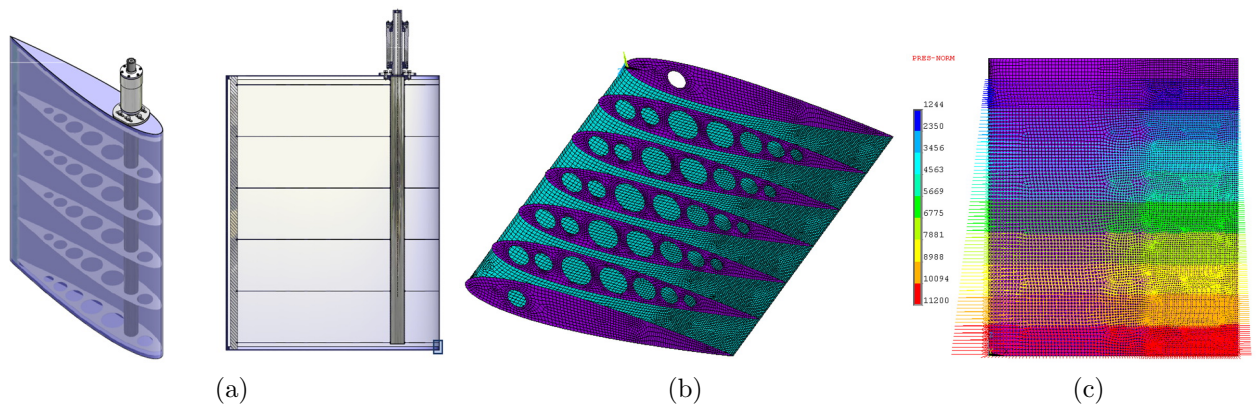


Fig. 6.21. Structura de rezistență a palei cu 4 rigidizări transversale (a), discretizarea învelișului palei în elemente finite (b) și presiunea hidrostatică și forța hidrodinamică aplicate (N) (c).

Discretizarea cu 18248 elemente de tip placă și 18683 noduri este prezentată în figura 6.21 (b), iar în figura 6.21 (c) sunt prezentate presiunea hidrostatică și forța hidrodinamică aplicate asupra palei discretizate. Starea de deformare a palei este prezentată în anexă (figurile A.6.1 – A.6.3). În rezultatul analizei numerice a stării de deformare a învelișului palelor cu grosimea de 1 mm cu 3, 4 și 5 rigidizări transversale s-a stabilit că deformarea învelișului în zonele submersate maxim este de 7,8 mm, 5,1 mm și 3,5 mm, respectiv. Aceste deplasări locale ale profilului pot influența negativ regimul de curgere a fluidului în zona imediat adiacentă profilului hidrodinamic și implicit asupra eficienței conversiei energiei cinetice a fluxului de apă în energie utilă. Din acest motiv, profilurile cu grosimea învelișului de 1 mm au fost abandonate.

Totodată s-a constatat că deplasările învelișului cu grosimea de 1,5 mm la palele cu 3, 4 și 5 rigidizări transversale s-au redus de 2,1, 2,4 și, respectiv, 2,6 ori și constituie 3,7 mm, 2,1 mm și 1,3 mm. Palele cu grosimea învelișului de 1,5 mm și 5 rigidizări transversale asigură o deformare maximă de 1,3 mm, acceptabilă din punctul de vedere al minimizării impactului negativ asupra eficienței conversiei energiei cinetice a fluxului de apă în energie utilă. Din acest motiv, în continuare va fi examinată doar structura de

rezistență cu 5 rigidizări transversale și înveliș cu grosimea de 1,5 mm fabricat din aliaj de aluminiu H37. Mărirea numărului de rigidizări transversale sau a grosimii tablei pentru înveliș conduc la sporirea costului și greutateii palelor. Eficiența conversiei, determinată de forțele hidrodinamice aplicate palei, depinde de respectarea formei geometrice de proiect a acesteia atât pe lungimea cordului, cât și pe înălțimea palei. De aceea, este necesar de a aprecia valorile deplasărilor pe lungimea cordului și pe înălțimea palei în zonele solicitate maxim de presiunea hidrostatică și forțele hidrodinamice.

Deplasările învelișului pe lungimea cordului în secțiunea *A*, plasată la mijlocul depărtării între două rigidizări transversale sunt prezentate în anexă în figura A.6.8a. Conform figurii A.6.8a, deplasările maxime sunt localizate la cota de 235 mm și constituie 1,3 mm. Plasarea câmpului deplasărilor corespunde cu porțiunea învelișului cu raza de curbură maximă a profilului în secțiunea *A*. Zona cu deplasări mai mari de 1 mm este extinsă între cotele de 130 și 530 mm, fapt ce conduce la modificarea locală a unghiului de atac cu  $\pm 0,29^\circ$  – admisibilă din punct de vedere hidrodinamic. Deplasările în secțiunea *B* (plasată la cota de 235 mm de la bordul de fugă al palei), în dependență de cotele pe înălțimea palei (0 – 250 mm) cuprinse între ultimele plăci transversale sunt prezentate în anexă în figura A.6.8b. Deplasările mai mari de 1 mm sunt în intervalul cotelor de înălțime 78 ÷ 172 mm.

În scopul aprecierii stării de tensiune în învelișul palei cu profil hidrodinamic NACA 0016 și grosimea de 1,5 mm (figura A.6.9) se consideră tensiunile principale  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  și  $\sigma_3$ , care sunt valorile proprii ale tensorului tensiune aranjate în ordine descrescătoare. Tensiunile principale  $\sigma_1$  și  $\sigma_3$  sunt prezentate în anexă în figura A.6.9. De asemenea, se consideră intensitatea tensiunii și deformația Von Mises. Intensitatea tensiunii  $\sigma_I$  (N/m<sup>2</sup>) și deformația Von Mises ale învelișului palei în secțiunea *A*, solicitată maxim de forțele de presiune hidrostatică și hidrodinamică sunt prezentate în anexă în figura A.6.10. Deoarece solicitarea palei cu forțele hidrodinamice este cu mult mai mică decât sarcina provocată de presiunea hidrostatică, în calcul s-a admis convențional restricția că presiunea efectului hidrodinamic este distribuită uniform pe suprafața palei considerată cu valoarea sa maximă. Din analiza varierii intensității tensiunii  $\sigma_I$  și deformației Von Mises pe lungimea cordului, se atestă o concentrare a intensității de tensiuni și, implicit, de deformații Von Mises în zona cu cota 402 mm pe lungimea cordului. Cota respectivă este localizată la hotarul de trecere a profilului NACA 0016 de la zona cu raza de curbură mică (cotele 1337 – 402 mm) la zona cu raza de curbură mai mare (cotele 402 – 0 mm). De acest comportament al intensității tensiunilor și deformației Von Mises trebuie de ținut cont pentru învelișurile din material compozit, dând grosime variabilă învelișului palei în zona adiacentă cotei 402 mm pe lungimea cordului.

Cercetările prezentate anterior au demonstrat că deplasările în învelișul palei din aliaj de aluminiu H37 cu grosimea de 1,5 mm și structura de rezistență cu 5 rigidizări transversale sunt în limita admisibilă (de 1,3 mm, figura A.6.3b) din punct de vedere al impactului asupra eficienței conversiei.

Totodată, microhidrocentralile funcționează în condiții cu riscuri de deteriorare a învelișului

palei lovindu-se cu obiecte plutitoare aleatorii. În aceste cazuri palele fiind cave se vor deermetiza și se vor umple cu apă, fapt ce va la apariția momentelor de răsturnare și implicit la pierderea stabilității flotante a microhidrocentralei. Pentru a evita asemenea situații, care conduc la diminuarea fiabilității funcționării microhidrocentralelor flotante. Este oportun de a injecta în interiorul palelor hidrodinamice material expandant, spre exemplu, poliuretan cu o anumită densitate. A priori, s-ar putea presupune că în învelișul palei injectate cu material expandant să se modifice atât starea de deformație cât și starea de tensiune.

Din aceste considerente este oportun de a continua cercetările prin modelarea numerică a interacțiunii fluxului de apă cu pala conform metodologiei adoptate anterior. Deoarece, s-a constatat că deplasările maximale ale învelișului palei sunt repartizate între ultimele două rigidizări transversale maximal submersate, în continuare, vom cerceta starea de tensiune și de deformație doar pentru un fragment al palei, care include zona menționată. Materialul expandant urmează a fi modelat cu elemente de tip solid. Așa cum elementele de tip solid au câte 3 grade de libertate în fiecare nod, iar elementele de tip placă au 6 grade de libertate pot apărea incompatibilități între aceste elemente, ceea ce va produce rezultate eronate. Din acest motiv, s-a decis modelarea învelișului cu elemente de tip solid-placă, *Solsh190*. Elementul de tip solid-placă, *Solsh190*, are 8 noduri. Grosimea elementului poate fi diferită pentru fiecare muchie. Fiecare nod are 3 grade de libertate: deplasările  $u_x, u_y, u_z$ . Sistemul de coordonate local are originea amplasată în centroidul planului median, axele  $x$  și  $y$  fiind plasate în acest plan. Pentru a compara și valida rezultatele obținute cu elementul *Shell 63* și *Solsh 190*, considerăm inițial pala cavă. Discretizarea fragmentului palei cave cu înveliș metalic cu 13340 elemente și 20785 de noduri este prezentată în figura 6.22 (a). Starea de deformație în rigidizările transversale este mică în comparație cu starea de deformație din înveliș. Din acest motiv rigidizările nu se vor discretiza, în schimb se vor impune constrângeri gradelor de libertate nodurilor corespunzător de pe înveliș, și anume: nodurilor de pe linia  $A$  (figura ??) se vor impune constrângerile  $u_x = 0, u_y = 0$  și  $u_z=0$ , iar nodurilor de pe linia  $B$ , constrângerile  $u_x = 0$  și  $u_y = 0$ . Nodurilor de pe linia  $C$  se impune condiția la limită  $u_z = 0$ . Presiunea hidrostatică și forța hidrodinamică aplicată învelișului palei rămân neschimbate. Deplasările învelișului palei cave cu grosimea fabricată din aliaj de aluminiu H37 sunt prezentate în anexă (figura A.6.4). Astfel, deplasarea maxima a învelișului este 1,2 mm. Rezultatele obținute sunt similare rezultatelor pentru modelul palei cave întregi modelată cu elementele finite de tip *shell 63*. Tensiunile principale ale învelișului palei cave cu grosimea 1,5 mm sunt prezentate în anexă (figura A.6.4). Valoarea maxima a tensiunilor principale este de aproximativ 94 MPa.

În continuare considerăm pala cu înveliș metalic fabricat din aliaj de aluminiu H37 cu grosimea 1,5 mm injectată cu material expandant. Presiunea hidrostatică, forțele aplicate, constrângerile și condițiile limită rămân neschimbate. Materialul expandant este poliuretanul cu densitatea 0,64, modulul lui Young  $E = 0,95$  GPa și coeficientul lui Poisson  $\nu = 0,24$ . Învelișul metalic este modelat cu elemente finite de tip solid-placă *Solsh 190*, iar interiorul

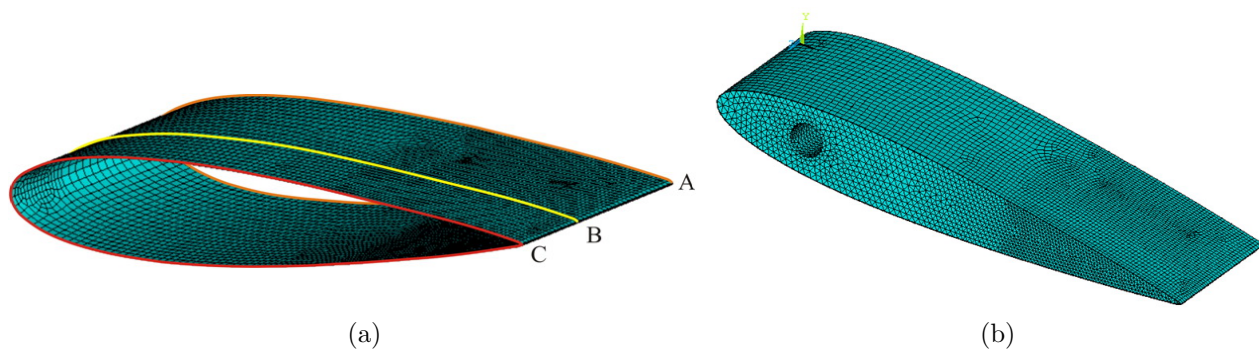


Fig. 6.22. Discretizarea fragmentului de pală: cavă cu elemente *Solsh 190* (a) și discretizarea fragmentului de pală injectată cu material expandant cu elemente *Solsh 190* și *Solid 45* (b).

palei cu elementul finit de tip solid, tetraedrul clasic cu 4 noduri și trei grade de libertate în fiecare nod: *Solid 45*. Discretizarea cu 13340 elemente *Solsh 190* și 20785 elemente *Solid 45* este prezentată în figura 6.22 (b).

În figura A.6.5, sunt prezentate deplasările palei injectate cu material expandant și înveliș metalic cu grosimea  $S = 1,5$  mm, deplasarea maxima atestată fiind de 0,01 mm și tensiunile principale. Valoarea maxima a tensiunilor principale este de 0,64 MPa.

Tehnologia fabricării învelișului palelor din aliaj de aluminiu necesită tehnologii costisitoare de sudare, utilaj tehnologic special și muncă calificată. În condițiile de exploatare a microhidrocentralelor cu umiditate sporită considerăm mai eficient utilizarea materialelor compozite, care în ultimii ani găsesc o răspândire tot mai largă. Cercetările privind determinarea deplasărilor și tensiunilor s-au efectuat în baza învelișului din aliaj de aluminiu pentru a exclude influența factorilor de neomogenitate a proprietăților fizico-mecanice întâlnite la materiale compozite. Cunoșcând distribuția deplasărilor și tensiunilor în învelișuri de aluminiu vom putea compara rezultatele ce le vom obține în continuare.

Considerăm placa laminată din material compozit cu următoarea structură (figura 6.23): primul strat este format din pânză bidirecțională fabricată din fibră de sticlă de tip *E-glass* și matrice din rășină polieterică; al doilea strat are doua substraturi de pânză din fibre de sticlă scurte amplasate aleator în matrice polieterică și un substrat median de armură de polipropilenă; cel de-al treilea strat este iarăși un strat cu pânză din fibră de sticlă scurtă amplasată aleator în matricea din rășină polieterică: ultimul strat este stratul gelcoat. Calculul constantelor de material a fost efectuat conform recomandărilor firmei producătoare. Pentru calculul modulului lui Young corespunzător unui material compozit se folosește următoarea formulă:

$$E = E_m V_m + E_f V_f \tag{6.31}$$

unde  $E_m$  și  $E_f$  sunt modulele lui Young pentru matrice și fibra de sticlă, respectiv, iar  $V_m$  și  $V_f$  sunt cotele volumetrice pentru matrice și fibra. Evident  $V_m + V_f = 1$ . Coeficientul lui

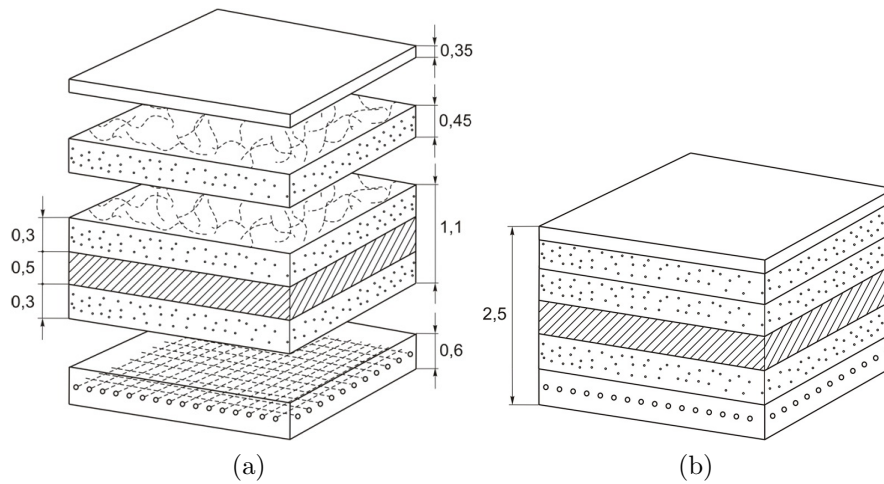


Fig. 6.23. Structura plăcii laminate din material compozit.

Poisson poate fi calculat cu formula

$$\nu_{12} = \nu_m V_m + \nu_f V_f \quad (6.32)$$

unde  $\nu_m$  și  $\nu_f$  sunt coeficienții lui Poisson pentru matrice și fibră. Pentru placa laminată considerată, cotele volumetrice respective sunt  $V_m = 0,5$  și  $V_f = 0,5$ . Astfel, obținem următoarele valori pentru modulul lui Young  $E = 13,2$  GPa și pentru coeficientul lui Poisson  $\nu_{12} = 0,3$ .

În același context au fost cercetate pale cu înveliș din materiale compozite mai rezistente la impactul coroziv al apei și mai tehnologice din punct de vedere al fabricării în serie. Cercetările au fost efectuate în baza a două modele: fragmentul palei cave discretizată cu elemente finite de tip placă-solid *Solsh 190* și fragmentul palei injectate cu poliuretan discretizată cu elemente finite *Solsh 190* (învelișul palei) și elemente finite de tip *Solid 45* (interiorul palei). În ambele cazuri învelișul este din placă laminată din material compozit cu grosimea 2,6 mm constantele materiale ale poliuretanului, forțele hidrodinamice, presiunea hidrostatică, constrângerile impuse nodurilor și condițiile la limită rămân neschimbate.

În figura A.6.6 sunt prezentate deplasările fragmentului de pală cavă și înveliș din material compozit cu grosimea 2,6 mm și tensiunile principale, deplasarea maxima atestată fiind de 4,3 mm, iar valoarea maxima a tensiunilor principale este de aproximativ 38 MPa. Se atestă că, starea de deformație și tensiune are o distribuție similară cu pala cavă și înveliș metalic. În figura A.6.7 sunt prezentate deplasările fragmentului de pală injectată cu poliuretan și înveliș din material compozit cu grosimea 2,6 mm, deplasarea maxima atestată fiind de 0,01 mm și tensiunile principale. Valoarea maxima a tensiunilor principale este de aproximativ 0,22 MPa. Starea de deformație și tensiune are o distribuție similară cu pala injectată cu material expandant și înveliș metalic.



## 6.7. Elaborarea proiectarea și fabricarea microhidrocentralelor de flux

Soluțiile tehnice adoptate la elaborarea microhidrocentralelor au rezultat din cercetările teoretice și experimentale prezentate în capitolele 2 și 3. La elaborarea microhidrocentralelor s-a utilizat experiența acumulată la stadiul "cercetării – proiectării – fabricării" a stației pilot, expusă în [178].

Eficiența exploatării microhidrocentralelor de către consumatorii individuali pentru anumită destinație depinde atât de alegerea corectă a configurației constructive a microhidrocentralei, cât și de caracteristicile funcționale ale agregatelor componente.

Pentru satisfacerea cerințelor consumatorilor de microhidrocentrale și sporirea eficienței conversiei potențialului cinetic al apei curgătoare în zona de exploatare a acestora, au fost elaborate concepte constructive și funcționale bazate pe principii de asamblare modulară, printre care:

1. MHCF cu rotor hidrodinamic pentru conversia energiei cinetice a apei râului direct în energie mecanică - pentru pomparea apei (MHCF D4x1,5 M/PSS);
2. MHCF cu rotor hidrodinamic pentru conversia energiei cinetice a apei râului în energie electrică (MHCF D4x1,5 E) prezentată în anexa (figura A.6.14);
3. MHCF cu rotor hidrodinamic pentru conversia energiei cinetice a apei râului în energie electrică și mecanică (MHCF D4x1,5 ME/CH) prezentată în anexa (figura A.6.15);
4. MHCF cu rotor hidrodinamic pentru conversia energiei cinetice a apei râului în energie mecanică la turații mici (MHCF D4x1,5 ME/PSS) prezentată în anexa (figura A.6.16);

Microhidrocentralele menționate (prezentate în anexa, figurile A.6.14 – A.6.20), concepute modular, permit modificarea destinației și caracteristicilor funcționale prin înlocuirea unor agregate cu altele (generator, pompă, pale cu alt profil hidrodinamic, rotor cu 3 sau 5 pale).

Pentru microhidrocentralele menționate au fost elaborate 2 tipuri de rotoare cu 3 și 5 pale. Puterea instalată a microhidrocentralelor cu diametrul  $D = 4$  m, înălțimea palelor submersată în apă  $h = 1,4$  m și lungimea cordului palei  $c = 1,3$  m la viteza de curgere a apei  $V = 1 \div 2$  m/s poate fi în limitele  $P = 2 \div 19$  kW.

Microhidrocentrală cu rotor hidrodinamic pentru conversia energiei cinetice a apei râului direct în energie mecanică (MHCF D4x1,5 M/PSS) este prezentată în figura 6.24. Palele 1 sunt asamblate cu rotorul hidrodinamic 2 prin intermediul lagărelor de rostogolire (de alunecare), pentru a asigura orientarea acestora sub un oarecare unghi de atac variabil  $\alpha$ . Rotorul hidrodinamic 2 este montat pe arborele de intrare al multiplicatorului planetar 3 prin intermediul unui arbore intermediar, instalat pe rulmenți. Roțile de curea ale transmisiei 4 sunt montate (cea mare) pe arborele de ieșire al multiplicatorului planetar și cea mică – pe arborele de intrare a pompei centrifuge 5. Rotorul hidrodinamic 2 cu palele 1, multiplicatorul 3, pompa centrifugă 5 și ghidajele 6 sunt montate pe carcasa spațială 7,

instalată pe pontoanele 8.

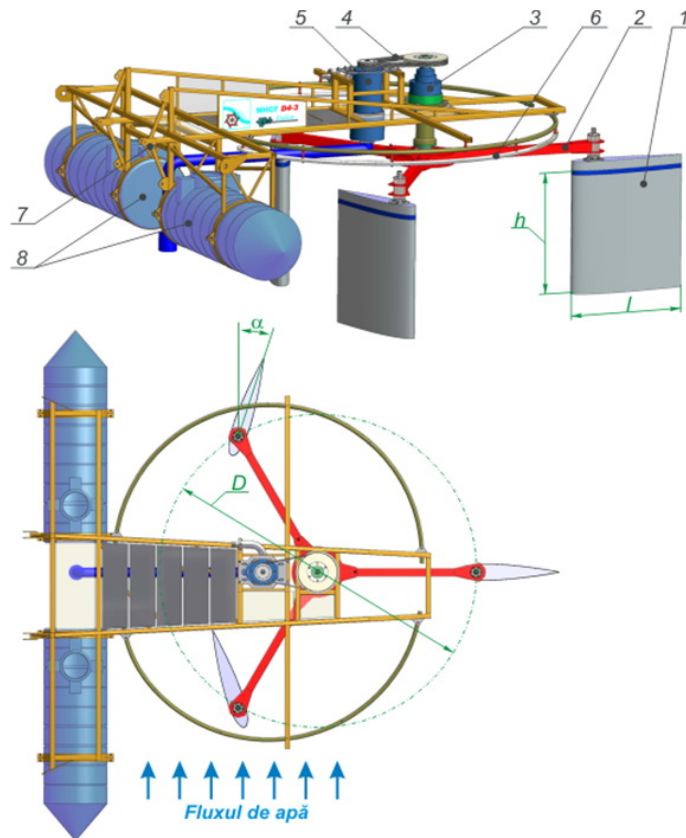


Fig. 6.24. Microhidrocentrală de flux cu rotor hidrodinamic pentru conversia energiei cinetice a fluxului de apă în energie mecanică pentru pomparea apei (debitul  $Q = 40 \text{ m}^3/\text{h}$ , înălțimea pomparei  $H = 10 \div 15 \text{ m}$ ) (MHCF D4 – 1,5M/PSS).

Apa curgătoare a râului cu potențialul energetic dependent de viteza de curgere acționează palele cu profil hidrodinamic 1, orientate continuu cu unghiul de atac  $\alpha$ , rotindu-se în mișcarea lor relativă în raport cu rotorul prin intermediul lagărelor montate în corpul 5 (figura 6.25 (a)). Rotorul microhidrocentralei 2 include trei pale orientate cu unghiul de atac  $\alpha$ , care este dependent de viteza de curgere a apei. În zonele de aflare a palelor 1, ineficiente din punct de vedere al conversiei energiei cinetice a apei, prin forțele hidrodinamice, palele 1 se re poziționează la un unghi de  $90^\circ$  față de curenții de apă sau sunt purtate liber de apă la unghiul  $\alpha = 0$ . Astfel, poziționarea respectivă a palelor permite majorarea cotei de energie cinetică a apei convertită în energie utilă. În rezultat curenții de apă transmit o parte din energia lor cinetică palelor 1, solicitându-le cu forțe hidrodinamice, astfel comunicând rotorului 2 mișcare de rotație cu viteza unghiulară  $\omega_1$  și momentul de torsiune  $T_1$ . Momentul de torsiune sumat  $T_1$  dezvoltat de forțele hidrodinamice și aplicat la arborele rotorului cu 3 pale la vitezele de curgere a apei de 1,3 m/s, 1,6 m/s și 1,8 m/s este prezentat în figura 6.25 (b).

În baza simulărilor numerice CFD a rotorului hidrodinamic cu pale cu lungimea cordului  $c = 1300 \text{ mm}$  s-a constatat că la viteza  $V = 1,2 \div 1,3 \text{ m/s}$  turbulența curgerii curenților

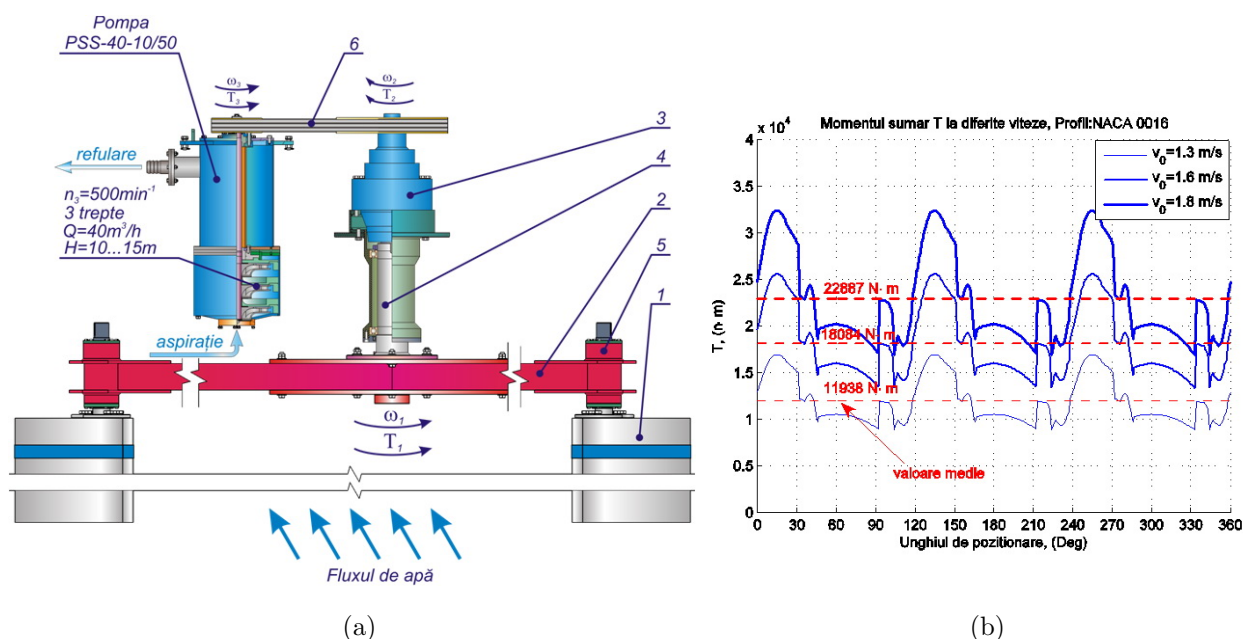


Fig. 6.25. Cinematica microhidrocentralei MHCF D4x1,5M/PSS (a) și momentul de torsiune  $T_1$  la arborele rotorului hidrodinamic cu pale cu profil NACA 0016 (b).

de apă provocată de pala în amonte influențează pala vecină din zona avală. Analizând rezultatele simulărilor CFD pentru viteza curenților de apă  $V > 1,3$  m/s s-a elaborat profilul palei cu lungimea cordului  $c = 800$  mm. În premieră s-a propus construcția palelor hidrodinamice dotate cu ecrane pentru direcționarea curgerii fluidului de a lungul cordului. Această soluție tehnică contribuie la diminuarea influenței negative asupra eficienței conversiei a separării stratului limită [171]. În figura 6.26 este prezentată microhidrocentrala cu rotor basculant cu pale cu lungimea cordului  $c = 800$  mm și înălțimea  $h = 1680$  mm dotate cu ecrane care se deosebește de microhidrocentralele prezentate în figura 6.24 și figurile A.6.14 – A.6.16 prin parametrii geometrici al palelor 1, prin construcția structurii de rezistență 2, care permite bascularea rotorului 3 în caz de necesitate pentru a evita înghețul palelor la temperaturi joase sau de mentenanță, prin dotarea ei cu al 3-lea ponton pentru sporirea stabilității flotante.

Principiul de funcționare al microhidrocentralei prezentată în figura 6.26 este similar cu cel al microhidrocentralelor prezentate în figura 6.24 și figurile A.6.14 – A.6.16.

În baza documentației tehnice elaborate au fost fabricate prototipurile industriale ale microhidrocentralelor (figura 6.27 și figura 6.28). Prototipul industrial al microhidrocentralei fabricat (figura 6.27) este instalat pe poligonul de încercări de pe r. Prut în c. Stoieniști, Cantemir (figura 6.29). Actualmente microhidrocentrala este supusă unor testări complexe în condiții naturale pentru determinarea performanțelor reale ale microhidrocentralei funcție de diverși parametri geometrici și cinemati ai apei. După efectuarea testărilor naturale și efectuarea în baza lor a optimizării constructiv-funcționale a nodurilor ei va fi efectuată producerea în serie a microhidrocentralei pentru pomparea apei, folosind energia de curgere

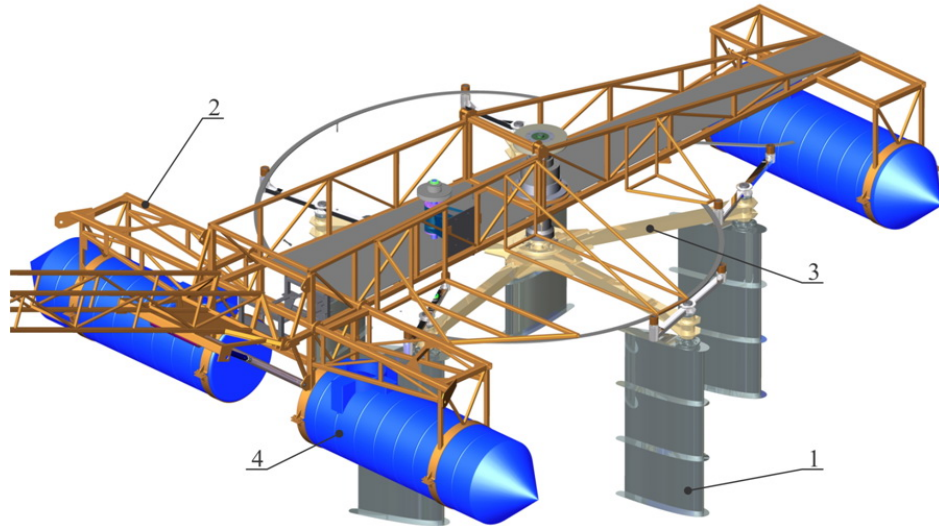


Fig. 6.26. Microhidrocentrala de flux cu rotor hidrodinamic basculant cu 5 pale cu lungimea cordului  $c = 800$  mm, înălțimea submersată  $h = 1600$  mm și ecrane pentru direcționarea curgerii fluidului.

a apei râurilor. Microhidrocentrala (figura 6.28) a fost fabricată cu rotor hidrodinamic basculant cu 5 pale cu lungimea cordului  $c = 800$  mm și dotate cu ecrane pentru direcționarea curgerii fluidului de-a lungul cordului pentru diminuarea detașării fluidului în stratul limită. Microhidrocentralele sunt protejate cu brevetele de invenție:



Fig. 6.27. Microhidrocentrală cu rotor hidrodinamic pentru conversia energiei cinetice a râului în energie mecanică utilizată pentru pomparea apei (debitul  $Q = 40$  m<sup>3</sup>/h, înălțimea pomparei  $H = 10 \div 15$  m).<sup>10</sup>

<sup>10</sup>Brevete de invenție: MD2992 BOPI nr.2/2006; MD2993 BOPI nr.2/2006; MD3104 BOPI nr.7/2006; MD 3845 BOPI nr.2/2009



Fig. 6.28. Vederea generală a microhidrocentralei de flux cu rotor hidrodinamic basculant cu 5 pale cu lungimea cordului  $c = 800$  mm și ecrane pentru direcționarea curgerii fluidului.<sup>11</sup>



Fig. 6.29. Prototipul industrial al microhidrocentralei cu pale hidrodinamice cu lungimea cordului  $c = 1300$  mm, instalată pe poligonul de încercări de pe r. Prut, com. Stoienești, Cantemir.

<sup>11</sup>Brevete de invenție: MD589 BOPI nr.1/2013; MD 601 BOPI nr.2/2013; MD 4235 BOPI nr.6/2013; MD 659 BOPI nr.7/2013

## 6.8. Concluzii la Capitolul 6

Au fost stabilite următoarele concluzii:

- În baza modelării matematice a curgerii fluidului și simulărilor CFD în vecinătatea palelor hidrodinamice, în premieră a fost propus rotorul cu 3 sau 5 pale cu ax vertical și orientare individuală a palelor la direcția curgerii fluidului pentru MHCF.
- A fost elaborat algoritmul de calcul implementat în MATLAB pentru determinarea caracteristicilor de putere a MHCF pentru diverși parametri constructivi și funcționali.
- Au fost cercetați parametrii stratului limită și identificate soluțiile tehnice, care au permis diminuarea influenței efectelor hidrodinamice cu impact negativ asupra eficienței conversiei energiei, fiind propusă construcția palei cu profil NACA 0016 modificat, dotată cu ecrane transversale pentru direcționarea curgerii fluidului.
- În baza simulărilor CFD ale zonelor de turbulență provocată de fiecare pală în rotație la diferite viteze de curgere, au fost identificate unghiurile de atac optime, care au permis diminuarea turbulenței și a gradului de influență asupra altor pale din rotor.
- În baza rezultatelor cercetărilor, au fost propuse concepte de construcții de pale hidrodinamice, dotate cu elemente constructive care conduc la diminuarea efectului de detașare a stratului limită la curgerea fluidului.
- A fost elaborată baza de date pentru proiectare și fabricare a palelor hidrodinamice utilizate la elaborarea MHCF, cu recomandări și soluții tehnice pentru sporirea eficienței conversiei.
- În baza rezultatelor cercetărilor științifice efectuate, au fost proiectate și fabricate 3 tipodimensiuni de MHCF concepute modular cu diferite domenii de aplicare.
- Rotoarele hidrodinamice propuse și soluțiile tehnice elaborate în rezultatul modelărilor matematice și simulărilor CFD, menite să sporească eficiența conversiei energiei în MHCF, au fost protejate cu 8 brevete de invenție.

## Bibliografie

1. Ainsworth M., Oden J.T., *A Posteriori Error Estimation in Finite Element Analysis*, John Wiley & Sons, Inc., New York, 2000.
2. Akins R.E. Performance evaluation of wind-energy conversion systems using the method of bins - current status. Internal.Report SAND-77-1375. Sandia Laboratory, USA, 1978.
3. Anderson J.D., *Fundamentals of aerodynamics*, 2nd Edition. McGraw-Hill, Singapore.
4. Arnol'd V. I., Instability of dynamical systems with several degrees of freedom, *Sov. Math. Dokl.* 5, 581–585, 1964.
5. Babuška I., Aziz A.K., Survey lectures on the mathematical foundations of the finite element method, in A.K. Aziz, ed., *The Mathematical Foundations of the Finite Element Method with Applications to Partial Differential Equations*, Academic Press, New York, 1972.
6. I. Babuška and W.C. Rheinboldt, Error estimates for adaptive finite element computations, *SIAM J. Numer. Anal.* **15** (1978), 736–754.
7. I. Babuška and W.C. Rheinboldt, *A posteriori* error estimates for the finite element method, *Intern. J. Numer. Methods Engrg.* **12** (1978), 1597–1615.
8. Babuška I., Strouboulis T. , *The Finite Element Method and its Reliability*, Oxford University Press, 2001.
9. Baldwin B., Lomax H., Thin-layer approximation and algebraic model for separated turbulent flows, 16th AIAA Aerospace Sciences Meeting, AIAA, pp. 1-8, 1978.
10. Becker R., Rannacher R., A feed-back approach to error control in adaptive finite element methods: Basic analysis and examples, *East-West J. Numer. Math.*, 4 (1996), pp. 237–264.
11. Becker R., Rannacher R., *A posteriori* error estimation in finite element methods, *Acta Numerica*, 10 (2001), pp. 1–103.
12. Belytschko T., Liu W.K., Moran B., *Nonlinear Finite Elements for Continua and Structures*, Wiley, Chichester, England, 2000.
13. Bostan I., Dulgheru V., Bostan V. Conceptual design of the electrical micro-hydro-power station for the conversion of flowing water kinetic energy into mechanical and electrical energy. *Analele Univ. "Dunărea de Jos" din Galați, Fascicula XIV. Inginerie Mecanică*, 2006, p.34-38.
14. Bostan I., Dulgheru V., Bostan V., Ciobanu O. Aspects Concerning the Constructional and Functional Optimisation of the Multi-Blade Rotor with Hydrodynamic Profile of the Blades of the Micro-Hydro-Power Station for Energy Conversion. *Acta Technica Napocensis Series: Applied Mathematics and Mechanics* 50, vol.II, Cluj-Napoca, 2007, p.255-258.

15. Bostan I., Dulgheru V. Bostan V., Sochireanu A., Ciobanu O., Ciobanu R. Micro-hidropower station for kinetic energy conversion of flowing water. *Annals Univ. Craiova, Electrical Eng. Series*, 35, 2011, Craiova, Romania, p.77-82.
16. Bostan I., Dulgheru V., Sobor I., Bostan V., Sochireanu A. Development, manufacture and testing of horizontal axis. Wind microturbines with power of 10 kW. *Annals Univ. Craiova, Electrical Eng. series*, 35, 2011, p.71-76.
17. Bostan I., Dulgheru V., Bostan V., et al. A micro-hydropower station for the conversion of flowing water kinetic energy. *Environmental Eng. and Management J., Sustainable energy*, "Gheorghe Asachi" Technical Univ. Iași, August 2011, Vol.10, 8, p.1033-1041.
18. Bostan I. Dulgheru V., Bostan V., Sochireanu A., Ciobanu O., Ciobanu R. Micro-hydropower station for kinetic energy conversion of flowing water. *Hidraulica. Magazine of Hydraulics, Pneumatics, Tribology, Ecology, Sensorics, Mechatronics*, no.3-4/2012, p.15-21.
19. Bostan I., Dulgheru V., Sobor I., Bostan V., Sochireanu A. Development, manufacture and testing of horizontal axis wind microturbines with power of 10 kW. *Proc.8th Inter.Conf. Electromechanical and Power Systems SIELMEN 2011. Craiova-Iași,Romania-Chișinău*, 11-15 Oct. 2011, p.248-253.
20. Bostan I., Gheorghe A., Dulgheru V., Sobor I., Bostan V., Sochirean A. *Resilient Energy Systems. Renewable: Wind, Solar, Hydro. Topics in Safety, Risk, Reliability and Quality*. Springer, 2012, 507 p.
21. Bostan V. Computational analysis of hydrodynamic effects in hydraulic flow turbines (part 1). *Annals Univ. Craiova, Electrical Eng. series*, 35, 2011, Craiova, Romania, p.83-92.
22. Bostan V. Numerical modelling of hydrodynamic blades and floating stability of micro hydropower station (part 2). *Annals Univ. Craiova, Electrical Eng. Series*, 35, 2011, Craiova, Romania, p.93-102.
23. Bostan V. Argumentation of the hydrodynamic profile of micro-hydro power station rotor's blades. *Meridian Ingineresc*, 2, 2011, p.37-40.
24. Bostan V. Numerical and computational analysis of hydrodynamic effects in the micro-hydro power station. *Meridian Ingineresc*, 2, 2012, p.16-27.
25. Bostan V. Micro-hydro power station with hydrodinamic rotor. *Meridian Ingineresc*, 2, 2013, p.71–81.
26. Bostan V., Crudu R., HAWT rotor performance with untwisted aerodynamic blades on rated operating regime. *Proc. 16th Intern. Conf. – MoldTech 2012, Vol1. Siania, Romania*, 24–26 May, 2012, p.149-152.
27. Bostan V., Dulgheru V. Numerical modelling and simulation of the fluid flow action on rotor blades of the micro-hydropower station. *Ovidius Univ. Annual Sci. J., Mech. Eng. Series*, Vol.VIII, I, Constanța, 2006, p.70-78.



28. Bostan V., Guțu M. Optimisation of the strength structure for 10 kW wind turbine blades. *Environmental Eng. and Management J., Sustainable energy* (1), Univ. Transilvania din Brașov, România, 10-12 Nov., 2011, p.1221-1224.
29. Bostan V., Sobor I. et al. Horizontal axis wind turbines with power of 10 kW. *Environmental Eng. and Management J., Sustainable energy*. "Gheorghe Asachi" Technical Univ.Iași, August 2011, Vol. 10, 8, p.1041-1045.
30. Bostan V., Han W., Reddy B.D. A posteriori error estimation and adaptive solution of elliptic variational inequalities of the second kind, *Applied Numerical Mathematics*, Volume 52, Issue 1, January 2005, p.13-38.
31. Bostan V., Han W. A posteriori error analysis for finite element solutions of a frictional contact problem, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Volume 195, Issues 9-12, February 2006, p.1252-1274.
32. Bostan V., Han W. Adaptive finite element solution of variational inequalities with application in contact problems, *Advances in Applied Mathematics and Global Optimization*. Series: *Advances in Mechanics and Mathematics*, Vol. 17 Gao, David Y.; Sherali, Hanif D. (Eds.), Springer, 2009, ISBN 978-0-387-75713-1, p.25-106.
33. Boussinesq J., *Essai sur la théorie des eaux courantes*, Mém. prés. par div. savant à l'Acad.Sci. 23, 1–680, 1877.
34. D. Braess, *Finite Elements: Theory, Fast Solvers, and Applications in Solid Mechanics*, second edition, Cambridge University Press, Cambridge, 2001.
35. Brenner S.C., Scott L.R., *The Mathematical Theory of Finite Element Methods*, 2nd edition, Springer-Verlag, New York, 2002.
36. Brezzi F., Fortin M., *Mixed and Hybrid Finite Element Methods*, Springer-Verlag, Berlin, 1991.
37. Burton T., et al., *Wind Energy Handbook*. John Wiley & Sons. New York, 2001.
38. Casey M., Wintergerste T, (eds.), *Special Interest Group on Quality and Trust in Industrial CFD Best Practice Guidelines*, Version 1, ERCOFTAC Report, 2000.
39. Cebeci T., Bradshaw P. *Momentum Transfer in Boundary Layers*. Hemisphere Publishing Corporation, 1977.
40. Cebeci T., Smith A.M.O., *Analysis of turbulent boundary layers*, Ser. in *Appl. Math.& Mech.*, Vol. XV, Academic Press, 1974.
41. Celso P., *Guide on How to Develop a Small Hydropower Plant*. Thematic Network on Small hydropower (TNSHP). European Small Hydropower Association – ESHA 2004.
42. Ciarlet P.G., *The Finite Element Method for Elliptic Problems*, North-Holland Publ., Amsterdam, 1978.
43. Ciarlet P.G. , Basic error estimates for elliptic problems, in P.G. Ciarlet and J.-L. Lions, eds., *Handbook of Numerical Analysis*, Vol. II, North-Holland, Amsterdam, 1991, 17–351.

44. Clark R., Ferziger J., Reynolds W., Evaluation of subgrid-scale models using an accurately simulated turbulent flow, *Journal of Fluid Mechanics* 91 (1), 1-16.1979.
45. Curtis D., *Going with the Flow: Small-scale Water Power*, CAT 1999.
46. Deardorff J.W., A numerical study of three-dimensional turbulent channel flow at large Reynolds numbers, *J. Fluid Mech.* 41, 453, 1970.
47. Demuren A. O., Rodi W., Calculation of Turbulence-driven Secondary Motion in Non-circular Ducts, *J. Fluid Mech.*, Vol. 140, pp. 189–222, 1984.
48. Donea J., Huerta A. *Finite element methods for flow problems*. John Wiley & Sons Ltd, 2003.
49. Drela M., Giles M.B., Viscous-Inviscid Analysis of Transonic and Low Reynolds Number Airfoils. *AIAA Journal*, 25 (10), Oct. 1987.
50. Drela M. Xfoil : An Analysis and Design System for Low Reynolds Number Airfoils. *Low Reynolds Number Aerodynamics*, Springer-Verlag, Lec. Notes in Eng. 54, 1989.
51. Duque E., Johnson W., van Dam C., Cortes R., Yee K., Numerical Predictions of Wind Turbine Power and Aerodynamic Loads for the NREL Phase II Combined Experiment Rotor, *Proceedings of the ASME Wind Energy Symposium; AIAA: Reno, Nevada*, 2000.
52. Egré D., Gagnon L., Milewski J.C., Are large hydro projects renewable and green? *International Journal on Hydropower and Dams*, Issue One, 1999.
53. I. Ekeland and R. Temam, *Convex Analysis and Variational Problems*, North-Holland, Amsterdam, 1976.
54. Eriksson K., Estep D., Hansbo P., Johnson C., Introduction to adaptive method for differential equations, *Acta Numerica*, 4 (1995), pp. 105–158.
55. Eriksson K., Johnson C., An adaptive finite element method for linear elliptic problems, *Math. Comp.*, 50 (1988), pp. 361–383.
56. Evans M.W., Harlow F.H. The particle-in-cell method for hydrodynamic calculations, Los Alamos Scientific Laboratory report. LA-2139, 1957.
57. Ferrer E., Munduate X., Wind Turbine Blade Tip Comparison Using CFD, *Proceedings of the Science of Making Torque from Wind (2nd conference) J. Phys.: Conf. Ser. 75; Danish Technical University: Copenhagen Denmark*, 2007.
58. Foias C., Manley O., Rosa R., Temam R., *Navier-Stokes Equations and Turbulence*, Cambridge Univ. Press, Cambridge, 2001.
59. Ferziger J., Peric M., Morton K., *Computational methods for fluid dynamics*, Springer Berlin, 1999.
60. Frisch U., *Turbulence, the Legacy of A.N. Kolmogorov*, Cambridge Univ. Press, Cambridge, 1995.

61. Friess C., Manceau R., Investigation of the equivalence of two hybrid temporal-LES methods based on elliptic blending in separated flows. In: Hanjalić, K., Nagano, Y., Borello, D., Jakirlić, S. (Eds.), *Turbulence, Heat and Mass Transfer 7*, 2012.
62. Frohlich J., von Terzi D., Hybrid LES/RANS methods for the simulation of turbulent flows. *Progress in Aerospace Sciences* 44 (5), 2008.
63. Garman P., *Water Current Turbines: A Fieldworker's Guide*. Intermediate Technology Publications, London, 1986, 144 p.
64. Girault V., Raviart P.-A., *Finite Element Methods for Navier-Stokes Equations, Theory and Algorithms*, Springer-Verlag, Berlin, 1986.
65. Gómez-Iradi S., Barakos G., Computational Fluid Dynamics Investigation of Some Wind Turbine Rotor Design Parameters, *Proc. Instit. Mechan. Eng. A: J. Power Energy* 2008, 222, 455–470.
66. Gorlov A. M., The Helical Turbine: A New Idea for Low-Head Hydropower. *Hydro Rev.*, 1995, 14, no. 5, p. 44–50.
67. W. Han, *A posteriori* error analysis for linearizations of nonlinear elliptic problems and their discretizations, *Mathematical Methods in the Applied Sciences* **17** (1994), 487–508.
68. W. Han, Quantitative error estimates for idealizations in linear elliptic problems, *Mathematical Methods in the Applied Sciences* **17** (1994), 971–987.
69. W. Han, B.D. Reddy, and G.C. Schroeder, Qualitative and numerical analysis of quasistatic problems in elastoplasticity, *SIAM J. Numer. Anal.* **34** (1997), 143–177.
70. Head M.B. Entrainment in the turbulent boundary layers, ARC A&M 3152, 1958.
71. Hoffman J. Duality based a posteriori error estimation in various norms and linear functionals for les, submitted to SIAM Journal of Scientific Computing, (2002).
72. Hoffman J. Adaptive finite element methods for les: Computation of the drag coefficient in a turbulent flow around a surface mounted cube, submitted to SIAM Journal of Scientific Computing, (2003).
73. Hoffman J. Computation of functionals in 3d incompressible flow for stationary benchmark problems using adaptive finite element methods, submitted to *Mathematical Models and Methods in Applied Sciences (M3AS)*, (2003).
74. Hoffman J., Johnson C., Adaptive finite element methods for incompressible fluid flow, *Error Estimation and Solution Adaptive Discretization in Computational Fluid Dynamics* (Ed. T. J. Barth and H. Deconinck), *Lecture Notes in Computational Science and Engineering*, Springer-Verlag Publishing, Heidelberg, 2002.
75. Hoffman J., Johnson C., Adaptive DNS/LES: A new agenda in CFD, Preprint/Chalmers Finite Element Center, Chalmers University of Technology, Göteborg, Sweden, 2003
76. Huebner K. H., Thornton E. A., Byron T. D. *The Finite Element Method for Engineers* (Third ed.). Wiley Interscience, 1995.

77. Hughes T.J.R. *The Finite Element Method*, Prentice Hall Inc., New Jersey, 1987.
78. Ib T., Petersen E.L., European Wind Atlas. Directorate General for Science, Research and Development, Brussels, 1989.
79. Johnson C., *Numerical Solutions of Partial Differential Equations by the Finite Element Method*, Cambridge University Press, Cambridge, 1987.
80. Johnson C., Rannacher R., On error control in CFD, Int. Workshop Numerical Methods for the Navier-Stokes Equations (F.K. Hebeker et.al. eds.), Vol. 47 of Notes Numer. Fluid Mech., Vierweg, Braunschweig, 1994, pp. 133–144.
81. Johnson C., Rannacher R., Boman M., Numerics and hydrodynamic stability: Toward error control in cfd, SIAM J. Numer. Anal., 32 (1995), pp. 1058–1079.
82. Jones R.M., *Mechanics of Composite Materials*, 2nd Edition, Taylor & Francis, 1999.
83. Jones W.P., Launder B.E., The prediction of laminarization with a two-equation model of turbulence, Int.J. Heat and Mass Transfer 15, pp. 301-314, 1972.
84. Joseph E., Snell A., Willard C.G., Council on Competitiveness Study of U.S. HPC Users, White Paper, [http://www.compete.org/pdf/HPC\\_Users\\_Survey.pdf](http://www.compete.org/pdf/HPC_Users_Survey.pdf), July 2004.
85. von Kármán T., On the statistical theory of turbulence, Proc. Nat. Acad. Sci., Wash. 23, 98, 1937.
86. von Kármán T., Howarth L., On the statistical theory of isotropic turbulence, Proc. Roy. Soc. A, 164, 192, 1938.
87. Katz J., Plotkin A. *Low Speed Aerodynamics, From Wing Theory to Panel Methods*. Mac-Graw Hill, 1991.
88. Kim J., Moin P., Moser R., Turbulence statistics in fully developed channel flow at low Reynolds number, J.Fluid Mechanics, 177, pp.133-166, 1987.
89. Kolmogorov A.N., The local structure of turbulence in incompressible viscous fluid for very large Reynolds number, Dokl. Acad. Nauk. SSSR 30, 9–13, 1941.
90. Kolmogorov A.N., On degeneration (decay) of isotropic turbulence in an incompressible viscous liquid, Dokl. Acad. Nauk. SSSR 31, 538–540, 1941.
91. Kolmogorov A.N., Dissipation of energy in locally isotropic turbulence, Dokl. Acad. Nauk. SSSR 32, 16–18, 1941.
92. Kolmogorov A.N., Equations of turbulent motion of an incompressible turbulent fluid, Izv. Akad. Nauk. SSSR Ser. Phys. VI, No. 1–2, 1942.
93. Kolmogorov A.N., A refinement of previous hypotheses concerning the local structure of turbulence in a viscous incompressible fluid at high Reynolds number, J. Fluid Mech. 13, 82–85, 1962.
94. Kroo I. PANDA - A Program for Analysis and Design of Airfoils. Desktop Aeronautics, Stanford, 1988. [www.desktpaero.com](http://www.desktpaero.com).

95. Ladyzhenskaya O., *The Mathematical Theory of Viscous Incompressible Flow*, revised English edition (translated from the Russian by Richard A. Silverman). Gordon & Breach, New York, 1963.
96. Launder B.E., Sharma B.I., Application of the energy-dissipation model of turbulence to the calculation of flow near a spinning disk, *Lett. Heat Mass Transf.* 1, pp. 131-138, 1974.
97. Launder B.E., Spalding D.B., *Mathematical Models of Turbulence*, Academic Press, 1972.
98. Launder B.E., Reece G.J., Rodi W., Progress in the development of a Reynolds stress turbulence closure, *J. Fluid Mech.* 68, 537–566, 1975.
99. Layton E.T., *From Rule of Thumb to Scientific Engineering: James B. Francis and the Invention of the Francis Turbine*, NLA Monograph Series. Stony Brook, NY: Research Foundation of the State University of New York, 1992.
100. Leonard A., Energy cascade in large eddy simulation of turbulent fluid flow, *Advances in Geophysics* 18A, 237-248, 1974.
101. Lesieur M., Métais O., New trends in large-eddy simulations of turbulence, *Annu. Rev. Fluid Mech.* 28, 45–82, 1996.
102. Lilly D. K., The representation of small-scale turbulence in numerical simulation experiments, *Proceedings of the IBM scientific computing symposium on environmental sciences*, 1967.
103. Liu S., Katz J., Meneveau C., On the properties of similarity subgrid-scale models as deduced from measurements in a turbulent jet. *Journal of Fluid Mechanics* 275, 83-119, 1994.
104. Ludwig H., Tillman W. Investigation of the wall shearing stress in turbulent boundary layers, *NACA Rep. TM1285*, 1949.
105. Lugaresi A., Massa A., Designing Francis turbines: trends in the last decade. *Water Power & Dam Construction*, November 1987.
106. Lugaresi A., Massa A., Kaplan turbines: design trends in the last decade. *Water Power & Dam Construction*, May 1988
107. Mac, G., Johansen, J., Determination of the Maximum Aerodynamic Efficiency of Wind Turbine Rotors with Winglets, *Proceedings of the Science of Making Torque from Wind (2nd conference)* J. Phys.: Conf. Ser. 75; Danish Technical University: Copenhagen Denmark, 2007.
108. McDonough J.M., *Introductory Lectures on Turbulence: Physics, Mathematics and Modeling*, 2007, <http://www.engr.uky.edu/~acfd/lctr-notes634.pdf>
109. Meneveau C., Katz J., Scale-invariance and turbulence models for large-eddy simulation, *Annu. Rev. Fluid Mech.* 32, 1–32, 2000.
110. Menter F. R., Performance of Popular Turbulence Models for Attached and Separated Adverse Pressure Gradient Flow, *AIAA J.*, Vol. 30, pp. 2066–2072, 1992.

111. Menter F. R., Improved Two-equation  $k$ - $\omega$  Turbulence Models for Aerodynamic Flows, NASA Technical Memorandum TM-103975, NASA Ames, CA, 1992.
112. Menter F., Two-equation eddy-viscosity models for engineering applications, AIAA journal 32, pp.1598-1605, 1994.
113. Menter F.R., A Comparison of Some Recent Eddy-Viscosity Turbulence Models, Journal of Fluids Engineering, Vol. 118, 514–519, 1996.
114. Menter F.K., Egorov Y., Scale-adaptive simulation method for unsteady flow predictions, Part 1: Theory and model description, Journal of Flow Turbulence and Combustion, Vol. 85, 1, pp.113-138, 2010.
115. Menter F.K., Kuntz M., Adaptation of eddy-viscosity turbulence models to unsteady separated flow behind vehicles, Proc. Conf. The aerodynamics of heavy vehicles, Asilomar, Ca, 2002.
116. Michel R. Etude de la Transition sur les Profils d'Ailes, Onera Report 1/1578A, 1951
117. Moran J. An Introduction to Theoretical and Computational Aerodynamics. John Wiley and sons, 1984.
118. Mortensen N.G., Landberg L., Ib T., Petersen E.L., Wind Atlas Analysis and Application Program (WAsP). Vol. 1: Getting Started. RISO, Roskilde, Denmark, 1998.
119. Mortensen N.G., Landberg L., Ib T., Petersen E.L., Wind Atlas Analysis and Application Program (WAsP). Vol. 2: User's Guide. RISO, Roskilde, Denmark, 1993.
120. Oden J.T., Finite elements: an introduction, in: P.G. Ciarlet and J.L. Lions, eds., *Handbook of Numerical Analysis*, Vol. II, North-Holland, Amsterdam, 1991, pp. 3–15.
121. Orszag S.A., Patterson G.S., Numerical simulation of turbulence: statistical models and turbulence, Lecture Notes in Physics 12, 127–147, Springer-Verlag, Berlin, 1972.
122. Orszag S.A., Staroselsky I., Flannery W.S., Zhang Y., Introduction to renormalization group modelling of turbulence, Simulation and modeling of turbulent flows, Chapter 4, pp. 155-183, Oxford Univ. Press, New York , 1996.
123. Patankar S.V., Spalding D.B. A calculation procedure for heat, mass and momentum transfer in threedimensional parabolic flows, J. Int.Heat & Mass Transfer, Vol.15., Pergamon Press, 1972. pp. 1787-1806.
124. Le Pape A., Lecanu J., 3D Navier-Stokes Computations of a Stall-regulated Wind Turbine, Wind Energy 2004, 7, pp.309–324.
125. Pope S.B., Turbulent flows, Cambridge Univ. Press, Cambridge, 2000
126. Prandtl L., Bericht 'über Untersuchungen zur ausgebildeten Turbulenz, Zs. angew. Math. Mech. 5, 136–139, 1925.
127. Prandtl L., 'Über ein neues Formelsystem für die ausgebildete Turbulenz, Nachr. Akad. Wiss. G'öttingen Math-Phys. K1, 6-19, 1945.

128. Reynolds O., On the dynamical theory of turbulent incompressible viscous fluids and the determination of the criterion, *Phil. Trans. R. Soc. London A* 186, 123–161, 1894.
129. Reynolds W.C., Cebeci T. Calculation of Turbulent Flows. In: *Turbulence*, P. Bradshaw, ed., Springer-Verlag, Topics in Applied Physics Series, Vol. 12, 1978.
130. Richardson L.F., *Weather Prediction by Numerical Process*, Cambridge Univ. Press, 1922.
131. Righter R.W., *Wind energy in America: a history*, University of Oklahoma Press, 1996.
132. J.E. Roberts and J.-M. Thomas, Mixed and hybrid methods, in P.G. Ciarlet and J.-L. Lions, eds., *Handbook of Numerical Analysis*, Vol. II, North-Holland, Amsterdam, 1991, 523–639.
133. Rodi W., *Turbulence Models and their Application in Hydraulics – A State of the Art Review*, IAHR, Delft, The Netherlands, 1980.
134. Ruelle D., Takens F., On the nature of turbulence. *Comm. Math. Phys.* 20, 167–192, 1971.
135. Rumsey C.L., Ying S.X. Prediction of high lift: review of present CFD capability, *Progress in Aerospace Sciences*, Vol.38, nr.2, February 2002, p.145-180.
136. Schwab Ch., *p- and hp-Finite Element Methods*, Oxford University Press, 1998.
137. Shur M.L., Spalart P.R., Strelets M., Travin A., A hybrid RANS-LES approach with delayed-DES and wall-modelled LES capabilities, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 29, 6, pp.1638-1649, 2008.
138. Smagorinsky J., General circulation experiments with the primitive equations. I: The basic experiment, *Month. Weath. Rev.* 91, 99–165, 1963.
139. Smale S., Diffeomorphisms with many periodic points, in *Differential and Combinatorial Topology*, Princeton University Press, Princeton, 63–80, 1965.
140. Sorensen N., Hansen M., Rotor Performance Predictions using a Navier-Stokes Method, *Proceedings of the ASME Wind Energy Symposium; AIAA: Reno, Nevada*, 1998.
141. Spalart P., Detached eddy simulation. *Annual Review of Fluid Mechanics* 41, 2009.
142. Spalart P., Allmaras S., A one-equation turbulence model for aerodynamic flows, *Technical Report AIAA-92-0439*, A.I.o.A.a. Astronautics, Editor, 1992.
143. Speziale C., Lecture notes in physics: Computing non-equilibrium turbulent flows with time-dependent RANS and VLES. In: *Fifteenth International Conference on Numerical Methods in Fluid Dynamics*. Vol. 490. Springer. 1997.
144. Shih T.H., Liou W.W., Shabbir A., Yang Z., Zhu J., A new k-epsilon eddy viscosity model for high reynolds number turbulent flows, *Computers Fluids*, 24 (3), pp. 227–238, 1995.

145. Squire H.B., Young A.D. The Calculation of the Profile Drag of Aerofoils. R.&M. No1838. A.R.C. Technical report, London, 1938.
146. Steinhurst W., Knight P., Schultz M., Hydropower Greenhouse Gas Emissions, State of the Research, Synapse Energy Economics Inc., February 14, 2012. [www.synapse-energy.com](http://www.synapse-energy.com)
147. Strang G., Fix G., *An Analysis of the Finite Element Method*, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, NJ, 1973.
148. Surana K.A., Allu S., Tenpas P.W., Reddy J.N. *k*-version of finite element method in gas dynamics: higher-order global differentiability numerical solutions. *Int. J. Numer. Methods in Eng.* 69 (6), February 2007, p.1109–1157.
149. Taylor G.I., Statistical theory of turbulence, *Proc. Roy. Soc. London A* 151, 421–478, 1935.
150. Thake J., *The Micro-hydro Pelton Turbine Manual: Design, Manufacture and Installation for Smallscale Hydropower*, ITDG Publishing, 2000.
151. Thomée V., *Galerkin Finite Element Methods for Parabolic Problems*, Springer, 1997.
152. Verfürth R., *A Review of A Posteriori Error Estimation and Adaptive Mesh Refinement Techniques*, Wiley and Teubner, 1996.
153. Versteeg H.K., Malalasekera W., *An Introduction to Computational Fluid Dynamics, The Finite Volume Method*, 2nd Ed, Pearson Prentice Hall, 2007.
154. Varela J., Bercebal D., CFD Calculations of the Flow Around a Wind Turbine Nacelle, Technical Report 910, Ciemat, Madrid, Spain, 1999.
155. Weber R., Visser B., Boysan F., Assessment of turbulence modeling for engineering prediction of swirling vortices in the near burner zone, *International Journal of Heat and Fluid Flow* 11, 225-235.1990.
156. Wilcox D., *Turbulence modeling for CFD*, DCW Industries Inc., La Cañada, CA, 1993.
157. Zeidler E., *Nonlinear Functional Analysis and its Applications. III: Variational Methods and Optimization*, Springer-Verlag, New York, 1986.
158. Zienkiewicz O.C., Origins, milestones and directions of the finite element method—a personal view, in P.G. Ciarlet and J.-L. Lions, eds., *Handbook of Numerical Analysis*, Vol.4, North-Holland, Amsterdam, 1996, pp. 3–67.
159. Zienkiewicz O.C., Taylor R.L., *The Finite Element Method*, Vol. 1 (Basic Formulation and Linear Problems), McGraw-Hill, New York, 1989.
160. Zienkiewicz O.C., Taylor R.L., *The Finite Element Method*, Vol. 2 (Solid and Fluid Mechanics, Dynamics and Nonlinearity), McGraw-Hill, New York, 1991.
161. Yakhot V., Orszag S.A., Renormalization group analysis of turbulence, I. Basic Theory, *J. Sci. Comput.*, 1, pp. 3-51, 1986.



162. Bostan I., Dulgheru V., Cartofeanu V., Ciupercă R., Ciobanu O. Centrală hidroelectrică flotantă Brevet de invenție MD 2916, BOPI nr. 11/2005.
163. BOSTAN, Ion; SOCHIREANU, Anatol; BOSTAN, Viorel ș.a. Stație hidroelectrică. Brevet de invenție MD 2991. BOPI nr. 2/2006.
164. BOSTAN, Ion; SOCHIREANU, Anatol; BOSTAN, Viorel ș.a. Stație hidraulică. Brevet de invenție MD 2992. BOPI nr. 2/2006.
165. BOSTAN, Ion; SOCHIREANU, Anatol; BOSTAN, Viorel ș.a. Turbină hidraulică. Brevet de invenție MD 2993. BOPI nr. 2/2006.
166. Bostan I., Bostan V., Sochireanu A. ș.a. Stație hidraulică. Brevet de invenție MD 3104, BOPI nr. 7/2006.
167. Bostan I., Dulgheru V., Bostan V. ș.a. Stație hidraulică. Brevet de invenție MD 3845, BOPI nr. 2/2009.
168. Bostan I., Gheorghe A., Dulgheru V., Bostan V. ș.a. Stație hidraulică cu ax orizontal. Brevet de invenție MD 3846, BOPI nr. 2/2009.
169. Bostan V. Stație hidraulică. Brevet de invenție MD 589, BOPI nr. 1/2013.
170. Bostan V., Ciobanu O., Dulgheru V., Sochireanu A. Centrală hidraulică flotantă. Brevet de invenție MD 601, BOPI nr. 2/2013.
171. Bostan V. Hidrocentrală. Brevet de invenție MD 659, BOPI nr. 7/2013.
172. Bostan V., Sobor I. Turbina eoliană. Brevet de invenție MD 660, BOPI nr.7/2013
173. Bostan V. Turbină eoliană. Brevet de invenție MD 661, BOPI nr. 7/2013
174. Bostan V. Turbina eoliană cu roți-windrose-aerodinamice. Brevet de invenție MD 4212, BOPI nr.3/2013.
175. Bostan V. Turbina eoliană. Brevet de invenție MD 4213, BOPI nr.3/2013.
176. Bostan V., Ciobanu O., Dulgheru V. ș.a. Turbina hidraulică. Brevet de invenție MD 4235, BOPI nr. 6/2013.
177. Bostan I., Dulgheru V., Sobor I., Bostan V., Sochireanu A. Sisteme de conversie a energiilor regenerabile. Chișinău, Ed. Tehnica-Info, 2007, 665 p.
178. Bostan I., Dulgheru V., Bostan V. Ciupercă R. Antologia invențiilor. Sisteme de conversie a energiilor regenerabile: fundamentări teoretice, concepte constructive, aspecte tehnologice, descrieri de invenții. Vol. 3. Chișinău, Ed. Bons Offices SRL, 2009, 458 p.
179. Constantinescu V.N., Dănăilă S., Găletușe S., Dinamica fluidelor în regim turbulent, Ed. Academiei Române, București, 2008
180. Todos P., Sobor I., Chiciuc A. Surse regenerabile de energie în RM: realitate și perspective. În: Energetica, nr. 1, 2004.

181. ANSYS Advanced Analysis Techniques Guide [http://www1.ansys.com/customer/content/documentation/120/ans\\_adv.pdf](http://www1.ansys.com/customer/content/documentation/120/ans_adv.pdf)
182. ANSYS CFX-Solver Theory Guide <http://www1.ansys.com/customer/content/documentation/120/cfx/xthry.pdf>
183. ANSYS CFX-Solver Modeling Guide <http://www1.ansys.com/customer/content/documentation/120/cfx/xmod.pdf>
184. ANSYS DesignModeler [http://www1.ansys.com/customer/content/documentation/120/wb\\_dm.pdf](http://www1.ansys.com/customer/content/documentation/120/wb_dm.pdf)
185. ANSYS Modeling and Meshing Guide [http://www1.ansys.com/customer/content/documentation/120/ans\\_mod.pdf](http://www1.ansys.com/customer/content/documentation/120/ans_mod.pdf)
186. ANSYS Structural Analysis Guide [http://www1.ansys.com/customer/content/documentation/120/ans\\_str.pdf](http://www1.ansys.com/customer/content/documentation/120/ans_str.pdf)
187. ANSYS Workbench User's Guide [http://www1.ansys.com/customer/content/documentation/121/wb2\\_help.pdf](http://www1.ansys.com/customer/content/documentation/121/wb2_help.pdf)
188. American Institute of Aeronautics and Astronautics (AIAA), AIAA Guide for the Verification and Validation of Computational Fluid Dynamics Simulations, AIAA G-077-1998.
189. American Society of Mechanical Engineers (ASME), Standard for Verification and Validation in Computational Fluid Dynamics and Heat Transfer, V&V 20-2009.
190. Best Practice Guidelines for Marine Applications of Computational Fluid Dynamics, Prep. WS Atkins Consultants and members of the NSC.
191. Comunicarea Comisiei către Parlamentul European, Consiliu, Comitetul Economic și Social European și Comitetul Regiunilor: Energia din surse regenerabile – o prezență majoră pe piața energetică europeană. Jurnalul Oficial al UE, C62/52, 2.3.2013.
192. Directive 2001/77/EC of the European Parliament and of the Council of 27 September 2001 on the promotion of electricity produced from renewable energy sources in the internal electricity market.
193. Directive 2003/30/EC of the European Parliament and of the Council of 8 May 2003 on the Promotion of the Use of Biofuels or Other Renewable Fuels for Transport.
194. Directive 2009/28/EC of the European Parliament and of the Council of 23 April 2009 on the Promotion of the Use of Energy from Renewable Sources and Amending and Subsequently Repealing Directives 2001/77/EC and 2003/30/EC.
195. European Standard EN 61400-1, Wind turbines Part1: Design requirements IEC 61400-1:2005, November 2005.
196. European Standard EN 61400-2, Wind turbines Part2: Design requirements for small wind turbines IEC 61400-2:2006, July 2006.
197. ESDU Characteristics of atmospheric turbulence near ground. Part II: Single point data for strong winds, ESDU 85020, engineering Sciences Data Unit, UK, 1985.

