

I. Bostan, V. Dulgheru, I. Sobor, V. Bostan, A. Sochirean

**EOLIANĂ**  
**SOLARĂ**  
**HIDRAULICĂ**

# SISTEME DE CONVERSIE A ENERGIILOR REGENERABILE



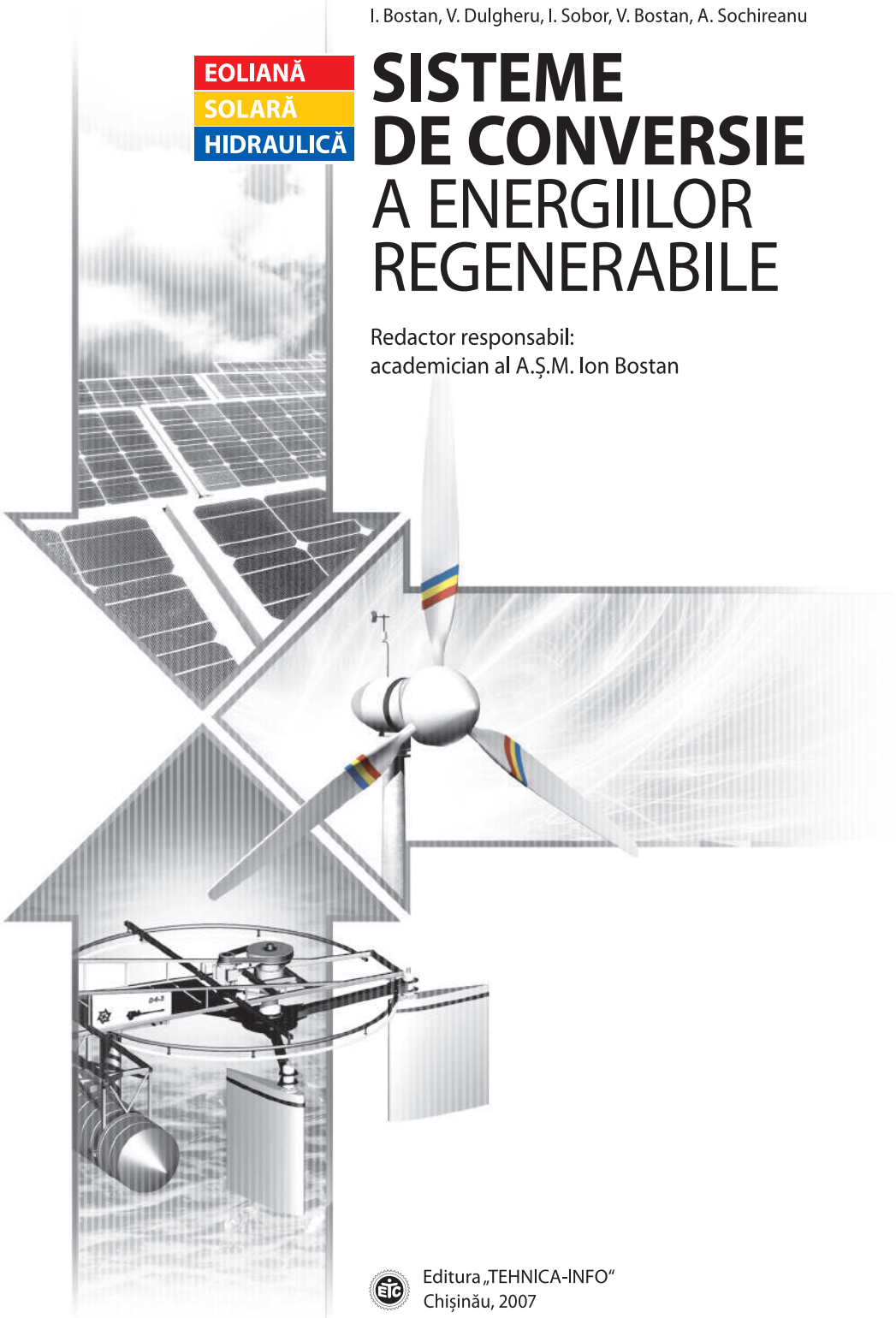
Editura "TEHNICA-INFO"

I. Bostan, V. Dulgheru, I. Sobor, V. Bostan, A. Sochireanu

**EOLIANĂ**  
**SOLARĂ**  
**HIDRAULICĂ**

# SISTEME DE CONVERSIE A ENERGIIILOR REGENERABILE

Redactor responsabil:  
academician al A.Ș.M. Ion Bostan



Editura „TEHNICA-INFO”  
Chișinău, 2007

CZU 620.9(075.8)

S61

Misiunea prezentului manual este de a-l face pe cititor să conștientizeze amploarea problemelor vitale cu care se va confrunta civilizația umană în cazul crizei energetice, provocată de epuizarea resurselor tradiționale de energie. Manualul își propune să documenteze cititorul cu posibilele căi de minimizare a impactului negativ al iminentei crize energetice asupra dezvoltării durabile a societății umane și anume prin extinderea utilizării energiilor regenerabile: solară, hidroelectrică, eoliană și a valurilor mării.

Manualul inserează tehnologii și soluții tehnice moderne realizate în diverse sisteme de conversie a energiilor regenerabile, inclusiv elaborate de colectivul de autori. Materialul este expus eșalonat pe domenii distincte și include: estimări ale potențialului energetic regenerabil; descrierea principiilor de conversie a energiilor regenerabile; elaborări constructive de sisteme de conversie a energiilor regenerabile; studii de fezabilitate pentru aplicații concrete.

Scris într-un stil accesibil, cu accent pe mișcarea ideilor, cu exemplificări adecvate, inclusiv elaborate de autori, bazat pe o informație amplă și la zi, manualul își propune să îndemne și să implice cititorii în procesul creativ de soluționare a problemelor energetice și ecologice, cu care deja se confruntă societatea modernă.

Manualul se adresează, în primul rând, studenților, masteranzilor și doctoranzilor din învățământul tehnic superior, inginerilor proiectanți de sisteme de conversie a energiilor regenerabile și utilizatorilor acestora. Manualul va fi util tuturor celor interesați de viitorul Planetei sub aspectele energetic și ecologic.

**Recenzent:** prof. univ dr. hab. Valentin Arion

**Redactor:** Parascovia Onofrei

**Lector:** Adriana Nazarciuc

**Paginare computerizată:** Valeriu Dulgheru, Ion Sobor, Viorel Bostan

**Design și machetă:** Simion Coadă, Mihai Sava


**Coperta:** Vladislav Gonciar

Descrierea CIP a Camerei Naționale a Cărții

Sisteme de conversie a energiilor regenerabile, I. Bostan, V. Dulgheru, I. Sobor, V. Bostan, A. Sochirean, Univ. Tehn. a Moldovei.- Ch.: „Tehnica-Info”, 2007, - 592 p. (Tipografia Bons Offices).

ISBN 978-995-63-076-4

1000 ex.



*„Secolul al XIX-lea a fost al aburilor,  
secolul al XX-lea – al electricității,  
iar al XXI-lea va fi al energiilor regenerabile  
sau nu va fi deloc”.*

---

Autorii dedică acest manual tinerilor cercetători și inventatori, de creativitatea cărora va depinde dacă secolul al XXI-lea va fi al energiilor regenerabile sau nu va fi deloc.

Misiunea de a realiza plenar conținutul acestui manual revine, în mare parte, tineretului în devenire, cu gândire creativă.



# PREFAȚĂ

Îmi face o deosebită plăcere să prezint și să recomand cititorilor această carte, centrată pe o impetuoasă preocupare a prezentului, dar mai ales a viitorului: problema aprovizionării cu energie din surse regenerabile, fără emisii de carbon.

Omenirea a intrat într-o nouă eră a energiei, caracterizată prin creșterea cererii globale a energiei pe fundalul creșterii continue a prețurilor și instabilității acestora, precum și de amenințările reale cauzate de schimbările climatice:

- Crește continuu dependența de petrol și de alți combustibili fosili, cresc importurile și costurile energiei, fapt ce creează riscuri politice și economice și, ca urmare societățile și economiile noastre devin tot mai vulnerabile.
- Sectorul aprovizionării cu energie la nivel global generează peste 60% din emisiile antropice de gaze cu efect de seră (GES), fiind principala cauză a schimbărilor climatice. Încălzirea globală, care la mijlocul secolului trecut era doar un semnal pentru a fi luat în considerare, a devenit astăzi o mare preocupare la scară mondială. În acest context au fost adoptate Convenția ONU pentru Schimbările climatice (1992) și Protocolul de la Kyoto (1997), ratificat și de Republica Moldova (2003).

În prezent, tot mai multe țări ale lumii se confruntă cu gravele consecințe ale încălzirii globale, precum inundațiile, furtunile, alunecările de teren, căldura excesivă în timpul verii, seceta și altele. Consecințele materiale ale modificărilor climatice asupra economiei, vieții oamenilor și mediului înconjurător sunt foarte serioase. Încălzirea globală cu 1,8-4,0°C până în anul 2100 ar putea conduce la ridicarea nivelului mărilor în acest secol cu 18-59cm<sup>1</sup>. Conform Raportului Stern, schimbările climatice, provocate de emisiile de gaze cu efect de seră din sectorul energetic, sunt considerate ca fiind „cel mai mare și mai de amănunțit eșec de piață din toate timpurile”<sup>2</sup> și o amenințare majoră pentru economia mondială.

A venit timpul să conștientizăm cu toții faptul că perioada în care se beneficia de resurse energetice ieftine a luat sfârșit. Energia este scumpă, iar producerea ei, în baza tehnologiilor tradiționale, pune în pericol viața omului pe Pământ. *Este necesară schimbarea de paradigmă în ceea ce privește modul de producere, transport-distribuție și utilizare a energiei.* Aceste provocări necesită, evident, un răspuns adecvat din partea tuturor statelor lumii și, îndeosebi, a statelor G8, China, India, Brazilia.

Uniunea Europeană (UE) s-a declarat lider mondial în combaterea acestei grave amenințări, asumându-și obiectivul de a majora ponderea energiilor regenerabile până la 20% din consumul brut de energie către 2020 și de a reduce emisiile GES cu 60-80% până în 2050. Pentru a transforma ambițiile politice în acțiuni concrete, Comisarul European pentru Energie, Andris Piebalgs declarase<sup>3</sup> că este nevoie de o nouă revoluție industrială care, asemeni tuturor revoluțiilor industriale, se va baza pe utilizarea de noi generații de tehnologii - *tehnologii energetice fără emisii de carbon, precum energia eoliană, energia solară sau tehnologiile din a doua generație pentru valorificarea biomasei.*

<sup>1</sup> IPCC Fourth Assessment Report, 2007.

<sup>2</sup> Raportul Stern privind economia schimbărilor climatice. Marea Britanie, Ministerul de Finanțe. [http://www.hm-treasury.gov.uk/independent\\_reviews/stern\\_review\\_economics\\_climate\\_change/sternreview\\_index.cfm](http://www.hm-treasury.gov.uk/independent_reviews/stern_review_economics_climate_change/sternreview_index.cfm)

<sup>3</sup> În noiembrie 2007, când Comisia Europeană a propus un plan strategic privind tehnologiile energetice.

Ca expresie a solidarității cu statele semnatare ale Protocolului de la Kyoto, Republica Moldova s-a aliniat la efortul internațional de combatere a schimbărilor climatice și face ceea ce îi stă în puterile sale, deși contribuția ei, ca valoare absolută, este una foarte mică. Cât privește promovarea surselor regenerabile de energie, se impune o intervenție suficient de rapidă în vederea unei schimbări reale în bine.

În contextul preocupărilor globale menționate mai sus, lucrarea de față consacrată tehnologiilor și soluțiilor moderne de valorificare a energiilor regenerabile este de o mare actualitate. Autorii acestei lucrări, binecunoscuți în țară și peste hotare, au căutat să prezinte stadiul actual al dezvoltării tehnologiilor de conversie a energiilor regenerabile (solară, eoliană, hidrolică), precum și tehnologiile originale realizate de ei, care conțin de la idei inovative, până la elaborări noi constructive de sisteme de conversie a energiei regenerabile.

Sursele regenerabile, îndeosebi energiile eoliană și solară, în aceeași măsură cu biomasă, ies tot mai mult în evidență în cadrul politicilor energetice naționale și regionale prin posibilitatea lor de a reduce emisiile GES și poluarea, de a dezvolta tehnologia și a crea noi locuri de muncă, de a promova sistemele locale de aprovizionare cu energie, cu un grad înalt de siguranță în funcționare, bazate pe implicarea surselor locale descentralizate.

Dezvoltarea tehnologică și sursele regenerabile în viitor vor juca un rol-cheie în rupearea definitivă a relației dintre dezvoltarea economică și degradarea mediului, prin producerea unei cantități suficiente de energie curată, sigură și la un preț accesibil.

Pe parcursul doar a două decenii, progresul tehnologic în domeniul energiei eoliene a permis majorarea puterii unitare a turbinelor eoliene de o 100 de ori: de la 50kW până la 5000kW, și reducerea costurilor cu mai mult de 50%. În consecință, doar în ultimii zece ani, în Europa, puterea instalată a centralelor eoliene a crescut de 24 de ori, ajungând la 40000MW, ceea ce reprezintă cca 75% din capacitatea totală la scară mondială.

Apreciez această lucrare ca fiind foarte oportună și de importanță deosebită pentru țara noastră și pe plan internațional. Ca profesor și cercetător afirm că implementarea surselor de energii regenerabile nu mai poate fi neglijată, devenind o mare necesitate. Cu cât vom înfăptui mai repede acest lucru și vom trece la fapte, cu atât contribuția noastră va fi mai valoroasă în perspectiva edificării unei societăți și economii durabile. Abordarea „*business as usual*” nu mai reprezintă o opțiune pentru viitor în domeniul aprovizionării cu energie. Pentru a răspunde provocării energetice, noua generație de tehnicieni este chemată să caute noi tehnologii energetice, mai curate, mai eficiente și economic competitive. În acest context, rolul statului este de a promova o politică integră de mediu și energie, cu un triplu obiectiv: de combatere a schimbărilor climatice, de limitare a vulnerabilității țării față de importul de resurse primare de energie și de asigurare a creșterii economice.

Sistemele energetice ale secolului XXI se vor baza exclusiv pe surse cu emisii GES reduse, care vor include surse de energii regenerabile, surse durabile pe cărbune și gaze, inclusiv pe hidrogen, precum și sursele nucleare de a patra generație. În ce privește Republica Moldova, fără îndoială, opțiunea principală va fi orientată spre sursele de energii regenerabile: energia eoliană, solară și biomasă.

*Valentin Arion, prof. univ., dr. habilitat*

# CUPRINS

INTRODUCERE.....	13
<b>CAPITOLUL I</b>	
<b>UTILIZAREA SURSELOR REGENERABILE DE ENERGIE LA NIVEL GLOBAL, EUROPEAN ȘI NAȚIONAL.....</b>	<b>17</b>
<b>1. Consumul actual de energie primară la nivel global și național .....</b>	<b>17</b>
1.1. Consumul actual de energie primară la nivel global.....	17
1.2. Consumul actual de energie primară la nivel național.....	29
<b>2. Energia și mediul ambiant .....</b>	<b>33</b>
2.1. Factorii care modifică clima.....	33
2.1.1. Variațiile radiației solare .....	33
2.1.2. Noțiune de efect de seră.....	34
2.1.3. Gazele cu efect de seră și schimbare a climei .....	37
2.2. Căi de ameliorare a Terrei.....	42
<b>3. Energia regenerabilă și dezvoltarea durabilă a societății .....</b>	<b>46</b>
3.1. Potențialul energetic teoretic, tehnic și economic.....	46
3.2. Energia regenerabilă la nivel global – prezent și viitor .....	50
3.3. Experiența țărilor europene în promovarea și utilizarea SRE.....	53
3.4. Utilizarea SRE în Republica Moldova: starea actuală și perspective .....	58
3.4.1. Probleme de mediu în Republica Moldova.....	59
3.4.2. Potențialul SRE în Republica Moldova .....	60
<b>4. Contribuția cercetătorilor din Republica Moldova în dezvoltarea sistemelor de conversie a SRE .....</b>	<b>66</b>
4.1. Sisteme de conversie a energiei solare.....	66
4.1.1. Energia solară termică .....	66
4.1.2. Energia solară fotovoltaică (PV).....	68
4.2. Sisteme de conversie a energiei eoliene.....	73
4.2.1. Instalații eoliene.....	73
4.2.2. Elaborarea multiplicatoarelor precesionale pentru agregate eoliene .....	75
4.3. Sisteme de conversie a energiei hidraulice în Republica Moldova .....	76
<b>Bibliografie.....</b>	<b>79</b>
<b>CAPITOLUL II</b>	
<b>ENERGIA SOLARĂ .....</b>	<b>83</b>
<b>1. Soarele ca sursă de energie.....</b>	<b>83</b>
1.1. Noțiuni generale.....	83
1.2. Radiația solară pe suprafața pământului .....	87
1.3. Soarele și echilibrul energetic global.....	88
1.4. Modelarea efectului de seră .....	89
<b>2. Potențialul energetic solar .....</b>	<b>91</b>
2.1. Potențialul energetic solar global.....	91
2.2. Radiația solară pe teritoriul Republicii Moldova.....	92
2.3. Calculul radiației solare disponibile.....	93
2.3.1. Generalități .....	93
2.3.2. Radiația solară pe un plan înclinat .....	97
<b>3. Sisteme de conversie a energiei solare.....</b>	<b>100</b>
3.1. Aspecte generale.....	100



3.2. Sisteme solare pentru încălzirea apei .....	102
3.2.1. <i>Scurt istoric</i> .....	102
3.2.2. <i>Colectorul solar plan pentru încălzirea apei sau a aerului la temperaturi mici</i> .....	103
3.2.3. <i>Caracteristicile termice și constructive ale colectorului plan solar</i> .....	108
3.2.4. <i>Proprietățile optice ale materialelor folosite pentru suprafețele transparentă și absorbantă</i> .....	112
3.2.5. <i>Scheme de sisteme solare pentru încălzirea apei</i> .....	116
3.2.6. <i>Aspecte practice privind sistemele solare pentru încălzirea apei</i> .....	119
3.2.7. <i>Dimensionarea unui sistem solar pentru încălzirea apei</i> .....	121
3.3. Sisteme de conversie a energiei solare termice în energie electrică prin îmbinarea efectului de seră și a diferenței de presiune a aerului .....	125
3.3.1. <i>Scurt istoric</i> .....	125
3.3.2. <i>Turn solar cu colector și turbină de aer: aspecte teoretice</i> .....	126
3.3.3. <i>Turnuri cu colector solar și turbină de aer: aspecte practice</i> .....	131
3.4. Sisteme solare cu concentrarea razelor solare .....	138
3.4.1. <i>Scurt istoric</i> .....	138
3.4.2. <i>Conversia termică a energiei solare la temperaturi mari: aspecte teoretice</i> .....	139
3.4.3. <i>Motoare termice utilizate în centrale solare termice</i> .....	143
3.4.4. <i>Centrale electrice termice solare (CETS) cu concentratoare cilindro-parabolice</i> .....	149
3.4.5. <i>Centrale electrice termice solare cu heliostate și turn central</i> .....	151
3.4.6. <i>Centrale electrice termice solare paraboloidale cu motor Stirling</i> .....	153
3.5. Sisteme fotovoltaice .....	157
3.5.1. <i>Scurt istoric al tehnologiilor fotovoltaice</i> .....	157
3.5.2. <i>Celula fotovoltaică: caracteristici și parametri tehnici</i> .....	158
3.5.3. <i>Module fotovoltaice</i> .....	164
3.5.4. <i>Sisteme fotovoltaice</i> .....	168
3.5.5. <i>Potențialul energetic al sistemelor fotovoltaice</i> .....	173
3.5.6. <i>Dimensionarea unui sistem fotovoltaic</i> .....	178
3.5.7. <i>Domenii de utilizare a energiei electrice fotovoltaice</i> .....	182
<b>Bibliografie</b> .....	189

### CAPITOLUL III

<b>ENERGIA CINETICĂ A APEI CURGĂTOARE A RÂURILOR</b> .....	195
<b>1. Potențialul energetic</b> .....	195
1.1. Clasificarea sistemelor hidroenergetice .....	195
1.2. Potențialul energetic global .....	195
1.3. Macro- mini- sau microhidroenergetica? .....	201
1.4. Calculul potențialului energetic cinetic al apei .....	204
1.5. Estimări prealabile ale parametrilor potențialului hidroenergetic cinetic al râului Prut .....	208
1.6. Măsurarea debitului .....	216
1.7. Cum alegem o hidroturbină? .....	219
<b>2. Sisteme de conversie a energiei hidraulice</b> .....	221
2.1. Scurt istoric privind dezvoltarea sistemelor de conversie a energiei hidraulice .....	221
2.2. Perioada modernă a roților de apă .....	225
2.2.1. <i>Clasificarea microhidrocentralelor</i> .....	227
2.2.2. <i>Clasificarea turbinelor de apă</i> .....	229
2.2.3. <i>Turbine cu reacțiune. Turbina Kaplan</i> .....	238
2.2.4. <i>Turbine cu reacțiune. Turbina Francis</i> .....	240
2.2.5. <i>Turbine cu impuls. Turbina Pelton</i> .....	242
2.2.6. <i>Turbina Cross-flow</i> .....	243

2.3.	Microhidrocentrale plutitoare pentru conversia energiei cinetice a apei râurilor .....	244
2.3.1.	<i>Microhidrocentrală plutitoare cu roată de apă</i> .....	244
2.3.2.	<i>Microhidrocentrală plutitoare cu rotor cu trei pale</i> .....	244
2.3.3.	<i>Microhidrocentrală plutitoare cu turbină Gorlov</i> .....	245
2.3.4.	<i>Microhidrocentrală plutitoare cu turbină Davis</i> .....	246
2.3.5.	<i>Microhidrocentrală plutitoare cu ax orizontal cu turbină multiplă</i> .....	248
2.3.6.	<i>Microhidrocentrală plutitoare cu ax orizontal și turbină cu elice</i> .....	248
2.3.7.	<i>Microhidrocentrale integrate cu alte sisteme de conversie a energiei regenerabile</i> ...	250
<b>3.</b>	<b>Microhidrocentrale cu ax vertical și palete cu profil rectiliniu în secțiune normală, elaborare de autor</b> .....	253
3.1.	Scheme conceptuale .....	253
3.2.	Modelarea CFD a interacțiunii paletelor cu apa .....	255
3.3.	Testarea de laborator a modelului microhidrocentralei cu ax vertical .....	257
<b>4.</b>	<b>Microhidrocentrale cu ax orizontal și turbine elicoidale, elaborare de autor</b> .....	258
4.1.	Scheme conceptuale .....	258
4.2.	Aspecte privind descrierea analitică a parametrilor geometrici de bază .....	259
4.3.	Modelarea CFD a interacțiunii paletelor cu apa .....	261
<b>5.</b>	<b>Elaborarea sistemului de conversie a energiei cinetice a apei râului în energie electrică, mecanică sau combinată „Microhidrocentrală cu ax vertical al rotorului și profil hidrodinamic al paletelor”, elaborare de autor</b> .....	266
5.1.	Scheme conceptuale .....	267
5.2.	Cercetarea factorilor de influență asupra eficienței conversiei energiei cinetice și elaborarea rotorului hidrodinamic .....	275
5.2.1.	<i>Argumentarea teoretică a alegerii profilului hidrodinamic al palei în secțiune normală</i> .....	275
5.2.2.	<i>Determinarea coeficienților hidrodinamici <math>C_L</math> și <math>C_M</math> Mișcarea potențială plană</i> .....	277
5.2.3.	<i>Determinarea coeficientului hidrodinamic <math>C_D</math>, Stratul-limită laminar și turbulent</i> ....	283
5.2.4.	<i>Alegerea profilului hidrodinamic optim al paletelor</i> .....	290
5.2.5.	<i>Momentul de torsiune și forțele aplicate asupra rotorului hidrodinamic multipal</i> .....	290
5.2.6.	<i>Optimizarea profilului hidrodinamic NACA 0016</i> .....	298
5.2.7.	<i>Stabilitatea flotantă a microhidrocentralei</i> .....	300
5.2.8.	<i>Turbulența și stabilitatea rotorului hidrodinamic</i> .....	303
5.2.9.	<i>Estimarea potențialului energetic convertit la arborele rotorului hidrodinamic multipal</i> .....	305
5.2.10.	<i>Modelarea numerică a interacțiunii dintre curentul de apă și pale hidrodinamice</i> .....	308
5.2.11.	<i>Tehnologii de fabricare a paletelor cu profil hidrodinamic</i> .....	317
5.2.12.	<i>Elaborarea și fabricarea rotorului hidrodinamic</i> .....	322
5.3.	Multiplicatorul precesional ca o componentă de bază în structura cinematică microhidrocentralei .....	324
5.3.1.	<i>Studiul performanțelor și selectarea structurii cinematice a multiplicatorului</i> .....	324
5.3.2.	<i>Descrierea analitică a profilului dinților și argumentarea alegerii parametrilor angrenajului precesional</i> .....	329
5.3.3.	<i>Calculul angrenajului precesional la presiunea de contact</i> .....	333
5.3.4.	<i>Elaborarea construcției multiplicatorului precesional</i> .....	337
5.4.	Cercetarea, proiectarea și testarea generatorului electric cu viteză de rotație mică pentru microhidrocentrale (turbine eoliene) .....	339
5.4.1.	<i>Cerințe tehnice impuse generatoarelor electrice pentru conversia energiei hidraulice (eoliene)</i> .....	339
5.4.2.	<i>Generatoare sincrone cu excitație electromagnetică sau magneți permanenți (GSMP): argumentare teoretică</i> .....	341
5.4.3.	<i>Scheme constructive ale GSMP</i> .....	346

5.4.4. <i>Calculul și caracteristicile generatoarelor cu magneți permanenți elaborate în baza constructivă a motoarelor asincrone</i> .....	350
5.4.5. <i>Argumentarea teoretică a parametrilor geometrici ai magneților permanenți</i> .....	352
5.4.6. <i>Particularitățile constructive și tehnologice ale GSMP fabricate cu racordare la microhidrocentrale</i> .....	357
5.4.7. <i>Fabricarea și testarea GSMP</i> .....	359
5.5. <i>Proiectarea, fabricarea și testarea pompei centrifuge cu viteză de rotație mică pentru microhidrocentrale</i> .....	363
5.5.1. <i>Studiul caracteristicilor funcționale și selectarea tipului de pompă</i> .....	363
5.5.2. <i>Calculul preliminar al pompei centrifuge și optimizarea geometriei roții centrifuge la viteze mici de rotație</i> .....	367
5.5.3. <i>Fabricarea și cercetarea experimentală a caracteristicilor pompelor centrifuge la viteze mici de rotație</i> .....	369
5.6. <i>Elaborarea conceptului constructiv și fabricarea stației-pilot a microhidrocentralei flotante polifuncționale pentru cercetări experimentale în condiții reale</i> .....	374
5.6.1. <i>Destinația stației-pilot</i> .....	374
5.6.2. <i>Descrierea construcției și fabricarea stației-pilot</i> .....	374
5.6.3. <i>Agenda și metodologia cercetărilor experimentale pe stația-pilot în condiții reale</i> .....	378
5.7. <i>Microhidrocentrale flotante pentru conversia energiei cinetice a apei râului în energie electrică și mecanică, elaborate la Universitatea Tehnică, Republica Moldova</i> .....	379
5.7.1. <i>Aspecte generale</i> .....	379
5.7.2. <i>Microhidrocentrală cu rotor hidrodinamic pentru conversia energiei cinetice a apei râului direct în energie mecanică (MCHF D 4x1,5 M), elaborare de autor</i> .....	381
5.7.3. <i>Microhidrocentrală cu rotor hidrodinamic pentru conversia energiei cinetice a râului în energie electrică și mecanică (MCHF D 4x1,5 ME), elaborare de autor</i> .....	385
5.7.4. <i>Microhidrocentrală cu rotor hidrodinamic pentru conversia energiei cinetice a apei râului în energie electrică și mecanică la turații mici (MCHF D 4x1,5 M), elaborare de autor</i> .....	388
5.7.5. <i>Microhidrocentrală cu rotor hidrodinamic pentru conversia energiei cinetice a apei râului în energie electrică (MCHF D4x1,5 E), elaborare de autor</i> .....	391
<b>Bibliografie</b> .....	393

## CAPITOLUL IV

<b>ENERGIE EOLIANĂ</b> .....	401
<b>1. Vântul ca sursă de energie</b> .....	401
<b>2. Estimarea resurselor energetice eoliene ale Republicii Moldova</b> .....	405
2.1. <i>Caracteristicile și parametrii energetici ai vântului</i> .....	405
2.2. <i>Metodologia estimării potențialului energetic eolian</i> .....	409
2.3. <i>Statistica climatologiei vântului și Atlasul Vântului</i> .....	410
2.4. <i>Date istorice despre vânt și măsurări recente ale caracteristicilor vântului</i> .....	416
<b>3. Potențialul energetic eolian al Republicii Moldova și validarea lui</b> .....	420
3.1. <i>Viteza medie anuală și densitatea de putere eoliană la diferite înălțimi</i> .....	420
3.2. <i>Potențialul eolian tehnic și teoretic al Republicii Moldova și validarea lui</i> .....	422
<b>4. Conversia energiei cinetice a fluxului de aer în energie mecanică.</b>	
<b>Limita lui Betz</b> .....	429
4.1. <i>Energia și puterea vântului</i> .....	429
4.2. <i>Turbina eoliană în fluxul de aer</i> .....	430

4.3. Limita lui Betz .....	431
4.4. Efectul numărului de pale și al diametrului rotorului .....	432
<b>5. Evoluția dezvoltării tehnologiilor eoliene</b> .....	436
5.1. Demararea tehnologiilor comerciale .....	436
5.2. Tipuri constructive de turbine eoliene .....	437
5.3. Principii de control al puterii furnizate de turbina eoliană în rețea .....	440
5.4. Scheme constructive de acționare a generatorului .....	443
5.5. Materiale utilizate pentru pale .....	445
<b>6. Turbine și ferme eoliene de putere mare</b> .....	446
6.1. Turbine eoliene de putere mare: tendințe și obiective .....	446
6.2. Ferme eoliene .....	452
6.3. Perspectivele implementării fermelor eoliene în Republica Moldova. Premise de management și legislative: primii zece pași .....	452
6.4. O eventuală fermă eoliană amplasată în zona de Sud a Republicii Moldova .....	454
<b>7. Turbine eoliene de putere mică</b> .....	456
7.1. Studiul pieței mondiale, firme producătoare și politici de stimulare .....	456
7.2. Turbine eoliene de putere mică elaborate la Universitatea Tehnică, Republica Moldova .....	462
7.2.1. <i>Turbină eoliană cu giruetă</i> , elaborare de autor .....	462
7.2.2. <i>Turbină cu servomotor</i> , elaborare de autor .....	466
7.2.3. <i>Alimentarea cu energie eoliană a sistemelor de irigare prin picurare</i> .....	471
<b>Bibliografie</b> .....	473

## CAPITOLUL V

<b>ENERGIA VALURILOR MĂRII</b> .....	477
<b>1. Generalități</b> .....	477
<b>2. Potențialul energetic</b> .....	480
2.1. Potențialul energetic al mareelor .....	480
2.2. Potențialul energetic al curenților maritimi .....	485
2.3. Potențialul energetic al valurilor oceanice .....	486
<b>3. Aspecte teoretice privind energia mareelor</b> .....	489
3.1. Noțiuni generale .....	489
3.2. Fizica mareelor .....	490
3.3. Amplitudinea, durata ciclului și frânarea mareică .....	491
<b>4. Aspecte teoretice privind energia valurilor</b> .....	493
4.1. Unele aspecte privind formarea valurilor .....	493
4.2. Tipurile și caracteristicile de bază ale valurilor .....	494
4.3. Valurile și vântul .....	496
4.4. Unele aspecte privind teoria valurilor .....	499
<b>5. Sisteme conceptuale de conversie a energiei oceanice</b> .....	504
5.1. Clasificarea sistemelor de conversie .....	504
5.2. Turbine de apă submersate .....	505
5.3. Sisteme bazate pe oscilarea coloanei de apă .....	506
5.4. Sisteme cu elemente flotabile .....	507
5.5. Analiza de cost a unui grup de sisteme de litoral .....	508
<b>6. Sisteme tehnice de captare a energiei marine</b> .....	509
6.1. Sisteme tehnice de captare a energiei mareice .....	509
6.2. Sisteme tehnice de captare a energiei valurilor .....	512
<b>7. Sisteme tehnice de captare a energiei valurilor, elaborări de autor</b> .....	516
7.1. Instalații de conversie a energiei valurilor .....	516
7.1.1. <i>Instalații tip turn fix și corpuri plutitoare</i> .....	516
7.1.2. <i>Instalații tip DUCK</i> .....	519

7.2. Mecanisme de sumare a mișcărilor de rotație alternativă pentru instalații de conversie a energiei valorilor .....	523
<b>Bibliografie</b> .....	526

## CAPITOLUL VI

<b>STUDIU DE PREFEZABILITATE A SISTEMELOR DE CONVERSIE A ENERGILOR EOLIANĂ, SOLARĂ ȘI MICROHIDRO ÎN CONDIȚIILE REPUBLICII MOLDOVA</b> .....	529
<b>1. Studiu de fezabilitate a unei centrale eoliene</b> .....	529
1.1. Introducere .....	529
1.2. Prețul de cost al energiei electrice produse de o CE amplasată în zona de sud a Republicii Moldova.....	531
1.3. Prețul de cost al energiei electrice eoliene față de cel al energiei electrice produse prin arderea gazului natural .....	533
<b>2. Studiu de fezabilitate a unui sistem autonom fotovoltaic</b> .....	537
2.1. Metodica de evaluare economică a sistemelor PV .....	537
2.2. Costul unui kWh de energie electrică.....	540
<b>3. Studiul de fezabilitate a unui sistem de pompare pentru irigarea mică folosind energia electrică eoliană</b> .....	543
3.1. Necesitatea irigații .....	543
3.2. Irigarea mică în Republica Moldova.....	544
3.3. Surse posibile de energie pentru pomparea apei.....	545
3.4. Pomparea apei folosind energia eoliană .....	546
3.5. Estimarea volumului de apă care poate fi pompată cu o eventuală turbină eoliană ....	549
3.6. Estimarea costului pomparei unui metru cub de apă.....	554
3.6.1. <i>Sistem de pompare eolian cu pompă electrică centrifugă</i> .....	555
3.6.2. <i>Sistem de pompare cu motopompă centrifugă</i> .....	556
3.6.3. <i>Sistem de pompare cu grup electrogen și pompă centrifugă</i> .....	556
<b>4. Studiu de fezabilitate a minihidrocentralei pentru producerea energiei mecanice și electrice, elaborare de autor</b> .....	562
4.1. Variante posibile de utilizare a minihidrocentralei flotante pentru conversia energiei cinetice a apei râului.....	562
4.2. Estimarea investițiilor în construcția minihidrocentralei.....	563
4.3. Estimarea debitelor pompelor și a volumului de apă care poate fi pompat de MHCF D4x1,5.....	565
4.4. Estimarea costului unui metru cub de apă pompat de MHCF D4x1,5 M, care produce energie mecanică .....	566
4.5. Estimarea costului unui metru cub de apă și a unui kWh de energie electrică. Cazul utilizării MHCF D4x1,5 ME .....	567
4.6. Estimarea costului pomparei unui metru cub de apă la diferite înălțimi și a unui kWh de energie electrică. Cazul utilizării MHCF D4x1,5 E.....	567
4.7. Estimarea costului pomparei unui metru cub de apă la diferite înălțimi cu utilizarea motopompelor .....	568
4.8. Estimarea costului pomparei unui metru cub de apă la diferite înălțimi în cazul folosirii grupului electrogen și a pompelor electrice.....	569
<b>5. Studiu de fezabilitate a unei minihidrocentrale în derivație</b> .....	573
5.1. Eventuale minihidrocentrale în derivație pe râul Prut .....	573
5.2. Costurile construcțiilor civile și ale componentelor minihidrocentralei în derivație....	574
5.3. Estimarea prețului de cost al unui 1 kWh de energie electrică produs de MHCD .....	575
<b>Bibliografie</b> .....	579
<b>POSTFAȚĂ</b> .....	581
<b>ANEXE</b> .....	585

# INTRODUCERE

Vă puteți imagina viața fără televizor, automobil sau computer, fără posibilitatea de a vă pregăti zilnic hrana, fără iluminare în casă, fără încălzire în timpul rece al anului etc.? Toate acestea sunt rezultatul activității creative a savanților și inventatorilor, în special din ultimii două sute de ani. Toate acestea pot să dispară, pe parcursul primei jumătăți a acestui secol, în urma epuizării drastice a rezervelor naturale de combustibili fosili. Creșterea consumului de energie conduce la sporirea continuă a volumului extragerii combustibililor fosili, care asigură astăzi peste 85% din energia utilizată. În prezent, anual se consumă energia echivalentă a peste 11 miliarde tone de combustibil convențional (t.e.p.) sau 459 EJ ( $459 \cdot 10^{18} \text{J}$ ), din care doar 15,4% este de origine non-fosilă. Deoarece populația pe glob crește și, concomitent, sporește gradul de înzestrare cu energie a economiei, această cifră este în continuă creștere, ceea ce va avea consecințe grave. Combustibilii cei mai acceptabili din punct de vedere economic – petrolul și gazele naturale – se presupune că se vor epuiza în cca. 30 – 50 de ani.

Astăzi, cea mai mare parte a energiei necesare pentru consumul zilnic este obținută prin arderea combustibililor fosili – cărbune, petrol și gaz natural. Mai multe milioane de ani, descompunerea plantelor și animalelor a condus la formarea combustibililor fosili care, însă, practic s-au consumat pe parcursul doar a cca 200 de ani. Timp de milioane de ani, pe Terra s-a format atmosfera și întreg sistemul vegetal, și într-o perioadă tot de cca 200 de ani, dar în special în ultimii 100 de ani, mediul a fost serios periclitat și s-a ajuns în pragul unei catastrofe ecologice.

În anul 1960 s-au produs și s-au consumat 3000 TWh de electricitate. În 1970, aceasta a crescut până la 6000 TWh. În anul 2000 au fost consumate 150000 TWh. Chiar dacă ar fi posibilă reducerea la jumătate a consumului de energie electrică în țările industrial dezvoltate (SUA, Germania, Japonia ș.a.) și creșterea, în același timp, a consumului pe cap de locuitor în India, China ș.a. țări din lumea a treia doar cu 25%, cererea globală de energie electrică s-ar dubla față de cea de astăzi. Ce surse de energie sunt necesare pentru a satisface aceste cerințe? Creșterea producerii energiei electrice prin arderea combustibililor fosili tradiționali ar periclita și mai mult impactul ecologic. Speranța energeticienilor se bazează pe găsirea de noi soluții și procedee, care ar satisface necesitățile de energie ale omenirii în următoarele decenii sau secole. În prim plan au fost puse soluțiile legate de energia nucleară, însă, după avariile de la centralele Three Miles Island din SUA și Cernobîl din Ucraina, s-a simțit necesitatea elaborării altor soluții, mai prietenoase mediului.

Noțiunea de eficiență energetică (sau optimizarea consumului de energie) a devenit, la ora actuală, una din principalele preocupări ale omenirii la nivelul întregului mapamond. O dată cu prima criză petrolieră de la începutul anilor '70, societatea umană a început să conștientizeze din ce în ce mai mult necesitatea elaborării unei strategii susținute de creștere a eficienței de utilizare a energiei și de implementare a

programelor de eficiență energetică pe fondul diminuării îngrijorătoare a rezervelor de combustibili fosili ale Terrei. Astăzi, putem vorbi de o politică energetică mondială și de o strategie concertată de reducere a emisiilor poluante în atmosferă, fundamentate pe soluții tehnico-economice concrete de utilizare rațională a rezervelor de combustibili fosili (care dețin în continuare ponderea principală în producerea de energie) și de valorificare pe o scară tot mai largă a resurselor energetice regenerabile, așa-numitele energii „curate” sau energii neconvenționale, o alternativă la actualul sistem de valorificare energetică a rezervelor combustibile ale Terrei. Energiile regenerabile (solară, eoliană, hidrolică ș.a.) prietenoase mediului nu sunt astăzi în stare, însă, să acopere aceste necesități mereu crescânde.

Aceste două probleme grave – criza energetică și impactul asupra mediului – reprezintă problemele globale ale Omenirii, a căror soluționare cade pe umerii inginerilor. Pentru că lumea este atât de dependentă de energie, pentru că majoritatea populației Terrei folosește combustibili fosili pentru a-și satisface necesitățile energetice, fapt ce provoacă un grad înalt de poluare a mediului, apare stricta necesitate de a căuta surse noi de energie durabile și prietenoase mediului. Vor trebui găsite surse de energie care produc cea mai mică poluare posibilă. Deoarece toate sursele tradiționale de energie utilizate poluează mediul ambiant, energiile regenerabile, practic sunt lipsite de acest efect negativ de poluare a mediului.

Diversificarea surselor de energie devine un imperativ economic și ecologic. Aceste energii alternative se numesc energii regenerabile. Care sunt aceste surse alternative de energie? Cele mai cunoscute surse regenerabile de energie sunt: energia solară (directă, fotovoltaică și termică), eoliană (ca o derivată a energiei solare), hidrolică (prin utilizarea energiei potențiale și cinetice a apei), geotermală, bioenergie ș.a.

Sursele regenerabile de energie pot fi utilizate atât ca surse centralizate de energie, cât și, în mare parte, descentralizate. Sursele descentralizate sunt deosebit de avantajoase, în special pentru consumatorii rurali sau izolați. În același timp, conform informației ONU, cca 2 miliarde de oameni nu au acces la energie electrică, iar cca 40 de țări nu posedă rețele electrice naționale. De asemenea, costul rețelei este mai mare în proporție de 4:1 sau mai mult față de costul centralelor energetice. Din acest punct de vedere, propagarea surselor descentralizate de energie devine avantajoasă, fiind un element-cheie în programele de electrificare rurală și de reducere a sărăciei în mediul rural.

Între dezavantajele sistemelor descentralizate de energie se numără instabilitatea funcționării acestor sisteme și imposibilitatea stocării și redistribuirii energiei electrice, rețelele de distribuție având și rolul de stocare a energiei electrice.

Cu o emfază clară a politicii și acțiunilor, prin contribuția experților internaționali se configurează tabloul statutului actual al impactului și potențialului de viitor al energiei regenerabile, care conține aspecte sociale, politice, economice, de mediu și tehnologice.

O atenție aparte este acordată potențialului energetic, istoriei dezvoltării și elaborării sistemelor de conversie a energiilor regenerabile: solară, eoliană, hidrolică, a valurilor mării. Astăzi, Parlamentul European a declarat un semnal clar privind modul de promovare a energiilor regenerabile în UE până în anii 2020, pentru a atinge cota de 25% din energia primară. În același timp, în acest scop a fost creat Consiliul European pentru Energia Regenerabilă (CEER). *“Votul de astăzi al Parlamentului este o oportunitate istorică pentru Comisie ca să testeze cerințele cetățenilor pentru energie regenerabilă. Împreună cu Parlamentul trebuie să fie lideri în propuneri de construcție și asigurare legislativă pentru toate cele trei sectoare: electricitate, încălzire și biocombustibil. Comisia trebuie să își concentreze atenția asupra eliminării lipsurilor în legislația EU pentru energia regenerabilă – încălzirea și răcirea”*, a declarat directorul politicii CEER, Oliver Schafer. Lideri în cercetare și specialiști în diferite domenii ale energiilor regenerabile au fost reuniți de Agenția EURECA (European Union Renewable Energy Centres Agency), pentru a reaseza completamente poziția tehnologiilor de conversie a energiilor regenerabile în contextul satisfacerii necesităților globale în energie și a recomanda direcțiile de dezvoltare pentru fiecare ramură tehnologică bazată pe această analiză.

Privind în perspectivă, Freeman Dyson de la Universitatea din Oxford argumentează că schimburile tehnologice alterează fundamental aranjamentele noastre etice și sociale și că trei tehnologii noi, care se dezvoltă rapid – energiile regenerabile, ingineria genetică și comunicarea globală – astăzi au potențialul de a crea o distribuție mai uniformă a sănătății globale.

Țările în curs de dezvoltare, care au resurse reduse sau inadecvate de petrol și cărbune care, de asemenea, pentru rezolvarea unor probleme energetice au defrișat suprafețe întinse de păduri, sunt puse în situația de a utiliza resurse energetice nonconvenționale ca cea solară, hidrolică, eoliană sau combinate cu combustibili convenționali pentru o eficiență mai mare.

Costul sporit asociat cu procurarea combustibilului, transportarea lui și mentenanța motoarelor, cuplate cu dificultățile de cuantificare a costurilor ecologice, fac energiile regenerabile o alternativă atractivă la motoarele-generatoare bazate pe arderea combustibilului.

Eforturile cercetătorilor sunt orientate tot mai mult spre revitalizarea tehnologiilor existente cu scopul de a reduce consumul de energie și producerea deșeurilor și, de asemenea, utilizarea surselor neconvenționale de energie acolo unde este posibil. Dorința de a avea procese de producere mai eficiente din punct de vedere al consumului de energie a apărut, în special, după criza energetică din 1970, care a condus la creșterea rapidă a prețurilor.

Pe parcursul a circa 200 de ani, omenirea a creat un complex energetic grandios și greu de imaginat, care asigură serviciile fundamentale: iluminatul, încălzirea, refrigerarea, transportul, procesele tehnologice etc. Fără energie nu pot fi menținute standardele moderne de bunăstare, educație și sănătate. Totodată, s-a recunoscut că



energia modernă este vinovată de apariția a numeroase probleme de mediu. Va trebui găsit un compromis între cererea crescândă de servicii energetice și necesitatea acută de a proteja mediul ambiant. În viziunea autorilor prezentei lucrări, soluția problemei constă în revenirea omenirii la surse de energie regenerabilă. Astfel, va fi reconstituit lanțul firesc, rupt acum 200 de ani. Secolul al XIX<sup>-lea</sup> a fost al aburilor, secolul al XX<sup>-lea</sup> – al electricității, iar secolul al XXI<sup>-lea</sup> va fi al energiilor regenerabile sau nu va fi deloc.

Conștientizând importanța dezvoltării tehnologiilor de explorare a resurselor regenerabile de energie, autorii dedică acest manual tinerilor cercetători și inventatori, de a căror creativitate va depinde dacă secolul al XXI<sup>-lea</sup> va fi al energiilor regenerabile sau nu va fi deloc. Tineretului în devenire, cu gândire creativă, îi revine în cea mai mare parte misiunea de a realiza plenar conținutul acestui manual.

Având în vedere abordarea în premieră a subiectului de arie extinsă și complexitate sporită, autorii mulțumesc pentru înțelegerea manifestată de cititori față de eventualele erori, rămânând îndatorați pentru comunicarea impresiilor și sugestiilor.

În încheiere, autorii doresc să-și exprime gratitudinea pentru ajutorul deosebit acordat din partea colegilor din cadrul catedrelor “*Teoria Mecanismelor și Organe de Mașini*”, “*Electromecanică*” și “*Construcții și mecanica Structurilor*”, Dlui Gheorghe Moraru pentru contribuțiile aduse la calculul structurilor de rezistență ale fermelor microhidrocentralei și turbinei eoliene, Dlor Maxim Vaculenco, Rodion Ciupercă, Radu Ciobanu, Oleg Ciobanu, Ion Dicusară, Ion Bodnariuc, Alexandru Olevschi, Iulian Malcoci, Eugen Rusu pentru contribuțiile la prelucrarea imaginilor, Dlor Petru Pleșca și Ion Șaragov pentru ajutorul acordat la măsurările potențialului hidroenergetic cinetic al râului Prut, Dlui Andrei Chiciuc pentru ajutorul acordat la procesarea datelor despre vânt în softul WAsP, Dlor Nicolae Kobileațki, Valeriu Bordian pentru ajutorul acordat la confecționarea prototipurilor generatoarelor cu magneți permanenți, Dlor Tudor Grama, Vitalie Gladis, Alexandru și Alexei Sorocenco pentru contribuțiile aduse la fabricarea palelor pentru turbina eoliană. De asemenea, autorii exprimă mulțumiri colectivelor întreprinderilor industriale din Republica Moldova pentru ajutorul acordat la fabricarea componentelor mostrelor experimentale și prototipurilor industriale: “*Moldovahidromaș*” - S.A., “*Hidrotehnica*” – S.A., “*Incomaș*” – S.A., Î.M. “*Topaz*”, Reupies SRL, CITA Etalon – UTM, “*Promtehgaz*” – SA, “*Mezon*” – S.A., CCP “*TIS*” etc.

Autorii aduc sincere mulțumiri prof.univ. dr. hab. Valentin Arion pentru redactarea tehnică riguroasă și sfaturile utile, care au condus la îmbunătățirea calității manualului, de asemenea, sponsorului dr. Valeriu Bogdan pentru susținerea financiară acordată la editarea prezentului manual.

*Autorii*



# Capitolul I

## UTILIZAREA SURSELOR REGENERABILE DE ENERGIE LA NIVEL GLOBAL, EUROPEAN ȘI NAȚIONAL

### 1. Consumul actual de energie primară la nivel mondial și național

#### 1.1. Consumul actual de energie primară la nivel mondial

**Conversia, consumul și conservarea energiei.** Una din legile fundamentale ale fizicii este legea conservării energiei: *în procesele fizice, energia nu poate fi distrusă sau diminuată, ea poate fi doar convertită (transformată) dintr-o formă de energie în alta* [1]. În tabelul 1.1 sunt prezentate posibilități de conversie a energiei dintr-o formă în alta [2].

Tabelul 1.1. Conversia diferitelor tipuri de energie.

Tip de energie:	în chimică	în termică	în electrică	în electro-magnetică	în mecanică
din chimică	Plante, produse alimentare	Ardere, fermentare anaerobă	Acumulator, celulă de combustie	Radiația lumânării, candeliei, fosforescență	Mușchii omului și ai animalului
din termică	Gazificare pirolitică	Pompă de căldură, schimbător de căldură	Termocuplu	Focul	Turbină cu gaze, turbină cu abur, materiale cu memorie
din electrică	Acumulator, electrolizor	Reșou, toaster, fier de călcat	Transformator, convertor de frecvență	Bec fluorescent, diodă luminescentă	Motor electric, electromagnet
din electro-magnetică	Fotosinteză	Colector solar	Celulă fotovoltaică	Laser	Presiunea radiației solare
din mecanică	Cristalizarea (formarea unui solid cristalin din lichid)	Frână cu fricțiune	Generator electric	Cremene	Roată de apă, elice eoliană, pendul, volant

În acest context apare întrebarea: ce este energia primară și consumul de energie? Consumul de energie presupune următoarele: se convertește energia chimică stocată în cărbune, petrol, gaze naturale, lemne sau energia stocată în nucleul atomic, sau energia cinetică și gravitațională a apei, sau energia cinetică a vântului, sau energia radiației solare în căldură și lumină pentru locuințele noastre, în energie electrică pentru a pune în mișcare mașinile - unelte, în energie cinetică pentru a mișca vehiculele. Altfel spus, consumul de energie este echivalent cu conversia energiei. Conservarea energiei nu înseamnă altceva decât producerea mai multor bunuri materiale și prestarea mai multor servicii, convertind o cantitate mai mică de resurse energetice primare în căldură, energie electrică, lumină (energie electromagnetică) etc.

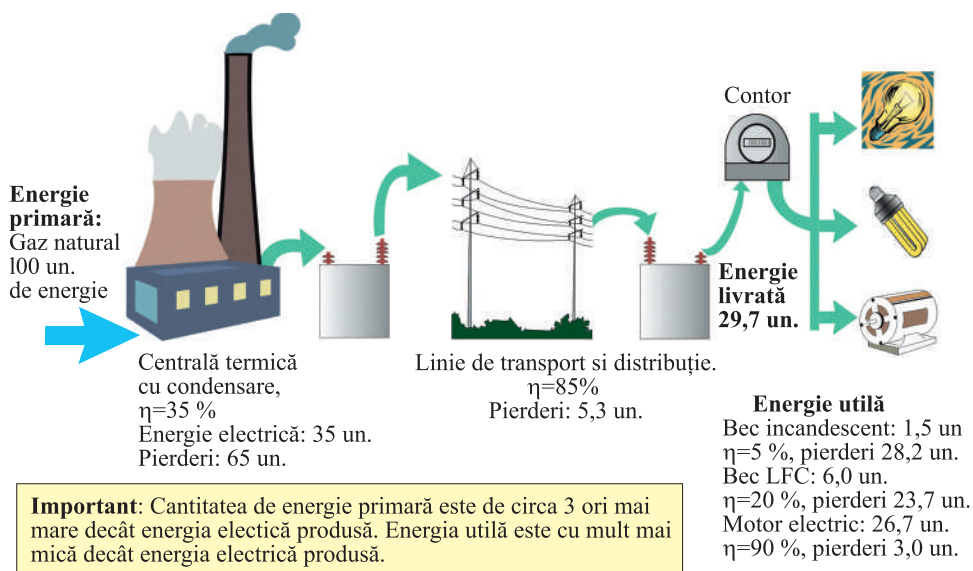
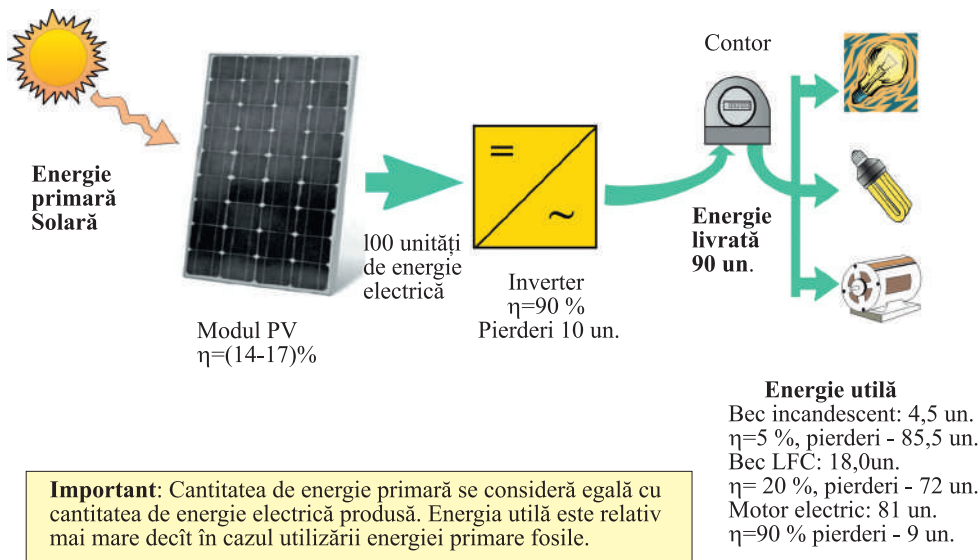


Fig. 1.1. Energia primară, livrată și utilă: cazul energiei din surse fosile.

Energia primară constituie toată energia conținută în sursa originală. În prezent, surse principale originale sunt combustibilii fosili (cărbunele, petrolul și gazele naturale), biocombustibilii – lemne de foc, deșeuri lemnoase, deșeuri agricole, bălegar etc. Aici se poate adăuga energia hidraulică și geotermală și alte surse regenerabile de energie cum este cea solară și eoliană, precum și energia nucleară. Consumatorul este interesat în satisfacerea necesităților energetice – să aibă energie termică pentru încălzire și prepararea bucatelor, energie electrică pentru iluminat, transport și producerea bunurilor materiale etc. Pentru consumator este esențială cantitatea de energie livrată, forma de energie utilă de care are nevoie, valorile pierderilor de energie și costurile energiei livrate. În fig. 1.1 și 1.2 sunt prezentate cele trei noțiuni de energie – primară, livrată și utilă, pentru două sisteme de producere a energiei electrice – din gaz natural la o centrală termică cu condensare (fig. 1.1) și prin conversia



**Fig. 1.2.** Energia primară, livrată și utilă: cazul energiei regenerabile.

energiei solare în energie electrică, folosind module fotovoltaice (PV). În ambele cazuri se folosesc trei consumatori: bec cu incandescență, bec fluorescent compact (LFC) și un motor electric. Randamentele consumatorilor sunt egale, respectiv, cu 5, 20 și 90%.

Pentru sistemele bazate pe surse fosile de energie, cele mai mari pierderi se înregistrează la producerea energiei electrice (cca 66%), urmate de pierderile în rețelele electrice de transport și distribuție și pierderile la consumator. Ultimele pot fi destul de mari, dacă randamentul consumatorului este mic. De exemplu, pentru un bec cu incandescență, eficiența globală a conversiei energiei este egală doar cu 1,5%; altfel spus, dintr-o 100 de unități de energie primară se folosesc util numai 1,5 unități, celelalte 98,5 unități provoacă poluarea termică și cu gaze cu efect de seră a atmosferei. Pentru un bec LFC, eficiența globală este de 6%, iar pentru un motor electric – 26,7%.

Statisticile națională [3] și internațională publică date cu privire la producerea și consumul diferitelor tipuri de surse energetice. Datele sunt prezentate atât în unități de măsură naturale, cât și în unități de măsură convenționale. La efectuarea calculului economice, determinarea eficienței energetice și a consumului specific de energie etc. se operează cu noțiunea „consum de resurse primare de energie”, care include toate formele de energie consumată – fie combustibil, energie electrică sau termică obținută din surse fosile, energie electrică nucleară sau hidraulică, energia diferitelor tipuri de biomasă, energia geotermală, solară, eoliană etc. Este important să cunoaștem convențiile acceptate în general la prezentarea datelor statistice cu privire la consumul de resurse primare de energie. ONU, Agenția Internațională a

Energiei (IEA) și unele țări recomandă următoarea modalitate de calcul a resurselor primare de energie [4,5]:

1. energia primară folosită pentru producerea energiei electrice la centralele electrice termice (CET: energia combustibilului fosil se transformă în energie termică a aburului, apoi în energie mecanică și, în sfârșit, în energie electrică) se determină ca rezultat al înmulțirii cantității de energie electrică produsă la 3 sau al împărțirii la 0,33, care, de facto, este randamentul mediu al CET-ului;
2. contribuția energiei primare la producerea energiei electrice hidraulice, eoliene sau din alte surse regenerabile se consideră echivalentă cu cantitatea de energie electrică. Altfel spus, în cazul producerii energiei electrice din surse regenerabile nu se ia în considerație randamentul procesului de conversie.

Evident, și în cazul al doilea (fig. 1.2), valoarea randamentului procesului de conversie a energiei solare are o importanță majoră. Cu cât este mai mare randamentul, cu atât costul unei unități de energie electrică produsă va fi mai mic. Și în acest caz, eficiența globală a conversiei energiei se determină ca fiind raportul dintre energia utilă și energia primară solară incidentă pe suprafața modulului PV. Energia utilă este relativ mai mare decât în cazul utilizării energiei primare fosile. Convenția de tratare a noțiunii de energie primară acceptată mai sus urmărește să accentueze faptul că la producerea unei unități de energie electrică dintr-o sursă regenerabilă, se va cheltui aceeași unitate de energie primară care circulă în mediul ambiant și care nu schimbă echilibrul natural. Metodele de conversie a energiei, fosilă sau regenerabilă, se caracterizează prin factorul de eficiență  $E$ . Cu cât eficiența  $E$  este mai mare, cu atât mai puțină energie primară se va cheltui la intrare pentru a produce o unitate de energie la ieșire.

Factorul de eficiență  $E$  se determină ca fiind raportul:

$$E = \frac{E_{utilă}}{E_{primară}} 100\%. \quad (1.1)$$

Cea mai mare parte a surselor de energie primară pe Pământ este reprezentată de combustibilii fosili bazați pe carbon. Rezervele mondiale de combustibili fosili (petrol, cărbune, gaz) se estimează la cca [6] (BBEP – mlrd. barili petrol echivalent; MB – mln. Barili; MBEP – mln. barili echivalent petrol):

- petrol: de la 1050691 până la 1277702 milioane barili (de la 167 până la 203 km<sup>3</sup>);
- gaz: de la 171040 până la 192720 km<sup>3</sup> ( $6,8 \cdot 0,182 = 1,239$  BBEP);
- cărbune: 1081279 mln tone ( $1081279 \cdot 0,9 \cdot 4,879 = 4,786$  BBEP),

Consumul zilnic al combustibililor pe parcursul anului 2002 (7,9 este rata de conversie a tonelor petrol echivalent în barili petrol echivalent BEP):

- petrol:  $(10230 \cdot 0,349) \cdot 7,9/365 = 77$  MB/zi;

- gaz:  $(10230 \cdot 0,212) \cdot 7,9/365 = 47$  MBEP/zi;
- cărbune:  $(10230 \cdot 0,235) \cdot 7,9/365 = 52$  MBEP/zi.

Conform celor mai optimiste prognoze efectuate de *Oil & Gas Journal, World Oil* [7] aceste rezerve de combustibili fosili vor ajunge pe următoarele perioade:

- **32 de ani** – petrol;
- **72 de ani** – gaz;
- **252 de ani** – cărbune.

Rezervele globale de petrol și gaz, divizate pe cei mai mari producători, sunt prezentate în tabelul 1.2 [6]. Calculele au fost efectuate pentru un consum zilnic constant de combustibili, raportat la a. 2002. Gazul natural este considerat cel mai favorabil mediului, dintre combustibilii fosili și ar putea fi parțial o soluție a problemei încălzirii climei și poluării atmosferei (tabelul 1.3).

**Tabelul 1.2.** Rezervele globale de petrol și gaz, ianuarie 2005

Țări/regiuni	Petrol brut (Mlrd barili)		Gaz natural (Mln km cub.)	
	<i>Oil &amp; Gas Journal</i>	<i>World Oil</i>	<i>Oil &amp; Gas Journal</i>	<i>World Oil</i>
America de Nord	214771	40874	7477,7	7752,4
America Centrală și de Sud	100595	75973	7096,9	7837,3
Europa	17613	18125	5497,1	5419,3
Eurasia	77832	89898	55314,4	79978,9
Orientul Mijlociu	729341	708289	71448,3	72030,9
Africa	100784	112410	13498,8	14185,8
Asia și Oceania	36246	36244	10875,8	12036,4
<b>Total mondial</b>	<b>1277182</b>	<b>1081813</b>	<b>171940</b>	<b>192720</b>

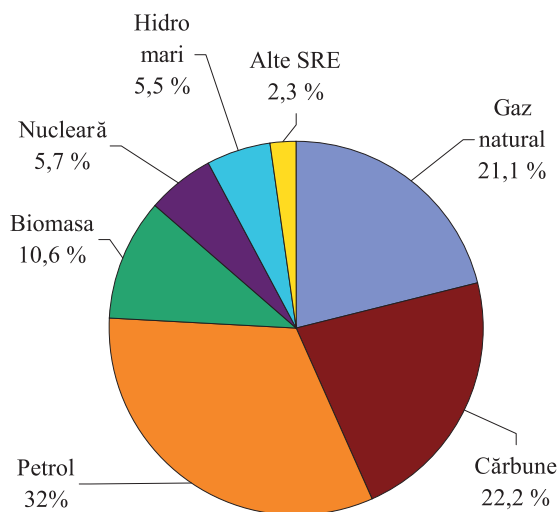
**Tabelul 1.3.** Compararea poluării atmosferei la arderea combustibililor fosili (kg emisii la TJ de energie consumată)

Emisii	Gaz natural	Petrol	Cărbune
Oxizi de azot	43	142	359
Dioxid de sulf	0.3	430	731
Particule solide	2	36	1 333

**Sursa:** Agenția de Protecție a Mediului a SUA; Asociația Americană a Gazului.

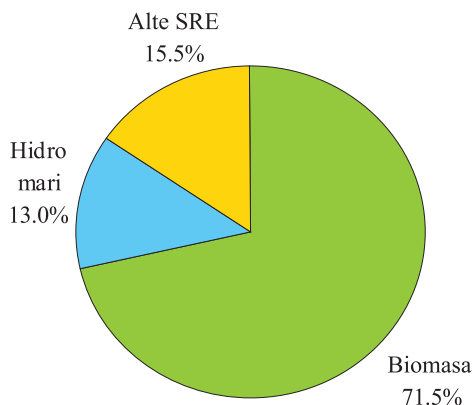
Un domeniu de perspectivă privind utilizarea gazului natural în viitor ar putea fi obținerea mai eficientă a hidrogenului din metan ( $\text{CH}_4$ ), necesar pentru funcționarea pilelor de combustie, care vor înlocui treptat motoarele cu ardere internă.

Conform estimărilor făcute publice de raportorul ARAMCO la un seminar OPEC în a. 2005, până în prezent au fost extrase doar cca. 1 trilion de barili (aproximativ 18% din rezervele potențial extractibile de 5,7 mldr barili de petrol). Aceste cantități rămase ar fi suficiente pentru o perioadă de cca 140 de ani, având în vedere nivelul



**Fig. 1.3.** Consumul mondial de energie primară: anul 2002, 451 EJ.

și [www.undp.org/seed/eap/activities/wea](http://www.undp.org/seed/eap/activities/wea)]. Cota - parte a surselor regenerabile de energie (SRE) este egală cu (15,4%). În fig.1.4 se prezintă structura consumului de energie primară provenită din surse regenerabile: 71,5% revine biomasei tradiționale, energiei hidraulice – 13,0%, alte surse regenerabile – 15,5%. Termenul “alte surse regenerabile” include energia geotermală, eoliană, solară, micro- și minihidro, noi tipuri de energie din biomasă – biocombustibili lichizi și solizi, biogaz.



**Fig. 1.4.** Structura consumului de SRE la nivel mondial: anul 2002, 69,4 EJ.

actual de consum. „Aceasta, însă, nu trebuie să împiedice dezvoltarea surselor alternative de petrol, deoarece cerințele crescânde de energie necesită surse suplimentare de energie”, a menționat raportul.

Petrolul, cărbunele și gazul reprezentau 78,7% din producerea energiei primare pe perioada a. 2002 (fig. 1.3).

Consumul mondial de energie primară de toate tipurile a crescut în secolul trecut mai mult de 10 ori și în anul 2002 a constituit circa 451EJ (451x1018J) sau 10800 mln. t.e.p. [[www.bp.com/centres/energy2002/index.asp](http://www.bp.com/centres/energy2002/index.asp)

Conform estimărilor din a. 2004 ale Departamentului SUA pentru Energie, consumul combustibililor fosili este în permanentă creștere, deoarece rămân deocamdată sursele principale de energie utilizate în lume (v. fig. 1.5). Apariția pe piața mondială de consum a combustibililor a gigantilor consumatori China și India, a căror populație reprezintă cca o jumătate din populația Globului, confirmă ipoteza creșterii în viitor a consumului zilnic de combustibili fosili.

Același lucru, dar la nivel european și al României, este prezentat în fig. 1.6. În a. 2000, energia regenerabilă a atins 13,8% din energia primară globală de 9958 Mtep [8].

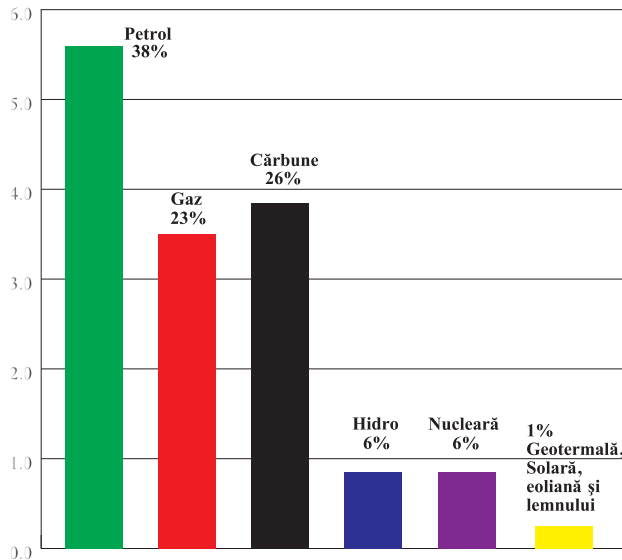


Fig. 1.5. Satisfacerea necesităților energetice globale în TW, 2004. Departamentul SUA pentru Energie.

Conform experienței acumulate, consumul de energii regenerabile a crescut în medie cu 2% în ultimii 30 de ani. În același timp, compartimentul „alte categorii” din diagramă, care se referă la surse regenerabile noi și includ energiile geotermală, solară, eoliană ș.a. a crescut anual cu 9%. Comparativ cu cel mai scăzut nivel, înregistrat în a. 1971, energia eoliană a crescut cu 52%, urmată de energia solară – cu 32%. Cca 58% din energia regenerabilă este consumată în sectoarele rezidențial, comercial și public.

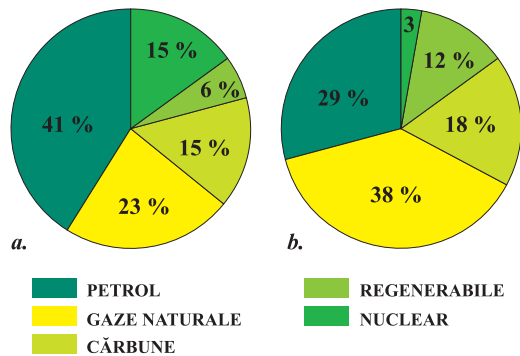


Fig. 1.6. Consumul primar de energie în țările membre ale UE (a) și România (b).

Sursele regenerabile de energie au atins în a. 2000 cota de 19% (fig. 1.7) și ocupă locul doi în producerea globală a energiei electrice (după cărbune – 39%), urmate de energia nucleară (17%), gazul natural (17%) și petrolul (8%). Cea mai mare parte din energia electrică regenerabilă îi revine energiei hidroelectrice (92%), obținută de la marile hidrocentrale construite cu diguri. Deocamdată, producerea globală a energiei electrice este neprietenoasă mediului ambiant, fapt ce trebuie să îi pună pe gânduri pe savanți alături de gradul lor de epuizare.

În timp, producerea globală a combustibililor fosili va atinge o valoare maximă, după care se va reduce continuu, până va atinge un nivel minim; ulterior, extrage-



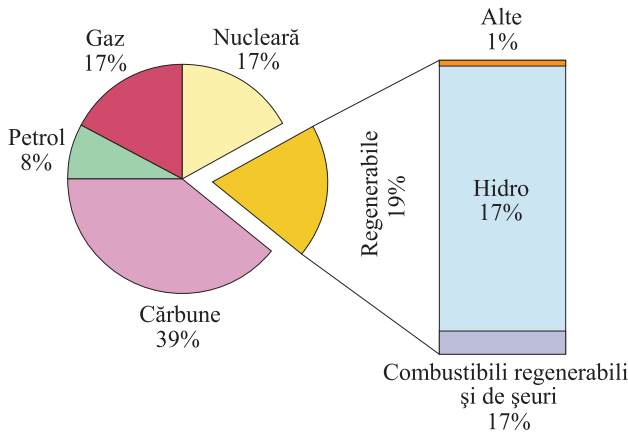


Fig. 1.7. Cota energiei regenerabile în producerea globală de energie electrică.

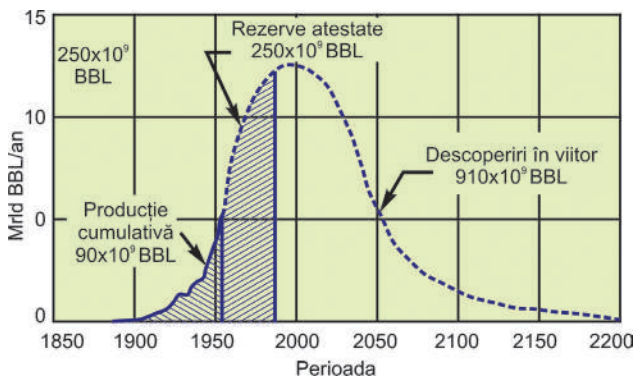


Fig. 1.8. Curba producerii petrolului, sugerată de M. K. Hubbert în a.1956.

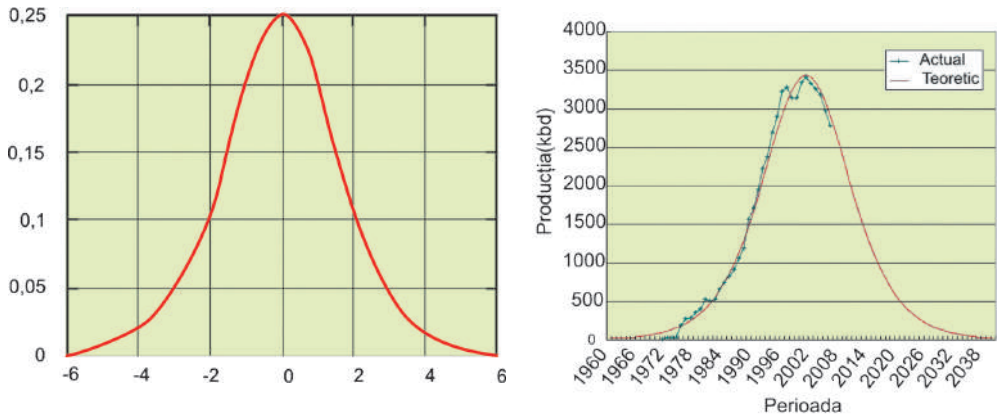


Fig. 1.9. Curba Hubbert: a) – standard; b) – pentru Norvegia.

rea va fi dezavantajoasă din punct de vedere economic sau imposibilă din punct de vedere tehnic. Deosebit de dificilă va deveni situația țărilor importatoare de surse energetice. Drept exemplu de pronosticare a acestui declin îl reprezintă curba din fig. 1.8 pentru petrol, în baza teoriei maximului lui Hubbert [9,10]. Cota maximă a curbei a fost calculată bazându-se pe ratele de producere și de explorare. Teoria lui Hubbert se bazează pe observația fundamentală că rezervele de petrol sunt finite. Hubbert a creat o metodă de modelare a cunoașterii rezervelor de petrol și a ratelor de extracție. Întâmpinată la început cu scepticism, astăzi este utilizată pe larg de către companiile petroliere pentru a prezice soarta pe viitor a domeniului petrolier. Hubbert a pre-

zis corect această cotă maximă a producerii mondiale de petrol cu o jumătate de secol înainte de a se produce. Rămâne încă controversată ideea privind care combustibil fosil va fi considerat “*combustibilul viitorului*”. În opinia unor specialiști, nici unul din combustibilii fosili tradiționali nu poate fi considerat “*combustibilul viitorului*” din cauza epuizării rezervelor lor (cu excepția cărbunelui) într-un viitor foarte apropiat. Deși rezervele de cărbune sunt încă relativ mari, din cauza impactului ecologic pe care îl exercită la ardere, utilizarea cărbunelui sub forma actuală nu are nici un viitor. În continuare, se prezintă unele diagrame ale producerii petrolului în câteva țări producătoare din lume. Drept bază a fost luată curba Hubbert standard (fig. 1.9,a), în care coordonatele  $x$  și  $y$  înlocuiesc scările timpului și ale producerii petrolului. Curba este construită în baza ecuației:

$$x = \frac{e^{-t}}{(1 + e^{-t})^2} = \frac{1}{2 + 2 \cosh t}. \quad (1.2)$$

În fig. 1.9,b se prezintă curba Hubbert pentru Norvegia. O analiză sumară a curbei demonstrează asemănarea foarte mare cu curba standard Hubbert. Curbele din fig. 1.10 reprezintă producerea și importul petrolului în Statele Unite ale Americii pe perioada 1920 - 2005. Analiza curbei producerii arată că în SUA cota maximă a extragerii petrolului corespunde anului 1970.

În baza unui studiu amplu, Hubbert a concluzionat că, după descoperirea rezervelor de combustibil (petrol, cărbune și gaz natural), la început producerea crește aproximativ exponențial, fiind instalate mai multe facilități eficiente. După atingerea cotei maxime, începe declinul producerii, fiind descrisă, de asemenea, de o curbă aproximativ exponențială.

Având datele producerii petrolului din trecut, curba Hubbert poate fi construită aproximând aceste date și poate fi utilizată pentru efectuarea estimărilor pentru producerea pe viitor. În particular, datele cotei maxime a producerii de petrol sau cantitatea totală de petrol produs poate fi estimată pe această cale. Cavallo [9] a de-

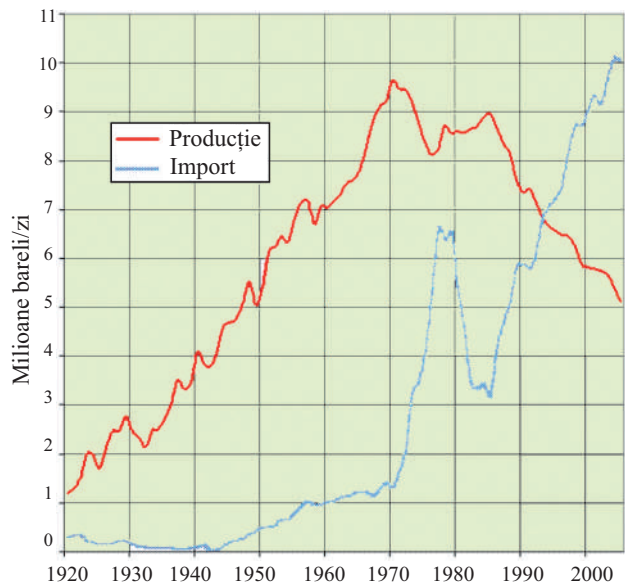


Fig. 1.10. Curba producerii și importului petrolului în SUA în perioada 1920 - 2005.

finit curba Hubbert utilizată la prognozarea cotei maxime de producție a petrolului în SUA:

$$Q(t) = \frac{Q_{\max}}{(1 + ae^{bt})^2} \quad (1.3)$$

unde  $Q_{\max}$  sunt resursele totale disponibile;  $Q(t)$  – producerea cumulativă, iar  $a$  și  $b$  sunt constante. Producerea maximă anuală se determină din relația:

$$t_{\max} = \left(\frac{1}{b}\right) \ln\left(\frac{1}{a}\right) \quad (1.4)$$

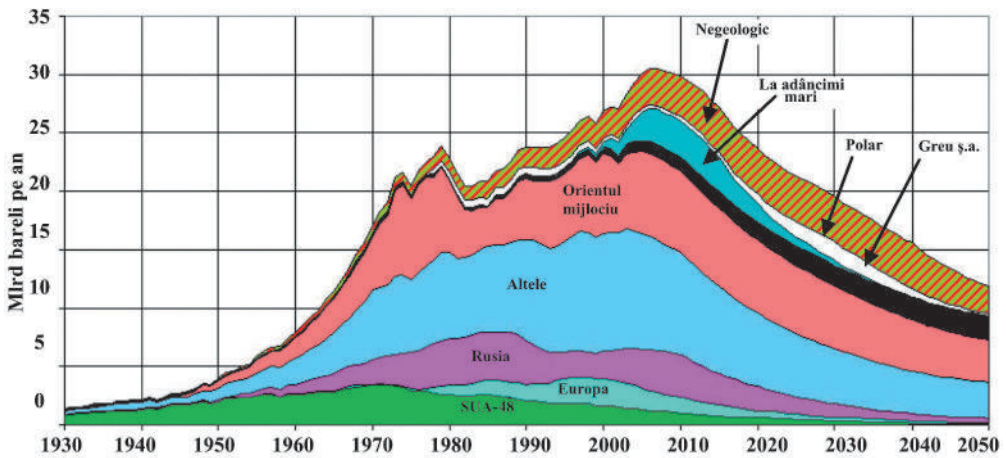


Fig. 1.11. Estimarea cotei maxime a producerii Petrolului și Gazului, 2004 (convențională și neconvențională).

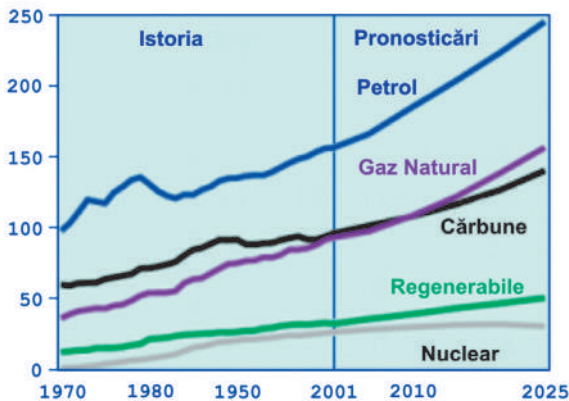


Fig. 1.12. Consumul global de energie, 1970-2025.

Au fost utilizate și alte metode pentru stabilirea cotei maxime de producție a petrolului care, în linii mari, dau aproximativ aceleași rezultate. Conform estimărilor ASPO (Asociația de Estimare a cotei maxime a Petrolului și Gazului) (fig. 1.11), producerea convențională și cea neconvențională va atinge cota maximă în a. 2007 [11]. Cca 30% din combustibilul neconvențional pentru automobile (în special al motorinei) este obținut din cărbune.

Modelări similare au fost efectuate și pentru alte tipuri de combustibili fosili (cărbune, gaz). În fig. 1.12 este prezentat consumul global de energie (istoric și de perspectivă) pe perioada 1970 – 2025. O analiză superficială a diagramelor arată că

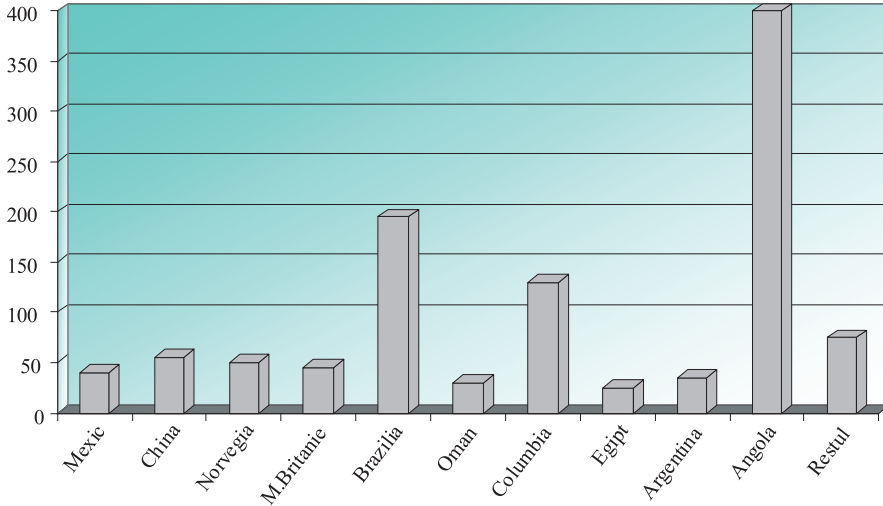


Fig. 1.13. Brazilia și Angola se află în topul țărilor cu noi rezerve explorate de petrol, 1990 - 1999.

și în continuare se mizează pe utilizarea petrolului, gazului și cărbunelui ca surse energetice primare de bază. Însă condițiile de exploatare a zăcămintelor devin tot mai dificile: explorarea zonelor bogate în hidrocarburi ale Rusiei înaintează spre cercul polar, iar explorările de coastă din lume – spre noi adâncimi.

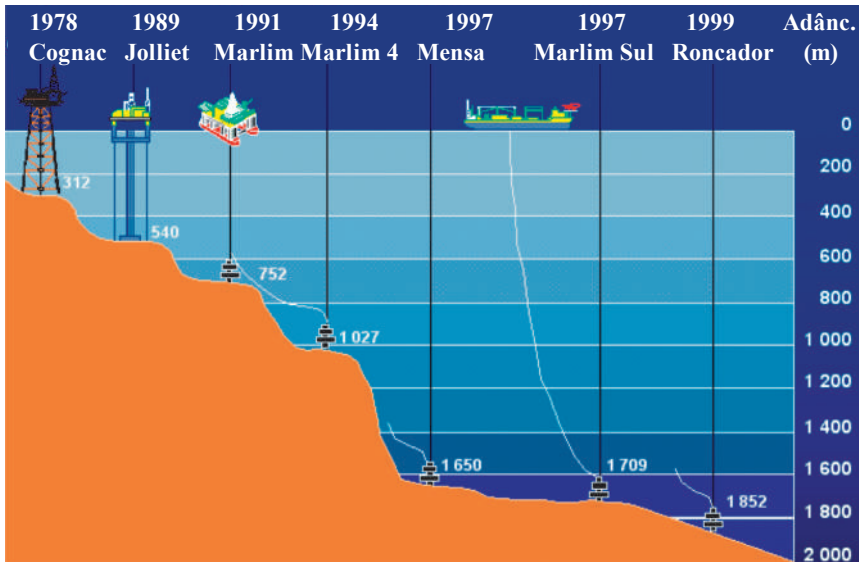


Fig. 1.14. Recordurile de adâncimi la explorările de petrol de coastă.

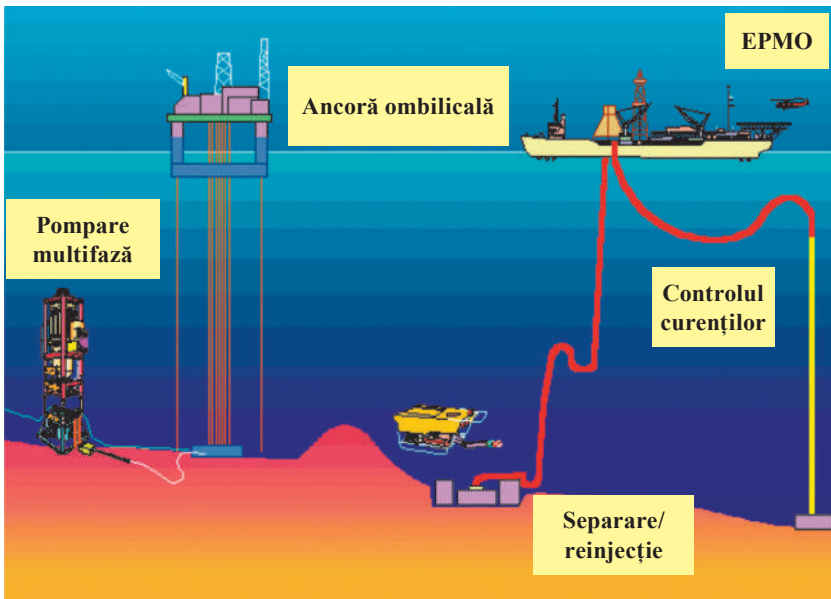


Fig. 1.15. Tehnologii-cheie de explorare a petrolului la adâncimi maritime mari.

Repartizarea geografică a rezervelor de hidrocarburi rămâne neschimbată cu o concentrație mare în Asia Mijlocie (65%) și țările OPEC pentru petrol, și relativ o distribuție mai echitabilă între ex - U.R.S.S. (37%) și Asia Mijlocie (35%) pentru gaz. Argumentele vorbesc despre faptul că rezervele mondiale nou - descoperite



Fig. 1.16. Prețurile la petrol în perioada 1994 – 2007.

de aproximativ 500 mln de miliarde barili de petrol sunt concentrate în 29 de domenii petroliere, incluzând 7 domenii de coastă la adâncimi de peste 1000 m și 29 domenii de gaz, 8 dintre care sunt amplasate în Asia Mijlocie și 5 în Australia. Din totalul de 29 domenii de gaz, 5 sunt amplasate la adâncimea de peste 1000 m. 50% din zăcămintele de gaz nou descoperite sunt concentrate în 10 țări, pe de o parte în țările Iran și Arabia Saudită, pe de altă parte - în Brazilia și Angola (fig.1.13). Noile zăcăminte de petrol sunt explorate la adâncimi tot mai mari. Dacă în 1978 cea mai mare adâncime era de 300 m, în a. 1999 adâncimea explorărilor de coastă a crescut până la 1900 m (fig. 1.14). Pe parcursul acestor 20 de ani, adâncimea sectorului de litoral a continuat să fie dictată de limitele lor tehnologice. Astăzi, potențialul reprezentat de resursele de petrol de la adâncime nu au fost încă clar stabilite. Însă problemele tehnologice de exploatare a acestor zăcăminte sunt enorme: presiuni înalte, temperaturi joase, adâncimi foarte mari, prezența constantă a curenților oceanici etc. Este de neconceput aplicarea soluțiilor convenționale de litoral la adâncimi mari ale apei și că vor fi necesare tehnologii noi. Pentru majoritatea companiilor de explorare de coastă următoarea cotă a adâncimii va fi de cca 3000 m. Realizarea acestor obiective vor constitui provocările tehnologice pentru următorii 5–10 ani. O variantă a unei tehnologii de viitor este prezentată în fig. 1.15. Să sperăm însă că epuizarea rezervelor de petrol și gaz natural, creșterea dificultăților legate de exploatarea lor care vor conduce inevitabil nu numai la creșterea prețurilor, dar și la conștientizarea dezastrului ecologic, spre care se îndreaptă Omenirea, vor schimba balanța în favoarea surselor regenerabile de energie foarte prietenoase mediului. Escaladarea crizei energetice mondiale conduce la creșterea prețurilor legată de insatisfacerea parțială a necesităților curente. Prețurile la petrol pe piața mondială au crescut constant cu unele fluctuații, lucru vizibil și din fig. 1.16. Doar pe parcursul ultimilor 3 ani (2002 - 2006), prețul unui baril de petrol a crescut de 2,5 ori. La gazul natural se observă aceeași tendință, în special, după încercarea Rusiei de a monopoliza această piață. Tendința creșterii în continuare a prețurilor la petrol și gazul natural este iminentă.

## 1.2. Consumul actual de energie primară la nivel național

Consumul total de energie primară al Republicii Moldova (fără teritoriul din partea stângă a Nistrului) în anul 2003 a constituit 90,13 PJ sau  $2146 \times 10^3 \text{tep}$ . Structura consumului de energie primară este prezentată în tabelul 1.4 și fig. 1.17. Circa 95,4% de energie primară a fost importată și doar 4,6% a fost produsă în Republica Moldova. Aproape jumătate din consumul de resurse primare de energie îi revine gazului natural și lichefiat (48,7%), produselor petroliere – 25,6%, cărbunelui – 7,4%. Energia electrică importată din Ucraina și de la CET Cuciurgan a constituit 13,8% din consumul total de energie primară (aici energia primară este egală cu energia electrică importată). Republica Moldova se caracterizează printr-un consum redus de energie primară ce revine unui locuitor, circa 0,6 tep/capita.

**Tabelul 1.4.** Structura consumului de energie primară în Republica Moldova.

Sursa de energie	Cantitatea în unități uzuale	Puterea calorică medie, $\times 10^6$	Consum energie primară, PJ			Contribuția în procente	
			Total	Import	Pro-dus în RM	Import	Pro-dus în RM
<b>Combustibili fosili (CF)</b>							
<b>Gaze naturale</b>	1234x10 <sup>6</sup> m <sup>3</sup>	33,87 J/m <sup>3</sup>	41,79	41,79	-	46,37	-
<b>Produse petroliere</b>	551x10 <sup>3</sup> t	41,87 J/kg	23,07	22,99	0,08	25,51	0,09
<b>Cărbune</b>	227x10 <sup>3</sup> t	29,31 J/kg	6,65	6,65	-	7,38	-
<b>Gaz lichefiat</b>	53x10 <sup>3</sup> t	40,19 J/kg	2,13	2,13	-	2,36	-
<b>Subtotal CF</b>			<b>73,64</b>	<b>73,56</b>	<b>0,08</b>	<b>81,62</b>	<b>0,09</b>
<b>Energie electrică importată</b>			12,41	12,41	-	13,77	-
<b>Surse regenerabile</b>							
<b>Lemne de foc</b>	217,7x10 <sup>3</sup> t	16,0 J/kg	3,48	-	3,48	-	3,85
<b>Deșeuri lemnoase</b>	21x10 <sup>3</sup> t	12,0 J/kg	0,25	-	0,25	-	0,28
<b>Deșeuri agricole</b>	11x10 <sup>3</sup> t	12,0 J/kg	0,13	-	0,13	-	0,14
<b>Hidro</b>	64x10 <sup>3</sup> MWh		0,23	-	0,23	-	0,25
<b>Subtotal SRE</b>			<b>4,09</b>		<b>4,09</b>	-	<b>4,52</b>
<b>Total consum energie primară</b>			<b>90,13</b>	<b>85,96</b>	<b>4,17</b>	<b>95,39</b>	<b>4,61</b>

Sursa: Balanța Energetică în anul 2003.

În comparație cu America de Nord este de 11 ori mai mic, cu Europa – de 5 ori și de 2,5 ori mai mic decât media la nivel mondial. În perioada 1990-1999, consumul de energie primară a scăzut de 3,3 ori [12].

Energia primară consumată de origine regenerabilă a constituit 4,09 PJ (97,7x10<sup>3</sup> tep) sau 4,52%. Structura consumului de SRE este prezentată în fig. 1.18. Lemnele de foc și deșeurile lemnoase provenite din procesarea lemnului și agricultură constituie 94,4%. Restul revine energiei electrice produse la centrala hidroelectrică (CHE) Costești pe râul Prut.

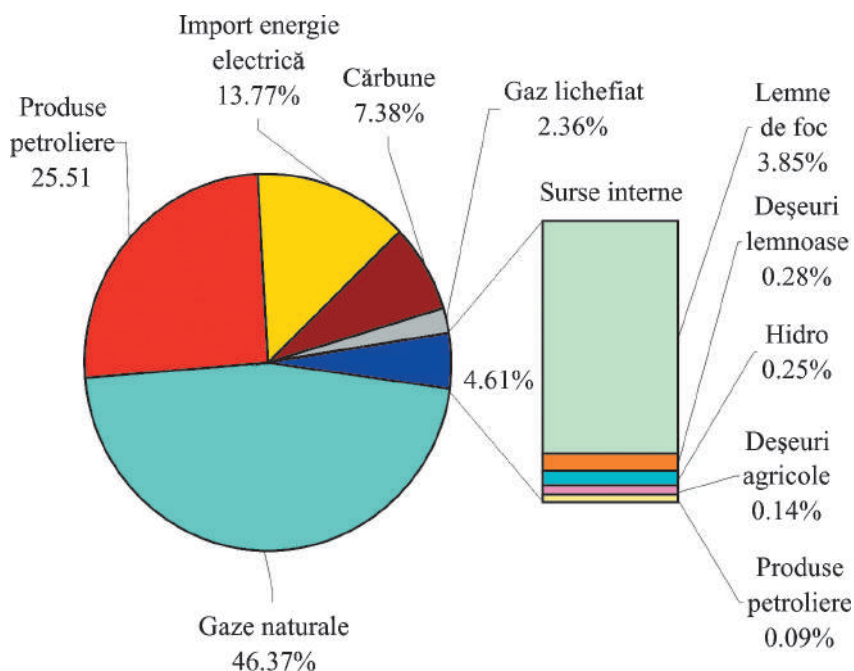


Fig. 1.17. Contribuția procentuală a diferitelor surse în consumul de energie primară a RM, anul 2003. Sursa: Balanța Energetică în anul 2003.

Consumul real de biomasă este dificil de apreciat. Statistica oficială operează cu datele culese de la agenții economici, care comercializează lemnele de foc și deșeurile lemnoase. Aici nu este inclusă cantitatea de biomasă colectată de populație sau obținută de pe sectorul agricol propriu și folosită ca combustibil. Dacă împărțim cantitatea de deșeuri lemnoase și agricole, folosită în anul 2003 ca și combustibil, la populația rurală (conform ultimului recensământ populația rurală constituie 2079000 persoane) obținem circa 15 kg/capita ceea ce, în viziunea autorilor, este departe de realitate.

Conform datelor preliminare publicate de Agenția Națională pentru

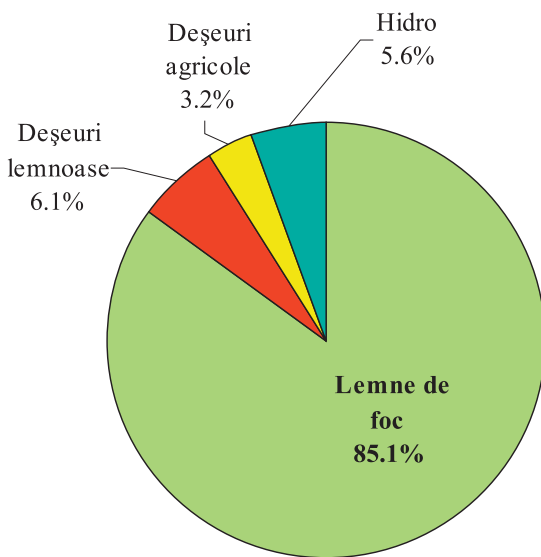
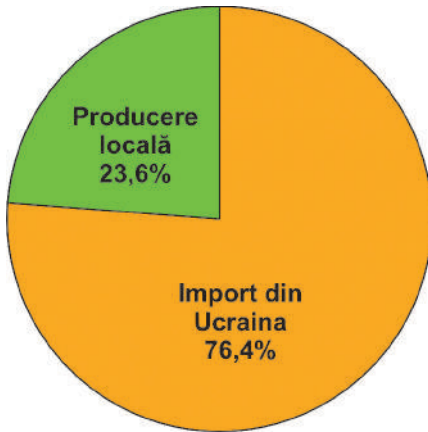


Fig. 1.18. Contribuția procentuală a diferitelor SRE în Republica Moldova, anul 2003. Sursa: Balanța Energetică în anul 2003.





**Fig. 1.19.** Sursele de alimentare cu energie electrică a Republicii Moldova.

Sursa: Balanța Energetică în anul 2003.

Reglementare în Energetică (ANRE) necesitățile de energie electrică ale Republicii Moldova în anul 2007 au fost satisfăcute din două surse: import din Ucraina – 76,4% și de la centralele electrice locale – 23,6% (fig. 1.19). Consumul total de energie electrică în anul 2007 a fost de circa 3,16 mln. MWh

Dependența totală a Republicii Moldova de importul de resurse energetice, deseori dintr-o singură țară (100% din gazul natural se importă din Rusia), afectează grav securitatea energetică. Peste 95% din sursele primare de energie sunt importate [13] și numai 23,6% din energia electrică consumată în anul 2007 a fost produsă în partea dreaptă a Nistrului.

Atât energetica mondială cât și energetica Republicii Moldova este bazată pe folosirea energiei primare provenite din combustibili fosili: 78,7% la nivel mondial și 81,6% la nivel național. Una din căile de reducere a dependenței Republicii Moldova de import și diversificării surselor de aprovizionare este utilizarea masivă a surselor regenerabile de energie.

## 2. Energia și mediul ambiant

### 2.1. Factorii care modifică clima

Schimbările climatei reflectă atât variațiile atmosferei Planetei, cât și diverse procese care au loc în alte părți ale ei, cum ar fi oceanele și calotele de gheață. Aceste schimbări pot fi cauzate de procese interne ale Planetei, factori externi sau, mai recent, de activitățile umane. Factorii externi care pot modifica clima sunt deseori numiți forțatori ai climatei și includ astfel de procese precum variațiile radiației solare, ale orbitei Planetei și concentrarea gazelor cu efect de seră.

#### 2.1.1. Variațiile radiației solare

Variațiile solare sunt fluctuații ale energiei emise de soare. În fig. 1.20 se prezintă ultimele trei cicluri solare ca măsură a radiației solare, a numărului petelor negre, exploziilor solare și undele radio 10,7 cm. Radiația solară primită la suprafața exterioară a atmosferei Planetei nu va-

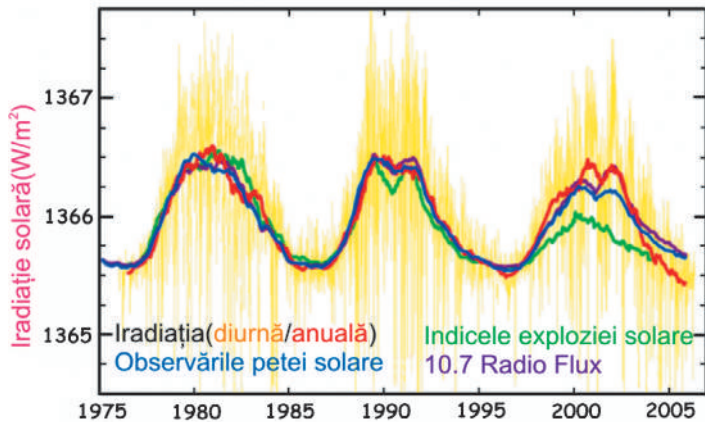


Fig.1. 20. Ultimele trei cicluri ale variației solare.

riază mult (constanta solară) de la valoarea aproximativă de  $1366 \text{ W/m}^2$ . Variația măsurată pe durata ultimilor două cicluri solare este de aproximativ de 0,1% sau aprox.  $1,3 \text{ W/m}^2$  [14,15]. Numai o mică fracțiune cu lungimea de undă ultravioletă variază până la 5%. Emisiile radio ale soarelui stabilesc de asemenea, activitatea solară și pot fi măsurate de pe pământ, deoarece nu sunt afectate serios de atmosferă. În sfârșit, exploziile solare constituie un tip de activitate solară care poate afecta viața pe pământ prin deteriorarea sistemelor electrice, în special, a sateliților. Conform opiniilor savanților, aceste variații au un efect esențial asupra temperaturii atmosferei Planetei. Măsurările radiației solare au fost posibile doar pe parcursul ultimilor 3 cicluri și se bazează pe observațiile mai multor sateliți [16]. Însă, prin corelarea măsurărilor radiației cu alte forme ale activității solare este posibilă estimarea activității solare în trecut. Petele negre observate pe soare (regiuni marcate de temperaturi relativ joase și activitate magnetică foarte intensă) și petele strălucitoare (generate

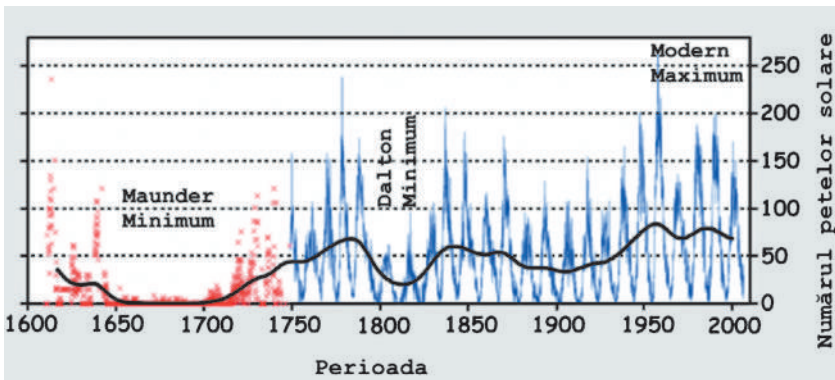


Fig. 1.21. Observările petelor negre pe parcursul a 400 de ani.

de granule solare cu dimensiuni de la 1000 km până la zeci de mii care au o durată scurtă de viață – zeci de minute) sunt generatori ai fluctuațiilor radiației solare. Iar acestea reprezintă parțial cauza schimbării climei. Observațiile făcute în ultimii 400 de ani demonstrează o anumită creștere a numărului petelor negre de pe soare, care poate fi unul din motivele schimbării climei (fig. 1.21). Aceste cicluri solare magnetice au o perioadă de 11 ani. Cota maximă din a.1950 este parțial responsabilă pentru încălzirea globală. Încălzirea reziduală, datorată activității solare înalte din a.1950, este considerată ca fiind responsabilă pentru 16–36% din procesul recent de încălzire (1950–1999) [17].

### 2.1.2. Noțiune de efect de seră

Ce este așa-numitul efect de seră? Cum apare și care este impactul acestui efect asupra mediului? Care sunt posibilitățile actuale de diminuare a impactului negativ al acestui efect asupra climei? Sunt întrebări deosebit de actuale, care frământă mai multe minți. Este cunoscut faptul că soarele este responsabil de toată energia care atinge suprafața Planetei – cca  $1366 \text{ W/m}^2$ . Totodată, efectele geometrice și proprietățile de reflecție ale suprafețelor limitează radiațiile absorbite de o locație tipică la aproximativ  $235 \text{ W/m}^2$ . Dacă aceasta ar fi toată căldura primită, atunci la suprafața pământului ar trebui să fie temperatura de  $-18^\circ\text{C}$ . În același timp, atmosfera Planetei reciclează o parte din radiațiile reflectate de suprafața pământului și asigură suplimentar încă  $324 \text{ W/m}^2$ , de unde rezultă o temperatură la suprafață de aproximativ  $+14^\circ\text{C}$  [18]. Din căldura capturată de atmosferă, mai mult de 75% poate fi atribuită acțiunii gazelor de seră care absorb radiația termală emisă de suprafața Planetei. La rândul său, atmosfera transferă energia primită în spațiul cosmic (38%) și înapoi la suprafața Planetei (62%), care este transferată în orice direcție, în funcție de proprietățile termice și structura atmosferei. Acest proces, prin care energia este reciclată în atmosferă pentru a încălzi suprafața Planetei, este cunoscut drept efect de seră și reprezintă un element esențial în generarea climei Terrei. În condiții stabile, când

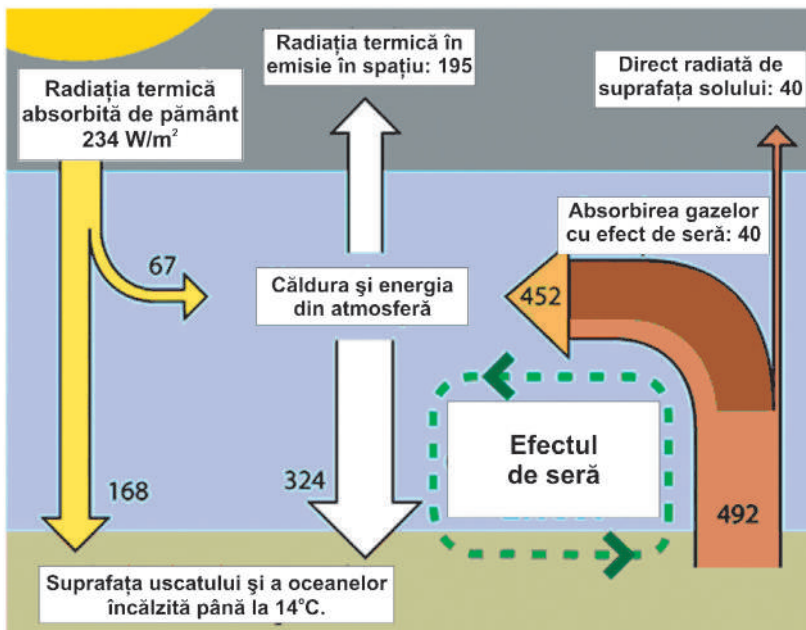


Fig. 1.22. Reprezentarea simplificată a efectului de seră.

cantitatea totală de energie este echilibrată exact de cantitatea de căldură radiată în spațiul cosmic, aceasta îi permite Planetei să mențină o temperatură medie constantă. Totodată, măsurările recente sugerează că, în prezent, Planeta absoarbe cu  $0,85 \pm 0,15 \text{ W/m}^2$  mai mult decât emite în spațiul cosmic. Această creștere, asociată cu încălzirea globală, se consideră că este cauzată de recenta majorare a concentrației gazelor cu efect de seră. În fig. 1.22 se prezintă în mod simplist fluxurile de energie între spațiul cosmic, atmosferă și suprafața Planetei și se arată cum aceste fluxuri se combină pentru generarea căldurii aproape de suprafață și creează efectul de seră [20]. Schimburile de energii sunt exprimate în watt pe metru pătrat ( $\text{W/m}^2$ ) și sunt obținute de Kiehl și Trenberth (1997). Conform cercetărilor curente, concentrarea gazelor cu efect de seră în atmosferă este cauza primară a încălzirii globale. Gazele cu efect de seră sunt, de asemenea, importante pentru înțelegerea istoriei formării climatei pe Planetă. Conform acestor studii, efectul de seră are un rol decisiv în reglarea temperaturii Planetei. Pe parcursul ultimilor 600 mln de ani, concentrațiile de bioxid de carbon au variat de la 5000 ppmv, până la mai puțin de 200 ppmv (părți per milion de volum) datorită, în special, impactului proceselor geologice și inovațiilor biologice. Pe parcursul erei moderne, creșterea nivelului de bioxid de carbon a fost considerată drept cauza principală a încălzirii globale, începând cu a.1950.

Componentele principale ale combustibililor fosili sunt carbonul și hidrogenul, care, la ardere, produc bioxid de carbon și vapori de apă. În atmosferă se degajă tot mai mult și mai mult  $\text{CO}_2$ . Acest adaos de GES provoacă creșterea temperaturii suprafeței solului la nivel global. Conform studiului efectuat în anul 2001 de IPCC

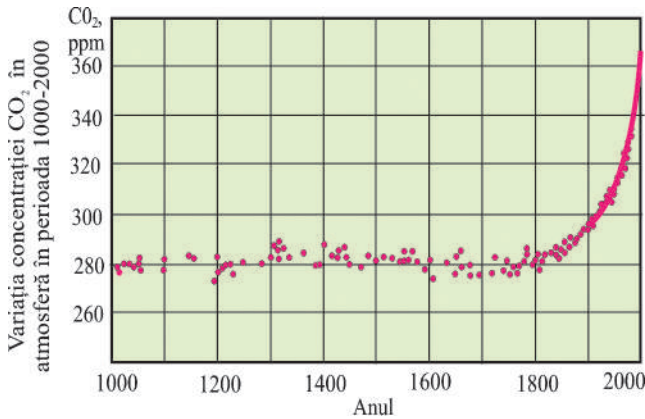


Fig. 1.23. Variația concentrației bioxidului de carbon.

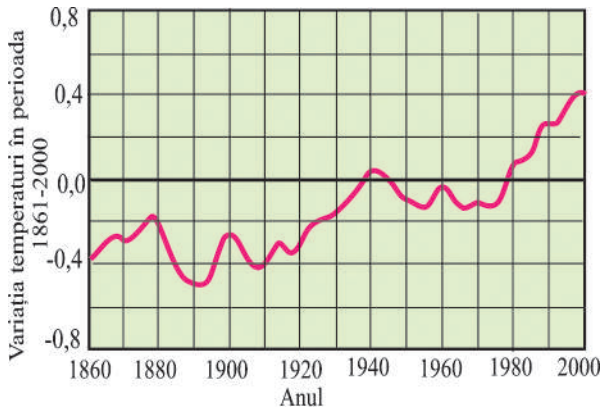


Fig. 1.24. Variația temperaturii suprafeței solului.

(Intergovernmental Panel on Climate Change – Grup Interguvernamental de Experți în domeniul Schimbării Climei) [19] s-a stabilit o corelație certă între concentrația particulelor de GES în atmosferă și temperatura medie la suprafața solului (v. fig. 1.23) [17]. Pe parcursul a circa 800 de ani, concentrația  $\text{CO}_2$  oscila în jurul a 280 ppmv. Începând cu secolul al XIX<sup>-lea</sup>, concentrația  $\text{CO}_2$  începe să crească și la sfârșitul secolului al XX<sup>-lea</sup> a atins valoarea de 370 ppmv; concomitent a crescut cu  $0,6^\circ\text{C}$  și temperatura medie a suprafeței solului (fig. 1.24) [21]. Dacă acest proces nu va fi întrerupt, către sfârșitul secolului al XXI<sup>-lea</sup> concentrația  $\text{CO}_2$  va atinge circa 700 ppmv, iar temperatura va crește cu  $1,4 - 5,8^\circ\text{C}$ . Încălzirea

atmosferei terestre va provoca, probabil, intensificarea fenomenelor climaterice extreme, inclusiv ploi intensive, cicloane tropicale mai frecvente și cu urmări mai grave, perioade lungi de secetă, avansarea deșerturilor. Întâmplător sau nu, în vara anului 1998, stațiile meteorologice ale SUA fixează cea mai mare temperatură a aerului în ultimii 123 de ani de când se efectuează măsurări meteorologice. Conform datelor furnizate de Serviciul de Stat HIDROMETEO, același fenomen se constată și în Republica Moldova – începând cu anul 1999 se înregistrează cele mai înalte temperaturi din ultimii 112 ani: 1999 –  $38,7^\circ\text{C}$ ; 2000 –  $40,0^\circ\text{C}$ ; 2001 –  $38,0^\circ\text{C}$ ; 2002 –  $40,0^\circ\text{C}$ ; 2007 –  $42,0^\circ\text{C}$ .

Diagramele din fig. 1.25, elaborate în baza cercetărilor lui Meehl ș.a. (2004) [22], arată abilitatea modelului schimbării climei globale de a reconstitui recordul istoric de temperatură și gradul în care variația totală a temperaturii poate fi descompusă în componente generate de diferiți factori de forșaj (gazele cu efect de seră, emisiile de

sulfat rezultate din activitățile umane, variabilitatea solară, schimbările în straturile stratosferic și troposferic și emisiile vulcanice (incluzând sulfatii naturali). Influența majoră asupra creșterii temperaturii medii globale este exercitată de gazele cu efect de seră. Rezultatul modelării computerizate a curbei încălzirii climei în perioada 1900 – 1990 coincide satisfăcător cu rezultatele observațiilor (v.fig.1.25). În tabelul 1.5 se prezintă schimbarea temperaturii în anii 1940, 1970 și 1994, comparativ cu 1900. Încălzirea globală a climei cu  $0,42^{\circ}\text{C}$  între 1900 și 1994 este atribuită creșterii de  $0,69^{\circ}\text{C}$ , generată de gazele cu efect de seră, parțial redusă de răcirea cu  $0,27^{\circ}\text{C}$  datorită emisiilor de sulfati, generate de activitățile umane.

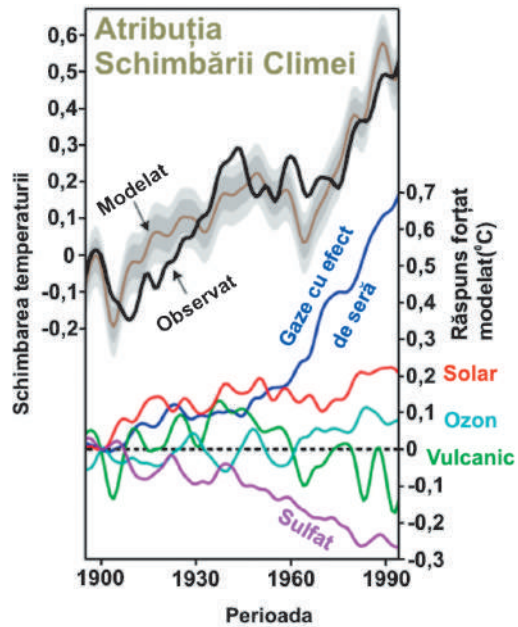


Fig. 1.25. Tabloul contribuției efectelor la schimbarea climei.

Tabelul 1.5. Schimbarea temperaturii în anii 1940, 1970 și 1994 comparativ cu 1900.

Factorii	Schimbarea temperaturii comparativ cu a. 1900		
	1940	1970	1994
Gaze cu efect de seră	0.10	0.38	0.69
Emisii de sulfati	-0.04	-0.19	-0.27
Forsaj solar	0.18	0.10	0.21
Forsaj vulcanic	0.11	-0.04	-0.14
Ozon	-0.06	0.05	0.08
<b>Modelat</b>	<b>0.19</b>	<b>0.17</b>	<b>0.53</b>
<b>Observat</b>	<b>0.26</b>	<b>0.21</b>	<b>0.52</b>

### 2.1.3. Gazele cu efect de seră și schimbarea climei

Clima reprezintă zi de zi starea atmosferei și este, în general, un sistem dinamic neliniar și haotic. În particular, schimbarea climei poate fi un proces autoperpetuant în timp, deoarece diferite aspecte ale mediului răspund în măsuri diferite și pe căi diferite la fluctuațiile inevitabile. Clima include temperatura generală, nivelul precipitațiilor, alți factori variabili, care pot fi măsurați, dar și alte modificări ale mediului Planetei, care pot afecta clima. Ghețarii sunt recunoscuți drept cei mai sensitivi indicatori ai schimbării climei. În fig. 1.26 este prezentată evoluția ghețarilor Alpilor. Creșterea temperaturii medii a Planetei conduce la topirea ghețarilor, fapt ce produce

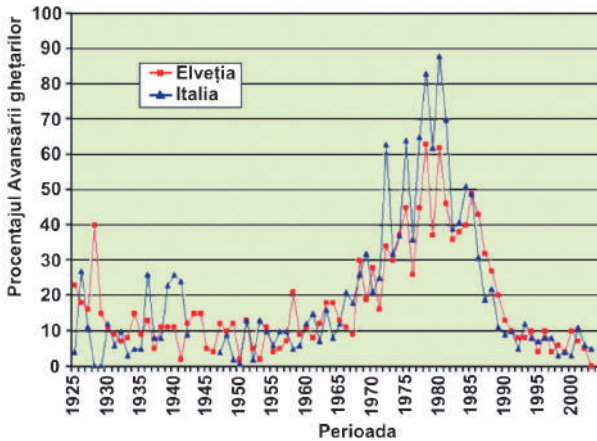


Fig. 1.26. Avansarea ghețarilor în Alpi.

creșterea nivelului mărilor și reduce posibilitățile de regenerare suficientă a gheții pentru păstrarea anotimpurilor „iarnă – vară”.

Creșterea nivelului mării are deseori un rol decisiv în modul în care va fi observat răspunsul climei în cele mai multe regiuni. Schimbarea climei poate rezulta, de asemenea, din schimbările în sistemul ocean/atmosferă.