198. President's Information Technology Advisory Committee, Computational Science: Ensuring America's Competitiveness, Report to President, [http://www.nitrd.gov/pitac/reports/20050609\\_computational/computational.pdf](http://www.nitrd.gov/pitac/reports/20050609_computational/computational.pdf), June 2005,
199. Renewables Global Futures Report, 2013.
200. Hotărârea de Guvern nr. 102 din 05.02.2013 cu privire la Strategia energetică a Republicii Moldova până în anul 2030.
201. Hotărârea de Guvern nr. 833 din 10.11.2011 cu privire la Programul național pentru eficiență energetică 2011-2020 (PNEE).
202. Strategia Națională de Dezvoltare Moldova 2020.
203. WEC - Survey of Energy Resources (18th Edition). World Energy Council, London, UK, 1998.
204. White Paper for a Community Strategy and Action Plan. Energy for the Future: Renewable Sources of Energy COM(97)599 final (26/11/1997).
205. Wind in power. 2012 European Statistics, February 2013.
206. Wind Energy: The facts. An analysis of wind energy in the EU-25. <http://www.ewea.org/index.php?id=91>
207. Wind Energy. The facts. European Wind Energy Association. Luxembourg, 1999.
208. World Atlas and Industry Guide 2001. International Journal on Hydropower & Dams, April 2001.
209. World Atlas and Industry Guide. În: International Journal on Hydropower & Dams. Aqua-Media International, UK, 2003.
210. Davis Hydro Turbine <http://www.blueenergy.com/vertical-axis-turbine/vaht/>.
211. Super-sized 6.15MW Wind Turbine Up and Running, 2050 Magazine, <http://www.2050publications.com/super-sized-6-15mw-wind-turbine-up-and-running/>
212. Largest Wind Farm in Europe Alive, <http://www.renewindians.com/2012/12/Largest-Wind-Farm-in-Europe.html>
213. GE Power & Water, Renewable energy, [http://www.ge-renewable-energy.com/uploads/tx\\_spdownloads/Fantanele\\_Romania\\_2.xWEA\\_03.JPG](http://www.ge-renewable-energy.com/uploads/tx_spdownloads/Fantanele_Romania_2.xWEA_03.JPG)
214. Ocean Renewable Power Company [http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/8/88/Chain\\_of\\_Horizontal\\_Gorlov\\_Turbines\\_in\\_Maine.png](http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/8/88/Chain_of_Horizontal_Gorlov_Turbines_in_Maine.png)
215. Bonus turbine, [http://www.mstudioblackboard.tudelft.nl//duwind/Wind\%20energy\%20online\%20reader/photos/bonus\\_turbine\\_30kW\\_exp.jpg](http://www.mstudioblackboard.tudelft.nl//duwind/Wind\%20energy\%20online\%20reader/photos/bonus_turbine_30kW_exp.jpg)
216. Nordtank turbines Ebeltoft, [http://www.mstudioblackboard.tudelft.nl//duwind/Wind\%20energy\%20online\%20reader/photos/ebeltoft\\_farm\\_exp.jpg](http://www.mstudioblackboard.tudelft.nl//duwind/Wind\%20energy\%20online\%20reader/photos/ebeltoft_farm_exp.jpg)

217. Nordtank 1500 turbine, [http://www.mstudioblackboard.tudelft.nl/duwind/Wind/%20energy/%20online/%20reader/photos/nordtank1500\\_turbine\\_exp.jpg](http://www.mstudioblackboard.tudelft.nl/duwind/Wind/%20energy/%20online/%20reader/photos/nordtank1500_turbine_exp.jpg)
218. Nordex 2500 turbine, [http://www.mstudioblackboard.tudelft.nl/duwind/Wind/%20energy/%20online/%20reader/photos/nordex2500\\_turbine\\_exp.jpg](http://www.mstudioblackboard.tudelft.nl/duwind/Wind/%20energy/%20online/%20reader/photos/nordex2500_turbine_exp.jpg)
219. RePower Thornton Bank turbine, [http://en.wikipedia.org/wiki/File:Windmill\\_D1\\_%28Thornton\\_Bank%29.jpg](http://en.wikipedia.org/wiki/File:Windmill_D1_%28Thornton_Bank%29.jpg)
220. Kingspan 6 kW, <http://www.kingspanwind.com/products/kw6.aspx>
221. Evance R9000 5 kW, <http://www.mosscliff.co.uk/evance-5-kw.html>
222. EXZERES 442SR Wind Turbine, <http://www.xzeres.co.uk/wind-turbine-products/xzeres442sr-wind-generator/>
223. Three Gorges Dam, International rivers, <http://www.internationalrivers.org/campaigns/three-gorges-dam>
224. The Wind Energy Pioneers: The Gedser Wind Turbine. [www.windpower.org](http://www.windpower.org)

# **ANEXE**

## **ANEXA A**

**PARAMETRI AI PROFILELOR PALELOR AERO-HIDRODINAMICE, REZULTATE ALE  
CERCETĂRII, SOLUȚII TEHNICE, ELABORĂRI CONSTRUCTIVE ȘI TEHNOLOGICE**

**ANEXE LA CAPITOLUL 3 ELABORAREA CONCEPTELOR CONSTRUCTIV-FUNCȚIONALE  
ALE ROTOARELOR AEROHIDRODINAMICE DE PUTERE MICĂ.**

Tabelul A.3.1. Parametrii constructiv-tehnologici ai profilului aerodinamic I al palei în secțiunea $n_1$ .....	220
Tabelul A.3.2. Parametrii constructiv-tehnologici ai profilului aerodinamic I al palei în secțiunea $n_2$ .....	223
Tabelul A.3.3. Parametrii constructiv-tehnologici ai profilului aerodinamic I al palei în secțiunea $n_3$ .....	226
Tabelul A.3.4. Parametrii constructiv-tehnologici ai profilului aerodinamic I al palei în secțiunea $n_4$ .....	229
Tabelul A.3.5. Parametrii constructiv-tehnologici ai profilului aerodinamic I al palei în secțiunea $n_5$ .....	232
Tabelul A.3.6. Parametrii constructiv-tehnologici ai profilului aerodinamic I al palei în secțiunea $n_6$ .....	235
Tabelul A.3.7. Parametrii constructiv-tehnologici ai profilului aerodinamic I al palei în secțiunea $n_7$ .....	238
Tabelul A.3.8. Parametrii constructiv-tehnologici ai profilului aerodinamic I al palei în secțiunea $n_8$ .....	241
Tabelul A.3.9. Parametrii constructiv-tehnologici ai profilului aerodinamic I al palei în secțiunea $n_9$ .....	244
Tabelul A.3.10. Parametrii constructiv-tehnologici ai profilului aerodinamic I al palei în secțiunea $n_{10}$ .....	247
Tabelul A.3.11. Parametrii constructiv-tehnologici ai profilului aerodinamic I al palei în secțiunea $n_{11}$ .....	250
Tabelul A.3.12. Parametrii constructiv-tehnologici ai profilului aerodinamic I al palei în secțiunea $n_{12}$ .....	253
Tabelul A.3.13. Parametrii constructiv-tehnologici ai profilului aerodinamic I al palei în secțiunea $n_{13}$ .....	256
Tabelul A.3.14. Parametrii constructiv-tehnologici ai profilului aerodinamic I al palei în secțiunea $n_{14}$ .....	259
Tabelul A.3.15. Parametrii constructiv-tehnologici ai profilului aerodinamic I al palei în secțiunea $n_{15}$ .....	262
Tabelul A.3.16. Parametrii constructiv-tehnologici ai profilului aerodinamic I al palei în secțiunea $n_{16}$ .....	265
Tabelul A.3.17. Parametrii constructiv-tehnologici ai profilului aerodinamic I al palei în secțiunea $n_{17}$ .....	268
Tabelul A.3.18. Parametrii constructiv-tehnologici ai profilului aerodinamic I al palei în secțiunea $n_{18}$ .....	271
Fig. A.3.1. Profilul aerodinamic II al palei.....	274
Fig. A.3.2. Profilul aerodinamic II al palei în secțiunile: 1-a); 2-b); 3-c); 4-d); 5-e); 6-f).....	275
Fig. A.3.3. Profilul aerodinamic II al palei în secțiunile: 7-g); 8-h); 9-i); 10-j); 11-k); 12-l). ....	276

Fig. A.3.4. Profilul aerodinamic II al palei în secțiunile: 13-m); 14-n); 15-o); 16-p); 17-r); 18-s). .	277
Tabelul A.3.19. Parametrii modelului CAD al profilului aerodinamic II al palei.....	278
Fig. A.3.5. Pală cu profil aerodinamic absorbant. ....	279
Fig. A.3.6. Modelul CAD al rotorului cu profil aerodinamic II al palelor cu difuzoare convergent și divergent ( $\varnothing 8m$ ). ....	280
Tabelul A.3.20. Coordonatele tehnologice $x_i$ , $y_i$ și $y_{ti}$ ale profilului hidrodinamic al palei cu lungimea cordului $l=1300mm$ . ....	281
Tabelul A.3.21. Coordonatele tehnologice $x_i$ , $y_i$ și $y_{ti}$ ale profilului hidrodinamic al palei cu lungimea cordului $l=800mm$ . ....	284
Fig. A.3.7. Pală cu profil hidrodinamic absorbant.....	287
Tabelul A.3.22. Parametrii profilului aerodinamic al palei windrosei B în secțiunea $n_1$ .....	288
Tabelul A.3.23. Parametrii profilului aerodinamic al palei windrosei B în secțiunea $n_2$ .....	290
Tabelul A.3.24. Parametrii profilului aerodinamic al palei windrosei B în secțiunea $n_3$ .....	292
Tabelul A.3.25. Parametrii profilului aerodinamic al palei windrosei B în secțiunea $n_4$ .....	294
Tabelul A.3.26. Parametrii profilului aerodinamic al palei windrosei B în secțiunea $n_5$ .....	296
Tabelul A.3.27. Parametrii profilului aerodinamic al palei windrosei B în secțiunea $n_6$ .....	298
Tabelul A.3.28. Parametrii profilului aerodinamic al palei windrosei B în secțiunea $n_7$ .....	300
Tabelul A.3.29. Parametrii profilului aerodinamic al palei windrosei B în secțiunea $n_8$ .....	302
Tabelul A.3.30. Parametrii profilului aerodinamic al palei windrosei B în secțiunea $n_9$ .....	304
Tabelul A.3.31. Parametrii profilului aerodinamic al palei windrosei B în secțiunea $n_{10}$ .....	306
Tabelul A.3.32. Parametrii profilului aerodinamic al palei windrosei B în secțiunea $n_{11}$ .....	308
Tabelul A.3.33. Parametrii profilului aerodinamic al palei windrosei B în secțiunea $n_{12}$ .....	310
Fig. A.3.8. Profilul aerodinamic al palei windrosei A ( $D=912mm$ ). ....	312
Fig. A.3.9. Profilul aerodinamic al palei windrosei A în secțiuni: 1-a); 2-b); 3-c); 4-d); 5-e); 6-f). ....	313
Fig. A.3.10. Profilul aerodinamic al palei windrosei A în secțiuni: 7-g); 8-h); 9-i); 10-j); 11-k); 12-l). ....	314
Fig. A.3.11. Profilul aerodinamic al palei windrosei C ( $D=894mm$ ). ....	315
Fig. A.3.12. Profilul aerodinamic al palei windrosei C în secțiuni: 1-a); 2-b); 3-c); 4-d); 5-e); 6-f). ....	316
Fig. A.3.13. Profilul aerodinamic al palei windrosei C în secțiuni: 7-g); 8-h); 9-i); 10-j); 11-k); 12-l). ....	317
Tabelul A.3.34. Parametrii modelului CAD ai profilului aerodinamic al palei windrosei A.....	318
Tabelul A.3.35. Parametrii modelului CAD ai profilului aerodinamic al palei windrosei C.....	318
Fig. A.3.14. Modele CAD ale windrosei A cu unghiul de așezare: a) - $0^\circ$ , b) - $5^\circ$ , c) - $10^\circ$ , d) - $15^\circ$ , e) - $20^\circ$ .....	319
Fig. A.3.15. Modele CAD ale windrosei C cu unghiul de așezare: a) - $0^\circ$ , b) - $5^\circ$ , c) - $10^\circ$ , d) - $15^\circ$ , e) - $20^\circ$ .....	319



## ANEXE LA CAPITOLUL 5 SPORIREA EFICIENȚEI CONVERSIEI A TURBINELOR EOLIENE.

Tabelul A.5.1. Rezultatele simulării în CFD a rotorului cu profilurile aerodinamice I și II al palelor (D=8m). .....	320
Tabelul A.5.2. Rezultatele simulării în CFD a rotorului tripal basculant la viteza curenților de aer V=14 m/s cu diferite unghiuri de basculare $\gamma$ (profil aerodinamic I, D=8m). .....	321
Tabelul A.5.3. Rezultatele simulării în CFD a rotorului tripal basculant la viteza curenților de aer V=12 m/s cu diferite unghiuri de basculare $\gamma$ (profil aerodinamic I, D=8m). .....	322
Tabelul A.5.4. Rezultatele simulării în CFD a rotorului tripal basculant la viteza curenților de aer V=10 m/s cu diferite unghiuri de basculare $\gamma$ (profil aerodinamic I, D=8m). .....	323
Tabelul A.5.5. Rezultatele simulării în CFD a rotorului tripal basculant la viteza curenților de aer V=8 m/s cu diferite unghiuri de basculare $\gamma$ (profil aerodinamic I, D=8m). .....	324
Tabelul A.5.6. Rezultatele simulării în CFD a rotorului tripal basculant la viteza curenților de aer V=4 m/s cu unghiul de basculare $\gamma=0^\circ$ (profil aerodinamic I, D=8m). .....	324
Tabelul A.5.7. Rezultatele simulării în CFD a windrozelor A, B și C acționate frontal de fluid ( $\theta=90^\circ$ ) cu viteza V=12,5 m/s, (unghiul de așezare a palelor $\alpha_0=0^\circ$ ). .....	325
Tabelul A.5.8. Rezultatele simulării în CFD și testărilor experimentale a windrosei A acționată frontal de fluid ( $\theta=90^\circ$ ) cu viteza V=12,5 m/s (unghiul de așezare a palelor $\alpha_0=0^\circ$ ). .....	326
Tabelul A.5.9. Rezultatele simulării în CFD a windrosei B acționată frontal de fluid ( $\theta=90^\circ$ ) cu viteza V=4 m/s, (unghiul de așezare a palelor $\alpha_0=0^\circ$ ). .....	326
Tabelul A.5.10. Rezultatele simulării în CFD și testărilor experimentale a windrosei B acționată frontal de fluid ( $\theta=90^\circ$ ) cu viteza V=12,5 m/s (unghiul de așezare a palelor $\alpha_0=0^\circ$ ). .....	327
Tabelul A.5.11. Rezultatele simulării în CFD a windrozelor A, B și C acționate de fluid sub unghiul $\theta=20^\circ$ cu viteza V=4 m/s, (unghiul de așezare a palelor $\alpha_0=0^\circ$ ). .....	328
Tabelul A.5.12. Rezultatele simulării în CFD a windrosei B acționate de fluid sub unghiul $\theta=20^\circ$ cu viteza V=4 m/s, (unghiul de așezare a palelor $\alpha_0=0^\circ$ ). .....	329
Tabelul A.5.13. Rezultatele simulării în CFD a windrosei B acționată de fluid sub unghiul $\theta=20^\circ$ cu viteza V=4 m/s pentru diferite unghiuri de așezare a palelor $\alpha_0$ . .....	330
Tabelul A.5.14. Rezultatele simulării în CFD și testărilor experimentale a windrosei B acționată frontal de fluid ( $\theta=90^\circ$ ) cu viteza V=12,5 m/s pentru unghiul de așezare a palelor $\alpha_0=5^\circ$ . .....	331
Fig. A.5.1. Cercetarea experimentală a caracteristicilor de putere și celor cinematice ale windrozelor A, D=912mm (a) și B, D=1120mm (b). .....	332
Fig. A.5.2. Difuzor convergent pentru direcționarea curgerii fluidului, a); turbină centrală cu palete, b). .....	333
Fig. A.5.3. Rotor aerodinamic basculant orientat la direcția curenților de aer prin roți-windrose: cu difuzoare și palete amplasate în amonte, a); cu difuzare și palete amplasate în amonte și aval, b). .....	334

Fig. A.5.4. Rotor aerodinamic cu orientare electronică dotat cu: difuzoare și palete amplasate în amonte, a); difuzare și palete amplasate în amonte și aval, b). .....	335
Fig. A.5.5. TE cu orientare la direcția curenților de aer prin roți-windrose dotată cu turbină centrală cu difuzoare și palete amplasate în amonte. ....	336
Fig. A.5.6. TE cu orientare la direcția curenților de aer prin roți-windrose dotată cu turbină centrală cu difuzoare și palete amplasate în amonte și aval. ....	337
Fig. A.5.7. TE cu orientare electronică dotată cu turbină multipală centrală (palete amplasate în amonte și aval). ....	338
Fig. A.5.8. TE cu generator termic amplasat vertical cu orientare la direcția curenților de aer prin roți-windrose. ....	339
Fig. A.5.9. Fabricarea palelor rotoarelor eoliene cu profil aerodinamic (a, d, e, f) și difuzoarelor divergente (b, c) din materiale compozite, CESCER, UTM.....	340

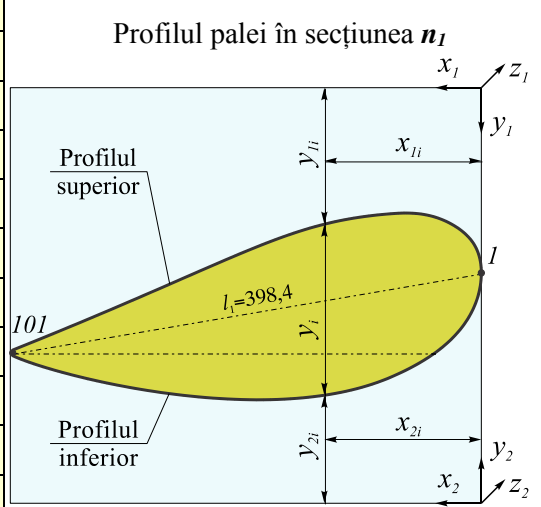
#### **ANEXE LA CAPITOLUL 6 MICROHIDROCENTRALELE DE FLUX.**

Fig. A.6.1. Deplasările în învelișul palei cu profil hidrodinamic NACA 0016 (mm) cu 3 rigidizări transversale cu grosimea învelișului: S=1mm (a), S=1,5mm (b). ....	341
Fig. A.6.2. Deplasările în învelișul palei cu profil hidrodinamic NACA 0016 (mm) cu 4 rigidizări transversale cu grosimea învelișului: S=1mm (a), S=1,5mm (b). ....	341
Fig. A.6.3. Deplasările în învelișul palei cu profil hidrodinamic NACA 0016 (mm) cu 5 rigidizări transversale cu grosimea învelișului: S=1mm (a), S=1,5mm (b). ....	341
Fig. A.6.4. Deplasările (m) $u_x$ (a), $u_y$ (b), $u_z$ (c) și tensiunile principale (N/m <sup>2</sup> ) $\sigma_1$ (d), $\sigma_2$ (e), $\sigma_3$ (f) ale palei cave cu înveliș metalic (H37) cu grosimea S=1,5mm. ....	342
Fig. A.6.5. Deplasările (m) $u_x$ (a), $u_y$ (b), $u_z$ (c) și tensiunile principale (N/m <sup>2</sup> ) $\sigma_1$ (d), $\sigma_2$ (e), $\sigma_3$ (f) ale palei injectate cu poliuretan și înveliș metalic (H37) cu grosimea S=1,5mm. ....	342
Fig. A.6.6. Deplasările (m) $u_x$ (a), $u_y$ (b), $u_z$ (c) și tensiunile principale (N/m <sup>2</sup> ) $\sigma_1$ (d), $\sigma_2$ (e), $\sigma_3$ (f) ale palei cave cu înveliș din material compozit. ....	343
Fig. A.6.7. Deplasările (m) $u_x$ (a), $u_y$ (b), $u_z$ (c) și tensiunile principale (N/m <sup>2</sup> ) $\sigma_1$ (d), $\sigma_2$ (e), $\sigma_3$ (f) ale palei injectate cu poliuretan și înveliș din material compozit. ....	343
Fig. A.6.8. Deplasările în învelișul palei: pe lungimea cordului în secțiunea A (a); pe înălțimea palei în secțiunea B (b). ....	344
Fig. A.6.9. Tensiunile principale (N/m <sup>2</sup> ) $\sigma_1$ (a) și $\sigma_3$ (b) în învelișul palei cu profil hidrodinamic NACA 0016 cu 5 rigidizări transversale cu grosimea învelișului S=1,5mm. ....	344
Fig. A.6.10. Intensitatea tensiunii (N/m <sup>2</sup> ) $\sigma_1$ (a, c) și deformația von Mises $\varepsilon_y$ (b, d) în învelișul palei în secțiunea A.....	345
Fig. A.6.11. Discretizarea fragmentului de pală: cavă cu elemente Solsh 190 (a); injectată cu material expandant cu elemente Solsh 190 și Solid 45 (b). ....	345
Fig. A.6.12. Fabricarea palelor cu profil hidrodinamic cu lungimea cordului l=1300mm din materiale compozite, CESCER, UTM. ....	346

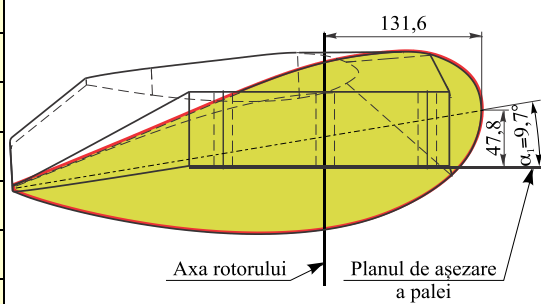
Fig. A.6.13. Procedeeul tehnologic de fabricare a învelișului palelor cu profilul hidrodinamic cu lungimea cordului $l=800\text{mm}$ cu ecrane pentru direcționarea curgerii fluidelor, CESCER, UTM. ....	347
Fig. A.6.14. Microhidrocentrală de flux cu rotor hidrodinamic pentru conversia energiei cinetice a fluxului de apă în energie mecanică pentru pomparea apei (debitul $Q = 40\text{m}^3/\text{h}$ , înălțimea pompării $H = 10...15\text{ m}$ ) (MHCF D4 – 1,5M/PSS).....	348
Fig. A.6.15. Microhidrocentrală de flux cu rotor hidrodinamic pentru conversia energiei cinetice a fluxului de apă în energie electrică și mecanică (diametrul rotorului $D = 4\text{m}$ , înălțimea submersată a palei $h = 1,4\text{m}$ , lungimea cordului palei $l = 1,3\text{ m}$ ) (MHCF D4 – 1,5ME/CH). ....	349
Fig. A.6.16. Microhidrocentrală de flux cu rotor hidrodinamic pentru conversia energiei cinetice a fluxului de apă în energie electrică și mecanică (diametrul rotorului $D = 4\text{ m}$ , înălțimea submersată a palei $h = 1,4\text{ m}$ , lungimea cordului palei $l = 1,3\text{ m}$ ) (MHCF D4 – 1,5ME/PSS).....	350
Fig. A.6.17. Cinematica microhidrocentralei MHCF D4x1,5M/PSS.....	351
Fig. A.6.18. Cinematica microhidrocentralei MHCF D4x1,5ME/CH. ....	351
Fig. A.6.19. Microhidrocentrala de flux cu rotor hidrodinamic basculant cu 3 pale cu lungimea cordului $l=1300\text{mm}$ (a), în regim de conservare cu rotorul basculat (b). ....	352
Fig. A.6.20. Microhidrocentrală de flux cu rotor cu ax orizontal și pale cu profil hidrodinamic NACA 0016 cu orientare individuală: vederea generală (a) și frontală (b).....	353

Tabelul A.3.1. Parametrii constructiv-tehnologici ai profilului aerodinamic I al palei în secțiunea  $n_1$

Nr. punctului, $i$	Coordonatele tehnologice ale profilului în secțiune, mm							Lungimea cordului profilului $l_n$ , mm	Unghiul de poziționare al profilului $\alpha_n$ , grade	Diametrul rotorului $D$ , mm
	profilul superior			profilul inferior			$y_i$			
	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$				
							$l_1=398,4$	$\alpha_1=9,7$	$D=8000$	
1	0,0	154,8	0,0	0,0	192,5	0,0	0,0			
2	0,2	150,4	0,0	0,2	188,0	0,0	9,0			
3	0,7	146,0	0,0	0,7	183,1	0,0	18,2			
4	1,6	141,7	0,0	1,6	178,0	0,0	27,6			
5	2,9	137,5	0,0	2,9	172,7	0,0	37,1			
6	4,7	133,4	0,0	4,7	167,3	0,0	46,6			
7	6,9	129,6	0,0	6,9	161,8	0,0	55,8			
8	9,6	126,1	0,0	9,6	156,6	0,0	64,6			
9	12,6	122,9	0,0	12,6	151,8	0,0	72,6			
10	16,0	120,0	0,0	16,0	147,4	0,0	79,9			
11	19,5	117,4	0,0	19,5	143,3	0,0	86,6			
12	23,2	115,0	0,0	23,2	139,4	0,0	92,8			
13	27,1	112,9	0,0	27,1	135,8	0,0	98,6			
14	31,1	111,0	0,0	31,1	132,3	0,0	104,0			
15	35,2	109,4	0,0	35,2	129,0	0,0	109,0			
16	39,4	108,0	0,0	39,4	125,8	0,0	113,5			
17	43,6	106,9	0,0	43,6	122,8	0,0	117,6			
18	47,9	106,0	0,0	47,9	120,0	0,0	121,4			
19	52,3	105,4	0,0	52,3	117,3	0,0	124,7			
20	56,7	105,0	0,0	56,7	114,7	0,0	127,6			
21	61,1	104,8	0,0	61,1	112,3	0,0	130,1			
22	65,5	104,8	0,0	65,5	110,1	0,0	132,4			
23	69,9	105,0	0,0	69,9	108,0	0,0	134,3			
24	74,3	105,2	0,0	74,3	106,0	0,0	136,0			
25	78,7	105,6	0,0	78,7	104,2	0,0	137,5			
26	83,1	106,0	0,0	83,1	102,5	0,0	138,8			
27	87,5	106,4	0,0	87,5	100,9	0,0	140,0			
28	91,9	106,9	0,0	91,9	99,4	0,0	141,0			
29	96,3	107,5	0,0	96,3	98,0	0,0	141,8			



Orientarea secțiunii  $n_1$  a profilului aerodinamic în raport cu planul de așezare a palei și axa rotorului



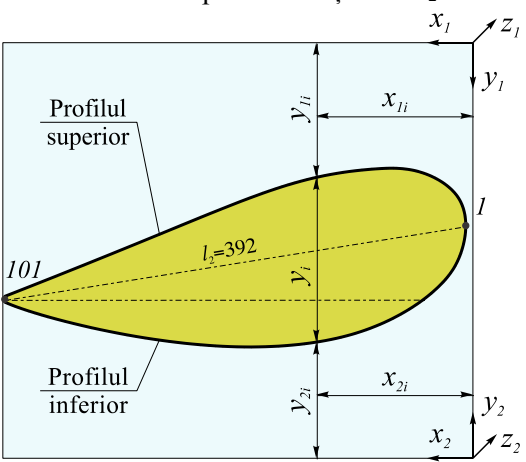
Tabelul A.3.1. (continuare)

$i$	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$	$y_i$	Profilul palei în secțiune
30	100,7	108,1	0,0	100,7	96,8	0,0	142,5	<p>Profilul palei în secțiunea <math>n_1</math></p>
31	105,0	108,7	0,0	105,0	95,6	0,0	143,0	
32	109,4	109,4	0,0	109,4	94,5	0,0	143,3	
33	113,7	110,2	0,0	113,7	93,6	0,0	143,5	
34	118,1	111,1	0,0	118,1	92,7	0,0	143,6	
35	122,4	112,0	0,0	122,4	91,8	0,0	143,5	
36	126,7	112,9	0,0	126,7	91,1	0,0	143,3	
37	131,0	113,9	0,0	131,0	90,4	0,0	143,0	
38	135,3	115,0	0,0	135,3	89,8	0,0	142,5	
39	139,5	116,2	0,0	139,5	89,2	0,0	141,9	
40	143,8	117,4	0,0	143,8	88,7	0,0	141,2	
41	148,0	118,6	0,0	148,0	88,3	0,0	140,3	
42	152,2	120,0	0,0	152,2	87,9	0,0	139,4	
43	156,4	121,3	0,0	156,4	87,6	0,0	138,4	
44	160,6	122,7	0,0	160,6	87,3	0,0	137,3	
45	164,7	124,2	0,0	164,7	87,1	0,0	136,1	
46	168,9	125,7	0,0	168,9	86,9	0,0	134,8	
47	173,0	127,2	0,0	173,0	86,7	0,0	133,4	
48	177,2	128,7	0,0	177,2	86,6	0,0	131,9	
49	181,3	130,3	0,0	181,3	86,5	0,0	130,4	
50	185,4	131,9	0,0	185,4	86,5	0,0	128,8	
51	189,5	133,6	0,0	189,5	86,5	0,0	127,2	
52	193,6	135,2	0,0	193,6	86,6	0,0	125,5	
53	197,7	136,9	0,0	197,7	86,6	0,0	123,8	
54	201,8	138,6	0,0	201,8	86,7	0,0	122,0	
55	205,8	140,3	0,0	205,8	86,9	0,0	120,1	
56	209,9	142,0	0,0	209,9	87,0	0,0	118,2	
57	213,9	143,7	0,0	213,9	87,2	0,0	116,3	
58	218,0	145,5	0,0	218,0	87,5	0,0	114,4	
59	222,1	147,2	0,0	222,1	87,7	0,0	112,4	
60	226,1	149,0	0,0	226,1	88,0	0,0	110,3	
61	230,2	150,7	0,0	230,2	88,3	0,0	108,3	
62	234,2	152,5	0,0	234,2	88,7	0,0	106,2	
63	238,3	154,2	0,0	238,3	89,0	0,0	104,0	
64	242,3	156,0	0,0	242,3	89,4	0,0	101,9	
65	246,4	157,7	0,0	246,4	89,9	0,0	99,7	

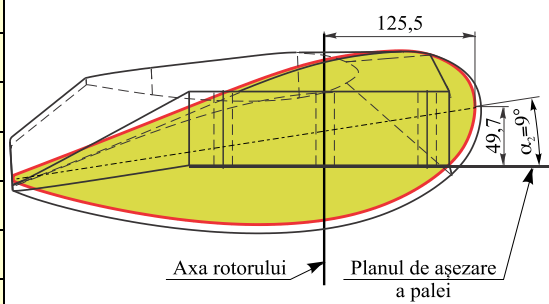
Tabelul A.3.1. (continuare)

$i$	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$	$y_i$	Profilul palei în secțiune
66	250,4	159,5	0,0	250,4	90,3	0,0	97,5	<p>Profilul palei în secțiunea <math>n_1</math></p>
67	254,4	161,3	0,0	254,4	90,8	0,0	95,2	
68	258,5	163,0	0,0	258,5	91,3	0,0	93,0	
69	262,5	164,8	0,0	262,5	91,8	0,0	90,7	
70	266,6	166,5	0,0	266,6	92,4	0,0	88,4	
71	270,6	168,3	0,0	270,6	92,9	0,0	86,1	
72	274,7	170,1	0,0	274,7	93,5	0,0	83,7	
73	278,7	171,8	0,0	278,7	94,2	0,0	81,3	
74	282,8	173,6	0,0	282,8	94,8	0,0	78,9	
75	286,8	175,3	0,0	286,8	95,5	0,0	76,5	
76	290,9	177,0	0,0	290,9	96,2	0,0	74,1	
77	294,9	178,8	0,0	294,9	96,9	0,0	71,6	
78	299,0	180,5	0,0	299,0	97,6	0,0	69,2	
79	303,1	182,2	0,0	303,1	98,4	0,0	66,7	
80	307,1	184,0	0,0	307,1	99,2	0,0	64,1	
81	311,2	185,7	0,0	311,2	100,0	0,0	61,6	
82	315,3	187,4	0,0	315,3	100,9	0,0	59,0	
83	319,3	189,1	0,0	319,3	101,7	0,0	56,4	
84	323,4	190,8	0,0	323,4	102,6	0,0	53,8	
85	327,5	192,5	0,0	327,5	103,5	0,0	51,2	
86	331,5	194,3	0,0	331,5	104,5	0,0	48,6	
87	335,6	196,0	0,0	335,6	105,5	0,0	45,9	
88	339,7	197,6	0,0	339,7	106,5	0,0	43,2	
89	343,7	199,3	0,0	343,7	107,5	0,0	40,5	
90	347,8	201,0	0,0	347,8	108,6	0,0	37,7	
91	351,9	202,7	0,0	351,9	109,6	0,0	34,9	
92	356,0	204,4	0,0	356,0	110,8	0,0	32,1	
93	360,1	206,1	0,0	360,1	111,9	0,0	29,3	
94	364,2	207,7	0,0	364,2	113,2	0,0	26,4	
95	368,2	209,4	0,0	368,2	114,4	0,0	23,5	
96	372,3	211,0	0,0	372,3	115,7	0,0	20,6	
97	376,4	212,7	0,0	376,4	117,1	0,0	17,5	
98	380,5	214,4	0,0	380,5	118,5	0,0	14,5	
99	384,6	216,0	0,0	384,6	120,0	0,0	11,3	
100	388,7	217,6	0,0	388,7	121,6	0,0	8,1	
101	392,8	219,3	0,0	392,6	123,3	0,0	4,7	

Tabelul A.3.2. Parametrii constructiv-tehnologici ai profilului aerodinamic I al palei în secțiunea  $n_2$

Nr. punctului, $i$	Coordonatele tehnologice ale profilului în secțiune, mm						Lungimea cordului profilului $l_n$ , mm	Unghiul de poziționare al profilului $\alpha_n$ , grade	Diametrul rotorului $D$ , mm	
	profilul superior			profilul inferior						$y_i$
	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$				
							$l_2=392$	$\alpha_2=9$	$D=8000$	
1	6,0	152,9	200,0	6,0	194,4	200,0	0,0	<p>Profilul palei în secțiunea <math>n_2</math></p> 		
2	6,2	148,5	200,0	6,2	190,0	200,0	8,8			
3	6,7	144,3	200,0	6,7	185,2	200,0	17,8			
4	7,6	140,0	200,0	7,6	180,2	200,0	27,0			
5	9,0	135,9	200,0	9,0	175,0	200,0	36,3			
6	10,8	132,0	200,0	10,8	169,7	200,0	45,6			
7	13,1	128,4	200,0	13,1	164,4	200,0	54,6			
8	15,8	125,0	200,0	15,8	159,3	200,0	63,0			
9	18,8	121,9	200,0	18,8	154,7	200,0	70,6			
10	22,1	119,2	200,0	22,1	150,5	200,0	77,6			
11	25,7	116,7	200,0	25,7	146,6	200,0	84,0			
12	29,4	114,4	200,0	29,4	142,9	200,0	90,0			
13	33,2	112,4	200,0	33,2	139,4	200,0	95,4			
14	37,1	110,6	200,0	37,1	136,1	200,0	100,5			
15	41,2	109,1	200,0	41,2	133,0	200,0	105,2			
16	45,3	107,8	200,0	45,3	130,0	200,0	109,5			
17	49,5	106,8	200,0	49,5	127,1	200,0	113,4			
18	53,7	106,0	200,0	53,7	124,4	200,0	116,9			
19	58,0	105,4	200,0	58,0	121,9	200,0	120,0			
20	62,3	105,1	200,0	62,3	119,5	200,0	122,7			
21	66,6	104,9	200,0	66,6	117,2	200,0	125,1			
22	70,9	104,9	200,0	70,9	115,1	200,0	127,2			
23	75,3	105,1	200,0	75,3	113,1	200,0	129,1			
24	79,6	105,3	200,0	79,6	111,3	200,0	130,7			
25	83,9	105,6	200,0	83,9	109,5	200,0	132,1			
26	88,2	106,0	200,0	88,2	107,9	200,0	133,4			
27	92,5	106,4	200,0	92,5	106,4	200,0	134,5			
28	96,8	106,8	200,0	96,8	105,0	200,0	135,5			
29	101,1	107,3	200,0	101,1	103,7	200,0	136,3			

Orientarea secțiunii  $n_2$  a profilului aerodinamic în raport cu planul de așezare a palei și axa rotorului



Tabelul A.3.2. (continuare)

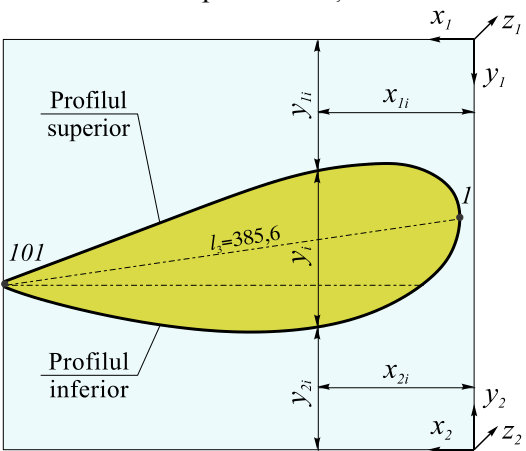
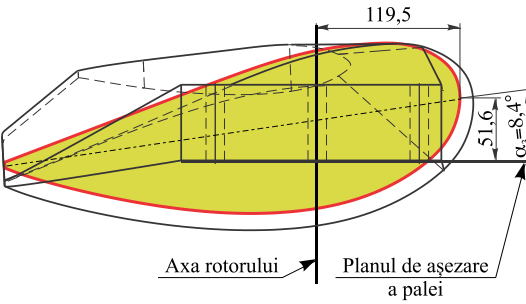
$i$	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$	$y_i$	Profilul palei în secțiune
30	105,4	107,9	200,0	105,4	102,5	200,0	136,9	<p>Profilul palei în secțiunea <math>n_2</math></p>
31	109,6	108,5	200,0	109,6	101,4	200,0	137,4	
32	113,9	109,2	200,0	113,9	100,4	200,0	137,7	
33	118,2	109,9	200,0	118,2	99,5	200,0	137,9	
34	122,4	110,7	200,0	122,4	98,7	200,0	138,0	
35	126,7	111,5	200,0	126,7	97,9	200,0	137,9	
36	130,9	112,4	200,0	130,9	97,2	200,0	137,7	
37	135,1	113,4	200,0	135,1	96,5	200,0	137,4	
38	139,3	114,4	200,0	139,3	96,0	200,0	136,9	
39	143,5	115,5	200,0	143,5	95,5	200,0	136,3	
40	147,6	116,6	200,0	147,6	95,0	200,0	135,7	
41	151,8	117,8	200,0	151,8	94,6	200,0	134,9	
42	155,9	119,1	200,0	155,9	94,2	200,0	134,0	
43	160,1	120,3	200,0	160,1	93,9	200,0	133,0	
44	164,2	121,6	200,0	164,2	93,7	200,0	132,0	
45	168,3	123,0	200,0	168,3	93,5	200,0	130,8	
46	172,4	124,4	200,0	172,4	93,3	200,0	129,6	
47	176,4	125,8	200,0	176,4	93,2	200,0	128,3	
48	180,5	127,3	200,0	180,5	93,1	200,0	126,9	
49	184,6	128,8	200,0	184,6	93,1	200,0	125,5	
50	188,6	130,3	200,0	188,6	93,1	200,0	124,0	
51	192,7	131,8	200,0	192,7	93,1	200,0	122,4	
52	196,7	133,3	200,0	196,7	93,1	200,0	120,8	
53	200,7	134,9	200,0	200,7	93,2	200,0	119,2	
54	204,8	136,5	200,0	204,8	93,4	200,0	117,5	
55	208,8	138,0	200,0	208,8	93,6	200,0	115,7	
56	212,8	139,6	200,0	212,8	93,8	200,0	113,9	
57	216,8	141,2	200,0	216,8	94,0	200,0	112,1	
58	220,8	142,8	200,0	220,8	94,3	200,0	110,2	
59	224,8	144,5	200,0	224,8	94,6	200,0	108,3	
60	228,8	146,1	200,0	228,8	94,9	200,0	106,3	
61	232,8	147,7	200,0	232,8	95,2	200,0	104,4	
62	236,8	149,3	200,0	236,8	95,6	200,0	102,3	
63	240,8	151,0	200,0	240,8	96,0	200,0	100,3	
64	244,8	152,6	200,0	244,8	96,5	200,0	98,2	
65	248,8	154,2	200,0	248,8	96,9	200,0	96,1	



Tabelul A.3.2. (continuare)

$i$	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$	$y_i$	Profilul palei în secțiune
66	252,8	155,9	200,0	252,8	97,4	200,0	94,0	<p>Profilul palei în secțiunea <math>n_2</math></p>
67	256,8	157,5	200,0	256,8	97,9	200,0	91,9	
68	260,8	159,1	200,0	260,8	98,5	200,0	89,7	
69	264,8	160,8	200,0	264,8	99,0	200,0	87,5	
70	268,8	162,4	200,0	268,8	99,6	200,0	85,3	
71	272,8	164,0	200,0	272,8	100,2	200,0	83,0	
72	276,8	165,7	200,0	276,8	100,8	200,0	80,8	
73	280,8	167,3	200,0	280,8	101,5	200,0	78,5	
74	284,8	168,9	200,0	284,8	102,2	200,0	76,2	
75	288,8	170,6	200,0	288,8	102,9	200,0	73,9	
76	292,8	172,2	200,0	292,8	103,6	200,0	71,5	
77	296,8	173,8	200,0	296,8	104,3	200,0	69,1	
78	300,8	175,4	200,0	300,8	105,1	200,0	66,8	
79	304,8	177,0	200,0	304,8	105,9	200,0	64,4	
80	308,9	178,7	200,0	308,9	106,7	200,0	61,9	
81	312,9	180,3	200,0	312,9	107,5	200,0	59,5	
82	316,9	181,9	200,0	316,9	108,4	200,0	57,0	
83	320,9	183,5	200,0	320,9	109,3	200,0	54,5	
84	324,9	185,1	200,0	324,9	110,2	200,0	52,0	
85	328,9	186,7	200,0	328,9	111,1	200,0	49,5	
86	332,9	188,3	200,0	332,9	112,1	200,0	46,9	
87	336,9	189,9	200,0	336,9	113,0	200,0	44,4	
88	340,9	191,5	200,0	340,9	114,0	200,0	41,8	
89	345,0	193,1	200,0	345,0	115,1	200,0	39,1	
90	349,0	194,7	200,0	349,0	116,1	200,0	36,5	
91	353,0	196,3	200,0	353,0	117,2	200,0	33,8	
92	357,0	197,9	200,0	357,0	118,3	200,0	31,1	
93	361,0	199,4	200,0	361,0	119,5	200,0	28,4	
94	365,0	201,0	200,0	365,0	120,7	200,0	25,6	
95	369,1	202,6	200,0	369,1	121,9	200,0	22,8	
96	373,1	204,2	200,0	373,1	123,1	200,0	20,0	
97	377,1	205,8	200,0	377,1	124,5	200,0	17,1	
98	381,1	207,3	200,0	381,1	125,8	200,0	14,1	
99	385,2	208,9	200,0	385,2	127,3	200,0	11,1	
100	389,2	210,5	200,0	389,2	128,9	200,0	7,9	
101	393,2	212,1	200,0	393,0	130,5	200,0	4,7	

Tabelul A.3.3. Parametrii constructiv-tehnologici ai profilului aerodinamic I al palei în secțiunea  $n_3$

Nr. punctului, $i$	Coordonatele tehnologice ale profilului în secțiune, mm							Lungimea cordului profilului $l_n$ , mm	Unghiul de poziționare al profilului $\alpha_n$ , grade	Diametrul rotorului $D$ , mm
	profilul superior			profilul inferior			$y_i$			
	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$				
								$l_3=385,6$	$\alpha_3=8,4$	$D=8000$
1	12,0	151,0	400,0	12,0	196,3	400,0	0,0	<p>Profilul palei în secțiunea <math>n_3</math></p>  <p>Orientarea secțiunii <math>n_3</math> a profilului aerodinamic în raport cu planul de așezare a palei și axa rotorului</p> 		
2	12,2	146,7	400,0	12,2	192,0	400,0	8,6			
3	12,7	142,5	400,0	12,7	187,3	400,0	17,5			
4	13,7	138,4	400,0	13,7	182,4	400,0	26,5			
5	15,1	134,4	400,0	15,1	177,3	400,0	35,6			
6	16,9	130,6	400,0	16,9	172,1	400,0	44,6			
7	19,2	127,1	400,0	19,2	166,9	400,0	53,3			
8	22,0	123,9	400,0	22,0	162,1	400,0	61,3			
9	25,0	121,0	400,0	25,0	157,7	400,0	68,6			
10	28,3	118,3	400,0	28,3	153,7	400,0	75,3			
11	31,8	115,9	400,0	31,8	150,0	400,0	81,4			
12	35,5	113,8	400,0	35,5	146,5	400,0	87,0			
13	39,3	111,9	400,0	39,3	143,2	400,0	92,2			
14	43,2	110,3	400,0	43,2	140,0	400,0	97,0			
15	47,2	108,9	400,0	47,2	137,0	400,0	101,4			
16	51,2	107,7	400,0	51,2	134,2	400,0	105,4			
17	55,3	106,7	400,0	55,3	131,5	400,0	109,1			
18	59,5	106,0	400,0	59,5	129,0	400,0	112,4			
19	63,7	105,5	400,0	63,7	126,5	400,0	115,3			
20	67,9	105,2	400,0	67,9	124,3	400,0	117,8			
21	72,1	105,0	400,0	72,1	122,1	400,0	120,1			
22	76,4	105,1	400,0	76,4	120,1	400,0	122,1			
23	80,6	105,2	400,0	80,6	118,3	400,0	123,8			
24	84,8	105,4	400,0	84,8	116,5	400,0	125,4			
25	89,0	105,6	400,0	89,0	114,9	400,0	126,8			
26	93,3	106,0	400,0	93,3	113,4	400,0	128,0			
27	97,5	106,3	400,0	97,5	111,9	400,0	129,1			
28	101,7	106,7	400,0	101,7	110,6	400,0	130,0			
29	105,9	107,2	400,0	105,9	109,4	400,0	130,7			

Tabelul A.3.3. (continuare)

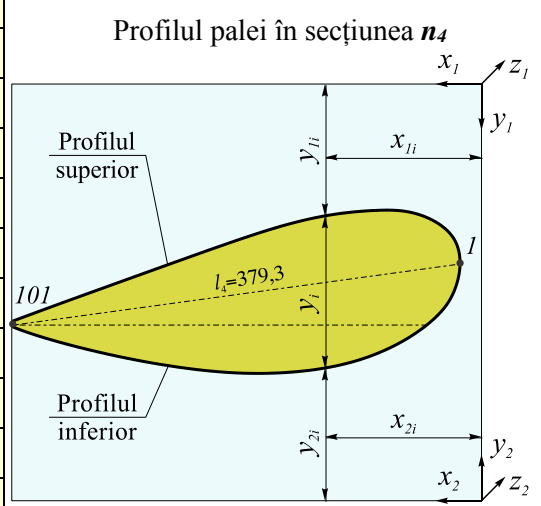
$i$	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$	$y_i$	Profilul palei în secțiune
30	110,1	107,7	400,0	110,1	108,3	400,0	131,3	<p style="text-align: center;">Profilul palei în secțiunea <math>n_3</math></p>
31	114,3	108,2	400,0	114,3	107,3	400,0	131,8	
32	118,5	108,9	400,0	118,5	106,3	400,0	132,1	
33	122,6	109,5	400,0	122,6	105,4	400,0	132,3	
34	126,8	110,3	400,0	126,8	104,7	400,0	132,4	
35	131,0	111,1	400,0	131,0	103,9	400,0	132,3	
36	135,1	111,9	400,0	135,1	103,3	400,0	132,1	
37	139,2	112,8	400,0	139,2	102,7	400,0	131,8	
38	143,3	113,8	400,0	143,3	102,2	400,0	131,3	
39	147,5	114,8	400,0	147,5	101,7	400,0	130,8	
40	151,5	115,9	400,0	151,5	101,3	400,0	130,2	
41	155,6	117,0	400,0	155,6	100,9	400,0	129,4	
42	159,7	118,1	400,0	159,7	100,6	400,0	128,6	
43	163,7	119,3	400,0	163,7	100,3	400,0	127,7	
44	167,8	120,6	400,0	167,8	100,1	400,0	126,7	
45	171,8	121,8	400,0	171,8	99,9	400,0	125,6	
46	175,9	123,1	400,0	175,9	99,8	400,0	124,4	
47	179,9	124,4	400,0	179,9	99,7	400,0	123,2	
48	183,9	125,8	400,0	183,9	99,6	400,0	121,9	
49	187,9	127,2	400,0	187,9	99,6	400,0	120,6	
50	191,9	128,6	400,0	191,9	99,6	400,0	119,1	
51	195,9	130,0	400,0	195,9	99,7	400,0	117,7	
52	199,8	131,4	400,0	199,8	99,8	400,0	116,1	
53	203,8	132,8	400,0	203,8	99,9	400,0	114,6	
54	207,8	134,3	400,0	207,8	100,1	400,0	112,9	
55	211,8	135,8	400,0	211,8	100,3	400,0	111,3	
56	215,7	137,2	400,0	215,7	100,5	400,0	109,6	
57	219,7	138,7	400,0	219,7	100,8	400,0	107,8	
58	223,6	140,2	400,0	223,6	101,1	400,0	106,0	
59	227,6	141,7	400,0	227,6	101,4	400,0	104,2	
60	231,6	143,2	400,0	231,6	101,8	400,0	102,3	
61	235,5	144,7	400,0	235,5	102,2	400,0	100,4	
62	239,5	146,2	400,0	239,5	102,6	400,0	98,5	
63	243,4	147,7	400,0	243,4	103,1	400,0	96,5	
64	247,4	149,2	400,0	247,4	103,5	400,0	94,6	
65	251,3	150,7	400,0	251,3	104,0	400,0	92,6	

Tabelul A.3.3. (continuare)

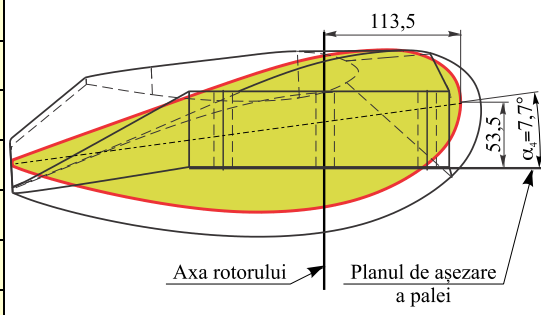
$i$	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$	$y_i$	Profilul palei în secțiune
66	255,3	152,2	400,0	255,3	104,6	400,0	90,5	<p>Profilul palei în secțiunea <math>n_3</math></p>
67	259,2	153,7	400,0	259,2	105,1	400,0	88,5	
68	263,2	155,2	400,0	263,2	105,7	400,0	86,4	
69	267,1	156,8	400,0	267,1	106,3	400,0	84,3	
70	271,1	158,3	400,0	271,1	106,9	400,0	82,1	
71	275,0	159,8	400,0	275,0	107,5	400,0	80,0	
72	279,0	161,3	400,0	279,0	108,2	400,0	77,8	
73	282,9	162,8	400,0	282,9	108,9	400,0	75,6	
74	286,9	164,3	400,0	286,9	109,6	400,0	73,4	
75	290,8	165,8	400,0	290,8	110,3	400,0	71,2	
76	294,8	167,3	400,0	294,8	111,1	400,0	68,9	
77	298,7	168,8	400,0	298,7	111,8	400,0	66,6	
78	302,7	170,3	400,0	302,7	112,6	400,0	64,4	
79	306,6	171,8	400,0	306,6	113,4	400,0	62,0	
80	310,6	173,3	400,0	310,6	114,2	400,0	59,7	
81	314,5	174,8	400,0	314,5	115,1	400,0	57,4	
82	318,5	176,3	400,0	318,5	116,0	400,0	55,0	
83	322,4	177,8	400,0	322,4	116,9	400,0	52,6	
84	326,4	179,3	400,0	326,4	117,8	400,0	50,2	
85	330,3	180,8	400,0	330,3	118,7	400,0	47,8	
86	334,3	182,3	400,0	334,3	119,6	400,0	45,3	
87	338,3	183,8	400,0	338,3	120,6	400,0	42,8	
88	342,2	185,3	400,0	342,2	121,6	400,0	40,3	
89	346,2	186,8	400,0	346,2	122,6	400,0	37,8	
90	350,1	188,3	400,0	350,1	123,7	400,0	35,3	
91	354,1	189,8	400,0	354,1	124,8	400,0	32,7	
92	358,0	191,3	400,0	358,0	125,9	400,0	30,1	
93	362,0	192,8	400,0	362,0	127,0	400,0	27,5	
94	365,9	194,3	400,0	365,9	128,2	400,0	24,8	
95	369,9	195,8	400,0	369,9	129,3	400,0	22,1	
96	373,8	197,3	400,0	373,8	130,6	400,0	19,4	
97	377,8	198,8	400,0	377,8	131,9	400,0	16,6	
98	381,7	200,3	400,0	381,7	133,2	400,0	13,7	
99	385,7	201,8	400,0	385,7	134,6	400,0	10,8	
100	389,6	203,4	400,0	389,6	136,1	400,0	7,8	
101	393,6	204,9	400,0	393,4	137,7	400,0	4,7	

Tabelul A.3.4. Parametrii constructiv-tehnologici ai profilului aerodinamic I al palei în secțiunea  $n_4$

Nr. punctului, $i$	Coordonatele tehnologice ale profilului în secțiune, mm							Lungimea cordului profilului $l_n$ , mm	Unghiul de poziționare al profilului $\alpha_n$ , grade	Diametrul rotorului $D$ , mm
	profilul superior			profilul inferior			$y_i$			
	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$				
								$l_4=379,3$	$\alpha_4=7,7$	$D=8000$
1	18,0	149,0	600,0	18,0	198,3	600,0	0,0			
2	18,2	144,9	600,0	18,2	194,0	600,0	8,4			
3	18,8	140,8	600,0	18,8	189,4	600,0	17,1			
4	19,7	136,8	600,0	19,7	184,6	600,0	25,9			
5	21,2	132,9	600,0	21,2	179,6	600,0	34,8			
6	23,1	129,2	600,0	23,1	174,5	600,0	43,6			
7	25,4	125,8	600,0	25,4	169,5	600,0	51,9			
8	28,2	122,8	600,0	28,2	164,9	600,0	59,6			
9	31,3	120,0	600,0	31,3	160,7	600,0	66,6			
10	34,6	117,5	600,0	34,6	156,9	600,0	72,9			
11	38,1	115,2	600,0	38,1	153,3	600,0	78,7			
12	41,7	113,2	600,0	41,7	150,0	600,0	84,0			
13	45,4	111,5	600,0	45,4	146,9	600,0	88,9			
14	49,3	109,9	600,0	49,3	143,9	600,0	93,4			
15	53,2	108,6	600,0	53,2	141,1	600,0	97,6			
16	57,2	107,5	600,0	57,2	138,4	600,0	101,3			
17	61,2	106,6	600,0	61,2	135,9	600,0	104,8			
18	65,3	106,0	600,0	65,3	133,5	600,0	107,8			
19	69,4	105,5	600,0	69,4	131,2	600,0	110,6			
20	73,5	105,2	600,0	73,5	129,1	600,0	113,0			
21	77,7	105,1	600,0	77,7	127,1	600,0	115,1			
22	81,8	105,1	600,0	81,8	125,2	600,0	117,0			
23	86,0	105,3	600,0	86,0	123,4	600,0	118,6			
24	90,1	105,4	600,0	90,1	121,8	600,0	120,1			
25	94,2	105,6	600,0	94,2	120,2	600,0	121,4			
26	98,4	105,9	600,0	98,4	118,8	600,0	122,6			
27	102,5	106,2	600,0	102,5	117,5	600,0	123,6			
28	106,6	106,6	600,0	106,6	116,2	600,0	124,5			
29	110,7	107,0	600,0	110,7	115,1	600,0	125,2			



Orientarea secțiunii  $n_4$  a profilului aerodinamic în raport cu planul de așezare a palei și axa rotorului



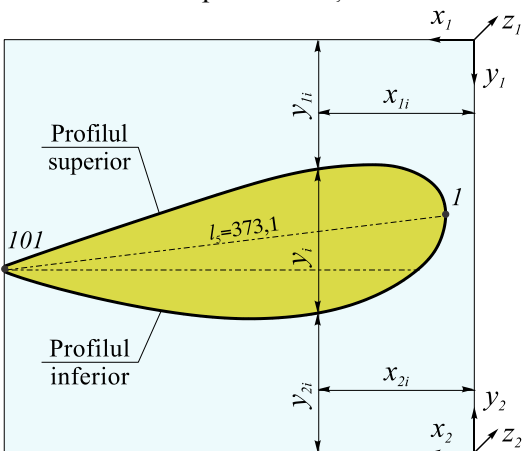
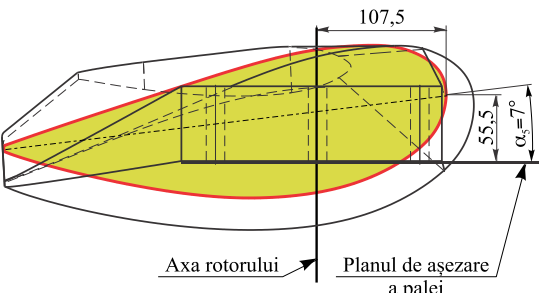
Tabelul A.3.4. (continuare)

$i$	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$	$y_i$	Profilul palei în secțiune
30	114,8	107,4	600,0	114,8	114,1	600,0	125,8	<p>Profilul palei în secțiunea <math>n_4</math></p>
31	118,9	108,0	600,0	118,9	113,1	600,0	126,2	
32	123,0	108,5	600,0	123,0	112,2	600,0	126,5	
33	127,1	109,2	600,0	127,1	111,4	600,0	126,7	
34	131,2	109,9	600,0	131,2	110,7	600,0	126,8	
35	135,3	110,6	600,0	135,3	110,0	600,0	126,7	
36	139,3	111,4	600,0	139,3	109,4	600,0	126,5	
37	143,4	112,3	600,0	143,4	108,8	600,0	126,2	
38	147,4	113,1	600,0	147,4	108,4	600,0	125,8	
39	151,5	114,1	600,0	151,5	107,9	600,0	125,3	
40	155,5	115,1	600,0	155,5	107,5	600,0	124,7	
41	159,5	116,1	600,0	159,5	107,2	600,0	124,0	
42	163,5	117,2	600,0	163,5	106,9	600,0	123,2	
43	167,5	118,3	600,0	167,5	106,7	600,0	122,3	
44	171,5	119,4	600,0	171,5	106,5	600,0	121,4	
45	175,4	120,6	600,0	175,4	106,3	600,0	120,4	
46	179,4	121,8	600,0	179,4	106,2	600,0	119,3	
47	183,3	123,0	600,0	183,3	106,2	600,0	118,1	
48	187,3	124,3	600,0	187,3	106,1	600,0	116,9	
49	191,2	125,5	600,0	191,2	106,1	600,0	115,6	
50	195,2	126,8	600,0	195,2	106,2	600,0	114,3	
51	199,1	128,1	600,0	199,1	106,3	600,0	112,9	
52	203,0	129,4	600,0	203,0	106,4	600,0	111,5	
53	206,9	130,8	600,0	206,9	106,6	600,0	110,0	
54	210,9	132,1	600,0	210,9	106,8	600,0	108,4	
55	214,8	133,4	600,0	214,8	107,0	600,0	106,8	
56	218,7	134,8	600,0	218,7	107,3	600,0	105,2	
57	222,6	136,1	600,0	222,6	107,6	600,0	103,5	
58	226,5	137,5	600,0	226,5	108,0	600,0	101,8	
59	230,4	138,9	600,0	230,4	108,4	600,0	100,1	
60	234,3	140,3	600,0	234,3	108,8	600,0	98,3	
61	238,2	141,6	600,0	238,2	109,2	600,0	96,5	
62	242,1	143,0	600,0	242,1	109,7	600,0	94,6	
63	246,0	144,4	600,0	246,0	110,1	600,0	92,8	
64	249,9	145,8	600,0	249,9	110,7	600,0	90,9	
65	253,8	147,2	600,0	253,8	111,2	600,0	88,9	

Tabelul A.3.4. (continuare)

$i$	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$	$y_i$	Profilul palei în secțiune
66	257,7	148,6	600,0	257,7	111,7	600,0	87,0	<p>Profilul palei în secțiunea <math>n_4</math></p>
67	261,6	149,9	600,0	261,6	112,3	600,0	85,0	
68	265,5	151,3	600,0	265,5	112,9	600,0	83,0	
69	269,4	152,7	600,0	269,4	113,6	600,0	81,0	
70	273,3	154,1	600,0	273,3	114,2	600,0	79,0	
71	277,2	155,5	600,0	277,2	114,9	600,0	76,9	
72	281,1	156,9	600,0	281,1	115,6	600,0	74,8	
73	285,0	158,3	600,0	285,0	116,3	600,0	72,7	
74	288,9	159,7	600,0	288,9	117,0	600,0	70,6	
75	292,8	161,1	600,0	292,8	117,8	600,0	68,5	
76	296,7	162,5	600,0	296,7	118,5	600,0	66,3	
77	300,6	163,8	600,0	300,6	119,3	600,0	64,1	
78	304,5	165,2	600,0	304,5	120,1	600,0	61,9	
79	308,4	166,6	600,0	308,4	120,9	600,0	59,7	
80	312,3	168,0	600,0	312,3	121,8	600,0	57,5	
81	316,2	169,4	600,0	316,2	122,7	600,0	55,2	
82	320,1	170,8	600,0	320,1	123,5	600,0	53,0	
83	324,0	172,2	600,0	324,0	124,4	600,0	50,7	
84	327,9	173,6	600,0	327,9	125,3	600,0	48,4	
85	331,8	175,0	600,0	331,8	126,3	600,0	46,0	
86	335,7	176,4	600,0	335,7	127,2	600,0	43,7	
87	339,6	177,8	600,0	339,6	128,2	600,0	41,3	
88	343,5	179,2	600,0	343,5	129,2	600,0	38,9	
89	347,4	180,6	600,0	347,4	130,2	600,0	36,5	
90	351,2	182,0	600,0	351,2	131,3	600,0	34,1	
91	355,1	183,4	600,0	355,1	132,3	600,0	31,6	
92	359,0	184,8	600,0	359,0	133,4	600,0	29,1	
93	362,9	186,2	600,0	362,9	134,5	600,0	26,6	
94	366,8	187,6	600,0	366,8	135,6	600,0	24,0	
95	370,7	189,1	600,0	370,7	136,8	600,0	21,4	
96	374,6	190,5	600,0	374,6	138,0	600,0	18,8	
97	378,5	191,9	600,0	378,5	139,3	600,0	16,1	
98	382,4	193,3	600,0	382,4	140,6	600,0	13,4	
99	386,2	194,8	600,0	386,2	142,0	600,0	10,6	
100	390,1	196,2	600,0	390,1	143,4	600,0	7,7	
101	394,0	197,6	600,0	393,8	144,9	600,0	4,7	

Tabelul A.3.5. Parametrii constructiv-tehnologici ai profilului aerodinamic I al palei în secțiunea  $n_5$

Nr. punctului, $i$	Coordonatele tehnologice ale profilului în secțiune, mm							Lungimea cordului profilului $l_n$ , mm	Unghiul de poziționare al profilului $\alpha_n$ , grade	Diametrul rotorului $D$ , mm
	profilul superior			profilul inferior			$y_i$			
	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$				
								$l_5=373,1$	$\alpha_5=7$	$D=8000$
1	24,0	147,1	800,0	24,0	200,2	800,0	0,0	<p>Profilul palei în secțiunea <math>n_5</math></p>  <p>Orientarea secțiunii <math>n_5</math> a profilului aerodinamic în raport cu planul de așezare a palei și axa rotorului</p> 		
2	24,2	143,1	800,0	24,2	196,0	800,0	8,3			
3	24,8	139,1	800,0	24,8	191,5	800,0	16,7			
4	25,8	135,1	800,0	25,8	186,8	800,0	25,4			
5	27,3	131,4	800,0	27,3	181,9	800,0	34,0			
6	29,2	127,8	800,0	29,2	176,9	800,0	42,5			
7	31,7	124,6	800,0	31,7	172,1	800,0	50,6			
8	34,5	121,7	800,0	34,5	167,7	800,0	57,9			
9	37,5	119,0	800,0	37,5	163,7	800,0	64,5			
10	40,8	116,7	800,0	40,8	160,1	800,0	70,5			
11	44,3	114,6	800,0	44,3	156,8	800,0	76,0			
12	47,9	112,7	800,0	47,9	153,7	800,0	80,9			
13	51,6	111,1	800,0	51,6	150,7	800,0	85,5			
14	55,4	109,6	800,0	55,4	147,9	800,0	89,8			
15	59,2	108,4	800,0	59,2	145,2	800,0	93,7			
16	63,1	107,4	800,0	63,1	142,7	800,0	97,2			
17	67,1	106,6	800,0	67,1	140,3	800,0	100,4			
18	71,1	106,0	800,0	71,1	138,0	800,0	103,3			
19	75,1	105,6	800,0	75,1	135,9	800,0	105,8			
20	79,2	105,3	800,0	79,2	133,9	800,0	108,1			
21	83,2	105,2	800,0	83,2	132,0	800,0	110,1			
22	87,3	105,2	800,0	87,3	130,2	800,0	111,8			
23	91,3	105,3	800,0	91,3	128,6	800,0	113,4			
24	95,4	105,4	800,0	95,4	127,0	800,0	114,9			
25	99,4	105,6	800,0	99,4	125,6	800,0	116,1			
26	103,5	105,8	800,0	103,5	124,3	800,0	117,2			
27	107,5	106,1	800,0	107,5	123,0	800,0	118,2			
28	111,6	106,4	800,0	111,6	121,9	800,0	119,0			
29	115,6	106,8	800,0	115,6	120,8	800,0	119,7			



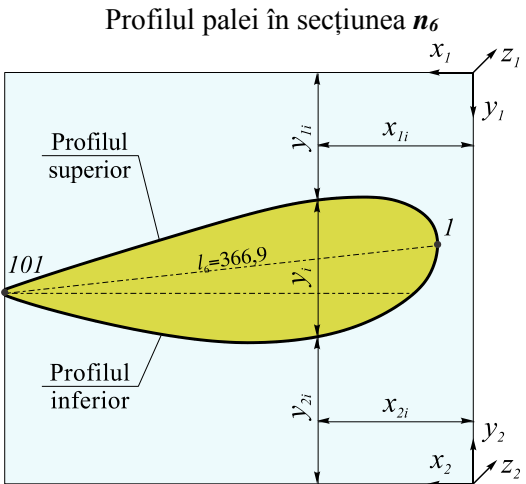
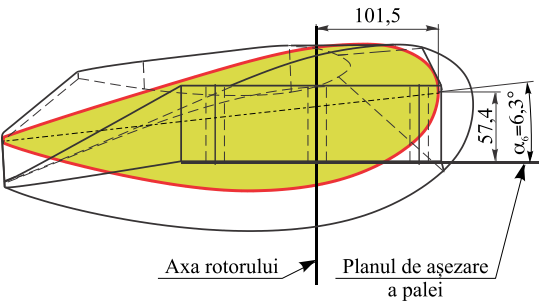
Tabelul A.3.5. (continuare)

$i$	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$	$y_i$	Profilul palei în secțiune
30	119,6	107,2	800,0	119,6	119,8	800,0	120,3	<p>Profilul palei în secțiunea <math>n_5</math></p>
31	123,6	107,7	800,0	123,6	118,9	800,0	120,7	
32	127,6	108,2	800,0	127,6	118,1	800,0	121,0	
33	131,7	108,8	800,0	131,7	117,4	800,0	121,1	
34	135,7	109,4	800,0	135,7	116,7	800,0	121,2	
35	139,6	110,1	800,0	139,6	116,1	800,0	121,1	
36	143,6	110,9	800,0	143,6	115,5	800,0	120,9	
37	147,6	111,6	800,0	147,6	115,0	800,0	120,7	
38	151,6	112,5	800,0	151,6	114,6	800,0	120,3	
39	155,5	113,3	800,0	155,5	114,2	800,0	119,8	
40	159,5	114,3	800,0	159,5	113,8	800,0	119,2	
41	163,4	115,2	800,0	163,4	113,5	800,0	118,6	
42	167,3	116,2	800,0	167,3	113,3	800,0	117,8	
43	171,2	117,2	800,0	171,2	113,1	800,0	117,0	
44	175,2	118,3	800,0	175,2	112,9	800,0	116,1	
45	179,1	119,3	800,0	179,1	112,8	800,0	115,2	
46	183,0	120,4	800,0	183,0	112,7	800,0	114,2	
47	186,8	121,6	800,0	186,8	112,7	800,0	113,1	
48	190,7	122,7	800,0	190,7	112,7	800,0	111,9	
49	194,6	123,9	800,0	194,6	112,7	800,0	110,7	
50	198,5	125,0	800,0	198,5	112,8	800,0	109,5	
51	202,4	126,2	800,0	202,4	112,9	800,0	108,1	
52	206,2	127,4	800,0	206,2	113,1	800,0	106,8	
53	210,1	128,6	800,0	210,1	113,3	800,0	105,3	
54	214,0	129,9	800,0	214,0	113,6	800,0	103,9	
55	217,8	131,1	800,0	217,8	113,9	800,0	102,4	
56	221,7	132,3	800,0	221,7	114,2	800,0	100,8	
57	225,5	133,6	800,0	225,5	114,5	800,0	99,2	
58	229,4	134,8	800,0	229,4	114,9	800,0	97,6	
59	233,2	136,0	800,0	233,2	115,3	800,0	95,9	
60	237,1	137,3	800,0	237,1	115,8	800,0	94,2	
61	240,9	138,6	800,0	240,9	116,2	800,0	92,5	
62	244,8	139,8	800,0	244,8	116,7	800,0	90,7	
63	248,6	141,1	800,0	344,7	136,8	800,0	69,4	
64	252,5	142,3	800,0	348,5	137,8	800,0	67,2	
65	256,3	143,6	800,0	248,6	117,3	800,0	86,4	

Tabelul A.3.5. (continuare)

$i$	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$	$y_i$	Profilul palei în secțiune
66	260,2	144,9	800,0	252,5	117,8	800,0	84,6	<p>Profilul palei în secțiunea <math>n_5</math></p>
67	264,0	146,1	800,0	256,3	118,4	800,0	82,8	
68	267,9	147,4	800,0	260,2	119,0	800,0	80,9	
69	271,7	148,7	800,0	264,0	119,6	800,0	79,0	
70	275,6	149,9	800,0	267,9	120,2	800,0	77,1	
71	279,4	151,2	800,0	271,7	120,9	800,0	75,2	
72	283,3	152,5	800,0	275,6	121,6	800,0	73,3	
73	287,1	153,7	800,0	279,4	122,3	800,0	71,3	
74	291,0	155,0	800,0	283,3	123,0	800,0	69,3	
75	294,8	156,3	800,0	287,1	123,7	800,0	67,3	
76	298,6	157,6	800,0	291,0	124,5	800,0	65,3	
77	302,5	158,8	800,0	294,8	125,2	800,0	63,2	
78	306,3	160,1	800,0	298,6	126,0	800,0	61,1	
79	310,2	161,4	800,0	302,5	126,8	800,0	59,1	
80	314,0	162,7	800,0	306,3	127,7	800,0	57,0	
81	317,9	164,0	800,0	310,2	128,5	800,0	54,8	
82	321,7	165,3	800,0	314,0	129,3	800,0	52,7	
83	325,5	166,5	800,0	317,9	130,2	800,0	50,5	
84	329,4	167,8	800,0	321,7	131,1	800,0	48,4	
85	333,2	169,1	800,0	325,5	132,0	800,0	46,2	
86	337,0	170,4	800,0	329,4	132,9	800,0	43,9	
87	340,9	171,7	800,0	333,2	133,9	800,0	41,7	
88	344,7	173,0	800,0	337,0	134,8	800,0	39,4	
89	348,5	174,3	800,0	340,9	135,8	800,0	37,2	
90	352,4	175,7	800,0	352,4	138,8	800,0	32,8	
91	356,2	177,0	800,0	356,2	139,9	800,0	30,5	
92	360,0	178,3	800,0	360,0	140,9	800,0	28,1	
93	363,9	179,6	800,0	363,9	142,0	800,0	25,7	
94	367,7	180,9	800,0	367,7	143,1	800,0	23,2	
95	371,5	182,3	800,0	371,5	144,3	800,0	20,7	
96	375,3	183,6	800,0	375,3	145,5	800,0	18,2	
97	379,2	185,0	800,0	379,2	146,7	800,0	15,6	
98	383,0	186,3	800,0	383,0	147,9	800,0	13,0	
99	386,8	187,7	800,0	386,8	149,3	800,0	10,3	
100	390,6	189,1	800,0	390,6	150,7	800,0	7,6	
101	394,4	190,4	800,0	394,2	152,1	800,0	4,7	

Tabelul A.3.6. Parametrii constructiv-tehnologici ai profilului aerodinamic I al palei în secțiunea  $n_6$

Nr. punctului, $i$	Coordonatele tehnologice ale profilului în secțiune, mm							Lungimea cordului profilului $l_n$ , mm	Unghiul de poziționare al profilului $\alpha_n$ , grade	Diametrul rotorului $D$ , mm
	profilul superior			profilul inferior			$y_i$			
	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$				
								$l_6=373,1$	$\alpha_6=7$	$D=8000$
1	30,0	145,2	1000	30,0	202,1	1000	0,0	<p>Profilul palei în secțiunea <math>n_6</math></p>  <p>Orientarea secțiunii <math>n_6</math> a profilului aerodinamic în raport cu planul de așezare a palei și axa rotorului</p> 		
2	30,2	141,2	1000	30,2	198,0	1000	8,1			
3	30,9	137,3	1000	30,9	193,6	1000	16,4			
4	31,9	133,5	1000	31,9	189,0	1000	24,8			
5	33,4	129,9	1000	33,4	184,2	1000	33,2			
6	35,4	126,5	1000	35,4	179,4	1000	41,5			
7	37,9	123,4	1000	37,9	174,8	1000	49,2			
8	40,7	120,6	1000	40,7	170,6	1000	56,1			
9	43,8	118,1	1000	43,8	166,8	1000	62,4			
10	47,1	115,9	1000	47,1	163,4	1000	68,0			
11	50,5	113,9	1000	50,5	160,3	1000	73,1			
12	54,1	112,2	1000	54,1	157,3	1000	77,8			
13	57,8	110,6	1000	57,8	154,5	1000	82,1			
14	61,5	109,3	1000	61,5	151,9	1000	86,1			
15	65,3	108,2	1000	65,3	149,4	1000	89,7			
16	69,1	107,2	1000	69,1	147,0	1000	93,1			
17	73,0	106,5	1000	73,0	144,8	1000	96,1			
18	76,9	105,9	1000	76,9	142,6	1000	98,7			
19	80,9	105,6	1000	80,9	140,6	1000	101,1			
20	84,8	105,4	1000	84,8	138,8	1000	103,2			
21	88,8	105,2	1000	88,8	137,0	1000	105,1			
22	92,8	105,2	1000	92,8	135,3	1000	106,7			
23	96,7	105,3	1000	96,7	133,8	1000	108,3			
24	100,7	105,3	1000	100,7	132,3	1000	109,6			
25	104,7	105,5	1000	104,7	131,0	1000	110,8			
26	108,6	105,7	1000	108,6	129,7	1000	111,9			
27	112,6	105,9	1000	112,6	128,6	1000	112,8			
28	116,5	106,2	1000	116,5	127,5	1000	113,6			
29	120,5	106,5	1000	120,5	126,5	1000	114,2			

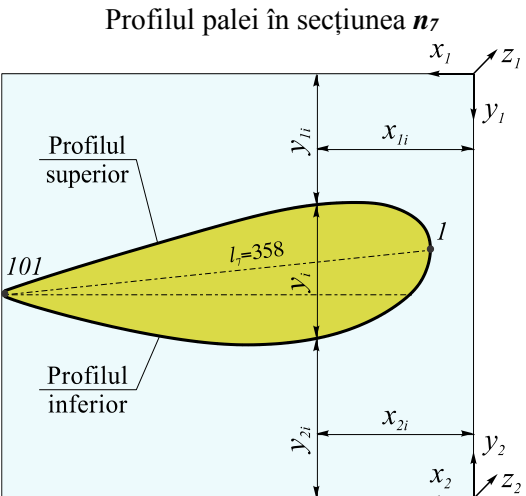
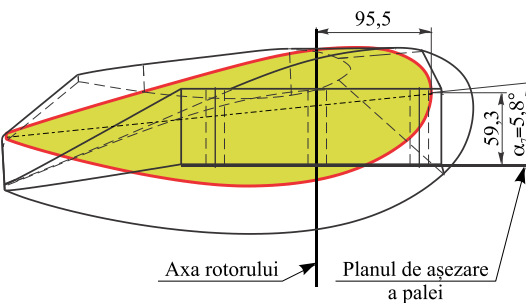
Tabelul A.3.6. (continuare)

$i$	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$	$y_i$	Profilul palei în secțiune
30	124,4	106,9	1000	124,4	125,6	1000	114,8	<p style="text-align: center;">Profilul palei în secțiunea <math>n_6</math></p>
31	128,4	107,4	1000	128,4	124,8	1000	115,1	
32	132,3	107,8	1000	132,3	124,0	1000	115,4	
33	136,2	108,4	1000	136,2	123,4	1000	115,6	
34	140,1	109,0	1000	140,1	122,7	1000	115,6	
35	144,0	109,6	1000	144,0	122,2	1000	115,6	
36	147,9	110,3	1000	147,9	121,6	1000	115,4	
37	151,8	111,0	1000	151,8	121,2	1000	115,1	
38	155,7	111,8	1000	155,7	120,8	1000	114,8	
39	159,6	112,6	1000	159,6	120,4	1000	114,3	
40	163,5	113,4	1000	163,5	120,1	1000	113,8	
41	167,3	114,3	1000	167,3	119,9	1000	113,2	
42	171,2	115,2	1000	171,2	119,7	1000	112,5	
43	175,1	116,1	1000	175,1	119,5	1000	111,7	
44	178,9	117,1	1000	178,9	119,4	1000	110,9	
45	182,7	118,0	1000	182,7	119,3	1000	110,0	
46	186,6	119,0	1000	186,6	119,2	1000	109,0	
47	190,4	120,1	1000	190,4	119,2	1000	108,0	
48	194,2	121,1	1000	194,2	119,2	1000	107,0	
49	198,0	122,2	1000	198,0	119,3	1000	105,8	
50	201,9	123,2	1000	201,9	119,4	1000	104,6	
51	205,7	124,3	1000	205,7	119,6	1000	103,4	
52	209,5	125,4	1000	209,5	119,8	1000	102,1	
53	213,3	126,5	1000	213,3	120,1	1000	100,7	
54	217,1	127,6	1000	217,1	120,4	1000	99,3	
55	220,9	128,7	1000	220,9	120,7	1000	97,9	
56	224,7	129,8	1000	224,7	121,1	1000	96,4	
57	228,5	130,9	1000	228,5	121,5	1000	94,9	
58	232,3	132,1	1000	232,3	121,9	1000	93,3	
59	236,1	133,2	1000	236,1	122,4	1000	91,8	
60	239,9	134,3	1000	239,9	122,8	1000	90,1	
61	243,7	135,4	1000	243,7	123,4	1000	88,5	
62	247,5	136,6	1000	247,5	123,9	1000	86,8	
63	251,3	137,7	1000	251,3	124,4	1000	85,1	
64	255,1	138,9	1000	255,1	125,0	1000	83,4	
65	258,9	140,0	1000	258,9	125,6	1000	81,7	

Tabelul A.3.6. (continuare)

$i$	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$	$y_i$	Profilul palei în secțiune
66	262,7	141,1	1000	262,7	126,3	1000	79,9	<p style="text-align: center;">Profilul palei în secțiunea <math>n_6</math></p>
67	266,5	142,3	1000	266,5	126,9	1000	78,1	
68	270,3	143,4	1000	270,3	127,6	1000	76,3	
69	274,0	144,6	1000	274,0	128,3	1000	74,5	
70	277,8	145,7	1000	277,8	129,0	1000	72,6	
71	281,6	146,9	1000	281,6	129,7	1000	70,7	
72	285,4	148,0	1000	285,4	130,4	1000	68,8	
73	289,2	149,2	1000	289,2	131,2	1000	66,9	
74	293,0	150,4	1000	293,0	132,0	1000	65,0	
75	296,8	151,5	1000	296,8	132,7	1000	63,0	
76	300,6	152,7	1000	300,6	133,5	1000	61,1	
77	304,4	153,8	1000	304,4	134,4	1000	59,1	
78	308,2	155,0	1000	308,2	135,2	1000	57,1	
79	311,9	156,2	1000	311,9	136,1	1000	55,1	
80	315,7	157,3	1000	315,7	136,9	1000	53,0	
81	319,5	158,5	1000	319,5	137,8	1000	51,0	
82	323,3	159,7	1000	323,3	138,7	1000	48,9	
83	327,1	160,9	1000	327,1	139,6	1000	46,8	
84	330,9	162,1	1000	330,9	140,5	1000	44,7	
85	334,6	163,3	1000	334,6	141,5	1000	42,6	
86	338,4	164,5	1000	338,4	142,4	1000	40,4	
87	342,2	165,7	1000	342,2	143,4	1000	38,3	
88	346,0	166,9	1000	346,0	144,4	1000	36,1	
89	349,7	168,1	1000	349,7	145,4	1000	33,8	
90	353,5	169,3	1000	353,5	146,4	1000	31,6	
91	357,3	170,5	1000	357,3	147,4	1000	29,4	
92	361,0	171,8	1000	361,0	148,5	1000	27,1	
93	364,8	173,0	1000	364,8	149,5	1000	24,8	
94	368,6	174,3	1000	368,6	150,6	1000	22,4	
95	372,3	175,5	1000	372,3	151,8	1000	20,0	
96	376,1	176,8	1000	376,1	152,9	1000	17,6	
97	379,8	178,0	1000	379,8	154,1	1000	15,2	
98	383,6	179,3	1000	383,6	155,3	1000	12,7	
99	387,3	180,6	1000	387,3	156,6	1000	10,1	
100	391,1	181,9	1000	391,1	157,9	1000	7,4	
101	394,8	183,2	1000	394,6	159,3	1000	4,7	

Tabelul A.3.7. Parametrii constructiv-tehnologici ai profilului aerodinamic I al palei în secțiunea  $n_7$

Nr. punctului, $i$	Coordonatele tehnologice ale profilului în secțiune, mm							Lungimea cordului profilului $l_n$ , mm	Unghiul de poziționare al profilului $\alpha_n$ , grade	Diametrul rotorului $D$ , mm
	profilul superior			profilul inferior			$y_i$			
	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$				
								$l_7=358$	$\alpha_7=5,8$	$D=8000$
1	36,0	143,3	1200	36,0	204,0	1200	0,0	<p>Profilul palei în secțiunea <math>n_7</math></p>  <p>Orientarea secțiunii <math>n_7</math> a profilului aerodinamic în raport cu planul de așezare a palei și axa rotorului</p> 		
2	36,3	139,4	1200	36,3	200,0	1200	7,8			
3	36,9	135,6	1200	36,9	195,8	1200	15,9			
4	38,0	132,0	1200	38,0	191,3	1200	24,1			
5	39,5	128,4	1200	39,5	186,6	1200	32,2			
6	41,6	125,2	1200	41,6	182,0	1200	40,1			
7	44,1	122,3	1200	44,1	177,6	1200	47,4			
8	46,9	119,6	1200	46,9	173,7	1200	54,0			
9	50,0	117,3	1200	50,0	170,1	1200	59,9			
10	53,2	115,2	1200	53,2	166,9	1200	65,2			
11	56,6	113,4	1200	56,6	164,0	1200	69,9			
12	60,1	111,8	1200	60,1	161,2	1200	74,3			
13	63,7	110,3	1200	63,7	158,6	1200	78,3			
14	67,3	109,1	1200	67,3	156,1	1200	82,1			
15	71,0	108,0	1200	71,0	153,8	1200	85,5			
16	74,8	107,2	1200	74,8	151,5	1200	88,6			
17	78,6	106,5	1200	78,6	149,4	1200	91,4			
18	82,4	106,0	1200	82,4	147,4	1200	93,9			
19	86,2	105,6	1200	86,2	145,6	1200	96,1			
20	90,1	105,4	1200	90,1	143,8	1200	98,1			
21	93,9	105,3	1200	93,9	142,2	1200	99,8			
22	97,8	105,3	1200	97,8	140,6	1200	101,4			
23	101,6	105,3	1200	101,6	139,2	1200	102,9			
24	105,5	105,3	1200	105,5	137,8	1200	104,2			
25	109,3	105,4	1200	109,3	136,6	1200	105,3			
26	113,2	105,6	1200	113,2	135,4	1200	106,3			
27	117,0	105,8	1200	117,0	134,3	1200	107,2			
28	120,8	106,1	1200	120,8	133,3	1200	107,9			
29	124,7	106,4	1200	124,7	132,4	1200	108,5			

Tabelul A.3.7. (continuare)

$i$	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$	$y_i$	Profilul palei în secțiune
30	128,5	106,7	1200	128,5	131,6	1200	109,0	<p>Profilul palei în secțiunea <math>n_7</math></p>
31	132,3	107,1	1200	132,3	130,8	1200	109,4	
32	136,2	107,6	1200	136,2	130,1	1200	109,6	
33	140,0	108,1	1200	140,0	129,5	1200	109,8	
34	143,8	108,6	1200	143,8	128,9	1200	109,8	
35	147,6	109,2	1200	147,6	128,4	1200	109,7	
36	151,4	109,8	1200	151,4	127,9	1200	109,6	
37	155,2	110,5	1200	155,2	127,5	1200	109,3	
38	159,0	111,2	1200	159,0	127,1	1200	109,0	
39	162,8	112,0	1200	162,8	126,8	1200	108,5	
40	166,5	112,8	1200	166,5	126,5	1200	108,0	
41	170,3	113,6	1200	170,3	126,3	1200	107,5	
42	174,0	114,4	1200	174,0	126,1	1200	106,8	
43	177,8	115,3	1200	177,8	125,9	1200	106,1	
44	181,5	116,2	1200	181,5	125,8	1200	105,3	
45	185,3	117,1	1200	185,3	125,8	1200	104,5	
46	189,0	118,0	1200	189,0	125,7	1200	103,6	
47	192,8	118,9	1200	192,8	125,7	1200	102,6	
48	196,5	119,9	1200	196,5	125,8	1200	101,6	
49	200,2	120,9	1200	200,2	125,9	1200	100,5	
50	203,9	121,9	1200	203,9	126,1	1200	99,4	
51	207,7	122,9	1200	207,7	126,3	1200	98,2	
52	211,4	123,8	1200	211,4	126,5	1200	97,0	
53	215,1	124,9	1200	215,1	126,8	1200	95,7	
54	218,8	125,9	1200	218,8	127,1	1200	94,4	
55	222,5	126,9	1200	222,5	127,4	1200	93,0	
56	226,2	127,9	1200	226,2	127,8	1200	91,6	
57	230,0	128,9	1200	230,0	128,2	1200	90,2	
58	233,7	130,0	1200	233,7	128,6	1200	88,7	
59	237,4	131,0	1200	237,4	129,1	1200	87,2	
60	241,1	132,0	1200	241,1	129,6	1200	85,7	
61	244,8	133,1	1200	244,8	130,1	1200	84,1	
62	248,5	134,1	1200	248,5	130,6	1200	82,5	
63	252,2	135,2	1200	252,2	131,2	1200	80,9	
64	255,9	136,2	1200	255,9	131,8	1200	79,3	
65	259,6	137,3	1200	259,6	132,4	1200	77,7	

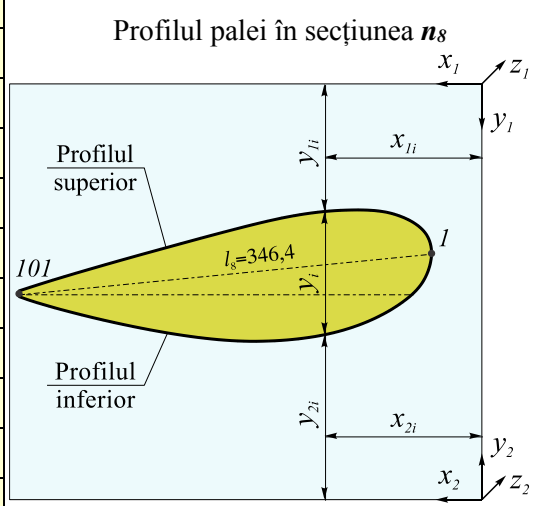
Tabelul A.3.7. (continuare)

$i$	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$	$y_i$	Profilul palei în secțiune
66	263,3	138,3	1200	263,3	133,0	1200	76,0	<p>Profilul palei în secțiunea <math>n_7</math></p>
67	267,0	139,4	1200	267,0	133,6	1200	74,3	
68	270,7	140,4	1200	270,7	134,3	1200	72,6	
69	274,4	141,5	1200	274,4	135,0	1200	70,8	
70	278,1	142,5	1200	278,1	135,7	1200	69,1	
71	281,8	143,6	1200	281,8	136,4	1200	67,3	
72	285,5	144,7	1200	285,5	137,1	1200	65,5	
73	289,2	145,7	1200	289,2	137,9	1200	63,7	
74	292,9	146,8	1200	292,9	138,6	1200	61,9	
75	296,6	147,8	1200	296,6	139,4	1200	60,0	
76	300,3	148,9	1200	300,3	140,2	1200	58,2	
77	304,0	150,0	1200	304,0	141,0	1200	56,3	
78	307,7	151,1	1200	307,7	141,8	1200	54,4	
79	311,4	152,2	1200	311,4	142,6	1200	52,5	
80	315,1	153,2	1200	315,1	143,5	1200	50,6	
81	318,8	154,3	1200	318,8	144,4	1200	48,6	
82	322,5	155,4	1200	322,5	145,2	1200	46,7	
83	326,2	156,5	1200	326,2	146,1	1200	44,7	
84	329,9	157,6	1200	329,9	147,0	1200	42,7	
85	333,6	158,7	1200	333,6	147,9	1200	40,7	
86	337,3	159,8	1200	337,3	148,9	1200	38,6	
87	341,0	160,9	1200	341,0	149,8	1200	36,6	
88	344,6	162,1	1200	344,6	150,8	1200	34,5	
89	348,3	163,2	1200	348,3	151,7	1200	32,4	
90	352,0	164,3	1200	355,7	153,7	1200	29,3	
91	355,7	165,5	1200	359,4	154,7	1200	27,1	
92	359,4	166,6	1200	352,0	152,7	1200	28,0	
93	363,0	167,8	1200	363,0	155,8	1200	23,7	
94	366,7	169,0	1200	366,7	156,8	1200	21,5	
95	370,4	170,1	1200	370,4	157,9	1200	19,3	
96	374,0	171,3	1200	374,0	159,0	1200	17,0	
97	377,7	172,5	1200	377,7	160,1	1200	14,6	
98	381,3	173,7	1200	381,3	161,3	1200	12,3	
99	385,0	174,9	1200	385,0	162,6	1200	9,8	
100	388,7	176,2	1200	388,7	163,8	1200	7,3	
101	392,3	177,4	1200	392,1	165,2	1200	4,7	

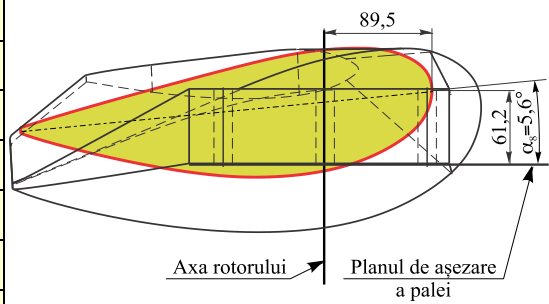


Tabelul A.3.8. Parametrii constructiv-tehnologici ai profilului aerodinamic I al palei în secțiunea  $n_8$

Nr. punctului, $i$	Coordonatele tehnologice ale profilului în secțiune, mm							Lungimea cordului profilului $l_n$ , mm	Unghiul de poziționare al profilului $\alpha_n$ , grade	Diametrul rotorului $D$ , mm
	profilul superior			profilul inferior			$y_i$			
	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$				
								$l_8=346,4$	$\alpha_8=5,6$	$D=8000$
1	42,1	141,4	1400	42,1	205,9	1400	0,0			
2	42,3	137,6	1400	42,3	202,1	1400	7,6			
3	42,9	134,0	1400	42,9	198,0	1400	15,3			
4	44,0	130,5	1400	44,0	193,7	1400	23,2			
5	45,6	127,1	1400	45,6	189,2	1400	31,0			
6	47,7	124,0	1400	47,7	184,8	1400	38,5			
7	50,2	121,3	1400	50,2	180,7	1400	45,4			
8	53,0	118,8	1400	53,0	177,0	1400	51,5			
9	56,0	116,6	1400	56,0	173,7	1400	57,0			
10	59,2	114,7	1400	59,2	170,7	1400	61,9			
11	62,4	113,0	1400	62,4	167,9	1400	66,4			
12	65,8	111,5	1400	65,8	165,3	1400	70,5			
13	69,3	110,2	1400	69,3	162,9	1400	74,3			
14	72,8	109,0	1400	72,8	160,6	1400	77,7			
15	76,4	108,0	1400	76,4	158,4	1400	80,9			
16	80,0	107,2	1400	80,0	156,3	1400	83,8			
17	83,7	106,5	1400	83,7	154,3	1400	86,4			
18	87,4	106,1	1400	87,4	152,5	1400	88,8			
19	91,1	105,7	1400	91,1	150,7	1400	90,8			
20	94,8	105,5	1400	94,8	149,1	1400	92,7			
21	98,5	105,4	1400	98,5	147,5	1400	94,4			
22	102,2	105,3	1400	102,2	146,1	1400	95,9			
23	105,9	105,3	1400	105,9	144,7	1400	97,2			
24	109,7	105,4	1400	109,7	143,5	1400	98,5			
25	113,4	105,5	1400	113,4	142,3	1400	99,5			
26	117,1	105,6	1400	117,1	141,2	1400	100,5			
27	120,8	105,8	1400	120,8	140,2	1400	101,3			
28	124,5	106,0	1400	124,5	139,3	1400	102,0			
29	128,2	106,3	1400	128,2	138,4	1400	102,5			



Orientarea secțiunii  $n_8$  a profilului aerodinamic în raport cu planul de așezare a palei și axa rotorului



Tabelul A.3.8. (continuare)

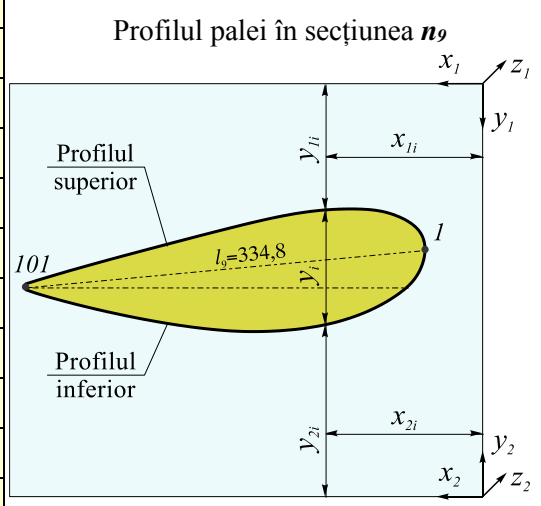
$i$	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$	$y_i$	Profilul palei în secțiune
30	131,9	106,6	1400	131,9	137,7	1400	103,0	<p style="text-align: center;">Profilul palei în secțiunea <math>n_8</math></p>
31	135,6	107,0	1400	135,6	137,0	1400	103,3	
32	139,3	107,5	1400	139,3	136,3	1400	103,5	
33	143,0	107,9	1400	143,0	135,7	1400	103,7	
34	146,6	108,5	1400	146,6	135,2	1400	103,7	
35	150,3	109,0	1400	150,3	134,7	1400	103,6	
36	154,0	109,6	1400	154,0	134,2	1400	103,4	
37	157,6	110,3	1400	157,6	133,9	1400	103,2	
38	161,3	110,9	1400	161,3	133,5	1400	102,9	
39	164,9	111,6	1400	164,9	133,2	1400	102,4	
40	168,6	112,4	1400	168,6	133,0	1400	102,0	
41	172,2	113,1	1400	172,2	132,8	1400	101,4	
42	175,8	113,9	1400	175,8	132,6	1400	100,8	
43	179,5	114,8	1400	179,5	132,4	1400	100,1	
44	183,1	115,6	1400	183,1	132,4	1400	99,3	
45	186,7	116,5	1400	186,7	132,3	1400	98,5	
46	190,3	117,3	1400	190,3	132,3	1400	97,7	
47	193,9	118,2	1400	193,9	132,3	1400	96,8	
48	197,5	119,1	1400	197,5	132,3	1400	95,8	
49	201,1	120,0	1400	201,1	132,5	1400	94,8	
50	204,7	121,0	1400	204,7	132,6	1400	93,7	
51	208,3	121,9	1400	208,3	132,8	1400	92,6	
52	211,9	122,8	1400	211,9	133,0	1400	91,4	
53	215,5	123,8	1400	215,5	133,3	1400	90,2	
54	219,1	124,7	1400	219,1	133,6	1400	89,0	
55	222,7	125,7	1400	222,7	133,9	1400	87,7	
56	226,3	126,6	1400	226,3	134,2	1400	86,4	
57	229,9	127,6	1400	229,9	134,6	1400	85,1	
58	233,5	128,6	1400	233,5	135,0	1400	83,7	
59	237,0	129,5	1400	237,0	135,5	1400	82,3	
60	240,6	130,5	1400	240,6	135,9	1400	80,8	
61	244,2	131,5	1400	244,2	136,4	1400	79,4	
62	247,8	132,5	1400	247,8	136,9	1400	77,9	
63	251,4	133,4	1400	251,4	137,5	1400	76,4	
64	255,0	134,4	1400	255,0	138,0	1400	74,9	
65	258,5	135,4	1400	258,5	138,6	1400	73,3	

Tabelul A.3.8. (continuare)

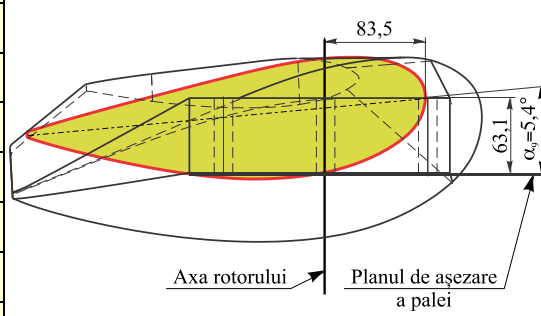
$i$	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$	$y_i$	Profilul palei în secțiune
66	262,1	136,4	1400	262,1	139,2	1400	71,8	<p>Profilul palei în secțiunea <math>n_8</math></p>
67	265,7	137,4	1400	265,7	139,8	1400	70,2	
68	269,3	138,4	1400	269,3	140,4	1400	68,6	
69	272,9	139,3	1400	272,9	141,0	1400	66,9	
70	276,5	140,3	1400	276,5	141,7	1400	65,3	
71	280,0	141,3	1400	280,0	142,4	1400	63,6	
72	283,6	142,3	1400	283,6	143,0	1400	61,9	
73	287,2	143,3	1400	287,2	143,7	1400	60,2	
74	290,8	144,3	1400	290,8	144,5	1400	58,5	
75	294,4	145,3	1400	294,4	145,2	1400	56,8	
76	297,9	146,3	1400	297,9	145,9	1400	55,0	
77	301,5	147,3	1400	301,5	146,7	1400	53,3	
78	305,1	148,3	1400	305,1	147,5	1400	51,5	
79	308,7	149,3	1400	308,7	148,3	1400	49,7	
80	312,2	150,3	1400	312,2	149,1	1400	47,9	
81	315,8	151,4	1400	315,8	149,9	1400	46,1	
82	319,4	152,4	1400	319,4	150,7	1400	44,2	
83	322,9	153,4	1400	322,9	151,6	1400	42,3	
84	326,5	154,4	1400	326,5	152,4	1400	40,5	
85	330,1	155,5	1400	330,1	153,3	1400	38,6	
86	333,7	156,5	1400	333,7	154,1	1400	36,6	
87	337,2	157,6	1400	337,2	155,0	1400	34,7	
88	340,8	158,6	1400	340,8	155,9	1400	32,7	
89	344,3	159,7	1400	344,3	156,9	1400	30,8	
90	347,9	160,7	1400	347,9	157,8	1400	28,8	
91	351,5	161,8	1400	351,5	158,8	1400	26,8	
92	355,0	162,9	1400	355,0	159,7	1400	24,7	
93	358,6	164,0	1400	358,6	160,7	1400	22,6	
94	362,1	165,1	1400	362,1	161,7	1400	20,5	
95	365,7	166,2	1400	365,7	162,7	1400	18,4	
96	369,2	167,3	1400	369,2	163,8	1400	16,3	
97	372,8	168,4	1400	372,8	164,9	1400	14,1	
98	376,3	169,5	1400	376,3	166,0	1400	11,8	
99	379,8	170,6	1400	379,8	167,1	1400	9,5	
100	383,4	171,8	1400	383,4	168,4	1400	7,1	
101	386,9	173,0	1400	386,7	169,6	1400	4,7	

Tabelul A.3.9. Parametrii constructiv-tehnologici ai profilului aerodinamic I al palei în secțiunea  $n_9$

Nr. punctului, $i$	Coordonatele tehnologice ale profilului în secțiune, mm							Lungimea cordului profilului $l_n$ , mm	Unghiul de poziționare al profilului $\alpha_n$ , grade	Diametrul rotorului $D$ , mm
	profilul superior			profilul inferior			$y_i$			
	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$				
								$l_9=334,8$	$\alpha_9=5,4$	$D=8000$
1	48,1	139,4	1600	48,1	207,9	1600	0,0			
2	48,3	135,9	1600	48,3	204,1	1600	7,3			
3	49,0	132,4	1600	49,0	200,2	1600	14,7			
4	50,1	129,0	1600	50,1	196,1	1600	22,3			
5	51,7	125,8	1600	51,7	191,8	1600	29,7			
6	53,8	122,9	1600	53,8	187,6	1600	36,8			
7	56,3	120,3	1600	56,3	183,7	1600	43,3			
8	59,0	118,0	1600	59,0	180,3	1600	49,0			
9	62,0	116,0	1600	62,0	177,2	1600	54,1			
10	65,1	114,2	1600	65,1	174,4	1600	58,7			
11	68,3	112,6	1600	68,3	171,9	1600	62,8			
12	71,6	111,2	1600	71,6	169,5	1600	66,6			
13	74,9	110,0	1600	74,9	167,2	1600	70,1			
14	78,3	108,9	1600	78,3	165,0	1600	73,4			
15	81,8	107,9	1600	81,8	163,0	1600	76,4			
16	85,3	107,2	1600	85,3	161,0	1600	79,1			
17	88,8	106,6	1600	88,8	159,2	1600	81,5			
18	92,4	106,2	1600	92,4	157,5	1600	83,6			
19	96,0	105,9	1600	96,0	155,9	1600	85,6			
20	99,5	105,6	1600	99,5	154,3	1600	87,3			
21	103,1	105,5	1600	103,1	152,9	1600	88,9			
22	106,7	105,4	1600	106,7	151,6	1600	90,3			
23	110,3	105,4	1600	110,3	150,3	1600	91,6			
24	113,8	105,4	1600	113,8	149,1	1600	92,8			
25	117,4	105,5	1600	117,4	148,1	1600	93,8			
26	121,0	105,6	1600	121,0	147,1	1600	94,6			
27	124,6	105,8	1600	124,6	146,1	1600	95,4			
28	128,1	106,0	1600	128,1	145,3	1600	96,0			
29	131,7	106,3	1600	131,7	144,5	1600	96,6			



Orientarea secțiunii  $n_9$  a profilului aerodinamic în raport cu planul de așezare a palei și axa rotorului



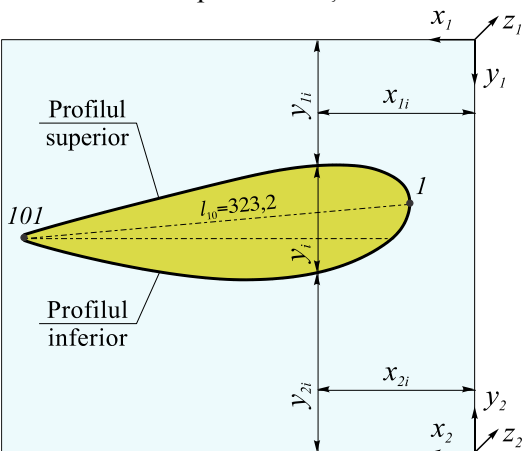
Tabelul A.3.9. (continuare)

$i$	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$	$y_i$	Profilul palei în secțiune
30	135,3	106,6	1600	135,3	143,8	1600	97,0	<p style="text-align: center;">Profilul palei în secțiunea <math>n_9</math></p>
31	138,8	106,9	1600	138,8	143,1	1600	97,3	
32	142,4	107,4	1600	142,4	142,5	1600	97,5	
33	145,9	107,8	1600	145,9	141,9	1600	97,6	
34	149,5	108,3	1600	149,5	141,4	1600	97,6	
35	153,0	108,8	1600	153,0	141,0	1600	97,5	
36	156,6	109,4	1600	156,6	140,6	1600	97,3	
37	160,1	110,0	1600	160,1	140,2	1600	97,1	
38	163,6	110,6	1600	163,6	139,9	1600	96,7	
39	167,1	111,3	1600	167,1	139,7	1600	96,3	
40	170,6	112,0	1600	170,6	139,4	1600	95,9	
41	174,1	112,7	1600	174,1	139,2	1600	95,3	
42	177,6	113,5	1600	177,6	139,1	1600	94,7	
43	181,1	114,3	1600	181,1	139,0	1600	94,1	
44	184,6	115,0	1600	184,6	138,9	1600	93,4	
45	188,1	115,9	1600	188,1	138,8	1600	92,6	
46	191,6	116,7	1600	191,6	138,8	1600	91,8	
47	195,1	117,5	1600	195,1	138,8	1600	91,0	
48	198,6	118,4	1600	198,6	138,9	1600	90,0	
49	202,0	119,2	1600	202,0	139,0	1600	89,1	
50	205,5	120,1	1600	205,5	139,1	1600	88,1	
51	209,0	121,0	1600	209,0	139,3	1600	87,0	
52	212,4	121,8	1600	212,4	139,5	1600	85,9	
53	215,9	122,7	1600	215,9	139,8	1600	84,8	
54	219,4	123,6	1600	219,4	140,1	1600	83,6	
55	222,8	124,5	1600	222,8	140,4	1600	82,4	
56	226,3	125,4	1600	226,3	140,7	1600	81,2	
57	229,8	126,3	1600	229,8	141,1	1600	80,0	
58	233,2	127,2	1600	233,2	141,5	1600	78,7	
59	236,7	128,1	1600	236,7	141,9	1600	77,4	
60	240,2	129,0	1600	240,2	142,3	1600	76,0	
61	243,6	129,9	1600	243,6	142,7	1600	74,7	
62	247,1	130,8	1600	247,1	143,2	1600	73,3	
63	250,6	131,7	1600	250,6	143,7	1600	71,9	
64	254,0	132,6	1600	254,0	144,2	1600	70,4	
65	257,5	133,5	1600	257,5	144,8	1600	69,0	

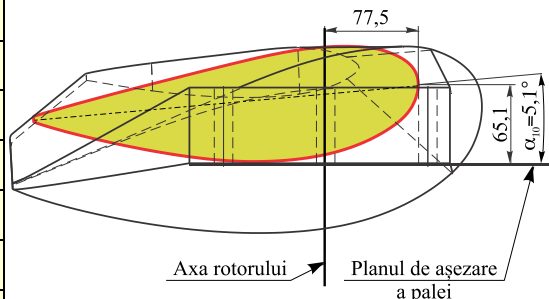
Tabelul A.3.9. (continuare)

$i$	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$	$y_i$	Profilul palei în secțiune
30	135,3	106,6	1600	135,3	143,8	1600	97,0	<p style="text-align: center;">Profilul palei în secțiunea <math>n_9</math></p>
31	138,8	106,9	1600	138,8	143,1	1600	97,3	
32	142,4	107,4	1600	142,4	142,5	1600	97,5	
33	145,9	107,8	1600	145,9	141,9	1600	97,6	
34	149,5	108,3	1600	149,5	141,4	1600	97,6	
35	153,0	108,8	1600	153,0	141,0	1600	97,5	
36	156,6	109,4	1600	156,6	140,6	1600	97,3	
37	160,1	110,0	1600	160,1	140,2	1600	97,1	
38	163,6	110,6	1600	163,6	139,9	1600	96,7	
39	167,1	111,3	1600	167,1	139,7	1600	96,3	
40	170,6	112,0	1600	170,6	139,4	1600	95,9	
41	174,1	112,7	1600	174,1	139,2	1600	95,3	
42	177,6	113,5	1600	177,6	139,1	1600	94,7	
43	181,1	114,3	1600	181,1	139,0	1600	94,1	
44	184,6	115,0	1600	184,6	138,9	1600	93,4	
45	188,1	115,9	1600	188,1	138,8	1600	92,6	
46	191,6	116,7	1600	191,6	138,8	1600	91,8	
47	195,1	117,5	1600	195,1	138,8	1600	91,0	
48	198,6	118,4	1600	198,6	138,9	1600	90,0	
49	202,0	119,2	1600	202,0	139,0	1600	89,1	
50	205,5	120,1	1600	205,5	139,1	1600	88,1	
51	209,0	121,0	1600	209,0	139,3	1600	87,0	
52	212,4	121,8	1600	212,4	139,5	1600	85,9	
53	215,9	122,7	1600	215,9	139,8	1600	84,8	
54	219,4	123,6	1600	219,4	140,1	1600	83,6	
55	222,8	124,5	1600	222,8	140,4	1600	82,4	
56	226,3	125,4	1600	226,3	140,7	1600	81,2	
57	229,8	126,3	1600	229,8	141,1	1600	80,0	
58	233,2	127,2	1600	233,2	141,5	1600	78,7	
59	236,7	128,1	1600	236,7	141,9	1600	77,4	
60	240,2	129,0	1600	240,2	142,3	1600	76,0	
61	243,6	129,9	1600	243,6	142,7	1600	74,7	
62	247,1	130,8	1600	247,1	143,2	1600	73,3	
63	250,6	131,7	1600	250,6	143,7	1600	71,9	
64	254,0	132,6	1600	254,0	144,2	1600	70,4	
65	257,5	133,5	1600	257,5	144,8	1600	69,0	

Tabelul A.3.10. Parametrii constructiv-tehnologici ai profilului aerodinamic I al palei în secțiunea  $n_{10}$

Nr. punctului, $i$	Coordonatele tehnologice ale profilului în secțiune, mm							Lungimea cordului profilului $l_n$ , mm	Unghiul de poziționare al profilului $\alpha_n$ , grade	Diametrul rotorului $D$ , mm
	profilul superior			profilul inferior			$y_i$			
	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$				
								$l_{10}=323,2$	$\alpha_{10}=5,1$	$D=8000$
1	54,1	137,5	1800	54,1	209,8	1800	0,0	<p>Profilul palei în secțiunea <math>n_{10}</math></p> 		
2	54,3	134,1	1800	54,3	206,2	1800	7,0			
3	55,0	130,7	1800	55,0	202,4	1800	14,2			
4	56,2	127,5	1800	56,2	198,5	1800	21,4			
5	57,8	124,5	1800	57,8	194,4	1800	28,4			
6	59,9	121,7	1800	59,9	190,5	1800	35,1			
7	62,4	119,3	1800	62,4	186,9	1800	41,1			
8	65,1	117,2	1800	65,1	183,7	1800	46,4			
9	68,0	115,4	1800	68,0	180,8	1800	51,1			
10	71,0	113,7	1800	71,0	178,3	1800	55,3			
11	74,2	112,2	1800	74,2	175,9	1800	59,2			
12	77,3	110,9	1800	77,3	173,7	1800	62,7			
13	80,6	109,8	1800	80,6	171,5	1800	66,0			
14	83,9	108,7	1800	83,9	169,5	1800	69,0			
15	87,2	107,9	1800	87,2	167,6	1800	71,8			
16	90,6	107,2	1800	90,6	165,8	1800	74,3			
17	94,0	106,7	1800	94,0	164,1	1800	76,5			
18	97,4	106,2	1800	97,4	162,5	1800	78,5			
19	100,8	105,9	1800	100,8	161,0	1800	80,3			
20	104,3	105,7	1800	104,3	159,6	1800	82,0			
21	107,7	105,6	1800	107,7	158,3	1800	83,5			
22	111,1	105,5	1800	111,1	157,0	1800	84,8			
23	114,6	105,4	1800	114,6	155,9	1800	86,0			
24	118,0	105,4	1800	118,0	154,8	1800	87,1			
25	121,5	105,5	1800	121,5	153,8	1800	88,0			
26	124,9	105,6	1800	124,9	152,9	1800	88,8			
27	128,4	105,8	1800	128,4	152,0	1800	89,5			
28	131,8	106,0	1800	131,8	151,2	1800	90,1			
29	135,2	106,2	1800	135,2	150,5	1800	90,6			

Orientarea secțiunii  $n_{10}$  a profilului aerodinamic în raport cu planul de așezare a palei și axa rotorului



Tabelul A.3.10. (continuare)

$i$	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$	$y_i$	Profilul palei în secțiune
30	138,7	106,5	1800	138,7	149,9	1800	90,9	<p>Profilul palei în secțiunea <math>n_{10}</math></p>
31	142,1	106,9	1800	142,1	149,2	1800	91,2	
32	145,5	107,2	1800	145,5	148,7	1800	91,4	
33	148,9	107,7	1800	148,9	148,2	1800	91,4	
34	152,3	108,1	1800	152,3	147,7	1800	91,4	
35	155,7	108,6	1800	155,7	147,3	1800	91,3	
36	159,1	109,2	1800	159,1	146,9	1800	91,2	
37	162,5	109,8	1800	162,5	146,6	1800	90,9	
38	165,9	110,4	1800	165,9	146,3	1800	90,6	
39	169,3	111,0	1800	169,3	146,1	1800	90,2	
40	172,7	111,7	1800	172,7	145,9	1800	89,8	
41	176,1	112,3	1800	176,1	145,7	1800	89,3	
42	179,4	113,0	1800	179,4	145,6	1800	88,7	
43	182,8	113,8	1800	182,8	145,5	1800	88,1	
44	186,2	114,5	1800	186,2	145,4	1800	87,4	
45	189,5	115,3	1800	189,5	145,3	1800	86,7	
46	192,9	116,0	1800	192,9	145,3	1800	85,9	
47	196,2	116,8	1800	196,2	145,4	1800	85,1	
48	199,6	117,6	1800	199,6	145,4	1800	84,3	
49	202,9	118,4	1800	202,9	145,5	1800	83,4	
50	206,3	119,2	1800	206,3	145,7	1800	82,4	
51	209,6	120,0	1800	209,6	145,9	1800	81,4	
52	213,0	120,8	1800	213,0	146,1	1800	80,4	
53	216,3	121,6	1800	216,3	146,3	1800	79,4	
54	219,7	122,5	1800	219,7	146,6	1800	78,3	
55	223,0	123,3	1800	223,0	146,8	1800	77,2	
56	226,4	124,1	1800	226,4	147,2	1800	76,0	
57	229,7	124,9	1800	229,7	147,5	1800	74,9	
58	233,0	125,8	1800	233,0	147,9	1800	73,7	
59	236,4	126,6	1800	236,4	148,2	1800	72,4	
60	239,7	127,5	1800	239,7	148,6	1800	71,2	
61	243,1	128,3	1800	243,1	149,1	1800	69,9	
62	246,4	129,1	1800	246,4	149,5	1800	68,7	
63	249,7	130,0	1800	249,7	150,0	1800	67,3	
64	253,1	130,8	1800	253,1	150,5	1800	66,0	
65	256,4	131,7	1800	256,4	151,0	1800	64,7	

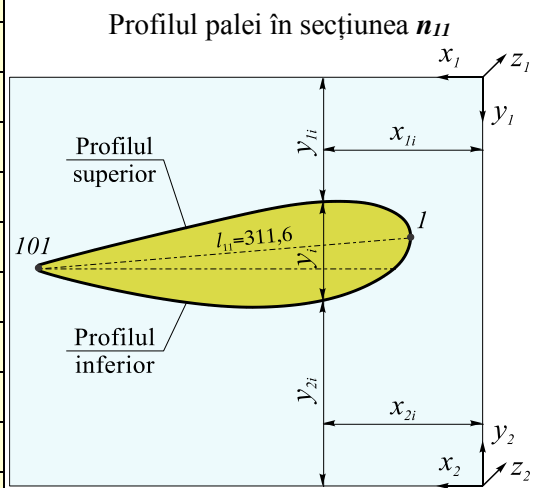


Tabelul A.3.10. (continuare)

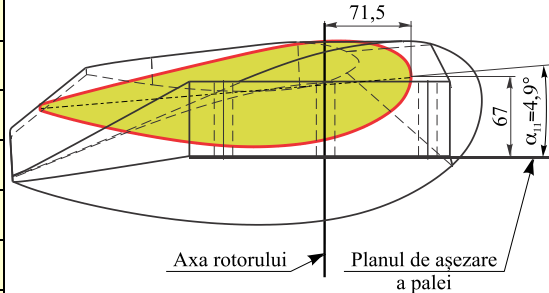
$i$	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$	$y_i$	Profilul palei în secțiune
66	259,8	132,5	1800	259,8	151,5	1800	63,3	<p>Profilul palei în secțiunea <math>n_{10}</math></p>
67	263,1	133,4	1800	263,1	152,0	1800	61,9	
68	266,4	134,2	1800	266,4	152,5	1800	60,5	
69	269,8	135,1	1800	269,8	153,1	1800	59,1	
70	273,1	135,9	1800	273,1	153,7	1800	57,7	
71	276,4	136,8	1800	276,4	154,3	1800	56,3	
72	279,8	137,6	1800	279,8	154,9	1800	54,8	
73	283,1	138,5	1800	283,1	155,5	1800	53,3	
74	286,5	139,3	1800	286,5	156,1	1800	51,8	
75	289,8	140,2	1800	289,8	156,8	1800	50,3	
76	293,1	141,1	1800	293,1	157,4	1800	48,8	
77	296,5	141,9	1800	296,5	158,1	1800	47,3	
78	299,8	142,8	1800	299,8	158,8	1800	45,7	
79	303,1	143,7	1800	303,1	159,5	1800	44,1	
80	306,4	144,5	1800	306,4	160,2	1800	42,6	
81	309,8	145,4	1800	309,8	160,9	1800	41,0	
82	313,1	146,3	1800	313,1	161,7	1800	39,3	
83	316,4	147,2	1800	316,4	162,4	1800	37,7	
84	319,8	148,1	1800	319,8	163,2	1800	36,1	
85	323,1	149,0	1800	323,1	163,9	1800	34,4	
86	326,4	149,9	1800	326,4	164,7	1800	32,7	
87	329,7	150,8	1800	329,7	165,5	1800	31,0	
88	333,1	151,7	1800	333,1	166,3	1800	29,3	
89	336,4	152,6	1800	336,4	167,1	1800	27,6	
90	339,7	153,5	1800	339,7	168,0	1800	25,8	
91	343,0	154,4	1800	343,0	168,8	1800	24,1	
92	346,3	155,4	1800	346,3	169,7	1800	22,3	
93	349,6	156,3	1800	349,6	170,6	1800	20,4	
94	353,0	157,2	1800	353,0	171,5	1800	18,6	
95	356,3	158,2	1800	356,3	172,4	1800	16,7	
96	359,6	159,1	1800	359,6	173,3	1800	14,8	
97	362,9	160,1	1800	362,9	174,3	1800	12,9	
98	366,2	161,1	1800	366,2	175,3	1800	10,9	
99	369,5	162,1	1800	369,5	176,3	1800	8,9	
100	372,8	163,1	1800	372,8	177,4	1800	6,8	
101	376,1	164,1	1800	375,9	178,5	1800	4,7	

Tabelul A.3.11. Parametrii constructiv-tehnologici ai profilului aerodinamic I al palei în secțiunea  $n_{11}$

Nr. punctului, $i$	Coordonatele tehnologice ale profilului în secțiune, mm							Lungimea cordului profilului $l_n$ , mm	Unghiul de poziționare al profilului $\alpha_n$ , grade	Diametrul rotorului $D$ , mm
	profilul superior			profilul inferior			$y_i$			
	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$				
								$l_{11}=311,6$	$\alpha_{11}=4,9$	$D=8000$
1	60,1	135,6	2000	60,1	211,7	2000	0,0			
2	60,3	132,3	2000	60,3	208,3	2000	6,7			
3	61,1	129,1	2000	61,1	204,6	2000	13,6			
4	62,3	126,0	2000	62,3	200,9	2000	20,4			
5	64,0	123,2	2000	64,0	197,0	2000	27,1			
6	66,1	120,6	2000	66,1	193,4	2000	33,3			
7	68,6	118,4	2000	68,6	190,0	2000	38,8			
8	71,2	116,5	2000	71,2	187,1	2000	43,7			
9	74,1	114,8	2000	74,1	184,5	2000	48,0			
10	77,0	113,2	2000	77,0	182,1	2000	51,9			
11	80,0	111,9	2000	80,0	179,9	2000	55,5			
12	83,1	110,7	2000	83,1	177,9	2000	58,8			
13	86,2	109,6	2000	86,2	175,9	2000	61,8			
14	89,4	108,6	2000	89,4	174,0	2000	64,6			
15	92,6	107,8	2000	92,6	172,3	2000	67,2			
16	95,8	107,2	2000	95,8	170,6	2000	69,5			
17	99,1	106,7	2000	99,1	169,1	2000	71,5			
18	102,4	106,3	2000	102,4	167,6	2000	73,4			
19	105,7	106,0	2000	105,7	166,2	2000	75,1			
20	109,0	105,8	2000	109,0	164,9	2000	76,6			
21	112,3	105,6	2000	112,3	163,7	2000	78,0			
22	115,6	105,5	2000	115,6	162,5	2000	79,2			
23	118,9	105,5	2000	118,9	161,5	2000	80,4			
24	122,2	105,5	2000	122,2	160,5	2000	81,4			
25	125,5	105,5	2000	125,5	159,6	2000	82,2			
26	128,8	105,6	2000	128,8	158,7	2000	83,0			
27	132,1	105,8	2000	132,1	157,9	2000	83,6			
28	135,4	105,9	2000	135,4	157,2	2000	84,1			
29	138,7	106,2	2000	138,7	156,6	2000	84,6			



Orientarea secțiunii  $n_{11}$  a profilului aerodinamic în raport cu planul de așezare a palei și axa rotorului



Tabelul A.3.11. (continuare)

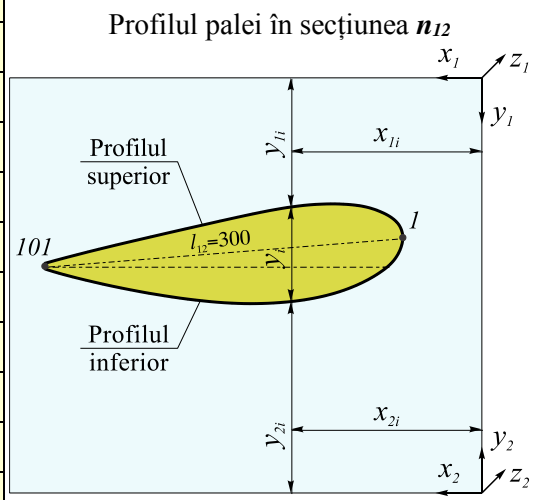
$i$	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$	$y_i$	Profilul palei în secțiune
30	142,0	106,5	2000	142,0	156,0	2000	84,9	<p>Profilul palei în secțiunea <math>n_{II}</math></p>
31	145,3	106,8	2000	145,3	155,4	2000	85,1	
32	148,6	107,2	2000	148,6	154,9	2000	85,3	
33	151,9	107,6	2000	151,9	154,4	2000	85,3	
34	155,2	108,0	2000	155,2	154,0	2000	85,3	
35	158,5	108,5	2000	158,5	153,6	2000	85,2	
36	161,7	109,0	2000	161,7	153,3	2000	85,0	
37	165,0	109,5	2000	165,0	153,0	2000	84,8	
38	168,3	110,1	2000	168,3	152,7	2000	84,5	
39	171,5	110,7	2000	171,5	152,5	2000	84,1	
40	174,8	111,3	2000	174,8	152,3	2000	83,7	
41	178,0	111,9	2000	178,0	152,2	2000	83,2	
42	181,2	112,6	2000	181,2	152,1	2000	82,6	
43	184,5	113,3	2000	184,5	152,0	2000	82,1	
44	187,7	114,0	2000	187,7	151,9	2000	81,4	
45	191,0	114,7	2000	191,0	151,9	2000	80,8	
46	194,2	115,4	2000	194,2	151,9	2000	80,0	
47	197,4	116,1	2000	197,4	151,9	2000	79,3	
48	200,6	116,8	2000	200,6	152,0	2000	78,5	
49	203,9	117,6	2000	203,9	152,1	2000	77,6	
50	207,1	118,3	2000	207,1	152,2	2000	76,8	
51	210,3	119,1	2000	210,3	152,4	2000	75,9	
52	213,5	119,8	2000	213,5	152,6	2000	74,9	
53	216,8	120,6	2000	216,8	152,8	2000	73,9	
54	220,0	121,3	2000	220,0	153,0	2000	72,9	
55	223,2	122,1	2000	223,2	153,3	2000	71,9	
56	226,4	122,8	2000	226,4	153,6	2000	70,8	
57	229,6	123,6	2000	229,6	153,9	2000	69,8	
58	232,8	124,4	2000	232,8	154,3	2000	68,7	
59	236,1	125,2	2000	236,1	154,6	2000	67,5	
60	239,3	125,9	2000	239,3	155,0	2000	66,4	
61	242,5	126,7	2000	242,5	155,4	2000	65,2	
62	245,7	127,5	2000	245,7	155,8	2000	64,0	
63	248,9	128,2	2000	248,9	156,2	2000	62,8	
64	252,2	129,0	2000	252,2	156,7	2000	61,6	
65	255,4	129,8	2000	255,4	157,1	2000	60,4	

Tabelul A.3.11. (continuare)

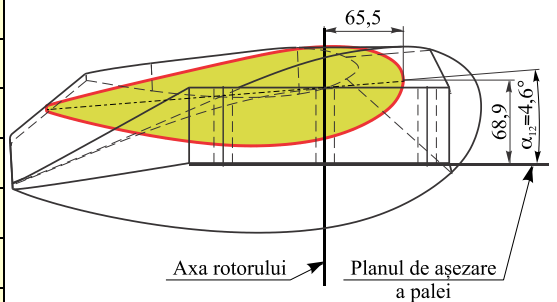
$i$	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$	$y_i$	Profilul palei în secțiune
66	258,6	130,6	2000	258,6	157,6	2000	59,1	<p>Profilul palei în secțiunea <math>n_{II}</math></p>
67	261,8	131,4	2000	261,8	158,1	2000	57,8	
68	265,0	132,1	2000	265,0	158,6	2000	56,5	
69	268,2	132,9	2000	268,2	159,1	2000	55,2	
70	271,4	133,7	2000	271,4	159,7	2000	53,9	
71	274,7	134,5	2000	274,7	160,2	2000	52,6	
72	277,9	135,3	2000	277,9	160,8	2000	51,2	
73	281,1	136,1	2000	281,1	161,4	2000	49,9	
74	284,3	136,8	2000	284,3	162,0	2000	48,5	
75	287,5	137,6	2000	287,5	162,6	2000	47,1	
76	290,7	138,4	2000	290,7	163,2	2000	45,7	
77	293,9	139,2	2000	293,9	163,8	2000	44,3	
78	297,1	140,0	2000	297,1	164,5	2000	42,8	
79	300,4	140,8	2000	300,4	165,1	2000	41,4	
80	303,6	141,6	2000	303,6	165,8	2000	39,9	
81	306,8	142,4	2000	306,8	166,5	2000	38,4	
82	310,0	143,2	2000	310,0	167,1	2000	36,9	
83	313,2	144,1	2000	313,2	167,8	2000	35,4	
84	316,4	144,9	2000	316,4	168,5	2000	33,9	
85	319,6	145,7	2000	319,6	169,3	2000	32,3	
86	322,8	146,5	2000	322,8	170,0	2000	30,8	
87	326,0	147,4	2000	326,0	170,8	2000	29,2	
88	329,2	148,2	2000	329,2	171,5	2000	27,6	
89	332,4	149,0	2000	332,4	172,3	2000	26,0	
90	335,6	149,9	2000	335,6	173,1	2000	24,4	
91	338,8	150,7	2000	338,8	173,9	2000	22,7	
92	342,0	151,6	2000	342,0	174,7	2000	21,0	
93	345,2	152,4	2000	345,2	175,5	2000	19,3	
94	348,4	153,3	2000	348,4	176,3	2000	17,6	
95	351,6	154,2	2000	351,6	177,2	2000	15,9	
96	354,8	155,1	2000	354,8	178,1	2000	14,1	
97	357,9	156,0	2000	357,9	179,0	2000	12,3	
98	361,1	156,9	2000	361,1	179,9	2000	10,5	
99	364,3	157,8	2000	364,3	180,9	2000	8,6	
100	367,5	158,7	2000	367,5	181,9	2000	6,7	
101	370,7	159,6	2000	370,5	182,9	2000	4,7	

Tabelul A.3.12. Parametrii constructiv-tehnologici ai profilului aerodinamic I al palei în secțiunea  $n_{12}$

Nr. punctului, $i$	Coordonatele tehnologice ale profilului în secțiune, mm							Lungimea cordului profilului $l_n$ , mm	Unghiul de poziționare al profilului $\alpha_n$ , grade	Diametrul rotorului $D$ , mm
	profilul superior			profilul inferior			$y_i$			
	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$				
								$l_{12}=300$	$\alpha_{12}=4,6$	$D=8000$
1	66,1	133,7	2200	66,1	213,6	2200	0,0			
2	66,4	130,5	2200	66,4	210,3	2200	6,5			
3	67,1	127,4	2200	67,1	206,9	2200	13,0			
4	68,4	124,5	2200	68,4	203,3	2200	19,5			
5	70,1	121,9	2200	70,1	199,7	2200	25,7			
6	72,3	119,6	2200	72,3	196,3	2200	31,4			
7	74,7	117,5	2200	74,7	193,3	2200	36,5			
8	77,3	115,7	2200	77,3	190,6	2200	41,0			
9	80,1	114,2	2200	80,1	188,2	2200	44,9			
10	83,0	112,8	2200	83,0	186,0	2200	48,5			
11	85,9	111,5	2200	85,9	184,0	2200	51,7			
12	88,8	110,4	2200	88,8	182,1	2200	54,8			
13	91,8	109,4	2200	91,8	180,3	2200	57,6			
14	94,9	108,5	2200	94,9	178,6	2200	60,2			
15	98,0	107,8	2200	98,0	177,0	2200	62,5			
16	101,1	107,2	2200	101,1	175,4	2200	64,7			
17	104,2	106,7	2200	104,2	174,0	2200	66,6			
18	107,4	106,4	2200	107,4	172,6	2200	68,3			
19	110,6	106,1	2200	110,6	171,4	2200	69,9			
20	113,7	105,8	2200	113,7	170,2	2200	71,3			
21	116,9	105,7	2200	116,9	169,1	2200	72,6			
22	120,1	105,6	2200	120,1	168,0	2200	73,7			
23	123,2	105,5	2200	123,2	167,1	2200	74,7			
24	126,4	105,5	2200	126,4	166,2	2200	75,6			
25	129,6	105,5	2200	129,6	165,3	2200	76,4			
26	132,8	105,6	2200	132,8	164,6	2200	77,1			
27	135,9	105,8	2200	135,9	163,9	2200	77,7			
28	139,1	105,9	2200	139,1	163,2	2200	78,2			
29	142,3	106,2	2200	142,3	162,6	2200	78,5			



Orientarea secțiunii  $n_{12}$  a profilului aerodinamic în raport cu planul de așezare a palei și axa rotorului



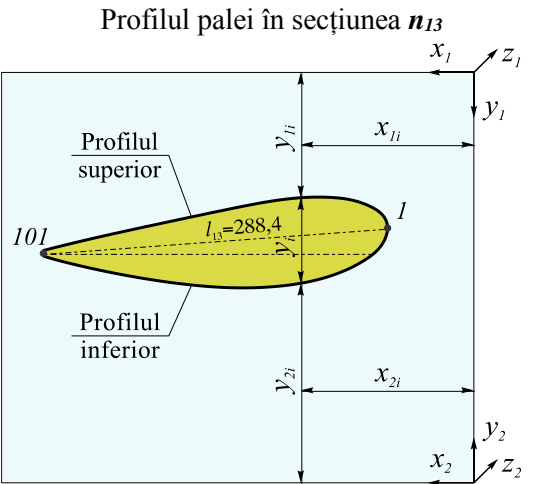
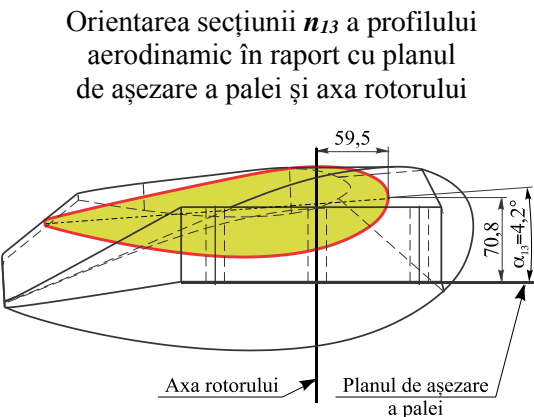
Tabelul A.3.12. (continuare)

$i$	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$	$y_i$	Profilul palei în secțiune
30	145,4	106,4	2200	145,4	162,1	2200	78,8	<p>Profilul palei în secțiunea <math>n_{12}</math></p>
31	148,6	106,7	2200	148,6	161,5	2200	79,0	
32	151,7	107,1	2200	151,7	161,1	2200	79,1	
33	154,9	107,5	2200	154,9	160,7	2200	79,2	
34	158,0	107,9	2200	158,0	160,3	2200	79,1	
35	161,2	108,3	2200	161,2	160,0	2200	79,0	
36	164,3	108,8	2200	164,3	159,7	2200	78,9	
37	167,4	109,3	2200	167,4	159,4	2200	78,6	
38	170,6	109,8	2200	170,6	159,2	2200	78,3	
39	173,7	110,4	2200	173,7	159,0	2200	78,0	
40	176,8	110,9	2200	176,8	158,8	2200	77,6	
41	179,9	111,5	2200	179,9	158,7	2200	77,1	
42	183,1	112,2	2200	183,1	158,6	2200	76,6	
43	186,2	112,8	2200	186,2	158,5	2200	76,0	
44	189,3	113,4	2200	189,3	158,4	2200	75,4	
45	192,4	114,1	2200	192,4	158,4	2200	74,8	
46	195,5	114,7	2200	195,5	158,4	2200	74,2	
47	198,6	115,4	2200	198,6	158,5	2200	73,4	
48	201,7	116,1	2200	201,7	158,5	2200	72,7	
49	204,8	116,7	2200	204,8	158,6	2200	71,9	
50	207,9	117,4	2200	207,9	158,8	2200	71,1	
51	211,0	118,1	2200	211,0	158,9	2200	70,3	
52	214,1	118,8	2200	214,1	159,1	2200	69,4	
53	217,2	119,5	2200	217,2	159,3	2200	68,5	
54	220,3	120,2	2200	220,3	159,5	2200	67,6	
55	223,4	120,9	2200	223,4	159,8	2200	66,6	
56	226,5	121,6	2200	226,5	160,0	2200	65,7	
57	229,6	122,3	2200	229,6	160,3	2200	64,7	
58	232,7	123,0	2200	232,7	160,7	2200	63,7	
59	235,8	123,7	2200	235,8	161,0	2200	62,6	
60	238,9	124,4	2200	238,9	161,3	2200	61,6	
61	241,9	125,1	2200	241,9	161,7	2200	60,5	
62	245,0	125,8	2200	245,0	162,1	2200	59,4	
63	248,1	126,5	2200	248,1	162,5	2200	58,3	
64	251,2	127,2	2200	251,2	162,9	2200	57,2	
65	254,3	127,9	2200	254,3	163,3	2200	56,1	

Tabelul A.3.12. (continuare)

$i$	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$	$y_i$	Profilul palei în secțiune
66	257,4	128,6	2200	257,4	163,8	2200	54,9	<p>Profilul palei în secțiunea <math>n_{12}</math></p>
67	260,5	129,3	2200	260,5	164,2	2200	53,7	
68	263,6	130,0	2200	263,6	164,7	2200	52,6	
69	266,7	130,8	2200	266,7	165,2	2200	51,4	
70	269,8	131,5	2200	269,8	165,7	2200	50,2	
71	272,9	132,2	2200	272,9	166,2	2200	48,9	
72	276,0	132,9	2200	276,0	166,7	2200	47,7	
73	279,1	133,6	2200	279,1	167,2	2200	46,4	
74	282,1	134,3	2200	282,1	167,8	2200	45,2	
75	285,2	135,1	2200	285,2	168,4	2200	43,9	
76	288,3	135,8	2200	288,3	168,9	2200	42,6	
77	291,4	136,5	2200	291,4	169,5	2200	41,3	
78	294,5	137,2	2200	294,5	170,1	2200	39,9	
79	297,6	138,0	2200	297,6	170,7	2200	38,6	
80	300,7	138,7	2200	300,7	171,3	2200	37,3	
81	303,8	139,4	2200	303,8	172,0	2200	35,9	
82	306,9	140,2	2200	306,9	172,6	2200	34,5	
83	309,9	140,9	2200	309,9	173,3	2200	33,1	
84	313,0	141,7	2200	313,0	173,9	2200	31,7	
85	316,1	142,4	2200	316,1	174,6	2200	30,3	
86	319,2	143,2	2200	319,2	175,3	2200	28,8	
87	322,3	143,9	2200	322,3	176,0	2200	27,4	
88	325,4	144,7	2200	325,4	176,7	2200	25,9	
89	328,4	145,5	2200	328,4	177,4	2200	24,4	
90	331,5	146,2	2200	331,5	178,1	2200	22,9	
91	334,6	147,0	2200	334,6	178,9	2200	21,4	
92	337,7	147,8	2200	337,7	179,7	2200	19,8	
93	340,7	148,6	2200	340,7	180,4	2200	18,3	
94	343,8	149,4	2200	343,8	181,2	2200	16,7	
95	346,9	150,2	2200	346,9	182,0	2200	15,1	
96	349,9	151,0	2200	349,9	182,9	2200	13,4	
97	353,0	151,8	2200	353,0	183,7	2200	11,8	
98	356,1	152,7	2200	356,1	184,6	2200	10,1	
99	359,1	153,5	2200	359,1	185,5	2200	8,3	
100	362,2	154,3	2200	362,2	186,4	2200	6,5	
101	365,3	155,2	2200	365,1	187,4	2200	4,7	

Tabelul A.3.13. Parametrii constructiv-tehnologici ai profilului aerodinamic I al palei în secțiunea  $n_{13}$

Nr. punctului, $i$	Coordonatele tehnologice ale profilului în secțiune, mm							Lungimea cordului profilului $l_n$ , mm	Unghiul de poziționare al profilului $\alpha_n$ , grade	Diametrul rotorului $D$ , mm
	profilul superior			profilul inferior			$y_i$			
	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$				
								$l_{13}=288,4$	$\alpha_{13}=4,2$	$D=8000$
1	72,1	131,8	2400	72,1	215,5	2400	0,0	<p>Profilul palei în secțiunea <math>n_{13}</math></p>  <p>Orientarea secțiunii <math>n_{13}</math> a profilului aerodinamic în raport cu planul de așezare a palei și axa rotorului</p> 		
2	72,4	128,7	2400	72,4	212,4	2400	6,2			
3	73,2	125,8	2400	73,2	209,1	2400	12,4			
4	74,5	123,1	2400	74,5	205,8	2400	18,5			
5	76,3	120,6	2400	76,3	202,4	2400	24,3			
6	78,5	118,5	2400	78,5	199,3	2400	29,5			
7	80,9	116,7	2400	80,9	196,6	2400	34,1			
8	83,5	115,1	2400	83,5	194,1	2400	38,1			
9	86,2	113,6	2400	86,2	192,0	2400	41,7			
10	88,9	112,3	2400	88,9	190,0	2400	45,0			
11	91,7	111,2	2400	91,7	188,1	2400	48,0			
12	94,6	110,1	2400	94,6	186,4	2400	50,8			
13	97,5	109,2	2400	97,5	184,7	2400	53,4			
14	100,4	108,4	2400	100,4	183,2	2400	55,7			
15	103,4	107,7	2400	103,4	181,7	2400	57,9			
16	106,4	107,2	2400	106,4	180,3	2400	59,8			
17	109,4	106,7	2400	109,4	179,0	2400	61,6			
18	112,4	106,4	2400	112,4	177,7	2400	63,2			
19	115,4	106,1	2400	115,4	176,6	2400	64,6			
20	118,4	105,9	2400	118,4	175,5	2400	65,9			
21	121,5	105,7	2400	121,5	174,5	2400	67,1			
22	124,5	105,6	2400	124,5	173,6	2400	68,1			
23	127,6	105,5	2400	127,6	172,7	2400	69,1			
24	130,6	105,5	2400	130,6	171,9	2400	69,9			
25	133,6	105,5	2400	133,6	171,1	2400	70,6			
26	136,7	105,6	2400	136,7	170,4	2400	71,2			
27	139,7	105,8	2400	139,7	169,8	2400	71,8			
28	142,7	105,9	2400	142,7	169,2	2400	72,2			
29	145,8	106,1	2400	145,8	168,7	2400	72,5			



Tabelul A.3.13. (continuare)

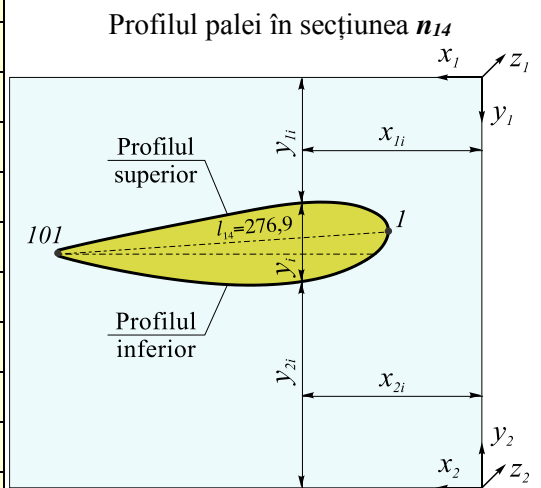
$i$	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$	$y_i$	Profilul palei în secțiune
30	148,8	106,4	2400	148,8	168,2	2400	72,8	<p style="text-align: center;">Profilul palei în secțiunea <math>n_{13}</math></p>
31	151,8	106,7	2400	151,8	167,7	2400	72,9	
32	154,8	107,0	2400	154,8	167,3	2400	73,0	
33	157,9	107,3	2400	157,9	166,9	2400	73,0	
34	160,9	107,7	2400	160,9	166,6	2400	73,0	
35	163,9	108,1	2400	163,9	166,3	2400	72,9	
36	166,9	108,6	2400	166,9	166,0	2400	72,7	
37	169,9	109,1	2400	169,9	165,8	2400	72,4	
38	172,9	109,6	2400	172,9	165,6	2400	72,2	
39	175,9	110,1	2400	175,9	165,4	2400	71,8	
40	178,9	110,6	2400	178,9	165,3	2400	71,4	
41	181,9	111,1	2400	181,9	165,2	2400	71,0	
42	184,9	111,7	2400	184,9	165,1	2400	70,5	
43	187,8	112,3	2400	187,8	165,0	2400	70,0	
44	190,8	112,9	2400	190,8	165,0	2400	69,5	
45	193,8	113,5	2400	193,8	164,9	2400	68,9	
46	196,8	114,1	2400	196,8	165,0	2400	68,3	
47	199,8	114,7	2400	199,8	165,0	2400	67,6	
48	202,7	115,3	2400	202,7	165,1	2400	66,9	
49	205,7	115,9	2400	205,7	165,2	2400	66,2	
50	208,7	116,5	2400	208,7	165,3	2400	65,5	
51	211,7	117,1	2400	211,7	165,4	2400	64,7	
52	214,6	117,8	2400	214,6	165,6	2400	63,9	
53	217,6	118,4	2400	217,6	165,8	2400	63,1	
54	220,6	119,0	2400	220,6	166,0	2400	62,3	
55	223,6	119,7	2400	223,6	166,2	2400	61,4	
56	226,5	120,3	2400	226,5	166,5	2400	60,5	
57	229,5	120,9	2400	229,5	166,8	2400	59,6	
58	232,5	121,6	2400	232,5	167,0	2400	58,7	
59	235,5	122,2	2400	235,5	167,3	2400	57,8	
60	238,4	122,8	2400	238,4	167,7	2400	56,8	
61	241,4	123,5	2400	241,4	168,0	2400	55,8	
62	244,4	124,1	2400	244,4	168,3	2400	54,8	
63	247,3	124,7	2400	247,3	168,7	2400	53,8	
64	250,3	125,4	2400	250,3	169,1	2400	52,8	
65	253,3	126,0	2400	253,3	169,5	2400	51,8	

Tabelul A.3.13. (continuare)

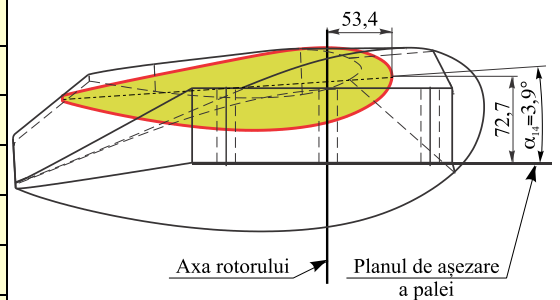
$i$	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$	$y_i$	Profilul palei în secțiune
66	256,3	126,7	2400	256,3	169,9	2400	50,7	<p style="text-align: center;">Profilul palei în secțiunea <math>n_{13}</math></p>
67	259,2	127,3	2400	259,2	170,3	2400	49,7	
68	262,2	127,9	2400	262,2	170,8	2400	48,6	
69	265,2	128,6	2400	265,2	171,2	2400	47,5	
70	268,1	129,2	2400	268,1	171,7	2400	46,4	
71	271,1	129,9	2400	271,1	172,1	2400	45,3	
72	274,1	130,5	2400	274,1	172,6	2400	44,2	
73	277,0	131,2	2400	277,0	173,1	2400	43,0	
74	280,0	131,8	2400	280,0	173,6	2400	41,9	
75	283,0	132,5	2400	283,0	174,1	2400	40,7	
76	285,9	133,1	2400	285,9	174,7	2400	39,5	
77	288,9	133,8	2400	288,9	175,2	2400	38,3	
78	291,9	134,5	2400	291,9	175,8	2400	37,1	
79	294,8	135,1	2400	294,8	176,3	2400	35,9	
80	297,8	135,8	2400	297,8	176,9	2400	34,6	
81	300,8	136,4	2400	300,8	177,5	2400	33,4	
82	303,7	137,1	2400	303,7	178,1	2400	32,1	
83	306,7	137,8	2400	306,7	178,7	2400	30,8	
84	309,7	138,5	2400	309,7	179,3	2400	29,5	
85	312,6	139,1	2400	312,6	179,9	2400	28,2	
86	315,6	139,8	2400	315,6	180,6	2400	26,9	
87	318,5	140,5	2400	318,5	181,2	2400	25,6	
88	321,5	141,2	2400	321,5	181,9	2400	24,2	
89	324,5	141,9	2400	324,5	182,5	2400	22,9	
90	327,4	142,6	2400	327,4	183,2	2400	21,5	
91	330,4	143,3	2400	330,4	183,9	2400	20,1	
92	333,3	144,0	2400	333,3	184,6	2400	18,6	
93	336,3	144,7	2400	336,3	185,4	2400	17,2	
94	339,2	145,5	2400	339,2	186,1	2400	15,7	
95	342,2	146,2	2400	342,2	186,9	2400	14,2	
96	345,1	146,9	2400	345,1	187,6	2400	12,7	
97	348,1	147,7	2400	348,1	188,4	2400	11,2	
98	351,0	148,4	2400	351,0	189,2	2400	9,6	
99	354,0	149,2	2400	354,0	190,1	2400	8,0	
100	356,9	150,0	2400	356,9	191,0	2400	6,4	
101	359,8	150,7	2400	359,6	191,8	2400	4,7	

Tabelul A.3.14. Parametrii constructiv-tehnologici ai profilului aerodinamic I al palei în secțiunea  $n_{14}$

Nr. punctului, $i$	Coordonatele tehnologice ale profilului în secțiune, mm							Lungimea cordului profilului $l_n$ , mm	Unghiul de poziționare al profilului $\alpha_n$ , grade	Diametrul rotorului $D$ , mm
	profilul superior			profilul inferior			$y_i$			
	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$				
								$l_{14}=276,9$	$\alpha_{14}=3,9$	$D=8000$
1	78,1	129,8	2600	78,1	217,5	2600	0,0			
2	78,4	127,0	2600	78,4	214,5	2600	5,9			
3	79,3	124,2	2600	79,3	211,4	2600	11,7			
4	80,7	121,7	2600	80,7	208,2	2600	17,4			
5	82,6	119,4	2600	82,6	205,2	2600	22,7			
6	84,8	117,5	2600	84,8	202,4	2600	27,4			
7	87,1	115,8	2600	87,1	199,9	2600	31,5			
8	89,7	114,4	2600	89,7	197,7	2600	35,2			
9	92,2	113,1	2600	92,2	195,8	2600	38,4			
10	94,9	111,9	2600	94,9	194,0	2600	41,4			
11	97,6	110,8	2600	97,6	192,3	2600	44,2			
12	100,3	109,8	2600	100,3	190,7	2600	46,7			
13	103,1	109,0	2600	103,1	189,2	2600	49,1			
14	105,9	108,3	2600	105,9	187,8	2600	51,2			
15	108,8	107,7	2600	108,8	186,4	2600	53,2			
16	111,6	107,2	2600	111,6	185,2	2600	55,0			
17	114,5	106,7	2600	114,5	184,0	2600	56,6			
18	117,4	106,4	2600	117,4	182,9	2600	58,0			
19	120,3	106,1	2600	120,3	181,8	2600	59,4			
20	123,2	105,9	2600	123,2	180,9	2600	60,6			
21	126,1	105,7	2600	126,1	179,9	2600	61,6			
22	129,0	105,6	2600	129,0	179,1	2600	62,6			
23	131,9	105,5	2600	131,9	178,3	2600	63,4			
24	134,8	105,5	2600	134,8	177,6	2600	64,2			
25	137,7	105,6	2600	137,7	176,9	2600	64,8			
26	140,6	105,6	2600	140,6	176,3	2600	65,4			
27	143,5	105,8	2600	143,5	175,7	2600	65,8			
28	146,4	105,9	2600	146,4	175,2	2600	66,2			
29	149,3	106,1	2600	149,3	174,7	2600	66,5			



Orientarea secțiunii  $n_{14}$  a profilului aerodinamic în raport cu planul de așezare a palei și axa rotorului



Tabelul A.3.14. (continuare)

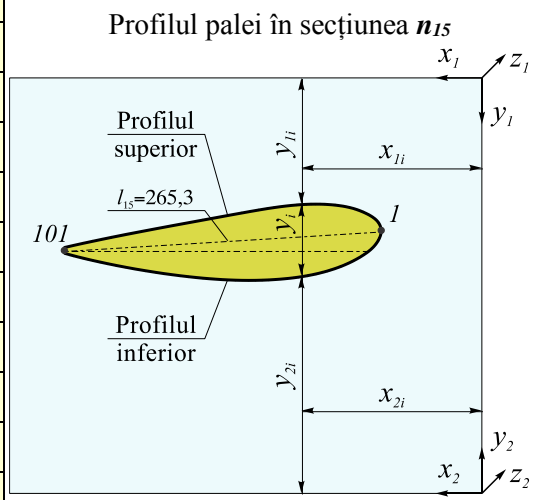
$i$	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$	$y_i$	Profilul palei în secțiune
30	152,2	106,3	2600	152,2	174,3	2600	66,7	<p>Profilul palei în secțiunea <math>n_{14}</math></p>
31	155,1	106,6	2600	155,1	173,9	2600	66,8	
32	158,0	106,9	2600	158,0	173,5	2600	66,9	
33	160,9	107,2	2600	160,9	173,2	2600	66,9	
34	163,7	107,6	2600	163,7	172,9	2600	66,8	
35	166,6	108,0	2600	166,6	172,6	2600	66,7	
36	169,5	108,4	2600	169,5	172,4	2600	66,5	
37	172,4	108,8	2600	172,4	172,2	2600	66,3	
38	175,2	109,3	2600	175,2	172,0	2600	66,0	
39	178,1	109,8	2600	178,1	171,9	2600	65,7	
40	181,0	110,2	2600	181,0	171,7	2600	65,3	
41	183,8	110,7	2600	183,8	171,6	2600	64,9	
42	186,7	111,3	2600	186,7	171,6	2600	64,5	
43	189,5	111,8	2600	189,5	171,5	2600	64,0	
44	192,4	112,3	2600	192,4	171,5	2600	63,5	
45	195,3	112,9	2600	195,3	171,5	2600	63,0	
46	198,1	113,4	2600	198,1	171,5	2600	62,4	
47	201,0	114,0	2600	201,0	171,5	2600	61,8	
48	203,8	114,5	2600	203,8	171,6	2600	61,2	
49	206,7	115,1	2600	206,7	171,7	2600	60,5	
50	209,5	115,6	2600	209,5	171,8	2600	59,9	
51	212,4	116,2	2600	212,4	172,0	2600	59,2	
52	215,2	116,7	2600	215,2	172,1	2600	58,4	
53	218,1	117,3	2600	218,1	172,3	2600	57,7	
54	220,9	117,9	2600	220,9	172,5	2600	57,0	
55	223,8	118,4	2600	223,8	172,7	2600	56,2	
56	226,6	119,0	2600	226,6	172,9	2600	55,4	
57	229,5	119,6	2600	229,5	173,2	2600	54,6	
58	232,3	120,1	2600	232,3	173,4	2600	53,7	
59	235,2	120,7	2600	235,2	173,7	2600	52,9	
60	238,0	121,3	2600	238,0	174,0	2600	52,0	
61	240,9	121,8	2600	240,9	174,3	2600	51,2	
62	243,7	122,4	2600	243,7	174,6	2600	50,3	
63	246,6	123,0	2600	246,6	175,0	2600	49,4	
64	249,4	123,5	2600	249,4	175,3	2600	48,5	
65	252,2	124,1	2600	252,2	175,7	2600	47,5	

Tabelul A.3.14. (continuare)