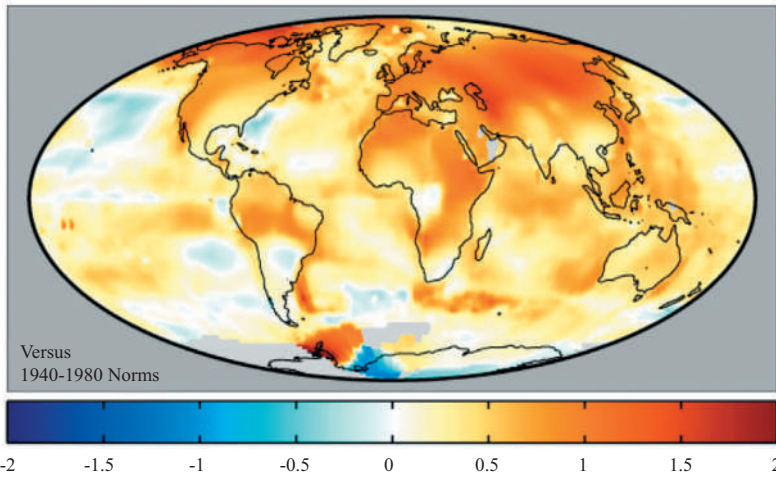
La scară largă, astfel de procese oceanice precum circularea termocurenților au un rol decisiv în redistribuirea căldurii și, dacă este modificată, influențează dramatic clima (fig. 1.27). Săgeata de culoare închisă reprezintă mișcarea curenților de apă de la adâncime, iar cea de culoare deschisă – mișcarea curenților de la suprafață.



Fig. 1.27. Schema actuală a circulației termocurenților.

În fig. 1.28 se prezintă anomaliile temperaturilor de suprafață în perioada 1995 – 2004, comparativ cu perioada 1940 – 1980. Se observă o creștere a temperaturilor pe întreg globul pământesc. Acest fenomen conduce, în primul rând, la topirea ghețarilor și creșterea nivelului mării. Doar pe parcursul ultimilor 120 de ani, nivelul mării a crescut cu cca 20 cm și acest proces continuă (fig. 1.29).

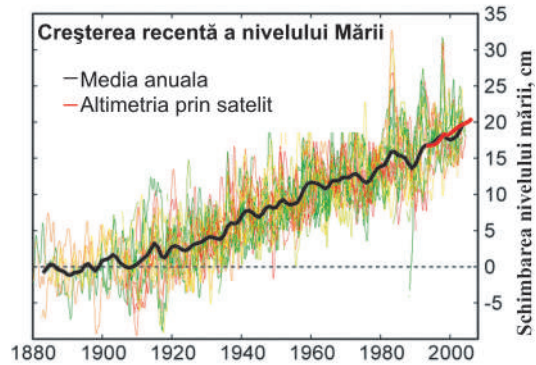
Să încercăm să analizăm factorii umani care influențează schimbarea climei. Unul din factorii de bază, care conduc la modificarea esențială a climei și în care omul este implicat în mod direct, este creșterea nivelului de bioxid de carbon în atmosferă,



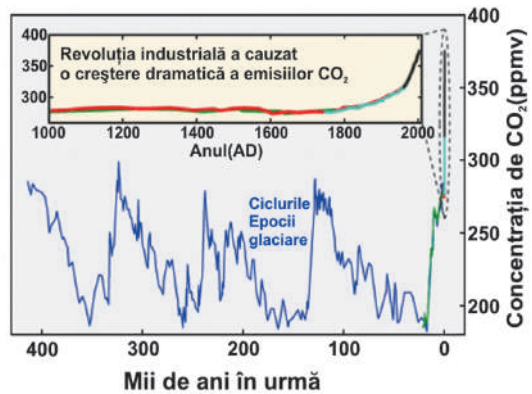
**Fig. 1.28.** Anomaliile temperaturilor de suprafață în perioada 1995 – 2004 comparativ cu temperaturile medii din perioada 1940 – 1980.

care are un efect de seră. Diagrama din fig. 1.30 arată creșterea concentrației  $\text{CO}_2$  în atmosferă pe parcursul ultimilor 400 mii de ani. Cele mai mari schimbări pot fi observate la hotarul ciclurilor glacial/interglacial (cauzate de schimbarea orbitei Planetei), care corespunde vârstei curențe a ghețarilor. Începând cu Revoluția Industrială (apr. a.1800), arderea combustibililor fosili a cauzat o creștere dramatică a  $\text{CO}_2$  în atmosferă, atingând niveluri fără precedent în ultimii 400 mii ani.

Această creștere a fost considerată drept principala cauză în încălzirea globală. În fig. 1.31 se prezintă diagrama creșterii emisiilor globale de carbon, în scară logaritmică. O informație mai amplă privind cota emisiilor de carbon pentru diferite tipuri de combustibili fosili se prezintă în diagrama construită în scară liniară din fig. 1.32. Se observă o oarecare diminuare a emisiilor de carbon legate de arderea cărbunelui, care însă este



**Fig. 1.29.** Creșterea recentă a nivelului Mării.



**Fig. 1.30.** Variația concentrației atmosferice de  $\text{CO}_2$ .



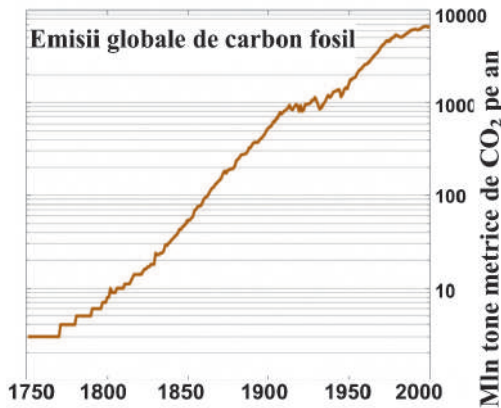


Fig. 1.31. Emisiile globale de carbon fosil.

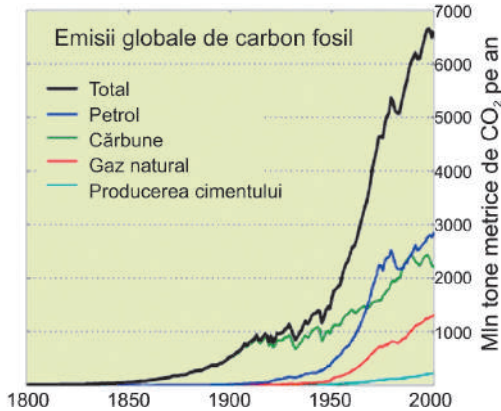


Fig. 1.32. Emisiile globale de carbon fosil provenite din diferite domenii.

urmată de o creștere constantă a emisiilor de carbon de la arderea petrolului și gazului natural. Aceasta se explică prin creșterea drastică a numărului mijloacelor de transport –automobilelor, care prin cota de 14% ocupă locul trei după centralele termoelectrice (21,3%) și procesele industriale (16,8%) în emisiile de  $\text{CO}_2$  în atmosferă (fig.1.33), chiar dacă motoarele cu ardere internă au devenit mult mai performante sub aspectul emisiilor de substanțe nocive în gazele de eșapament.

Diagramele din partea de jos indică suma totală a gazelor cu efect de seră rezultate din activitățile umane în ultimii 100 de ani. Acestea conțin 72% de bioxid de carbon, 18% metan și 9% de oxizi de azot.

Începând cu revoluția industrială din 1850 și, în special, ritmul accelerat din ultimul timp al consumului uman al combustibililor fosili a contribuit la creșterea concentrației  $\text{CO}_2$  în atmosferă de la  $\sim 280$  ppmv până la 370 ppmv, în prezent. Această creștere se estimează să atingă cota de 560 ppmv până la sfârșitul secolului XXI. Este evident că statele lumii trebuie să se

angajeze plenar în activități de ordin economic, ecologic și social privind reducerea nivelului emisiei de  $\text{CO}_2$ . Însă estimările și pronosticurile pentru perioada 1990 – 2025 vis-a-vis de emisiile globale de carbon nu sunt îmbucurătoare (fig. 1.34). Faptul că SUA a devenit astăzi cel mai mare poluant este un lucru regretabil, însă, în același timp, SUA este și cel mai mare producător al energiei verzi. Ceea ce deranjează mai mult sunt ritmurile periculoase de creștere a emisiilor de  $\text{CO}_2$  în China. În doar 20 de ani (perioada 1990–2010), cantitățile emisiilor de  $\text{CO}_2$  au crescut în China de cca 2,5 ori, în a. 2020 – va întrece SUA, iar în anul 2025 va arunca în atmosferă de 4 ori mai mult  $\text{CO}_2$  decât în a. 1990, adică o cantitate echivalentă cu emisiile de  $\text{CO}_2$  efectuate de toate celelalte țări ale globului, cu excepția SUA. Aceeași situație este și în India (v.fig.1.34). Concentrația atmosferică de bioxid de carbon a condus la creșterea temperaturii pe perioada ultimilor 1000 de ani (fig. 1.35) [17]. Nivelul  $\text{CO}_2$  (linia albastră cu ordonata din stânga) este prezentat în părți/la un

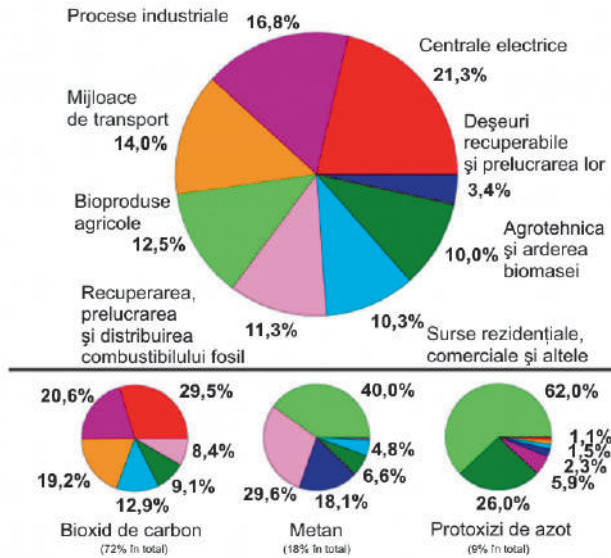


Fig. 1.33. Emisiile anuale de gaze cu efect de seră pe domenii.

milion, iar temperaturile (linia roșie, ordonată din stânga) – în grade Celsius. Informațiile privind nivelul CO<sub>2</sub> se bazează pe recordurile istorice de CO<sub>2</sub> obținute din straturile de gheață, găurite în Law Dome din Antarctica [17]. Se observă o dependență directă între creșterea concentrației de CO<sub>2</sub> în atmosferă și creșterea temperaturii medii globale. Apare, în acest caz, așa-numitul efect de seră.

Pe lângă efectul de seră, bioxidul de carbon (dar și bioxidul de sulf, **prot oxidii de azot**) mai exercită un impact extrem de negativ asupra mediului – cel de poluare a aerului și a apei – cu influențe majore asupra sănătății umane și vegetale. Studii recente au investigat cazul conform căruia creșterea concentrației atmosferice de CO<sub>2</sub> și SO<sub>2</sub> cauzează așa-numitele ploi acide, extrem de dăunătoare pentru lumea vegetală și creșterea critică a acidității apei oceanelor, care destabilizează serios ecosistemele marine.

Un alt efect negativ generat de arderea combustibililor fosili este pătrunderea în atmosferă a substanțelor radioactive, cum sunt uraniul și toriul, care se conțin în combustibilii fosili. În a. 2000, cca. 12000 t de toriu și 5000 t de uraniu au fost aruncate în atmosferă prin arderea cărbunelui. S-a stabilit că pe parcursul a.1982, în

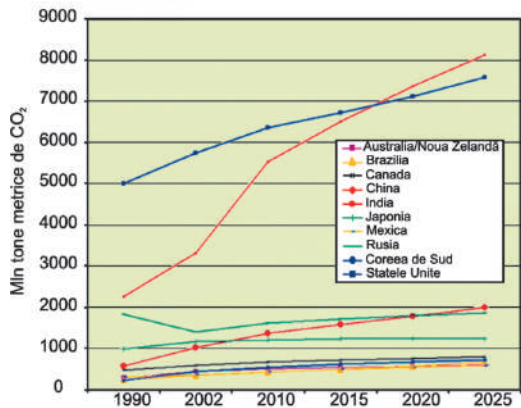


Fig. 1.34. Emisia globală de bioxid de carbon, 1990 – 2025.

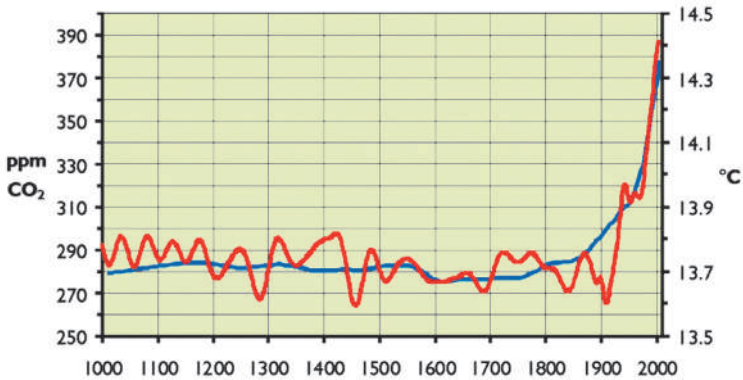


Fig. 1.35. Creșterea emisiilor globale de CO<sub>2</sub> și a temperaturii medii pe glob în ultimii 1000 de ani.

SUA, ca urmare a arderii cărbunelui, în atmosferă au pătruns de 155 ori mai multe cantități de substanțe radioactive decât în urma incidentului din a.1979 de la Centrala Nucleară de la Three Mile Island.

## 2.2. Căi de ameliorare a Terrei

Sursele de energie convenționale bazate pe petrol, cărbune și gaze naturale sunt motoare foarte eficiente ale progresului economic, însă, în același timp, pune în pericol mediul și sănătatea umană. Aceste surse tradiționale de energie, bazate pe combustibili fosili, fac să crească esențial presiunea asupra mediului ambiant, afectând clima în mod grav. Efectele de seră care conduc la încălzirea globală a climei Planetei, ploile acide tot mai frecvente, provocate de creșterea concentrațiilor atmosferice ale gazelor emise la arderea combustibililor fosili (CO<sub>2</sub>, SO<sub>2</sub>, NO<sub>2</sub> ș.a), așa-numitele cataclisme naturale (deși unele din ele nu mai sunt naturale, fiindcă sunt provocate de activitățile umane), care au consecințe dezastruoase: uragane, tornade, inundații, secete etc. sunt simptome ale unei maladii grave a planetei. În fig. 1.36 se prezintă două fragmente din natură: cel din stânga – fără prezența gazelor cu efect de seră; în dreapta – același fragment privit prin ceața gazelor poluante și altor substanțe, rezultate din activitățile umane. Deci, organismul pe nume Terra este un organism viu și grav bolnav. Ce măsuri ar trebui întreprinse pentru a salva acest organism sau, cel puțin, pentru a stagna dezvoltarea maladii? Acum este clar că orice efort de a menține nivelul concentrației atmosferice de CO<sub>2</sub> sub cota de 550 ppmv nu poate să se bazeze pe o economie bazată pe petrol și cărbune. Una dintre cele mai realizabile măsuri ar fi reducerea emisiilor de gaze cu efect de seră în atmosferă. Sursa de bază de poluare a atmosferei cu gaze cu efect de seră și alte substanțe nocive în majoritatea țărilor industrial dezvoltate este producerea energiei electrice prin arderea combustibililor fosili. Deoarece consumul de energie electrică va crește în mod constant una din soluții ar fi utilizarea surselor alternative de energie. Diversificarea energiilor devine un imperativ foarte important din punct de vedere ecologic.



**Fig. 1.36.** Fragment de landsaft privit prin obiectivul curat (stânga) și prin ceața gazelor și altor substanțe poluante.

Aceste energii alternative se numesc energii regenerabile. Cele mai cunoscute surse regenerabile de energie sunt: energia solară (directă, fotovoltaică și termică), eoliană (ca o derivată a energiei solare), hidroelectrică (prin utilizarea energiei potențiale și cinetice a apei), geotermală, bioenergia ș.a. Energiile regenerabile practic sunt lipsite de acest efect negativ de poluare a mediului. Dezvoltarea, însă, a sistemelor de conversie a energiilor regenerabile necesită o susținere financiară de moment. De aceea, dezvoltarea energiilor regenerabile necesită o susținere din partea guvernelor. Din păcate, în unele țări din Europa există un lobby al marilor firme producătoare, de distribuire și de consum de combustibili fosili, care marginalizează dezvoltarea surselor regenerabile de energie. Chiar din tabelul 1.6, elaborat de organizația

**Tabelul 1.6.** Subsidii anuale directe plătite de UE și guvernele europene pentru producerea energiei - în milioane dolari SUA.

Țări	Combustibilii fosili	Energia nucleară	Energia regenerabilă
UE	520,7	428,3	131,3
Austria	4,7	1,4	35,7
Belgia	61,6	146,8	5,5
Danemarca	368,2	2,8	108,8
Finlanda	68,7	8,9	129,0
Franța	280,5	563,3	459,3
Germania	6890,4	314,6	149,3
Grecia	1,3	0	5,2
Irlanda	32,4	0	5,6
Italia	11,0	147,3	37,1
Luxemburg	0	0	6,9
Olanda	31,0	48,0	88,4
Norvegia	20,7	7,6	5,8
Portugalia	4,5	3,0	1,6
Spania	705,5	40,0	68,3
Suedia	3,4	15,9	56,5
Elveția	13,7	61,1	104,0
Marea Britanie	1217,9	2885,9	94,9
<b>TOTAL</b>	<b>10236,3</b>	<b>4674,8</b>	<b>1493,2</b>

**Sursa:** Subsidii energetice în Europa, raport prezentat de Greenpeace.

Greenpeace relevă că guvernele majorității țărilor europene au plătit subsidii anuale directe pentru producerea energiilor tradiționale. Doar câteva țări, cum sunt Austria, Finlanda, Grecia, Luxemburg, Olanda, Suedia, Elveția, au acordat pentru energiile regenerabile subsidii mai mari decât pentru combustibilii fosili și energia nucleară. Țara care a acordat cele mai mari subsidii pentru energiile regenerabile (459,3 mln \$) este Franța. Descoperirea unor noi surse alternative de energie, mărirea eficienței sistemelor de conversie a energiilor regenerabile cunoscute reprezintă o sursă sigură de reducere a emisiilor de gaze cu efect de seră în atmosferă și de vindecare lentă a Terrei. Conform datelor Greenpeace, subsidiile istorice au fost: între 1950 și 1990 UE și guvernele naționale au plătit în jur de 32 mlrd dolari pentru dezvoltarea energiei nucleare; între 1978 și 1990 ei au plătit 8,6 mlrd dolari pentru dezvoltarea energiilor regenerabile.

Ca măsuri prioritare în politica mediului promovate de UE și guvernele naționale, Greenpeace consideră următoarele:

- întreruperea subsidiilor industriilor energetice nucleare, bazate pe combustibilii fosili;
- transferarea acestor fonduri către programele care ar accelera elaborarea tehnologiilor energiilor regenerabile, comercializarea lor și conservarea energiei;
- prezentarea tuturor subsidiilor directe și indirecte ale energiilor.

Un pas important în direcția însănătoșirii mediului este negocierea în anul 1997 a Protocolului de la Kyoto privind limitarea emisiilor de gaze cu efect de seră (GES) și altor substanțe poluante, care sunt „*vinovați*” de schimbarea globală a climei pe Terra. Din păcate, țara cu cele mai mari emisii de gaze cu efect de seră – SUA – nu a semnat Protocolul de la Kyoto care, de altfel, expiră în 2012. Actualmente se fac pregătiri pentru Acordul Kyoto II care, probabil, va avea o importanță majoră pentru politica globală a mediului. Republica Moldova a aderat la acest protocol la 22 aprilie 2003, care a intrat în vigoare din 16 februarie 2005. De asemenea, Republica Moldova este semnatară a 18 convenții internaționale de mediu, printre care „*Convenția asupra poluării atmosferice transfrontaliere la distanțe lungi*”; „*Convenția-cadru a ONU cu privire la schimbarea climei*”; „*Convenția ONU privind combaterea deșertificării în țările afectate de secetă și/sau deșertificare*”; „*Convenția de la Viena privind protecția stratului de ozon*” ș.a. [13]. Se implementează sistemul de instruire și educație ecologică la toate nivelele de instruire, inclusiv la cel universitar și postuniversitar. Lucrarea de față se încadrează perfect în acest sistem.

O altă măsură de protecție a mediului ambiant, eficientă în cazul imposibilității întreruperii temporare a arderii combustibililor fosili pentru obținerea energiei electrice este elaborarea sistemelor moderne de capturare și dispersare a bioxidului de carbon (fig. 1.37).

Pe fondul acestei situații energetice și ecologice globale se poate concluziona că economia de energie realizată prin programe de eficiență energetică poate fi con-

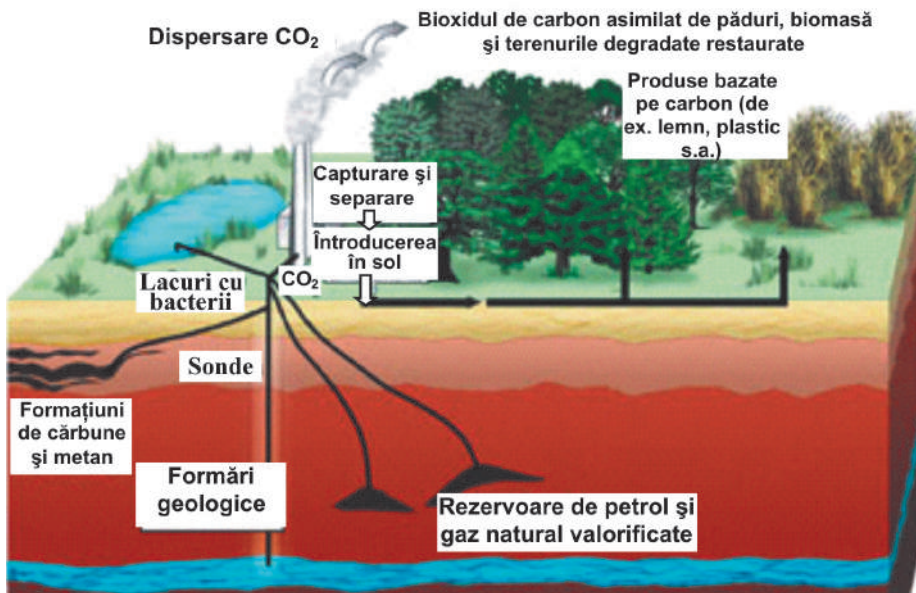


Fig. 1.37. Schema dispersării bioxidului de carbon.

siderată (deși impropriu spus) o sursă de energie, total nepoluantă și gratuită. Nu trebuie confundată noțiunea de eficiență energetică sau de economie de energie cu lipsa de confort a consumatorului. Consumul optim de energie definește un cadru larg de soluții de reducere a pierderilor de energie (atât în faza de producție, cât și în cea de transport, distribuție și consum), de înlocuire a instalațiilor și echipamentelor uzate fizic și moral, foarte energofage, de eliminare a consumurilor neraționale și nejustificate de energie etc. Nu trebuie neglijat aspectul ecologic, pe care îl prezintă programele de economie și conservare a energiei prevăzute de noua politică energetică mondială, fiindcă cea mai mare parte din cantitățile de noxe evacuate anual în atmosferă prin activități umane se datorează combustiei combustibililor fosili (peste 22,5 miliarde tone CO<sub>2</sub> anual la nivel mondial). Realizarea unei economii de doar cu 1% a consumului de energie ar conduce la reducerea cantității emise de CO<sub>2</sub> cu cea 2,3 mlrd tone.

### 3. Energia regenerabilă și dezvoltarea durabilă a societății

#### 3.1. Potențialul energetic teoretic, tehnic și economic

În contrast cu combustibilii fosili și cel nuclear, epuizabili și care, în esență, sunt surse stocate de energie, formate pe parcursul a multor milioane de ani, sursele regenerabile de energie (SRE) sunt definite ca *“energii obținute din fluxurile existente în mediul ambiant și care au un caracter continuu și repetitiv”* [23]. Spre deosebire de cea regenerabilă, energia combustibililor fosili este încorporată (legată) și ea poate fi eliberată numai în urma unei anumite activități a omului. Prin eliberarea energiei stocate în combustibilii fosili sau cei nucleari nu doar că se poluează mediul ambiant cu deșeuri și se amplifică efectul de seră, ci se contribuie la poluarea

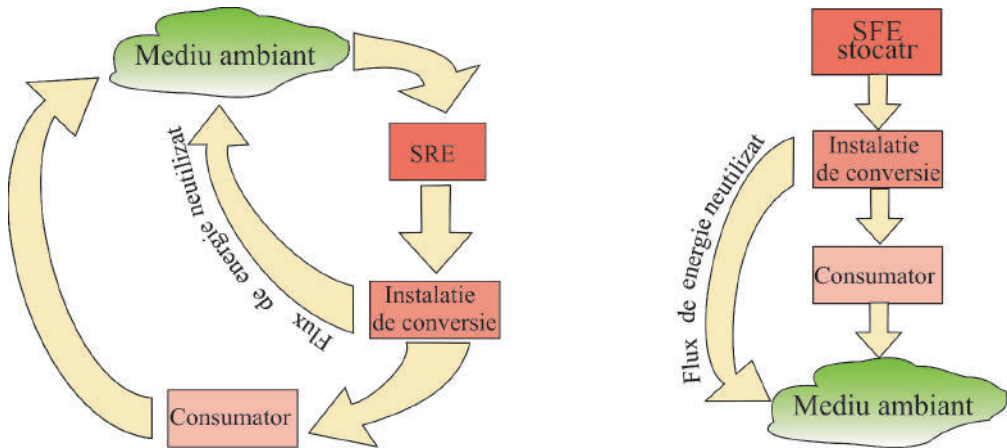


Fig. 1.38. Circulația fluxurilor de energie: a) regenerabilă; b) din surse fosile.

termică a mediului. Aceste două deosebiri esențiale sunt redată în fig. 1.38. Fluxul de energie regenerabilă are un caracter închis, iar cel de energie fosilă – deschis. În cazul folosirii SRE, fluxul de energie provenit din mediul ambiant se transformă cu ajutorul instalației de conversie într-o altă formă de energie, necesară consumatorului, și apoi se reîntoarce (conform legii conservării energiei cantitatea de energie rămâne neschimbată) în același mediu, echilibrul termic al acestuia nefiind afectat. Dacă se utilizează o sursă fosilă de energie (SFE), energia înmagazinată în combustibil este eliberată în instalația energetică, utilizată de consumator și apoi emisă în mediul ambiant, provocând o poluare termică a acestuia. Totodată, se elimină și bioxidul de carbon, ca produs al arderii carbonului, înmagazinat de milioane de ani în combustibilii fosili.

**Energia solară – sursă regenerabilă de energie principală.** În funcție de proveniența lor, SRE se clasifică în două grupe: prima include energia solară și deriva-

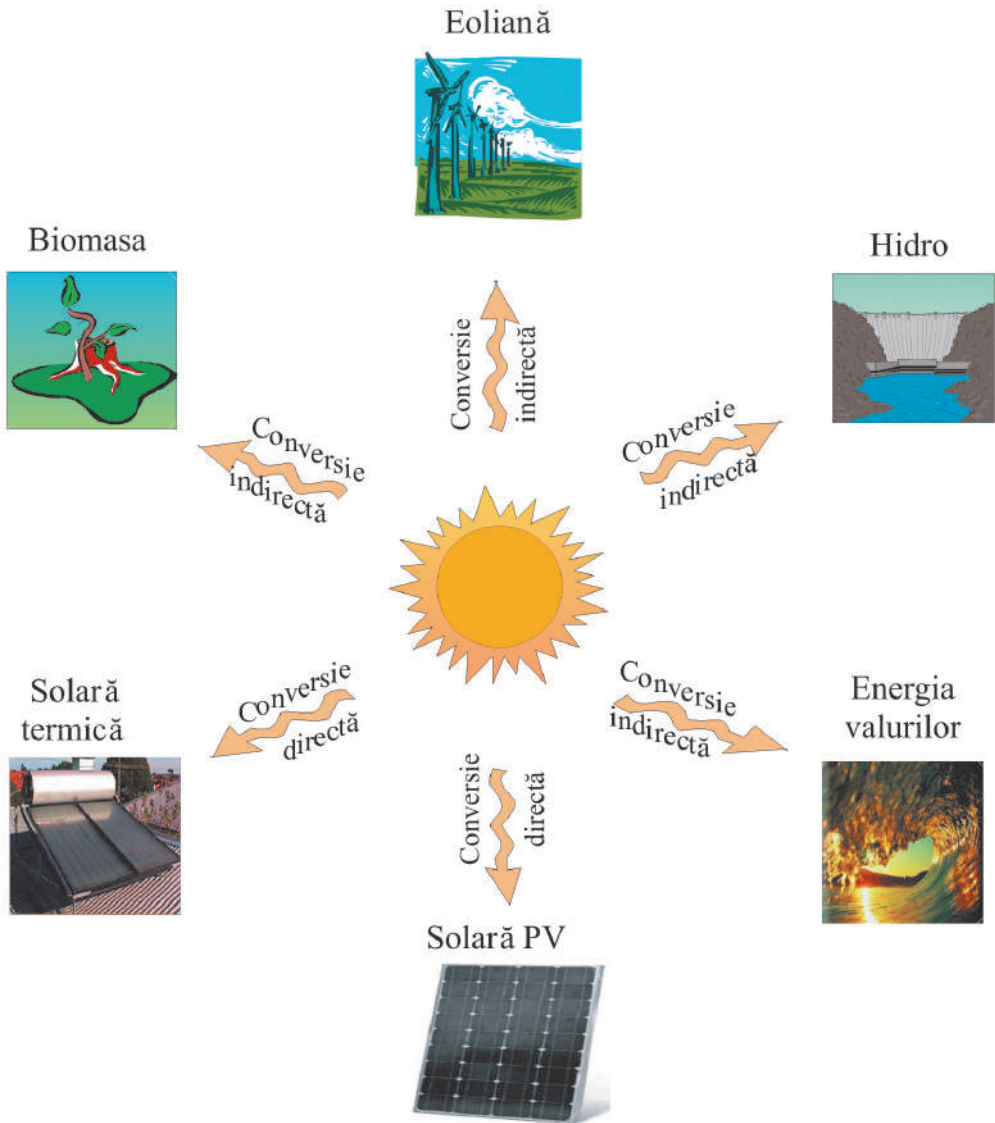


Fig. 1.39. Formele principale ale energiei solare.

tele acestea – eoliană, hidraulică, energia biomasei, valurilor maritime și termică a oceanului planetar. În fig. 1.39 sunt prezentate formele principale de energie solară: termică și fotovoltaică (PV) obținute prin **conversia directă** a radiației solare în căldură sau, respectiv, electricitate și celelalte forme de energie obținute **indirect** din cea solară. Aici nu este prezentată energia termică a oceanului planetar, a cărei tehnologie se află la o etapă incipientă de dezvoltare. Soarele, ca sursă de energie, caracteristicile radiației solare în spațiul extraterestru și la suprafața solului, metodele de calcul ale radiației solare disponibile sunt prezentate în capitolul 2. A doua



grupă de SRE nu este de origine solară și include doar două tipuri de energii – geotermală și energia mareelor. Absorbită direct de colectoare solare, radiația solară poate produce apă caldă, poate încălzi spații, poate usca plante medicinale, fructe și legume. Edificiile pot fi proiectate și construite astfel încât mai multă energie solară să fie captată pentru încălzire și iluminat. Acest concept stă la baza așa-numitei tehnologii de **utilizare pasivă** a energiei solare. Fiind concentrată cu ajutorul reflectoarelor speciale, radiația solară poate genera energie termică la temperaturi mai mari de 300°C care, la rândul său, poate fi folosită pentru producerea energiei electrice. Astfel de **centrale termice solare** se află în exploatare comercială în SUA. Tehnologia de conversie, în care radiația solară este transformată direct în energie termică este numită adesea **energie solară termică**. Problemele legate de această tehnologie sunt prezentate în capitolul 2.

Radiația solară poate fi transformată direct în energie electrică cu ajutorul modulelor fotovoltaice. În ultimii 10 ani, **tehnologia solară PV** s-a dezvoltat cu un dinamism extraordinar, rata de creștere anuală variind între 25 – 40%. Prețurile modulelor PV sunt în descreștere. Tehnologiile noi de producere a celulelor și modulelor PV, integrate în acoperișul caselor, vor schimba în următorii ani conceptul actual de alimentare cu energie electrică a caselor de locuit. Conversia fotovoltaică a energiei solare este examinată în capitolul 2.

Diferența de temperatură a maselor de aer conduce la o diferență de presiune și, ca urmare, apar curenți enormi de aer îndreptați spre zonele polare sau, altfel spus, apare vântul, care poate fi transformat în energie mecanică cu ajutorul turbinelor eoliene. **Energia eoliană** este descrisă în capitolul 4. În ultimii 20 de ani, tehnologia eoliană s-a dezvoltat la o scară largă și se consideră cea mai avansată dintre toate, așa-numitele tehnologii de conversie a energiilor regenerabile “noi”.

**Energia hidraulică** există sub două forme: energie potențială (de cădere a apei, de regulă, cu construirea barajelor) și cinetică (de curgere a apei, fără construirea barajelor). **Energia hidraulică** este descrisă în capitolul 3. În ultimii ani, sistemele de conversiune a energiei cinetice a apei au cunoscut un nou salt de dezvoltare, legat în special de optimizarea parametrilor de eficiență de conversie a organului de lucru (rotorului). Republica Moldova cu cele trei râuri – Nistru, Prut și Răut – dispune de această sursă de energie.

Forțele de frecare dintre curenții de aer și suprafața apei mărilor și oceanelor generează valuri care posedă energie cinetică. Tehnologia de conversie a **energiei valurilor** este la început de cale. În unele țări ca Anglia, Franța ș.a. au fost elaborate și realizate deja proiecte demonstrative.

Sursele regenerabile de energie sunt cele mai importante surse alternative de energie care pot fi considerate „*energia viitorului*”. Atunci când savanții vor stabili limitele posibilităților tehnologiilor energiilor regenerabile, eficiența și costurile sistemelor de conversie, vom putea renunța la utilizarea energiilor generate din ar-

derea combustibililor fosili. Apare însă întrebarea: care sunt rezervele mondiale ale energiilor regenerabile? Conform estimărilor efectuate, rezervele energiilor regenerabile sunt enorme (fig. 1.40) [24]. Desigur, nu toată această cantitate de energie poate fi con-

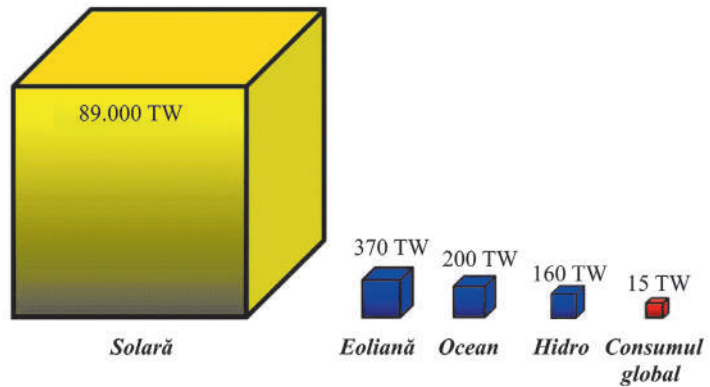


Fig. 1.40. Potențialul energetic solar și eolian.

vertită. Există noțiunea de potențial energetic teoretic, tehnic și economic. Cel mai mare potențial teoretic este atribuit energiei solare, care atinge o cantitate enormă – 89000TW. Energia eoliană – o derivată a energiei solare – se află pe locul doi, cu 370 TW. Energia globală a valurilor mării atinge cota de cca 200 TW, atunci când consumul global actual este de cca 15 TW. Necesitățile globale de energie ar putea fi satisfăcute doar de: 0,0002% din energia solară; 0,04% din energia eoliană; 0,01% din energia valurilor mării. Potențialul tehnic al surselor regenerabile nominalizate reprezintă cantitatea maximă de energie convertită, asigurată de sistemele tehnice și este stabilită de gradul actual de eficiență al sistemelor. Potențialul energetic economic reprezintă cantitatea de energie convertită, care este argumentată din punct de vedere economic.

Sistemele de conversiune a energiilor regenerabile posedă multifuncționalitate, în special, în cazul consumatorilor izolați. Diagrama din fig. 1.41 prezintă atât posibilități de transformare a energiei regenerabile în alte forme, cât și de stocare a ei (de ex., pomparea apei în rezervoare în perioada când energia electrică nu este solicitată sau producerea hidrogenului etc.).

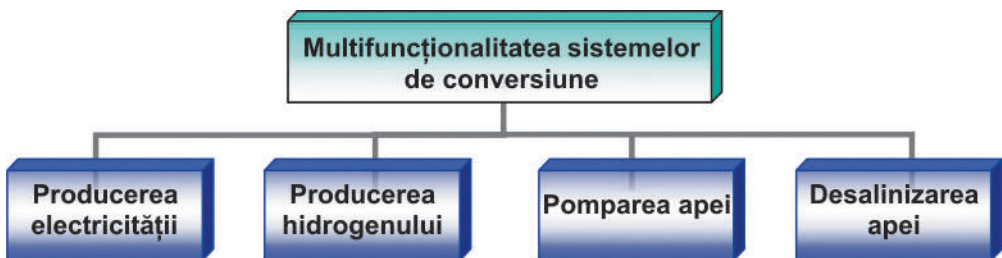


Fig. 1.41. Diagrama domeniilor posibile de utilizare a energiilor regenerabile.

### 3.2. Energia regenerabilă la nivel global – prezent și viitor

Energia regenerabilă a fost folosită de om începând din cele mai vechi timpuri. Arderea biomasei pentru încălzire și iluminare a fost practică încă de la începuturile istoriei, fără a menționa utilizarea alimentelor organice ca energie pentru supraviețuire. Morile de vânt și cele de apă au exploatat resursele naturale pe parcursul deceniilor, fiind cea mai timpurie sursă de obținere a energiei pentru agricultură și procesele industriale la scară mică.

Tehnologiile moderne de conversie a surselor regenerabile au istorii diferite. Începuturile dezvoltării tehnologiilor eoliene pot fi atribuite sfârșitului sec. al XIX-lea, în Danemarca. Interesul față de aceste tehnologii a atins nivelul optim pe parcursul celor două războaie mondiale, din cauza limitării accesului la combustibilii fosili. Începând cu anii 1950, celulele fotovoltaice (solare) au cunoscut investiții datorită utilizării lor fulminante în sistemele spațiale de zbor, cu rezultate aplicabile în tehnologia și știința materialelor, urmate de reducerea prețurilor până la nivelul acceptat de consumatori. Motivația de bază pentru expansiunea energiilor regenerabile vine o dată cu crizele petrolului din 1973 și 1979 – '80. Beneficiind de susținerea liderilor politici, în diferite țări a crescut suportul cercetărilor și dezvoltării unor noi tehnologii. Jimmy Carter a fost primul politician care s-a orientat către utilizarea energiei solare ca răspuns la criza energetică din 1973. Tehnologiile eoliană, a valurilor mării și solară au beneficiat de investiții o dată cu creșterea nivelului lor de aplicare.

Uniunea Europeană este, de asemenea, într-o situație dificilă, deoarece prin importurile de 82% de petrol și 57% de gaz, este lider mondial în acest plan. Cu o valoare a raportului „*rezerve/consum*” (R/C) egal cu 3,0 (un coeficient foarte redus conform standardelor mondiale), Uniunea Europeană este expusă unei vulnerabilități energetice, fapt ce o determină să caute căi de ameliorare a securității energetice.

Energia regenerabilă este energia derivată din surse care sunt regenerative și pentru toate aplicațiile practice nu poate fi epuizate. Actualmente, sursele regenerabile de energie contribuie cu aproximativ 18,4% la consumul uman global de energie. Sursa primară de energie regenerabilă este radiația solară, adică energia solară.

Energiile solară, eoliană și hidraulică sunt utilizate tradițional pe larg în țările dezvoltate și în curs de dezvoltare. Însă, producerea în masă a electricității, folosind sursele regenerabile de energie, a început relativ recent, reflectând tratatele majore privind schimbarea climei și poluarea, epuizarea combustibililor fosili și riscurile sociale, politice și de mediu ale combustibililor fosili și ale energiei nucleare. Mai multe țări și organizații promovează energiile regenerabile prin subsidiere și reduceri de taxe.

Trecerea la tehnologiile bazate pe energii regenerabile este dictată atât de creșterea continuă a prețurilor la petrol și gaz (fără șanse de a se micșora în viitor), cât și de conștientizarea problemelor legate de schimbarea climei globale. În ultimii 30 de ani, sistemele energetice solare și eoliene s-au dezvoltat rapid, reducând substanțial

costurile capitale și ale energiei generate, continuând îmbunătățirea performanțelor sistemelor. De fapt, prețurile combustibililor fosili și ale energiei regenerabile, precum și costurile sociale și de mediu mereu crescânde au favorizat evoluția rapidă și pe scară largă a diseminării și dezvoltării piețelor pentru energiile regenerabile.

Dezvoltarea și utilizarea surselor regenerabile de energie introduce o diversitate a piețelor de consum ale energiei, contribuie la securizarea pe termen lung a satisfacerii energetice durabile, contribuie la reducerea emisiilor atmosferice locale și globale și propune opțiuni comerciale atractive pentru promovarea serviciilor specifice în satisfacerea necesităților energetice, în particular, în țările în curs de dezvoltare și mediul rural, ajutând la crearea unor noi oportunități privind deschiderea locurilor de muncă.

Cum este divizată această energie regenerabilă pe tipuri de surse regenerabile? Un tablou concludent al acestei distribuții este prezentat în diagrama din fig. 1.42. În prezent, energiile regenerabile sunt dominate de macrohidroenergetică și biomasă, utilizată în calitate de combustibil pentru pregătirea hrănilor și încălzire, în special în țările în curs de dezvoltare din Africa, Asia și America Latină. Sursele de energie regenerabile noi (solară, eoliană, geotermală și microhidroenergetică) contribuie doar cu aproximativ 2%. Un număr important de studii și de scenarii au investigat contribuția surselor regenerabile de energie la satisfacerea necesităților globale în energie, indicând că în prima jumătate a secolului XXI contribuția ei va crește de la 20 până la 50%.

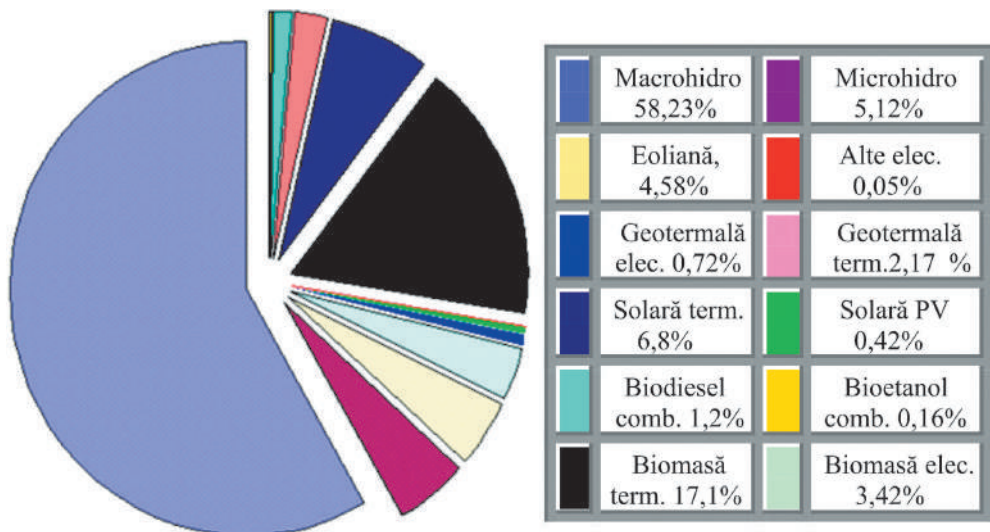


Fig. 1.42. Energia regenerabilă globală în 2005.

80% din cerințele energetice în societățile industriale vestice sunt focusate pe încălzirea și deservirea clădirilor și acționarea vehiculelor (automobile, trenuri, avioane). Majoritatea surselor regenerabile sunt orientate spre generarea electricității. Islanda

este lider mondial în energii regenerabile datorită abundenței surselor de energie hidro- și geotermale. Aproximativ 99% din electricitatea țării este obținută din surse regenerabile, iar majoritatea încălzirii casnice urbane este de origine geotermală. Liderii producerii energiei “verzi” sunt prezentați în tabelul 1.7. Se observă că SUA este prezentă pe locurile 1 – 3 în toate cele 4 nominații: energiile hidro-, geotermală, eoliană și solară fotovoltaică. Acest fapt o scutește parțial de povara pe care o poartă, fiind cel mai mare consumator de energie și cel mai important factor de creștere a nivelului concentrației de gaze cu efect de seră.

**Tabelul 1.7.** Țările-lider în producerea electricității regenerabile (2000).

Nr.crt.	Hidro-	Geotermală	Eoliană	PV Solară
1	Canada	SUA	Germania	Japonia
2	SUA	Filipine	SUA	Germania
3	Brazilia	Italia	Spania	SUA
4	China	Mexic	Danemarca	Australia
5	Rusia	Indonezia	India	Olanda

Danemarca este liderul inițial în generarea energiei eoliene și rămâne națiunea cu cel mai mare nivel de producere a energiei eoliene pe cap de locuitor. Germania a început să își construiască capacitatea sa eoliană mai târziu – mijlocul anilor 1990 – cu aplicarea unor subsidii generoase și acum dispune de cca o treime din capacitatea globală generatoare de energie electrică eoliană. Spania s-a situat mai mult pe locul doi în generarea energiei electrice eoliene, însă în anul 2002 este întrecută de SUA, care a devenit a doua națiune cu cel mai înalt nivel al capacității instalate de energie eoliană. Acest lucru reiese și din tabelul 1.8, care prezintă topul primelor 5 programe de utilizare a energiei verzi, stabilit de Departamentul de Energie al SUA. Sursa de energie regenerabilă comună în topul celor 5 programe este energia eoliană.

**Tabelul 1.8.** Topul a 5 programe de utilizare a energiei verzi, stabilit de Departamentul de Energie al SUA.

Nr. crt.	Programul	Resursele utilizate	Producere mln. kWh/an
1.	Austin Energy	Eoliană, gaz natural	435,1
2.	Portland General Electric	Geotermală și hidro-, eoliană	339,6
3.	PacifiCorp	Eoliană, biomasă, solară	234,2
4.	Florida Power & Light	Biomasă, Eoliană, solară	224,6
5.	Sacramento Municipal Utility District	Eoliană, gaz natural, micro-hidro, solară	195,1

Aceste acțiuni încurajatoare ale Departamentului de Energie al SUA au făcut ca în anul 2004, 6% din energia totală a SUA să provină din surse regenerabile de energie. În Israel, majoritatea caselor locative sunt alimentate cu apă caldă obținută din energia solară și se dezvoltă noi tehnologii pentru generarea energiei regenerabile

din deșeuri. Dinamica creșterii energiilor geotermale în perioada 1990 – 2005 este prezentată în tabelul 1.9.

**Tabelul 1.9.** Capacități generatoare instalate de energii geotermale.

Țara	1990 MWe	1995 MWe	2000 MWe	2005 MWe
China	19,2	28,78	29,17	28
Salvador	95	105	161	151
Islanda	44,6	50	170	202
Indonezia	144,75	309,75	589,5	797
Italia	545	631,7	785	790
Japonia	214,6	413,71	546,9	535
Kenia	45	45	45	127
Mexic	700	753	755	953
Noua Zelandă	283,2	286	437	435
Nicaragua	35	70	70	77
Filipine	891	1227	1909	1931
Rusia (Kamceatka)	11	11	23	79
SUA	2774,6	2816,7	2228	2544
<b>Total</b>	<b>5831,72</b>	<b>6833,38</b>	<b>7974,06</b>	<b>8912</b>

### 3.3. Experiența țărilor europene în promovarea și utilizarea SRE

Unele țări, precum Danemarca, Olanda, Franța, Germania, au vechi tradiții în conversia energiilor regenerabile, în special a celor eoliene și hidraulice. Luată în ansamblu, Uniunea Europeană pune, de asemenea, accent pe utilizarea energiilor regenerabile, ca o alternativă a energiilor convenționale. Lansarea unei Strategii globale pentru țările UE cu privire la dezvoltarea, promovarea și implementarea SRE a avut loc în perioada anilor '90 ai secolului trecut. Lipsa unei Strategii coerente și transparente cu obiective bine definite și ambițioase prezintă un obstacol serios în calea pătrunderii SRE; ele nu puteau să influențeze câtuși de puțin balanța energetică a Comunității. Primul pas spre elaborarea Strategiei a fost lansarea în 1996 a primei versiuni a Strategiei în așa-numita Carte Verde [25]: *“Énergie pour l’avenir: les sources d’énergie renouvelables”*, care a fost expusă unei largi dezbateri publice, începând cu anul 1997. Cartea Verde a provocat reacții numeroase din partea instituțiilor comunitare, guverne și organisme naționale, a întreprinderilor și asociațiilor interesate cu privire la SRE. Pe parcursul acestei perioade de consultații, Comisia Europeană a organizat două conferințe, la care au fost discutate o serie de probleme formulate și propuneri elaborate. După dezbaterile publice asupra Cărții Verzi a fost redactată Strategia finală expusă în Cartea Albă [26]: *Livre Blanc: “Énergie pour l’avenir: les sources d’énergie renouvelables. Une stratégie et un plan d’action communautaires”*.

Obiectivele strategice ale UE. În Cartea Albă a UE au fost prezentate viziunile cu privire la obiectivele și politica comunitară în ceea ce privește energia și mijloacele necesare atingerii acestora. Se preconizează trei obiective principale pentru politica energetică:

- consolidarea competitivității;
- securitatea aprovizionării cu surse energetice;
- protecția mediului.

Promovarea SRE este specificată ca unul din factorii determinanți pentru atingerea obiectivelor menționate. Fiind indigene, SRE vor avea un rol important în micșorarea nivelului dependenței de import, vor avea un efect pozitiv în creșterea securității aprovizionării. În anul 1995, dependența UE de importul surselor energetice era de 50%; dacă nu vor fi întreprinse măsuri, către 2020 această dependență va fi de 70%.

Obiectivul principal al Strategiei este asigurarea a 12-15% din consumul intern brut, către anul 2010, din surse regenerabile. În comparație cu anul 1997, cota-parte a SRE se va dubla. Din SRE se va produce 23,5% din volumul total de energie electrică. Cea mai mare rată de creștere va reveni energiilor: fotovoltaică – de 130 ori, eoliană – de 19 ori, solară termică (captatoare solare) – de 15,4 ori. Trei tipuri de SRE – biomasă, hidro și eoliană au cea mai mare pondere atât în consumul brut de energie, cât și în producerea de energie electrică (v. tabelele 1.10, 1.11). Comparativ cu anul 1995, în 2010 se preconizează ca energiile regenerabile să atingă cota de 675 TWh, ceea ce va prezenta 23,5% din produsul total de energie, adică va avea o creștere de cca 70% (tabelul 1.10).

**Tabelul 1.10.** Producerea existentă și de viitor a electricității regenerabile în UE conform Comisiei Europene din 1997.

Tipul energiei	1995		2010	
	TWh	% din total	TWh	% din total
Energie eoliană	2,00	0,20	83,00	2,80
Energie hidrolică	307,00	13,00	355,00	12,40
Energie solară	0,03	–	3,00	0,10
Energia biomasei	22,50	0,95	230,00	8,00
Energia geotermală	3,50	0,15	7,00	0,20
Total energii regenerabile	337,00	14,30	675,00	23,50
<b>Total</b>	<b>2366,00</b>	<b>–</b>	<b>2870,00</b>	<b>–</b>

Aceste succese ale țărilor sunt parțial bazate pe avantajele lor geografice, însă este de notat că Germania nu posedă resurse de energie eoliană bune (resurse mai mari posedă, de exemplu, Marea Britanie, unde succesele sunt mult mai modeste), dar alți factori au avut un rol important în atingerea acestui nivel în conversia energiei eoliene și altor energii regenerabile.

Astăzi, conversia energiilor regenerabile poate fi mai extensivă decât arderea combustibililor fosili. Tehnologiile de utilizare a combustibililor fosili sunt bine cunoscute, atunci când mai multe tehnologii regenerabile sunt noi. Au loc discuții aprinse între politicieni și oameni de știință referitor la cel mai optim mecanism sau îmbinare de mecanisme pentru atingerea scopurilor politicii energiilor regenerabile.

**Tabelul 1.11.** Consumul brut de energii regenerabile în Uniunea Europeană, Mtep.

Tipuri de energii	Consum 1995				Proгноza consumului în anul 2010			
	Mtep	%	Norma de substituire	%	Mtep	%	Norma de substituire	%
<b>Consum total brut</b>	<b>1366</b>	<b>100</b>	<b>1409</b>	<b>100</b>	<b>1583</b>	<b>100</b>	<b>1633</b>	<b>100</b>
Eoliană	0,36	0,02	0,9	0,06	6,9	0,44	17,6	1,07
Hidro:	26,4	1,9	67,5	4,8	30,55	1,98	78,1	4,78
• mari;	23,2	–	59,4	–	25,8	–	66	–
• mici.	3,2	–	8,1	–	4,75	–	12,1	–
Fotovoltaică	0,002	–	0,006	–	0,26	0,02	0,7	0,05
Biomasă	44,8	3,3	44,8	3,12	135	8,53	135	8,27
Geotermică	2,5	0,2	1,2	0,1	5,2	0,33	2,5	0,15
• energie electrică;	2,1	–	0,8	–	4,2	–	1,5	–
• energie termică.	0,4	–	0,4	–	1,0	–	1,0	–
Solară termică	0,26	0,02	0,26	0,02	4	0,25	4	0,24
<b>Total SRE</b>	<b>74,3</b>	<b>5,44</b>	<b>114,7</b>	<b>8,1</b>	<b>182</b>	<b>11,5</b>	<b>238,1</b>	<b>14,6</b>
Solară pasivă	–	–	–	–	35	2,2	35	2,1

Nu puțini sunt cei care consideră că energiile regenerabile nu sunt eficiente din punct de vedere al costului. Aceasta este din cauză că prețurile combustibililor fosili nu includ costurile actuale și de viitor ale schimbărilor ecologice globale [27]. De asemenea, eforturile depuse pentru extragerea petrolului de la mari adâncimi sunt în creștere, iar costurile tehnologiilor energiilor regenerabile se vor reduce o dată cu creșterea investițiilor și expansiunea capacităților [28].

În România, potențialul hidroenergetic valorificat al principalelor râuri este relativ ridicat (fig. 1.43). Potențialul hidroenergetic în România este estimat la 40TWh, din care 12 TWh sunt valorificați. 362 de hidrocentrale cu o capacitate instalată de 6120 MW reprezintă 27,9% din capacitatea totală instalată a sistemului energetic din România. El se exprimă în amenajări de mare putere și de mică putere (sub 10 MW/unitate hidro):

- amenajări de putere mare (34000 GWh/an);
- amenajări de putere mică (6000 GWh/an).

Amenajările hidroenergetice de putere mică – până la 3,6 MW – se împart în:

- centrale hidroelectrice de putere mare (UHE) – unități hidroelectrice cu o putere egală sau mai mare de 3600 kW;



- unități hidroelectrice cu puterea unitară sub 3.600 kW, diferențiate în trei sub-categorii:
  - unități hidroelectrice de putere mică (CHEMP) cu putere instalată între 200 kW și 3600 kW;
  - microhidrocentrale (MHC) cu putere instalată între 20 kW și 200 kW;
  - unități hidroelectrice artisanale (CHA) cu putere instalată mai mică de 20 kW.

Oportunitățile pentru dezvoltarea hidroenergeticii în România sunt foarte mari. Aproximativ 5000 de localități din România sunt favorabile pentru hidroenergetica la scară mică.

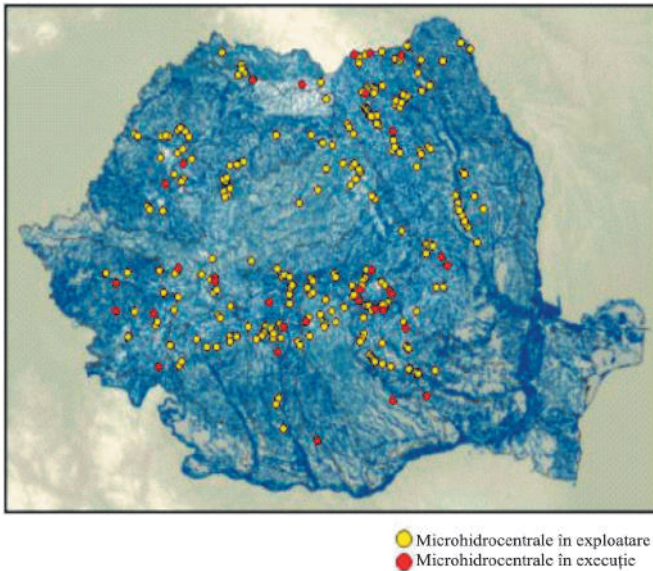


Fig. 1.43. Potențialul hidroenergetic în România.

Majoritatea politicilor energiilor regenerabile conțin stimularea piețelor, iar aceasta cere diferite tehnologii cu eficiență sporită și costuri reduse. Au fost aplicate mai multe mecanisme ale politicii energetice, dar mecanismele cele mai utilizate au fost mecanismul de cotă, mecanismul contractual, mecanismul tarifelor fixe și aplicarea taxelor creditare. Mecanismul de cotă, uneori cunoscut ca Portofoliu Standard de Regenerabile

(PSR), indică guvernelor să oblige companiile și alți consumatori de a utiliza o parte din electricitatea consumată din surse regenerabile. Companiile care se eschivează de la această obligațiune sunt obligate să plătească o amendă pentru fiecare unitate de electricitate. Aceasta conduce la creșterea capacităților energiilor regenerabile și, în rezultat, la scăderea prețurilor. Mecanismul este utilizat în majoritatea statelor SUA, de asemenea, în Marea Britanie, Italia, Belgia și alte țări europene. În SUA, mecanismul este aplicat la nivel statal.

Mecanismele contractuale se exprimă prin faptul că autoritățile guvernamentale obligă companiile să accepte energia electrică produsă din surse regenerabile în baza unui contract guvernamental. Exemple de astfel de mecanisme în practică sunt Obligațiunea Non Combustibil Fossil (ONCF) din Marea Britanie, Solicitarea Energiilor Alternative (SEA) din Irlanda și EOLE din Franța.

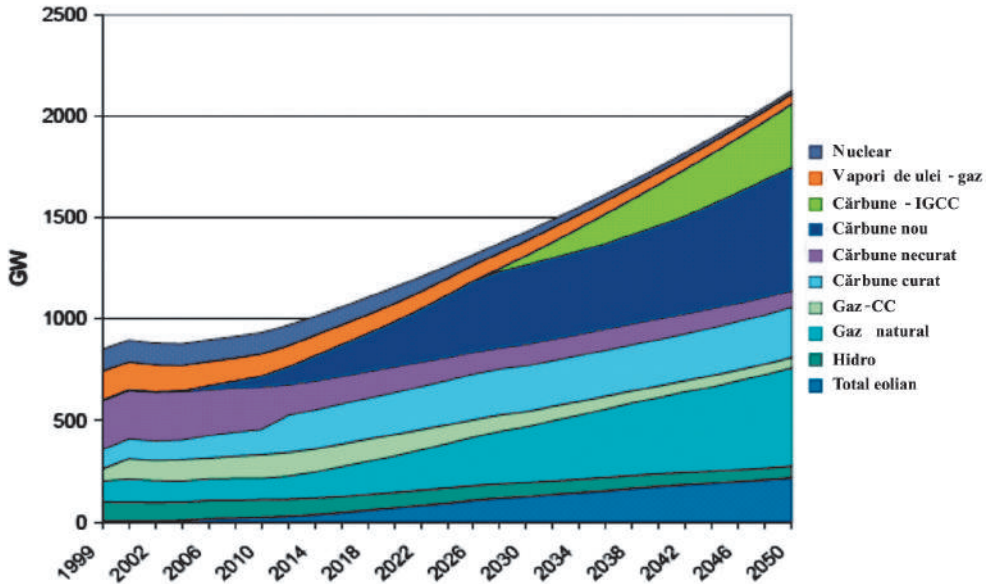


Fig. 1.44. Dinamica dezvoltării globale a energiilor pe tipuri de surse până în 2050.

În cazul mecanismului tarifar, guvernul fixează prețul pentru fiecare unitate de electricitate produsă, prin intermediul tehnologiilor clasificate drept regenerabile. Deoarece combustibilii fosili sunt, deocamdată, mai ieftini, acest preț este mai mare pentru electricitatea regenerabilă și aceste tarife nu sunt generatoare economice operabile. Tarife diferite pot fi stabilite pentru tehnologii diferite. Guvernul poate aloca subsidii sau poate impune companiile beneficiare de a cumpăra această electricitate produsă fără a transfera costul ei la consumatori.

Toate aceste mecanisme au avantajul primar de a impulsiona tehnologiile de energie regenerabilă, fapt ce va reduce impactul ecologic al activităților umane. Conform prognozelor prezentate în diagrama din fig. 1.44 [29], sursele regenerabile de energie vor cunoaște o creștere considerabilă, startul acestei creșteri fiind dat la începutul anilor 2000. În anul 2050 se așteaptă ca volumul energiei totale de energie regenerabilă să crească de cca. 3 ori comparativ cu anul 2000. Un moment important prezentat în diagramă este creșterea utilizării energiilor eoliene și hidraulice.

Strategia UE cu privire la utilizarea SRE este completată cu un plan de acțiuni care coordonează, concretizează și mobilizează activitățile atât ale Comunității cât și ale țărilor membre. Planul de acțiuni prezintă, de facto, un mecanism de susținere a SRE, de armonizare a măsurilor în cadrul Comunității în condițiile de liberalizare a pieței de energie. Aceste măsuri se referă la regulile comune pentru piața internă de electricitate și sunt expuse în [30]: „*Directive 2003/54/CE du Parlement européen et du Conseil du 26 juin 2003 concernant des règles communes pour le marché intérieur de l'électricité*”. Directiva nu prevede decât un singur mecanism de tra-

tare favorabilă a electricității din SRE expus în articolul 11, paragraful 3: „*Un stat membru poate impune proprietarului rețelei de distribuție, în cazul în care acesta alege instalații de producere, prioritate să se dea surselor de energie regenerabilă, surselor ce funcționează pe deșeuri, sau surselor de cogenerare a energiei electrice și termice*”.

Această dispoziție constituie o excepție de la regula fundamentală definită în același articol 11, paragraful 2: „*Alegerea instalațiilor de producere și utilizarea interconexiunilor se face în baza criteriilor care țin cont de prioritățile economice la producerea electricității*”.

### **3.4. Utilizarea SRE în Republica Moldova: starea actuală și perspective**

Dezvoltarea economică depinde, în mare măsură, de capacitatea de a asigura necesarul de energie electrică, mecanică și termică. O importanță majoră în ceea ce privește oferta de energie în Republica Moldova, va fi acordată capacității de a alege între variatele resurse de energie. Resursele regenerabile de energie, precum și tehnologiile de producere cu o influență negativă cât mai redusă asupra mediului înconjurător, constituie o prioritate pentru viitor.

Deși Republica Moldova dispune de unele zăcăminte de combustibili fosili (lignit – în raioanele Cahul și Vulcănești, petrol – de-a lungul Prutului, gaz metan – la Cebolaccia, Cantemir), acestea sunt neînsemnate, iar pe resursele proprii de combustibili nu se poate miza nici în viitorul apropiat. Pentru Republica Moldova, care importă cca 98% [13] din resursele energetice necesare, problema utilizării energiilor regenerabile este deosebit de importantă. Fiind un stat cu o densitate mare a populației (cca 140 hab/km<sup>2</sup>), cu doar cca 10% de suprafețe împădurite, cu o economie bazată pe agricultură, problema protecției mediului ambiant este majoră. De asemenea, gradul înalt al sărăciei (conform estimărilor UNDP, Republica Moldova ocupă locul 117 în lume), în special, în mediul rural impune luarea unor măsuri de combatere a sărăciei. Se estimează că cca 50 la sută din populația Republicii Moldova se află la sate. Desființarea gospodăriilor colective a condus la apariția unui număr mare de gospodării țărănești individuale sau întrunite în mici colective cu diferite forme de cooperare. De asemenea, este important de luat în considerație structura culturilor agricole cultivate în Republica Moldova. Condițiile climaterice favorabile și solurile mănoase au favorizat dezvoltarea grădinăritului în Republica Moldova care necesită, însă, irigare. Totodată, în Republica Moldova, industria prelucrătoare a producției agricole, reprezentată de întreprinderile mici de prelucrare a producției agricole, este la început de cale. În acest scop, Guvernul Republicii Moldova a lansat “*Strategia Energetică a Republicii Moldova până în anul 2020*”, care a stabilit obiectivul majorării cotei surselor regenerabile în bilanțul energetic al țării până la 6% în 2010 și 20% în 2020 [31]. În Republica Moldova există trei râuri (Nistru, Prut și Răut) cu un potențial energetic explorabil din punct de vedere economic. Râurile

Nistru și Prut se află la hotarul cu Ucraina și, respectiv, cu România, fapt ce creează condiții favorabile de răspândire a microhidrocentralelor elaborate. Crearea stimulilor economici pentru promovarea conservării mediului ambiant și reducerii gradului de sărăcie vor aduce beneficii reale în țările unde se folosesc metodele tradiționale (mult mai distructive) de obținere a energiei electrice (prin arderea combustibililor fosili, construcția hidrocentralelor cu baraje etc.).

### 3.4.1. Probleme de mediu în Republica Moldova

Una din componentele de bază ale Programului Național pentru asigurarea securității ecologice este reducerea gradului de poluare a aerului. Emisiile de gaze poluante similare CO<sub>2</sub> este determinat, în mare parte, de arderea combustibililor fosili. Până la criza economică din 1990, Republica Moldova consuma anual o cantitate de energie echivalentă cu 16 mln t.c.c., ceea ce constituia cca 3,5 t.c.c. pe cap de locuitor. Această cifră era inferioară celei din țările cu o economie avansată, pentru care ea

constituia 5 – 6 t.c.c. Anual, la arderea cantității relatate de combustibil, se cheltuiau aproape 40 mln tone de oxigen din cele 50 mln tone produse prin fotosinteză de lumea vegetală. În locul lor, în atmosferă se degajau peste 20 mlrd m<sup>3</sup> de bioxid de carbon, circa 150 mln m<sup>3</sup> de oxid de carbon, peste 200 mln m<sup>3</sup> de oxizi de sulf, 100 mln m<sup>3</sup> de oxizi de azot, milioane de m<sup>3</sup> de alte gaze nocive și peste 50 mii tone de cenușă volatilă. Peste 1 mln t de cenușă și zgură se acumulează anual în depozite speciale sau, pur și simplu, se aruncă unde se nimerește. Peste 200 mln t de impurități din cazanele CT și CTE ajung cu purja în râuri, lacuri și alte bazine de apă.

În fig. 1.45 se prezintă emisiile gazelor de seră produse de activitățile industriale, calculate în CO<sub>2</sub> echivalent pentru perioada anilor 1990 – 2004 [13]. După reducerea cu aproximativ 68% în perioada 1994-1997 comparativ cu anul 1990, ca urmare a declinului economic, în ultimii ani se observă o tendință de creștere a emisiilor de gaze cu efect de seră. Actualmente, sectorul energetic produce aproximativ 81,8% din emisia totală de gaze de seră. O altă sursă serioasă de poluare în lume (dar și în Republica Moldova) devin automobilele. În tabelul 1.12 se prezintă gradul

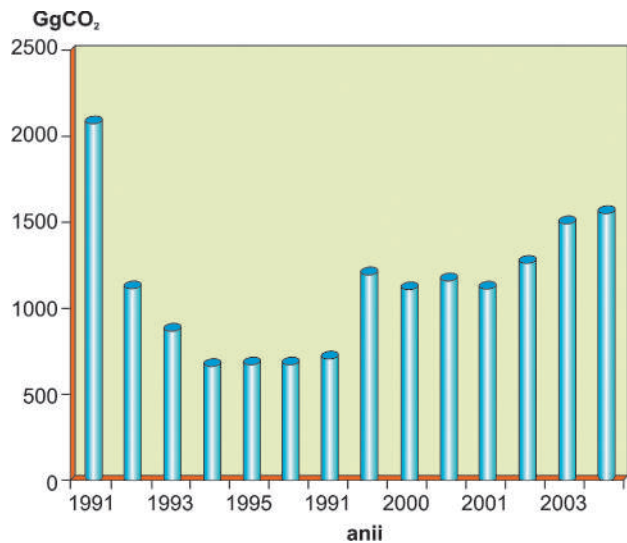


Fig. 1.45. Emisia gazelor cu efect de seră în Republica Moldova în perioada 1991 – 2003.

de poluare în Republica Moldova, incluzând și poluarea generată de automobile. Acest fapt este periculos pentru populația Republicii Moldova din două puncte de vedere: prin acțiunea directă, gazele poluante au un impact negativ asupra sănătății

**Tabelul 1.12.** Gradul de poluare cu substanțe nocive a localităților din Republica Moldova.

Poluantul	Mărimea concentrației în 2005, mg/m <sup>3</sup>			
	Chișinău	Bălți	Tiraspol	Tighina
Particule solide	0,08	0,3	0,07	0,04
Dioxid de sulf	0,01	0,03	0,0003	0,002
Monoxid de carbon	2,2	1,2	1,8	1,7
Monoxid de azot	0,04	0,03	0,02	0,012
Fenole	0,002	-	0,006	-
Formaldehide	0,004	0,07	0,003	0,007

**Notă:** Datele din tabel sunt puse la dispoziție de Serviciul Meteorologic de Stat din Moldova.

populației, însă prin acțiune indirectă conduce la schimbarea climei, poluarea produselor agricole, fapt ce reduce șansele dezvoltării agriculturii curate. Republica Moldova este preponderent agricolă, cu climă favorabilă, cu soluri bogate, care însă necesită irigare, în stare să producă produse agricole ecologice.

În scopul reducerii impactului negativ menționat, o soluție de alternativă în sectorul energetic este utilizarea resurselor regenerabile de energie, care în viitor vor cunoaște o creștere considerabilă. În cazul Republicii Moldova această problemă devine deosebit de stringentă atât sub aspect economic, ecologic, cât și social.

### 3.4.2. Potențialul SRE în Republica Moldova

Potențialul tehnic total al tipurilor principale de SRE se estimează la 113,4 PJ (2,7x10<sup>6</sup> tep), ceea ce este de 1,3 ori mai mare decât consumul total brut de resurse

**Tabelul 1.13.** Potențialul tehnic al tipurilor principale de SRE.

Tip SRE	Potențial tehnic	
	PJ	Tep ·10 <sup>3</sup>
Solară	74,1	2682
Eoliană	5,8	132
Biomasa	Deșeuri agricole	7,5
	Lemne de foc	4,3
	Deșeuri lemnoase, tescovină	4,7
	Biogaz	2,9
	Biocombustibil	2,1
Hidro	12,1	275
<b>Total potențial tehnic SRE</b>	<b>113,4</b>	<b>2574</b>
<b>Consum resurse energetice fosile în anul 2003</b>	<b>88,3</b>	<b>2000</b>

energetice fosile în anul 2003. În tabelul 1.13 este prezentat potențialul tehnic al acestor surse în ipoteza folosirii: a 0,05% din teritoriul Republicii Moldova pentru instalarea colectoarelor solare și modulelor fotovoltaice (PV); a 0,3% din suprafața teritoriului, amplasat pe coline și văi deschise, pentru instalarea agregatelor eoliene la înălțimi de 50-70 m deasupra solului; a 25% din cantitatea anuală de  $2,5 \cdot 10^6$  t de deșeuri agricole, a energiei cinetice a râurilor Nistru, Prut și Răut prin instalarea micro-CHE de flux fără baraje, mini-CHE în derivație și a energiei potențiale a scurgerilor din lacurile de acumulare.

**Tabelul 1.14.** Costurile specifice ale investițiilor și energiei electrice produse la diferite centrale.

Centrală, combustibil	Investiții capitale, Euros/kW	Cost energie electrică, cenți euro/kWh
Termică, gaz	450 ÷ 700	3,1 ÷ 4
Termică, cărbune	1000 ÷ 1300	3,7 ÷ 5,5
Nucleară	1200 ÷ 2000	3,3 ÷ 8
Eoliană	700 ÷ 1000	3 ÷ 6*

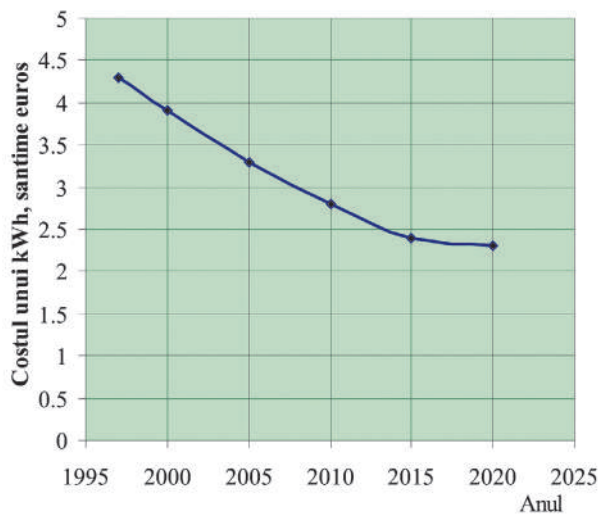
\*- la viteza medie a vântului la înălțimea axei de rotație a elicei de 7,5 m/s.

Actualmente, în Republica Moldova sunt utilizate diferite forme de energii regenerabile. În condițiile relatate, o atenție deosebită constituie valorificarea surselor regenerabile de energie:

- solară;
- eoliană;
- hidrolică (a curenților de apă);
- a biomasei.

Prezintă un deosebit interes costurile investițiilor și costul unui kWh de energie electrică produsă la diferite tipuri de centrale electrice [32]. În tabelul 1.14 sunt prezentate aceste costuri pentru centrale electrice care funcționează pe bază de combustibil fosil și nuclear, în comparație cu o centrală eoliană.

Dacă vom compara datele din fig. 1.46 și tabelul 1.14 cu costurile actuale ale energiei electrice în Republica Moldova, care constituie 5,9



**Fig. 1.46.** Evoluția costurilor energiei electrice eoliene.

eurocenți, conchidem că energetica eoliană devine competitivă din punct de vedere economic cu cea tradițională, chiar și la vitezele vântului caracteristice teritoriului Republicii Moldova. Această afirmație se bazează pe următoarele două argumente:

- studiile efectuate recent de un grup de specialiști de la Universitatea Tehnică a Moldovei, Serviciul de Stat “*Hidrometeo*” și Institutul InGeoCAD demonstrează că pe teritoriul Republicii Moldova există zone cu un potențial energetic eolian pronunțat [33, 34], care se caracterizează prin viteze medii ale vântului egale cu  $7 \div 7,5$  m/s la înălțimi de  $50 \div 70$  m;
- experiența Germaniei, care este prima țară în lume la capitolul energetica eoliană. Dacă până nu de mult (mijlocul anilor 1990), se considera viteza medie comercială a vântului la înălțimea axei de rotație a elicei egală sau mai mare de 7 m/s, în prezent se consideră oportună și exploatarea zonelor cu viteze medii ale vântului de 5,5 – 6,5 m/s. Circa 50% din capacitatea eoliană de 2800 MW a Germaniei (a.1999 [35]) este instalată în zonele unde vitezele medii ale vântului la nivelul anemometrului nu depășesc 5 m/s. Această schimbare de opinie s-a produs datorită îmbunătățirii performanțelor tehnice ale agregatelor eoliene și micșorării costurilor investițiilor în energetica eoliană.

S-a efectuat o analiză comparativă între vitezele medii ale vântului măsurate la nivelul axei anemometrului, de obicei 10-15 m, la stațiile meteorologice din Germania amplasate în zonele centrale și de sud și vitezele respective obținute la stațiile meteorologice ale Republicii Moldova. Rezultatele sunt cuprinse în tabelul 1.15.

**Tabelul 1.15.** Vitezele medii ale vântului la înălțimea anemometrului, măsurate la stațiile meteo din Germania și Republica Moldova.

Germania		Republica Moldova	
Stația meteo	Viteza medie a vântului, m/s	Stația meteo	Viteza medie a vântului, m/s
Berlin	4,2	Ciadâr – Lunga	5,0
Braunschweig	3,8	Cahul	4,2
Hamburg	4,4	Leova	3,2
Düsseldorf	4,0	Comrat	2,5
Frankfurt	3,3	Tiraspol	3,6
Saarbrücken	3,5	Bălțata	3,0
Stuttgart	2,5	Bălți	3,6
München	2,9	Soroca	3,0
Hof – Hohensaas	3,8	Chișinău	2,8
Nürnberg	2,8	Ștefan - Vodă	2,8

Vitezele vântului pentru stațiile meteorologice din Germania au fost culese din Atlasul European al Vântului [36], iar pentru cele amplasate pe teritoriul Republicii Moldova au fost calculate având ca date inițiale măsurările efectuate pe parcursul a 10 ani (1990÷1999) și folosind programele moderne de calcul WASP [33]. Din tabe-

lul 1.15 constatăm că valorile vitezei medii ale vântului la stațiile meteorologice din Germania nu le depășesc pe cele de la stațiile amplasate pe teritoriul Republicii Moldova. Totodată, se menționează că majoritatea stațiilor meteorologice din Germania sunt amplasate în aeroporturi (cu excepția stațiilor Braunschweig și Hof-Hohensaas) și, deci, aparatul de măsurare nu este umbrat de obstacole. Dimpotrivă, majoritatea stațiilor meteorologice din Republica Moldova (cu excepția stațiilor Ceadâr-Lunga și Cahul) sunt amplasate în zone urbane sau rurale cu o influență puternică a obstacolelor asupra rezultatelor măsurărilor. În zonele Germaniei, indicate în tabelul de mai sus, au fost instalate circa 900 MW putere eoliană [35].

Cea mai mare parte a energiei regenerabile în Republica Moldova îi revine biomaselor și anume, obținerea biodieselului din rapiță. Energia eoliană este utilizată în cazuri separate în gospodăriile individuale pentru pomparea apei și producerea energiei electrice. Energia solară este utilizată preponderent prin efectul fotovoltaic cu ajutorul celulelor solare.

Energia hidroelectrică este a doua formă de energie regenerabilă ca pondere utilizată în Republica Moldova. Râurile Nistru, Prut și afluenții lor constituie resursele hidroenergetice ale Republicii Moldova. Luând în considerație situația critică a Republicii Moldova privind sursele de energie, ar fi util de studiat posibilitățile realizării acestor rezerve de energie hidroelectrică. Pe aceste râuri s-ar putea construi microhidrocentrale capabile să asigure cu energie electrică numeroși consumatori din sectorul rural. Din păcate, se discută doar despre utilizarea energiei potențiale a apei râurilor Nistru (hidrocentrala de la Dubăsari) și Prut (hidrocentrala de la Costești Stânca). Au mai existat o rețea de mici centrale hidroelectrice instalate pe lacuri de acumulare, care utilizau energia potențială a apei, dar după anii 1990 ele au fost demontate. Nu sunt stabilite cazuri de utilizare a energiei cinetice a apei râurilor Nistru, Prut și Răut, cu excepția unor cazuri izolate de instalații experimentale artizanale.

Pentru Republica Moldova, hidroenergetica la scară largă nu este oportună deoarece aceasta ar conduce la un dezechilibru ecologic. Hidroenergetica la scară redusă fără baraje este deosebit de favorabilă pentru Republica Moldova din diverse puncte de vedere, inclusiv din considerente ecologice și economice. O rezervă importantă în acest sens reprezintă utilizarea microhidrocentralelor pentru conversiunea energiei cinetice a apei curgătoare a râurilor în energie electrică sau mecanică, care nu solicită construcția digurilor și barajelor.

Utilizarea microhidrocentralelor va permite asigurarea parțială a consumatorilor (în special din zona rurală) cu energie electrică, mecanică (la irigarea terenurilor), termică (pentru încălzirea spațiilor locative în perioada rece a anului). Aceasta va permite reducerea parțială a importului combustibililor fosili utilizați pentru producerea energiei electrice și, deci, a emisiei gazelor poluante. De asemenea, utilizarea resurselor hidroenergetice ale râurilor va reduce gradul de sărăcie a populației rurale și va permite susținerea micilor producători rurali.



Republica Moldova, care dorește să se integreze cât mai rapid în structurile europene, trebuie să se racordeze la strategiile energetice ale țărilor avansate, cu urmare a avantajelor naționale pe termen lung. Energetica regenerabilă este unul din domeniile în care interesele naționale se pot îmbina cu tendințele internaționale. Care sunt argumentele forte în favoarea utilizării surselor regenerabile de energie în Republica Moldova?

**În primul rând, argumentele economice.** Republica Moldova este practic lipsită de combustibili fosili cum ar fi cărbunele, petrolul, gazul natural (cu excepția unor rezerve neînsemnate de gaz natural din sudul Republicii). Deci, pentru producerea energiei electrice prin arderea combustibililor fosili, aceștia trebuie importați (ceea ce actualmente se face parțial), generând datorii enorme, comensurabile cu Produsul Intern Brut. Trecerea parțială la sursele regenerabile de energie (eoliană, solară) ar reduce simțitor necesitatea importului combustibililor fosili. De asemenea, desființarea gospodăriilor agricole colective a condus la apariția gospodăriilor țărănești și, deci, la apariția potențialilor producători și utilizatori independenți de energie.

**În al doilea rând, argumentele ecologice.** Republica Moldova este o țară agrară și condițiile naturale deosebit de benefice (solurile mănoase și clima moale) permit cultivarea unor produse agricole de o înaltă calitate. Arderea combustibililor fosili conduce la deteriorarea echilibrului ecologic deosebit de fragil, condiționat de densitatea ridicată a populației și suprafețele limitate de terenuri împădurite.

În condițiile crizei energetice actuale, soarele, vântul și apele râurilor ar putea avea o pondere importantă în producerea energiei electrice în Republica Moldova, în special, pentru asigurarea cu energie a consumatorilor individuali prin utilizarea sistemelor de conversie de putere mică (3÷5 kW). Una din problemele de bază în acest domeniu este elaborarea mijloacelor eficiente de captare a energiei eoliene. Actualmente, Republica Moldova duce lipsă de sisteme de captare a energiei eoliene și cinetice a apei râurilor, care ar funcționa eficient în Republica Moldova și care ar putea fi puse la dispoziția utilizatorilor individuali, situați în diferite zone ale Republicii Moldova.

În condițiile în care în Republica Moldova se înfiripă gospodăriile țărănești, care au nevoie de surse energetice autonome, în condițiile crizei energetice actuale, în care se află Republica Moldova, în conformitate cu prioritățile de ultimă oră în domeniul politicii energetice mondiale, dar și sub aspectul impactului pe care îl exercită activitatea umană asupra mediului ambiant, implementarea sistemelor de conversie a energiilor regenerabile ar avea o importanță social-economică majoră. Eforturile desfășurate în prezent pentru a pune piatra de temelie a unui nou sistem energetic vor afecta pozitiv viețile multor generații viitoare.

Republica Moldova parcurge o perioadă îndelungată de tranziție la economia de piață. Începând cu anul 1990, volumul produsului intern brut s-a diminuat până la nivelul de 35% în raport cu anul de referință. Ca urmare a declinului economic

s-a redus și consumul de energie. În anul 2000, consumul total de resurse energetice primare în Republica Moldova a constituit 1,15 tone/cap loc. [37]. Caracteristic pentru energetica Republicii Moldova este lipsa resurselor energetice proprii. Circa 95% din consumul total de resurse energetice din țară este acoperit din import [13]. Dependența energetică a Republicii Moldova de importul de gaze naturale și petrol din Rusia constituie  $\approx 100\%$ , importul de cărbune din Rusia și Ucraina – 100%. În plus, toate căile de transport al combustibililor gazoși și lichizi trec printr-o singură țară (Ucraina). Diminuarea dependenței energetice reprezintă o problemă-cheie în asigurarea energetică a statului. Pe termen lung, siguranța energetică a Republicii Moldova ar putea fi atinsă prin valorificarea eficientă a resurselor energetice proprii și prin utilizarea din plin a surselor regenerabile (eoliană, solară, biomasă), de care dispune.

Strategia energetică a Republicii Moldova [38, 39] nominalizează cifre concrete privind dezvoltarea sectorului energetic pe un termen de 10 ani (2000 – 2010) în context cu obiectivele strategice de relansare a economiei naționale. În tabelul 1.16 sunt prezentați indicatorii energoeconomici ai energieticii pentru perioada vizată, inclusiv referitor la consumul de resurse energetice.

**Tabelul 1.16.** Indicatorii principali energoeconomici ai Republicii Moldova până în anul 2010.

	1998	1999	2000	2005	2010
<b>Indici socioeconomici</b>					
PIB, mlrd. lei	12,16	11,70	11,66	15,52	19,00
Populația, mln. loc	3,648	3,650	3,650	3,650	3,650
Intensitatea energetică, tcc/1000 lei	0,36	0,36	0,36	0,32	0,31
<b>Consum de resurse energetice primare, mln. tcc, inclusiv:</b>					
1. Gaze naturale, mln. tcc.	2,4	2,4	2,4	3,06	3,72
2. Cărbune, mln. tcc.	0,4	0,4	0,4	0,44	0,49
3. Produse petroliere, mln. tcc.	1,16	1,14	1,14	1,23	1,42
4. Consum energie electrică, mlrd. kWh	4,4	3,5	3,5	6,0	8,3
5. Consum resurse energetice primare pe cap de locuitor, tcc/cap loc.	1,19	1,15	1,15	1,37	1,64
6. Consum energie electrică pe cap de locuitor, tcc/cap loc.	1206	959	959	1644	2274

## 4. Contribuția cercetătorilor din Republica Moldova în dezvoltarea sistemelor de conversie a SRE

Pentru Republica Moldova sunt specifice tipurile de SRE: **solară termică și fotovoltaică, eoliană, hidraulică, energia biomasei și geotermală**. Conform statisticii oficiale, consumul total de resurse primare de energie a constituit  $2146 \times 10^3$  tep, din care doar circa 4,5% sunt de origine regenerabilă și, totodată, de origine autohtonă. Se constată utilizarea preponderentă doar a două forme de energie regenerabilă: hidraulică și a biomasei. În realitate, cota parte a deșeurilor lemnoase este mult mai mare, dar nu există date statistice veridice, cu excepția celor oficiale publicate în balanța energetică a Republicii Moldova. De asemenea, în balanța energetică nu s-a luat în considerație energia solară, care se utilizează tradițional pentru deshidratarea produselor agricole (a tutunului, fructelor, plantelor medicinale) și a energiilor “*noi*”, cum sunt energia solară termică pentru încălzirea apei, biogazului, microhidrocentralelor etc. Deși aceste tehnologii fac primii pași în Republica Moldova, în continuare vom prezenta o analiză succintă a exemplurilor și practicilor de utilizare a SRE identificate de autori.

### 4.1. Sisteme de conversie a energiei solare

#### 4.1.1. Energia solară termică

**Prepararea apei calde.** Primele cercetări cu privire la utilizarea energiei solare în Republica Moldova au fost efectuate la sfârșitul anilor '50 ai secolului trecut de către colaboratorii Institutului de Energetică al Academiei de Științe a RSSM. În acea perioadă au fost elaborate, montate și testate primele instalații solare: o seră solară cu acumularea căldurii în sol, două instalații solare pentru încălzirea apei în taberele pionierești din comunele Condrița și Vadul lui Vodă. Prețurile exagerat de reduse la combustibilii fosili în acea perioadă și lipsa unei politici consecvente de promovare a surselor regenerabile de energie, au întrerupt implementarea pe scară largă a acestor instalații.

Lucrările de implementare a instalațiilor solare au reînceput în anii '80 odată cu producerea în serie a captatoarelor solare la câteva fabrici din fosta URSS. În perioada 1982–1990, institutele de proiectări “*Ruralproiect*”, “*Urbanproiect*”, “*Agropromproiect*” au elaborat instalații solare pentru încălzirea apei a următoarelor obiecte: casă de locuit cu 4 camere în comuna Bucuria; grădiniță de copii cu 90 de locuri în comuna Hârbovăț; grădiniță de copii cu 90 de locuri în comuna Berezchi; cămin pentru 240 de locuri în comuna Novosiolovca; grădiniță de copii cu 160 de locuri în comuna Mălăiești; uscătorie solară pentru uscarea tutunului în raionul Briceni ș.a. Suprafața totală a captatoarelor instalate era de circa 12 mii m<sup>2</sup>, care permitea substituirea a cca 700 tep. Majoritatea acestor instalații nu mai sunt în exploatare din cauza calității necorespunzătoare a captatoarelor, coroziunii și lipsei lucrărilor de întreținere.

**Tabelul 1.17.** Caracteristica instalațiilor solare implementate de „Incomaș” - S.A. în perioada 1993 – 2002.

Denumirea obiectului	Număr captatoare	Aria Captatoarelor, m <sup>2</sup>
Baza de Odihnă „Luceafărul”, Vadul lui Vodă	4	6
Tabăra de Odihnă pentru copii, s. Ivancea	21	30
Piața Centrală, mun. Chișinău	4	6
Combinatul de Textile din Tiraspol	32	46
S.A. „Santehmontaj”, Edineț	24	35
Cariera de Piatră, Soroca	4	6
Regia „Autosalubritate”, Chișinău	9	20
Piscina Universității de Educație Fizică și Sport, Chișinău	12	26
Palatul Republicii, Chișinău	32	46
Uzina de Reparații Auto, Chișinău	2	3
Vatra, „Varnest”. Cantina, camerele de duș	6	8
ULIM, Chișinău	15	18
Universitatea Cooperatist - Comercială, Chișinău	18	40

Începând cu anul 1993 și până în prezent, la întreprinderile „Incomaș”- S.A. Chișinău și „Electromaș” Tiraspol din Republica Moldova se produc instalații solare pentru încălzirea apei. Până în prezent au fost implementate cca 150 de instalații cu o suprafață totală de peste 300 m<sup>2</sup>. Caracteristicile unor instalații sunt prezentate în tabelul 1.17. În fig. 1.47 este prezentat un sistem solar pentru încălzirea apei executat de firma locală „Heliotex SRL”, folosind colectoare solare produse de „Incomaș”-S.A. Chișinău. Suprafața colectoarelor solare este egală cu 40 m<sup>2</sup> și asigură cu apă caldă camerele de duș ale sălii sportive a Universității Cooperatist – Comerciale a Moldovei.



**Fig. 1.47.** Sistem solar pentru asigurarea cu apă caldă a camerelor de duș: Universitatea Cooperatist - Comercială din Chișinău.

**Energia solară termică pentru uscarea fructelor, tutunului și plantelor medicinale.** În Republica Moldova, energia solară s-a utilizat și continuă să se utilizeze pentru uscarea plantelor medicinale și a tutunului. Conform datelor Ministerului Agriculturii, cca 80% din recolta anuală de tutun se usucă prin metoda tradițională în

așa-numitele “cășuțe”, folosind energia solară (în a.2002 producția de tutun uscat a constituit 14000 t). Astfel, anual se substituie aproximativ 7400 tep. Actualmente se usucă cca. 1500 t/an de fructe și plante medicinale, potențialul real fiind de zece ori mai mare. Ca sursă primară de energie se folosește energia electrică, combustibilul lichid, biomasa lemnoasă și energia solară. Nu există sate cu privire la cantitatea de biomasă și energie solară folosită.

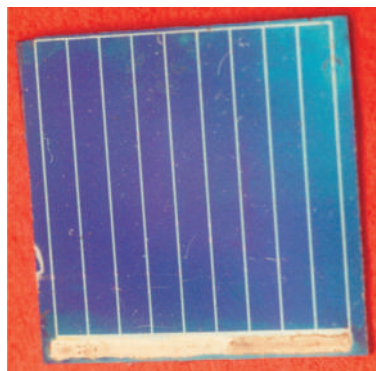


Fig. 1.48. Celulă solară din Si monocristalin.

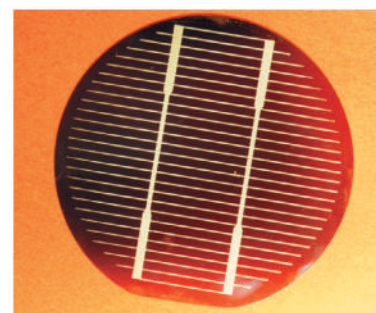
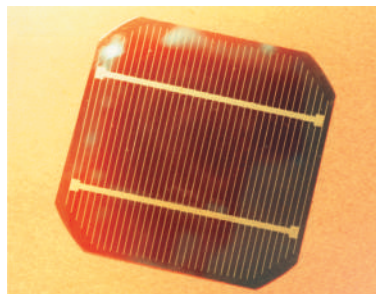


Fig. 1.49. Celule fotovoltaice pentru panouri solare de putere mare.

#### 4.1.2. Energia solară fotovoltaică (PV)

Un domeniu de larg interes pentru cercetătorii din Republica Moldova este cel al celulelor fotovoltaice. În Republica Moldova există două școli științifice importante, care se ocupă de mai bine de 40 de ani în domeniul elaborării și cercetării tehnologiilor de fabricare a celulelor fotovoltaice: colectivul de cercetare de la Universitatea de Stat din Moldova, condus de acad. A. Simașchevici și colectivul Laboratorului de Optoelectronică al Universității Tehnice a Moldovei. Eficiența de conversie a celulelor solare poate fi sporită reducând pierderile de putere optică și electrică, care depind în mare măsură de semiconductorii utilizați, de tehnologia de confecționare și de construcția celulei solare. Studii complexe ale problemelor vizate au fost efectuate de colectivul de cercetători de la Universitatea Tehnică a Moldovei, Laboratorul de Optoelectronică [40 – 45]. În cadrul contractului de cercetare [45], autorii (prof. V. Trofim, prof. V. Dorogan ș.a.) au stabilit că elementul solar obținut în baza structurii  $(n-n_0-p_0-p^+)$  GaAs-PAI<sub>0,8</sub>Ga<sub>0,2</sub>As atinge randamentul de 14%. Sensibilitatea celulelor solare la radiația de unde scurte crește prin reducerea grosimii stratului de AlGaAs.

**Baterii solare pentru aparate de radio.** În baza noilor tehnologii elaborate de autori au fost elaborate, brevetate și confecționate celule fotovoltaice subțiri pe baza heterostructurilor GaAs – AlGaAs cu o grosime de 10...30 μm pentru conversia radiației solare directe, a căror eficiență depășea 18%. În scopul reducerii prețului de cost a fost propusă utilizarea multiplă a plache-

tei GaAs, fapt ce plasează celulele fotovoltaice subțiri în categoria celor de perspectivă. De asemenea, autorii au elaborat tehnologii de utilizare a plachetelor de *Si* rebutate, acumulate la Uzina „Mezon” la producerea circuitelor integrate, pentru confecționarea bateriilor solare. În fig. 1.48 este prezentată mostra unei celule solare din siliciu cristalin cu randamentul 10–12%, obținută de autori din plachete de *Si* rebutate.

Pentru panouri solare de mare putere au fost confecționate celule fotovoltaice cu diametrul de 10 cm, ale căror mostre sunt prezentate în fig. 1.49. În baza lor au fost elaborate și confecționate baterii solare (fig.1.50) pentru alimentarea aparatelor de radio, player, calculatoarelor de buzunar, jucăriilor electronice. Această tehnologie a fost elaborată de autori și implementată la Uzina „Mezon” din Chișinău, unde se acumulasera cantități mari de plachete rebutate.

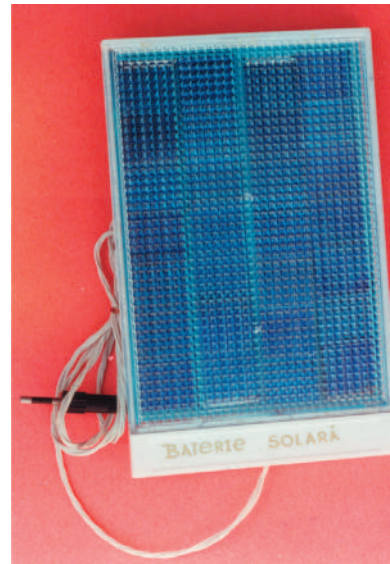


Fig. 1.50. Baterie solară cu puterea de 0,6 W.

Sisteme autonome PV. Studiile efectuate în ultimii ani [46] demonstrează existența a sute de consumatori mici de energie electrică dispersați teritorial, pentru care unica soluție rațională este cea oferită de conversia PV a energiei solare. Vor fi menționate aici doar trei categorii de astfel de consumatori: instalațiile de pompare a apei pentru irigarea mică, posturile de lansare a rachetelor antigrindină și micii consumatori de energie electrică dispersați teritorial.

Prin Hotărârea Guvernului Republicii Moldova nr. 256 din 17.04.2001 “Cu privire la reabilitarea sistemelor de irigare” s-a aprobat Programul de reabilitare a sistemelor de irigare pe perioada 2001 – 2008. Conform acestui Program se prevede irigarea suprafețelor mici de 1, 5, 10 ha. Capacitatea totală a irigării mici constituie 36 mii ha sau 22% din suprafața irigabilă totală de cca 160 mii ha. Ca surse de apă se vor folosi cele 3000 de acumulări de apă, lacuri etc., din care 411 sunt cele mai importante.

În scopul evaluării numărului de potențiali consumatori de energie electrică fotovoltaică au fost analizate date statistice cu privire la obținerea legumelor în gospodăriile țărănești. În a.2000, numărul total de gospodării țărănești a constituit 131,6 mii, în a căror posesie se aflau 285,4 mii ha de terenuri agricole sau, în medie, câte 2,2 ha pentru o gospodărie țărănească. Producția legumelor în gospodării țărănești a constituit 87 mii tone sau 24% din producția totală pe țară, cantitate obținută de pe o suprafață de 12,6 mii ha. În ipoteza că întreaga suprafață de 2,2 ha a fost cultivată cu legume, obținem numărul minim de 5700 de gospodării țărănești care au necesitate de apă pentru irigare. Conform unui studiu sociologic efectuat în august 2001 de Organizația ne guvernamentală “Federația Națională AGROinform” în

colaborare cu Centrul “*Contact*”, circa 23,5% din gospodăriile țărănești chestionate au ca activitate principală cultivarea legumelor. Astfel, numărul real de consumatori de apă pentru irigare poate fi de 5 – 6 ori mai mare.

Serviciul Antigridingă al Republicii Moldova cuprinde 150 posturi de lansare a rachetelor antigridingă și 12 stații – Centre de comandă, care au în componență și echipamente de reîncărcare a acumuloarelor. Din considerente de securitate, posturile antigridingă sunt amplasate la o distanță de 2 – 3 km de hotarele localităților rurale. Distanța medie dintre postul antigridingă și Centrul de comandă este de circa 50 km. Deoarece consumul de energie electrică la un post antigridingă este mic (nu depășește 0,15 kWh/zi), nu se justifică economic alimentarea acestora de la rețelele electrice publice. În prezent, alimentarea cu energie electrică a consumatorilor posturilor antigridingă se efectuează de la acumuloare. Periodic, acumuloarele se reîncarcă la Centrul de comandă corespunzător, care deservește 12 – 15 posturi. În acest scop, se cheltuie o cantitate considerabilă de combustibil lichid (benzină sau motorină) pentru transport. Perioada de exploatare activă a posturilor antigridingă este aprilie – septembrie și coincide cu perioada de radiație maximă pe teritoriul Republicii Moldova. Utilizarea modulelor PV pentru reîncărcarea acumuloarelor direct la post ar reduce considerabil cheltuielile de combustibil lichid, numărul și capacitatea acumuloarelor. Astfel, numărul minim de potențiali utilizatori de energie electrică PV în aceste două sectoare – irigarea mică în gospodăriile țărănești și posturile antigridingă – se cifrează la 5850. În ceea ce privește numărul exact de consumatori de energie electrică dispersați teritorial este dificil de determinat. În această categorie sunt incluse gospodăriile auxiliare ale fermierilor, care sunt amplasate pe loturile respective de pământ, construcții auxiliare din sectoarele silvicultură și apicultură. Toți acești potențiali consumatori de energie electrică nu sunt conectați la rețelele electrice publice și, din considerente economice, nu vor fi conectați.

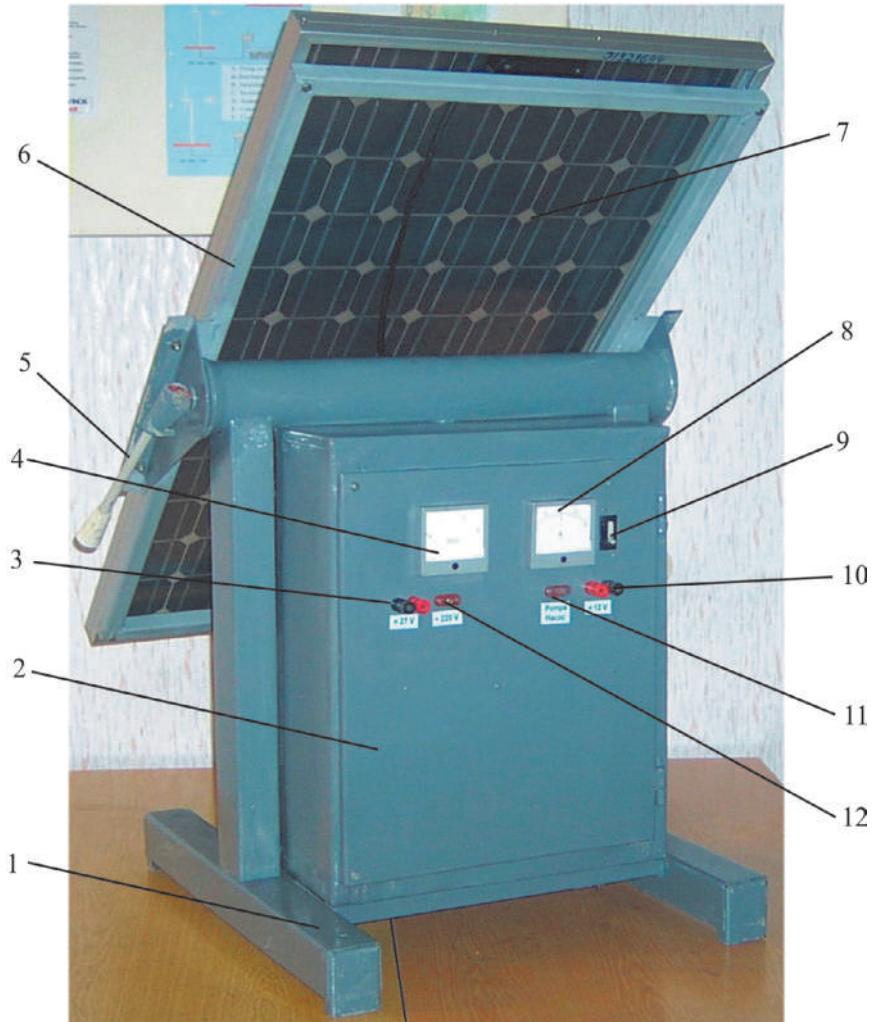
În tabelul 1.18 sunt prezentate rezultatele calculului cererii de energie electrică PV și puterii modelelor fotovoltaice în următoarele condiții: randamentul agregatului de pompare – 32%, modulelor PV – 14%, norma de irigare – 2000 m<sup>3</sup>/ha, consum specific de energie electrică a unei gospodării auxiliare – 1-2 kWh/zi.

**Sistem autonom PV pentru alimentarea posturilor antigridingă.** A fost elaborat la Catedra de Electromecanică a Universității Tehnice a Moldovei. Este destinat alimentării cu energie electrică a consumatorilor postului antigridingă, dar poate fi folosit și pentru alimentarea altor consumatori mici de energie electrică care, din motive economice și tehnice, nu sunt racordați la rețelele electrice publice.

**Tabelul 1.18.** Numărul de consumatori și cererea de energie electrică PV.

Consumatori	Numărul de consumatori	Cererea de energie electrică	Puterea modulelor PV, kW <sub>c</sub>
Irigare mică	5700	3,2·10 <sup>6</sup> kWh/sezon	6300
Serviciu antigridingă	150	2800 kWh/sezon	7,5
Gospodării auxiliare ale fermierilor, ocolurilor silvice, apicultură.	Câteva mii	200-500 kWh/sezon-gospodărie	0,25-0,5 kW <sub>c</sub> /Gosp.

Construcția sistemului PV este prezentată în fig. 1.51. Toate componentele sistemului sunt montate pe carcasa dispozitivului de orientare 1, care asigură două grade de libertate modulului fotovoltaic 7 montat pe suportul 6 confecționat din țevi dreptunghiulare. Cu ajutorul mânerului 5, panoul fotovoltaic 7 se fixează într-o poziție oarecare față de orizont. Unghiul dintre planul modulului PV și planul orizontal, altfel spus unghiul de înălțare a soarelui, poate oscila în gama  $0 - 70^\circ$ . Întreaga construcție poate fi orientată în planul orizontal local (variația unghiului azimutal).



**Fig. 1.51.** Sistemul PV pentru alimentarea postului antițindină: 1- dispozitiv de orientare; 2 – dulap de distribuție; 3 – borne “= 27 V”; 4 – voltmetru; 5 – mânerul mecanismului de reglare a unghiului de înălțare a soarelui; 6 – suport panou PV; 7 – panou PV; 8 – ampermetru; 9 – întrerupător automat; 10 – borne “= 12 V”; 11 – priză “Pompa”; 12 – priză “~220 V”.



**Date tehnice:**

1. Putere modul PV – 60 W<sub>c</sub>;
2. Capacitatea bateriei de acumulare – 45 Ah, 12 V.

Asigură alimentarea cu energie electrică a consumatorilor postului antigrindină (12 V c.c.; 27 V c.c.; 220 V c.a.); pomparea 1 m<sup>3</sup>/zi de apă de la adâncimea de 20 m; alimentarea a 2 becuri LFC, 12 W, pe durata de 4 h/zi și a unui televizor color pe durata de 3 h/zi.

**Sistem PV pentru mica irigare.** A fost elaborat la Catedra de Electromecanică de la Universitatea Tehnică a Moldovei în cadrul Proiectului „Elaborarea și implementarea unui sistem pentru mica irigare folosind energia solară” finanțat de Consiliul Suprem pentru Știință și Dezvoltare Tehnologică. Sistemul a fost testat în gospodăria întreprinderii „Dendrocultagro” din or. Hâncești, al cărei domeniu principal de activitate este creșterea și comercializarea puiștilor pentru împădurire, inclusiv a puiștilor de nuc. Rezultatele cercetărilor efectuate de autori au fost prezentate la diverse manifestări științifice și publicate în lucrările [47 – 55]. Schema tehnologică este prezentată în fig. 1.52.

Panoul PV alimentează cu energie electrică pompa solară cu acționare electromagnetică montată în fântână. Apa este acumulată într-un rezervor cu un volum de 16 m<sup>3</sup>, care este amplasat la o înălțime de circa 5 m în raport cu terenul irigat.

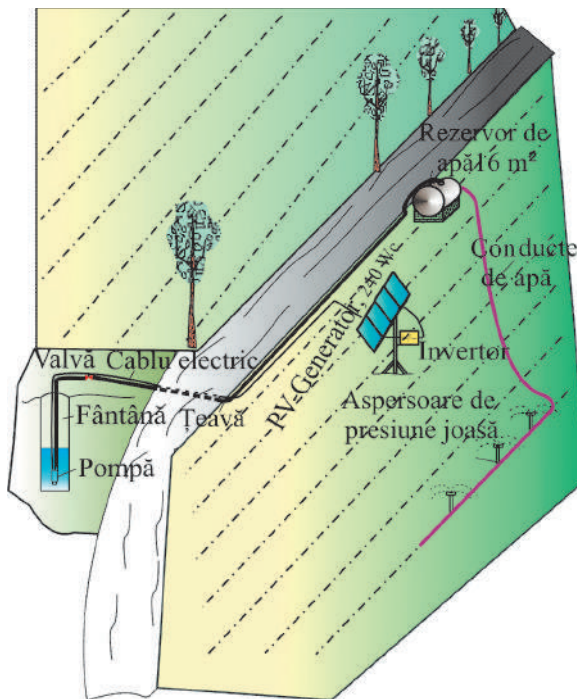


Fig. 1.52. Schema tehnologică a sistemului PV de pompare.

Distribuirea apei către fâșiile cu arbuști se efectuează datorită forței de gravitație prin conducte din masă plastică; udarea se realizează cu aspersoare cu vârtej de joasă presiune.

Distanța dintre sursă și rezervorul de apă este de 120 m, iar dintre sursa de apă și panoul PV – 100 m. Înălțimea manometrică totală este de 20 m. Pentru alimentarea pompei s-a montat un cablu electric cu secțiunea de 4 mm<sup>2</sup>. Pentru transportarea apei din fântână în rezervor se utilizează țevă din polipropilen cu diametrul 20 mm. Panoul PV este prezentat în fig. 1.53.

**Date tehnice:**

1. Putere panou PV – 240 W<sub>c</sub>.

2. Tensiunea de funcționare în punctul de putere maximă – 68 V.
3. Tensiunea nominală a pompei solare – 220 V c.a.
4. Randamentul pompei – 37%.
5. Curentul de funcționare în punctul de putere maximă – 3,5 A.
6. Debit nominal – 0,5 m<sup>3</sup>/h.
7. Înălțimea manometrică totală – 40,0 m.

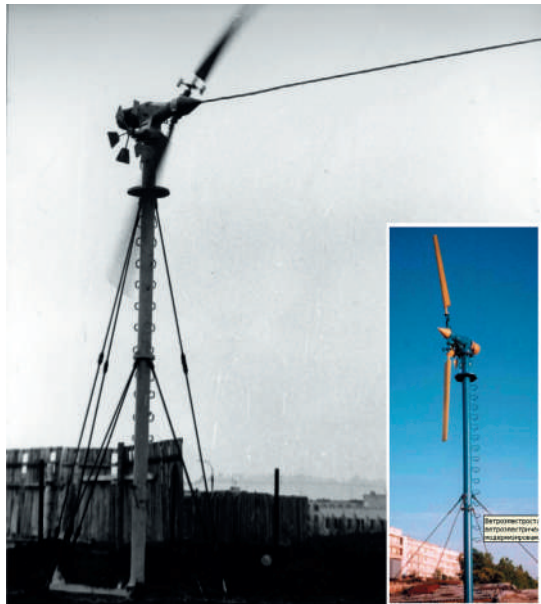
În condițiile reale menționate mai sus, sistemul PV asigură într-o zi însorită pomparea a circa 8,0 m<sup>3</sup> de apă. Radiația solară minim necesară pentru funcționarea stabilă a sistemului este de 270 W/m<sup>2</sup>. Sistemul PV are următoarele particularități:

- utilizarea pompei solare cu acționare electromagnetică, care este cu mult mai ieftină decât pompele centrifugale, cu piston sau diafragmă;
- pornire ușoară;
- alimentare monofazată;
- convertor de frecvență cu tensiune la ieșire dreptunghiulară, fără transformator de ridicare;
- reglarea frecvenței în dependență de tensiunea de alimentare.

## 4.2. Sisteme de conversie a energiei eoliene

### 4.2.1. Instalații eoliene

Datele statistice mărturisesc că atât în perioada interbelică, cât și după cel de-al Doilea Război Mondial, pe teritoriul actual al Republicii Moldova erau folosite masiv agregatele eoliene pentru producerea energiei mecanice. Astfel, în 1923 erau atestate 6208 mori de vânt. Pe parcursul anilor '50 ai secolului trecut au fost montate peste 350 de instalații eoliene mecanice destinate pomparei apei și prepararea nutrețurilor pentru vite. Acestea erau agregate cu multe pale și puterea nominală de circa 5 kW la viteza de calcul a vântului 8 m/s. În perioada 1960 – 1965, aceste instalații au fost înlocuite cu sisteme electrice.



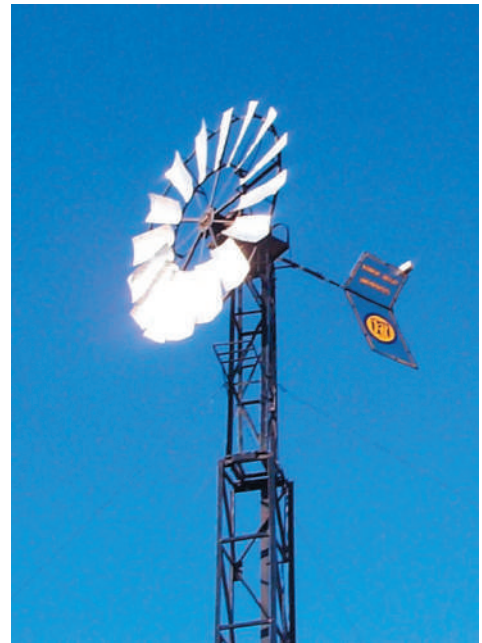
**Fig. 1.54.** Agregatul eolian AVĂ-6, instalat pe poligonul de încercări al Institutului Politehnic din Chișinău.

În prezent, în Republica Moldova nu există nici o instalație eoliană modernă. Sunt atestate doar câteva instalații electrice eoliene de putere mică proiectate și construite de amatori (Chișinău, 5 kW; or. Ceadâr-Lunga, 1 kW; or. Comrat – 0,5 kW; s. Zăbriceni, județul Edineț, 2,5 kW).

Un domeniu de utilizare a energiei eoliene este obținerea apei calde pentru încălzirea spațiilor locative și de producție. Autorii (Bostan I., ș.a.), în lucrarea [56], prezintă rezultatele cercetărilor științifice privind utilizarea energiei electrice produse de agregatul eolian AVĂ-6 (fig. 1.54), instalat pe poligonul de încercări ale agregatelor eoliene al Institutului Politehnic din Chișinău, pentru încălzirea unui spațiu de lucru în condițiile Republicii Moldova. În concluzie, autorii constată că agregatele eoliene sunt recomandabile pentru încălzirea spațiilor, deoarece în perioada de iarnă – primăvară se înregistrează cele mai mari viteze ale vântului.



**Fig. 1.56.** Turbină cu multe pale și axă orizontală, diametrul rotorului – 6,3m.



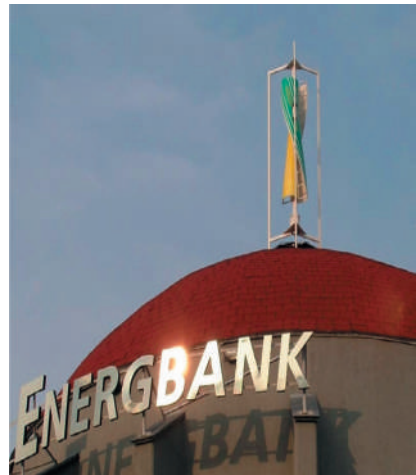
**Fig. 1.55.** Turbină cu multe pale și axă orizontală, diametrul rotorului – 3 m.

Pentru asigurarea utilizării cât mai complete a potențialului energetic al agregatului eolian în calitate de transformator de căldură se recomandă utilizarea frânelor hidrodinamice, ale căror caracteristici coincid cu caracteristicile de lucru ale agregatului eolian.

Un agregat eolian artizanal, realizat de inventatorul N. Constantinov, Comrat, este prezentat în fig. 1.55. Autorul a folosit un rotor multipal (cu 16 pale) cu diametrul de 3 m. Agregatul eolian este folosit pentru pomparea apei.

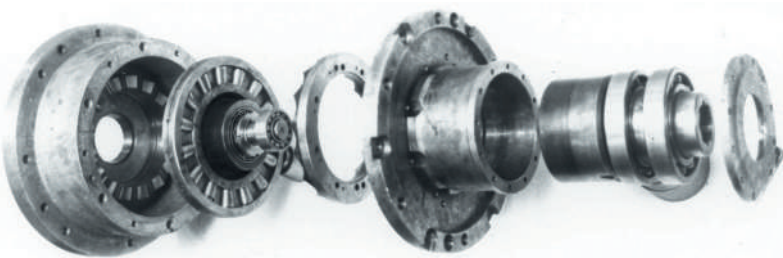
În fig. 1.56 este prezentat un agregat eolian, de asemenea, artizanal, realizat de inventatorul S. Port, Chișinău. Rotorul este multipal și conține 18 pale cu profil curbiliniu într-un plan. Turația rotorului este multiplicată de un multiplicator și transmisă unui generator electric, care produce energie electrică.