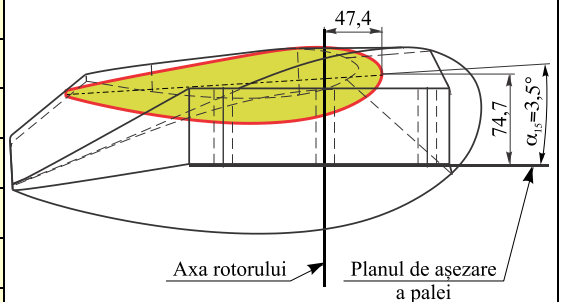
$i$	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$	$y_i$	Profilul palei în secțiune
66	255,1	124,7	2600	255,1	176,0	2600	46,6	<p>Profilul palei în secțiunea <math>n_{14}</math></p>
67	257,9	125,3	2600	257,9	176,4	2600	45,6	
68	260,8	125,8	2600	260,8	176,8	2600	44,7	
69	263,6	126,4	2600	263,6	177,2	2600	43,7	
70	266,5	127,0	2600	266,5	177,6	2600	42,7	
71	269,3	127,6	2600	269,3	178,1	2600	41,7	
72	272,2	128,1	2600	272,2	178,5	2600	40,6	
73	275,0	128,7	2600	275,0	179,0	2600	39,6	
74	277,9	129,3	2600	277,9	179,4	2600	38,6	
75	280,7	129,9	2600	280,7	179,9	2600	37,5	
76	283,6	130,5	2600	283,6	180,4	2600	36,4	
77	286,4	131,1	2600	286,4	180,9	2600	35,4	
78	289,3	131,6	2600	289,3	181,4	2600	34,3	
79	292,1	132,2	2600	292,1	181,9	2600	33,1	
80	294,9	132,8	2600	294,9	182,4	2600	32,0	
81	297,8	133,4	2600	297,8	183,0	2600	30,9	
82	300,6	134,0	2600	300,6	183,5	2600	29,7	
83	303,5	134,6	2600	303,5	184,1	2600	28,6	
84	306,3	135,2	2600	306,3	184,7	2600	27,4	
85	309,2	135,8	2600	309,2	185,2	2600	26,2	
86	312,0	136,5	2600	312,0	185,8	2600	25,0	
87	314,8	137,1	2600	314,8	186,4	2600	23,8	
88	317,7	137,7	2600	317,7	187,0	2600	22,6	
89	320,5	138,3	2600	320,5	187,7	2600	21,3	
90	323,3	139,0	2600	323,3	188,3	2600	20,0	
91	326,2	139,6	2600	326,2	189,0	2600	18,8	
92	329,0	140,2	2600	329,0	189,6	2600	17,4	
93	331,8	140,9	2600	331,8	190,3	2600	16,1	
94	334,7	141,5	2600	334,7	191,0	2600	14,8	
95	337,5	142,2	2600	337,5	191,7	2600	13,4	
96	340,3	142,9	2600	340,3	192,4	2600	12,0	
97	343,1	143,5	2600	343,1	193,1	2600	10,6	
98	346,0	144,2	2600	346,0	193,9	2600	9,2	
99	348,8	144,9	2600	348,8	194,7	2600	7,7	
100	351,6	145,6	2600	351,6	195,5	2600	6,2	
101	354,4	146,3	2600	354,2	196,3	2600	4,7	

Tabelul A.3.15. Parametrii constructiv-tehnologici ai profilului aerodinamic I al palei în secțiunea  $n_{15}$

Nr. punctului, $i$	Coordonatele tehnologice ale profilului în secțiune, mm							Lungimea cordului profilului $l_n$ , mm	Unghiul de poziționare al profilului $\alpha_n$ , grade	Diametrul rotorului $D$ , mm
	profilul superior			profilul inferior			$y_i$			
	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$				
								$l_{15}=265,3$	$\alpha_{15}=3,5$	$D=8000$
1	84,1	127,9	2800	84,1	219,4	2800	0,0			
2	84,5	125,2	2800	84,5	216,5	2800	5,6			
3	85,4	122,6	2800	85,4	213,7	2800	11,0			
4	87,0	120,3	2800	87,0	210,8	2800	16,3			
5	88,9	118,3	2800	88,9	208,0	2800	21,0			
6	91,0	116,6	2800	91,0	205,5	2800	25,2			
7	93,4	115,1	2800	93,4	203,4	2800	28,9			
8	95,8	113,8	2800	95,8	201,4	2800	32,1			
9	98,3	112,6	2800	98,3	199,7	2800	35,1			
10	100,9	111,5	2800	100,9	198,0	2800	37,8			
11	103,4	110,5	2800	103,4	196,5	2800	40,3			
12	106,1	109,6	2800	106,1	195,1	2800	42,6			
13	108,7	108,8	2800	108,7	193,7	2800	44,8			
14	111,4	108,2	2800	111,4	192,4	2800	46,7			
15	114,1	107,6	2800	114,1	191,2	2800	48,5			
16	116,9	107,1	2800	116,9	190,1	2800	50,1			
17	119,6	106,7	2800	119,6	189,0	2800	51,6			
18	122,4	106,4	2800	122,4	188,0	2800	52,9			
19	125,1	106,1	2800	125,1	187,1	2800	54,1			
20	127,9	105,9	2800	127,9	186,2	2800	55,2			
21	130,7	105,7	2800	130,7	185,4	2800	56,1			
22	133,4	105,6	2800	133,4	184,7	2800	57,0			
23	136,2	105,6	2800	136,2	184,0	2800	57,8			
24	139,0	105,5	2800	139,0	183,3	2800	58,4			
25	141,7	105,6	2800	141,7	182,7	2800	59,0			
26	144,5	105,6	2800	144,5	182,2	2800	59,5			
27	147,3	105,8	2800	147,3	181,7	2800	59,8			
28	150,0	105,9	2800	150,0	181,2	2800	60,2			
29	152,8	106,1	2800	152,8	180,8	2800	60,4			



Orientarea secțiunii  $n_{15}$  a profilului aerodinamic în raport cu planul de așezare a palei și axa rotorului



Tabelul A.3.15. (continuare)

$i$	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$	$y_i$	Profilul palei în secțiune
30	155,6	106,3	2800	155,6	180,4	2800	60,6	<p>Profilul palei în secțiunea <math>n_{15}</math></p>
31	158,3	106,6	2800	158,3	180,1	2800	60,7	
32	161,1	106,8	2800	161,1	179,8	2800	60,7	
33	163,8	107,1	2800	163,8	179,5	2800	60,7	
34	166,6	107,5	2800	166,6	179,2	2800	60,6	
35	169,3	107,8	2800	169,3	179,0	2800	60,5	
36	172,1	108,2	2800	172,1	178,8	2800	60,3	
37	174,8	108,6	2800	174,8	178,6	2800	60,1	
38	177,6	109,0	2800	177,6	178,5	2800	59,8	
39	180,3	109,4	2800	180,3	178,3	2800	59,5	
40	183,0	109,9	2800	183,0	178,2	2800	59,2	
41	185,8	110,3	2800	185,8	178,1	2800	58,8	
42	188,5	110,8	2800	188,5	178,1	2800	58,4	
43	191,2	111,3	2800	191,2	178,0	2800	58,0	
44	194,0	111,8	2800	194,0	178,0	2800	57,5	
45	196,7	112,2	2800	196,7	178,0	2800	57,0	
46	199,4	112,7	2800	199,4	178,0	2800	56,5	
47	202,2	113,2	2800	202,2	178,1	2800	56,0	
48	204,9	113,7	2800	204,9	178,2	2800	55,4	
49	207,6	114,2	2800	207,6	178,2	2800	54,9	
50	210,3	114,7	2800	210,3	178,4	2800	54,3	
51	213,1	115,2	2800	213,1	178,5	2800	53,6	
52	215,8	115,7	2800	215,8	178,6	2800	53,0	
53	218,5	116,2	2800	218,5	178,8	2800	52,3	
54	221,2	116,7	2800	221,2	179,0	2800	51,7	
55	224,0	117,2	2800	224,0	179,1	2800	51,0	
56	226,7	117,7	2800	226,7	179,3	2800	50,3	
57	229,4	118,2	2800	229,4	179,6	2800	49,6	
58	232,1	118,7	2800	232,1	179,8	2800	48,8	
59	234,9	119,2	2800	234,9	180,1	2800	48,1	
60	237,6	119,7	2800	237,6	180,3	2800	47,3	
61	240,3	120,2	2800	240,3	180,6	2800	46,5	
62	243,1	120,7	2800	243,1	180,9	2800	45,7	
63	245,8	121,2	2800	245,8	181,2	2800	44,9	
64	248,5	121,7	2800	248,5	181,5	2800	44,1	
65	251,2	122,2	2800	251,2	181,8	2800	43,3	

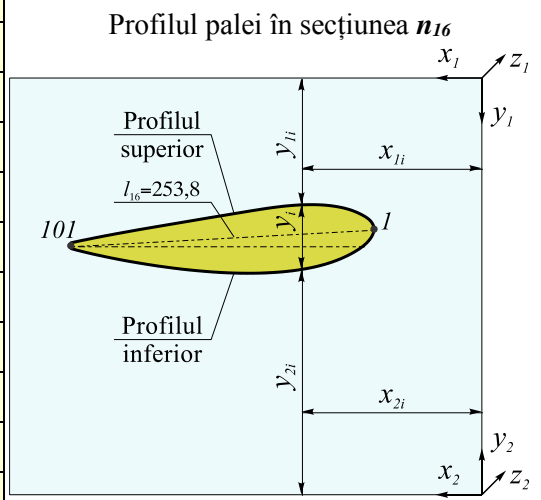
Tabelul A.3.15. (continuare)

$i$	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$	$y_i$	Profilul palei în secțiune
66	254,0	122,7	2800	254,0	182,2	2800	42,5	<p>Profilul palei în secțiunea <math>n_{15}</math></p>
67	256,7	123,2	2800	256,7	182,5	2800	41,6	
68	259,4	123,7	2800	259,4	182,9	2800	40,7	
69	262,1	124,2	2800	262,1	183,2	2800	39,9	
70	264,9	124,7	2800	264,9	183,6	2800	39,0	
71	267,6	125,2	2800	267,6	184,0	2800	38,1	
72	270,3	125,7	2800	270,3	184,4	2800	37,2	
73	273,0	126,2	2800	273,0	184,8	2800	36,2	
74	275,7	126,8	2800	275,7	185,2	2800	35,3	
75	278,5	127,3	2800	278,5	185,7	2800	34,4	
76	281,2	127,8	2800	281,2	186,1	2800	33,4	
77	283,9	128,3	2800	283,9	186,6	2800	32,4	
78	286,6	128,8	2800	286,6	187,0	2800	31,4	
79	289,4	129,3	2800	289,4	187,5	2800	30,4	
80	292,1	129,9	2800	292,1	188,0	2800	29,4	
81	294,8	130,4	2800	294,8	188,5	2800	28,4	
82	297,5	130,9	2800	297,5	189,0	2800	27,4	
83	300,2	131,5	2800	300,2	189,5	2800	26,3	
84	303,0	132,0	2800	303,0	190,0	2800	25,3	
85	305,7	132,5	2800	305,7	190,6	2800	24,2	
86	308,4	133,1	2800	308,4	191,1	2800	23,1	
87	311,1	133,6	2800	311,1	191,7	2800	22,0	
88	313,8	134,2	2800	313,8	192,2	2800	20,9	
89	316,5	134,7	2800	316,5	192,8	2800	19,8	
90	319,3	135,3	2800	319,3	193,4	2800	18,6	
91	322,0	135,9	2800	322,0	194,0	2800	17,5	
92	324,7	136,4	2800	324,7	194,6	2800	16,3	
93	327,4	137,0	2800	348,8	200,7	2800	9,6	
94	330,1	137,6	2800	327,4	195,2	2800	14,5	
95	332,8	138,2	2800	330,1	195,8	2800	13,3	
96	335,5	138,8	2800	332,8	196,5	2800	12,0	
97	338,2	139,4	2800	335,5	197,2	2800	10,8	
98	340,9	140,0	2800	338,2	197,8	2800	9,5	
99	343,6	140,6	2800	340,9	198,5	2800	8,2	
100	346,3	141,2	2800	343,6	199,2	2800	6,8	
101	349,0	141,9	2800	346,3	200,0	2800	5,5	

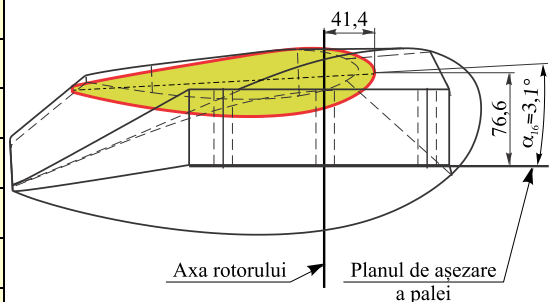


Tabelul A.3.16. Parametrii constructiv-tehnologici ai profilului aerodinamic I al palei în secțiunea  $n_{16}$

Nr. punctului, $i$	Coordonatele tehnologice ale profilului în secțiune, mm							Lungimea cordului profilului $l_n$ , mm	Unghiul de poziționare al profilului $\alpha_n$ , grade	Diametrul rotorului $D$ , mm
	profilul superior			profilul inferior			$y_i$			
	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$				
								$l_{16}=253,8$	$\alpha_{16}=3,1$	$D=8000$
1	90,1	126,0	3000	90,1	221,3	3000	0,0			
2	90,5	123,4	3000	90,5	218,6	3000	5,3			
3	91,6	121,0	3000	91,6	215,9	3000	10,3			
4	93,2	118,9	3000	93,2	213,3	3000	15,0			
5	95,2	117,2	3000	95,2	210,9	3000	19,2			
6	97,4	115,7	3000	97,4	208,8	3000	22,8			
7	99,6	114,3	3000	99,6	206,9	3000	26,1			
8	102,0	113,1	3000	102,0	205,2	3000	29,0			
9	104,4	112,0	3000	104,4	203,6	3000	31,6			
10	106,8	111,0	3000	106,8	202,2	3000	34,1			
11	109,3	110,1	3000	109,3	200,8	3000	36,4			
12	111,8	109,3	3000	111,8	199,5	3000	38,5			
13	114,4	108,6	3000	114,4	198,2	3000	40,4			
14	116,9	108,0	3000	116,9	197,1	3000	42,2			
15	119,5	107,5	3000	119,5	196,0	3000	43,8			
16	122,1	107,0	3000	122,1	195,0	3000	45,2			
17	124,7	106,7	3000	124,7	194,1	3000	46,5			
18	127,4	106,4	3000	127,4	193,2	3000	47,7			
19	130,0	106,1	3000	130,0	192,4	3000	48,8			
20	132,6	105,9	3000	132,6	191,6	3000	49,8			
21	135,2	105,7	3000	135,2	190,9	3000	50,6			
22	137,9	105,6	3000	137,9	190,3	3000	51,4			
23	140,5	105,6	3000	140,5	189,7	3000	52,1			
24	143,2	105,6	3000	143,2	189,1	3000	52,6			
25	145,8	105,6	3000	145,8	188,6	3000	53,1			
26	148,4	105,7	3000	148,4	188,1	3000	53,5			
27	151,1	105,8	3000	151,1	187,7	3000	53,9			
28	153,7	105,9	3000	153,7	187,3	3000	54,1			
29	156,3	106,1	3000	156,3	186,9	3000	54,3			



Orientarea secțiunii  $n_{16}$  a profilului aerodinamic în raport cu planul de așezare a palei și axa rotorului



Tabelul A.3.16. (continuare)

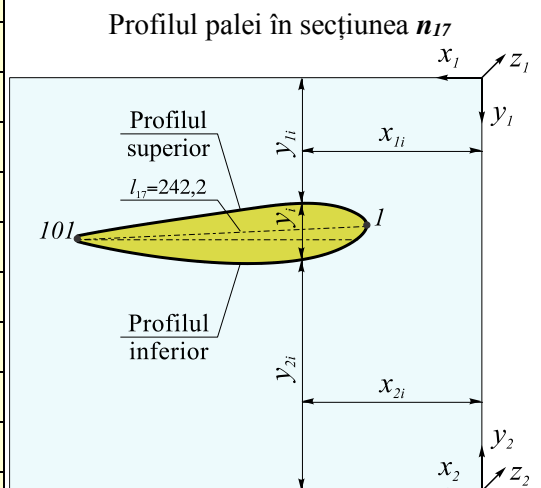
$i$	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$	$y_i$	Profilul palei în secțiune
30	159,0	106,3	3000	159,0	186,6	3000	54,5	<p>Profilul palei în secțiunea <math>n_{16}</math></p>
31	161,6	106,5	3000	161,6	186,3	3000	54,5	
32	164,2	106,8	3000	164,2	186,0	3000	54,5	
33	166,8	107,0	3000	166,8	185,8	3000	54,5	
34	169,5	107,3	3000	169,5	185,5	3000	54,4	
35	172,1	107,7	3000	172,1	185,3	3000	54,3	
36	174,7	108,0	3000	174,7	185,2	3000	54,1	
37	177,3	108,4	3000	177,3	185,0	3000	53,9	
38	179,9	108,7	3000	179,9	184,9	3000	53,7	
39	182,5	109,1	3000	182,5	184,8	3000	53,4	
40	185,1	109,5	3000	185,1	184,7	3000	53,1	
41	187,7	109,9	3000	187,7	184,6	3000	52,7	
42	190,4	110,3	3000	190,4	184,6	3000	52,4	
43	193,0	110,7	3000	193,0	184,6	3000	52,0	
44	195,6	111,2	3000	195,6	184,6	3000	51,6	
45	198,2	111,6	3000	198,2	184,6	3000	51,1	
46	200,8	112,0	3000	200,8	184,6	3000	50,7	
47	203,4	112,5	3000	203,4	184,6	3000	50,2	
48	206,0	112,9	3000	206,0	184,7	3000	49,7	
49	208,6	113,3	3000	208,6	184,8	3000	49,2	
50	211,2	113,7	3000	211,2	184,9	3000	48,7	
51	213,8	114,2	3000	213,8	185,0	3000	48,1	
52	216,4	114,6	3000	216,4	185,1	3000	47,6	
53	219,0	115,0	3000	219,0	185,3	3000	47,0	
54	221,6	115,5	3000	221,6	185,4	3000	46,4	
55	224,2	115,9	3000	224,2	185,6	3000	45,8	
56	226,8	116,3	3000	226,8	185,8	3000	45,2	
57	229,4	116,8	3000	229,4	186,0	3000	44,6	
58	232,0	117,2	3000	232,0	186,2	3000	43,9	
59	234,6	117,6	3000	234,6	186,4	3000	43,3	
60	237,2	118,1	3000	237,2	186,6	3000	42,6	
61	239,8	118,5	3000	239,8	186,9	3000	41,9	
62	242,4	118,9	3000	242,4	187,1	3000	41,2	
63	245,0	119,4	3000	245,0	187,4	3000	40,5	
64	247,6	119,8	3000	247,6	187,7	3000	39,8	
65	250,2	120,2	3000	250,2	188,0	3000	39,1	

Tabelul A.3.16. (continuare)

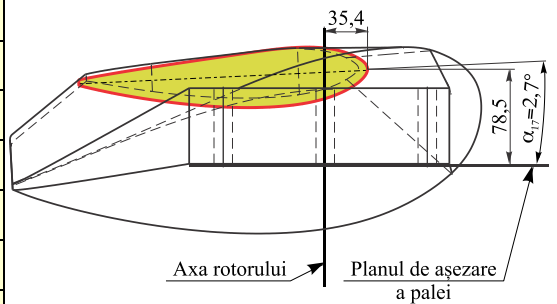
$i$	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$	$y_i$	Profilul palei în secțiune
66	252,8	120,7	3000	252,8	188,3	3000	38,4	<p>Profilul palei în secțiunea <math>n_{16}</math></p>
67	255,4	121,1	3000	255,4	188,6	3000	37,6	
68	258,0	121,5	3000	258,0	188,9	3000	36,9	
69	260,6	122,0	3000	260,6	189,2	3000	36,1	
70	263,2	122,4	3000	263,2	189,6	3000	35,3	
71	265,8	122,9	3000	265,8	189,9	3000	34,5	
72	268,4	123,3	3000	268,4	190,3	3000	33,7	
73	271,0	123,7	3000	271,0	190,7	3000	32,9	
74	273,6	124,2	3000	273,6	191,0	3000	32,1	
75	276,2	124,6	3000	276,2	191,4	3000	31,2	
76	278,8	125,1	3000	278,8	191,8	3000	30,4	
77	281,4	125,5	3000	281,4	192,2	3000	29,5	
78	284,0	126,0	3000	284,0	192,7	3000	28,7	
79	286,6	126,4	3000	286,6	193,1	3000	27,8	
80	289,2	126,9	3000	289,2	193,5	3000	26,9	
81	291,8	127,4	3000	291,8	194,0	3000	26,0	
82	294,4	127,8	3000	294,4	194,4	3000	25,1	
83	297,0	128,3	3000	297,0	194,9	3000	24,1	
84	299,6	128,7	3000	299,6	195,4	3000	23,2	
85	302,2	129,2	3000	302,2	195,9	3000	22,2	
86	304,8	129,7	3000	304,8	196,4	3000	21,2	
87	307,4	130,2	3000	307,4	196,9	3000	20,3	
88	310,0	130,7	3000	310,0	197,4	3000	19,3	
89	312,6	131,1	3000	312,6	197,9	3000	18,3	
90	315,2	131,6	3000	315,2	198,4	3000	17,2	
91	317,8	132,1	3000	317,8	199,0	3000	16,2	
92	320,4	132,6	3000	320,4	199,5	3000	15,1	
93	323,0	133,1	3000	323,0	200,1	3000	14,0	
94	325,5	133,7	3000	325,5	200,7	3000	12,9	
95	328,1	134,2	3000	328,1	201,3	3000	11,8	
96	330,7	134,7	3000	330,7	201,9	3000	10,7	
97	333,3	135,2	3000	333,3	202,5	3000	9,5	
98	335,9	135,8	3000	335,9	203,2	3000	8,4	
99	338,5	136,3	3000	338,5	203,8	3000	7,2	
100	341,0	136,9	3000	341,0	204,5	3000	5,9	
101	343,6	137,4	3000	343,4	205,2	3000	4,7	

Tabelul A.3.17. Parametrii constructiv-tehnologici ai profilului aerodinamic I al palei în secțiunea  $n_{17}$

Nr. punctului, $i$	Coordonatele tehnologice ale profilului în secțiune, mm							Lungimea cordului profilului $l_n$ , mm	Unghiul de poziționare al profilului $\alpha_n$ , grade	Diametrul rotorului $D$ , mm
	profilul superior			profilul inferior			$y_i$			
	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$				
								$l_{17}=242,2$	$\alpha_{17}=2,7$	$D=8000$
1	96,1	124,1	3200	96,1	223,2	3200	0,0			
2	96,6	121,6	3200	96,6	220,7	3200	5,0			
3	97,9	119,5	3200	97,9	218,3	3200	9,5			
4	99,6	117,7	3200	99,6	216,0	3200	13,6			
5	101,6	116,1	3200	101,6	214,0	3200	17,1			
6	103,7	114,8	3200	103,7	212,2	3200	20,3			
7	105,9	113,6	3200	105,9	210,5	3200	23,2			
8	108,2	112,5	3200	108,2	209,0	3200	25,7			
9	110,5	111,5	3200	110,5	207,6	3200	28,2			
10	112,8	110,6	3200	112,8	206,3	3200	30,4			
11	115,2	109,8	3200	115,2	205,1	3200	32,4			
12	117,6	109,1	3200	117,6	203,9	3200	34,3			
13	120,0	108,4	3200	120,0	202,9	3200	36,0			
14	122,4	107,9	3200	122,4	201,8	3200	37,6			
15	124,9	107,4	3200	124,9	200,9	3200	39,0			
16	127,4	107,0	3200	127,4	200,0	3200	40,3			
17	129,8	106,6	3200	129,8	199,2	3200	41,5			
18	132,3	106,3	3200	132,3	198,4	3200	42,5			
19	134,8	106,1	3200	134,8	197,7	3200	43,5			
20	137,3	105,9	3200	137,3	197,1	3200	44,3			
21	139,8	105,7	3200	139,8	196,5	3200	45,1			
22	142,3	105,6	3200	142,3	195,9	3200	45,8			
23	144,8	105,6	3200	144,8	195,4	3200	46,3			
24	147,3	105,6	3200	147,3	194,9	3200	46,8			
25	149,8	105,6	3200	149,8	194,5	3200	47,2			
26	152,3	105,7	3200	152,3	194,1	3200	47,6			
27	154,9	105,8	3200	154,9	193,7	3200	47,9			
28	157,4	105,9	3200	157,4	193,3	3200	48,1			
29	159,9	106,0	3200	159,9	193,0	3200	48,2			



Orientarea secțiunii  $n_{17}$  a profilului aerodinamic în raport cu planul de așezare a palei și axa rotorului



Tabelul A.3.17. (continuare)

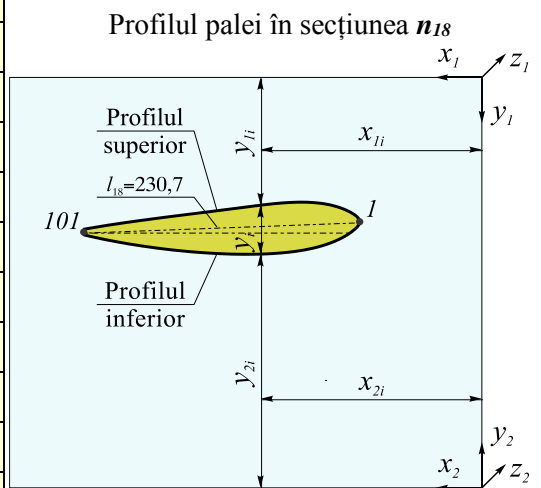
$i$	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$	$y_i$	Profilul palei în secțiune
30	162,4	106,2	3200	162,4	192,7	3200	48,3	<p>Profilul palei în secțiunea <math>n_{17}</math></p>
31	164,8	106,4	3200	164,8	192,5	3200	48,4	
32	167,3	106,7	3200	167,3	192,3	3200	48,4	
33	169,8	106,9	3200	169,8	192,1	3200	48,3	
34	172,3	107,2	3200	172,3	191,9	3200	48,2	
35	174,8	107,5	3200	174,8	191,7	3200	48,1	
36	177,3	107,8	3200	177,3	191,6	3200	48,0	
37	179,8	108,1	3200	179,8	191,4	3200	47,8	
38	182,3	108,4	3200	182,3	191,3	3200	47,5	
39	184,8	108,8	3200	184,8	191,3	3200	47,3	
40	187,2	109,1	3200	187,2	191,2	3200	47,0	
41	189,7	109,5	3200	189,7	191,1	3200	46,7	
42	192,2	109,8	3200	192,2	191,1	3200	46,4	
43	194,7	110,2	3200	194,7	191,1	3200	46,0	
44	197,2	110,6	3200	197,2	191,1	3200	45,6	
45	199,6	110,9	3200	199,6	191,1	3200	45,3	
46	202,1	111,3	3200	202,1	191,1	3200	44,9	
47	204,6	111,7	3200	204,6	191,2	3200	44,5	
48	207,1	112,0	3200	207,1	191,2	3200	44,0	
49	209,6	112,4	3200	209,6	191,3	3200	43,6	
50	212,0	112,8	3200	212,0	191,4	3200	43,1	
51	214,5	113,1	3200	214,5	191,5	3200	42,7	
52	217,0	113,5	3200	217,0	191,6	3200	42,2	
53	219,5	113,9	3200	219,5	191,7	3200	41,7	
54	221,9	114,2	3200	221,9	191,9	3200	41,2	
55	224,4	114,6	3200	224,4	192,0	3200	40,7	
56	226,9	115,0	3200	226,9	192,2	3200	40,2	
57	229,4	115,3	3200	229,4	192,3	3200	39,6	
58	231,9	115,7	3200	231,9	192,5	3200	39,1	
59	234,3	116,1	3200	234,3	192,7	3200	38,5	
60	236,8	116,4	3200	236,8	192,9	3200	37,9	
61	239,3	116,8	3200	239,3	193,1	3200	37,4	
62	241,8	117,2	3200	241,8	193,4	3200	36,8	
63	244,3	117,5	3200	244,3	193,6	3200	36,2	
64	246,7	117,9	3200	246,7	193,8	3200	35,6	
65	249,2	118,3	3200	249,2	194,1	3200	34,9	

Tabelul A.3.17. (continuare)

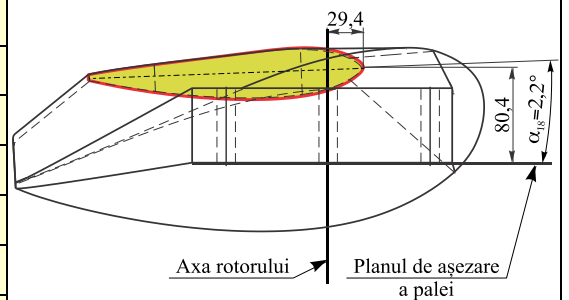
$i$	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$	$y_i$	Profilul palei în secțiune
66	251,7	118,6	3200	251,7	194,4	3200	34,3	<p style="text-align: center;">Profilul palei în secțiunea <math>n_{17}</math></p>
67	254,2	119,0	3200	254,2	194,6	3200	33,7	
68	256,7	119,4	3200	256,7	194,9	3200	33,0	
69	259,1	119,7	3200	259,1	195,2	3200	32,3	
70	261,6	120,1	3200	261,6	195,5	3200	31,7	
71	264,1	120,5	3200	264,1	195,8	3200	31,0	
72	266,6	120,9	3200	266,6	196,2	3200	30,3	
73	269,0	121,2	3200	269,0	196,5	3200	29,6	
74	271,5	121,6	3200	271,5	196,8	3200	28,9	
75	274,0	122,0	3200	274,0	197,2	3200	28,1	
76	276,5	122,4	3200	276,5	197,5	3200	27,4	
77	279,0	122,7	3200	279,0	197,9	3200	26,7	
78	281,4	123,1	3200	281,4	198,3	3200	25,9	
79	283,9	123,5	3200	283,9	198,7	3200	25,1	
80	286,4	123,9	3200	286,4	199,0	3200	24,4	
81	288,9	124,3	3200	288,9	199,5	3200	23,6	
82	291,3	124,7	3200	291,3	199,9	3200	22,8	
83	293,8	125,1	3200	293,8	200,3	3200	21,9	
84	296,3	125,5	3200	296,3	200,7	3200	21,1	
85	298,8	125,9	3200	298,8	201,2	3200	20,3	
86	301,2	126,3	3200	301,2	201,6	3200	19,4	
87	303,7	126,7	3200	303,7	202,1	3200	18,5	
88	306,2	127,1	3200	306,2	202,5	3200	17,7	
89	308,6	127,5	3200	308,6	203,0	3200	16,8	
90	311,1	128,0	3200	311,1	203,5	3200	15,8	
91	313,6	128,4	3200	313,6	204,0	3200	14,9	
92	316,0	128,8	3200	316,0	204,5	3200	14,0	
93	318,5	129,3	3200	318,5	205,0	3200	13,0	
94	321,0	129,7	3200	321,0	205,6	3200	12,0	
95	323,4	130,1	3200	323,4	206,1	3200	11,0	
96	325,9	130,6	3200	325,9	206,7	3200	10,0	
97	328,4	131,1	3200	328,4	207,2	3200	9,0	
98	330,8	131,5	3200	330,8	207,8	3200	8,0	
99	333,3	132,0	3200	333,3	208,4	3200	6,9	
100	335,8	132,5	3200	335,8	209,0	3200	5,8	
101	338,2	133,0	3200	338,0	209,6	3200	4,7	

Tabelul A.3.18. Parametrii constructiv-tehnologici ai profilului aerodinamic I al palei în secțiunea  $n_{18}$

Nr. punctului, $i$	Coordonatele tehnologice ale profilului în secțiune, mm							Lungimea cordului profilului $l_n$ , mm	Unghiul de poziționare al profilului $\alpha_n$ , grade	Diametrul rotorului $D$ , mm
	profilul superior			profilul inferior			$y_i$			
	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$				
								$l_{18}=230,7$	$\alpha_{18}=2,2$	$D=8000$
1	102,1	122,2	3400	102,1	225,1	3400	0,0			
2	102,8	119,9	3400	102,8	222,8	3400	4,6			
3	104,2	118,0	3400	104,2	220,7	3400	8,5			
4	106,0	116,5	3400	106,0	218,9	3400	11,9			
5	108,0	115,2	3400	108,0	217,3	3400	14,9			
6	110,1	114,0	3400	110,1	215,7	3400	17,6			
7	112,2	112,9	3400	112,2	214,3	3400	20,1			
8	114,3	111,9	3400	114,3	213,0	3400	22,4			
9	116,5	111,0	3400	116,5	211,7	3400	24,6			
10	118,8	110,2	3400	118,8	210,6	3400	26,5			
11	121,0	109,4	3400	121,0	209,5	3400	28,4			
12	123,3	108,8	3400	123,3	208,5	3400	30,0			
13	125,6	108,2	3400	125,6	207,5	3400	31,6			
14	127,9	107,7	3400	127,9	206,7	3400	33,0			
15	130,2	107,2	3400	130,2	205,8	3400	34,2			
16	132,6	106,8	3400	132,6	205,1	3400	35,4			
17	134,9	106,5	3400	134,9	204,4	3400	36,4			
18	137,3	106,2	3400	137,3	203,7	3400	37,3			
19	139,7	106,0	3400	139,7	203,1	3400	38,1			
20	142,0	105,9	3400	142,0	202,6	3400	38,9			
21	144,4	105,7	3400	144,4	202,1	3400	39,5			
22	146,8	105,6	3400	146,8	201,6	3400	40,1			
23	149,1	105,6	3400	149,1	201,1	3400	40,6			
24	151,5	105,6	3400	151,5	200,7	3400	41,0			
25	153,9	105,6	3400	153,9	200,4	3400	41,3			
26	156,3	105,7	3400	156,3	200,0	3400	41,6			
27	158,6	105,8	3400	158,6	199,7	3400	41,8			
28	161,0	105,9	3400	161,0	199,4	3400	42,0			
29	163,4	106,0	3400	163,4	199,2	3400	42,1			



Orientarea secțiunii  $n_{18}$  a profilului aerodinamic în raport cu planul de așezare a palei și axa rotorului



Tabelul A.3.18. (continuare)

$i$	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$	$y_i$	Profilul palei în secțiune
30	165,7	106,2	3400	165,7	198,9	3400	42,2	<p>Profilul palei în secțiunea <math>n_{18}</math></p>
31	168,1	106,4	3400	168,1	198,7	3400	42,2	
32	170,5	106,6	3400	170,5	198,5	3400	42,2	
33	172,8	106,8	3400	172,8	198,4	3400	42,1	
34	175,2	107,0	3400	175,2	198,2	3400	42,0	
35	177,6	107,3	3400	177,6	198,1	3400	41,9	
36	179,9	107,5	3400	179,9	198,0	3400	41,8	
37	182,3	107,8	3400	182,3	197,9	3400	41,6	
38	184,6	108,1	3400	184,6	197,8	3400	41,4	
39	187,0	108,4	3400	187,0	197,7	3400	41,2	
40	189,4	108,7	3400	189,4	197,7	3400	40,9	
41	191,7	109,0	3400	191,7	197,7	3400	40,6	
42	194,1	109,3	3400	194,1	197,6	3400	40,4	
43	196,4	109,6	3400	196,4	197,6	3400	40,1	
44	198,8	109,9	3400	198,8	197,6	3400	39,7	
45	201,1	110,2	3400	201,1	197,6	3400	39,4	
46	203,5	110,5	3400	203,5	197,7	3400	39,1	
47	205,8	110,8	3400	205,8	197,7	3400	38,7	
48	208,2	111,1	3400	208,2	197,8	3400	38,4	
49	210,5	111,5	3400	210,5	197,8	3400	38,0	
50	212,9	111,8	3400	212,9	197,9	3400	37,6	
51	215,3	112,1	3400	215,3	198,0	3400	37,2	
52	217,6	112,4	3400	217,6	198,1	3400	36,8	
53	220,0	112,7	3400	220,0	198,2	3400	36,4	
54	222,3	113,0	3400	222,3	198,3	3400	36,0	
55	224,7	113,3	3400	224,7	198,4	3400	35,6	
56	227,0	113,6	3400	227,0	198,6	3400	35,2	
57	229,4	113,9	3400	229,4	198,7	3400	34,7	
58	231,7	114,2	3400	231,7	198,9	3400	34,3	
59	234,1	114,5	3400	234,1	199,0	3400	33,8	
60	236,4	114,8	3400	236,4	199,2	3400	33,3	
61	238,8	115,1	3400	238,8	199,4	3400	32,8	
62	241,2	115,4	3400	241,2	199,6	3400	32,4	
63	243,5	115,6	3400	243,5	199,8	3400	31,9	
64	245,9	115,9	3400	245,9	200,0	3400	31,3	
65	248,2	116,2	3400	248,2	200,2	3400	30,8	



Tabelul A.3.18. (continuare)

$i$	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$	$y_i$	Profilul palei în secțiune
66	250,6	116,5	3400	250,6	200,5	3400	30,3	<p>Profilul palei în secțiunea <math>n_{18}</math></p>
67	252,9	116,8	3400	252,9	200,7	3400	29,8	
68	255,3	117,2	3400	255,3	200,9	3400	29,2	
69	257,6	117,5	3400	257,6	201,2	3400	28,7	
70	260,0	117,8	3400	260,0	201,5	3400	28,1	
71	262,4	118,1	3400	262,4	201,7	3400	27,5	
72	264,7	118,4	3400	264,7	202,0	3400	26,9	
73	267,1	118,7	3400	267,1	202,3	3400	26,3	
74	269,4	119,0	3400	269,4	202,6	3400	25,7	
75	271,8	119,3	3400	271,8	202,9	3400	25,1	
76	274,1	119,6	3400	274,1	203,2	3400	24,5	
77	276,5	119,9	3400	276,5	203,5	3400	23,8	
78	278,8	120,2	3400	278,8	203,9	3400	23,2	
79	281,2	120,5	3400	281,2	204,2	3400	22,5	
80	283,5	120,9	3400	283,5	204,6	3400	21,9	
81	285,9	121,2	3400	285,9	204,9	3400	21,2	
82	288,2	121,5	3400	288,2	205,3	3400	20,5	
83	290,6	121,8	3400	290,6	205,7	3400	19,8	
84	292,9	122,2	3400	292,9	206,1	3400	19,1	
85	295,3	122,5	3400	295,3	206,4	3400	18,3	
86	297,6	122,9	3400	297,6	206,9	3400	17,6	
87	300,0	123,2	3400	300,0	207,3	3400	16,8	
88	302,3	123,5	3400	302,3	207,7	3400	16,1	
89	304,7	123,9	3400	304,7	208,1	3400	15,3	
90	307,0	124,3	3400	307,0	208,6	3400	14,5	
91	309,4	124,6	3400	309,4	209,0	3400	13,7	
92	311,7	125,0	3400	311,7	209,5	3400	12,9	
93	314,1	125,4	3400	314,1	209,9	3400	12,0	
94	316,4	125,7	3400	316,4	210,4	3400	11,2	
95	318,8	126,1	3400	318,8	210,9	3400	10,3	
96	321,1	126,5	3400	321,1	211,4	3400	9,4	
97	323,4	126,9	3400	323,4	211,9	3400	8,5	
98	325,8	127,3	3400	325,8	212,4	3400	7,6	
99	328,1	127,7	3400	328,1	213,0	3400	6,6	
100	330,5	128,1	3400	330,5	213,5	3400	5,7	
101	332,8	128,5	3400	332,6	214,0	3400	4,7	

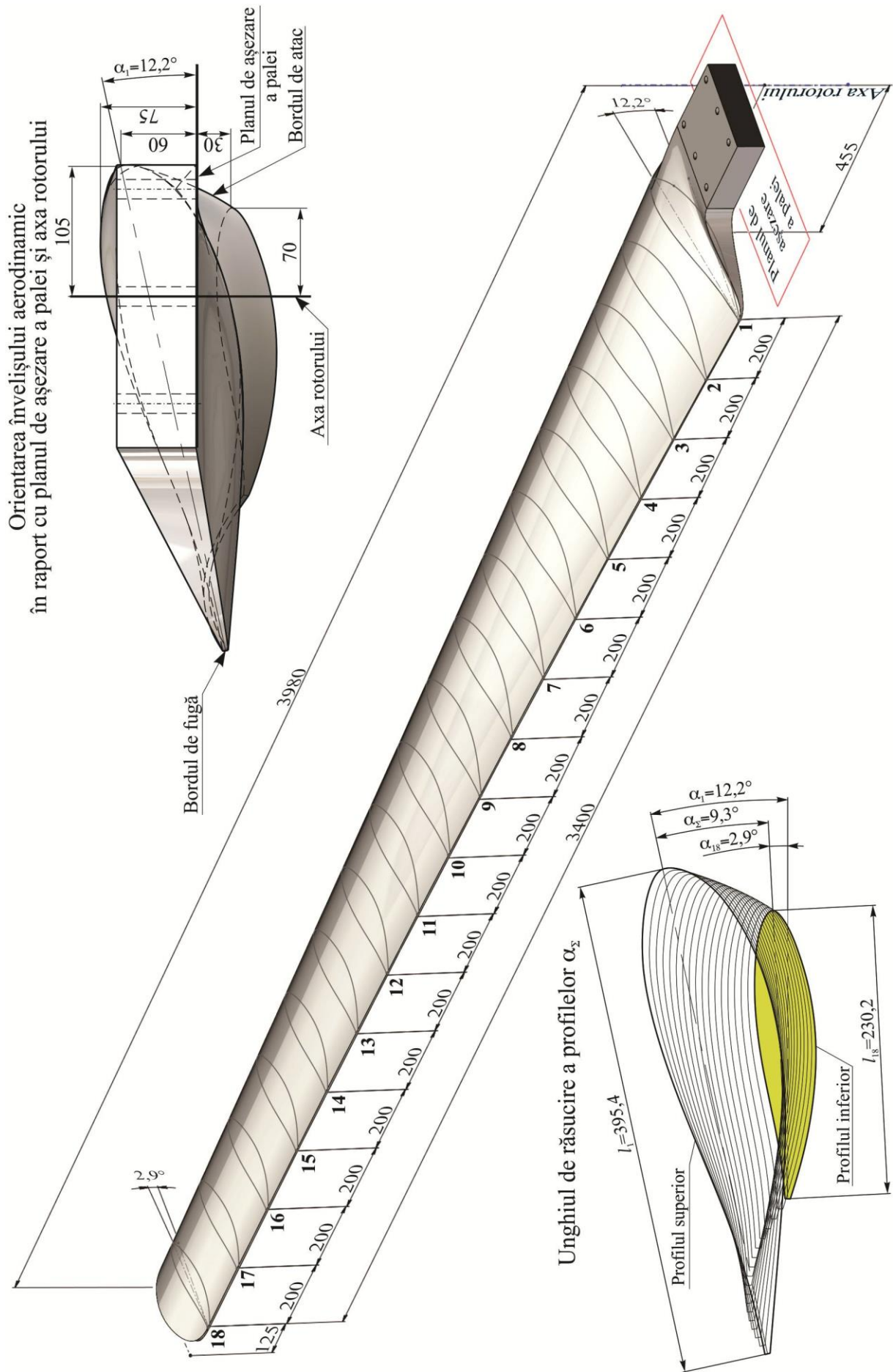


Fig. A.3.1. Profilul aerodinamic II al palei.

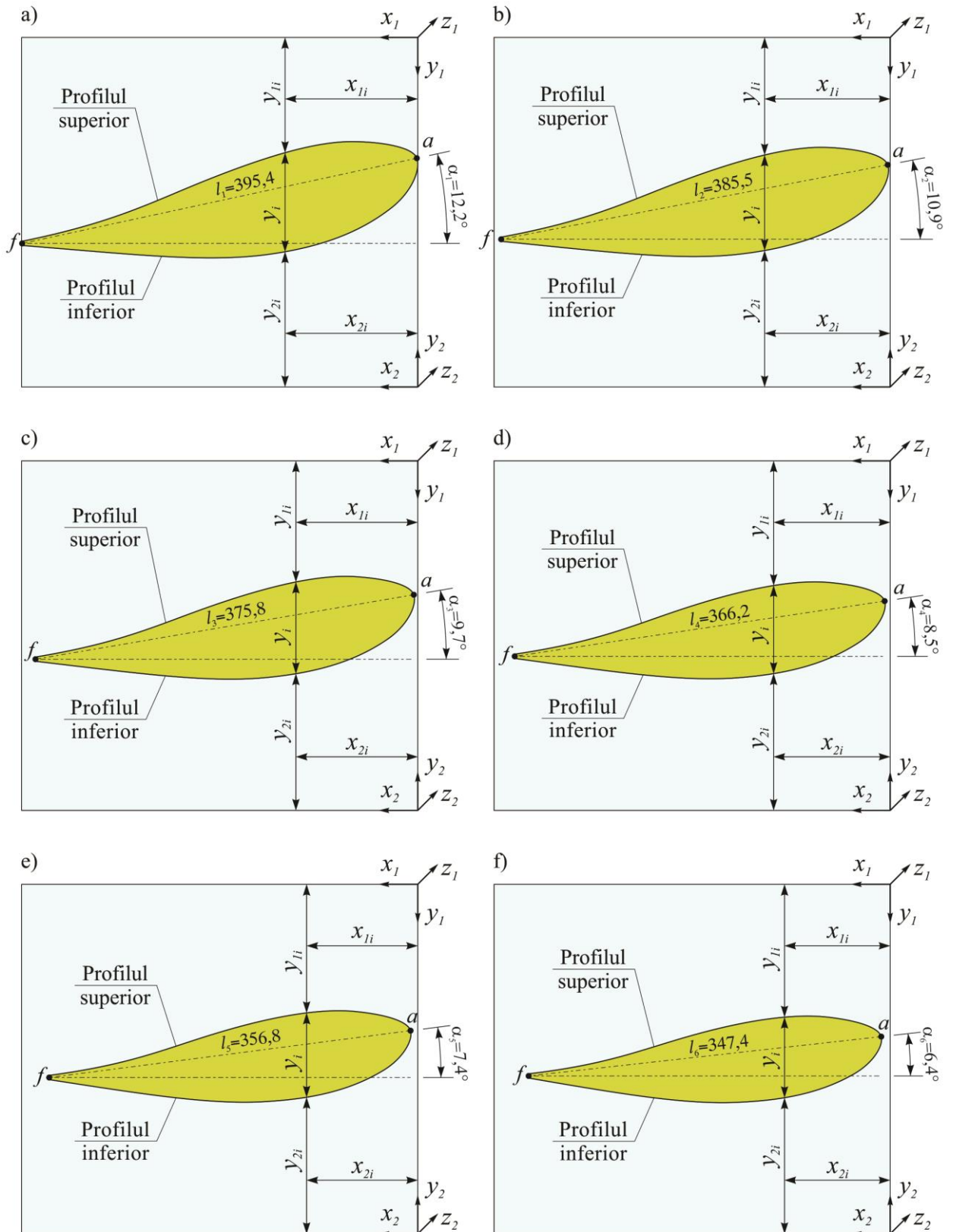


Fig. A.3.2. Profilul aerodinamic II al palei în secțiunile: 1-a); 2-b); 3-c); 4-d); 5-e); 6-f).

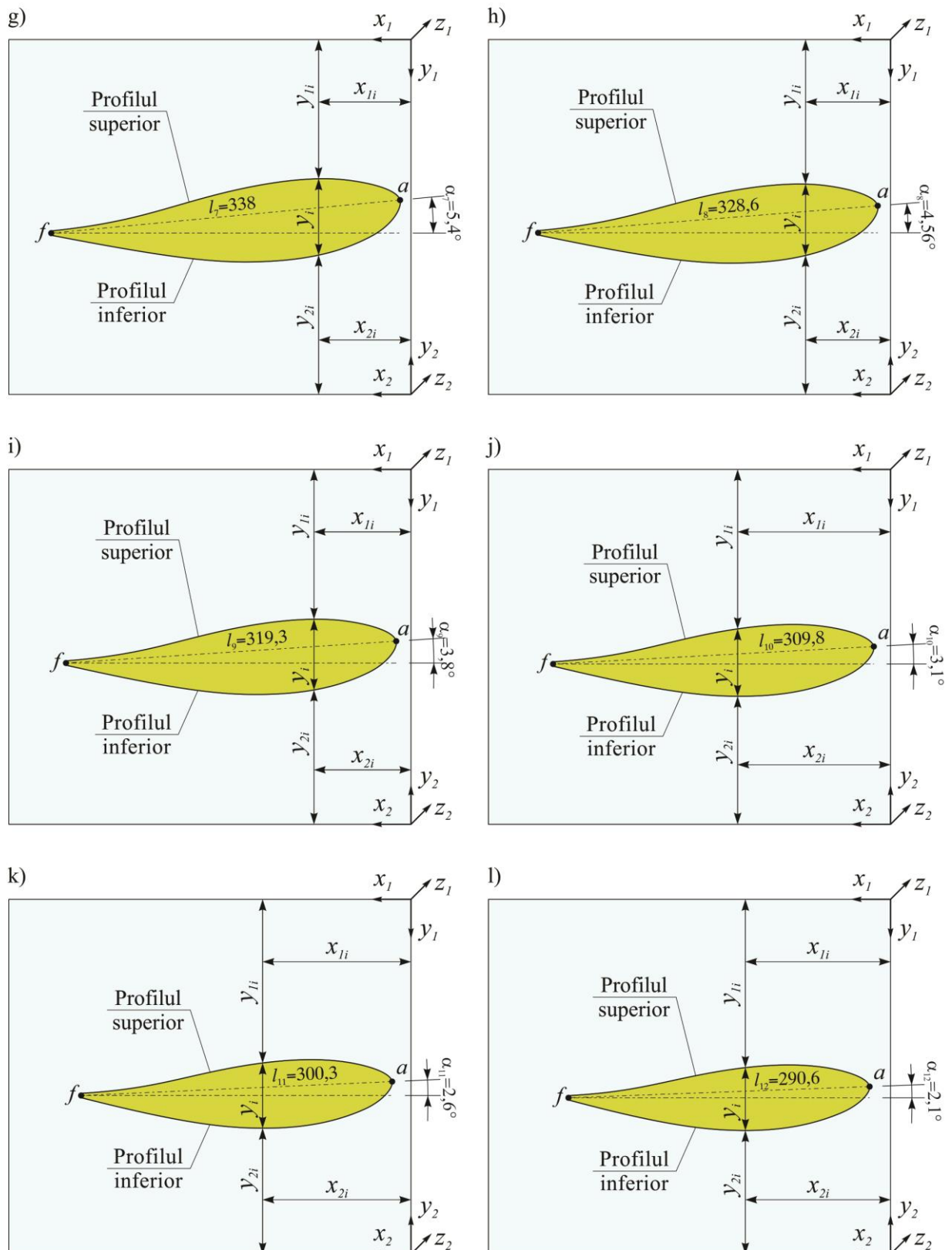


Fig. A.3.3. Profilul aerodinamic II al palei în secțiunile: 7-g); 8-h); 9-i); 10-j); 11-k); 12-l).

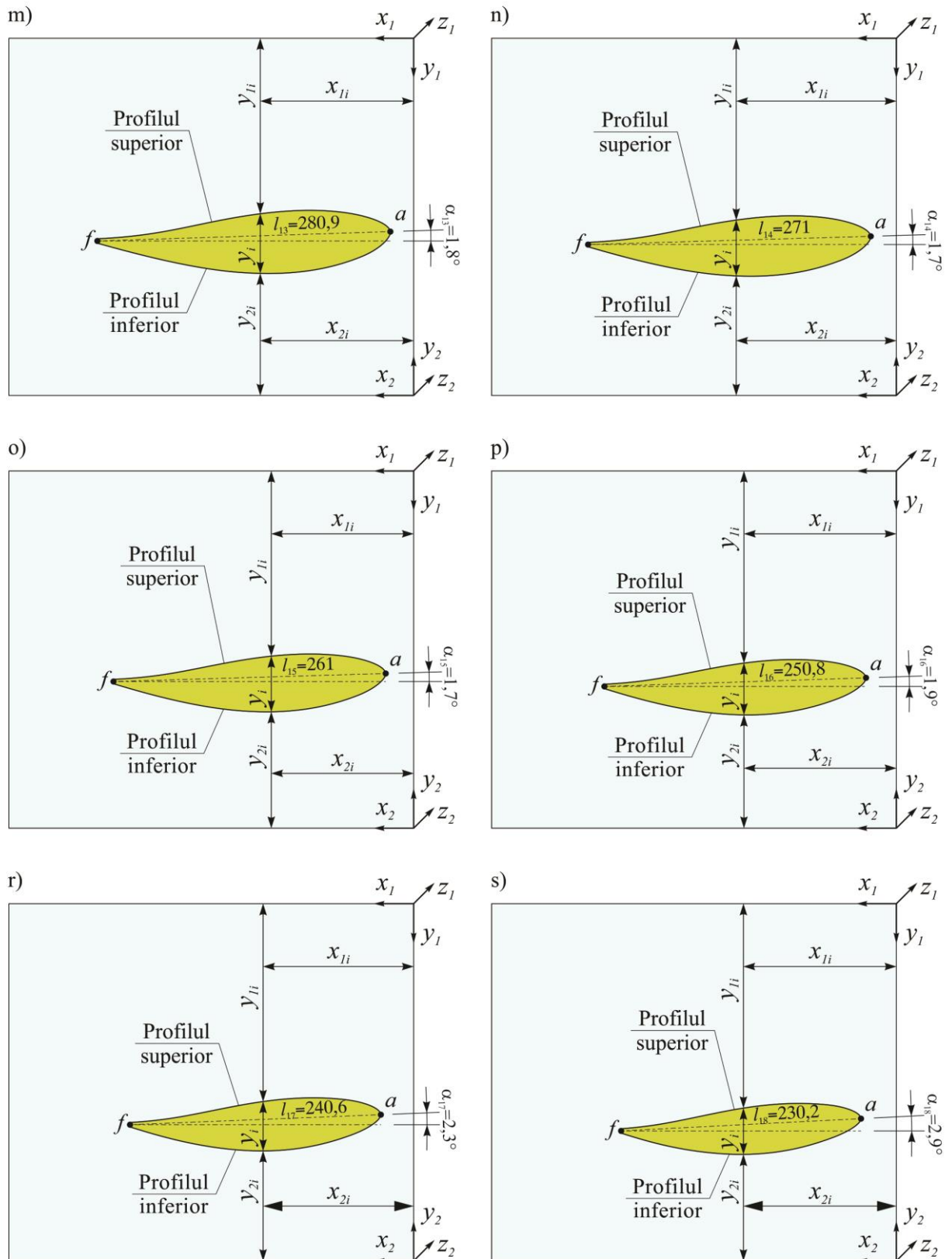


Fig. A.3.4. Profilul aerodinamic II al palei  
în secțiunile: 13-m); 14-n); 15-o); 16-p); 17-r); 18-s).

Tabelul A.3.19. Parametrii modelului CAD al profilului aerodinamic II al palei.

Secțiunea, $n$	Coordonatele tehnologice ale bordurilor de atac și de fugă, mm					Lungimea cordului profilului $l_n$ , mm	Unghiul de poziționare al profilului $\alpha_n$ , grade	Unghiul de răsucire a palei $\alpha_1 - \alpha_{18}$ , grade
	$x_{1a}$	$x_{1f}$	$y_{1a}$	$y_{1f}$	$z_l$			
1	0,93	387,9	118,5	202,1	0	395,4	12,2	9,3
2	2,4	380,9	125	198	200	385,5	10,9	
3	3,9	374,3	131,4	194,6	400	375,8	9,7	
4	5,5	367,6	137,6	191,8	600	366,2	8,5	
5	7,1	360,9	143,6	189,6	800	356,8	7,4	
6	8,8	354	149	188	1000	347,4	6,4	
7	10,6	347	155,1	187,1	1200	338	5,4	
8	12,3	339,9	160,6	186,8	1400	328,6	4,6	
9	14,1	332,8	166	187,1	1600	319,3	3,8	
10	16,2	325,5	171,1	188	1800	309,8	3,1	
11	18,1	318,1	176,1	189,6	2000	300,3	2,6	
12	20,2	310,6	181	191,8	2200	290,6	2,1	
13	22,3	303,1	185,6	194,6	2400	280,9	1,8	
14	24,5	295,4	190,1	198,1	2600	271	1,7	
15	26,8	287,6	194,4	202,2	2800	261	1,7	
16	29,1	279,8	198,6	206,9	3000	250,8	1,9	
17	31,4	271,8	202,6	212,2	3200	240,6	2,3	
18	33,9	263,7	206,4	218,2	3400	230,2	2,9	

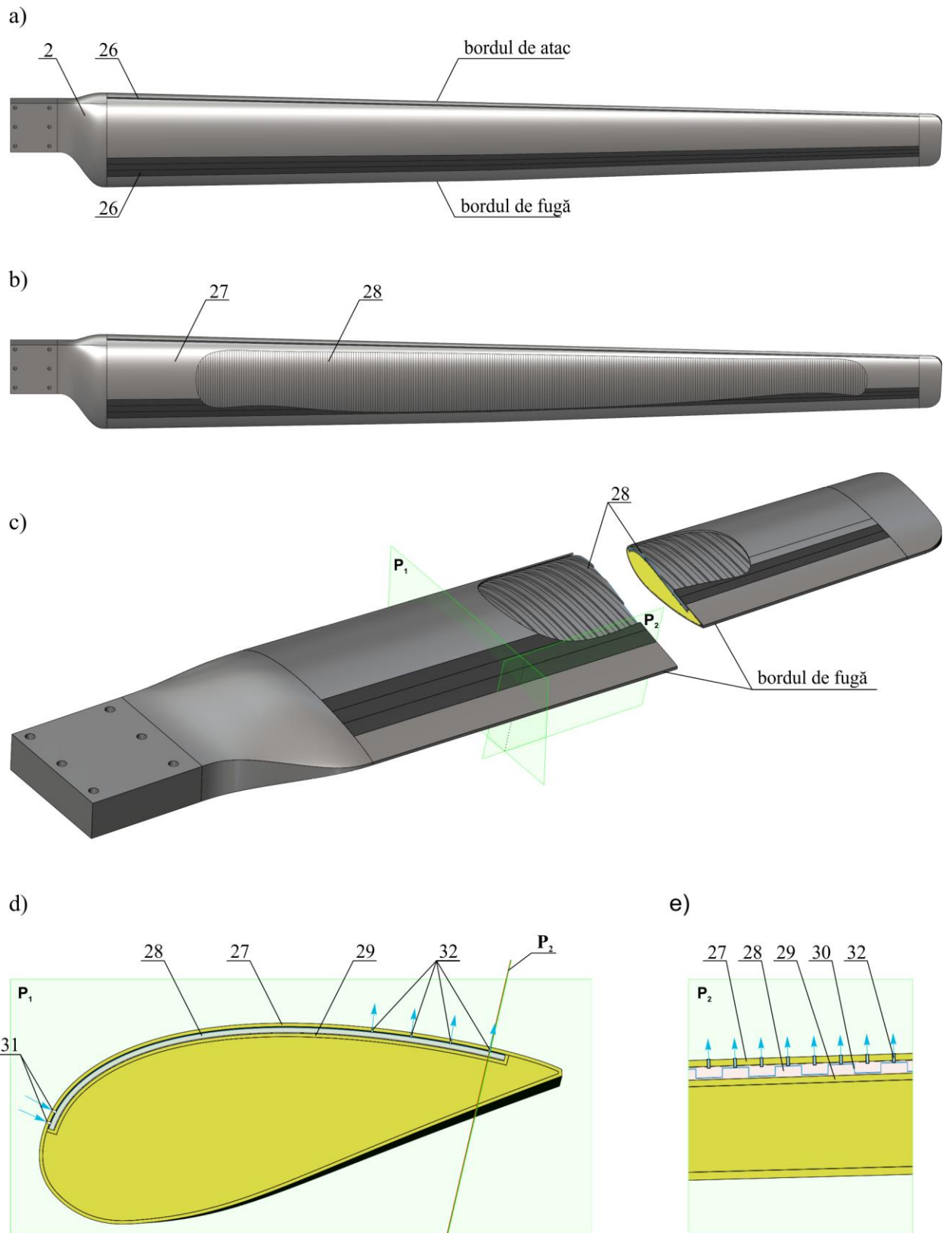


Fig. A.3.5. Pală cu profil aerodinamic absorbant.

\* Bostan Viorel. Turbină eoliană. Brevete de invenție: MD 661Y, BOPI nr. 7/2013



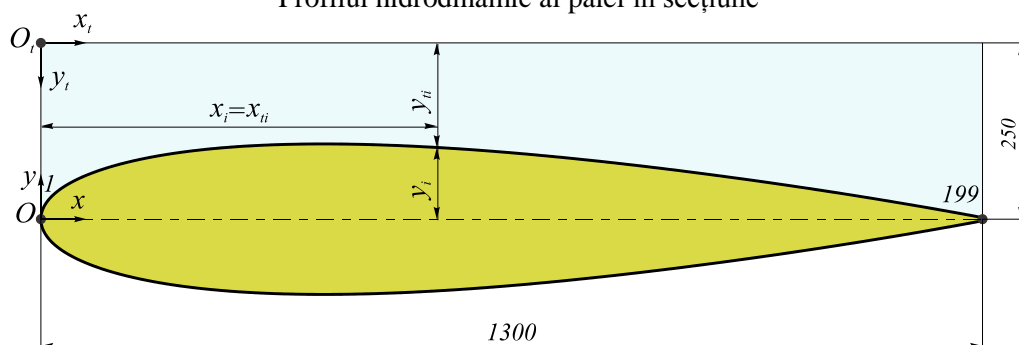
Fig. A.3.6. Modelul CAD al rotorului cu profil aerodinamic II al palelor cu difuzoare convergent și divergent ( $\varnothing 8\text{m}$ ).



Tabelul A.3.20. Coordonatele tehnologice  $x_i$ ,  $y_i$  și  $y_{ii}$  ale profilului hidrodinamic al palei cu lungimea cordului  $l=1300\text{mm}$ .

Nr. punctului, $i$	$x_i$	$y_i$	$y_{ii}$	Nr. punctului, $i$	$x_i$	$y_i$	$y_{ii}$	Nr. punctului, $i$	$x_i$	$y_i$	$y_{ii}$
1	0,00	0,00	250,00	22	110,22	76,35	173,65	43	250,48	98,69	151,31
2	0,63	6,73	243,27	23	116,77	78,03	171,97	44	257,23	99,24	150,76
3	2,48	13,24	236,76	24	123,35	79,64	170,36	45	263,99	99,76	150,24
4	5,39	19,34	230,66	25	129,95	81,16	168,84	46	270,74	100,24	149,76
5	9,15	24,97	225,03	26	136,57	82,61	167,39	47	277,50	100,69	149,31
6	13,55	30,12	219,88	27	143,20	83,99	166,01	48	284,26	101,11	148,89
7	18,42	34,82	215,18	28	149,84	85,31	164,69	49	291,02	101,49	148,51
8	23,63	39,13	210,87	29	156,50	86,56	163,44	50	297,78	101,85	148,15
9	29,12	43,10	206,90	30	163,16	87,75	162,25	51	304,55	102,17	147,83
10	34,82	46,77	203,23	31	169,84	88,88	161,12	52	311,31	102,47	147,53
11	40,67	50,17	199,83	32	176,52	89,95	160,05	53	318,08	102,74	147,26
12	46,65	53,34	196,66	33	183,22	90,98	159,02	54	324,84	102,98	147,02
13	52,75	56,30	193,70	34	189,92	91,95	158,05	55	331,61	103,20	146,80
14	58,92	59,07	190,93	35	196,63	92,87	157,13	56	338,38	103,39	146,61
15	65,17	61,68	188,32	36	203,34	93,75	156,25	57	345,15	103,55	146,45
16	71,48	64,14	185,86	37	210,06	94,58	155,42	58	351,92	103,69	146,31
17	77,84	66,46	183,54	38	216,79	95,37	154,63	59	358,69	103,80	146,20
18	84,25	68,66	181,34	39	223,52	96,11	153,89	60	365,46	103,90	146,10
19	90,69	70,73	179,27	40	230,26	96,81	153,19	61	372,24	103,96	146,04
20	97,17	72,70	177,30	41	237,00	97,48	152,52	62	379,01	104,01	145,99
21	103,68	74,57	175,43	42	243,74	98,10	151,90	63	385,78	104,03	145,97

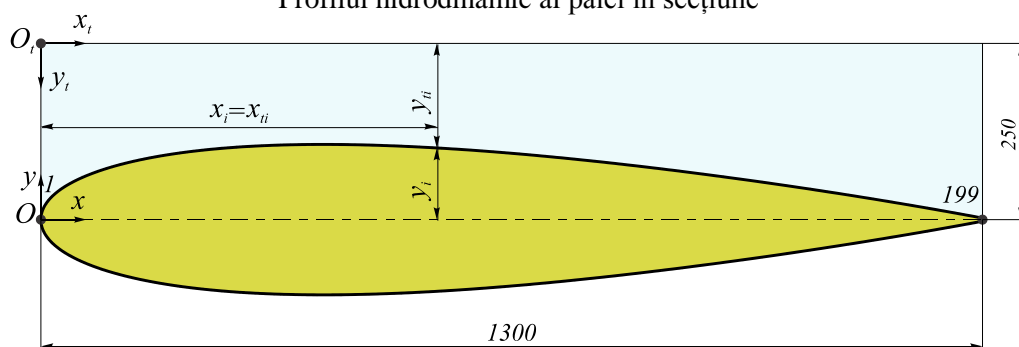
Profilul hidrodinamic al palei în secțiune



Tabelul A.3.20. (continuare)

$i$	$x_i$	$y_i$	$y_{ii}$	$i$	$x_i$	$y_i$	$y_{ii}$	$i$	$x_i$	$y_i$	$y_{ii}$
64	392,55	104,03	145,97	87	548,21	99,07	150,93	110	703,48	86,96	163,04
65	399,32	104,02	145,98	88	554,97	98,67	151,33	111	710,22	86,32	163,68
66	406,10	103,98	146,02	89	561,72	98,26	151,74	112	716,96	85,66	164,34
67	412,87	103,92	146,08	90	568,48	97,83	152,17	113	723,70	84,99	165,01
68	419,64	103,84	146,16	91	575,24	97,40	152,60	114	730,44	84,32	165,68
69	426,41	103,74	146,26	92	582,00	96,95	153,05	115	737,17	83,64	166,36
70	433,18	103,62	146,38	93	588,75	96,48	153,52	116	743,91	82,95	167,05
71	439,95	103,48	146,52	94	595,51	96,01	153,99	117	750,65	82,25	167,75
72	446,72	103,33	146,67	95	602,26	95,52	154,48	118	757,38	81,54	168,46
73	453,49	103,16	146,84	96	609,02	95,03	154,97	119	764,12	80,83	169,17
74	460,26	102,97	147,03	97	615,77	94,52	155,48	120	770,85	80,10	169,90
75	467,03	102,76	147,24	98	622,52	94,00	156,00	121	777,58	79,37	170,63
76	473,80	102,54	147,46	99	629,27	93,47	156,53	122	784,31	78,63	171,37
77	480,56	102,30	147,70	100	636,02	92,93	157,07	123	791,04	77,89	172,11
78	487,33	102,04	147,96	101	642,77	92,37	157,63	124	797,77	77,14	172,86
79	494,10	101,77	148,23	102	649,52	91,81	158,19	125	804,50	76,37	173,63
80	500,86	101,48	148,52	103	656,27	91,24	158,76	126	811,23	75,61	174,39
81	507,63	101,18	148,82	104	663,02	90,66	159,34	127	817,96	74,83	175,17
82	514,39	100,87	149,13	105	669,76	90,07	159,93	128	824,68	74,05	175,95
83	521,16	100,54	149,46	106	676,51	89,46	160,54	129	831,41	73,26	176,74
84	527,92	100,19	149,81	107	683,25	88,85	161,15	130	838,13	72,46	177,54
85	534,68	99,83	150,17	108	689,99	88,23	161,77	131	844,86	71,66	178,34
86	541,44	99,46	150,54	109	696,74	87,60	162,40	132	851,58	70,85	179,15

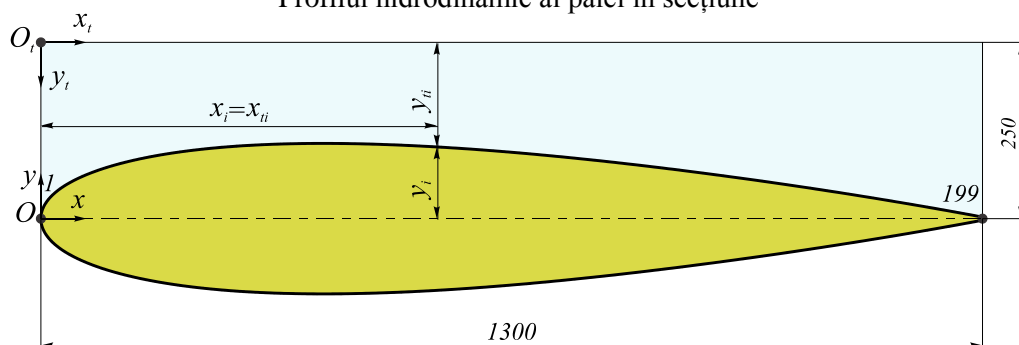
Profilul hidrodinamic al palei în secțiune



Tabelul A.3.20. (continuare)

$i$	$x_i$	$y_i$	$y_{ii}$	$i$	$x_i$	$y_i$	$y_{ii}$	$i$	$x_i$	$y_i$	$y_{ii}$
133	858,30	70,03	179,97	156	1012,69	49,46	200,54	179	1166,61	25,67	224,33
134	865,03	69,20	180,80	157	1019,39	48,49	201,51	180	1173,29	24,56	225,44
135	871,75	68,37	181,63	158	1026,09	47,52	202,48	181	1179,97	23,44	226,56
136	878,47	67,54	182,46	159	1032,80	46,54	203,46	182	1186,65	22,32	227,68
137	885,19	66,69	183,31	160	1039,50	45,55	204,45	183	1193,33	21,19	228,81
138	891,90	65,84	184,16	161	1046,19	44,56	205,44	184	1200,01	20,06	229,94
139	898,62	64,99	185,01	162	1052,89	43,56	206,44	185	1206,68	18,92	231,08
140	905,34	64,12	185,88	163	1059,59	42,56	207,44	186	1213,35	17,77	232,23
141	912,05	63,25	186,75	164	1066,29	41,55	208,45	187	1220,03	16,61	233,39
142	918,77	62,38	187,62	165	1072,98	40,53	209,47	188	1226,70	15,45	234,55
143	925,48	61,49	188,51	166	1079,67	39,51	210,49	189	1233,37	14,28	235,72
144	932,20	60,60	189,40	167	1086,37	38,49	211,51	190	1240,04	13,11	236,89
145	938,91	59,71	190,29	168	1093,06	37,45	212,55	191	1246,70	11,92	238,08
146	945,62	58,81	191,19	169	1099,75	36,41	213,59	192	1253,37	10,73	239,27
147	952,33	57,90	192,10	170	1106,44	35,36	214,64	193	1260,04	9,54	240,46
148	959,04	56,99	193,01	171	1113,13	34,31	215,69	194	1266,70	8,33	241,67
149	965,75	56,07	193,93	172	1119,82	33,25	216,75	195	1273,36	7,12	242,88
150	972,46	55,14	194,86	173	1126,51	32,19	217,81	196	1280,02	5,90	244,10
151	979,17	54,21	195,79	174	1133,20	31,12	218,88	197	1286,68	4,67	245,33
152	985,87	53,27	196,73	175	1139,88	30,04	219,96	198	1293,34	3,44	246,56
153	992,58	52,33	197,67	176	1146,57	28,96	221,04	199	1300,00	2,20	247,80
154	999,28	51,38	198,62	177	1153,25	27,87	222,13				
155	1005,99	50,42	199,58	178	1159,93	26,77	223,23				

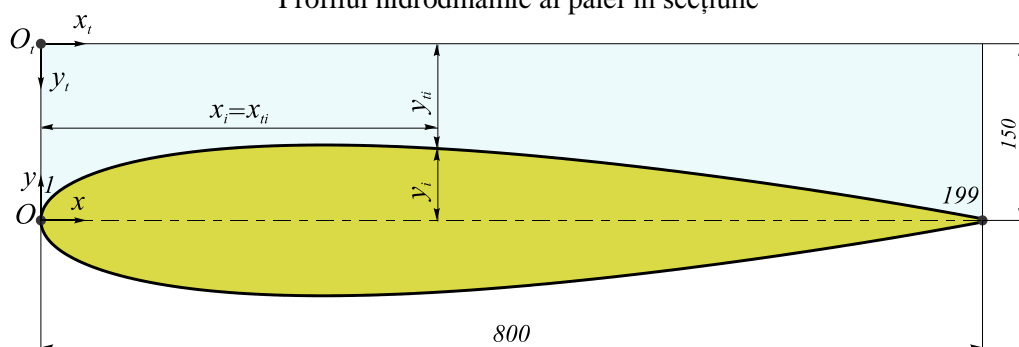
Profilul hidrodinamic al palei în secțiune



Tabelul A.3.21. Coordonatele tehnologice  $x_i$ ,  $y_i$  și  $y_{ii}$  ale profilului hidrodinamic al palei cu lungimea cordului  $l=800\text{mm}$ .