În fig. 1.57 este prezentată o construcție de agregat eolian, în care autorul M. Poleacov, Chișinău, a utilizat o variantă modificată bazată pe turbina Savonius a rotorului eolian. Agregatul eolian cu ax vertical este instalat pe acoperișul filialei Ciocana a Băncii „EnergBank”, Chișinău și servește pentru încărcarea acumulatorilor, care alimentează reclama luminescentă a băncii. În prezent, inventatorul se află în faza de instalare a unui set de agregate similare pe acoperișul unor case de locuit. Au fost și alte încercări de fabricare a agregatelor eoliene, cum ar fi cel proiectat și construit de amatorul I. Fodor, care s-a bazat pe o schemă mixtă de turbină de vânt cu un rotor Darieus pe exterior și unul Savonius în interior de pornire la viteze mici ale vântului. Testările naturale ale acestui rotor nu au înregistrat rezultate satisfăcătoare.



**Fig. 1.57.** Microturbină cu ax vertical (variantă a turbinei Savonius) instalată pe acoperiș.

#### 4.2.2. Elaborarea multiplicatoarelor precesionale pentru agregate eoliene



**Fig. 1.58.** Multiplicatorul precesional al agregatului eolian AVĂU-16.

În cadrul unui contract de cercetare, încheiat în a.1983 cu Asociația de Cercetare și Producție „Vetroen”, or. Istra, regiunea Moscova [57], colectivul de cercetare de la Catedra „Teoria mecanismelor și Organe de Mașini” de la Universitatea Tehnică a Moldovei, sub conducerea dr.conf. Ion Bostan, a elaborat, a proiectat și a fabricat două tipodimensiuni de multiplicatoare precesionale cu raportul de transmitere  $i=16$  și  $i=19$ , destinate agregatelor eoliene AVĂU 8 și AVĂU 16 cu puterea de 8 și, respectiv, 16 kW (fig. 1.58, 1.59). Multiplicatoarele fabricate au fost supuse încercărilor în condiții naturale, fiind instalate pe agregatele eoliene nominalizate, înlocuind multiplicatoarele existente în baza transmisiei cu roți dințate cilindrice în două trepte. Analiza comparativă a multiplicatoarelor precesional și cilindric în două trepte a arătat o reducere a masei de cca 2,3 ori (95 kg comparativ cu 220 kg). Acest lucru

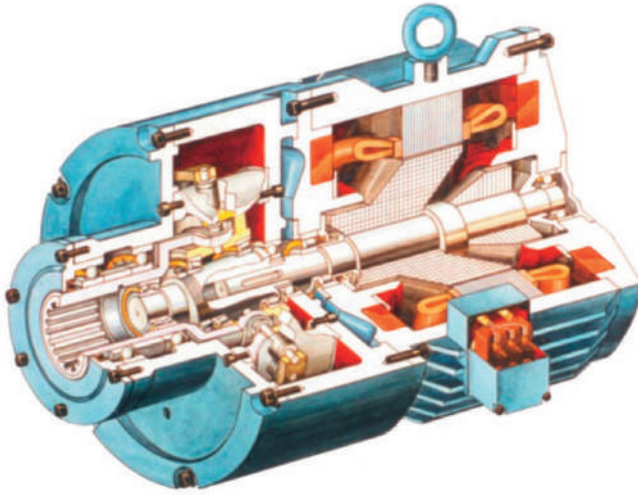


Fig. 1.59. Nodul „generator - multiplicator precesional” al agregatului eolian AVĂU-16.

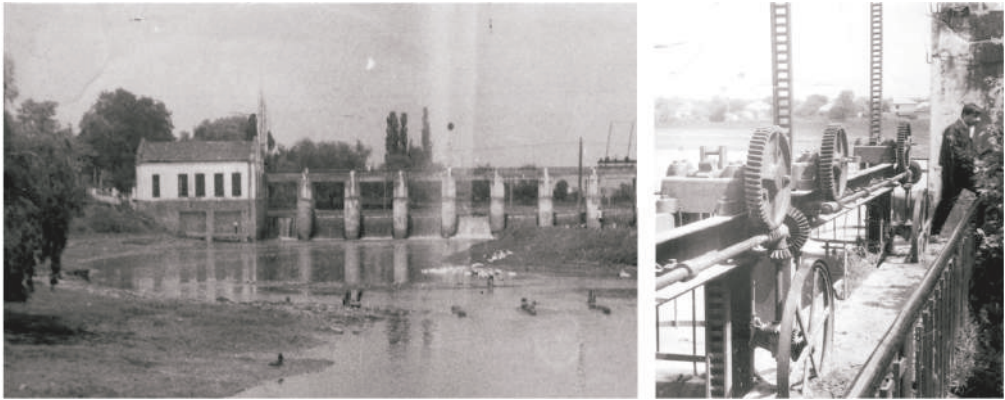
se explică prin majorarea capacității portante a multiplicatorului precesional datorită asigurării multiplicității angrenajului (simultan, în angrenaj se află până la 100% perechi de dinți), de asemenea, prin transmiterea fluxului de putere prin două timente (blocul satelit al multiplicatorului angrenează simultan cu două roți dințate centrale cu același număr de dinți, situate de ambele părți ale lui). Specificul angre-

najului precesional „*dinte – rolă*” a permis fabricarea roților din pulberi metalici cu conținut de lubrifianți solizi (grafit, bronz,  $\text{MoS}_2$ ), fapt ce a condus la majorarea randamentului, în special, în condiții de temperaturi scăzute (agregatele eoliene nominalizate erau destinate pentru funcționare la una din stațiile sovietice din Antarctida) când lubrifianții lichizi nu sunt utilizabili.

#### 4.3. Sisteme de conversie a energiei hidraulice în Republica Moldova

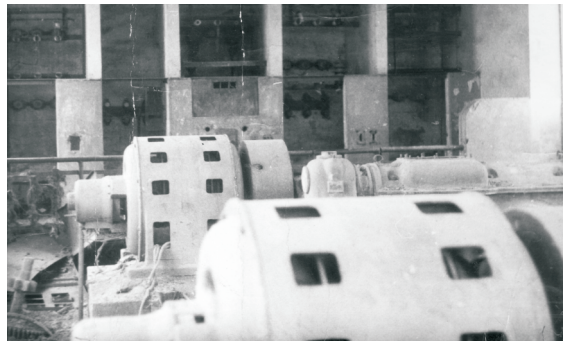
Din timpuri străvechi, pe teritoriul Moldovei a fost folosită cu succes energia potențială și cinetică a apei pe râuri, la căderi naturale și artificiale, în instalații de ridicare hidromecanică a apei pentru irigații locale. Aceste mori de apă erau executate de meșteri locali sau erau aduse din alte locuri cu experiență mai bogată în domeniu. Primele hidroagregate pentru producerea energiei electrice pe teritoriul Moldovei au fost instalate în perioada interbelică pe râurile mici. Astfel, pe râul Ciuhur la Pociumbăuți pe un canal de derivație funcționa o microcentrală hidroelectrică (MCHE), care producea 30 kW de energie electrică, utilizată pentru iluminarea a jumătate de sat. Ea funcționa și în regim de moară cu 2 pietre cu o capacitate de 3 tone făină pe oră.

După al Doilea Război Mondial s-a început restabilirea celor vechi și construcția microcentralelor hidroelectrice noi, în special în localități rurale pe râuri mici. În partea stângă a râului Nistru, pe afluenții râului Camenca și râului Beloci (la Vadul Turcului) au fost restabilite MCHE, care au funcționat anterior. În anul 1948 – 1949 pe râul Camenca au fost construite două MCHE: una avea puterea instalată de 57kW și înălțimea de  $H = 9\text{m}$ ; a doua a fost construită cu înălțimea de  $H = 7\text{m}$  și avea puterea instalată de 32 kW. De la aceste MCHE se alimentau consumatori aflați în raza de până la 5 – 7 km.



**Fig. 1.60.** Minihidrocentrala de la Căzănești.

În a. 1947, în comunele Roșieticii Vechi și Noi, Țăra (Florești) s-a început construcția unei MCHÉ pe râul Răut. În același timp, au fost inițiate lucrări în acest domeniu în comunele Alexeevca, Nicolaevca (Florești), în comunele Țareuca și Țăhnăuți (Rezina), care însă nu funcționau stabil din cauza insuficienței apei. Mai multe instalații nu se foloseau la puterea instalată: la Vadul Turcului – doar 20% din capacitatea instalată; la Beloci – 42%; Hrustovaia (Camenca) – 75%. A fost construită o microhidrocentrală pe râul Cubolta, în comuna Cubolta, la un baraj. Clădirea este păstrată până în prezent. Microhidrocentrale cu puteri de până la 100 kW erau amplasate și în alte locuri pentru diferite utilizări.



**Fig. 1.61.** Sala de mașini energetice de la minihidrocentrala de la Căzănești.

S-a început aplicarea pe scară largă a roților de apă, care erau folosite pentru mori și la producerea energiei electrice. Erau încercate modele de turbine axiale din lemn, alte construcții ale roților de apă. Pe râul Nistru s-a propus instalarea hidroagregatelor plutitoare de-a lungul malurilor, pentru recuperarea energiei cinetice a apei. În perioada respectivă guvernul a adoptat o decizie de a construi pe râuri mici 13 MCHÉ, a căror energie trebuia să fie folosită la alimentări cu apă, la încălzirea ei, la măcinat, la mulsul vacilor, la tunsul oilor, la incubatoare, la ventilație, la mașini de găurit etc. La începutul anilor '60 a fost stimulată construcția minihidrocentralelor rurale cu puterea de peste 100 kW. Prima de acest tip a fost lansată în anul 1953 la Brânzeni pe râul Răut cu puterea de 126 kW. Energia produsă se utiliza pentru treieratul cerealelor, pentru lucrări de irigare a terenurilor agricole, pentru radio, cinema. La 6 km mai jos de ea a fost construită MCHÉ Căzănești (Telenești) (fig.1.60, 1.61) cu o

S-a început aplicarea pe scară largă a roților de apă, care erau folosite pentru mori și la producerea energiei electrice. Erau încercate modele de turbine axiale din lemn, alte construcții ale roților de apă. Pe râul Nistru s-a propus instalarea hidroagregatelor plutitoare de-a lungul malurilor, pentru recuperarea energiei cinetice a apei. În perioada respectivă guvernul a adoptat o decizie de a construi pe râuri mici 13 MCHÉ, a căror energie trebuia să fie folosită la alimentări cu apă, la încălzirea ei, la măcinat, la mulsul vacilor, la tunsul oilor, la incubatoare, la ventilație, la mașini de găurit etc. La începutul anilor '60 a fost stimulată construcția minihidrocentralelor rurale cu puterea de peste 100 kW. Prima de acest tip a fost lansată în anul 1953 la Brânzeni pe râul Răut cu puterea de 126 kW. Energia produsă se utiliza pentru treieratul cerealelor, pentru lucrări de irigare a terenurilor agricole, pentru radio, cinema. La 6 km mai jos de ea a fost construită MCHÉ Căzănești (Telenești) (fig.1.60, 1.61) cu o



Fig. 1.62. Minihidrocentrală din comuna Piatra.

de 250 kW. MCHE era utilată cu 2 turbine tip „Voith” și generatoare electrice ale firmei „Siemens”. În perioada de după ’90, aceste agregate au fost demontate de către localnici și duse la metal uzat. Aceeași situație se observă și la MCHE din comuna Piatra/Jeloboc – Furceni, unde erau instalate 2 hidroagregate a câte 90 kW putere fiecare. În mare parte, barajul și clădirea parțial sunt distruse (fig. 1.62).

În total, pe râul Răut se preconiza construirea a 17 minihidrocentrale cu putere cuprinsă între 100 și 500 kW, inclusiv la Prajila, Florești, Prodănești, Domulgeni și alte locuri, care trebuiau să asigure cu energie electrică cincizeci de gospodării din jur. În anii 1950-1956 se prevedea construirea a 27 de microhidrocentrale: pe râul Racovăț la Corpaci; pe râul Ciuhur la Ruseni (Edineț); pe râul Vilia la Bălăsinești (Briceni); pe râul Cubolta la Maramonovca/Mândăc; Moara de Piatră (Sângerei); Putinești (Florești); pe râul Căinari la Macarovca (Drochia); Trifănești (Florești); Molochișul Mare (regiunea din stânga Nistrului) și în multe alte localități. Lipsa studiilor de prospecțiune a potențialului energetic al apelor, a construcțiilor eficiente de roți de apă au generat multe probleme în exploatarea eficientă a MCHE. Experiența acelor ani a demonstrat eficiența redusă a hidrocentralelor de mică putere și în anul 1954, când a fost dat în exploatare primul hidroagregat la CHE din Dubăsari pe râul Nistru, a fost luată decizia de a nu mai planifica în continuare construcția minihidrocentralelor. Cu toate acestea, microhidrocentralele rurale au trezit în oameni noi tendințe spre progresul tehnic, economic și social. Multe din aceste minihidrocentrale au funcționat peste zece ani, iar unele – până în anii ’80 ai secolului trecut.

Actualmente, în Republica Moldova, energia hidroelectrică este produsă de două hidrocentrale: CHE Dubăsari cu o capacitate de 48 MW și CHE Costești cu o capacitate de 16 MW. În anul 2001, la CHE Costești s-au produs  $64 \times 10^3$  MWh energie electrică sau 6,1% din producerea locală de energie electrică. Au fost identificate și câteva microhidrocentrale artisanale construite de producători individuali și agenți economici. Toate sunt amplasate pe scurgerile barajelor deja existente ale lacurilor de acumulare (tabelul 1.19).

putere 150 kW, a cărei construcție a fost începută în anul 1952 și dată în exploatare în anul 1954. Energia electrică era folosită de consumatori din mai multe comune din jur: pentru funcționarea fermei de vaci, iluminat, pomparea apei etc. Clădirea acestei centrale și barajul s-au păstrat, însă necesită reparație capitală. Cu ajutorul ISPH (București), la inițiativa CTS „Hidroenergetica” și cu susținerea Ministerului Energeticii a fost executat un proiect de reabilitare la o putere

**Tabelul 1.19.** Microhidrocentrale construite de producători individuali.

Localitatea	Barajul (Râul)	Tip	Putere, kW	Proprietar
Corjeuți	Corjeuți (Lopatnic)	Roată de apă	27	SRL
Vărvăreuca	Vărvăreuca (Răut)	Roată de apă	2x30	SRL
Târnova	Târnova	Turbină axială	2x5	CTȘ „Hidroen”
Vatra	Vatra(Bâc)	Turbină axială	2x22	SRL

## Bibliografie

1. Horst Stöcker. *Toute la physique*. Dunod, Paris, - 1999, 1180 p.
2. Roger A. Hinrichs, Merlin Kleinbach. *Energy: its use and environment*. Third edition. Thomson Learning. 2002, 590 p.
3. Balanța energetică în anul 2003 a Republicii Moldova. Departamentul “*Statistică și Sociologie*” al Republicii Moldova. Ch.: 2004, 37 p.
4. Godfrey Boyle. *Renewable Energy: power for a sustainable future*. Oxford University Press. 2004, 452 p.
5. Godfrey Boyle, Bob Everett, Janet Ramage. *Energy Systems and Sustainability*. Oxford University Press. 2003, 593 p.
6. An Assessment of World Hydrocarbon Resources, Hans-Holger Rogner, *Annu. Rev. Energy Environ.* 1997. 22:217–62.
7. Global oil & gas depletion: an overview, R.W. Bentley, *Energy Policy*, 30, 189 – 205, 2002.
8. Christopher Flavin, Nicholas Lenssen. *Valul energetic. Ghid pentru iminenta revoluție energetică*. Editura Tehnică, București, 1996.
9. Alfred J. Cavallo. Hubbert’s Petroleum Production Model: An Evaluation and Implications for World Oil Production Forecasts, *Natural Resources Research*, Vol. 13, No. 4, December 2004.
10. Deffeyes, Kenneth S. *Hubbert’s Peak: The Impending World Oil Shortage*. Princeton University Press. 2002. ISBN 0-691-09086-6.
11. *Peak Oil Theory. World Running Out of Oil Soon; Could Distort Policy & Energy Debate*.
12. Florin Teodor Tănăsescu ș.a. *Agenda tehnică*. Editura Tehnică, București: – 1990, 623 p.
13. *Starea mediului în Republica Moldova în anul 2004. Raport Național*. Ministerul Ecologiei și Resurselor naturale al Republicii Moldova. Institutul Național de Ecologie. Chișinău, 2005.
14. *Solar Forcing of Climate. Climate Change 2001: Working Group I: The Scientific Basis*. Retrieved on March 10, 2005.
15. *Changing Sun, Changing Climate? The Discovery of Global Warming*. Retrieved on February 21, 2005.



16. Crommelynck, D., A. Fichot, R. B. Lee, and J. Romero. First realisation of the space absolute radiometric reference (SARR) during the ATLAS 2 flight period, *Adv. Space Res.*, 16, 17-23, 1995.
17. Etheridge D.M., Steele L.P., Langenfelds R.L. & Francey R.J. Historical CO<sub>2</sub> records from the Law Dome DE08, DE08-2, and DSS ice cores. In *Trends: A Compendium of Data on Global Change*. Carbon Dioxide Information Analysis Center, Oak Ridge National Laboratory, U.S. Department of Energy, Oak Ridge, Tenn., U.S.A. (1998) [<http://cdiac.esd.ornl.gov/trends/co2/lawdome.html>]
18. The Elusive Absolute Surface Air Temperature (SAT). Goddard Institute for Space Study. [http://data.giss.nasa.gov/gistemp/abs\\_temp.html](http://data.giss.nasa.gov/gistemp/abs_temp.html)
19. [www.ipcc.ch/pub/reports.htm](http://www.ipcc.ch/pub/reports.htm) (accesat la 20.05.2005).
20. Tremblay, Varfalvy, *Greenhouse Gas Emissions - Fluxes and Processes*. Springer, 732 p. 2005. ISBN 3-540-23455-1.
21. Jones, P.D. and Moberg, A. Hemispheric and large-scale surface air temperature variations: An extensive revision and an update to 2001. *Journal of Climate* 16. 2003. pp.206 – 223.
22. Meehl, G.A., Washington W.M., Ammann C.A., Arblaster J.M., Wigley T.M.L. and Tebaldi C. Combinations of Natural and Anthropogenic Forcings in Twentieth-Century Climate. *Journal of Climate* 17. 2004. pp. 3721 – 3727.
23. Twidell J., Wir A. *Vozobnovleameye istochniki energii*. Per. s angl.- M.: Energoatomizdat, 1990.- 392 s.
24. Construction of a Composite Total Solar Irradiance (TSI). Time Series from 1978 to present. Retrieved on October 5, 2005.
25. Livre vert: *Énergie pour l'avenir: les sources d'énergie renouvelables*. COM(96)576 du 20.11.1996.
26. Livre blanc: *Énergie pour l'avenir: les sources d'énergie renouvelables. Une stratégie et un plan d'action communautaires*. COM(97)599 du 26.11.1997.
27. Robert E. Babe. *Culture of Ecology: reconciling economics and environment*. University of Toronto Press, 2006.
28. *The Economics of Solar Power for California: A White Paper*. Akeena Solar Inc, 2005.
29. Smil, Vaclav. *Energy at the Crossroads: Global Perspectives and Uncertainties*. MIT Press. 2005. ISBN 0-262-19492-9.
30. Directive 2003/54/CE du Parlement européen et du Conseil du 26 juin 2003 concernant des règles communes pour le marché intérieur de l'électricité.
31. *Strategia energetică a Republicii Moldova până în anul 2020*. Monitorul Oficial al Republicii Moldova, nr. 141- 145 din 7.09.2007.
32. *Le baromètre de l'énergie éolienne. Systèmes solaires – Le journal des énergies renouvelables*, nr. 141, Janvier – Février 2001, pag. 21 – 29.

33. Le baromètre de l'éolien. Systèmes solaires – Le journal des énergies renouvelables, nr. 135, Janvier – Février 2000, pag. 29 – 36.
34. Wind Energy. The facts. European Wind Energy Association. Luxembourg, 1999.
35. Todos P., Sobor I., Chiciuc A., Grosu M. Studiul datelor statistice meteorologice cu privire la caracteristicile vântului pe teritoriul Republicii Moldova/Lucrările Conferinței Internaționale SIELMEN 2001, Chișinău, 4-6 octombrie, V.II, p.23 – 26.
36. Todos P. Surse de energie regenerabile ale Republicii Moldova – potențial sigur de reducere a emisiilor de gaze cu efect de seră/Culegere de articole “Schimbarea climei: strategii, tehnologii, perspective”. Ministerul Ecologiei, Construcțiilor și Amenajării Teritoriului; PNUD. – Chișinău: Bons Offices, 2001, pag. 58 – 77.
37. Schimbarea Climei: strategii, tehnologii, perspective/coord. Valentin Bobeica; Ministerul Mediului și Amenajării Teritoriului; Programul Națiunilor Unite pentru Dezvoltare. – Ch.: Bons Offices, 2001 – 128 p.
38. Prima Comunicare Națională a Republicii Moldova elaborată în cadrul Convenției Națiunilor Unite privind schimbarea climei, Chișinău, 2000.
39. Arion V. Strategii și politici energetice (Uniunea Europeană și Republica Moldova). Ch.: Editura Universul, 2004, 538 p.
40. Dorogan V.V., Trofim V.G., Ciumac V.A., Iacovlev V.P. Polucenie deshovyh solnechnykh fotoelementov v sisteme AlGaAs./III Vsesoiuznaja konferenczia „Fizicheskie procesy v poluprovodnikovyh geterostrukturah”, Odessa, 1982, T.1, s. 127 –129.
41. Dorogan V.V., Brynzari V.I., Trofim V.G. Solnechnye elementy (SE) na geterostrukturah (Al,Ga)As, otdelennoi podlojki i ih soedinenie v kascadnye SE./II Vsesoiuznaja konferenczia „Vozobnovleamyie istochniki energii”. Chernogolovka, 1985, T.1, c.41.
42. Dorogan V.V., Vieru T.S., Trofim V.G. Fotovoltaiceskij effect v koncentratornyh toncopylonochnyh solnechnykh elementah na osnove (Al,Ga)As /II Vsesoiuznaja konferenczia „Fotoelectriccheskie yavleniya v poluprovodnikah”. Tachkent, 1989, s.147...148.
43. Dorogan V., Trofim V., Celule solare din GaAs cu preț redus și eficiență ridicată de conversie/Colocviul al IX<sup>lea</sup> de fizică și tehnologia materialelor cristaline și amorfe. Iași, România, 12 –13 iunie 1992, p. 182.
44. Dorogan V., Trofim V., Dispozitive fotovoltaice pe bază de semiconductori pentru conversia energiei solare/Colocviul Național de Energie Solară (CNES'92). București, România, 11 – 13 noiembrie 1992, p. 37.
45. Razrabotka metodov polucenia struktur AlAs-GaAs s czel'yu povyshenia KPD solnechnykh elementov na ix osnove/Raport științific nr. GP/8005256. Cond. științific: V.Trofim, 1981. 60 p.

46. Todos P., Sobor I., Ungureanu D., Chiciuc A., Pleșca M. Renewable Energy: Feasibility Study. Ch.: Ministry of Ecology, Constructions and Territorial Development; UNDP Moldova/Chișinău.- 2002, – 158 p. ISBN 9975-9581-4-1.
47. Sobor I., Kobîleațchi N., Wahhab A. Regimul de funcționare a pompei cu vibrator electromagnetic cu vana de evacuare închisă. Lucrările Conferinței Internaționale SIELMEN'01, Chișinău, 4 – 6 octombrie 2001, V.III, p.61 – 66. ISBN 9975-9638-8-9.
48. Sobor I., Nucă I., Wahhab I. A. Modelul matematic al sistemului „Generator fotovoltaic–Invertor”. Pompă electromagnetică. Lucrările Conferinței Internaționale SIELMEN'01, Chișinău, 4-6 octombrie 2001, V.1, p.251 – 252. ISBN 9975-9638-6-2.
49. Sobor I., Wahhab I. A., Kobîleațchi N. Energia solară fotovoltaică pentru mica irigare. Lucrările Conferinței Științifice “Sporirea eficienței de utilizare a energiei și apei în agricultura Moldovei”, Chișinău, 20-21 septembrie 2001, p.114 – 122. ISBN 9975-9645-4-0.
50. Sobor I., Wahhab I. A. Pompes avec actionnement electromagnetique et niveau reduit de vibration. Buletinul Institutului Politehnic Iași, tomul XLVIII (LII), fasc. 5C, 2002. Electrotehnica, Energetica, Electronica, pp.85 –92. ISSN 0258-9109.
51. Sobor I., Kobîleațchi N., Gherțescu C., Wahhab I. A. Sistem fotovoltaic de pompare. Simpozion științific Internațional “70 ani ai Universității Agrare de Stat din Moldova”, 7 – 8 octombrie 2003, p.152 – 155. ISBN 9975-9624-5-9.
52. Sobor I., Gherțescu C. Comparative analysis of drive characteristics and types of solar pumps. Proceeding of the 4th International Conference on Electromechanical and Power Systems, SIELMEN'03, Ch.: 26–27<sup>th</sup> September, 2003, V.III, pp. 193 – 196. ISBN 9975-9704-9-4.
53. Sobor I., Kobîleațchi N., Gherțescu C. Simulation of dynamics and static regimes of solar pumps with electromagnetic vibrator. Proceeding of the 4<sup>th</sup> International Conference on Electromechanical and Power Systems, SIELMEN '03, Ch.: 26 – 27<sup>th</sup> September, 2003, V. I, p. 43 – 46. ISBN 9975-9704-0-3.
54. Sobor I., Kobîleațchi N., Wahhab I. A. Brevet nr.1907MD. Pompă cu vibrator, BOPI 04/2002.
55. Sobor I., Kobîleațchi N., Gherțescu C. First photovoltaic sistem for small irrigation in the Republic of Moldova. Bul. Inst. Politehnic din Iași. Tomul L(LIV), Fasc. 5C. Electrotehnica, Energetica, Electronica, p.1430 – 1435. Iași,-2004. ISSN 1223-8139.
56. Sozdanie stenda dlea ispytania vetroagregata v sisteme otoplenia jilogo doma v usloviah Moldovy/ Raport științific nr. GP 01827033435. Conducător științific C. Glușco, 1982, 54 p.
57. Glușco C., Bostan I., Oprea A., Dulgheru V., Mazuru S. Multiplicator pretzesionnyi soosnyi dlea vetroelectriceskogo agregata // Dare de seamă a L.C.S. Nr. GR01840010860. Nr. de inv. 02860057046. Chișinău. 1985, 89p.



# Capitolul II

## ENERGIA SOLARĂ

### 1. Soarele ca sursă de energie

#### 1.1. Noțiuni generale

Proiectarea unui sistem de conversie a energiei solare în energie termică sau electrică se bazează pe evaluarea corectă a radiației solare în amplasamentul dat și pe cunoștințe privind proprietățile radiației solare. Soarele este cea mai apropiată stea față de Pământ și se află la distanța medie de  $1,5 \times 10^{11} m$ . Structura schematică a soarelui este prezentată în fig. 2.1, iar relațiile geometrice în sistemul „soare – pământ” – în fig. 2.2. Energia soarelui este rezultatul mai multor reacții de fuziune nucleară, principala fiind procesul în care hidrogenul (4 protoni) fuzionează și se formează heliu. Masa nucleului de heliu este mai mică decât masa a 4 protoni, diferența de masă se transformă în energie în conformitate cu formula lui Einstein:  $E=mc^2$ .

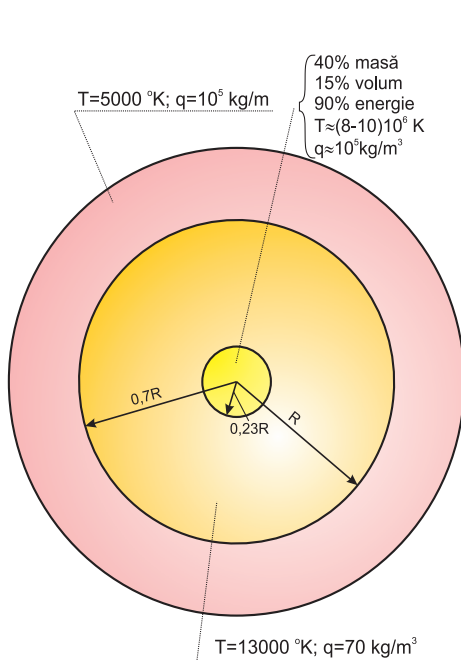


Fig. 2.1. Structura simplificată a soarelui.

Diametrul soarelui este de aproximativ 110 ori mai mare decât diametrul pământului:  $1,39 \times 10^9 m$  și, respectiv,  $1,27 \times 10^7 m$ . Nucleul solar cu raza de aproximativ  $0,23R$  ( $R$  – raza discului solar) și un volum ce constituie 15% din total prezintă reactorul natural termonuclear. Aici temperatura se estimează la  $(8 - 40) \times 10^6 K$  și se degajă 90% din energie. Nucleul are o densitate de 100 de ori mai mare decât a apei și masa lui constituie 40% din masa totală. La o distanță de  $0,7 R$  de la centrul soarelui, temperatura scade până la  $130\,000 K$  și densitatea scade până la  $70 kg/m^3$ . Zona cuprinsă între  $0,7$  și  $1,0 R$  se numește zonă convectivă (se consideră că procesele termice convective sunt principale). Temperatura scade până la  $5000 K$ , iar densitatea este foarte mică – de circa  $10^{-5} kg/m^3$ .

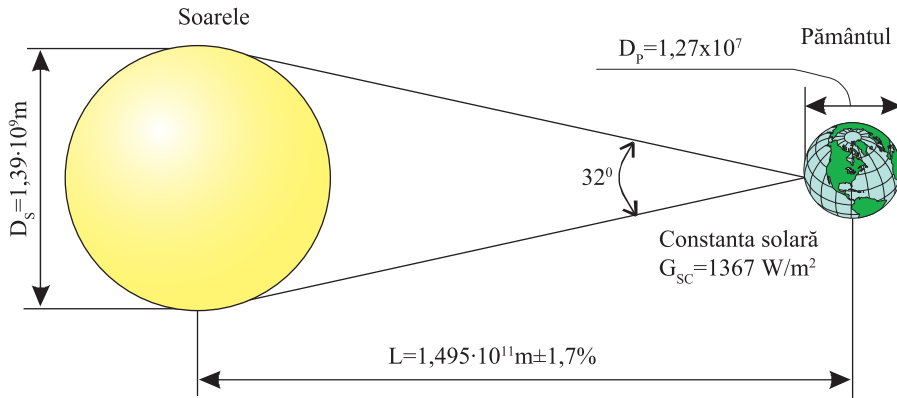


Fig. 2.2. Geometria sistemului „soare – pământ”.

Pământul se rotește în jurul soarelui pe o orbită aproximativ circulară (abateră de la circumferință nu depășește 1,7%). Distanța medie dintre soare și pământ (fig. 2.2), numită unitate astronomică, este egală cu  $1,495 \cdot 10^{11} \text{ m}$ . Soarele, fiind privit de pe suprafața pământului, prezintă un disc cu diametrul unghiular de  $32^\circ$ . Radiația solară poate fi modelată cu cea a unui corp absolut negru cu temperatura efectivă de circa  $5777^\circ \text{ K}$  (este un model introdus în fizică pentru a caracteriza spectrul radiației unui corp cu o temperatură constantă  $T$  [1]). Calculele radiației corpului absolut negru și rezultatele măsurărilor demonstrează că 6,4% din energie este transportată de banda ultravioletă de unde electromagnetice ( $\lambda = 0 - 0,38 \mu\text{m}$ ), 48,0% – de banda vizibilă ( $\lambda = 0,38 - 0,78 \mu\text{m}$ ) și 45,6% – de banda infraroșie ( $\lambda > 0,78 \mu\text{m}$ ). Este important să cunoaștem spectrul energetic al radiației solare pentru a înțelege efectele atmosferei asupra radiației venite de la soare și pentru a face o alegere corectă a materialelor pentru colectoare solare sau celule fotovoltaice.

Din punct de vedere energetic, prezintă interes radiația solară care, de facto, este un melanj de unde electromagnetice cu lungimea de undă cuprinsă în gama  $(0,2-2,5) \mu\text{m}$ . Energia undelor cu lungimea mai mare de  $2,5 \mu\text{m}$  poate fi neglijată. Câteva definiții, prezentate în continuare, vor fi utile pentru a înțelege corect acest capitol. “*Iradiație (iluminare)*”, în engleză “*Irradiance*”, în rusă “*Энергетическая освещенность*” se măsoară în  $\text{W/m}^2$  și prezintă **densitatea de putere instantanee** a radiației solare. De exemplu, iradiația egală cu  $1000 \text{ W/m}^2$  înseamnă că în fiecare secundă, pe un metru pătrat de suprafață cade un flux de energie egal cu 1000 J. “*Iradieră (expunere)*”, în engleză “*Irradiation*”, în rusă “*Облучение*” sau “*Сумма солнечной радиации*” se măsoară în  $\text{MJ/m}^2$  sau  $\text{kWh/m}^2$  și prezintă **densitatea de energie** a radiației solare. Este evident că iradierea este integrala iradiației pe o perioadă definită de timp – o oră, zi sau lună. În cele mai multe cazuri, în literatura de specialitate, primul termen este înlocuit cu “*densitatea de putere a radiației solare*”, iar al doilea – cu “*radiația solară orală, diurnă, lunară sau anuală*”.

În calculul sistemelor fotovoltaice densitatea de energie a radiației solare, măsurată în  $kWh/m^2$ , adesea este exprimată în “*ore solare de vârf*”, în engleză – “*peak sun hours*”, ceea ce înseamnă “*durata de timp*” în ore cu o densitate de putere de  $1 kWh/m^2$  necesară pentru a produce o radiație solară diurnă echivalentă cu cea obținută în urma integrării densității de energie pe durata unei zile.

Legătura analitică dintre densitatea de putere, temperatură și lungime de undă este prezentată de formula lui Planck [2]:

$$W_{\lambda} = \frac{2\pi hc^2}{\lambda^5} \cdot \frac{1}{e^{hc/\lambda kT} - 1}, \quad W / m^2, \quad (2.1)$$

unde  $h = 6,63 \times 10^{-34} \text{ W s}^2$  este constanta lui Planck;

$k = 1,38 \times 10^{-23}$  – constanta lui Boltzmann;

$c = 299722458 \text{ m/s}$  – viteza luminii în vid.

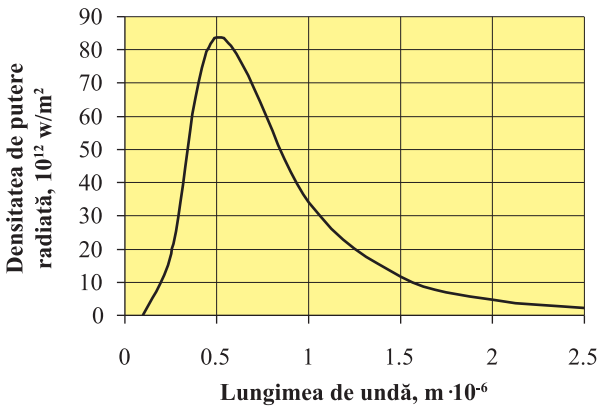


Fig. 2.3. Radiația spectrală a corpului absolut negru.

densității de putere extraterestre (la granița dintre atmosfera terestră și spațiul cosmic) scade până la valoarea numită **constanta solară**. Constanta solară  $S$  este energia primită de la soare într-o unitate de timp de o suprafață perpendiculară pe direcția razelor solare, amplasată la distanța medie dintre soare și pământ, în afara atmosferei. În realitate, din cauza excentricității orbitei pământului, radiația extraterestră variază. WRC (World Radiation Center), în baza măsurărilor efectuate la sfârșitul anilor '90 ai secolului al XX<sup>-lea</sup> a acceptat valoarea medie a constantei solare egală cu  $1367 \text{ W/m}^2$ , cu incertitudinea de 1,0% [3].

**Masa convențională de aer,  $m$** , caracterizează drumul parcurs de raza solară prin atmosferă până la nivelul mării. Pentru spațiul extraterestru sau dacă pământul nu ar avea atmosferă,  $m = 0$ . În zona Ecuatorului, când soarele se află în zenit, raza solară parcurge cea mai mică distanță,  $m = 1$ . Pentru unghiuri zenitale,  $\theta_z$  (unghi ze-

Expresia analitică (2.1) permite modelarea radiației solare cu o exactitate foarte bună. În fig. 2.3 este prezentată densitatea de putere spectrală la suprafața soarelui, calculată în conformitate cu relația 2.1 pentru temperatura efectivă a corpului absolut negru egală cu  $5800^\circ\text{K}$ . Ea reprezintă densitatea de putere a radiației pe suprafața soarelui. Parcurgând distanța de circa 150 mln km (v. fig. 2.2), valoarea totală a

nital – unghiul dintre verticala locului și direcția spre soare), cuprinse între  $0^{\circ}$  și  $70^{\circ}$  masa de aer  $m$  poate fi calculată cu expresia

$$m = \frac{1}{\cos\theta_z}. \quad (2.2)$$

Dacă  $\theta_z$  este egal cu  $60^{\circ}$ , masa de aer  $m = 2$ , altfel spus, raza solară va parcurge un drum prin atmosferă de 2 ori mai mare decât în cazul când  $\theta_z = 0^{\circ}$ . Evident, în cazul al doilea, raza solară va fi atenuată mai mult și ea va transporta mai puțină energie. Prin aceasta se explică micșorarea intensității radiației solare în emisfera de nord și, respectiv, de sud, în comparație cu zona ecuatorială.

„**Radiația directă**”, în engleză „**beam or direct radiation**”, în rusă „**прямое излучение**” prezintă radiația primită de la soare fără a fi împrăștiată (v. explicațiile din fig. 2.4) de atmosferă. Umbra unui obiect apare numai atunci când este radiație directă. În continuare, radiația directă va fi notată cu  $B$ .

„**Radiația difuză**”, în engleză „**diffuse radiation**”, în rusă „**рассеянное излучение**”, notată în continuare cu  $D$ . Trecând prin atmosferă, raza solară este împrăștiată; altfel spus, difuzată în toate direcțiile (v. fig. 2.4). Radiația difuză este prezentă întotdeauna; chiar și într-o zi senină această componentă constituie circa 10%. În acest caz, razele solare sunt împrăștiate de moleculele de oxigen, bioxid de carbon, particule de praf etc. și cerul capătă culoarea albastră. Dacă cerul este acoperit cu nori, atunci radiația directă este egală cu zero, fiind prezentă numai radiația difuză. Datorită radiației difuze, lumina pătrunde chiar și prin fereastra orientată spre nord.

„**Radiația solară totală sau globală**”, în engleză „**global radiation**”, în rusă „**полная радиация**”. Suma celor două componente prezintă radiația globală  $G$  pe o suprafață oarecare. În cele mai multe cazuri, se măsoară și se operează cu noțiunea de radiație globală pe o suprafață orizontală. Din definiție rezultă:

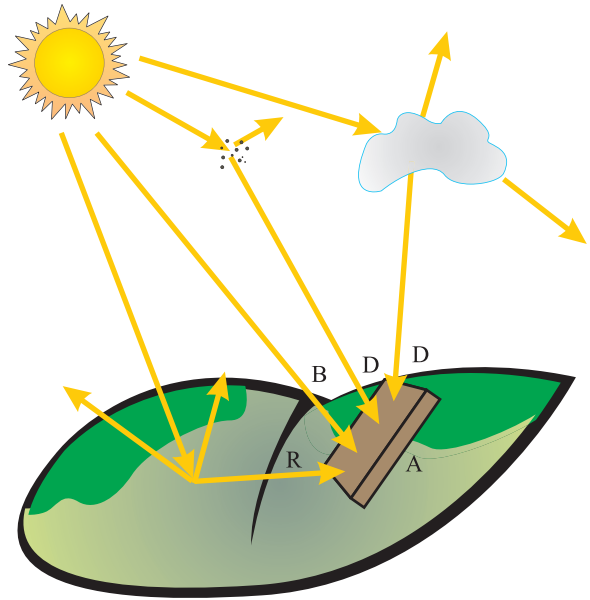


Fig. 2.4. Componentele radiației solare pe suprafața absorbantă A: B–directă; D–difuză; R–reflectată.

$$G = B + D \quad (2.3)$$

„*Albedo sau radiația reflectată*”, în engleză „*reflected radiation*”, notată cu  $R$ . De obicei se operează cu radiația reflectată de suprafața pământului, care cade pe colectorul solar sau panoul fotovoltaic. În cele mai multe cazuri, această componentă nu se ia în calcul, cu excepția colectoarelor sau panourilor fotovoltaice bifaciale (ambele suprafețe – cea orientată spre soare și cea orientată spre suprafața pământului – sunt lucrative). Astfel, radiația totală incidentă pe suprafața unui corp va fi egală cu suma radiației directe, difuze și reflectate (fig. 2.4):

$$G = B + D + R \quad (2.4)$$

## 1.2. Radiația solară pe suprafața pământului

S-a menționat mai sus că în spațiul extraterestru, densitatea de putere radiantă  $S$  este constantă și egală cu  $1367 \text{ W/m}^2$ . În fiecare interval de timp, pământul obține una și aceeași cantitate de energie calculată prin înmulțirea  $S$  cu suprafața expusă iradierii și la intervalul de timp, care ne interesează (o secundă, un minut, o oră etc.). Suprafața expusă iradierii este egală cu  $\pi R^2$ , unde  $R$  este raza pământului, iar suprafața totală a globului pământesc – cu  $4\pi R^2$ . Astfel, densitatea medie de putere radiantă  $S_{med}$  captată de pământ va fi:

$$S_{med} = \frac{S}{4} = \frac{1367}{4} = 342 \text{ W/m}^2 \quad (2.5)$$

În continuare se vor analiza particularitățile radiației solare pe suprafața pământului în ipoteza că densitatea medie de putere radiantă la granița dintre atmosfera pământului și spațiul cosmic este constantă. Razele solare, trecând prin atmosferă, sunt supuse unor modificări esențiale. Unele sunt absorbite de moleculele de aer, altele – împrăștiate (componenta difuză), iar o parte străbat atmosfera fără a fi afectate (componenta directă) și sunt absorbite sau reflectate (componenta reflectată) de obiecte de pe suprafața pământului (v. fig. 2.4). Două efecte majore influențează cel mai mult radiația extraterestră care parcurge stratul atmosferic:

**1. Difuzia** razelor solare de către moleculele de aer, apă și praf.

**2. Absorbția razelor solare** de către moleculele de ozon  $O_3$ , apă  $H_2O$  și bioxid de carbon  $CO_2$ .

**Difuzia** radiației solare este cauzată de interacțiunea dintre unda electromagnetică cu lungimea de undă  $\lambda$  și moleculele de aer, apă și praf. Intensitatea interacțiunii depinde de lungimea drumului parcurs de rază prin atmosferă, determinat de masa de aer  $m$  (v. expresia 2.2), de numărul de particule și mărimea lor în comparație cu lungimea de undă  $\lambda$ . Conform teoriei lui Rayleigh [4], coeficientul de difuzie, ce se datorează interacțiunii razei solare cu moleculele de aer, este proporțional cu



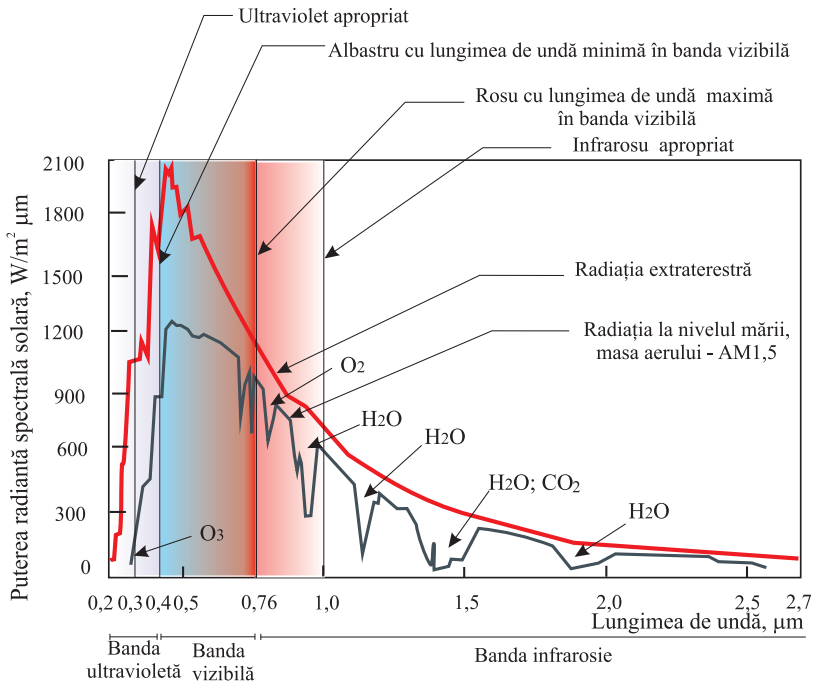


Fig. 2.5. Distribuția spectrală a densității de putere radiantă.

$\lambda^{-4}$  și este semnificativ pentru lungimi de undă mai mici de  $0,6 \mu\text{m}$ . Fenomenele ce țin de difuzia razelor de către molecule de apă, praf etc. sunt destul de complicate, descrierea detaliată fiind dată în [5, 6]. Absorbția razelor solare de către atmosferă se datorează moleculelor de ozon, oxigen, apă și bioxid de carbon. În fig. 2.6 se prezintă distribuția puterii radiante spectrale pentru două cazuri: 1 –  $m=0$ , radiație extraterestră, adică la granița de sus a atmosferei și 2 – la nivelul mării pentru  $m = 1,5$  (unghiul azimutal  $\theta_z = 48^\circ$ , unghiul de ridicare a soarelui deasupra orizontului  $\alpha = 42^\circ$ ). Se constată o absorbție puternică a radiației ultraviolete în banda cu lungimea de undă mai mică de  $0,3 \mu\text{m}$  de către moleculele de ozon (stratul de ozon este ecranul protector al biosferei de razele ucigătoare ultraviolete), o transparență mare a atmosferei în banda vizibilă  $0,4 < \lambda < 0,76 \mu\text{m}$  și o absorbție puternică a radiației în banda infraroșie a spectrului. Altfel spus, atmosfera terestră este transparentă pentru radiația în banda vizibilă și opacă – în banda infraroșie. Datorită acestor două efecte, radiația solară pe suprafața pământului scade semnificativ și iradiația sau densitatea de putere instantanee atinge valori maxime de circa  $1000 \text{ W/m}^2$ , care au loc la amiază, în condiții de cer senin.

### 1.3. Soarele și echilibrul energetic global

Soarele este principala sursă de energie, care determină clima pe pământ. În conformitate cu expresia (2.5), fiecare metru pătrat al învelișului exterior al atmosferei

primește  $342 \text{ W}$ , din care  $31\%$  sau  $106 \text{ W}$  sunt imediat reflectați în spațiu de către nori, atmosferă și suprafața terestră (v. fig. 2.6). Restul, adică  $236 \text{ W/m}^2$ , este absorbită de suprafața solului, apa oceanului planetar și, parțial, de atmosferă, încălzindu-le. Suprafața pământului cedează în spațiu aceeași cantitate de energie ( $236 \text{ W/m}^2$ ), însă, deja în banda de undă infraroșie: parțial învelișul atmosferic, parțial norii și vaporii de apă care, condensându-se, se răcesc și transmit căldura atmosferei (v. fig. 2.6). Datorită schimbului de energie dintre suprafața pământului, atmosferă și spațiul cosmic se menține o temperatură medie globală constantă de circa  $15^\circ\text{C}$  la nivelul mării și care scade rapid cu creșterea înălțimii, atingând  $-58^\circ\text{C}$  în straturile superioare ale troposferei. Apare o întrebare firească: căror fenomene fizice se datorează acest echilibru? poate el fi deteriorat? Răspunsul îl găsim apelând iarăși la teoria corpului absolut negru, care modelează fie soarele cu temperatura efectivă de  $5777^\circ\text{C}$ , fie pământul, cu temperatura efectivă egală cu  $T_e$ .

#### 1.4. Modelarea efectului de seră

Atmosfera pământului conține câteva gaze, numite gaze cu efect de seră (GES): bioxidul de carbon  $\text{CO}_2$ , metanul  $\text{CH}_4$ , oxidul de azot  $\text{N}_2\text{O}$  și vaporii de apă  $\text{H}_2\text{O}$ . O proprietate comună a GES constă în absorbția de către moleculele acestora a radiației în banda infraroșie emisă de suprafața pământului, atmosferă și nori. Molecula respectivă începe să vibreze și, la rândul său, emite radiație în același spectru infraroșu, care este absorbită de alte molecule GES. Astfel, fenomenul de absorbție-emisie-absorbție conduce la păstrarea energiei în stratul de jos al atmosferei. Altfel spus

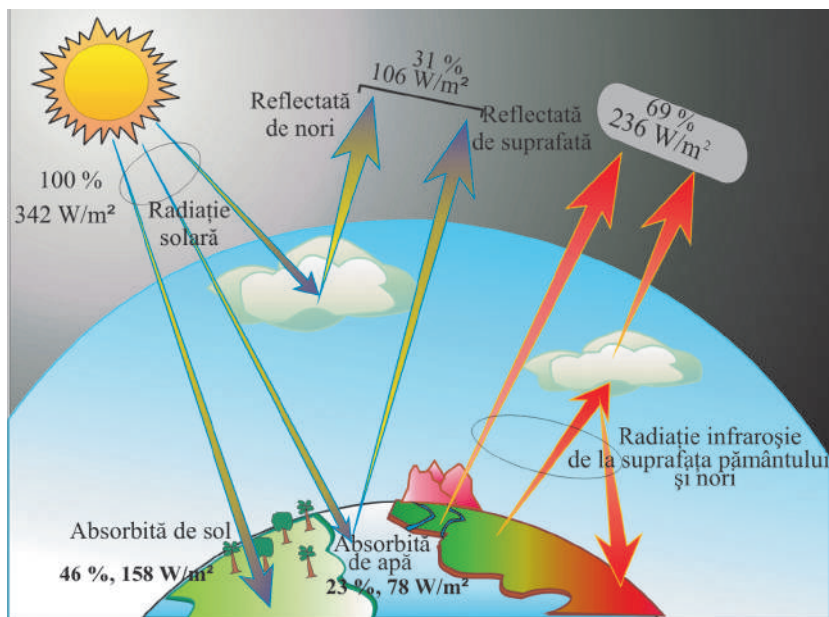


Fig. 2.6. Echilibrul simplificat al fluxurilor de energie în sistemul suprafața pământului – atmosferă.

GES are același rol ca și acoperișul de sticlă al unei sere. Termenul „*efectul de seră*” a fost introdus de către meteorologi la începutul secolului al XIX<sup>-lea</sup> [7]; la timpul respectiv nu avea nici o implicație negativă și se folosea pentru a descrie efectul de seră natural datorită căruia temperatura medie pe pământ se menține constantă și este de circa 15°C. Efectul de seră are un rol crucial în menținerea vieții pe pământ. Dacă nu ar avea loc efectul de seră, atunci temperatura la suprafața pământului ar fi determinată de echilibrul dintre cantitatea de energie cedată de pământ în spațiu și cea primită prin intermediul radiației solare. În conformitate cu legea lui Ștefan-Boltzman [1] cantitatea de energie emisă de un corp cu temperatura efectivă  $T_e$  se determină cu relația

$$We = \sigma \cdot A \cdot T_e^4 \quad (2.6)$$

unde  $\sigma = 5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$  este constanta lui Ștefan-Boltzman;  $A$  – aria corpului.

Relația (2.6) se obține în urma integrării expresiei (2.1) a densității puterii spectrale. În cazul pământului  $We = 4\pi R^2 \sigma T_e^4$ . Pe de altă parte, pământul primește de la soare o cantitate de energie egală cu 0,69 S/4 (v. relația (2.5) și fig. 2.5). În condiția echilibrului termic, cantitatea de energie primită este egală cu cantitatea de energie emisă, de unde obținem temperatura efectivă a suprafeței pământului  $T_e$ :

$$T_e = \sqrt[4]{\frac{0,69S}{4\sigma}}. \quad (2.7)$$

Pentru  $S = 1367 \text{ W/m}^2$ , din (2.7) obținem temperatura efectivă a suprafeței pământului  $T_e = 254^\circ\text{K}$  sau  $-19^\circ\text{C}$ . Este evident că în astfel de condiții viața pe pământ, în forma existentă, nu ar fi posibilă.

Începând cu a doua jumătate a secolului al XX<sup>-lea</sup> și, îndeosebi, în zilele noastre, se vorbește frecvent de așa-numitul „*efect de seră*”, dar deja cu un sens negativ, legat, în primul rând, de fenomenul „*schimbarea climei globale*”. În viziunea specialiștilor din domeniul mediului, acest fenomen se datorează impactului antropogen asupra echilibrului natural.

Echilibrul termic al pământului poate fi deteriorat fie pe cale naturală, fie în urma activității omului. Erupția vulcanilor provoacă o creștere bruscă a prafului în straturile de sus ale atmosferei, arderea combustibilului fosil conduce la majorarea GES, tăierea masivă a pădurilor, urbanizarea, introducerea noilor terenuri în circuitul agricol conduce la schimbarea coeficientului de refracție (albedo). Din cauza acestor efecte are loc variația fluxurilor de energie primite și cedate de către suprafața pământului. Variațiile pot fi negative sau pozitive. În ambele cazuri, sistemul climatic va reacționa pentru a stabili un nou echilibru termic. Variația pozitivă va tinde spre stabilirea unei temperaturi mai mari a suprafeței pământului, iar cea negativă – invers. Studiile recente demonstrează că predomină variația pozitivă și are loc încălzirea globală.

## 2. Potențialul energetic solar

### 2.1. Potențialul energetic solar global

Cel mai mare potențial teoretic de energie regenerabilă reprezintă energia solară (cca 89000 TW, v. fig. 1.40). Printre componentele energiei solare, radiația normală directă este cea mai importantă din punct de vedere al conversiei energetice. Radiația directă normală este afectată atât de condițiile climaterice, cât și de distanța parcursă de razele solare prin atmosferă. În fig. 2.7 este prezentată o diagramă tipică a distribuției diurne și sezoniere a radiației directe normale (RDN) în deșertul Mojave, California, SUA [8].

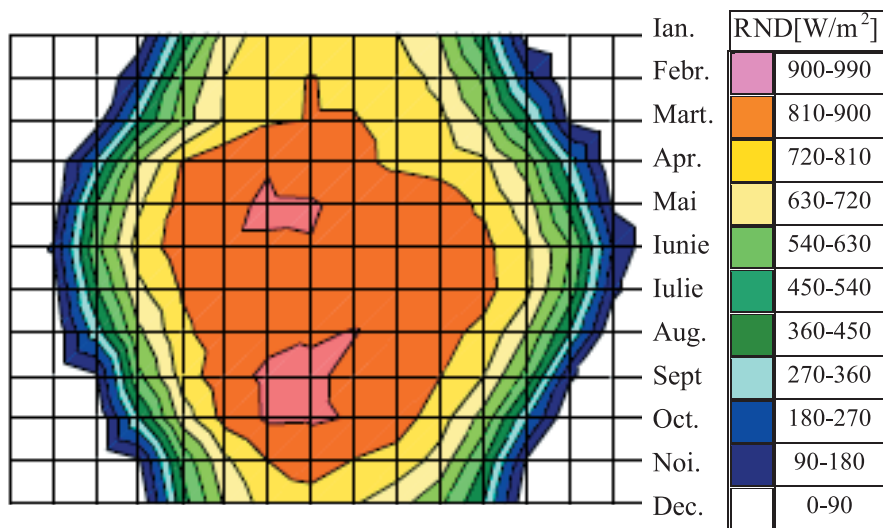


Fig. 2.7. Distribuția tipică diurnă și sezonieră a radiației directe normale în deșertul Mojave, California, SUA.

Potențialul energetic teoretic solar global este foarte mare, însă diverși factori, cum ar fi zonele cu soare limitate, condițiile climaterice și performanțele sistemelor de conversie reduc simțitor potențialul energetic explorabil. Totuși, potențialul energetic explorabil rămâne deosebit de mare, fiind comparabil cu producția globală de energie (tabelul 2.1). Zonele cele mai favorabile, din punct de vedere al conversiei energiei solare, sunt cele de la ecuator și, în special, cele de deșert, unde un astfel de efect negativ (pentru conversia energiei solare) cum sunt ploile, este foarte rar. De asemenea, unele sisteme de conversie a energiei solare necesită suprafețe mari care, în cazul zonelor cu agricultură dezvoltată, sunt scoase din circuitul agricol. Din acest punct de vedere, cele mai mari sisteme de conversie a energiei solare sunt amplasate în deșerturile din SUA, Australia, zone aride din Spania ș.a.

**Tablelul 2.1.** Potențialul de generare a energiei electrice solare prin utilizarea conversiei termodinamice.

Caracteristici	Cantitatea de energie, TWh/an
Radiația solară globală pe suprafața Planetei	240x10 <sup>6</sup>
Suprafețele de deșert ocupă 7% din suprafața totală a Planetei	17,0x10 <sup>6</sup>
Fracțiunea directă disponibilă a radiației (aproximativ 70%)	11,2x10 <sup>6</sup>
Eficiența medie anuală de conversiune a energiei solare în energie electrică (cca 15%)	11,2x10 <sup>6</sup>
Partea locațiilor semiaride și aride pentru stații solare în spațiul habitabil și cu acces la infrastructură (1% din suprafața deșertului)	16,8x10 <sup>3</sup>
Producerea globală de energie electrică în a. 2000	15x10 <sup>3</sup>

## 2.2. Radiația solară pe teritoriul Republicii Moldova

Date cu privire la radiația solară sunt disponibile sub diferite forme. Cea mai amplă informație poate fi găsită în publicațiile [9–10]. O descriere sistematică a climei Republicii Moldova este prezentată în monografia [11] bazată pe datele măsurărilor meteorologice în perioada 1886-1975. Sunt prezentate componentele radiației solare – directă, difuză și globală pe o suprafață orizontală sau perpendiculară pe direcția razelor solare și durata de strălucire a soarelui. În cele mai multe cazuri, informația este prezentată în următoarele forme:

- radiația solară pe o suprafață orizontală sau perpendiculară în  $kWh/m^2$  sau  $MJ/m^2$  pentru o perioadă de timp – o oră, zi sau lună;
- radiația solară instantanee sau densitatea de putere în  $W/m^2$  măsurată de 5 ori: respectiv la  $6^{30}$ ,  $9^{30}$ ,  $12^{30}$ ,  $15^{30}$  și  $18^{30}$  în conformitate cu timpul mediu solar;
- durata de strălucire a soarelui în ore sau valori relative ca raportul dintre durata reală de strălucire a soarelui și cea teoretică sau posibilă.



**Fig. 2.8.** Durata de strălucire a soarelui, h/an, [10].

Informația cu privire la radiația solară este disponibilă pentru două cazuri de transparență a atmosferei: în condiții de cer senin (nebulozitatea 0–3 grade), care caracterizează radiația solară maximă posibilă și, în condiții de nebulozitate medie (nebulozitatea 3–7 grade).

Cantitatea de energie solară recepționată de suprafața pământului depinde de o serie de factori și, în primul rând, de durata strălucirii soarelui și de înălțimea soarelui deasupra orizontului. În Republica Moldova, durata posibilă (teoretică) de strălucire a soarelui este

de 4445 – 4452 h/an. Durata reală constituie 47 – 52% sau 2100 – 2300 h (fig. 2.8) din cea posibilă. Variația cu circa 5% se datorează diferenței de latitudine între zona de nord și cea de sud, care este de circa  $2,5^\circ$ . O parte considerabilă a orelor de strălucire a soarelui revine lunilor aprilie – septembrie și constituie 1500 – 1650 de ore. Radiația globală (suma radiației directe și difuze) pe o suprafață orizontală în condiții de nebulozitate medie constituie  $1280 \text{ kWh/m}^2\cdot\text{an}$  în zona de nord și  $1370 \text{ kWh/m}^2\cdot\text{an}$  – în zona de sud (fig. 2.9). Peste 75% din această radiație revine lunilor Aprilie – Septembrie. Radiația globală în zona de nord este mai mică cu 3,5% decât în zona centrală și mai mare cu 2,6% – în zona de sud. Diferența mică dintre aceste valori permite utilizarea în calculele ce vor urma datelor cu privire la radiația solară pentru zona centrală a Republicii Moldova, altfel spus, datele măsurărilor sistematice efectuate la Stația Meteorologică Chișinău.

În anexa A1, tabelele A1.1, A1.2 sunt prezentate valorile iradiției (densitatea de putere),  $\text{kW/m}^2$ , directă –  $B$ , difuză –  $D$  și globală –  $G$  culese din [20]. Valorile iradiției prezintă rezultatele procesării măsurărilor sistematice efectuate de serviciul de Stat Hidrometeo în perioada 1954 – 1980 în condiții de cer senin și nebulozitate medie la orele  $6^{30}$ ,  $9^{30}$ ,  $12^{30}$ ,  $15^{30}$  și  $18^{30}$ . Cu aceste date poate fi determinată iradierea (expunerea) pe o durată de timp, în  $\text{kWh/m}^2$  sau  $\text{MJ/m}^2$ , luând integrala de la iradiție pe respectivul interval de timp. Aceste date pentru o oră, zi, lună și un an sunt prezentate în tabelele A1.3-A1.6.

## 2.3. Calculul radiației solare disponibile

### 2.3.1. Generalități

Pentru proiectarea unei instalații de conversie a energiei solare în energie termică sau electrică este necesar să cunoaștem radiația solară disponibilă pe suprafața captatoare fie a colectorului solar, fie a modulului (panoului) fotovoltaic. Totodată, radiația solară este o funcție variabilă, care depinde de mai mulți factori: *latitudinea și altitudinea locului, anotimpul, ziua, ora, gradul de nebulozitate, conținutul de praf, vapori de apă și aerosoli în atmosferă*. Este evident că nu poate exista una sau mai multe expresii matematice, care ar permite calculul radiației solare, luând în considerație toți acești factori, în special cei cu caracter aleatoriu – nebulozitatea, conținutul de praf, aerosoli etc.



Fig. 2.9. Valorile anuale ale iradierii (expunerii) solare,  $\text{kWh/m}^2$ , [10].

Proiectarea unei instalații solare și prognozarea productivității acesteia în viitor se face pe baza măsurărilor sistematice ale componentelor radiației solare efectuate în trecut și disponibile în publicațiile Serviciului Hidrometeo de Stat (v. anexa A1). În majoritatea cazurilor se utilizează rezultatele măsurărilor pentru o suprafață orizontală ale radiației directe și difuze pe o durată de o oră, de o zi sau de o lună. Calculele bazate pe durata de o oră sunt mai exacte, dar cer un volum mare de lucru. Metodologia respectivă este descrisă detaliat în [4]. În prezentul manual vor fi folosite datele zilnice și lunare cu privire la radiația solară și modelul izotrop al bolții cerului. Pentru a înțelege esența calculelor, la început, se va apela la unele noțiuni din astronomie, în particular, la relațiile analitice care descriu **mișcarea aparentă** a soarelui pe bolta cerească.

Pământul se rotește pe parcursul unui an în jurul soarelui pe o orbită eliptică cu soarele în unul din focare. Totodată, pământul se rotește în jurul axei sale, efectuând o rotație în 24 de ore. Axa de rotație a pământului are o direcție fixă în spațiu și este înclinată cu unghiul  $\delta_0 = 23,5^\circ$  față de perpendiculara pe planul orbitei (fig. 2.10).

Unghiul dintre direcția spre soare și planul ecuatorial  $\delta$  se numește **declinație** și variază pe parcursul anului de la  $+23,5^\circ$  în momentul solstițiului de vară (21 iunie) până la  $-23,5^\circ$  - în momentul solstițiului de iarnă (21 decembrie). La 21 martie, respectiv - 21 septembrie, declinația  $\delta = 0$  și duratele zilei și nopții sunt egale. Conform [4], declinația poate fi calculată cu formula:

$$\delta = 23,45 \operatorname{Sin} \left( 360 \frac{284 + n}{365} \right), \quad (2.8)$$

unde  $n$  este numărul zilei din an, prima zi considerându-se 1 ianuarie.

Dacă calculele se efectuează pe baza variabilelor medii lunare, se recomandă utilizarea numerelor zilelor medii pentru fiecare lună și numărul  $n$  al zilei prezentate în tabelul 2.2. Relațiile geometrice dintre un plan orientat arbitrar față de pământ și radiația solară directă, care cade pe acest plan în orice moment de timp, poziția soarelui față de acest plan pot fi descrise în termeni de câteva unghiuri. Definiția unuia din ele - a unghiului de declinație - a fost dată mai sus. Definițiile celorlalte și expresiile analitice necesare sunt prezentate mai jos. Interpretările geometrice respective corespund fig. 2.11 și 2.12.

**Latitudinea  $\Phi$**  este unghiul măsurat de la ecuator până la punctul de interes de pe suprafața pământului. Se consideră pozitiv pentru emisfera de nord și negativ - pentru cea de sud.

**Unghiul de înclinație a planului  $\beta$**  este unghiul dintre planul suprafeței în cauză și suprafața orizontală;  $0 \leq \beta \leq 180$  (fig. 2.11). Pentru instalații solare uzuale valoarea maximă nu depășește  $90^\circ$ .

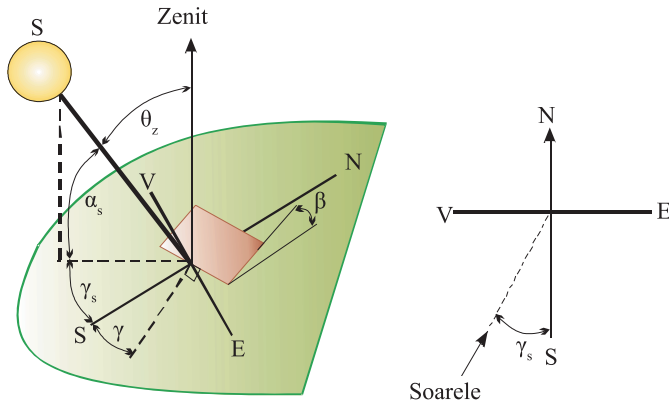
**Unghiul azimutal  $\gamma$**  este unghiul dintre proiecția pe planul orizontal a perpendicularei pe suprafața planului în cauză și meridianul local (fig. 2.11); este egal cu

zero pentru planul în cauză orientat spre sud, negativ – spre est, pozitiv – spre vest;  $-180 \leq \gamma \leq 180$ .

**Tabelul 2.2.** Numărul zilei medii pentru fiecare lună și valorile lui  $n$  [4].

Luna	$n$ pentru ziua $i$ a lunii	Pentru ziua medie a lunii		
		Data	$n$ , numărul zilei din an	$\delta$ , grade
I	$i$	17	17	-20,9
II	$31 + i$	16	47	-13,0
III	$59 + i$	16	75	-2,4
IV	$90 + i$	15	105	9,4
V	$120 + i$	15	135	18,8
VI	$151 + i$	11	162	23,4
VII	$181 + i$	17	198	21,2
VIII	$212 + i$	16	228	13,5
IX	$243 + i$	15	258	2,2
X	$273 + i$	15	288	-9,6
XI	$304 + i$	14	318	-18,9
XII	$334 + i$	10	344	-23,0

**Unghiul azimutal solar  $\gamma_s$**  este unghiul dintre direcția sud și proiecția pe planul orizontal a radiației directe (a razei solare) (fig. 2.11 din dreapta); unghiurile măsurate de la direcția sud spre est sunt negative, cele măsurate spre vest – pozitive.



**Fig. 2.11.** Explicații referitoare la unghiurile: de înclinație  $\beta$ , azimutal  $\gamma$ ; azimutal solar  $\gamma_s$ ; înălțare a soarelui  $\alpha_s$ ; zenital  $\theta_z$ .

**Unghiul de înălțare a soarelui  $\alpha_s$**  este unghiul dintre linia orizontului și linia care leagă soarele și punctul de interes, altfel spus, raza solară incidentă în punctul de interes (fig. 2.11).

**Unghiul zenital  $\theta_z$**  este unghiul dintre verticală și linia care leagă soarele și punctul de interes, altfel spus, unghiul complementar unghiului  $\alpha_s$  (fig. 2.11).



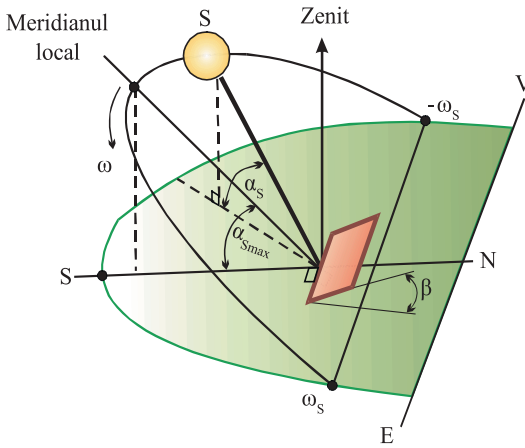


Fig. 2.12. Unghiul orar  $\omega$ , de răsărire  $\omega_s$  și apunere  $-\omega_s$ .

**Unghiul orar  $\omega$**  determină poziția soarelui pe bolta cerească în momentul dat. Este egal cu zero în momentul trecerii de către soare a meridianului local, altfel spus, în momentul amiezii, pozitiv – spre est și negativ – spre vest (fig. 2.12). Respectiv,  $+\omega_s$  corespunde unghiului de răsărire, iar  $-\omega_s$  – unghiului de asfințire a soarelui. Este evident că într-o oră, soarele traversează pe bolta cerească un unghi egal cu  $15^\circ$ , iar poziția lui la orice oră  $T$  se determină cu expresia:

$$\omega = 15(12 - T) \quad (2.9)$$

Dacă sunt cunoscute unghiurile  $\delta$ ,  $\Phi$  și  $\omega$ , atunci poate fi determinată ușor poziția soarelui pe bolta cerească în punctul de interes pentru orice oră și orice zi, folosind expresiile [12]:

$$\text{Sin} \alpha_s = \text{Sin} \delta \text{ Sin} \Phi + \text{Cos} \delta \text{ Cos} \Phi \text{ Cos} \omega = \text{Cos} \theta_z \quad (2.10)$$

$$\text{Cos} \gamma_s = \frac{\text{Sin} \alpha_s \text{ Sin} \Phi - \text{Sin} \delta}{\text{Cos} \alpha_s \text{ Cos} \Phi} \quad (2.11)$$

Pentru orice zi a anului, din (2.8) poate fi determinată declinația  $\delta$ , din (2.9) pentru ora respectivă  $T$  se determină unghiul orar  $\omega$  și, fiind cunoscute latitudinea

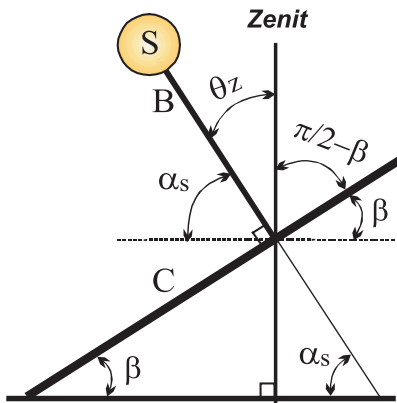


Fig. 2.13. Radiația solară directă pe un plan înclinat în momentul amiezii:  $\omega = 0$ ;  $\gamma = 0$ .

locului  $\Phi$ , se determină unghiul de înălțare a soarelui  $\alpha_s$ . De exemplu, pentru zona de sud a Republicii Moldova ( $\Phi = 45^\circ$ ), în ziua solstițiului de vară,  $\delta = 23,5^\circ$ , în momentul amiezii unghiul maxim de înălțare a soarelui este egal cu  $68,44^\circ$ .

În baza definițiilor și expresiilor analitice descrise mai sus pot fi date răspunsuri la o serie de întrebări, cum ar fi: sub ce unghi față de orizont trebuie montat un colector solar pentru a obține o cantitate maximă de energie în perioada caldă sau rece a anului? Sau, în general: care va fi radiația solară pe un plan orientat arbitrar? Exemplul care urmează va convinge

cititorul de utilitatea informației prezentate mai sus. Totodată, se va familiariza cu recomandări utile necesare în exploatarea sistemelor solare. În fig. 2.13 este prezentat colectorul solar  $C$  direcționat spre sud (unghiul  $\gamma = 0$ , fig. 2.11). Suprafața planului  $C$  este înclinată față de orizont cu unghiul  $\beta$ . Ce valoare trebuie să aibă unghiul  $\beta$  pentru a obține o cantitate de energie maximă, dacă durata de exploatare este perioada aprilie – septembrie? Radiația solară pe suprafața colectorului va fi maximă în momentul amiezii, când unghiul de înălțare a soarelui,  $\alpha_s$ , (fig. 2.12) va fi maxim, iar drumul parcurs de raza solară – minim și unghiul orar  $\omega = 0$ . Această situație va avea loc dacă radiația directă cade perpendicular pe suprafața colectorului  $C$ . Din fig. 2.13 rezultă că  $\theta_z = \beta$ , iar din expresia (2.10):

$$\text{Cos}\theta_z = \text{Cos}\Phi \text{Cos}\delta + \text{Sin}\Phi \text{Sin}\delta = \text{Cos}(\Phi - \delta), \quad (2.12)$$

de unde se obține:

$$\beta = \Phi - \delta. \quad (2.13)$$

Din tabelul 2.2, pentru perioada analizată valoarea medie a declinației este egală cu  $15^\circ$  și pentru zona centrală a Republicii Moldova obținem  $\beta = 47 - 15 = 32^\circ$ . Pentru perioada rece a anului declinația este egală cu  $-15^\circ$  și unghiul de înclinație trebuie să fie  $\beta = 47 + 15 = 62^\circ$ . Este evident că perioada luată în calcul poate fi arbitrară – o oră, o zi, o lună sau un anotimp oarecare. Astfel, apare problema calculului radiației solare pe un plan înclinat în formă generală. Soluția problemei este dată în paragraful următor.

### 2.3.2. Radiația solară pe un plan înclinat

În cele mai multe cazuri, dispunem de informații privind radiația solară pe un plan orizontal (v. p.2.2.2 și anexa A1). În același timp, este necesară cunoașterea componentelor directă și difuză ale radiației pe planul unui colector solar sau panou fotovoltaic. Relația (2.13) determină unghiul de înclinație al colectorului sau panoului

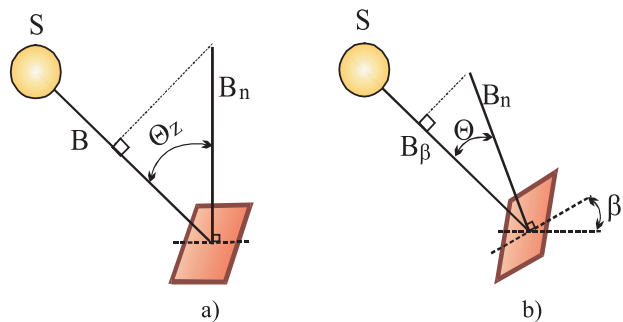


Fig. 2.14. Radiația solară directă pe un plan orizontal (a) și un plan înclinat (b).

pentru o perioadă de 6 luni – respectiv perioada caldă sau rece a anului. Soluția optimă ar fi urmărirea soarelui în mișcarea sa aparentă pe bolta cerească, astfel ca radiația directă să cadă perpendicular pe suprafața de interes. Dar mecanismul de urmărire este complicat și scump și, de regulă, se utilizează în instalații cu concen-

trarea radiației solare. Sistemele solare cu suprafețe plane se construiesc fără urmărire, se orientează spre sud și se montează sub un unghi față de orizont optim pentru localitatea dată și durata de exploatare pe parcursul anului. În fig. 2.14 se prezintă radiația solară directă  $B$  pe planul orizontal (a) și  $B_\beta$  pe un plan înclinat față de orizont cu unghiul  $\beta$  (b). Radiația perpendiculară pe suprafața planului este notată cu  $B_n$ . Este necesară determinarea raportului dintre  $B_\beta$  și  $B$ . Se notează raportul dintre radiația directă pe un plan înclinat și cel orizontal prin  $R_b$ . Astfel,  $R_b = B_\beta/B$ . Din figura 2.14 rezultă:

$$B = B_n \cos\theta_z ; B_\beta = B_n \cos\theta . \quad (2.14)$$

și raportul  $R_b$ :

$$R_b = \frac{B_n \cos\theta}{B_n \cos\theta_z} = \frac{\theta}{\cos\theta_z} \quad (2.15)$$

unde  $\theta$  este unghiul de incidență a razei solare – unghiul dintre perpendiculara pe planul în cauză și direcția razei solare. Pentru planul orizontal (fig. 2.14,a)  $\theta_z = \theta$ .

Pentru un plan amplasat arbitrar, funcțiile  $\cos\theta$  și  $\cos\theta_z$  se exprimă prin combinații de funcții ale unghiurilor discutate mai sus –  $\delta, \Phi, \beta, \gamma$  și  $\omega$  [4]:

$$\begin{aligned} \cos\theta &= \sin\delta \sin\phi \cos\beta - \sin\delta \cos\phi \sin\beta \cos\gamma + \cos\delta \cos\phi \cos\beta \cos\omega + \\ &+ \cos\delta \sin\phi \sin\beta \cos\gamma \cos\omega + \cos\delta \sin\beta \sin\gamma \sin\omega \end{aligned} \quad (2.16)$$

din care pentru  $\beta = 0$ , obținem  $\cos\theta_z$ :

$$\cos\theta_z = \cos\phi \cos\delta \cos\omega + \sin\phi \sin\delta . \quad (2.17)$$

În cele mai multe cazuri, colectorul solar sau panoul fotovoltaic se instalează cu fața activă spre sud și  $\gamma = 0$  pentru emisfera de nord sau  $\gamma = 180^\circ$  – pentru cea de sud. Substituind în (2.15) se obține:

$$R_b = \frac{\cos(\phi - \beta) \cos\delta \cos\omega + \sin(\phi - \beta) \sin\delta}{\cos\phi \cos\delta \cos\omega + \sin\phi \sin\delta} . \quad (2.18)$$

Relația (2.18) se folosește pentru a determina unghiul optim  $\beta$  pentru durate de timp de o oră sau o zi. Când se operează cu valori lunare ale radiației solare, relația (2.18) se modifică:

$$\bar{R}_b = \frac{\cos(\phi - \beta) \cos\delta \cos\omega'_s + (\pi / 180) \omega'_s \sin(\phi - \beta) \sin\delta}{\cos\phi \cos\delta \cos\omega_s + (\pi / 180) \omega_s \sin\phi \sin\delta} , \quad (2.19)$$

unde  $\omega'_s$  este unghiul orar de apunere a soarelui după planul înclinat;  $\omega_s$  – unghiul orar de apunere a soarelui după planul orizontal.

Unghiurile  $\omega'_s$  și  $\omega_s$  se determină cu relațiile:

$$\omega_s = \arccos(-tg\phi \cdot tg\delta), \quad (2.20)$$

$$\omega'_s = \min\{\omega_s; \arccos[-tg(\phi - \beta) \cdot tg\delta]\} \quad (2.21)$$

În [4] sunt prezentate valorile calculate în formă grafică și tabelară a raportului  $R_b$  în funcție de diferența unghiurilor  $\varphi - \beta$  (peste fiecare  $5^\circ$ ) și latitudinea locului  $\varphi$  (peste fiecare  $5^\circ$ ). Pe baza acestor date au fost interpolate valorile raportului  $R_b$  pentru Republica Moldova, teritoriul ei fiind împărțit în trei zone – sud (latitudinea  $46^\circ$ ), centru – (latitudinea  $47^\circ$ ) și nord – (latitudinea  $48^\circ$ ). S-a utilizat interpolarea liniară, diferența unghiurilor  $\varphi - \beta$  variind de la 0 până la  $\pm 20^\circ$  cu un pas de  $5^\circ$ . Rezultatele sunt prezentate în anexa A2.

Pentru valoarea raportului  $R_b$  calculată sau luată din anexa A2, se determină componenta directă a radiației solare pe un plan înclinat:

$$B_\beta = R_b \cdot B. \quad (2.22)$$

Celelalte componente ale radiației solare, difuză și reflectată, se determină din modelul izotrop al bolții cerești propus de Liu și Jordan în anul 1961 și modificat de Klein în 1977 [4]. Radiația difuză pe un plan înclinat  $D_\beta$  se calculează cu formula:

$$D_\beta = \frac{1}{2}(1 + \cos\beta)D, \quad (2.23)$$

unde  $D$  este radiația difuză pe un plan orizontal (vezi anexa A1).

Radiația reflectată pe un plan înclinat  $R_\beta$  se calculează cu formula:

$$R_\beta = \frac{1}{2}(1 - \cos\beta)\rho G, \quad (2.24)$$

unde  $\rho$  este coeficientul de reflecție al suprafeței pământului (vezi tabelul 2.3);

$G$  – radiația globală pe o suprafață orizontală.

**Tabelul 2.3.** Valorile tipice ale coeficientului de reflecție,  $\rho$ .

Caracteristica terenului	$\rho$
Arătură	0,2
Teren acoperit cu verdeață	0,3
Deșert nisipos	0,4
Zăpadă	0,7

În consecință, radiația globală pe un plan înclinat este egală cu suma celor trei componente – directă, difuză și reflectată pe același plan:

$$G_\beta = R_b B + \frac{1}{2}(1 + \cos\beta)D + \frac{1}{2}(1 - \cos\beta)\rho G. \quad (2.25)$$

### 3. Sisteme de conversie a energiei solare

#### 3.1. Aspecte generale

Tehnologiile pentru utilizarea pe scară largă a energiilor regenerabile trebuie să fie simple și fiabile, accesibile țărilor în curs de dezvoltare cu dezvoltare tehnologică redusă, care posedă potențial solar tehnic explorabil, însă resursele de bogății materiale sunt limitate. Ele trebuie: să producă mai multă energie pe durata existenței lor; să nu epuizeze resursele naturale; să nu creeze produse care au un efect negativ asupra societății sau mediului.

Energia solară poate fi convertită pe două căi:

- prin conversia termică (energia solară este transformată în energie termică, utilizată pentru încălzirea încăperilor, apei menajere sau la producerea energiei electrice);
- prin utilizarea efectului fotovoltaic (conversia directă a energiei solare în energie electrică).

Există o varietate largă de mijloace tehnice pentru conversia termică a energiei solare, care pot fi divizate în două grupe:

**1.** Sisteme solare pentru conversia energiei atât directe, cât și difuze în energie termică la temperaturi joase. Acestea nu necesită urmărirea soarelui și au o construcție simplă. Din acest grup fac parte:

- colectorul plan solar pentru încălzirea apei și aerului;
- sistemul colector plan solar – turbină de flux (turnuri solare);
- sistemul colector plan solar de energie termică acumulată – turbină de flux (turnuri solare).

Ultimele două sisteme se utilizează pentru producerea energiei electrice.

**2.** Sisteme cu concentrarea razelor solare, care transformă componenta directă a radiației solare în energie termică la temperaturi medii și mari (de la câteva sute până la câteva mii de grade). Din acest grup fac parte:

- sisteme cilindro-parabolice (cu jgheab);
- sisteme paraboloidale cu diferite tipuri de motoare (turbină cu abur, motor Stirling etc.);
- sisteme cu heliostate.

În cele mai multe cazuri, sistemele cu concentrare se folosesc pentru producerea energiei electrice. Sistemele cilindro-parabolice urmăresc soarele după o singură coordonată. O caracteristică distinctă a sistemelor solare electrice (SSE) constă în conversia multiplă a energiei: radiația solară se transformă în energie termică apoi, folosind ciclul termodinamic Carnot sau altele, energia termică se transformă în energie mecanică. În sfârșit, prin conversia electromecanică se obține energie elec-

trică. Din acest punct de vedere, conversia fotovoltaică este net superioară față de SSE – radiația solară este transformată direct în energie solară.

În toate sistemele primare, radiația solară poate fi adsorbită de un colector plat sau poate fi concentrată optic, utilizând oglinzi și lentile. Alegerea tehnologiei optime depinde de necesitățile energetice, de locația și condițiile meteorologice. Efectele meteorologice și unghiul solar au un impact major asupra eficienței colectoarelor concentratoare, care utilizează doar razele directe ale soarelui. Efectul combinat al unghiurilor de înălțare a soarelui (unghiul zenital) au un impact major asupra eficienței SSE (este prezentată în fig. 2.15) [8].

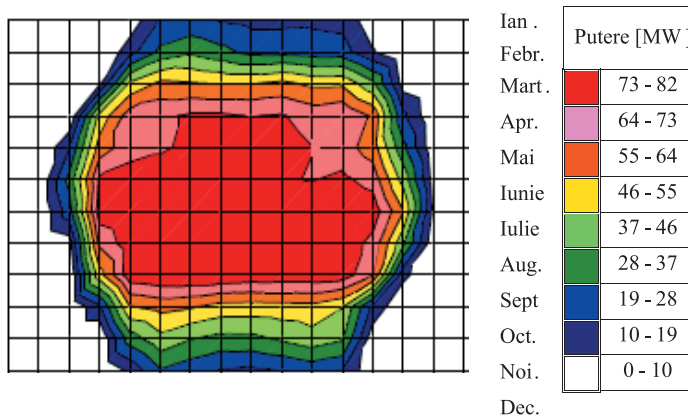


Fig. 2.15. Producerea medie tipică de energie electrică solară a SSE.

Actualmente, SSE, cu Concentrarea Energiei Solare sunt căile cele mai eficiente și efective ca și cost de generare a energiei electrice din energia solară (tabelul 2.4). Totodată, sute de megavați de capacități generatoare SSE vor fi date în exploatare în următorii ani și vor avea o contribuție importantă în satisfacerea necesităților energetice. Care ar fi pe viitor dezvoltarea acestor sisteme deosebit de avantajoase sub aspect economic, ecologic și social? În fig. 2.16 sunt prezentate două scenarii posibile de dezvoltare a SSE până în a. 2020. Conform ambelor scenarii, capacitatea cumulativă instalată a SSE va crește substanțial: în a. 2020 ar putea atinge ratele de 2100 MW (conform scenariului 1) și, respectiv, 4000 MW (conform scenariului 2).

Tabelul 2.4. Costul energiei electrice solare.

Tehnologia	Cost investiții capitale \$/kW	Cost energie electrică, Cenți/kWh
Sisteme fotovoltaice PV (siliciu cristalin)	7500-8500	51,0
<b>Tehnologii SCES</b>		
Stirling paraboloidal	2650	16,7
Sisteme cilindro-parabolice	2877	13,4
Turnuri solare	2713	9,0

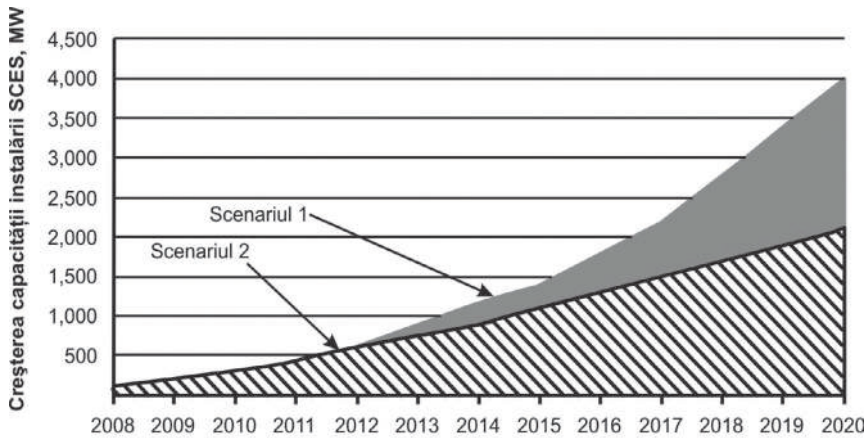


Fig. 2.16. Scenarii de dezvoltare a SCES până în a.2020.

## 3.2. Sisteme solare pentru încălzirea apei

### 3.2.1. Scurt istoric

**Conversia termică** este cea mai veche și răspândită formă de utilizare a energiei solare. Primele încercări de utilizare a energiei solare pentru încălzirea spațiilor au avut loc în Grecia, în secolul al V-lea, înainte de Hristos. În acea epocă, grecii deja reușiseră să epuizeze resursele forestiere proprii și lemnele de foc erau importate din Macedonia, Cipru și Asia Mijlocie. O dată cu descoperirea de către Romani a sticlei, s-a început dezvoltarea conceptelor bioclimaterice în construcția edificiilor, al căror scop era utilizarea eficientă a iluminatului natural, aerisirea (ventilarea) încăperilor în zonele calde sau încălzirea lor în zonele cu climă moderată, folosind energia solară. Descoperirea efectului de seră la sfârșitul secolului al XVIII-lea, urmată de experiențele lui Horace de Saussure (Elveția, 1767), Augustin Mouchot și Abel Pifre (Franța, 1870), au condus la primele sisteme comerciale de succes în producerea apei calde, folosind energia solară (California, începutul secolului al XX-lea), apoi în Florida (între anii 1920 – 1950), pomparea apei, Frank Shuman (Egipt, 1912) [12-14].

Orice suprafață neagră expusă razelor, numită *suprafață absorbantă*, transformă energia solară în căldură. Această suprafață absorbantă prezintă cel mai simplu exemplu de convertor direct al radiației solare în energie termică, numit „*colector solar plan*”, în engleză „*flat solar collector*”. Conversia termică a energiei solare cuprinde mai multe tehnologii: încălzirea apei cu colectoare plane sau vidate, uscarea produselor agricole și plantelor medicinale, a semifabricatelor în procesarea lemnului, refrigerarea solară, distilarea apei, producerea energiei electrice, folosind procesul termodinamic etc. În prezentul paragraf, accentul se pune pe trei tehnologii: producerea apei calde, uscarea produselor agricole și încălzirea spațiilor locative.

**Aspecte tehnologice.** Pe parcursul secolelor inginerii și arhitecții au perfecționat proiectele edificiilor pentru a folosi cât mai rațional sursa naturală de lumină și căldură – soarele. Din acest punct de vedere, pereții clădirilor sunt acumulate de energie termică, iar ferestrele și camerele – ca și colectoare solare de căldură, care permit pătrunderea radiației solare în banda vizibilă (unde scurte) în interior și nu permit radiației infraroșii (unde lungi) să părăsească încăperea. Această tehnologie și, respectiv, sistemele folosite pentru realizarea ei au fost denumite mai târziu tehnologii, sisteme sau metode pasive de utilizare a energiei solare. Sistemele pasive se deosebesc prin următoarele două particularități distincte:

1. procesele de colectare, stocare și folosire a energiei sunt integrate în structura clădirii. Altfel spus, razele solare încălzesc nemijlocit consumatorul de căldură;
2. sistemele pasive nu necesită energie mecanică pentru transportul energiei termice către consumator sau rezervorul pentru stocare. Mișcarea fluxurilor de aer are loc în virtutea diferențelor de temperatură dintre diferite straturi.

Dimpotrivă, tehnologiile sau sistemele active de conversie a energiei solare sunt dotate cu colectoare solare speciale, în care radiația solară este transformată în căldură, apoi, prin intermediul unui caloportor (de obicei, apă sau aer) este transportată la locul de consum sau stocată în rezervor. Cele mai răspândite tipuri de colectoare solare sunt colectoarele plane solare fără concentrarea radiației, folosite pentru obținerea temperaturilor de maximum  $150^{\circ}\text{C}$ .

### 3.2.2. Colectorul solar plan pentru încălzirea apei sau a aerului la temperaturi mici

Colectorul solar prezintă un schimbător special de căldură care transformă energia radiației solare în energie solară. Totodată, colectorul solar diferă de majoritatea schimbătoarelor de căldură convenționale (de exemplu, schimbătoare de căldură lichid–lichid), în care transferul de căldură prin radiație are un rol nesemnificativ. În colectorul solar, dimpotrivă, transferul de energie către lichid sau gaz se realizează la distanță prin intermediul radiației solare cu lungimea de undă cuprinsă între  $0,3$  și  $3 \mu\text{m}$  și densitatea de putere de maximum  $1000\text{--}1100 \text{ W/m}^2$ .

Colectorul solar de formă plană poate fi proiectat pentru a furniza apă caldă la temperaturi mici, de circa  $40\text{--}150^{\circ}\text{C}$ . El folosește ambele componente ale radiației solare – directă și difuză, nu necesită urmărirea soarelui pe bolta cerească, generează mici cheltuieli în exploatare și are o construcție mult mai simplă în comparație cu colectoarele cu concentrarea radiației solare. Acest tip de colector este cel mai răspândit, fiind parte componentă a orică-

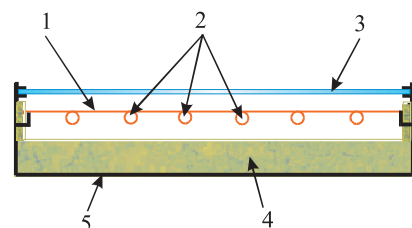


Fig. 2.17. Schema constructivă a colectorului solar.



rui sistem pentru încălzirea apei, spațiilor locative, uscătoriilor solare și sistemelor de refrigerare. Are un grad avansat de perfecțiune tehnică, tehnologică, o piață dezvoltată de desfacere și perspective economice. Schema constructivă a colectorului solar pentru încălzirea apei este prezentată în fig. 2.17. Părțile componente principale sunt: așa-numita “cutie sau ladă neagră” 5 cu izolație termică 4 a trei pereți, acoperită din partea frontală cu suprafața transparentă (ST) 3.

Schimbătorul de căldură este de tip placă metalică–țevă, respectiv suprafața absorbantă (SA) 1 și țevile 2. În cazul colectorului cu aer, schimbătorul de căldură este de tip placă metalică – canal pentru aer. Funcționarea colectorului solar se bazează pe două fenomene fizice: absorbția de către un corp negru a radiației solare (în fig. 2.17, suprafața absorbantă SA) și efectul de seră realizat de suprafața transparentă ST. În cazul colectorului solar se realizează un efect de seră artificial. Suprafața ST este transparentă pentru razele solare și opacă pentru radiația infraroșie, altfel spus, căldura emisă de către suprafața absorbantă SA. Temperatura SA crește și căldura este transmisă apei care circulă prin țevile 2. Schimbătorul de căldură de tip placă–țevă este elementul principal al colectorului prezentat în fig. 2.17. Pe parcursul anilor, au fost propuse diferite soluții tehnice de îmbinare a plăcii 1 cu țevile 2. Cele mai viabile soluții sunt prezentate în fig. 2.18: serpentină (a), cu țevi paralele (b), cu canale formate din două plăci metalice sudate prin metoda de contact (c) sau canale formate în interiorul unei plăci din masă plastică (d). Pentru primele două scheme constructive o importanță deosebită revine contactului dintre țevă și placă. El trebuie realizat cu o rezistență termică cât mai mică. În continuare sunt prezentate trei soluții tehnice uzuale:

- a) contactul se realizează prin sudarea tradițională a plăcii 1 și țevii 2. Se recomandă în cazul folosirii plăcilor din oțel cu grosimea de 1,5-2,0 mm. Adesea, sudura este cauza principală de ieșire din uz. Durata de exploatare nu depășește 5 ani.
- b) contactul se realizează prin deformarea plăcii, astfel încât să cuprindă (îmbrăce) țeava. Este simplă, asigură productivitate mare la fabricare, fiabilă. Cu timpul, din cauza dilatărilor termice liniare diferite ale plăcii și țevii, între ele apare un joc, se mărește rezistența termică a contactului placă–țevă și, respectiv, scade eficiența transferului de căldură.
- c) placa 1 din cupru cu grosimea care nu depășește 0,2 mm, se sudează la rece cu țeava 2, de asemenea, din cupru cu diametrul interior de 6 și exterior de 8 mm. Se utilizează sudarea cu unde ultrasonore, frecvența de 20 kHz, amplitudinea sculei – 150 μm. Asigură o productivitate de 11 m/min, o calitate bună a sudurii 5 și o durată de exploatare a schimbătorului de căldură de 20 de ani. În colectoarele solare moderne se utilizează schimbătoare de căldură fabricate conform acestei tehnologii.

În scopul reducerii pierderilor termice, prin spațiul dintre SA și ST, schimbătorul de căldură tip placă-țevă se montează într-un cilindru (tub) de sticlă, din care se scoate aerul. Astfel, scade considerabil transferul de căldură prin convecție dintre suprafețele SA și ST și crește randamentul colectorului.

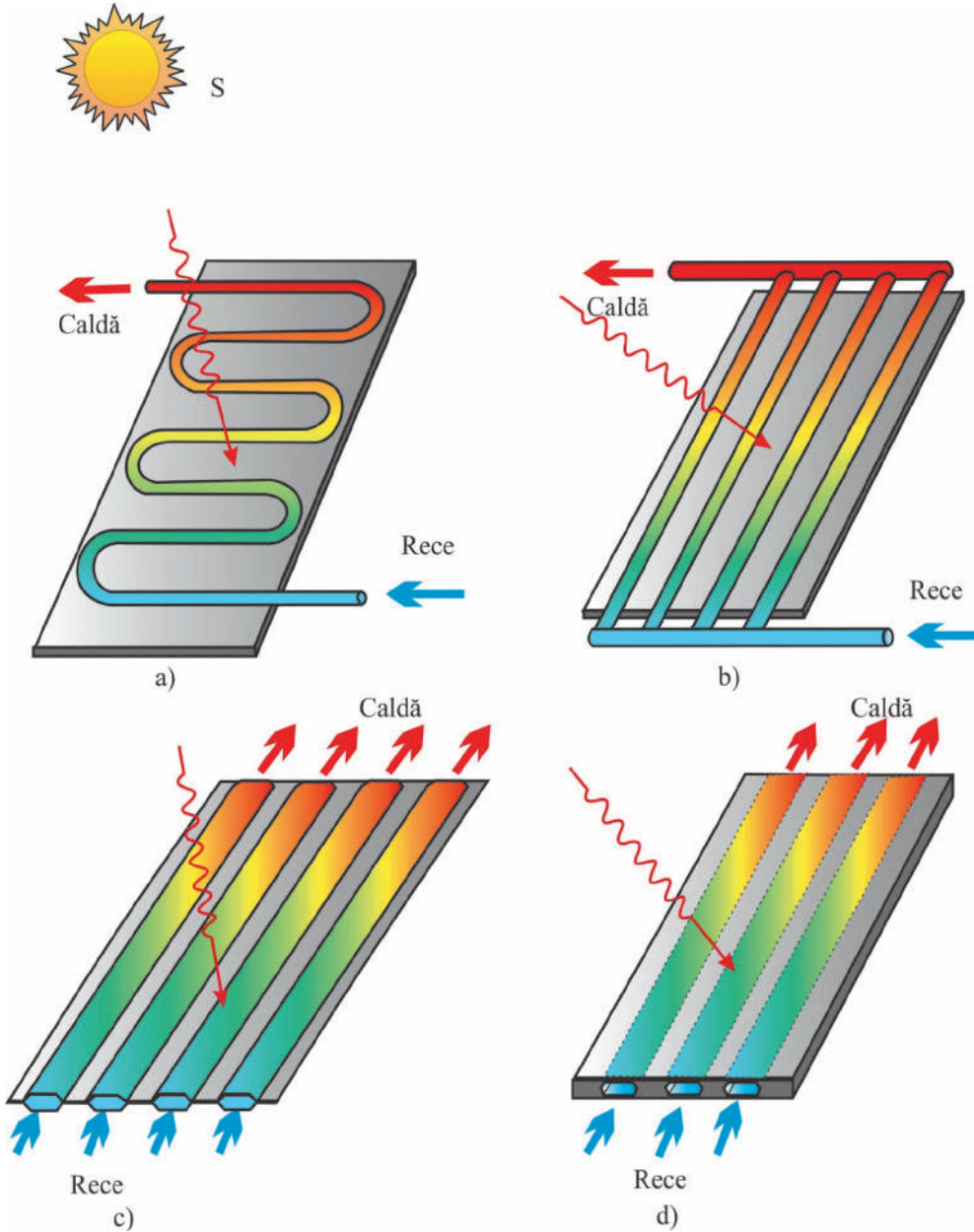


Fig. 2.18. Schimbătoare de căldură utilizate în colectoarele solare.

Primul colector cu tuburi vidate a fost propus de Speyer în anul 1965.

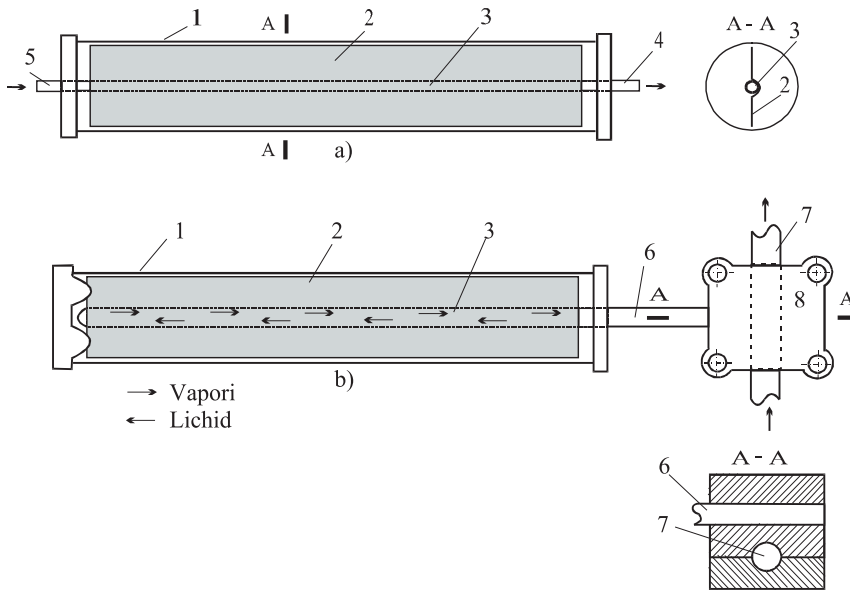


Fig. 2.19. Scheme constructive de tuburi vidate.

În fig. 2.19 sunt prezentate două scheme constructive de colectoare vidate. În tubul de sticlă 1 sunt amplasate etanș SA 2 și țeava 3. Între aceste două scheme există o diferență esențială. În schema a), apa rece intră prin ștuțul 5, se încălzește și prin ștuțul 4 este transportată în rezervorul de acumulare. Ambele ștuțuri trebuie să fie montate etanș cu tubul de sticlă. Tubul 1 și țeava 3 se dilată diferit, ceea ce provocă pierderea etanșului ștuț-tubul de sticlă. În schema a doua există o singură conexiune etanș: a capătului 6 al țevii 3. Transferul de căldură se realizează în schimbătorul de căldură 8, unde sunt montate capătul țevii 6, care are rolul de condensator și țeava 7 prin care circulă apa. Țeava 3 este umplută parțial cu un lichid cu o temperatură relativ scăzută de evaporare. Sub acțiunea căldurii absorbite de placa 2, lichidul se evaporă, presiunea crește și vaporii se mișcă spre condensator – capătul 6 al țevii. Aici vaporii se condensează cedând căldura apei care circulă prin țeava 7. Lichidul din condensator se scurge în direcție opusă în țeava 3. Colectorul solar cu tuburi vidate conține câteva tuburi unite în paralel și montate într-o carcasă comună, formând un registru. Dezavantajele colectoarelor solare cu vid: sunt de circa 1,5 ori mai scumpe; au o masă mai mare; există pericolul deteriorării conexiunilor etanșate și nu pot fi reparate în condiții de exploatare.

Schema constructivă a colectorului solar pentru încălzirea aerului este asemănătoare cu a colectorului pentru apă (v. fig. 2.20), componentele principale fiind: suprafața absorbantă 1, suprafața transparentă 2, izolația termică 3 și carcasa 4. Transferul

de căldură are loc între SA și fluxul de aer care circulă prin canalul dintre ST și SA sau SA și stratul de izolație termică, sau prin ambele. Densitatea aerului este de circa 900 ori mai mică decât a apei și va fi nevoie de o circulație cu mult mai intensivă a aerului. În acest scop, se folosește ventilatorul 5 pentru a transporta aerul rece spre SA și mai departe la consumator. Conductivitatea termică a aerului este de circa 25 ori mai mică decât a apei și va trebui mărită substanțial suprafața de contact dintre ST și fluxul de aer pentru a obține același transfer de

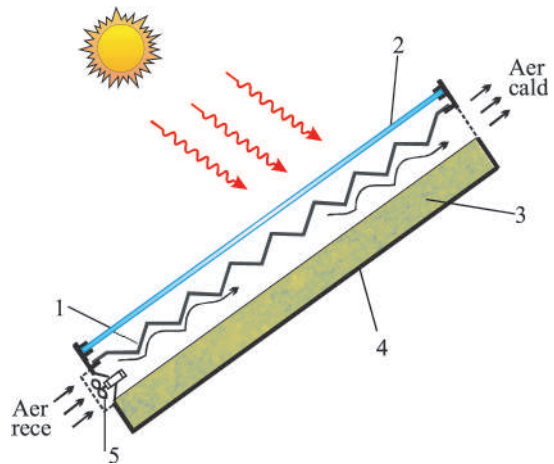


Fig. 2.20. Colector solar pentru încălzirea aerului.

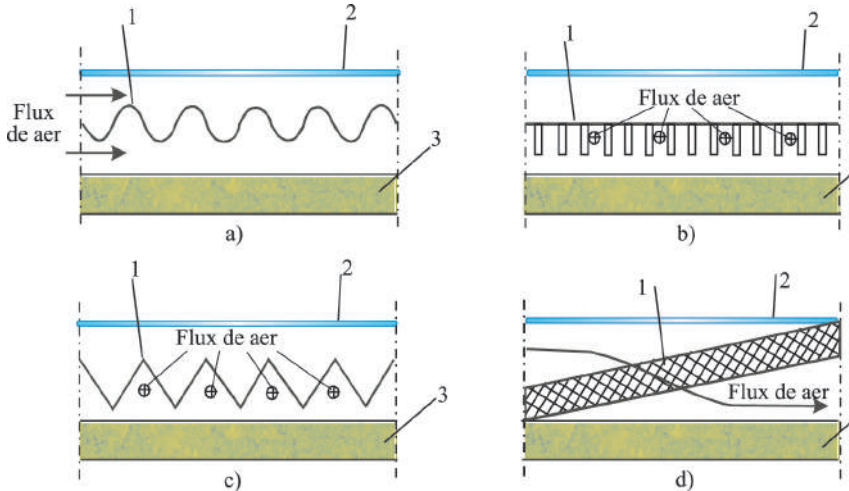


Fig. 2.21. Colectoare solare pentru încălzirea aerului: scheme constructive ale suprafețelor absorbante.

căldură. Colectorul solar pentru încălzirea aerului se deosebește de cel analizat mai sus numai prin construcția suprafeței absorbante 1. În fig. 2.21 sunt prezentate patru variante constructive ale ST, al căror scop major este mărirea suprafeței de contact dintre aer și SA, crearea circulației turbulente a aerului și, în consecință, majorarea eficienței transferului de căldură:

- a) suprafață ondulată, fluxul de aer circulă prin ambele canale;
- b) fluxul de aer circulă prin canale formate din plăci metalice sudate pe partea posterioară a SA, formând un registru (în fig. 2.21,b direcția fluxului de aer este perpendiculară pe suprafața paginii);

- c) se deosebește de varianta precedentă prin forma triunghiulară a canalelor;  
 d) SA este formată din plasă metalică sau plasă metalică umplută cu material granulos, prin care circulă fluxul de aer.

### 3.2.3. Caracteristicile termice și constructive ale colectorului plan solar

Randamentul unui colector plan standard. În fig. 2.22 se prezintă bilanțul energetic simplificat al unui colector plan standard. Dimensiunile elementelor constructive sunt convenționale. Din radiația solară globală  $G$  de unde scurte, directă și difuză, incidentă pe suprafața transparentă  $ST$ , o parte importantă  $\tau G$ , determinată de coeficientul de transparență  $\tau$ , ajunge pe suprafața absorbantă  $SA$ , unde se transformă în căldură. Suprafața transparentă  $ST$  reflectă în spațiu radiația  $\rho G$  și absoarbe  $\alpha_T G$ , cantitativ aceste valori fiind determinate de coeficientul de reflectanță  $\rho$  și, respectiv,

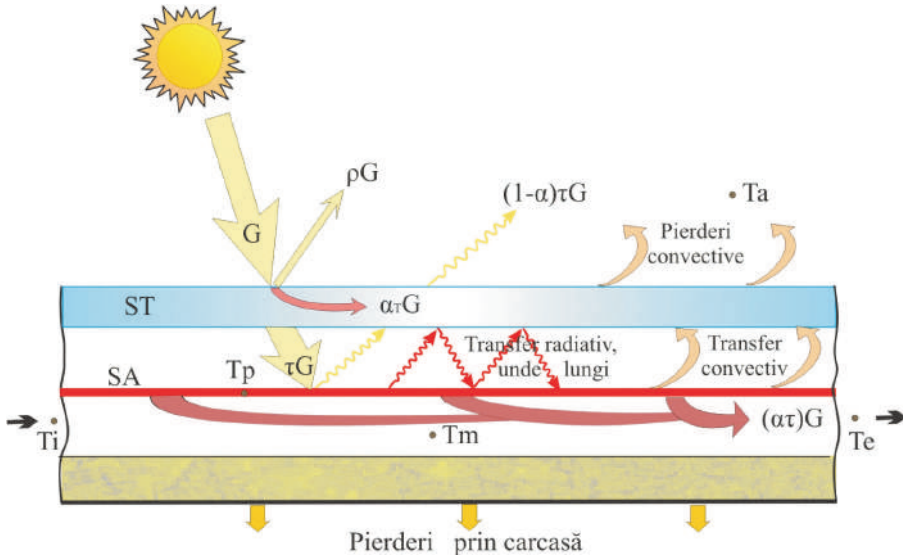


Fig. 2.22. Bilanțul energetic simplificat al colectorului plan solar.

de coeficientul de absorbantă  $\alpha_T$  al materialului  $ST$ . O parte din radiația  $\tau G$  incidentă pe suprafața absorbantă  $SA$  este reflectată, iar cea mai mare parte se transformă în căldură. Este evident că pentru  $ST$  suma coeficienților  $\tau$ ,  $\rho$  și  $\alpha_T$  este egală cu:

$$\tau + \rho + \alpha_T = 1. \quad (2.26)$$

Suprafața absorbantă  $SA$  absoarbe radiația solară, temperatura  $T_p$  crește până la 40 – 100°C și  $SA$  va radia (emite) și ea energie, dar deja în banda de unde lungi infraroșii, pentru care  $ST$  este opacă. Ajunse la  $ST$ , aceste radiații sunt parțial absorbite, încălzind-o, parțial reflectate spre suprafața  $SA$ . Astfel se realizează efectul de seră prin intermediul  $ST$  care împiedică emisia în spațiu a radiației infraroșii emisă de  $SA$ .

**Randamentul.** Eficiența transformării radiației solare în căldură este determinată de coeficientul de absorbțanță  $\alpha$  a suprafeței  $SA$ . În căldură se va transforma doar o parte din radiația solară globală  $G$ , determinată de proprietățile materialelor suprafeței transparente  $ST$  și celei absorbante  $SA$ :

$$P_{SA} = (\alpha \tau)G. \quad (2.27)$$

Puterea  $P_{SA}$  trebuie să acopere pierderile de energie de pe suprafața  $ST$ , care au loc prin transfer convectiv, și pierderile prin carcasă. Aceste pierderi sunt în primă aproximație proporționale cu diferența de temperaturi  $T_p$  a  $SA$  și a mediului ambiant  $T_a$ :

$$\Delta P = U_p(T_p - T_a), \quad (2.28)$$

unde  $U_p$  este coeficientul pierderilor globale,  $W/m^2 \cdot ^\circ C$ , care variază de la 1 până la 30  $W/m^2 \cdot ^\circ C$ .

Puterea utilă generată de colectorul solar se determină cu expresia, numită Hottel–Whillier–Bliss (H–W–B)

$$P_U = (\alpha \tau)G - U_p(T_p - T_a) \quad (2.29)$$

și randamentul termic

$$\eta = \frac{P_U}{G} = (\alpha \tau) - U_p \frac{T_p - T_a}{G} \quad (2.30)$$

Din expresia (2.30) rezultă:

- în condiția  $U_p = const.$  și  $(\alpha \tau) = const.$  randamentul descrește liniar în funcție de  $(T_p - T_a)/G$ ;
- randamentul este maxim dacă  $T_p = T_a$  și depinde numai de proprietățile optice ale materialului  $ST$  și  $SA$ ;
- micșorarea radiației globale  $G$  conduce la micșorarea randamentului.

Factorul  $(\alpha \tau)$  care caracterizează proprietățile optice ale ansamblului  $ST$ – $SA$  (suprafața transparentă – suprafața absorbantă) furnizează o clasificare a colectoarelor solare sub aspectul randamentului și al coeficientului pierderilor globale  $U_p$ . În tabelul 2.5

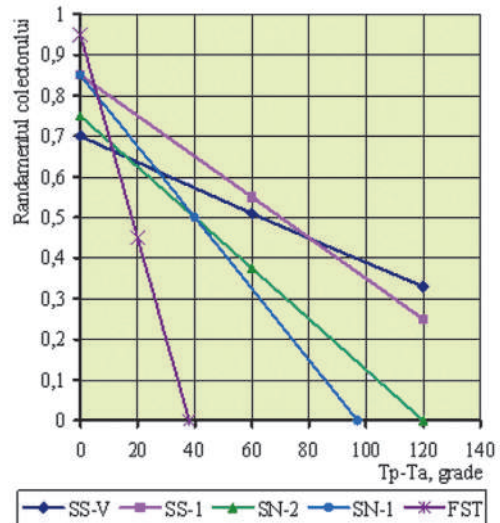


Fig. 2.23. Evoluția randamentului diferitelor tipuri de colectoare solare.

sunt incluse tipurile principale de colectoare solare, valorile uzuale ale factorului ( $\alpha\tau$ ) și, respectiv, ale coeficientului de pierderi globale. În fig. 2.23 se prezintă evoluția randamentului în funcție de diferența de temperaturi  $T_p - T_a$ . Calculul a fost efectuat folosind expresia (2.30) pentru valorile medii ale coeficientului pierderilor globale și valoarea radiației solare globale  $G = 800 \text{ W/m}^2$ , temperatura  $T_a = 20^\circ\text{C}$ .

**Tabelul 2.5.** Caracteristicile tipurilor principale de colectoare solare plane.

Tip colector	$(\alpha\tau)$	Coeficientul pierderilor globale, $\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$	
		Intervalul uzual	Media
Suprafață selectivă, tuburi vidate, SS-V	0,7	2 - 3	2,5
Suprafață selectivă, un strat de sticlă, SS-1	0,85	3 - 5	4,0
Suprafață neagră, două straturi de sticlă, SN-2	0,75	4 - 6	5,0
Suprafață neagră, un strat de sticlă, SN-1	0,85	6 - 8	7,0
Fără suprafață transparentă, FST	0,95	15 - 30	20,0

**Caracteristica colectoarelor uzuale.** Evoluția randamentului din fig.2.23 și caracteristicile prezentate în tabelul 2.5 furnizează informații pentru analiza comparativă a diferitelor construcții de colectoare solare plane:

1. caracteristicile colectorului SN-1 cu suprafață absorbantă neagră și un strat de sticlă ocupă o poziție intermediară. Este cel mai frecvent utilizat și în condițiile menționate mai sus permite încălzirea apei până la temperatura de  $60^\circ\text{C}$  cu un randament cuprins între 45 și 50%. Acest tip de colector este considerat, de obicei, de referință;
2. prin excluderea suprafeței transparente ST se obține colectorul FST, numit și **acoperiș energetic**, pentru care crește factorul ( $\alpha\tau$ ) dar, concomitent, crește și coeficientul pierderilor globale  $U_p$  datorită expunerii directe la vânt și intensificării transferului convectiv de căldură. Asigură încălzirea aerului până la  $40-50^\circ\text{C}$  cu un randament cuprins între 30% și 50%. Se utilizează frecvent pentru deshidratarea produselor agricole (fân, cereale, fructe, legume etc.);
3. prin montarea a două straturi de sticlă obținem colectorul SN-2, în care se diminuează pierderile convective și radiative, dar se micșorează factorul ( $\alpha\tau$ ) din cauza micșorării transparenței. În zona diferențelor de temperatură  $T_p - T_a$  uzuale, cuprinse între  $30$  și  $60^\circ\text{C}$ , nu se constată o creștere semnificativă a randamentului, în schimb colectorul este mai greu și mai scump;
4. pierderile radiative pot fi diminuate semnificativ în colectorul SS-1 cu suprafață absorbantă selectivă (v. paragraful următor) și un singur strat de sticlă. Aici pierderile convective sunt preponderente;
5. o soluție radicală pentru micșorarea pierderilor convective constă în folosirea tuburilor vidate. Se realizează în colectorul SS-V cu suprafață selectivă. Acest tip de colector permite încălzirea apei la temperaturi de peste  $100^\circ\text{C}$ .

**Factorul de irigare. Ecuația H–W–B în funcție de temperatura fluidului.**

În ecuațiile (2.29) și (2.30) puterea utilă debitată și randamentul sunt exprimate în funcție de diferența ( $T_p - T_a$ ) dintre temperatura plăcii (suprafeței) absorbante și, respectiv, temperatura mediului ambiant. În realitate, puterea utilă este mai mică și proporțională cu diferența ( $T_m - T_a$ ) dintre temperatura medie a lichidului caloportor  $T_m = (T_i - T_e)/2$  și temperatura mediului ambiant, unde  $T_i$  și  $T_e$  (v. fig. 2.22) sunt temperaturile lichidului la intrare și, respectiv, la ieșire. Puterea sau energia transmisă de la placă spre lichidul caloportor depinde de un șir de factori:

- natura acestuia: apă, aer, antigel etc.;
- de debitul de masă specific pe unitate de suprafață,  $\text{kg}/\text{h}\cdot\text{m}^2$ ;
- de căldura specifică a lichidului,  $\text{J}/\text{kg}\cdot^\circ\text{C}$ ;
- de temperatura medie a lichidului caloportor  $T_m$ .

Pentru a lua în considerație cele enunțate mai sus în ecuația randamentului (2.30) se introduce factorul  $F' < 1$ , numit „Factor de irigare”, în engleză – „Heat Removal Factor”.

$$\eta = F' [(\alpha\tau) - U_p \frac{T_m - T_a}{G}] \quad (2.31)$$

$$\text{sau } \eta = \eta_0 - U_m \frac{T_m - T_a}{G}, \quad (2.32)$$

unde  $\eta_0 = F' \cdot (\alpha\tau)$ ,  $U_m = F' \cdot U_p$ .

Factorul de irigare  $F'$  este de natură termică și poate fi calculat apriori, având ca date de intrare construcția schimbătorului de căldură (v. fig. 2.18, 2.19). Calculurile respective sunt descrise detaliat în [4]. Pentru schimbătorul de căldură tip țevă – tolă (v. fig. 2.18, a, b), factorul  $F'$  variază între 0,8 – 0,85, iar pentru cel de tip placă – canal (v. fig. 2.18, c, d) este egal cu 0,98. În fig. 2.24 se prezintă randamentul collectorului solar tip SS-1 în funcție de  $(T_m - T_a)/G$  calculat conform (2.31) ( $F' = 0,8$ ) și randamentul mediu obținut pe cale experimentală conform standardului ameri-

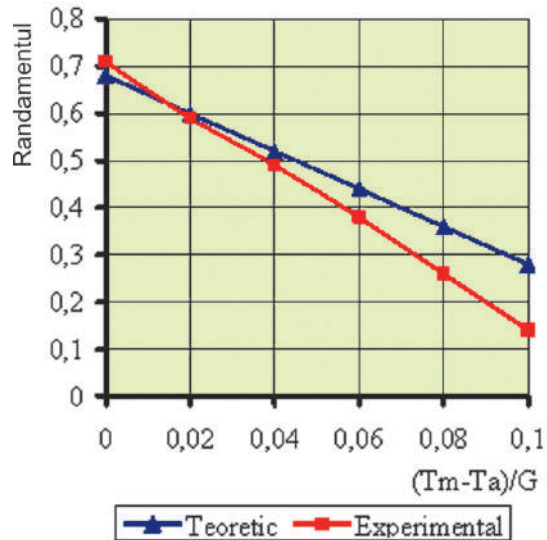


Fig. 2.24. Randamentul collectorului tip SS-1.



can ASHRAE 93–73 [4]. Se constată o bună aproximare în zona temperaturilor apei cuprinse între  $30$  și  $60^{\circ}\text{C}$  și o deviere relativ mare la temperaturi mai mari de  $60^{\circ}\text{C}$ . Pentru un colector proiectat și construit corect de tip SN – 1 sau SS – 1 se recomandă ca în calculul tehnico-economic să se utilizeze următoarele valori medii ale randamentului:

- pentru condiții de vară – de la 0,5 până la 0,55;
- pentru întreg sezonul cald (aprilie – octombrie) – de la 0,40 până la 0,45;
- pe tot parcursul anului – de la 0,30 până la 0,35.

### 3.2.4. Proprietățile optice ale materialelor folosite pentru suprafețele transparentă și absorbantă

S-a subliniat mai sus că randamentul maxim al colectorului solar sau factorul ( $\alpha\tau$ ) depind doar de proprietățile materialelor folosite pentru suprafața sau placa absorbantă SA, respectiv, suprafața transparentă ST. La căderea radiației solare pe o suprafață oarecare ea poate fi absorbită, transmisă prin materie sau reflectată (fig. 2.25).

Se introduce noțiunea de coeficient spectral de absorbție  $\alpha_{\lambda}$  egal cu raportul dintre radiația cu lungimea de undă  $\lambda$  absorbită și radiația incidentă de aceeași lungime de undă. Coeficientul  $\alpha_{\lambda}$  prezintă o proprietate a materiei și nu depinde de proprietatea radiației, de exemplu, de lungimea de undă a radiației incidente. El doar indică ce parte va fi absorbită la interacțiunea radiației electromagnetice respective cu materia (în cazul instalațiilor solare – suprafața absorbantă). De asemenea, pot fi introduse și noțiunea de coeficient spectral de transmisie  $\tau_{\lambda}$ , și noțiunea de coeficient spectral de reflectie  $\rho_{\lambda}$ .

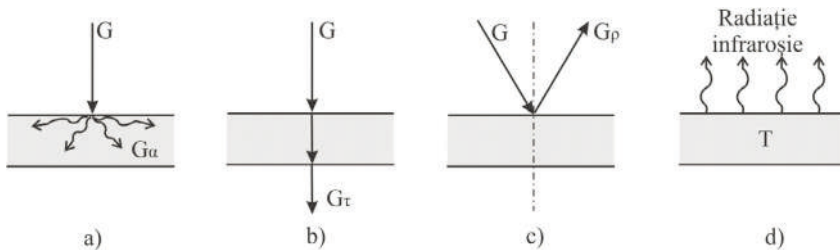


Fig. 2.25. Absorbția (a), transmisia (b) și reflectia radiației de unde scurte (c). Un corp (o suprafață) cu temperatura T emite în spațiu radiație de unde lungi (d).

Legea conservării energiei impune ca suma acestor coeficienți să fie egală cu 1:

$$\alpha_{\lambda} + \tau_{\lambda} + \rho_{\lambda} = 1. \quad (2.33)$$

Valorile acestor coeficienți sunt aproximativ constante în gama de variație a unghiului de incidență  $\theta$  cuprins între  $0$  și  $60^{\circ}$  și se micșorează brusc pentru unghiuri mai mari de  $70^{\circ}$ .

Dat fiind faptul că radiația solară prezintă un spectru larg de unde electromagnetice, în scopuri practice se folosesc noțiunile de mai jos, care reflectă interacțiunea materiei și radiației electromagnetice în tot spectrul acesteia:

1. **absorbanta**  $\alpha$  care se definește ca raportul dintre puterea radiației solare absorbite și a celei incidente:

$$\alpha = \frac{G_{\alpha}}{G}; \quad (2.34)$$

2. **transmitanța**  $\tau$  definită ca raportul puterii radiante transmise prin materia respectivă către puterea radiantă incidentă:

$$\tau = \frac{G_{\tau}}{G}; \quad (2.35)$$

3. **reflectanța**  $\rho$  care se determină ca raportul puterii radiante reflectate către puterea radiantă incidentă:

$$\rho = \frac{G_{\rho}}{G}. \quad (2.36)$$

Relația (2.34) poate fi scrisă în felul următor:

$$\alpha = \frac{\int_0^{\infty} \alpha_{\lambda} G_{\lambda} d\lambda}{\int_0^{\infty} G_{\lambda} d\lambda}. \quad (2.37)$$

În mod similar pot fi exprimați și coeficienții  $\tau$  și  $\rho$ . De asemenea, se respectă relația (2.32)

$$\alpha + \tau + \rho = 1.$$

Coeficienții  $\alpha$ ,  $\tau$  și  $\rho$  caracterizează comportarea suprafeței transparente sau absorbante la acțiunea radiației solare, care prezintă un spectru de **unde scurte** cuprins între 0,3 și 3  $\mu\text{m}$ . Ei se mai numesc coeficienți „*optici*” sau „*solari*”. Totodată, suprafața respectivă se încălzește și emite în spațiu radiație infraroșie în gama cuprinsă între 3 și 20  $\mu\text{m}$ . Acest proces se caracterizează prin coeficientul spectral de **emisie**  $\varepsilon_{\lambda}$ , numit și coeficient „*radiativ*” și definit ca raportul dintre fluxul de putere radiativ emis  $W_{e\lambda}$  cu lungimea de undă  $\lambda$  și fluxul de putere emis de un corp absolut negru  $W_{\lambda n}$  la aceeași lungime de undă  $\lambda$  și temperatură  $T$ .

Conform legii lui Kirchhoff, pentru orice lungime de undă  $\lambda$  și temperatură  $T$  se respectă următoarea relație:

$$\alpha_{\lambda} = \varepsilon_{\lambda}, \quad (2.38)$$

altfel spus, un corp cu temperatura  $T$  absoarbe și emite aceeași cantitate de radiație electromagnetică cu lungimea de undă  $\lambda$ .

Conform definiției de mai sus, coeficientul de emisie sau **emitanța** pentru întreg spectrul radiației se determină analog cu absorbțanța  $\alpha$  (v. 2.36):

$$\varepsilon = \frac{\int_0^{\infty} \varepsilon_{\lambda} W_{e\lambda} d\lambda}{\int_0^{\infty} W_{\lambda n} d\lambda} = \frac{W_{\varepsilon}}{W_n}, \quad (2.39)$$

unde  $W_{\varepsilon}$ ,  $W_n$  este fluxul de putere emis de corpul real cu temperatura  $T$  și, respectiv, fluxul de putere emis de corpul absolut negru la aceeași temperatură.

În conformitate cu expresia (2.6), un corp absolut negru cu aria  $A$  va emite un flux de putere egal cu  $W_n = \sigma \cdot A \cdot T^4$  și, deci, fluxul pierderilor radiative va fi:

$$W_{\varepsilon} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A \cdot T^4. \quad (2.40)$$

**Material pentru suprafața absorbantă.** Materialul ideal are următoarele proprietăți optice  $\alpha = 1$ ,  $\tau = \rho = 0$ . Este evident că un asemenea material nu există. Suprafața absorbantă, fiind opacă, are o transmitanță  $\tau$  egală cu zero. Cea mai mare parte de radiație solară este absorbită și transformată în căldură și doar o mică parte din radiația solară este reflectată. În tabelul 2.6 sunt prezentate caracteristicile

**Tabelul 2.6.** Absorbțanța și emitanța unor materiale și suprafețe absorbante.

Tip material sau suprafață absorbantă	Absorbțanța, $\alpha_{\text{scurte}}$ , unde scurte	Emitanța, $\varepsilon_{\text{lungi}}$ , unde infraroșii	Raportul $\alpha_{\text{scurte}} / \varepsilon_{\text{lungi}}$
<b>Material tradiționale</b>			
Fier curat	0,44	0,11	4,0
Aluminiu curat	0,10	0,10	1,0
Cupru poleit	0,35	0,08	8,8
Tablă de oțel oxidat	0,74	0,82	0,90
Tablă de oțel acoperită cu vopsea neagră	0,95	0,95	1,0
Grafit	0,78	0,41	1,90
Funingine	0,96	0,89	1,08
Vopsea albă	0,12-0,18	0,93	0,13-0,19
<b>Material și suprafețe selective</b>			
Crom negru pe o suprafață de nichel	0,95	0,09	10,7
Ceramică poroasă pe o suprafață de oțel	0,96	0,16	6,0
Oxid negru de nichel pe o suprafață de aluminiu	0,85-0,93	0,06-0,10	14,5-15,5
Oxid de cupru, $\text{Cu}_2\text{O}$ , pe o suprafață de cupru	0,90	0,16	6,0

de absorbție și emisie culese din [4,14,15] a diferitelor materiale și suprafețe. Cu  $\alpha_{scurte}$  s-a notat absorbțanța materialului sau suprafeței absorbante a radiației solare în gama undelor scurte (0,3-3,0  $\mu\text{m}$ ), iar  $\epsilon_{lungi}$  este emitanța materialului sau suprafeței în gama undelor infraroșii (mai mari de 3,0  $\mu\text{m}$ ). Constatăm că metalele pure nu sunt indicate pentru confecționarea suprafețelor absorbante. Totodată, aluminiul nu este recomandat, deoarece poate induce în circuitul instalației fenomene de electrocoroziune foarte rapide. Tabla din oțel acoperită cu vopsea neagră are o absorbțanță satisfăcătoare, este ieftină, dar nu este rezistentă la coroziune.

O clasă aparte formează materialele și suprafețele selective care posedă un coeficient de absorbție mare pentru unde scurte și, respectiv, un coeficient de emisie mic pentru unde lungi. Pentru aceste materiale, raportul  $\alpha_{scurte}/\epsilon_{lungi} \gg 1$ .

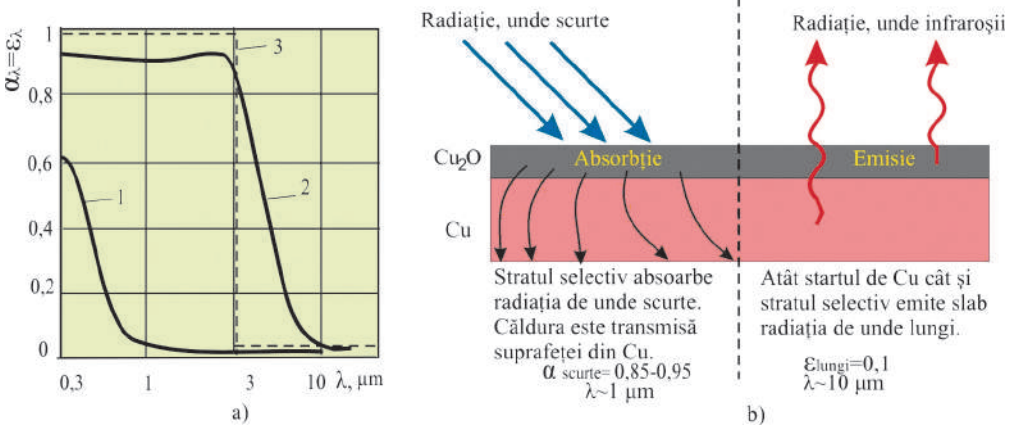


Fig. 2.26. Caracteristicile spectrale ale diferitelor materiale (a) și explicațiile efectului suprafeței selective (b).

În fig. 2.26,a sunt prezentate caracteristicile spectrale pentru diferite suprafețe absorbante, iar în fig. 2.26,b – explicația efectului suprafeței selective. În gama spectrului cuprins între 0,3 și 3  $\mu\text{m}$  absorbțanța și emitanța suprafeței selective ideale este egală cu 1, iar în gama spectrului mai mare de 3  $\mu\text{m}$  – sunt egale cu zero. Caracteristica oxidului de cupru (material selectiv) diferă de cea ideală, dar se constată o valoare mică a emitanței în zona spectrului mai mare de 10  $\mu\text{m}$ . Suprafața selectivă absoarbe circa 85 – 95% din radiația solară (unde scurte), care se transformă în căldură și este transmisă plăcii din cupru. Totodată, atât cuprul, cât și oxidul de cupru emit în spațiu doar circa 10% din radiația care ar putea fi emisă de un corp absolut negru la aceeași temperatură. Altfel spus, suprafața selectivă creează același efect de seră ca și un strat de sticlă, care acoperă suprafața colectorului solar. Prin aceasta se explică creșterea randamentului colectorului solar cu suprafață selectivă (v. fig. 2.23).

**Materiale pentru suprafața transparentă.** Materialul transparent ideal are transmițanța  $\tau = 1$ , absorbțanța  $\alpha = 0$  și reflectanța  $\rho = 0$ . Caracteristicile materialelor

reale, din care pot fi confecționate suprafețe transparente, sunt prezentate în tabelul 2.7. Cel mai indicat material în calitate de suprafață transparentă este sticla cu un conținut redus de oxizi de fier sau sticla de geam obișnuită. Transmitanța sticlei scade brusc pentru radiația infraroșie ( $\lambda > 3,0 \mu\text{m}$ ) și, deci, ea este opacă pentru radiația emisă de suprafața absorbantă, astfel realizându-se efectul de seră.

Pot fi folosite și materiale plastice. Ele sunt mai ușoare și mai ieftine decât sticla, dar îmbătrânesc repede sub acțiunea razelor ultraviolete și, deci, trebuie înlocuite periodic (peste fiecare 6–12 luni). Un alt dezavantaj al materialelor plastice constă în proprietățile radiative scăzute. Astfel, polietilena are un coeficient de transparență pentru radiația infraroșie de 0,8 și, în consecință, nu va asigura efectul

**Tabelul 2.7.** Caracteristicile materialelor transparente.

Tip material	Transmitanța, $\tau$	Absorbanta, $\alpha$	Reflectanța, $\rho$
Sticlă obișnuită (pentru geam, 6 mm)	0,80	0,12	0,08
Sticlă flotantă (4 mm)	0,87	0,07	0,06
Sticlă cu conținut redus de oxizi de fier	0,91	0,01	0,08
Policarbonat	0,70	-	-
Peliculă de polietilen	0,82	-	-
Plexiglas (3 mm)	0,80	-	-
Tedlar	0,88	-	-

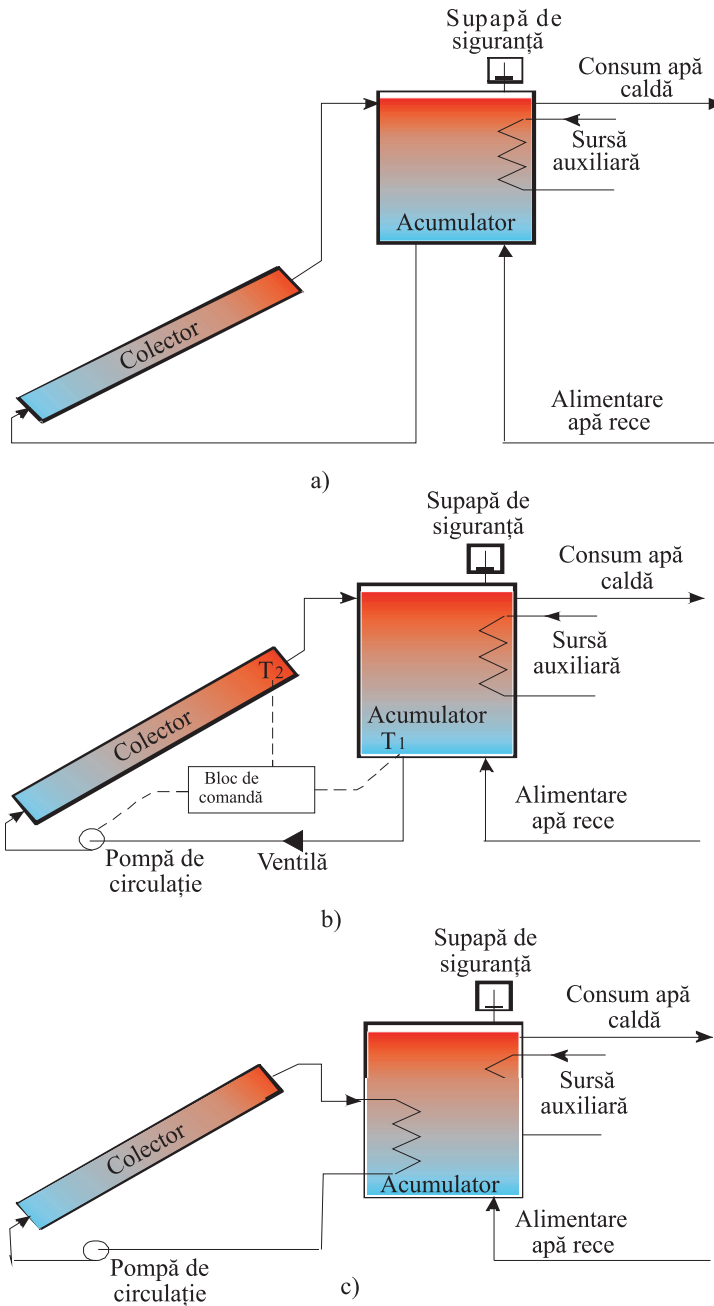
corespunzător de seră. Caracteristicile prezentate în tabelul 2.7 sunt prezentate pentru unghiuri de incidență a razei solare  $\theta < 40^\circ$  – unghiuri tipice pentru majoritatea colectoarelor solare. Pentru unghiuri de incidență mai mari de  $60^\circ$  crește brusc reflectanța și se micșorează transmitanța.

### 3.2.5. Scheme de sisteme solare pentru încălzirea apei

Cele mai răspândite sisteme solare pentru încălzirea apei (SSIA) sunt prezentate în fig. 2.27. Elementele de bază ale SSIA sunt: colectorul plan solar, acumulatorul (rezervorul de apă), schimbătorul de căldură, pompa de circulație, sursa auxiliară de energie. Diferența dintre schemele prezentate constă în interconexiunea și aranjamentul acestor elemente.

**SSIA cu circulație naturală.** În fig. 2.27,a este prezentat SSIA cu circulație naturală. Pentru a asigura o circulație sigură a apei, acumulatorul trebuie să fie amplasat mai sus decât colectorul. Atât în colector, cât și în rezervor se stabilește o diferență de temperatură între partea superioară, respectiv, partea inferioară; se creează o diferență de densitate între straturile de apă (apa caldă este mai ușoară decât cea rece) și, drept urmare, o diferență de presiune care asigură circulația apei. Diferența de presiune depinde de diferența de temperatură, astfel fluxul de apă în sistem depinde de puterea utilă captată de colector, care provoacă această diferență de temperaturi. În

aceste circumstanțe, SSIA cu circulație naturală sunt autoreglabile – creșterea puterii captate conduce la creșterea fluxului de apă care circulă în sistem.



**Fig. 2.27.** Scheme uzuale de sisteme solare pentru încălzirea apei: a – cu circulație naturală; b – cu circulație forțată; c – cu două contururi.

Studiile teoretice și experimentale efectuate în anii '70 ai secolului trecut au demonstrat [4] că pentru o gamă largă de SSIA cu circulație naturală diferența de temperatură a apei la intrarea și ieșirea din colector este de aproximativ  $10^{\circ}\text{C}$  și rămâne constantă pe parcursul zilei (v. fig. 2.28). Debitul specific al apei este de  $50\text{--}60\text{ l/m}^2\text{h}$ . De exemplu, într-un SSIA cu suprafața colectorului de  $4\text{ m}^2$  debitul apei va fi de circa  $200\text{ l}$  pe parcursul unei ore. Dacă volumul acumulatorului este de  $200\text{--}300\text{ l}$ , atunci pe parcursul unei zile solare acest volum va circula de câteva ori prin sistem, încălzindu-se. Este evident că, spre sfârșitul zilei, diferența de temperaturi dintre stratul de sus și cel de jos al apei din rezervor va fi minim și circulația apei se va stopa

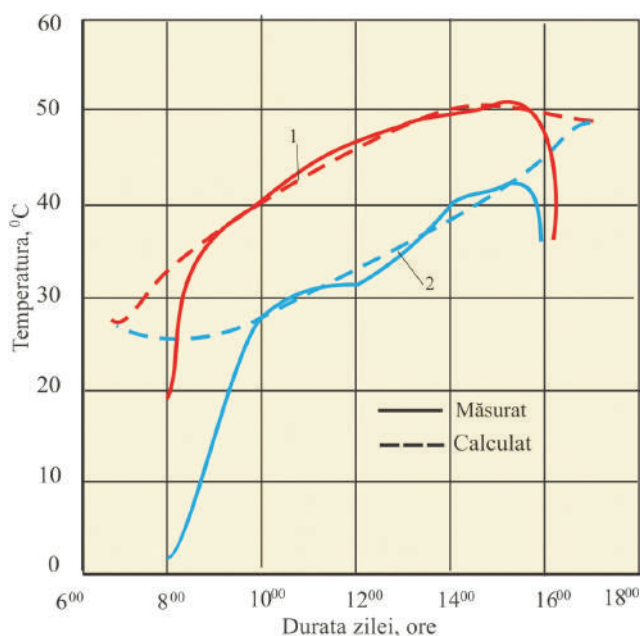


Fig. 2.28. Variația temperaturii apei pe parcursul zilei:  
1 – la ieșire; 2 – la intrare.

(v. fig. 2.28). SSIA cu circulație naturală se utilizează pe larg în Israel, Australia, statele California și Florida din SUA, unde pericolul înghețului este minim. Construcția acestora este cea mai simplă, nu necesită cheltuieli suplimentare pentru circulația apei și sunt proiectate pentru încălzirea apei până la temperatura de  $65^{\circ}\text{C}$ . În Republica Moldova, SSIA cu circulație naturală pot fi exploatate în perioada aprilie – septembrie. Pentru a evita deteriorarea colectorului, în perioada rece a anului se recomandă golirea acestuia de apă. Sursa auxiliară de

energie electrică sau în baza gazului natural permite acoperirea supraconsumului de apă caldă. Ea poate fi conectată în paralel cu colectorul solar (așa cum este arătat în fig. 2.27, a sau consecutiv). În ultimul caz, SSIA îndeplinește funcția de preîncălzitor. Este important să menționăm că SSIA cu circulație naturală va funcționa mai eficient dacă consumul principal de apă caldă revine orelor de dimineață. Altfel spus, apa rece trebuie introdusă în acumulator înainte de orele de maximă radiație solară.

**SSIA cu circulație forțată.** SSIA cu circulație forțată este prezentată în fig. 2.27, b. Pompa de circulație este comandată în funcție de diferența dintre temperatura  $T_2$  în partea de sus a colectorului și temperatura  $T_1$  în partea de jos a rezervorului. Temperatura este controlată de un releu diferențial și pompa va funcționa doar atunci când diferența de temperaturi va depăși valoarea predeterminată. Pentru a exclude circulația inversă a apei pe timp de noapte este prevăzută o valvă unidirecțională.

În zonele cu pericol de îngheț, schema SSIA se modifică și va avea două contururi de circulație. În fig. 2.27, c primul contur cuprinde colectorul, pompa de circulație și schimbătorul de căldură și se umple cu lichid antigel. Al doilea contur prezintă circuitul propriu-zis de apă caldă. Transferul de căldură dintre primul și al doilea contur se efectuează prin intermediul unui schimbător de căldură lichid – lichid (v. serpentina din acumulator). Această schemă este mai răspândită în țările din centul și nordul Europei și America de Nord. Un SSIA standard conține 2–3 colectoare cu dimensiunea de  $1 \times 2$  m, rezervorul de apă are un volum de 200–400 l, debitul specific

este de 50–60 l/m<sup>2</sup> h. Colectorul solar se confecționează cu un singur strat de sticlă, suprafața absorbantă este selectivă, în unele cazuri prezintă o suprafață neagră.

Un rol important în funcționarea unui SSIA aparține gradului de stratificare a coloanei de apă în rezervor. Cu cât gradul de stratificare este mai mare, cu atât este mai mare și fracțiunea solară în acoperirea necesității anuale de apă caldă. În acest context, este rațional să se micșoreze debitul specific. Studiile efectuate în anii '90 ai secolului trecut în Suedia [4] au condus la concluzia că debitul optim în SSIA cu circulație forțată este de 7–20 l/m<sup>2</sup>h.

### 3.2.6. Aspecte practice privind sistemele solare pentru încălzirea apei

**Suprafața transparentă și placa absorbantă.** În paragraful 3.2.4 s-a evidențiat importanța caracteristicilor optice ale materialelor folosite pentru confecționarea suprafeței transparente și plăcii absorbante. Proprietățile ( $\tau\alpha$ ) și  $\varepsilon$  afectează direct performanțele termice ale colectorului solar. Materialele selectate trebuie să aibă proprietăți stabile în timp, deoarece degradarea acestor proprietăți poate afecta performanțele colectorului pe termen lung. Suprafața plăcii absorbante trebuie să reziste la temperaturi maxim posibile în perioada de exploatare. Aceasta poate fi determinată ușor din ecuația (2.30) în condiția că puterea utilă  $Q_u = \eta G$  este egală cu zero (circulația apei nu are loc). Temperatura fluidului  $T_m$  va fi egală cu temperatura plăcii. Este evident că materialul selectiv sau vopseaua utilizată trebuie să reziste la aceste temperaturi. Pentru suprafața transparentă există pericolul distrugerii de către grindină. Dar în baza unor experiențe reale s-a tras concluzia că riscul distrugerii colectorului acoperit cu sticlă câlită cu grosimea de 3 mm este neglijabil. Astfel, în 1979 în Colorado, SUA a avut loc o furtună și câteva minute a căzut grindină cu diametrul de 2–3 cm, apoi după o mică pauză de liniște, pe parcursul a 1–2 minute, a căzut grindină cu diametrul de 3–10 cm. În calea furtunii s-au aflat 1010 de colectoare solare amplasate sub unghiuri cuprinse între 32...56°, din care doar la 11 colectoare a fost spartă sticla [4].

Îmbinarea sticlei cu carcasa trebuie făcută fără muchii sau nervuri, care se evidențiază deasupra suprafeței transparente. Aceasta va facilita scurgerea apei și alunearea zăpezii de pe suprafața colectorului.

**Izolarea termică.** Rolul de izolație termică în partea frontală a colectorului aparține suprafeței transparente (sticla) și păturii de aer formate între SA și ST. Spațiul de aer trebuie să fie cuprins între 25 și 40 mm. Se consideră ca fiind optimă grosimea de 28 mm. Celelalte părți ale colectorului (spatele și părțile laterale) trebuie să fie izolate cu un strat de 5–10 cm de vată de sticlă sau alt material izolator cu caracteristici termoizolante asemănătoare. Vata din sticlă are următoarele avantaje:

- este relativ ieftină;
- posedă proprietăți izolatoare foarte bune ( $\lambda = 0,05-0,06 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ );



- rezistă la temperaturi de peste  $100^{\circ}\text{C}$ ;
- are greutate specifică mică ( $\rho = 150\text{--}200 \text{ kg/m}^3$ ).

Un dezavantaj al vatei de sticlă este faptul că își pierde calitățile izolante dacă se umezește. Se recomandă a folosi panouri din vată de sticlă, astfel se evită tasarea la plasarea înclinată a colectorului solar.

O soluție rezonabilă din punctul de vedere cost-calitate poate fi izolația termică combinată formată dintr-un panou de vată de sticlă cu grosimea de 4 cm și unul de 3 cm din polistiren expandat. Vata de sticlă, fiind mai rezistentă la temperaturi mari, se amplasează imediat după placa absorbantă, iar polistirenul – după panoul din vată de sticlă. La rândul său, polistirenul este mai rezistent la umiditate. Pentru a îmbunătăți izolația termică a unui colector, se recomandă introducerea unei folii subțiri de aluminiu între izolație și placa absorbantă. Folia va servi ca ecran pentru radiația infraroșie, care va fi reflectată spre placa absorbantă. Între placa absorbantă și folie se lasă un spațiu de aer ce va avea un rol de izolator termic suplimentar.

**Etanșarea colectorului.** Pentru a preveni pătrunderea apei și prafului în interiorul colectorului, este necesară etanșarea acestuia. În condiții de cer noros vaporii de apă se vor condensa pe suprafața internă a sticlei, ce va conduce la micșorarea transparenței și a randamentului. La următoarea pornire următoare a colectorului, condensul va exista până când sticla va fi suficient de caldă pentru ca el să se evapore. Astfel, un colector al cărui aer interior este umed, va începe să funcționeze mai târziu și se va opri mai devreme. Dacă colectorul nu este etanș, praful va pătrunde în interior și se va depozita atât pe suprafața interioară a sticlei, cât și pe placa transparentă. Dacă din considerente economice este dificil de realizat un etanș perfect, atunci este indicat să se realizeze o ventilare interioară a colectorului. În acest scop, între SA și ST se dau câteva găuri cu diametrul de 2–3 mm, fiind ferite de ploaie.



**Fig. 2.29.** Exemplu de sistem solar pentru încălzirea apei: colectoarele solare sunt integrate în acoperișul casei orientat spre sud.

**Carcasa.** Are funcția de a menține ansamblul și de a asigura etanșarea colectorului. Cel mai indicat material este cornierul din aluminiu anodizat și folii din oțel zincat. Carcasa nu trebuie să aibă o rezistență mecanică mare. De obicei, colectoarele se amplasează pe acoperișul casei (fig. 2.29) sau este sprijinită pe un suport executat din profil-cornier din oțel. Acest suport va prelua și

solicitățile provocate de vânt. Carcasa are o construcție simplă și prezintă o cutie cu un fund plat sau ondulat (pentru o rigiditate mai mare) și patru laturi. Înălțimea laturilor trebuie să corespundă condițiilor de montare a izolației termice, suprafeței transparente și celei absorbante și a spațiului de aer, în total 10–15 cm. Este important ca greutatea carcasi și a colectorului să fie mici pentru a facilita montarea.

**Montarea colectoarelor.** Se va efectua în serie sau în paralel (fig. 2.30). La conectarea în serie apa trece succesiv prin colectoare, încălzindu-se din ce în ce mai mult. Colectoarele vor lucra la temperaturi diferite, având randamentul de la intrare spre ieșire în scădere. Se va lua în considerație faptul că rezistența hidraulică crește. Din acest motiv, se recomandă pentru sisteme cu circulația forțată a apei.

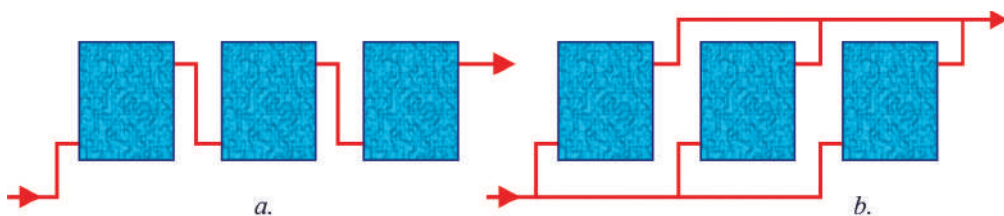


Fig. 2.30. Conectarea colectoarelor solare în serie (a) sau în paralel (b).

La montarea colectoarelor solare în paralel, fiecare dintre ele va asigura doar o parte din debit și vor avea temperaturi aproximativ egale. Rezistența hidraulică scade și sistemul poate funcționa cu circulație naturală (termosifon). În cazul sistemelor mai pot fi practicate scheme hibride de conectare – serie/paralel sau paralel/serie.

În fig. 2.31 este prezentat un sistem solar autonom pentru încălzirea apei, care include colectoare solare instalate pe suporturi metalice pe acoperișul unui edificiu. Colectoarele solare sunt instalate într-o poziție fixă și sunt orientate spre soare în poziția de maximă radiație solară.



Fig. 2.31. Exemplu de sistem solar pentru încălzirea apei.

### 3.2.7. Dimensionarea unui sistem solar pentru încălzirea apei

Anterior s-a constatat că eficiența unui SSIA scade o dată cu creșterea diferenței de temperaturi dintre SA și mediul ambiant. Este importantă dimensionarea corectă a suprafeței colectorului solar și a volumului rezervorului de apă în funcție de:

- radiația globală disponibilă pe suprafața colectorului;
- consumul diurn de apă caldă și temperatura acesteia;
- repartiția consumului de apă pe parcursul zilei.

În continuare se prezintă o metodă simplă de dimensionare, care permite să se facă un calcul preliminar al SSIA necesar, în special, la prima etapă de realizare a proiectelor de utilizare a energiei solare, inclusiv în studii de fezabilitate.

Schema SSIA corespunde fig. 2.27, a include un singur contur cu circulație naturală. Calculele de dimensionare se referă la următoarele mărimi:

- unghiul de înclinație optim al colectoarelor solare pe perioada de interes: martie – octombrie, regiunea centrală a Moldovei;
- radiația medie globală pe perioada de interes incidentă pe suprafața colectorului și radiația medie globală lunară;
- consumul zilnic de apă caldă și distribuția acestuia pe parcursul a 24 de ore;
- suprafața colectorului solar;
- volumul rezervorului de acumulare a apei calde;
- temperatura minimă a apei în luna cu cea mai mică radiație solară.

**Unghiul de înclinație optim al colectorului solar.** Se alege astfel încât în lunile martie și, respectiv, octombrie să cadă pe suprafața colectorului o cantitate de energie cât mai mare, având grijă totodată ca în lunile de vară aceasta să nu scadă sub nivelul necesar. Pentru aceasta, din anexa A2 se selectează valoarea unghiului  $\Phi - \beta$ , pentru care raportul  $R_b$  dintre radiația solară directă pe planul înclinat și cel orizontal sunt maxime pentru lunile martie și octombrie. În acest caz  $\Phi - \beta = 5^\circ$  și  $\beta = 42^\circ$ . Din tabelul A2.2 se iau valorile raportului  $R_b$  (v. tabelul 2.8).

**Radiația medie globală incidentă pe planul colectorului.** Din tabelele A1.5 și A1.6 se iau valorile medii diurne ale radiației solare directe și difuze pe o suprafață orizontală pentru lunile martie – octombrie. Radiația difuză se determină ca diferența dintre cea globală (tabelul A1.6) și cea directă (tabelul A1.5). Radiația globală pe suprafața colectorului se determină cu expresia (2.25), neglijând componenta reflectată:

$$G_\beta = R_b \cdot B + \frac{1}{2}(1 + \cos\beta)D. \quad (2.41)$$

Rezultatele obținute sunt incluse în tabelul 2.8.

**Tabelul 2.8.** Radiația globală pe planul colectorului în perioada de interes.

Luna		III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X
$R_b$	-	1,57	1,15	0,93	0,85	0,88	1,06	1,38	1,94
$B$	$MJ/m^2 \cdot zi$	4,22	7,34	10,26	13,03	12,55	11,24	8,51	4,78
$D$	$MJ/m^2 \cdot zi$	5,57	7,98	9,32	10,05	9,55	8,06	6,14	4,3
$B_\beta = R_b B$	$MJ/m^2 \cdot zi$	6,63	8,44	9,54	11,07	11,04	11,91	11,74	9,27
$D_\beta = I / 2(1 + \cos\beta)$	$MJ/m^2 \cdot zi$	4,86	6,96	8,13	8,76	8,33	7,03	5,35	3,75
$G_\beta = B_\beta + D_\beta$	$MJ/m^2 \cdot zi$	11,49	15,4	17,67	19,83	19,37	18,94	17,09	13,02
	$kWh/m^2 \cdot zi$	3,20	4,31	4,95	5,55	5,42	5,30	4,79	3,64

**Consumul zilnic de apă caldă și distribuția acestuia pe parcursul a 24 de ore.** Necesarul zilnic de apă caldă și distribuția acesteia pe parcursul a 24 de ore depinde în mare măsură de caracteristica specifică a consumatorului. El este diferit pentru locuințe și, respectiv, o unitate de producție. Admitem drept consumator o familie din patru persoane, consumul specific  $q$  fiind de 50 l/zi-persoană cu temperatura de 55°C. Distribuția consumului de apă, în procente, pe parcursul a 24 de ore este prezentată în tabelul 2.9 [16].

Cu datele din tabelul 2.9 și consumul diurn de  $4 \cdot 50 = 200$

l/zi se determină distribuția consumului de apă caldă  $C(t)$  pe parcursul zilei prin însumarea valorilor pentru fiecare oră. Rezultatele se introduc în tabelul 2.10, prezentarea grafică este dată în fig. 2.32. Pe același grafic este reprezentat și producerea cumulativă de apă caldă între orele 7<sup>30</sup> și 18<sup>00</sup>.

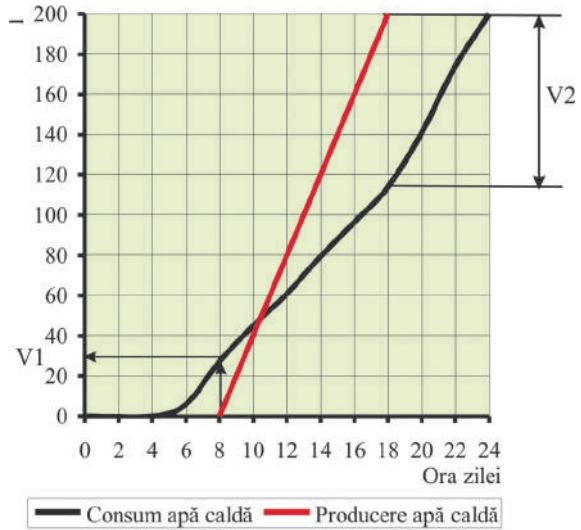


Fig. 2.32. Explicativa pentru determinarea volumului rezervorului de apă caldă.

Tabelul 2.9. Consumul de apă caldă pentru locuințe pe parcursul a 24 de ore.

Ora	Consum, %	Ora	Consum, %	Ora	Consum, %
0-1	0,0	8-9	4,6	16-17	4,2
1-2	0,0	9-10	4,4	17-18	4,5
2-3	0,0	10-11	3,9	18-19	5,7
3-4	0,0	11-12	4,0	19-20	7,8
4-5	0,0	12-13	4,6	20-21	9,1
5-6	3,0	13-14	4,6	21-22	9,1
6-7	5,2	14-15	4,6	22-23	6,5
7-8	5,4	15-16	4,0	23-24	4,7

Tabelul 2.10. Distribuția consumului de apă caldă pe parcursul zilei,  $C(t)$ .

Ora	0	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24
$C(t)$	%	0,0	0,0	3,0	13,6	22,6	30,5	39,7	48,3	57,0	70,5	99,9
	1	0,0	0,0	6,0	27,2	45,2	61,0	79,4	96,6	114,0	141,0	200,0

**Suprafața colectorului.** Se calculează energia necesară pentru a încălzi volumul zilnic de apă  $C_z = 200$  l de la temperatura de 15 până la 55°C:

$$E_{nec.} = C_z \cdot c_{apei} (t_{caldă} - t_{rece}) = 200 \cdot 4,173 \cdot 10^3 \cdot 40 = 33,39 \text{ MJ/zi},$$

unde  $c_{apei} = 4,173 \cdot 10^3 \text{ J}^0\text{C} \cdot \text{kg}$  prezintă căldura specifică a apei.

Suprafața de captare a colectorului solar:

$$S_{col} = \frac{E_{nec}}{\eta_{col} \cdot G_{\beta med}} = \frac{33,39}{0,45 \cdot 16,6} = 4,5 \text{ m}^2,$$

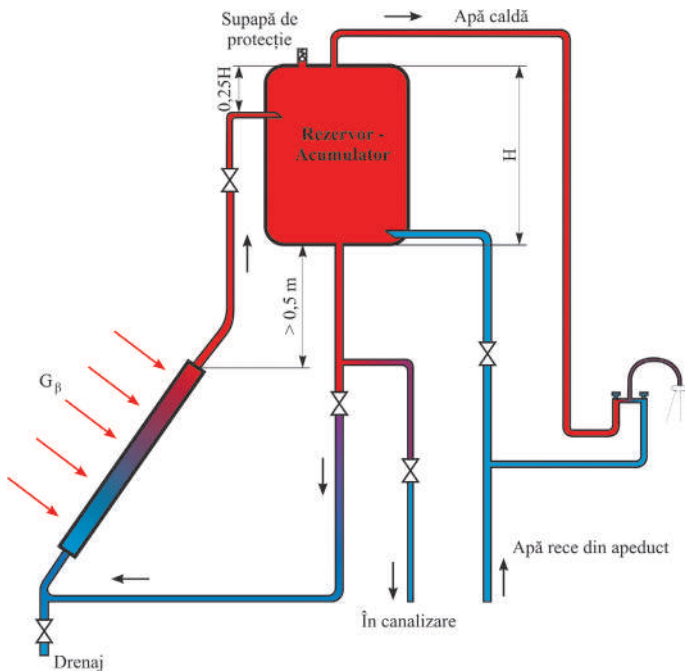


Fig. 2.33. Schema SSIA cu circulație naturală alimentat cu apă rece de la apeduct.

unde  $\eta_{col}$  este randamentul mediu al colectorului pe perioada de funcționare;  $G_{\beta med}$  – radiația solară globală zilnică determinată ca media pe perioada martie – octombrie (v. datele din tabelul 2.8).

**Volumul rezervorului de acumulare a apei calde.** Din fig. 2.32 rezultă că rezervorul de acumulare trebuie să acopere deficitul de producere a apei calde între orele 5 și 8 dimineața și, respectiv, 18 și 24 seara. Astfel, volumul acumulatorului va fi:

$$V_a = V_1 + V_2 = 30 + 90 = 120 \text{ l}.$$

Temperatura apei calde produsă în luna martie, în care radiația solară este cea mai mică:

$$t_{caldă} = t_{rece} + \frac{C_{\beta}^{III} \cdot S_{col} \cdot \eta_{col}}{C_z \cdot c_{apei}} = 10 + \frac{11,69 \cdot 10^6 \cdot 4,5 \cdot 0,45}{200 \cdot 4,173 \cdot 10^3} = 38,4^{\circ} \text{ C}.$$

Astfel, și în luna martie se asigură o temperatură confortabilă a apei pentru necesități menajere. În fig. 2.33 se prezintă schema SSIA cu alimentare cu apă rece de la apeduct. În acest caz, rezervorul de apă și colectorul solar trebuie să reziste la presiunea apei din rețea. În caz de depășire a presiunii admisibile, rezervorul de apă

caldă este dotat cu o supapă de protecție. Pentru a asigura o bună stratificare a apei în rezervor, apa caldă se injectează în partea de sus, iar cea rece – în partea de jos a rezervorului. Sistemul din fig. 2.33 poate fi realizat în baza colectoarelor solare produse de *Incomaș-S.A.*, or. Chișinău. Suprafața unui colector este de 2,2 m<sup>2</sup>. Se vor folosi două colectoare unite în paralel.

**Cantitatea de energie termică produsă în perioada martie-octombrie.** Se determină cu expresia:

$$E_{III-X} = N_z \cdot G_{\beta_{med}} \cdot S_{col} \cdot \eta_{col} = 245 \cdot 16,6 \cdot 4,4 \cdot 0,45 = 8053 \text{ Mj}$$

sau circa 2 Gcal.

### 3.3. Sisteme de conversie a energiei solare termice în energie electrică prin îmbinarea efectului de seră și a diferenței de presiune a aerului

#### 3.3.1. Scurt istoric

În a. 1903, colonelul spaniol Isidoro Cabanyes a propus pentru prima oară în revista „*La energia electrica*” [17], un turn solar energetic. Turnul solar cu curenți de aer are trei elemente esențiale: colectorul solar, turnul și turbina de vânt. Una din primele descrieri ale unui turn solar energetic a fost publicată în 1931 de autorul german Hanns Gunther [18]. Începând cu a.1975, Robert E.Lucier a obținut câteva brevete de invenții pentru generatorul electric cu turn solar. Între 1978 și 1981, aceste brevete de invenții au fost apreciate în Australia, Canada [19], Israel și SUA. Pentru prima oară, energia solară a ajuns pe scară largă în atenția publicului, după criza energetică din anii '70 ai secolului trecut.

În a. 1972, un model funcționabil de turn solar termic cu dimensiuni mici a fost construit sub conducerea inginerului german Jorg Schlaich în Manzanares, Ciudad Real, situat la 150 km sud de capitala Spaniei Madrid. Proiectul a fost finanțat de guvernul german [20 – 24]. Turnul avea înălțimea de 195 m și un diametru de 10 m cu o suprafață de colectare (seră) de 46000 m<sup>2</sup> (diametrul de 244 m). Această stație-pilot a funcționat cu succes timp de aproximativ 8 ani, au fost efectuate o serie de experimente [25,26] și apoi a fost lichidată în a. 1989. Turnurile solare au fost popularizate prin programul televizat australian „*După 2000*” în a.1984 sub aspectul adaptabilității în regiunile nepopulate ale Australiei pentru producerea energiei electrice, fără interferența cu agricultura pastorală de animale.

Haaf a prezentat rezultatele testării și descrierea teoretică a prototipului turnului solar din Manzanares, Spania [20,21]. Transferabilitatea rezultatelor obținute în Manzanares a fost discutată de Schlaich ș.a. (1990). Kreetz a introdus în 1997 conceptul utilizării rezervoarelor cu apă instalate sub acoperiș pentru acumularea căl-

durii. Gannon și Backström au prezentat în a. 2000 analiza ciclului termodinamic al turnului solar, precum și analiza caracteristicilor turbinei [22,34]. Ruprecht [27] ș.a. au prezentat în 2003 rezultatele calculului dinamic ale fluidului și proiectul turbinei pentru un turn solar de 200 MW. Serag-Eldin MA (2004) [28] Weinrebe, G. (2000) [17,28] au efectuat ample simulări computerizate ale curenților de aer în turnul solar. El-Haroun AA (2002) [29] a cercetat viteza aerului la ieșire din turn. Analiza termică și tehnică, efectuate prin calcularea asistată de calculator este descrisă de Dos Santos Bernardes ș.a. în 2003 [4,30]. Un turn solar similar este actualmente construit în Australia. În Australia, condițiile sunt foarte favorabile pentru acest tip de instalații energetice solare: nivelul de radiație este înalt, suprafețe disponibile largi, necesare pentru creșterea producerii electricității și existența unei asociații guvernamentale Mandatory Renewable Energy Target (MRET), care cere obținerea a 9500 GWh de energie regenerabilă în perioada 2010 – 2020 [20].

Aprecierile economice bazate pe experiența și cunoștințele acumulate au arătat că turnurile solare de dimensiuni mari ( $\geq 100$  MW) sunt capabile să genereze energie electrică la costuri comparabile cu cea produsă de instalațiile energetice convenționale [31 – 33]. În viitor, turnurile solare vor contribui la asigurarea cu energie electrică cu cost redus și energie ecologică a regiunilor însoțite.

### 3.3.2. Turn solar cu colector și turbină de aer: aspecte teoretice

Turnurile solare sunt centrale electrice termice solare, care utilizează îmbinarea efectelor de seră ale colectorului solar și a diferenței de presiune în turn pentru a genera curenți convectivi de aer, care acționează o turbină pentru a genera electricitate. Elementele de bază ale unui turn solar sunt: colectorul de aer, turnul (furnalul) și turbina de vânt.

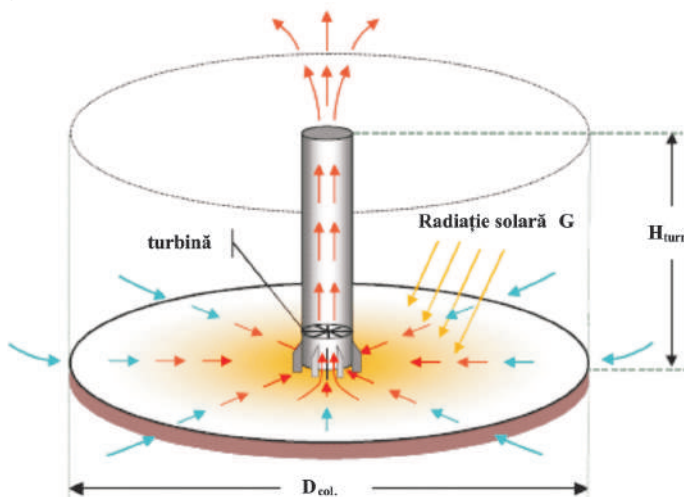


Fig. 2.34. Principiul de funcționare a turnului solar.

Aceste sisteme sunt destinate pentru scara de aplicații cu puterea  $\geq 100$  MW. Principiul de funcționare este prezentat în fig.2.34. Aerul este încălzit de radiația solară directă și difuză printr-un acoperiș circular transparent, deschis la periferie: acoperișul și solul natural formează un colector solar. La mijlocul acoperișului este

amplasat un turn cu intrare largă la bază. Deoarece aerul cald este mai ușor decât aerul rece, în turn se creează o diferență de presiune. Astfel, radiația solară cauzează o cădere de presiune constantă în turn. Funcționarea continuă timp de 24 de ore poate fi asigurată prin amplasarea sub acoperiș a unor tuburi pline cu apă sau rezervoare. Căldura acumulată în timpul zilei este cedată pe durata nopții. Energia conținută în curentul de aer creat de diferența de presiune este convertită în energie mecanică prin intermediul a unei sau mai multor turbine instalate la baza turnului.

În continuare se prezintă, într-o formă simplificată, relațiile fundamentale și influența parametrilor de bază asupra cantității de energie. Vorbind la modul general, puterea la ieșire  $P$  a unui turn solar poate fi calculată ca puterea la intrare  $Q$  înmulțită cu randamentele respective ale colectorului, turnului și turbinei:

$$P = Q_{sol} \cdot \eta_{col.} \cdot \eta_{turn} \cdot \eta_{turbina} = Q_{sol} \cdot \eta_{centralei}. \quad (2.42)$$

Energia solară de intrare în sistem poate fi prezentată ca produsul între radiația globală orizontală  $G_o$  și suprafața colectorului  $A_{col.}$ :

$$Q_{sol} = G_o \cdot A_{col.} \quad (2.43)$$

Turnul transformă curenții calzi produși de colector, în energie cinetică (curenți de convecție) și de acțiune a presiunii asupra turbinei. Această diferență de densitate a aerului, cauzată de creșterea temperaturii în colector, acționează ca o forță motoare. Coloana ușoară de aer din turn este legată cu atmosfera inferioară de la bază (intrarea în colector) și de atmosfera de la vârful turnului, creându-se astfel o anumită forță de ridicare. Diferența de presiune  $\Delta P_{tot}$  este produsă între baza turnului (intrarea în colector) și mediul ambiant (ieșirea din turn):

$$\Delta P_{tot} = g \int_0^{H_{turn}} (\rho_0 - \rho_{turn}) dH_{turn}. \quad (2.44)$$

Această diferență de presiune  $\Delta P_{tot}$  crește o dată cu majorarea înălțimii turnului. Diferența de presiune  $\Delta P_{tot}$  poate fi divizată în componentă statică și componentă dinamică, neglijând pierderile la frecare:

$$\Delta P_{tot} = \Delta P_s + \Delta P_d, \quad (2.45)$$

unde:

$$\Delta P_s = P_a - P_{turn},$$

unde:  $P_a$  este presiunea atmosferică (la intrarea în colector);

$P_{turn}$  – presiunea la ieșirea din turn.



Diferența de presiune statică acționează asupra turbinei, iar componenta dinamică descrie energia cinetică a curenților de aer. Pentru diferența totală de presiune și volumul curenților de aer când  $\Delta P_s = 0$ , puterea  $P_{tot}$  conținută în curenți este:

$$P_{tot} = \Delta P_{tot} \cdot v_{turn.max} \cdot A_{col}. \quad (2.46)$$

Randamentul turnului solar poate fi stabilit din relația:

$$\eta = \frac{P}{Q_{sol}}. \quad (2.47)$$

Divizarea diferenței de presiuni în componentele statică și dinamică depinde de energia preluată de turbină. În cazul turnului fără turbină este atinsă viteza maximă a curenților de aer și toată diferența de presiune este utilizată pentru accelerarea aerului și este convertită în energie cinetică:

$$P_{tot} = \frac{mv_{turn.max.}^2}{2}. \quad (2.48)$$

Folosind aproximarea Boussinesq, viteza atinsă prin convecția curenților poate fi exprimată ca:

$$v_{turn.max.} = \sqrt{2gH_{turn} \frac{\Delta T}{T_o}}, \quad (2.49)$$

unde  $\Delta T$  este creșterea temperaturii între mediul ambiant și ieșirea din colector.

Randamentul turnului solar se va determina din relația:

$$\eta = \frac{g \cdot H_{turn}}{c_p T_o}. \quad (2.50)$$

unde  $c_p$  este căldura specifică la presiune constantă,  $J kg^{-1} K^{-1}$ .

Această reprezentare simplificată explică una din caracteristicile de bază ale turnului solar – randamentul turnului solar depinde doar de înălțimea lui. Pentru înălțimea de 1000 m, abaterea de la soluția exactă – cauzată de aproximarea Boussinesq – este neglijabilă. Folosind ecuațiile (2.42), (2.43), (2.50) se poate stabili că puterea generată este proporțională cu aria colectorului și înălțimea turnului. Deoarece energia electrică generată este proporțională cu volumul cuprins de înălțimea turnului și aria colectorului, aceeași energie electrică poate fi generată de un turn cu diametrul mai mare cu un colector mic sau invers. Aceasta se referă la funcționarea turnului solar pe parcursul zilei. Dar ce se întâmplă în timpul nopții? Pentru ca turnul să funcționeze 24 din 24 de ore, în colector pe sol sunt instalate rezervoare pline cu apă cu suprafața neagră. Cum funcționează aceste rezervoare? Rezervoarele sunt închi-

se astfel încât evaporarea apei nu are loc (fig. 2.35). Volumul apei din rezervoare este calculat astfel încât să corespundă unui strat de apă cu adâncimea echivalentă 5 – 20 cm, în funcție de caracteristicile de putere așteptate (fig. 2.36). Noaptea, când aerul în colector este mai rece, rezervoarele cu apă cedează-

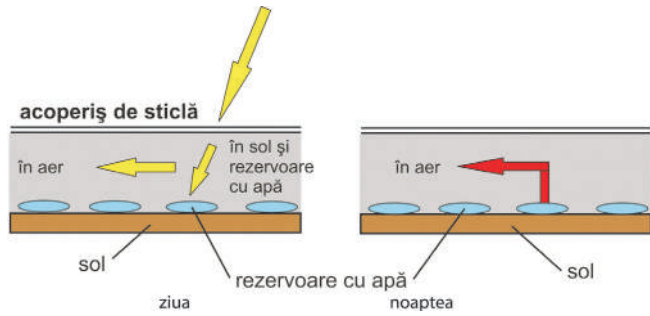


Fig. 2.35. Principiul de stocare a energiei termale cu tuburi umplute cu apă.

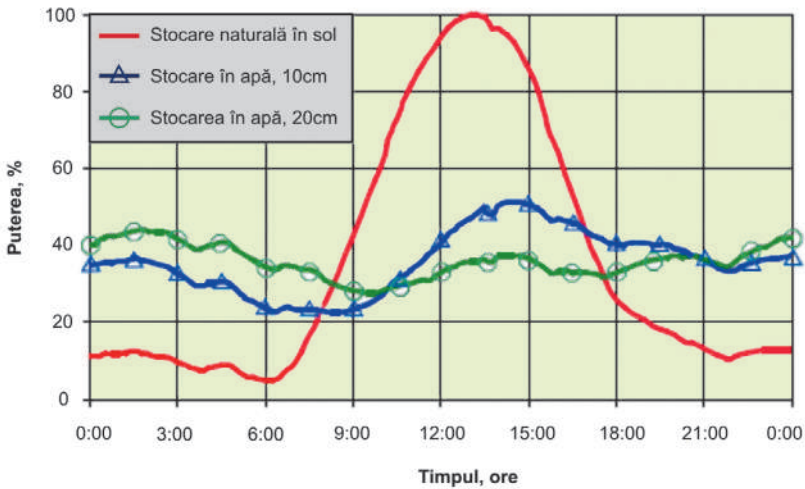


Fig. 2.36. Efectul stocării căldurii în colector, folosind rezervoare cu suprafață neagră pline cu apă (simulare efectuată de Kreetz, 1997).

ză căldura acumulată ziua. Capacitatea termică a apei este de aproximativ 5 ori mai înaltă decât a solului.

Turnul solar nu convertește întreaga energie solară în energie electrică. Rata de conversie relativ scăzută a turnului solar este echilibrată de costurile investiționale reduse la  $1\text{m}^2$  ale colectorului [35]. Conform modelului de calcul, o centrală electrică termică solară (turn solar) cu capacitatea de  $200\text{ MW}$  necesită un colector cu diametrul de  $7\text{ km}$  (aria totală de aproximativ  $38\text{ km}^2$ ) și un turn de cca  $1000\text{ m}$  înălțime [36].

Performanța turnurilor solare poate fi degradată de factori precum vânturile atmosferice [36] sau de frânarea indusă de brațele utilizate ca suporturi ale turnului [37]. Un alt factor este reflecția razelor solare de către materialul acoperișului. În

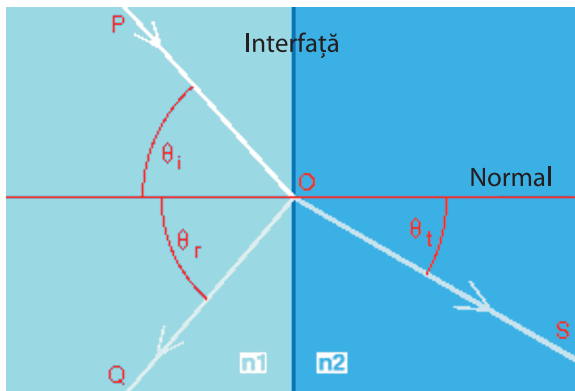


Fig. 2.37. Diagrama reflectiei și refractării razei solare incidente.

diagramă (fig. 2.37) raza solară PO străpunge în punctul O interfața dintre două medii cu indici de refracție  $n_1$  și  $n_2$ . O parte din raze (OQ) sunt reflectate, iar altă parte (OS) – refractate. Unghiurile dintre razele incidentă, reflectată și refractată față de normala interfeței sunt, respectiv,  $\theta_i$ ,  $\theta_r$  și  $\theta_t$ . Relațiile dintre aceste unghiuri sunt stabilite de legea reflectiei și legea lui Snell. Frațiunea intensității razei incidente, reflectată de interfață (în

cazul nostru de acoperișul transparent) este prezentată prin coeficientul de reflectanță  $\rho_a$ , iar frațiunea refractată – de coeficientul de transmitanță  $\tau_a$ . Ecuațiile Fresnel, bazate pe supoziția că ambele materiale sunt nemagnetice și pot fi utilizate pentru calcularea coeficienților:

$$\rho_a = \left[ \frac{\tan(\theta_t - \theta_i)}{\tan(\theta_t + \theta_i)} \right]^2 = \left[ \frac{n_1 \cos(\theta_t) - n_2 \cos(\theta_i)}{n_1 \cos(\theta_t) + n_2 \cos(\theta_i)} \right]^2 \quad (2.51)$$

și

$$\tau_a = 1 - \rho_a. \quad (2.52)$$

Conform ecuațiilor Fresnel (2.51, 2.52) reflectia razelor solare poate atinge cca 7,7%, dacă acoperișul este executat din sticlă. De asemenea, o influență de până la (15 – 20)% exercită și locul amplasării stației. Turnul solar amplasat la o latitudine mare; cum ar fi de ex. Canada poate produce nu mai mult de 85% comparativ cu o stație similară localizată la ecuator [38].

În continuare este prezentat un exemplu de stabilire a parametrilor de bază pentru un studiu de caz al unui turn solar, care urma să fie construit într-o localitate din nordul Chinei, unde radiația solară este mai intensă decât în alte regiuni. În rezultatul unei analize a fost ales locul construcției stației, luându-se în considerație locul și regimul radiației solare. Turnul solar cu diametrul de 10 m, înălțimea de 200 m și diametrul colectorului de 500 m este în stare să producă (110 – 190) kW energie electrică pe lună pe parcursul întregului an. Mai mulți parametri, cum ar fi înălțimea turnului, diametrul colectorului solar, temperatura mediului ambiant, radiația solară și randamentul turbinei eoliene, care influențează performanțele generării energiei,

au fost, de asemenea, analizați. În continuare se prezintă o listă a tuturor parametrilor luați în considerație la proiectarea turnului solar:

- $A_c$  – aria secțiunii turnului solar,  $m^2$ ;
- $A_{col}$  – aria colectorului solar,  $m^2$ ;
- $C_p$  – căldura specifică a aerului,  $kJ/kg \cdot ^\circ C$ ;
- $g$  – accelerația căderii libere,  $m/s^2$ ;
- $G$  – radiația solară,  $W/m^2$ ;
- $H_{sc}$  – înălțimea turnului solar,  $m$ ;
- $\dot{m}$  – masa curentului de aer într-o unitate de timp,  $kg/s$ ;
- $P_{tot}$  – puterea totală a fluxului de aer,  $kW$ ;
- $P_{wt,max}$  – puterea mecanică maximă, produsă de turbină,  $kW$ ;
- $P_e$  – puterea electrică generată de turnul solar,  $kW$ ;
- $\dot{Q}$  – energia primită de aer în colector,  $kW$ ;
- $T_0$  – temperatura mediului ambiant,  $^\circ C$ ;
- $V_c$  – viteza aerului în turnul solar,  $m/s$ ;
- $(\tau\alpha)$  – produsul coeficienților de transmitanță și adsorbtanță a suprafeței solu-  
lui;
- $\beta$  – coeficientul pierderilor,  $W/m^2 \cdot K$ ;
- $\eta_{col}$  – randamentul colectorului solar;
- $\eta_{sc}$  – randamentul turnului solar;
- $\eta_{wt}$  – randamentul turbinei;
- $\rho$  – densitatea aerului,  $kg/m^3$ ;
- $\Delta P_{tot}$  – diferența de presiune dintre partea inferioară și superioară a turnului,  
 $Pa$ ;
- $\Delta T$  – creșterea temperaturii la ieșirea din colector, comparativ cu intrarea,  $^\circ C$ .

### 3.3.3. Turnuri cu colector solar și turbină de aer: aspecte practice

Turnul solar este o instalație energetică specifică de conversie a energiei regenerabile. Aerul este încălzit într-un colector circular foarte mare, iar convecția rezultată cauzează creșterea vitezei aerului la trecerea lui prin turn. Aerul în mișcare antrenează turbina (sau turbinele), cu ajutorul căroră se produce electricitate. În ultimii 30 – 40 de ani au fost inventate o gamă largă de centrale electrice solare cu colectoare de aer. Principiul de funcționare a unui turn solar cu colector de aer este explicat în invenția [39] prezentată în fig. 2.38, care funcționează în baza principiului de conversie a căldurii solare în energie electrică prin acumularea aerului neîncălzit în colectorul de aer 1, care acoperă o suprafață mare de teren. Aerul încălzit sub acțiunea

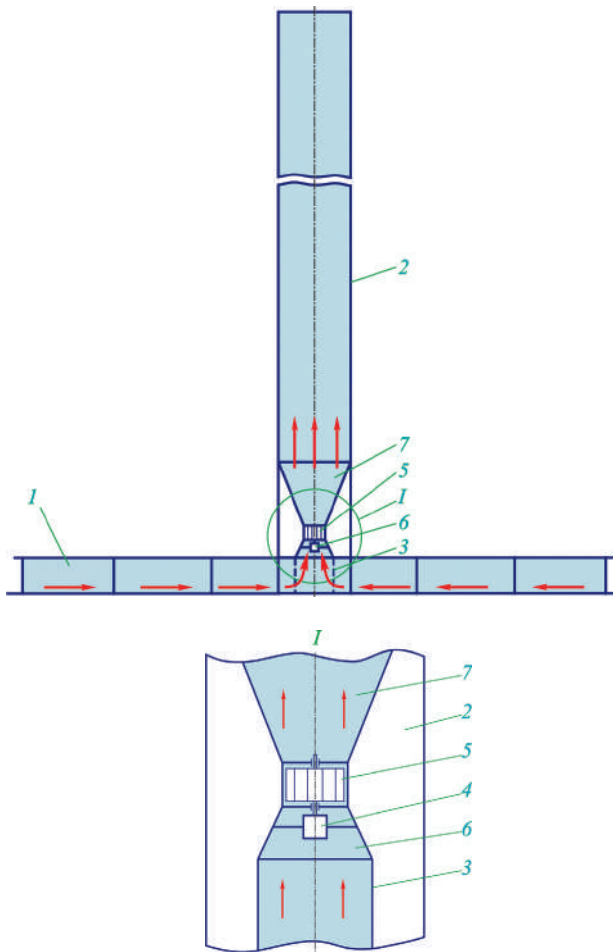


Fig. 2.38.

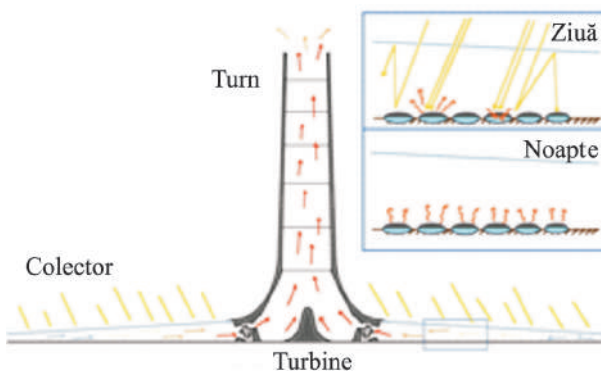


Fig. 2.39. Principiul de funcționare a unui turn solar cu colector circular.

diferenței de presiune circulă printr-un turn foarte înalt 2 cu diametru mare, amplasat în centrul acoperișului. În centrul turnului este prevăzut un suport 3, pe care este instalat un generator electric 4, acționat de o turbină (sau câteva turbine) 5 activată de aerul care trece prin turn. Pentru mărirea vitezei aerului, se utilizează o pereche de trunchiuri de con, dintre care unul este 6, instalat în suport, prin care trec curenții de aer, are rol de confuzor. Al doilea trunchi de con 7, instalat la ieșire, are rol de difuzor.

Capacitatea de generare a unui turn solar depinde în mare măsură de doi factori: dimensiunea colectorului și înălțimea turnului. La o suprafață mare a colectorului, o cantitate mai mare de aer este încălzită (diametrul colectoarelor ajunge la 7 km diametru). La o înălțime mare a turnului (de până la 1000 m) diferența de presiune conduce la creșterea efectului de furnal (fig.2.39). Îmbinarea efectelor acestor doi parametri importanți determină productivitatea instalației energetice. Căldura acumulată în timpul zilei poate fi parțial stocată în țevi (vase) cu apă instalate pe suprafața de teren a colectorului. Valoarea vitezei aerului este

aproximativ direct proporțională cu creșterea diferenței de temperatură ( $\Delta T$ ) în colector și la ieșirea din turn. În turnurile solare multimegavat, colectorul conduce la creșterea temperaturii cu  $20^{\circ}C$ . Aceasta produce creșterea vitezei aerului până la  $15\text{ m/s}$ . Turnurile solare nu produc bioxid de carbon, însă la construcția lor se folosesc materiale nocive, în particular ciment. Durata de răscumpărare a cheltuielilor este de 2–3 ani [40,41].

Turbinele pot fi instalate în rând la baza turnului cu axe orizontale (cum au fost în proiectul australian) sau o singură turbină cu ax vertical, instalată în interiorul turnului conform prototipului din Spania. Turbinele în turnurile solare nu funcționează doar datorită vitezei aerului, ci similar stațiilor hidroelectrice, presiunea statică este convertită în mișcare rotativă, folosind turbinele de caz. Turbina turnului solar funcționează într-un curent de aer închis, spre deosebire de cea eoliană. Din această cauză, puterea



Fig. 2.40. Prototipul instalației turnului solar din Manzanares, Spania, 1981.

raportată la aria rotorului este de cca 10 ori mai mare decât același raport al turbinei eoliene. Viteza aerului până la turbină și după ea este aproximativ aceeași. Puterea generată este proporțională cu produsul volumului curenților pe unitate de timp și diferențialul presiunii asupra turbinei. Pentru mărirea eficienței de conversie, elicea paletelor este ajustată în timpul lucrului pentru a regla producerea de energie prin diferențierea vitezei aerului și a curenților de aer. Dacă paletetele sunt paralele față de curenții de aer și permit aerului să le strabată nestingherit, nu se creează presiune asupra paletelor și nu generează energie electrică. Între aceste două extreme se află poziția optimă a paletelor: puterea generată este maximă dacă căderea de presiune asupra turbinei este de cca 80% din diferențialul disponibil de presiune. Frațiunea optimă depinde de caracteristicile instalației ca pierderi de presiune la frecare.

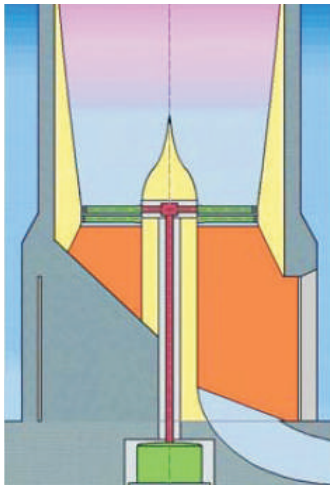
Cercetările teoretice detaliate și experimentele largi efectuate în tuneluri aerodinamice [23] au permis construirea în 1981 - 1982 a unei instalații experimentale cu producere de vârf de 50 kW în localitatea Manzanares, aflată în utilitatea Union Electrica Fenosa (fig.2.40) cu fonduri provenite de la Ministerul German de Cercetare și Tehnologie (BMFT). În tabelul 2.11 sunt prezentate dimensiunile de bază și parametrii tehnici ai prototipului Manzanares.

Principiul de funcționare al turbinei de vânt este prezentat în fig. 2.41. Turbina (fig.2.42) este instalată separat în turnul solar într-un cadru de oțel la o înălțime de

9 m deasupra nivelului solului. Viteza verticală a vântului de 2,5 m/s poate atinge la început maxim 12 m/s în timpul funcționării turbinei.

**Tabelul 2.11.** Dimensiunile de bază și parametrii tehnici ai prototipului Manzanares.

Înălțimea turnului:	194,6 m.
Raza turnului:	5,08 m.
Raza medie a colectorului:	122,0 m.
Înălțimea medie a acoperișului:	1,85 m.
Numărul palelor turbinei:	4.
Profilul palelor turbinei:	FXW-151-A
Raportul vitezei palei la viteza de transport a aerului:	1:10
Modul de operare:	Individual sau conec-tată la rețea.
Creșterea tipică a temperaturii aerului colectorului:	$\Delta T=20K$ .
Puterea produsă nominală:	50 kW.
Colector acoperit cu membrană de plastic:	40 000 m <sup>2</sup> .
Colectorul acoperit cu sticlă:	6000 m <sup>2</sup> .



**Fig. 2.41.** Principiul de funcționare a turbinei de aer.



**Fig. 2.42.** Turbina de aer a prototipului centralei electrice.

Acoperișul colectorului turnului solar se execută, de regulă, dintr-un material transparent: din sticlă (fig. 2.43) sau membrane de plastic. Acoperișul nu trebuie să fie numai transparent, ci și suficient de durabil la prețuri rezonabile. Costurile membranelor de plastic sunt mai joase decât cele din sticlă. În fig. 2.44 se prezintă măsurările efectuate la 8 iunie 1987 la Manzanares: viteza aerului în turn și producerea energiei pentru o zi tipică. În fig. 2.45 este reprezentată compararea energiei măsurate și calculate, produse de instalația Manzanares. Un dezavantaj al turnurilor solare cu colector de aer este suprafața mare a colectorului și eficiența relativ redusă. Diminuarea acestui dezavantaj poate fi atinsă prin mărirea înălțimii turnului.

Un proiect ambițios este prototipul centralei electrice solare, care va fi construită în Australia de către Germania. Turnul solar va avea înălțimea de 1 km (fig. 2.46).

Un alt proiect interesant, care se află în stadiu de realizare, este proiectul Turnului Solar din Monohans, SUA (fig. 2.47) [42]. Regiunea Monohans este lider național în producerea petrolului, iar oficialii și rezidenții acestei regiuni petroliere doresc să lanseze acest proiect de energie regenerabilă. O seră din

material transparent cu diametrul de la 2,5 până la 3 mile va colecta aer cald, care va curge prin 32 de turbine situate în jurul bazei turnului. Diferența de temperatură dintre interiorul turbinei și mediul ambiant va asigura un curent constant de aer, care va produce energie electrică. Turnul solar va avea înălțimea de cca 1100m și va produce 200 MW de energie electrică verde, suficientă pentru asigurarea a cca 200000 case de locuit. Costul proiectului este estimat la cca. 350 mln dolari.

Pentru a aprecia potențialul energetic al turnurilor solare cu colector de aer, în tabelul 2.12 se prezintă patru tipodimensiuni de turnuri solare. În baza datelor din tabelul 2.12 au fost calculate costurile investiționale. Din tabelul 2.13 se constată că costul electricității pentru turnurile solare mici sunt relativ înalte, comparabile cu ale sistemelor PV. Creșterea dimensiunilor centralei este asociată cu reducerea semnificativă a costului energiei generate, atingând cote minime ale costurilor de 0,07 €/kWh pentru instalația de 200 MW.

Variația costurilor electricității în funcție de rata eficienței, durata de funcționare și puterea instalată a turnului solar selectate sunt prezentate în fig. 2.48. Linia de sus a graficelor este calculată pentru o durată de funcționare de 20 ani, iar cea de jos – pentru o durată de 40 de ani. După cum se vede, nivelul costurilor depinde de rata de eficiență dorită și durata de funcționare (durata de viață sau timpul de depreciere).

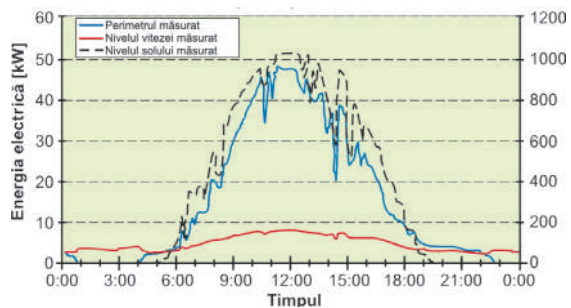
**Tabelul 2.12.** Dimensiuni tipice și capacitatea energetică.

Capacitatea	MW	5	30	100	200
Înălțimea turnului	m	550	750	1000	1000
Diametrul turnului	m	45	75	110	120
Diametrul colectorului	m	1250	2900	4300	700
Producerea de electricitate*	GWh/a	14	99	320	680

\* pentru locurile cu radiație solară globală anuală de 2300 kWh/(m<sup>2</sup>an).



**Fig. 2.43.** Acoperișul din sticlă al prototipului instalației energetice din Manzanares.



**Fig. 2.44.** Măsurări efectuate la Manzanares: viteza aerului în turn și producerea energiei pentru o zi.



Tabelul 2.13. Costurile investiționale.

Capacitatea	MW	5	30	100	200
Costul turnului*	Mln euro	19	49	156	170
Costul colectorului	Mln euro	10	48	107	261
Costul turbinei	Mln euro	8	32	75	133
Inginerie, testare	Mln euro	5	16	40	42
<b>Total</b>	<b>Mln euro</b>	<b>42</b>	<b>145</b>	<b>378</b>	<b>606</b>
Anuitățile investiționale	Mln euro	2,7	10,2	27,1	43,7
Operarea anuală și costuri de mentenanță	Mln euro	0,2	0,6	1,7	2,8

\* cost pentru plata muncii cu 5 euro/h.

\*\*La o rată de beneficiu de 6% și o durată de funcționare de 30 ani.

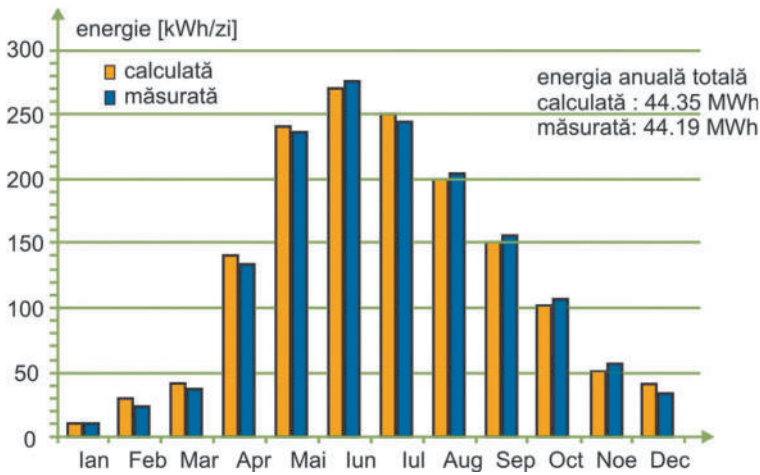


Fig. 2.45. Compararea energiei măsurate și calculate, produse de instalația energetică Manzanares.

De exemplu, pentru rata de eficiență de 12% și deprecierea de 20 de ani costul este de 0,12 €/kWh pentru turnul solar de 200 MW. Pentru rata de eficiență de 6% și timpul de depreciere de 40 de ani costul nivelar scade până la 0,06€/kWh, adică

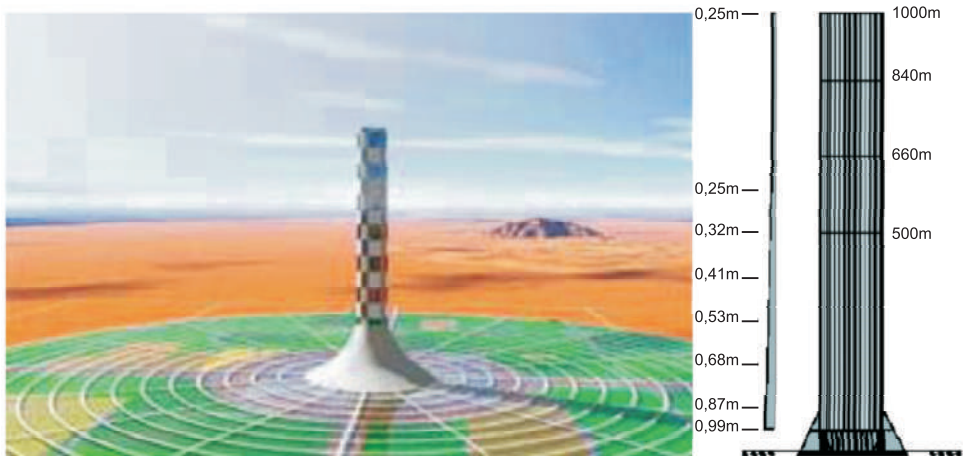


Fig. 2.46. Proiectul Australian al turnului solar electric cu înălțimea de 1 km.

la jumătate. În fig. 2.49 este prezentată o analiză comparativă a costurilor energiei electrice, produse la centrale electrice cu cărbune și la un turn solar. În primii ani de funcționare costul energiei electrice, generat de turnurile solare, este mai mare decât cel produs de centralele electrice cu cărbune. După 20 de ani de funcționare costurile sunt identice. În continuare, turnul solar va produce energie electrică la preț de cost redus (include numai costurile de operare și mentenanță). În contrast, costurile de generare a electricității de centralele electrice cu cărbune sunt relativ înalte și dictate de costul cărbunelui, care este în permanentă creștere. Aici nu se iau în considerație costurile legate de protecția

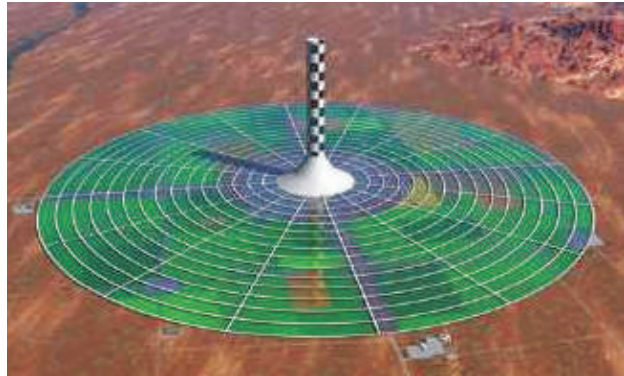


Fig. 2.47. Proiectul turnului solar din Monohans, SUA.

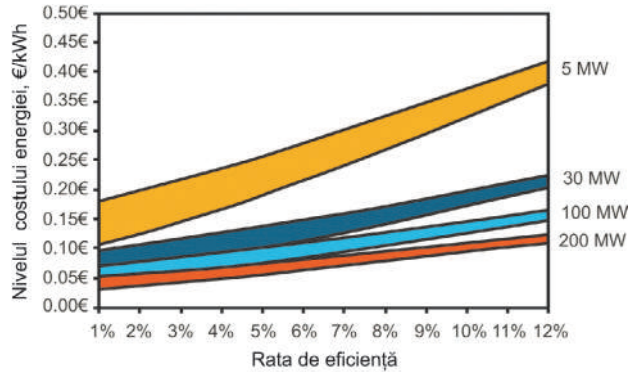


Fig. 2.48. Costurile nivelare ale electricității în funcție de rata de eficiență și turnul solar selectate.

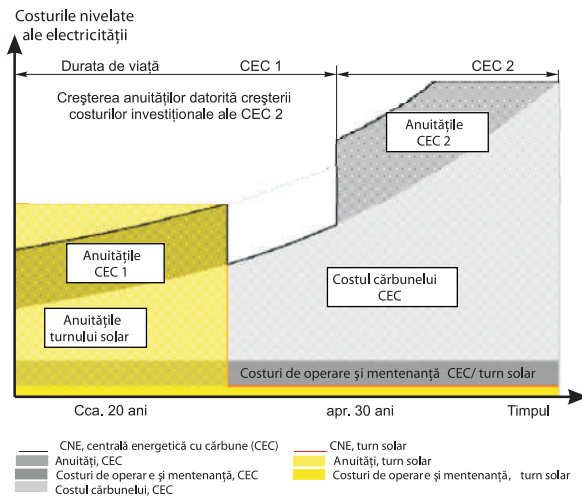


Fig. 2.49. Costurile de generare a electricității pentru turnul solar și centrala termoelectrică cu cărbune.

mediului ambiant (respectarea unei cote stabilite de emisie a CO<sub>2</sub>) în cazul centralelor electrice cu cărbune.

În Republica Moldova, unde durata de strălucire a soarelui este de 2200 h/an (iar în partea de sud – 2300 h/an) și valorile anuale ale iradierii sunt de cca. 1350 kW/m<sup>2</sup> [10], există condiții favorabile pentru dezvoltarea acestor sisteme de captare a energiei solare, care poate fi combinată cu tehnologiile de cultivare a plantelor în sere.

### 3.4. Sisteme solare cu concentrarea razelor solare

#### 3.4.1. Scurt istoric

Densitatea de putere a radiației solare pe suprafața pământului rareori depășește  $1000 \text{ W/m}^2$ . Aceasta nu permite obținerea, cu ajutorul colectoarelor de formă plană analizate mai sus, a temperaturilor care ar depăși cu mult valoarea de  $100^\circ\text{C}$ . Temperaturi de sute și chiar mii de grade pot fi obținute numai prin concentrarea componentei directe a radiației solare.

Legenda spune că în anul 212 până la Hristos, Arhimedes a utilizat pentru prima oară efectul concentrării razelor solare. Cu ajutorul scuturilor ostașilor lustruite până la strălucire (care deveniseră veritabile oglinzi din bronz), razele solare erau reflectate și concentrate pentru a incendia corabiile romane, care asediau fortăreața Syracuse. Pentru a verifica legenda, Autoritatea Navală din Grecia a demonstrat în anul 1973 cum 60 de persoane, având fiecare o oglindă cu dimensiunile  $1 \times 1,5 \text{ m}$  ( $1,5 \text{ m}^2$ ), au incendiat o navă din lemn la distanța de 50 m [4]. Dacă în momentul experienței densitatea radiației era de cca  $800 \text{ W/m}^2$ , atunci în focar ea era de cca  $0,8 \times 1,5 \times 60 = 72 \text{ kW/m}^2$ , ceea ce depășește de 1,5 ori densitatea de putere pe suprafața unui reșou electric.

Acest mod de captare a energiei solare se află permanent în atenția cercetătorilor. L. Stoddard ș.a. au efectuat studii ample privind beneficiile economice, energetice și de mediu ale sistemelor solare cu concentrarea razelor solare [43,44]. Cel mai mare grup care se preocupă de cercetarea și valorificarea sistemelor solare cu concentrarea razelor solare este grupul american Solar Energy Generating Systems (SEGS), care a elaborat și a construit în deșertul Mohave din sudul Californiei sisteme paraboloidale cu o capacitate totală de 354 MW. Aceste sisteme au funcționat foarte bine timp de (15...20) de ani. Astăzi deține o serie de proiecte comerciale în stadiu de planificare sau în derulare, incluzând un sistem paraboloidal de 64 MW în Nevada și câteva sisteme de 50 MW în Spania. Sisteme Integrate sunt în diferite stadii de planificare în California de Sud, India, Egipt, Maroc, Mexic și Algeria. Un sistem paraboloidal a fost recent construit pentru Serviciile Publice din Arizona [43].

În a.2005, compania Southern California Edison a anunțat public finalizarea negocierilor privind contractul de cumpărare a 1182...2010 GWh pe an pentru o perioadă de 20 de ani, încheiat cu compania Stirling Engine Systems (SES). Ca o consecință a dezvoltării pe scară largă a acestor sisteme paraboloidale cu motor Stirling sunt așteptate reduceri drastice ale costurilor capitale și de operare și mentenanță [43]. Informații ample privind sistemele cu concentrarea razelor solare se găsesc în [45,46].

În general sunt cunoscute trei tipuri de bază de centrale electrice solare bazate pe concentrarea razelor solare: sisteme cilindro-parabolice (cu jghiaburi); cu oglinzi paraboloidale și motor Stirling; turnuri solare cu concentrator heliostat.

### 3.4.2. Conversia termică a energiei solare la temperaturi mari: aspecte teoretice

Funcționarea concentratoarelor solare se bazează pe două fenomene studiate în cursul de fizică: reflecția și refracția luminii. Dacă o suprafață nu are rugozități sau mărimile liniare ale acestora sunt mult mai mici decât lungimea de undă a razei de lumină incidentă, ultima se reflectă. Capacitatea de reflecție a suprafeței se caracterizează prin coeficientul de reflectanță. Valorile reflectanței pentru materiale uzuale sunt:

– argint galvanizat	– 0,96;
– aluminiu pur	– 0,91;
– argint depus pe suprafața interioară a sticlei (oglindea)	– 0,88;
– argint depus pe suprafața exterioară a sticlei	– 0,93;
– film acrilic aluminizat pe suprafața posterioară	– 0,85.

**Oglindă parabolică.** Prezintă o oglindă concavă (fig. 2.50), a cărei suprafață este descrisă de parabola  $y^2 = 2cx$  în jurul axei optice  $x$ . Figura obținută se mai numește paraboloid. Dacă parabola este mișcată în direcția axei  $z$  (axa perpendiculară pe suprafața paginii) – vom obține o oglindă cilindro-parabolică. Razele de lumină paralele cu axa optică  $x$ , incidente pe suprafața reflectoare, se concentrează în punctul  $F$ , numit focar.

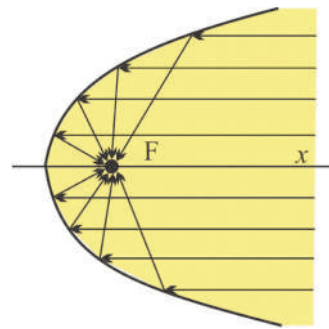


Fig. 2.50. Oglindă parabolică.

**Lentila Fresnel.** Este un ansamblu compus din mai multe lentile concentrice (fig. 2.51), care funcționează ca o lentilă integră. Cheltuielile de material și masa unei lentile Fresnel sunt cu mult mai mici decât pentru una convențională. Fluxul paralel de lumină este concentrat în focarul  $F$ .

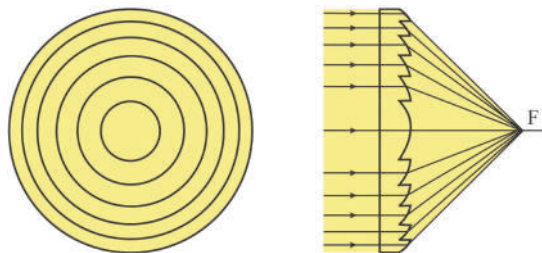


Fig. 2.51. Lentila Fresnel.

Cele trei tipuri de concentratoare ale energiei solare folosite în conversia termică au în componența lor trei elemente principale: reflectorul care recepționează radiația solară și o direcționează în focar; receptorul amplasat în focar și care transformă radiația solară în căldură; sistemul de urmărire a traiectoriei soarelui. Concentratoarele tip Fresnel se folosesc numai în tehnologia fotovoltaică de conversie a energiei solare.

Parametrii de bază care caracterizează un concentrator solar sunt coeficienții de concentrare. Coeficientul de concentrare geometric este raportul dintre aria suprafeței deschise razelor solare sau apertură,  $A_a$  și aria suprafeței receptorului,  $A_r$ :

$$\tau_a = 1 - \rho_a. \quad (2.52)$$

Coeficientul de concentrare optic este raportul dintre densitatea de putere a radiației directe pe suprafața receptorului,  $B_r$  și densitatea de putere a radiației directe pe apertură,  $B_a$ :

$$C_r = \frac{B_r}{B_a}. \quad (2.53)$$

Pentru un concentrator ideal  $C_g = C_r$ , în realitate  $C_r < G_g$ . Luând în considerație distanța dintre pământ și soare și diametrul discului solar, coeficientul de concentrare geometric nu poate fi mai mare decât:

$$G_g < \left( \frac{2L}{D_s} \right)^2 = 45000. \quad (2.54)$$

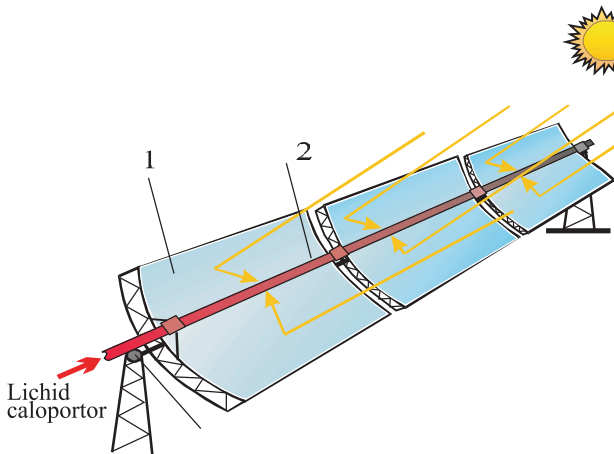


Fig. 2.52. Principiul de funcționare a concentratorului cilindro-parabolic.

particularitate importantă a concentratorului cilindro-parabolic constă în urmărirea doar a unei coordonate a traiectoriei soarelui – unghiul de înălțare  $\alpha_s$  (v. fig. 2.11). În construcția din fig. 2.52, urmărirea se realizează prin rotirea oglinzilor 1 în jurul axei 3. Temperatura receptorului atinge valori de 400 – 500°C.

Al doilea tip de concentrator (fig. 2.53) prezintă o oglindă paraboloidală 1 (în formă de taler), care servește ca reflector. În focarul paraboloidului este montat receptorul 2. Mecanismul de orientare (nu este indicat) trebuie să asigure urmărirea a două unghiuri – de înălțare  $\alpha_s$  și azimutal  $\gamma$  (v. fig. 2.11). Temperatura receptorului

În fig. 2.52 este prezentată schema constructivă a concentratorului cu trei oglinzi cilindro-parabolice reflectoare 1 (au forma unui jgheab). Receptorul de radiație solară 2 prezintă o conductă, prin care circulă lichidul cald, de obicei, apă. Receptorul 2 este montat în focarul cilindrului parabolic, care prezintă o linie care intersectează focarul optic  $F$  al parabolei din fig. 2.50. O

poate atinge valori de peste o mie de grade. Căldura colectată este, de regulă, utilizată direct de motoare termice instalate pe receptor, care se mișcă împreună cu structura talerului. Concentratoarele de acest tip sunt folosite pentru topirea și obținerea celor mai pure metale în condiții terestre sau pentru generarea energiei electrice. În calitate de motor termic, de regulă, sunt utilizate motoarele termice Stirling sau Brayton. Au fost realizate astfel de sisteme modulare cu capacitate totală de până la 5 MWe. Valoarea maximă a puterii raportate la modul este de cca. 50 kWe atingând un randament de până la 30%.

Avantajele de bază:

- mecanismul de rotație în jurul a două axe permite colectarea maximă a razelor solare;
- construcție modulară ușor de transportat și asamblat;
- posedă cel mai înalt randament în comparație cu oricare alte tehnologii solare generative;
- necesită suprafețe limitate;
- durată de funcționare mare.

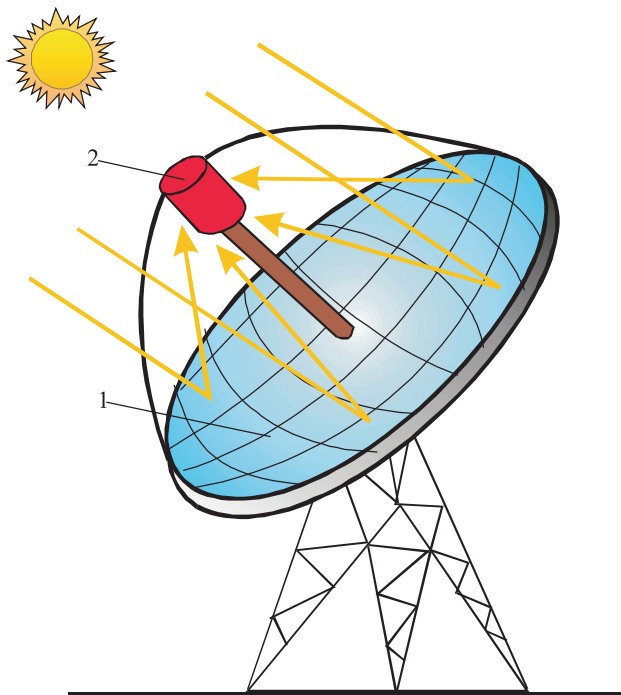


Fig. 2.53. Principiul de funcționare a concentratorului solar cu oglinda paraboloidală.

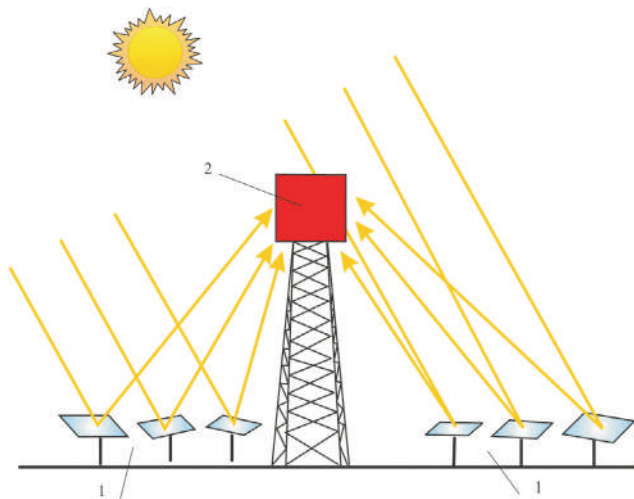


Fig. 2.54. Principiul de funcționare a concentratorului cu heliostate.

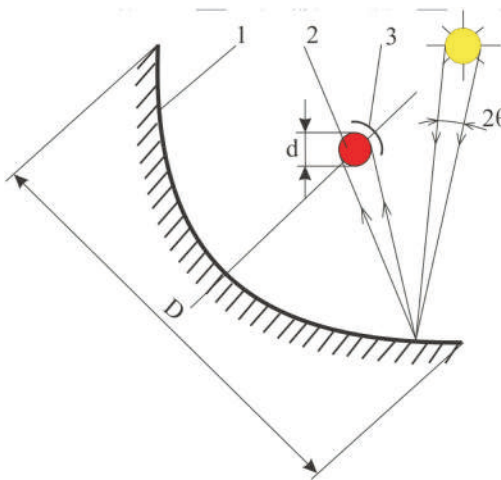


Fig. 2.55. Schema simplificată a concentratorului parabolic.

state avea  $130 \text{ m}^2$ , puterea în receptor atinge valori de  $50 \text{ kW}$ , iar temperatura de  $3000\text{-}4000^\circ\text{C}$ . Scopul elaborării a fost studiul și crearea materialelor noi, în particular, a materialelor compozite.

Pentru estimarea temperaturii receptorului apelăm la fig. 2.55, în care se prezintă schema simplificată a concentratorului cu oglindă parabolică: 1 este o oglindă cilindro-parabolică sau paraboloidală; 2 – receptorul amplasat în focarul parabolei sau paraboloidului; 3 – ecranul receptorului. Oglinda cilindro-parabolică are lungimea  $l$  și deschiderea  $D$ , iar în cazul oglinzii paraboloidale – diametrul deschiderii este egal cu  $D$ . Receptorul concentratorului cilindro-parabolic prezintă o țevă cu diametrul  $d$  și lungimea  $l$  sau este de formă sferică cu diametrul  $d$  pentru concentratorul paraboloidal. Dimensiunea unghiulară a discului solar este egală cu  $2\theta_s$ , unde  $\theta_s = R_s/L$  (v. fig. 2.2).

**Temperatura receptorului concentratorului cilindro-parabolic.** Puterea radiației solare absorbite de receptor:

$$P_{abs} = \rho_c \alpha l D B, \quad (2.55)$$

unde  $\rho_c$  este reflectanța suprafeței oglinzii;  $\alpha$  – absorbanta receptorului;  $B$  – radiația solară directă.

Receptorul, având temperatura  $T_R$ , emite în spațiu puterea radiantă care, conform legii lui Stefan-Boltzman, se determină cu expresia 2.6:

$$P_{rad} = \varepsilon \sigma T_R^4 \pi d l (1 - \zeta / \pi), \quad (2.56)$$

Concentratorul cu heliostate este un echivalent al concentratorului paraboloidal de dimensiuni foarte mari (fig. 2.54). Heliostatele 1, care prezintă reflectoare de formă plană și au dimensiuni mici, sunt amplasate în jurul turnului central pe întreaga circumferință formând așa-numitul câmp de heliostate. Reflectorul 2 este montat pe turn în focarul paraboloidului. Fiecare heliostat este telecomandat și urmărește cele două coordonate ale traiectoriei soarelui. Primul concentrator cu heliostat a fost construit în anul 1949 sub conducerea profesorului francez Felix Trombe în localitatea Mont-Luis din munții Pirinei [47]. Câmpul de heliostate

unde  $\varepsilon$  este emisivitatea receptorului;  $\sigma$  – coeficientul lui Stefan-Boltzman;  $\xi$  – factorul de ecranare a receptorului, de obicei,  $\xi=2/3\pi$ ;  $d$  – diametrul receptorului, se determină în funcție de deschizătura  $D$ :  $d = D\theta_s$ .

În regim staționar termic puterea absorbită este egală cu puterea radiată (alte pierderi de putere ale receptorului sunt neglijate), de unde se determină temperatura maximă a receptorului:

$$T_R = \sqrt[4]{\frac{\rho_c \alpha B}{\varepsilon \sigma \theta_s}}. \quad (2.57)$$

Pentru  $B = 600 \text{ W/m}^2$ ,  $\alpha/\varepsilon = 1$ ,  $\rho_c = 0,8$ ,  $\sigma = 5,67 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4}$ ,  $\theta_s = 0,00465 \text{ Rad}$ , obținem temperatura maximă de  $1162^\circ\text{K}$  sau  $889^\circ\text{C}$ . În sistemele uzuale cu concentratoare cilindro-parabolice se obțin temperaturi de până la  $700^\circ\text{C}$ . Micșorarea temperaturii se explică prin abaterea suprafeței oglinzii de la forma ideală parabolică și prin faptul că caloportorul lichid, care circulă prin receptor, conduce la micșorarea  $P_{rad}$ .

**Temperatura receptorului concentratorului paraboloidal.** Se acceptă un receptor în formă de sferă cu diametrul egal cu  $d$ , celelalte dimensiuni și presupuneri rămân aceleași ca și în cazul precedent. Din condiția echilibrului termic se obține:

$$T_R = \sqrt[4]{\frac{3\rho_c \alpha B}{8\varepsilon \sigma \theta_s^2}}. \quad (2.58)$$

Pentru aceeași valoare a radiației solare directe obținem  $T_R = 3480^\circ\text{K}$  sau  $3208^\circ\text{C}$ . În instalațiile reale pot fi obținute temperaturi de până la  $3000^\circ\text{C}$ .

### 3.4.3. Motoare termice utilizate în centrale solare termice

**Sistem solar termic cu motor cu abur: principiu de funcționare.** Conversia energiei solare termice în energie mecanică sau electrică a fost obiectivul experimentărilor pe o perioadă de peste un secol. La expoziția din Paris din anul 1872, profesorul de matematică Augustin Mouchot și inginerul Abel Pifre au expus primul sistem de conversie a energiei solare în energie mecanică – o presă de tipar acționată de un motor cu abur alimentat de la un concentrator solar parabolic (v. fig. 2.56). Mai târziu, în anul 1913, întreprinzătorul american Frank Shuman aplică același principiu și realizează în Egipt prima instalație solară pentru irigare [47,48]. Aburul pentru motorul termic era produs de 5 colectoare cilindro-parabolice cu lungimea de 80 m și apertura de 4 m fiecare. Receptorul – o țevă din fontă, amplasată în focar, asigura transportarea aburului către motor. Sistemul dezvoltă o putere mecanică utilă de circa 45 kW, care era folosită la pomparea apei din râul Nil pentru irigare. Datorită prețului mare al cărbunelui, în zona respectivă, la acea vreme, durata de recuperare a sistemului nu depășea 4 ani.



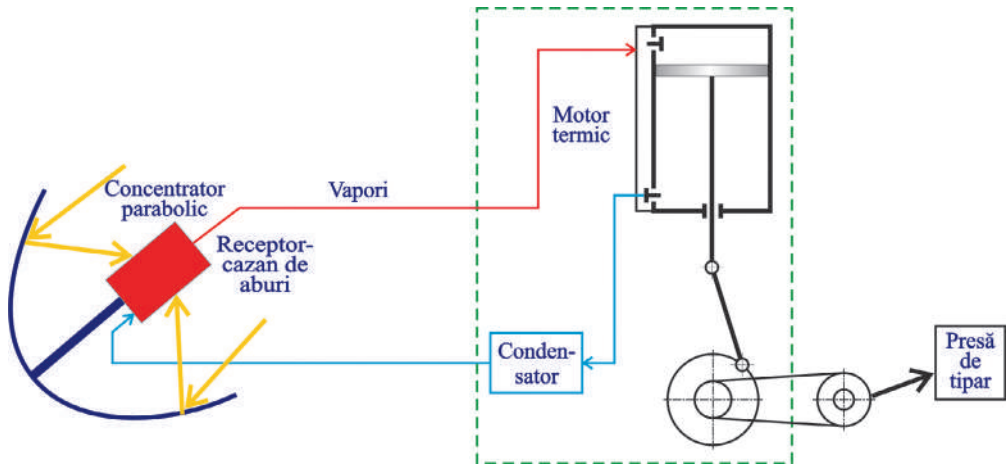


Fig. 2.56. Schema motorului solar termic realizat de Augustin Mouchot și Abel Pifre în anul 1872.

Un dezavantaj foarte major al motoarelor termice solare este eficiența redusă. Aceasta derivă din densitatea de putere mică a radiației solare și din principiile fundamentale ale termodinamicii. O interpretare mai accesibilă pentru al II-lea principiu al termodinamicii constă în următoarele: energia termică sau căldura nu poate fi transformată în totalitate în alte forme de energie, de exemplu, mecanică sau electrică. Randamentul unui motor termic, fie cu piston sau cu turbină, depinde de temperatura sursei calde, altfel spus temperatura la intrare  $T_{in}$  și temperatura sursei reci (a condensatorului)  $T_{ies}$ , între care se produce schimbul de căldură. Randamentul maxim sau eficiența maximă a ciclului Carnot nu poate depăși valoarea obținută din expresia:

$$\eta_C = 1 - \frac{T_{ies}}{T_{in}}. \quad (2.59)$$

De exemplu, o turbină alimentată de la un concentrator parabolic cu abur la temperatura de  $350^{\circ}\text{C}$  și temperatura în condensator de  $30^{\circ}\text{C}$  va avea o eficiență teoretică egală cu  $1 - (30 + 273) / (350 + 273) = 0,51$  sau  $51\%$ . Datorită pierderilor de energie, randamentul real va fi mult mai mic de cca  $25\%$ .

Pentru a obține vapori de apă este necesară o temperatură de cel puțin  $100^{\circ}\text{C}$ . Dacă temperatura obținută de la colectorul solar este mai mică, atunci poate fi folosit un motor termic care funcționează conform ciclului Rankine. În calitate de fluid caloportor, aici se folosesc substanțe organice cu temperatura de fierbere mai mică de o  $100^{\circ}\text{C}$  de tipul celor folosite în frigider sau pompe termice. Un astfel de motor termic va avea un randament și mai mic. De exemplu, eficiența unui motor termic care funcționează cu vapori de  $85^{\circ}\text{C}$ , obținuți de la un colector solar plan și temperatura la condensare de  $30^{\circ}\text{C}$ , nu va depăși  $15\%$ .

**Sistem solar termic cu turbină cu abur.** Primul Război Mondial a provocat folosirea pe scară largă a motoarelor cu ardere internă, care funcționează cu benzină sau motorină. A început era petrolului ieftin și sistemele termice solare au fost date uitării pentru o perioadă de peste 50 de ani. S-a revenit la ele după începerea crizei petrolului din anul 1973. Un grup de ingineri din SUA, sub conducerea lui G. Alexander, realizează în 1979 un nou proiect de irigare solară în localitatea Gila Bend [4]. Schema de funcționare a sistemului este prezentată în fig. 2.57. Energia primară este obținută de la un colector solar cilindro-parabolic cu o suprafață de 537 m<sup>2</sup>, care încălzește apa până la temperatura de 150°C la o presiune de cca 7 atm. Apa caldă

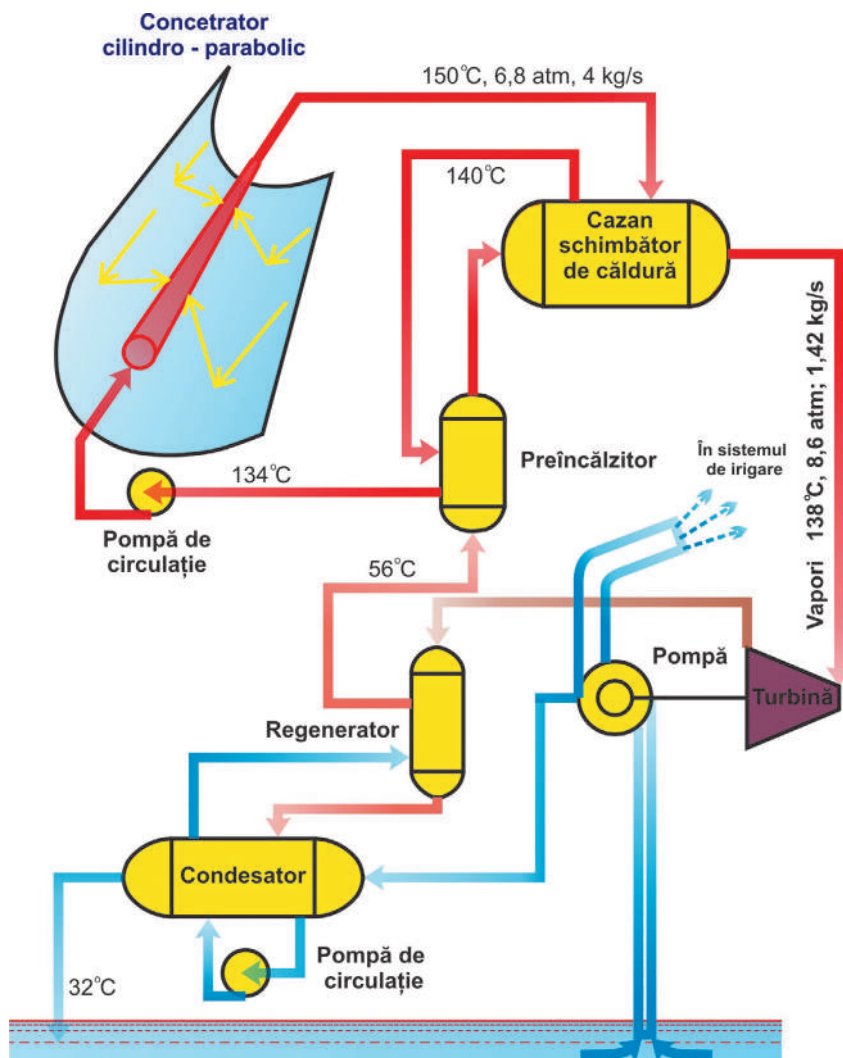


Fig. 2.57. Sistemul de pompare solară realizat de G. Alexander în anul 1979.

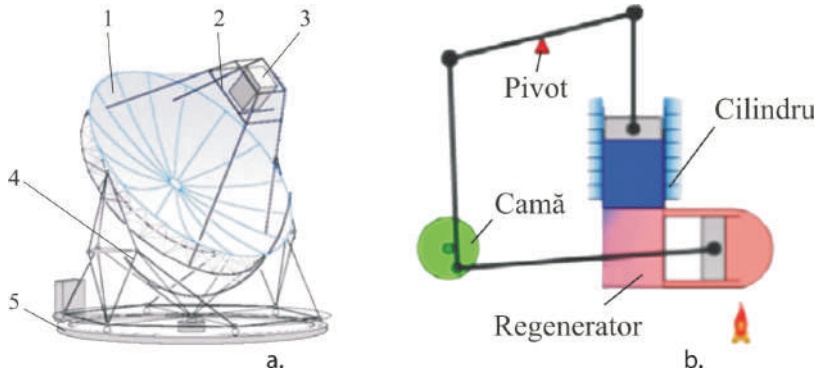


Fig. 2.58. Principiul de funcționare a instalației solare cu motor Stirling.

circulă prin schimbătorul de căldură, care îndeplinește și funcția de cazan, preîncălzitor și receptor. În circuitul secundar (în schemă nu este arătat) al schimbătorului de căldură se folosește fluidul de lucru Refrigerant 113 cu o temperatură mică de fierbere. Vaporii cu temperatura de  $138^{\circ}\text{C}$  și presiunea de circa 9 atm sunt utilizați pentru alimentarea turbinei care antrenează o pompă. O parte din vaporii sunt utilizați pentru preîncălzirea apei din circuitul primar. După turbină, vaporii sunt folosiți în regenerator pentru a încălzi apa din circuitul preîncălzitorului. Din regenerator, vaporii se condensează în condensator unde, pentru răcire, se folosește o parte din apa pompată și care la temperatura de circa  $32^{\circ}\text{C}$  este reîntoarsă în bazin. În primul an de exploatare, sistemul a funcționat 323 de ore având o capacitate cuprinsă între 240 și 570 l/s sau 364 și 2052  $\text{m}^3/\text{h}$ . În al doilea an a funcționat 188 h, livrând  $1,24 \times 10^5 \text{ m}^3$  de apă [4] sau la o capacitate de circa 660  $\text{m}^3/\text{h}$ .

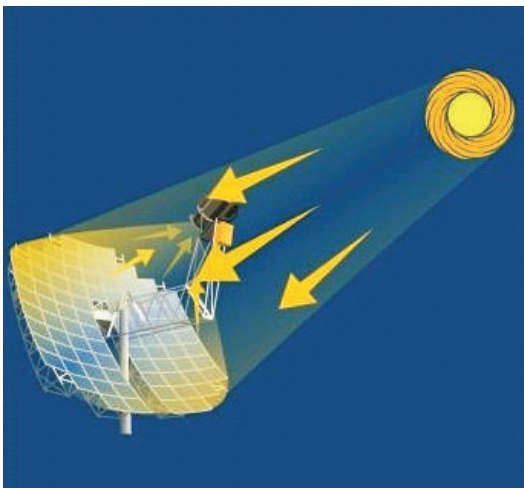


Fig. 2.59. Principiul de concentrare a razelor solare în instalația cu motor Stirling.

**Sisteme solare termice cu motoare Stirling.** Tehnologiile solare paraboloidale cu motor Stirling se află în centrul atenției cercetătorilor mai mult de 20 de ani. În fig.2.58,a se prezintă schema structurală a unui sistem termic solar cu concentrator paraboloid (taler) și motor Stirling. Sistemul include un concentrator paraboloid (taler) 1, un receptor termic 2 și un motor/generator termic 3, care sunt instalate pe un suport 4 cu mecanism de orientare a concentratorului față de soare 5 (fig. 2.58,a). În calitate de motor/generator termic este utilizat motorul Stirling.

În fig. 2.58,b este reprezentat principiul de funcționare a motorului Stirling. Principiul de funcționare a sistemului solar paraboloidal cu motor Stirling și a motorului Stirling este prezentat în fig. 2.59. Concentratorul paraboloidal reflectă radiația solară primită în cavitatea receptorului, care este localizat în punctul focal al concentratorului. Temperatura generată încălzește agentul de lucru al motorului Stirling și îl pune în funcțiune. Pentru o mai bună înțelegere a problemei, în continuare se prezintă un scurt istoric, construcția și principiul de funcționare a motorului Stirling.

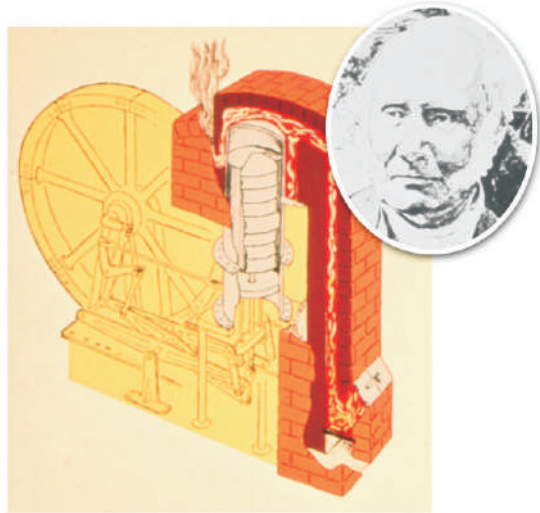


Fig. 2.60. Primul motor Stirling.