Nr. punctului, $i$	$x_i$	$y_i$	$y_{ii}$	Nr. punctului, $i$	$x_i$	$y_i$	$y_{ii}$	Nr. punctului, $i$	$x_i$	$y_i$	$y_{ii}$
1	0,00	0,00	150,00	22	21,78	28,99	121,01	43	84,75	50,99	99,01
2	0,05	1,50	148,50	23	23,88	30,23	119,77	44	88,68	51,80	98,20
3	0,20	2,98	147,02	24	26,08	31,45	118,55	45	92,68	52,58	97,42
4	0,45	4,45	145,55	25	28,37	32,65	117,35	46	96,76	53,35	96,65
5	0,80	5,92	144,08	26	30,75	33,83	116,17	47	100,92	54,08	95,92
6	1,25	7,37	142,63	27	33,22	35,00	115,00	48	105,15	54,80	95,20
7	1,79	8,81	141,19	28	35,79	36,15	113,85	49	109,45	55,48	94,52
8	2,44	10,25	139,75	29	38,45	37,28	112,72	50	113,83	56,14	93,86
9	3,19	11,67	138,33	30	41,19	38,39	111,61	51	118,28	56,78	93,22
10	4,03	13,08	136,92	31	44,03	39,49	110,51	52	122,79	57,39	92,61
11	4,97	14,47	135,53	32	46,95	40,56	109,44	53	127,38	57,97	92,03
12	6,02	15,86	134,14	33	49,96	41,62	108,38	54	132,04	58,53	91,47
13	7,16	17,23	132,77	34	53,06	42,65	107,35	55	136,76	59,06	90,94
14	8,39	18,59	131,41	35	56,25	43,66	106,34	56	141,54	59,56	90,44
15	9,73	19,94	130,06	36	59,52	44,66	105,34	57	146,40	60,04	89,96
16	11,16	21,28	128,72	37	62,88	45,63	104,37	58	151,31	60,48	89,52
17	12,69	22,60	127,40	38	66,32	46,58	103,42	59	156,29	60,91	89,09
18	14,32	23,91	126,09	39	69,84	47,51	102,49	60	161,32	61,30	88,70
19	16,04	25,20	124,80	40	73,45	48,41	101,59	61	166,42	61,67	88,33
20	17,86	26,48	123,52	41	77,14	49,29	100,71	62	171,58	62,01	87,99
21	19,77	27,75	122,25	42	80,90	50,15	99,85	63	176,79	62,32	87,68

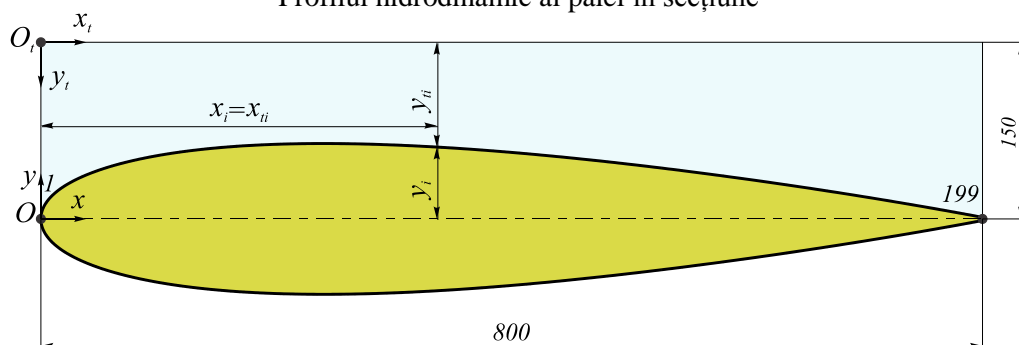
Profilul hidrodinamic al palei în secțiune



Tabelul A.3.21. (continuare)

$i$	$x_i$	$y_i$	$y_{ii}$	$i$	$x_i$	$y_i$	$y_{ii}$	$i$	$x_i$	$y_i$	$y_{ii}$
64	182,06	62,61	87,39	87	315,39	62,12	87,88	110	459,77	50,83	99,17
65	187,38	62,87	87,13	88	321,58	61,82	88,18	111	466,00	50,18	99,82
66	192,75	63,10	86,90	89	327,78	61,50	88,50	112	472,22	49,52	100,48
67	198,18	63,31	86,69	90	334,00	61,15	88,85	113	478,42	48,85	101,15
68	203,66	63,49	86,51	91	340,23	60,79	89,21	114	484,61	48,17	101,83
69	209,18	63,64	86,36	92	346,49	60,41	89,59	115	490,77	47,48	102,52
70	214,76	63,77	86,23	93	352,75	60,01	89,99	116	496,90	46,78	103,22
71	220,38	63,87	86,13	94	359,03	59,59	90,41	117	503,02	46,08	103,92
72	226,04	63,94	86,06	95	365,31	59,16	90,84	118	509,11	45,37	104,63
73	231,75	63,99	86,01	96	371,61	58,71	91,29	119	515,17	44,66	105,34
74	237,50	64,02	85,98	97	377,91	58,24	91,76	120	521,20	43,94	106,06
75	243,29	64,01	85,99	98	384,22	57,75	92,25	121	527,20	43,21	106,79
76	249,12	63,99	86,01	99	390,53	57,25	92,75	122	533,18	42,48	107,52
77	254,98	63,93	86,07	100	396,84	56,73	93,27	123	539,11	41,74	108,26
78	260,89	63,86	86,14	101	403,16	56,20	93,80	124	545,02	41,00	109,00
79	266,82	63,76	86,24	102	409,47	55,66	94,34	125	550,88	40,25	109,75
80	272,80	63,63	86,37	103	415,78	55,10	94,90	126	556,71	39,51	110,49
81	278,80	63,48	86,52	104	422,09	54,52	95,48	127	562,50	38,76	111,24
82	284,83	63,31	86,69	105	428,39	53,94	96,06	128	568,25	38,00	112,00
83	290,89	63,12	86,88	106	434,69	53,34	96,66	129	573,96	37,25	112,75
84	296,98	62,90	87,10	107	440,97	52,73	97,27	130	579,62	36,49	113,51
85	303,10	62,66	87,34	108	447,25	52,11	97,89	131	585,24	35,73	114,27
86	309,23	62,40	87,60	109	453,51	51,48	98,52	132	590,82	34,98	115,02

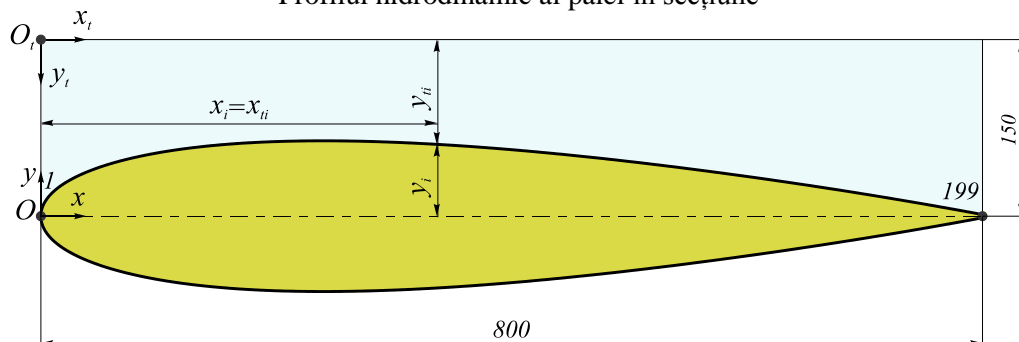
Profilul hidrodinamic al palei în secțiune



Tabelul A.3.21. (continuare)

$i$	$x_i$	$y_i$	$y_{ii}$	$i$	$x_i$	$y_i$	$y_{ii}$	$i$	$x_i$	$y_i$	$y_{ii}$
133	596,34	34,22	115,78	156	707,32	17,53	132,47	179	778,22	5,35	144,65
134	601,82	33,46	116,54	157	711,32	16,87	133,13	180	780,23	4,99	145,01
135	607,25	32,70	117,30	158	715,25	16,23	133,77	181	782,14	4,64	145,36
136	612,62	31,94	118,06	159	719,10	15,59	134,41	182	783,96	4,31	145,69
137	617,94	31,18	118,82	160	722,86	14,97	135,03	183	785,68	3,99	146,01
138	623,21	30,43	119,57	161	726,55	14,35	135,65	184	787,31	3,70	146,30
139	628,42	29,67	120,33	162	730,16	13,74	136,26	185	788,84	3,41	146,59
140	633,58	28,92	121,08	163	733,68	13,15	136,85	186	790,27	3,15	146,85
141	638,68	28,18	121,82	164	737,12	12,56	137,44	187	791,61	2,90	147,10
142	643,71	27,43	122,57	165	740,48	11,99	138,01	188	792,84	2,68	147,32
143	648,69	26,69	123,31	166	743,75	11,43	138,57	189	793,98	2,46	147,54
144	653,60	25,95	124,05	167	746,94	10,88	139,12	190	795,03	2,27	147,73
145	658,46	25,22	124,78	168	750,04	10,34	139,66	191	795,97	2,10	147,90
146	663,24	24,49	125,51	169	753,05	9,82	140,18	192	796,81	1,94	148,06
147	667,96	23,76	126,24	170	755,97	9,31	140,69	193	797,56	1,80	148,20
148	672,62	23,04	126,96	171	758,81	8,81	141,19	194	798,21	1,68	148,32
149	677,21	22,33	127,67	172	761,55	8,33	141,67	195	798,75	1,58	148,42
150	681,72	21,62	128,38	173	764,21	7,86	142,14	196	799,20	1,49	148,51
151	686,17	20,92	129,08	174	766,78	7,40	142,60	197	799,55	1,43	148,57
152	690,55	20,23	129,77	175	769,25	6,96	143,04	198	799,80	1,38	148,62
153	694,85	19,54	130,46	176	771,63	6,54	143,46	199	800,00	1,35	148,65
154	699,08	18,86	131,14	177	773,92	6,13	143,87				
155	703,24	18,19	131,81	178	776,12	5,73	144,27				

Profilul hidrodinamic al palei în secțiune



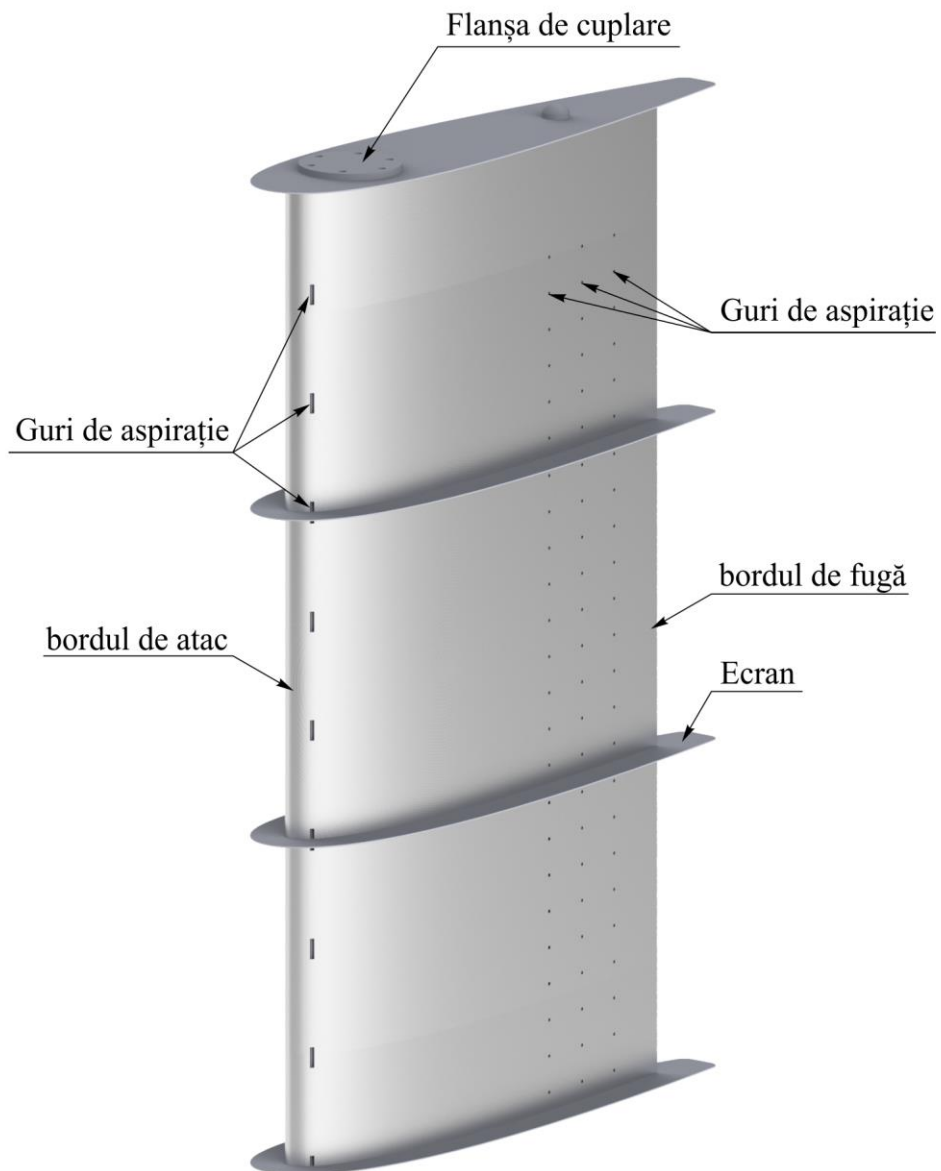
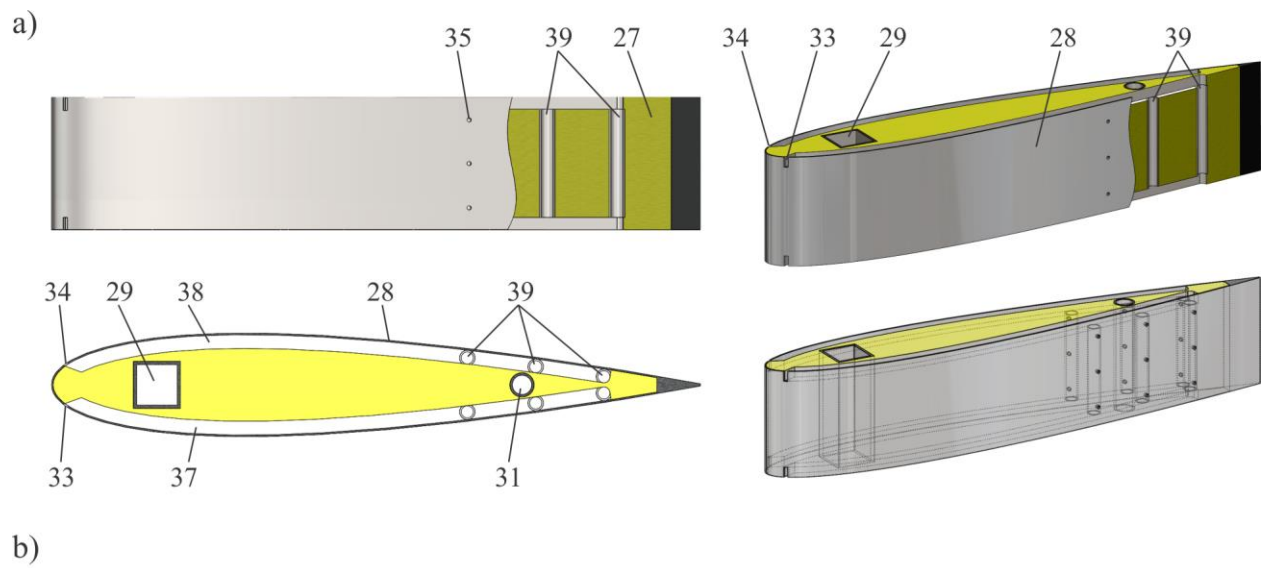
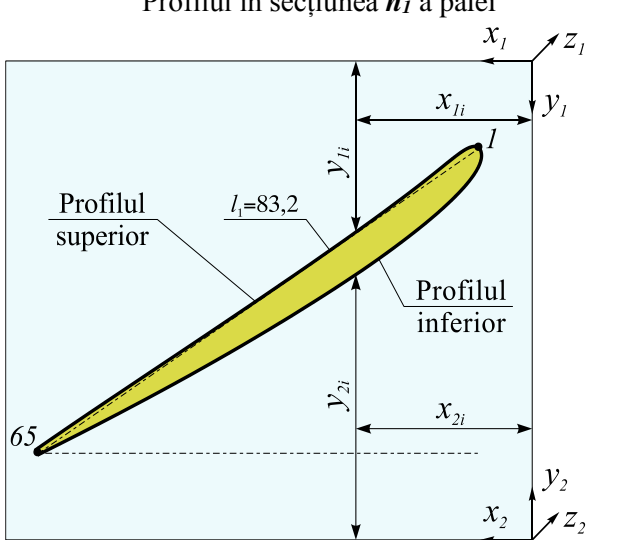
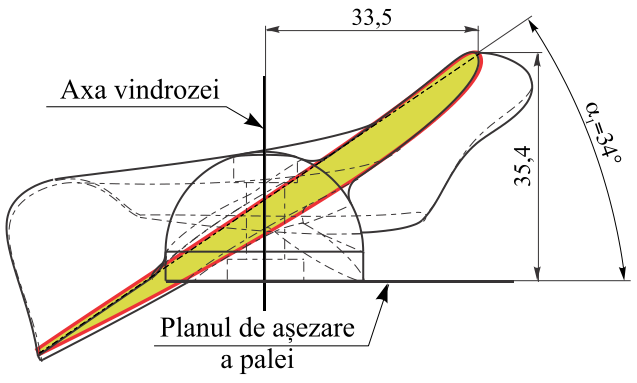


Fig. A.3.7. Pală cu profil hidrodinamic absorbant.

\* Bostan Viorel. Hidrocentrală. Brevete de invenție: MD 659Y, BOPI nr. 7/2013

Tabelul A.3.22. Parametrii profilului aerodinamic al palei windrozei B în secțiunea  $n_1$

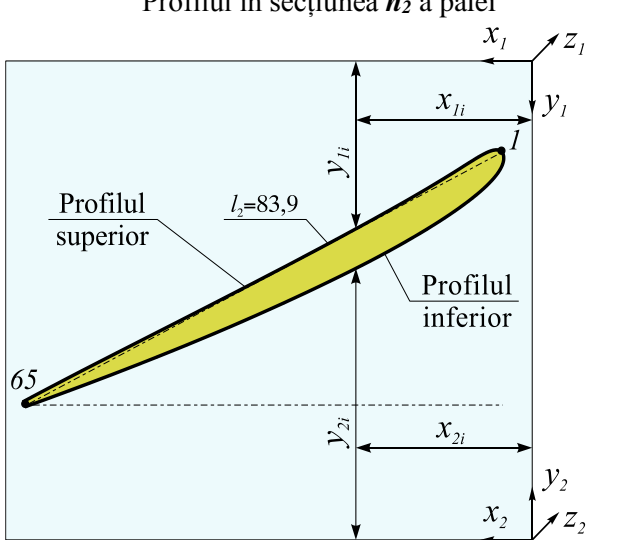
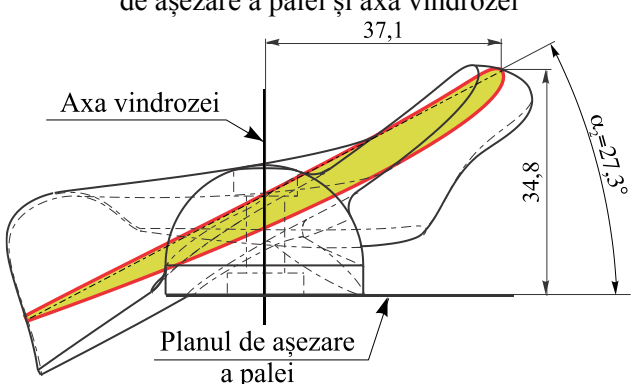
Nr. punctului, $i$	Coordonatele tehnologice ale profilului în secțiune, mm						Lungimea cordului profilului $l_n$ , mm	Unghiul de poziționare al profilului $\alpha_n$ , grade	Diametrul vindrozei $D$ , mm
	profilul superior			profilul inferior					
	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$			
							$l_1=83,2$	$\alpha_1=34$	$D=1120$
1	8,44	13,05	0,0	8,44	59,81	0,0	<p>Profilul în secțiunea <math>n_1</math> a palei</p>  <p>Orientarea secțiunii <math>n_1</math> a profilului aerodinamic în raport cu planul de așezare a palei și axa vindrozei</p> 		
2	9,71	13,13	0,0	7,94	58,60	0,0			
3	10,88	13,72	0,0	8,17	57,30	0,0			
4	11,95	14,47	0,0	8,77	56,11	0,0			
5	12,98	15,26	0,0	9,53	55,01	0,0			
6	14,01	16,06	0,0	10,38	53,98	0,0			
7	15,03	16,87	0,0	11,28	53,00	0,0			
8	16,06	17,67	0,0	12,23	52,06	0,0			
9	17,10	18,46	0,0	13,20	51,15	0,0			
10	18,14	19,24	0,0	14,20	50,26	0,0			
11	19,18	20,02	0,0	15,21	49,39	0,0			
12	20,23	20,79	0,0	16,24	48,54	0,0			
13	21,28	21,56	0,0	17,28	47,71	0,0			
14	22,34	22,32	0,0	18,33	46,89	0,0			
15	23,40	23,08	0,0	19,40	46,09	0,0			
16	24,46	23,84	0,0	20,47	45,29	0,0			
17	25,53	24,59	0,0	21,55	44,51	0,0			
18	26,59	25,33	0,0	22,64	43,73	0,0			
19	27,66	26,08	0,0	23,73	42,97	0,0			
20	28,73	26,82	0,0	24,83	42,21	0,0			
21	29,81	27,56	0,0	25,93	41,47	0,0			
22	30,88	28,30	0,0	27,04	40,73	0,0			
23	31,96	29,03	0,0	28,16	40,00	0,0			
24	33,03	29,76	0,0	29,28	39,27	0,0			
25	34,11	30,49	0,0	30,41	38,56	0,0			
26	35,19	31,22	0,0	31,54	37,85	0,0			
27	36,28	31,95	0,0	32,67	37,14	0,0			
28	37,36	32,67	0,0	33,80	36,44	0,0			
29	38,44	33,40	0,0	34,94	35,74	0,0			



Tabelul A.3.22. (continuare)

$i$	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$	Profilul palei în secțiune
30	39,53	34,12	0,0	36,08	35,05	0,0	<p>Profilul în secțiunea <math>n_i</math> a palei</p>
31	40,61	34,84	0,0	37,22	34,36	0,0	
32	41,70	35,56	0,0	38,37	33,67	0,0	
33	42,79	36,28	0,0	39,51	32,99	0,0	
34	43,87	37,00	0,0	40,66	32,31	0,0	
35	44,96	37,71	0,0	41,81	31,64	0,0	
36	46,05	38,43	0,0	42,97	30,97	0,0	
37	47,14	39,14	0,0	44,13	30,31	0,0	
38	48,23	39,85	0,0	45,28	29,65	0,0	
39	49,32	40,57	0,0	46,44	28,99	0,0	
40	50,41	41,28	0,0	47,61	28,34	0,0	
41	51,51	41,99	0,0	48,77	27,69	0,0	
42	52,60	42,70	0,0	49,94	27,04	0,0	
43	53,69	43,41	0,0	51,11	26,40	0,0	
44	54,78	44,12	0,0	52,28	25,76	0,0	
45	55,88	44,83	0,0	53,45	25,12	0,0	
46	56,97	45,54	0,0	54,63	24,49	0,0	
47	58,06	46,25	0,0	55,80	23,86	0,0	
48	59,15	46,96	0,0	56,98	23,23	0,0	
49	60,25	47,67	0,0	58,16	22,61	0,0	
50	61,34	48,38	0,0	59,34	21,99	0,0	
51	62,43	49,09	0,0	60,52	21,37	0,0	
52	63,52	49,80	0,0	61,71	20,76	0,0	
53	64,62	50,51	0,0	62,89	20,15	0,0	
54	65,71	51,22	0,0	64,08	19,54	0,0	
55	66,80	51,93	0,0	65,27	18,93	0,0	
56	67,89	52,64	0,0	66,46	18,33	0,0	
57	68,98	53,36	0,0	67,65	17,73	0,0	
58	70,07	54,07	0,0	68,84	17,13	0,0	
59	71,16	54,79	0,0	70,04	16,53	0,0	
60	72,24	55,51	0,0	71,23	15,94	0,0	
61	73,33	56,23	0,0	72,43	15,35	0,0	
62	74,42	56,95	0,0	73,62	14,76	0,0	
63	75,50	57,68	0,0	74,82	14,17	0,0	
64	76,58	58,40	0,0	76,02	13,58	0,0	
65	77,66	59,14	0,0	77,22	13,00	0,0	

Tabelul A.3.23. Parametrii profilului aerodinamic al palei windrozei B în secțiunea  $n_2$

Nr. punctului, $i$	Coordonatele tehnologice ale profilului în secțiune, mm						Lungimea cordului profilului $l_n$ , mm	Unghiul de poziționare al profilului $\alpha_n$ , grade	Diametrul vindrozei $D$ , mm
	profilul superior			profilul inferior					
	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$			
							$l_2=83,9$	$\alpha_2=27,3$	$D=1120$
1	4,82	13,66	40,0	4,82	59,21	40,0	<p>Profilul în secțiunea <math>n_2</math> a palei</p>  <p>Orientarea secțiunii <math>n_2</math> a profilului aerodinamic în raport cu planul de așezare a palei și axa vindrozei</p> 		
2	6,11	13,59	40,0	4,46	57,94	40,0			
3	7,35	14,04	40,0	4,85	56,66	40,0			
4	8,50	14,66	40,0	5,59	55,54	40,0			
5	9,63	15,34	40,0	6,47	54,53	40,0			
6	10,75	16,02	40,0	7,44	53,59	40,0			
7	11,87	16,71	40,0	8,46	52,72	40,0			
8	13,00	17,39	40,0	9,52	51,88	40,0			
9	14,13	18,07	40,0	10,60	51,08	40,0			
10	15,26	18,73	40,0	11,70	50,31	40,0			
11	16,40	19,39	40,0	12,82	49,56	40,0			
12	17,54	20,04	40,0	13,95	48,83	40,0			
13	18,68	20,69	40,0	15,09	48,12	40,0			
14	19,83	21,33	40,0	16,24	47,42	40,0			
15	20,98	21,97	40,0	17,40	46,73	40,0			
16	22,13	22,60	40,0	18,56	46,06	40,0			
17	23,28	23,23	40,0	19,74	45,40	40,0			
18	24,44	23,85	40,0	20,92	44,75	40,0			
19	25,60	24,47	40,0	22,10	44,11	40,0			
20	26,76	25,09	40,0	23,29	43,48	40,0			
21	27,92	25,71	40,0	24,48	42,86	40,0			
22	29,08	26,32	40,0	25,68	42,25	40,0			
23	30,24	26,93	40,0	26,89	41,65	40,0			
24	31,41	27,54	40,0	28,09	41,06	40,0			
25	32,57	28,15	40,0	29,30	40,47	40,0			
26	33,74	28,75	40,0	30,52	39,89	40,0			
27	34,91	29,35	40,0	31,73	39,31	40,0			
28	36,08	29,95	40,0	32,95	38,74	40,0			
29	37,25	30,55	40,0	34,17	38,18	40,0			

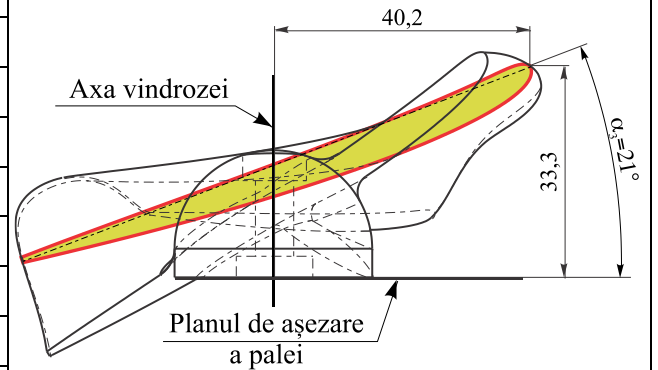
Tabelul A.3.23. (continuare)

$i$	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$	Profilul palei în secțiune
30	38,42	31,15	40,0	35,39	37,61	40,0	<p>Profilul în secțiunea <math>n_2</math> a palei</p>
31	39,59	31,74	40,0	36,62	37,06	40,0	
32	40,76	32,34	40,0	37,85	36,50	40,0	
33	41,93	32,93	40,0	39,07	35,96	40,0	
34	43,11	33,52	40,0	40,30	35,41	40,0	
35	44,28	34,11	40,0	41,54	34,87	40,0	
36	45,46	34,70	40,0	42,77	34,34	40,0	
37	46,63	35,29	40,0	44,01	33,80	40,0	
38	47,81	35,88	40,0	45,25	33,28	40,0	
39	48,98	36,46	40,0	46,48	32,75	40,0	
40	50,16	37,05	40,0	47,73	32,23	40,0	
41	51,34	37,63	40,0	48,97	31,72	40,0	
42	52,51	38,22	40,0	50,21	31,21	40,0	
43	53,69	38,80	40,0	51,46	30,70	40,0	
44	54,87	39,39	40,0	52,71	30,19	40,0	
45	56,04	39,97	40,0	53,95	29,69	40,0	
46	57,22	40,56	40,0	55,20	29,20	40,0	
47	58,40	41,14	40,0	56,46	28,70	40,0	
48	59,58	41,72	40,0	57,71	28,21	40,0	
49	60,75	42,31	40,0	58,96	27,72	40,0	
50	61,93	42,89	40,0	60,22	27,24	40,0	
51	63,11	43,47	40,0	61,48	26,76	40,0	
52	64,29	44,06	40,0	62,73	26,28	40,0	
53	65,46	44,64	40,0	63,99	25,81	40,0	
54	66,64	45,23	40,0	65,25	25,34	40,0	
55	67,81	45,82	40,0	66,51	24,87	40,0	
56	68,99	46,40	40,0	67,78	24,40	40,0	
57	70,16	46,99	40,0	69,04	23,94	40,0	
58	71,34	47,58	40,0	70,30	23,47	40,0	
59	72,51	48,17	40,0	71,57	23,02	40,0	
60	73,68	48,77	40,0	72,83	22,56	40,0	
61	74,86	49,36	40,0	74,10	22,10	40,0	
62	76,03	49,96	40,0	75,37	21,65	40,0	
63	77,19	50,56	40,0	76,63	21,20	40,0	
64	78,36	51,17	40,0	77,90	20,75	40,0	
65	79,53	51,78	40,0	79,17	20,30	40,0	

Tabelul A.3.24. Parametrii profilului aerodinamic al palei windrozei B în secțiunea  $n_3$

Nr. punctului, $i$	Coordonatele tehnologice ale profilului în secțiune, mm						Lungimea cordului profilului $l_n$ , mm	Unghiul de poziționare al profilului $\alpha_n$ , grade	Diametrul vindrozei $D$ , mm
	profilul superior			profilul inferior					
	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$			
							$l_3=85,3$	$\alpha_3=21$	$D=1120$
1	1,75	15,13	80,0	1,75	57,73	80,0	<div style="text-align: center;"> <p>Profilul în secțiunea <math>n_3</math> a palei</p> </div>		
2	3,05	14,92	80,0	1,53	56,41	80,0			
3	4,34	15,24	80,0	2,06	55,16	80,0			
4	5,58	15,74	80,0	2,93	54,11	80,0			
5	6,80	16,29	80,0	3,94	53,19	80,0			
6	8,01	16,86	80,0	5,03	52,35	80,0			
7	9,22	17,43	80,0	6,15	51,58	80,0			
8	10,43	18,00	80,0	7,32	50,85	80,0			
9	11,65	18,55	80,0	8,50	50,16	80,0			
10	12,87	19,09	80,0	9,70	49,51	80,0			
11	14,09	19,63	80,0	10,91	48,87	80,0			
12	15,32	20,17	80,0	12,13	48,26	80,0			
13	16,55	20,69	80,0	13,37	47,67	80,0			
14	17,78	21,21	80,0	14,61	47,09	80,0			
15	19,01	21,73	80,0	15,86	46,53	80,0			
16	20,25	22,24	80,0	17,11	45,98	80,0			
17	21,48	22,74	80,0	18,37	45,44	80,0			
18	22,72	23,25	80,0	19,63	44,92	80,0			
19	23,96	23,75	80,0	20,90	44,40	80,0			
20	25,20	24,24	80,0	22,17	43,90	80,0			
21	26,44	24,74	80,0	23,45	43,41	80,0			
22	27,69	25,23	80,0	24,73	42,92	80,0			
23	28,93	25,71	80,0	26,02	42,45	80,0			
24	30,18	26,20	80,0	27,30	41,99	80,0			
25	31,42	26,68	80,0	28,59	41,53	80,0			
26	32,67	27,16	80,0	29,88	41,08	80,0			
27	33,92	27,64	80,0	31,18	40,63	80,0			
28	35,17	28,11	80,0	32,47	40,19	80,0			
29	36,42	28,59	80,0	33,77	39,75	80,0			

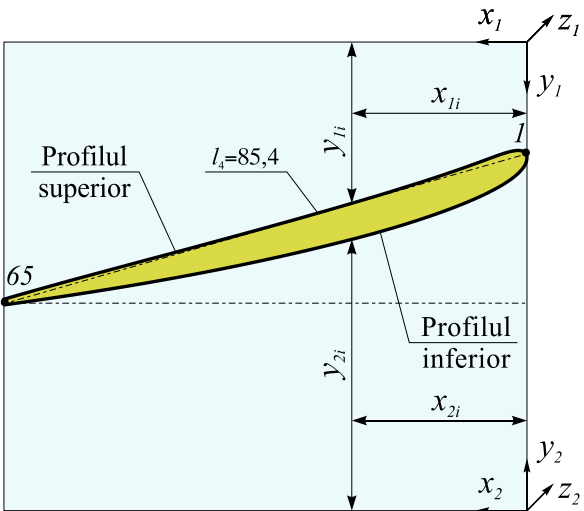
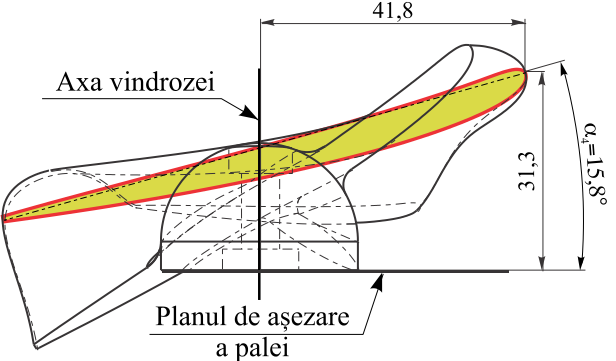
Orientarea secțiunii  $n_3$  a profilului aerodinamic în raport cu planul de așezare a palei și axa vindrozei



Tabelul A.3.24. (continuare)

$i$	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$	Profilul palei în secțiune
30	37,67	29,06	80,0	35,07	39,32	80,0	<p>Profilul în secțiunea <math>n_3</math> a palei</p>
31	38,92	29,53	80,0	36,37	38,89	80,0	
32	40,17	30,00	80,0	37,67	38,47	80,0	
33	41,42	30,47	80,0	38,97	38,05	80,0	
34	42,67	30,94	80,0	40,28	37,64	80,0	
35	43,93	31,40	80,0	41,58	37,23	80,0	
36	45,18	31,87	80,0	42,89	36,83	80,0	
37	46,43	32,33	80,0	44,20	36,43	80,0	
38	47,69	32,79	80,0	45,51	36,04	80,0	
39	48,94	33,25	80,0	46,82	35,64	80,0	
40	50,20	33,72	80,0	48,14	35,26	80,0	
41	51,45	34,18	80,0	49,45	34,88	80,0	
42	52,71	34,64	80,0	50,76	34,50	80,0	
43	53,96	35,10	80,0	52,08	34,12	80,0	
44	55,22	35,55	80,0	53,40	33,75	80,0	
45	56,47	36,01	80,0	54,72	33,39	80,0	
46	57,73	36,47	80,0	56,04	33,02	80,0	
47	58,98	36,93	80,0	57,36	32,66	80,0	
48	60,24	37,39	80,0	58,68	32,31	80,0	
49	61,50	37,85	80,0	60,00	31,95	80,0	
50	62,75	38,31	80,0	61,32	31,61	80,0	
51	64,01	38,76	80,0	62,65	31,26	80,0	
52	65,26	39,22	80,0	63,97	30,92	80,0	
53	66,52	39,68	80,0	65,30	30,58	80,0	
54	67,77	40,14	80,0	66,63	30,24	80,0	
55	69,03	40,61	80,0	67,95	29,91	80,0	
56	70,28	41,07	80,0	69,28	29,58	80,0	
57	71,53	41,53	80,0	70,61	29,25	80,0	
58	72,79	42,00	80,0	71,94	28,92	80,0	
59	74,04	42,47	80,0	73,27	28,60	80,0	
60	75,29	42,93	80,0	74,60	28,28	80,0	
61	76,54	43,41	80,0	75,93	27,96	80,0	
62	77,79	43,88	80,0	77,26	27,65	80,0	
63	79,04	44,36	80,0	78,59	27,33	80,0	
64	80,29	44,84	80,0	79,93	27,02	80,0	
65	81,53	45,32	80,0	81,26	26,71	80,0	

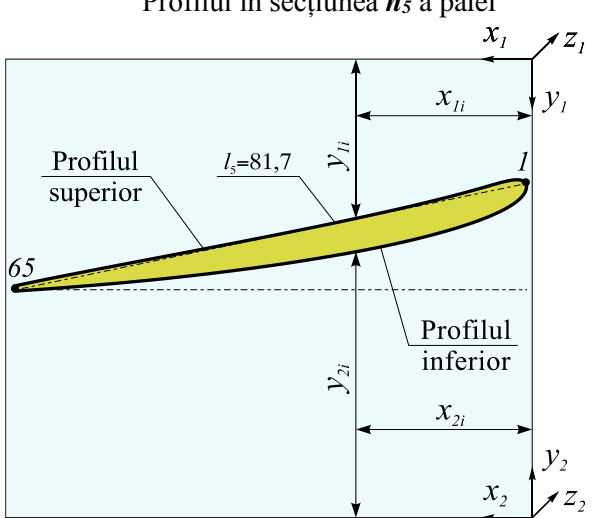
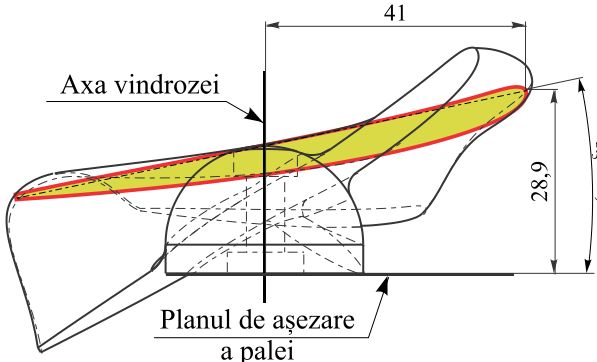
Tabelul A.3.25. Parametrii profilului aerodinamic al palei windrozei B în secțiunea  $n_4$

Nr. punctului, $i$	Coordonatele tehnologice ale profilului în secțiune, mm						Lungimea cordului profilului $l_n$ , mm	Unghiul de poziționare al profilului $\alpha_n$ , grade	Diametrul vindrozei $D$ , mm
	profilul superior			profilul inferior					
	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$			
							$l_4=85,4$	$\alpha_4=15,8$	$D=1120$
1	0,17	17,19	120,0	0,17	55,67	120,0	<p>Profilul în secțiunea <math>n_4</math> a palei</p>  <p>Orientarea secțiunii <math>n_4</math> a profilului aerodinamic în raport cu planul de așezare a palei și axa vindrozei</p> 		
2	1,45	16,86	120,0	0,08	54,33	120,0			
3	2,77	17,06	120,0	0,72	53,14	120,0			
4	4,05	17,45	120,0	1,68	52,17	120,0			
5	5,31	17,89	120,0	2,78	51,34	120,0			
6	6,57	18,35	120,0	3,93	50,61	120,0			
7	7,83	18,80	120,0	5,13	49,94	120,0			
8	9,09	19,25	120,0	6,35	49,33	120,0			
9	10,35	19,69	120,0	7,59	48,75	120,0			
10	11,61	20,13	120,0	8,84	48,20	120,0			
11	12,88	20,55	120,0	10,11	47,68	120,0			
12	14,15	20,97	120,0	11,39	47,18	120,0			
13	15,42	21,38	120,0	12,67	46,71	120,0			
14	16,70	21,79	120,0	13,96	46,24	120,0			
15	17,97	22,19	120,0	15,25	45,80	120,0			
16	19,25	22,58	120,0	16,55	45,37	120,0			
17	20,53	22,98	120,0	17,85	44,95	120,0			
18	21,81	23,36	120,0	19,16	44,54	120,0			
19	23,09	23,75	120,0	20,47	44,14	120,0			
20	24,37	24,13	120,0	21,78	43,76	120,0			
21	25,65	24,51	120,0	23,10	43,38	120,0			
22	26,94	24,88	120,0	24,42	43,02	120,0			
23	28,22	25,25	120,0	25,74	42,66	120,0			
24	29,50	25,62	120,0	27,07	42,32	120,0			
25	30,79	25,99	120,0	28,39	41,98	120,0			
26	32,08	26,35	120,0	29,72	41,65	120,0			
27	33,36	26,72	120,0	31,05	41,32	120,0			
28	34,65	27,08	120,0	32,38	41,00	120,0			
29	35,94	27,44	120,0	33,71	40,68	120,0			

Tabelul A.3.25. (continuare)

$i$	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$	Profilul palei în secțiune
30	37,23	27,79	120,0	35,05	40,37	120,0	<p>Profilul în secțiunea <math>n_A</math> a palei</p>
31	38,52	28,15	120,0	36,38	40,06	120,0	
32	39,81	28,50	120,0	37,72	39,76	120,0	
33	41,10	28,85	120,0	39,05	39,46	120,0	
34	42,39	29,21	120,0	40,39	39,17	120,0	
35	43,68	29,55	120,0	41,73	38,88	120,0	
36	44,97	29,90	120,0	43,07	38,60	120,0	
37	46,26	30,25	120,0	44,41	38,32	120,0	
38	47,55	30,60	120,0	45,75	38,05	120,0	
39	48,84	30,94	120,0	47,09	37,78	120,0	
40	50,13	31,29	120,0	48,44	37,51	120,0	
41	51,43	31,63	120,0	49,78	37,25	120,0	
42	52,72	31,98	120,0	51,12	37,00	120,0	
43	54,01	32,32	120,0	52,47	36,74	120,0	
44	55,30	32,66	120,0	53,82	36,49	120,0	
45	56,60	33,01	120,0	55,16	36,25	120,0	
46	57,89	33,35	120,0	56,51	36,01	120,0	
47	59,18	33,69	120,0	57,86	35,77	120,0	
48	60,47	34,03	120,0	59,21	35,53	120,0	
49	61,77	34,37	120,0	60,56	35,30	120,0	
50	63,06	34,72	120,0	61,91	35,08	120,0	
51	64,35	35,06	120,0	63,26	34,85	120,0	
52	65,64	35,40	120,0	64,61	34,63	120,0	
53	66,93	35,75	120,0	65,96	34,41	120,0	
54	68,23	36,09	120,0	67,31	34,20	120,0	
55	69,52	36,44	120,0	68,66	33,99	120,0	
56	70,81	36,78	120,0	70,02	33,78	120,0	
57	72,10	37,13	120,0	71,37	33,57	120,0	
58	73,39	37,48	120,0	72,72	33,37	120,0	
59	74,68	37,83	120,0	74,08	33,17	120,0	
60	75,97	38,19	120,0	75,43	32,97	120,0	
61	77,26	38,54	120,0	76,79	32,78	120,0	
62	78,55	38,90	120,0	78,14	32,58	120,0	
63	79,84	39,26	120,0	79,50	32,39	120,0	
64	81,12	39,63	120,0	80,85	32,20	120,0	
65	82,41	40,00	120,0	82,21	32,01	120,0	

Tabelul A.3.26. Parametrii profilului aerodinamic al palei windrozei B în secțiunea  $n_5$

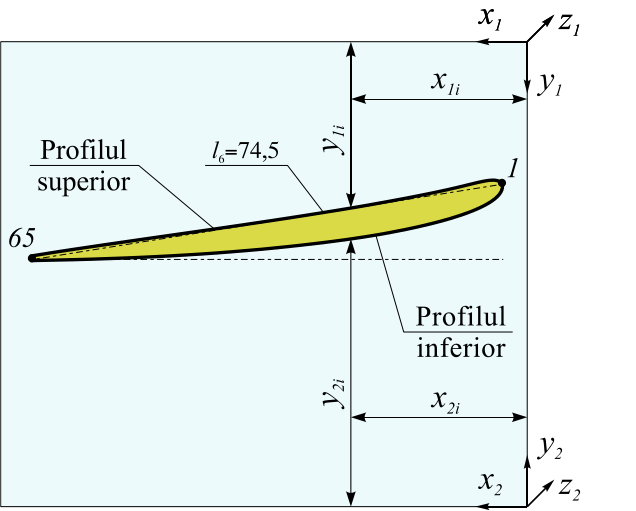
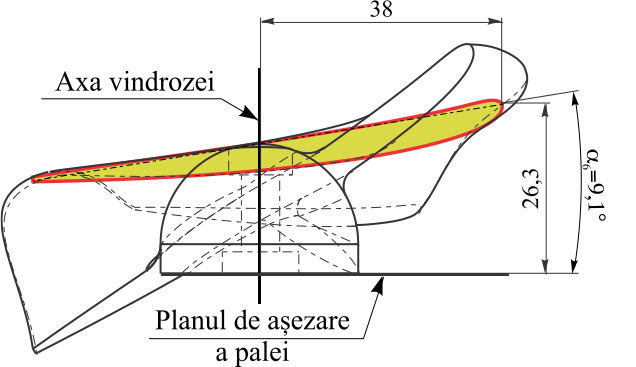
Nr. punctului, $i$	Coordonatele tehnologice ale profilului în secțiune, mm						Lungimea cordului profilului $l_n$ , mm	Unghiul de poziționare al profilului $\alpha_n$ , grade	Diametrul vindrozei $D$ , mm
	profilul superior			profilul inferior					
	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$			
							$l_5=81,7$	$\alpha_5=11,9$	$D=1120$
1	1,01	19,57	160,0	1,01	53,29	160,0	<p>Profilul în secțiunea <math>n_5</math> a palei</p>  <p>Orientarea secțiunii <math>n_5</math> a profilului aerodinamic în raport cu planul de așezare a palei și axa vindrozei</p> 		
2	2,21	19,17	160,0	1,00	52,01	160,0			
3	3,48	19,28	160,0	1,70	50,91	160,0			
4	4,73	19,57	160,0	2,68	50,04	160,0			
5	5,96	19,91	160,0	3,77	49,32	160,0			
6	7,19	20,27	160,0	4,92	48,70	160,0			
7	8,42	20,62	160,0	6,11	48,14	160,0			
8	9,65	20,97	160,0	7,31	47,62	160,0			
9	10,89	21,31	160,0	8,54	47,15	160,0			
10	12,12	21,64	160,0	9,77	46,71	160,0			
11	13,36	21,97	160,0	11,01	46,29	160,0			
12	14,60	22,29	160,0	12,26	45,90	160,0			
13	15,84	22,60	160,0	13,52	45,52	160,0			
14	17,09	22,90	160,0	14,78	45,16	160,0			
15	18,33	23,20	160,0	16,04	44,82	160,0			
16	19,58	23,50	160,0	17,31	44,49	160,0			
17	20,82	23,79	160,0	18,58	44,17	160,0			
18	22,07	24,08	160,0	19,86	43,87	160,0			
19	23,32	24,36	160,0	21,13	43,57	160,0			
20	24,57	24,65	160,0	22,41	43,29	160,0			
21	25,81	24,92	160,0	23,69	43,02	160,0			
22	27,06	25,20	160,0	24,98	42,75	160,0			
23	28,32	25,47	160,0	26,26	42,50	160,0			
24	29,57	25,74	160,0	27,55	42,25	160,0			
25	30,82	26,01	160,0	28,84	42,02	160,0			
26	32,07	26,27	160,0	30,13	41,78	160,0			
27	33,32	26,54	160,0	31,42	41,56	160,0			
28	34,58	26,80	160,0	32,71	41,34	160,0			
29	35,83	27,06	160,0	34,00	41,12	160,0			



Tabelul A.3.26. (continuare)

$i$	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$	Profilul palei în secțiune
30	37,08	27,31	160,0	35,30	40,91	160,0	<p>Profilul în secțiunea <math>n_5</math> a palei</p>
31	38,34	27,57	160,0	36,59	40,70	160,0	
32	39,59	27,83	160,0	37,89	40,50	160,0	
33	40,85	28,08	160,0	39,18	40,30	160,0	
34	42,10	28,33	160,0	40,48	40,11	160,0	
35	43,35	28,58	160,0	41,78	39,92	160,0	
36	44,61	28,83	160,0	43,07	39,74	160,0	
37	45,87	29,08	160,0	44,37	39,56	160,0	
38	47,12	29,33	160,0	45,67	39,38	160,0	
39	48,38	29,57	160,0	46,97	39,21	160,0	
40	49,63	29,82	160,0	48,27	39,05	160,0	
41	50,89	30,07	160,0	49,57	38,88	160,0	
42	52,15	30,31	160,0	50,87	38,73	160,0	
43	53,40	30,55	160,0	52,17	38,57	160,0	
44	54,66	30,80	160,0	53,47	38,42	160,0	
45	55,91	31,04	160,0	54,78	38,27	160,0	
46	57,17	31,29	160,0	56,08	38,13	160,0	
47	58,43	31,53	160,0	57,38	37,99	160,0	
48	59,68	31,77	160,0	58,68	37,86	160,0	
49	60,94	32,02	160,0	59,99	37,72	160,0	
50	62,20	32,26	160,0	61,29	37,59	160,0	
51	63,45	32,50	160,0	62,60	37,47	160,0	
52	64,71	32,75	160,0	63,90	37,35	160,0	
53	65,97	32,99	160,0	65,21	37,23	160,0	
54	67,22	33,24	160,0	66,51	37,11	160,0	
55	68,48	33,48	160,0	67,82	37,00	160,0	
56	69,73	33,73	160,0	69,12	36,89	160,0	
57	70,99	33,98	160,0	70,43	36,78	160,0	
58	72,24	34,23	160,0	71,74	36,67	160,0	
59	73,50	34,48	160,0	73,04	36,57	160,0	
60	74,75	34,74	160,0	74,35	36,47	160,0	
61	76,01	34,99	160,0	75,66	36,37	160,0	
62	77,26	35,25	160,0	76,96	36,27	160,0	
63	78,51	35,51	160,0	78,27	36,18	160,0	
64	79,77	35,78	160,0	79,58	36,08	160,0	
65	81,02	36,05	160,0	80,88	35,99	160,0	

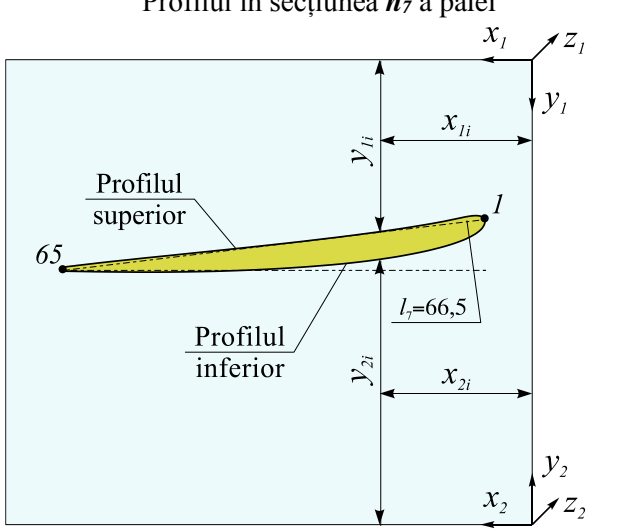
Tabelul A.3.27. Parametrii profilului aerodinamic al palei windrozei B în secțiunea  $n_6$

Nr. punctului, $i$	Coordonatele tehnologice ale profilului în secțiune, mm						Lungimea cordului profilului $l_n$ , mm	Unghiul de poziționare al profilului $\alpha_n$ , grade	Diametrul vindrozei $D$ , mm
	profilul superior			profilul inferior					
	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$			
							$l_6=74,5$	$\alpha_6=9,1$	$D=1120$
1	3,96	22,13	200,0	3,96	50,74	200,0	<p>Profilul în secțiunea <math>n_6</math> a palei</p>  <p>Orientarea secțiunii <math>n_6</math> a profilului aerodinamic în raport cu planul de așezare a palei și axa vindrozei</p> 		
2	5,03	21,72	200,0	4,01	49,57	200,0			
3	6,20	21,76	200,0	4,68	48,59	200,0			
4	7,35	21,98	200,0	5,61	47,84	200,0			
5	8,48	22,24	200,0	6,64	47,23	200,0			
6	9,62	22,52	200,0	7,71	46,71	200,0			
7	10,75	22,79	200,0	8,81	46,25	200,0			
8	11,89	23,06	200,0	9,94	45,83	200,0			
9	13,03	23,31	200,0	11,07	45,45	200,0			
10	14,17	23,56	200,0	12,21	45,10	200,0			
11	15,31	23,79	200,0	13,36	44,78	200,0			
12	16,45	24,03	200,0	14,52	44,47	200,0			
13	17,60	24,26	200,0	15,68	44,18	200,0			
14	18,74	24,48	200,0	16,84	43,91	200,0			
15	19,89	24,70	200,0	18,01	43,65	200,0			
16	21,04	24,91	200,0	19,18	43,40	200,0			
17	22,18	25,12	200,0	20,35	43,17	200,0			
18	23,33	25,33	200,0	21,52	42,95	200,0			
19	24,48	25,53	200,0	22,70	42,73	200,0			
20	25,63	25,73	200,0	23,88	42,53	200,0			
21	26,78	25,93	200,0	25,06	42,34	200,0			
22	27,93	26,12	200,0	26,24	42,15	200,0			
23	29,08	26,32	200,0	27,42	41,98	200,0			
24	30,24	26,51	200,0	28,60	41,81	200,0			
25	31,39	26,69	200,0	29,79	41,65	200,0			
26	32,54	26,88	200,0	30,97	41,50	200,0			
27	33,69	27,06	200,0	32,16	41,35	200,0			
28	34,84	27,24	200,0	33,35	41,21	200,0			
29	36,00	27,42	200,0	34,53	41,07	200,0			

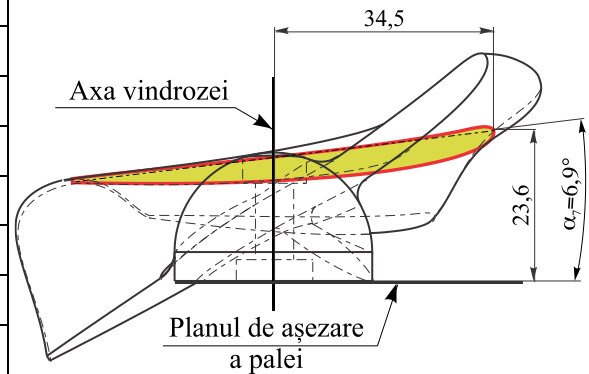
Tabelul A.3.27. (continuare)

$i$	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$	Profilul palei în secțiune
30	37,15	27,60	200,0	35,72	40,93	200,0	<p>Profilul în secțiunea <math>n_6</math> a palei</p>
31	38,30	27,78	200,0	36,91	40,80	200,0	
32	39,46	27,95	200,0	38,10	40,68	200,0	
33	40,61	28,13	200,0	39,29	40,56	200,0	
34	41,77	28,30	200,0	40,48	40,44	200,0	
35	42,92	28,47	200,0	41,67	40,33	200,0	
36	44,07	28,64	200,0	42,86	40,22	200,0	
37	45,23	28,81	200,0	44,05	40,12	200,0	
38	46,38	28,98	200,0	45,24	40,02	200,0	
39	47,54	29,15	200,0	46,43	39,92	200,0	
40	48,69	29,32	200,0	47,62	39,83	200,0	
41	49,85	29,48	200,0	48,82	39,74	200,0	
42	51,00	29,65	200,0	50,01	39,66	200,0	
43	52,16	29,82	200,0	51,20	39,58	200,0	
44	53,31	29,98	200,0	52,39	39,50	200,0	
45	54,47	30,15	200,0	53,59	39,43	200,0	
46	55,62	30,31	200,0	54,78	39,36	200,0	
47	56,78	30,48	200,0	55,97	39,29	200,0	
48	57,93	30,64	200,0	57,17	39,23	200,0	
49	59,09	30,81	200,0	58,36	39,17	200,0	
50	60,25	30,97	200,0	59,55	39,11	200,0	
51	61,40	31,14	200,0	60,75	39,06	200,0	
52	62,56	31,30	200,0	61,94	39,01	200,0	
53	63,71	31,47	200,0	63,14	38,96	200,0	
54	64,87	31,64	200,0	64,33	38,91	200,0	
55	66,02	31,81	200,0	65,53	38,87	200,0	
56	67,18	31,97	200,0	66,72	38,83	200,0	
57	68,33	32,14	200,0	67,91	38,79	200,0	
58	69,48	32,32	200,0	69,11	38,75	200,0	
59	70,64	32,49	200,0	70,30	38,72	200,0	
60	71,79	32,66	200,0	71,50	38,69	200,0	
61	72,95	32,84	200,0	72,69	38,66	200,0	
62	74,10	33,02	200,0	73,89	38,63	200,0	
63	75,25	33,20	200,0	75,08	38,61	200,0	
64	76,40	33,39	200,0	76,28	38,58	200,0	
65	77,55	33,58	200,0	77,47	38,56	200,0	

Tabelul A.3.28. Parametrii profilului aerodinamic al palei windrozei B în secțiunea n7

Nr. punctului, $i$	Coordonatele tehnologice ale profilului în secțiune, mm						Lungimea cordului profilului $l_n$ , mm	Unghiul de poziționare al profilului $\alpha_n$ , grade	Diametrul vindrozei $D$ , mm
	profilul superior			profilul inferior					
	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$			
							$l_7=66,5$	$\alpha_7=6,9$	$D=1120$
1	7,45	24,86	240,0	7,45	48,01	240,0	<p>Profilul în secțiunea <math>n_7</math> a palei</p> 		
2	8,40	24,46	240,0	7,53	46,96	240,0			
3	9,44	24,48	240,0	8,17	46,12	240,0			
4	10,47	24,64	240,0	9,02	45,48	240,0			
5	11,49	24,84	240,0	9,96	44,97	240,0			
6	12,51	25,06	240,0	10,94	44,54	240,0			
7	13,53	25,27	240,0	11,93	44,17	240,0			
8	14,55	25,47	240,0	12,95	43,83	240,0			
9	15,58	25,66	240,0	13,97	43,53	240,0			
10	16,61	25,83	240,0	15,01	43,26	240,0			
11	17,63	26,01	240,0	16,04	43,00	240,0			
12	18,66	26,18	240,0	17,08	42,77	240,0			
13	19,69	26,34	240,0	18,13	42,55	240,0			
14	20,72	26,50	240,0	19,18	42,35	240,0			
15	21,75	26,65	240,0	20,23	42,16	240,0			
16	22,78	26,80	240,0	21,28	41,98	240,0			
17	23,81	26,95	240,0	22,33	41,81	240,0			
18	24,85	27,09	240,0	23,39	41,65	240,0			
19	25,88	27,23	240,0	24,44	41,49	240,0			
20	26,91	27,37	240,0	25,50	41,35	240,0			
21	27,94	27,50	240,0	26,56	41,22	240,0			
22	28,98	27,64	240,0	27,62	41,10	240,0			
23	30,01	27,77	240,0	28,68	40,98	240,0			
24	31,04	27,89	240,0	29,74	40,88	240,0			
25	32,08	28,02	240,0	30,81	40,78	240,0			
26	33,11	28,14	240,0	31,87	40,68	240,0			
27	34,15	28,27	240,0	32,93	40,59	240,0			
28	35,18	28,39	240,0	34,00	40,50	240,0			
29	36,22	28,51	240,0	35,06	40,42	240,0			

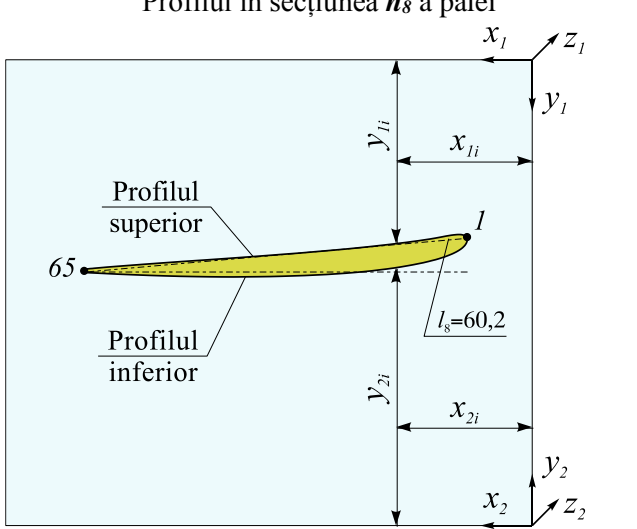
Orientarea secțiunii  $n_7$  a profilului aerodinamic în raport cu planul de așezare a palei și axa vindrozei



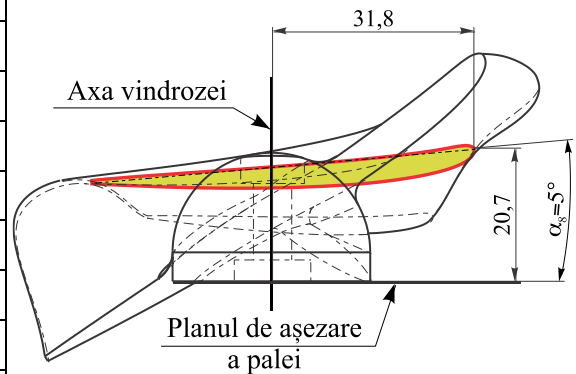
Tabelul A.3.28. (continuare)

$i$	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$	Profilul palei în secțiune
30	37,25	28,62	240,0	36,13	40,35	240,0	<p>Profilul în secțiunea <math>n_7</math> a palei</p>
31	38,29	28,74	240,0	37,19	40,27	240,0	
32	39,32	28,85	240,0	38,26	40,20	240,0	
33	40,36	28,97	240,0	39,32	40,14	240,0	
34	41,40	29,08	240,0	40,39	40,08	240,0	
35	42,43	29,19	240,0	41,45	40,02	240,0	
36	43,47	29,30	240,0	42,52	39,97	240,0	
37	44,50	29,41	240,0	43,59	39,92	240,0	
38	45,54	29,52	240,0	44,65	39,87	240,0	
39	46,58	29,63	240,0	45,72	39,83	240,0	
40	47,61	29,74	240,0	46,79	39,79	240,0	
41	48,65	29,85	240,0	47,85	39,76	240,0	
42	49,69	29,95	240,0	48,92	39,72	240,0	
43	50,72	30,06	240,0	49,99	39,70	240,0	
44	51,76	30,17	240,0	51,05	39,67	240,0	
45	52,79	30,27	240,0	52,12	39,65	240,0	
46	53,83	30,38	240,0	53,19	39,63	240,0	
47	54,87	30,49	240,0	54,26	39,61	240,0	
48	55,90	30,59	240,0	55,32	39,60	240,0	
49	56,94	30,70	240,0	56,39	39,59	240,0	
50	57,98	30,80	240,0	57,46	39,58	240,0	
51	59,01	30,91	240,0	58,53	39,57	240,0	
52	60,05	31,02	240,0	59,59	39,57	240,0	
53	61,09	31,13	240,0	60,66	39,57	240,0	
54	62,12	31,23	240,0	61,73	39,57	240,0	
55	63,16	31,34	240,0	62,80	39,58	240,0	
56	64,19	31,45	240,0	63,86	39,59	240,0	
57	65,23	31,56	240,0	64,93	39,59	240,0	
58	66,27	31,68	240,0	66,00	39,61	240,0	
59	67,30	31,79	240,0	67,07	39,62	240,0	
60	68,34	31,91	240,0	68,13	39,63	240,0	
61	69,37	32,03	240,0	69,20	39,65	240,0	
62	70,41	32,15	240,0	70,27	39,67	240,0	
63	71,44	32,27	240,0	71,33	39,69	240,0	
64	72,48	32,40	240,0	72,40	39,70	240,0	
65	73,51	32,53	240,0	73,47	39,73	240,0	

Tabelul A.3.29. Parametrii profilului aerodinamic al palei windrozei B în secțiunea  $n_8$

Nr. punctului, $i$	Coordonatele tehnologice ale profilului în secțiune, mm						Lungimea cordului profilului $l_n$ , mm	Unghiul de poziționare al profilului $\alpha_n$ , grade	Diametrul vindrozei $D$ , mm
	profilul superior			profilul inferior					
	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$			
							$l_8=60,2$	$\alpha_8=5$	$D=1120$
1	10,20	27,73	280,0	10,20	45,13	280,0	<p>Profilul în secțiunea <math>n_8</math> a palei</p> 		
2	11,05	27,37	280,0	10,31	44,19	280,0			
3	12,00	27,36	280,0	10,92	43,45	280,0			
4	12,93	27,49	280,0	11,71	42,91	280,0			
5	13,86	27,65	280,0	12,58	42,48	280,0			
6	14,78	27,83	280,0	13,47	42,12	280,0			
7	15,71	27,99	280,0	14,39	41,81	280,0			
8	16,64	28,14	280,0	15,31	41,55	280,0			
9	17,57	28,28	280,0	16,25	41,31	280,0			
10	18,51	28,41	280,0	17,19	41,09	280,0			
11	19,44	28,53	280,0	18,13	40,89	280,0			
12	20,37	28,65	280,0	19,08	40,71	280,0			
13	21,31	28,77	280,0	20,03	40,55	280,0			
14	22,24	28,88	280,0	20,99	40,39	280,0			
15	23,18	28,99	280,0	21,94	40,25	280,0			
16	24,12	29,09	280,0	22,90	40,12	280,0			
17	25,05	29,19	280,0	23,85	40,00	280,0			
18	25,99	29,29	280,0	24,81	39,88	280,0			
19	26,93	29,38	280,0	25,77	39,78	280,0			
20	27,87	29,48	280,0	26,73	39,68	280,0			
21	28,80	29,57	280,0	27,69	39,59	280,0			
22	29,74	29,66	280,0	28,65	39,51	280,0			
23	30,68	29,74	280,0	29,61	39,44	280,0			
24	31,62	29,83	280,0	30,58	39,38	280,0			
25	32,56	29,91	280,0	31,54	39,32	280,0			
26	33,49	29,99	280,0	32,50	39,26	280,0			
27	34,43	30,07	280,0	33,47	39,21	280,0			
28	35,37	30,15	280,0	34,43	39,17	280,0			
29	36,31	30,22	280,0	35,39	39,12	280,0			

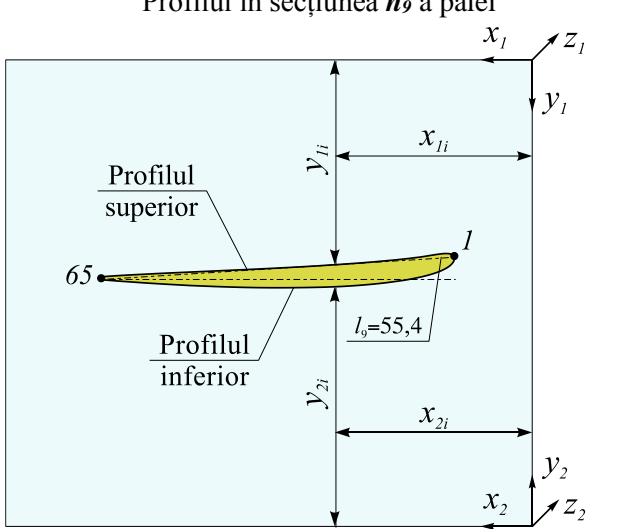
Orientarea secțiunii  $n_8$  a profilului aerodinamic în raport cu planul de așezare a palei și axa vindrozei



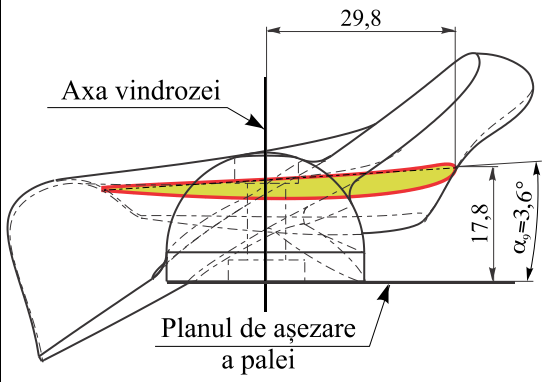
Tabelul A.3.29. (continuare)

$i$	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$	Profilul palei în secțiune
30	37,25	30,30	280,0	36,36	39,09	280,0	<p>Profilul în secțiunea <math>n_8</math> a palei</p>
31	38,19	30,37	280,0	37,32	39,05	280,0	
32	39,13	30,45	280,0	38,29	39,02	280,0	
33	40,07	30,52	280,0	39,25	38,99	280,0	
34	41,01	30,59	280,0	40,22	38,97	280,0	
35	41,95	30,66	280,0	41,18	38,95	280,0	
36	42,89	30,73	280,0	42,15	38,93	280,0	
37	43,83	30,80	280,0	43,11	38,92	280,0	
38	44,77	30,86	280,0	44,08	38,91	280,0	
39	45,70	30,93	280,0	45,04	38,90	280,0	
40	46,64	31,00	280,0	46,01	38,89	280,0	
41	47,58	31,06	280,0	46,97	38,89	280,0	
42	48,52	31,13	280,0	47,94	38,89	280,0	
43	49,46	31,20	280,0	48,90	38,90	280,0	
44	50,40	31,26	280,0	49,87	38,91	280,0	
45	51,34	31,33	280,0	50,83	38,92	280,0	
46	52,28	31,39	280,0	51,80	38,93	280,0	
47	53,22	31,46	280,0	52,76	38,94	280,0	
48	54,16	31,52	280,0	53,72	38,96	280,0	
49	55,10	31,59	280,0	54,69	38,98	280,0	
50	56,04	31,65	280,0	55,65	39,00	280,0	
51	56,98	31,72	280,0	56,62	39,03	280,0	
52	57,92	31,79	280,0	57,58	39,06	280,0	
53	58,86	31,85	280,0	58,55	39,09	280,0	
54	59,80	31,92	280,0	59,51	39,12	280,0	
55	60,74	31,99	280,0	60,48	39,15	280,0	
56	61,68	32,06	280,0	61,44	39,19	280,0	
57	62,62	32,13	280,0	62,40	39,23	280,0	
58	63,56	32,20	280,0	63,37	39,27	280,0	
59	64,50	32,27	280,0	64,33	39,31	280,0	
60	65,44	32,35	280,0	65,30	39,35	280,0	
61	66,38	32,43	280,0	66,26	39,40	280,0	
62	67,32	32,51	280,0	67,22	39,44	280,0	
63	68,25	32,59	280,0	68,19	39,49	280,0	
64	69,19	32,68	280,0	69,15	39,54	280,0	
65	70,13	32,77	280,0	70,12	39,59	280,0	

Tabelul A.3.30. Parametrii profilului aerodinamic al palei windrozei B în secțiunea  $n_9$

Nr. punctului, $i$	Coordonatele tehnologice ale profilului în secțiune, mm						Lungimea cordului profilului $l_n$ , mm	Unghiul de poziționare al profilului $\alpha_n$ , grade	Diametrul vindrozei $D$ , mm
	profilul superior			profilul inferior					
	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$			
							$l_9=55,4$	$\alpha_9=3,6$	$D=1120$
1	12,20	30,64	320,0	12,20	42,22	320,0	<p>Profilul în secțiunea <math>n_9</math> a palei</p> 		
2	12,97	30,28	320,0	12,32	41,36	320,0			
3	13,84	30,26	320,0	12,90	40,70	320,0			
4	14,70	30,36	320,0	13,65	40,22	320,0			
5	15,56	30,49	320,0	14,45	39,84	320,0			
6	16,42	30,63	320,0	15,28	39,54	320,0			
7	17,27	30,76	320,0	16,13	39,28	320,0			
8	18,13	30,88	320,0	16,99	39,06	320,0			
9	18,99	30,98	320,0	17,86	38,86	320,0			
10	19,86	31,08	320,0	18,73	38,68	320,0			
11	20,72	31,17	320,0	19,60	38,52	320,0			
12	21,58	31,26	320,0	20,48	38,38	320,0			
13	22,44	31,34	320,0	21,36	38,25	320,0			
14	23,31	31,42	320,0	22,24	38,13	320,0			
15	24,17	31,50	320,0	23,12	38,02	320,0			
16	25,04	31,57	320,0	24,00	37,92	320,0			
17	25,90	31,64	320,0	24,89	37,83	320,0			
18	26,76	31,71	320,0	25,77	37,75	320,0			
19	27,63	31,78	320,0	26,65	37,68	320,0			
20	28,49	31,84	320,0	27,54	37,61	320,0			
21	29,36	31,90	320,0	28,43	37,55	320,0			
22	30,22	31,96	320,0	29,31	37,50	320,0			
23	31,09	32,02	320,0	30,20	37,46	320,0			
24	31,95	32,07	320,0	31,09	37,42	320,0			
25	32,82	32,13	320,0	31,97	37,39	320,0			
26	33,69	32,18	320,0	32,86	37,36	320,0			
27	34,55	32,23	320,0	33,75	37,34	320,0			
28	35,42	32,28	320,0	34,64	37,32	320,0			
29	36,28	32,33	320,0	35,53	37,30	320,0			

Orientarea secțiunii  $n_9$  a profilului aerodinamic în raport cu planul de așezare a palei și axa vindrozei

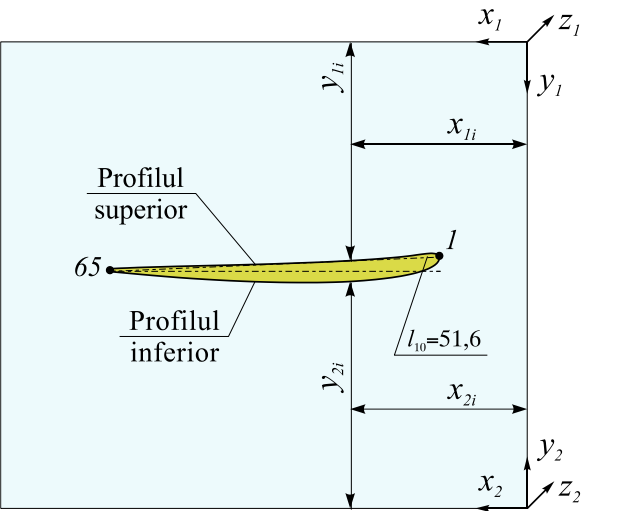
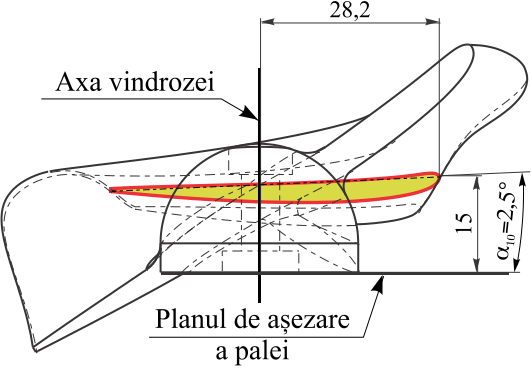




Tabelul A.3.30. (continuare)

$i$	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$	Profilul palei în secțiune
30	37,15	32,38	320,0	36,41	37,29	320,0	<p>Profilul în secțiunea <math>n_9</math> a palei</p>
31	38,01	32,42	320,0	37,30	37,28	320,0	
32	38,88	32,47	320,0	38,19	37,27	320,0	
33	39,75	32,51	320,0	39,08	37,27	320,0	
34	40,61	32,55	320,0	39,97	37,27	320,0	
35	41,48	32,60	320,0	40,85	37,27	320,0	
36	42,34	32,64	320,0	41,74	37,28	320,0	
37	43,21	32,68	320,0	42,63	37,29	320,0	
38	44,08	32,72	320,0	43,52	37,30	320,0	
39	44,94	32,76	320,0	44,41	37,31	320,0	
40	45,81	32,80	320,0	45,29	37,33	320,0	
41	46,68	32,84	320,0	46,18	37,35	320,0	
42	47,54	32,88	320,0	47,07	37,37	320,0	
43	48,41	32,92	320,0	47,96	37,40	320,0	
44	49,27	32,96	320,0	48,84	37,43	320,0	
45	50,14	32,99	320,0	49,73	37,46	320,0	
46	51,01	33,03	320,0	50,62	37,49	320,0	
47	51,87	33,07	320,0	51,51	37,53	320,0	
48	52,74	33,11	320,0	52,39	37,57	320,0	
49	53,61	33,15	320,0	53,28	37,61	320,0	
50	54,47	33,19	320,0	54,17	37,65	320,0	
51	55,34	33,22	320,0	55,06	37,70	320,0	
52	56,20	33,26	320,0	55,94	37,74	320,0	
53	57,07	33,30	320,0	56,83	37,79	320,0	
54	57,94	33,34	320,0	57,72	37,85	320,0	
55	58,80	33,39	320,0	58,60	37,90	320,0	
56	59,67	33,43	320,0	59,49	37,95	320,0	
57	60,54	33,47	320,0	60,37	38,01	320,0	
58	61,40	33,51	320,0	61,26	38,07	320,0	
59	62,27	33,56	320,0	62,15	38,13	320,0	
60	63,13	33,61	320,0	63,03	38,19	320,0	
61	64,00	33,66	320,0	63,92	38,26	320,0	
62	64,86	33,71	320,0	64,80	38,32	320,0	
63	65,73	33,76	320,0	65,69	38,39	320,0	
64	66,60	33,82	320,0	66,58	38,45	320,0	
65	67,46	33,88	320,0	67,46	38,52	320,0	