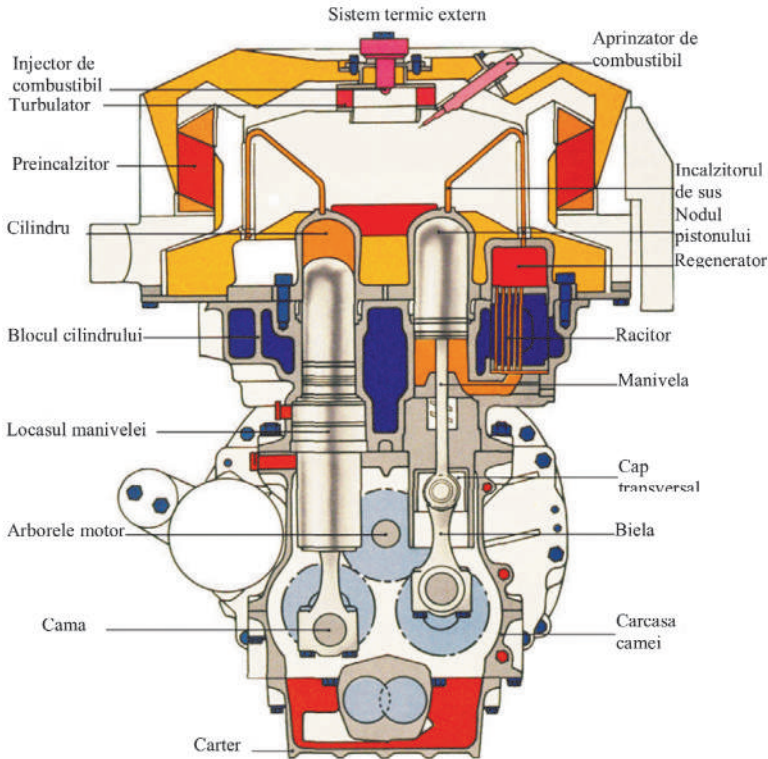


Fig. 2.61. Principiul de funcționare a motorului Stirling.

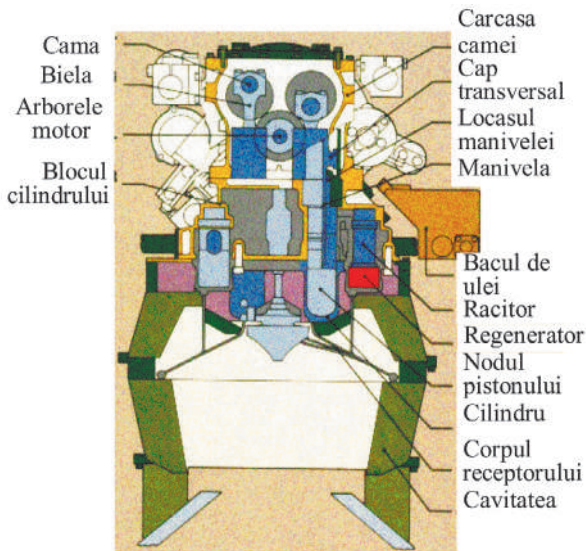


Fig. 2.62. Receptorul de căldură încorporat în motorul Stirling.

ne Rankine. Aproximativ 100 de ani mai târziu termenul de „*Motor Stirling*” a fost utilizat de Rolf Meijer, pentru a descrie toate tipurile de motoare regenerative cu ciclul închis. Acest motor reprezintă un motor termic unic, deoarece randamentul teoretic este aproape egal cu randamentul teoretic maxim, cunoscut ca randament al ciclului Carnot. Motorul Stirling (fig. 2.61) este acționat de expansiunea gazului care este încălzit, urmată de compresia lui când este răcit. Motorul Stirling conține o cantitate fixă de gaz, care este transferat înapoi prin zonele caldă și rece. Pistonul de repartizare deplasează gazul între ambele capete ale cilindrilor, iar pistonul de putere schimbă volumul intern al gazului prin comprimare și dilatare. Gazele utilizate în interiorul motorului Stirling nu părăsesc motorul în timpul funcționării. Spre deosebire de motoarele diesel și cu benzină, motorul Stirling nu conține valve, nu are loc explozie. Ciclul Stirling folosește sursă exterioară de căldură, care poate fi oricare – de la gazolină până la energia solară. Nu are loc procesul de combustie în motorul Stirling.

Radiația solară este absorbită de un schimbător de căldură (receptor) și acesta încălzește gazul de lucru (heliu sau hidrogen) al motorului Stirling până la temperatura de aproximativ  $650^{\circ}\text{C}$  (fig. 2.62). Această căldură este convertită în energie mecanică de motorul Stirling. Un generator electric conectat direct la arborele motorului Stirling transformă energia mecanică în energie electrică. Randamentul teoretic posibil al motorului termic Stirling este de cca 60%, comparativ cu 45% pentru motorul diesel și nu mai mult de 30% pentru motorul standard Otto. Modulele paraboloidale cu motor Stirling pot produce între 5 și 40 kW. O rețea de module pot fi utilizate în cazul producerii energiei electrice în cantități mari.

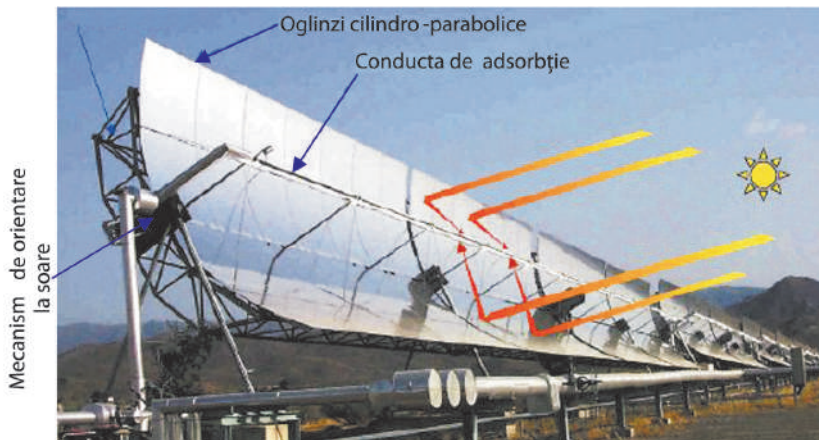
La 27 septembrie 1816, Robert Stirling obține brevet pentru Economizorul său în Edinburg, Marea Britanie (fig. 2.60). Pe atunci, Robert Stirling era ministru în Biserica din Scoția, unde a continuat să lucreze până la vârsta de 80 de ani. În acest timp a construit motorul său de căldură în condiții casnice. Lordul Kelvin a folosit unul din modelele sale pentru demonstrații la cursuri universitare. Dinamica simplă și elegantă a motorului a fost explicată pentru prima oară în a.1850 de către profesorul McQuor-

### 3.4.4. Centrale electrice termice solare (CETS) cu concentratoare cilindro-parabolice

Procesul de conversie a energiei solare termice în energie electrică este similar cu cel tradițional, bazat pe combustibili fosili unde energia stocată în combustibil este eliberată prin ardere, se transformă în energie potențială a aburului comprimat și încălzit până la 500 – 600°C. În turbină, aburul se dilată, energia potențială se transformă în energie cinetică care, la rândul său, se transformă în energie electrică. În sistemele solare, combustibilul fosil este înlocuit cu radiația solară, focarul cazanului – cu un colector solar cu concentrare: cilindro-parabolic, cu oglindă paraboloidală sau cu heliostate și turn central. Colectoarele solare termice cu concentrarea razelor solare sunt utilizate predominant pentru generarea electricității. Există diferite sisteme care diferă prin modul cum ele concentrează și colectează razele solare, dar pasul final de generare a energiei electrice este identic cu al stațiilor energetice convenționale. În final este utilizat motorul termic pentru a converti energia termică în energie electrică. Sistemul solar are scopul să concentreze razele solare și să le transforme în căldură, care este utilizată în motorul termic. În mod simplist, stația termică solară este un bloc energetic convențional care utilizează energia solară în calitate de sursă primară de căldură.



a.



b.

Fig. 2.63. O porțiune de câmp cu colectoare solare cilindro-parabolice a centralei termice Kramer Junction (a) și o linie separată (b), California [27].

În ultimele două decenii ale secolului trecut, în SUA au fost realizate cu succes mai multe proiecte-pilot de CETS, care au demonstrat viabilitatea tehnică și tehnologică a acestora și au deschis calea spre realizarea a noi proiecte cu capacitatea de sute de MW. În continuare este prezentată descrierea succintă a unor proiecte comerciale cu concentratoare cilindro-parabolice [4,48]. Cea mai mare centrală solară termică din lume are o putere maximă de 354 MW și este amplasată în localitatea Kramer Junction, California, SUA [48]. A fost construită de firma Luz International în perioada 1985–1991 și constă din 9 unități cu capacitatea între 14 și 30 MW putere electrică. Mai târziu, acest tip de centrală a fost denumit „*Sisteme solare tip LUZ*”. În fig. 2.63 se prezintă o porțiune din câmpul de concentratoare cilindro-parabolice. Până în anul 2001, centrala a furnizat în rețeaua publică a Californiei 9 TWh de energie electrică. Centrala este dotată cu un circuit auxiliar, care funcționează pe bază de gaz natural și care permite extinderea producerii de energie cu 25%, fie pe timp noros sau în orele de vârf. Centrala a fost proiectată să furnizeze energie electrică în orele de vârf, când costul de livrare este maxim. În California această perioadă se încadrează în perioada lunilor iunie–septembrie, orele 12<sup>00</sup>–18<sup>00</sup>. Componentele principale ale centralei sunt prezentate în schema din fig. 2.64. Câmpul de colectoare solare este format din concentratoare cilindro-parabolice cu o suprafață totală de circa  $1,75 \times 10^6 \text{ m}^2$ . Partea activă a concentratorului – reflectorul – este format din sticlă cu conținut mic de fier și acoperită în spate cu argint. Sticla este montată pe o structură metalică secționată, ceea ce permite formarea colectoarelor de diferite lungimi. Colectoarele se montează în rânduri paralele în direcția sud-nord. Pentru urmărirea soarelui se folosesc acționări hidraulice. Receptorul de radiație solară prezintă o țevă de oțel cu diametrul de 70 mm acoperită cu un strat de material selectiv (v. paragraful 2.3.2.4). Pentru a micșora pierderile de energie, receptorul este amplasat într-un tub de sticlă vidat. La temperatura de 350°C, suprafața receptorului are o absorbantă egală cu 0,96 și o emitanță de numai 0,19. Reflectanța oglinzilor în stare curată este egală cu 0,94. În primul contur, în care se includ și colectoarele solare, în calitate de caloportor se folosește un fluid sintetic (de regulă ulei). Temperatura fluidului la ieșire din colectoare este de 390°C, iar la intrare – de circa 304°C. În al doilea contur se folosește apa care se transformă în abur în cazanul alimentat energie termică de la colectoarele solare. Unitatea de generare reprezintă un grup tradițional turbină cu abur-generator sincron. Turbina cu abur are două trepte de presiune – prima se alimentează cu abur supraîncălzit, iar a doua – de la preîncălzitor.

Cea mai mare colecție de sisteme parabolice în lume are SEGS (Solar Energy Generating Systems). Nouă instalații sunt amplasate în deșertul Mohave în California de Sud. Instalațiile SEGS au fost construite în perioada 1985–1991. O rețea largă de instalații SEGS de 80 MW sunt localizate în regiunea Harper Lake. Toate instalațiile SEGS sunt hibride, folosind combustibili fosili pentru suplimentarea energiei electrice solare în perioadele cu radiație solară joasă. Fiecărei instalații i se permite să genereze 25% din energia anuală folosind combustibili fosili. În instalațiile hibrid

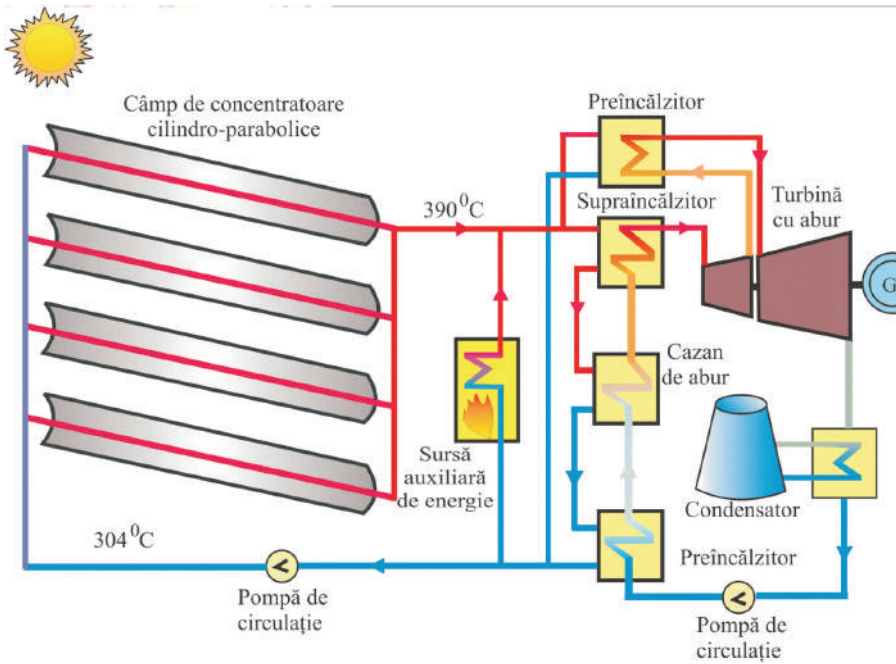


Fig. 2.64. Schema funcțională a centralei solare termice Kramer Junction, California.

SEGS, în orele de vârf, factorul de capacitate depășește 100% pentru o perioadă mai mare de o decadă, cu mai mult de 85% de energie electrică obținută din energie solară. În general, instalațiile SEGS funcționează bine. Modele noi de elemente de colectoare de căldură conduc la mărirea performanțelor instalațiilor și reducerea costurilor.

### 3.4.5. Centrale electrice termice solare cu heliostate și turn central

Centralele termice solare cu heliostate și turn central (prescurtat, turnuri solare) utilizează mii de oglinzi numite heliostate, care reorientează fluxul solar concentrat spre un receptor, instalat la capătul superior al turnului. La cele mai multe receptoare, soluția de sare încălzită în receptor este folosită pentru generarea vaporilor direct în receptor, care sunt folosiți de un generator cu turbină convențională pentru producerea electricității. Sarea topită de nitrat posedă proprietăți de transfer de căldură și capacități de stocare a energiei superioare. Turnurile de energie comerciale pot fi dimensionate pentru a produce de la 50 până la 200 MW electricitate. În practica internațională se folosesc sisteme cu aer în calitate de fluid de lucru în receptor. Schema tehnologiei turnului solar cu receptor solar de temperatură înaltă este prezentată în fig. 2.65.

În anii '90 ai secolului trecut au fost construite câteva centrale-pilot cu heliostate și turn central: în fosta URSS – cu puterea de 5 MW; în Italia, Spania și Franța – cu



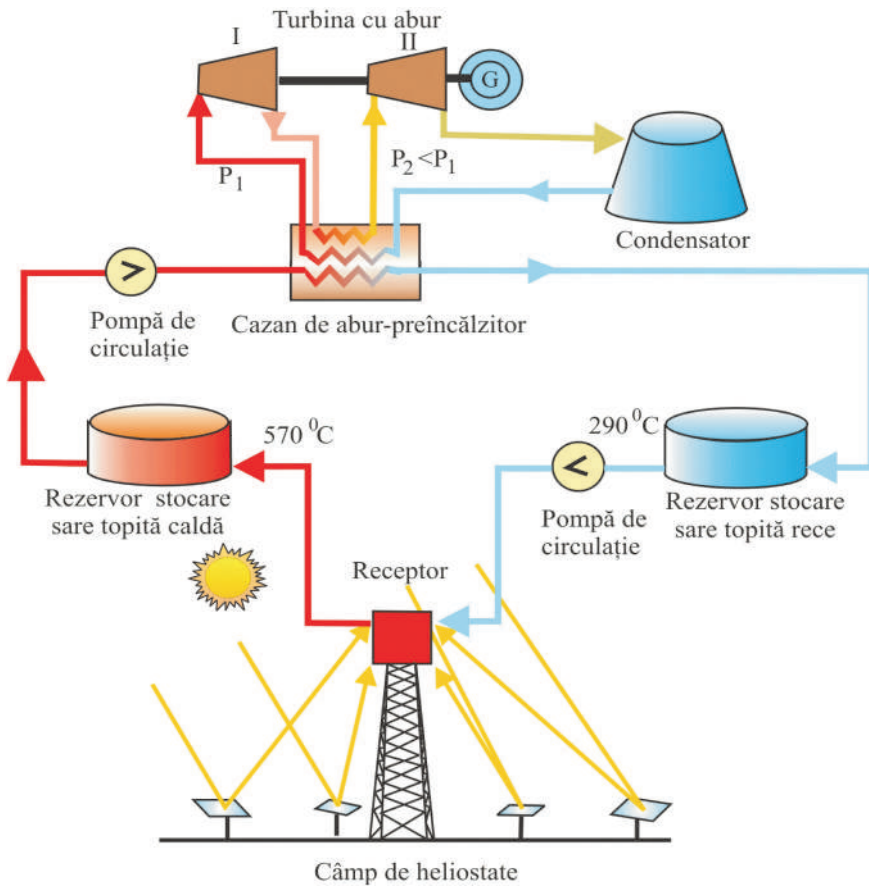


Fig. 2.65. Schema funcțională a centralei solare termice Solar Two.

puterea de 1 MW. Cea mai mare centrală din lume cu heliostate a fost construită în anul 1982 în SUA, localitatea Barstow, California. Centrala a fost numită Solar One și are o putere de 10 MW [4,49-51]. Principiul de funcționare a concentratorului solar cu heliostate este descris în paragraful 2.3.3.2. O vedere generală a centralei este prezentată în fig. 2.66. După 6 ani de exploatare, în 1988 s-a luat decizia de a reconstrui centrala. Ea a fost dotată cu un sistem de acumulare a energiei termice cu sare topită; de asemenea, a fost modernizat sistemul de comandă cu heliostatele. Câmpul de heliostate cuprinde 1818 reflectoare cu o suprafață totală de 71100 m<sup>2</sup>. Fiecare heliostat este orientat astfel încât să reflecte razele solare pe receptorul instalat în centrul câmpului la o înălțime de 90 m deasupra solului. Un heliostat conține 12 panouri concave cu o suprafață totală de 39,12 m<sup>2</sup>. În calitate de material reflector a fost utilizată sticlă acoperită cu argint. Receptorul prezintă un cilindru cu înălțimea de 13,7 m și diametrul de 7 m. Cilindrul receptorului este format din 24 de panouri, fiecare având lățimea de 0,9 m și înălțimea de 13,7 m.



Fig. 2.66. Centrala termică solară Solar Two [51].

Un proiect european interesant, similar celui prezentat mai sus, este sistemul *Solair 3000* instalat în regiunea Almeira, Spania. Razele solare concentrate sunt reflectate asupra unui absorber volumetric deschis, parte componentă a receptorului. Aerul ambient încălzit până la 680-750°C alimentează generatorul cu aburi pentru a produce electricitate. Acest sistem posedă o rată de conversie a energiei solare în energie termică de 70% la o temperatură de până la 700°C. O eficiență ridicată este obținută la temperatura de 590-630°C și fluxul solar incident de 310 – 370 kW/m<sup>2</sup>. Fiind cel mai eficient sistem până în prezent, un dezavantaj inerent al acestui sistem este complexitatea schemei (costuri de mentenanță înalte) și pierderi de căldură în multiplele procese de schimb de căldură.

#### 3.4.6. Centrale electrice termice solare paraboloidale cu motor Stirling

Tehnologiile solare paraboloidale cu motor Stirling au fost demonstrate într-o varietate de sisteme complete pe parcursul ultimelor două decenii și pot să se miște spre aplicații comerciale ulterioare în următorii cinci ani. Mai multe proiecte americane și europene sunt orientate spre exploatarea energiei solare pe această cale. Instalațiile paraboloidale cu motor Stirling au mai multe caracteristici comune cu turbinele de vânt. Ca și turbinele de vânt, instalațiile solare paraboloidale Stirling



Fig. 2.67. Sistem paraboloidal Stirling SES.



Fig. 2.68. Sistem paraboloidal Stirling cu agent de lucru – hydrogen.

sunt o sursă intermitentă de energie, includ un pedestal care poate fi construit în câteva zile, reprezintă instalații energetice de putere mică și sunt unități modulare. Referitor la marketingul instalațiilor paraboloidale Stirling pot fi utilizate unele tactici de penetrare a pieței, utilizate pentru turbinele de vânt.

În fig. 2.67 este prezentat un sistem paraboloidal Stirling, care include un sistem de încălzire cu aer și un mecanism de rotire a concentratorului cu oglindă paraboloidală în jurul a două axe. Aceasta îi permite collectorului să fie orientat permanent la soare. Sistemul a fost elaborat și construit de Compania SES (Stirling Energy Systems) care, împreună cu compania STM, în prezent sunt cele mai agresive în implementarea sistemelor paraboloidale Stirling pe piață. Ele sunt angajate în dezvoltarea și construirea unor noi instalații paraboloidale Stirling. Modificările motorului și ale sistemului colector în viziunea SES vor majora randamentul de vârf al următoarelor instalații cu 10%. Acesta este un nou record mondial al randamentului pentru orice tehnologie solară de generare a energiei electrice și va conduce la creșterea anuală a producerii energiei electrice cu 6,3%. Sistemul

paraboloidal Stirling din fig. 2.68 utilizează un motor Stirling eficient. Energia solară este transformată în căldură într-o spirală închisă cu hidrogen. Hidrogenul încălzit acționează motorul-generator Stirling.

Deoarece este răcit cu aer, nu necesită răcire cu apă ca în sistemele solare cilindro-parabolice sau turnuri solare. Stocarea energiei termice nu este considerată o opțiune viabilă pentru sistemele paraboloidale Stirling. Terenuri relativ netede sunt preferabile pentru construirea și mentenanța acestor sisteme. Totodată, cerințele față

de teren sunt mai puțin importante decât pentru sistemele solare cilindro-parabolice sau turnurile solare. O instalație paraboloidală Stirling individuală produce de la 10 până la 25 kW. Având randament înalt și construcție modulară, costul acestor sisteme se așteaptă să fie competitiv pe piață. Conform estimărilor SES, elaboratorul principal al sistemelor paraboloidale Stirling, costurile concentratoarelor paraboloidale se va reduce dramatic de sute de ori la stațiile de puteri mari (de ordinul MW) sau la conectarea în rețea. Deocamdată, instalațiile paraboloidale Stirling nu sunt comercializate, aflându-se în stadiu de experimentare. Recent, la Sandia National Laboratories (SNL) în Albuquerque (SUA) a fost testată o instalație cu 6 oglinzi paraboloidale. În august 2005, compania Southern California Edison a anun-



Fig. 2.69. Nodul „Motor Stirling-generator electric” al centralei electrice paraboloidale.



Fig. 2.70. Câmp de sisteme solare paraboloidale Stirling, SES, California.

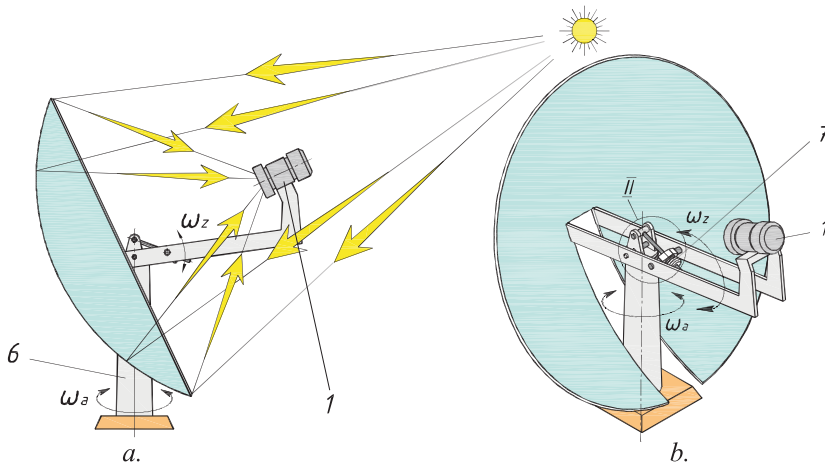
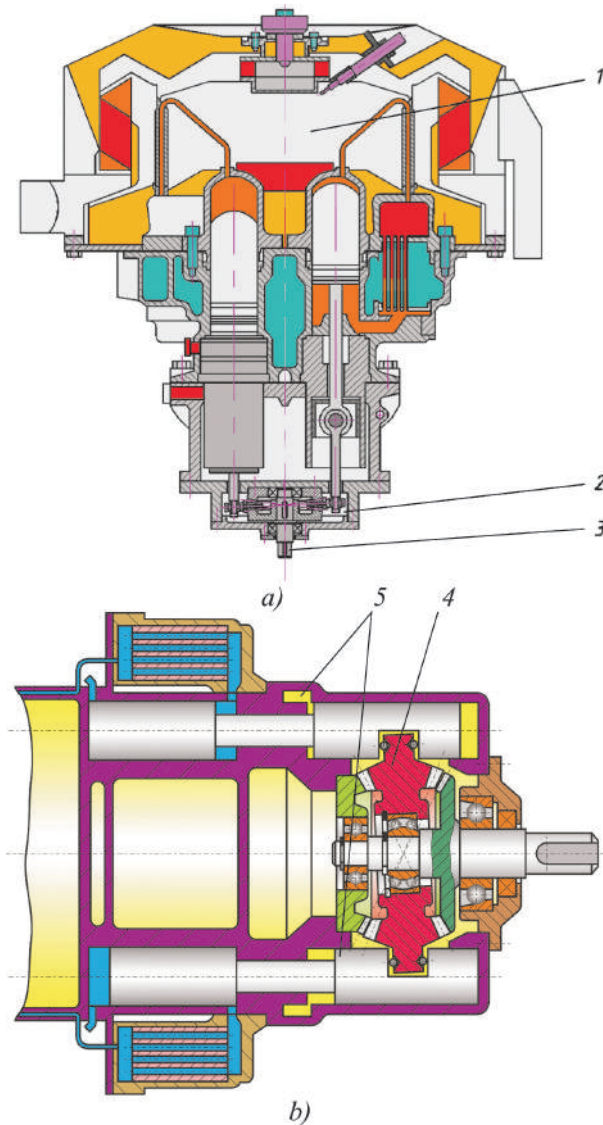


Fig. 2.71. Sistem solar paraboloidal Stirling, elaborare de autor [52].



**Fig. 2.72.** Motor Stirling, în care tijele pistoanelor sunt legate cinematic cu satelitul transmisiei precesionale, elaborare de autor [53].

meanismului de transformare a mișcării alternative a pistoanelor motorului Stirling în mișcare de rotație. Mecanismul bielă-manivelă și cu came (v. construcția originală a motorului Stirling de mai sus) al motorului Stirling 1 este înlocuit cu o transmisie planetară precesională 2, care efectuează reducerea turațiilor arborelui de ieșire 3 al motorului Stirling. Blocul satelit 4 al transmisiei precesionale este legat cinematic direct cu tijele 5 ale pistoanelor motorului Stirling, fapt ce permite transformarea di-

țat public finalizarea negocierilor complete cu SES pentru dreptul de utilizare a instalațiilor paraboloidale Stirling cu capacitatea cuprinsă între 500 și 850 MW (producerea anuală între 1182 și 2010 GWh/an) pe o perioadă de 20 de ani. În septembrie 2005, SES a anunțat un contract cu San Diego Gas&Electric pentru a elabora instalații solare cu capacitate între 300 și 900 MW. Prețul pentru cumpărarea acestor drepturi rămâne o informație confidențială. Dezvoltarea pe scară largă a sistemelor paraboloidale Stirling va conduce la reducerea drastică a capitalului și costurilor de deservire și mentenanță și va rezulta într-un sistem de fiabilitate majorată. În fig. 2.69 se prezintă nodul „Motor Stirling-generator electric”. În fig. 2.70 este prezentat un câmp de sisteme solare paraboloidale cu motor Stirling plasate în California, SUA.

În continuare, în fig. 2.71, a,b și 2.72,a,b se prezintă un sistem paraboloidal Stirling, elaborat și brevetat de autori [52,53]. În soluțiile examinate se propune simplificarea me-

rectă (fără utilizarea unor elemente suplimentare) a mișcării alternative de translație a pistoanelor în mișcare de rotație redusă a generatorului electric. Pentru realizarea rotirilor concentratorului para-boloidal împreună cu motorul Stirling în plan azimutal și zenital se folosesc mecanismele de acționare precesionale 6 și 7 (fig. 2.71,a,b) care, datorită raportului de transmitere foarte mare (până la 3600 într-o treaptă, asigură realizarea unor mișcări de rotație foarte lente (practic, o rotație în jurul axei turnului timp de 24 de ore), necesare pentru orientarea permanentă a Sistemului Paraboloidal Stirling în direcția soarelui. Mecanismele de acționare precesionale elaborate sunt compacte și fiabile, conțin un număr redus de elemente comparativ cu alte transmisii, fapt ce asigură cost redus.

### 3.5. Sisteme fotovoltaice

#### 3.5.1. Scurt istoric al tehnologiilor fotovoltaice

Termenul „*fotovoltaic*” derivă din combinația cuvântului grec **photos**, ceea ce înseamnă lumină și numele unității de măsură a forței electromotoare – **volt**. Astfel, tehnologia fotovoltaică (PV) descrie procesul de generare a electricității cu ajutorul luminii. În a.1839, în perioada revoluției industriale, Alexandr Edmond Becquerel, tatăl Laureatului Premiului Nobel Henri Becquerel, a descoperit efectul fotovoltaic, care explică cum poate fi generată electricitatea de lumina solară. El a conchis că „*iluminarea unui electrod afundat într-o soluție conductivă va crea un curent electric*” [54].

Însă, în pofida unor cercetări extensive, după această descoperire, conversia fotovoltaică continuă să fie ineficientă. Celulele fotovoltaice erau utilizate mai mult pentru propuneri de măsurare a intensității luminii. Primul raport asupra efectului fotovoltaic sau **fotoelectric**, cum era numit la timpul respectiv, a fost făcut de savanții din Cambridge, W. Adams și R. Day, în 1877, unde sunt descrise schimbările care au loc într-o placă de selenium expusă luminii. În experiențele sale, Heinrich Hertz a observat, în anul 1887, că o placă din zinc se încarcă cu sarcină pozitivă dacă este expusă unei radiații ultraviolete. Fenomenul se datorează aceluiași efect fotoelectric: sub acțiunea razelor ultraviolete din metal sunt dezbătuți electroni, în rezultat metalul se încarcă pozitiv.

Prima celulă PV a fost construită de electricianul american Charles Fritts în 1883 pe bază de selenium. Construcția celulei a fost patentată în anul 1884. Construcția celulei era foarte asemănătoare cu celulele de astăzi. Dar eficiența celulei era mai mică de un procent și nu a obținut o utilizare industrială.

După aproximativ un secol de la prima descoperire a efectului, Albert Einstein a primit premiul Nobel în fizică în 1921 pentru explicarea efectului fotoelectric, care a permis utilizarea practică a celulelor fotovoltaice. În 1946, Russell Ohl a inventat celula solară [55], urmată de inventarea în a.1947 a tranzistorului.

La mijlocul secolului al XX<sup>lea</sup>, savanții și inginerii au revenit asupra studiului efectului fotovoltaic, care are loc în semiconductoare. În anul 1953, echipa de ingineri de la Telephone Laboratories (Bell Labs) D. Chapin, C. Fuller și G. Pearson creează celula PV din siliciu cu o eficiență cu mult mai mare decât celula din selenium. În următorul an, aceeași echipă construiește o celulă din siliciu cu un randament de 6%. În același timp apar și primii consumatori de energie fotovoltaică – sateliți artificiali. În a.1957, celule PV au fost instalate pe primul satelit artificial al pământului “*Sputnic 3*”, iar în anul 1958 celulele PV au fost instalate la bordul satelitului american Vanguard 1 și serveau pentru alimentarea unui emițător radio. Până în prezent, celulele PV sunt cele mai recomandate surse de energie pentru tehnica spațială. Competiția între SUA și ex-URSS din anii '60 ai secolului trecut în domeniul surselor de alimentare cu energie electrică a sateliților a condus la o dezvoltare spectaculoasă a tehnologiei PV și s-a produs o ruptură în dependența rigidă a energiei descentralizate de sursele tradiționale: grupuri electrogene, baterii de acumulare sau baterii uscate. S-a început o nouă competiție – pentru readucerea pe pământ a generatorului PV. Guvernele țărilor industrializate și numeroase companii particulare au investit miliarde de dolari în progresul tehnologiei PV.

Prin folosirea efectului fotovoltaic are loc conversia directă a luminii solare în energie electrică. Tehnologia conversiei directe exclude transformările intermediare: radiația solară în energie termică, energia termică în energie mecanică, energia mecanică în energie electrică de curent alternativ. Conversia directă se realizează cu ajutorul materialelor semiconductoare, folosind **efectul fotovoltaic**. Spre deosebire de generatorul electromecanic, generatorul fotovoltaic, așa-numita **celulă fotovoltaică**, produce energie electrică de curent continuu. Excluderea din lanțul tehnologic al transformărilor intermediare, lipsa mișcării, zgomotului, vibrațiilor, existența unei construcții modulare, durata de exploatare de peste 25 de ani, sunt argumente pentru a afirma că viitorul energiei descentralizate va aparține tehnologiei fotovoltaice. Nu întâmplător revista engleză *The Economist* din 31 August 1991 menționa referitor la conversia fotovoltaică a energiei solare: “*Din toate sursele alternative de energie – vântul, valul de mare, marea, geotermică – cea mai promițătoare conversie a energiei solare în electricitate este, probabil, cea fotovoltaică*”.

### 3.5.2. Celula fotovoltaică: caracteristici și parametri tehnici

**Construcția și principiul de funcționare.** Celula fotovoltaică este un dispozitiv opto – electronic, a cărui funcționare se datorează efectului generării de către lumină a purtătorilor de sarcină liberi și separarea lor de către câmpul electric intern a al joncțiunilor p-n, MOS sau Schottky. Ca material inițial pentru fabricare se utilizează, de obicei, siliciu cristalin sau policristalin, în care prin diverse metode tehnologice se formează straturi cu diversă conductibilitate pentru a obține joncțiunea p-n. Materialul semiconductor de bază care se folosește pentru producerea celulelor PV este siliciul. În tabelul 2.14 se prezintă randamentul conversiei PV bazate pe trei

tipuri de materiale fotovoltaice: siliciu cristalin, siliciu policristalin și siliciu amorf [56,57].

Cota parte pe piața mondială a diferitelor tehnologii de producere a celulelor PV este prezentată în fig. 2.73. Peste 84% din producția mondială de celule PV este bazată pe siliciu policristalin și cristalin. În prezent, tehnologia siliciului

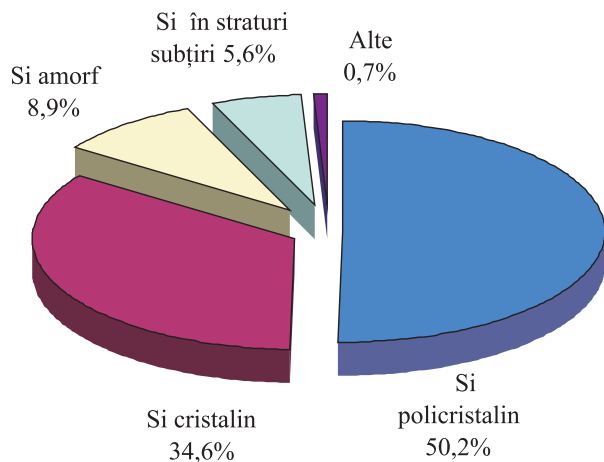
**Tabelul 2.14.** Compararea materialelor pentru celulele PV.

Materialul celulei solare	Siliciu cristalin	Siliciu policristalin	Siliciu amorf
Randamentul conversiei energiei (%)	15-22	14-15	7-10

policristalin și cristalin este cea mai avansată, asigură producerea de module PV la scară industrială cu un randament de 14–17% și cu o durată de viață a modulelor de 30 de ani. Dar această tehnologie are un dezavantaj esențial: potențial limitat de scădere în viitor a costurilor de producere a celulelor PV. Experți în domeniu consideră că, costul unui watt nu va scădea mai jos de 2 euro [58–60]. Din acest punct de vedere, tehnologia siliciului amorf și a siliciului în straturi subțiri

are o perspectivă mai promițătoare. Costurile unui watt produs cu aceste tehnologii va scădea până la 1 € – cost limită la care energia electrică PV devine mai ieftină decât energia electrică produsă din surse fosile. Se presupune că din aceste motive, în ultimii ani se constată o redistribuire a pieței mondiale în favoarea tehnologiei siliciului amorf și în straturi subțiri.

În fig. 2.74 este prezentată schema constructivă simplificată a celulei PV, având la bază material semiconductor de tip  $p$ . Să analizăm fenomenele care au loc dacă celula PV este expusă unei radiații incidente (fig. 2.74). Această radiație poate fi echivalată cu un flux de fotoni, care au energia:  $E = h\nu$ , unde  $h$  este constanta lui Planck, iar  $\nu$  este frecvența fotonilor. Dacă energia fotonului este mai mare ca energia benzii energetice interzise a semiconductorului, atunci, în urma interacțiunii fotonului cu un atom, electronul din banda de valență va trece în banda de conducție, devenind liber, generând, totodată, un gol în banda de valență. Astfel, sub acțiunea fotonilor, are loc generarea de perechi electroni-goluri. Acest efect se mai numește efect fotovoltaic interior. În fig. 2.74 din stânga, fotonul  $A$  are o frecvență mai mică



**Fig. 2.73.** Divizarea pieței mondiale în funcție de materialele utilizate pentru producerea celulelor PV.



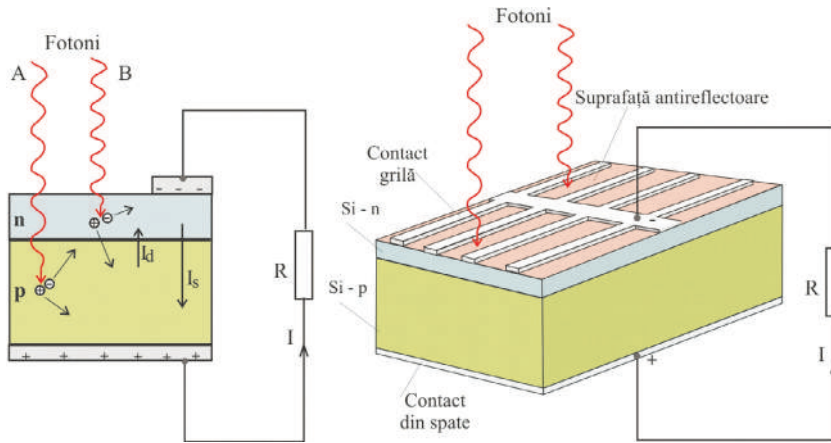


Fig. 2.74. Schema constructivă a celulei fotovoltaice.

și, deci, o energie mai mică, iar fotonul **B** are o frecvență mai mare și, corespunzător, o energie mai mare (unda electromagnetică cu frecvență mică pătrunde în material la adâncimi mai mari și invers). Purtătorii de sarcină liberi sunt separați de câmpul electric al joncțiunii **p-n**, caracterizat prin potențialul de barieră  $U_0$  și care, în funcție de tipul semiconductorului folosit, este de circa **0,2 - 0,7 V**. Aici, câmpul electric va avea rolul de separator de sarcini libere – perechi electroni-goluri. Electronii vor fi dirijați spre zona **n**, golurile – spre zona **p** a celulei. Acesta este motivul pentru care, sub influența luminii, zona **p** se încarcă pozitiv, iar zona **n** se încarcă negativ, ceea ce conduce la apariția unui curent electric prin circuitul extern, determinat de conversia fotovoltaică a radiației solare. Acest curent, (fig. 2.74 din stânga), duce la o cădere de tensiune  $U$  pe sarcina externă  $R$ , conectată la contactele din spate și contactul-grilă frontal (fig. 2.74 din dreapta). Tensiunea  $U$ , în raport cu joncțiunea **p-n** acționează în sens direct și, la rândul său, va determina prin joncțiune curentul diodei  $I_d$  de sens opus curentului fotovoltaic  $I_s$ , care se determină din expresia cunoscută:

$$I_d = I_0 \left[ \exp\left(\frac{eU}{kT}\right) - 1 \right], \quad (2.60)$$

unde:  $I_0$  este intensitatea curentului de saturație;  $k$  – constanta lui Boltzmann;  $T$  – temperatura absolută;  $e$  – sarcina electronului.

**Caracteristicile celulei fotovoltaice.** Caracteristicile principale ale celulei PV sunt: caracteristica amper-volt  $I(U)$  sau volt-amper  $U(I)$  și caracteristica de putere  $P(U)$ . Curentul în circuitul exterior  $I$  se determină ca diferență dintre curentul fotovoltaic  $I_s$  și curentul diodei  $I_d$  [2, 61-63]:

$$I = I_s - I_d = I_s - I_0 \left[ \exp\left(\frac{eU}{kT}\right) - 1 \right], \quad (2.61)$$

Ecuăției (2.61) îi corespunde schema echivalentă simplificată a celulei PV, prezentată în fig. 2.75,a. Dacă se ține seama de rezistența  $R_r$ , de scurgeri prin joncțiunea p-n a celulei PV și de rezistența serie a celulei  $R_s$ , se poate întocmi o schemă echivalentă completă a celulei PV (fig. 2.75,b). Cu tehnologiile moderne se obțin celule cu  $R_r = \infty$  și  $R_s = 0$ , astfel încât schema echivalentă simplificată este satisfăcătoare.

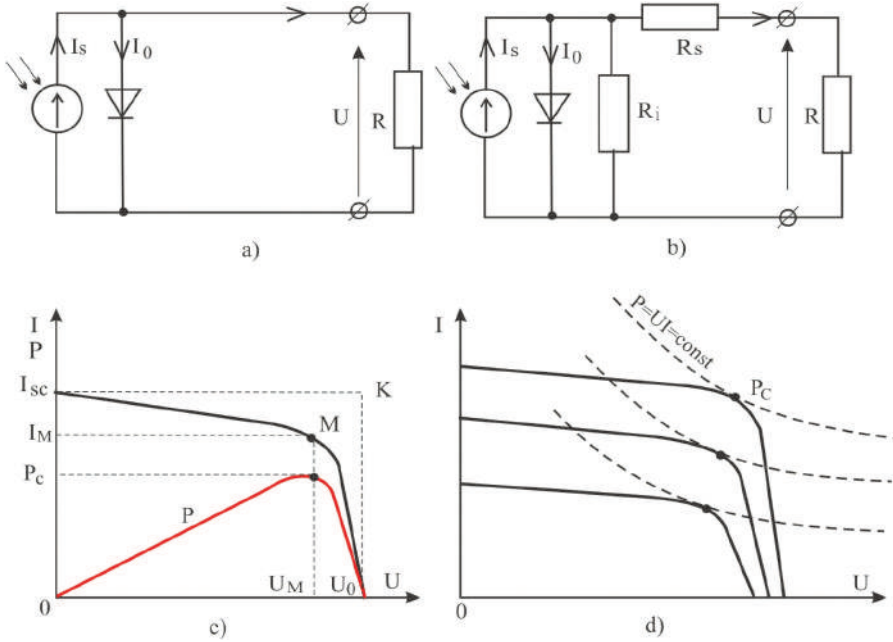


Fig. 2.75. Scheme echivalente ale celulei PV: a – simplificată; b – completă; c,d – caracteristicile celulei.

Puterea electrică cedată sarcinii  $R$  a unei celule PV este:

$$P = UI = U \left\{ I_s - I_0 \left[ \exp\left(\frac{eU}{kT}\right) \right] - I \right\} \tag{2.62}$$

Valoarea maximă a acestei puteri se obține într-un punct  $M$  al caracteristicii curent-tensiune, ale cărui coordonate sunt rezultate din condiția  $dP/dU=0$ :

$$U_M = U_0 - U_T \ln\left(1 + \frac{U_M}{U_T}\right), \tag{2.63}$$

$$I_M = I_s \left(1 + \frac{I_0}{I_s}\right) \frac{U_M}{U_M + U_T},$$

unde  $U_T = kT/e$ .

Pentru o sarcină pasivă, valoarea optimă a rezistenței sarcinii va fi:

$$R_M = \frac{U_M}{I_M}. \quad (2.64)$$

**Parametrii celulelor și modulelor PV.** În cartea tehnică a produsului, producătorii de celule și module PV indică parametrii ridicați în condiții standard:

- radiația solară globală pe suprafața celulei,  $G=1000 \text{ W/m}^2$ ;
- temperatura celulei,  $T_c=25^\circ\text{C}$ ;
- masa convențională de aer,  $AM=1,5$ .

În mod obligatoriu, în cartea tehnică se prezintă: curentul de scurtcircuit,  $I_{sc}$ ; tensiunea de mers în gol,  $U_0$ ; puterea maximă sau critică,  $P_c$ ; tensiunea și curentul în punctul critic,  $U_M$  și  $I_M$ . Pe lângă acești parametri, pot fi indicați suplimentar: factorul de umplere (Fill Factor),  $FF$ , randamentul celulei sau modulului PV, Temperatura Normală de Funcționare a Celulei NOCT, coeficienții de variație a tensiunii de mers în gol și a curentului de scurtcircuit cu temperatura.

**Curentul de scurtcircuit.** Se obține la scurtcircuitarea bornelor sarcinii  $R$  din fig. 2.75. Pe caracteristica  $I-U$  acesta este punctul cu coordonatele  $U = 0$ ,  $I = I_{sc}$ . Din expresia (2.61), pentru  $U = 0$ , obținem  $I_{sc} = I_s$ . Puterea furnizată este egală cu zero.

**Tensiunea de mers în gol.** Corespunde punctului de pe caracteristica  $I-U$  cu coordonatele  $I = 0$ ,  $U = U_0$ . Puterea debitată în acest punct este egală cu zero. Tensiunea de mers în gol poate fi determinată din (2.61) pentru  $I = 0$ :

$$U_0 = \frac{kT}{e} \ln \frac{I_s + I_0}{I_0} \approx \frac{kT}{e} \ln \frac{I_s}{I_0}. \quad (2.65)$$

Pentru o celulă din siliciu raportul  $I_s/I_0$  este de circa  $10^{10}$ , factorul  $kT/e$ , numit și tensiune termică, este egal cu  $26 \text{ mV}$ . Astfel  $U_0 = 0,6 \text{ V}$ .

**Puterea critică sau maximă.** Este produsul dintre curent și tensiunea în punctul  $M$  a caracteristicii  $I-V$ . În engleză acest parametru se numește *peak power* și se notează  $P_c$ .

$$P_C = U_M \cdot I_M. \quad (2.66)$$

Din punct de vedere geometric, puterea critică  $P_c$  corespunde punctelor de tangență ale hiperbolelor  $P = UI = \text{const.}$  către caracteristicile amper – volt  $I-U$  (v. fig. 2.75,d).

**Factorul de umplere (Fill Factor).** Se determină ca raport între suprafețele dreptunghiurilor  $OU_MMI_M$  și  $OU_0KI_{sc}$  (fig. 2.75,c) sau

$$FF = \frac{U_M I_M}{U_0 I_{sc}}, \quad (2.67)$$

de unde

$$P_C = FF \cdot U_0 \cdot I_{sc}. \quad (2.68)$$

Factorul de umplere este măsura calității celulei PV. Cu cât este mai mică rezistența internă  $R_s$  a celulei PV, cu atât  $FF$  este mai mare. De obicei  $FF > 0,7$ .

**Randamentul celulei sau al modului PV.** Se determină ca raportul dintre puterea generată de celula sau modulul PV în punctul optim de funcționare  $M$  la o temperatură specificată și puterea radiației solare

$$\eta = \frac{P_C}{A \cdot G}, \quad (2.69)$$

unde  $P_C$  este puterea livrată în W;  $A$  este suprafața celulei sau modului în m;  $G$  – radiația globală incidentă pe suprafața celulei sau modului în  $W/m^2$ .

Un modul PV cu randamentul de 12% și aria suprafeței de  $1 m^2$ , expus la radiație solară egală cu  $1000 W/m^2$  va produce aproximativ  $120 W$ .

În condiții de laborator au fost obținute celule din siliciu cristalin cu un randament de 13–25% în funcție de suprafața celulei, iar în condiții de fabrică – 12–14%. Randamentul celulei din siliciu policristalin este de până la 20% în condiții de laborator. Limita teoretică a randamentului celulei din siliciu cristalin este de 37%, iar a celei din siliciu amorf – 28% [64].

**Temperatura normală de funcționare a celulei.** Corespunde temperaturii celulei PV la funcționare în gol la temperatura mediului de  $20^\circ C$ , radiația globală de  $800 W/m^2$  și viteza vântului mai mică de  $1 m/s$ . Pentru celule uzuale, parametrul NOCT se situează între  $42$  și  $46^\circ C$ . Dacă este cunoscut parametrul NOCT, se poate determina temperatura celulei  $T_C$  în alte condiții de funcționare caracterizate de temperatura mediului  $T_A$  și radiația globală  $G$  [63]:

$$T_C = T_A + \left( \frac{NOCT - 20}{0,8} \right) \cdot G. \quad (2.70)$$

**Influența radiației solare și a temperaturii asupra caracteristicilor celulelor și modulelor PV.** Caracteristicile celulei PV pentru diferite valori ale radiației solare sunt prezentate în fig. 2.76,a. Se observă că, curentul de scurtcircuit este direct proporțional cu radiația solară, iar tensiunea de mers în gol variază puțin, deoarece, conform (2.65), tensiunea  $U_0$  depinde logaritmic de radiația solară ( $I_s$  este proporțional cu radiația) și adesea în calcule practice această variație se neglijează. Curentul de scurtcircuit, pentru diferite valori ale radiației solare  $G$ , poate fi determinat cu o aproximație satisfăcătoare, prin formula:

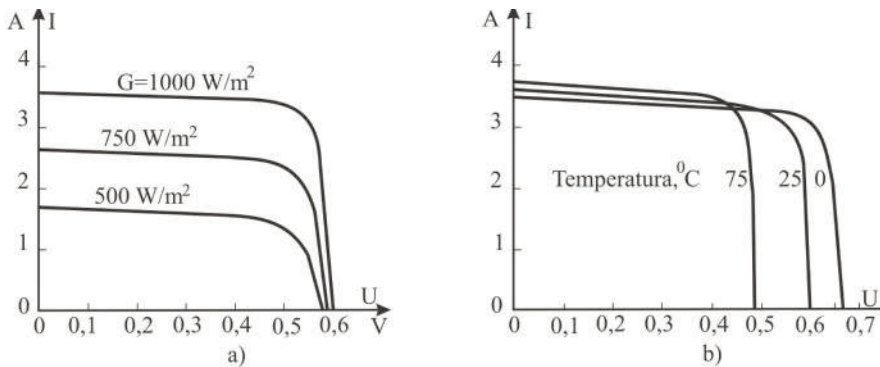


Fig. 2.76. Caracteristicile celulei PV la variația radiației solare (a) și a temperaturii (b).

$$I_{sc} = \frac{G}{G_{st}} \cdot I_{scst}, \quad (2.71)$$

unde  $I_{scst}$  este curentul de scurtcircuit al celulei corespunzător radiației standard  $G_{st} = 1000 \text{ W/m}^2$ . Temperatura celulei PV influențează semnificativ asupra tensiunii de mers în gol și cu mult mai puțin asupra curentului de scurtcircuit (v. fig. 2.76,b). O dată cu creșterea temperaturii, tensiunea de mers în gol scade. Pentru celule din siliciu, coeficientul de variație a tensiunii cu temperatura  $K_T$  este egal cu  $2,3 \text{ mV}^\circ\text{C}$ . Astfel, parametrul  $U_0$  pentru temperaturi diferite de cea standard se va calcula cu relația:

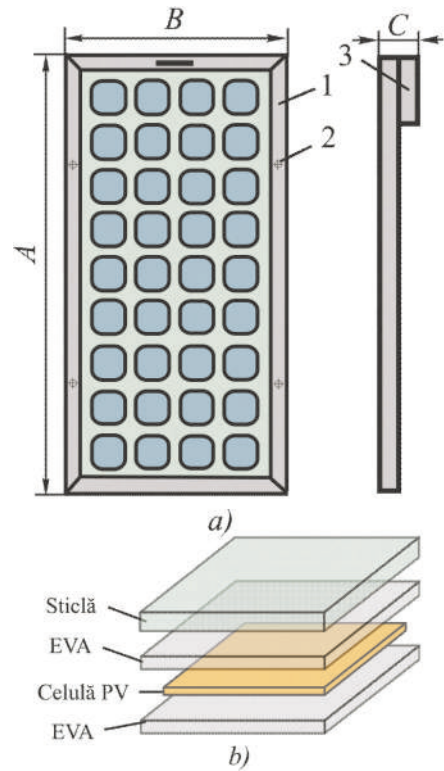
$$U_0 = U_{025} - 0,0023(t - 25), \quad (2.72)$$

unde  $U_{025}$  este tensiunea de mers în gol a celulei PV la temperatura standard;  $t$  – temperatura curentă a celulei,  $^\circ\text{C}$ . În calculele de proiectare, variația curentului de scurtcircuit și a factorului de umplere  $FF$  în funcție de temperatura sunt neglijate.

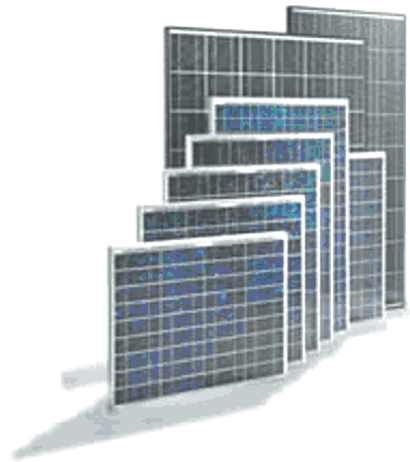
### 3.5.3. Module fotovoltaice

Celulele fotovoltaice de construcție modernă produc energie electrică de putere care nu depășește  $1,5\text{--}2 \text{ W}$  la tensiuni de  $0,5\text{--}0,6 \text{ V}$ . Pentru a obține tensiuni și puteri necesare consumatorului, celulele PV se conectează în serie și/sau în paralel. Cea mai mică instalație fotoelectrică formată din celule PV interconectate în serie și/sau în paralel, încapsulate pentru a obține o rezistență mecanică mai mare și a proteja celulele de acțiunea mediului se numește **modul fotovoltaic**. Un număr de module PV asamblate mecanic ca o unitate mai mare și conectate electric poartă denumirea de **panou** sau **câmp de module**. În acord cu standardele Comisiei Internaționale de Electrotehnică (IEC) se utilizează termenul “**array**”, ceea ce înseamnă sistem, rețea. Expresiile “*modul fotovoltaic*”, “*panou fotovoltaic*” sau “*câmp de module*” deseori

au una și aceeași semnificație. La proiectarea modulelor PV se ia în considerație folosirea frecventă a modulelor PV pentru încărcarea acumulatorilor electrice, a căror tensiune este de 12 – 12,5 V. Astfel, în condiții de radiație standard, tensiunea  $U_M$  trebuie să fie 16–18 V, iar tensiunea de mers în gol – 20 – 22,5 V. O singură celulă generează în gol circa 0,6 V și trebuie să conectăm în serie 33-36 de celule pentru a obține tensiunea necesară. Puterea modulului va oscila între 50 și 100 W. Construcția modulului PV (fig. 2.77,a) este de obicei dreptunghiulară. Suportul se confecționează din aluminiu anodizat și separat de structura laminată a celulelor cu căptușeală, care nu permite pătrunderea umezelii. Celulele PV sunt protejate de acțiunea condițiilor nefavorabile, care pot interveni pe parcursul exploatării: ploaie, grindină, zăpadă, praf etc., de un sistem care constă dintr-un strat de sticlă și cel puțin două straturi (din față și din spate) din etilen vinil acetat EVA sau polivinil butirol PVB (fig. 2.77,b). În fig. 2.78 sunt prezentate module PV de diferite puteri, produse de firma Kyocera, iar în tabelul 2.15 – caracteristicile de bază. Pentru a obține tensiunea și puterea necesare consumatorului de energie electrică, modulele PV pot fi conectate în serie, paralel sau în serie-paralel (v. fig. 2.79, a,b,c). La conectarea în serie a două module PV identice curentul debitat consumatorului rămâne același, iar tensiunea crește de două ori. În fig. 2.79,a modulele PV1 și PV2 conectate în serie încarcă bateria de acumuloare GB. Punctul de funcționare a sistemului module PV–GB este punctul de intersecție  $M$  al caracteristicilor respective: a două module conectate în serie și a bateriei de acumuloare. Diodele VD1 și VD2, numite diode de ocolire sau *by-pass* se co-



**Fig. 2.77.** Construcția modulului PV (a) și încapsularea celulei PV (b): 1 – suport; 2 – găuri pentru asamblare în panouri; 3 – cutie de borne.



**Fig. 2.78.** Module PV produse de firma japoneză Kyocera [66].

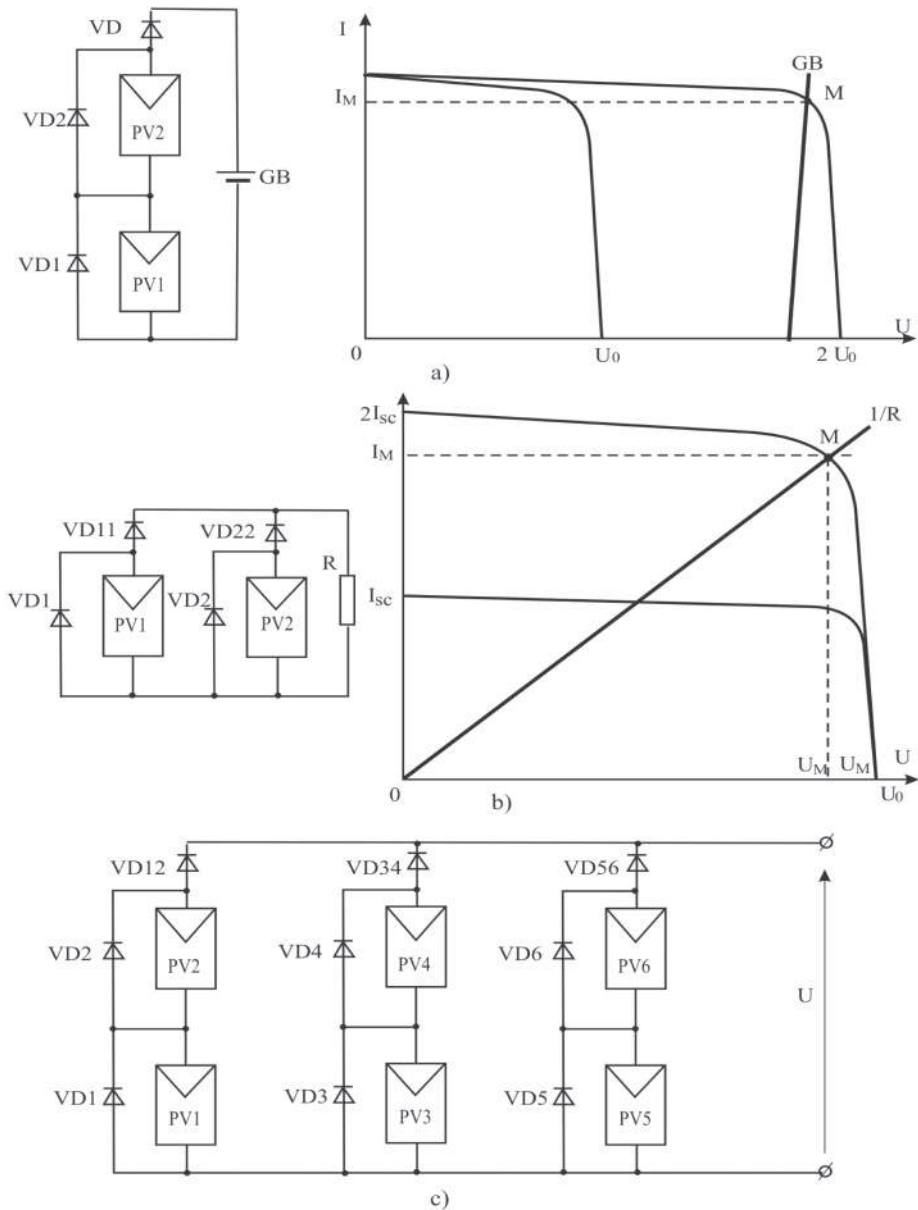


Fig. 2.79. Interconexiunea modulelor PV: a – în serie; b – în paralel; c – în serie – paralel.

nectează în paralel cu fiecare modul sau cu un grup de module conectate în paralel (v. fig. 2.79,a). Dioda *by-pass* limitează tensiunea inversă, dacă un modul din circuitul consecutiv este mai puțin performant sau este umbrit și se evită suprasolicitarea termică. În regim de funcționare normală, diodele VD1 și VD2 nu consumă energie.

Dioda VD, numită *antiretur*, se conectează în serie cu sarcina. Această diodă evită situația când modulul PV poate deveni consumator de energie, dacă tensiunea ge-

nerată va fi mai mică decât a acumulatorului. Este evident că ea introduce o cădere de tensiune de circa 0,5V și, corespunzător, pierderi de energie. În fig. 2.79,b se prezintă conectarea în paralel a două module identice. Tensiunea generată rămâne aceeași, iar curentul crește de două ori. Punctul de funcționare al sistemului module PV – rezistența  $R$  este punctul de intersecție  $M$  al caracteristicilor amper-volt ale modulelor și consumatorului –  $I = (1/R) \cdot U$ . Diodele antiretur VD11 și VD12 nu permit ca un modul sau un grup de module unite în paralel să treacă în regim de consumator, atunci când nu sunt identice sau când sunt umbrite.

În schema din fig. 2.79,c modulele PV1–PV2, PV3–PV4 și PV5–PV6 sunt unite în serie, dar între ele – în paralel. Astfel, se obține majorarea de două ori a tensiunii și de trei ori a curentului. Evident, puterea instalației crește de șase ori.

Diodele VD1–VD6 sunt diode de ocolire, iar VD12, VD34, VD56 – antiretur. Parametrii unui modul PV sunt determinați de parametrii celulelor din care este

**Tabelul 2.15.** Date tehnice ale modulelor PV produse de Kyocera [66].

Date tehnice	Tip modul							
	KC35	KC40	KC45	KC50	KC60	KC70	KC80	KC120
Puterea maximă, $W_c$	35,0	40,0	45,0	50,0	60,0	70,0	80,0	120,0
Tensiunea în punctul maxim, V	15,0	16,9	15,0	16,7	16,9	16,9	16,9	16,9
Curentul în punctul maxim, A	2,33	2,34	3,00	3,00	3,55	4,14	4,73	7,10
Tensiune la mers în gol, V	18,8	21,5	19,2	21,5	21,5	21,5	21,5	21,5
Curentul de scurtcircuit, A	2,50	2,48	3,10	3,10	3,73	4,35	4,97	7,45
Lungimea, mm	471	526	573	639	751	865	976	1425
Lățimea, mm	652	652	652	652	652	652	652	652
Grosimea, mm	52	52	54	54	52	56	52	52
Masa, kg	4,0	4,5	4,5	5,0	6,0	7,0	8,0	11,9

confecționat. În continuare se va analiza un exemplu numeric pentru determinarea parametrilor modulului PV, care funcționează în condiții meteorologice specificate.

**Exemplu numeric.** Să se determine parametrii modulului PV format din 36 de celule. Modulul funcționează în următoarele condiții: radiația globală  $G = 800 \text{ W/m}^2$ , temperatura mediului  $T_a = 30^\circ\text{C}$ . Producătorul de module PV garantează următorii parametri în condiții de exploatare standard:

- *curentul de scurtcircuit*,  $I_{scst} = 3 \text{ A}$ ;
- *tensiunea la mers în gol*  $U_{ost} = 20,5 \text{ V}$ ;
- *puterea critică (maximală)*,  $P_{Cst} = 50 \text{ W}$ ;
- *temperatura normală de funcționare a celulei*,  $NOCT = 45^\circ\text{C}$ .

### Rezolvare:

1. *Curentul de scurtcircuit*: Conform (2.71)



$$I_{sc}(G) = (G/G_{st}) \cdot I_{scst} = (800/1000) \cdot 3 = 2,4 \text{ A.}$$

2. *Temperatura celulei.* În conformitate cu (2.70):

$$T_C = T_A + \left( \frac{NOCT - 20}{0,8} \right) \cdot G = 30 + 25 = 55^{\circ}C.$$

3. *Tensiunea la mers în gol.* Se folosește expresia (2.72):

$$\begin{aligned} U_0(55^{\circ}C) &= U_{0st} - 0,0023 \cdot n_c \cdot (T_C - 25) = \\ &= 20,5 - 0,0023 \cdot 36 \cdot 30 = 18,0 \text{ V.} \end{aligned}$$

4. *Factorul de umplere.* Conform (2.67):

$$FF = \frac{P_C}{U_{0st} I_{scst}} = \frac{50}{3 \cdot 20,5} = 0,81.$$

5. *Puterea maximă.* Se determină în ipoteza că factorul FF nu depinde de radiația solară și temperatura celulelor PV:

$$P_C = FF \cdot U_0(55^{\circ}C) \cdot I_{sc}(G) = 0,81 \cdot 18 \cdot 2,4 = 35 \text{ W.}$$

### 3.5.4. Sisteme fotovoltaice

**Structura unui sistem fotovoltaic.** Celulele sau modulele PV nu sunt unicele componente ale unui sistem PV. Pentru asigurare continuă a consumatorului cu energie electrică, multe sisteme PV conțin acumulatori de energie electrică. Modulul PV prezintă un generator de curent continuu (c.c.), dar adesea consumatorul de energie este de curent alternativ. Energia electrică PV are un caracter variabil, alternanța zi/noapte, cer senin/cer acoperit provoacă variația într-o gamă largă a fluxului de energie și a tensiunii generate de modulul PV. Astfel, apare necesitatea condiționării fluxului de energie, folosind convertoare electronice: c.c./c.c., care îndeplinesc și funcția de monitorizare a procesului încărcare/descărcare a acumulatorului, c.c./c.a – pentru transformarea curentului continuu în curent alternativ. Pentru a evita supradimensionarea sistemului fotovoltaic adesea se folosește o sursă auxiliară de energie, fie un grup electrogen, fie un generator eolian sau chiar rețeaua electrică publică.

Toate aceste componente trebuie să fie interconectate, dimensionate și specificate pentru a funcționa într-un sistem unic, numit sistem fotovoltaic. În fig. 2.80 este prezentată structura unui sistem PV. Componentele principale sunt:

- modulul, panoul, câmpul de module sau, altfel spus, generatorul fotovoltaic. În paragraful 2.3.4.3 au fost analizate caracteristicile și parametrii generatorului PV;
- bateria de acumulatori;
- subsistemul pentru condiționarea energiei electrice, care includ și elemente de măsurare, monitorizare, protecție etc.;

- sursa auxiliară de energie, de exemplu, un grup electrogen (*back-up generator*), care funcționează cu benzină sau motorină. În acest caz, sistemul PV se mai numește **sistem PV hibrid**.

Sistemele PV se divizează în două categorii principale: **conectate la rețea** (*grid-connected*) sau care funcționează în paralel cu rețeaua electrică publică și **sisteme**

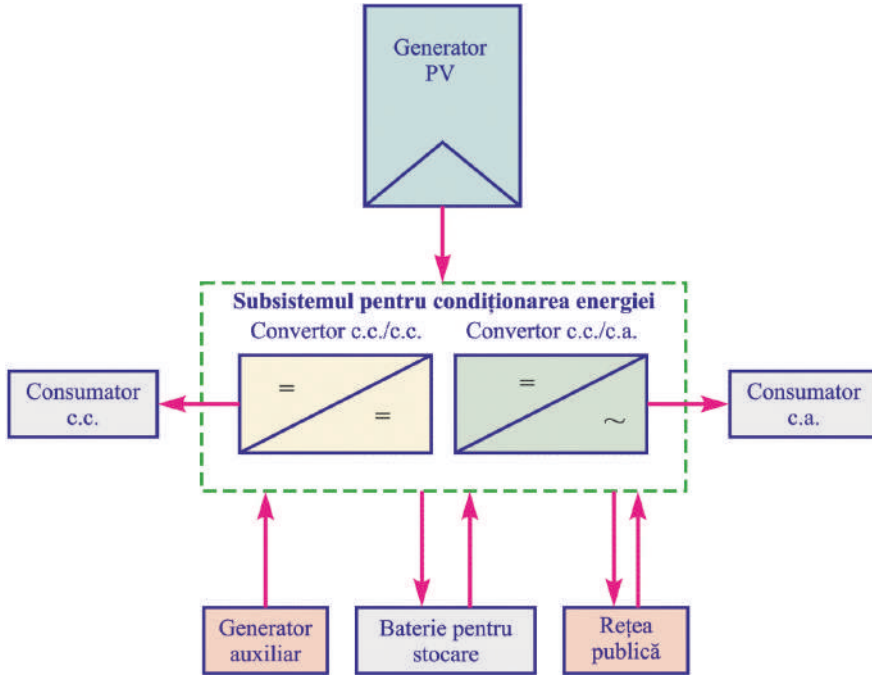


Fig. 2.80. Structura unui sistem fotovoltaic.

**PV autonome** (*stand – alone PV system*). Cel mai simplu sistem este sistemul PV pentru pomparea apei, în care se utilizează pompe cu motoare de c.c. Acest sistem nu conține acumulatori electrice (rezervorul de apă servește drept acumulator) și nici convertoare de c.c./c.a.

Sistemele PV conectate la rețea pot fi divizate în: sisteme PV, în care rețeaua electrică publică are rol de sursă auxiliară de energie (*grid back – up*); sisteme PV, în care excesul de energie PV este furnizat în rețea (*grid interactive PV system*) și centrale electrice PV (*multi MW PV system*), care furnizează toată energia produsă în rețea.

**Funcționarea în sarcină a modului PV.** În paragraful 2.3.5.2 s-a menționat că celula PV, respectiv modulul PV, are cele mai bune performanțe în punctul  $M$  (v. fig. 2.75), unde puterea debitată pe sarcină este maximă. Totodată, variația radiației globale și a temperaturii provoacă modificarea caracteristicii  $I-V$  a modului PV. De asemenea, diferiți consumatori posedă diferite caracteristici  $I-V$ . În conse-

cință, punctul de funcționare a subsistemului modul PV – sarcină (punctul de intersecție al caracteristicilor  $I-V$  ale modului și sarcinii) nu va coincide cu punctul  $M$ . În fig. 2.81 sunt prezentate caracteristicile  $I-V$  a trei dintre cei mai răspândiți consumatori: rezistor, motor de c.c. cu magneți permanenți și un acumulator. Se prezintă și caracteristica unui consumator ideal, pentru care punctul de funcționare coincide întotdeauna cu punctul optim  $M$ . Caracteristicile  $I-V$  se descriu cu următoarele expresii analitice:

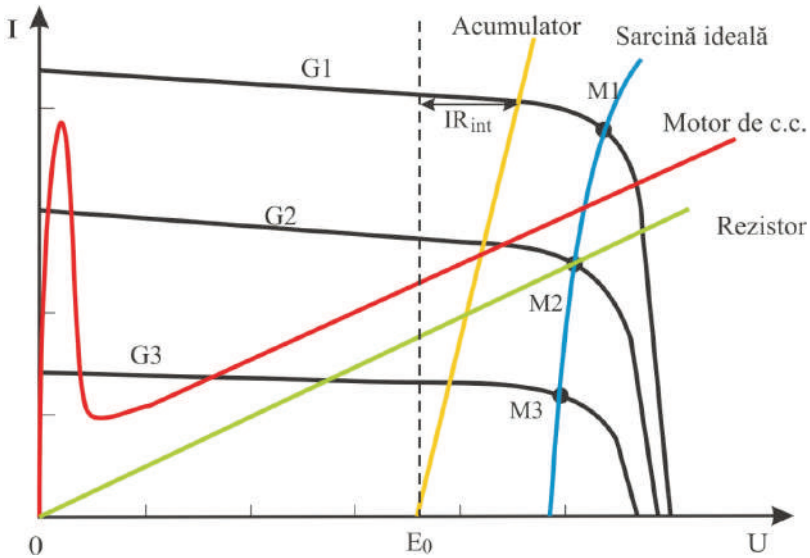


Fig. 2.81. Caracteristicile  $I-V$  ale modului PV și ale diferiților consumatori.

- Rezistor

$$I = \frac{1}{R} U; \quad (2.73)$$

- Motor de c.c.

$$I = \frac{U - E}{R_i} = \frac{U - k\Omega\Phi}{R_i}; \quad (2.74)$$

- Acumulator

$$I = \frac{U - E_0}{R_{int}}, \quad (2.75)$$

unde  $U$  este tensiunea modului PV;  $k$  – constanta motorului;  $\Phi$  – fluxul de excitație;  $\Omega$  – viteza de rotație;  $R_i$  – rezistența indusului;  $E_0$  – tensiunea la mers în gol a acumulatorului;  $R_{int}$  – rezistența interioară a acumulatorului.

La pornirea motorului de c.c., curentul absorbit de la modul este maxim și este aproape de cel de scurtcircuit. Deși tensiunea pe indus este minimă, pornirea are loc datorită momentului creat de produsul  $k\Phi I_{sc}$ . Dacă  $U = E_o$ , acumulatorul este încărcat și nu va consuma curent, în caz contrar curentul de încărcare va crește o dată cu creșterea radiației globale, respectiv cu tensiunea. O dată cu creșterea curentului de încărcare crește căderea de tensiune  $IR_{int}$ .

Din fig. 2.81 se observă că sarcina de tip rezistor sau motor de c.c. nu va funcționa în punctul optim la variația radiației. Va trebui să se modifice caracteristica  $I-V$  a modului PV sau a sarcinii pentru a urmări punctul de funcționare optimă. În acest scop se folosesc convertoare electronice c.c./c.c. numite MPPT (din eng. **Maximum Power Point Tracker**).

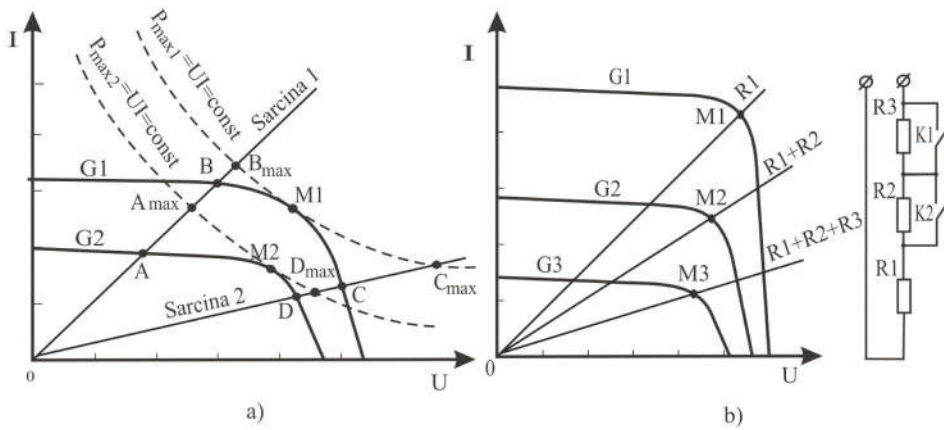


Fig. 2.82. Explicativa privind urmărirea punctului de putere maximă: a) – folosind tehnologia MPPT; b) – prin modificarea caracteristicii sarcinii.

MPPT se conectează între modulul PV și sarcină, pentru a modifica tensiunea la ieșire, astfel încât să se asigure urmărirea punctului optim de funcționare. În fig. 2.82 sunt puse în evidență două cazuri de urmărire a punctului maxim – folosind tehnologia MPPT (fig. 2.82,a) și prin modificarea sarcinii (fig. 2.82,b). În primul caz avem două sarcini cu caracteristici  $I-V$  diferite care, pentru simplitate, se admit ca fiind liniare. Pentru ambele sarcini constatăm o deviere esențială a punctelor de funcționare  $A, B$  și  $D, C$  de la punctele optime  $M1$  și  $M2$ . În aceleași coordonate sunt trasate hiperbolele  $I = P_{max.1}/U$  și  $I = P_{max.2}/U$ . În orice punct al hiperbolelor menționate, puterea  $P_{max.1}$  sau  $P_{max.2}$  sunt mărimi constante și, respectiv, egale cu puterea maximă debitată în punctul  $M1$  sau  $M2$ .

Se consideră că subsistemul modul PV – Sarcina 1 funcționează în punctul  $B$  în condiții de radiație globală egală cu  $G1$ . Pentru a obține de la modul o putere maximă, ar trebui să se modifice caracteristica  $I-V$  a sarcinii, astfel încât să se intersecteze în punctul  $M1$ . Același rezultat poate fi obținut dacă se micșorează tensiunea și se mărește curentul în comparație cu punctul  $M1$ , deplasându-se pe hiperbolă în punc-

tul  $B_{max}$ . În mod analog se procedează dacă se micșorează radiația de la  $G1$  la  $G2$ . În cazul sarcinii 2, pentru a urmări punctul maxim va trebui să se procedeze invers: să se majoreze tensiunea și să se micșoreze curentul (se va compara punctul  $C_{max}$  cu  $C$  sau  $D_{max}$  cu  $D$ ). Convertorul electronic MPPT trebuie să modifice tensiunea și curentul, astfel încât la ieșire produsul acestora să fie constant și egal cu puterea maximă generată de modulul PV expus radiației globale  $G$ . În unele cazuri specifice, urmărirea punctului de putere maximă poate fi realizat prin modificarea caracteristicii  $I-V$  a sarcinii, așa cum este prezentat în fig.2.82,b. Pentru radiația solară maximă și egală cu  $G1$ , subsistemul modul PV– sarcina  $R1$  va funcționa în punctul  $M1$ ; în acest caz, contactele  $K1$  și  $K2$  sunt închise. La o valoare medie a radiației solare egală cu  $G2$ , contactul  $K2$  se deschide, caracteristica sarcinii  $I-V$  se modifică și subsistemul va funcționa în punctul  $M2$ . Dacă radiația solară continuă să se micșoreze, se deschide contactul  $K1$  și subsistemul va funcționa în punctul  $M3$ . Subsistemul “modul PV – acumulator” nu necesită utilizarea tehnologiei MPPT deoarece, dacă se deplasează caracteristica  $I-V$  spre dreapta (fig.2.81) ea va fi aproape de cea ideală. În schimb, acumulatorul necesită o supraveghere automată a gradului de încărcare și descărcare pentru a evita deteriorarea acestuia.

Decizia proiectantului de a utiliza sau de a nu utiliza tehnologia MPPT se va lua în rezultatul calculului economic. Trebuie luate în considerație costul convertorului MPPT, pierderile de energie în MPPT (randamentul convertoarelor moderne c.c./c.c. este de 90-95%), respectiv câștigul de putere la funcționarea subsistemului MPPT în regim optim. Conform datelor disponibile [84], urmărirea punctului de putere maximă în sistemele PV de pompă ridică debitul cu minimum 20%.

**Invertorul.** Invertorul face parte din subsistemul de condiționare a energiei electrice al sistemului PV (v. fig. 2.80) și este componenta principală a convertorului c.c./c.a. Invertorul transformă energia de c.c., generată de modulele PV sau stocată în acumuloare, în energie de c.a. de o frecvență prestabilită. Deja există convertoare care asigură parametrii de calitate ai energiei electrice la același nivel ca și rețelele publice: frecvență și tensiune stabilă, forma sinusoidală a undei de tensiune și curent. În funcție de cerințele impuse de sarcină privind forma undei de tensiune, factorul de suprasarcină, randamentul sunt disponibile diferite tipuri de invertoare, ai căror parametri sunt prezentați în tabelul 2.16.

**Tabelul 2.16.** Parametrii de performanță ai principalelor tipuri de invertoare [63].

Parametri	Tensiune dreptunghiulară	Cvasi - sinusoidală sau în trepte	Modularea impulsurilor în durată
Puterea nominală, kW	Până la 1000	Până la 2,5	Până la 20,0
Factorul de suprasarcină	Până la 20	Până la 4	Până la 2,5
Randamentul, %	70 – 98	>90	>90
Distorsiunea armonică, %	Până la 40	>5	<5

Randamentul indicat corespunde funcționării inverterului la o sarcină de 75-100% din puterea nominală. La alegerea inverterului este important să se cunoască caracteristica randamentului ca funcție de sarcină. Motoarele electrice necesită un curent de pornire cu mult mai mare decât cel nominal. Este important ca factorul de suprasarcină al inverterului să corespundă acestei necesități.

Inverterul cu undă dreptunghiulară are cea mai simplă schemă, o eficiență relativ bună, este cel mai ieftin, dar provoacă cea mai mare distorsiune armonică, ceea ce cauzează supraîncălzirea motoarelor. Acest tip de inverter se recomandă spre utilizare în sisteme PV de putere mică pentru iluminare, încălzire la tensiuni diferite de cea de c.c., de asemenea, în componența convertoarelor c.c./c.c., acționărilor electromagnetice. Inverterul cu undă cvasi – sinusoidală este mai complicat, dar relativ eficient. Modularea impulsurilor în durată este o tehnologie mai nouă. Schema de comandă a inverterului este cu mult mai complicată, costul inverterului este mai mare, dar asigură eficiență înaltă și distorsiuni armonice minime.

### 3.5.5. Potențialul de dezvoltare al sistemelor fotovoltaice

În fig. 2.83 se prezintă evoluția producerii mondiale de celule și module PV și a costului unui watt în perioada 1990 – 2004. După anul 1996 constatăm o creștere extraordinară a producției mondiale. În anii, 2002 – 2004, creșterea în raport cu anul precedent a fost, egală cu 28,2; 79 și, respectiv, 60,5%. Pe o perioadă de 15 ani, capacitatea mondială de producere a modulelor PV a crescut de circa 25 de ori. Această tendință se va amplifica în anii următori deoarece în noile programe naționale se implică din ce în ce mai mult marile companii petroliere (Shell, British Petroleum). Concomitent cu creșterea volumului de producție are loc scăderea costurilor celulelor fotovoltaice. Pe o perioadă de 10 ani, costul unui watt a scăzut de 2,35 ori. După anul 2000 se constată o creștere a costului unui watt, ceea ce se explică prin formarea unui decalaj dintre capacitățile mondiale de producere a celulelor și de asamblare a modulelor PV și producerea de materie primă – a siliciului pur. În prezent, la nivel mondial, se atestă o penurie de materie primă.

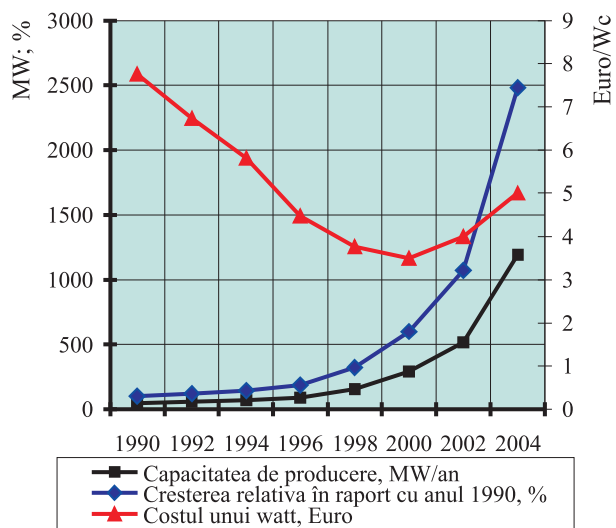


Fig. 2.83. Evoluția producției mondiale de module PV.

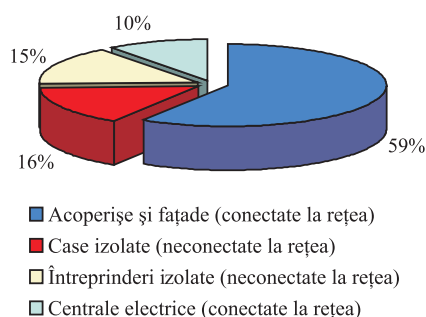


Fig. 2.84. Aplicațiile sistemelor PV în țările dezvoltate.

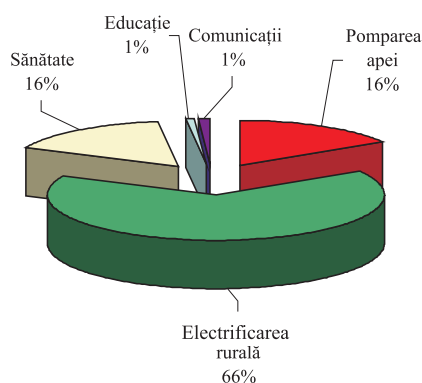


Fig. 2.85. Aplicațiile sistemelor PV în țările în curs de dezvoltare.

naționale de promovare a energiei PV au fost elaborate diferite metode de susținere și subvenționare a energiei electrice PV (v. tabelul 2.17).

Tabelul 2.17. Principalele programe naționale de promovare a energiei PV și subvențiile acordate.

Țara	Programul național	Tariful de cumpărare, euro/kWh	Subvenții, euro/W <sub>c</sub>
Japonia	70 000 acoperișuri solare	0,3	1,13
SUA	1 000 000 acoperișuri solare	n.d.	Diferă de la stat la stat
Germania	100 000 acoperișuri solare	0,5	0,75-1,0
Marea Britanie	70 000 acoperișuri solare	n.d.	n.d. se preconizează 32 mln. euro
Austria	-	0,72	Diferă de la regiune la regiune
Spania	-	0,47	5,5 sisteme autonome 2,6 conectate la rețea
Italia	10 000 acoperișuri solare	0,35-0,40	70% din cost
Franța	-	0,15-0,3	4,6
Elveția	-	0,3-0,6	1,3-2,7

n.d. – informația nu este disponibilă.

Domeniile de utilizare în țările dezvoltate și în țările în curs de dezvoltare sunt diferite (fig. 2.84, 2.85). De exemplu, în țările UE se evidențiază sistemele conectate la rețea cu 68%, iar în țările în curs de dezvoltare pot fi evidențiate trei domenii principale de utilizare a energiei electrice PV: electricificarea rurală, ocrotirea sănătății și pomparea apei. Toate aceste sisteme funcționează în regim autonom, altfel spus, sunt sisteme descentralizate și dispersate teritorial.

Puterea instalată la nivel mondial a constituit în anul 2004 circa 1194 MWe, primele trei locuri fiind ocupate de Japonia cu 51,8%, urmată de UE cu 25,8% și SUA cu 11,5% (fig. 2.86).

Energia electrică PV este cu mult mai scumpă și în majoritatea cazurilor nu concurează cu energia obținută din surse de energie fosile. Excepție fac sistemele PV de pompare și cele destinate alimentării consumatorilor mici și dispersați teritorial, caz în care se compară cu grupurile electrogene sau cu extinderea rețelilor electrice publice. Din această cauză, în diferite țări ale lumii, în cadrul programelor

Cea mai ieftină energie electrică PV poate fi obținută de la sistemele conectate la rețelele electrice publice, altfel spus, care funcționează în paralel cu rețeaua. Sistemul are cea mai simplă configurație (câmpul de module plus convertorul de frecvență), decade necesitatea acumulatorilor electrice. În anul 2005, costurile generării de electricitate fotovoltaică atingeau 50 eurocenți/kWh în Europa Centrală, reducându-se până la 25 Eurocenți/kWh în regiunile cu radiație solară înaltă. Acest cost poate fi comparat cu costul electricității obținute din surse fosile, care în a. 2005 a variat în lume între 0,04 și 0,05 \$/kWh. Costul depinde, de asemenea, de durata de viață a celulelor solare. Celulele solare c-Si au o garanție 25 de ani, însă pot fi utilizate 35 și mai mulți ani. Costul energiei electrice cheltuite pentru fabricarea celulelor PV poate fi recuperat în primii 2 ani (fig. 2.87) [67].

Sistemele fotovoltaice se află în continuă dezvoltare sub aspectul reducerii costurilor de fabricare. Sunt cercetate diferite materiale semiconductoare, tehnologii moderne de fabricare a celulelor PV. Sub acest aspect prezintă interes evoluția celor mai eficiente celule solare pe parcursul ultimilor 30 de ani (perioada 1975 – 2005) pentru diferite materiale și tehnologii, conform cercetărilor NREL (Laboratorul Național de Energii Regenerabile, SUA). Domeniile în care celulele fotovoltaice își găsesc utilizare pe scară tot mai largă sunt consumatorii de energie electrică izolați. Tehnologiile solare folosesc energia soarelui pentru a produce căldură, lumină, apă caldă și chiar aer condiționat pentru locuințe și zona industrială. Panourile solare sunt una din cele mai populare surse alternative de energie folosită pentru sistemele electrice private și industriale.

Conform raportului Asociației Internaționale de Energie (AIE) anul 2004 a fost un an important sub aspectul creșterii capacităților instalate de sisteme fotovoltaice - de la 770 MW la începutul anului ajungând până la 2,6 GW la sfârșitul anului 2004. Majoritatea absolută a acestor capacități (94%) a fost instalată în Germania, Japonia și

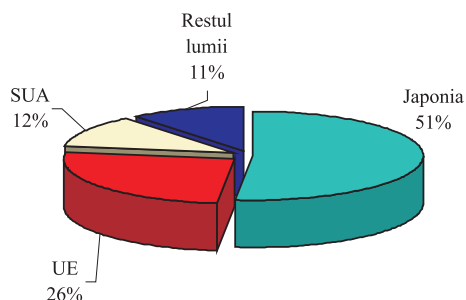


Fig. 2.86. Distribuția puterii instalate PV în anul 2004 la nivel mondial.

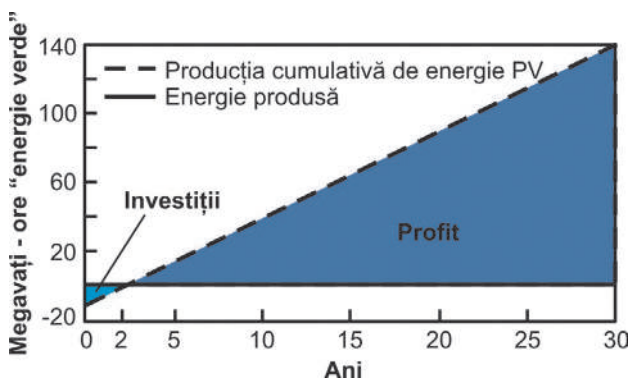


Fig. 2.87. Cumularea producerii de energie fotovoltaică.



SUA (tabelul 2.18). În fig. 2.88 se prezintă creșterea capacităților instalate de energie electrică fotovoltaică, începând cu anul 1992 și separarea acestei capacități între cele două forme primare de utilizare a ei.

Piața cumulativă în țările cu sisteme energetice fotovoltaice a atins o rată de creștere de 42% între 2003 și 2004 și peste 37% în ultimul an. O piață foarte largă pentru sistemele fotovoltaice a fost înregistrată în Germania (137%). Analiza perspectiveilor istorice ale instalării sistemelor fotovoltaice în țările cu sisteme PV (tabelul 2.19) arată o dezvoltare spectaculoasă a sistemelor PV în Germania (o creștere de peste 140 ori în 2004 comparativ cu 1992) și Japonia (de peste 60 de ori). Această creștere extraordinară continuă să fie dezvoltată de mecanismele de susținere a pieței care, inițial, era orientată la aplicații domestice în mediul urban sau suburban.

**Tabelul 2.18.** Putere PV instalată în țările AIE la sfârșitul a.2004.

Țara	Capacitatea PV cumulativă [kW]		Total instalată putere PV [kW]	Total instalată pe cap de locuitor [W/capita]	Putere PV instalată în 2004 [kW]
	Domestic	Non-domestic			
Australia	15900	29640	<b>52300</b>	2,60	6670
Austria	2687		<b>19180</b>	2,37	2347
Canada	5291	8081	<b>13884</b>	0,44	2054
Elveția	2810	290	<b>23100</b>	3,12	2100
Germania	26000		<b>794000</b>	9,62	363000
Danemarca	65	190	<b>2 290</b>	0,43	400
Spania	14000		<b>37000</b>	0,87	10000
Franța	12500	5 800	<b>26300</b>	0,44	5 228
Marea Britanie	193	585	<b>8164</b>	0,14	2 261
Israel	653	210	<b>886</b>	0,13	353
Italia	5300	6700	<b>30700</b>	0,55	4700
Japonia	1136	83109	<b>1131991</b>	8,87	272368
Coreea	461	4 898	<b>9892</b>	0,21	3454
Mexic	14169	4 003	<b>18182</b>	0,17	1041
Olanda	4769		<b>49079</b>	3,01	3162
Norvegia	6438	375	<b>6888</b>	1,50	273
Portugalia	1657	569	<b>2643</b>	0,25	574
Suedia	3070	602	<b>3866</b>	0,43	285
SUA	77900	111700	<b>365200</b>	1,24	90000
<b>Total estimat</b>	<b>170730</b>	<b>281021</b>	<b>2595545</b>		<b>770 270</b>

Tabelul 2.19. Putere PV cumulativă instalată în țările AIE.

Țara	1992	1993	1994	1995	1996	1997	1998	1999	2000	2001	2002	2003	2004
Argentina	7,3	8,9	10,7	12,7	15,7	18,7	22,5	25,3	29,2	33,6	39,1	45,6	52,3
Australia	0,6	0,8	1,1	1,4	1,7	2,2	2,9	3,7	4,9	6,1	10,3	16,8	19,2
Austria	1,0	1,2	1,5	1,9	2,6	3,4	4,5	5,8	7,2	8,8	10,0	11,8	13,9
Canada	4,7	5,8	6,7	7,5	8,4	9,7	11,5	13,4	15,3	17,6	19,5	21,0	23,1
Elveția	0	0,1	0,1	0,1	0,2	0,4	0,5	1,1	1,5	1,5	1,6	1,9	2,3
Germania	5,6	8,9	12,4	17,7	27,8	41,8	53,8	69,4	113,7	194,6	278,0	431,0	794,0
Danemarca	4,0	4,6	5,7	6,5	6,9	7,1	8,0	9,1	12,1	15,7	20,5	27,0	37,0
Spania	0,9	1,0	1,2	1,3	1,5	2,0	2,2	2,3	2,6	2,7	3,1	3,4	
Franța	1,8	2,1	2,4	2,9	4,4	6,1	7,6	9,1	11,3	13,9	17,2	21,1	26,3
Marea Britanie	0,2	0,3	0,3	0,4	0,4	0,6	0,7	1,1	1,9	2,7	4,1	5,9	8,2
Israel	0,1	0,1	0,2	0,2	0,2	0,3	0,3	0,4	0,4	0,5	0,5	0,5	0,8
Italia	8,5	12,1	14,1	15,8	16,0	16,7	17,7	18,5	19,0	20,0	22,0	26,0	30,7
Japonia	19,0	24,3	31,2	43,4	59,6	91,3	133,4	208,6	330,2	452,8	636,8	859,6	1132
Coreea	1,5	1,6	1,7	1,8	2,1	2,5	3,0	3,5	4,0	4,8	5,4	6,4	9,9
Mexic	5,4	7,1	8,8	9,2	10,0	11,0	12,0	12,9	13,9	15,0	16,2	17,1	18,2
Olanda	1,3	1,6	2,0	2,4	3,3	4,0	6,5	9,2	12,8	20,5	26,3	45,9	49,1
Norvegia	3,8	4,1	4,4	4,7	4,9	5,2	5,4	5,7	6,0	6,2	6,4	6,6	6,9
Portugalia	0,2	0,2	0,3	0,3	0,4	0,5	0,6	0,9	1,1	1,2	1,7	2,1	2,6
Suedia	0,8	1,0	1,3	1,6	1,8	2,1	2,4	2,6	2,8	3,0	3,3	3,6	3,9
SUA	43,5	50,3	57,8	66,8	76,5	88,2	100,1	117,3	138,8	167,8	212,2	275,2	365,2
<b>Total</b>	<b>110</b>	<b>136</b>	<b>164</b>	<b>199</b>	<b>245</b>	<b>314</b>	<b>396</b>	<b>520</b>	<b>729</b>	<b>989</b>	<b>1334</b>	<b>1829</b>	<b>2596</b>

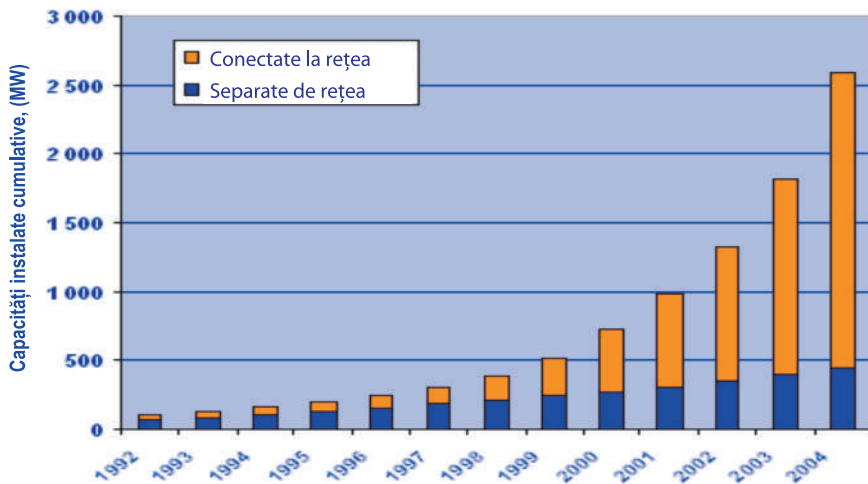


Fig. 2.88. Capacități energetice PV instalate, conectate la rețea și separate în țările din tab. 2.18.

### 3.5.6. Dimensionarea unui sistem fotovoltaic

Principiul general care stă la baza dimensionării instalației PV este următorul: trebuie respectat permanent echilibrul dintre energia produsă de generatorul PV și energia consumată de utilizator. Acest echilibru se realizează pentru o perioadă definită, de obicei o zi sau o lună. Prezența bateriei de acumulare permite compensarea deficitului dintre energia produsă și cea consumată, deficit care poate fi cauzat de timpul noros sau de o anumită suprasolicitare din partea consumatorului.

Dimensionarea unui sistem PV presupune parcurgerea următoarelor etape principale:

1. Calculul radiației solare disponibile pe suprafața modului PV.
2. Calculul consumului diurn de energie electrică –  $E_c$ .
3. Calculul cantității de energie electrică care trebuie produsă de către modulul PV –  $E_p$ .

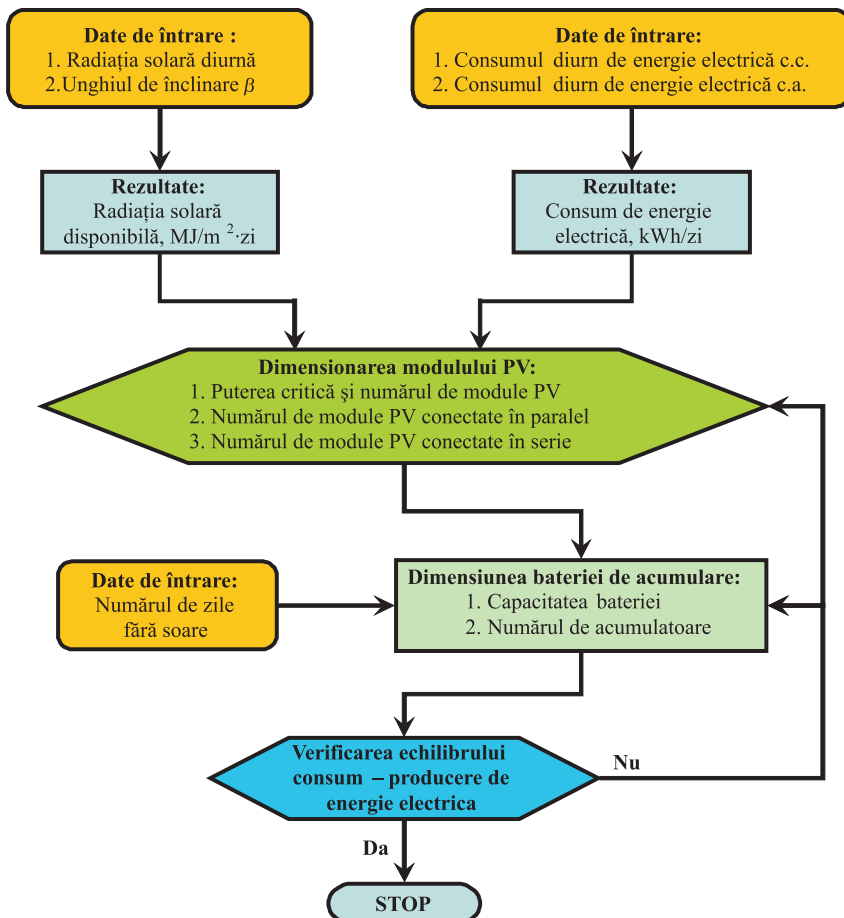


Fig. 2.89. Procedura de dimensionare a unui sistem PV.

4. Calculul puterii critice a modului PV –  $P_c$  și alegerea acestuia.
5. Calculul capacității acumulatorilor –  $C$  și alegerea acestora.
6. Verificarea echilibrului consumului și producerii de energie electrică.

În fig. 2.89 este prezentată procedura de dimensionare a unui sistem PV cu baterii de acumulare.

**Calculul radiației solare disponibile pe suprafața modului PV.** Se efectuează în conformitate cu metodica descrisă în paragrafele 2.3.2 și 3.2.7. Unghiul de înclinație a modului PV față de orizont  $\beta$  se determină din condiția asigurării echilibrului “consum – producere energie electrică” în lunile cu cea mai mică radiație solară.

**Calculul consumului diurn de energie electrică.** În acest scop, pentru fiecare consumator de curent continuu și alternativ se determină puterea nominală și orele de utilizare zilnică. Consumul de energie electrică  $E_C$  se determină ca produsul puterii nominale la numărul de ore:

$$E_C = \sum_{i=1}^k \frac{P_{ni}^{cc} \cdot t_i}{\eta_R \cdot \eta_{Ac}} + \sum_{j=1}^m \frac{P_{nj}^{ca} \cdot t_j}{\eta_{CF}}, \quad (2.76)$$

unde  $k$  este numărul de consumatori de c.c.;  $m$  – numărul de consumatori de c.a.;  $P_{ni}$ ,  $P_{nj}$  – puterea nominală a consumatorilor de c.c. și c.a.;  $t_i$ ,  $t_j$  – durata de funcționare a consumatorilor respectivi;  $\eta_R$ ,  $\eta_{CF}$ ,  $\eta_{Ac}$  – respectiv randamentul regulatorului de încărcare – descărcare al acumulatorului și al convertorului de frecvență. Pentru calcule prealabile  $\eta_R = 0,95-0,98$ ,  $\eta_{Ac} = 0,85-0,90$ ,  $\eta_{CF} = 0,85 - 0,95$ . Puterile nominale ale utilajului electrotehnic sunt specificate în cartea tehnică. Totodată, ele pot fi puse la dispoziția proiectantului de către firma producătoare de utilaje respective. Valorile duratelor de funcționare în zi a utilajelor se obțin din necesitățile declarate ale beneficiarului sau se determină din datele statistice.

**Unele date tehnice ale consumatorilor casnici** [63,68,69]. În continuare sunt prezentate unele date tehnice estimative privind cei mai uzuali consumatori casnici de energie electrică: puterea nominală, eficiența, durata de funcționare etc. (tabelele 2.20 și 2.21).

**Tabelul 2.20.** Surse de iluminare.

Sursa de iluminare	Puterea, W	Eficiența, lm/W	Durata de viață, h
Bec cu incandescentă	25	9,0	2500
Bec cu incandescentă	40	9,0	1000
Bec cu incandescentă	75	13,0	1000
Bec cu incandescentă	100	16,0	1000
Bec cu incandescentă (cuart)	50	19,0	2000
Bec compact fluorescent (LFC)	4	45,0	6000-10 000
	8		
	13		
	18		

Sursa de iluminare	Puterea, W	Eficiența, lm/W	Durata de viață, h
Bec fluorescent T-8	n/d	75-100	12 000-24 000
Lampă cu halogeni	n/d	80-115	10 000-20 000
Lampă cu vapori de natriu de joasă presiune	35	128,0	5000
Suprafață LED	3,6	130,0	>100 000
Lampă cu vapori de natriu de presiune înaltă	n/d	90-140	10 000-24 000

**Calculul cantității de energie electrică necesară de a fi produsă de modulul PV.** Energia care trebuie să fie produsă de modulul PV:

$$E_p = \frac{E_c}{K}, \quad (2.77)$$

unde factorul  $K$  ia în considerație incertitudinea datelor meteorologice, pierderile în cabluri, abaterea punctului de funcționare a subsistemului „modul PV – sarcină”

**Tabelul 2.21.** Valori estimative ale duratei de funcționare a consumatorilor de energie electrică pentru o casă izolată.

Consumator	Puterea nominală, W	h/zi		
		Lunile anului		
		XII,I,II	III,IV,V,IX,X,XI	VI,VII,VIII
Iluminare bucătărie	2x13 LFC	4,0	3,5	2,0
Iluminare dormitor	3x9 LFC	1,0	1,0	1,0
Iluminare living	2x20 LFC	1,0	1,0	1,0
Iluminare baie	1x18 LFC	1,0	1,0	1,0
Aspirator	1200	0,5	0,5	0,5
Frigider	100	7,0	7,0	7,5
TV color, 54 cm	60	4,0	4,0	4,0
Stereo	60	2,0	2,0	2,0
Cuptor cu microunde	600	0,5	0,5	0,5
Pompă pentru apă	200	1,0	1,0	1,0

de la cel optim etc. Conform [68], valoarea factorului  $K$  pentru sistemele PV cu baterii de acumulare este cuprinsă între 0,75 și 0,85.

**Calculul puterii critice a modulului PV.** Se determină din relația:

$$P_c = \frac{E_p}{G_\beta} = \frac{E_c}{K \cdot G_\beta}, \quad (2.78)$$

unde  $G_\beta$  prezintă valoarea medie a radiației solare globale pe perioada de interes în localitatea dată pentru unghiul de înclinație  $\beta$  a modulului PV. În formula (2.78)  $G_\beta$  este egal numeric cu numărul de ore pe zi de radiație solară standard, egală cu 1000 W/m<sup>2</sup> și se notează HRS.

În funcție de puterea  $P_C$  se alege puterea unui modul PV și numărul de module conectate în serie:

$$N_S = \frac{U_{cc}}{U_m}, \quad (2.79)$$

unde  $U_{cc}$  este tensiunea nominală a consumatoarelor de c.c.;  $U_m$  – tensiunea nominală a unui modul PV care, de obicei, se consideră egală cu 12 V.

Numărul de module PV conectate în paralel se determină astfel: Se calculează curentul mediu al sarcinii pe parcursul unei zile:

$$I_{med} = \frac{E_p}{24U_{cc}} \quad (2.80)$$

Totodată, din condiția respectării balanței de energie într-o zi, se poate scrie:

$$24 \cdot I_{med} \cdot U_{cc} = HRS \cdot I_{PV} \cdot U_{cc} \text{ sau } I_{PV} = \frac{24I_{med}}{HRS}, \quad (2.81)$$

unde  $I_{PV}$  este curentul panoului PV.

Numărul de module PV conectate în paralel va fi:

$$N_P = \frac{I_{PV}}{I_{sc}}, \quad (2.82)$$

unde  $I_{sc}$  este curentul de scurtcircuit al unui modul PV și se consideră aproximativ egal cu curentul în punctul  $M$  (v. fig. 2.88).

**Calculul capacității acumulatorilor.** Se determină cu relația:

$$C = \frac{n \cdot E_C}{K_D \cdot U_{cc}}, \quad (2.83)$$

unde  $n$  este numărul de zile fără soare;  $K_D$  – coeficientul de descărcare a acumulatorului (0,5 – 0,6 pentru Pb–acid și 1,0 pentru Ni–Cd).

Numărul de acumulatori conectate în serie:

$$N_{As} = \frac{U_{cc}}{U_A}, \quad (2.84)$$

unde  $U_A$  este tensiunea nominală a acumulatorului, de obicei egală cu 12 V.

**Verificarea echilibrului consumului și producerii de energie electrică.** Verificarea se face prin compararea cantității de energie electrică,  $E_p$ , care va fi produsă de panoul PV într-o zi pentru fiecare lună din perioada de interes cu cantitatea de energie electrică necesară, calculată conform 2.77. Calculele se efectuează din relația:

$$E_i = HRS_i \cdot P_C, \quad (2.85)$$

unde  $HRS_i$  este numărul de ore pe zi de radiație solară standard egală cu  $1000 \text{ W/m}^2$  pentru luna respectivă.

### 3.5.7. Domenii de utilizare a energiei electrice fotovoltaice

Din energiile regenerabile cea mai accesibilă este energia solară. Oricine poate folosi această energie gratuită. Deseori, sistemele fotovoltaice sunt utilizate în combinație cu alte surse de energie (energia eoliană, hidrolică sau energia obținută din arderea combustibililor fosili).

Un domeniu foarte important de utilizare a sistemelor fotovoltaice sunt aparatele cosmice de zbor. Pentru acestea, sistemele solare fotovoltaice sunt, practic, unicele surse de energie electrică. Satelitul sovietic „*Sputnik 3*”, lansat la 15 mai 1957, a fost primul satelit care a utilizat sisteme fotovoltaice (fig. 2.90).



Fig. 2.90. Sisteme fotovoltaice instalate pe primul satelit artificial „*Sputnik 3*”.

Primul satelit american, care a utilizat panouri solare a fost satelitul Forțelor Armate ale SUA „*Explorer 1*”, lansat la 1 ianuarie 1958. Dr. Hans Ziegler, care a activat timp de 30 de ani (1947–1976) în domeniu, poate fi numit părintele sistemelor energetice solare pentru nave spațiale [70]. Deoarece aparatul spațial trebuia să aibă dimensiuni reduse, aceasta limita puterea care putea fi produsă [71]. Cerințele către panourile solare erau deosebit de rigide. Panourile solare includ un mecanism de acționare pentru orientarea lor la soare (la faza de producere a energiei electrice) și scoaterea de sub soare atunci când necesitățile în energie electrică erau mai mici decât capacitatea de producere. În calitate de celule solare a fost utilizat arsenidul de galiu. Eficiența celulelor multijoncțiune de arsenid de galiu și siliciu atinge aproape 29% în condiții ideale [72]. Astfel de celule solare au fost utilizate, de asemenea, în panourile solare instalate pe aparatul spațial de zbor „*Stardust*” (fig. 2.91), lansat la 7 februarie 1999 pentru investigarea cometei Wild 2 și întors la 15 ianuarie 2006. „*Stardust*” a fost primul aparat cosmic care s-a întors pe pământ după colectarea unei probe de praf cosmic.

Un proiect de perspectivă cu șanse reale de realizare este proiectul Agenției Europene pentru Spațiu (ESA), prin care se cercetează posibilitatea lansării unor sateliți – stații energetice solare, care vor produce energie electrică în spațiu, transportată ulterior pe pământ prin laser sau microunde.

Aceste minunate realizări cosmice au devenit o provocare pentru guvernele unor țări industrial dezvoltate (Japonia, Germania, dar și SUA ș.a.) de a readuce celulele solare pe pământ. Sistemele fotovoltaice terestre au fost dezvoltate pe două direcții: utilizarea simplă a celulelor fotovoltaice (fără concentrarea razelor solare) și sisteme cu concentrarea razelor solare pe celule PV (CPV).

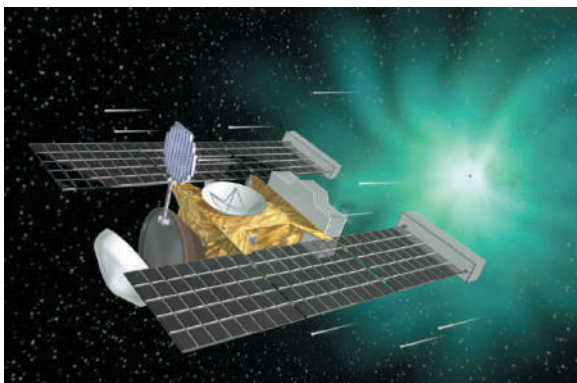


Fig. 2.91. Panouri solare instalate pe aparatul spațial "Stardust" (imagine NASA).

În lume există astăzi două companii care vizează dezvoltarea sistemelor fotovoltaice cu concentrator (CPV): Amonix, localizată în Torrance, California, SUA și Solar Systems Pty, Ltd, localizată în Australia. În fig. 2.92 este reprezentat un sistem fotovoltaic cu rotire în jurul a două axe (în plan zenital și azimutal), elaborat de compania Amonix, care produce 25...35 kW pe un sistem mobil (depinde de numărul modulelor PV instalate pe sistem). Sistemul Amonix utilizează mii de lentile acrilice Fresnel, care concentrează radiația solară pe celule solare PV. Eficiența anuală a modului Amonix este de 15,5%.

Sistemele Amonix au fost utilizate în Sistemul Public de Servicii din Arizona pentru o capacitate totală de 547 kW. Sisteme de 10...20 MW se planifică pentru a fi utilizate în viitorul apropiat în Spania. Compania „Solar Systems



Fig. 2.92. Sistem Amonix cu concentrator cu lentile acrilice și celule PV din siliciu (Sursa: NREL).

*Pty, Ltd* folosește concentratoare paraboloidale pentru a concentra razele solare pe receptorul PV. În fig. 2.93 se prezintă un astfel de sistem, care atinge o eficiență de 15...16% și are o capacitate de 220 kW, cu posibilitatea mării ei până la 720 kW. Mai multe contracte cu capacități de MW se așteaptă în viitorul apropiat. O nouă generație de cca. 50 MW de sisteme CPV vor fi produse pentru California, SUA.

Panourile solare fără concentrarea razelor solare se bucură de o răspândire largă, în special în cazul unor consumatori de energie izolați. În fig. 2.94 este repre-





**Fig. 2.93.** Concentrator paraboloidal PV: Sistem Solar Pty, LTD (Sursa: NREL).



**Fig. 2.94.** Sistem fotovoltaic instalat pe un iaht pentru încărcarea bateriilor de 12 V și 9 A.

zentată utilizarea unui sistem fotovoltaic pe un iaht pentru încărcarea bateriilor de 12 V și 9 A. Panourile solare au găsit o utilizare foarte largă în domeniul satisfacerii unor necesități energetice casnice. În fig. 2.95 este reprezentată o variantă de conectare a sistemelor fotovoltaice în rețeaua electrică a unei case de locuit, iar în fig. 2.96 – un exemplu de instalare a panourilor solare pe acoperișul unei case de locuit.

În prezent se atestă o dezvoltare accelerată a electrificării rurale descentralizate în țările în curs de dezvoltare (ȚCD) folosind energia solară. Deși tehnologia PV este considerată costisitoare, rata de creștere a producției mondiale de celule PV în a. 2000 a constituit 60,5% (v. paragraful 3.5.5). De ce în țările în curs de dezvoltare nu se adoptă calea parcursă de țările europene în domeniul electrificării? Motivele care limitează aplicarea soluției

tradiționale – conversia termică a combustibilului fosil în energie electrică și distribuirea ei prin rețele – sunt următoarele:

1. majoritatea consumatorilor rurali de energie electrică sunt situați la distanțe mari de la rețelele electrice deja existente și densitatea lor este mică;
2. cererea de energie electrică este mică și se încadrează în limita de 10 – 20 kWh/zi;
3. de obicei, energia electrică este folosită pentru iluminare, telecomunicații și în acționările electrice ale micilor instalații motorizate: pompe electrice, scule de atelier de mică putere etc.

În aceste condiții, electrificarea pe calea tradițională prezintă o soluție inefficientă atât din punct de vedere economic, cât și de mediu. Cresc investițiile și cheltuielile de exploatare, cresc emisiile specifice de GES calculate per capita, deoarece scade randamentul transportării și distribuției unui kWh de energie electrică.

**Sistem de orientare a panourilor fotovoltaice.** Este cunoscut faptul că randamentul unui sistem fotovoltaic depinde în mare măsură de orientarea permanentă a panourilor solare spre soare, atât în plan azimutal, cât și zenital. În acest scop se utilizează diverse mecanisme de acționare. Datorită faptului că mișcările de rotație în jurul celor două axe trebuie să fie foarte lente (în plan azimutal instalația trebuie să efectueze  $\frac{1}{2}$  turații timp de 10–16 ore), raportul de transmitere a acestor mecanisme (dacă sunt realizate în baza angrenajelor) trebuie să fie foarte mare. Angrenajele planetare (cele mai răspândite pentru astfel de cazuri) trebuie să includă 3–4 trepte, fapt ce mărește considerabil numărul elementelor și, implicit, costul lor. În scopul simplificării construcției și reducerii costurilor acestor mecanisme de orientare, la Catedra „Teoria mecanismelor și organe de mașini” de la Universitatea Tehnică a Moldovei a fost elaborată și brevetată schema conceptuală a instalației solare cu autoorientare [83], în care panoul fotovoltaic este orientat permanent în direcția soarelui, fiind rotit în plan azimutal și zenital de un sistem de mecanisme de acționare cu transmisii precesionale (fig. 2.97). Posibilitățile cinematice foarte largi ale transmisiilor precesionale

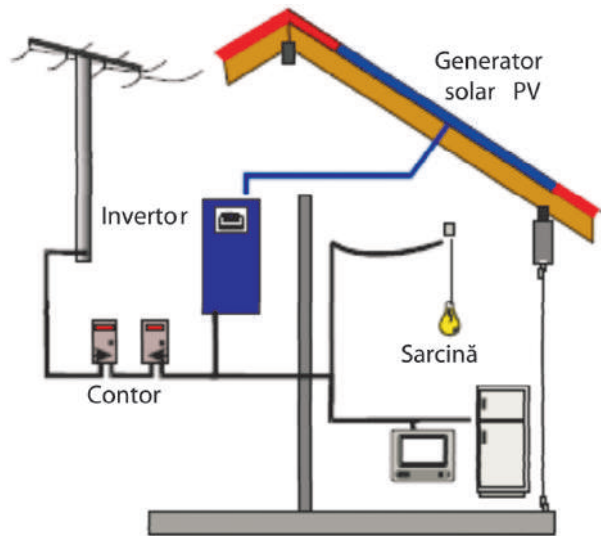


Fig. 2.95. Concentrator paraboloidal PV: Sistem Solar Pty, LTD (Sursa: NREL).