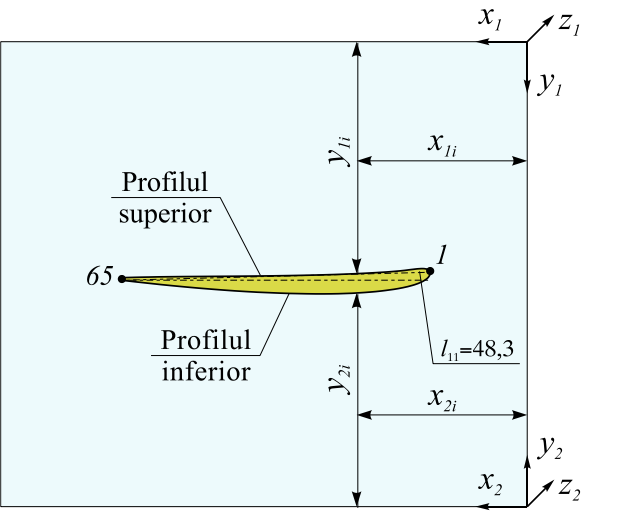
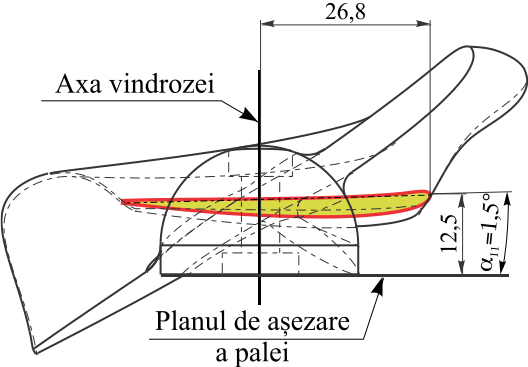
Tabelul A.3.31. Parametrii profilului aerodinamic al palei windrozei B în secțiunea  $n_{10}$

Nr. punctului, $i$	Coordonatele tehnologice ale profilului în secțiune, mm						Lungimea cordului profilului $l_n$ , mm	Unghiul de poziționare al profilului $\alpha_n$ , grade	Diametrul vindrozei $D$ , mm
	profilul superior			profilul inferior					
	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$			
							$l_{10}=51,6$	$\alpha_{10}=2,5$	$D=1120$
1	13,76	33,42	360,0	13,76	39,44	360,0	<p>Profilul în secțiunea <math>n_{10}</math> a palei</p>  <p>Orientarea secțiunii <math>n_{10}</math> a profilului aerodinamic în raport cu planul de așezare a palei și axa vindrozei</p> 		
2	14,47	33,08	360,0	13,89	38,64	360,0			
3	15,28	33,04	360,0	14,44	38,03	360,0			
4	16,09	33,11	360,0	15,14	37,59	360,0			
5	16,89	33,22	360,0	15,90	37,26	360,0			
6	17,69	33,34	360,0	16,68	36,99	360,0			
7	18,49	33,44	360,0	17,47	36,76	360,0			
8	19,29	33,53	360,0	18,28	36,57	360,0			
9	20,09	33,61	360,0	19,09	36,40	360,0			
10	20,90	33,69	360,0	19,90	36,25	360,0			
11	21,70	33,76	360,0	20,72	36,12	360,0			
12	22,51	33,83	360,0	21,54	36,00	360,0			
13	23,32	33,89	360,0	22,36	35,90	360,0			
14	24,12	33,95	360,0	23,18	35,80	360,0			
15	24,93	34,01	360,0	24,01	35,72	360,0			
16	25,73	34,06	360,0	24,83	35,64	360,0			
17	26,54	34,11	360,0	25,65	35,57	360,0			
18	27,35	34,16	360,0	26,48	35,51	360,0			
19	28,15	34,20	360,0	27,31	35,46	360,0			
20	28,96	34,25	360,0	28,13	35,41	360,0			
21	29,77	34,29	360,0	28,96	35,37	360,0			
22	30,57	34,33	360,0	29,78	35,34	360,0			
23	31,38	34,36	360,0	30,61	35,32	360,0			
24	32,19	34,40	360,0	31,44	35,30	360,0			
25	33,00	34,43	360,0	32,27	35,28	360,0			
26	33,80	34,47	360,0	33,09	35,27	360,0			
27	34,61	34,50	360,0	33,92	35,27	360,0			
28	35,42	34,53	360,0	34,75	35,27	360,0			
29	36,22	34,56	360,0	35,58	35,27	360,0			

Tabelul A.3.31. (continuare)

$i$	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$	Profilul palei în secțiune
30	37,03	34,59	360,0	36,40	35,27	360,0	<p>Profilul în secțiunea <math>n_{10}</math> a palei</p>
31	37,84	34,61	360,0	37,23	35,28	360,0	
32	38,65	34,64	360,0	38,06	35,29	360,0	
33	39,46	34,67	360,0	38,89	35,30	360,0	
34	40,26	34,69	360,0	39,71	35,32	360,0	
35	41,07	34,71	360,0	40,54	35,34	360,0	
36	41,88	34,74	360,0	41,37	35,36	360,0	
37	42,69	34,76	360,0	42,20	35,38	360,0	
38	43,49	34,78	360,0	43,02	35,41	360,0	
39	44,30	34,80	360,0	43,85	35,44	360,0	
40	45,11	34,83	360,0	44,68	35,48	360,0	
41	45,92	34,85	360,0	45,50	35,51	360,0	
42	46,72	34,87	360,0	46,33	35,55	360,0	
43	47,53	34,89	360,0	47,16	35,59	360,0	
44	48,34	34,91	360,0	47,98	35,63	360,0	
45	49,15	34,93	360,0	48,81	35,68	360,0	
46	49,96	34,95	360,0	49,64	35,73	360,0	
47	50,76	34,97	360,0	50,46	35,78	360,0	
48	51,57	34,99	360,0	51,29	35,83	360,0	
49	52,38	35,01	360,0	52,11	35,88	360,0	
50	53,19	35,03	360,0	52,94	35,94	360,0	
51	53,99	35,05	360,0	53,76	36,00	360,0	
52	54,80	35,07	360,0	54,59	36,06	360,0	
53	55,61	35,09	360,0	55,41	36,12	360,0	
54	56,42	35,11	360,0	56,24	36,18	360,0	
55	57,22	35,13	360,0	57,06	36,25	360,0	
56	58,03	35,16	360,0	57,89	36,32	360,0	
57	58,84	35,18	360,0	58,71	36,39	360,0	
58	59,65	35,21	360,0	59,54	36,46	360,0	
59	60,46	35,23	360,0	60,36	36,53	360,0	
60	61,26	35,26	360,0	61,19	36,61	360,0	
61	62,07	35,29	360,0	62,01	36,68	360,0	
62	62,88	35,32	360,0	62,84	36,76	360,0	
63	63,68	35,36	360,0	63,66	36,83	360,0	
64	64,49	35,40	360,0	64,48	36,91	360,0	
65	65,30	35,44	360,0	65,31	36,99	360,0	

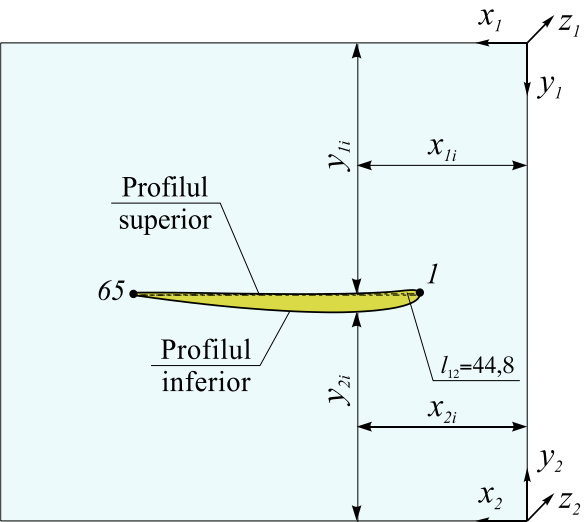
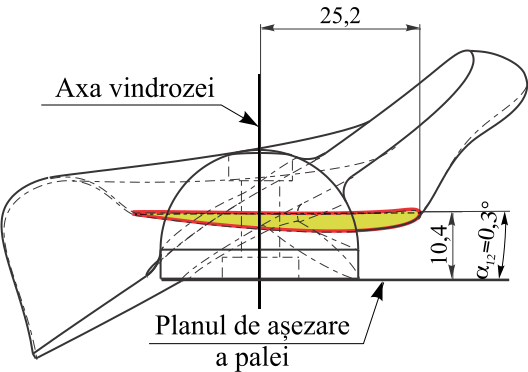
Tabelul A.3.32. Parametrii profilului aerodinamic al palei windrozei B în secțiunea  $n_{11}$

Nr. punctului, $i$	Coordonatele tehnologice ale profilului în secțiune, mm						Lungimea cordului profilului $l_n$ , mm	Unghiul de poziționare al profilului $\alpha_n$ , grade	Diametrul vindrozei $D$ , mm
	profilul superior			profilul inferior					
	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$			
							$l_{11}=48,3$	$\alpha_{11}=1,5$	$D=1120$
1	15,19	35,94	400,0	15,19	36,92	400,0	<p>Profilul în secțiunea <math>n_{11}</math> a palei</p>  <p>Orientarea secțiunii <math>n_{11}</math> a profilului aerodinamic în raport cu planul de așezare a palei și axa vindrozei</p> 		
2	15,85	35,61	400,0	15,32	36,17	400,0			
3	16,61	35,56	400,0	15,85	35,61	400,0			
4	17,36	35,62	400,0	16,51	35,22	400,0			
5	18,11	35,71	400,0	17,23	34,92	400,0			
6	18,86	35,80	400,0	17,96	34,68	400,0			
7	19,61	35,88	400,0	18,71	34,48	400,0			
8	20,37	35,96	400,0	19,47	34,31	400,0			
9	21,12	36,02	400,0	20,23	34,17	400,0			
10	21,87	36,08	400,0	20,99	34,04	400,0			
11	22,63	36,13	400,0	21,76	33,93	400,0			
12	23,38	36,18	400,0	22,52	33,83	400,0			
13	24,14	36,22	400,0	23,29	33,75	400,0			
14	24,89	36,27	400,0	24,06	33,67	400,0			
15	25,65	36,31	400,0	24,84	33,61	400,0			
16	26,40	36,34	400,0	25,61	33,55	400,0			
17	27,16	36,38	400,0	26,38	33,50	400,0			
18	27,91	36,41	400,0	27,15	33,46	400,0			
19	28,67	36,44	400,0	27,93	33,42	400,0			
20	29,42	36,46	400,0	28,70	33,39	400,0			
21	30,18	36,49	400,0	29,47	33,37	400,0			
22	30,93	36,51	400,0	30,25	33,35	400,0			
23	31,69	36,54	400,0	31,02	33,34	400,0			
24	32,44	36,56	400,0	31,80	33,34	400,0			
25	33,20	36,58	400,0	32,57	33,34	400,0			
26	33,95	36,59	400,0	33,34	33,34	400,0			
27	34,71	36,61	400,0	34,12	33,35	400,0			
28	35,47	36,63	400,0	34,89	33,36	400,0			
29	36,22	36,64	400,0	35,67	33,38	400,0			

Tabelul A.3.32. (continuare)

$i$	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$	Profilul palei în secțiune
30	36,98	36,65	400,0	36,44	33,39	400,0	<p>Profilul în secțiunea <math>n_{11}</math> a palei</p>
31	37,73	36,67	400,0	37,21	33,41	400,0	
32	38,49	36,68	400,0	37,99	33,44	400,0	
33	39,25	36,69	400,0	38,76	33,46	400,0	
34	40,00	36,70	400,0	39,54	33,49	400,0	
35	40,76	36,71	400,0	40,31	33,52	400,0	
36	41,51	36,72	400,0	41,08	33,56	400,0	
37	42,27	36,72	400,0	41,86	33,59	400,0	
38	43,02	36,73	400,0	42,63	33,63	400,0	
39	43,78	36,74	400,0	43,40	33,67	400,0	
40	44,54	36,75	400,0	44,18	33,72	400,0	
41	45,29	36,75	400,0	44,95	33,76	400,0	
42	46,05	36,76	400,0	45,72	33,81	400,0	
43	46,80	36,76	400,0	46,49	33,86	400,0	
44	47,56	36,77	400,0	47,27	33,92	400,0	
45	48,32	36,78	400,0	48,04	33,97	400,0	
46	49,07	36,78	400,0	48,81	34,03	400,0	
47	49,83	36,79	400,0	49,58	34,09	400,0	
48	50,58	36,79	400,0	50,35	34,15	400,0	
49	51,34	36,80	400,0	51,12	34,22	400,0	
50	52,09	36,80	400,0	51,90	34,28	400,0	
51	52,85	36,81	400,0	52,67	34,35	400,0	
52	53,61	36,82	400,0	53,44	34,42	400,0	
53	54,36	36,82	400,0	54,21	34,49	400,0	
54	55,12	36,83	400,0	54,98	34,57	400,0	
55	55,87	36,84	400,0	55,75	34,64	400,0	
56	56,63	36,85	400,0	56,52	34,72	400,0	
57	57,39	36,86	400,0	57,29	34,80	400,0	
58	58,14	36,87	400,0	58,06	34,88	400,0	
59	58,90	36,88	400,0	58,83	34,96	400,0	
60	59,65	36,89	400,0	59,60	35,04	400,0	
61	60,41	36,91	400,0	60,37	35,12	400,0	
62	61,16	36,92	400,0	61,14	35,21	400,0	
63	61,92	36,94	400,0	61,91	35,29	400,0	
64	62,68	36,97	400,0	62,68	35,38	400,0	
65	63,43	36,99	400,0	63,45	35,47	400,0	

Tabelul A.3.33. Parametrii profilului aerodinamic al palei windrozei B în secțiunea  $n_{12}$

Nr. punctului, $i$	Coordonatele tehnologice ale profilului în secțiune, mm						Lungimea cordului profilului $l_n$ , mm	Unghiul de poziționare al profilului $\alpha_n$ , grade	Diametrul vindrozei $D$ , mm
	profilul superior			profilul inferior					
	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$			
							$l_{12}=44,8$	$\alpha_{12}=0,3$	$D=1120$
1	16,80	38,06	440,0	16,80	34,81	440,0	<p>Profilul în secțiunea <math>n_{12}</math> a palei</p>  <p>Orientarea secțiunii <math>n_{12}</math> a profilului aerodinamic în raport cu planul de așezare a palei și axa vindrozei</p> 		
2	17,41	37,73	440,0	16,94	34,12	440,0			
3	18,11	37,67	440,0	17,44	33,61	440,0			
4	18,81	37,71	440,0	18,06	33,25	440,0			
5	19,51	37,78	440,0	18,73	32,99	440,0			
6	20,21	37,85	440,0	19,42	32,78	440,0			
7	20,91	37,91	440,0	20,12	32,61	440,0			
8	21,61	37,96	440,0	20,82	32,47	440,0			
9	22,31	38,01	440,0	21,53	32,35	440,0			
10	23,01	38,05	440,0	22,24	32,25	440,0			
11	23,71	38,08	440,0	22,96	32,16	440,0			
12	24,41	38,11	440,0	23,67	32,09	440,0			
13	25,11	38,14	440,0	24,39	32,02	440,0			
14	25,82	38,16	440,0	25,11	31,97	440,0			
15	26,52	38,19	440,0	25,82	31,92	440,0			
16	27,22	38,20	440,0	26,54	31,88	440,0			
17	27,92	38,22	440,0	27,26	31,85	440,0			
18	28,62	38,24	440,0	27,98	31,83	440,0			
19	29,32	38,25	440,0	28,70	31,81	440,0			
20	30,03	38,26	440,0	29,42	31,80	440,0			
21	30,73	38,27	440,0	30,13	31,79	440,0			
22	31,43	38,27	440,0	30,85	31,79	440,0			
23	32,13	38,28	440,0	31,57	31,80	440,0			
24	32,83	38,28	440,0	32,29	31,81	440,0			
25	33,54	38,29	440,0	33,01	31,82	440,0			
26	34,24	38,29	440,0	33,73	31,84	440,0			
27	34,94	38,29	440,0	34,45	31,87	440,0			
28	35,64	38,29	440,0	35,17	31,89	440,0			
29	36,34	38,29	440,0	35,88	31,92	440,0			

Tabelul A.3.33. (continuare)

$i$	$x_{1i}$	$y_{1i}$	$z_{1i}$	$x_{2i}$	$y_{2i}$	$z_{2i}$	Profilul palei în secțiune
30	37,05	38,29	440,0	36,60	31,95	440,0	<p>Profilul în secțiunea <math>n_{12}</math> a palei</p>
31	37,75	38,28	440,0	37,32	31,98	440,0	
32	38,45	38,28	440,0	38,04	32,02	440,0	
33	39,15	38,27	440,0	38,76	32,06	440,0	
34	39,85	38,27	440,0	39,47	32,10	440,0	
35	40,56	38,26	440,0	40,19	32,15	440,0	
36	41,26	38,25	440,0	40,91	32,19	440,0	
37	41,96	38,25	440,0	41,63	32,24	440,0	
38	42,66	38,24	440,0	42,34	32,29	440,0	
39	43,36	38,23	440,0	43,06	32,35	440,0	
40	44,07	38,22	440,0	43,78	32,40	440,0	
41	44,77	38,21	440,0	44,49	32,46	440,0	
42	45,47	38,20	440,0	45,21	32,52	440,0	
43	46,17	38,19	440,0	45,93	32,59	440,0	
44	46,87	38,18	440,0	46,64	32,65	440,0	
45	47,58	38,17	440,0	47,36	32,72	440,0	
46	48,28	38,16	440,0	48,07	32,79	440,0	
47	48,98	38,15	440,0	48,79	32,86	440,0	
48	49,68	38,14	440,0	49,51	32,93	440,0	
49	50,38	38,14	440,0	50,22	33,01	440,0	
50	51,09	38,13	440,0	50,94	33,08	440,0	
51	51,79	38,12	440,0	51,65	33,16	440,0	
52	52,49	38,11	440,0	52,36	33,24	440,0	
53	53,19	38,10	440,0	53,08	33,32	440,0	
54	53,89	38,09	440,0	53,79	33,41	440,0	
55	54,60	38,08	440,0	54,51	33,49	440,0	
56	55,30	38,08	440,0	55,22	33,58	440,0	
57	56,00	38,07	440,0	55,93	33,67	440,0	
58	56,70	38,07	440,0	56,65	33,76	440,0	
59	57,40	38,06	440,0	57,36	33,85	440,0	
60	58,11	38,06	440,0	58,07	33,94	440,0	
61	58,81	38,06	440,0	58,79	34,03	440,0	
62	59,51	38,06	440,0	59,50	34,12	440,0	
63	60,21	38,06	440,0	60,21	34,22	440,0	
64	60,91	38,07	440,0	60,93	34,31	440,0	
65	61,62	38,08	440,0	61,64	34,41	440,0	





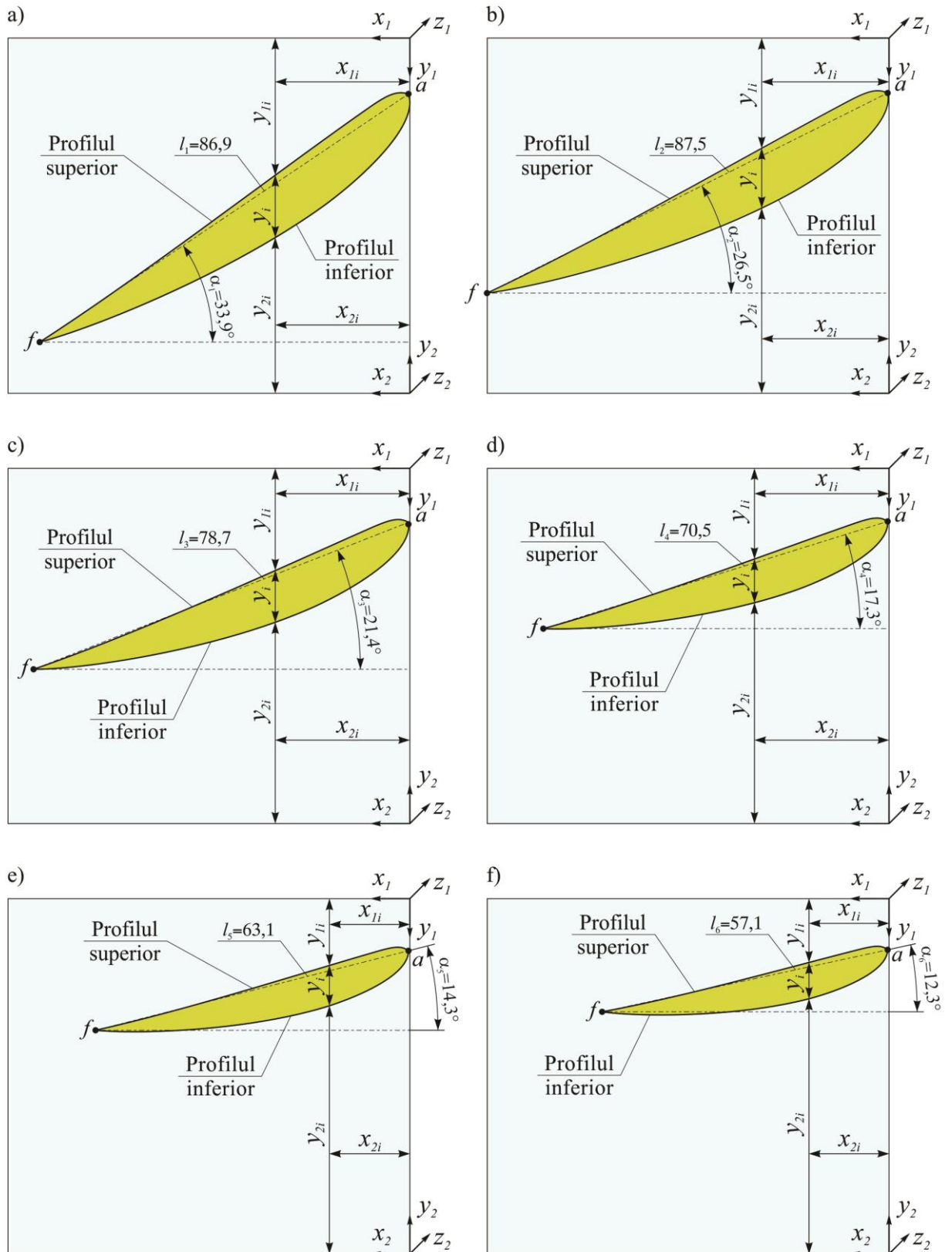


Fig. A.3.9. Profilul aerodinamic al palei windrosei A în secțiuni: 1-a); 2-b); 3-c); 4-d); 5-e); 6-f).

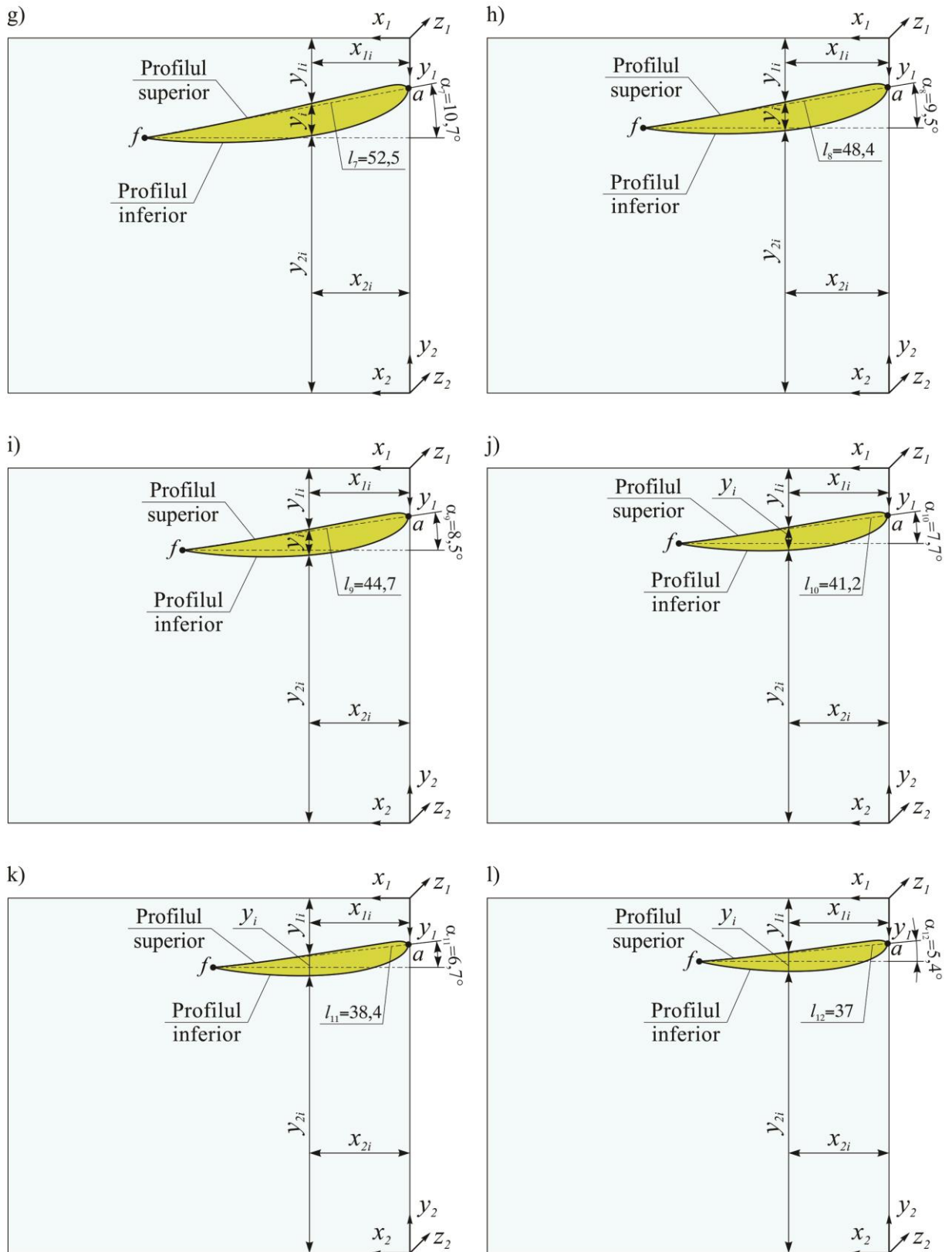


Fig. A.3.10. Profilul aerodinamic al palei windrosei A în secțiuni: 7-g); 8-h); 9-i); 10-j); 11-k); 12-l).

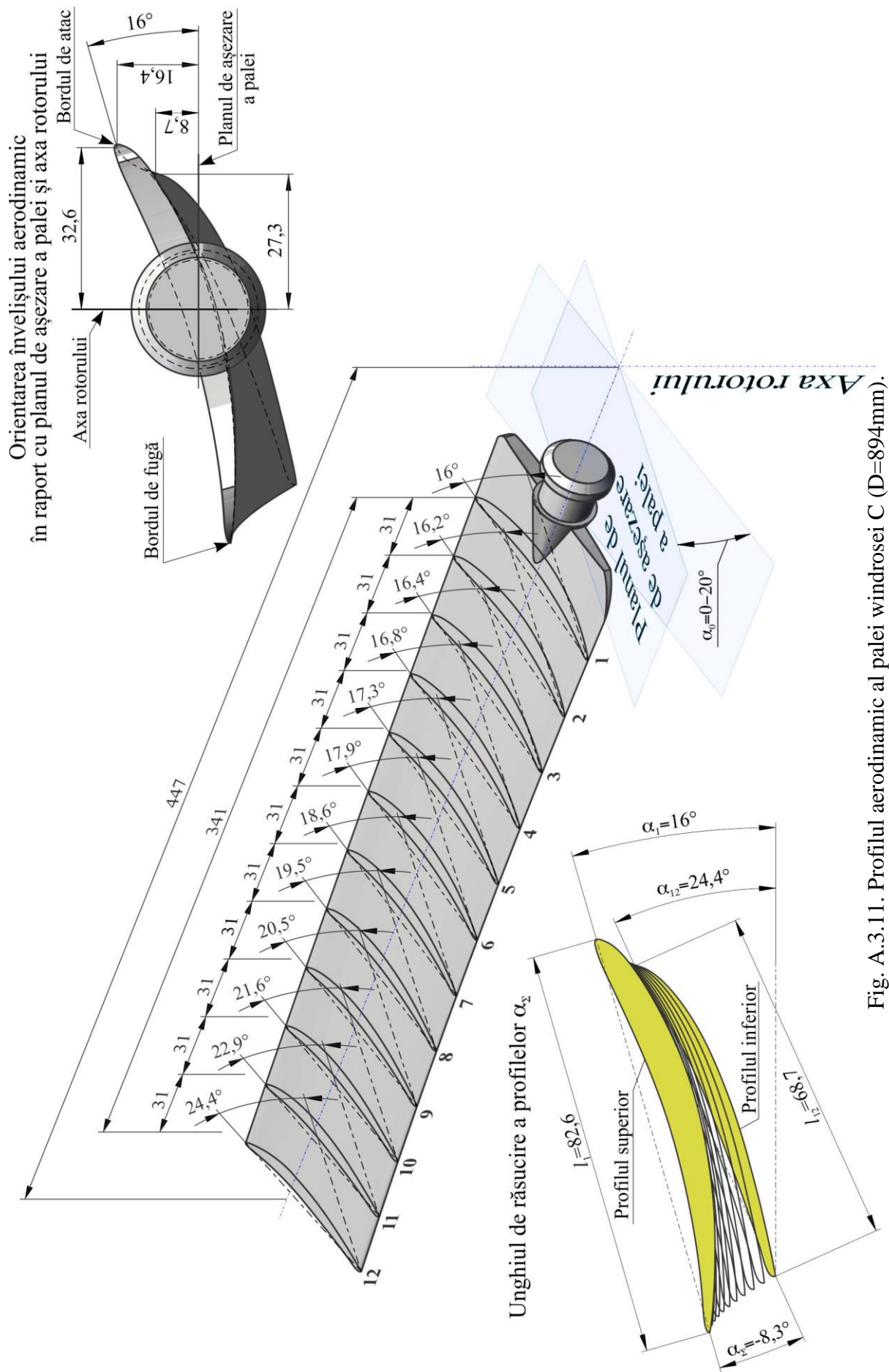


Fig. A.3.11. Profilul aerodinamic al palei windrosei C (D=894mm).

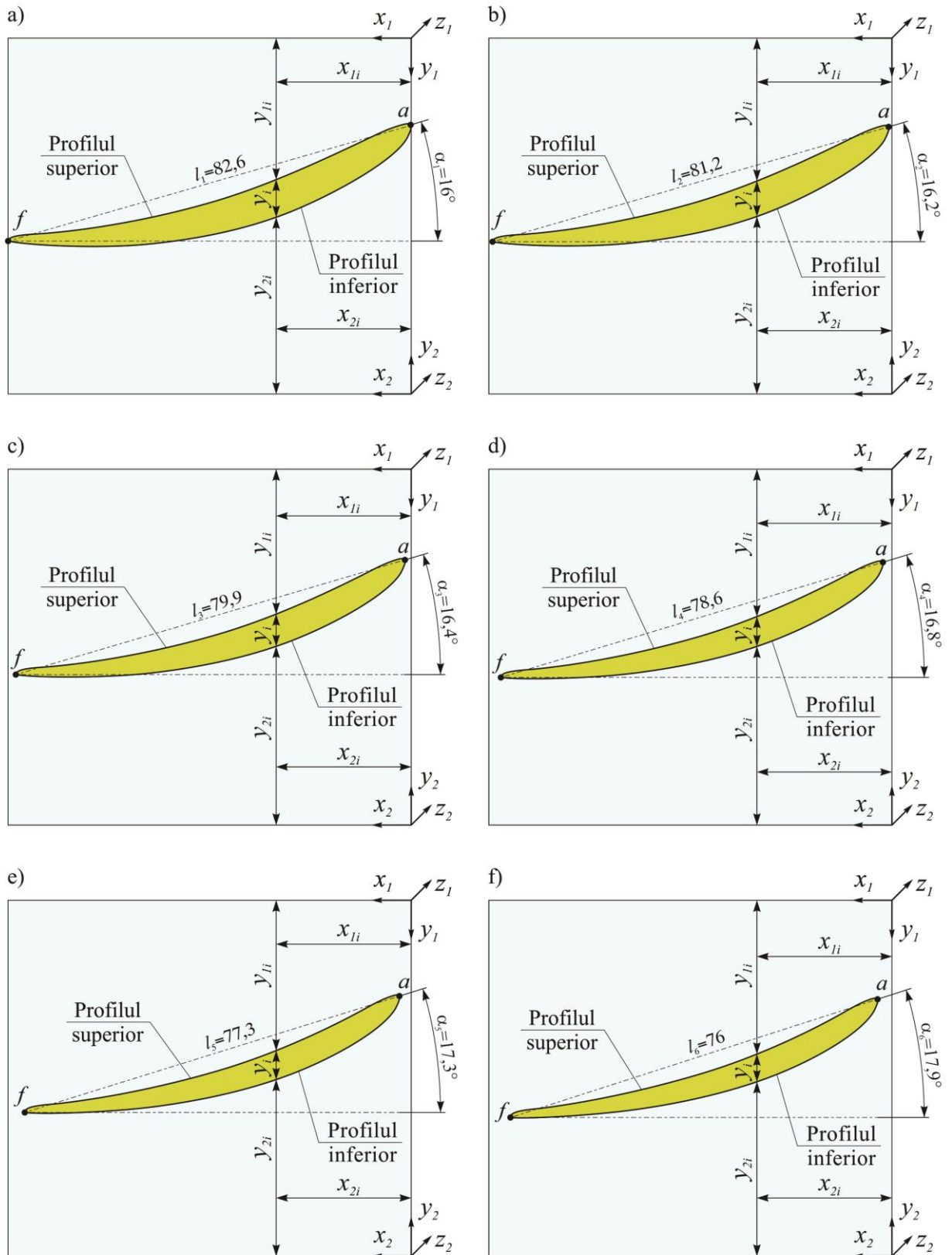


Fig. A.3.12. Profilul aerodinamic al palei windrosei C în secțiuni: 1-a); 2-b); 3-c); 4-d); 5-e); 6-f).

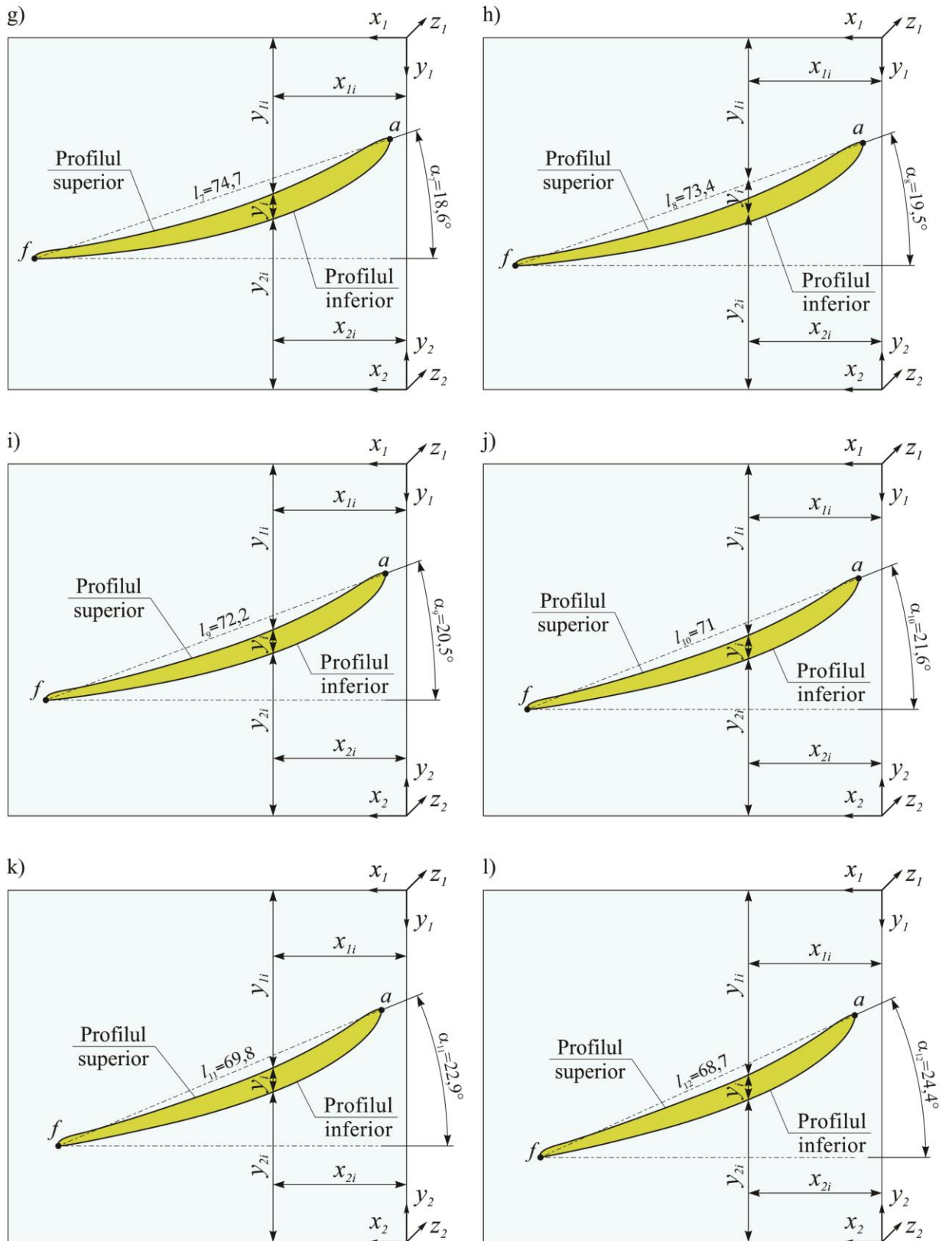


Fig. A.3.13. Profilul aerodinamic al palei windrosei C în secțiuni: 7-g); 8-h); 9-i); 10-j); 11-k); 12-l).

Tabelul A.3.34. Parametrii modelului CAD ai profilului aerodinamic al palei windrosei A.

Secțiunea, $n$	Coordonatele tehnologice ale bordurilor de atac și de fugă, mm					Lungimea cordului profilului $l_n$ , mm	Unghiul de poziționare al profilului $\alpha_n$ , grade	Unghiul de răsucire a palei $\alpha_1 - \alpha_{12}$ , grade
	$x_{1a}$	$x_{1f}$	$y_{1a}$	$y_{1f}$	$z_l$			
1	0,27	72,4	10,9	59,4	0	86,9	33,9	28,5
2	0,27	78,6	10,7	49,9	31	87,5	26,5	
3	0,27	73,6	10,6	39,3	62	78,7	21,4	
4	0,27	67,6	10,4	31,3	93	70,5	17,3	
5	0,27	61,4	10,2	25,7	124	63,1	14,3	
6	0,27	56,1	10	22,1	155	57,1	12,3	
7	0,27	51,8	9,8	19,5	186	52,5	10,7	
8	0,27	48	9,6	17,6	217	48,4	9,5	
9	0,27	44,4	9,4	16,1	248	44,7	8,5	
10	0,27	41,1	9,3	14,8	279	41,2	7,7	
11	0,27	38,5	9,1	13,6	310	38,4	6,7	
12	0,27	37,1	8,9	12,4	341	37	5,4	

Tabelul A.3.35. Parametrii modelului CAD ai profilului aerodinamic al palei windrosei C.

Secțiunea, $n$	Coordonatele tehnologice ale bordurilor de atac și de fugă, mm					Lungimea cordului profilului $l_n$ , mm	Unghiul de poziționare al profilului $\alpha_n$ , grade	Unghiul de răsucire a palei $\alpha_1 - \alpha_{12}$ , grade
	$x_{1a}$	$x_{1f}$	$y_{1a}$	$y_{1f}$	$z_l$			
1	0,1	79,4	17,2	40	0	82,6	16	-8,4
2	0,7	78,7	17,5	40,2	31	81,2	16,2	
3	1,2	77,9	17,9	40,5	62	79,9	16,4	
4	1,8	77	18,4	41,1	93	78,6	16,8	
5	2,3	76,1	18,9	41,9	124	77,3	17,3	
6	2,8	75,1	19,5	42,9	155	76	17,9	
7	3,3	74,1	20,2	44,1	186	74,7	18,6	
8	3,8	73	21	45,5	217	73,4	19,5	
9	4,2	71,9	21,9	47,1	248	72,2	20,5	
10	4,6	70,6	22,8	49	279	71	21,6	
11	5	69,4	23,8	51	310	69,8	22,9	
12	5,4	68	24,9	53,3	341	68,7	24,4	

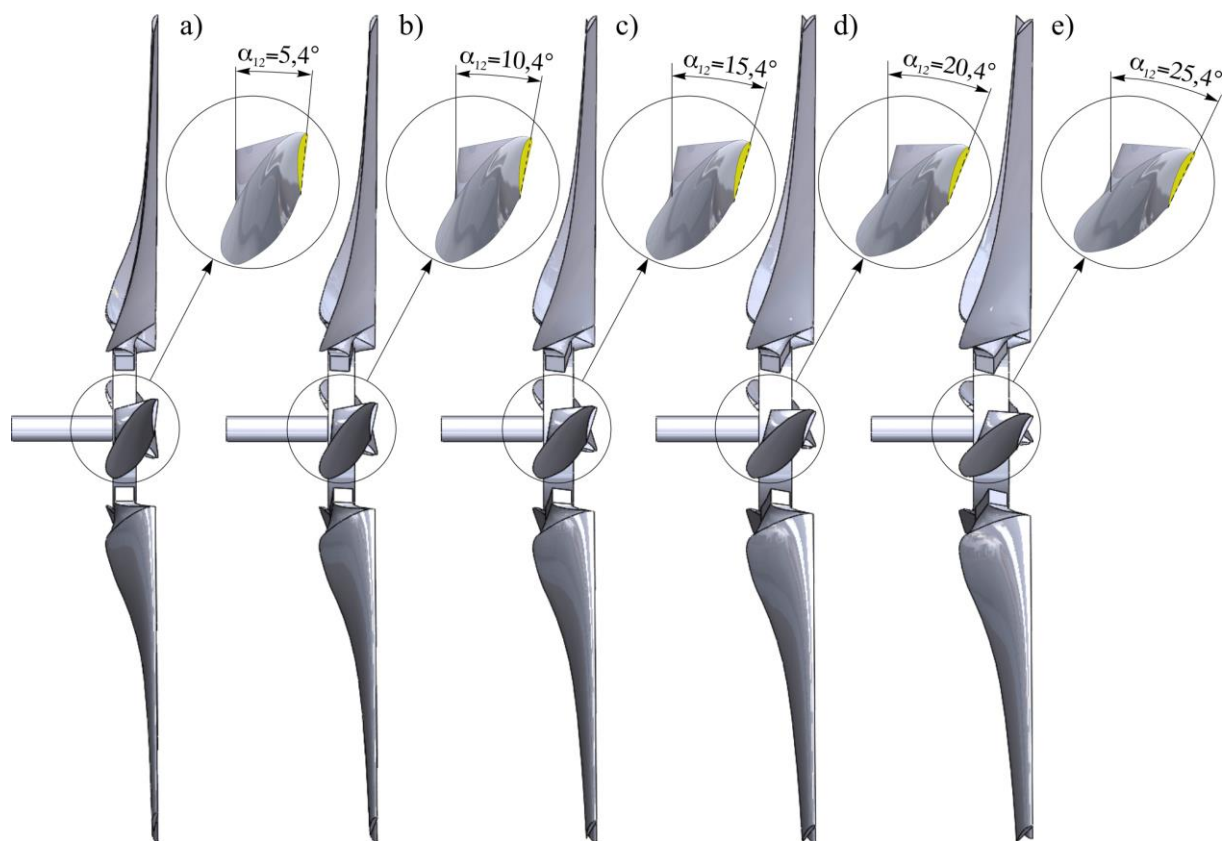


Fig. A.3.14. Modele CAD ale windrosei A cu unghiul de așezare:  
 a) - 0°, b) - 5°, c) - 10°, d) - 15°, e) - 20°.

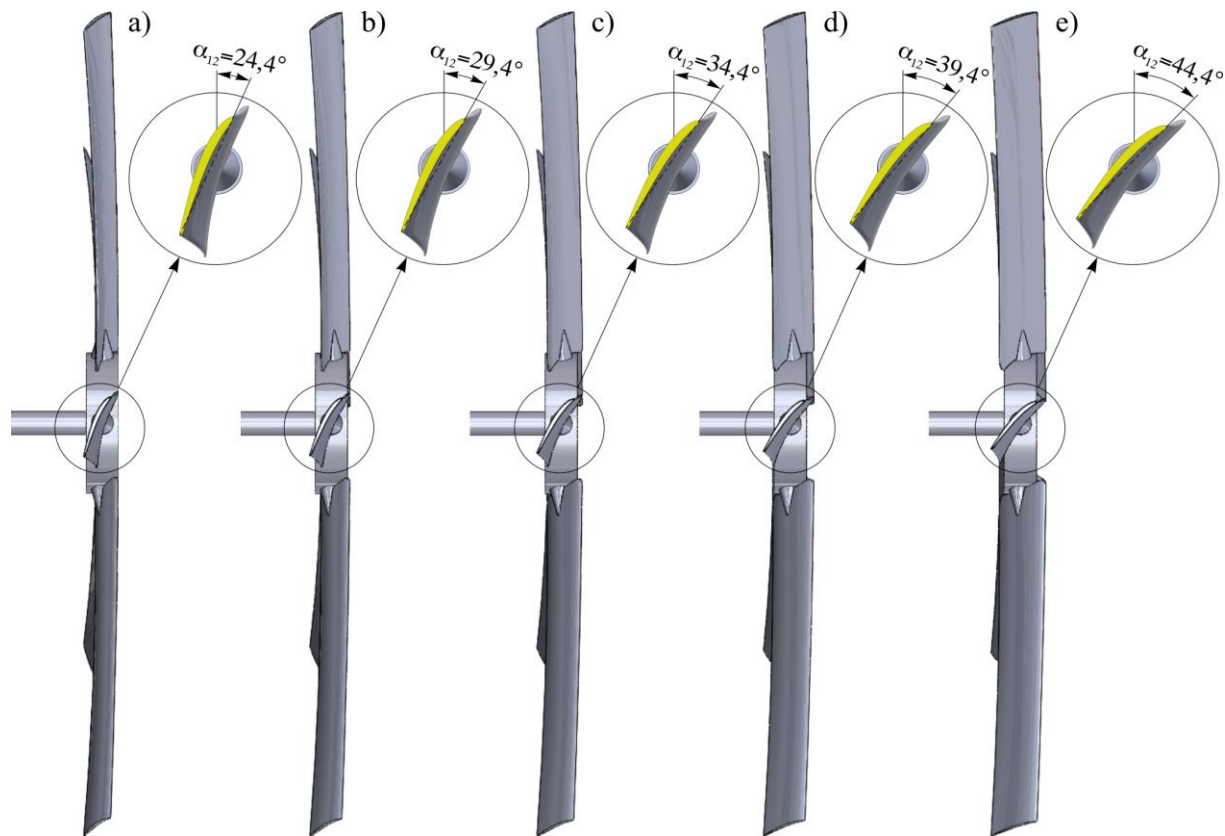


Fig. A.3.15. Modele CAD ale windrosei C cu unghiul de așezare:  
 a) - 0°, b) - 5°, c) - 10°, d) - 15°, e) - 20°.

Tabelul A.5.1. Rezultatele simulării în CFD a rotorului cu profilurile aerodinamice I și II al palelor (D=8m).

nr.	Viteza vântului V, m/s	Viteza specifică a vântului $\lambda$	Viteza de rotație a rotorului n, rot/min	Momentul de torsiune la axa rotorului T, Nm	Viteza unghiulară a rotorului $\omega$ , s <sup>-1</sup>	Puterea mecanică la axa rotorului P, W	Coefficientul de performanță aerodinamică Cp ( $\lambda$ )
Profil aerodinamic I, V=10m/s							
1	10	2,09	50,00	552	5,24	2890,27	0,094
2	10	4,19	100,00	996	10,47	10430,09	0,339
3	10	5,99	143,00	838	14,97	12548,99	0,408
4	10	8,00	191,00	625	20,00	12500,92	0,406
5	10	10,47	250,00	295	26,18	7723,08	0,251
6	10	12,57	300,00	48	31,42	1507,96	0,049
7	10	16,76	400,00	-340	41,89	-14241,89	-0,463
Profil aerodinamic II, V=10m/s							
1	10	2	47,75	192,17	5	960,85	0,031
2	10	4	95,49	973,77	10	9737,70	0,316
3	10	6	143,24	946,33	15	14194,95	0,461
4	10	7	167,11	773	17,5	13527,50	0,439
5	10	8	190,99	574	20	11480,00	0,373
6	10	9	214,86	403	22,5	9067,50	0,295
7	10	10	238,73	229,5	25	5737,50	0,186
8	10	12	286,48	-74	30	-2220,00	-0,072
Profil aerodinamic I, V=14m/s							
1	14	2	66,85	1090	7	7630	0,090
2	14	4	133,69	1950	14	27300	0,323
3	14	6	200,54	1680	21	35280	0,418
4	14	8	267,38	1208	28	33824	0,400
5	14	10	334,23	729	35	25515	0,302
6	14	12	401,07	270	42	11340	0,134



Tabelul A.5.2. Rezultatele simulării în CFD a rotorului tripal basculant la viteza curenților de aer  $V=14$  m/s cu diferite unghiuri de basculare  $\gamma$  (profil aerodinamic I,  $D=8$ m).

nr.	Unghiul de înclinare a rotorului $\gamma$ , grade	Viteza specifică a vântului $\lambda$	Viteza de rotație a rotorului n, rot/min	Viteza unghiulară a rotorului $\omega$ , s <sup>-1</sup>	Momentul de torsiune pe axele X, Y, Z T, Nm			Puterea mecanică la axa X a rotorului P, W	Coeficientul de performanță aerodinamică Cp ( $\lambda$ )
					T <sub>X</sub>	T <sub>Y</sub>	T <sub>Z</sub>		
1	0°	2	66,85	7	1090	0	0	7630	0,090
2		4	133,69	14	1950	0	0	27300	0,323
3		6	200,54	21	1680	0	0	35280	0,418
4		8	267,38	28	1208	0	0	33824	0,400
5		10	334,23	35	729	0	0	25515	0,302
6		12	401,07	42	270	0	0	11340	0,134
1	15°	2,97	100	10,47	1757	179	-769	18399	0,225
2		5,94	200	20,94	1535	-824	82	32149	0,394
3		8,98	300	31,42	842	374	550	26452	0,324
4		10,52	350	36,65	498	523	14	18253	0,224
1	30°	2,99	100	10,47	1244	-136	-1310	13027	0,178
2		4,49	150	15,71	1345	-997	-615	21127	0,289
3		5,98	200	20,94	1137	-1147	1167	23813	0,325
4		7,48	250	26,18	849	31	1107	22227	0,304
5		10,47	350	36,65	249	383	-302	9126	0,125
1	45°	1,50	50	5,24	784	721	-386	4105	0,069
2		2,99	100	10,47	860	-540	-840	9006	0,151
3		4,00	133,7	15,71	897	-958	37	12559	0,210
4		5,24	175	18,33	741	-1057	1248	13580	0,227
5		5,98	200	20,94	609	-870	1200	12755	0,214
6		7,48	250	26,18	350	54	689	9163	0,153
7		8,98	300	31,42	83	236	230	2608	0,044
1	60°	1,50	50	5,24	544	688	-903	2848	0,067
2		2,99	100	10,47	158	149	-700	1655	0,039
3		3,74	125	13,09	112	-320	471	1466	0,035

Tabelul A.5.3. Rezultatele simulării în CFD a rotorului tripal basculant la viteza curenților de aer  $V=12$  m/s cu diferite unghiuri de basculare  $\gamma$  (profil aerodinamic I,  $D=8$ m).

nr.	Unghiul de înclinare a rotorului $\gamma$ , grade	Viteza specifică a vântului $\lambda$	Viteza de rotație a rotorului n, rot/min	Viteza unghiulară a rotorului $\omega$ , s <sup>-1</sup>	Momentul de torsiune pe axele X, Y, Z T, Nm			Puterea mecanică la axa X a rotorului P, W	Coeficientul de performanță aerodinamică $C_p$ ( $\lambda$ )
					T <sub>X</sub>	T <sub>Y</sub>	T <sub>Z</sub>		
1	0°	1,75	50	5,24	608	0	0	3183	0,060
2		3,49	100	10,47	1449	0	0	15174	0,285
3		5,24	150	15,71	1337	0	0	21002	0,395
4		6,98	200	20,94	1059	0	0	22180	0,417
5		8,73	250	26,18	747	0	0	19556	0,368
6		10,47	300	31,42	441	0	0	13854	0,260
7		12,22	350	36,65	147	0	0	5388	0,101
1	15°	1,75	50	5,24	724	-40	-240	3791	0,074
2		3,49	100	10,47	1282	-90	-553	13425	0,261
3		5,24	150	15,71	1191	-469	-211	18708	0,364
4		6,98	200	20,94	943	-448	534	19750	0,384
5		8,73	250	26,18	642	-140	128	16808	0,327
6		10,47	300	31,42	354	383	24	11121	0,216
1	30°	1,75	50	5,24	659	440	-240	3451	0,075
2		3,49	100	10,47	951	-338	-921	9959	0,216
3		5,24	150	15,71	976	-952	242	15331	0,333
4		6,98	200	20,94	693	-310	921	14514	0,315
5		8,73	250	26,18	476	501	512	12462	0,270
1	45°	1,75	50	5,24	529	405	-240	2770	0,074
2		3,49	100	10,47	752	-320	-830	7875	0,209
3		5,24	150	15,71	554	-550	185	8702	0,231
4		6,98	200	20,94	314	-155	560	6576	0,175
5		8,73	250	26,18	174	308	442	4555	0,121

Tabelul A.5.4. Rezultatele simulării în CFD a rotorului tripal basculant la viteza curenților de aer  $V=10$  m/s cu diferite unghiuri de basculare  $\gamma$  (profil aerodinamic I,  $D=8$ m).

nr.	Unghiul de înclinare a rotorului $\gamma$ , grade	Viteza specifică a vântului $\lambda$	Viteza de rotație a rotorului n, rot/min	Viteza unghiulară a rotorului $\omega$ , s <sup>-1</sup>	Momentul de torsiune pe axele X, Y, Z T, Nm			Puterea mecanică la axa X a rotorului P, W	Coeficientul de performanță aerodinamică Cp ( $\lambda$ )
					T <sub>X</sub>	T <sub>Y</sub>	T <sub>Z</sub>		
1	0°	2,09	50	5,24	552	0	0	2890	0,094
2		4,19	100	10,47	996	0	0	10430	0,339
3		6,28	150	15,71	838	0	0	13163	0,428
4		8,38	200	20,94	625	0	0	13090	0,425
5		10,47	250	26,18	295	0	0	7723	0,251
6		12,57	300	31,42	48	0	0	1508	0,049
1	15°	2,09	50	5,24	558	-340	-80	2922	0,098
2		4,19	100	10,47	862	-209	-282	9027	0,304
3		6,28	150	15,71	737	129	-421	11577	0,389
4		8,38	200	20,94	479	65	345	10032	0,337
5		10,47	250	26,18	236	140	420	6178	0,208
1	30°	2,09	50	5,24	561	341	-300	2937	0,110
2		4,19	100	10,47	669	-432	-466	7006	0,263
3		6,28	150	15,71	542	-519	640	8514	0,319
4		8,38	200	20,94	354	271	416	7414	0,278
5		10,47	250	26,18	117	238	-100	3063	0,115

Tabelul A.5.5. Rezultatele simulării în CFD a rotorului tripal basculant la viteza curenților de aer  $V=8$  m/s cu diferite unghiuri de basculare  $\gamma$  (profil aerodinamic I,  $D=8$ m).

nr.	Unghiul de înclinare a rotorului $\gamma$ , grade	Viteza specifică a vântului $\lambda$	Viteza de rotație a rotorului n, rot/min	Viteza unghiulară a rotorului $\omega$ , s <sup>-1</sup>	Momentul de torsiune pe axele X, Y, Z T, Nm			Puterea mecanică la axa X a rotorului P, W	Coeficientul de performanță aerodinamică $C_p$ ( $\lambda$ )
					T <sub>X</sub>	T <sub>Y</sub>	T <sub>Z</sub>		
1	0°	2,62	50	5,24	430	0	0	2251	0,143
2		5,24	100	10,47	577	0	0	6042	0,383
3		7,85	150	15,71	387	0	0	6079	0,386
4		10,47	200	20,94	181	0	0	3791	0,240
1	15°	2,62	50	5,24	352	35	-240	1843	0,121
2		5,24	100	10,47	492	-245	12	5152	0,338
3		7,85	150	15,71	316	148	280	4964	0,326
4		10,47	200	20,94	122	210	7	2555	0,168
1	30°	2,62	50	5,24	258	-70	-243	1351	0,099
2		5,24	100	10,47	369	-147	-94	3864	0,283
3		7,85	150	15,71	234	-250	258	3676	0,269
4		10,47	200	20,94	84	49	394	1759	0,129

Tabelul A.5.6. Rezultatele simulării în CFD a rotorului tripal basculant la viteza curenților de aer  $V=4$  m/s cu unghiul de basculare  $\gamma=0^\circ$  (profil aerodinamic I,  $D=8$ m).

nr.	Unghiul de înclinare a rotorului $\gamma$ , grade	Viteza specifică a vântului $\lambda$	Viteza de rotație a rotorului n, rot/min	Viteza unghiulară a rotorului $\omega$ , s <sup>-1</sup>	Momentul de torsiune pe axele X, Y, Z T, Nm			Puterea mecanică la axa X a rotorului P, W	Coeficientul de performanță aerodinamică $C_p$ ( $\lambda$ )
					T <sub>X</sub>	T <sub>Y</sub>	T <sub>Z</sub>		
1	0°	4,00	38,2	4,00	146	0	0	584	0,296
2		6,00	57,3	6,00	123	0	0	738	0,375
3		10,11	96,5	10,11	48	0	0	485	0,246

Tabelul A.5.7. Rezultatele simulării în CFD a windrozelor A, B și C acționate frontal de fluid ( $\theta=90^\circ$ ) cu viteza  $V=12,5$  m/s, (unghiul de așezare a palelor  $\alpha_0=0^\circ$ ).

nr.	Unghiul de curgere a fluidului $\theta$ , grade	Viteza specifică a vântului $\lambda$	Viteza de rotație a windrozei n, rot/min	Viteza unghiulară a windrozei $\omega$ , s <sup>-1</sup>	Momentul de torsiune la axa windrozei T, Nm	Puterea mecanică la axa windrozei P, W	Coefficientul de performanță aerodinamică Cp ( $\lambda$ )
Windrosa A cu 9 pale, D=912mm							
1	90°	0,76	200	20,94	2,35	49,22	0,063
2		1,53	400	41,89	2,99	125,24	0,160
3		2,29	600	62,83	3,99	250,70	0,321
4		3,06	800	83,78	3,15	263,89	0,338
5		3,82	1000	104,72	2,05	214,68	0,275
Windrosa B cu 9 pale, D=1120mm							
1	90°	0,94	200	20,94	3,23	67,59	0,057
2		1,88	400	41,89	3,78	158,17	0,134
3		2,81	600	62,83	4,40	276,52	0,235
4		3,28	700	73,30	4,24	310,73	0,264
5		3,75	800	83,78	3,65	305,95	0,260
6		4,22	900	94,25	2,76	260,22	0,221
7		4,69	1000	104,72	1,71	179,38	0,152
Windrosa C cu 10 pale, D=894mm							
1	90°	0,75	200	20,94	3,82	80,05	0,107
2		1,50	400	41,89	4,26	178,27	0,237
3		2,25	600	62,83	4,52	283,75	0,378
4		2,62	700	73,30	0,81	59,38	0,079

Tabelul A.5.8. Rezultatele simulării în CFD și testărilor experimentale a windrosei A acționată frontal de fluid ( $\theta=90^\circ$ ) cu viteza  $V=12,5$  m/s (unghiul de așezare a palelor  $\alpha_0=0^\circ$ ).

nr.	Unghiul de curgere a fluidului $\theta$ , grade	Viteza specifică a vântului $\lambda$	Viteza de rotație a windrosei n, rot/min	Viteza unghiulară a windrosei $\omega$ , s <sup>-1</sup>	Momentul de torsiune la axa windrosei T, Nm	Puterea mecanică la axa windrosei P, W	Coefficientul de performanță aerodinamică Cp ( $\lambda$ )
Windrosa A cu 9 pale, D=912mm, simulare CFD							
1	90°	0,76	200	20,94	2,35	49,22	0,063
2		1,53	400	41,89	2,99	125,24	0,160
3		2,29	600	62,83	3,99	250,70	0,321
4		3,06	800	83,78	3,15	263,89	0,338
5		3,82	1000	104,72	2,05	214,68	0,275
Windrosa A cu 9 pale, D=912mm, testare experimentală							
1	90°	0,68	179	18,74	1,89	35,43	0,045
2		1,52	397	41,57	2,10	87,30	0,112
3		2,25	588	61,58	2,73	168,10	0,215
4		3,00	785	82,21	2,43	199,76	0,256
5		3,76	985	103,15	1,56	160,91	0,206

Tabelul A.5.9. Rezultatele simulării în CFD a windrosei B acționate frontal de fluid ( $\theta=90^\circ$ ) cu viteza  $V=4$  m/s, (unghiul de așezare a palelor  $\alpha_0=0^\circ$ ).

nr.	Unghiul de curgere a fluidului $\theta$ , grade	Viteza specifică a vântului $\lambda$	Viteza de rotație a windrosei n, rot/min	Viteza unghiulară a windrosei $\omega$ , s <sup>-1</sup>	Momentul de torsiune la axa windrosei T, Nm	Puterea mecanică la axa windrosei P, W	Coefficientul de performanță aerodinamică Cp ( $\lambda$ )
Windrosa B cu 9 pale, D=1120mm							
1	90°	0,73	50	5,24	0,30	0,00	0,000
2		1,47	100	10,47	0,36	1,58	0,041
3		2,93	200	20,94	0,41	3,72	0,096
4		3,67	250	26,18	0,34	8,56	0,222
5		4,40	300	31,42	0,20	8,90	0,230

Tabelul A.5.10. Rezultatele simulării în CFD și testărilor experimentale a windrosei B acționată frontal de fluid ( $\theta=90^\circ$ ) cu viteza  $V=12,5$  m/s (unghiul de așezare a palelor  $\alpha_0=0^\circ$ ).

nr.	Unghiul de curgere a fluidului $\theta$ , grade	Viteza specifică a vântului $\lambda$	Viteza de rotație a windrosei n, rot/min	Viteza unghiulară a windrosei $\omega$ , $s^{-1}$	Momentul de torsiune la axa windrosei T, Nm	Puterea mecanică la axa windrosei P, W	Coefficientul de performanță aerodinamică $C_p$ ( $\lambda$ )
Windrosa B cu 9 pale, D=1120mm, simulare CFD							
1	90°	0,94	200	20,94	3,23	67,59	0,057
2		1,88	400	41,89	3,78	158,17	0,134
3		2,81	600	62,83	4,40	276,52	0,235
4		3,28	700	73,30	4,24	310,73	0,264
5		3,75	800	83,78	3,65	305,95	0,260
6		4,22	900	94,25	2,76	260,22	0,221
7		4,69	1000	104,72	1,71	179,38	0,152
Windrosa B cu 9 pale, D=1120mm, testare experimentală							
1	90°	0,94	200	20,94	2,17	45,45	0,039
2		1,88	400	41,89	2,92	122,31	0,104
3		2,81	600	62,83	3,17	199,18	0,169
4		3,28	700	73,30	3,20	234,57	0,199
5		3,75	800	83,78	2,55	213,63	0,181
6		4,22	900	94,25	1,97	185,67	0,158

Tabelul A.5.11. Rezultatele simulării în CFD a windrozelor A, B și C acționate de fluid sub unghiul  $\theta=20^\circ$  cu viteza  $V=4$  m/s, (unghiul de așezare a palelor  $\alpha_0=0^\circ$ ).

nr.	Unghiul de curgere a fluidului $\theta$ , grade	Viteza specifică a vântului $\lambda$	Viteza de rotație a windrosei n, rot/min	Viteza unghiulară a windrosei $\omega$ , s <sup>-1</sup>	Momentul de torsiune la axa windrosei T, Nm	Puterea mecanică la axa windrosei P, W	Coefficientul de performanță aerodinamică Cp ( $\lambda$ )
Windrosa A cu 9 pale, D=912mm							
1	20°	0,30	25	2,62	0,07	0,17	0,020
2		0,60	50	5,24	0,08	0,44	0,050
3		0,90	75	7,85	0,14	1,08	0,124
4		1,04	87,5	9,16	0,06	0,58	0,066
Windrosa B cu 9 pale, D=1120mm							
1	20°	0,37	25	2,62	0,09	0,22	0,017
2		0,73	50	5,24	0,10	0,52	0,040
3		0,92	62	6,54	0,12	0,81	0,061
4		1,10	75	7,85	0,15	1,21	0,092
5		1,28	87,5	9,16	0,10	0,88	0,067
Windrosa C cu 10 pale, D=894mm							
1	20°	0,29	25	2,62	0,05	0,12	0,015
2		0,59	50	5,24	0,08	0,40	0,047
3		0,88	75	7,85	0,12	0,90	0,107
4		0,96	82	8,59	0,03	0,26	0,031



Tabelul A.5.12. Rezultatele simulării în CFD a windrosei B acționate de fluid sub unghiul  $\theta=20^\circ$  cu viteza  $V=4$  m/s, (unghiul de așezare a palelor  $\alpha_0=0^\circ$ ).

nr.	Unghiul de curgere a fluidului $\theta$ , grade	Viteza specifică a vântului $\lambda$	Viteza de rotație a windrosei $n$ , rot/min	Viteza unghiulară a windrosei $\omega$ , $s^{-1}$	Momentul de torsiune la axa windrosei $T$ , Nm	Puterea mecanică la axa windrosei $P$ , W	Coefficientul de performanță aerodinamică $C_p$ ( $\lambda$ )
Windrosa B cu 9 pale, $D=1120$ mm							
1	$20^\circ$	0,37	25	2,62	0,09	0,22	0,017
2		0,73	50	5,24	0,10	0,52	0,040
3		0,92	62	6,54	0,12	0,81	0,061
4		1,10	75	7,85	0,15	1,21	0,092
5		1,28	87,5	9,16	0,10	0,88	0,067
Windrosa B cu 6 pale, $D=1120$ mm							
1	$20^\circ$	0,37	25,0	2,62	0,06	0,16	0,012
2		0,73	50,0	5,24	0,07	0,37	0,028
3		0,92	62,5	6,54	0,09	0,59	0,044
4		1,10	75,0	7,85	0,10	0,79	0,059
5		1,28	87,5	9,16	0,07	0,66	0,050

Tabelul A.5.13. Rezultatele simulării în CFD a windrosei B acționată de fluid sub unghiul  $\theta=20^\circ$  cu viteza  $V=4$  m/s pentru diferite unghiuri de așezare a paletelor  $\alpha_0$ .

nr.	Unghiul de curgere a fluidului $\theta$ , grade	Viteza specifică a vântului $\lambda$	Viteza de rotație a windrosei $n$ , rot/min	Viteza unghiulară a windrosei $\omega$ , $s^{-1}$	Momentul de torsiune la axa windrosei $T$ , Nm	Puterea mecanică la axa windrosei $P$ , W	Coefficientul de performanță aerodinamică $C_p (\lambda)$
Windrosa B cu 9 pale, unghiul de așezare a paletelor $\alpha_0=0^\circ$ , $D=1120$ mm							
1	$20^\circ$	0,37	25	2,62	0,09	0,22	0,017
2		0,73	50	5,24	0,10	0,52	0,040
3		0,92	62,5	6,54	0,12	0,81	0,061
4		1,10	75	7,85	0,15	1,21	0,092
5		1,28	87,5	9,16	0,10	0,88	0,067
Windrosa B cu 9 pale, unghiul de așezare a paletelor $\alpha_0=5^\circ$ , $D=1120$ mm							
1	$20^\circ$	0,37	25	2,62	0,12	0,31	0,023
2		0,73	50	5,24	0,13	0,66	0,050
3		1,10	75	7,85	0,18	1,38	0,105
4		1,28	87,5	9,16	0,14	1,28	0,097
5		1,47	100	10,47	-0,02	-0,21	-0,016
Windrosa B cu 9 pale, unghiul de așezare a paletelor $\alpha_0=10^\circ$ , $D=1120$ mm							
1	$20^\circ$	0,37	25	2,62	0,12	0,32	0,025
2		0,73	50	5,24	0,11	0,55	0,042
3		1,10	75	7,85	0,10	0,75	0,056
4		1,28	87,5	9,16	0,04	0,37	0,028
Windrosa B cu 9 pale, unghiul de așezare a paletelor $\alpha_0=15^\circ$ , $D=1120$ mm							
1	$20^\circ$	0,37	25	2,62	0,10	0,26	0,020
2		0,55	37,5	3,93	0,07	0,27	0,021
3		0,73	50	5,24	0,05	0,26	0,020
4		1,10	75	7,85	0,01	0,11	0,008

Tabelul A.5.14. Rezultatele simulării în CFD și testărilor experimentale a windrosei B acționată frontal de fluid ( $\theta=90^\circ$ ) cu viteza  $V=12,5$  m/s pentru unghiul de așezare a palelor  $\alpha_0=5^\circ$ .

nr.	Unghiul de curgere a fluidului $\theta$ , grade	Viteza specifică a vântului $\lambda$	Viteza de rotație a windrosei n, rot/min	Viteza unghiulară a windrosei $\omega$ , s <sup>-1</sup>	Momentul de torsiune la axa windrosei T, Nm	Puterea mecanică la axa windrosei P, W	Coefficientul de performanță aerodinamică $C_p$ ( $\lambda$ )
Windrosa B cu 9 pale, D=1120mm, simulare CFD							
1	20°	0,37	25	2,62	0,12	0,31	0,023
2		0,73	50	5,24	0,13	0,66	0,050
3		1,10	75	7,85	0,18	1,38	0,105
4		1,28	87,5	9,16	0,14	1,28	0,097
5		1,47	100	10,47	-0,02	-0,21	-0,016
Windrosa B cu 9 pale, D=1120mm, testare experimentală							
1	20°	0,40	27	2,83	0,09	0,25	0,019
2		0,76	52	5,45	0,09	0,49	0,037
3		1,13	77	8,06	0,13	1,05	0,079
4		1,30	89	9,32	0,07	0,65	0,049

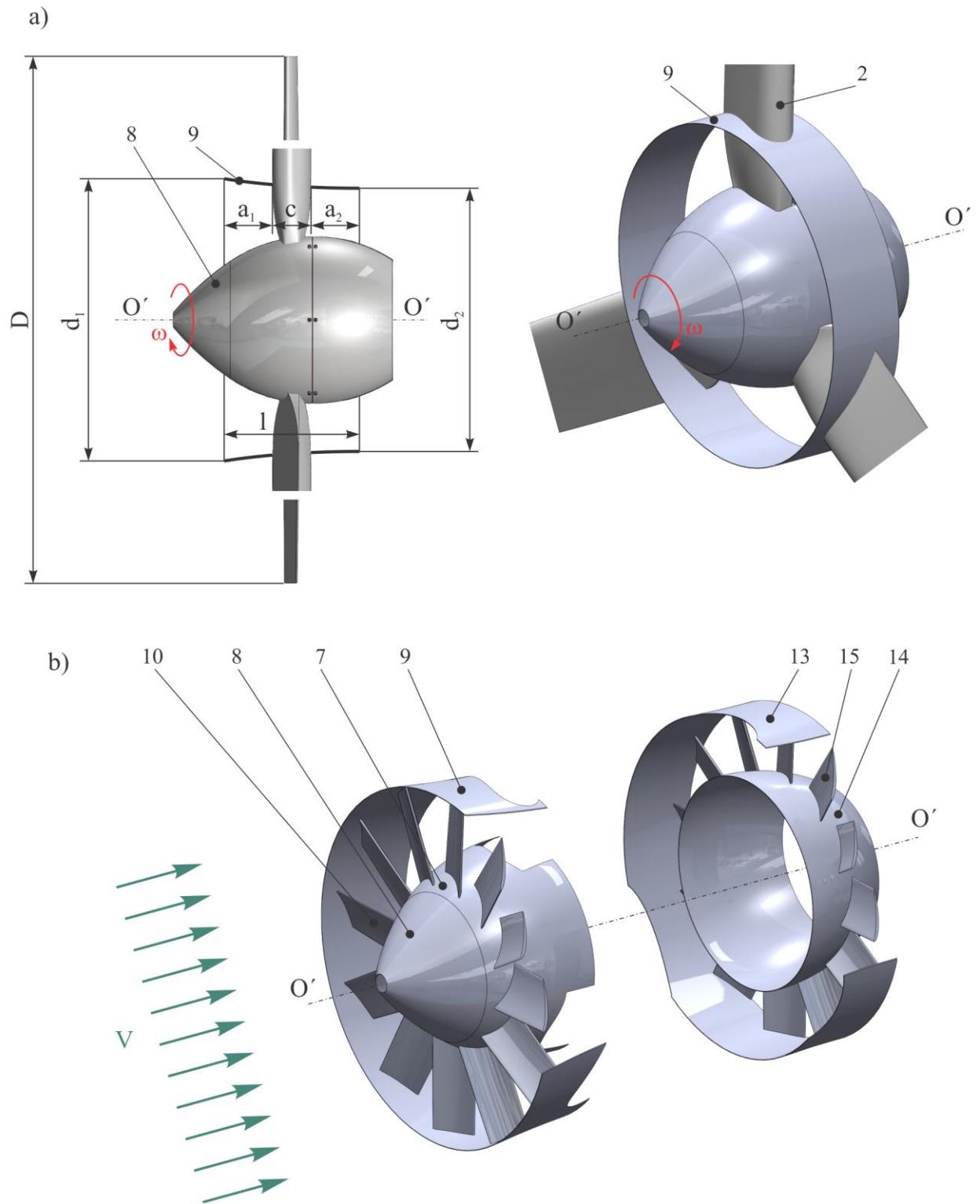
a)



b)

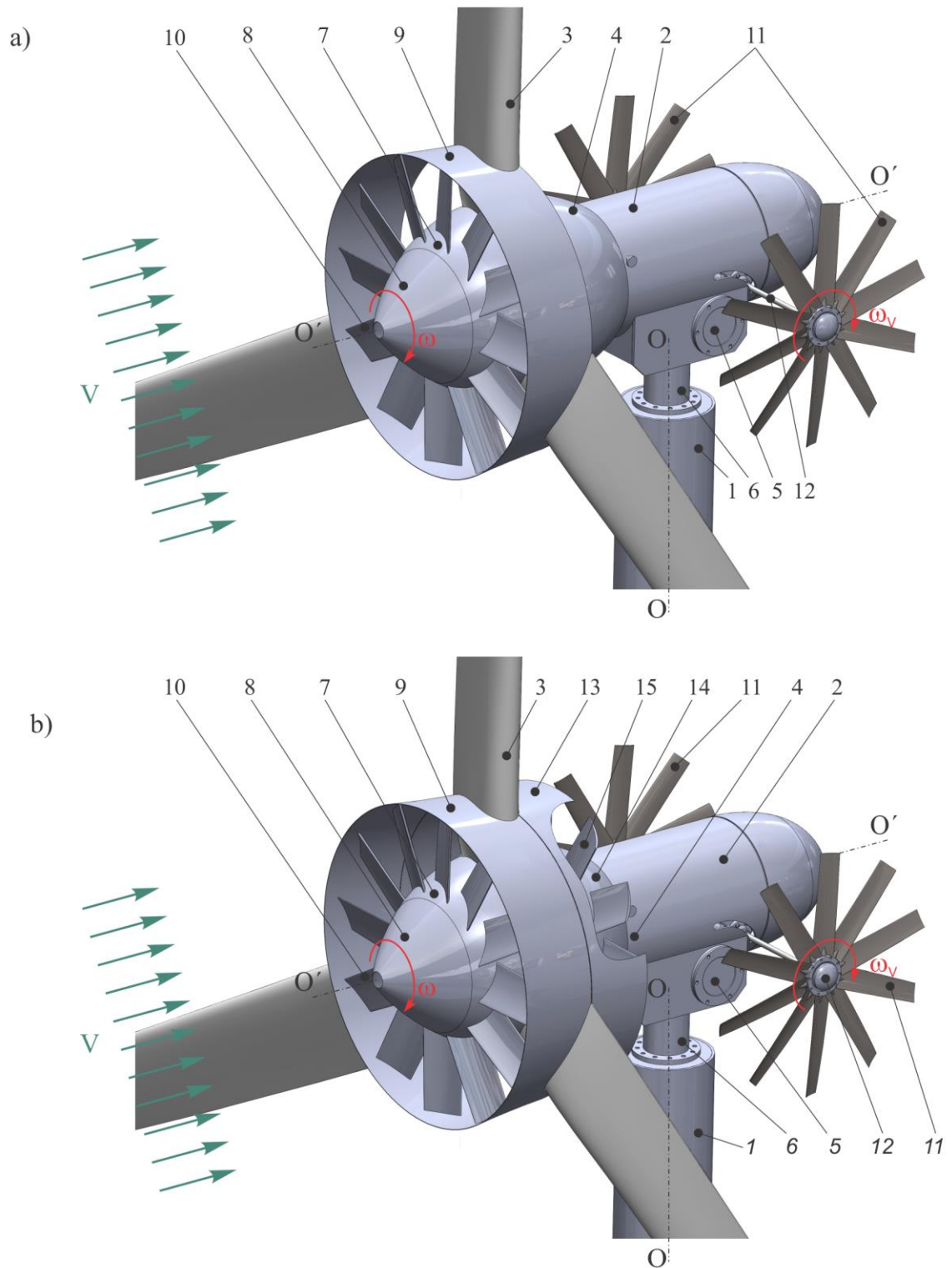


Fig. A.5.1. Cercetarea experimentală a caracteristicilor de putere și celor cinematice ale windrozelor A,  $D=912\text{mm}$  (a) și B,  $D=1120\text{mm}$  (b).