Fig. 2.96. Panouri solare instalate pe acoperișul unei case de locuit.

și reducerii costurilor acestor mecanisme de orientare, la Catedra „Teoria mecanismelor și organe de mașini” de la Universitatea Tehnică a Moldovei a fost elaborată și brevetată schema conceptuală a instalației solare cu autoorientare [83], în care panoul fotovoltaic este orientat permanent în direcția soarelui, fiind rotit în plan azimutal și zenital de un sistem de mecanisme de acționare cu transmisii precesionale (fig. 2.97). Posibilitățile cinematice foarte largi ale transmisiilor precesionale

asigură efectuarea rotirii foarte lente a instalației în jurul celor două axe (o rotație în 24 ore). În sistemul elaborat, mișcările lente de rotație, necesare pentru rotirea panoului solar în plan azimutal și zenital, condiționate de mișcarea soarelui pe cer (în realitate de rotirea pământului în jurul soarelui) sunt realizate de reductoarele planetare precesionale în două trepte: pentru rotirea sistemului solar în plan zenital (fig. 2.97,c) și azimutal (fig. 2.97,e). Raportul de transmitere a reductorului precesional într-o treaptă se determină din relația:

$$i = \frac{Z_2 Z_4}{Z_1 Z_3 - Z_2 Z_4}, \quad (2.86)$$

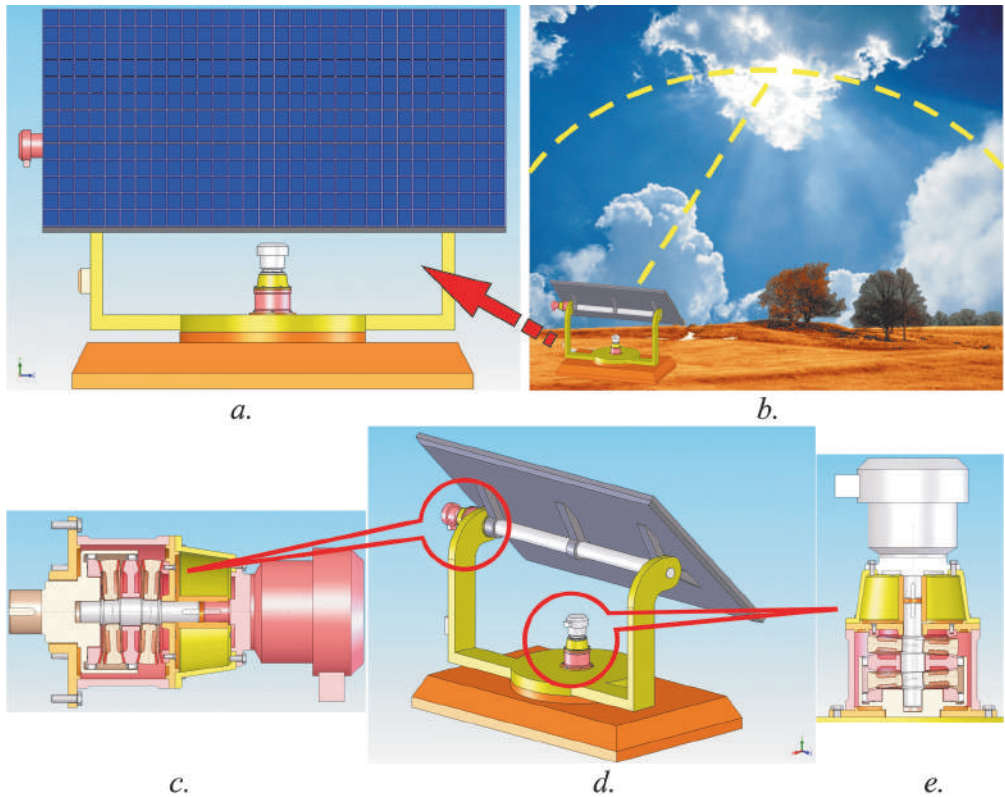


Fig. 2.97. Sistem de orientare a sistemului solar fotovoltaic: elaborare de autor.

unde  $Z_1, Z_2, Z_3, Z_4$  sunt numerele de dinți ale coroanelor danturate ale roților (v. fig. 2.97,c). Un calcul simplu arată că, pentru a asigura rotirea sistemului solar în plan azimutal cu o rotație timp de 24 ore cu un servomotor de  $1500 \text{ min}^{-1}$ , raportul de transmitere al reductorului trebuie să fie egal cu  $i=2160000$ . Pentru realizarea acestui raport de transmitere, se recomandă alegerea următoarelor rapoarte de transmi-

tere ale treptelor reductorului precesional: pentru prima treaptă mai puțin solicitată  $i = -2115$  ( $Z_1=46$ ;  $Z_2=47$ ;  $Z_3=46$ ;  $Z_4=45$ ); pentru treapta a doua  $i = -1023$  ( $Z_1=32$ ;  $Z_2=33$ ;  $Z_3=32$ ;  $Z_4=31$ ). Pentru realizarea acestui raport de transmitere ar fi fost necesar un reductor planetar în 5 trepte, care include cel puțin 25 de roți dințate atunci când reductorul precesional în 2 trepte include doar 4 roți dințate și două satelite cu câte două coroane dințate.

Construcția relativ simplă a mecanismelor de acționare (pentru obținerea unui raport de transmitere mare, dictat de necesitatea rotirii foarte lente, se utilizează un număr mic de elemente), fiabilitatea ridicată asigură instalației solare fotovoltaice cost relativ redus și durată mare de funcționare.

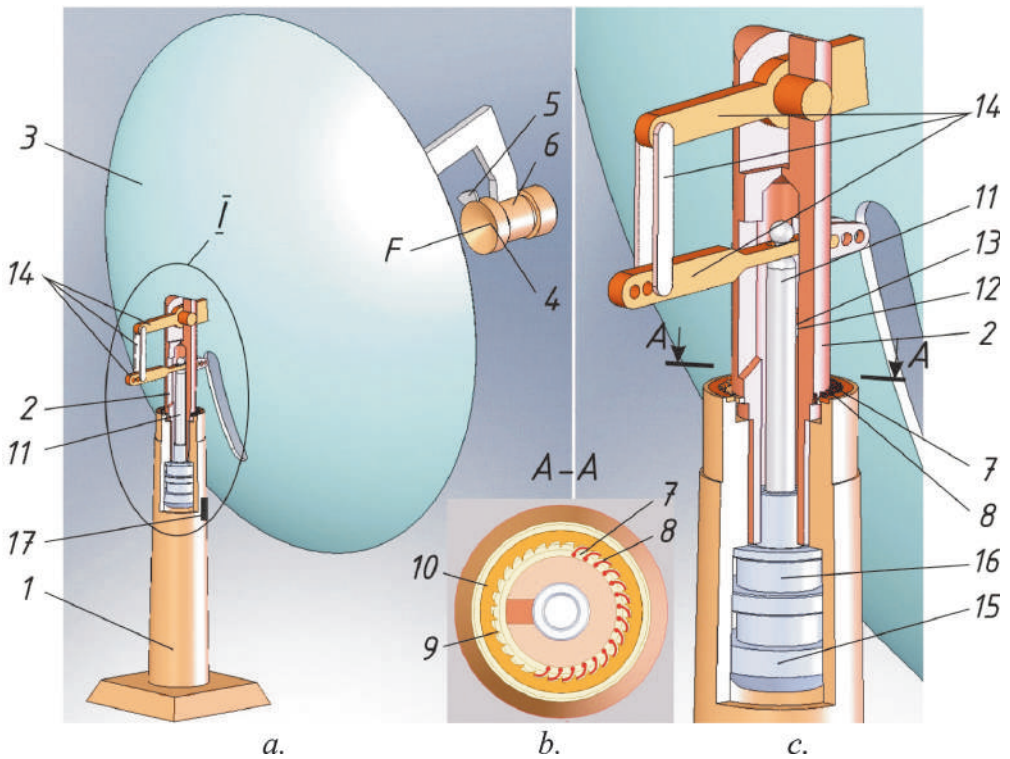


Fig. 2.98. Sistem de orientare a sistemului solar paraboloidal: elaborare de autor.

În scopul simplificării construcției și reducerii costurilor acestor mecanisme de orientare la soare, autorii propun un mecanism de orientare bazat pe utilizarea proprietăților materialelor cu memoria forme (fig. 2.98). Sistemul de orientare a instalației solare paraboloidale include suportul fix 1, pe care este instalată partea rotitoare 2 cu concentratorul paraboloidal 3. Cu partea rotitoare 2 este legat, de asemenea, receptorul 4, reflectorul 5 și grupul electrogen 6. Pe partea rotitoare 2 este fixat rigid un disc 7, pe al cărui sector egal cu  $180^\circ$  sunt fixate elementele curbilini

8, executate din material cu memoria formei (de exemplu din aliajul nitinol – NiTi), cărora li s-a imprimat în memorie forma rectilinie. Capetele libere ale elementelor curbilinii 8 contactează consecutiv cu dinții asimetrici 9, executați pe partea frontală a discului 10, legat rigid cu suportul fix 1. În interiorul părții rotitoare 2 este amplasată tija 11 cu degetul 12, un capăt al căruia este amplasat în canelul 13, executat pe porțiunea de  $180^\circ$  a suprafeței cilindrice interioare a părții rotitoare 2, astfel încât jumătate din el este executat cu unghi de ridicare, iar a doua jumătate – cu unghi de coborâre. Tija 11 este legată prin intermediul pârgھیilor 14 cu carcasa concentratorului paraboloidal 3. În interiorul suportului 1 este amplasat motorul electric 15 și reductorul 16, al cărui arbore este legat cu partea rotitoare 2 și fotoelementul 17. Pe parcursul unei zile, instalația solară ocupă trei poziții extreme: dimineata, la răsăritul soarelui, concentratorul parabolic se află în poziția când unghiul de rotație (azimutal)  $\varphi_a = 0^\circ$  și unghiul zenital  $Q_z = 0^\circ$ ; la amiază, când unghiul azimutal  $\varphi_a = 90^\circ$ , iar unghiul zenital este maxim  $Q_{zmax}$ ; la asfințitul soarelui, în poziția când unghiul azimutal  $\varphi_a \approx 180^\circ$  (nu se iau în considerație abaterile de  $\pm 20^\circ$  legate de anotimp, vara  $\varphi_a = 180^\circ + 20^\circ$ , iarna  $\varphi_a = 180^\circ - 20^\circ$ ), iar unghiul zenital este, de asemenea, egal cu  $Q_z = 0^\circ$ . Pentru a asigura rotirea concentratorului paraboloidal în planurile azimutal și zenital, sistemul de orientare include elementele curbilinii cu memorie a formei 9. Numărul elementelor curbilinii cu memorie a formei 9 se alege în funcție de gradul de discreție admis al mișcării de rotație în plan azimutal  $\varphi_{ai} = 180^\circ/i$ , unde  $i$  este numărul de elemente curbilinii cu memorie a formei 9. Unghiul  $\varphi_{ai}$  depinde de distanța parcursă de punctul focal în limitele lungimii receptorului 4 (când partea rotitoare staționează). În momentul în care punctul focal iese în afara limitelor lungimii receptorului și se amplasează pe reflectorul 5, razele reflectate concentrate sunt orientate asupra elementelor curbilinii 8, încălzindu-le până la temperatura de transformări intercrystaline (pentru nitinol este egală cu  $149^\circ\text{C}$ ) – de revenire la forma memorizată (rectilinie). Forma nouă rectilinie, reluată de elementele 8, conduce la rotirea părții rotitoare 2 și, deci, a concentratorului paraboloidal cu unghiul  $\varphi_{ai}$ . Pentru a asigura amplasarea punctului focal  $F$  în spațiul de lucru al reflectorului 5 și în plan zenital, la rotirea părții rotitoare 2, degetul 12 se mișcă pe canelul 13, asigurând ridicarea (sau coborârea) tijeii 11 care prin intermediul pârgھیilor 14, rotește concentratorul paraboloidal 3 în plan zenital. Readucerea instalației solare paraboloidale în poziția inițială (în poziția dinainte de răsăritul soarelui) se efectuează cu ajutorul motorului electric 15 și al reductorului 16, la semnalul primit de la fotoelementul 17. În același timp, elementele 8 cu memorie a formei sunt deformatate (aduse) la forma curbilinie inițială. Pentru a lua în considerație factorul de sezon (iarnă, primăvară-toamnă, vară), când unghiurile zenitale ale soarelui sunt diferite, sistemul de pârgھیii este executat reglabil. Sistemul de orientare a instalației solare paraboloidale elaborate asigură orientarea spre soare cu consum minim de energie electrică (instalația solară, practic, se autoreglează, fără să consume energie electrică), mărind astfel eficiența instalației solare. Construcția simplă și costul redus al mecanismului de orientare elaborat asigură eficiență cost – valoare.

## Bibliografie

1. Stöcker H. *Toute la physique*. Dunod, Paris, – 1999, 1180p.
2. Messenger R., Ventre J. *Photovoltaic systems engineering*. 2<sup>nd</sup> edition. CRC Press LLC, 2004. – 455 p.
3. [http://en.wikipedia.org/wiki/Solar\\_radiation](http://en.wikipedia.org/wiki/Solar_radiation) (accesat la 26.06.2005).
4. John A. Duffie, William A. Beckman. *Solar engineering of thermal processes*. – 2<sup>nd</sup> edition, A Wiley Interscience Publication, 1991.
5. Thecaekara M.P. *Data on Incident Solar Energy*. Supplement to the Proc. of 20<sup>th</sup> Annual Meeting of the Inst. for Environmental Science, 1974.
6. Iqbal M. *An introduction to Solar Radiation*. Academic Press, Toronto, 1983.
7. [www.ipcc.ch/pub/reports.htm](http://www.ipcc.ch/pub/reports.htm) (accesat la 20.05.2005).
8. *Experience, prospects and recommendations to overcome market barriers of parabolic trough collector power plant technology Status/Report on Solar Trough Power Plants*. Sponsored by the German Federal Minister for Education, Science, Research and Technology under Contract No. 0329660. ISBN 3-9804901-0-6. Copyright 1996. Pilkington Solar International GmbH.
9. *Spravochnik po klimatu SSSR*. Vyp. 11, MSSR. *Solnechnaja radiaczia, radiaczionnyj balans i solnechnoe sijanie*. Gidrometeoizdat, L.: 1966.
10. *Nauchno-prikladnoj spravochnik po klimatu SSSR*. Serija 3: *Mnogoletnie dannye*. Chast' 1–6, Vyp. 11, MSSR. Gidrometeoizdat, L.: 1990.
11. Lasse G.F. *Klimat Moldavskoj SSR*. Gidrometeoizdat, L.: 1978.
12. Bougard J. *Conversion d'energie. Machines solaires*. Faculte Polytechnique de Mons, AGADIR, 1995.
13. Roger A. Hinrichs, Kleinbach M. *Energy: its use and environment*. Third edition. Thomson Learning, 2002, 590 p.
14. Boyle G. *Renewable Energy: power for a sustainable future*. Oxford University Press, 2004, 452 p.
15. Twejdell J. U. *Vozobnovleamyje istochniki energii: Per. S angl.* – M.; Energoatomizdat. 1990. – 392 c.
16. Dumitrașcu Gh., Macri V., Stădoleanu O. *Utilizarea energiei solare*. Ed. “Tim-pul”, Iași, 1998.
17. Lorenzo E. *De Los Archivos Históricos De La Energía Solar. Las chimeneas solares: De una propuesta española en 1903 a la Central de Manzanares*. (pdf). 2002.

18. Günther, H. In hundert Jahren – Die künftige Energieversorgung der Welt. Kosmos, Gesellschaft der Naturfreunde, Franckh'sche Verlagshandlung, Stuttgart, 1931.
19. Lucier R.E. Brevet nr. 1023564 CA. Int.Cl. F03G6/04; F03G6/00, Utilization of Solar Energy, 1978.
20. Haaf W., Friedrich K., Mayr G., Schlaich J. Solar Chimneys. Part 1: Principle and Construction of the Pilot Plant in Manzanares. *International Journal of Solar Energy* 2 (1): 3–20, 1983.
21. Haaf W. Solar Chimneys. Part II: Preliminary Test Results from the Manzanares Pilot Plant. *International Journal of Solar Energy* 2 (2): 141–161, 1984.
22. Schlaich J., Schiel W. Solar Chimneys. *Encyclopedia of Physical Science and Technology*, 3rd Edition, Academic Press, London. ISBN 0-12-227410-5, 2001.
23. Schlaich J., Bergermann R., Schiel W., Weinrebe G. Design of Commercial Solar Updraft Tower Systems. Utilization of Solar Induced Convective Flows for Power Generation. Schlaich Bergermann und Partner (sbp gmbh).
24. Torre solar de 750 metros de altura en Ciudad Real (España). Green energy plan to use smaller solar tower, ABC, 2006-06-13.
25. Schlaich, J. The Solar Chimney. Edition Axel Menges, Stuttgart, Germany. Schlaich, J. and Schiel, W. (1995).
26. Schlaich, J., Schiel, W., Friedrich, K., Schwarz, G., Wehowsky, P., Meinecke, W., and Kiera, M. Solar Chimneys, 1990.
27. Ruprecht, A. et al. Strömungstechnische Gestaltung eines Aufwindkraftwerks (Fluid dynamic design of a solar updraft power plant). Proceedings of the „Internationales Symposium über Anwendungen der Informatik und Mathematik in Architektur und Bauwesen, June 10–12, 2003. Bauhaus–University Weimar, Germany.
28. Weinrebe, G. Solar Chimney Simulation. Proceedings of the IEA SolarPACES Task III Simulation of Solar Thermal Power Systems Workshop, 28th and 29th Sept. 2000, Cologne, 2000.
29. El-Haroun AA. The effect of wind speed at the top of the tower on the performance and energy generated from thermosyphon solar turbine. *International Journal of Solar Energy* 22 (1): 9–18. DOI:10.1080/0142591021000003336, 2002.
30. Dos Santos Bernardes M.A., Voß A., Weinrebe G. Thermal and technical analyses of solar chimneys. *SolarEnergy*, 75, 511–524, 2003.
31. Pretorius J.P., Kröger D.G. Critical evaluation of solar chimney power plant performance. *Solar Energy* 80 (5): 535–544. DOI:10.1016/j.solener. 2005.04.001, 2006.
32. Fickling D. Real power from nothing but hot air. *The Guardian*, 2002.08.19.

33. China invests in solar towers. *Asia Times*, 2004-10-07. Retrieved on 2006-07-09.
34. Gannon, A. J., Backström, T.W. Solar Chimney Cycle Analysis with System Loss and Solar Collector. *Journal of Solar Energy Engineering*, 122 (3), 133–137, 2000.
35. Performance. *Journal of Solar Energy Engineering*, 122 (3), pp.133–137.
36. Schlaich J, Bergemann R, Schiel W, Weinrebe G “Design of Commercial Solar Updraft Tower Systems—Utilization of Solar Induced Convective Flows for Power Generation” (PDF). *Journal of Solar Energy Engineering* 127 (1): 117–124, 2005.
37. Von Backström T.W. Calculation of Pressure and Density in Solar Power Plant Chimneys. *Journal of Solar Energy Engineering* 125 (1): 127–129. DOI:10.1115/1.1530198, 2003.
38. Bilgen E., Rheault J. Solar chimney power plants for high latitudes. *Solar Energy* 79 (5): 449–458. DOI:10.1016/j.solener, 2005.01.003.
39. Lucier R. Brevet nr. 4275309 US. F03D1/04. Sistem conversiune a căldurii solare în energie electrică. 1981.
40. Dai Y.J., Huang H.B., Wang R.Z. Case study of solar chimney power plants in Northwestern regions of China. *Renewable Energy* 28 (8): 1295–1304. DOI:10.1016/S0960-1481(02)00227-6, 2003.
41. Onyango F.N., Ochieng R.M. The potential of solar chimney for application in rural areas of developing countries. *Fuel* 00 (0): 000-000. DOI:10.1016/j.fuel.2006.04.029.
42. Monohans Solar Tower Project Heart of oil industry could become site of renewable energy project. *Scan Systems*, 2003-07-19.
43. Stoddard L., Abiecunas J., O’Connell R. Economic, Energy, and Environmental Benefits of Concentrating Solar Power in California. May 2005 – April 2006. Black & Veatch Overland Park, Kansas NREL Technical Monitor: M. Mehos. Prepared under Subcontract No. AEK-5-55036-01.
44. Executive Summary: Assessment of Parabolic Trough and Power Tower Solar Technology Cost and Performance Forecasts. Sargent & Lundy LLC Consulting Group Chicago, Illinois NREL Technical Monitor: H. Price. Prepared under Subcontract No. LAA-2-32458-01.
45. *Solar Energy Systems.. Status Report on Solar Trough Power Plants*, 1996.
46. [www.stirlingenergy.com](http://www.stirlingenergy.com).
47. Bougard J., Benallou A. Le solaire thermique au service du developpment durable. Sous la direction scientifique de: IEPF, Quebec, Canada, 1998.
48. [www.nrel.gov/docs](http://www.nrel.gov/docs). Parabolic Trough Solar Thermal Electric Plants. (accesat la 17.08.05).



49. [www.powerfromthesun.net](http://www.powerfromthesun.net). Solar Energy System Design. (accesat la 18.08.05).
50. Concentrating Solar Power: Energy from Mirrors. DOE/GO-102001-1147, FS 128, March, 2001.
51. Solar Two Central Receiver. Consultant report. October, 1999. California Energy Comission.
52. Bostan I., Dulgheru V., Dicusară I. Brevet nr. 3348MD. Instalație solară cu motor Stirling. BOPI nr. 10/2007.
53. Bostan I., Dulgheru V., Nicu T., Ciupercă R. Brevet nr. 2679 MD. Motor cu ardere externă. BOPI nr. 1/2005.
54. <http://www.enviromission.com.au/>
55. Russell O. Patent nr.2402662 US. Light sensitive device, 1946.
56. Dones R., Frischknecht R. Prog. Photovolt. Res. Appl., 6, 117–125, 1998.
57. Alsema E. Prog. Photovolt. Re. Appl. 8, 17–25, 2000.
58. Systemes solaires. Le Journal des Énergies Renouvelables. Mai-Juin, n° 149, 2002.
59. Systemes solaires. Le Journal des Énergies Renouvelables. Novembre-Decembre, n° 134, 1999; Mars – Avril, n° 136, 2000.
60. Photovoltaics in 2010. Vol.1: Current status and a strategy for European industrial and market development. Luxemburg, 1996.
61. Rauschenbach H. S. The principles and technology of photovoltaic energy conversion. Litton Educational Publishing Inc., New York, 1980.
62. Solar Electricity/edited by Tomas Markvart. 2nd Edition. UNESCO energy engineering series. England, 2000, 280 p.
63. Rauschenbach H. S. The principles and technology of photovoltaic energy conversion. Litton Educational Publishing Inc., New York, 1980.
64. Solar Electricity/edited by Tomas Markvart – 2nd Edition. UNESCO energy engineering series. England, 2000, 280 p.
65. [www.nrel.gov/docs/fy02osti/31284.pdf](http://www.nrel.gov/docs/fy02osti/31284.pdf). High Performance Photovoltaic Project. Kickoff Meeting. NREL, october 18. Identifying Critical Pathways.
66. [www.kyocerasolar.de/products](http://www.kyocerasolar.de/products) (accesat la 11 ianuarie 2006)
67. Palz W., Zibetta H. Energy Payback. Time of Photovoltaic Modules. International Journal of Solar Energy. Volume 10, Number 3–4, pp.211–216, 1991.
68. Chancelier L., Laurent E. L'électricité photovoltaïque. Collection «Le point sur ». Gret, Ministère de la Coopération, 1996, 255 p.
69. Rodot M., Benallou A. Guide de l'énergie solaire: Electricité solaire thermique au service du développement rural. RIES. –1998, 172 p.

70. Perlin J. Late 1950s - Saved by the Space Race (HTML). SOLAR EVOLUTION - The History of Solar Energy. The Rarus Institute. Retrieved on 2007-02-25.
71. NASA JPL Publication: Basics of Space Flight, Chapter 11. Typical Onboard Systems, Electrical Power Supply and Distribution Subsystems, <http://www2.jpl.nasa.gov/basics/bsf11-3.html>
72. Gaddy, E.M. Cost performance of multi-junction, gallium arsenide, and silicon-solar cells on spacecraft // Photovoltaic Specialists Conference, 1996., Conference Record of the Twenty Fifth IEEE Volume, Issue, 13–17 May 1996 Page (s):293 – 296.
73. Todos P., Sobor I., Ungureanu D., Chiciuc A., Pleșca M. Renewable Energy: Feasibility Study. Ch.: Ministry of Ecology, Constructions and Territorial Development; UNDP Moldova / Chișinău. – 2002, – 158 p. ISBN 9975-9581-4-1.
74. Sobor I., Kobîleațki N., Wahhab A. Regimul de funcționare a pompei cu vibrator electromagnetic cu vana de evacuare închisă. Lucrările Conferinței Internaționale SIELMEN'01, Chișinău, 4-6 octombrie 2001, V.III, p.61–66. ISBN 9975-9638-8-9.
75. Sobor I., Nucă I., Wahhab I. A. Modelul matematic al sistemului „Generator fotovoltaic–Invertor”. Pompă electromagnetică. Lucrările Conferinței Internaționale SIELMEN'01, Chișinău, 4–6 octombrie 2001, V.1, p.251-252. ISBN 9975-9638-6-2.
76. Sobor I., Wahhab I. A., Kobîleațki N. Energia solară fotovoltaică pentru mica irigare. Lucrările Conferinței Științifice “Sporirea eficienței de utilizare a energiei și apei în agricultura Moldovei”, Chișinău, 20–21 septembrie 2001, p.114-122. ISBN 9975-9645-4-0.
77. Sobor I., Wahhab I. A. Pompes avec actionnement electromagnetique et niveau réduit de vibration. Buletinul Institutului Politehnic Iași, tomul XLVIII (LII), fasc. 5C, 2002. Electrotehnica, Energetica, Electronica, pp. 85–92. ISSN 0258-9109.
78. Sobor I., Kobîleațki N., Gherțescu C., Wahhab I. A.. Sistem fotovoltaic de pompare. Simpozion științific Internațional “70 ani ai Universității Agrare de Stat din Moldova”, 7–8 octombrie 2003, p.152–155. ISBN 9975-9624-5-9.
79. Sobor I., Gherțescu C. Comparative analysis of drive characteristics and types of solar pumps. Proceeding of the 4th International Conference on Electromechanical and Power Systems, SIELMEN'03, Ch.: 26–27<sup>th</sup> September, 2003, V.III, pp. 193–196. ISBN 9975-9704-9-4.
80. Sobor I., Kobîleațki N., Gherțescu C. Simulation of dynamics and static regimes of solar pumps with electromagnetic vibrator. Proceeding of the 4<sup>th</sup> International Conference on Electromechanical and Power Systems, SIELMEN '03, Ch.: 26–27<sup>th</sup> September, 2003, V. I, p. 43–46. ISBN 9975-9704-0-3.

- 81.** Sobor I., Kobîleațki N., Wahhab I. A. Brevet nr.1907MD. Pompă cu vibrator, BOPI 04/2002.
- 82.** Sobor I., Kobîleațki N., Gherțescu C. First photovoltaic system for small irrigation in the Republic of Moldova. Bul. Inst. Politehnic din Iași. Tomul L(LIV), Fasc. 5C. Electrotehnica, Energetica, Electronica, p.1430 – 1435. Iași, –2004. ISSN 1223-8139.
- 83.** Bostan I., Dulgheru V., Dicusară I. Brevet nr. 2965 MD. Instalație solară cu autoorientare. B.I. nr. 2/2006.



# Capitolul III

## ENERGIA CINETICĂ A APEI CURGĂTOARE A RÂURILOR

### 1. Potențialul energetic

#### 1.1. Clasificarea sistemelor hidroenergetice

Creșterea inevitabilă a consumului global de energie împreună cu riscul unui impact ecologic major și schimbarea climei în rezultatul arderii combustibililor fosili, deschide perspective largi privind valorificarea energiilor regenerabile. Hidroenergetica, în calitatea sa de sursă regenerabilă de energie, va avea în viitor un rol foarte important. Cercetările internaționale efectuate confirmă că emisia gazelor cu efect de seră este substanțial inferior în cazul hidroenergeticii, comparativ cu cea generată de arderea combustibililor fosili. Din punct de vedere economic, valorificarea a jumătate din potențialul fezabil poate reduce emisia de gaze cu efect de seră cu aproximativ 13%; de asemenea, poate reduce substanțial emisia bioxidului de sulf (cauza principală a ploilor acide) și a oxizilor nitriți.

Energia hidraulică este cea mai veche formă de energie regenerabilă folosită de om, care a devenit în prezent una din cele mai utilizate surse de energii regenerabile, fiind și una din cele mai bune, ieftine și curate surse de energie. Ca sursă de energie regenerabilă, energia hidraulică poate fi captată sub două forme extraenergetice:

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

Ambele forme extraenergetice pot fi captate la diferite scări dimensionale. În tabelul 3.1 se prezintă o clasificare simplă a stațiilor hidraulice conform capacității de producere a energiei electrice.

#### 1.2. Potențialul energetic global

În general, hidroenergetica a devenit în prezent cea mai importantă sursă de energie regenerabilă curată și economic fezabilă. Stațiile hidroenergetice integrate în scheme multifuncționale asigură efectuarea diverselor lucrări, cum ar fi irigarea,

pomparea apei ș.a. Este evident că hidroenergetica va avea un rol important în viitor, atât din punct de vedere al asigurării cu energie, cât și al dezvoltării resurselor de apă. În conformitate cu aceste opțiuni este necesară dezvoltarea resurselor acordate în conformitate cu standardele sociale, economice, tehnice și de mediu.

**Tabloul 3.1.** Clasificarea centralelor hidroelectrice conform capacității de producere a energiei electrice.

<b>Hidroenergetica la scară largă</b>	Mai mult de 100 MW și uzual conectată la o rețea largă de electricitate
<b>Hidroenergetica la scară medie</b>	15–100 MW și conectată uzual la o rețea largă de electricitate
<b>Hidroenergetica la scară mică</b>	1–15 MW și conectată uzual la o rețea largă de electricitate
<b>Minihidroenergetica</b>	În jurul a 100 kW, deseori fiind separată, dar uneori poate fi conectată la o rețea largă de electricitate
<b>Microhidroenergetica</b>	De la 5 kW până 100 kW, este destinată uzual pentru o comunitate mică sau industrie rurală
<b>Picohidroenergetica</b>	De la câteva sute de wați până la 5 kW, este destinată uzual pentru un consumator separat.

Este ușor de prevăzut că necesitățile globale în energie, în special în electricitate, vor crește simțitor pe parcursul secolului al XXI<sup>-lea</sup>, nu numai sub presiunea demografică, dar și din cauza creșterii standardelor de viață în țările slab dezvoltate, care vor reprezenta 7 mlrd de locuitori în anul 2050 (78% din total). Consumul de energie primară va crește până la mijlocul secolului prezent, iar creșterea va fi mai mare pentru electricitate [1]. Din acest punct de vedere, vor fi necesare mai multe surse alternative de energie, însă, din considerente ecologice, o prioritate importantă trebuie să fie acordată dezvoltării întregului potențial fezabil din punct de vedere tehnic al surselor regenerabile prietenoase mediului, în special, al hidroenergeticii. Dintre toate sursele de energie regenerabile, energia hidro (sau energia apelor curgătoare) a fost cel mai bine exploatată, chiar dacă în ultima vreme punerea în aplicare a unor programe hidroenergetice în țările aflate în curs de dezvoltare a fost temporar întreruptă din motive financiare, sociale sau ecologice. La ora actuală este utilizată numai o mică parte din potențialul hidroenergetic din țările în curs de dezvoltare: 5% – în Africa, 8% – în America Latină, 9% – în Asia. China exploatează astăzi aproximativ 10% din potențialul său enorm exploatabil (cca 378 GW), care este cel mai mare din lume. Macrohidroenergetica a luat naștere în secolul al XX<sup>-lea</sup>; a cunoscut o dezvoltare largă în țările cu potențial hidroenergetic considerabil. Hidroenergetica asigură astăzi aproximativ o cincime din necesitățile globale de energie electrică. Dacă ar fi valorificat potențialul rămas de energie hidrolică, ar putea fi satisfăcute necesitățile globale ale omenirii în energie electrică.

**Potențialul hidroenergetic.** Hidroenergetica asigură în prezent cca 19% (2650 TWora/an) din necesitățile globale în energie electrică. Informația primită de la membrii CEA (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 14 400 TWh/an (fig. 3.1) [2], din care aproape 8000 TWh/an sunt considerate acum fezabile economic pentru dezvoltare. Capacități generatoare hidroelectrice sunt instalate 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 TWh/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 mlrd USD vor fi necesare pentru realizarea unui asemenea program. Luând în considerare că valoarea capacității unei hidrocentrale este cuprinsă între 50 MW și 100 MW, va fi necesară construcția a cca 20 000 hidrocentrale (construcții foarte mari ca Three Gorges (China) și Itaipú (Brazilia) nu va trebui să constituie o normă). O simplă analiză arată că deocamdată doar aprox. a șasea parte din potențialul hidroenergetic tehnic explorabil este valorificat. Capacitățile hidroenergetice instalate până în anul 1999, divizate pe regiuni, sunt prezentate în fig. 3.2 [3]. În topul regiunilor cu cea mai mare capacitate hidroenergetică instalată se află Europa și America de Nord. Capacitățile hidroenergetice globale în cifre – teoretice, tehnic exploatabile și energia generată în a. 1999 sunt prezentate în fig. 3.3.

Capacitățile de exploatare tehnică a hidroenergeticii și producerea ener-

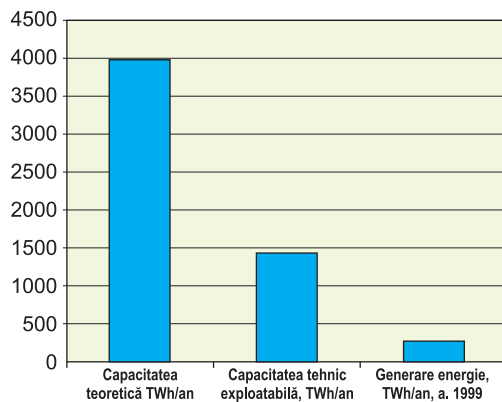


Fig. 3.1. Capacitățile hidroenergetice globale – teoretice, tehnic explorabile și producția globală de energie în a. 1999.

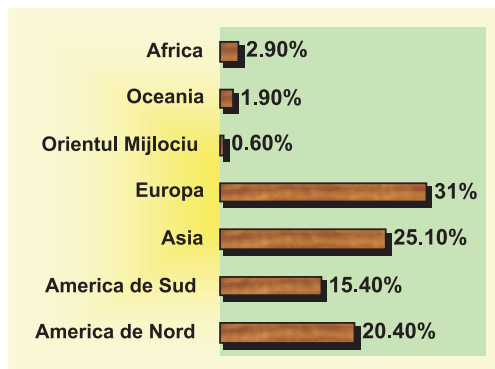


Fig. 3.2. Capacitățile hidroenergetice instalate până în a. 1999, divizate pe regiuni.

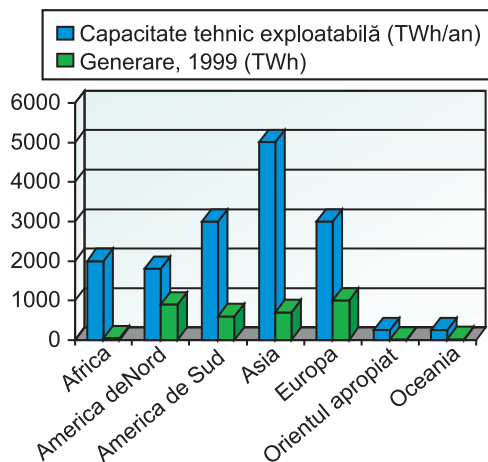


Fig. 3.3. Capacitățile hidroenergetice instalate până în anul 1999, divizate pe regiuni.

giei hidroelectrice pe anul 1999 pe regiuni globale sunt prezentate în fig. 3.3. 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. Acest lucru a avut un rol important în dezvoltarea economică și socială a Canadei pe parcursul ultimelor două secole. Conform diagramei din fig. 3.4, energia hidroelectrică este sursa principală de energie electrică din Canada,

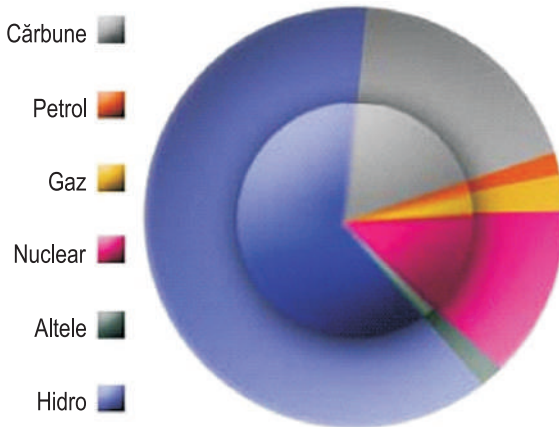


Fig. 3.4. Sursele de producere a energiei electrice în Canada.

reprezentând aproximativ două treimi din energia totală produsă. Cea mai mare parte (cca 59%) provine de la marile hidrocentrale [4], cum ar fi complexul gigant din regiunea Quebec James Bay, care are o capacitate de peste 15000 MW. Cum se observă din tabelul 3.2, Canada era în anul 2002 lider mondial în producerea energiei electrice hidraulice. Norvegia este, însă, țara în care 99% din energia electrică produsă este de origine hidroelectrică. În Noua Zeelandă, acest indiciu reprezintă 75%. Asia, cu cel mai

mare potențial energetic din lume, rămâne în urmă după gradul său de valorificare. Însă, dezvoltarea economică vertiginoasă din ultimul timp a Chinei a plasat-o pe locul întâi în lume în anul 2006. În acest context, prezintă interes informația privind țările principale, care contribuie esențial la producerea globală de energie hidroelectrică [5,6]:

- China – 416700 GWh (128570 MW instalați) (2006);
- Canada – 396700 GWh (68974 MW instalați);

Tabelul 3.2. Compararea internațională hidroelectrică, 2002.

Țara	Producție, GWh	Capacitatea, GWh
Canada	353000	67100
SUA	300000	76000
Brazilia	300000	64000
China	258000	82700
Rusia	174000	44700
Norvegia	121000	27600
<b>Total în lume</b>	<b>2740000</b>	<b>729000</b>

- Brazilia – 285603 GWh (57517 MW instalați) (1999);
- SUA – 260400 GWh (79511 MW instalați);
- Rusia – 169700 GWh (46100 MW instalați) (1999);
- India – 125126 GWh (33600 MW instalați) (2006);
- Norvegia – 180800 GWh (27528 MW instalați);

- Japonia – 88500 GWh (27229 MW instalați);
- Franța – 56100 GWh (25335 MW instalați).

Cele mai mari hidrocentrale din lume (v. tabelul 3.3) au capacitatea totală cuprinsă între 2...10 MW. Cea mai mare hidrocentrală cu capacitatea de 14 MW este construită pe râul Amazon, în Brazilia.

**Caracteristica hidroenergeticii.** Cele mai importante caracteristici ale hidroenergeticii pot fi sumate în următoarele:

1. resursele hidroenergetice au răspândire largă pe glob. Potențial hidroenergetic există în aproximativ 150 de țări și aproximativ două treimi ale potențialului fezabil din punct de vedere economic urmează să fie dezvoltat, în special în țările în curs de dezvoltare, unde aceste capacități sunt solicitate de urgență;
2. sunt utilizate tehnologii avansate, care au la bază o experiență seculară. Stațiile energetice moderne asigură un grad de conversiune extrem de eficient;
3. hidroenergetica este o sursă curată de energie. Ea are un rol major în reducerea emisiei de gaze cu efect de seră, prevenind arderea anuală a 22 mlrd galoane de petrol sau 120 mln tone de cărbune. Hidroenergetica este o sursă relativ mică de emisii atmosferice, comparativ cu combustibilii fosili;
4. hidroenergetica este cel mai eficient mod de generare a energiei electrice. Hidroturbinele moderne pot converti până la 90% din energia potențială a apei în energie electrică. Cele mai performante instalații bazate pe combustibili fosili au un randament de cca 50%. În SUA, energia electrică este produsă cu aproximativ 0,85 cenți/kWh. Aceasta constituie cca 50% din costul energiei electrice nucleare, 40% – din costul energiei electrice obținute prin arderea combustibililor fosili (cu excepția gazului), 25% – din costul energiei obținute din arderea gazului. Ea presupune costuri operaționale reduse și durată lungă de viață, comparativ cu alte posibilități de generare a electricității la scară largă. În diagrama din fig. 3.5 sunt reprezentate costurile aproximative comparative, la producerea 1 kWh de energie electrică din diferite surse. Cheltuielile cele mai mici (din cele 4 surse) se evidențiază în cazul energiei hidroelectrice. Cel mai important este faptul că din complexul de cheltuieli este exclusă o componentă de bază, cum ar fi cheltuielile pentru procurarea combustibilului. O dată ce investițiile inițiale au fost alocate în lucrările de construcție a barajului, durata de viață a hidrocentralei poate fi extinsă din punct de vedere economic printr-o mentenanță relativ ieftină și înlocuirea periodică a echipamentului electromecanic;
5. dacă hidrocentrala este integrată în dezvoltări multifuncționale, proiectul poate ajuta la satisfacerea altor necesități fundamentale umane (de exemplu, irigarea plantațiilor agricole, asigurarea casnică și industrială cu apă etc.). Rezervoarele de apă pot fi utilizate pentru alte utilizări, cum ar fi pescăriile, reglarea nivelului apei pentru navigație;



Tabelul 3.3. Cele mai mari hidrocentrale din lume.

Denumirea hidrocentralei	Țara	Timpul dării în exploatare	Capacitatea totală, MW	Producția anuală maximă de electricitate
Itaipu	Brazilia/ Paraguay	1984/1991/2003	14000	93.4 TW/h
Guri	Venezuela	1986	10200	46 TW/h
Barajul Three Gorges (2)	China	2004	9800(2006) 18200 (final)	84,7 TW/h
Grand Coulee	SUA	1942/1980	6809	22.6 TW/h
Sayano Shushenskaya	Rusia	1983	6721	23.6 TW/h
Krasnoyarskaya	Rusia	1972	6000	20.4 TW/h
Robert-Bourassa	Canada	1981	5616	
Churchill Falls	Canada	1971	5429	35 TW/h
Bratskaya	Rusia	1967	4500	22.6 TW/h
Ust' Ilinskaya	Rusia	1980	4320	21.7 TW/h
Yaciretá	Argentina/Paraguay	1998	4050	19.1 TW/h
Barajul Ertan	China	1999	3300	17.0 TW/h
Barajul Gezhouba	China	1988	3115	17.0 TW/h
Barajul Nurek	Tadjikistan	1979/1988	3000	
Volzhskaya	Rusia	1961	2541	12.3 TW/h
Barajul Ataturk	Turcia	1990	2400	
Zhiguliovskaya	Rusia	1957	2300	10.5 TW/h
Porțile de Fier	România/ Serbia	1970	2280	11.3 TW/h
Barajul Asuan	Egipt	1970	2100	
Barajul Tarbela	Pakistan	1976	2100	
Barajul Hoover	SUA	1936/1961	2080	
Cahora Bassa	Mozambic	1975	2075	
Barajul Karun III	Iran	2007	2000	4,1 TW/h

6. “Combustibilul” (apa) este regenerabil și nu are experiența nedorită de a depinde de fluctuația costurilor pe piață. Hidroenergetica poate asigura multor țări independență energetică.

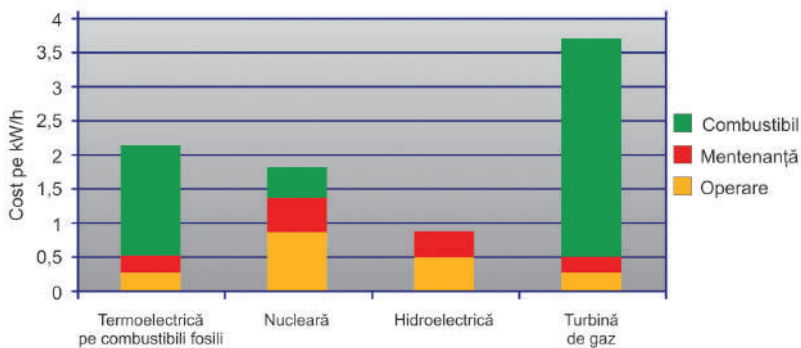


Fig. 3.5. Cheltuielile estimative de producere a energiei electrice pentru 1 kWh.

### 1.3 Macro- mini- sau microhidroenergetica?

Energia hidroelectrică globală reprezintă astăzi cca.715000 MWe sau aproximativ 19% din electricitatea globală (16% în anul 2003). Cu toate acestea, macrohidroenergetica nu constituie o perspectivă majoră pentru viitorul producției de energie în țările dezvoltate din punct de vedere industrial din diferite considerente, cum ar fi cel al mediului.

Construirea barajelor pe râuri a creat mari probleme de mediu și sociale. Formarea artificială a unor imense rezervoare de apă prin bararea marilor artere ale Terrei a condus la modificarea climei și faunei în regiune, la dereglarea proceselor de migrațiune a unor specii de pești, la crearea unor surse generatoare de gaze cu efect de seră (formarea și eliminarea în atmosferă a metanului). Mai multe studii recente ale rezervoarelor mari de apă create de barajele hidrocentralelor, au demonstrat că procesele de putrefacție a vegetației acvatice pot conduce la eliminarea în atmosferă a unor cantități de gaze cu efect de seră, echivalent cu cel de la alte surse de energie electrică [7]. De exemplu, în regiunile tropice, macrohidroenergetica poate conduce la emisia gazelor cu efect de seră, comparabilă cu emisiile electrocentralei bazate pe combustibilii fosili. Conform datelor lui Philip Fearnside (cercetător al Institutului Național de Cercetări din Brazilia), în primii 10 ani de funcționare, centrala hidroelectrică ar putea efectua emisii de gaze de patru ori mai mult 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 mlrd dolari, propus pentru râul Kongo. Hidrocentralele la scară mică fără baraje și rezervoare nu sunt surse de aceste gaze cu efect de seră.

Cel mai mare impact al barajelor hidroelectrice este inundarea unor terenuri agricole sau păduri vaste. Barajul Grande proiect din regiunea James Bay din Quebec a inundat cca 10000 km<sup>2</sup> de terenuri, care se vor mări conform planurilor de largire, atingând o suprafață mai mare decât a Elveției. Inundarea unor teritorii întinse riverane râurilor au creat mari probleme sociale, zeci de localități fiind inundate, iar sute de mii de locuitori ai acestor localități – strămutați (fig. 3.6).

Barajele mari și rezervoarele pot conduce la alterarea calității apei prin acumularea unor cantități mari de mâl și diverse bacterii. Bacteriile prezente în vegetația în stare de putrefacție pot schimba

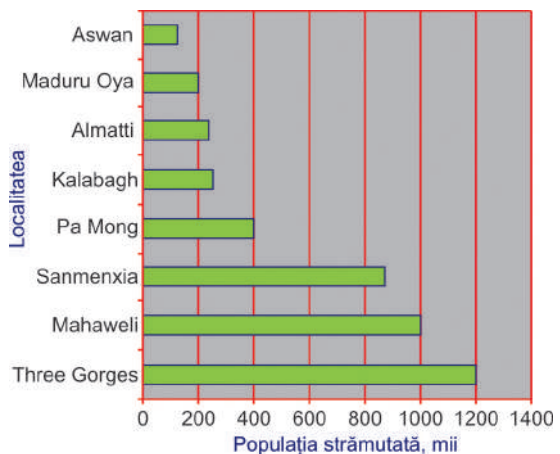


Fig. 3.6. Strămutarea locuitorilor ca urmare a construcției barajelor.

starea mercurului existent în rocile din care sunt construite barajele, în forme solubile în apă. Acest mercur acumulat în corpul peștilor prezintă un grav pericol pentru sănătatea celor care îl consumă. De exemplu, hidrocentrala Three Gorges Dam (fig. 3.7), a cărei construcție a fost lansată în anul 1993 pe râul Yangtze, China, și a durat 13 ani, având o capacitate combinată generatoare de 18,2 mln kW are 2309 m lungime și 185 m înălțime. Numărul populației transferate a atins cifra de 1,2 mln de persoane [8,9].

**Tabelul 3.4.** Analiza viabilității economice a diferitelor tipuri de energie la capacitatea de 10 kW.

Tipul energiei	Costul
Microhidro	0,21\$/kWh
Eoliană	0,48\$/kWh
Diesel	0,8\$/kWh
Prin extensiunea rețelei	1,02\$/kWh

simplitatea relativă a sistemelor de conversiune a acestei energii. De asemenea, densitatea apei este considerabil mai mare decât, de exemplu, a aerului și, deci, conține în sine o cantitate mai mare de energie. Energia cinetică a apei este disponibilă 24 din 24 de ore. Nu exercită poluare sonică asupra mediului. Nu afectează viețuitoarele acvatice. Noile legi ale mediului afectat de pericolul încălzirii globale consideră obținerea energiei din stațiile hidraulice mici mult mai relevantă. Utilizarea potențialului hidroenergetic la scară foarte mică este argumentată și din punct 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 tabelul 3.4. În cazul microenergeticii sunt, de asemenea, eliminate cele mai negative efecte asupra mediului, asociate cu marile hidrocentrale [10].

Aceste minihidrocentrale pot satisface necesitățile energetice ale consumatorilor,



**Fig. 3.7.** Hidrocentrala Three Gorges Dam, Yichang, China.

O utilizare mai eficientă a energiei hidraulice, din punct de vedere al impactului ecologic și social, este conversia energiei cinetice a apei curgătoare a râurilor fără construcția barajelor. Care sunt principalele atuuri ale acestui tip de energie? În primul rând,

în special ale celor din spațiul rural. Industria locală trebuie să fie încurajată să utilizeze această electricitate pentru dezvoltarea lor durabilă. 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 3.5 se prezintă starea dezvoltării hidroenergeticii la scară mică (<10MW) la sfârșitul anului 1999. Un succes

important în acest sens îl au țările din America Latină care, în urma finalizării construcției și conform prognozelor, vor dubla producția anuală de energie. Conform opiniei specialiștilor, 1 kW de putere instalată a microhidrocentralelor constituie 400–500\$ cu o eficacitate de 40–50% și un termen de răscumpărare 1-2 ani.

**Tabелul 3.5.** Hidroenergetica: starea dezvoltării la sfârșitul anului 1999 la scară mică (<10MW).

Regiunea	Capacitate exploatabilă economic	În operare		În construcție sau planificate	
		Capacitate	Producție actuală în 1999	Capacitate	Producția probabilă anuală
	GWh/an	MW	GWh	MW	GWh
<b>Africa</b>	351	15	53		
<b>America de Nord</b>	41 157	3 698	12 934	152	570
<b>Canada</b>	41 157	865	4 410	100	570
<b>SUA</b>		2 537	7 456	52	
<b>America de Sud</b>		1 566	7 563	1 639	7 897
<b>Asia</b>	2587	3 722	886	689	3239
<b>Europa</b>	26752	8 979	23 730	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 WEC în 2000/2001.

Microhidrocentralele au fost utilizate extensiv în trecut pentru diferite aplicații practice sau pentru aprovizionarea cu energie electrică a unor orașele. Mai târziu, datorită costurilor reduse ale combustibililor fosili, scării economice a macrohidroenergeticii și cantităților masive de energie solicitate, microhidrocentralele au fost parțial abandonate. În zonele izolate era preferată instalarea unităților diesel sau trasarea rețelei în locul microhidrocentralelor. Argumentul de bază îl reprezentau costurile investiționale mari. Astăzi, când prețurile la combustibilii fosili cresc continuu, ca și cheltuielile pentru protejarea mediului ambiant, microhidrocentralele câștigă în competiția privind asigurarea cu energie, în primul rând, a localităților și obiectivelor izolate. Ele oferă, de asemenea, avantaje adiționale, deoarece sunt prietenoase mediului, nu necesită lucrări civile complementare largi, cum ar fi căile de acces, localuri temporare pentru muncitori etc.

Nu oricine este suficient de norocos pentru a avea un râu în apropierea casei sale, însă pentru cei care fac parte din această categorie, microhidro-turbinele sunt cea mai ieftină sursă de energie alternativă. Orice turbină mică poate produce energie non-stop atâta timp cât există apă, indiferent de condițiile meteo.

În contextul actual pot fi subliniate următoarele avantaje principale ale microhidrocentralelor:

- sunt potrivite pentru cerințe mici de putere, descentralizate (industria ușoară, ferme private și întreprinderi, comunități rurale) și pentru operații externe rețelei principale;
- necesită rețele de distribuție de joasă tensiune 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;
- perioada scurtă de construcție cu materiale locale și utilizarea abilităților populației din zonă pot avea un impact considerabil asupra calității vieții rurale;
- flexibilitatea lor, în special în ceea ce privește adaptarea la încărcări variabile în funcție de debitul affluent, le transformă în componentă privilegiată în orice sistem energetic integrat;
- centralele pot rezista o perioadă îndelungată. Unele au peste 70 de ani și sunt încă în stare de funcționare. Centralele pregătite să intre în funcțiune în viitorul apropiat pot înregistra o durată de viață chiar mai lungă și pot servi consumatorii timp de mai multe generații, fără a polua atmosfera;
- investițiile în hidrocentralele mici s-au dovedit sigure și de nădejde de mai multe zeci de ani.

Utilizând apa ca resursă primară, producția de energie electrică este un proces de conversie energetic, în care apa este un mijloc eficient de transmitere și transformare a potențialului gravitațional al curgerii în energie mecanică și electrică.

#### 1.4. Calculul potențialului energetic cinetic al apei

Cum este captată această energie cinetică a apei? În principiu, sistemele mecanice de captare a acestei energii sunt relativ simple. Un sistem de pontoane, constituite din obiecte plutitoare, legate între ele prin intermediul unei structuri metalice, pe care este montat un rotor multipal, ale cărui pale, de cele mai multe ori, au în secțiune profil hidrodinamic. Forma și construcția paletelor poate fi calculată la parametrii cinematici ai apei. Oscilațiile momentului de torsiune sumară pot fi reduse prin utilizarea roții-volant sau prin utilizarea unor soluții constructive și de orientare a paletelor. Din punct de vedere al conversiei energiei cinetice a apei curgătoare, utilizarea soluțiilor tehnice de orientare a paletelor în poziții optime față de curenții de apă, poate conduce la creșterea momentului de torsiune precum a puterii generate. Este cunoscut faptul că puterea crește la cub, comparativ cu viteza de curgere a apei. Utilizarea vitezelor mari ale apei curgătoare sau crearea, prin anumite sisteme, a acestor viteze, de asemenea, poate conduce la sporirea puterii generate. Un surplus de energie în limitele valorii teoretice a coeficientului Betz ( $<0,59$ ) poate fi obținut prin utilizarea unor noi soluții constructive privind construcția paletelor rotorului.

Energia cinetică este un fenomen extraenergetic, deoarece ea apare datorită mișcării. Ea este definită ca fiind lucrul necesar pentru accelerarea unui corp. Având această energie pe durata accelerării sale, corpul menține această energie cinetică până la schimbarea vitezei lui. Etimologia cuvântului „*cinetic*” este de origine greacă și înseamnă „*mișcare*”. Termenii „*energie cinetică*” și „*lucru*” și prezența lor în mediul științific începe cu mijlocul secolului XIX<sup>lea</sup>. Cea mai timpurie înțelegere a acestei idei poate fi atribuită lui Gaspard–Gustav Coriolis care, în 1829 a publicat lucrarea intitulată „*Du Calcul de l'Effet des Machines*”, definind aparatul matematic al energiei cinetice. Mai târziu, William Thomson (lordul Kelvin) a confirmat în anul 1849 utilizarea acestui termen de „*energie cinetică*”.

Energia cinetică poate fi înțeleasă mai bine prin exemplele care demonstrează cum aceasta se transformă în alte tipuri de energie. Sub aspect nonrelativistic, lucrul reprezintă accelerația sau încetinirea particulei într-un interval de timp infinit estimal care este prezentată de:

$$\begin{aligned} F \cdot dx &= F \cdot v dt = \frac{dp}{dt} \cdot v dt = v \cdot dp = v \cdot dm v = \\ &= \frac{m}{2} d(v \cdot v) = \frac{m}{2} dv^2 = d\left(\frac{mv^2}{2}\right) \end{aligned} \quad (3.1)$$

Prin integrarea relației (2.1), rezultă energia cinetică:

$$E_k = \int F \cdot dx = \int v \cdot dp = \frac{mv^2}{2} \quad (3.2)$$

Sub aspect nonrelativistic trebuie să se modifice expresia (3.2) pentru momentul liniar. Integrând pe părți, se obține:

$$\begin{aligned} E_k &= \int v \cdot dp = \int v \cdot d(m\gamma v) = m\gamma v \cdot v - \int m\gamma v \cdot dv = \\ &= m\gamma v^2 - \frac{m}{2} \int \gamma \cdot d(v^2) \end{aligned} \quad (3.3)$$

Înlocuind  $\gamma = (1 - v^2/c^2)^{-1/2}$ , se obține:

$$\begin{aligned} E_k &= m\gamma v^2 - \frac{-mc^2}{2} \int \gamma \cdot d(1 - v^2/c^2) = \\ &= m\gamma v^2 + mc^2 (1 - v^2/c^2)^{1/2} + C \end{aligned} \quad (3.4)$$

sau

$$\begin{aligned} E_k &= m\gamma \left( v^2 + c^2 \left( 1 - v^2/c^2 \right) \right) + C = \\ &= m\gamma \left( v^2 + c^2 - v^2 \right) + C = m\gamma c^2 + C \end{aligned} \quad (3.5)$$

Constantele de integrare se obțin din observația că  $\gamma = 1$ , dacă  $v = 0$ , obținându-se o formulă uzuală:

$$E_k = m\gamma c^2 - mc^2 = \frac{mc^2}{\sqrt{1 - v^2/c^2}} - mc^2. \quad (3.6)$$

Fluidul în acțiune conține energie potențială sau energie cinetică. Energia potențială este prezentă în barajele hidroelectrice și poate fi captată prin trecerea apei pe o cale controlată. În acest caz, puterea este caracterizată de masa torentului de apă:

$$\frac{E}{t} = \frac{m}{t} gh \quad (3.7)$$

Substituind  $E/t$  cu  $P$  și expresia  $m/t$  în termeni de volum al lichidului în mișcare într-o unitate de timp (rata curentului de fluid  $\varphi$ ) și densitatea apei, se obține o formă uzuală a expresiei (3.7):

$$P = \rho \varphi gh \quad (3.8)$$

Pentru  $P$  în  $W$ ,  $\rho$  se măsoară în  $kg/m^3$ ,  $\varphi$  se măsoară în  $m^3/s$ ,  $g$  se măsoară în  $m/s^2$ , iar  $h$  se măsoară în metri.

O serie de sisteme hidroenergetice, cum sunt roțile de apă, pot genera energie din viteza de curgere a apei fără necesitatea de a schimba înălțimea ei. În acest caz, energia disponibilă pentru convertire este energia cinetică a fluxului de apă:

$$P = \frac{1}{2} \rho \varphi g v^2 \quad (3.9)$$

unde  $v$  este viteza de curgere a apei.

Substituind  $\varphi = A \cdot v$ , unde  $A$  este aria secțiunii prin care trece apa, se obține:

$$P = \frac{1}{2} \rho A v^3 \quad (3.10)$$

Unele tipuri de roți de apă pot capta ambele tipuri de energie.

Pentru colectarea acestei energii se utilizează câteva principii fizice. Impulsul turbinei schimbă direcția unui fluid cu viteză mare. În consecință, fluidul intră în turbină și iese din ea cu o energie cinetică diminuată.

Aplicativ la turbinele hidraulice, în funcție de realizarea lor constructivă, energia cinetică a fluidului este transformată în energie mecanică, folosind impulsul turbinei sau forța de reacție a turbinei (fig. 3.8).

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 paletelor. Turbinele Francis și majoritatea turbinelor de abur folosesc acest concept. Proiectanții de turbine vor utiliza ambele concepte în funcție de condițiile inițiale. O altă formă de reacție este efectul hidrodinamic al profilului paletelor, utilizat de proiectanți pentru ridicarea eficienței energetice a turbinelor.

Metoda clasică de proiectare a turbinei a fost dezvoltată la mijlocul secolului XIX<sup>-lea</sup>. La început au fost utilizate metode grafice de calcul. Utilizarea relațiilor de calcul pentru dimensionarea părților turbinelor permit proiectarea unor turbine eficiente pentru orice condiții de curgere a fluidului. Unele calcule se bazează pe formule empirice, iar altele – pe mecanica clasică. Metodele moderne de proiectare sunt de neconceput fără utilizarea calculatorului. Posibilitățile de modelare și simulare ale calculatoarelor performante dotate cu softuri moderne permit proiectarea 3D a turbinelor, modelarea dinamică a turbinelor, modelarea numerică și simularea interacțiunii fluidului cu paletetele turbinelor pentru diverși parametri geometrici ai părților turbinelor, cinematici și de vâscozitate ai fluidului.

Un parametru caracteristic al turbinelor hidraulice este factorul de sarcină, care reprezintă raportul dintre energia anuală generată și capacitatea anuală instalată:

$$\text{Factorul de sarcină} = \frac{\text{Energia generată pe an (kWh/an)}}{\text{Capacitatea instalată (kW)} \times 8760 \text{ h/an}}$$

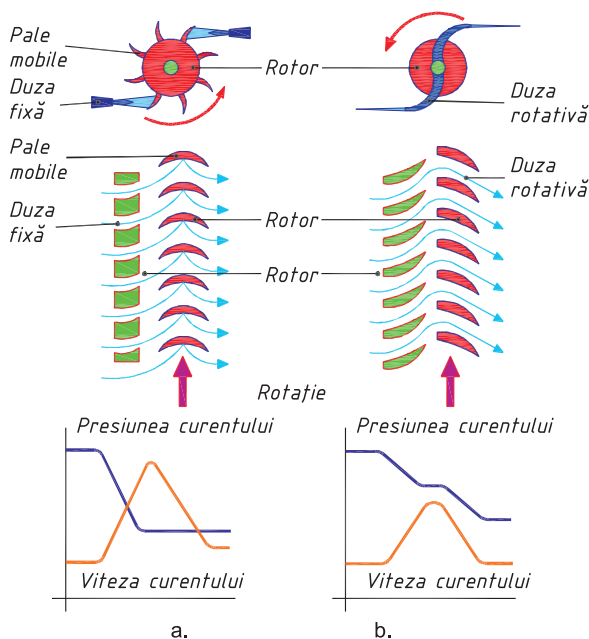


Fig. 3.8. Colectarea energiei cinetice a apei prin utilizarea impulsului sau a forței de reacție.



O primă estimare despre modul în care factorul de sarcină oscilează în funcție de fluxul proiectat este prezentată în tabelul 3.6.

**Tabelul 3.6.** Dependența dintre factorul de sarcină și fluxul proiectat.

Fluxul proiectat $Q_0$	Factorul de sarcină (FS)
$Q_{nom}$	40%
$0.75 Q_{nom}$	50%
$0.5 Q_{nom}$	60%
$0.33 Q_{nom}$	70%

Energia anuală produsă este estimată utilizând factorul de sarcină, prin relația:

$$Energia(kWh/an) = P(kW) \times FS \times 8760.$$

La etapa de elaborare, proiectantul este pus în situația de a face alegerea optimă: alege o turbină mai mare, care va produce mai multă energie, însă va lucra cu un factor de sarcină mai mic sau o turbină mică, care va produce mai puțină energie, dar cu un factor de sarcină mai înalt. Factorul de sarcină pentru majoritatea microhidroturbinelor trebuie să fie în limitele 50...70%, pentru a obține o recuperare satisfăcătoare a investițiilor.

### 1.5. Estimări prealabile ale parametrilor potențialului hidroenergetic cinetic al râului Prut

Fiind o resursă complexă, energia este cheia succesului în căutarea unei dezvoltări continue durabile a societății umane. Între 1991-2001, consumul total de energie electrică în Republica Moldova a scăzut cu 80%. Intensitatea energiei în Economia Națională a scăzut de la 2,3 t.c.f./1000 USD în 1991, până la 1,9 t.c.f./1000 USD în 2002. În prezent, Republica Moldova depinde în mare măsură de livrările gazelor naturale din Rusia.

Efectele poluării aerului și ale schimbărilor climaterice asupra mediului înconjurător impun în mod pregnant necesitatea explorării cât mai sporite a resurselor regenerabile de energie. Utilizarea resurselor energetice regenerabile pentru Republica Moldova, care nu dispune de carburanți fosili proprii, este importantă atât din punct de vedere economic și ecologic, cât și politic. Captarea energiei potențiale a apelor prin construirea barajelor nu este oportună pentru Republica Moldova, deoarece periclitează serios echilibrul ecologic, care și așa este instabil (defrișarea anterioară a pădurilor a creat situația că doar cca 10,7% [11] din terenuri au rămas împădurite) și va duce la ocuparea de noi terenuri de către lacurile de acumulare a apei. O sursă importantă de energie regenerabilă este energia cinetică a râurilor. În Republica Moldova există trei râuri cu potențial hidroenergetic explorabil. Conform datelor 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 a râului Nistru se află cca 40 de comune 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 Prut se află cca 80 de comune rurale cu o populație de cca 200000 oameni.

**Pe râul Răut:** Cea mai mare înălțime este de 79 m (în regiunea comuna 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 a râului Răut se află cca 50 de comune rurale cu o populație de cca de 70000 persoane.

În acest context, un obiectiv aparte îl reprezintă studierea mai detaliată a potențialului energetic cinetic al râurilor Republicii Moldova – Nistru, Prut și Răut, care au un potențial energetic explorabil. Având în vedere importanța cercetărilor științifice în domeniu pentru Republica Moldova, la Universitatea Tehnică a Moldovei a fost creat Centrul de Elaborare a Sistemelor de Conversiune a Energiilor Regenerabile (CESCER).

Pentru efectuarea cercetării potențialului hidroenergetic cinetic al râurilor, Centrul a fost dotat cu un aparat performant de măsurat viteza apei *Flow Probe FP201*. Pentru început, măsurările au fost efectuate pe râul Prut (fig.3.9). Alegerea este dictată de următoarele considerente:

- râul Prut este râu de frontieră între Republica Mol-



**Fig. 3.9.** Harta potențialului energetic al râului Prut:

- – comuna Stoieniști unde va fi instalată stația-pilot a minihidrocentralei;
- – zonele în care s-au efectuat măsurările vitezei apei pe râul Prut ( $cu v > 1m/s$ ).

dova și România, care din a. 2007 a devenit parte componentă a Uniunii Europene;

- pe ambele maluri ale râului Prut sunt localizate localități destul de dens, fapt ce poate permite extinderea cercetării în domeniu cu finanțare prin proiecte regionale ale Uniunii Europene.

Prutul, primul afluent al Dunării, începe pe coastele nord-estice ale Munților Carpați, la o înălțime de 1580 m și curge prin platoul geografic al Republicii Moldova. Lungimea totală a râului este de 950 km cu un bazin de recepție de 28400 km<sup>2</sup> și un debit de 86 m<sup>3</sup>/s. Pe distanța de 900 km de la gură, râul reprezintă o frontieră naturală între Republica Moldova, România și Ucraina. Secțiunea râului Prut, de la izvor și până la gura din munți, are un debit înalt.

Mai jos de orașul Cernăuți (Ucraina) începe porțiunea cu debit mediu a râului, care dă într-o vale. Lățimea văii în această regiune este de 5–6 km. Malurile sunt joase și inundabile. Fluxul râului, în partea sa de mijloc, este puternic și, în perioada inundațiilor, își creează o nouă albie.

Regiunea cu debit mediu se extinde până la orașul Ungheni și are o lungime de 380 km. Porțiunea descendentă a râului Prut, din orașul Ungheni până la gurile râului, are o lungime de 396 km. Regiunea are mai multe văi neimportante, lățimea văii fiind de 10–12 km. Pe o porțiune mare cu debit scăzut, râul inundă albiile. Prevenind inundațiile, pe anumite porțiuni, râul face canale, în perioada de reflux se pot observa canale de scurgere și spălarea lor parțială. Sistemul de afluenți ai râului nu este important. El este creat din izbucniri în istmuri radiculare. În această regiune deseori au loc alunecări de teren, uneori chiar foarte serioase, ca de exemplu în 1981, când în preajma localității Taxobeni printr-o alunecare de teren aproape s-a acoperit tot râul. Sinuozitatea râului este pronunțată, cu un coeficient mediu al cotiturilor egal cu 2. Fundul râului este neregulat, acoperit pe alocuri cu pietriș, în care deseori se pot întâlni bolovani separați sau chiar acumulări de pietre. Pe malurile râului cresc copaci și tufișuri.

Perioada de îngheț a râului în timpul lunilor de iarnă este caracterizată de o instabilitate a temperaturii. Pe cea mai mare suprafață a râului pot fi observate blocuri temporare de gheață. Plăci de gheață mai stabile au fost observate de 2–3 ori în zece ani. Gheața se topește în medie la sfârșitul lui februarie, iar apariția sa poate fi observată către sfârșitul lunii noiembrie. Grosimea gheții este în medie de 0,26–0,35 m, iar în iernile foarte reci poate să ajungă la 60 cm. În medie, râul este navigabil pe o perioadă de 266 de zile, din care 50–60 de zile râul se revarsă, iar timp de 190–210 de zile râul este liniștit.

Temperatura medie anuală a aerului în zonele muntoase ale bazinului râului este de aproximativ +7°C. În regiunea deluroasă a bazinului, temperatura este de +10°C. Maxima absolută a bazinului este de +40°C, minimumul absolut este de -31°C. În zona muntoasă a râului, precipitațiile anuale ating nivelul de 800 mm.

În celelalte porțiuni ale râului, nivelul precipitațiilor variază de la 600 la 300 mm. Cea mai mare parte a precipitațiilor revine sezonului de primăvară – vară. Precipitațiile atmosferice sunt sursa principală de apă din regiunea râului Prut. Nivelul apei în râu crește, în special, în perioada verii. Nivelul său este mărit în perioada vară – toamnă cu 50% din precipitațiile anuale, drept urmare a ploilor.

Oscilația nivelului apei din râul Prut depinde de fluctuațiile precipitațiilor atmosferice pe întreaga durată a anului: primăvara, vara, toamna și uneori iarna. Revărsările de primăvară cresc sub influența ploilor din această perioadă și se încheie în februarie-aprilie. Revărsările de vară sunt mai importante cantitativ; mai puternice sunt revărsările din lunile iulie și august. Nivelul maxim al zăpezii și al revărsărilor de după ploi a fost înregistrat în regiunea satului Brănești (7,8 m) și a orașului Leova (3,9-4,2 m). Conform datelor Hidrometeo, cea mai mare înălțime topologică a râului 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.

Pentru efectuarea măsurărilor vitezei apei pe diferite porțiuni ale râului Prut a fost utilizat aparatul de măsurare a vitezei apei *FP 201 Global Water Flow Probe Digital Velocity Meter*, produs de firma IRIS Instruments, SUA (fig. 3.10). Construcția telescopică a aparatului permite măsurarea vitezei de curgere a apei la diferite adâncimi.

Aparatul de măsurat viteza apei *Flow Probe FP201* (în continuare *FP201*) este destinat determinării vitezei maxime și medii a apei curgătoare. *FP201* este calibrat și certificat de producător (Global Water Instrumentation, Inc.). Râul Prut părăsește regiunea de munte la Deleatin, unde valea sa se lărgeste în formațiunile molasei neogene, iar mai în aval pătrunde în zona de podiș, alimentându-se din ambele părți cu apele râulețelor afluenți (fig. 3.11).

În valea sa largă, până la hotarul cu Republica Moldova, se observă o aluvionare puternică, lunca râului având o abundență de ape freatice de bună calitate.

În amonte de intrarea pe teritoriul Republicii Moldova, râul colectează o serie de afluenți importanți dinspre Carpații Beschido – Maramureșeni, cum sunt Prutețul,



Fig. 3.10. FP 201 Global Water Flow Probe.

Liucica, Piștinka, Râbnița și Ceremușul sau Ceremșan (cel mai mare afluent montan compus din Ceremușul Negru și Alb). Din stânga nu primește afluenți mai de seamă din Carpați, în schimb râurile aferente dinspre Podișul Podolo – Moldav se dezvoltă tot mai amplu spre sud (Turca, Cerneava, Sovița, Sada, Rarancea, Rakitna și Rângaci).

La alegerea locului instalării microhidrocentralelor trebuie să se țină cont de următoarele condiții:

- viteza de curgere a apei să fie explorabilă din punct de vedere economic (mai mare de 1 m/s);
- prezența în apropiere a localităților rurale și a unor agenți economici – potențiali consumatori ai energiei produse;
- investiții capitale minime pentru construcția locului de ancorare a microhidrocentralei.

În acest scop:

- a fost efectuată o analiză amplă a datelor serviciului Hidrometeo;
- au fost organizate o serie de expediții pe râul Prut pentru efectuarea măsurărilor.

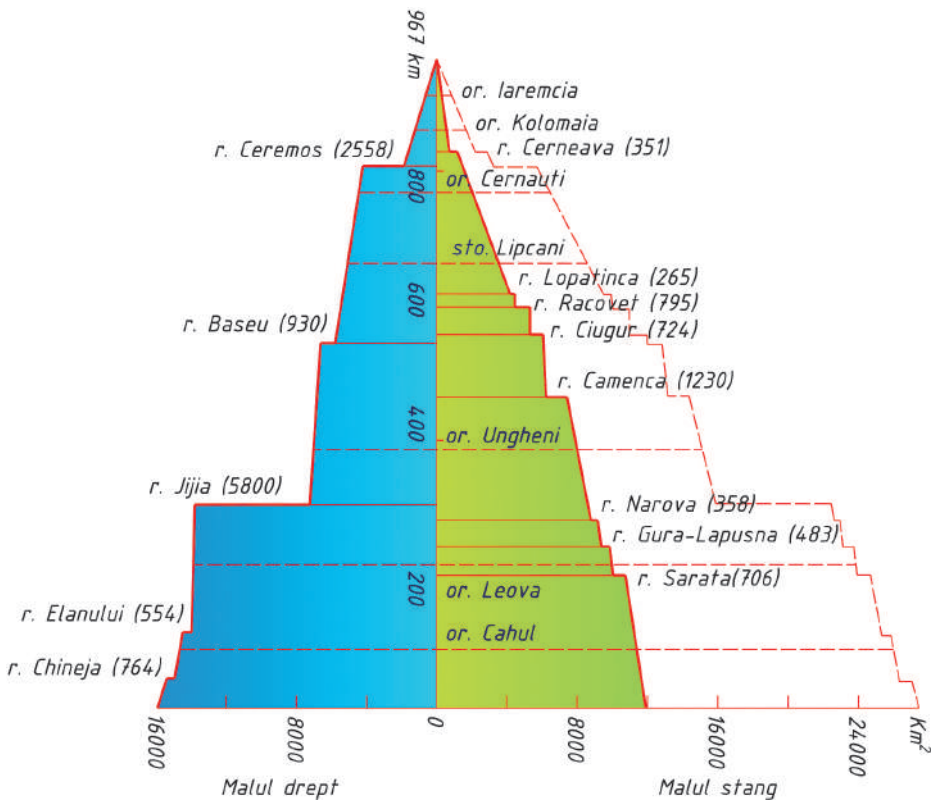


Fig. 3.11. Schema de alimentare a râului Prut din ambele părți cu apele râulețelor-afluenți.

Unele selecțiuni din informațiile prezentate de serviciul Hidrometeo și alte surse:  
Sectoroarele pe râul Prut cu viteze de curgere a apei de peste 1 m/s sunt următoarele:

*Sectorul Criva – Costești:*

*Sectorul Costești – Ungheni:*

*Sectorul Ungheni – Leova:*

*Sectorul Leova – Giurgiulești:*

**Sectorul Ungheni.** La Ungheni, în zonele prizelor de apă și lângă stațiile de pompare s-au înregistrat valori medii ale vitezei cuprinse între 0,75 – 1,05 m/s la 2,5 – 4,5 m de la mal și o adâncime de până la 1,5 m. A fost cercetat sectorul râului Prut de la comuna Măcărești – Frăsinești (Ungheni) până la comuna Bălăurești (Nisporeni).

**Sectoarele Grozești, Zberoaia, Bălăurești.** Locul cel mai îngust pe acest sector se află după comuna Frăsinești, spre comuna Bărboieni, unde s-au înregistrat viteze de aproximativ 2 m/s. Din cauza acestei îngustări, la debite mari se produceau inundații. În scopul evitării inundațiilor a fost executat un canal de derivație din partea malului opus. Energia electrică convertită din energia cinetică a apei poate fi consumată de pichetul de grăniceri din apropiere.

În comuna Grozești au fost stabilite trei locuri posibile cu viteze sporite: două lângă prizele stațiilor de pompare și alta amplasată în preajma stației de alimentare cu apă (în prezent nu funcționează din cauza lipsei energiei electrice). Zone ale râului cu viteze mai mari de curgere a apei (1,2...1,4) m/s se află și în partea de jos a comunei Grozești.

În comuna Bălăurești au fost înregistrate valori relativ mari ale vitezei apei la caturile râului, unde se pot aplica canale mici de derivație cu lungime până la o sută de metri. Poate fi folosit și locul din preajma stației de pompare destinată irigației, aflată pe malul râului.

**Sectoarele Cahul, Giurgiulești.** A fost investigat sectorul râului Prut de la comuna Giurgiulești până la comuna Manta din raionul Cahul: în localitățile Chișlița – Prut, Slobozia Mare, Văleni, Brâza, Colibaș, Vadul lui Isac. Viteze medii ale apei de (1,1...1,2) m/s au fost înregistrate în comuna Brâza (postul hidrometric) mai jos de partea superioară a pilonului nr. 14. Lățimea râului în punctele de monitorizare este de aproximativ 40-60 m. Observările și măsurătorile vitezelor au fost efectuate în locurile cu potențiali consumatori de energie sau apă pentru irigație și alimentare cu apă. De-a lungul râului sunt amplasate stații de pompare și/sau conducte, care se folosesc pentru pomparea apei din râul Prut spre casele locuitorilor sau terenurile agricole. Măsurările s-au efectuat de pe mal și din barcă (v. fig.3.12).

**Condițiile de aplicare a observărilor hidrometrice.** Viteza apei a fost măsurată cu aparatul *Flow Probe FP 201* de pe mal, la distanță de 3-5 m, de pe plută (Leova, Ungheni, Taxobeni, Costești, Bădrajii Vechi), la Duruitoarea și Stoienești – de pe ponton până la 15 m și la Colibaș de pe barcă, 25 m de la mal.



Fig. 3.12. Măsurările vitezei apei râului Prut.

Adâncimea de măsurare a vitezei apei s-a limitat la 1,5 m, egală cu submersarea palei microhidrocentralei. Adâncimea apei la o distanță de 5 m de la mal în diferite locuri la momentul măsurărilor oscila între 1,8–3,8 m.

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 3.7. Din observări și măsurări s-a constatat că valorile mai mari ale

vitezei apei se atestă la coturi și în locuri înguste sau praguri. La începutul și finalul măsurărilor adâncimii sau ale vitezelor s-a măsurat nivelul apei față de un nivel constant, prin care apoi s-a stabilit legătura cu datele observărilor de la punctele hidrometrice pe porțiunea de râu studiată. În tabelul 3.7 au fost incluse sectoarele râului Prut (pe localități), care se află în apropierea caselor de locuit sau grădinilor, stațiilor de pompare, bazinelor de acumulare a apei, altor obiective, care pot fi potențiali consumatori ai energiei produse prin conversia energiei cinetice a apei râului. Pentru alegerea locului instalării microhidrocentralor au fost efectuate investigații suplimentare în sectoarele:

**Sectorul: gura râului Jijia – comuna Stoieniști.** Valea râului este slab sinusoidală, lățimea de 7-8,5 km, iar în comuna Tochile – Răducani se întinde până la 5,2 km. Lunca pe ambele părți, până la comuna Pogănești este îndiguită și destelenită. Mai jos de comuna Sărata – Răzeși, pe luncă se întâlnesc iazuri mici și sectoare mlăștinoase, pe partea de litoral pădurea deasă se transformă în arbuști. Solurile sunt argiloase și nisipoase. Albia puternic sinusoidală, neramificată, la intervale mici peste 2-5 km se întâlnesc bancuri de nisip. Lățimea preponderentă a râului este de 50-70 m, la 2 km mai jos de râul Sărata, lățimea este de 120 m, iar în comuna Broscăești, de 40 m. Adâncimea variază de la 0,7 până la 7,3 m, predominant fiind valorile cuprinse între 3-5 m. Malurile râului sunt abrupte cu înălțimea de 3-4 m, fiind acoperite cu păduri și arbuști.

**Sectorul: comuna Stoieniști – gura Dunării.** Pe sectorul de 160 km lungime, valea este slab sinusoidală, cu lățimea de 7 – 8,5 km, pe alocuri crește până la 12 km. Panta stângă este convexă cu înălțimea de 80 – 120 m. În c. Brânza, panta stângă tinde spre un caracter mai pronunțat și este acoperită cu vegetație de stepă. Între comuna Zârnești și orașul Cahul se întâlnesc terase cu lățimea de 1 – 1,5 km, cu trepte abrupte, având lungimea de 6 – 12 km. Panta și terasele sunt bine formate, preponderent cu soluri argiloase.

**Tabelul 3.7.** Viteza apei pe râul Prut în diferite zone caracteristice (măsurătorile au fost efectuate de colectivul de autori în perioada mai – noiembrie 2004).

Nr. crt.	Localitatea	Viteza, m/s	Semne de hotar	Alte referințe în apropiere	Notă
1	2	3	4	5	6
1	Giurgiuiești	0,8/1,0	1329-1334	SpM, Spm,vama, pod	Pichet de grăniceri
2	Châșlița – Prut	1,0/1,2	1323	Canal – derivație	
3	Slobozia Mare	0,7/0,9	1320	Canal – derivație	Pichet de grăniceri
4	Văleni	0,8/1,1	1299/1300	Prag, SpM	
5	Brânza	0,9/1,1	1296/1297	Spm	Punct hidrometric
6	Colibași	1,0 /1,3	1291-1294	SpM, Spm, BA	Măsurat din barcă
7	Cahul	0,8/1,1	1270	SpA+priză, pod	Pichet de grăniceri
8	Gotești	0,9/1,2		SpM, Sp2, BA	
9	Stoieniști	1,1/1,3		Spm–pont, pod, vama,	Pichet de grăniceri
10	Cantemir	0,8/1,1		SpA+priză	
11	Leca	1,0/1,2			
12	Antonești	1,1/1,3			
13	Leova	0,9/1,1	1188-1192	SpA,SpC,SE, plută	Pichet, punct hidrometric
14	Sârma	0,8/1,0	1181		
15	Tochile–Răducani	0,9/1,1	1175, 1178	SpM,	
16	Sărata – Răzeși	0,8/1,0	1168-1174		Pichet de grăniceri
17	Pogănești	1,0/1,3	1160-1167	SpM, cot brusc	17
18	Cioara	0,8/1,1	1156-1159	Sp1,Sp2	
19	Dancu,Călmățui	0,9/1,2	1153-1155	SpM, cot brusc	
20	Leușeni	0,8/1,1	1145-1152	SpM, cot brusc, vama	Pichet de grăniceri
21	Drănceni (Rom)	0,7/1,0		Cot	Punct hidrometric
22	Cotul Morii	0,8/1,1	1137	Mal abrupt, pădure, Sp	Pichet de grăniceri
23	Bălăurești	0,9/1,2	1125-1126	Sp1+BA,Sp2+BA,cot	
24	Zberoaia	0,8/1,1	1120	Cot	
25	Grozești	1,0/1,3	1117, 1118	Sp1,Sp2,SpA,coturi	
26	Bărboieni (sus)	1,1/1,5	1110, 1111	Loc îngust, coturi	Alunecare de teren
27	Frăsinești	0,7/1,0	1109	Cot, canal-derivație	Pichet de grăniceri
28	Măcărești	0,7/1,0	1107	Coturi	
29	Costuleni	1,2/1,5	1101	Loc îngust, coturi	
30	Valea Mare	0,8/1,1	1097	Sp9, Sp10, SE Ungh.	Pichet de grăniceri
31	Ungheni	1,0/1,3	1077-1079	SpA, STA, plută, pod	Pichet, punct hidrometric
32	Sculeni	0,8/1,1	1045/1051	Sp, derivație, vamă	Pichet de grăniceri
33	Medeleni	0,9/1,1	1055	Sp3, Sp4, coturi	
34	Gherman	0,9/1,0	1042-1044	Sp5+priză, Sp6(deal)	
35	Taxobeni	1,1/1,4	1035-1037	SPA(Fălești), plută	Pichet de grăniceri
36	Horești, Unteni	0,7/1,0	1031-1034		Alunecare de teren
37	Valea Rusului	0,8/1,2	1027, 1028	Sp, cot	Pichet de grăniceri
38	Călinești	0,7/1,0		Prut departe,SpM+BA	Pichet de grăniceri
39	Chetriș	0,8/1,1	1007	Sp1,Sp2,Sp3,	Pod r. Camenca



1	2	3	4	5	6
40	Bisericani	0,9/1,2	1003	SpM+priză	Pichet-Moara Domnească
41	Cobani	1,1/1,4	988	SpA Fabrica de Zahăr Glodeni	Pichet de grăniceri
42	Avrameni	1,1/1,5	984	Cot brusc	
43	Brănești	0,9/1,1	982	Sp1, Sp2+BA,	Punct hidrometric
44	CHE Costești, aval	0,9/1,2		2 turbine, BA mic, goliri	Pichet de grăniceri
45	CHE Costești, sus	0		BA, baraj, Sp, vamă	Pichet de grăniceri
46	Duruitoarea	0,1/0,2		BA, ponton, probă-apă	Afluentul Ciuhur
47	Bădrajii Vechi	0,2/0,3	960/961	Priza SpAC+ST,AP	Baraj r.Racovăț, Sp
48	Bădrajii Noi	0,3/0,5	956	Pichet, iaz, mal plat	Pichet de grăniceri
49	Viișoara	0,6/0,8	953/954	Canal-derivație	Punct hidrometric
50	Lopatnic	0,7/1,0	952/953	Canal-derivație, proba apă	Afluent râul Lopatinca
51	Bogdănești	0,9/1,1	951	Mal abrupt ambele părți	Pichet de grăniceri
52	Gremești	0,9/1,2	948	Mal abrupt, carieră	
53	Tețcani	0,8/1,1	945	Mal abrupt, pădure, probă	Afluent râul Vilia
54	Pererâta	0,9/1,2	938/939, 942	Mal abrupt, derivație, cot	
55	Șireuți	1,0/1,2	934-936	Mal abrupt, coturi	Punct hidrometric
56	Lipcani	1,1/1,3	933	Mal abrupt, pod	
57	Drepcăuți	0,9/1,1	926	Păduriș	
58	Criva	0,8/1,0	924	Cale ferată, probă de apă	Punctul cel mai nordic

*Notă.* Sp, SpA, SpC, SpM, Spn, Sp1 – stație de pompare corespunzătoare pentru alimentări cu apă, canalizare, irigare, mobilă; SE – stație de epurare a apei; STA – stație de tratare a apei și BA – bazin de acumulare a apei. Viteza în m/s este dată: la numărător la adâncimea 1m; la numitor – la suprafață.

Între comunele Cucoara și Slobozia Mare, albia râului este puternic sinusoidală. Câmpia este preponderent neramificată. Pe porțiunea râului din c. Brânza se găsește o insulă cu lungimea de 24 m, lățimea de 6 m, înălțimea 1 m. Lățimea preponderentă a râului este de 60-80 m, cea mai mare fiind de 104 m în c. Crihana. Adâncimea preponderentă este de 2-4 m, cea mai mare fiind de 15 m (la 2 km mai sus de c. Zărnești).

## 1.6. Măsurarea debitului

### Metoda 1

Pentru proiectarea sau instalarea unei microhidrocentrale, un obiectiv important este determinarea potențialului energetic al râului. Efectuarea măsurărilor se efectuează conform [12,13]. Un parametru important este debitul apei. Termenul de debit, utilizat în cazul microhidrocentralelor, reprezintă volumul apei, nu viteza ei. Există diferite metode de determinare a debitului. Cea mai simplă cale de măsurare a debitului constă în efectuarea următorilor 4 pași:

- măsurarea vitezei apei (m/s);
- determinarea ariei secțiunii transversale a sursei de apă (în m<sup>2</sup>);
- calcularea debitului (m<sup>3</sup>/s);
- convertirea debitului din m<sup>3</sup>/s în litri pe minut.

**Viteza apei.** Determinarea vitezei apei se efectuează cu aparate performante de măsurare. Măsurarea se efectuează la diferite distanțe de la malul râului, la diferite adâncimi de la suprafața apei, în diferite perioade ale anului. Măsurările se efectuează de câteva ori și se determină media aritmetică. Din cauza pierderilor la frecare între curenții de apă, maluri și fundul râului, viteza medie măsurată se înmulțește cu 0,8.

**Secțiunea transversală.** Pe segmentul râului unde au fost efectuate măsurările vitezei apei, se determină adâncimea apei și lățimea pentru segmente egale cu 2 m (fig. 3.13). În baza măsurătorilor se proiectează secțiunea poligonală, apropiată de cele reale, și se calculează aria secțiunii transversale a râului în m<sup>2</sup>.

**Calcularea debitului.** În baza măsurărilor și calculelor efectuate, se calculează debitul sursei de apă:

$$D = V \cdot S \quad (m^3/s). \quad (3.11)$$

Pentru transformarea unităților de măsură ( $m^3/s$ ) în  $l/min$  valoarea ( $m^3/s$ ) obținută se înmulțește cu 166.

### Metoda 2

O altă metodă de măsurare a debitului surselor de apă este utilizarea datelor hidrologice furnizate de Centrele Naționale de Ecologie și Hidrologie. De exemplu, în Marea Britanie există 1300 de stații de măsurări (fig. 3.14). Datele pentru cca 200 de surse de apă sunt disponibile pe Internet [14]. Aceste date pot fi utilizate pentru determinarea debitului în locurile propuse. Dacă datele necesare nu sunt disponibile, este posibilă utilizarea metodelor hidrologice, care sunt bazate pe măsurări pe termen lung, datele de evaporare și de nivel în locurile similare. Aceste informații permit aprecierea generală a potențialului hidraulic fără efectuarea observărilor de moment.

Mai multe metode sofisticate de apreciere a hidrologiei și măsurării debitului surselor de apă sunt prezentate în lucrările [15,16]. Cea mai precisă și accesibilă metodă de măsurare a debitului este instalarea unor căi de măsurare, care se însumează în următoarele.

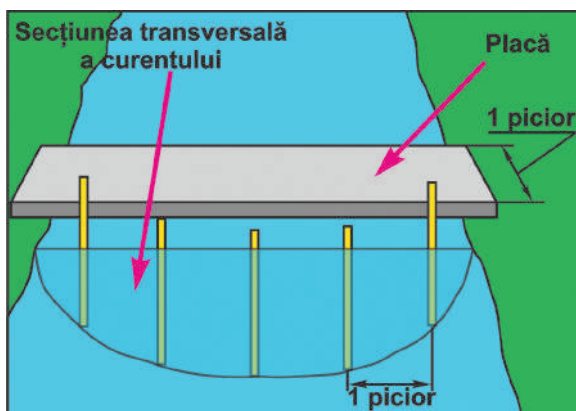


Fig. 3.13. Calculul secțiunii transversale a sursei de apă.



Fig. 3.14. Stație de măsurări hidrologice.

**Stăvilare de măsurare.** Stăvilarul de măsurare a debitului are o deschidere deversantă, prin care curge toată apa. Este, de regulă, utilizabil pentru debite de ordinul 50 – 1000 l/s. Rata de debit poate fi apreciată prin determinarea diferenței de înălțime dintre nivelul de jos al curenților de apă și partea de sus a stăvilarului (fig. 3.15). Relația de calcul a debitului pentru stăvilarul cu deschidere versantă dreptunghiulară este:

$$Q = \frac{2}{3} C_d \sqrt{2g} (L - 0,2h) h^{1,5}, \quad (3.12)$$

unde:  $Q$  este rata debitului [ $m^3/s$ ];  $C_d$  - coeficient de scurgere;  $L$  - lățimea deschiderii [ $m$ ];  $h$  - adâncimea stăvilarului până la nivelul de jos al apei [ $m$ ];  $g$  - accelerația de gravitație [ $9,81m/s^2$ ].

Deoarece curgerea curenților variază atât de la zi la zi, cât și de la sezon la sezon, măsurările trebuie efectuate pe o perioadă lungă de timp, preferabil, mai mulți ani.

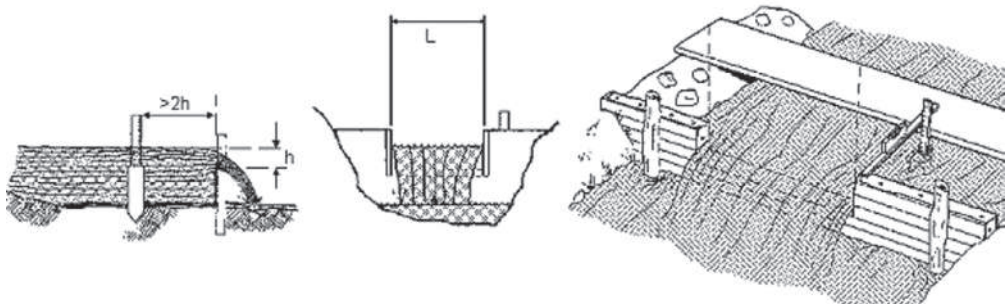


Fig. 3.15. Stăvilare de măsurare.

Dacă  $C_d$  se ia, de obicei, egal cu 0,6, atunci se obține ecuația:

$$Q = 1.8 (L - 0.2h) h^{1.5}. \quad (3.13)$$

**Curbele de durată a debitului (CDD).** Există două căi de expresie a diferențierii anuale a debitului râului: hidrografia anuală și Curba de Durată a Debitului (CDD), care sunt prezentate în fig. 3.16. Efectuarea hidrografiei anuale este mai ușor de înțeles, deoarece arată variația zilnică a debitului pe parcursul unui an calendaristic. Totodată, CDD este mai utilă pentru calcularea energiei disponibile pentru schema de microhidrocentrală aleasă. Curba CDD arată cum este distribuit debitul pe o anu-

mită perioadă (de regulă, un an). Ordonata indică debitul, iar abscisa - procentajul anual cu care debitul depășește valoarea prezentată pe ordonată. De exemplu, CDD poate indica imediat nivelul debitului, care va fi disponibil pentru cel puțin 50% din an (cunoscută ca  $Q_{50}$ ). Debitul care depășește pentru 95% din an ( $Q_{95}$ ) este, de obicei, luat ca o valoare caracteristică pentru debitul minim al râului.

**Compensarea debitului.** Porțiunea debitului, numită compensarea debitului, va fi necesară sub aspecte estetice și de mediu. Abstractizând schemele, când apa este deviată de la cursul de bază al râului, această compensare de debit este necesară pentru menținerea aparenței estetice și ecologice a râului în sectorul epuizat. Valoarea compensării debitului depinde de specificul râului și, la o primă estimare, se va încadra între  $Q_{90}$  și  $Q_{99}$ .

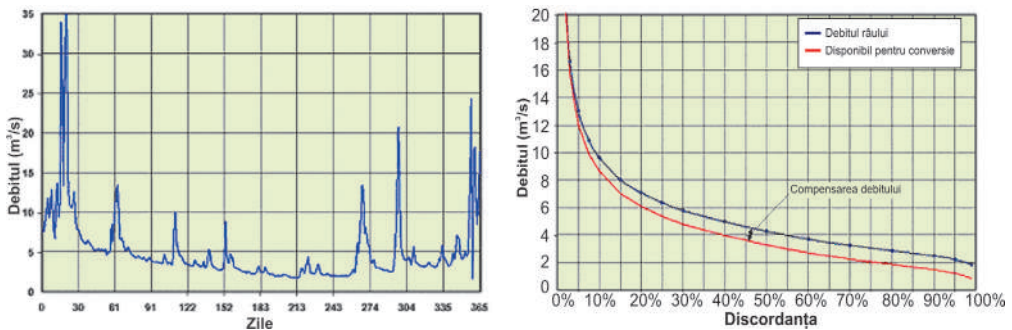


Fig. 3.16. Hidrografia anuală și Curba de Durată a Debitului.

### 1.7. Cum alegem o hidroturbină?

Eficiența funcționării unei microhidrocentrale depinde, în mare măsură, de alegerea corectă a turbinei în funcție de caracteristicile sursei de apă. Dacă sursa de apă asigură o cădere de înălțime relativ bună, atunci se alege una din turbinele de impuls examinate anterior. Dacă sursa de apă nu asigură o cădere acceptabilă de înălțime, însă posedă un debit acceptabil sau viteză de curgere economic exploabilă, atunci se alege una din turbinele de reacțiune, examinate mai sus. În toate cazurile, este necesară efectuarea cât mai precisă a măsurărilor parametrilor sursei de apă. Să analizăm această problemă pentru ambele cazuri examinate. *Acuratețea e critică* când se măsoară diferența de nivel, pentru că va afecta nu numai puterea produsă, ci va determina și tipul turbinei folosite ca, de exemplu, Francis sau Pelton dar, evident, și forma palelor. Utilizarea GPS este utilă numai dacă dispunem de un aparat de mare acuratețe; în lipsa lui, este necesară folosirea unei metode simple și precise. Folosind o simplă riglă verticală gradată în milimetri și o riglă orizontală ghidată de un “nivel”, se poate măsura capul cu destulă precizie. Simpla însumare a cotelor A, B, C și D din exemplul din fig. 3.17 va conduce spre rezultatul exact.

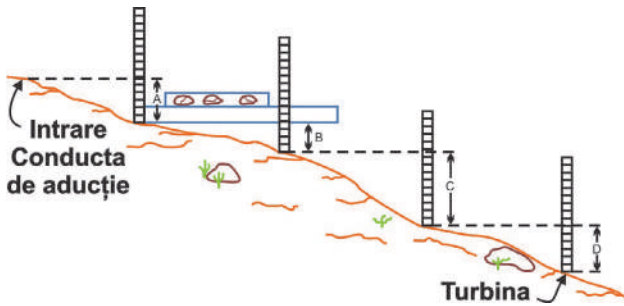


Fig. 3.17. Schema de măsurare a diferenței de nivel.

**Ce tip de turbină se alege?** Folosirea celei mai bune turbine depinde de diferența de nivel și de debit. De exemplu, turbina Pelton este mai eficientă în locațiile cu diferența de nivel sporită, în contrast cu o turbină Cross-flow, care e folosită numai în locațiile cu diferență mică de nivel, dar debit mare.

**Cât de mult contează conducta de aducție?** Conducta de aducție nu constituie numai "ghidajul" apei în drumul ei spre turbină, ci este și cea care creează presiunea necesară. Ca efect, conducta de aducție concentrează toată presiunea creată de diferența de nivel, la baza conductei, la intrarea în turbină. Diametrul conductei, lungimea, materialul, din care este confecționată și "drumul parcurs", afectează eficiența turbinei. O conductă mică în diametru poate reduce considerabil energia obținută, chiar dacă se utilizează toată apa disponibilă.

**Din ce este alcătuit un sistem de energie alternativă?** Indiferent dacă vor fi folosite turbine eoliene, panouri solare sau microhidroturbine la generarea energiei alternative pentru aplicații de mică capacitate, schema sistemului este similară. Ca și componente de bază avem nevoie de baterii, invertoare și regulatoare de încărcare.

**Cât curent se poate produce?** Este evident că nu se poate consuma mai multă energie decât se acumulează. Deci, dacă se ia un generator Harris de 900W (fig. 3.18) el va produce în mod ideal o energie echivalentă cu 21,6 KWh pe zi. Dacă o casă consumă în medie 180 – 200KWh pe lună, rezultă că această microhidroturbina poate alimenta 3 case independente, producția echivalentă pe lună fiind 540KWh (considerăm o lună de funcționare de 25 zile). Dacă 1KWh=0,08 Euro, rezultă că producția unei luni este echivalentă cu 43,2 Euro.



Fig. 3.18. Sisteme de microturbine Harris de 900 W.

## 2. Sisteme de conversie a energiei hidraulice

### 2.1. Scurt istoric privind dezvoltarea sistemelor de conversie a energiei hidraulice

Existența apei pe Terra a condiționat apariția și dezvoltarea vieții. Din cele mai vechi timpuri, Omul și-a ales loc de trai în preajma cursurilor de apă și a lacurilor, pentru a-și satisface necesitățile naturale de apă, dar și pentru efectuarea unor lucrări elementare de irigație. Plutirea sau vâslirea au condus gândirea umană, prin observație, spre folosirea forței și a energiei apei. Astfel, puterea mecanică a apei curgătoare poate fi considerată una din cele mai vechi instrumente.

Mijloacele de folosire a apei și exploatarea ei au evoluat de la o epocă istorică la alta, de la un popor la altul, în raport cu condițiile naturale, în funcție de relațiile și nivelul forțelor de producție. Astfel, utilizarea energiei apelor marchează etapele de dezvoltare ale orânduirilor sociale de la comuna primitivă la societatea modernă.

Cercetări istorice, gravuri și scrieri antice arată că în India (cu cca de 4000 ani până la Hristos) [17] și China (cu circa 5000 de ani în urmă) [18] au fost construite îndiguri și canale pe mii de kilometri lungime, servind irigațiilor și navigației. Pentru folosirea energiei furnizate de viteza apei din canale și râuri au servit roțile hidraulice chinezești, inventate și utilizate pe timpul dinastiei Han pentru a măcina grăunțele (roți de curent, străvechi – fig. 3.19). Acestea transformau viteza liniară a apei  $V$  în mișcare de rotație cu viteza unghiulară  $\omega$  a unui arbore, pe care erau înfipte zbaturi, la început primitive apoi, cu timpul, perfecționate sub forma unor pale. În ultimele câteva mii de ani, popoarele care locuiau în văile munților Himalay au folosit mori de apă, sau *chakki*, pentru diferite uzanțe. Morile de apă sunt mult mai vechi decât cele de vânt.

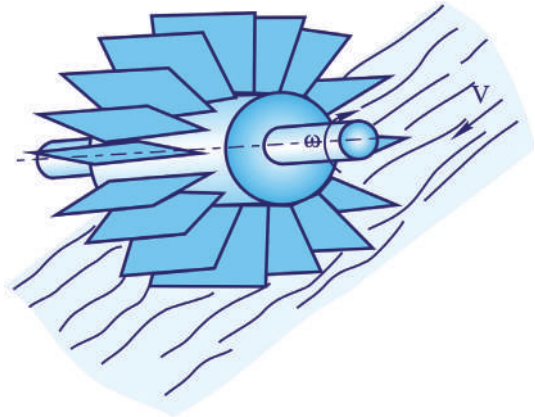


Fig. 3.19. Roată de curent străveche.

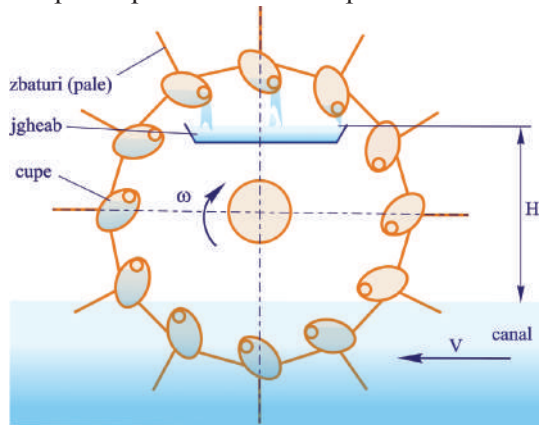


Fig. 3.20. Roata de apă străveche chinezească.

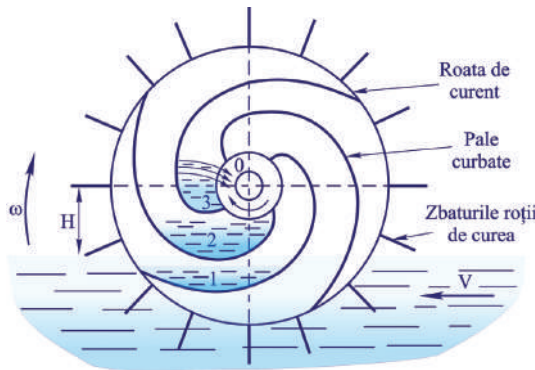


Fig. 3.21. Timpanul antic.

(fig. 3.21), ale cărui zbat-uri periferice rotesc cu  $\omega$  roata de curent compusă din două discuri paralele, între care palele curbate sau poligonale ridică apa (cum arată pozițiile succesive 1–2–3). Din poziția 3, apa se goleşte în jgheabul care este concentric cu arborele (a). La timpan apa este ridicată la înălțimea  $H$ , mai mică decât cea din fig. 3.20. Experiența preromană, acumulată timp de câteva mii de ani a fost descrisă de către renumitul inventator al epocii antice Heron din Alexandria în cunoscuta sa carte „*Hidraulica*”, care a servit drept îndrumar pentru multe generații de constructori de roți de apă până în perioada modernă. Cel mai cunoscut inventator al roților hidraulice din perioada romană a fost cunoscutul Vitruvius. În perioada Imperiului Roman au fost utilizate și răspândite în alte țări ale Imperiului atât morile de apă fixe, cât și cele flotabile. Așa-numitele Mori Grecești aveau ax vertical. Erau mai vechi și

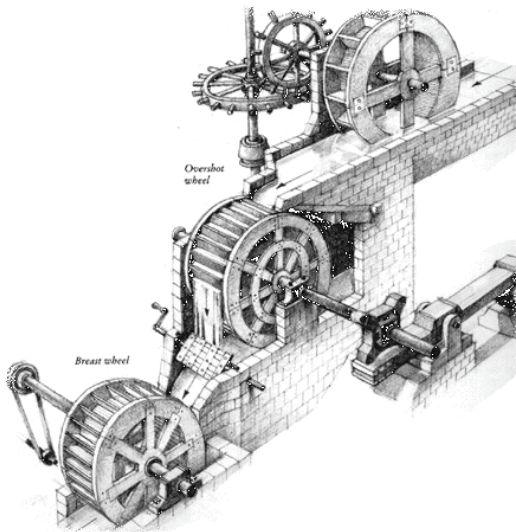


Fig. 3.22. Moară de apă romană.

Cu aproximativ 4000 de ani în urmă era cunoscut primul transformator hidraulic, care servea pentru ridicarea apei la înălțimea  $H$  cu ajutorul unor cupe primitive, fixate pe o roată cu zbat-uri (fig. 3.20). În poziția de jos cupele se umpleau cu apă și după rotire, ajunse în pozițiile superioare, se goleau într-un jgheab situat cu  $H$  metri deasupra apei din canal.

Ca o metodă de perfecționare în Grecia antică a apărut „*timpanul*” (fig. 3.21), ale cărui zbat-uri periferice rotesc cu  $\omega$  roata de curent compusă din două discuri paralele, între care palele curbate sau poligonale ridică apa (cum arată pozițiile succesive 1–2–3). Din poziția 3, apa se goleşte în jgheabul care este concentric cu arborele (a). La timpan apa este ridicată la înălțimea  $H$ , mai mică decât cea din fig. 3.20. Experiența preromană, acumulată timp de câteva mii de ani a fost descrisă de către renumitul inventator al epocii antice Heron din Alexandria în cunoscuta sa carte „*Hidraulica*”, care a servit drept îndrumar pentru multe generații de constructori de roți de apă până în perioada modernă. Cel mai cunoscut inventator al roților hidraulice din perioada romană a fost cunoscutul Vitruvius. În perioada Imperiului Roman au fost utilizate și răspândite în alte țări ale Imperiului atât morile de apă fixe, cât și cele flotabile. Așa-numitele Mori Grecești aveau ax vertical. Erau mai vechi și mai simple, însă funcționau doar la viteze mai mari ale apei cu diametre mai mici ale roților de apă. Morile Romane aveau axul orizontal și erau mai complicate din punct de vedere constructiv (fig. 3.22) [19]. Ele necesitau roți dințate pentru transmiterea puterii de la axul principal la un ax instalat vertical.

Ordinul Cistercian a construit în perioada medievală un complex întreg de mori de apă în Europa de Vest. În fig. 3.23 se prezintă una dintre morile de apă cu ax orizontal construită în această perioadă într-o localitate din Belgia în secolul XII<sup>-lea</sup> Mănăstirile ordinului Cistercian

au utilizat pe scară largă roțile de apă pentru acționarea morilor de apă pentru diferite destinații. Un alt exemplu timpuriu de utilizare a roților de apă în sec. XIII<sup>-lea</sup> este mănăstirea Cisterciană *Real Monasterio de Nuestra Senora de Rueda* din Aragon, regiune a Spaniei. Roata de apă rămâne competitivă cu motorul cu aburi în perioada Revoluției Industriale.

Pentru prima oară, utilizarea roților de apă pe insula britanică datează în anul 900. Însă roțile de apă au cunoscut o dezvoltare extensivă în Anglia în sec. XVIII<sup>-lea</sup> prin figurile notabile, incluzându-i pe John Smeaton și James Brindley, succedând calculelor teoretice și experimentărilor practice din Franța și din alte părți. Ei au argumentat domeniile posibile de utilizare a roților deschise și submersibile. Roțile deschise admit dimensiuni mari ale roților (mai mult de 2 m) în asociere cu rezervoare de apă mici. Roțile semi- și submersibile pot fi utilizate doar pe râuri sau rezervoare de apă cu adâncimi mari. În fig. 3.24 se prezintă o roată de apă deschisă cu diametrul de cca. 10 m, care acționează o moară veche din Roma, Georgia, SUA. Roata Laxey (cunoscută de asemenea ca roata Lady Isabella) este o roată de apă foarte mare construită în or. Laxey pe insula Isle of Man, Marea Britanie (fig. 3.25). Proiectată de Robert Casement, ea are 22 m în diametru și dezvoltă o turație de aproximativ 3 min<sup>-1</sup>.

Roțile de apă ne-au însoțit pe parcursul a mii de ani. Ele erau ieftine și ușor de construit. Mii și mii de roți de apă au fost construite în America de



**Fig. 3.23.** Moară de apă în Braine le Chateau, Belgia, sec. XII.

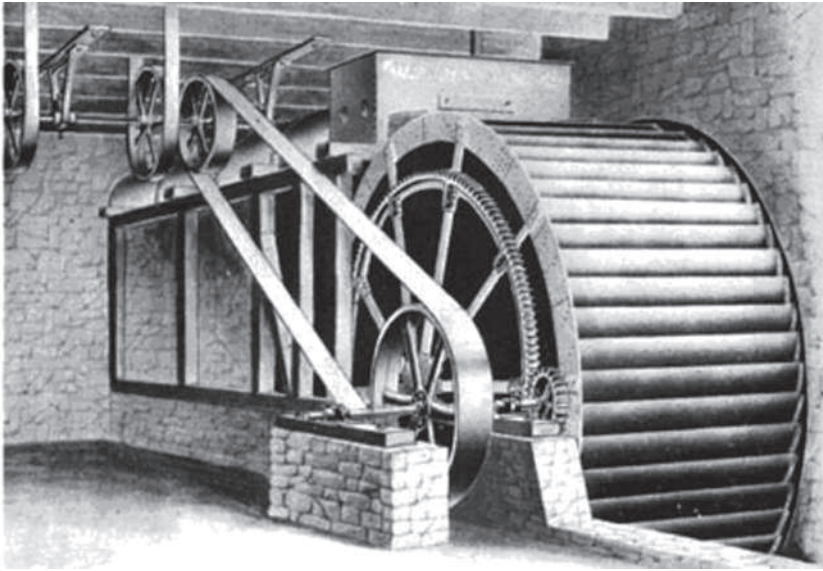


**Fig. 3.24.** Roată de apă deschisă, Rome, Georgia, SUA.



**Fig. 3.25.** Roată de apă Laxey, Isle of Man, Marea Britanie.





**Fig. 3.26.** Roata de apă legată prin transmisii mecanice cu mașina de lucru.

către fermieri, morari, operatori de mine etc. Roata de apă era utilizată practic în fiecare gospodărie situată pe malul apei. Roțile erau de toate dimensiunile și de fabricație diferită: de la diametre foarte mari, până la înguste și mici. În una din morile vechi din munții din Carolina de Nord [14], restaurate ulterior, roata de apă are di-



**Fig. 3.27.** Roată de apă Laxey, Isle of Man, Marea Britanie.

ametru de cca. 7 m și de cca 1 m lățime (fig. 3.26) și este dotată cu o cabină de observare situată în partea de sus. Printr-un set de roți dințate și o transmisie cu curea acționează o mașină de lucru. În fig. 3.27 [19] se prezintă o altă variantă a roții de apă înguste și cu diametru mare. În cartea lui Robert Vitale "*Water Wheel Factory*" sunt prezentate sfaturi conform cărora se poate construi o roată de apă reală, folosind mijloacele tehnice și materialele aflate la îndemână. Principiul de funcționare al instalației hidraulice este prezentat în fig. 3.28. Până la utilizarea pe scară largă pentru producerea energiei electrice comerciale, hidroenergetica a fost utilizată la irigare, măcinarea grăunțelor, manufacturi textile etc.

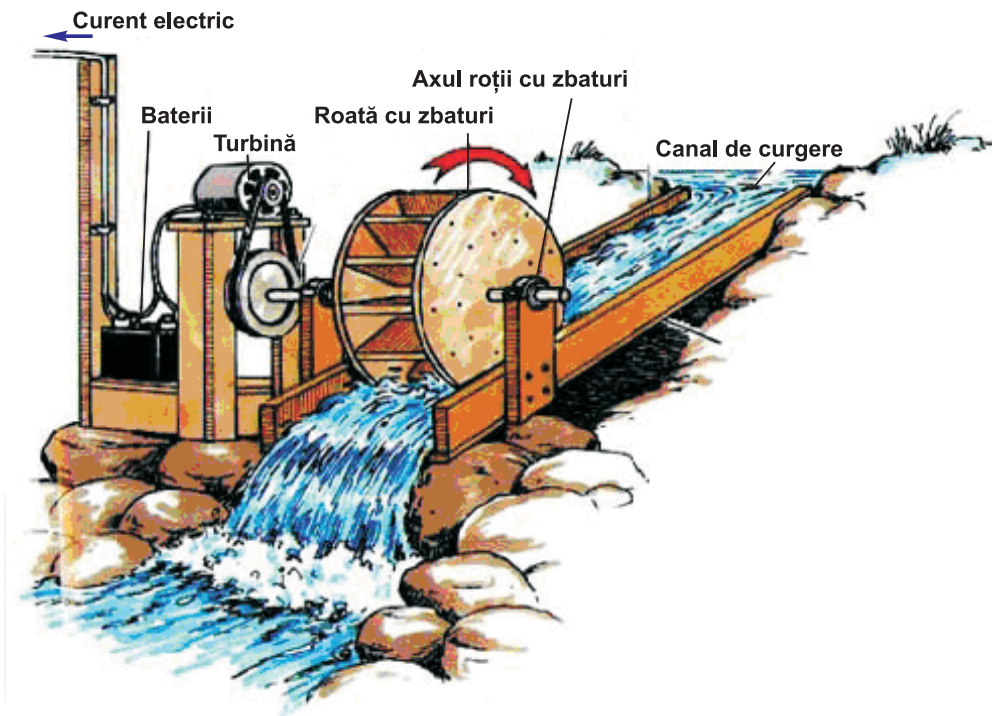


Fig. 3.28. Schemă de principiu a unui sistem cu roată de apă.