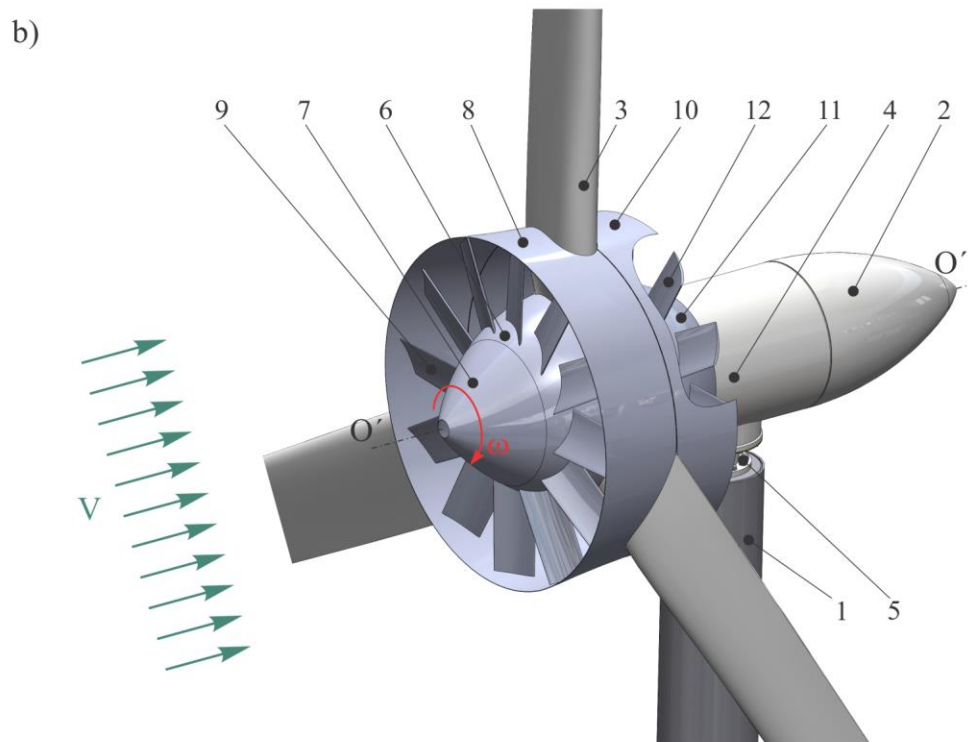
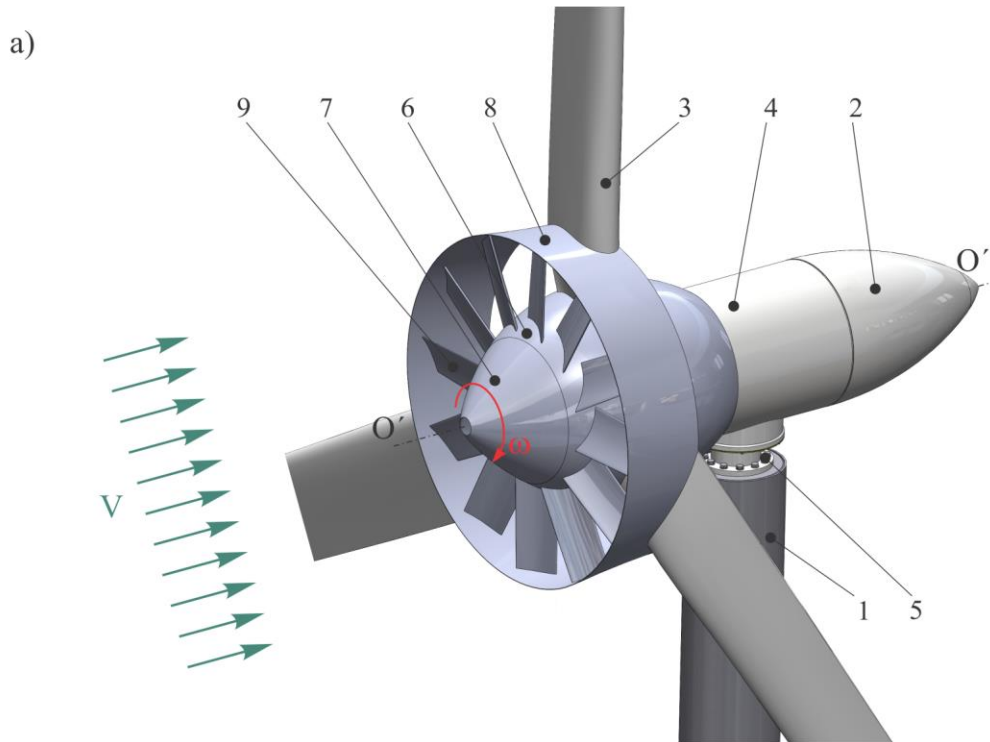
2 - pale cu profil aerodinamic; 7 - turbină multipală centrală; 8 - difuzor divergent; 9 - difuzor convergent; 10 - palete; 13, 14 - difuzoare în aval; 15 - palete.

Fig. A.5.2. Difuzor convergent pentru direcționarea curgerii fluidului, a); turbină centrală cu palete, b).



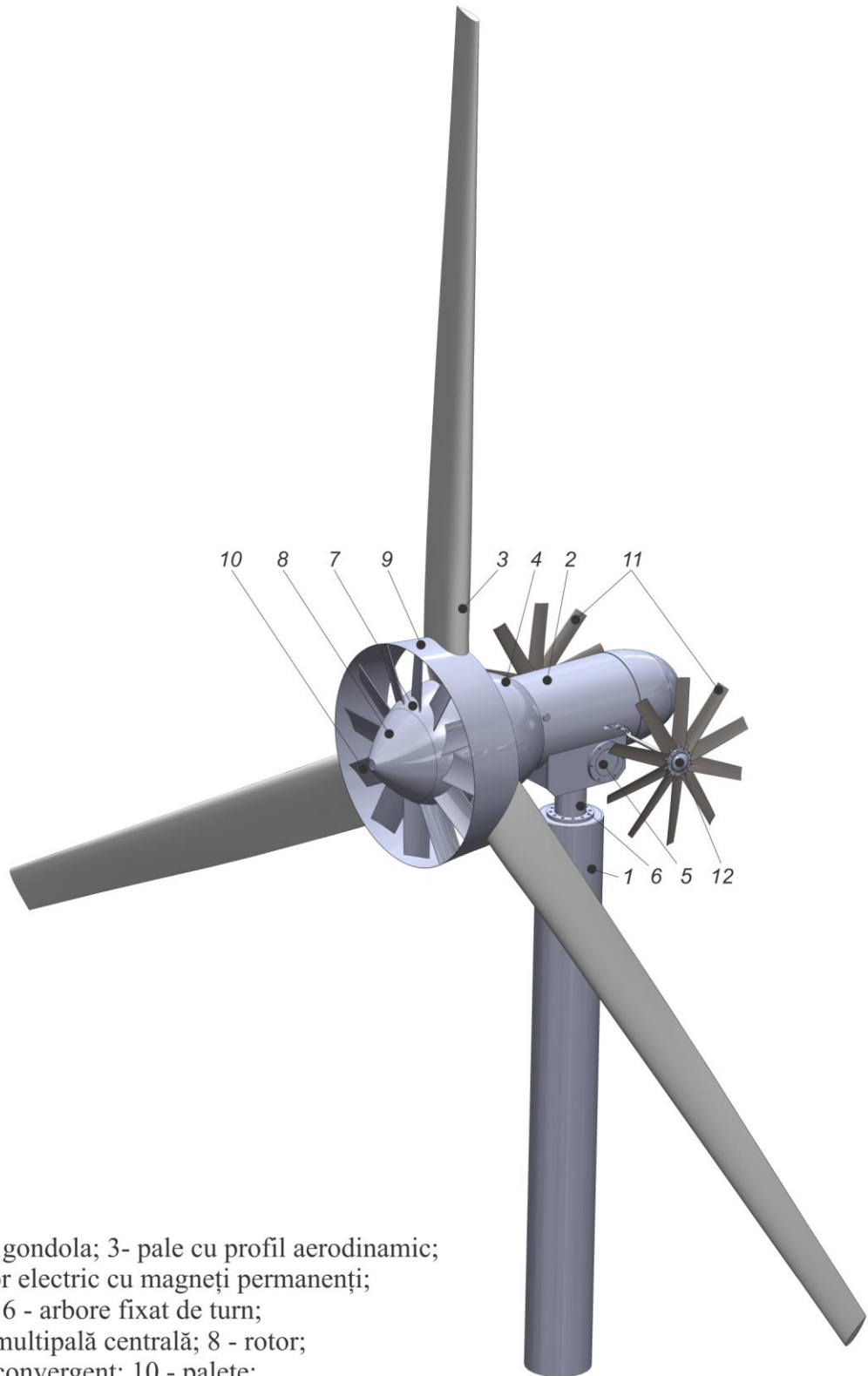
1 - turn; 2 - gondola; 3 - pale cu profil aerodinamic; 4 - generator electric cu magneți permanenți; 5 - carcasa; 6 - arbore fixat de turn; 7 - turbină multi-pală centrală; 8 - difuzor divergent; 9 - difuzor convergent; 10 - palete; 11 - roți-windrose; 12 - arbore; 13 - difuzor în aval; 15 - palete.

Fig. A.5.3. Rotor aerodinamic basculant orientat la direcția curenților de aer prin roți-windrose: cu difuzoare și palete amplasate în amonte, a); cu difuzare și palete amplasate în amonte și aval, b).



1 - turn; 2 - gondola; 3 - pale cu profil aerodinamic; 4 - generator electric cu magneți permanenți; 5 - arbore fixat de turn; 6 - turbină multipală centrală; 7 - difuzor divergent; 8 - difuzor convergent; 9 - palete.

Fig. A.5.4. Rotor aerodinamic cu orientare electronică dotat cu: difuzoare și palete amplasate în amonte, a); difuzare și palete amplasate în amonte și aval, b).

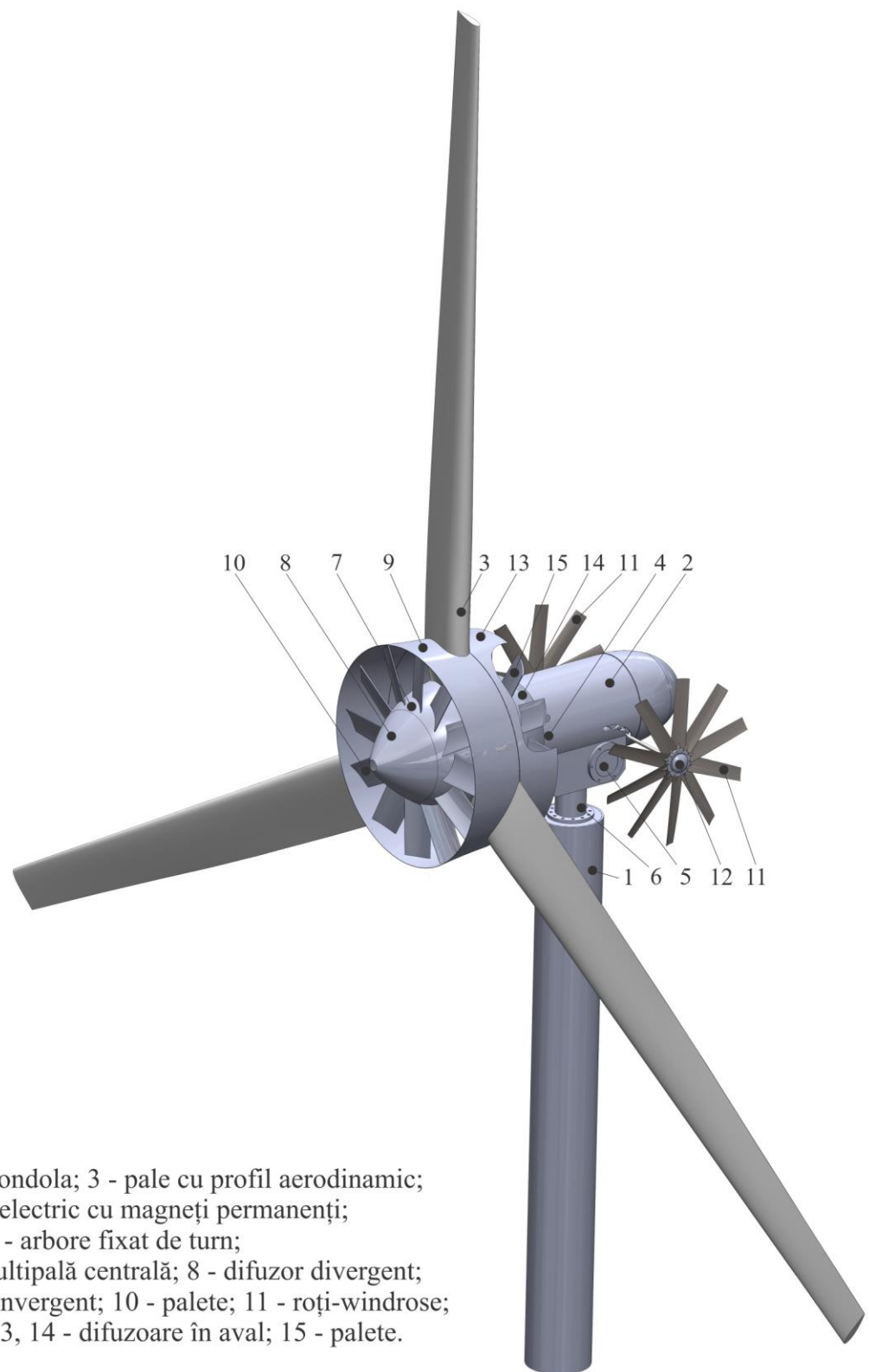


- 1 - turn; 2 - gondola; 3- pale cu profil aerodinamic;  
 4 - generator electric cu magneți permanenți;  
 5 - carcasă; 6 - arbore fixat de turn;  
 7 - turbină multipală centrală; 8 - rotor;  
 9 - difuzor convergent; 10 - palete;  
 11 - roți-windrose; 12 - arbore.

Fig. A.5.5. TE cu orientare la direcția curenților de aer prin roți-windrose dotată cu turbină multipală centrală amlasată în amonte.

\*Bostan Viorel. Brevet de invenție MD 4213. Turbină eoliană. BOPI nr. 3/2013

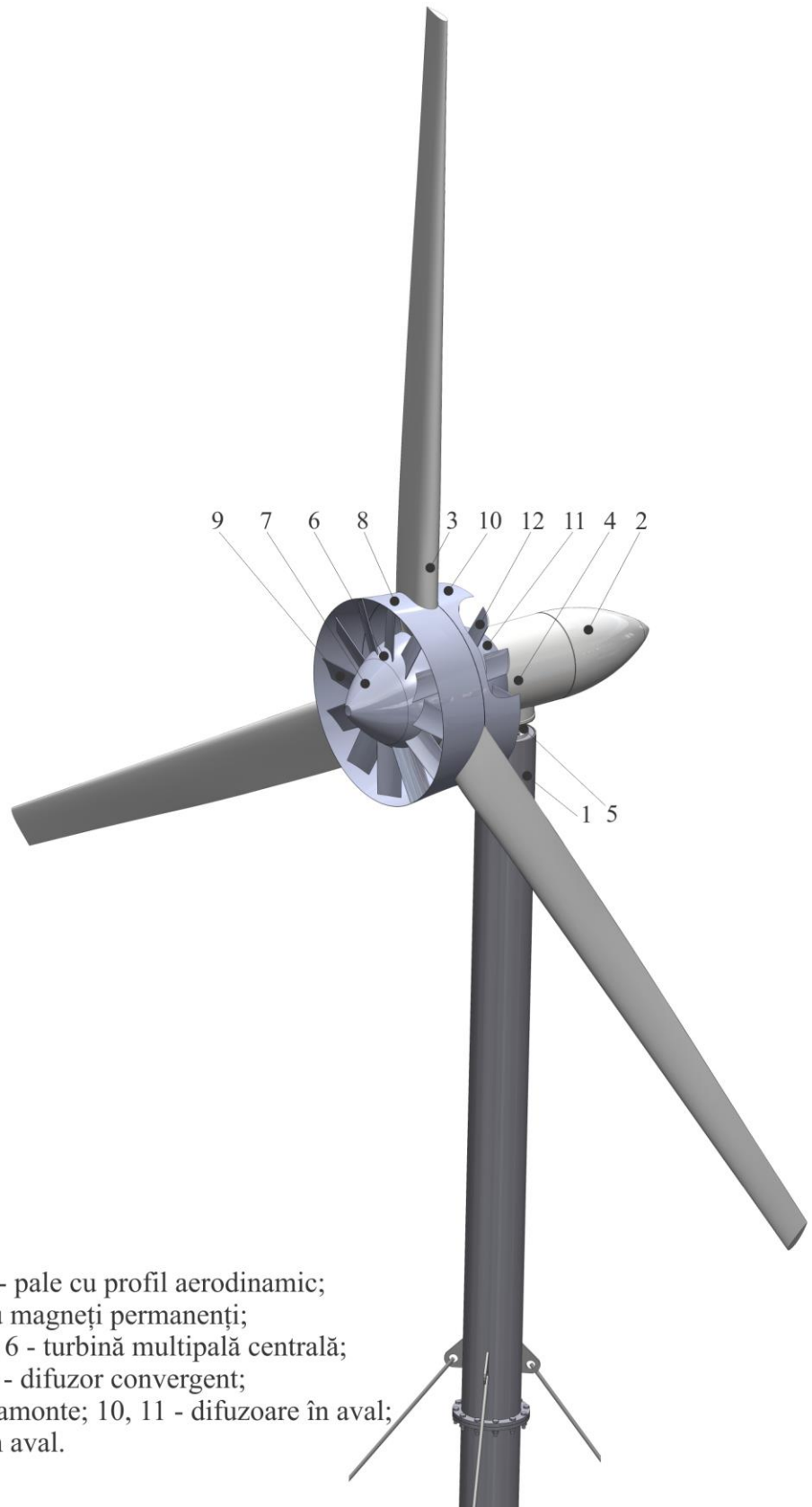




- 1 - turn; 2 - gondola; 3 - pale cu profil aerodinamic;  
 4 - generator electric cu magneți permanenți;  
 5 - carcasă; 6 - arbore fixat de turn;  
 7 - turbină multipală centrală; 8 - difuzor divergent;  
 9 - difuzor convergent; 10 - palete; 11 - roți-windrose;  
 12 - arbore; 13, 14 - difuzoare în aval; 15 - palete.

Fig. A.5.6. TE cu orientare la direcția curenților de aer prin roți-windrose dotată cu turbină centrală cu difuzoare și palete amplasate în amonte și aval.

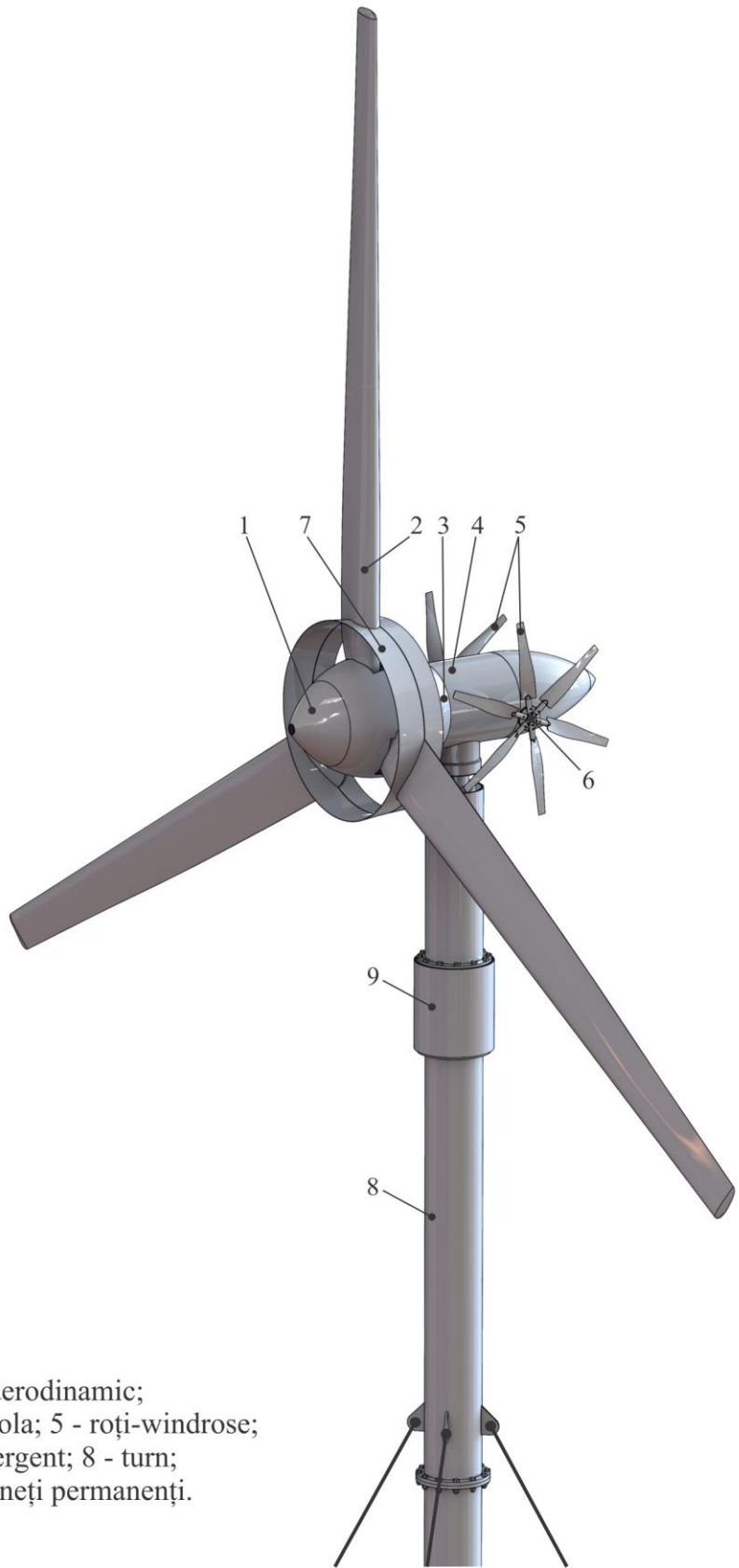
\*Bostan Viorel. Brevet de invenție MD 4212. Turbină eoliană cu roți-windrose aerodinamice. BOPI nr. 3/2013



- 1 - turn; 2 - gondola; 3 - pale cu profil aerodinamic;
- 4 - generator electric cu magneți permanenți;
- 5 - arbore fixat de turn; 6 - turbină multipală centrală;
- 7 - difuzor divergent; 8 - difuzor convergent;
- 9 - palete amplasate în amonte; 10, 11 - difuzoare în aval;
- 12 - palete amplasate în aval.

Fig. A.5.7. TE cu orientare electronică dotată cu turbină multipală centrală (palete amplasate în amonte și aval).

\*Bostan Viorel, Brevet de invenție MD 4213. Turbină eoliană. BOPI nr. 3/2013



- 1 - rotor; 2 - pale cu profil aerodinamic;  
 3 - difuzor în aval; 4 - gondola; 5 - roți-windrose;  
 6 - arbore; 7 - difuzor convergent; 8 - turn;  
 9 - generator termic cu magneți permanenți.

Fig. A.5.8. TE cu generator termic amplasat vertical  
 cu orientare la direcția curenților de aer prin roți-windrose.

\*Bostan Viorel, Sobor Ion, Brevet de invenție MD 660. Turbină eoliană. BOPI nr. 7/2013

a)



b)



c)



d)



e)



f)



Fig. A.5.9. Fabricarea palelor rotoarelor eoliene cu profil aerodinamic (a, d, e, f) și difuzoarelor divergente (b, c) din materiale compozite, CESCER, UTM.

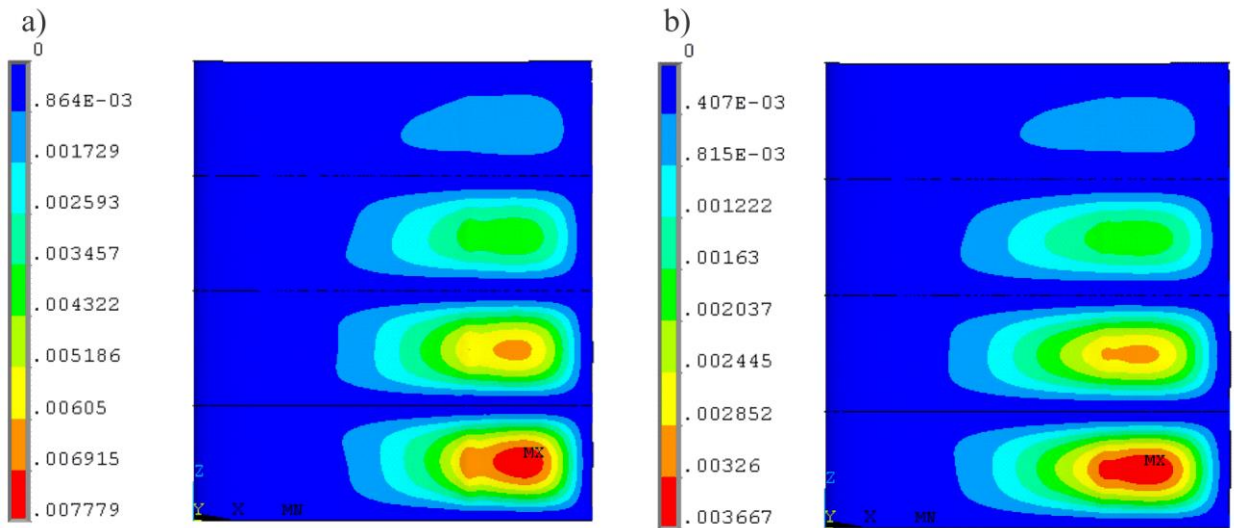


Fig. A.6.1. Deplasările în învelișul palei cu profil hidrodinamic NACA 0016 (mm) cu 3 rigidizări transversale cu grosimea învelișului: S=1mm (a), S=1,5mm (b).

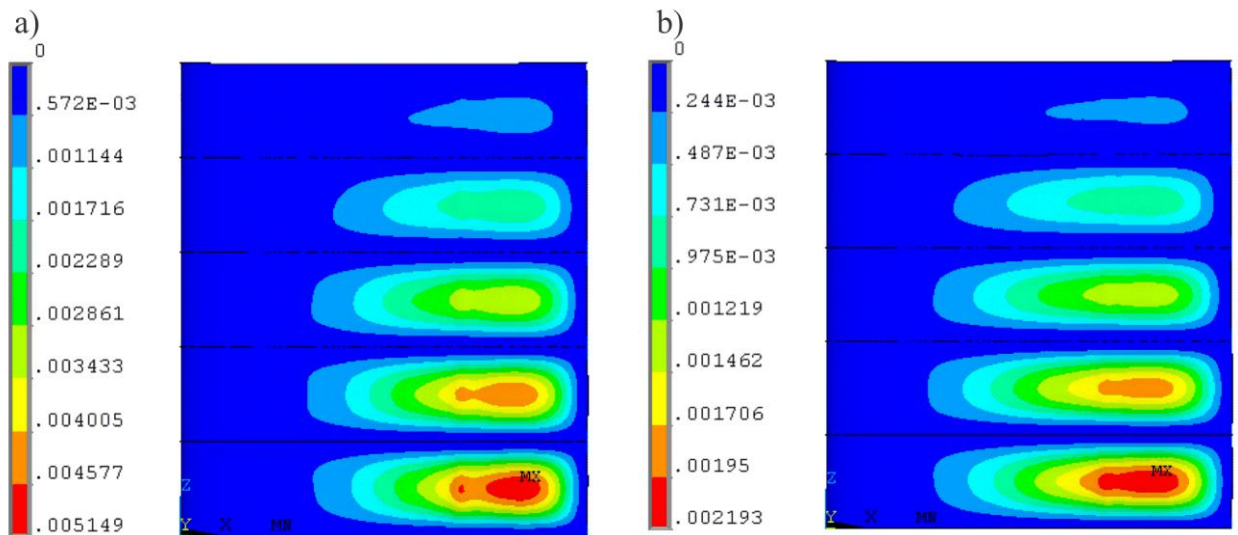


Fig. A.6.2. Deplasările în învelișul palei cu profil hidrodinamic NACA 0016 (mm) cu 4 rigidizări transversale cu grosimea învelișului: S=1mm (a), S=1,5mm (b).

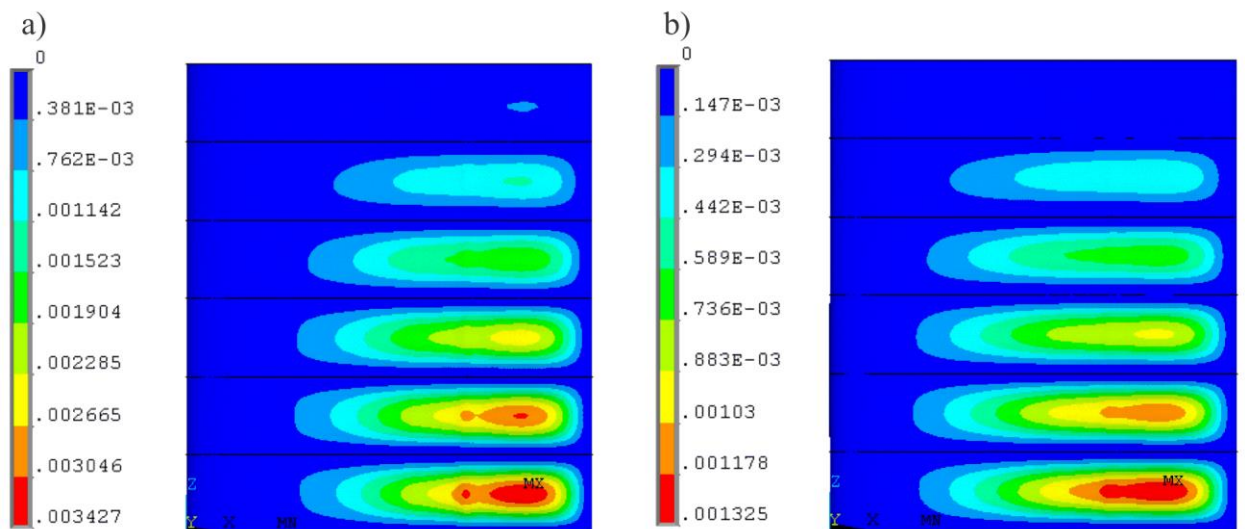


Fig. A.6.3. Deplasările în învelișul palei cu profil hidrodinamic NACA 0016 (mm) cu 5 rigidizări transversale cu grosimea învelișului: S=1mm (a), S=1,5mm (b).

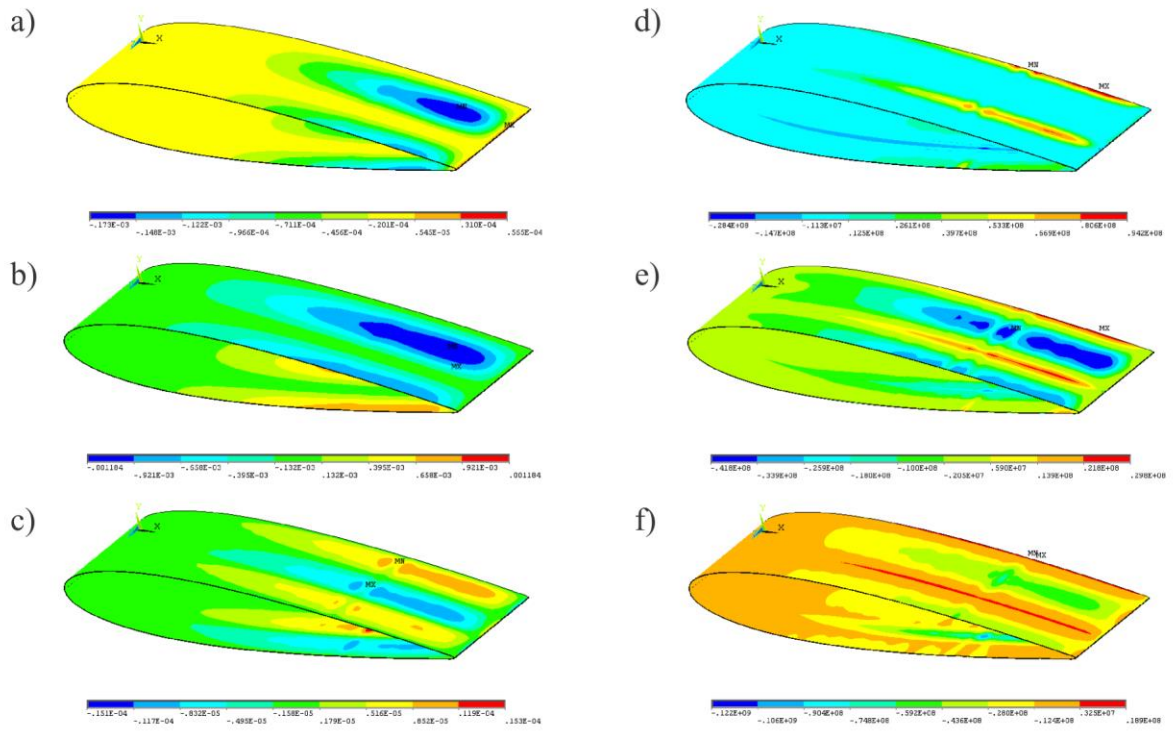


Fig. A.6.4. Deplasările (m)  $u_x$  (a),  $u_y$  (b),  $u_z$  (c) și tensiunile principale (N/m<sup>2</sup>)  $\sigma_1$  (d),  $\sigma_2$  (e),  $\sigma_3$  (f) ale palei cave cu înveliș metalic (H37) cu grosimea S=1,5mm.

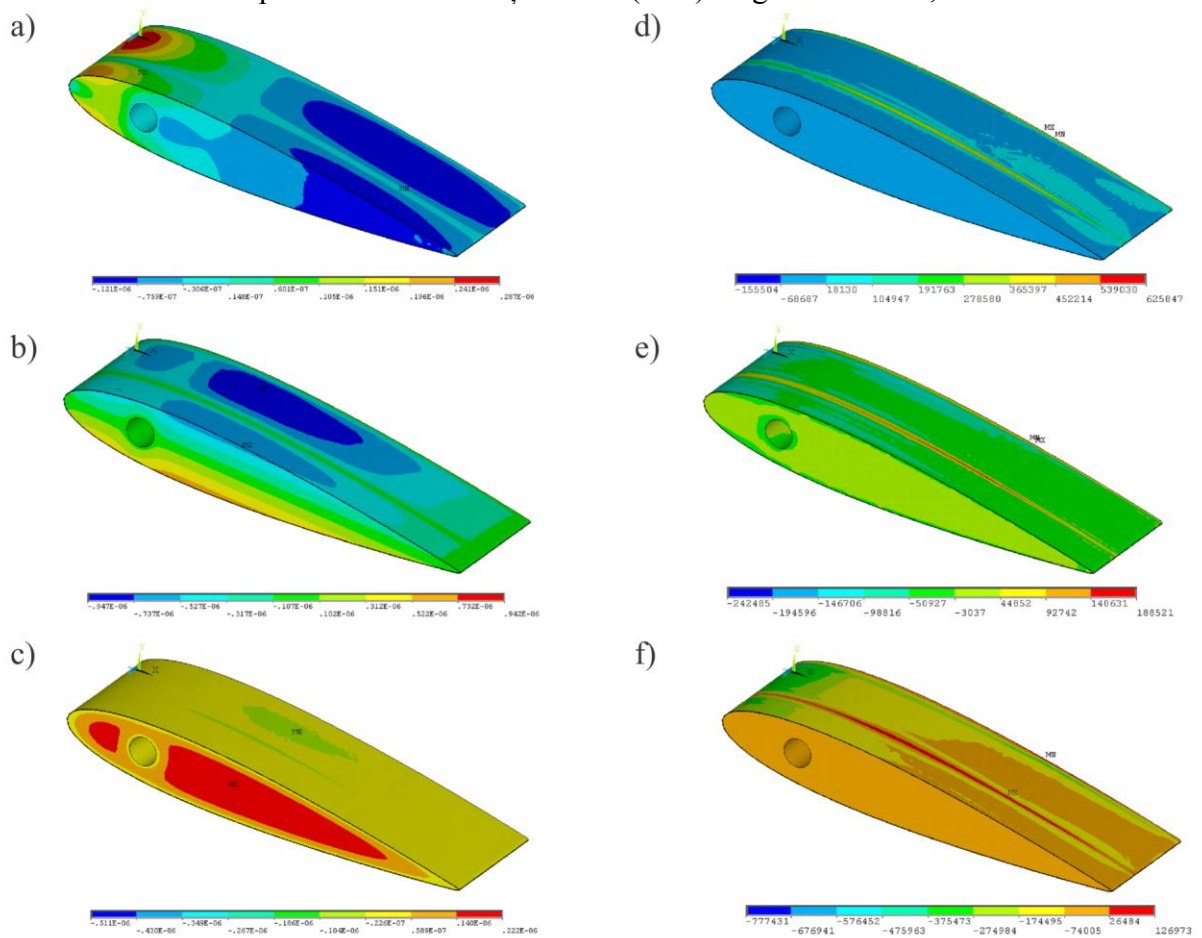


Fig. A.6.5. Deplasările (m)  $u_x$  (a),  $u_y$  (b),  $u_z$  (c) și tensiunile principale (N/m<sup>2</sup>)  $\sigma_1$  (d),  $\sigma_2$  (e),  $\sigma_3$  (f) ale palei injectate cu poliuretan și înveliș metalic (H37) cu grosimea S=1,5mm.

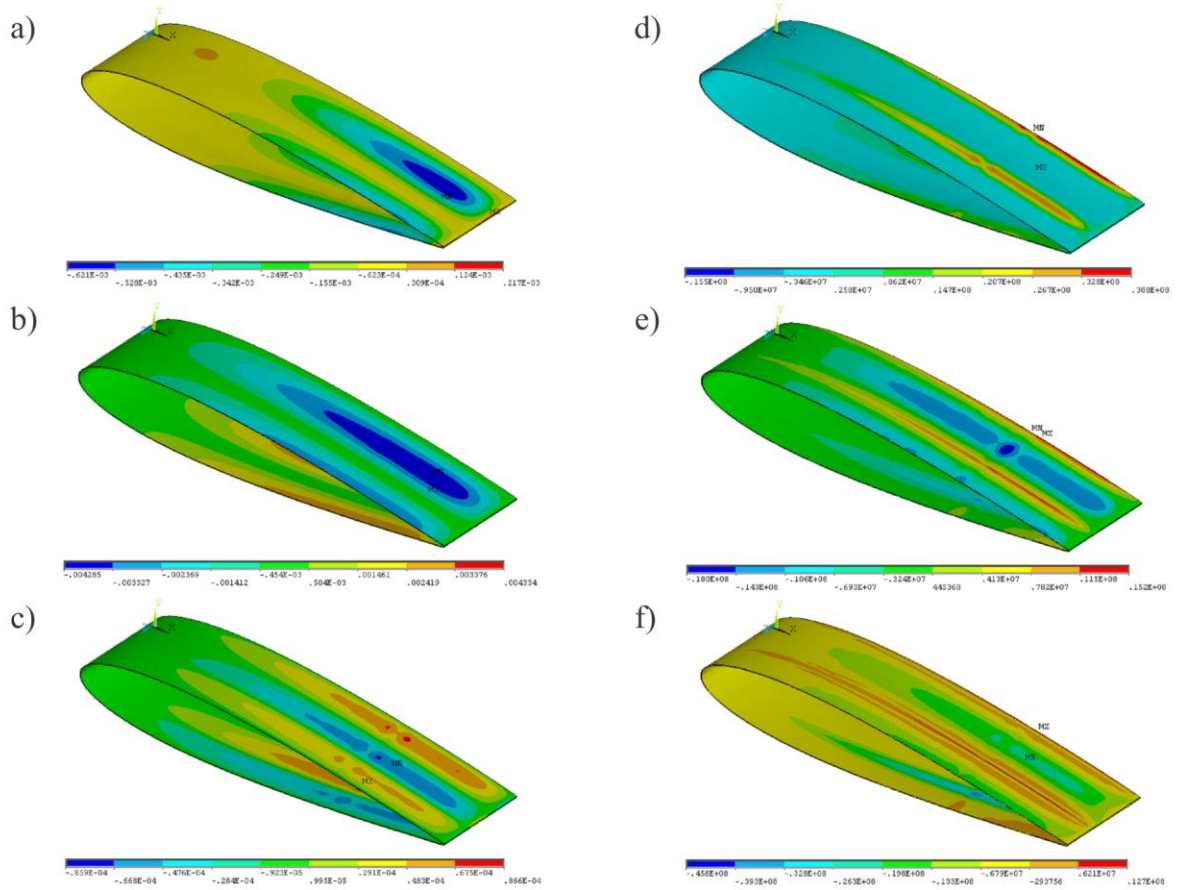


Fig. A.6.6. Deplasările (m)  $u_x$  (a),  $u_y$  (b),  $u_z$  (c) și tensiunile principale (N/m<sup>2</sup>)  $\sigma_1$  (d),  $\sigma_2$  (e),  $\sigma_3$  (f) ale palei cave cu înveliș din material compozit.

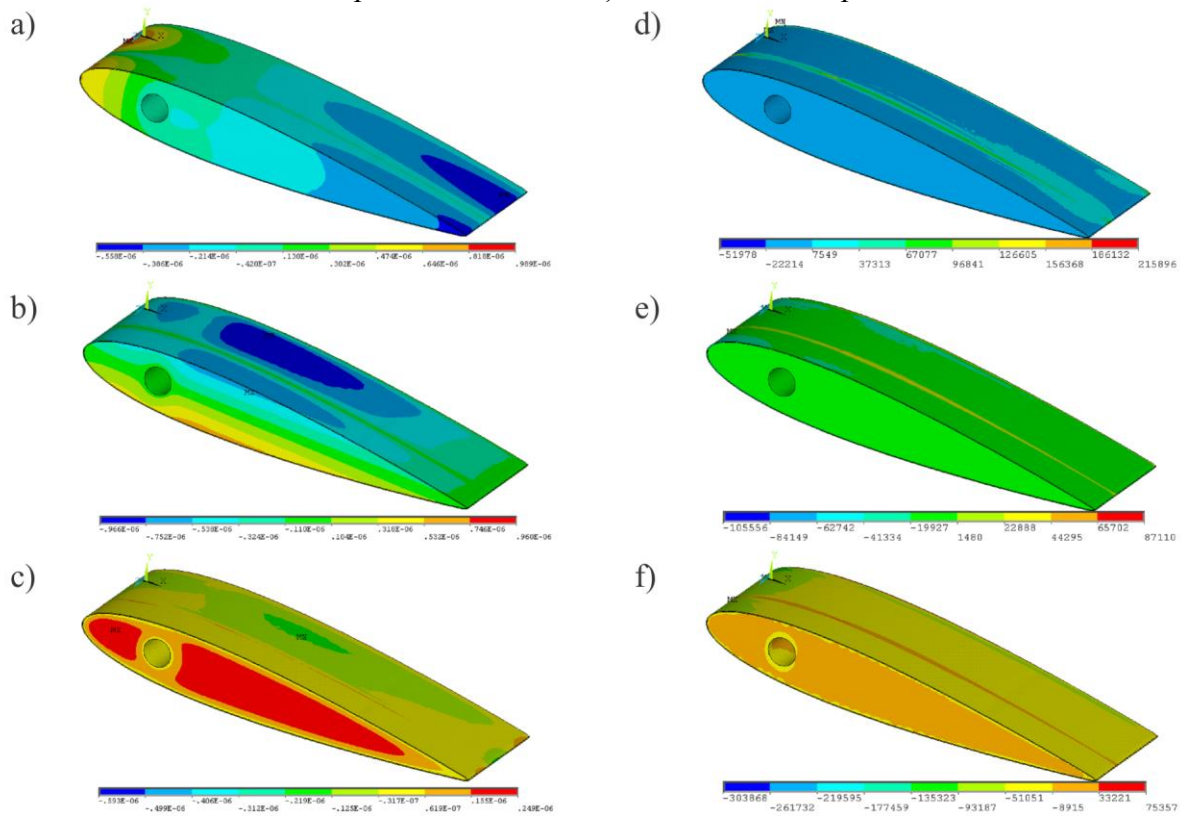


Fig. A.6.7. Deplasările (m)  $u_x$  (a),  $u_y$  (b),  $u_z$  (c) și tensiunile principale (N/m<sup>2</sup>)  $\sigma_1$  (d),  $\sigma_2$  (e),  $\sigma_3$  (f) ale palei injectate cu poliuretan și înveliș din material compozit.

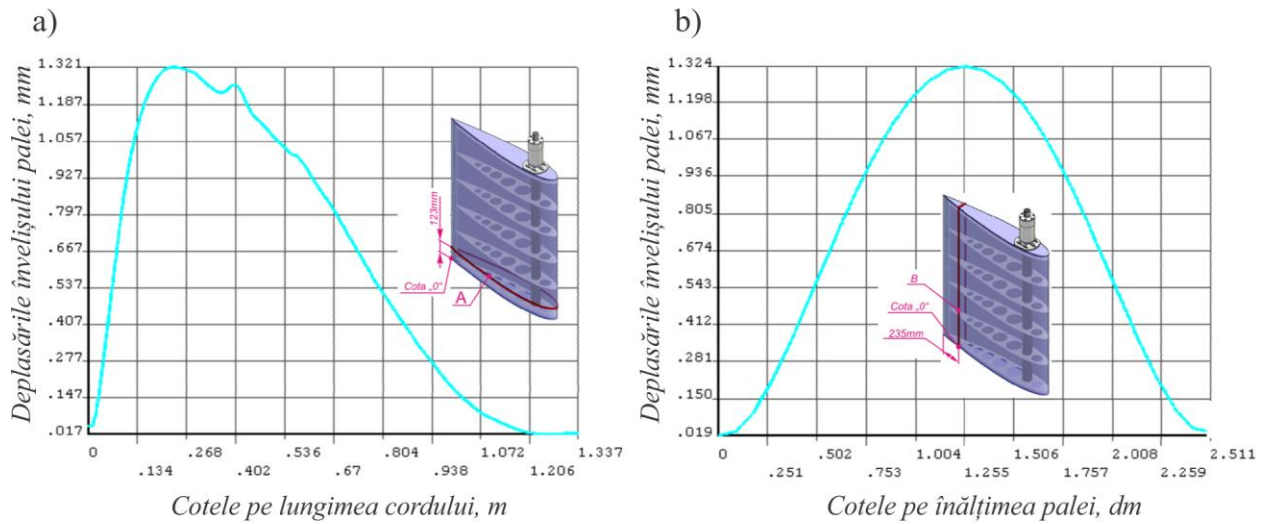


Fig. A.6.8. Deplasările în învelișul palei: pe lungimea cordului în secțiunea A (a); pe înălțimea palei în secțiunea B (b).

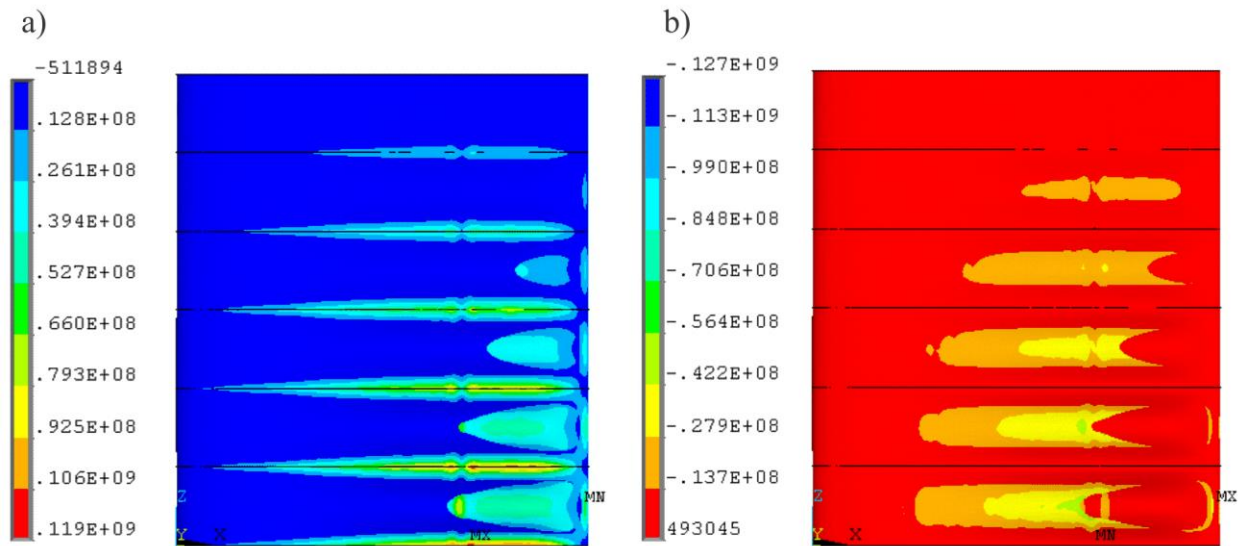


Fig. A.6.9. Tensiunile principale ( $\text{N/m}^2$ )  $\sigma_1$  (a) și  $\sigma_3$  (b) în învelișul palei cu profil hidrodinamic NACA 0016 cu 5 rigidizări transversale cu grosimea învelișului  $S=1,5\text{mm}$ .



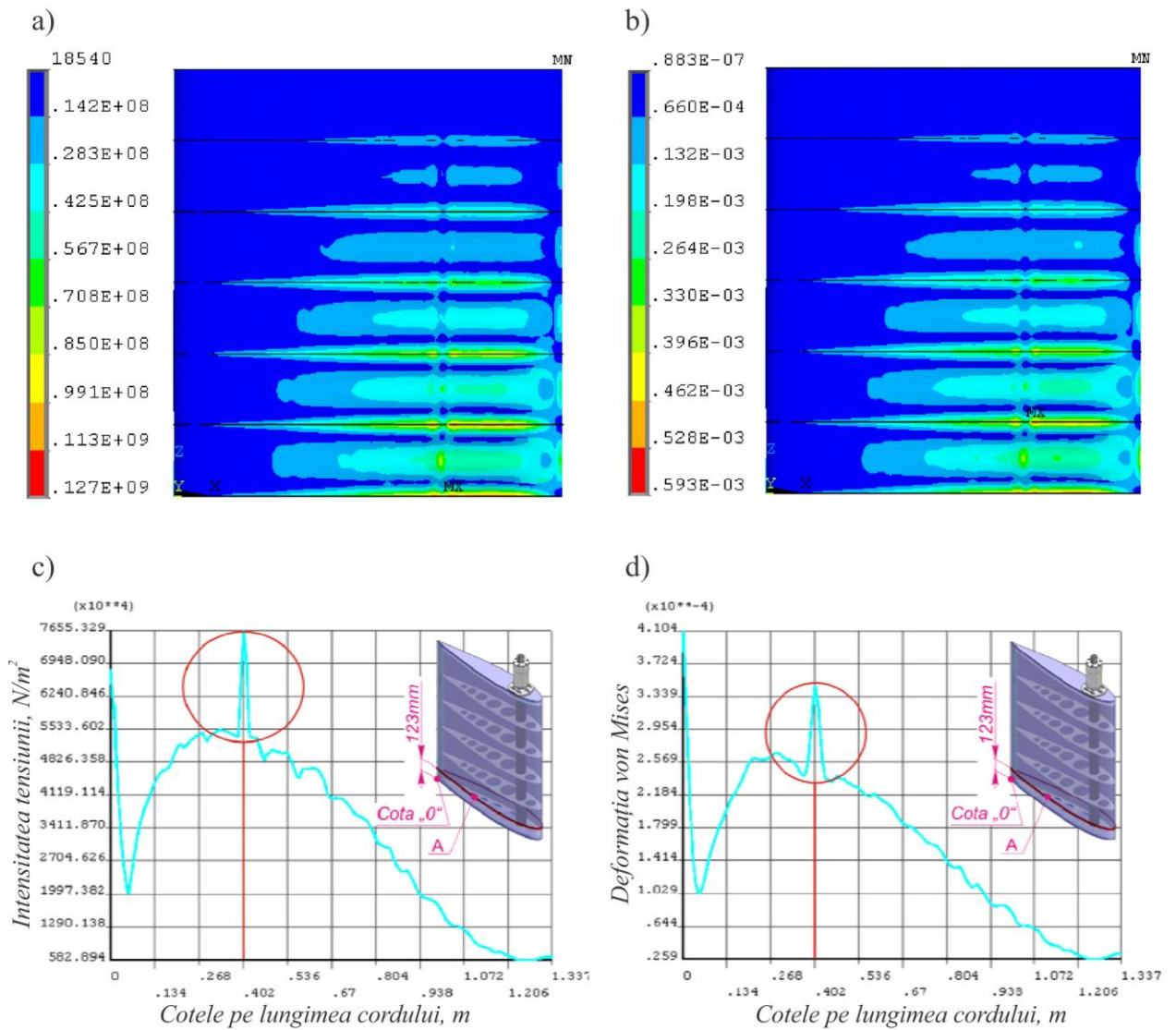


Fig. A.6.10. Intensitatea tensiunii ( $N/m^2$ )  $\sigma_1$  (a, c) și deformația von Mises  $\epsilon_y$  (b, d) în învelișul palei în secțiunea A.

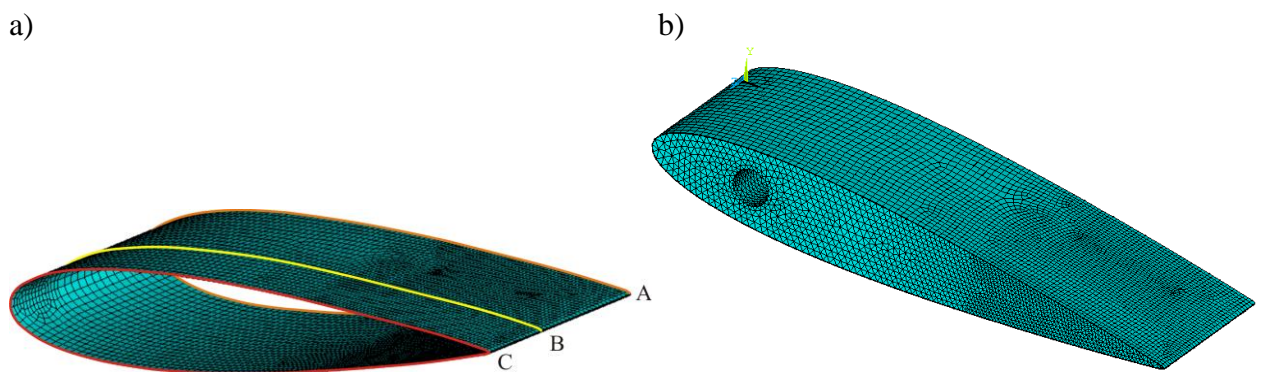


Fig. A.6.11. Discretizarea fragmentului de pală: cavă cu elemente Solsh 190 (a); injectată cu material espanďant cu elemente Solsh 190 și Solid 45 (b).



a) Fabricarea formei cu profil NACA 0016 inversat.



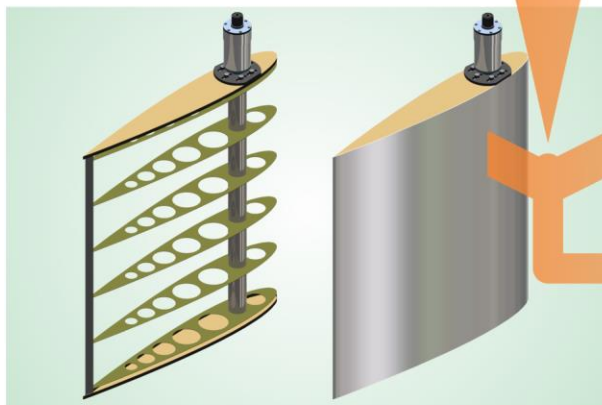
b) Instalarea în formă a membranei și accesoriilor de vidare.



d) Extrudarea semiprofilelor hidrodinamice.



c) Infuzia rășinei în sacul vidat.



e) Asamblarea structurii de rezistență și învelișului palei cu profil hidrodinamic.



f) Rotorul hidrodinamic asamblat cu 5 pale.

Fig. A.6.12. Fabricarea palelor cu profil hidrodinamic cu lungimea cordului  $l=1300\text{mm}$  din materiale compozite, CESCER, UTM.

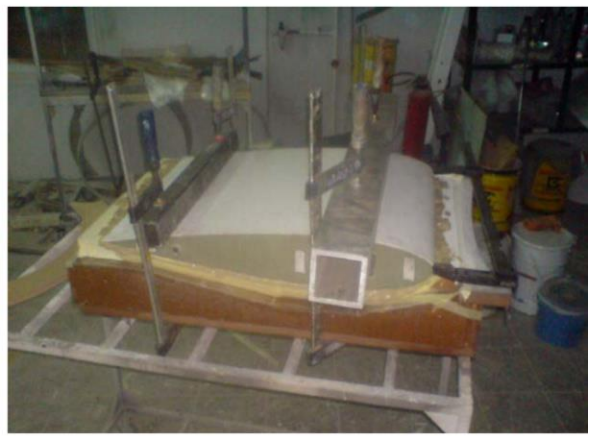
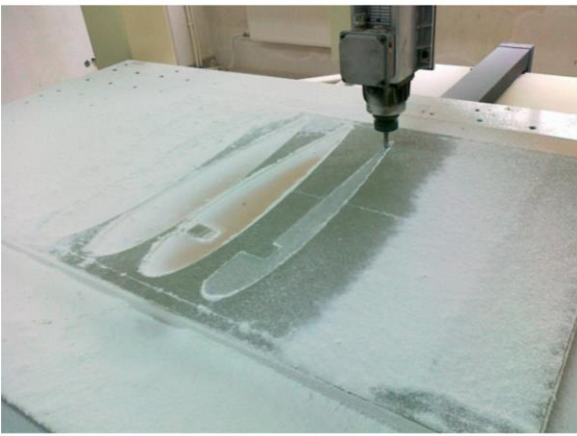


Fig. A.6.13. Procedee tehnologic de fabricare a învelișului palelor cu profilul hidrodinamic cu lungimea cordului  $l=800\text{mm}$  cu ecrane pentru direcționarea curgerii fluidelor, CESCER, UTM.

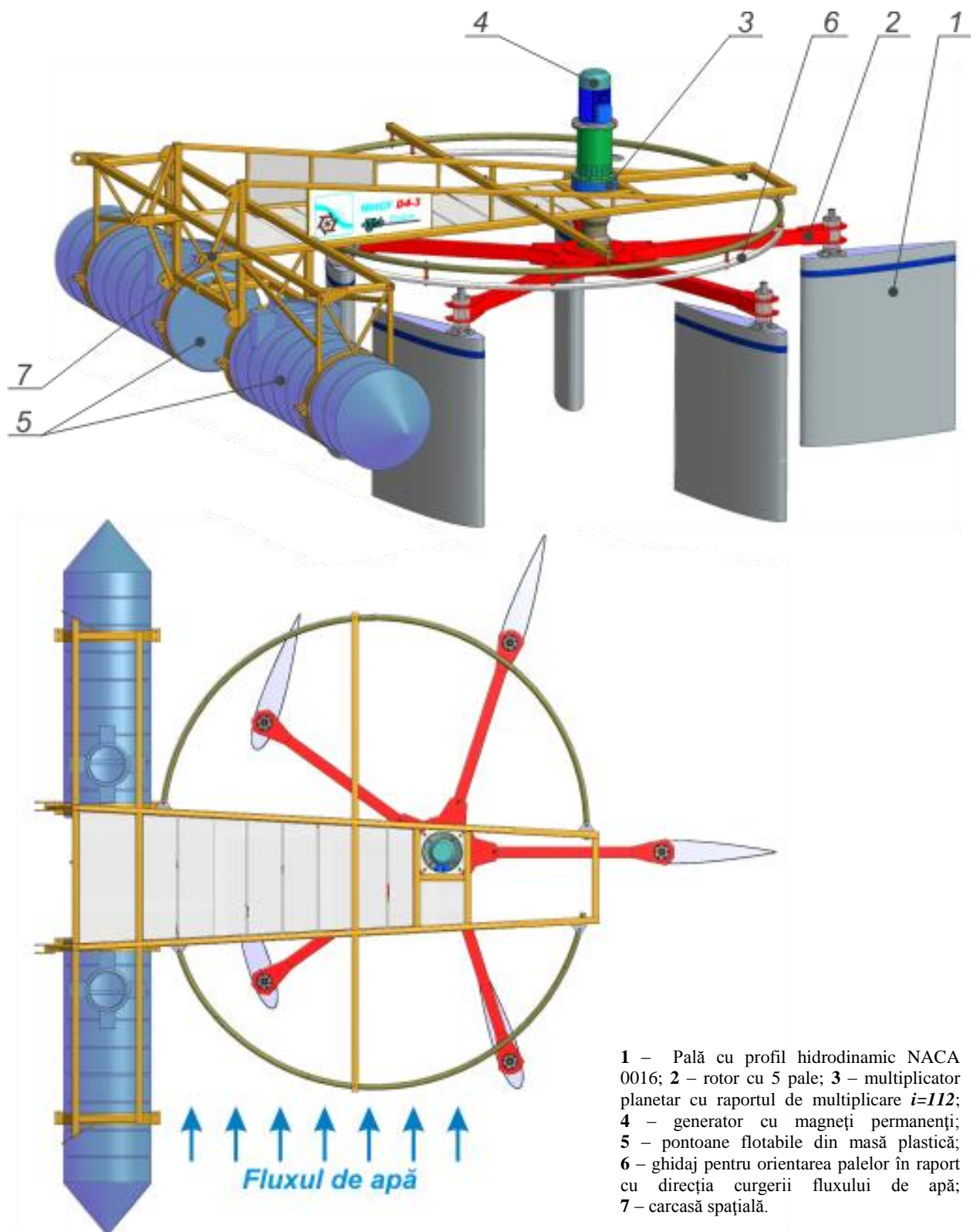


Fig. A.6.14. Microhidrocentrală de flux cu rotor hidrodinamic pentru conversia energiei cinetice a fluxului de apă în energie electrică (diametrul rotorului cu 5 pale  $D = 4$  m, înălțimea submersată a palei  $h = 1,4$  m, lungimea cordului palei  $l = 1,3$  m) (MHCF D4 – 1,5E).

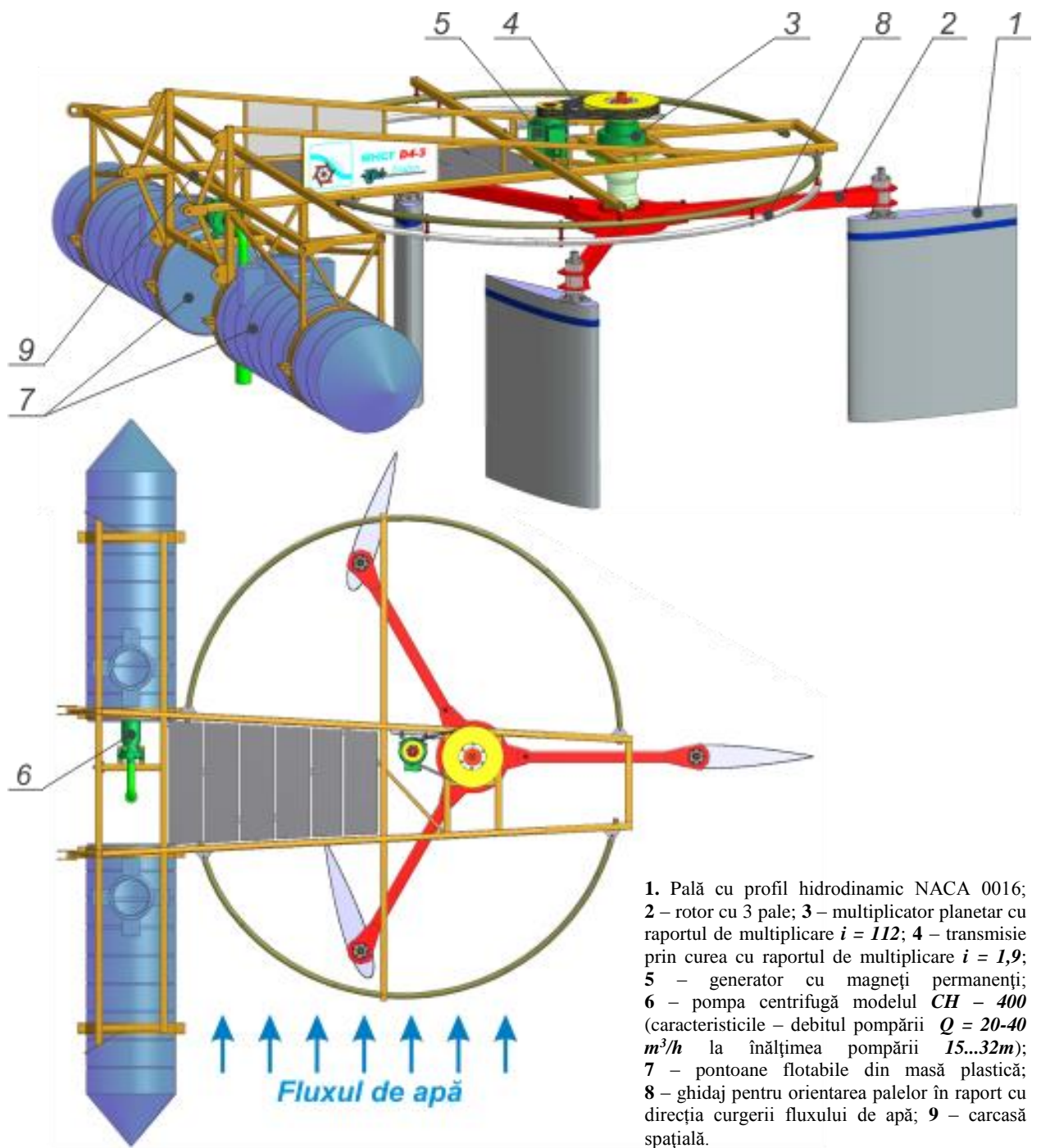


Fig. A.6.15. Microhidrocentrală de flux cu rotor hidrodinamic pentru conversia energiei cinetice a fluxului de apă în energie electrică și mecanică (diametrul rotorului  $D = 4m$ , înălțimea submersată a palei  $h = 1,4m$ , lungimea cordului palei  $l = 1,3 m$ ) (MHCFT D4 – 1,5ME/CH).

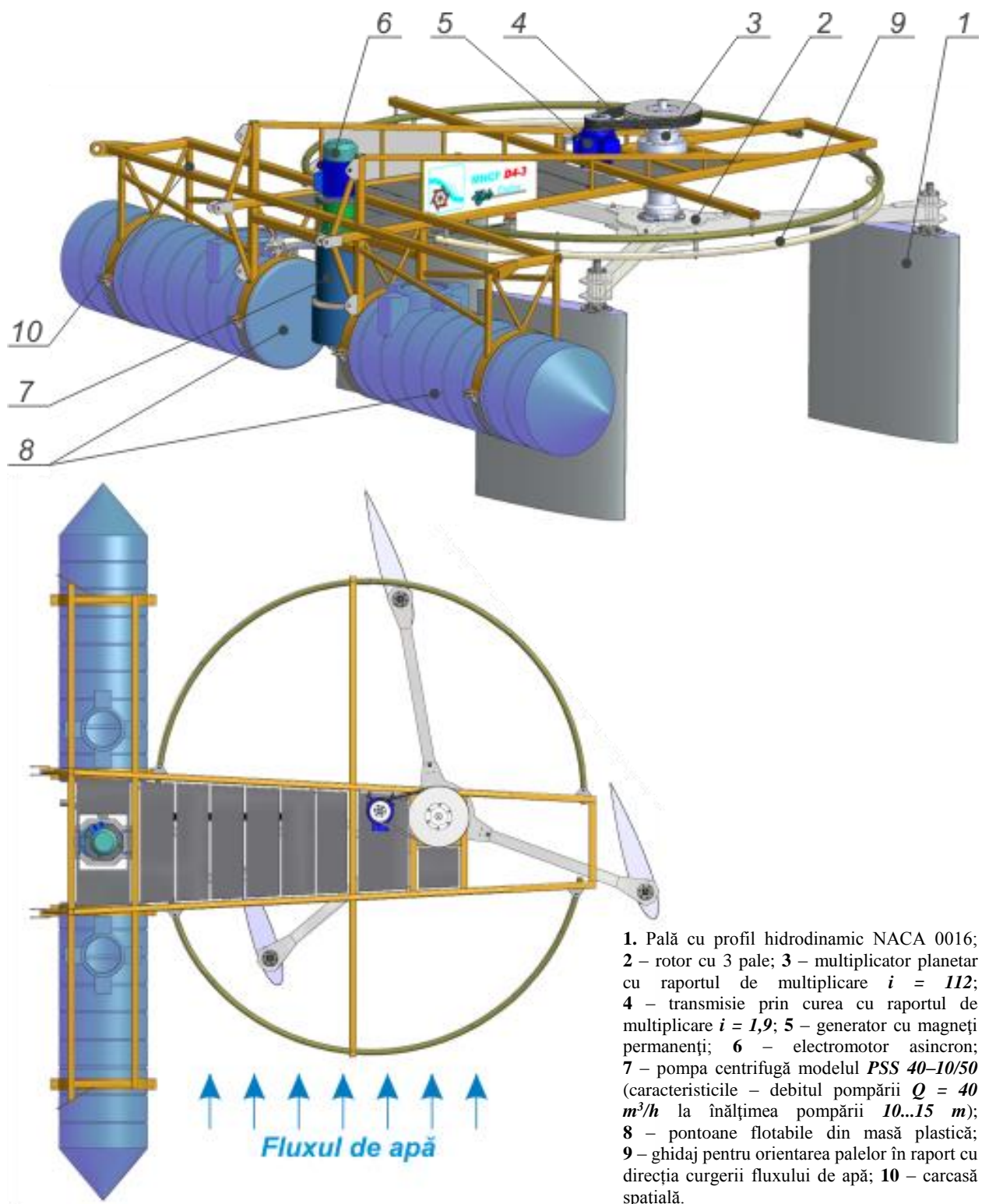


Fig. A.6.16. Microhidrocentrală de flux cu rotor hidrodinamic pentru conversia energiei cinetice a fluxului de apă în energie electrică și mecanică (diametrul rotorului  $D = 4 \text{ m}$ , înălțimea submersată a palei  $h = 1,4 \text{ m}$ , lungimea cordului palei  $l = 1,3 \text{ m}$ ) (MHCF D4 – 1,5ME/PSS).

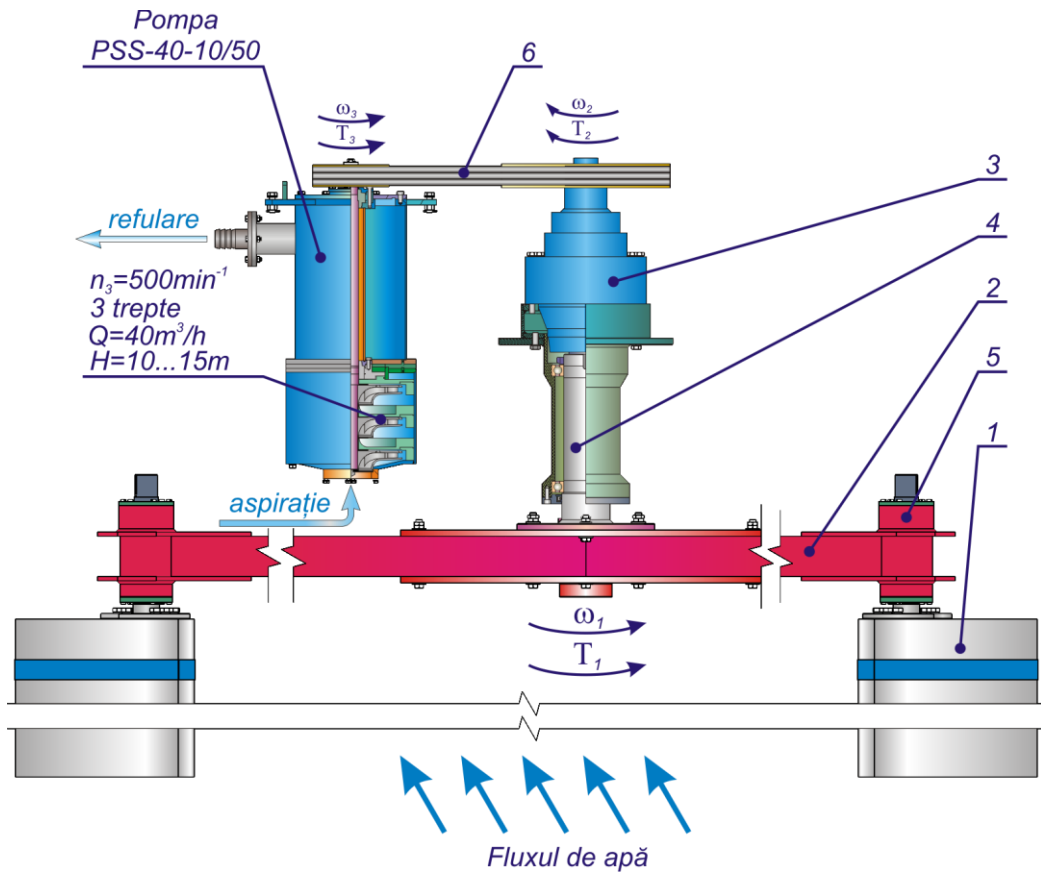


Fig. A.6.17. Cinematica microhidrocentralei MHC F D4x1,5M/PSS.