În anii 1700, puterea mecanică a apei curgătoare captată de roțile de apă a fost utilizată extensiv pentru morile de apă și pomparea apei. În perioada Revoluției Industriale, roțile de apă au înșușit o profesie nouă – cea de acționare a diverselor instalații tehnologice. Numărul lor a crescut continuu și în secolul XIX, numărul lor a ajuns la cca 20000. În anii 1830, în era de construcție a canalelor, hidroenergetica a fost utilizată pentru transportarea barajelor. În prezent, cea mai largă utilizare a hidroenergeticii este destinată producerii electricității. Însă câteva mori de apă rurale, situate în nordul SUA, continuau să funcționeze comercial până în anii 1960.

Folosirea roții de apă pe teritoriul dintre Prut și Nistru datează de pe vremea dacilor, înainte de venirea romanilor.

## 2.2. Perioada modernă a roților de apă

Evoluția turbinei hidraulice moderne începe la mijlocul anului 1700 când hidroinginerul militar francez Bernard Forest de Belidor a scris lucrarea în 4 volume intitulată „*Architecture Hydraulique*”. Pe parcursul sec. al XVII<sup>-lea</sup> și al XVIII<sup>-lea</sup>, turbina hidraulică s-a dezvoltat continuu. La sfârșitul a.1800, invenția roții Pelton (după numele inventatorului) i-a încurajat pe mai mulți proprietari de mori de apă să înlocuiască roțile de apă clasice, cu turbine Pelton.

În anul 1826, francezul Jean Victor Poncelet a propus o mașină care era prevăzută cu o roată de apă complet submersibilă, unde apa trebuia să curgă în roată altfel decât de-a lungul ei [20]. Jean-Victor Poncelet a lucrat asupra majorării eficienței roții de apă submersibile, utilizând fizica hidraulicii moderne. Respectând acest concept, în anul 1838, americanul Samuel Howd a brevetat prima turbină. James Francis a perfectat-o ulterior, atribuind paletelor o rază de curbură. Cunoscută sub denumirea de turbină Francis, aceasta devine prima turbină de apă.

În 1879, Thomas Edison demonstrează funcționarea lămpii electrice cu fir incandescent. În anul 1880 a fost utilizat pentru prima oară dinamul electric acționat de o turbină de apă pentru iluminare în or. Michigan, iar în anul 1881 un dinam electric conectat la o moară de apă a efectuat iluminarea străzilor în Niagara Falls, New-York. Aceste două proiecte au pus bazele utilizării tehnologiei directe a curentului electric. În anul 1882, în SUA, Appleton, statul Wisconsin a fost construită prima centrală hidroelectrică din lume. În anul 1885, Otawa devine primul oraș în America de Nord, care a semnat un contract pentru iluminarea tuturor străzilor.

Turbinele hidraulice au înlocuit foarte rapid roțile de apă în acționările morilor și instalațiilor textile. Sfârșitul secolului al XIX<sup>-lea</sup> a devenit era de aur a puterii hidraulice. Mii de instalații hidraulice de putere mică au împânzit albiile râurilor din țară cu mii de turbine fabricate. La finele secolului al XIX<sup>-lea</sup> a fost descoperită o nouă utilizare a turbinelor hidraulice: producerea electricității. Energia hidroelectrică reprezenta cca 40% din energia electrică produsă în SUA în anul 1920, iar în 1940 constituia 40% din energia electrică produsă pe plan mondial. Odată cu dezvoltarea industrială a altor forme de generare a energiei electrice și programele de electrificare rurală, cota energiei hidroelectrice a scăzut constant, constituind astăzi cca 10% din electricitatea produsă în SUA. Încetul cu încetul, constructorii de microhidroturbine au ieșit din afaceri, morile de vânt au fost distruse și turbinele hidraulice abandonate. Astăzi se observă o reînviere a hidroenergeticii ca sursă curată și regenerabilă. Instalațiile hidraulice moderne au crescut în dimensiuni de la microhidroturbine mici până la gigantele sisteme cu baraje cum ar fi Hoover Dam, care produc zilnic electricitate pentru milioane de oameni.

În contrastul roților de apă și turbinelor timpurii, turbinele moderne sunt compacte, foarte eficiente și capabile să funcționeze la viteze foarte mari. Hidroenergetica este cea mai bună sursă regenerabilă nonpoluantă de energie care poate fi ușor integrată în proiecte de irigare și aprovizionare cu apă.

China are mai mult de 85000 de instalații hidraulice de mici dimensiuni, care produc energie electrică. Pe parcursul ultimelor decade, microhidrocentralele au un rol important în țările în curs de dezvoltare, în dezvoltarea economică a spațiului rural, în special, cel montan. Microhidrocentralele pot să asigure energie pentru utilizări industriale, agricole și domestice prin utilizarea directă a energiei mecanice sau prin cuplarea turbinelor la generatoare electrice.

### 2.2.1. Clasificarea microhidrocentralelor

Microhidroturbinele electrice sunt cele mai eficiente și ieftine generatoare de energie electrică. Dacă aveți un pârâu sau un râu în apropierea cabanei sau a casei, care poate furniza cel puțin 5 litri/sec. apă, de la o diferență de nivel de cel puțin 3 m, sau 0,5 litri/sec. de la o diferență de nivel de cel puțin 10 m, nu ezitați să folosiți un generator hidroelectric. Veți avea energie ecologică, gratuit și nelimitat.

Puterea apei este cea mai importantă sursă energetică, care nu are în compoziția sa dioxid de carbon, dioxid de sulf, protoxizi de azot sau orice alt tip de emisie poluantă și nu produce nici un fel de reziduuri solide sau lichide. Microhidrocentralele pot fi divizate în două tipuri de bază: fără baraje, bazate pe conversia energiei cinetice a apei râurilor (fixe sau flotabile); cu mici baraje, care folosesc o cădere naturală sau artificială a unui râu. Ele înglobează principalele avantaje, în comparație cu alte surse de energie, economisind la capitolul consum de cărbune, combustibil sau lemn de foc, fiind de sine stătătoare.

Practic, o **microhidrocentrală fără baraje** nu necesită construcții civile, cu excepția fundației pe țârm, prin care se realizează legătura microhidrocentralei cu țârmul. Componentele principale ale unei microhidrocentrale fără baraje sunt următoarele (fig. 3.29) [21]:

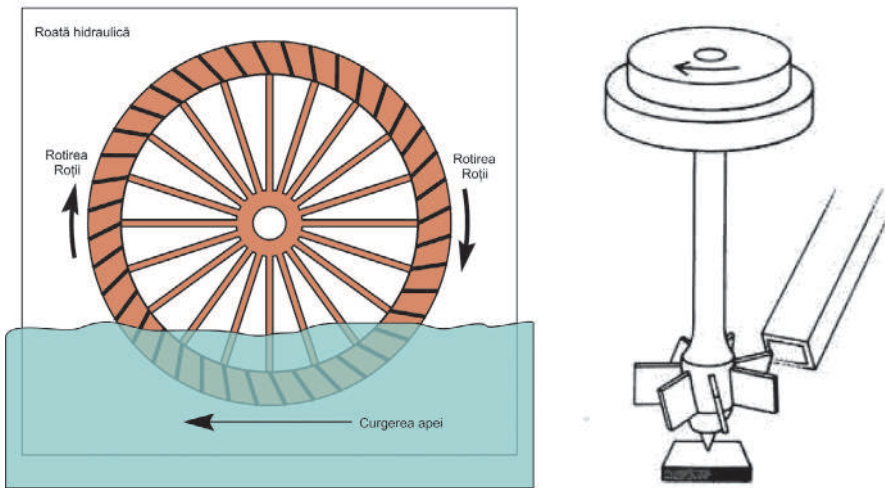


Fig. 3.29. Principiul de funcționare a roții de apă antrenate de flux.

- *fundația de țârm*, care include un sistem complex de legătură (rigid și flexibil);
- *turbina hidraulică*: este o parte a centralei unde energia apei este convertită în energie mecanică;
- *generatorul*: energia mecanică transmisă la turbina menține viteza rotorului generatorului producând energie electrică în concordanță cu legile electromagnetice;

- *stația de transformare și linia de transport*: energia electrică este condusă și transformată pentru a putea fi conectată la rețea pentru a putea furniza energie electrică consumatorilor.

Cantitatea de energie produsă depinde de viteza de curgere a apei.

**Componentele principale ale unei hidrocentrale de putere mică cu baraj sunt următoarele** (fig. 3.30):

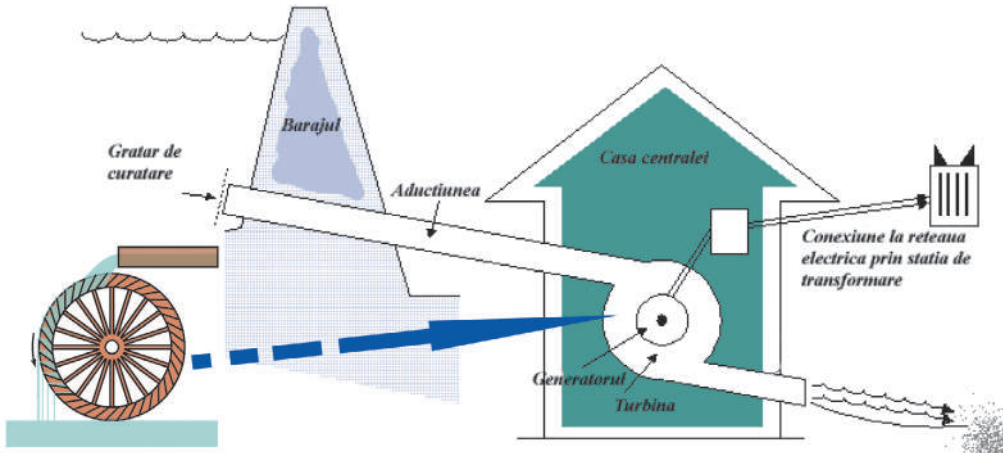


Fig. 3.30. Componentele principale ale unei microhidrocentrale cu baraj.

- *acumularea*: constituie o formă de stocare a energiei potențiale disponibile;
- *sistemul de transfer*, care include dispozitivul de captare (priza de apă echipată cu grătar) și circuitul de transfer (canalul, vana, stăvilarul, galeriile, canalul de fugă sau evacuarea) unde o parte din energia disponibilă este convertită în energie cinetică;
- *turbina hidraulică*: este o parte a centralei unde energia apei este convertită în energie mecanică;
- *generatorul*: energia mecanică transmisă la turbină menține viteza rotorului generatorului producând energie electrică;
- *stația de transformare și linia de transport*: energia electrică este condusă și transformată pentru a putea fi conectată la rețea, de unde se furnizează consumatorilor.

Cantitatea de energie produsă depinde de doi factori:

- *înălțimea de cădere a apei pe verticală (CAP)*: cu cât este mai mare, cu atât este mai mare puterea generată;
- *debitul de apă ce trece prin turbină*: puterea produsă este proporțională cu volumul de apă ce trece prin turbină în unitatea de timp (secundă, minut).

### 2.2.2. Clasificarea turbinelor de apă

Energia potențială a apei poate fi convertită în energie mecanică în turbină prin două mecanisme fundamentale, însă absolut diferite:

- presiunea apei poate aplica o forță asupra suprafeței paletelor, care descrește când trece prin turbină. Turbinele care funcționează în baza acestui mecanism sunt numite turbine cu reacțiune. Ele sunt complet imersate în apă. Turbinele Francis și Kaplan fac parte din această categorie;
- presiunea apei este transformată în energie cinetică înainte de a intra în turbină. Energia cinetică este în formă de jet cu viteză mare care acționează asupra unor palete, montate la periferia turbinei. Turbinele care funcționează în baza acestui mecanism sunt numite turbine de impuls. Cea mai uzuală turbină de acest fel este turbina Pelton.

Sistemele de microhidrocentrale pentru conversia energiei potențiale a apei se împart în două categorii importante de turbine (tabelul 3.8):

- turbine pentru înălțimi mari de apă și debite mici, turbinele de impuls;
- turbine pentru înălțimi mici de apă și debite mari, turbinele de reacțiune.

Există o gamă largă de varietăți constructive și funcționale de turbine de apă. Alegerea turbinei va depinde, în primul rând, de înălțimea disponibilă (pentru conversia energiei potențiale) și de parametrii râului (pentru conversia energiei cinetice a apei curgătoare. Conform tabelului 3.8, într-un mod simplist, turbinele hidraulice mai pot fi clasificate după înălțimea de cădere a apei (CAP) – în turbine de înălțime înaltă, medie și joasă.

*Turbine pentru înălțimi mari de apă și debite mici, turbinele de impuls* (fig. 3.31). Puterea produsă într-o turbină de impuls este dată integral de momentul de lovire a apei în paletelile turbinei. Această apă realizează o împingere directă sau de impuls a paletelor, de aici provenind și denumirea.

**Tabelul 3.8.** Clasificarea turbinelor hidraulice.

Tipul turbinei	Clasificarea după înălțimile de cădere a apei		
	Înaltă (>50m)	Medie (10-50m)	Joasă (<10m)
Cu impuls	Pelton Turgo Pelton multi-jet	Banki Turgo Pelton Multi-jet	<b>Crossflow</b>
Cu reacțiune		Francis (cazul spirală)	Francis (deschisă) Kaplan cu elice

*Turbinele pentru înălțimi mici de apă și debite mari, turbinele de reacțiune* (fig. 3.32). Turbinele de reacțiune sunt rotite de forța de reacțiune a apei lovind paletelile rotorului. Pot funcționa la înălțimi de apă foarte mici de până la 0,6 m, dar au nevoie de o mult mai mare cantitate de apă comparativ cu turbinele de impuls.

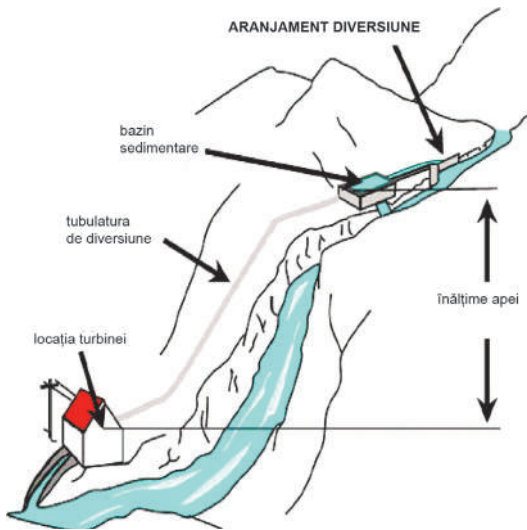


Fig. 3.31. Schema minihidrocentralei cu înălțimi mari și debite mici.

Turbinele folosite pentru căderi mici sau medii sunt cel mai frecvent cu reacțiune și includ turbine Francis și Kaplan cu pale fixe sau variabile. Turbinele folosite pentru instalații mari sunt cele cu acțiune. Acestea includ turbinele Pelton, Turgo și Cross-flow (curgere transversală). Turbina, care are curgere transversală, este numită uneori Cross-flow. Este folosită pentru o gamă largă de căderi, acoperind domeniile turbinelor Kaplan, Francis și Pelton. Este potrivită pentru curgeri cu debite mari și căderi mici. Tipul selecției, geometria și dimensiunile turbinei depind, în principal, de cădere, de debit și de viteza rotorului. *Forța*

apei este de fapt o combinație între CAP (înălțime) și debit (sau flux). CAP este presiunea creată de distanța verticală dintre locul în care apa pătrunde în conducta de aducție și locația turbinei și este măsurată în metri sau ca presiune.

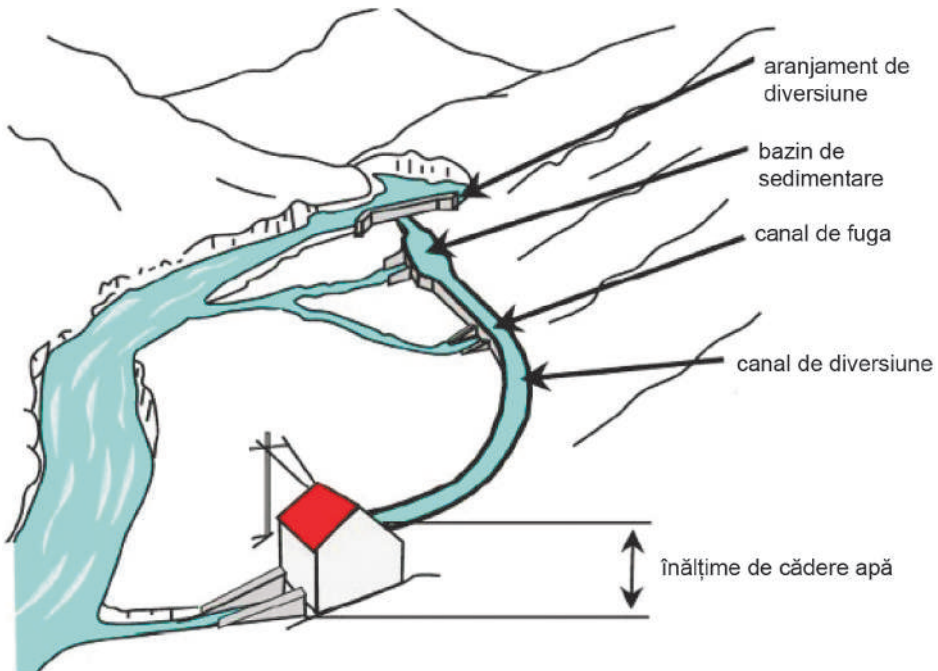


Fig. 3.32. Schema minihidrocentralei cu înălțimi mici și debite mari.

Debitul este o *cantitate* de apă (exprimată în volum pe timp), care curge prin conducta de aducție într-o anumită perioadă de timp și este măsurată în metri cubi/secundă sau litri/minut. Apa este colectată într-un microbazin și apoi canalizată prin conductă de aducție direct în turbină. Căderea pe verticală (CAP) creează presiunea necesară la capătul inferior al conductei de aducție, pentru a pune în mișcare turbina. Cu cât va fi mai mare debitul sau CAPul, cu atât vom obține mai multă energie electrică. După cum se observă, valorile acestor două criterii sunt foarte importante pentru determinarea valorii de energie electrică (potențialul) unei locații pentru implementarea unui microhidrosistem bazat pe microhidroturbine. Diferența dintre turbinele cu acțiune și reacțiune



Fig. 3.33 Motorul cu reacție al lui Heron de Alexandria.

poate fi explicată într-un mod simplist prin faptul că turbinele cu acțiune pot funcționa într-o gamă largă de înălțimi verticale. Turbinele cu reacțiune funcționează într-o gamă largă de fluxuri, dar la înălțimi reduse. Principiul de funcționare a turbinele cu reacțiune este similar cu principiul primei turbine cu abur inventată la începutul erei noastre de inventatorul antic Heron din Alexandria (fig. 3.33). Dispozitivul presupune o cameră (sferică sau cilindrică) cu două duze amplasate în zone diametral opuse, perpendicular pe raza de rotație. La trecerea vaporilor (sau a apei) sub presiune prin aceste duze (conform Legii a 3-a a lui Newton) antrenează camera să se rotească. Rotorul turbinei cu reacțiune este cufundat complet în curenții de apă, iar paletelile au profil hidrodinamic care generează o forță de portanță. Turbinele cu reacțiune exploatează curenții de apă pentru a genera forțe hidrodinamice de portanță în vederea rotirii paletelor. Toate turbinele cu reacțiune au un difuzor cunoscut ca fiind țeavă de evacuare, prin care este evacuată apa. Țeava de evacuare reduce presiunea statică a apei asupra difuzorului și astfel mărește eficacitatea turbinei. Scările aproximative de înălțimi, debit și puteri aplicabile pentru diferite tipuri de turbine sunt prezentate în diagrama din fig. 3.34 (până la 500kW). Aceste date sunt aproximative

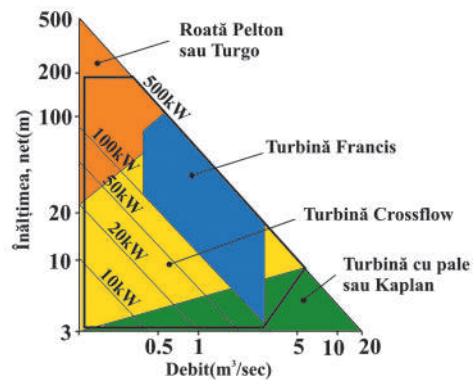


Fig. 3.34. Scara CAP-debit a microhidroturbinelor.



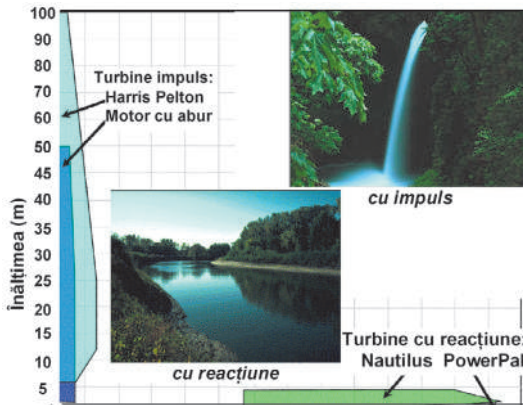


Fig. 3.35. Domenii de utilizare a turbinelor de apă cu acțiune și reacțiune.

și depind de precizia de proiectare și de fabricare. În fig. 3.35 se prezintă o diagramă a domeniilor de utilizare a turbinelor cu acțiune și reacțiune [22]. Cele mai utilizate turbine cu acțiune sunt turbinele Pelton, Turgo și Cross-flow, iar cu reacțiune – turbinele Francis și Kaplan cu elice. Un factor important în comparația diferitelor tipuri de turbine este randamentul.

Pentru a înțelege mai bine funcționarea turbinelor de apă, vor fi prezentate detalii privind anumiți parametri de bază ai acestora [23].

**Puterea hidraulică**, care se află la dispoziția turbinei, se exprimă prin relația:

$$P_h = \rho Q \cdot gH \text{ [W]}, \quad (3.14)$$

unde:

- $\rho Q$  – rata masică a curentului [kg/s];
- $\rho$  – densitatea specifică a apei [kg/m<sup>3</sup>];
- $Q$  – debitul [m<sup>3</sup>/s];
- $gH$  – energia hidraulică specifică a mașinii [J/kg];
- $g$  – accelerația de gravitație [m/s<sup>2</sup>];
- $H$  – înălțimea netă [m].

Puterea mecanică la ieșirea din turbină se determină din relația:

$$P_{mec} = P_h \eta \text{ [W]}, \quad (3.15)$$

unde:  $\eta$  este randamentul turbinei.

Energia hidraulică specifică a mașinii este definită prin următoarele:

$$E = gH = \frac{1}{\rho}(p_1 - p_2) + \frac{1}{2}(c_1^2 - c_2^2) + g(z_1 - z_2) \text{ [m]}, \quad (3.16)$$

unde:  $gH$  este energia hidraulică specifică a mașinii [J/kg];

- $p_x$  – presiunea în secțiunea  $x$  [Pa];
- $c_x$  – viteza apei în secțiunea  $x$  [m/s];
- $z_x$  – înălțimea secțiunii  $x$  [m].

Indicii 1 și 2 definesc măsurările efectuate la intrare și, respectiv, la ieșirea din turbină (fig. 3.36).

Înălțimea netă este definită ca:

$$H_n = \frac{E}{g} \quad [\text{m}]. \quad (3.17)$$

### Viteza specifică și similitudinea.

Majoritatea structurilor hidraulice sunt proiectate și construite în baza studiului preliminar pe modele. Utilizând teoria similitudinii, se stabilesc criteriile științifice de catalogare a turbinelor. Modelul geometric similar trebuie să fie copia micșorată a turbinei industriale, respectând un raport fix pentru toate dimensiunile. Cantitățile fizice utilizate în similitudinea geometrică sunt lungimea, suprafața și volumul. Dacă raportul de lungime este  $k$ , atunci raportul ariei va fi  $k^2$  și de volum –  $k^3$ .

Este important de notat că testările modelelor și dezvoltările de laborator sunt unicele căi care garantează randamentul turbinei industriale și necesitățile hidraulice. Toate regulile de similitudine sunt strict definite în standardele internaționale IEC 60193 și 60041. În conformitate cu aceste standarde, viteza specifică a turbinei este definită ca:

$$n_{QE} = \frac{n\sqrt{Q}}{E^{1/4}}, \quad (3.18)$$

unde:  $Q$  este debitul [ $\text{m}^3/\text{s}$ ];

$E$  – energia specifică hidraulică a mașinii [ $\text{j}/\text{kg}$ ];

$n$  – turația turbinei [ $\text{min}^{-1}$ ].

În fig. 3.37 [22] sunt prezentate patru proiecte ale roții hidraulice și vitezele specifice corespunzătoare, optimizate din punct de vedere al randamentului. Pentru aplicații ingineresti, un număr mare de studii statistice efectuate pe o gamă largă de scheme au permis obținerea unor corelații între viteza specifică și înălțimea netă pentru fiecare tip de turbină:

turbină Pelton (cu o duză):

$$n_{QE} = \frac{0,0859}{H_n^{0,243}} \quad [24] \quad (3.19)$$

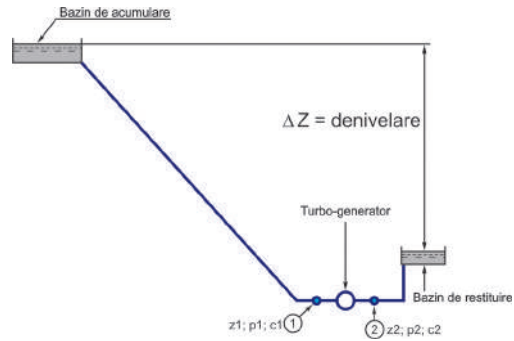


Fig. 3.36. Vederea generală a schemei instalației hidroelectrice și secțiunile de măsurare.

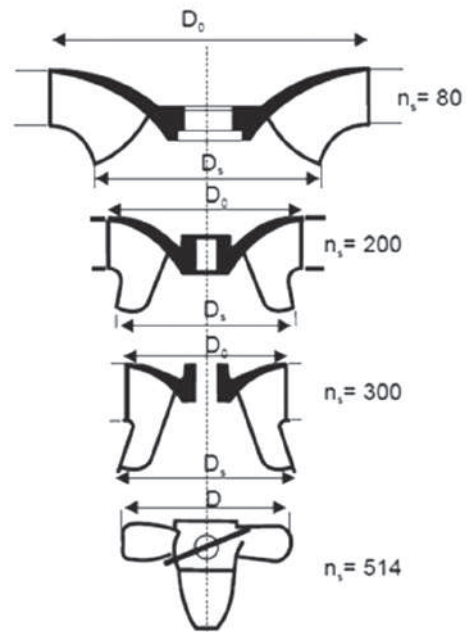


Fig. 3.37. Proiectarea roții hidraulice în funcție de viteza specifică  $n_s$ .

turbină Francis:

$$n_{QE} = \frac{1,924}{H_n^{0,512}} \quad [25,26] \quad (3.20)$$

Kaplan:

$$n_{QE} = \frac{2,294}{H_n^{0,486}} \quad [27,28] \quad (3.21)$$

Propeler (cu palete):

$$n_{QE} = \frac{2,716}{H_n^{0,5}} \quad (3.22)$$

Fiind cunoscută viteza specifică, dimensiunile de bază ale turbinei pot fi estimate ușor.

În tabelul 3.9 sunt prezentate vitezele specifice ale tipurilor de bază ale turbinelor, iar în tabelul 3.10 – gama înălțimilor.

**Tabelul 3.9.** Viteze specifice tipurilor de bază ale turbinelor.

Pelton cu o duză	$0,025 \leq n_{QE} \leq 0,005$
Pelton cu $n$ duze	$0,005 n^{0,5} \leq n_{QE} \leq 0,025 n^{0,5}$
Francis	$0,05 \leq n_{QE} \leq 0,33$
Kaplan, propeler	$0,19 \leq n_{QE} \leq 1,55$

**Tabelul 3.10.** Gama înălțimilor.

Tipul turbinei	Gama înălțimilor, m
Kaplan și propeler	$2 < H_n < 40$
Francis	$25 < H_n < 350$
Pelton	$50 < H_n < 1'300$
Cross-flow	$5 < H_n < 200$
Turgo	$50 < H_n < 250$

În continuare sunt prezentate câteva legi de bază de similitudine:

$$\frac{Q_t}{Q_m} = \frac{\sqrt{H_t}}{\sqrt{H_m}} \cdot \frac{D_t^2}{D_m^2} \quad (3.23)$$

$$\frac{n_t}{n_m} = \frac{\sqrt{H_t}}{\sqrt{H_m}} \cdot \frac{D_t}{D_m} \quad (3.24)$$

**Proiectarea preliminară.** Se prezintă câteva formule statistice pentru determinarea dimensiunilor de bază ale roților hidraulice pentru turbinele Pelton, Francis și Kaplan.

Pentru toate turbinele, primul pas este determinarea vitezei de rotație:

**Turbina Pelton.** Dacă este cunoscută viteza roții hidraulice, diametrul ei poate fi determinat din următoarele ecuații:

$$D_1 = 0,68 \frac{\sqrt{H_n}}{n}; \quad (3.25)$$

$$B_2 = 1,68 \sqrt{\frac{Q}{n_{jet}} \frac{1}{\sqrt{H_n}}}; \quad (3.26)$$

$$D_e = 1,178 \sqrt{\frac{Q}{n_{jet}} \frac{1}{\sqrt{gH}}}. \quad (3.27)$$

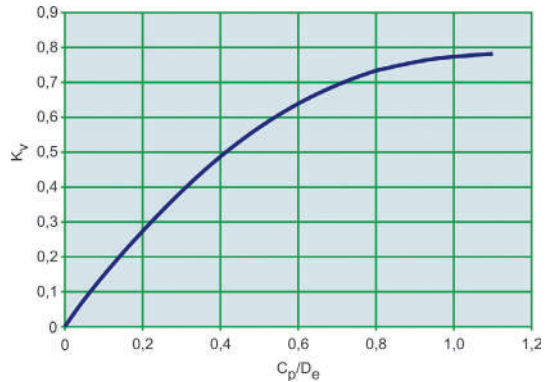


Fig. 3.38. Caracteristicile duzei.

unde  $n$  este viteza de rotație în  $t/s$  și  $n_{jet}$  – numărul de jeturi.  $D_1$  este definit ca diametrul cercului, care descrie linia centrelor paletelor.  $B_2$  este lățimea paletelor, care depinde de numărul de duze.  $D_e$  este diametrul duzei. Ca regulă generală, raportul  $D_1/B_2$  trebuie să fie întotdeauna mai mare de 2,7. Dacă această condiție nu se respectă, se efectuează un nou calcul cu o viteză mai mică sau mai multe jeturi.

Funcția de evacuare a deschiderii duzei  $C_p$  în turbine cu o duză poate fi stabilită cu următoarea formulă:

$$Q_{jet} = K_v \cdot \pi \cdot \frac{D_e^2}{4} \cdot \sqrt{2gH}, \quad (3.28)$$

unde  $K_v$  este prezentat în fig. 3.38 în funcție de deschiderea relativă  $a = C_p/D_e$  [24].

În mod similar se determină parametrii geometrice de bază ai altor tipuri de turbine.

**Randamentul turbinei.** Randamentul turbinei depinde de mulți factori (cavitație, vibrație etc.), care pot reduce simțitor producerea anuală de energie. De aceea, fiecare operator de instalații hidraulice trebuie să ceară de la producător o garanție a randamentului, bazată pe dezvoltări de laborator. Este singura cale de a fi sigur că turbina va lucra eficient. În fig. 3.39 este prezentat un exemplu al unei instalații reale, dezvoltată fără garanții de eficiență și încercări de laborator.

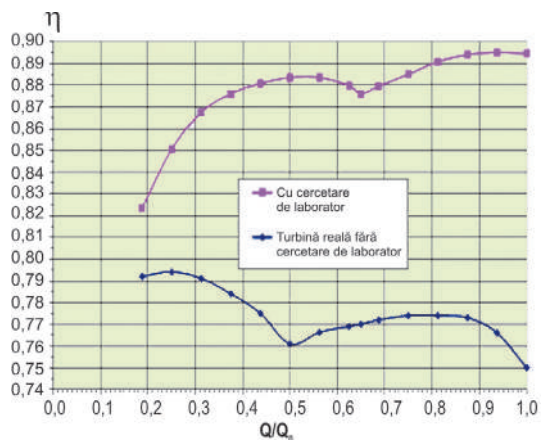


Fig. 3.39. Randamentul măsurat pe o turbină reală construită fără dezvoltare de laborator.

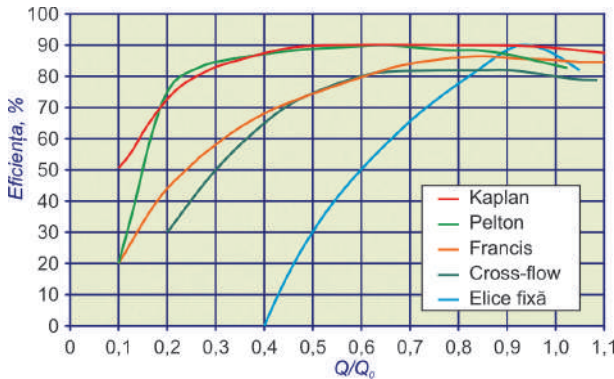


Fig. 3.40. Randamentul măsurat pe o turbină reală construită fără dezvoltare de laborator.

Curbe tipice de randamente sunt prezentate în fig. 3.40. Turbinele Pelton, Cross-flow și Kaplan posedă un randament înalt. În contrast, randamentul celor mai performante turbine Francis nu depășește 80%.

Există două posibilități pentru cei care doresc să verifice puterea la ieșire a turbinei. Prima metodă prevede efectuarea testelor instalației după punerea în serviciu a turbinei. În general este necesară utilizarea metodelor simple, ale căror rezultate sunt întotdeauna verificabile. Dacă testele arată că puterea garantată la ieșire nu este obținută, de regulă, mașina este returnată producătorului. Plata penalităților de către producător compensează pierderile de producție susținute de operator.

A doua metodă constă în efectuarea testelor de laborator pe turbine geometrice similare prototipurilor industriale. În cazul instalațiilor hidraulice mici, dimensiunile modelelor pentru testare sunt apropiate celor din turbinele industriale. Este bine de corectat orice defect până la construcția instalației. Randamentul garantat de producător este acel randament care poate fi verificat conform [29,30]. Este definit ca raportul între puterea produsă de turbină și puterea hidraulică:

$$\eta = \frac{P_{mec.}}{P_h} \quad (3.29)$$

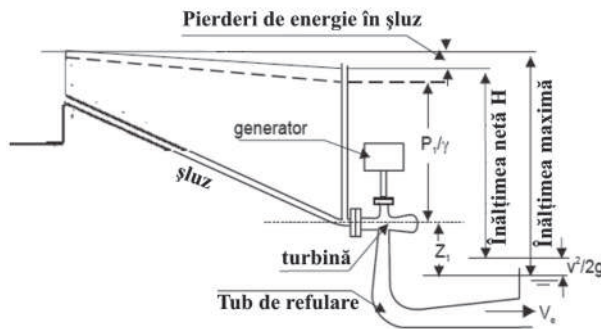


Fig. 3.41. Vederea generală a pierderilor de energie în schema instalației de putere.

Cum se observă din fig. 3.41, eficiența turbinei nu depinde numai de randamentul turbinei, ci și de alți factori.

Turbinele Kaplan moderne și Pelton pot funcționa satisfăcător la o gamă largă de curenți – de la aproximativ 1/5 din rata de evacuare. Turbinele Kaplan ordinare posedă randament acceptabil de la 1/3 și Francis de la 1/2 din rata de evacuare. Turbinele propeler cu palete fixe pot funcționa satisfăcător doar într-o zonă foarte limitată, legată de ratelor de evacuare. În tabelul 3.11 sunt prezentate randamentele tipice ale turbinelor hidraulice mici Kaplan, Francis, Pelton în două variante.

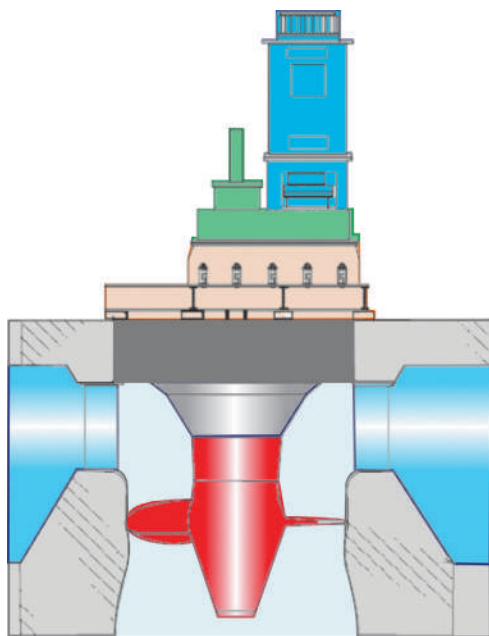
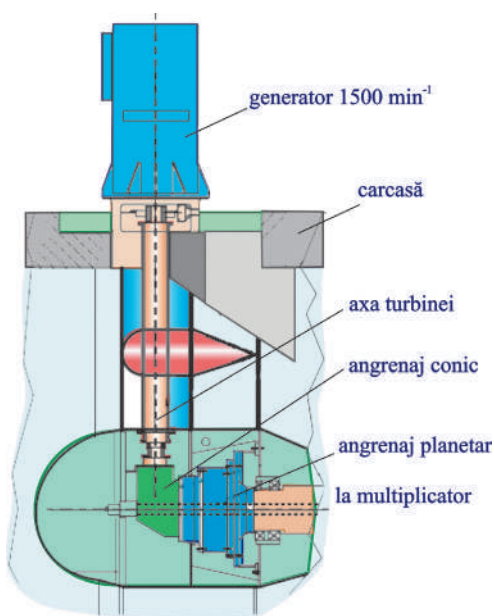
**Moduri de multiplicare a vitezei.**

Multiplicatoarele de viteză utilizate în construcțiile microhidrocentralelor se clasifică în:

- multiplicator cu roți dințate cilindrice, având axele paralele cu ale rotorului (se folosesc în cazul microhidrocentralelor cu rotor vertical). În fig. 3.42 [23] este reprezentată configurația verticală, cuplată la o turbină Kaplan;
- multiplicator planetar – conic pentru arbori amplasați la un unghi de  $90^\circ$ . În fig. 3.43 [23] se prezintă un multiplicator de viteză planetar – conic (se folosește în schemele de instalații hidraulice cu rotor orizontal al turbinei);
- multiplicator cu curea (se folosește în instalațiile hidraulice de putere mică cu turbină cu ax orizontal. Asigură comoditate în mentenanță (v. fig. 3.44) [23].

**Tabelul 3.11.** Randamente tipice ale turbinelor mici.

Tipul turbinei	Randamentul optim
Turbină Kaplan ordinară	0,91
Turbină Kaplan modernă	0,93
Francis	0,94
Pelton cu $n$ duze	0,90
Pelton cu o duză	0,89

**Fig. 3.42.** Multiplicator de viteză cu axe paralele.**Fig. 3.43.** Multiplicator de viteză planetar – conic cu axe concurente în spațiu.

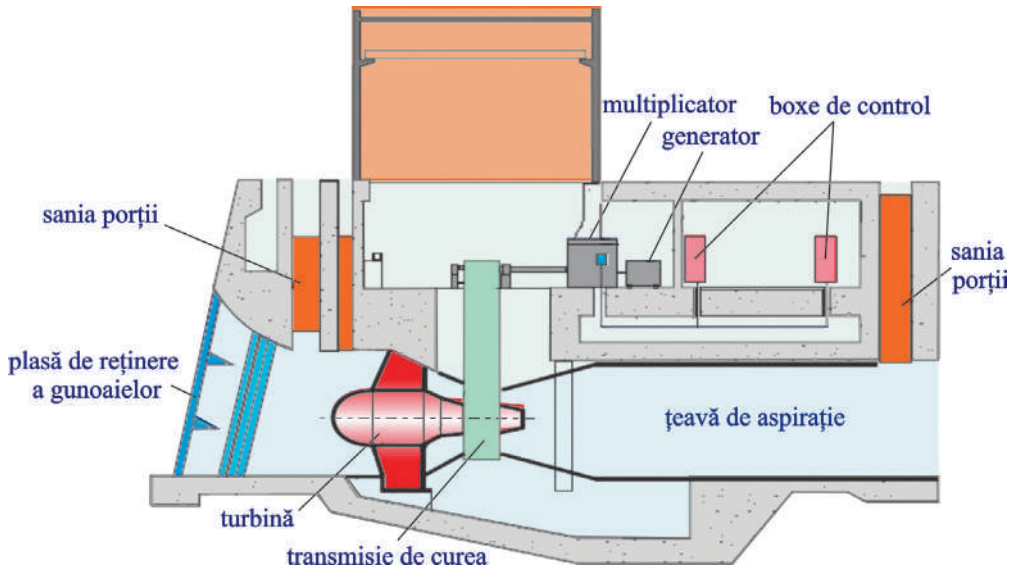


Fig. 3.44. Multiplicator de viteză cu transmisie de curea.

### 2.2.3. Turbine cu reacțiune. Turbina Kaplan

Turbinele cu elice au principiu similar cu cel al elicelor corăbiilor, însă funcționează în mod invers. Există o varietate largă de turbine cu elice. Elementul-cheie este că, pentru o mai bună eficiență, apa trebuie să treacă prin câteva elemente, înainte de a intra în turbină. La proiectarea turbinelor cu elice sunt utilizate diferite metode.

Una din metode constă în formarea unei carcase speciale în care apa intră tangențial și este forțată să efectueze o mișcare pe spirală în rotor. Când sunt utilizate aceste elemente de ghidare, curenții de apă sunt direcționați la intrarea în turbină. În unele cazuri, palele de direcționare pot fi dirijate. În acest caz, turbinele sunt numite turbine Kaplan. Sistemele mecanice de dirijare a palelor turbinei și a elementelor de ghidare pot fi costisitoare, însă acestea conduc la majorarea esențială a randamentului pentru o gamă largă de fluxuri.

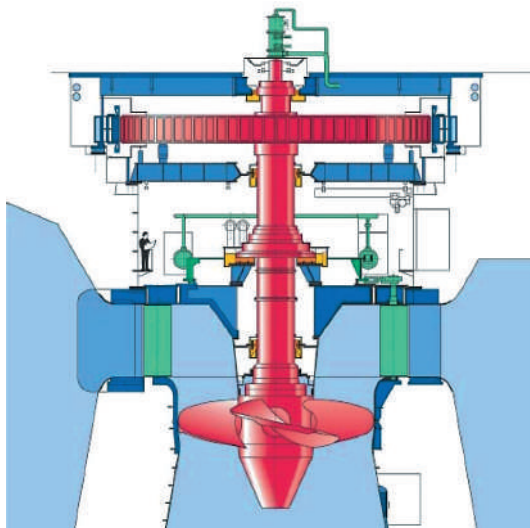


Fig. 3.45. Turbină de apă Kaplan.

Turbina Kaplan este o turbină de apă cu rotație axială cu un rotor cu pale reglabile, utilizată frecvent la hidrocentrale. Turbina este invenția din anul 1912 a profesorului dr.inginer austriac Viktor Kaplan (fig. 3.45). Această invenție reprezintă, de fapt, perfecționarea turbinei Francis (inventată de inginerul american James B. Francis în 1849). La turbina Francis există problema formării cavitației (bule de aer în curentul de apă din turbină), care produce scăderi de presiune prin scăderea 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. Există diferite variante constructive ale turbinei Kaplan. În fig. 3.46 este prezentată o variantă modernă a turbinei Kaplan, în care 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 constituie condiții optime pentru turbina Kaplan.

Optimizarea parametrilor funcționali ai turbinei Kaplan este astăzi facilitată de performanțele calculatoarelor moderne și softurilor aferente. În fig. 3.47 se prezintă simularea numerică CFD a turbinei. La baza calculului clasic al turbinei axiale se află metoda de calcul propusă în secolul al XIX<sup>-lea</sup> de matematicianul elvețian Leonhard Euler:

$$D = m \cdot v \cdot r. \quad (3.30)$$

Modificarea, în centrul turbinei, a poziției impulsului de rotație:

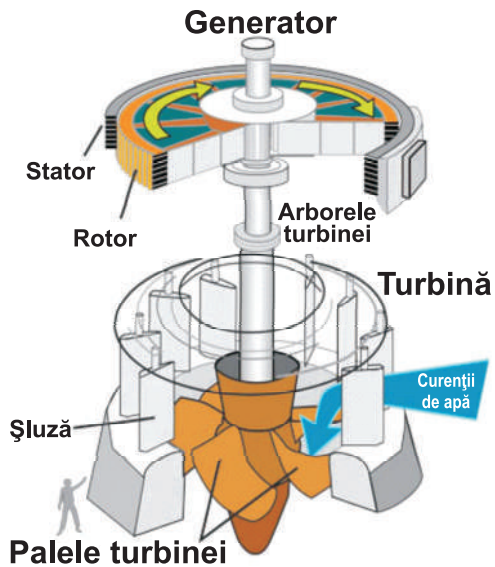


Fig. 3.46. Principiul de funcționare a turbinei de apă moderne Kaplan eoliene.

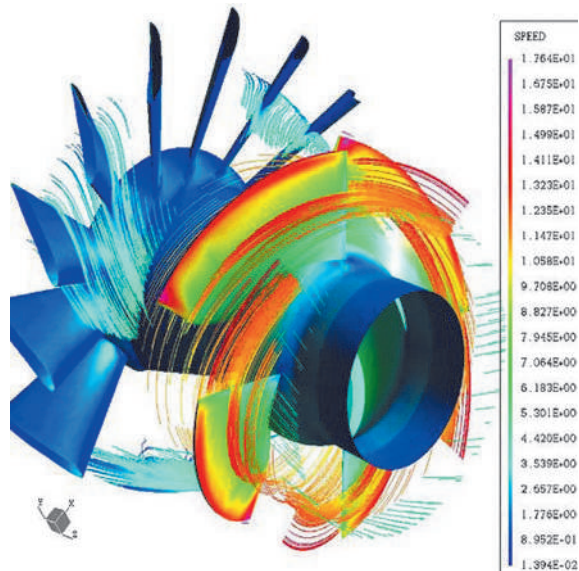


Fig. 3.47. Simulare numerică CFD. Distribuția vitezelor la o turbină Kaplan.



$$M = \frac{dD}{dt} = \frac{m}{dt} \cdot r \cdot dc. \quad (3.31)$$

Cu ajutorul integralei și ținându-se cont de legea pârghiilor, se ajunge la formula:

$$P = m \cdot \int_1^2 u \cdot dc_u, \quad (3.32)$$

de unde

$$\frac{P}{m} = \int_1^2 u \cdot dc_u = Y. \quad (3.33)$$

Ultima ecuație este numită ecuația lui Euler, din care rezultă:

$$Y = u_2 \cdot c_{u2} - u_1 \cdot c_{u1}, \quad (3.34)$$

unde  $Y$  este lucrul efectuat de paleta turbinei,  $u_1$  – viteza de rotație la intrare a vârfului paletei și la ieșire –  $u_2$ ; viteza fluidului din turbină  $c_{u1}$  – la intrare și  $c_{u2}$  – la ieșire.

#### 2.2.4. Turbine cu reacțiune. Turbina Francis

Turbina Francis este un tip de turbină de apă care a fost dezvoltată de James B. Francis (fig. 3.48). Este o turbină cu reacțiune de flux, care îmbină conceptele radial și axial. Turbinele Francis sunt astăzi cele mai utilizate turbine de apă. Ele funcționează într-o gamă de înălțimi de la 10 până la câteva sute de metri și sunt utilizate, 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

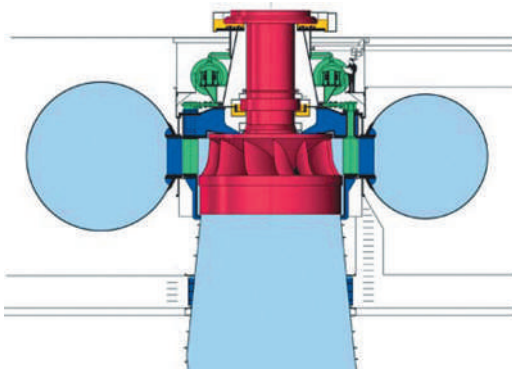


Fig. 3.48. Turbina Francis.

palețelor și axial la ieșire. Turbina Francis a fost proiectată ca o mașină de înălțime redusă, instalată într-o cameră fără carcasă spiralată. Turbinele Francis au nouă sau mai multe palete fixate pe rotor. Apa 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 1m 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 restul Europei din anul 1920 până 1960. În fig. 3.49 se prezintă un exemplu de simulare computerizată a acțiunii curenților de apă asupra paletelor, fapt ce permite optimizarea geometrică a paletelor. În fig. 3.50 sunt reprezentate componentele de bază, performanțele și prototipul industrial ale unui sistem hidro bazat pe turbina Francis. Puterea dezvoltată de acest sistem poate depăși 2 kW pentru anumite valori ale căderii de înălțime și ale debitului. Turbinele Francis sunt în continuă perfecționare. Apariția tehnicii de calcul și a softurilor performante a deschis noi posibilități în acest sens. Actualmente se efectuează cercetări complexe privind modernizarea turbinelor Francis sub aspectul majorării eficienței. Turbinele Francis sunt utilizate la cele mai mari hidrocentrale din lume [31]: Grand Culee (SUA) – 611,5 MW; Geheyan (China)– 310 MW; Er-tan (China) – 582 MW; Chirchill Falls (Canada) – 507 MW; Three Gorges (China) – 710 MW; Harspranget 4 (Suedia) – 469 MW.

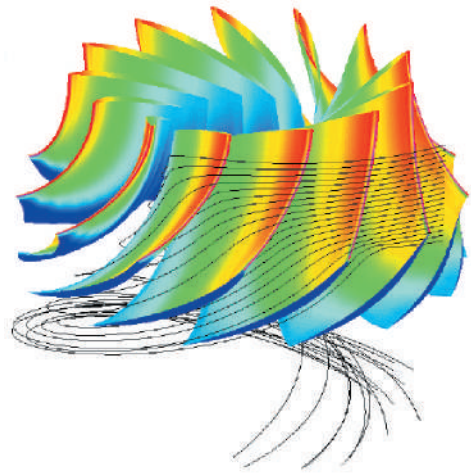


Fig. 3.49. Simulare computerizată a acțiunii fluxurilor de apă asupra paletelor turbinei Francis.

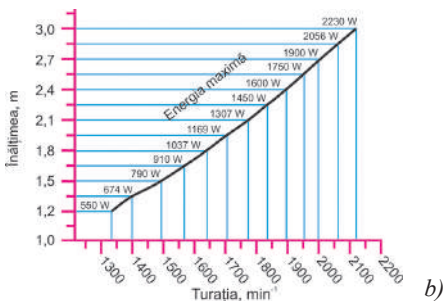
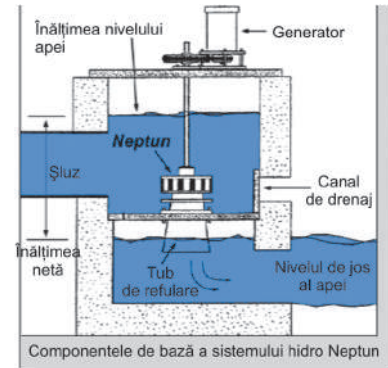


Fig. 3.50. Sistemul Francis.

### 2.2.5. Turbine cu impuls. Turbina Pelton

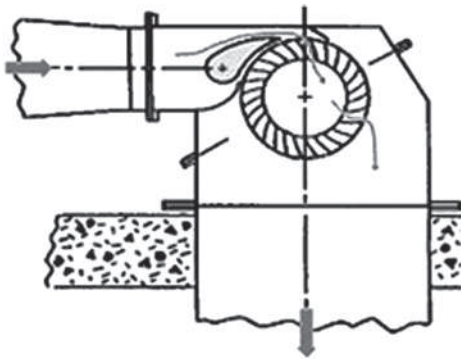


Fig. 3.51. Principiul de funcționare a turbinelor Pelton cu cupe ordinare.

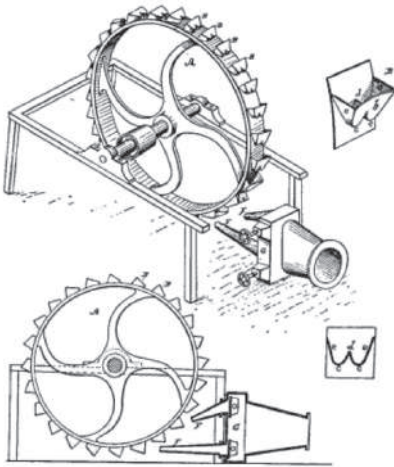


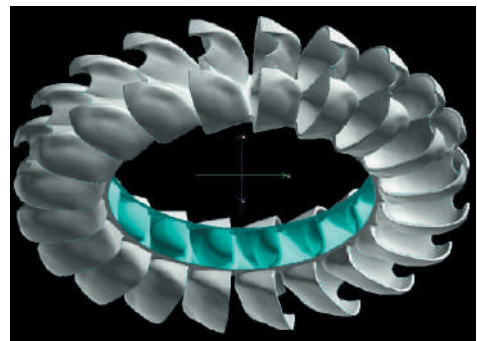
Fig. 3.52. Principiul de funcționare a turbinelor Pelton cu cupe duble.

Lester Pelton, inventatorul turbinei care îi poartă numele, s-a născut în anul 1829 în Vermillion, Ohio, SUA. Principiul de funcționare a turbinei Pelton este prezentat în fig. 3.51 [32]. Turbina Pelton reprezintă o roată cu o serie de cupe instalate la periferie. Un jet de apă (fig. 3.51) sau mai multe (fig. 3.52), cu o viteză mare, este direcționat tangențial la roată. Aproape toată energia apei vine să rotească cupele, iar curenții de apă reflecți sunt evacuați apoi printr-un canal de evacuare.

În fig. 3.52 este prezentat principiul de funcționare a turbinelor Pelton cu cupe duble – figură din brevetul original al lui Pelton (1880). Turbinele de apă Pelton sunt utilizate la înălțimi mari (30 – 1000 m) și pot dezvolta o putere de la 10kW până la 10MW [33,34]. În general, turbinele Pelton de dimensiuni mici necesită volum minim al curenților de apă, fiind ideale pentru râurile mici. În fig. 3.53 se prezintă modelul turbinei Pelton cu cupe ordinare (a) și cu cupe duble (b). Principiul de funcționare a cupelor mono - și duble este prezentat în fig. 3.54 [16]. În cazul cupelor duble jetul de apă se divizează în două fluxuri, care



a)



b)

Fig. 3.53. Modelul turbinei Pelton.

interacționează cu fiecare din cele două părți ale cupei.

Un alt tip de turbină de impuls este turbina Turgo. Turbinele Turgo sunt asemănătoare cu turbinele Pelton, însă jetul de apă este proiectat să acționeze asupra planului paletelor sub un unghi (de regulă  $20^\circ$ ), iar apa are o singură intrare și o singură ieșire. În consecință, turbinele Turgo pot avea diametre ale rotorului mai mici decât ale turbinelor Pelton pentru puteri echivalente, însă sunt mai greu de executat.

### 2.2.6. Turbina Cross-flow

Turbinele Cross-flow, Banki-Michell și Ossberger sunt turbine de apă elaborate, respectiv, de australianul Anthony Michell, ungurul Donát Bánki și neamțul Fritz Ossberger. 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 similar aparent unei roți de apă. Spre deosebire de roata de apă, ea utilizează o duză și palete în formă de cupe (fig. 3.55) [23]. 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, însă, deoarece curenții trec prin palete 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. Turbinele Cross-flow utilizează conceptele atât din construcția turbinei cu impuls, cât și a turbinei cu reacție. Aceasta 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 Crossflow posedă un randament mai scăzut decât alte construcții de turbine, însă câștigă pe piață datorită costului redus și posibilității de instalare în condiții de casă. O roată cu randament rezonabil (70% - 80% la cca 4 m înălțime) poate fi construită din tronsoane de țevă.



Fig. 3.54. Principiul de funcționare a cupeilor mono- (a) și duble (b).

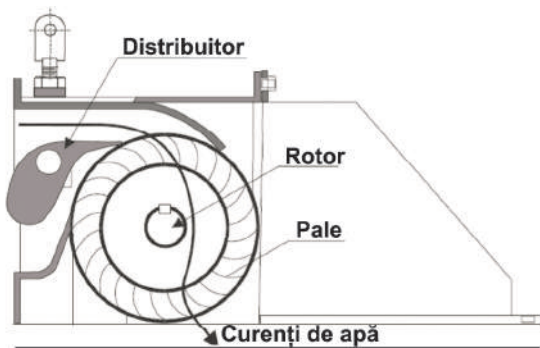


Fig. 3.55. Principiul de lucru al turbinei Cross-flow.

Elementul venturi și cele asociate pot fi fabricate din foaie de metal. Este mai complicată ca o roată de apă deschisă, dar nu mai greu de confecționat.

### 2.3. Microhidrocentrale plutitoare pentru conversia energiei cinetice a apei râurilor

Un interes aparte prezintă microhidrocentralele plutitoare. Din punct de vedere al costurilor, microhidrocentralele plutitoare sunt mai eficiente, fiindcă nu includ costuri esențiale legate de construcții civile [35]. La baza acestor microhidrocentrale se află schema conceptuală prezentată în fig.3.56. În calitate de organ de lucru se utilizează roți de apă sau hidroturbine deschise (de regulă, cu elice). În continuare vor fi examinate cele mai reprezentative exemple ale acestui grup de microhidrocentrale de flux cu diferite organe de lucru.

#### 2.3.1. Microhidrocentrală plutitoare cu roată de apă

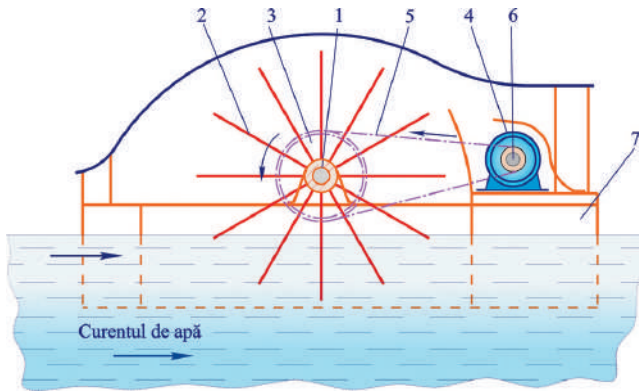


Fig. 3.56. Microhidrocentrală plutitoare cu roată de apă.

Microhidrocentrala plutitoare (fig. 3.56) reprezintă realizarea unei idei antice: vechea roată de apă, instalată pe o platformă plutitoare, transformă energia cinetică a apei curgătoare din râuri, în energie electrică sau mecanică (pentru irigare). Construcția microhidrocentralei este simplă. Mișcarea de rotație de la roata de apă cu axul principal orizontal 1 și palele 2, prin roata de curea 3, se transmite generatorului electric 4, prin intermediul transmisiei de curea (roțile de curea 3, 6 și cureaua 5). Roata de apă și generatorul electric sunt instalate pe platforma plutitoare 7. Avantajele de bază ale microhidrocentralei sunt: lipsa barajelor care exclude impactul ecologic negativ; autoreglarea poziției roții de apă în funcție de nivelul și cursul apei curgătoare.

Avantajele de bază ale microhidrocentralei sunt: lipsa barajelor care exclude impactul ecologic negativ; autoreglarea poziției roții de apă în funcție de nivelul și cursul apei curgătoare.

#### 2.3.2. Microhidrocentrală plutitoare cu rotor cu trei pale

O construcție a unei microhidrocentrale plutitoare, care poate fi fabricată din materialele disponibile unui cerc larg de constructori amatori, este prezentată în fig. 3.57[36]. Minihidrocentrala include un rotor cu trei pale tip Garman. Rotorul cu trei pale transformă energia cinetică a apei curgătoare în mișcare de rotație,

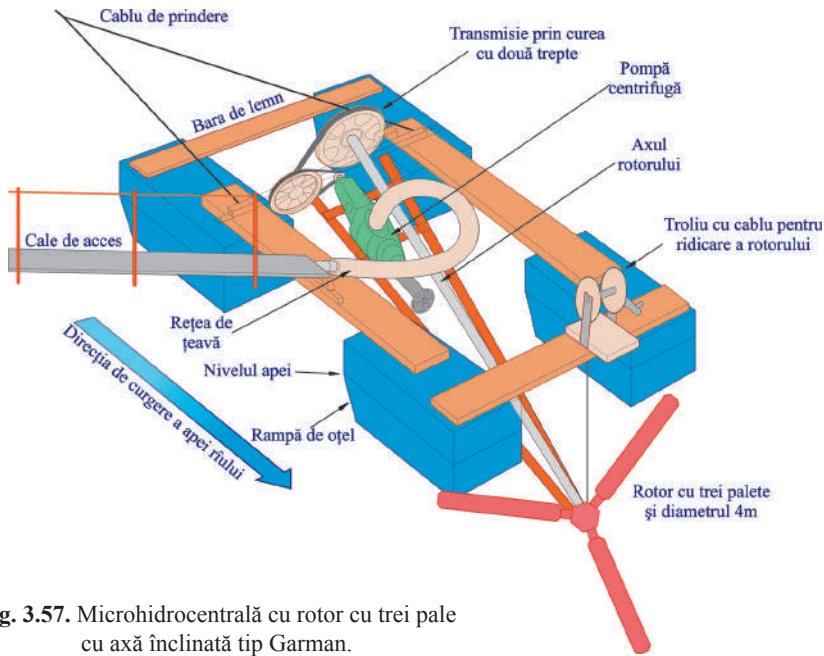


Fig. 3.57. Microhidrocentrală cu rotor cu trei palete cu axă înclinată tip Garman.

care este transmisă printr-un sistem de transmisii prin curea la o pompă hidraulică. Randamentul acestei microhidrocentrale se încadrează în limitele 15...16%. În fig. 3.58 sunt prezentate diagramele dependenței puterii generate de viteza de curgere a apei, de diametrul rotorului. În pofida unui randament redus, microhidrocentrala descrisă câștigă prin simplitatea constructivă și costurile reduse.

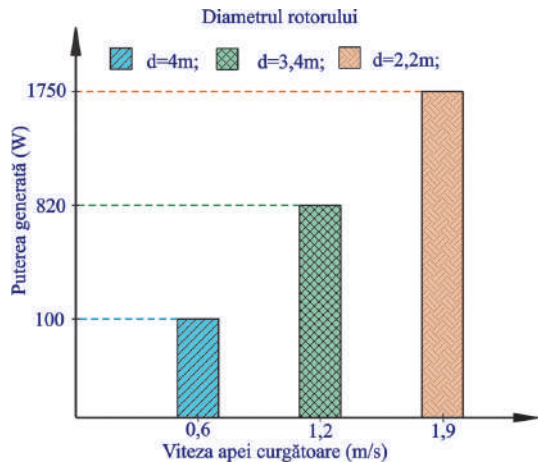


Fig. 3.58. Diagramele dependenței puterii generate de viteza de curgere a apei.

### 2.3.3. Microhidrocentrală plutitoare cu turbină Gorlov

Un interes deosebit prezintă turbina hidraulică, inventată de A. Gorlov (profesor în construcția de mașini de la Universitatea Nord – Estică din Boston (SUA)). Conform lui A.Gorlov, 90% din energia cinetică a apelor se află acolo unde nu pot fi construite baraje. În opinia sa, turbinele sale sunt ideale pentru astfel de domenii cu curenți de apă și refluxuri, pentru care hidroenergetica convențională este prea

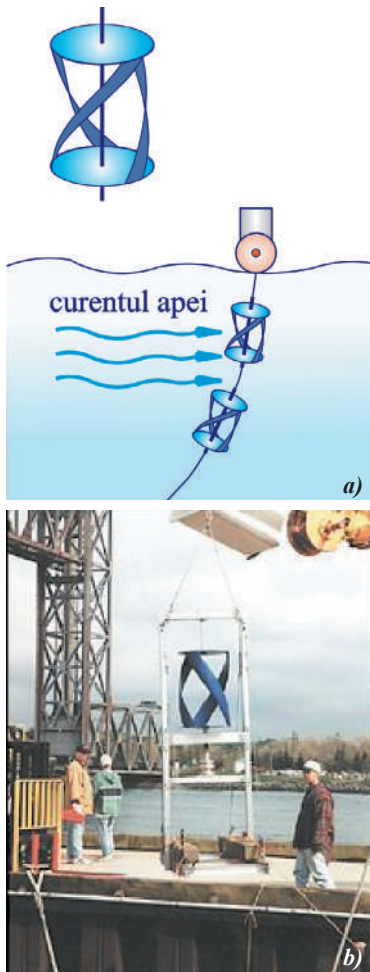


Fig. 3.59. Turbina elicoidală, inventată de A. Gorlov.

respectiv, echipamentul sunt testate în Uldomok Channel în marea din sudul Coreii, fiind planificate ferme energetice de reflux cu puterea sumară de 90 MW. Dacă aceste teste vor fi încununate cu succes, Coreea va fi dezvoltat lângă insula Jindo un sistem de 3500 MW [38].

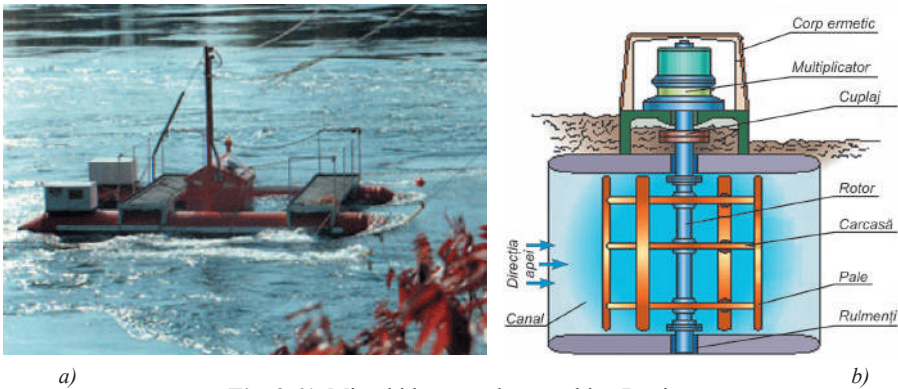
#### 2.3.4. Microhidrocentrală plutitoare cu turbină Davis

Microhidrocentralele cu turbină hidraulică Davis [39] prezintă, de asemenea, un interes aparte. În anul 1984, pe râul Harbor, a fost proiectată și testată Nova Scoția, o microhidrocentrală cu turbină hidraulică Davis cu ax vertical (fig. 3.61, a), care producea

costisitoare. Turbinele Gorlov ating un grad de conversiune a energiei hidraulice de până la 35% (teoretic, acest coeficient este de 0,59 – coeficientul Betz). Turbine cu diametrul de 1m și înălțimea de 1m pot fi instalate în număr mare de-a lungul țărmului, fără a afecta existența peștilor. Turbina Gorlov (fig. 3.59) [37] a fost elaborată în baza turbinei Darrieus, inventată pentru conversia energiei eoliene în anul 1930. Ea posedă o serie de avantaje: construcție simplă, preț de cost redus, se estimează aproximativ 400–600 \$ la 1 kW putere – mai mic decât pentru construirea sistemelor hidroenergetice cu baraje; practic, nu generează zgomot. Aceste turbine pot fi inseriate. În fig. 3.59,b este prezentată construcția unei turbine Gorlov, iar în fig. 3.60 – modelul experimental al turbinei Gorlov. Patru turbine Gorlov au fost testate la Cape Cod și în zona cu reflux din Vinalhaven, Maine a fost instalat un sistem de 5 kW, care genera electricitate suficientă pentru întreținerea unui motel cu 14 camere, din apropiere. Un alt test a avut loc într-o zonă a Amazonului, unde turbinele au fost utilizate pentru încărcarea bateriilor de automobile destinate funcționării televizoarelor. A.Gorlov propune utilizarea turbinelor sale pentru descompunerea apei de mare în hidrogen și oxigen prin electroliză, acumularea hidrogenului în vase presurizate. Hidrogenul urmează să fie utilizat în celulele de combustie. Turbinele și, respectiv, echipamentul sunt testate în Uldomok Channel în marea din sudul Coreii, fiind planificate ferme energetice de reflux cu puterea sumară de 90 MW. Dacă aceste teste vor fi încununate cu succes, Coreea va fi dezvoltat lângă insula Jindo un sistem de 3500 MW [38].

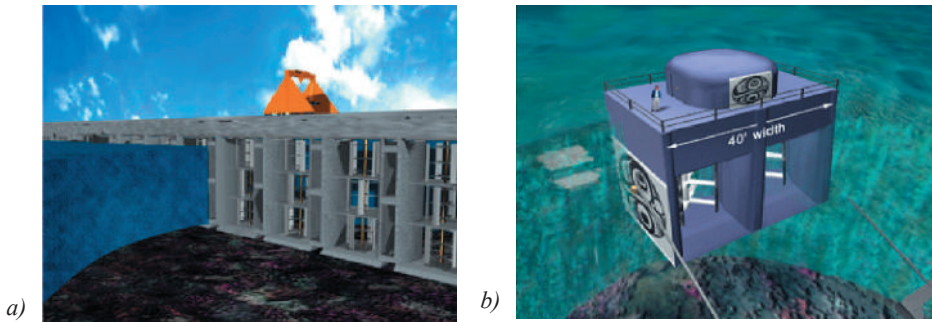


Fig. 3.60. Model experimental.



**Fig. 3.61.** Microhidrocentrală cu turbină Davis.

100 kWh. Turbina Davis este constituită din 4 palete cu profil hidrodinamic, fixate rigid pe rotor (fig.3.61, b). Rotorul este cuplat prin intermediul unui cuplaj cu arborele de intrare al multiplicatorului (transmisie planetară de amplificare a turațiilor). Pe arborele de ieșire a 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 și testată în Golful Florida (fig. 3.62) în anul 1985.



**Fig. 3.62.** Modelele computerizate ale modulelor rotorului Davis: a – pentru oceane; b – pentru râuri.

Puterea obținută era de 5 kW. Proiectul era finanțat de firma *Nova Energy Ltd* – Texas și a fost numită turbină Davis VEGA-I. Turbina funcționa la adâncimea de 65 m, pentru a nu admite ciocnirea ei cu navele mari de marfă. Pentru a obține o putere mai mare s-au executat module (blocuri) din mai multe turbine Davis, montate pe înălțime sau pe lățime. Astfel a fost posibilă obținerea unei puteri sumare cuprinsă între 5-500kW din energia cinetică a apei curgătoare din râ-



**Fig. 3.63.** Instalarea Turbinei Davis în Golful Florida.



uri și a puteri cu valoarea cuprinsă între 200–8000MW – din energia cinetică a apei oceanelor. În figura 3.62,a,b sunt prezentate modelele computerizate ale modulelor turbinei Davis de 7–14MW - pentru oceane și de 250kW – pentru râuri. În fig. 3.63 este reprezentată instalarea turbinei Davis în Florida, SUA.

### 2.3.5. *Microhidrocentrală plutitoare cu ax orizontal cu turbină multipală*

Pentru unele râuri cu adâncime mică sunt mai eficiente microhidrocentralele cu turbine cu ax orizontal. Microhidrocentrala cu ax orizontal (fig. 3.64) [40] a fost elaborată la Universitatea Tehnică de Stat din Krasnoyarsk, Rusia și este destinată transformării în energie electrică a energiei cinetice a apei curgătoare a râurilor. Microhidrocentrala poate funcționa eficient împreună cu alte surse de energie (de exemplu centrală electrică diesel), reducând radical consumul de motorină sau înlocuind-o pe ultima în caz de accident. Parametrii hidrologici principali, care asigură funcționarea eficientă a microhidrocentralei: gama vitezelor de curgere a apei adâncimea râului – cel puțin de 1,5 m; lățimea sectorului cu aceasta adâncime – râurilor – 1,8...3,3 m/s; cel puțin de 10 m. Puterea la ieșire pentru valori ale vitezelor de curgere a apei râurilor cuprinse între 1,8–2,5 m/s este de la 10 până la 30 kW, la tensiuni de curent continuu cu trei faze 220/380 V cu frecvența 50 Hz. Gabaritele microhidrocentralei în varianta submersibilă: lungimea – 5 m, lățimea – 3 m, înălțimea – 2 m. Tipul turbinei – orizontală secționată, fiecare secțiune incluzând câte două palete cu profil hidrodinamic, fixate rigid pe axul principal. Fiecare secție este fixată pe axul principal cu o anumită defazare unghiulară. În partea din față, de ambele părți ale rotorului sunt fixate confuzoare. Axul principal este instalat pe structură de rezistență.



Fig. 3.64. Microhidrocentrală submersibilă cu ax orizontal.

### 2.3.6. *Microhidrocentrală plutitoare cu ax orizontal și turbină cu elice*

Un alt tip de microhidrocentrale plutitoare cu un principiu nou de funcționare sunt microhidrocentralele cu turbine elicoidale. Una din primele lucrări este un raport

privind prototipul unei turbine cu axă orizontală dezvoltată de Harwood (1985) din Institutul Național de Cercetare a Amazonului (INPA). Ea utilizează două turbine cu elice cu diametrul de 4 m, instalate în confuzoare. Pentru echilibrarea microhidrocentralei, turbinele sunt executate cu rotire în sensuri diferite. Mișcarea de rotație a turbinelor este sumată și transmisă printr-un sistem de multiplicare la un generator electric. Carcasele

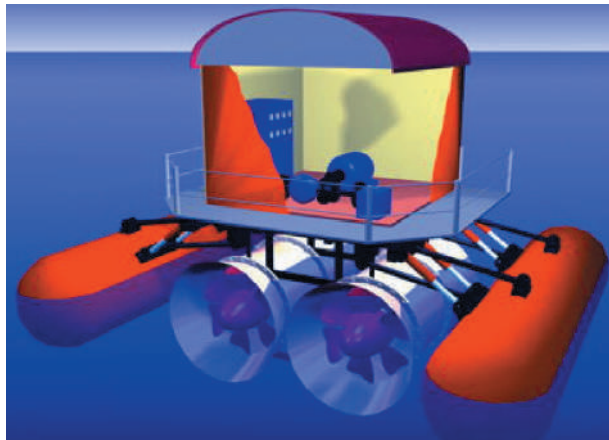


Fig. 3.65. Microhidrocentrală flotabilă cu două turbine multipale.

turbinelor sunt fixate rigid pe o construcție metalică care, la rândul ei, este instalată rigid pe două pontoane. Microhidrocentrala era ancorată pe râu. Acest echipament a fost experimentat în sectoare ale râului Amazon cu viteze ale apei între 0,7 până la 1,5 m/s. În fig. 3.65 este prezentat modelul computerizat al microhidrocentralei flotabile cu două turbine multipale, montate în confuzoare. Rotirea turbinelor în direcții diferite asigură stabilitate microhidrocentralei. În baza acestui principiu, inginerii Institutului de Cercetări Științifice din Novosibirsk, Rusia au fabricat o microhidrocentrală cu două turbine cu elice (fig. 3.66) [41]. Microhidrocentrala presupune o construcție plutitoare mobilă, care poate fi ușor deplasată pe toată albia râului în cazul schimbării nivelului apei, precum și ridicarea randamentului turbinelor în baza folosirii mai eficiente a energiei fluxului de apă. Microhidrocentrala conține o platformă, pe care sunt montate un generator fixat rigid, carcasa cu confuzoare ale turbinelor cu elice, corpurile plutitoare în formă de pontoane montate de platformă, un mecanism de ridicare și scufundare a turbinelor cu elice. Încercările acestei construcții au fost efectuate pe perioada unui sezon pe râurile din Altai și Iakutia, Rusia. Încercările efectuate au demonstrat o eficiență corespunzătoare, caracteristici tehnice bune, simplitate în exploatare și montaj.



Fig. 3.66. Microhidrocentrală plutitoare.

### 2.3.7. Microhidrocentrale integrate cu alte sisteme de conversiune a energiei regenerabile

Una din cele mai comune aplicații a energiei alternative este alimentarea cu energie electrică a consumatorilor izolați: a unei case de vacanță sau cabane, a unui motel sau altor obiecte sociale, aflate într-o zonă fără acces la rețeaua publică. Pentru

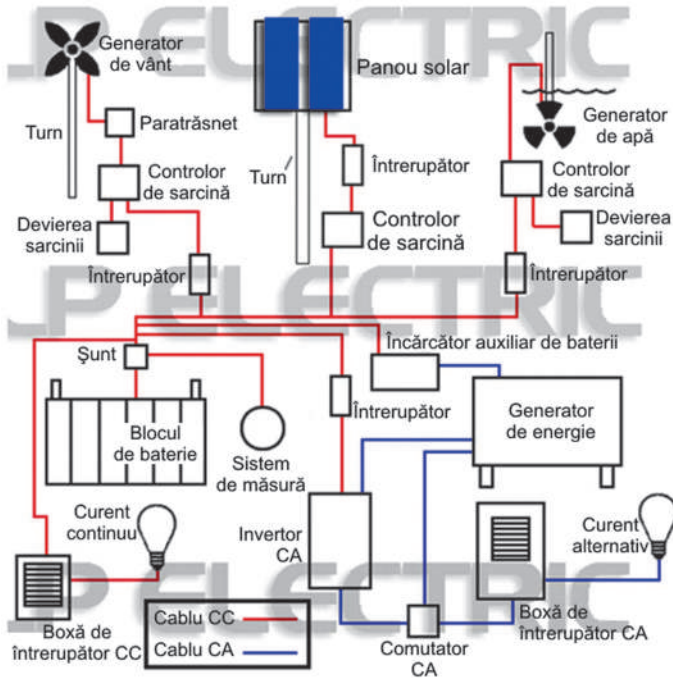


Fig. 3.67. Diagrama de bază a unui sistem individual pentru casă, cabană etc.

asigurarea completă a necesităților de energie electrică, deseori minihidrocentralele sunt integrate într-un sistem energetic complex, care include atât sisteme de conversiune a energiilor regenerabile (eoliană, solară, termală, biomasă, hidrogen etc.), cât și sisteme convenționale de energie (stații diesel, de gaz etc.). Integrarea poate fi efectuată pe două căi: integrarea într-un sistem energetic unic a câtorva sisteme de conversiune a energiei regenerabile (eoliană, hidrolică, solară etc.); crearea unor instalații energetice cu funcționare mixtă (de exemplu, axul principal care este legat cu generatorul de curent electric este antrenat simultan de o turbină eoliană și de una hidrolică). Folosirea

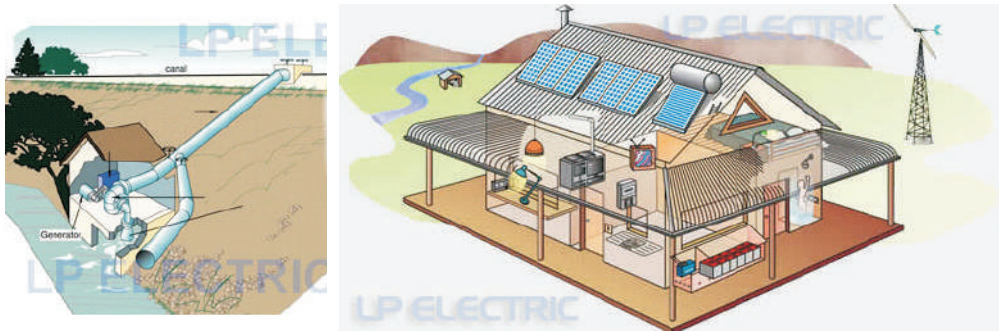


Fig. 3.68. Modelul unei cabane moderne cu un sistem complex de asigurare energetică.

lor combinată este întotdeauna posibilă. În fig.3.67 se prezintă diagrama de bază a unui sistem energetic individual pentru casă, cabană, motel etc., bazat pe utilizarea energiilor hidraulică, solară și eoliană. În fig. 3.68 este prezentat modelul unei cabane moderne, ale cărei necesități energetice sunt satisfăcute de un sistem complex integrat, bazat pe utilizarea energiilor hidraulică, eoliană și solară. O cabană modernă, un motel amplasat într-un loc greu accesibil, sunt greu de imaginat fără frigider, televizor, iluminare, apă caldă, o combină muzicală, un cuptor cu microunde și alte elemente indispensabile ale unui confort la nivelul cerințelor actuale.

O schemă de principiu a unei instalații mixte eoliano-hidraulice este prezentată în fig. 3.69 [42]. Instalația include o turbină eoliană și o turbină hidraulică de conversiune a energiei cinetice de curgere a apei râurilor. Ambele organe de lucru sunt legate cu un diferențial care, la rândul său, însumează mișcările de rotație de la ambele organe de lucru, o multiplică și o transmite generatorului electric. Această soluție tehnică permite conversia atât a energiei hidraulice, cât și a energiei vântului care, în unele zone ale râurilor cu maluri abrupte, formează un adevărat tunel aerodinamic.

Tehnologiile energiilor regenerabile sunt intermitente în natură, de aceea ele nu sunt disponibile continuu. Energia solară nu este disponibilă pe timp de noapte. Stațiile eoliene vor staționa în lipsa vântului. Deși microhidrocentralele sunt cele mai sigure surse regenerabile de energie, ele depind de debitul sursei de apă, care este dictat de optimizarea multicriterială considerând următoarele variabile:

- irigarea;
- navigarea;
- controlul inundațiilor;
- recrearea;
- cererea de energie.

De aceea, este oportună integrarea sistemelor de conversiune a energiilor regenerabile. În plan global, au fost inițiate unele activități cu scop limitat privind explora-

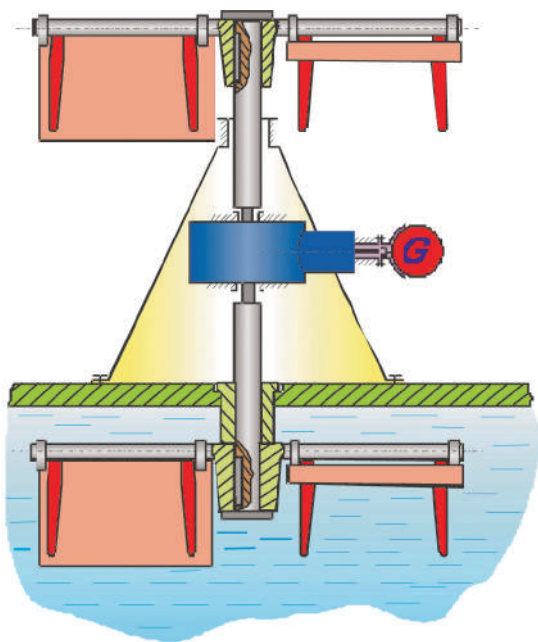


Fig. 3.69. Schema principală a instalației eoliano-hidroenergetice cu funcționare mixtă.

rea scopurilor asociate cu operarea energeticii hidroeoliană integrate. Cu rezultatele obținute din numărul în creștere al studiilor-pilot și investigațiilor, valoarea sintezei celor mai bune practici este îmbogățită în acest sens. Lecțiile învățate în lucrările trecute pot fi acum investigate pentru proiectele planificate pe viitor. Programul va iniția studii de caz ale integrării energeticii hidroeliene în SUA. Programul va lucra, de asemenea, cu experții privind integrarea internațională a hidroenergeticii și vor aplica experiența internațională pe piața SUA. Obiectivul de bază al programului este stabilirea dialogului între producătorii de energie și catalizarea activităților imediate de mentenanță și dezvoltare a pieței hidroenergeticii durabile sub aspect ecologic, economic și politic.

În unele cazuri, când hidroenergetica nu este aplicabilă pe scară largă din motive ecologice, microhidrocentralele servesc drept sisteme tampon în asigurarea pe termen scurt și mediu cu energie electrică pentru compensarea fluctuațiilor de energie și a costurilor serviciilor și creșterea valorii economice a energiei livrate. Oportunitățile pentru hidroenergetică de a facilita integrarea pe scară largă cu energia eoliană și solară au fost discutate timp îndelungat însă, deocamdată, nu a fost cuantificată.

### 3. Microhidrocentrale cu ax vertical și palete cu profil rectiliniu în secțiune normală, elaborări de autor

Analiza sistemelor de conversiune a energiei hidraulice, efectuată în compartimentele precedente, a demonstrat oportunitatea dezvoltării sistemelor de conversie a energiei cinetice a apei, comparativ cu sistemele de conversie a energiei potențiale. Aici sunt evidente o serie de avantaje. *În plan tehnic:* sisteme de conversie a energiei hidraulice relativ simple. *În plan economic:* se reduc esențial costurile lucrărilor civile. *În plan ecologic:* lipsa barajelor și lacurilor de acumulare. Analiza microcentralelor existente de conversie a energiei cinetice a apei curgătoare a evidențiat că există rezerve de majorare a eficienței turbinelor utilizate. Coeficientul Betz, egal cu 0,59, reprezintă eficiența teoretică maximă de conversiune a energiei hidraulice. Majoritatea sistemelor existente asigură un coeficient de utilizare a energiei cinetice a apei în limitele valorii de 0,2. Doar unele sisteme moderne depășesc eficiența de 30%. În această direcție există suficiente rezerve de eficientizare a turbinelor hidraulice de flux, care devin tot mai tentante pentru inginerii și inventatorii din domeniu. În acest scop, la Universitatea Tehnică a Moldovei a fost fondat Centrul de Elaborare a Sistemelor de Conversiune a Energiilor Regenerabile (CESCER), dotat cu potențial uman calificat, tehnică de proiectare și cercetare performante. În continuare se prezintă unele soluții moderne de eficientizare a sistemelor de conversiune a energiei cinetice a apei curgătoare a râurilor, elaborate de autori. O serie de rezultate științifice obținute au fost publicate în monografia [43], prezentate la expozițiile internaționale [44,45,46], prezentate în raportul științific [47].

#### 3.1. Scheme conceptuale

În baza efectuării unui studiu amplu, a fost propusă o schemă conceptuală de microhidrocentrală cu ax vertical (fig. 3.70,a), care include un organ de lucru cu patru pale cu ax vertical și palete orizontale plane [48]. Organul de lucru include axul principal 1, legat rigid cu paharul 2, în locașurile 3 ale căruia sunt instalate cu posibilitatea de a se roti osiile 4 și 5. Pe extremitățile osiilor 4 și 5 sunt fixate palele 6 și 7, amplasate reciproc sub un unghi ascuțit ( $<90^\circ$ ). Osia 4 este executată integră (fig. 3.70,b), iar osia 5 – din două părți separate 8 și 9, legate între ele rigid printr-o piesă intermediară 10. Piesa intermediară 10 permite părților 8 și 9 ale osiei 5 să se rotească alternativ în limitele unghiului  $\alpha$  (fig. 3.70,b), asigurat de osia 4. Osia 4, la rândul său, are posibilitatea de a se roti sub unghiul  $\alpha$  limitat de limitatoarele 11 (fig. 3.70,c). La extremitățile paletelor 6 și 7 sunt fixate rigid aripioarele 12 și 13, orientate sub un anumit unghi față de restul paletei. La rândul său, axul principal 1 este legat cu osiile multiplicatorului 14 și, ulterior, cu generatorul 15. Platforma 16, pe care sunt fixate generatorul 15 și multiplicatorul 14, este montată pe o bază de țârm cu ajutorul mecanismului paralelogram 17.

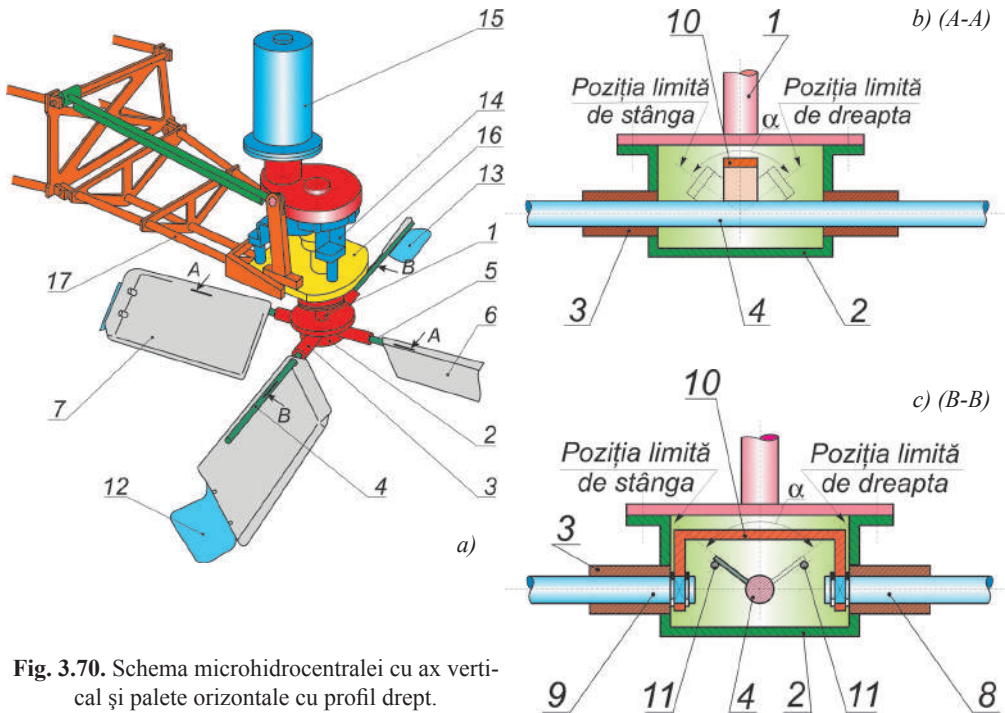


Fig. 3.70. Schema microhidrocentralei cu ax vertical și palete orizontale cu profil drept.

Stația hidrolică funcționează în modul următor: osiile 4, 5 cu paletele 6 și 7 sunt amplasate în apa curgătoare a râului. Una din palete ajunge în curentul de apă, sub a cărei acțiune se va deplasa, rotind axul principal sub un anumit unghi, până când iese de sub acțiunea curentului de apă. În acest moment, în calea curentului este adusă de axul principal o altă paletă. Paleta care a ieșit de sub acțiunea curentului de apă este deplasată de axul principal împotriva curentului de apă. Pentru a micșora rezistența la mișcarea paletei împotriva curentului, aripioarele 12 și 13, acționate de curentul de apă, rotesc paletele 6 și 7 (când ele sunt poziționate împotriva curentului de apă), scoțându-le de sub acțiunea curentului, micșorând esențial rezistența. În același timp, pala amplasată pe cealaltă extremitate a osiei va fi rotită sub unghiul  $\alpha$  în poziția de maximă rezistență (în poziția de lucru). Astfel va fi asigura-

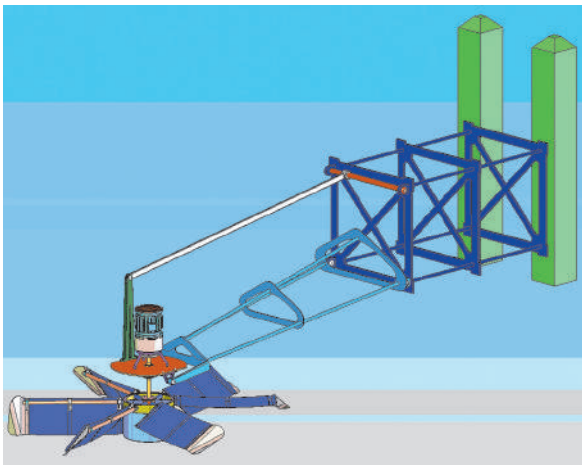


Fig. 3.71. Schema microhidrocentralei cu ax vertical și palete orizontale cu profil curbiliniu.

ștea. Astfel va fi asigura-

tă poziția de maximă rezistență a paletelor (poziția de lucru) și poziția de minimă rezistență (poziția mișcării paletelor împotriva curentului de apă). Mișcarea de rotație a axului principal 1 se multiplică în multiplicatorul 14 și este transmisă mai departe generatorului 15, care produce curent electric. Mecanismul paralelogram 17 asigură poziția verticală a axului principal 1 pentru orice nivel al apei curgătoare. Neajunsul acestei scheme este coeficientul de conversiune relativ redus al energiei cinetice a apei în energie electrică (simultan, în procesul de conversiune participă în medie doar o paletă din cele 4 și folosesc doar presiunea apei, exercitată pe suprafața paletelor).

Mărirea numărului paletelor în rotorul microhidrocentralei din fig. 3.71 [49] asigură o uniformitate mai înaltă a turației arborelui generatorului și un grad mai înalt de conversiune. În același timp, posedă o construcție mai complicată, necesitând un mecanism de orientare a paletelor mai complicat. Forma curbilinie a paletelor 2 asigură un coeficient mai înalt de conversiune și un grad redus de turbulență a apei.

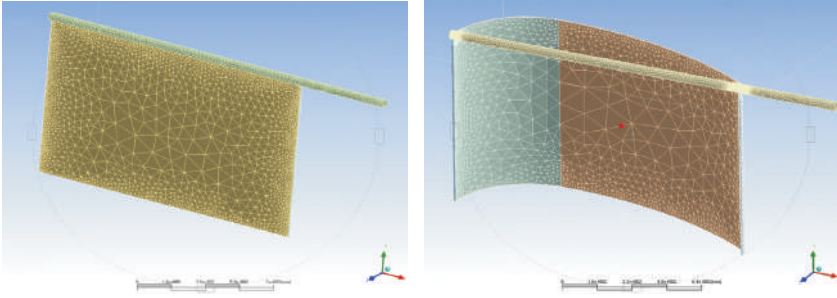
### 3.2. Modelarea CFD a interacțiunii paletelor cu apa

Elementul de bază de care depinde eficiența oricărei minihidrocentrale, este organul de lucru. Executarea organului de lucru în formă de rotor multipal cu palete cu profil drept sau curbiliniu a necesitat determinarea dimensiunilor optime ale paletelor din condiția de rezistență, stabilitatea formei lor sub acțiunea curenților de apă, comportamentul lor la diferite viteze ale apei, numărul rațional al paletelor în funcție de anumite criterii constructive sau funcționale. Pentru aceasta a fost necesară cercetarea multicriterială a interacțiunii paletelor cu fluidul (apa). În acest scop a fost utilizată o stație grafică de proiectare performantă și un soft specializat *ANSYS CFX-5.7* procurate în cadrul unui grant, finanțat de fundația americană „*Civilian Research Development Foundation*” (CRDF) [50].

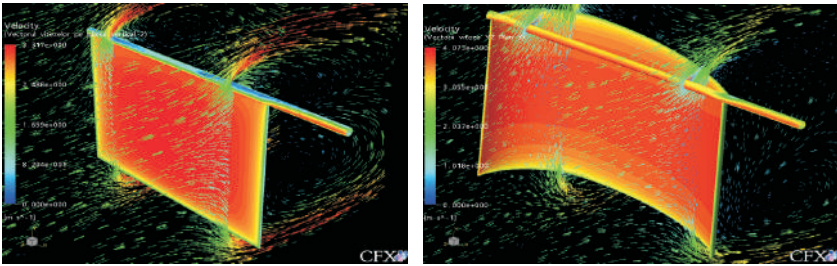
Performanța superioară a mediului CFX-5 nu se bazează pe un singur produs, ci este o combinație justă a tehnologiilor de vârf integrate în toate modulele ce intră în componența sa. Au fost simulate la calculator în mediul de analiză numerică CFD – *ANSYS CFX-5.7* interacțiunea dintre pale și fluid la diferite forme ale palelor, studiate distribuția presiunilor pe suprafața palelor și fenomenele de turbulență [43,47, 51]. În diagramele din fig. 3.72 se prezintă unele secvențe ale analizei comparative a efectelor generate de palele cu suprafața dreaptă și curbilinie. Analiza tablourilor obținute a demonstrat eficiența mai înaltă a paletelor cu suprafața curbilinie cu o rază de curbură stabilită, exprimată:

- de distribuția mai rațională a tensiunilor în structura palei generate de acțiunea curenților de apă;
- de gradul mai redus de turbulență a apei în spatele paletelor.

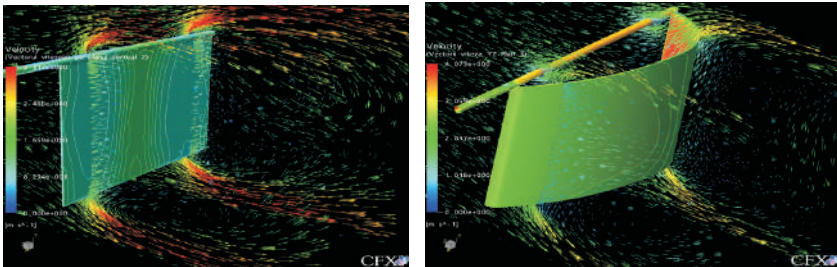




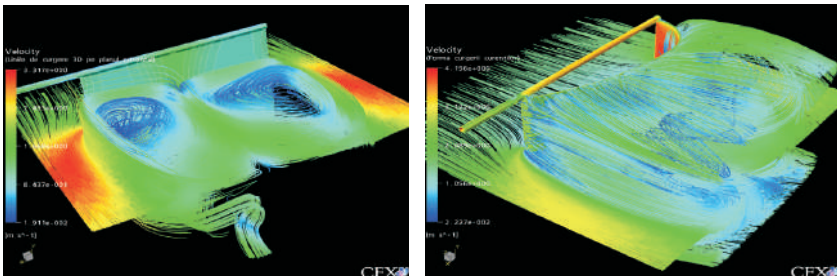
a. Împărțirea rotorului multipal în elemente finite (tetraedru), CFX CAD2Mesh.



b. Vectorul vitezelor de curgere pe două plane verticale pe direcția de curgere (în amonte).



c. Vectorul vitezelor de curgere pe două plane verticale pe direcția de curgere (în aval), CFX Post.



d. Liniile de curgere 3D a fluidului pe un plan orizontal pe direcția de curgere (în amonte), CFX Post.

Fig. 3.72.

### 3.3. Testarea de laborator a modelului microhidrocentralei cu ax vertical

După cum s-a menționat anterior, pentru stabilirea eficienței microhidrocentralei este necesară fabricarea și încercarea unui model de laborator al stației. În baza cercetărilor teoretice efectuate și modelării la calculator a interacțiunii apei cu paletel rotorului, a fost elaborat, proiectat și executat un stand de încercări experimentale de laborator (fig. 3. 73). Standul include un model experimental multifuncțional al microhidrocentralei cu ax vertical (executat conform schemei conceptuale din fig. 3.70), o cadă de apă, prin care s-a imitat curgerea apei, două pompe (sunt închise în carcasă), care asigură pomparea apei în cadă cu presiuni stabilite (care să imite diferite viteze de curgere a apei) și un sistem computerizat de măsurări și prelucrare a datelor în sistemul de operare LabVIEW. Modelul experimental a asigurat simularea vitezei de curgere a apei într-o gamă largă de valori, grad diferit de turbulență, reglarea pe înălțime a turbinei față de nivelul apei ș.a. Construcția standului a permis încercarea mai multor organe de lucru: cu ax vertical cu paletel orizontale cu suprafață dreaptă (fig. 3.70) și curbilinie (fig. 3.71).



Fig. 3.73. Modelul experimental de laborator al microhidrocentralei cu ax vertical și pale orizontale drepte.

## 4. Microhidrocentrale cu ax orizontal și turbine elicoidale, elaborări de autor

### 4.1. Scheme conceptuale

În căutarea unor soluții constructive de majorare a eficienței de conversie a energiei cinetice a apei prin mărirea suprafeței de contact a paletelor cu apa s-a apelat la o idee veche – a șurubului Arhimede – în baza lui fiind elaborată turbina elicoidală cu 2, 3 sau 4 începuturi. În scopul majorării eficienței energetice a turbinei, au fost utilizate o serie de idei originale:

- utilizarea profilului hidrodinamic al paletelor în secțiune normală, fapt ce permite obținerea unui efect de injecție a maselor de apă periferice și generarea unei forțe suplimentare de portanță;
- elaborarea turbinelor elicoidale cu suprafața exterioară cilindrică, conică sau parabolică permite optimizarea parametrilor energetici ai turbinei prin reducerea pierderilor de energie la intrarea, trecerea prin turbină și ieșirea apei din turbină;

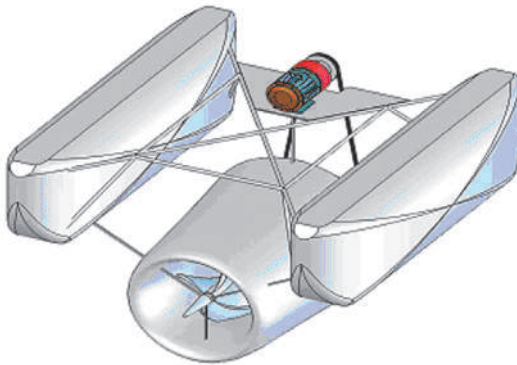


Fig. 3.74. Microhidrocentrală flotabilă cu o turbină elicoidală.

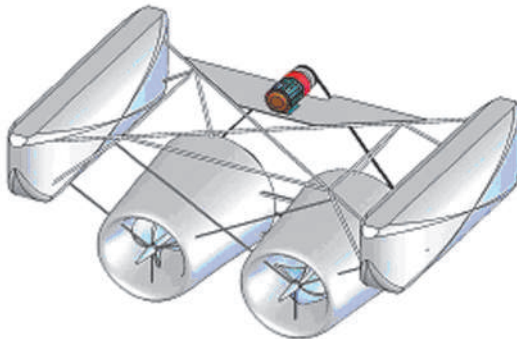


Fig. 3.75. Microhidrocentrală flotabilă cu două turbine elicoidale.

– amplasarea turbinelor elicoidale în carcase dotate cu confuzor (la intrare în turbină) și difuzor (la ieșire din turbină) cu profil hidrodinamic în secțiune normală permite mărirea eficienței energetice a turbinei elicoidale. În fig. 3.74 [52,53,54] sunt prezentate schemele conceptuale ale unei microhidrocentrale cu turbină elicoidală, care conține două pontoane fixate paralel de o platformă, între care este amplasată o turbină elicoidală, fixată cu asigurarea submersibilității permanente a turbinei. Turbina elicoidală este amplasată într-o carcasă cu difuzor și confuzor, iar arborele ei este legat printr-un sistem de transmisii mecanice cu generatorul de curent electric. În scopul compensării momentului de rotire a microhidrocentralei flotabile și măririi eficienței energetice, microhidrocentrala din fig. 3.75 este

dotată cu două turbine elicoidale, legate printr-un sistem de transmisii mecanice cu un singur generator electric. Direcția diferită a liniilor elicoidale ale turbinelor asigură rotirea în direcții diferite a rotoarelor turbinelor elicoidale și compensarea momentului de rotire a microhidrocentralei. Turbina elicoidală poate fi executată cu suprafață exterioară cilindrică (fig. 3.76, a) sau conică (fig. 3.76, b). Pereții carcasei, partea de difuzor (la intrare) au profil hidrodinamic în secțiune normală (fig. 3.76, a). Microhidrocentralele flotabile cu turbine elicoidale sunt ancorate de fundul sursei de apă sau de maluri (fig. 3.77).

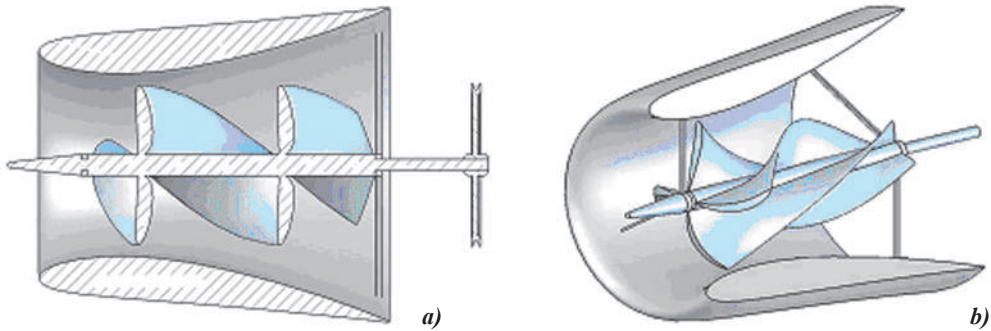


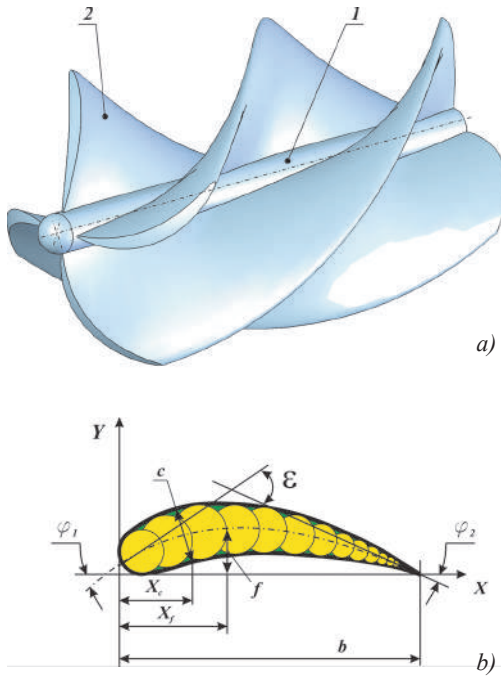
Fig. 3.76. Turbine elicoidale cilindrice și conice cu confuzor-difuzor cu profil hidrodinamic.



Fig. 3.77. Schema de ancorare a microhidrocentralei.

#### 4.2. Aspecte privind descrierea analitică a parametrilor geometrici de bază

Pentru cercetarea teoretică și optimizarea parametrilor geometrici ai turbinei elicoidale a fost elaborat modelul ei matematic. Descrierea deplină este prezentată în lucrarea [53,54]. În continuare se vor prezenta unele aspecte de descriere analitică a parametrilor geometrici de bază ai turbinei elicoidale. Turbina elicoidală în confor-



**Fig. 3.78.** a) Turbină elicoidală. b) Profilul aerodinamic al palei în secțiune normală.

mitate cu fig. 3.78,a conține axul  $I$ , pe care sunt fixate rigid pe linie elicoidală cu pas constant paletile 2. Profilul aerodinamic, conform figurii 3.78, b se caracterizează prin forma bombată a părții din față și, respectiv, forma ascuțită a celei din spate. Linia lui medie este locul geometric al centrelor cercurilor înscrise în profil. Parametrii geometrici principali ai profilului sunt:

- grosimea relativă a profilului  $\bar{c}$  este raportul dintre grosimea maximă a profilului și lungimea coardei  $b$ ,  $\bar{c} = c/b$ ;
- concavitatea relativă  $\bar{f}$  este raportul dintre săgeata maximă de încovoiere a curbei axiale și lungimea coardei  $b$ ,  $\bar{f} = f/b$ ;
- curbura profilului se caracterizează prin unghiul de încovoiere a liniei medii  $\epsilon$ , adică unghiul dintre tangentele duse la linia medie a profilului în părțile lui din față și din spate.

Pozițiile  $\bar{c}$  și  $\bar{f}$  sunt determinate prin abscisele relative  $\bar{x}_f = x_f/b$  și  $\bar{x}_c = x_c/b$ . Cunoscând forța de ascensiune care acționează asupra rețelei de profiluri, putem determina momentele forței, cu care apa acționează asupra turbinei. Poziția reciprocă a profilurilor în rețea se caracterizează prin pasul  $t$ , unghiul de poziție  $\Theta$  (unghiul dintre coarda profilului și flancul rețelei), și unghiurile  $\varphi_1$  și  $\varphi_2$  dintre tangentele duse la linia medie a profilului în punctele lui și flancul rețelei. Pasul relativ al rețelei este raportul dintre pasul  $t$  și lungimea coardei  $b$ ,  $\bar{t} = t/b$ . Valoarea inversă pasului relativ se numește densitatea rețelei  $\epsilon = 1/\bar{t} = b/t$ . Poziția profilului rețelei față de direcția apei se caracterizează prin unghiul de atac  $i$ , adică prin unghiul dintre vectorul vitezei și tangenta dusă la linia medie a profilului.

Pentru determinarea forțelor dezvoltate de curenții de apă a fost analizată carenarea unei rețele infinite de profiluri de un curent plan paralel permanent de apă. Aplicând pentru volumul menționat  $ABCD$  (fig. 3.79) ecuația cantității de mișcare:

$$F\Delta T = m\vec{\omega}_2 - m\vec{\omega}_1, \quad (3.35)$$

în final au fost determinate forțele care acționează asupra profilului:

$$P = \sqrt{P_U^2 + P_Z^2} = \rho G \sqrt{\omega_z^2 + [(\omega_{1U} + \alpha \omega_{2U})/2]^2} \quad (3.36)$$

Direcția vitezei geometrice medii se determină:

$$\operatorname{ctg} \beta_m = \frac{\omega_{mU}}{\omega_{mZ}} = \frac{\omega_{1U} + \omega_{2U}}{2\omega_z} = \frac{1}{2} \left( \frac{\omega_{1U}}{\omega_z} + \frac{\omega_{2U}}{\omega_z} \right) = \frac{1}{2} (\operatorname{ctg} \beta_1 + \operatorname{ctg} \beta_2) \quad (3.37)$$

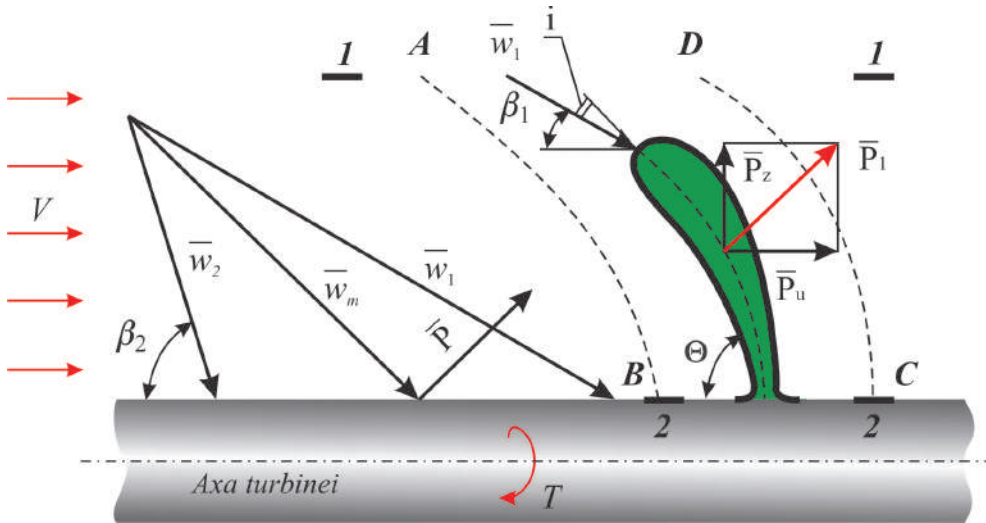


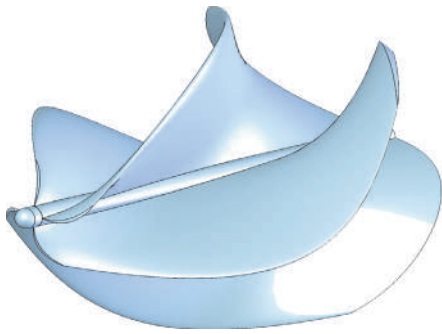
Fig. 3.79. Schema de calcul a forțelor dezvoltate de curenții de apă.

Astfel, rezultanta tuturor forțelor care acționează asupra rețelei din partea apei este egală cu produsul dintre densitate, viteza geometrică medie și circulația vitezei în jurul profilului. Direcția ei de acțiune este perpendiculară pe vectorul vitezei geometrice medii a apei.

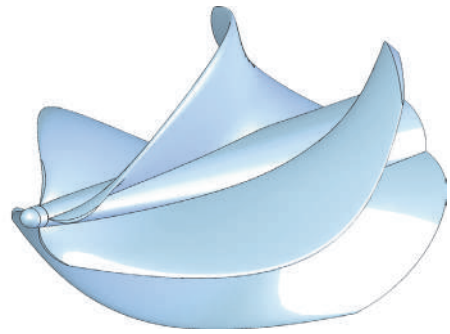
### 4.3. Modelarea CFD a interacțiunii palelor cu apa

Pentru cercetarea multicriterială a turbinei elicoidale au fost elaborate o serie de scheme conceptuale de turbine elicoidale. În fig. 3.80 se prezintă schemele posibile ale turbinelor elicoidale:

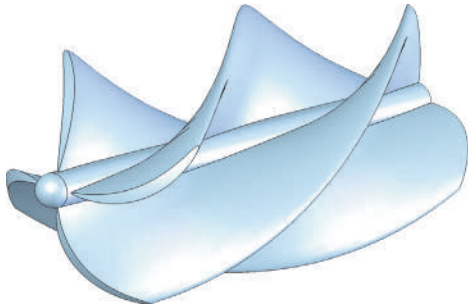
- turbină elicoidală cu suprafața exterioară cilindrică și miez cilindric;
- turbină elicoidală cu suprafața exterioară conică și miez cilindric;
- turbină elicoidală cu suprafața exterioară parabolică și miez cilindric;
- turbină elicoidală cu suprafața exterioară cilindrică și miez conic;
- turbină elicoidală cu suprafața exterioară conică și miez conic;
- turbină elicoidală cu suprafața exterioară parabolică și miez conic.



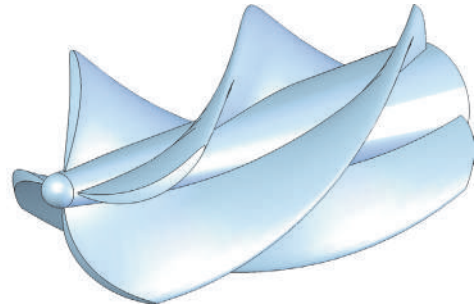
a. Turbină conică, miez cilindric



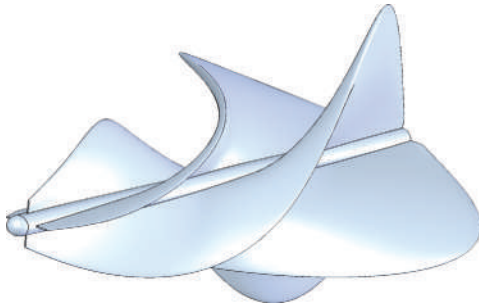
b. Turbină conică, miez conic



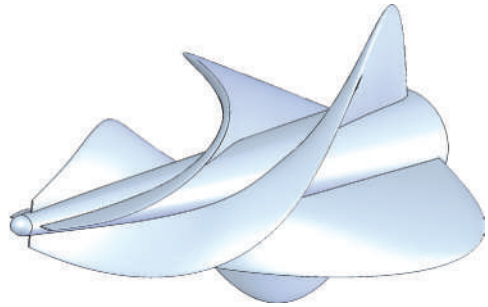
c. Turbină cilindrică, miez cilindric



d. Turbină cilindrică, miez conic



e. Turbină parabolică, miez cilindric

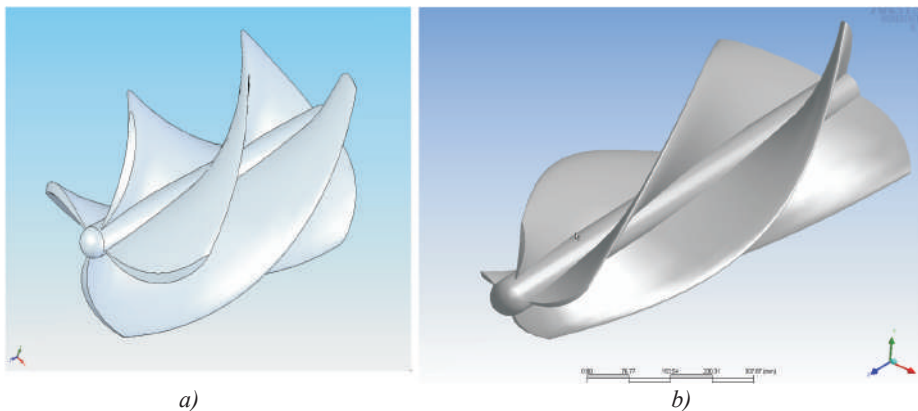


f. Turbină parabolică, miez conic

**Fig. 3.80.** Scheme conceptuale de turbine elicoidale.

Toate schemele de turbine elicoidale mai pot fi elaborate cu pas constant și variabil al liniilor elicoidale. În acest caz, numărul schemelor posibile de turbine elicoidale ajunge la 12. În urma unei analize cantitative comparative, pentru cercetările multicriteriale ulterioare ale turbinei elicoidale au fost luate la bază două dintre cele mai caracteristice scheme conceptuale:

- turbină elicoidală cilindrică și miez constant (fig. 3.81, a);
- turbină elicoidală conică și miez constant (fig. 3.81, b).



**Fig. 3.81.** Modelele 3D ale rotorului elicoidal cilindric și conic, mediul de proiectare – SolidWorks.

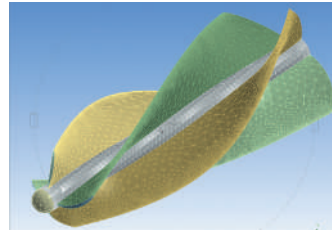
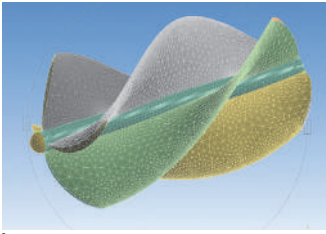
În fig. 3.81 [54] se prezintă două modele 3D de rotoare elicoidale, elaborate în softul SolidWorks: rotor elicoidal cilindric cu pas constant al liniei elicoidale și miez cilindric (a) și rotor elicoidal conic cu pas variabil al liniilor elicoidale și miez cilindric (b).