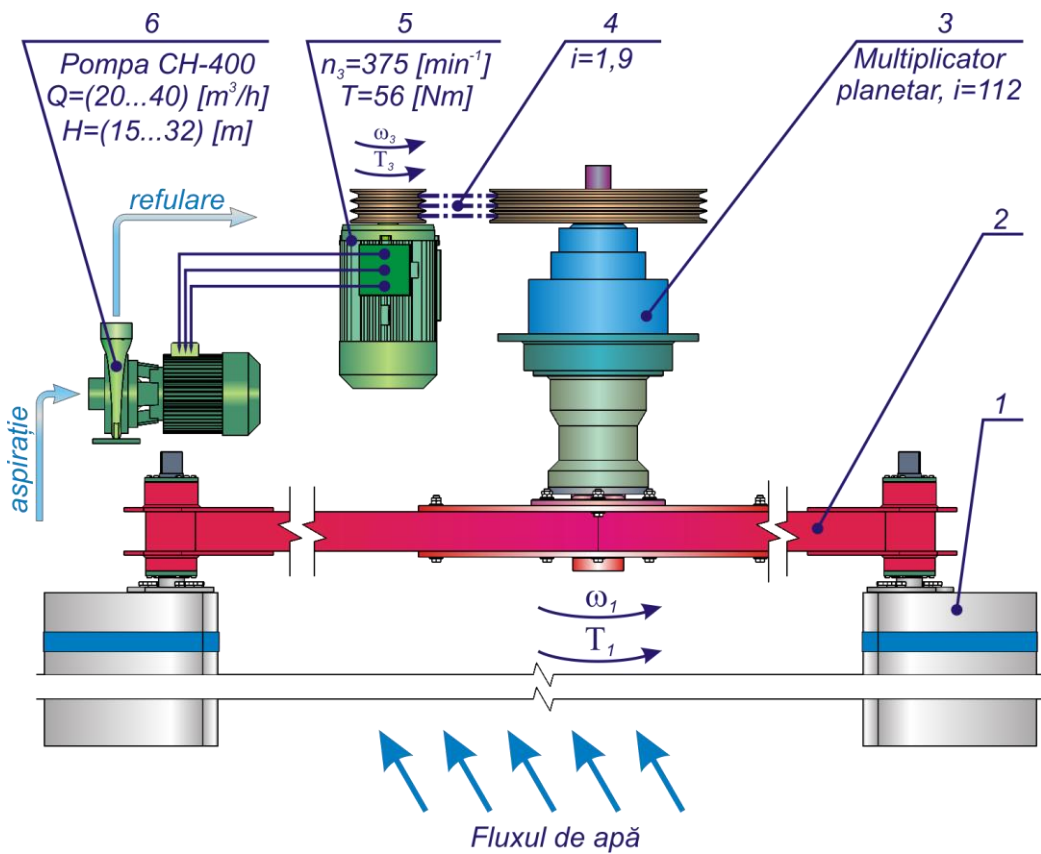


Fig. A.6.18. Cinematica microhidrocentralei MHC F D4x1,5ME/CH.

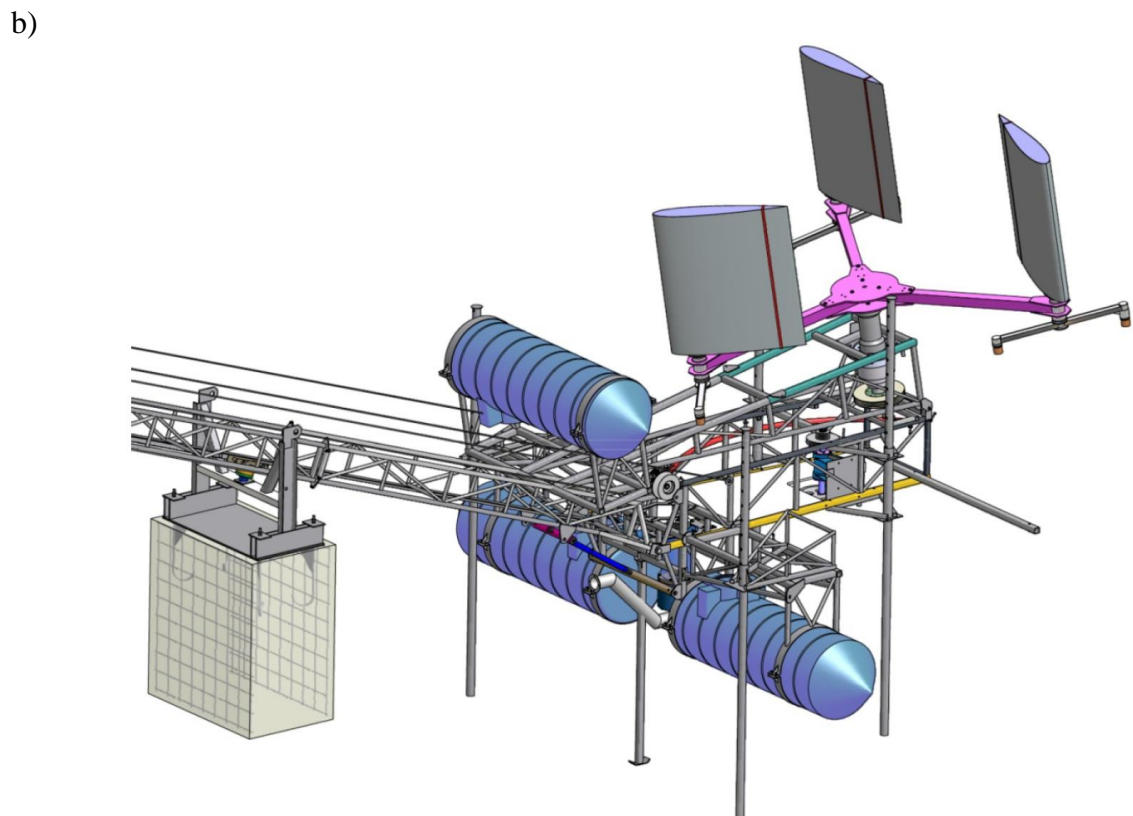
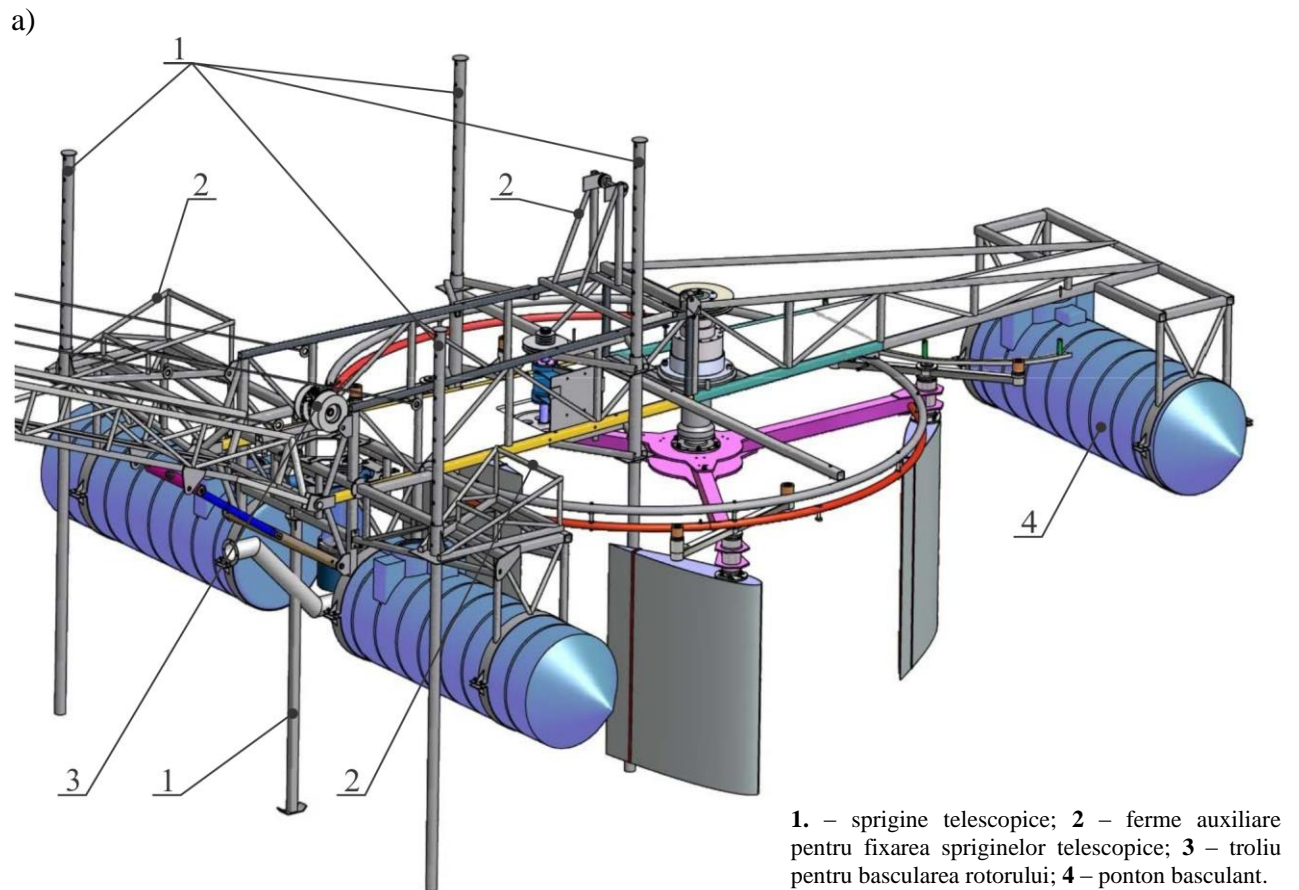


Fig. A.6.19. Microhidrocentrala de flux cu rotor hidrodinamic basculant cu 3 pale cu lungimea cordului  $l=1300\text{mm}$  (a), în regim de conservare cu rotorul basculat (b).



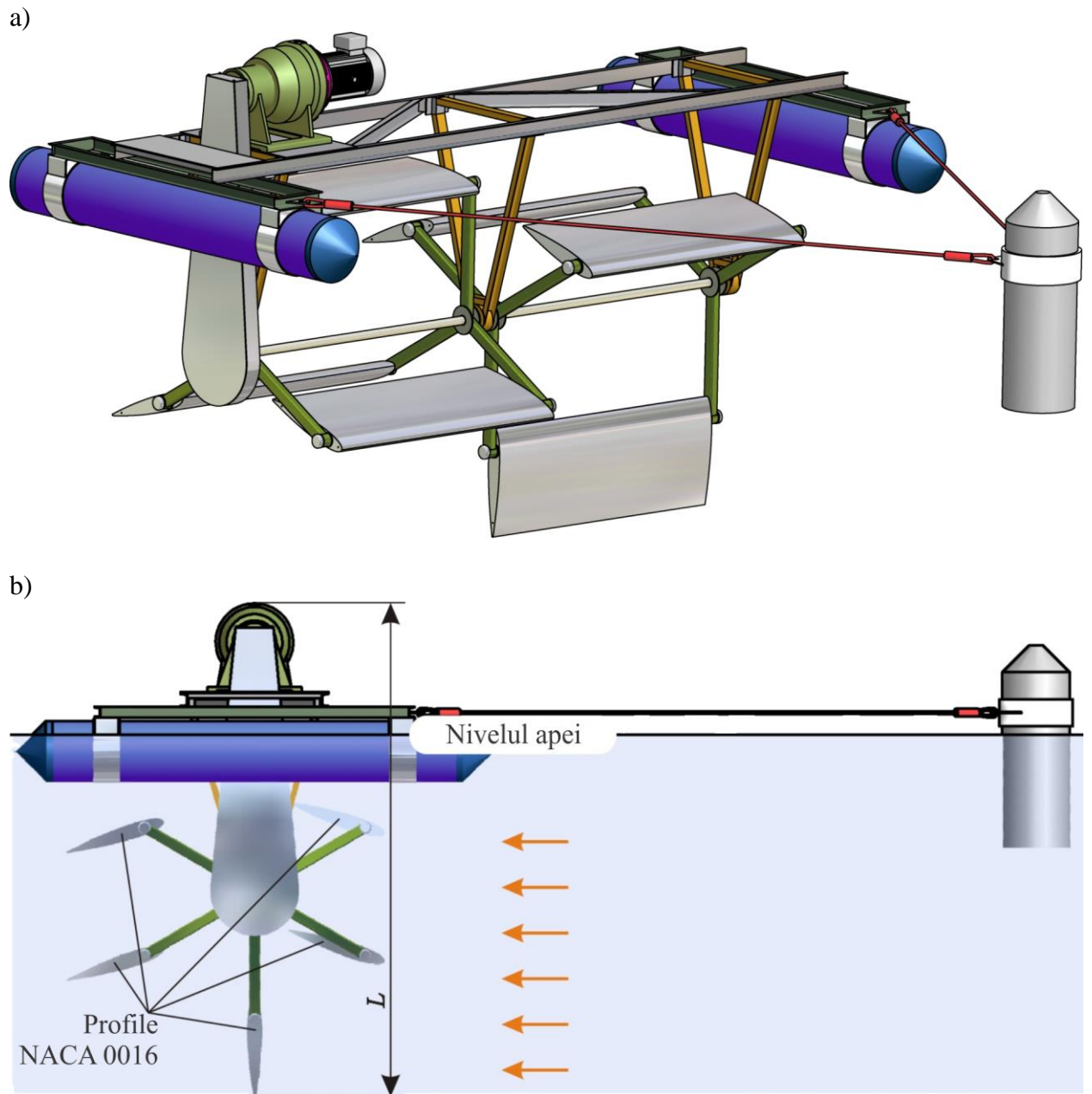


Fig. A.6.20. Microhidrocentrală de flux cu rotor cu ax orizontal și pale cu profil hidrodinamic NACA 0016 cu orientare individuală: vederea generală (a) și frontală (b).

## **ANEXA B**

### **BREVETE DE INVENȚIE ELABORATE CU UTILIZAREA REZULTATELOR CERCETĂRILOR ȘTIINȚIFICE OBȚINUTE DE AUTOR (UNIC AUTOR)**

1. Bostan Viorel. *Turbină eoliană cu roți-windrose aerodinamice*. Brevet de Invenție MD 4212, BOPI nr. 3/2013
2. Bostan Viorel. *Turbină eoliană*. Brevet de Invenție MD 4213, BOPI nr. 3/2013
3. Bostan Viorel. *Stație hidrolică*. Brevet de Invenție MD 589, BOPI nr. 1/2013
4. Bostan Viorel. *Hidrocentrală*. Brevet de Invenție MD 659, BOPI nr. 7/2013
5. Bostan Viorel. *Turbină eoliană*. Brevet de Invenție MD 661, BOPI nr. 7/2013



MD 4212 B1 2013.03.31

REPUBLICA MOLDOVA



(19) Agenția de Stat  
pentru Proprietatea Intelectuală

(11) **4212** (13) **B1**  
(51) Int.Cl: *F03D 1/00* (2006.01)  
*F03D 7/04* (2006.01)

MD 4212 B1 2013.03.31

## (12) BREVET DE INVENȚIE

Hotărârea de acordare a brevetului de invenție poate fi  
revocată în termen de 6 luni de la data publicării

(21) Nr. depozit: a 2012 0116  
(22) Data depozit: 2012.11.15

(45) Data publicării hotărârii de  
acordare a brevetului:  
2013.03.31, BOPI nr. 3/2013  
(67)\* Nr. și data transformării cererii:  
s 2012 0164, 2012.12.07

(71) Solicitant: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI, MD  
(72) Inventator: BOSTAN Viorel, MD  
(73) Titular: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI, MD

### (54) Turbină eoliană cu roți-vindroză aerodinamice

#### (57) Rezumat:

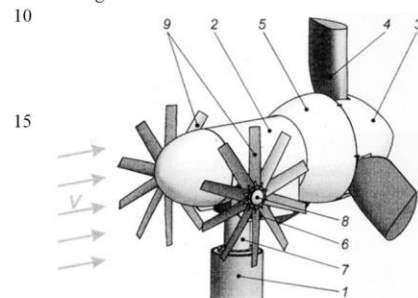
Invenția se referă la energetica eoliană, și  
anume la turbine eoliene destinate pentru  
consumatorii individuali.

Turbina eoliană cu roți-vindroză aero-  
dinamice conține un tum (1), pe care este  
instalat un rotor (3) cu pale (4), amplasat pe un  
butuc într-o gondolă (2), instalată cu posibili-  
tatea rotirii în jurul tumului (1), precum și un  
generator electric (5), arborele căruia este legat  
cu arborele rotorului (3) cu pale (4). În  
interiorul gondolei (2) este instalat un sistem  
hidraulic, prin intermediul căruia gondola (2)  
are posibilitatea de înclinare față de axa  
tumului (1). De o parte și de alta a gondolei (2)  
sunt instalate două roți-vindroză (9), palele

căroră sunt executate cu profil aerodinamic  
asimetric, amplasat față de planul de rotație a  
roților-vindroză (9) sub un unghi.

Revendicări: 4

Figuri: 8



CHIȘINĂU



MD 4213 B1 2013.03.31

REPUBLICA MOLDOVA



(19) Agenția de Stat  
pentru Proprietatea Intelectuală

(11) **4213** <sup>(13)</sup> **B1**  
(51) Int.Cl: *F03D 1/00* (2006.01)  
*F03D 7/04* (2006.01)

## (12) BREVET DE INVENȚIE

<b>Hotărârea de acordare a brevetului de invenție poate fi revocată în termen de 6 luni de la data publicării</b>	
(21) Nr. depozit: a 2012 0117 (22) Data depozit: 2012.11.27	(45) Data publicării hotărârii de acordare a brevetului: 2013.03.31, BOPI nr. 3/2013 (67)* Nr. și data transformării cererii: s 2012 0171, 2012.12.07
(71) Solicitant: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI, MD (72) Inventator: BOSTAN Viorel, MD (73) Titular: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI, MD	

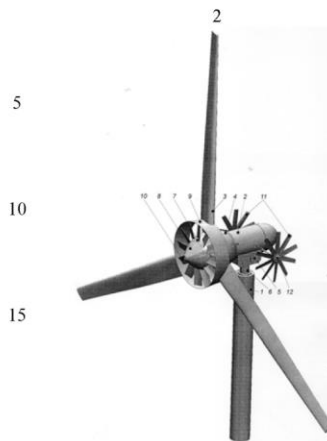
### (54) Turbină eoliană

#### (57) Rezumat:

Invenția se referă la energetica eoliană, și anume la turbine eoliene destinate pentru consumatorii individuali.

Turbina eoliană conține un turn (1), pe care este instalat un rotor (3) cu pale, amplasat pe un butuc într-o gondolă (2), instalată cu posibilitatea rotirii în jurul turnului (1), precum și un generator electric (4), arborele căruia este legat cu arborele rotorului (3) cu pale. Turbina eoliană este dotată cu două roți-vindroză (11) cu pale cu profil aerodinamic. În interiorul gondolei (2) este instalat un sistem hidraulic, prin intermediul căruia gondola (2) are posibilitatea de înclinare față de axa turnului (1). În zona centrală a rotorului (3) este amplasată coaxial o turbină multipală centrală (7) constituită dintr-un difuzor interior divergent (8), un difuzor exterior convergent (9) și o coroană cu pale (10).

Revendicări: 4  
Figuri: 10



MD 4213 B1 2013.03.31

CHIȘINĂU



MD 589 Y 2013.01.31

REPUBLICA MOLDOVA



(19) Agenția de Stat  
pentru Proprietatea Intelectuală

(11) **589** <sup>(13)</sup> **Y**  
(51) Int.Cl: *F03B 13/00* (2006.01)  
*F03B 7/00* (2006.01)  
*F03B 13/18* (2006.01)  
*F03B 13/22* (2006.01)  
*F03B 17/06* (2006.01)

(12) **BREVET DE INVENȚIE  
DE SCURTĂ DURATĂ**

În termen de 6 luni de la data publicării mențiunii privind hotărârea de acordare a brevetului de invenție de scurtă durată, orice persoană poate face opoziție la acordarea brevetului	
(21) Nr. depozit: s 2012 0130 (22) Data depozit: 2012.09.20	(45) Data publicării hotărârii de acordare a brevetului: 2013.01.31, BOPI nr. 1/2013
(71) Solicitant: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI, MD (72) Inventator: BOSTAN Viorel, MD (73) Titular: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI, MD	

(54) **Stație hidroenergetică**

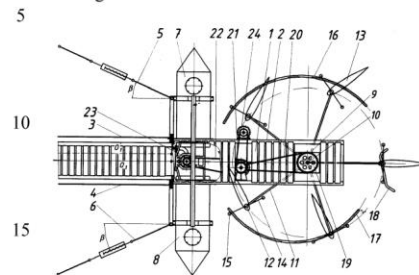
(57) **Rezumat:**

Invenția se referă la hidroenergetică, în special la stațiile hidroenergetice ce utilizează energia cinetică a fluxului de apă.

Stația hidroenergetică conține o platformă (1), amplasată pe două floatoare (7), (8), un rotor hidroenergetic (9) cu pale cu profil hidrodinamic (13) montate vertical pe semiaxuri (12) cu posibilitatea de a se roti în jurul acestora prin intermediul unui ghidaj plasat la periferia rotorului (9). Stația hidroenergetică conține, de asemenea, legate cinematic între ele, un multiplicator (19), un generator (24) și o pompă hidroenergetică (23). Ghidajul constă dintr-un ghidaj cu profil circular cu raza  $R_1$  (17), un ghidaj cu profil circular cu raza  $R_2$  (16) și un ghidaj cu profil rectiliniu (18), care sunt plasate individual cu posibilitatea poziționării fiecărei pale (13) sub un unghi de atac  $\alpha$ , dependent de zona de interacțiune pală-fluid și viteza de curgere a fluidului. Pe capătul semiaxului (12) fiecărei

pale (13) este montată o tijă (14) dotată la extremități cu două corpuri de rotație (15).

Revendicări: 5  
Figuri: 9



MD 589 Y 2013.01.31

CHIȘINĂU



MD 659 Y 2013.07.31

REPUBLICA MOLDOVA



(19) Agenția de Stat  
pentru Proprietatea Intelectuală

(11) **659** <sup>(13)</sup> **Y**  
(51) Int.Cl: *F03B 3/12* (2006.01)  
*F03B 3/14* (2006.01)  
*F03B 7/00* (2006.01)  
*F03B 13/00* (2006.01)  
*F03B 13/18* (2006.01)  
*F03B 13/22* (2006.01)

(12) **BREVET DE INVENȚIE  
DE SCURTĂ DURATĂ**

În termen de 6 luni de la data publicării mențiunii privind hotărârea de acordare a brevetului de invenție de scurtă durată, orice persoană poate face opoziție la acordarea brevetului	
(21) Nr. depozit: s 2013 0070 (22) Data depozit: 2013.04.18	(45) Data publicării hotărârii de acordare a brevetului: 2013.07.31, BOPI nr. 7/2013
(71) Solicitant: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI, MD (72) Inventator: BOSTAN Viorel, MD (73) Titular: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI, MD	

(54) **Hidrocentrală**

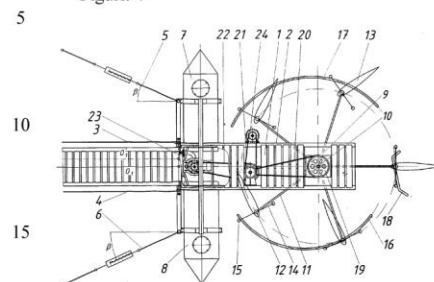
(57) **Rezumat:**

1  
Invenția se referă la hidroenergetică, în special la hidrocentrale ce utilizează energia cinetică a fluxului de apă.

Hidrocentrala conține o platformă (1), amplasată pe două floatoare (7), (8) și fixată articulat pe o bază de țârm. Pe platformă (1) sunt amplasate un generator electric (24), o pompă hidraulică (23), un multiplicator (19) și un rotor (9) cu palete (13) cu profil hidrodinamic, la periferia căruia sunt amplasate niște ghidaje (16), (17), (18). Fiecare paletă (13) este acoperită cu înveliș hidrodinamic și constituită din module, formate din submodule cu nervuri. Paletele (13) sunt dotate pe ambele părți ale învelișului cu niște guri de aspirație amplasate pe înălțimea paletelor (13) în zona bordului de atac și zona adiacentă bordului de fugă. Gurile de aspirație sunt executate în formă de deschizături unite între ele pe fiecare parte a paletelor prin niște canale separate longitudinale. Canalele longitudinale la extre-

2  
mitatea bordului de fugă sunt unite cu niște canale verticale.

Revendicări: 3  
Figuri: 4



MD 659 Y 2013.07.31

CHIȘINĂU



MD 661 Y 2013.07.31

REPUBLICA MOLDOVA



(19) Agenția de Stat  
pentru Proprietatea Intelectuală

(11) **661** <sup>(13)</sup> **Y**  
(51) Int.Cl: *F03D 1/00* (2006.01)  
*F03D 7/04* (2006.01)  
*F03D 11/00* (2006.01)

(12) **BREVET DE INVENȚIE  
DE SCURTĂ DURATĂ**

În termen de 6 luni de la data publicării mențiunii privind hotărârea de acordare a brevetului de invenție de scurtă durată, orice persoană poate face opoziție la acordarea brevetului

(21) Nr. depozit: s 2013 0053  
(22) Data depozit: 2013.03.19

(45) Data publicării hotărârii de  
acordare a brevetului:  
2013.07.31, BOP1 nr. 7/2013

(71) Solicitant: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI, MD  
(72) Inventator: BOSTAN Viorel, MD  
(73) Titular: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI, MD

(54) **Turbină eoliană**

(57) **Rezumat:**

Invenția se referă la energia eoliană, și anume la turbinele cu rotor aerodinamic, destinate producerii energiei termice pentru consumatorii individuali.

Turbina eoliană conține un turn (8), pe care este amplasat un rotor (1) cu pale (2) cu profil aerodinamic, instalat pe un butuc (6) într-o gondolă, montată cu posibilitatea rotirii ei în jurul axei turnului (8) prin intermediul roților-vindroză (5), cuplate cu un mecanism de acționare, format din două angrenaje cu melc, precum și un dispozitiv de transformare a energiei (9), legat cinematic cu rotorul (1). Fiecare pală (2) este dotată cu o gură de aspirație a aerului, amplasată longitudinal în zona bordului de atac, și o gură de refulare, amplasată în zona adiacentă bordului de fugă, pe partea dorsală a palelor (2). Totodată gurile de aspirație și de refulare sunt executate ca deschizături în învelișul palelor (2), gurile de aspirație și de refulare fiind unite între ele printr-un tunel pentru circulația aerului, executat între învelișul părții dorsale a palei (2) și învelișul echidistanțat de învelișul părții dorsale a palei (2).

Revendicări: 4  
Figuri: 8



MD 661 Y 2013.07.31

CHIȘINĂU

## ANEXA C

### BREVETE DE INVENȚIE ELABORATE CU UTILIZAREA REZULTATELOR CERCETĂRILOR ȘTIINȚIFICE OBȚINUTE DE AUTOR (COAUTOR)

1. *Turbină eoliană*. Brevet de Invenție MD 660, BOPI nr. 7/2013
2. *Stație hidraulică*. Brevet de Invenție MD 2981, BOPI nr. 2/2006
3. *Centrală hidraulică flotantă*. Brevet de Invenție MD 601, BOPI nr. 2/2013
4. *Turbină hidraulică*. Brevet de Invenție MD 4235, BOPI nr. 6/2013
5. *Stație hidraulică cu ax orizontal*. Brevet de Invenție MD 3846, BOPI nr. 2/2009
6. *Stație hidraulică*. Brevet de Invenție MD 3104, BOPI nr. 7/2006
7. *Hidroturbină*. Brevet de Invenție MD 2993. BOPI nr. 2/2006
8. *Stație hidraulică*. Brevet de Invenție MD 2992. BOPI nr. 2/2006
9. *Centrală hidroelectrică*. Brevet de Invenție MD 2991. BOPI nr. 2/2006
10. *Stație hidraulică*. Brevet de Invenție MD 3845, BOPI nr. 2/2009
11. *Turbină eoliană*. Brevet de Invenție MD 681, BOPI nr. 7/2013
12. *Turbină eoliană cu ax orizontal*. Brevet de Invenție MD 4219, BOPI nr. 4/2013
13. *Instalațiile de conversiune a energiei valurilor*. Brevet de Invenție MD 3542, 154 BOPI nr.3/ 2008
14. *Mecanism de transformare a mișcării de rotație alternativă în mișcare de rotație*. Brevet de Invenție MD 3017, BOPI nr. 2/2006
15. *Mecanism pentru transformarea mișcării de rotație alternativă în mișcare de rotație (variante)*. Brevet de Invenție MD 2996, BOPI nr. 2/2006
16. *Stație pentru transformarea energiei valurilor în energie electrică*. Brevet de Invenție MD 2990, BOPI nr.2/2006
17. *Stație pentru transformarea energiei valurilor în energie electrică (variante)*. Brevet de Invenție MD 2989, BOPI nr. 2/2006





MD 660 Y 2013.07.31

REPUBLICA MOLDOVA



(19) Agenția de Stat  
pentru Proprietatea Intelectuală

(11) **660** (13) **Y**  
(51) Int.Cl: *F03D 1/00* (2006.01)  
*F03D 7/04* (2006.01)  
*F22B 3/06* (2006.01)  
*F04B 17/02* (2006.01)

(12) **BREVET DE INVENȚIE  
DE SCURTĂ DURATĂ**

În termen de 6 luni de la data publicării mențiunii privind hotărârea de acordare a brevetului de invenție de scurtă durată, orice persoană poate face opoziție la acordarea brevetului

(21) Nr. depozit: s 2013 0047  
(22) Data depozit: 2013.03.12

(45) Data publicării hotărârii de  
acordare a brevetului:  
2013.07.31, BOPI nr. 7/2013

(71) Solicitant: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI, MD  
(72) Inventatori: BOSTAN Viorel, MD; SOBOR Ion, MD  
(73) Titular: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI, MD

(54) **Turbină eoliană**

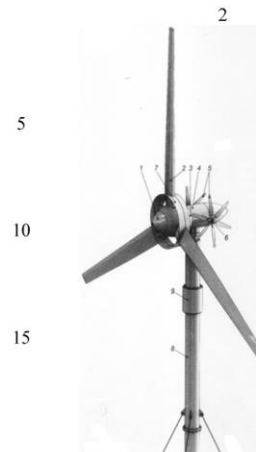
(57) **Rezumat:**

Invenția se referă la energetica eoliană, și anume la turbine eoliene destinate pentru consumatorii individuali.

Turbina eoliană conține un turn (8), pe care este instalat un rotor (1) cu pale (2) cu profil aerodinamic, amplasat într-o gondolă, montată cu posibilitatea rotirii ei în jurul turnului (8) prin intermediul unor roți-vindroză (5), cuplate la un mecanism de acționare, format din două angrenaje cu melc, un difuzor (7) inelar convergent, fixat de pale (2) coaxial cu rotorul (1), precum și un generator termic (9), montat între secțiunile turnului (8) și legat cinematic cu rotorul (1) printr-un angrenaj conic.

Revendicări: 1

Figuri: 13



MD 660 Y 2013.07.31

CHIȘINĂU

MD 2981 G2 2006.02.28

**REPUBLICA MOLDOVA**

(19) Agenția de Stat pentru Proprietatea Intelectuală (11) **2981** (13) **G2**  
(51) Int. Cl.: **B63B 35/44** (2006.01)  
**E02B 17/00** (2006.01)

**(12) BREVET DE INVENȚIE**

(21) Nr. depozit: a 2005 0274 (22) Data depozit: 2005.09.15	(45) Data publicării hotărârii de acordare a brevetului: 2006.02.28, BOP/ nr. 2/2006
(71) Solicitant: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI MD (72) Inventatori: BOSTAN Ion, MD, DULGHERU Valeriu, MD, BOSTAN Viorel, MD, CIUPERCĂ Radu, MD (73) Titular: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI MD	

**(54) Stație hidroaualică**  
**(57) Rezumat:**

1 Invenția se referă la energetică, și anume la stațiile hidroaualice, care utilizează energia cinetică a fluxului apei.

2 Stația hidroaualică include o platformă 1 fixată pe o culcușă prin intermediul unei structuri metalice de cadru 7 cu posibilitatea reglării poziției sale față de nivelul fluxului apei, plasate pe ea, cinematic legate unul cu altul, un generator, un multiplicator și o turbină amplasată vertical, care include o axă verticală portantă, legată cu multiplicatorul, pe care sunt fixate radial bare orizontale cu palete. Fiecare paletă este montată liber pe axă, fixată vertical pe capătul liber al fiecărei dintre barele orizontale. Platforma 1 este montată pe patru corpuri flotante 2. Dispozitivul de fixare a platformei pe culcuș, structura metalică de cadru 7 a cărui este montată articulat cu două grade de libertate la doi piloni 8, care sunt plasați din două părți ale lui, incluzând suplimentar doi piloni laterali 15, care sunt plasați simetric pe aceeași linie cu ei, totodată fiecare pilon

Figuri: 3

CHISHINĂU

MD 601 Y 2013

**REPUBLICA MOLDOVA**

(19) Agenția de Stat pentru Proprietatea Intelectuală (11) **601** (13) **Y**  
(51) Int. Cl.: **F03B 7/00** (2006.01)  
**F03B 13/18** (2006.01)

**(12) BREVET DE INVENȚIE DE SCURTĂ DURATĂ**

In termen de 6 luni de la data publicării mențiunii privind hotărârea de acordare a brevetului de invenție de scurtă durată, orice persoană poate face opoziție la acordarea brevetului	
(21) Nr. depozit: s 2012 0123 (22) Data depozit: 2012.09.06	(45) Data publicării hotărârii de acordare a brevetului: 2013.02.28, BOP/ nr. 2/2013
(71) Solicitant: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI MD (72) Inventatori: BOSTAN Viorel, MD, CIOBANU Oleg, MD, DULGHERU Valeriu, MD, SOCHIREANU Anadol, MD, GLADIȘ Vitalie, MD (73) Titular: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI, MD	

**(54) Centrală hidroaualică flotantă**  
**(57) Rezumat:**

1 Invenția se referă la o centrală hidroaualică flotantă cu rotor vertical și este destinată producerii energiei mecanice și electrice în gospodăriile individuale sătești pentru irigația câmpurilor amplasate în vecinătatea râurilor sau producerii energiei electrice, folosind energia cinetică a apei curgătoare a râurilor.

2 Centrala hidroaualică flotantă include o platformă 1 fixată pe o bază de țărni cu posibilitatea reglării poziției acesteia față de nivelul și direcția de curgere a apei și este formată din două părți: fixă (2) și rotativă (5), legate între ele printr-o articulație 16 cu un grad de libertate. Partea fixă (2) este instalată pe două corpuri flotante (4), legate articulat cu două grade de libertate prin intermediul unui braț (3) de legătură cu baza de țărni, și dotată cu patru bare verticale de sprijin demontabile (13). Pe partea rotativă (5) sunt montate un generator electric (10) sau o pompă hidroaualică, un multiplicator (9) și un rotor (7) cu un ax

Figuri: 2

CHISHINĂU

MD 4235 B1 2013

**REPUBLICA MOLDOVA**

(19) Agenția de Stat pentru Proprietatea Intelectuală (11) **4235** (13) **B1**  
(51) Int. Cl.: **F03B 3/12** (2006.01)  
**F03B 3/14** (2006.01)  
**F03B 7/00** (2006.01)  
**F03B 13/00** (2006.01)  
**F03B 13/18** (2006.01)

**(12) BREVET DE INVENȚIE**

Hotărârea de acordare a brevetului de invenție poate fi revocată în termen de 6 luni de la data publicării	
(21) Nr. depozit: a 2012 0074 (22) Data depozit: 2012.09.06	(45) Data publicării hotărârii de acordare a brevetului: 2013.06.30, BOP/ nr. 6/2013
(71) Solicitant: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI MD (72) Inventatori: BOSTAN Viorel, MD, CIOBANU Oleg, MD, DULGHERU Valeriu, MD, SOCHIREANU Anadol, MD, VACULENCO Maxim, MD, GLADIȘ Vitalie, MD (73) Titular: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI MD	

**(54) Turbină hidroaualică**  
**(57) Rezumat:**

1 Invenția se referă la hidroenergetică, în special la o stație hidroaualică ce conține o turbină hidroaualică de putere mică, destinată producerii energiei electrice sau mecanice în gospodăriile individuale, sătești, pentru irigații în zonele din vecinătatea râurilor, folosind energia cinetică a apei curgătoare a râurilor.

2 Turbina hidroaualică conține o platformă fixată pe o bază de țărni prin intermediul unei structuri de rezistență cu posibilitatea reglării poziției platformei față de nivelul fluxului de apă curgătoare. Pe platformă sunt amplasați un generator sau o pompă hidroaualică și un multiplicator, cu care este legat un ax vertical, la capătul cărui este montat un rotor, care include bare orizontale radiale (11), pe care, la rândul său, sunt instalate palete cu profil hidrodinamic. Fiecare paletă este constituită din module flotante (12) cu profil hidrodinamic, formate din corpuri cu rezervi (13). Intre module (12) și pe părțile inferioară și superioară ale paletelor sunt amplasate orizontale ecran (18) pentru direcționarea curgerii strâmtă în jurul fluxului de apă, distanțate unul față de altul. Conturul periferic al ecranului (18) este echidistant față de profilul

Figuri: 6

CHISHINĂU

MD 3846 F1 2009

**REPUBLICA MOLDOVA**

(19) Agenția de Stat pentru Proprietatea Intelectuală (11) **3846** (13) **F1**  
(51) Int. Cl.: **F03B 13/00** (2006.01)  
**F03B 7/00** (2006.01)  
**F03B 13/18** (2006.01)  
**F03B 13/22** (2006.01)  
**F03B 17/06** (2006.01)

**(12) BREVET DE INVENȚIE**

Hotărârea de acordare a brevetului de invenție poate fi revocată în termen de 6 luni de la data publicării	
(21) Nr. depozit: a 2008 0064 (22) Data depozit: 2008.03.05	(45) Data publicării hotărârii de acordare a brevetului: 2009.02.28, BOP/ nr. 2/2009
(71) Solicitant: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI MD (72) Inventatori: BOSTAN Ion, MD, GHIGORGHIE Adrian, CIE DULGHERU Valeriu, MD, BOSTAN Viorel, MD, SOCHIREANU Anadol, MD, CIOBANU Oleg, MD, CIOBANU Radu, MD (73) Titular: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI MD	

**(54) Stație hidroaualică cu ax orizontal**  
**(57) Rezumat:**

1 Invenția se referă la stațiile hidroaualice de conversie a energiei cinetice a apei curgătoare a râurilor.

2 Stația hidroaualică cu ax orizontal include un cadru portant (2), care este amplasat pe un mijloc flotant și în partea de jos a căruia este montată o hidroaualică cu ax (4) orizontal, legată cu un generator electric (11) de turajă joasă. Hidroaualica constă din două secții (5, 6) separate, montate pe axul (4) ei. Fiecare secție (5, 6) include câte un propulsor cu paletă (8) montat pe rezeme, propulsorul fiind deplasat una față de alta cu un unghi, iar fiecare paletă (8) are în secțiune normală un profil hidrodinamic NACA. Noua invenție constă în aceea că mijlocul flotant este executat în formă de două flotoare (1), fixate din două părți ale cadrului portant (2). Axul (4) hidroaualicii este instalat în lagăre pe două suporturi (3) fixate în partea de jos a cadrului portant (2), înălțimea cărora este aleasă astfel, ca propulsorul să fie submers. Fiecare propulsor include cel puțin trei

Figuri: 7

CHISHINĂU

MD 3104 G2 2006.07.

REPUBLICA MOLDOVA



(19) Agenția de Stat  
pentru Proprietatea Intelectuală

(11) 3104 (13) G2  
(51) Int. Cl.: F03B 7/00 (2006.01)  
F16H 1/00 (2006.01)

(12) BREVET DE INVENȚIE

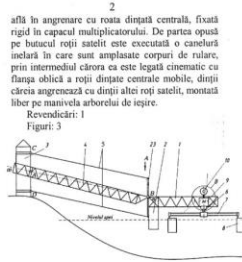
(21) Nr. depozit: a 2005 0273 (22) Data depozit: 2005.09.15	(45) Data publicării hotărârii de acordare a brevetului: 2006.07.31, BOP1 nr. 7/2006
(71) Solicitant: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI, MD	
(72) Inventatori: BOSTAN Ion, MD; DULGHERU Valeriu, MD; BOSTAN Viorel, MD; SOCHIREANU Anatol, MD; CIOBANU Oleg, MD; CIOBANU Radu, MD; DUCUSARĂ Ion, MD	
(73) Titular: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI, MD	

(54) Stație hidroelectrică

(57) Rezumat:

Invenția se referă la hidroenergetică, și anume la stația hidroelectrică cu rotor vertical, și este destinată pentru transformarea energiei cinetice a curenților apei dinților în energie electrică.

Stația hidroelectrică include un rotor cu palete 8 amplasat vertical, legat cinematic cu un multiplicator și un generator electric, instalate pe o platformă 1, care este montată pe un corp flotant, amplasat între rotor și legat articulat cu el, o structură metalică 4, prin intermediul căreia ca este legată de pilonii de ancorare 3, amplasați pe 18m. Pe platforma 1 este fixat rigid o bară 23, capetele căreia sunt legate prin două cabluri amplasate paralel cu unul dintre pilonii de ancorare 3. Nouăzeci cinci în aceeași direcție sunt executate două flotoare 2 fixate pe partea longitudinală a platformei 1, simetric referitor la linia structurii metalice 4. Paletele 8 ale rotorului sunt executate cave. Rotorul este legat rigid cu arborele de intrare al multiplicatorului, care include o bușă sferică, fixată pe arborele de intrare și cinematic legată prin intermediul bilelor, amplasate în canelurile executate pe partea ei laterală, cu, montată pe arborele de intrare al multiplicatorului, roata satelit, care se



CHIȘINĂU

MD 2993 G2 2006

REPUBLICA MOLDOVA



(19) Agenția de Stat  
pentru Proprietatea Intelectuală

(11) 2993 (13) G2  
(51) Int. Cl.: F03B 7/00 (2006.01)  
F03B 13/00 (2006.01)

(12) BREVET DE INVENȚIE

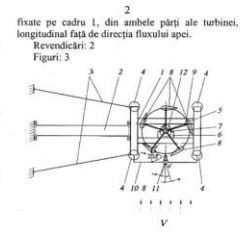
(21) Nr. depozit: a 2005 0272 (22) Data depozit: 2005.09.15	(45) Data publicării hotărârii de acordare a brevetului: 2006.02.28, BOP1 nr. 2/2006
(71) Solicitant: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI, MD	
(72) Inventatori: BOSTAN Ion, MD; DULGHERU Valeriu, MD; BOSTAN Viorel, MD; SOCHIREANU Anatol, MD; TRIFAN Nicolae, MD	
(73) Titular: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI, MD	

(54) Hidroturbina

(57) Rezumat:

Invenția se referă la energetică, și anume la stațiile hidroelectrice, ce utilizează energia cinetică a fluxului apei.

Turbina hidroelectrică conține, amplasată pe un cadru 1, care este fixat pe o culcă cu posibilitatea reglării poziției sale față de nivelul fluxului apei, o axă verticală portantă 5, pe care sunt fixate radial bare orizontale 9 cu palete 8. Nouăzeci cinci în aceeași direcție numărul palețelor este impar, iar fiecare paletă, suprafața căreia este executată aerodinamic, este montată cu posibilitatea rotirii pe axă, verticală fixată pe capătul liber al fișcării bare orizontale. Turbina include suplimentar un dispozitiv de reglare a poziției palețelor, care include mecanismul lor de rotație 12 și, legat cu acesta, un traductor 11 ce determină direcția fluxului apei, care este executat în formă de placă, fixată liber pe axa verticală, în fața turbinei, relativ la direcția fluxului apei. Traductorul 11 ce determină direcția fluxului apei este amplasat între elementele plătitoare 4,



CHIȘINĂU

MD 2992 G2 2006.02.28

REPUBLICA MOLDOVA



(19) Agenția de Stat  
pentru Proprietatea Intelectuală

(11) 2992 (13) G2  
(51) Int.Cl. F03B 7/00 (2006.01)

(12) BREVET DE INVENȚIE

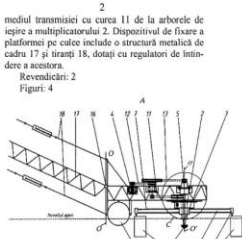
(21) Nr. depozit: a 2005 0270 (22) Data depozit: 2005.09.15	(45) Data publicării hotărârii de acordare a brevetului: 2006.02.28, BOP1 nr. 2/2006
(71) Solicitant: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI, MD	
(72) Inventatori: BOSTAN Ion, MD; DULGHERU Valeriu, MD; SOCHIREANU Anatol, MD; BOSTAN Viorel, MD; CIOBANU Oleg, MD; CIOBANU Radu, MD	
(73) Titular: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI, MD	

(54) Stație hidroelectrică

(57) Rezumat:

Invenția se referă la energetică, și anume la stațiile hidroelectrice, care utilizează energia cinetică a fluxului apei.

Stația hidroelectrică include o platformă, fixată pe o culcă cu posibilitatea reglării poziției sale față de nivelul fluxului apei, plasată pe ea, cinematic legată unul cu altul, un generator 4, un multiplicator 2 și o turbină amplasată vertical, care include o axă verticală portantă 3, legată cu multiplicatorul 2, montată pe ea pe lagare o bușă 6, în care sunt fixate radial bare orizontale 7 cu palete 8. Nouăzeci cinci în aceeași direcție numărul palețelor este impar, iar fiecare paletă 8, suprafața căreia este executată aerodinamic, este montată liber pe axă, fixată vertical pe capătul liber al fișcării dintre barele orizontale 7. Bușă 6 este legată cu roata dințată de intrare a multiplicatorului, iar arborele de ieșire a multiplicatorului este legat prin intermediul transmisiei prin curca 12 cu generatorul electric 4. Stația include suplimentar instalată pe axa portantă verticală 3 deasupra platformei o pompă centrifugă 5, joasă de aspirație a căreia este amplasată în canalul central, executat în axa portantă verticală 3, iar mecanismul de acționare este realizat prin inter-



CHIȘINĂU

MD 2991 G2 2006.02.28

REPUBLICA MOLDOVA



(19) Agenția de Stat  
pentru Proprietatea Intelectuală

(11) 2991 (13) G2  
(51) Int. Cl.: F03B 7/00 (2006.01)

(12) BREVET DE INVENȚIE

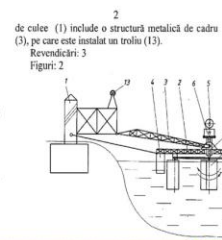
(21) Nr. depozit: a 2005 0136 (22) Data depozit: 2005.05.16	(45) Data publicării hotărârii de acordare a brevetului: 2006.02.28, BOP1 nr. 2/2006
(71) Solicitant: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI, MD	
(72) Inventatori: BOSTAN Ion, MD; DULGHERU Valeriu, MD; BOSTAN Viorel, MD; CIOBANU Oleg, MD; SOCHIREANU Anatol, MD	
(73) Titular: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI, MD	

(54) Centrală hidroelectrică

(57) Rezumat:

Invenția se referă la hidroenergetică, și anume la centrale hidroelectrice, care utilizează energia cinetică a fluxului apei.

Centrală hidroelectrică conține o platformă (2), fixată pe o culcă (1) cu posibilitatea reglării poziției sale față de nivelul fluxului apei, plasată pe ea și legată cinematic unul cu altul un generator (5), un multiplicator (6) și o turbină (8), care include o axă verticală (7) legată cu multiplicatorul (6), de care sunt fixate radial bare orizontale (11) cu palete (9). Platforma (2) este instalată pe corpuri plătitoare (4), iar fiecare paletă (9), suprafața căreia este executată hidrodinamică, este montată pe o axă (10), fixată vertical pe capătul liber al fișcării dintre barele orizontale (11). Fiecare paletă (9) este legată cinematic cu un mecanism de rotație (12) și poate fi executată cavă. Dispozitivul de fixare a platformei



CHIȘINĂU

MD 3845 F1 2009.02.

REPUBLICA MOLDOVA



(19) Agenția de Stat pentru Proprietatea Intelectuală

(11) 3845 (13) F1  
(51) Int. Cl.: F03B 13/00 (2006.01)  
F03B 7/00 (2006.01)  
F03B 13/18 (2006.01)  
F03B 13/22 (2006.01)  
F03B 17/06 (2006.01)

(12) BREVET DE INVENȚIE

Hotărârea de acordare a brevetului de invenție poate fi revocată în termen de 6 luni de la data publicării

(21) Nr. depozit: a 2008 0063  
(22) Data depozit: 2008.03.05

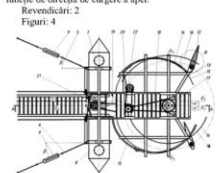
(45) Data publicării hotărârii de acordare a brevetului: 2009.02.28, BOP1 nr. 2/2009

(71) Solicitant: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI MD  
(72) Inventatori: BOSTAN Ion, MD; DULGHERU Valeriu, MD; BOSTAN Viorel, MD; SOCHIREANU Anatol, MD; CIOBANU Oleg, MD; CIOBANU Radu, MD  
(73) Titular: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI MD

(54) Stație hidroalică  
(57) Rezumat:

Invenția se referă la hidroenergetică, și anume la stațiile hidroalactice ce utilizează energia cinetică a fluxului apei. Stația hidroalică constă din platformă, amplasată pe două flotatoare (7, 8), fixate la ea din partea părții inferioare, și ancorată de mal cu posibilitatea reglării poziției sale față de nivelul fluxului apei printr-o structură metalică de cadru și tiranți (5, 6), dotată cu regulatori de întindere (9), conținând de asemenea, plasați pe platformă și legați cinematic unul cu altul, un generator electric (23), o pompă hidroalică, un multiplicator (17) și o turbină, care include un arbore vertical legat cu multiplicatorul (17) și de care sunt fixate radial bare orizontale (13) cu palele (12) cu profil hidrodinamic. Stația hidroalică este executată cu posibilitatea fixării ei pe malul stâng sau drept al râului. Turbina este montată pe platformă astfel, încât axa arborelui ei, aliniată în planul O<sub>1</sub>-O<sub>2</sub>, perpendicular axei orizontale de simetrie a flotatoarelor O<sub>1</sub>-O<sub>2</sub>, este deplasată față de axa O<sub>1</sub>-O<sub>2</sub> cu valoarea „e”, în cazul ancorării pe malul stâng al râului, și cu valoarea „e”, în cazul ancorării pe

malul drept al râului. Pe platformă sunt instalate ghidaje (14, 15) pentru orientarea palețelor (12) în funcție de direcția de curgere a apei. Revendicări: 2



CHIȘINĂU

MD 681 Y 2013.09.

REPUBLICA MOLDOVA



(19) Agenția de Stat pentru Proprietatea Intelectuală

(11) 681 (13) Y  
(51) Int. Cl.: F03D 1/00 (2006.01)  
F03D 7/04 (2006.01)  
F04B 17/02 (2006.01)  
F22B 3/06 (2006.01)

(12) BREVET DE INVENȚIE DE SCURTĂ DURATĂ

În termen de 6 luni de la data publicării mențiunii privind hotărârea de acordare a brevetului de invenție de scurtă durată, orice persoană poate face opoziție la acordarea brevetului

(21) Nr. depozit: a 2013 0028  
(22) Data depozit: 2013.02.14

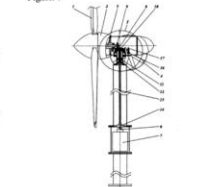
(45) Data publicării hotărârii de acordare a brevetului: 2013.09.30, BOP1 nr. 9/2013

(71) Solicitant: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI MD  
(72) Inventatori: BOSTAN Ion, MD; DULGHERU Valeriu, MD; BOSTAN Viorel, MD; SOBOR Ion, MD; SOCHIREANU Anatol, MD; VACULENCO Maxim, MD; CIOBANU Oleg, MD; CIOBANU Radu, MD; ODAINĂI Valeriu, MD; CRUDU Radu, MD; GUȚU Marin, MD; GLADȘI Vitalie, MD  
(73) Titular: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI MD

(54) Turbină eoliană  
(57) Rezumat:

Invenția se referă la energetica eoliană, și anume la turbine eoliene destinate consumatorilor individuali. Turbina eoliană conține un rotor cu pale (1) cu profil aerodinamic, fixat într-o gondolă (2), instalată cu posibilitatea rotirii în jurul turului prin intermediul unui lanț cinematic constituit din două transmisii cu melc, două roți-vindroză, amplasate simetric pe un arbore comun de ambele părți ale gondolei (2), și un generator de energie (7) electric sau termic, montat între secțiile turului. Arborele (5) rotorului este legat cinematic cu arborele (6) generatorului de energie (7) prin intermediul unui multiplicator (8) cu roți dințate conice (9, 10). Arborele de ieșire (11) al multiplicatorului (8), legat rigid cu roata dințată conică (10), este legat cu arborele (6) generatorului de energie (7) prin intermediul unui cuplaj (12), unui arbore toroidal (13) și unui cuplaj toroidal cu element elastic (14). O roată melcată a unei transmisii cu melc, care angrenează cu roata melcată a roții-roșii-vindroză, este instalată rigid pe o carcasă tubulară, fixată cu o flanșă pe capătul superior al turului. Arborele de ieșire (11) al multiplicatorului (8) este instalat cu posibilitatea rotirii pe lagățele radial-axiale în interiorul carcasei

tubulare. Gondola (2) este instalată prin intermediul unui rulment cu role cu autoreglare și al unui rulment radial pe suprafața exterioră a carcasei tubulare cu posibilitatea rotirii în jurul axei turului. Revendicări: 3



CHIȘINĂU

MD 4219 B1 2013.04.

REPUBLICA MOLDOVA



(19) Agenția de Stat pentru Proprietatea Intelectuală

(11) 4219 (13) B1  
(51) Int. Cl.: F03D 1/00 (2006.01)  
F03D 7/04 (2006.01)

(12) BREVET DE INVENȚIE

Hotărârea de acordare a brevetului de invenție poate fi revocată în termen de 6 luni de la data publicării

(21) Nr. depozit: a 2012 0073  
(22) Data depozit: 2012.09.06

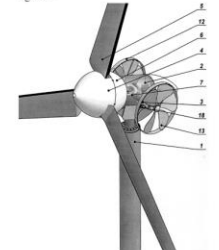
(45) Data publicării hotărârii de acordare a brevetului: 2013.04.30, BOP1 nr. 4/2013

(71) Solicitant: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI MD  
(72) Inventatori: BOSTAN Ion, MD; DULGHERU Valeriu, MD; BOSTAN Viorel, MD; SOBOR Ion, MD; SOCHIREANU Anatol, MD  
(73) Titular: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI MD

(54) Turbină eoliană cu ax orizontal  
(57) Rezumat:

Invenția se referă la energetica eoliană, și anume la turbine eoliene destinate pentru consumatorii individuali. Turbina eoliană cu ax orizontal conține un turm (1), pe care sunt instalate un rotor (4) cu pale (5), amplasat pe un butuc într-o gondolă (2), precum și un generator electric (6), arborele căruia este legat cu arborele rotorului (4) cu pale (5). De ambele părți ale gondolei (2) este amplasată câte o roată vindroză (12), instalată pe un arbore comun și legate cinematic cu turmul (1) printr-un angrenaj cu melc. Gondola (2) este instalată pe un platou (3) printr-o articulație cu oale (18). Platoul (3) este amplasat pe turm (1). În gondola (2) este instalat un hidrocilindru (7), acționat de o stație hidroalică (8), legată cu un traductor de tensiune, instalat pe rotorul (4) generatorului electric (6). Ștocul (11) hidrocilindrului (7) este legat articulat cu gondola (2), iar carcasa hidrocilindrului (7) este legată articulat cu platoul (3).

Revendicări: 1



CHIȘINĂU

MD 3542 G2 2008.03.

REPUBLICA MOLDOVA



(19) Agenția de Stat pentru Proprietatea Intelectuală

(11) 3542 (13) G2  
(51) Int. Cl.: F03B 13/10 (2006.01)  
F03B 13/14 (2006.01)  
E02B 9/08 (2006.01)

(12) BREVET DE INVENȚIE

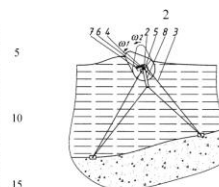
(21) Nr. depozit: a 2005 0134  
(22) Data depozit: 2005.03.16  
(41) Data publicării cererii: 2006.10.31, BOP1 nr. 10/2006

(45) Data publicării hotărârii de acordare a brevetului: 2008.03.31, BOP1 nr. 3/2008

(71) Solicitant: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI MD  
(72) Inventatori: BOSTAN Ion, MD; DULGHERU Valeriu, MD; BOSTAN Viorel, MD; DICUSARĂ Ion, MD; COZMA Tudor, MD  
(73) Titular: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI MD

(54) Instalație de conversiune a energiei valurilor (variantă)  
(57) Rezumat:

Invenția se referă la instalațiile de conversiune a energiei regenerabile, și anume la instalațiile de conversiune a energiei valurilor. Instalația de conversiune a energiei valurilor include cel puțin un corp flotabil, amplasat pe un arbore fix (2), ancorat. Corpul flotabil include o carcasă (4) ovală executată din masă plastică, care este instalată pe arborele fix (2) cu posibilitatea rotației alternative limitate față de el. În carcasa (4) este amplasată o transmisie mecanică, executată în formă de multiplicator precesional cu unul sau două blocuri satelit care, prin intermediul cuplajelor unice, transformă mișcarea de rotație alternativă neuniformă în mișcare de rotație continuă relativ uniformă. Mișcarea de rotație obținută se transmite rotorului generatorului electric. Revendicări: 2



Figuri: 11

CHIȘINĂU



(19) Agenția de Stat  
pentru Proprietatea Intelectuală

(11) 3017 (13) G2  
(51) Int. Cl.: F16H 21/40 (2006.01)

(12) BREVET DE INVENȚIE

(21) Nr. depozit: a 2005 0076 (22) Data depozit: 2005.03.15	(45) Data publicării hotărârii de acordare a brevetului: 2006.03.31, BOPI nr. 3/2006
(71) Solicitant: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI, MD (72) Inventatori: BOSTAN Ion, MD, DULGHERU Valeriu, MD, BOSTAN Viorel, MD, CIOBANU Radu, MD, SOCHIREANU Anatol, MD (73) Titular: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI, MD	

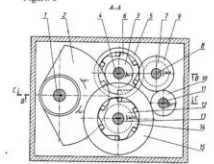
(54) Mecanism de transmitere a mișcării de rotație alternativă în mișcare de rotație

(57) Rezumat:

Invenția se referă la construcția de mașini și poate fi folosită în mecanismele de transformare a mișcării de rotație alternativă în mișcare de rotație. Mecanismul de transmitere a mișcării de rotație alternativă în mișcare de rotație conține un corp, arbori de ieșire (1), de intrare (8) și un transformator de mișcare în două trepte, care include roți dințate. Noutatea constă în aceea că pe arborele de intrare (1) este fixat rigid secțiunile dințate (2), care se află concomitent în angrenaj cu două roți dințate (3) și (12), fiecare dintre care este fixată rigid pe arborele primei (4) și, respectiv, pe arborele celei de a doua trepte (13). Pe arborele (4) treptei întâi, prin intermediul unui ambreiaj unisens (6) fixat rigid pe el, este montată adugător roata dințată (5), care se află în angrenaj cu roata dințată (7) montată pe arborele de ieșire (8). Pe arborele (13) treptei a doua, prin intermediul unui ambreiaj unisens (14) fixat rigid pe el, este fixat adugător, opus ambreiajului unisens (6), o roată dințată (15) care se află în angrenaj cu roata dințată intermediară

(10), care se află în angrenaj cu roata dințată (9), fixată pe arborele de ieșire (8). Raportul de transmitere a primei trepte este egal cu raportul de transmitere a treptei a doua.

Revenșiciri: 1  
Figuri: 3



CHIȘINĂU



(19) Agenția de Stat  
pentru Proprietatea Intelectuală

(11) 2996 (13) G2  
(51) Int. Cl.: F16H 21/40 (2006.01)

(12) BREVET DE INVENȚIE

(21) Nr. depozit: a 2005 0075 (22) Data depozit: 2005.03.15	(45) Data publicării hotărârii de acordare a brevetului: 2006.02.28, BOPI nr. 2/2006
(71) Solicitant: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI, MD (72) Inventatori: BOSTAN Ion, MD, DULGHERU Valeriu, MD, BOSTAN Viorel, MD, COZMA Tudor, MD, SOCHIREANU Anatol, MD (73) Titular: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI, MD	

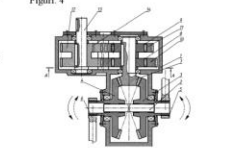
(54) Mecanism pentru transformarea mișcării de rotație alternativă în mișcare de rotație unidirecțională (variantă)

(57) Rezumat:

Invenția se referă la industria constructoare de mașini, și anume la mecanismele de transformare a mișcării de rotație alternativă în mișcare de rotație unidirecțională. Mecanismul conform primei variante este executat în formă de transmisie dințată, care include, instalate pe arborele de intrare 2, în capetele cărora sunt fixate pârghii turnante 5 și 6, două roți dințate conice 3 și 4 cu un număr egal de dinți, care angrenează simultan cu pârghiile conice dințate 7, legat rigid cu arborele intermediar, axa cărora este perpendiculară axei arborelui de intrare 2. Pe arborele intermediar sunt amplasate două roți dințate cilindrice 10 și 11, montate prin intermediul a două ambreiaje unisens 8 și 9 montate în contracans unul față de altul, fiecare fiind instalat în butucul fiecăruia dintre ele. Rosta 10 angrenează cu o roată dințată 12 instalată pe arborele de ieșire 13, iar roata 11 este legată cu roata 12 prin roata dințată intermediară 14. Mecanismul conform variantei a doua se caracterizează prin aceea că include două sectoare dințate, legate cinematic între ele, și instalate rigid pe doi arbori de intrare. Sectoarele dințate angrenează cu pioniul conductor, fixat rigid pe arborele intermediar, pe ambele părți ale cîmii sunt

amplasate două roți dințate, montate prin intermediul a două ambreiaje unisens montate în contracans unul față de altul, fiecare fiind instalat în butucul fiecăruia dintre ele, totodată una dintre roți angrenează cu o roată dințată instalată pe arborele de ieșire, iar alta este legată cu această roată prin roata dințată intermediară.

Revenșiciri: 2  
Figuri: 4



CHIȘINĂU



(19) Agenția de Stat  
pentru Proprietatea Intelectuală

(11) 2990 (13) G2  
(51) Int. Cl.: F03B 13/12 (2006.01)  
F03B 13/18 (2006.01)

(12) BREVET DE INVENȚIE

(21) Nr. depozit: a 2005 0066 (22) Data depozit: 2005.03.04	(45) Data publicării hotărârii de acordare a brevetului: 2006.02.28, BOPI nr. 2/2006
(71) Solicitant: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI, MD (72) Inventatori: BOSTAN Ion, MD, IONESCU Florin, DE, DULGHERU Valeriu, MD, BOSTAN Viorel, MD, COZMA Tudor, MD, SOCHIREANU Anatol, MD (73) Titular: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI, MD	

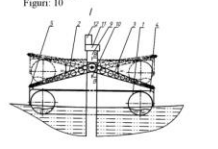
(54) Instalație pentru transformarea energiei valurilor în energie electrică (variantă)

(57) Rezumat:

Invenția se referă la hidroenergetică și anume la conversiunea energiei valurilor marine în energie electrică. Instalația conform primei variante include un montaj 10, un corp plutitor 1, care este legat cu el prin elemente de fixare 4 și 5, care sunt legate prin intermediul transmisiei dințate 9 cu multiplicatorul 11 și generatorul electric. Corpul plutitor 1 este executat în formă sferică și este amplasat coaxial față de montaj 10, față de care, din ambele lui părți, diametral opus, sunt amplasate două elemente de fixare 4 și 5 a corpului plutitor 1 în formă de grinză de cadru, care cu unele capete sunt fixate articulat de corpul plutitor 1. Transmisia dințată 9 conține două roți dințate conice, fiecare fiind legată rigid cu eclizate capete ale elementelor de fixare 4 și 5. Roțile dințate conice cu un număr egal de dinți, sunt amplasate pe un arbore și se află în angrenare cu roata dințată conică, legată cu arborele de intrare a multiplicatorului 11. Instalația conform variantei a doua se caracterizează prin aceea că transmisia dințată conține două

sectoare dințate, fiecare fiind legat rigid cu eclizate capete ale fiecăruia din două elemente de fixare corespunzător, este montat pe unul din doi arbori amplasați paralel și este legat cu unul din doi arbori de intrare ai multiplicatorului.

Revenșiciri: 2  
Figuri: 10



CHIȘINĂU



(19) Agenția de Stat  
pentru Proprietatea Intelectuală

(11) 2989 (13) G2  
(51) Int. Cl.: F03B 13/12 (2006.01)  
F03B 13/18 (2006.01)

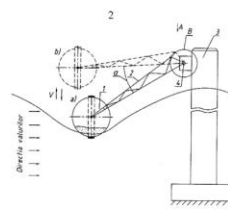
(12) BREVET DE INVENȚIE

(21) Nr. depozit: a 2005 0063 (22) Data depozit: 2005.03.04	(45) Data publicării hotărârii de acordare a brevetului: 2006.02.28, BOPI nr. 2/2006
(71) Solicitant: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI, MD (72) Inventatori: BOSTAN Ion, MD, DULGHERU Valeriu, MD, BOSTAN Viorel, MD, CIOBANU Oleg, MD, CIOBANU Radu, MD, SOCHIREANU Anatol, MD (73) Titular: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI, MD	

(54) Stație pentru transformarea energiei valurilor în energie electrică

(57) Rezumat:

Invenția se referă la hidroenergetică, și anume la conversiunea energiei valurilor marine în energie electrică. Stația pentru transformarea energiei valurilor în energie electrică include un montaj 3, un corp plutitor 1 și un dispozitiv de fixare 2 la el, care este legat prin intermediul transmisiei dințate cu multiplicatorul și generatorul electric. Noutatea invenției constă în aceea că montajul 3 este executat cu o coloană, dispozitivul de fixare 2 la el a corpului plutitor 1 include o grindă de cadru, fixat de el articulat cu un capăt, iar transmisia dințată include un sector dințat, legat rigid cu un alt capăt al grinzii de cadru, totodată pe arborele conductor al multiplicatorului este montat suplimentar un volant.



Revenșiciri: 4  
Figuri: 1

CHIȘINĂU

## ANEXA D

### TURBINE EOLIENE ȘI MICROHIDROCENTRALE ELABORATE, PROIECTATE ȘI FABRICATE ÎN BAZA REZULTATELOR CERCETĂRIILOR ȘTIINȚIFICE OBTINUTE DE AUTOR ȘI IMPLEMENTATE CU DIVERSE APLICAȚII

- Fig. D.1. Vederea generală a turbinei eoliene cu puterea de 10 kW cu profil aerodinamic II al palelor (instalată în a. 2008 pe poligonul de testări a UTM).
- Fig. D.2. Asamblarea a 10 turbine eoliene cu puterea 10 kW fiecare la Centrul pentru Elaborarea Sistemelor de Conversie a Energiilor Regenerabile (CESCER) al UTM.
- Fig. D.3. Vederea generală a turbinei eoliene (10 kW) cu orientare electronică la direcția curenților de aer (instalată pentru încercări experimentale pe poligonul UTM, CITM “Etalon”, UTM, a. 2011).
- Fig. D.4. Vederea generală a turbinei eoliene (10 kW) cu rotor basculant orientat la direcția curenților de aer prin windrose cu profil aerodinamic al palelor (instalată pentru încercări experimentale pe poligonul UTM, CITM “Etalon”, UTM, a. 2013).
- Fig. D.5. Vederea generală a turbinelor eoliene cu puterea de 10 kW fiecare, cu orientarea la direcția curenților de aer prin windrose și electronic, destinate pentru iluminarea Parcului-Muzeu al Tehnicii, campusul Râșcani, UTM.
- Fig. D.6. Vederea generală a turbinei eoliene cu puterea de 10 kW pentru alimentarea cu energie electrică a pompei pentru pomparea apei din fântâna arteziană în apeductul comunei Brînza (H=165 m).
- Fig. D.7. Vederea generală a turbinei eoliene cu puterea de 10 kW destinată pentru încălzirea serelor și iluminare instalată în anul 2013 în Grădina Botanică (Institut) a AȘM.
- Fig. D.8. Vederea generală a turbinei eoliene cu puterea de 10 kW destinată pentru încălzirea rezidențială și iluminare instalată în anul 2013 în comuna Țințăreni.
- Fig. D.9. Vederea generală a turbinei eoliene cu puterea de 10 kW cu profil aerodinamic I al palelor instalată în anul 2012 în Parcul-Muzeu al Tehnicii, campusul Râșcani, UTM.
- Fig. D.10. Vederea generală a turbinei eoliene cu puterea de 10 kW cu profil aerodinamic I al palelor instalată în anul 2010 în Parcul-Muzeu al Tehnicii, campusul Râșcani, UTM.
- Fig. D.11. Vederea generală a turbinei eoliene (10 kW) cu rotor basculant orientat la direcția curenților de aer prin windrose cu profil aerodinamic al paletelor (instalată în Parcul-Muzeu al Tehnicii, campusul Râșcani, UTM, a. 2013).
- Fig. D.12. Vederea generală a microhidrocentralelor de flux cu rotor hidrodinamic cu 3 pale cu lungimea cordului  $l=1300$  mm (a); cu 5 pale cu lungimea cordului  $l=1300$  mm (b).
- Fig. D.13. Vederea generală a microhidrocentralei de flux cu rotor hidrodinamic basculant cu 5 pale cu lungimea cordului  $l=800$  mm și ecrane pentru direcționarea curgerii fluidului (a); asamblarea palelor hidrodinamice (b).



Fig. D.1. Vederea generală a turbinei eoliene cu puterea de 10 kW cu profil aerodinamic II al palelor (instalată în a. 2008 pe poligonul de testări a UTM).



Fig. D.2. Asamblarea a 10 turbine eoliene cu puterea 10 kW fiecare la Centrul pentru Elaborarea Sistemelor de Conversie a Energilor Regenerabile (CESCER) al UTM.





Fig. D.3. Vederea generală a turbinei eoliene (10 kW) cu orientare electronică la direcția curenților de aer (instalată pentru încercări experimentale pe poligonul UTM, CITM “Etalon”, UTM, a. 2011).



Fig. D.4. Vederea generală a turbinei eoliene (10 kW) cu rotor basculant orientat la direcția curenților de aer prin windrose cu profil aerodinamic al palelor (instalată pentru încercări experimentale pe poligonul UTM, CITM “Etalon”, UTM, a. 2013).



Fig. D.5. Vederea generală a turbinelor eoliene cu puterea de 10 kW fiecare, cu orientarea la direcția curenților de aer prin windrose și electronic, destinate pentru iluminarea Parcului-Muzeu al Tehnicii, campusul Râșcani, UTM.



Fig. D.6. Vederea generală a turbinei eoliene cu puterea de 10 kW pentru alimentarea cu energie electrică a pompei pentru pomparea apei din fântâna arteziană în apeductul comunei Brînza (H=165 m).



Fig. D.7. Vederea generală a turbinei eoliene cu puterea de 10 kW destinată pentru încălzirea serelor și iluminare instalată în anul 2013 în Grădina Botanică (Institut) a AȘM.



Fig. D.8. Vederea generală a turbinei eoliene cu puterea de 10 kW destinată pentru încălzirea rezidențială și iluminare instalată în anul 2013 în comuna Țințăreni.



Fig. D.9. Vederea generală a turbinei eoliene cu puterea de 10 kW cu profil aerodinamic I al palelor instalată în anul 2012 în Parcul-Muzeu al Tehnicii, campusul Râșcani, UTM.



Fig. D.10. Vederea generală a turbinei eoliene cu puterea de 10 kW cu profil aerodinamic I al palelor instalată în anul 2010 în Parcul-Muzeu al Tehnicii, campusul Râșcani, UTM.

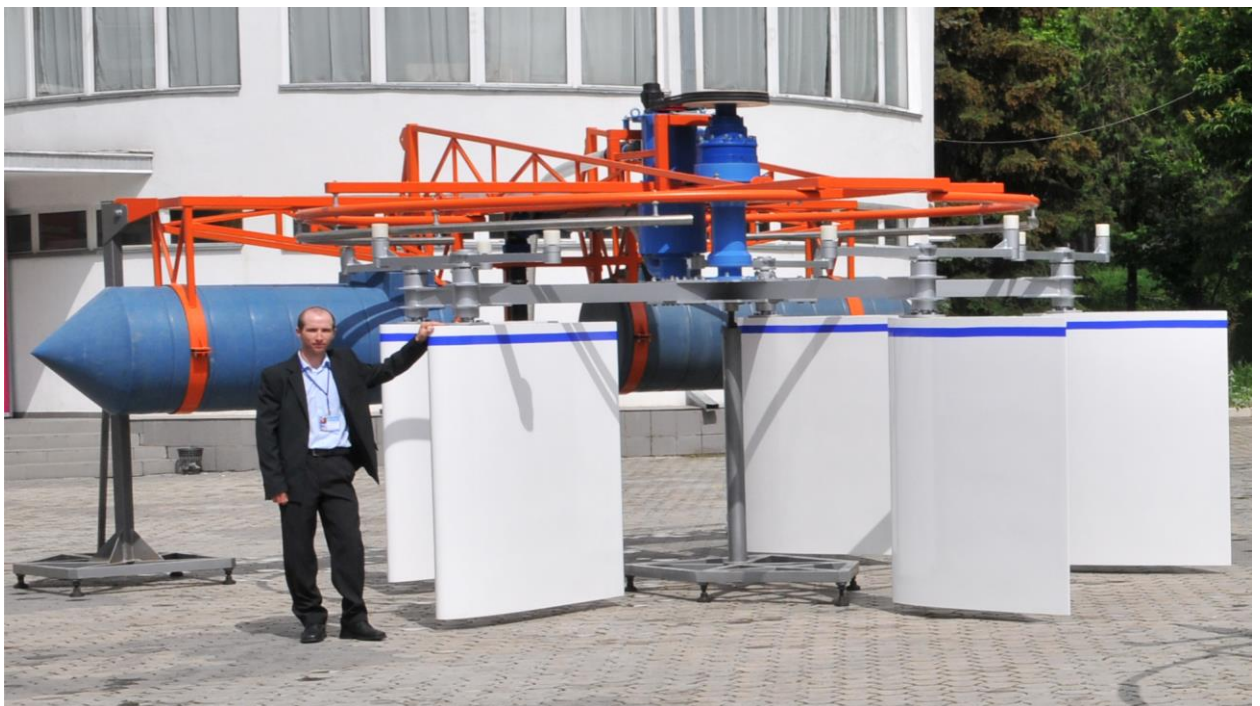




Fig. D.11. Vederea generală a turbinei eoliene (10 kW) cu rotor basculant orientat la direcția curenților de aer prin windrose cu profil aerodinamic al paletelor (instalată în Parcul-Muzeu al Tehnicii, campusul Râșcani, UTM, a. 2013).



(a)



(b)

Fig. D.12. Vederea generală a microhidrocentralelor de flux cu rotor hidrodinamic cu 3 pale cu lungimea cordului  $l=1300$  mm (a); cu 5 pale cu lungimea cordului  $l=1300$  mm (b).



(a)



(b)

Fig. D.13. Vederea generală a microhidrocentralei de flux cu rotor hidrodinamic basculant cu 5 pale cu lungimea cordului  $l=800$  mm și ecrane pentru direcționarea curgerii fluidului (a); asamblarea paletelor hidrodinamice (b).