Primul model este conceptul de bază al rotorului elicoidal, iar modelul al doilea este o modificare a conceptului de bază, apărut în urma studiului literaturii și apoi dezvoltat în modelul matematic elaborat. Scopul simulării acestor două modele a fost cercetarea interacțiunii rotorului elicoidal cu mediul fluid, care a permis alegerea variantei optime pentru studiul de mai departe și dezvoltarea constructivă a acesteia. În continuare, în conformitate cu imaginile din fig. 3.82 se prezintă rezultatele simulării ambelor variante de rotoare elicoidale în succesiunea dezvoltării etapei de simulare [54]. În fig. 3.82,a se prezintă divizarea paletelor rotoarelor elaborate în elemente finite tetraedrale și stabilirea presiunii totale pe suprafețele de lucru ale rotorului elicoidal. Analiza comparativă arată că în rotorul elicoidal conic cu pas variabil al liniilor elicoidale, distribuția presiunilor este optimă (fig. 3.82,b). Analiza tablourilor prezentate în fig. 3.82,c,d demonstrează prezența unor zone mai pronunțate de turbulență a lichidului în faza de ieșire a rotorului.

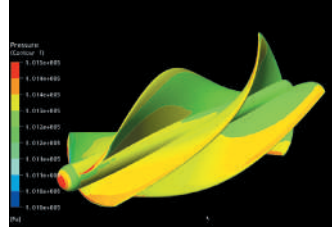
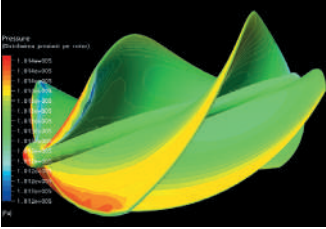
Forma de curgere a lichidului în jurul rotorului este mai eficientă în cazul turbinei conice cu pas variabil al liniilor elicoidale (fig. 3.82,e).

Analiza multicriterială a turbinelor elicoidale a permis argumentarea parametrilor geometrici și constructivi, în baza căreia a fost elaborată documentația tehnică a modelelor experimentale. În fig. 3.83 este prezentat modelul experimental al turbinei elicoidale cilindrice cu miez constant (cilindric) fabricat din masă plastică (caprolon-L). Modelul experimental a fost executat la mașini unelte cu comandă numerică cu utilizarea softurilor elaborate în baza cercetărilor. Modelul experimental a fost proiectat secționat în scopul de a permite argumentarea prin cercetări experimentale a coraportului optim al lungimii și diametrului exterior al turbinei din punct de

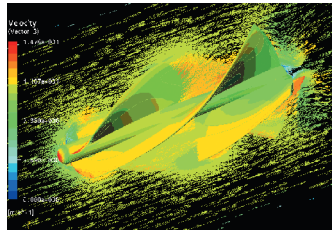
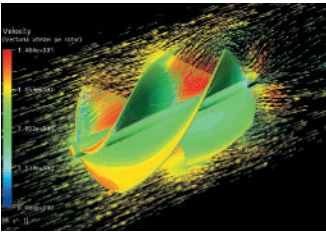




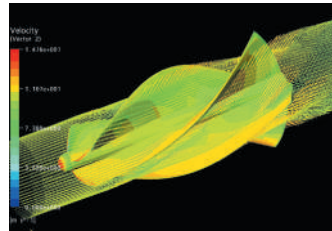
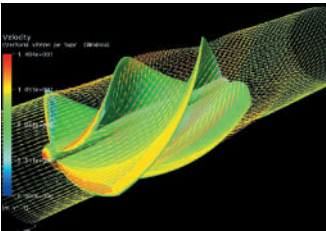
a. Împărțirea rotorului elicoidal în elemente finite (tetraedru), CFX CAD2Mesh.



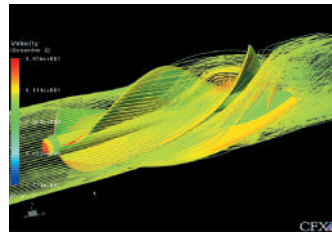
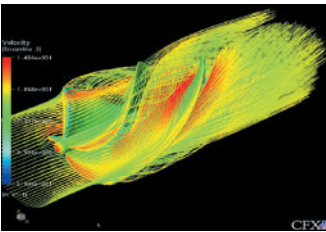
b. Distribuția presiunii totale pe suprafața rotorului elicoidal, CFX Post.



c. Vectorii vitezelor pe o suprafață plană orientată pe lungimea axei de rotație, CFX Post.



d. Vectorii vitezelor pe o suprafață circulară orientată pe lungimea axei de rotație, CFX Post.



e. Forma de curgere a lichidului în jurul rotorului.

Fig. 3.82.

vedere al eficienței conversiei. Trecerea de la parametrii constructivi ai modelului experimental al turbinei la dimensiuni reale se efectuează prin simulări la calculator a influenței parametrilor reali asupra efectelor de frânare la ieșirea curenților de apă din turbină și, implicit, a eficienței conversiei.



**Fig. 3.83.** Modelul experimental al turbinei elicoidale cilindrice.

## **5. Elaborarea sistemului de conversie a energiei cinetice a apei râului în energie electrică, mecanică sau combinată „Microhidrocentrală cu ax vertical al rotorului și profil hidrodinamic al palelor”, elaborare de autor**

Prezentarea conținutului acestui compartiment își propune scopul de a iniția cititorul în complexitatea și amploarea problemelor de studiu pe segmentul „*de la idee - la lansarea în producție a produsului final*”, strict necesare pentru realizarea unui sistem de conversie a energiei regenerabile, spre exemplu, a microhidrocentralei pentru conversia energiei cinetice a apei râurilor în energie electrică sau mecanică, utilizând efectele hidrodinamice. Microhidrocentrala reprezintă un sistem tehnic complex care conține componente constructive cu funcții distincte: rotor-turbină care, interacționând cu fluxul de apă, preia o parte din energia cinetică a acesteia; transmisii mecanice pentru transformarea energiei convertite; pompe și generatoare producătoare de energie utilă etc. De performanțele fiecărei componente în parte depinde eficiența conversiei asigurată de microhidrocentrală.

Etapele de bază în ordine succesivă sunt următoarele:

- elaborarea conceptului funcțional al microhidrocentralei;
- cercetarea teoretică a factorilor de influență asupra eficienței conversiei energiei cinetice a apei;
- cercetarea și elaborarea organului de lucru destinat în mod special pentru conversia energiei cinetice a apei;
- cercetarea și elaborarea agregatelor participante în transformarea energiei convertite în energie utilă;
- fabricarea și cercetarea experimentală separată a agregatelor;
- elaborarea și fabricarea stației-pilot a microhidrocentralei;
- cercetarea experimentală a agregatelor ca sistem tehnic integrat și aprecierea similitudinii parametrilor funcționali și constructivi determinați teoretic și experimental;
- introducerea modificărilor parțiale în documentația de proiect;
- elaborarea tehnologiilor de execuție și fabricarea microhidrocentralei ca produs industrial final.

Parametrii funcționali și constructivi ai rotorului hidrodinamic, multiplicatorului, generatorului și pompelor hidraulice, adoptați în cadrul cercetărilor efectuate separat pentru fiecare organ de lucru în parte, necesită cercetări experimentale în condiții reale a funcționării acestora ca sistem tehnic integrat. Cercetările experimentale în ansamblu ale agregatelor componente ale unei microhidrocentrale ca sistem integrat urmăresc scopul de a spori eficiența conversiei energiei cinetice a curenților de apă în energie utilă prin introducerea modificărilor constructive de rigoare în documentația de proiect a produsului industrial final.

## 5.1. Scheme conceptuale

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  $500\text{W/m}^2$  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 importantă, în special pentru că o dublare a vitezei apei conduce la o creștere de opt ori a densității energetice. Râul Prut are o secțiune echivalentă cu  $60\text{ m}^2$  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. 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 mării 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 (fig. 3.84) adâncimea maximă, la care este afundată una dintre pale, constituie cca  $2/3$  din înălțimea paletei  $h$ . Deci, 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 paletei. Pala care urmează după pala cufundată la 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.

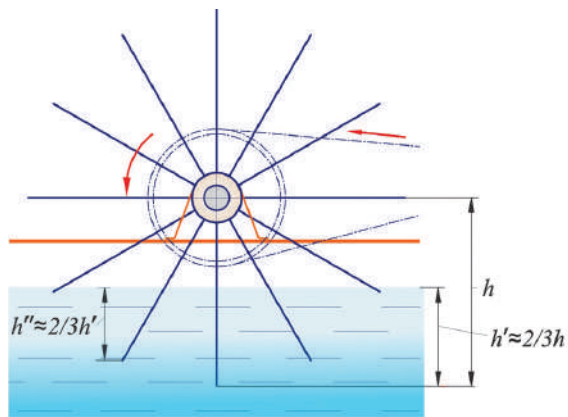
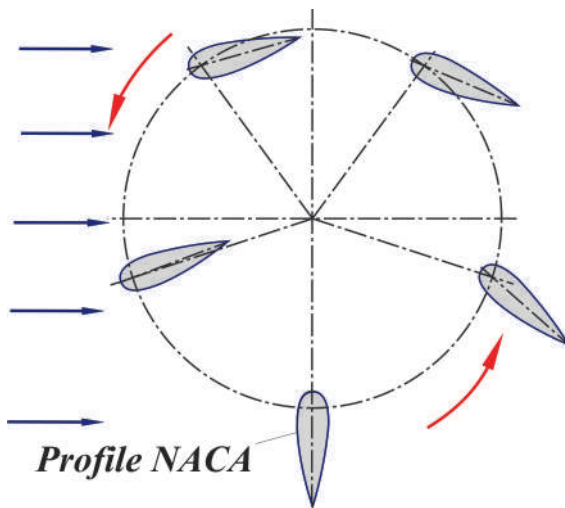


Fig. 3.84. Schema conceptuală a roții de apă cu profil rectiliniu al paletelor.

Căutările insistente ale autorilor au condus la elaborarea și brevetarea unor 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 rotație a rotorului turbinei (fig. 3.85). Pentru aceasta a fost necesară efectuarea unui volum mare de cercetări teoretice multicriteriale privind alegerea profilului hidrodinamic optim al paletelor și elaborarea mecanismului de orientare a paletelor față de curenții de apă.



**Fig. 3.85.** Schema conceptuală a rotorului cu profil hidrodinamic al paletelor reglabile față de curenții de apă (elaborată de autori).

Avantajele de bază ale acestor tipuri de microhidrocentrale sunt:

- impact redus asupra mediului;
- nu sunt necesare lucrări de construcții civile;
- râul nu își schimbă cursul său natural;
- posibilitatea utilizării cunoștințelor locale pentru a produce turbinele plutitoare.

Un alt avantaj important este faptul că pe cursul râului este posibilă instalarea unei serii de microhidrocentrale la distanțe mici (cca 30-50 m) deoarece este ex-

clusă influența turbulenței provocată de instalațiile vecine.

Rezultatele investigațiilor efectuate de autori cu privire la viteza de curgere a apei în locul selectat pentru instalarea microhidrocentralei, la prospectările geologice ale malului râului în locul instalării fundației de ancorare, la necesitățile energetice ale potențialului consumator, reprezintă date inițiale pentru elaborarea conceptuală a microhidrocentralelor și a organului de lucru.

Elaborarea conceptuală a construcțiilor microhidrocentralelor cu profil hidrodinamic al paletelor a fost efectuată în baza a trei scheme conceptuale:

- microhidrocentrală cu ax vertical și palete amplasate pe osii verticale ancorată cu structură metalică;
- microhidrocentrală flotabilă cu ax vertical și palete amplasate pe osii verticale;
- microhidrocentrală flotabilă cu ax orizontal și palete amplasate pe osii orizontale.

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 [55-60], care includ un rotor cu ax vertical cu pale verticale și profil hidrodinamic în secțiune normală. Palele sunt legate între ele printr-un mecanism de orientare a lor 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 țârm 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 de portanță. 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 sumar. 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. Palele care se mișcă împotriva curenților de apă, folosesc doar forțele hidrodinamice de portanță pentru generarea momentului de torsiune. Datorită faptului că viteza relativă a palelor față de curenții de apă la mișcarea lor împotriva curenților de apă este practic de două ori mai mare, forța hidrodinamică portantă este relativ mare, iar momentul de torsiune generat este comensurabil cu cel generat de presiunea apei. Acest efect se află la baza tuturor soluțiilor tehnice brevetate. În continuare se prezintă șase soluții tehnice de microhidrocentrale, în care sunt brevetate diferite noduri de bază și principii de conversie. Aceste soluții tehnice permit majorarea esențială a coeficientului de conversie a energiei cinetice a apei curgătoare a râurilor. În continuare se va face o descriere completă a celei mai reprezentative soluții tehnice și descrieri succinte ale particularităților celorlalte scheme conceptuale de microhidrocentrale.

În *microhidrocentrala* (fig. 3.86) [55], 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  $\alpha$

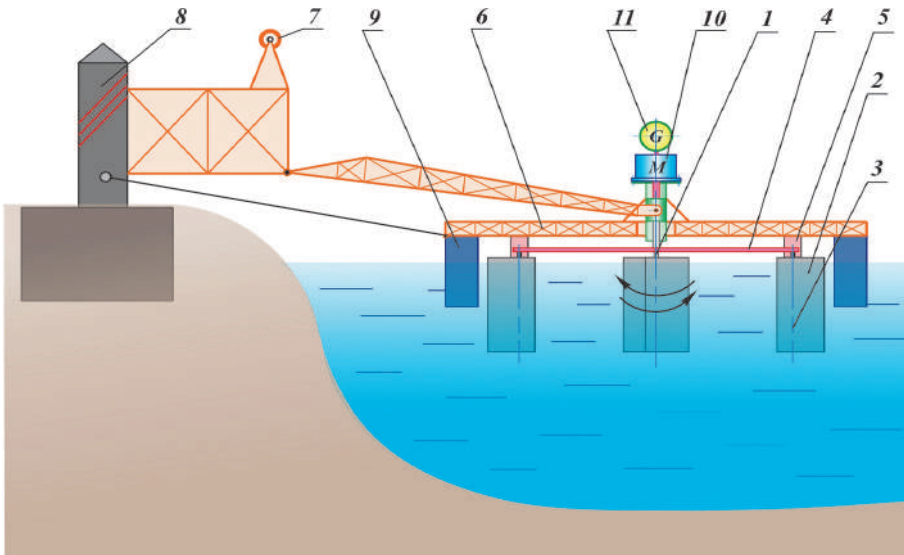


Fig. 3.86. Microhidrocentrală flotantă cu mecanism de orientare a palelor.

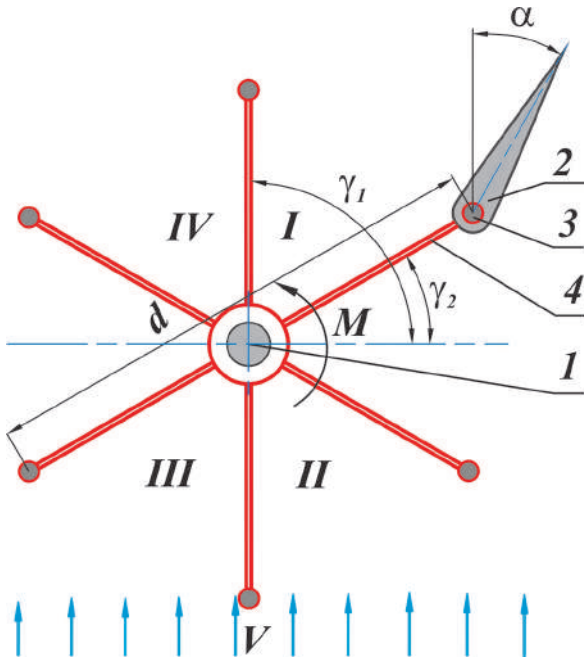


Fig. 3.87. Poziționarea palei față de curenții de apă.

poziția acesteia față de direcția de curgere a apei.

Componentele forței  $F$  care acționează asupra palei se determină din relațiile:

$$\begin{aligned} F_x &= C_x \frac{\rho v^2}{2} S, \\ F_y &= C_y \frac{\rho v^2}{2} S, \end{aligned} \quad (3.38)$$

unde  $\rho$  este densitatea apei;

$v$  – viteza liniară a fluxului de apă;

$s$  – aria paletei;

$C_x, C_y$  – 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 fluxului de apă) și forma profilului și se determină fie experimental, fie prin calcule numerice. Momentul de torsiune dezvoltat de o paletă este dat de formula:

$$M = F_\tau \cdot \frac{d}{2} = (\cos \gamma \cdot F_y - \sin \gamma F_x) \frac{d}{2} \quad (3.39)$$

unde  $F_\tau$  este proiecția forței  $F$  pe tangenta dusă la traiectoria de mișcare a axei palei.

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 țarm 8. Turbina 1 împreună cu paletele 2 este amplasată în fluxul de apă a râului. Poziția lor față de nivelul apei este reglată de corpurile plutitoare 9 și de înseși palele 2, care sunt cave. Rotorul multi-pala 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 (fig.3.87) este poziționată față de cursul apei sub un unghi  $\alpha$ , care este variabil în funcție de

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 palete 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 geometrice (dimensiuni ale paletelor) 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** (fig. 3.88) [56], 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 țărmul prin intermediul fermei metalice 8 și a cablurilor de susținere cu tiranți 9.

**În microhidrocentrala flotantă** (fig. 3.89,a) [57] rotorul 1 conține un număr impar de pale 2, care sunt montate cu posibilitatea rotirii pe axe verticale  $O'-O'$  (fig.3.89,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  $V_0$  (fig.3.89,b). Unghiul de atac al paletelor este unghiul  $\gamma$ , format de coarda suprafeței hidrodinamice și liniile de acțiune ale vectorului fluxului apei  $V_0V_0$  și care este dependent de forma suprafeței hidrodinamice și poziția în plan

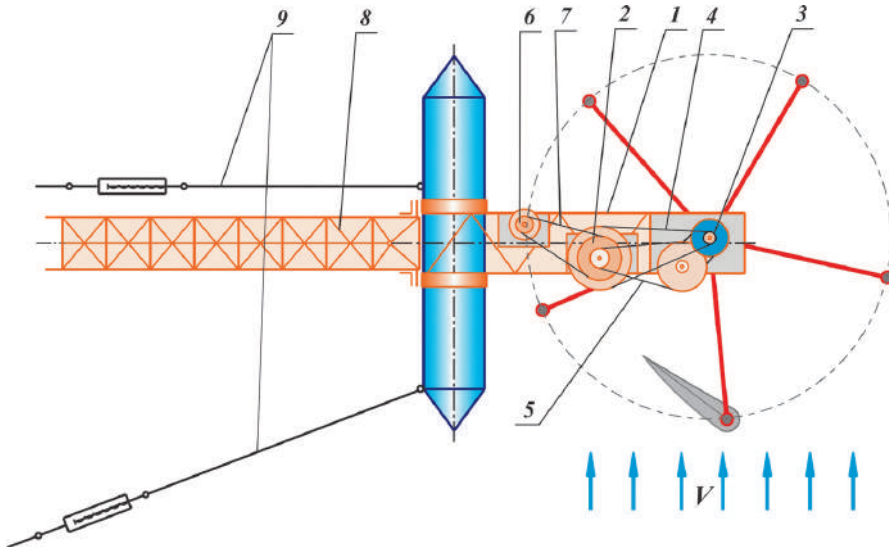


Fig. 3.88. Microhidrocentrală flotantă cu generator electric și pompă hidraulică.



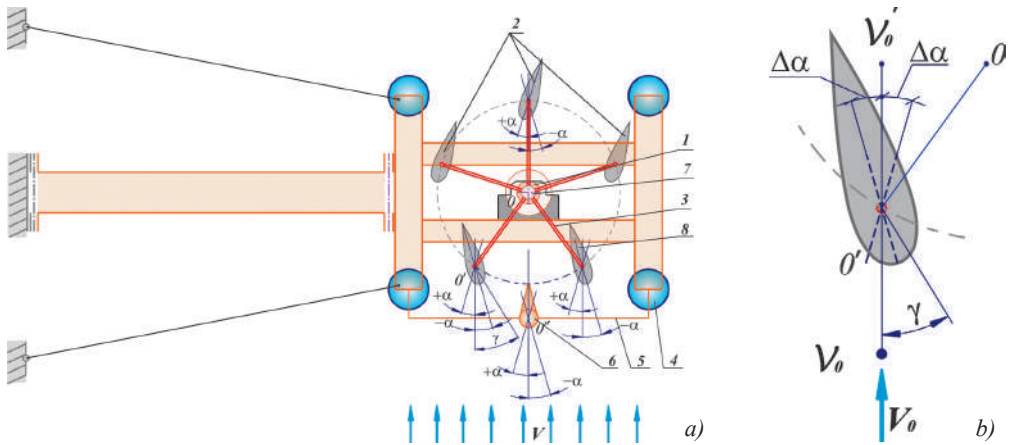


Fig. 3.89. Microhidrocentrală flotantă cu compensarea influenței schimbării direcției de curgere a curenților de apă.

a acestora. 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  $\gamma$ . Pentru respectarea unghiului de atac, optim din punct de vedere al conversiei, este necesară corecția poziției tuturor paletelor cu unghiul  $\pm\alpha$ . La schimbarea direcției fluxului apei poziționarea tuturor paletelor 2 se corectează concomitent cu unghiul  $\pm\Delta\alpha$  cu ajutorul mecanismului de rotație 7:

$$\gamma_{1,2} = \gamma \pm \Delta\alpha. \quad (3.40)$$

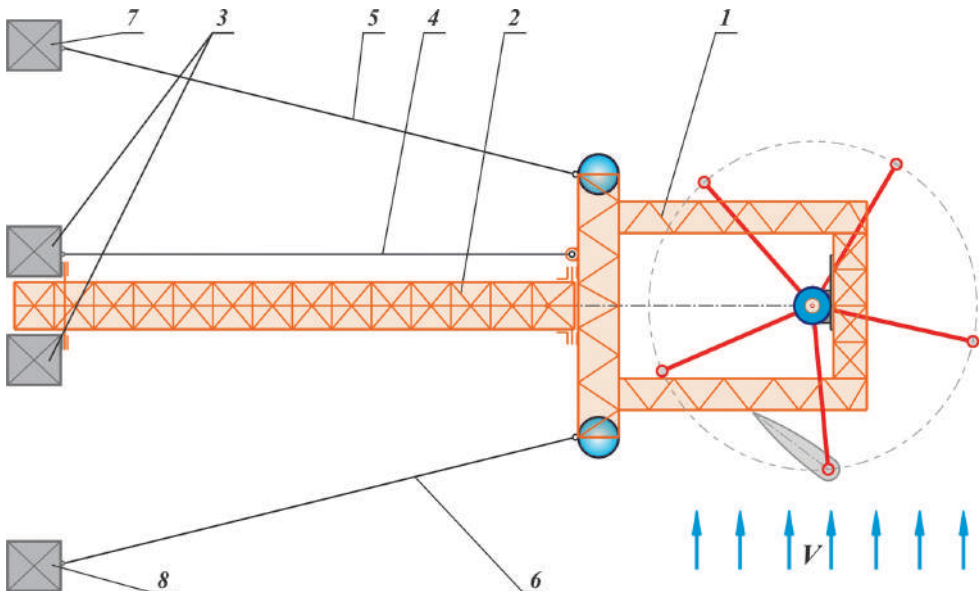


Fig. 3.90. Microhidrocentrală flotantă cu cabluri de detensionare a legăturii cu țărnul.

În *microhidrocentrala flotantă* (fig. 3.90) [58] structura metalică 1 este legată articulat prin intermediul fermei metalice 2 cu pilonii de țărni 3. Pentru detensionarea legăturilor articulate „fermă 2 – structura metalică 1” și „ferma 2 – pilonii de țărni 3” sunt prevăzute cablul 4, instalat paralel cu ferma metalică 2 și legat cu același pilon 3, și cablurile laterale 5 și 6, legate cu pilonii laterali 7 și, respectiv, 8.

În *microhidrocentrala flotantă* (fig. 3.91) [59,60] 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 țărni 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 (fig. 3.91, a, b).

Analiza traiectoriei mișcării punctelor de aplicare a forței Arhimede  $F_a$  (punctul N din fig. 3.91, c) a arătat că distanța de la acest punct până la planul care trece prin axa rotorului 4 ( $O_1-O_2$ , fig. 3.91, b) se va diferenția în funcție de unghiul de poziționare a rotorului. Astfel, aceste distanțe pentru palele amplasate în semiplanul superior definit de axa  $O_1O_2-OO$  diferă de distanțele respective pentru palele amplasate în

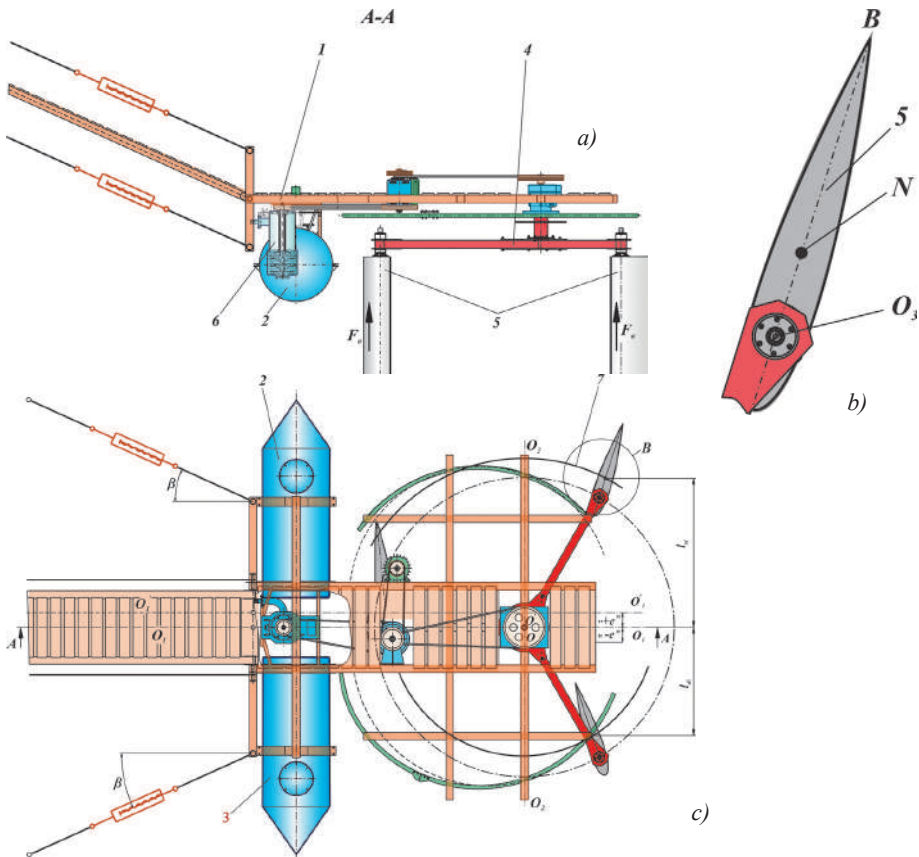


Fig. 3.91. Microhidrocentrală cu stabilitate transversală sporită.

semiplanul inferior. Migrațiunea punctelor de aplicare a forțelor Arhimede provoacă momentul de răsturnare:

$$M_r = M_{\Sigma as} - M_{\Sigma ad} \quad (3.41)$$

unde  $M_{\Sigma as}$  este momentul sumar dezvoltat de forțele Arhimede, care acționează asupra palelor, amplasate momentan în semiplanul superior;

$M_{\Sigma ad}$  – momentul sumar dezvoltat de forțele Arhimede, care acționează asupra paletelor, amplasate momentan în semiplanul inferior.

Momentele sumare dezvoltate de forțele Arhimede, care acționează asupra palelor sunt determinate din relațiile:

$$M_{\Sigma as} = \Sigma F_{ai} \cdot l_{si} \quad \text{și} \quad M_{\Sigma ad} = \Sigma F_{ai} \cdot l_{di}, \quad (3.42)$$

unde  $F_{ai}$  sunt forțele Arhimede, care acționează asupra palelor 5, amplasate momentan în semiplanul superior;

$l_{si}$  – distanța de la punctul de aplicare a forței Arhimede asupra palelor 5, amplasate momentan în semiplanul superior;

$l_{di}$  – distanța de la punctul de aplicare a forței Arhimede asupra palelor 5, amplasate momentan în semiplanul inferior.

Distanțele  $l_{si}$  și  $l_{di}$  se calculează din relația:

$$l^2 = R^2 + c_M^2 + 2Rc_M \cos(\alpha + \varphi) \quad (3.43)$$

unde  $R$  este raza rotorului 4;

$c_M$  – distanța dintre punctul de aplicare a forței Arhimede și punctul de fixare a palei de rotorul turbinei;

$\alpha$  – unghiul format de coarda palei și direcția de curgere a apei;

$\varphi$  – unghiul format de brațul rotorului și direcția perpendiculară pe cursul apei.

Pentru compensarea acestui moment de răsturnare  $M_r$ , se propune amplasarea axei rotorului 10 în planul  $O'_1 - O'_1$  deplasat la distanța  $e$  față de planul de simetrie longitudinală a corpurilor flotante  $O_1 - O_1$ . Distanța  $e$  se calculează cu relația

$$e = \frac{\sum_{i=1}^n y_i}{n}, \quad (3.44)$$

unde  $n$  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 (fig. 3.91,c). Pentru fiecare pală distanța  $y_i$  se calculează cu relația:

$$y_i = c_M \cos \alpha + R \sin(\varphi + (i-1) \frac{360^\circ}{n}), \quad (3.45)$$

unde  $R$  este raza rotorului;

$c_M$  – distanța dintre punctul de aplicare a forței Arhimede și punctul de fixare a palei de rotorul turbinei,  $O_i N_i$  în fig. 3.91,c;

$n$  – numărul palelor rotorului.

Astfel distanța  $e$  se calculează cu relația:

$$e = c_M \cdot \cos \alpha \quad (3.46)$$

unde  $\alpha$  este unghiul format de coarda palei și direcția de curgere a apei.

**Concluzie:** Pentru a asigura stabilitatea flotantă a microhidrocentralelor, rotorul se montează pe structura de rezistență cu deplasarea  $e$  împotriva cursului apei. Deci microhidrocentralele proiectate cu ancorare de malul stâng nu pot fi utilizate pentru ancorarea de malul drept.

## 5.2. Cercetarea factorilor de influență asupra eficienței conversiei energiei cinetice și elaborarea rotorului hidrodinamic

### 5.2.1. Argumentarea teoretică a alegerii profilului hidrodinamic al palei în secțiune normală

Se consideră profilul simetric al palei, aflat într-un curent de fluid care se mișcă uniform cu viteza  $\vec{V}_\infty$  (fig. 3.92). În punctul de fixare  $O'$  a palei simetrice cu brațul  $OO'$  considerăm două sisteme de coordonate, și anume: sistemul  $O'xy$  cu axa  $O'y$  orientată în direcția vectorului viteză  $\vec{V}_\infty$ , 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 profilului și direcția vectorului viteză  $\vec{V}_\infty$ , iar unghiul de poziționare  $\varphi$  este unghiul dintre direcția vectorului viteză și brațul  $O'O$ .

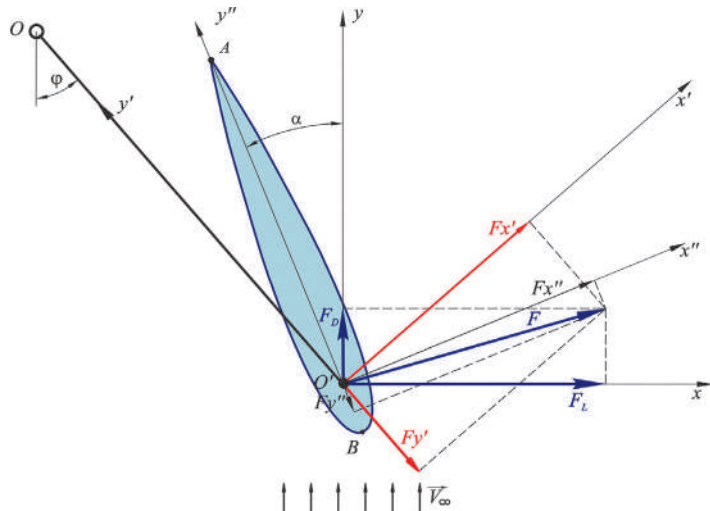


Fig. 3.92. Pală cu profil hidrodinamic.

Forța hidrodinamică  $\vec{F}$  are componentele în direcțiile  $Ox$  și  $Oy$ , numite forță de portanță și forță de rezistență:

$$F_L = \frac{1}{2} C_L \rho V_\infty^2 S_p, \quad (3.47)$$

$$F_D = \frac{1}{2} C_D \rho V_\infty^2 S_p, \quad (3.48)$$

unde  $\rho$  este densitatea fluidului,  $V_\infty$  este viteza curentului,  $S_p = ch$  ( $c$  este lungimea corzii  $AB$ ,  $h$  este 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  $Ox'y'$  sunt

$$\begin{aligned} F_{x'} &= -F_L \sin \varphi + F_D \cos \varphi, \\ F_{y'} &= F_L \cos \varphi + F_D \sin \varphi. \end{aligned} \quad (3.49)$$

Momentul de torsiune la arborele rotorului  $OO'$  dezvoltat de pala  $i$  este

$$T_{r,i} = F_{x'} \cdot |OO'|, \quad (3.50)$$

iar momentul de torsiune total dezvoltat de toate palele este

$$T_{r\Sigma} = \sum_{i=1}^{Npal} T_{r,i}, \quad (3.51)$$

unde  $Npal$  este numărul palelor rotorului.

În general, forța hidrodinamică nu are punctul de aplicație în originea sistemului de axe ale palei  $O'$ , astfel că produce un moment rezultant. Momentul produs este determinat în raport cu un anumit punct de referință. Drept punct de referință vom considera punctul situat la distanța de  $\frac{1}{4}$  de coardă de la bordul de atac  $B$ . Momentul, numit și momentul de tangaj, se calculează după formula

$$M = \frac{1}{2} C_M \rho V_\infty^2 c S_p, \quad (3.52)$$

unde  $C_M$  reprezintă coeficientul de moment al profilului.

### 5.2.2. Determinarea coeficienților hidrodinamici $C_L$ și $C_M$ . Mișcarea potențială plană

Pentru simplitate, coarda profilului se consideră unitară. Inițial, fluidul este considerat incompresibil și nevâscos, iar mișcarea sa plană și potențială [61]. În cazul unui fluid incompresibil în mișcare plană, componentele vitezei  $\vec{V} = (u, v)$  într-un punct  $P(x, y)$  sunt date de relațiile:

$$u(x, y) = \frac{\partial \Phi}{\partial x}, \quad v(x, y) = \frac{\partial \Phi}{\partial y}, \quad (3.53)$$

unde  $\Phi$  este potențialul mișcării, care se obține prin suprapunerea unui curent uniform de viteză  $\vec{V}_\infty = (V_\infty \cos \alpha, V_\infty \sin \alpha)$  cu o distribuție de surse și o distribuție de vârtejuri amplasate pe conturul profilului  $C$ . Cu alte cuvinte, potențialul este descompus sub forma:

$$\Phi = \Phi_\infty + \Phi_S + \Phi_V, \quad (3.54)$$

unde potențialul curentului uniform este dat de formula:

$$\Phi_\infty = V_\infty x \cos \alpha + V_\infty y \sin \alpha, \quad (3.55)$$

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

$$\Phi_S = \oint_C \frac{q(s)}{2\pi} \ln(r) ds, \quad (3.56)$$

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

$$\Phi_V = -\oint_C \frac{\gamma(s)}{2\pi} \theta ds. \quad (3.57)$$

În relațiile (3.56, 3.57),  $s$  reprezintă distanța măsurată de-a lungul conturului  $C$ , iar  $(r, \theta)$  sunt coordonatele polare ale punctului  $P'(x, y)$  raportate la punctul de pe contur corespunzător distanței  $s$  (fig.3.93).

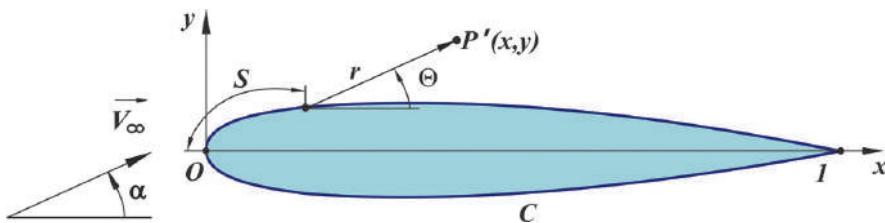


Fig. 3.93. Mișcarea potențială a fluidului în jurul conturului  $C$ .

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

$$\Phi(P') = V_{\infty} x \cos \alpha + V_{\infty} y \sin \alpha + \oint_C \frac{q(s)}{2\pi} \ln(r) ds - \oint_C \frac{\gamma(s)}{2\pi} \theta ds. \quad (3.58)$$

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

$$C \approx \bigcup_{j=1}^N E_j,$$

laturile  $E_j$  având vârfurile  $P_j$  și  $P_{j+1}$  situate pe  $C$ . Numerotarea vârfurilor începe de la bordul de fugă pe latura inferioară în direcția bordului de atac, trecând în continuare pe latura superioară (fig. 3.94). Se consideră că intensitatea vârtejurilor  $\gamma(s)$  distribuite pe profilul  $C$  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  $j=1, \dots, N$ . Cu aceste precizări, ecuația (3.58) devine:

$$\Phi = V_{\infty} x \cos \alpha + V_{\infty} y \sin \alpha + \sum_{j=1}^N \oint_{E_j} \left( \frac{q_j}{2\pi} \ln(r) - \frac{\gamma}{2\pi} \theta \right) ds, \quad (3.59)$$

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

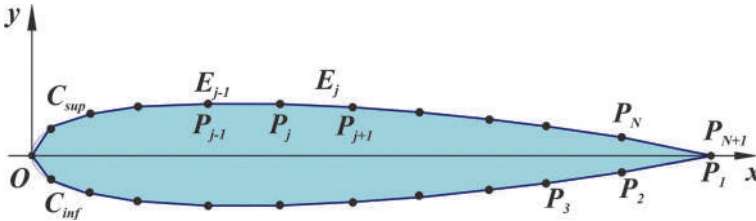


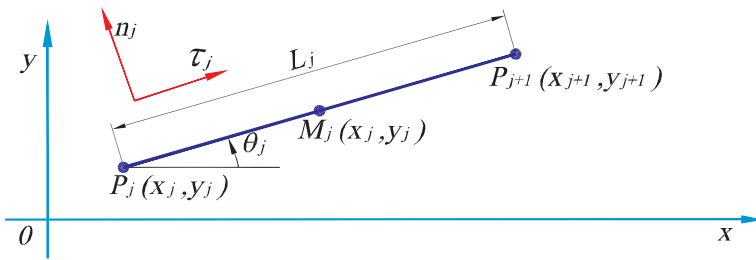
Fig. 3.94. Discretizarea conturului  $C$ .

Fie elementul de frontieră  $E_j$  cu vârfurile  $P_j$  și  $P_{j+1}$  (fig. 3.95). Versorii normal și tangent ai elementului  $E_j$  sunt dați de formulele:

$$\begin{aligned} n_j &= (-\sin \theta_j, \cos \theta_j), \\ \tau_j &= (\cos \theta_j, \sin \theta_j), \end{aligned} \quad (3.60)$$

unde

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

Fig. 3.95. Elementul de frontieră  $E_j$ .

Necunoscutele  $\gamma$  și  $q_j$ , unde  $j = 1, \dots, N$  din relația (3.59) 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:

$$\vec{V} \cdot \vec{n} = 0, \quad (3.61)$$

unde  $\vec{n}$  este normala la conturul profilului. Se cere satisfacerea condiției (3.61) în punctele de colocație. În calitate de puncte de colocație se aleg punctele  $M_j(\bar{x}_j, \bar{y}_j)$  – mijlocurile laturilor  $E_j$ :

$$\bar{x}_j = \frac{x_j + x_{j+1}}{2}, \quad \bar{y}_j = \frac{y_j + y_{j+1}}{2}, \quad j = 1, \dots, N.$$

Componentele vitezei în punctul de colocație  $M_j$  se notează cu:

$$\begin{aligned} u_j &= u(\bar{x}_j, \bar{y}_j), \\ v_j &= v(\bar{x}_j, \bar{y}_j). \end{aligned}$$

Astfel, condiția (3.61) ne furnizează  $N$  relații algebrice:

$$-u_i \sin \theta_i + v_i \cos \theta_i = 0, \quad i = 1, \dots, N. \quad (3.62)$$

folosite pentru a determina cele  $N+1$  necunoscute  $\gamma$  și  $q_j$ , unde  $j = 1, \dots, N$ . Condiția Kutta ne va furniza relația finală și anume:

$$\vec{V} \cdot \vec{\tau} \Big|_{E_1} = \vec{V} \cdot \vec{\tau} \Big|_{E_N}, \quad (3.63)$$

unde  $\vec{\tau}$  este versorul tangent al elementului de frontieră. În notațiile noastre, condiția (3.63) ia următoarea formă:



$$u_1 \cos\theta_1 + v_1 \sin\theta_1 = -u_N \cos\theta_N + v_N \sin\theta_N. \quad (3.64)$$

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

$$\begin{aligned} u_i &= V_\infty \cos\alpha + \sum_{j=1}^N q_j u_{ij}^s + \gamma \sum_{j=1}^N u_{ij}^v, \\ v_i &= V_\infty \sin\alpha + \sum_{j=1}^N q_j v_{ij}^s + \gamma \sum_{j=1}^N v_{ij}^v, \end{aligned} \quad (3.65)$$

unde  $u_{ij}^s$ ,  $v_{ij}^s$ ,  $u_{ij}^v$ ,  $v_{ij}^v$ , 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  $E_j$ . Coeficienții de influență pot fi calculați după cum urmează:

$$\begin{aligned} u_{ij}^s &= -\frac{1}{2\pi} \ln\left(\frac{r_{i,j+1}}{r_{ij}}\right) \cos\theta_j - \frac{\beta_{ij}}{2\pi} \sin\theta_j, \\ v_{ij}^s &= -\frac{1}{2\pi} \ln\left(\frac{r_{i,j+1}}{r_{ij}}\right) \sin\theta_j + \frac{\beta_{ij}}{2\pi} \cos\theta_j, \\ u_{ij}^v &= \frac{\beta_{ij}}{2\pi} \cos\theta_j - \frac{1}{2\pi} \ln\left(\frac{r_{i,j+1}}{r_{ij}}\right) \sin\theta_j, \\ v_{ij}^v &= \frac{\beta_{ij}}{2\pi} \sin\theta_j + \frac{1}{2\pi} \ln\left(\frac{r_{i,j+1}}{r_{ij}}\right) \cos\theta_j, \end{aligned} \quad (3.66)$$

unde  $\beta_{ij}$  este unghiul format de laturile  $P_j M_i$  și  $P_i M_{j+1}$  pentru  $i \neq j$ , și  $\beta_{ij} = \pi$ ,  $i, j = 1, \dots, N$ , iar  $r_{ij}$  este distanța dintre punctele  $M_i$  și  $P_j$ . Substituim expresiile (3.65) și (3.66) în condițiile la limită (3.62) și condiția Kutta (3.64) ca să obținem un sistem linear de  $N+1$  ecuații cu  $N+1$  necunoscute:  $\gamma$  și  $q_j$ ,  $j = 1, \dots, N$ :

$$\begin{aligned} \sum_{j=1}^N A_{ij} q_j + A_{i,N+1} \gamma &= b_i, \quad i = 1, \dots, N, \\ \sum_{j=1}^N A_{N+1,j} q_j + A_{N+1,N+1} \gamma &= b_{N+1}, \end{aligned} \quad (3.67)$$

unde coeficienții  $A_{ij}$  și  $b_i$ ,  $i, j = 1, \dots, N+1$  sunt calculați cu formulele:

$$A_{ij} = \frac{1}{2\pi} \sin(\Delta_{ij}) \ln \left( \frac{r_{i,j+1}}{r_{ij}} \right) + \frac{1}{2\pi} \cos(\Delta_{ij}) \beta_{ij}, \quad i, j = 1, \dots, N,$$

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

$$A_{N+1,j} = \frac{1}{2\pi} \left[ \sin(\Delta_{1j}) \beta_{1,j} + \sin(\Delta_{Nj}) \beta_{N,j} \right. \\ \left. - \cos(\Delta_{1j}) \ln \left( \frac{r_{1,j+1}}{r_{1,j}} \right) - \cos(\Delta_{Nj}) \ln \left( \frac{r_{N,j+1}}{r_{N,j}} \right) \right],$$

$$A_{N+1,N+1} = \frac{1}{2\pi} \sum_{j=1}^N \left[ \sin(\Delta_{1j}) \ln \left( \frac{r_{1,j+1}}{r_{1,j}} \right) + \sin(\Delta_{Nj}) \ln \left( \frac{r_{N,j+1}}{r_{N,j}} \right) \right. \\ \left. + \cos(\Delta_{1j}) \beta_{1,j} + \cos(\Delta_{Nj}) \beta_{N,j} \right],$$

$$b_i = V_\infty \sin(\theta_i - \alpha), \quad i = 1, \dots, N,$$

$$b_{N+1} = -V_\infty \cos(\theta_1 - \alpha) - V_\infty \sin(\theta_N - \alpha),$$

iar  $\Delta_{ij} = \theta_i - \theta_j$ .

Sistemul linear (3.67) ne furnizează valorile căutate:  $\gamma$  și  $q_j, j = 1, \dots, N$ , cu ajutorul cărora, în continuare, se pot calcula componentele tangențiale ale vitezei în punctele de colocație  $M_i, i = 1, \dots, N$ . Reamintim că, componenta normală a vitezei în punctele de colocație este nulă. Componenta tangențială este dată de relația:

$$u_{\tau_i} = u_i \cos \theta_i + v_i \sin \theta_i.$$

Substituim relația (3.65) în relația de mai sus ca să obținem:

$$u_{\tau_i} = \left( V_\infty \cos \alpha + \sum_{j=1}^N q_j u_{ij}^s + \gamma \sum_{j=1}^N u_{ij}^v \right) \cos \theta_i + \left( V_\infty \sin \alpha + \sum_{j=1}^N q_j v_{ij}^s + \gamma \sum_{i=1}^N v_{ij}^v \right) \sin \theta_i.$$

Prin urmare, avem următoarele relații pentru componentele tangențiale ale vitezei:

$$u_{\tau i} = \cos(\theta_i - \alpha) V_\infty + \sum_{j=1}^N \frac{q_j}{2\pi} \left[ \sin(\Delta_{ij}) \beta_{ij} - \cos(\Delta_{ij}) \ln \left( \frac{r_{i,j+1}}{r_{ij}} \right) \right] + \sum_{j=1}^N \frac{\gamma}{2\pi} \left[ \sin(\Delta_{ij}) \ln \left( \frac{r_{i,j+1}}{r_{ij}} \right) - \cos(\Delta_{ij}) \beta_{ij} \right]. \quad (3.68)$$

Ecuția Bernoulli  $p + \frac{1}{2} \rho V^2 = p_\infty + \frac{1}{2} \rho_\infty V_\infty^2$  implică

$$p = p_\infty + \frac{1}{2} \rho_\infty V_\infty^2 - \frac{1}{2} \rho V^2.$$

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

$$C_p = \frac{p - p_\infty}{\frac{1}{2} \rho_\infty V_\infty^2} = 1 - \frac{V^2}{V_\infty^2}. \quad (3.69)$$

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

$$C_{p,i} = 1 - \left( \frac{u_{\tau i}}{V_\infty} \right)^2, \quad (3.70)$$

unde componentele  $u_{\tau i}$  sunt furnizate de formula (3.68).

Forțele hidrodinamice, care acționează pe elementul de frontieră  $E_j$ , sunt date de relațiile:

$$\begin{aligned} f_{xj} &= C_{p,j} (y_{j+1} - y_j), \\ f_{yj} &= C_{p,j} (x_{j+1} - x_j), \end{aligned} \quad (3.71)$$

iar momentele de tangaj în raport cu punctul de referință  $(x_{ref}, y_{ref}) = (\frac{c}{4}, 0)$ , se calculează prin formulele:

$$c_{m,j} = -f_{xj} \left( \frac{y_{j+1} - y_j}{2} \right) + f_{yj} \left( \frac{x_{j+1} - x_j}{2} - \frac{c}{4} \right). \quad (3.72)$$

Forța totală este suma contribuțiilor fiecărui element de frontieră:

$$F_x = \sum_{j=1}^N f_{xj},$$

$$F_y = \sum_{j=1}^N f_{yj},$$
(3.73)

iar coeficienții de portanță și de moment se calculează după cum urmează:

$$C_L = -F_x \sin \alpha + F_y \cos \alpha,$$
(3.74)

$$C_M = \sum_{j=1}^N c_{m,j}.$$
(3.75)

### 5.2.3. *Determinarea coeficientului hidrodinamic $C_D$ . Stratul limită laminar și turbulent*

În cazul mișcării fluidelor în jurul corpurilor alungite, Prandtl a remarcat că influența vâscozității fluidului se limitează la un strat foarte subțire aflat în imediata vecinătate a corpului, în cazul nostru, a profilului. Datorită aderenței la suprafața profilului, forțele de vâscozitate frânează acest strat, în care viteza crește de la valoarea zero, la valoarea corespunzătoare mișcării fără vâscozitate din exteriorul stratului. Prandtl a numit această zonă strat limită. Astfel, se poate considera că mișcarea rotațională a fluidului este concentrată în stratul limită, iar în afara lui, mișcarea este potențială. În această ordine de idei, domeniul de curgere a fluidului se împarte în două zone: stratul limită, în care fluidul se comportă ca un fluid vâscos și zona din exteriorul stratului limită, în care mișcarea fluidului este potențială [62, 63].

Prin urmare, prima etapă a unei metode standard constă în calculul distribuției de viteze din mișcarea potențială în jurul profilului. Următoarea etapă o reprezintă calculul parametrilor stratului limită corespunzător distribuțiilor de viteze obținute în prima etapă. La rândul său, etapa stratului limită 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 curentul de-a lungul suprafeței exterioare sau inferioare în direcția bordului de fugă. Imediat ce punctul de stagnare este determinat (punctul  $x_s$  în fig. 3.96), începem numărătoarea vârfurilor în direcția bordului de fugă (fig.3.97). Discretizarea profilului se efectuează considerând o partiție uniformă a suprafeței exterioare și, respectiv, inferioare.

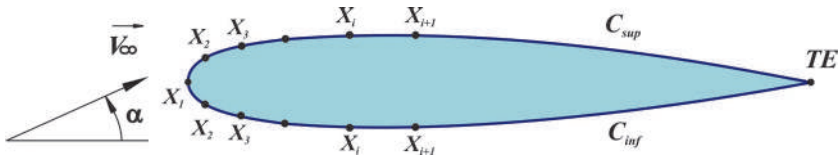


Fig. 3.96. Discretizarea conturului  $C$  pentru analiza stratului limită.

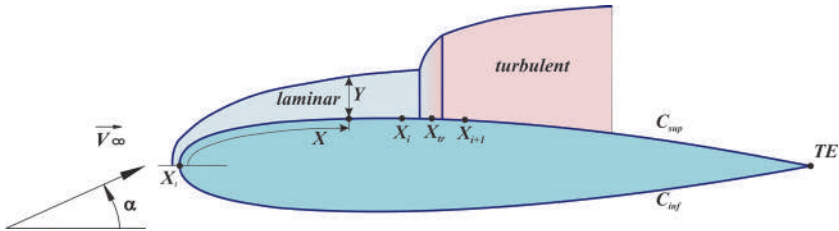


Fig. 3.97. Tranziția de la stratul limită laminar la stratul limită turbulent.

Calculul parametrilor stratului limită laminar se va efectua utilizând modelul propus de Thwaites. 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 mișcării în stratul limită laminar:

$$\begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} &= 0, \\ \rho \left( u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) &= -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}, \\ \frac{\partial p}{\partial y} &= 0. \end{aligned} \quad (3.76)$$

În ecuațiile (3.76),  $x$  reprezintă distanța măsurată de-a lungul conturului, iar  $y$  este distanța măsurată de-a lungul normalei la contur (fig. 3.91).

Introducem grosimea de deplasare  $\delta^*$  definită prin relația:

$$\delta^* = \int_0^{\infty} \left( 1 - \frac{u}{V} \right) dy, \quad (3.77)$$

în care  $V$  reprezintă viteza din exteriorul stratului limită în punctul considerat, iar  $u$  este viteza tangențială în acest punct. În mod similar, se definește grosimea pierderii de impuls  $\theta$

$$\theta = \int_0^{\infty} \frac{u}{V} \left( 1 - \frac{u}{V} \right) dy, \quad (3.78)$$

și grosimea pierderii de energie  $\theta^*$

$$\theta^* = \int_0^{\infty} \left( 1 - \left( \frac{u}{V} \right)^2 \right) \frac{u}{V} dy. \quad (3.79)$$

Combinăm ecuațiile (3.76) și (3.77-3.78) și integrăm expresia rezultantă, ca să obținem ecuația integro-diferențială a stratului limită Von Karman:

$$\frac{d\theta}{dx} + \frac{\theta}{V} \left( 2 + \frac{\delta^*}{\theta} \right) \frac{dV}{dx} = \frac{1}{2} C_f, \quad (3.80)$$

unde  $C_f$  denotă coeficientul local al forței de frecare pe suprafața profilului definit prin

$$C_f = \frac{\tau_w}{\frac{1}{2} \rho V^2}, \quad (3.81)$$

iar  $\tau_w$  este tensiunea tangențială definită prin relația:

$$\tau_w = \mu \left. \frac{\partial u}{\partial y} \right|_{y=0}. \quad (3.82)$$

Fie parametrul de formă

$$H = \frac{\delta^*}{\theta}. \quad (3.83)$$

Introducem ecuația (3.83) în (3.80) și obținem

$$\frac{d\theta}{dx} + \frac{\theta}{V} (2 + H) \frac{dV}{dx} = \frac{1}{2} C_f. \quad (3.84)$$

Pe de altă parte, înmulțim ecuația (3.80) cu  $u$ , integrăm ca să obținem ecuația integrală pentru energia cinetică a stratului limită

$$\frac{d\theta^*}{dx} + 3 \frac{\theta^*}{V} \frac{dV}{dx} = 2C_d, \quad (3.85)$$

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

$$C_d = \frac{1}{\rho V^3} \int_0^{\infty} \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} dy. \quad (3.86)$$

Introducem cel de-al doilea parametru de formă

$$H^* = \frac{\theta^*}{\theta}, \quad (3.87)$$

scădem ecuația (3.84) din ecuația (3.85) și rescriem ecuația energiei cinetice în următoarea formă:

$$\theta \frac{dH^*}{dx} + (H^* (H-1)) \frac{\theta}{V} \frac{dV}{dx} = 2C_d - H^* \frac{C_f}{2}. \quad (3.88)$$

Sistemul de ecuații (3.84) și (3.88) nu este suficient pentru determinarea tuturor necunoscutelor. Relațiile suplimentare se bazează pe relațiile semi-empirice Falkner-Skan. Se presupun următoarele dependențe funcționale:

$$H^* = H^*(H) = \begin{cases} 1,515 + 0,076 \frac{(4-H)^2}{H}, & H < 4 \\ 1,515 + 0,040 \frac{(4-H)^2}{H}, & H \geq 4 \end{cases} \quad (3.89)$$

$$\text{Re}_\theta \frac{C_f}{2} = f_1(H) = \begin{cases} -0,067 + 0,01977 \frac{(7,4-H)^2}{H-1}, & H < 7,4 \\ -0,067 + 0,022 \left(1 - \frac{1,4}{H-6}\right), & H \geq 7,4 \end{cases} \quad (3.90)$$

$$\text{Re}_\theta \frac{2C_d}{H^*} = f_2(H) = \begin{cases} 0,207 + 0,00205 (4-H)^{5,5}, & H < 4 \\ 0,207 - 0,003 \frac{(4-H)^2}{1 + 0,02 (H-4)^2}, & H \geq 4 \end{cases} \quad (3.91)$$

unde  $\text{Re}_\theta = \text{Re} \cdot \theta \cdot V$ . Înmulțim ecuația (3.90) cu  $\text{Re}_\theta$  și rearanjăm termenii ca să obținem:

$$\frac{V(x)}{2} \frac{d\omega}{dx} + (2+H)\omega W(x) = f_1(H). \quad (3.92)$$

Similar, înmulțim ecuația (3.88) cu  $Re_0/H^*$  și rearanjăm termenii. Avem

$$\omega V(x)g(H)\frac{dH}{dx} + (1-H)\omega W(x) = f_3(H), \quad (3.93)$$

unde am introdus notațiile:

$$W = \frac{dV}{dx},$$

$$g(H) = \frac{d(\ln H^*)}{dH},$$

$$f_3(H) = f_2(H) - f_1(H).$$

Valorile inițiale sunt determinate astfel încât  $\frac{dw}{dx}$  și  $\frac{dH}{dx}$  să ia valoarea 0.  $H(0)$  și  $\omega(0)$  se calculează din relațiile:

$$\frac{1-H}{2+H} = \frac{f_3(H)}{f_1(H)}$$

cu rădăcina

$$H_0 \approx 2,24 \quad (3.94)$$

și

$$\omega_0 = \frac{f_1(H_0)}{W(0)(2+H_0)}. \quad (3.95)$$

Pentru rezolvarea sistemului de ecuații diferențiale (3.92) și (3.93) cu valorile inițiale (3.94) și (3.95) utilizăm metoda Euler. Trecerea de la pasul  $i$  la pasul  $i+1$  se efectuează prin liniarizarea funcțiilor  $f_1$  și  $f_3$  în vecinătatea punctului  $H_i$ , iar  $g$  ia valoarea  $g_i$ . Astfel, se obține un sistem din două ecuații biliniare cu necunoscutele  $H=H_{i+1}$  și  $\omega = \omega_{i+1}$ , care pot fi rezolvate exact:

$$\left( \frac{V_{j+1}}{2\Delta x} + 2W_{j+1} \right) \omega + W_{j+1}H\omega - f_{1j}'H - \frac{V_{j+1}}{2\Delta x}\omega_j - f_{1j} + f_{1j}'H_j = 0, \quad (3.96)$$

$$\left( W_{j+1} - \frac{gH_jV_{j+1}}{\Delta x} \right) \omega + \left( \frac{gV_{j+1}}{\Delta x} - W_{j+1} \right) H\omega - f_{3j}'H - f_{3j} + f_{3j}'H_j = 0.$$

Aplicăm această metodă fie până este prezis punctul de tranziție de la stratul limită laminar la stratul limită turbulent (punctul  $x_{tr}$  în fig. 3.98), fie până este atins bordul de fugă (punctul  $TE$  în fig. 3.98).



Tranziția de la curgerea laminară la cea turbulentă este localizată folosind criteriul Michel și anume: tranziția are loc atunci când

$$\text{Re}_\theta > \text{Re}_{\theta_{\max}} = 1,174 \left( 1 + \frac{22,4}{\text{Re}_x} \right) (\text{Re}_x)^{0,46}, \quad (3.97)$$

unde  $\text{Re}_x = \text{Re} \cdot V \cdot x$ .

Pentru analiza stratului limită turbulent se vor folosi valorile medii

$$\bar{q}(x, y) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} q(x, y, t) dt, \quad (3.98)$$

și fluctuațiile

$$q'(x, y, t) = q(x, y, t) - \bar{q}(x, y). \quad (3.99)$$

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

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} &= 0, \\ \rho \left( \bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right) &= -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} - \rho \overline{u'v'} \right), \\ \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} &= \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} - \rho \overline{v'^2} \right). \end{aligned} \quad (3.100)$$

Similar cazului stratului limită laminar, se obțin ecuațiile integrale Von Karman. Calculul parametrilor stratului limită turbulent se va efectua utilizând modelul propus de Head. Considerăm volumul fluxului în stratul limită în punctul  $x$

$$Q(x) = \int_0^{\delta(x)} u dy. \quad (3.101)$$

Astfel, pentru grosimea de deplasare avem relația:

$$\delta^* = \delta - \frac{Q}{V}. \quad (3.102)$$

Introducem viteza fluxului

$$E = \frac{dQ}{dx} = \frac{d}{dx} (V (\delta - \delta^*)) = \frac{d}{dx} (V \theta H_1), \quad (3.103)$$

unde

$$H_1 = \frac{\delta - \delta^*}{\theta}.$$

Head a presupus că viteza adimensională  $E/V$  este în funcție doar de  $H_1$ , iar  $H_1$ , la rândul său, este în funcție de  $H$ . Cebeci și Bradshaw au considerat relațiile

$$\frac{1}{V} \frac{d}{dx} (V\theta H_1) = 0,0306(H_1 - 3)^{-0,6169} \quad (3.104)$$

și

$$H_1 = H_1(H) = \begin{cases} 3,3 + 0,8234(H - 1,1)^{-1,287}, & H \leq 1,6 \\ 3,3 + 1,5501(H - 0,6778)^{-3,064}, & H > 1,6 \end{cases} \quad (3.105)$$

A patra ecuație folosită pentru determinarea necunoscutelor  $\theta$ ,  $H$ ,  $H_1$  și  $C_f$  este legea coeficientului local de frecare la perete Ludwig-Tillman

$$C_f = 0,246 \left( 10^{-0,678H} \right) \text{Re}_0^{-0,268}. \quad (3.106)$$

Combinăm ecuația integrală Von Karman, relațiile (3.104–3.105) ca să obținem, în final, următorul sistem de ecuații diferențiale:

$$\frac{d}{dx} Y = h(Y, x), \quad (3.107)$$

unde

$$Y = \frac{d}{dx} \left( \begin{matrix} \theta \\ H_1 \end{matrix} \right), \quad (3.108)$$

iar

$$h(x, Y) = \left( \begin{matrix} -\frac{\theta}{V} (2 + H) \frac{dV}{dx} + \frac{1}{2} C_f \\ -H_1 \left( \frac{1}{V} \frac{dV}{dx} + \frac{1}{\theta} \frac{d\theta}{dx} \right) + \frac{0,0306}{\theta} (H_1 - 3)^{-0,6169} \end{matrix} \right). \quad (3.109)$$

Valorile inițiale sunt valorile finale furnizate de subetapa stratului laminar. Integrația numerică a sistemului (3.107) se efectuează cu metoda Runge–Kutta de ordinul 2, și anume:

$$\begin{aligned} Y^* &= Y_i + (x_{i+1} - x_i) h(Y_i, x_i), \\ Y_{i+1} &= Y_i + (x_{i+1} - x_i) \left( \frac{1}{2} h(Y_i, x_i) + \frac{1}{2} h(Y^*, x_i) \right). \end{aligned} \quad (3.110)$$

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

Pentru calculul coeficientului de rezistență  $C_D$  se utilizează formula Squire–Yong. 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:

$$C_D = \left(2\theta_{TE} \cdot V_{TE}^\lambda\right)_{C_{sup}} + \left(2\theta_{TE} \cdot V_{TE}^\lambda\right)_{C_{inf}}, \quad (3.111)$$

unde  $\lambda = (H_{TE} + 5)/2$ .

#### 5.2.4. Alegerea profilului hidrodinamic optim al palelor

În scopul optimizării performanței turbinei cu pale hidrodinamice se caută profilul hidrodinamic optim al palei. Aplicăm metodele de calcul numeric descrise anterior pentru a calcula coeficienții  $C_{L,ref}$  și  $C_{D,ref}$  pentru profilurile simetrice din librăria de profiluri aerodinamice NACA cu coarda de lungime  $c_{ref} = 1 \text{ m}$ . 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 fig. 3.98 sunt reprezentate câteva din profilurile considerate: NACA 0012, 0016, 63018 și 67015. Coeficienții hidrodinamici de portanță  $C_{L,ref}$  și rezistență  $C_{D,ref}$  în funcție de unghiul de atac, sunt reprezentați în fig. 3.99. Luând în considerație datele prezentate în fig. 3.99, 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.

#### 5.2.5. Momentul de torsiune și forțele aplicate asupra rotorului hidrodinamic multipal

În cele ce urmează, calculăm coeficienții hidrodinamici pentru profilul de referință NACA 0016 cu coarda de lungime, spre exemplu,  $c = 1,3 \text{ m}$ . Aplicăm metodele de calcul descrise anterior pentru a calcula coeficienții corespunzători profilului NACA 0016 cu coarda de lungime  $c_{ref} = 1 \text{ m}$ :  $C_{L,ref}$ ,  $C_{M,ref}$ , și  $C_{D,ref}$ , furnizate de formulele (3.85), (3.86) și, respectiv, (3.111). Coeficienții corespunzători profilului cu coarda de lungime  $1,3 \text{ m}$  se calculează din relațiile:

$$\begin{aligned} C_L &= C_{L,ref} \cdot 1,3, \\ C_M &= C_{M,ref} \cdot (1,3)^2, \\ C_D &= C_{D,ref} \cdot 1,3. \end{aligned} \quad (3.112)$$

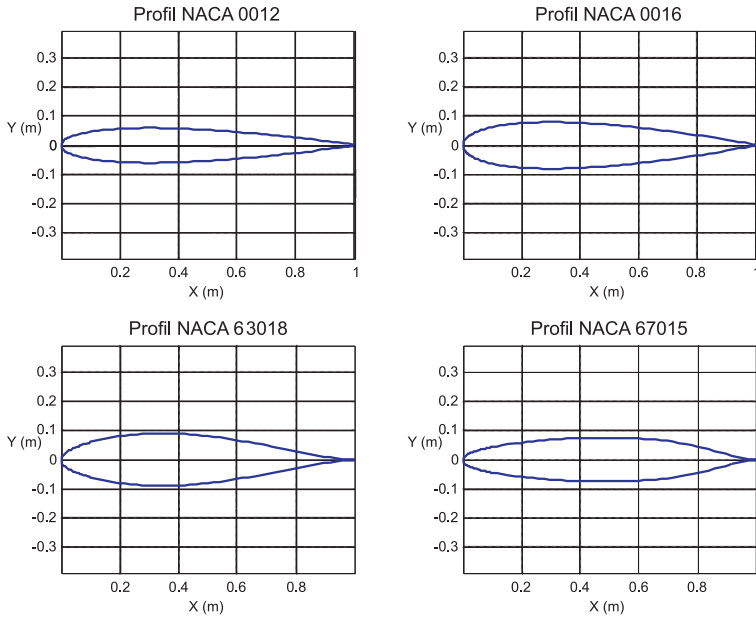


Fig. 3.98. Profile hidrodinamice simetrice NACA 0012, 0016, 63018 și 67015.

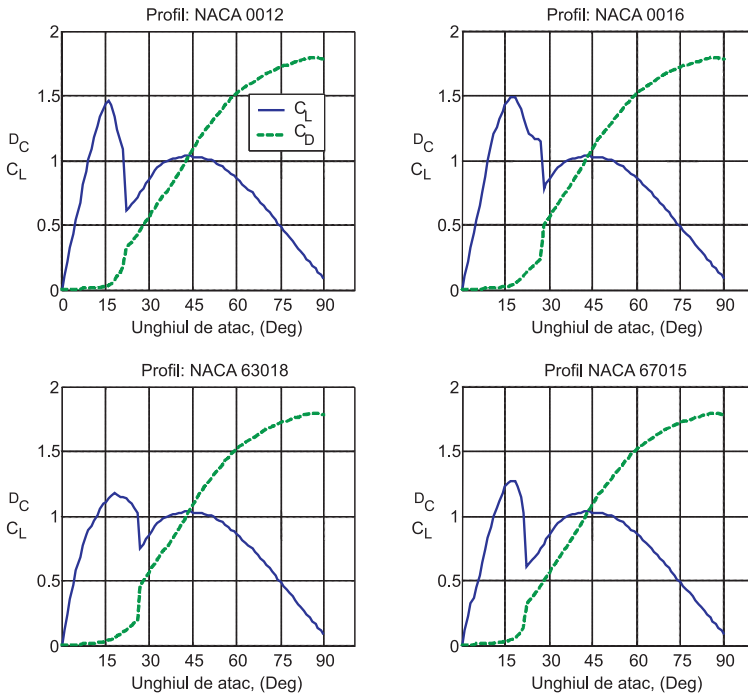
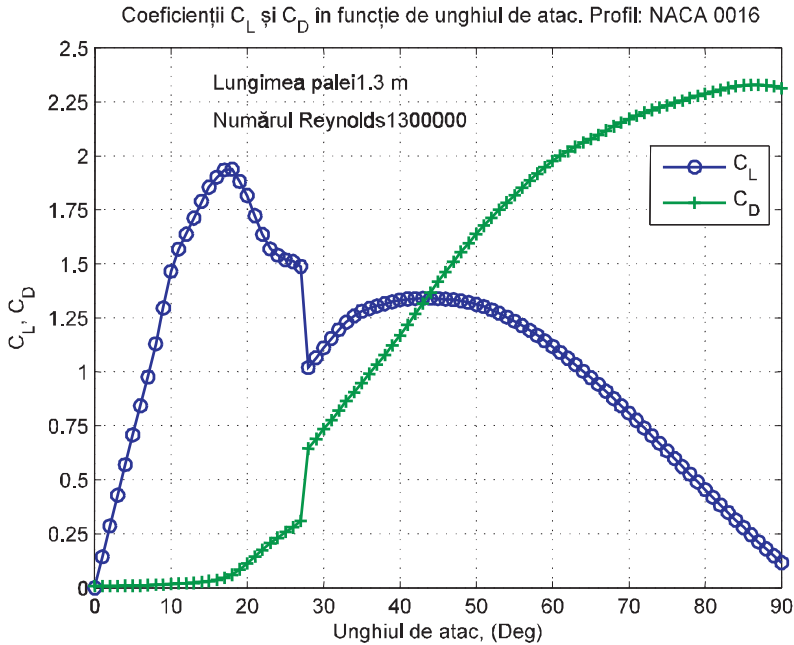


Fig. 3.99. Coeficienții hidrodinamici  $C_L$  și  $C_D$  în funcție de unghiul de atac pentru profilurile NACA 0012, 0016, 63018 și 67015.

În fig. 3.100 sunt reprezentate valorile coeficienților de portanță și rezistență în funcție de unghiul de atac  $\alpha$ . Ținând cont de aceste valori, în calitate de unghi de atac de lucru alegem unghiul  $\alpha = 18^\circ$  (a se vedea, de asemenea, și fig. 3.108–3.109).



**Fig. 3.100.** Coeficienții hidrodinamici  $C_L$  și  $C_D$  și în funcție de unghiul de atac pentru profilul hidrodinamic NACA 0016.

În timpul mișcării sale, pala își schimbă unghiul de atac în funcție de poziția sa (fig. 3.101). Astfel, în sectorul I, unghiul de atac (unghiul format de pală și curentul de apă) este de  $18^\circ$ ; în regiunea II, unghiul de atac se schimbă de la  $18^\circ$  până la  $-18^\circ$ , însă pala nu contribuie la momentul total dezvoltat la arborele rotorului. În acest sector, extins până la aproximativ  $60^\circ$  pala este purtată liber de curentul de apă, iar re poziționarea ei sub unghiul de  $-18^\circ$  are loc la sfârșitul sectorului III. În sectorul III, unghiul de atac este de  $-18^\circ$ . În sectoarele IV–VI efectul hidrodinamic este minim, iar pala urmează să fie re poziționată de la unghiul  $-18^\circ$  până la unghiul de  $18^\circ$ . În scopul utilizării energiei cinetice în sectoarele IV–VI, s-a propus re poziționarea palei în sectorul IV de la  $-18^\circ$  până la  $90^\circ$ , în sectorul V pala rămâne sub unghiul  $90^\circ$ , iar în sectorul VI unghiul de atac revine la valoarea de  $18^\circ$ . Cunoscând valorile coeficienților hidrodinamici  $C_L$  și  $C_D$ , se calculează prin formulele (3.47) și (3.48), respectiv, forțele de portanță  $F_L$  și de rezistență  $F_D$ , iar formula (3.49) ne furnizează forța hidrodinamică, care acționează asupra palei (fig. 3.102).

În fig 3.102 sunt reprezentate modulul forței hidrodinamice  $\vec{F}$ , 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  $R = 2 \text{ m}$ ;

Înălțimea palei submerse  $H = 1,4 \text{ m}$ ;

Lungimea palei (coarda)  $c = 1,3 \text{ m}$ ;

Unghiul de atac de lucru  $\alpha = 18^\circ$ ;

Numărul palelor  $N_{pal} = 5$ .

În fig. 3.103 este prezentat momentul  $T_{r,i}$  dezvoltat de o pală în funcție de unghiul de poziționare, momentul fiind calculat prin formula (3.50), iar fig. 3.104 conține momentul total la arborele rotorului  $T_{r,\Sigma}$ , dezvoltat de toate palele în funcție de unghiul de poziționare, moment calculat prin formula (3.51). În fig. 3.105 este prezentat momentul total  $T_{r,\Sigma}$  în funcție de

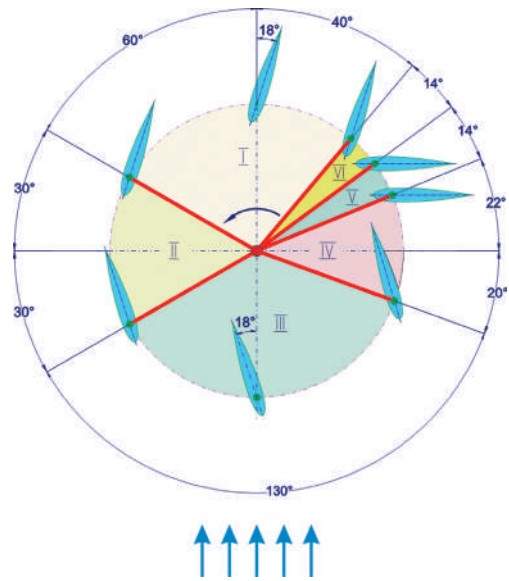


Fig. 3.101. Pozițiile palei și zonele de lucru.

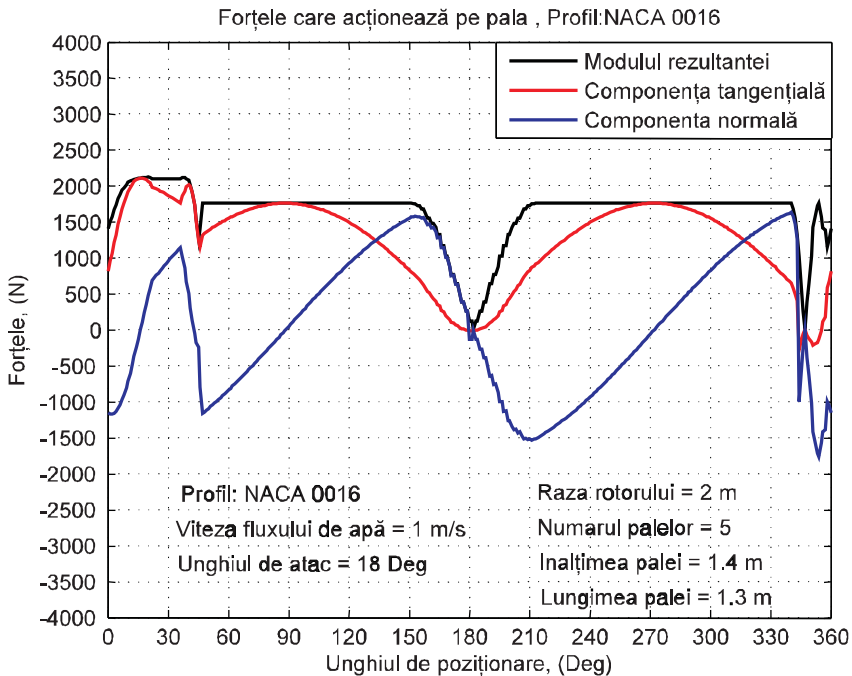


Fig. 3.102. Modulul, componenta tangențială și componenta normală ale forței hidrodinamice pentru o pală a rotorului în funcție de unghiul de poziționare.

unghiul de poziționare pentru trei valori ale vitezei curentului de apă  $V_\infty$ : 1 m/s, 1,3 m/s, și 1,6 m/s. În fig. 3.106 se prezintă graficul coeficientului de moment  $C_{M,ref}$  funcție de unghiul de atac  $\alpha$ .

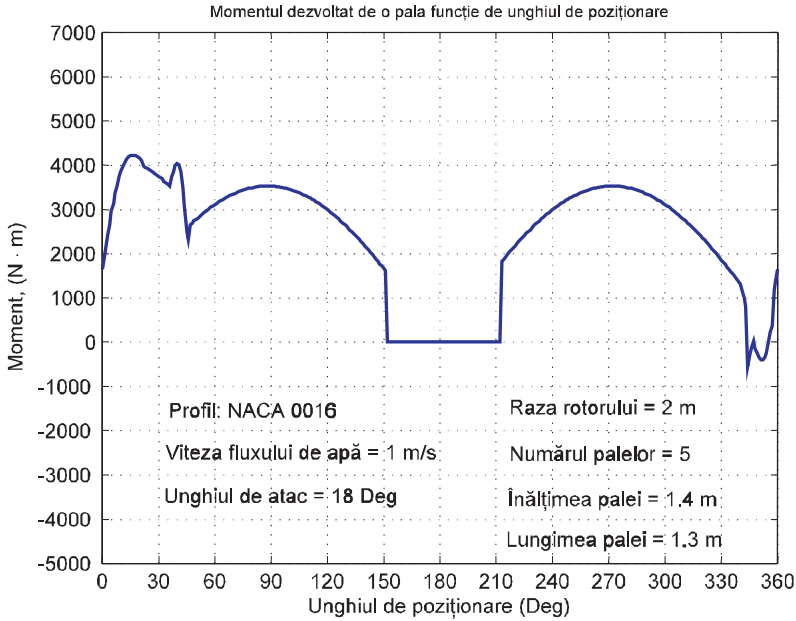


Fig. 3.103. Momentul  $T_{r1}$  dezvoltat de o pală a rotorului în funcție de unghiul de poziționare.

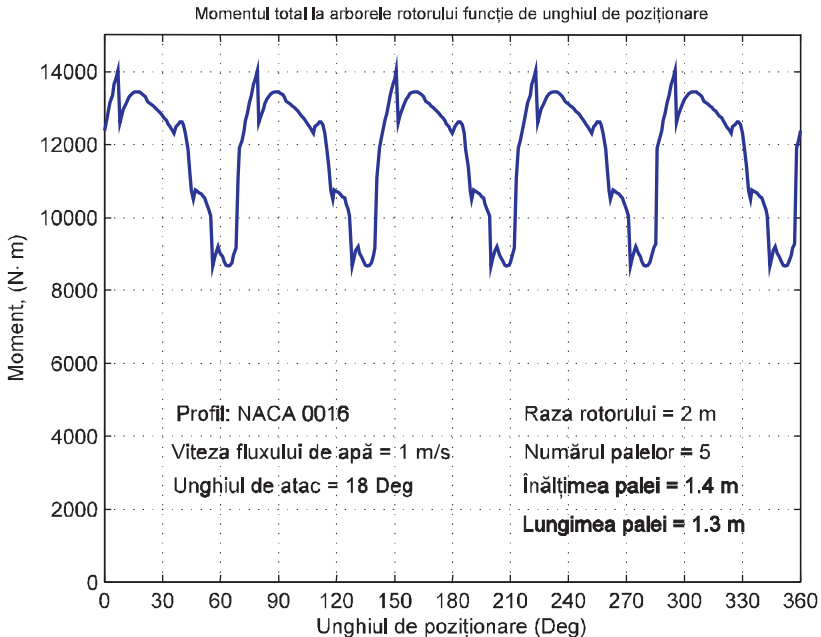


Fig. 3.104. Momentul total  $T_{r2}$  dezvoltat de 5 pale la arborele rotorului în funcție de unghiul de poziționare.

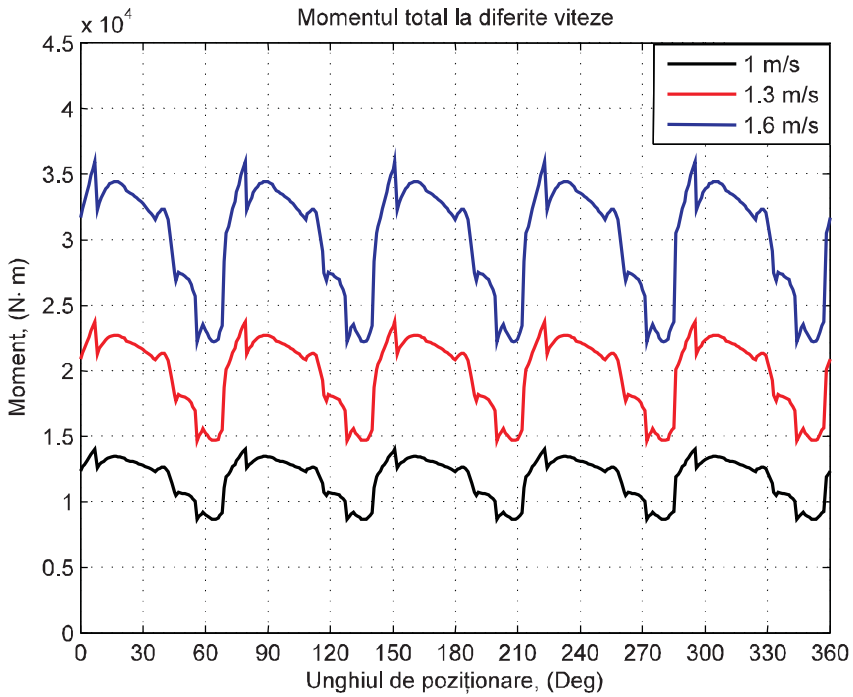


Fig. 3.105. Momentul total  $T_{r2}$  la arborele rotorului în funcție de unghiul de poziționare la diferite viteze ale curentului de apă.

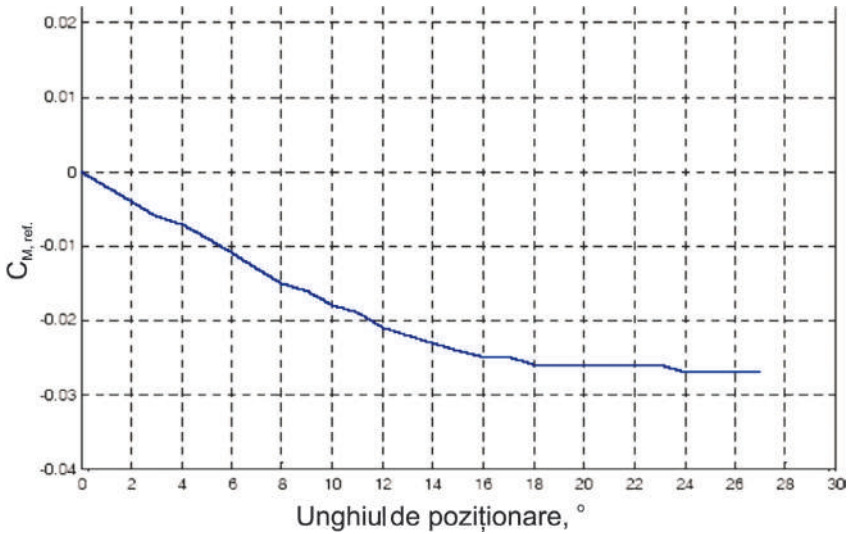


Fig. 3.106. Coeficientul de moment  $C_{M,ref}$  în funcție de unghiul de atac pentru profilul NACA 0016.



Luând în considerare faptul că forța hidrodinamică nu este aplicată în originea sistemului de coordonate al palei  $O'$  (fig. 3.107), această forță produce un moment de torsiune, numit moment de tangaj. Acest moment este determinat față de un punct de referință. Drept punct de referință va fi considerat punctul  $P$ , situat la distanța  $\frac{1}{4}$  din coardă de la bordul de atac  $B$  (fig. 3.107). Pentru valorile de lucru ale unghiului de atac  $\alpha = 18^\circ$  se obține  $C_{M,ref} = -0,026$ . Astfel, din relația (3.112) rezultă că  $C_M = 0,0439$ . Momentul de torsiune față de punctul  $P$  este

$$M = \frac{1}{2} C_M \rho V_\infty^2 c S_p = -39,92 \text{ N} \cdot \text{m}, \quad (3.113)$$

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 (3.49). Utilizând valorile  $F_L$  și  $F_D$  obținute anterior, avem:

$$\begin{aligned} F_{x''} &= 1601,2 \text{ N}, \\ F_{y''} &= -413,8 \text{ N}. \end{aligned} \quad (3.114)$$

Atunci

$$|O'P| = |M|/|F_{x''}| = 0,0249 \text{ m} \approx 25 \text{ mm}. \quad (3.115)$$

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, care apare în cuplele cinematice ale mecanismului de orientare, să fie minimă.

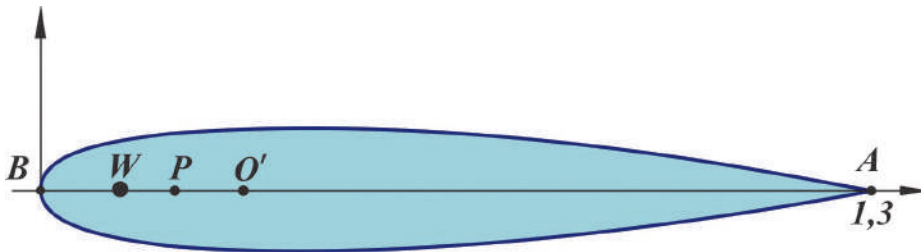
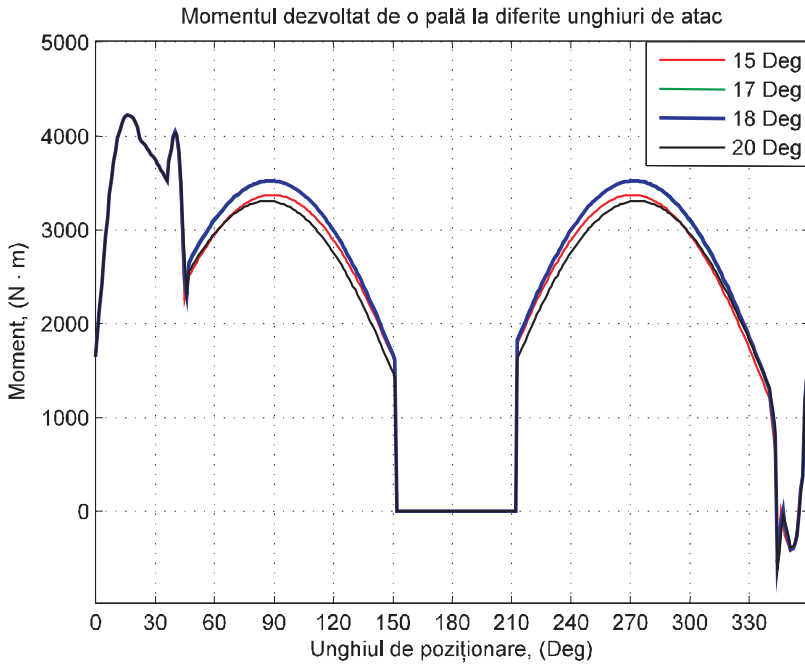
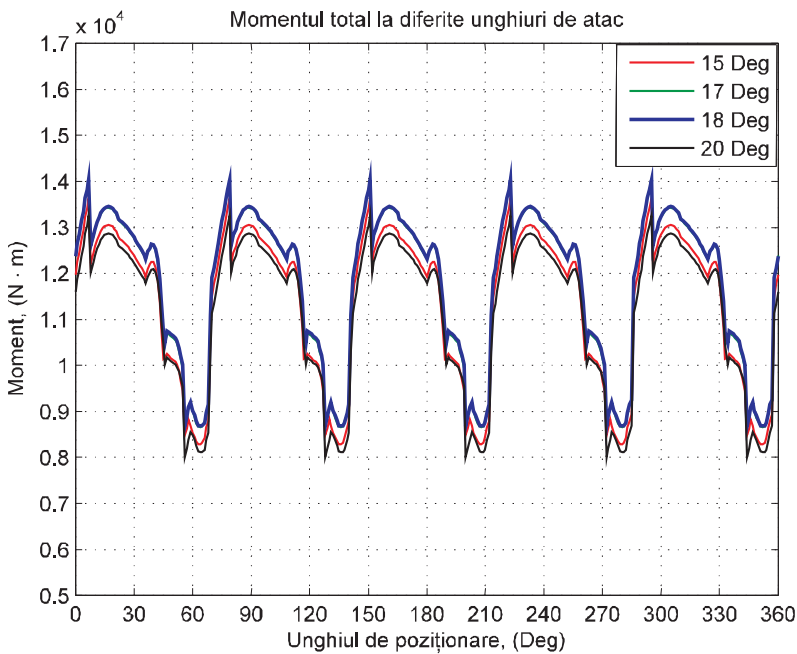


Fig. 3.107. Amplasarea punctului de fixare a palei.

Pentru a determina unghiul de atac de lucru optim, se calculează valoarea momentului dezvoltat de o pală și momentul total pentru câteva valori ale unghiului de atac și anume:  $\alpha = 15^\circ, 17^\circ, 18^\circ, 20^\circ$  (fig. 3.108, fig. 3.109). Astfel, unghiul de atac pentru pala cu profilul hidrodinamic NACA 0016 a fost ales  $\alpha = 18^\circ$ .



**Fig. 3.108.** Momentul dezvoltat de o pală  $T_{r,i}$  în funcție de unghiul de poziționare la diferite valori ale unghiului de atac  $\alpha = 15^\circ, 17^\circ, 18^\circ, 20^\circ$ .



**Fig. 3.109.** Momentul total  $T_{r,\Sigma}$  în funcție de unghiul de poziționare la diferite valori ale unghiului de atac  $\alpha = 15^\circ, 17^\circ, 18^\circ, 20^\circ$ .

De asemenea, a fost analizată performanța rotorului cu 3, 4 și 5 pale. Astfel, s-a calculat momentul total dezvoltat la arborele rotorului, rezultatele fiind prezentate în fig. 3.110.

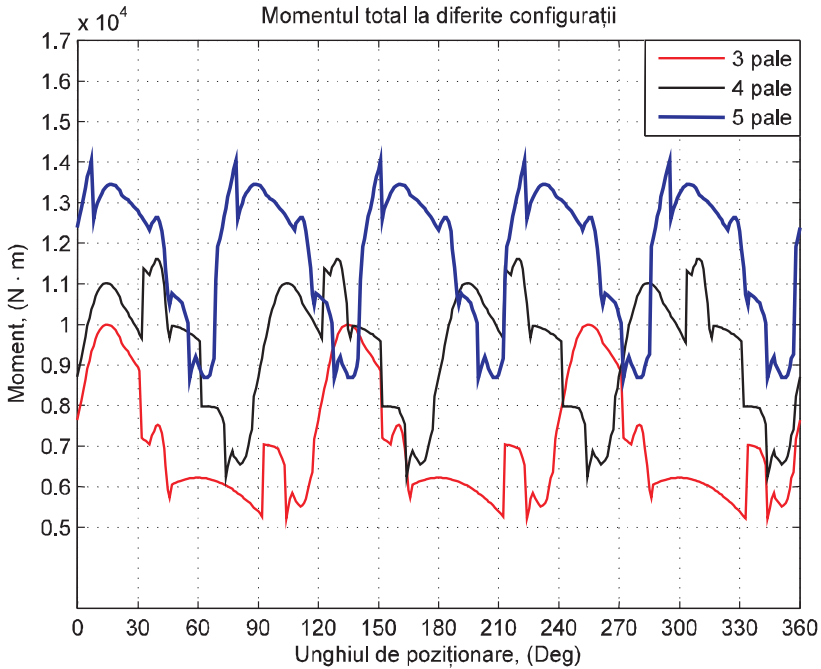


Fig. 3.110. Momentul total  $T_{pe}$  dezvoltat la arborele rotorului cu 3, 4 și 5 pale în funcție de unghiul de poziționare.

### 5.2.6. Optimizarea profilului hidrodinamic NACA 0016

În scopul maximizării momentului de torsiune produs de rotorul microhidrocentralei, vom considera optimizarea profilului hidrodinamic. Momentul de torsiune este funcție de forțele hidrodinamice de portanță și rezistență date de formulele (3.47) și (3.48), iar forțele hidrodinamice, prin intermediul coeficienților hidrodinamici, sunt funcții de unghiul de atac  $\alpha$ , numărul Reynolds  $Re$  și forma profilului hidrodinamic. Forma hidrodinamică a profilului a fost selectată din librăria NACA de 4 și 5 cifre, având drept parametri (ținând cont de simetria profilului) doar grosimea maximă. Unghiul de atac va constitui cel de-al doilea parametru. Scopul acestei optimizări constă în maximizarea forței de portanță, neadmițând totodată, ca momentul de tangaj și forța de rezistență să ia valori foarte mari. Considerăm următoarea problemă de optimizare:

$$\text{Maximizează } C_L = C_L(\theta, \alpha) \quad (3.116)$$

cu constrângeri impuse coeficienților  $C_D$  și  $C_M$

unde  $\theta$  este grosimea maximă și  $\alpha$  este unghiul de atac. Valorile marginilor inferioare și superioare impuse sunt determinate după cum urmează: valoarea maximă negativă pentru coeficientul de tangaj va corespunde soluției pentru unghiul de atac zero. Valoarea maximă pentru coeficientul de rezistență va corespunde soluției pentru unghiul de atac  $\alpha = 18^\circ$ . De asemenea, am adăugat restricții parametrilor de optimizare:  $10\% \leq \theta \leq 20\%$  și  $0^\circ \leq \alpha \leq 20^\circ$ . Pentru a găsi valorile optime ale funcției  $f = f(x_1, \dots, x_n)$ , folosim metoda iterativă:

Atât timp cât precizia cerută nu este atinsă, rezolvă  $B_i s_i = -\Delta f(x_i)$ ,

$$x_{i+1} = x_i + \alpha_i s_i \quad (3.117)$$

unde  $\alpha_i$  sunt multiplicatori, iar  $B_i$  sunt aproximațiile pozitiv definite ale Hessianului funcției  $f$ . Derivata parțială a funcției  $f$  în raport cu componenta  $i$ , se aproximează cu ajutorul formulelor de diferențe finite:

$$\frac{\partial f}{\partial x_i}(x) = \frac{f(x + h e_i) - f(x - h e_i)}{2h} \quad (3.118)$$

unde  $e_i$  este vectorul bazei.

Optimizarea se efectuează cu ajutorul blocului de optimizare din MATLAB: “*Sequential Quadratic Programming algorithm with a linesearch and a BFGS Hessian update*”. Subproblemele pătratice sunt rezolvate cu metoda proiecției modificată. Gradientul funcției  $C_L = C_L(\theta, \alpha)$  se calculează cu formule de diferențe finite cu pasul constant  $h = 10^{-4}$ . Drept profil inițial a fost considerat profilul NACA 0016 (fig. 3.111). Rezultatul optimizării este prezentat în fig. 3.112. Rezultatele cercetărilor efectuate au fost publicate în lucrările [43, 47, 60, 64, 65].

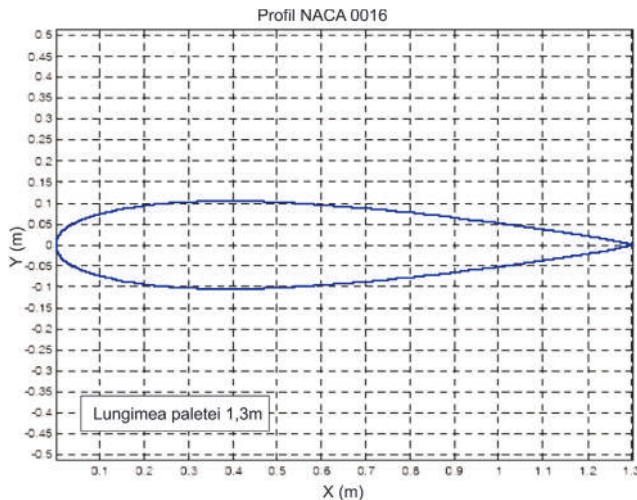


Fig. 3.111. Profilul hidrodinamic de referință NACA 0016.

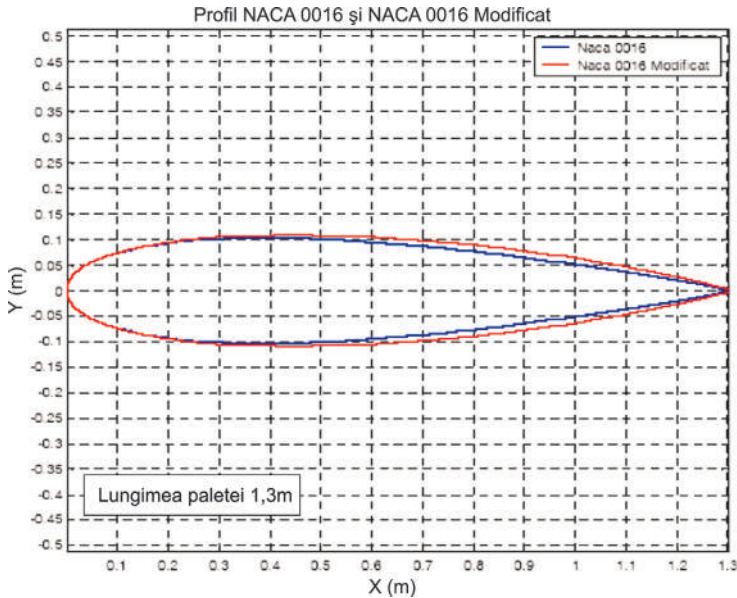


Fig. 3.112. Profilul hidrodinamic de referință NACA 0016 și profilul optimizat.

### 5.2.7. Stabilitatea flotantă a microhidrocentralei

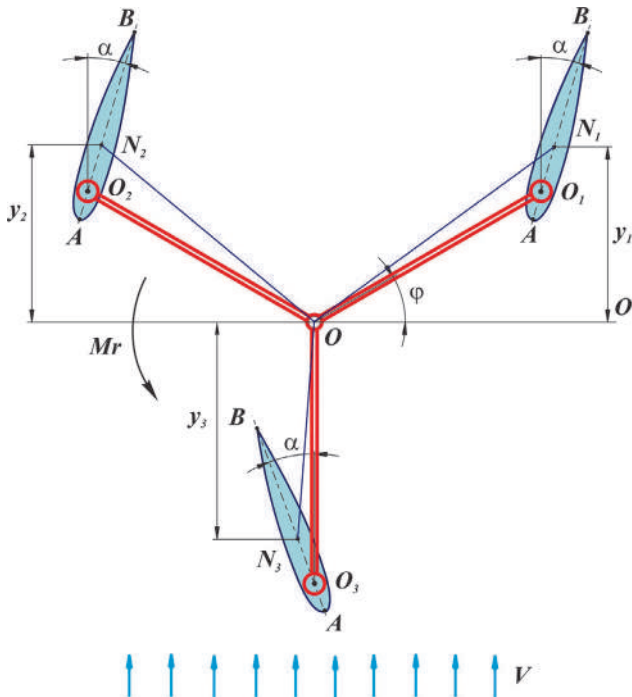


Fig. 3.113. Analiza stabilității flotante.

Microhidrocentrala este amplasată în fluxul de apă al râului. Poziția paletelor față de nivelul apei este asigurată de forțele Arhimede, care acționează asupra paletelor flotante. Cavitatea paletelor generează o forță Arhimede, care se determină prin relația:

$$F_A = \rho Vg, \quad (3.119)$$

unde  $\rho$  este densitatea apei,  $V$  – volumul interior al palei, iar  $g$  – accelerația gravitațională. Analiza traiectoriei mișcării punctelor de aplicare a forței Arhimede  $F_A$  (punctele  $N_i$ ,  $i=1,2,3$  din fig. 3.113) a arătat că distanța

de la aceste puncte până la axa rotorului  $O$  va oscila în funcție de unghiul de poziționare  $\varphi$ . Astfel, aceste distanțe pentru palele amplasate în semiplanul superior definit de dreapta  $OO'$  diferă de distanțele respective pentru palele amplasate în semiplanul inferior.

Acest lucru duce la apariția unui moment de răsturnare în raport cu axa de simetrie longitudinală a corpurilor flotante:

$$M_r = M_{\Sigma,S} - M_{\Sigma,I}, \quad (3.120)$$

unde  $M_{\Sigma,S}$  este momentul total dezvoltat de forțele Arhimede, care acționează asupra palelor amplasate momentan în semiplanul superior, iar  $M_{\Sigma,I}$  este momentul total dezvoltat de forțele Arhimede, care acționează asupra palelor amplasate momentan în semiplanul inferior.

Momentele totale dezvoltate de forțele Arhimede care acționează asupra palelor aflate momentan în semiplanul superior și, respectiv, semiplanul inferior, se determină prin relațiile:

$$M_{\Sigma,S} = \sum F_{A,i} \cdot D_{A,i}, \quad (3.121)$$

unde  $F_{A,i}$  sunt forțele Arhimede, care acționează asupra palelor,  $D_{A,i}$  sunt distanțele de la punctul de aplicare a forței Arhimede până la axa rotorului, iar însumarea se efectuează după toate palele amplasate în semiplanul superior. Similar,

$$M_{\Sigma,I} = \sum F_{A,i} \cdot D_{A,i}. \quad (3.122)$$

Distanțele  $D_{A,i}$  se calculează după formula:

$$D_{A,i}^2 = R^2 + c_A^2 + 2Rc_A \cos(\alpha + \varphi_i), \quad (3.123)$$

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  $\varphi_i$  este unghiul format de brațul rotorului și direcția  $OO'$ .

Pentru compensarea acestui moment de răsturnare  $M_r$  se propune amplasarea axei rotorului în planul deplasat la distanța  $e$  față de planul de simetrie longitudinală a corpurilor flotante. Distanța  $e$  se calculează cu relația:

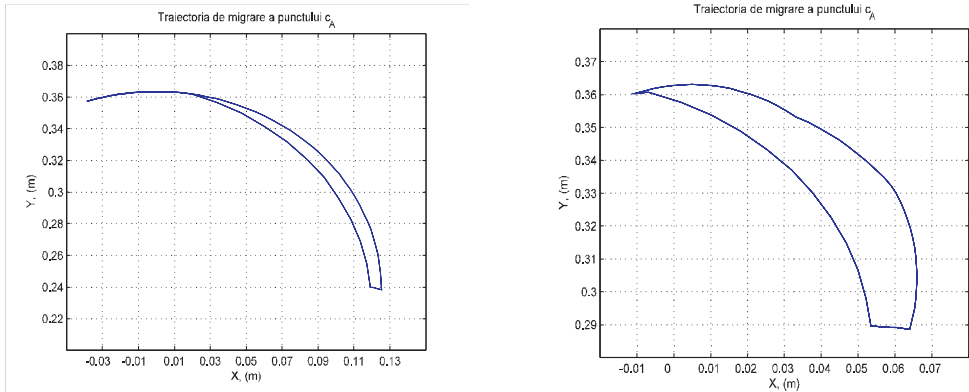
$$e = \frac{\sum_{i=1}^{N_{pal}} y_i}{N_{pal}}, \quad (3.124)$$

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 (fig. 3.113). Pentru fiecare pală, distanța  $y_i$  se calculează prin relația:

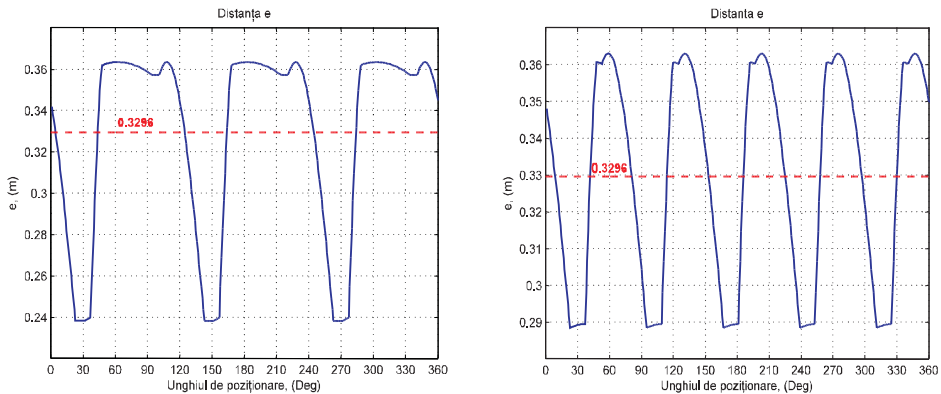
$$y_i = c_A \cos \alpha + R \sin\left(\varphi + (i-1) \frac{360^\circ}{n}\right). \quad (3.125)$$

Introducem (3.125) în (3.124) și obținem:

$$e = c_A \cos \alpha \quad (3.126)$$



**Fig. 3.114.** Traiectoria de migrare a centrului de aplicare a forțelor Arhimede pentru rotorul cu 3 pale (a) și rotorul cu 5 pale (b).



**Fig. 3.115.** Dependența deplasării  $e$  a centrului de aplicare a forțelor Arhimede de unghiul de poziționare  $\varphi$  a rotorului cu 3 pale (a) și a rotorului cu 5 pale (b).

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  $N_{pal}$  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 și 5 pale reprezintă curbe închise prezentate în fig. 3.114 (a) și 3.114 (b). 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 să apreciem valorile distanței dintre centrul de aplicare a sistemului de forțe Arhimede și axa de simetrie longitudinală a corpurilor flotante. În fig. 3.115,a,b se prezintă distanța  $e$  ca funcție de unghiul de poziționare  $\varphi$  a rotorului cu 3 pale (a), și respectiv cu 5 pale (b). S-a constatat că în cazul rotorului cu 3 pale distanța  $e$  ia 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  $\varphi$ : pentru rotoarele cu 3 și 5 pale respectiv, obținem aceeași distanță medie  $e_{med} = 0,33 m$ .

### Concluzii:

- 1) Pentru a asigura stabilitatea flotantă a microhidrocentralei este necesar ca axul rotorului cu 3 sau 5 pale respectiv, să fie deplasat de la axa de simetrie longitudinală a corpurilor flotante la cota  $e_{med} = 0,33 m$  în direcția opusă cursului apei.
- 2) Microhidrocentralele ancorate de malul stâng diferă de cele ancorate de malul drept prin construcția fermelor spațiale și anume a elementelor constructive de montare a rotorului hidrodinamic deplasate la cota  $e_{med} = 0,33 m$ .

### 5.2.8. Turbulența și stabilitatea rotorului hidrodinamic

În fig. 3.116 este prezentat câmpul de viteze al fluidului în jurul profilului NACA0016 la unghiul de atac  $18^\circ$  și numărul Reynolds calculat cu relația [66]:

$$Re = \frac{\rho c \bar{V}}{\eta} = \frac{c \bar{V}}{\nu}, \quad (3.127)$$

unde densitatea fluidului  $\rho = 998,4 \text{ kg/m}^3$  la temperatura de  $20^\circ \text{C}$ , vâscozitatea cinematică  $\nu = 1,012 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$  și lungimea coardei profilului  $c = 1,3 \text{ m}$ .

Pentru vitezele de curgere a fluidului  $V_\infty = 1 \text{ m/s}$ ,  $1,5 \text{ m/s}$ ,  $2 \text{ m/s}$  obținem următoarele valori ale numărului lui Reynolds  $Re = 1284600$ ,  $1798400$  și  $2312300$ .

Fig. 3.117 prezintă tranziția și separarea stratului limită pe suprafețele inferioare și superioare ale profilului palei. Punctele T.U. și T.L. desemnează punctele de tranziție de la curentul laminar la curentul turbulent pe suprafața inferioară  $C_{inf}$  și superioară  $C_{sup}$  ale palei (fig. 3.97). Punctele S.U. și

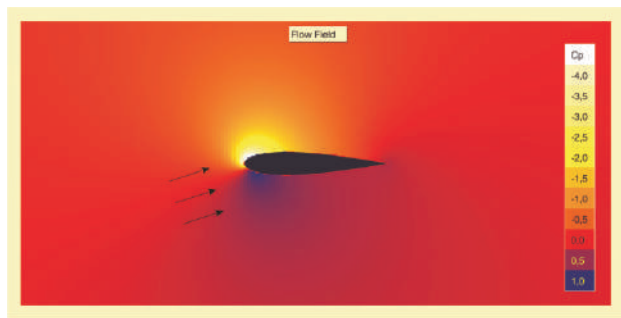


Fig. 3.116. Câmpul de viteze în jurul profilului NACA 0016 la unghiul de atac  $18^\circ$ .



S.L. reprezintă punctele de separare pe suprafața inferioară și, respectiv, superioară. Se observă, în toate cazurile, că tranziția de la curgerea laminară la curgerea turbulentă are loc în vecinătatea punctului de stagnare, iar separarea curentului de suprafața profilului este precisă la distanța de aproximativ 40–50% din lungimea coardei palei. Pe suprafața inferioară, tranziția de la curgerea laminară la curgerea turbulentă, precum și separarea stratului limită turbulent vor avea loc în vecinătatea bordului de fugă.

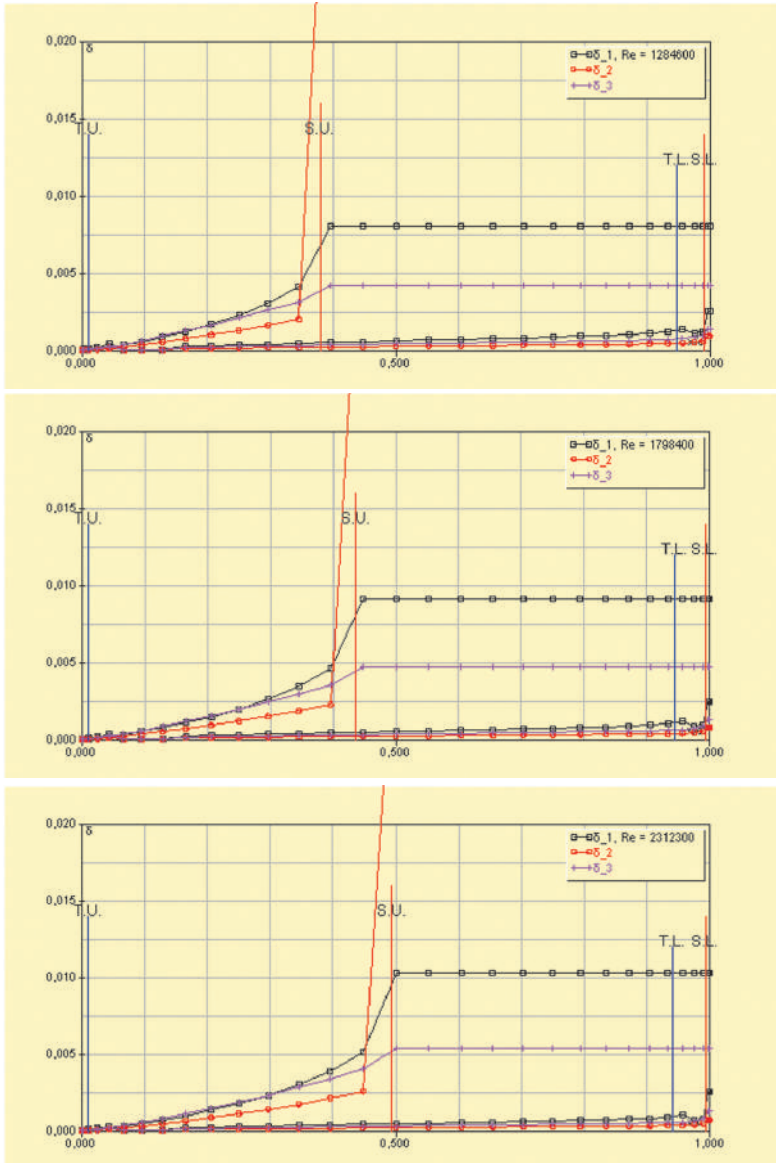


Fig. 3.117. Punctele de tranziție și de separare la vitezele de curgere 1 m/s, 1,5 m/s și 2 m/s.

### 5.2.9. Estimarea potențialului energetic convertit la arborele rotorului hidrodinamic multipal

Potențialul energetic al curentului de apă și puterea generată de rotorul microhidrocentralei cu ax vertical este estimată prin intermediul următorilor parametri constructivi și funcționali:

- rotor cu 5 pale cu profil hidrodinamic de tip NACA 0016 (fig. 3.118);
- imersiunea efectivă a palei în curentul de apă  $h = 1,4$  m;
- lungimea coardei palei  $l = 1,3$  m;
- lungimea efectivă  $l'$  a coardei palei  $l' = 1$  m;
- diametrul rotorului  $D = 4$  m;
- unghiul de atac al palei în raport cu curentul de apă  $\alpha = 18^\circ$ ;
- unghiul de atac al palei în regiunea neutrală (zona V, fig. 3.101)  $\alpha = 90^\circ$ .

Potențialul energetic al curentului de apă estimat pentru secțiunea corespunzătoare dimensiunilor rotorului este:

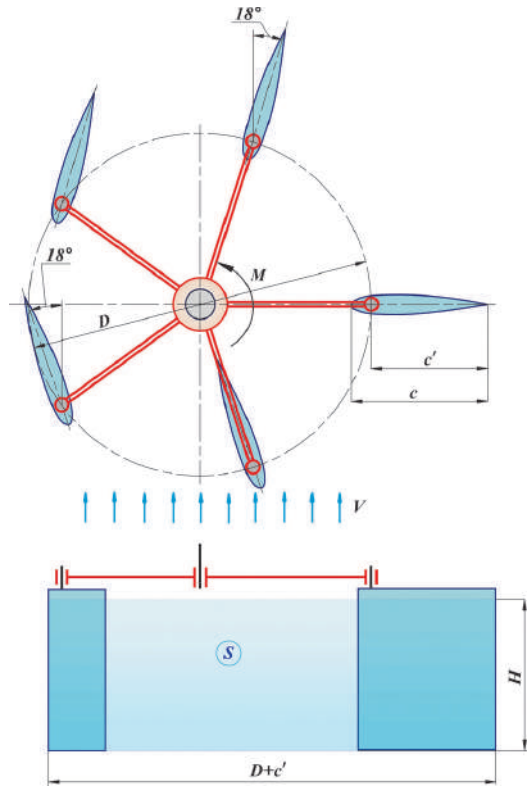


Fig. 3.118.

$$P = \frac{1}{2} \rho V_{\infty}^3 S, \quad (3.128)$$

unde  $\rho$  este densitatea fluidului,  $V_{\infty}$  este viteza curentului de apă, iar  $S = H(D+c')$  este aria secțiunii de gabarit a rotorului (fig. 3.118). Puterea generată de curentul de apă la arborele rotorului se calculează după formula:

$$P_a = PK, \quad (3.129)$$

unde  $P$  este furnizat de relația (3.128), iar  $K$  este coeficientul de eficiență a conversiunii energiei. În tabelul 3.12 este prezentat potențialul energetic al curentului de apă corespunzător suprafeței efective a secțiunii de gabarit a rotorului  $S = 7 \text{ m}^2$ ,  $S = 9,15 \text{ m}^2$  și  $S = 11,5 \text{ m}^2$  funcție de vitezele respective ale curentului de apă.

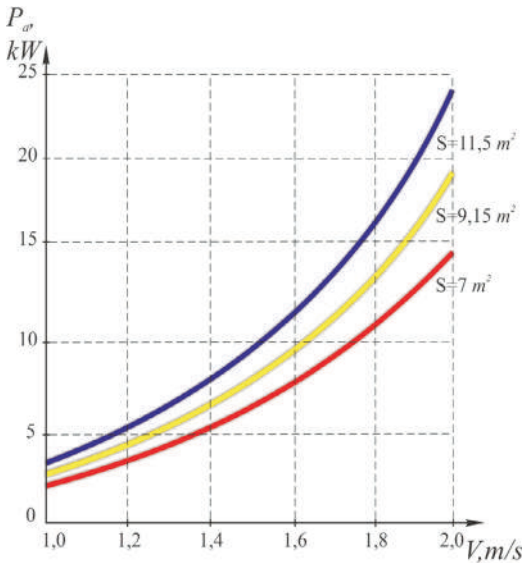
În fig. 3.119 este reprezentată puterea convertită la arborele rotorului  $P_a$  în funcție de viteza curentului de apă cu coeficientul de eficiență a conversiunii 50% ( $K=0,5$ ) pentru diferite suprafețe ale secțiunii de gabarit a rotorului.

**Tabelul 3.12.** Potențialul energetic al curentului de apă în funcție de viteza curentului de apă.

Viteza curentului de apă, V, m/s	P, kW (S = 7m <sup>2</sup> )	P, kW (S = 9,15m <sup>2</sup> )	P, kW (S = 11,5m <sup>2</sup> )
1,0	3,5	4,6	5,75
1,1	4,65	6,09	7,653
1,2	6,05	7,9	9,94
1,3	7,68	10,05	12,63
1,4	9,6	12,55	15,78
1,5	11,8	15,44	19,41
1,6	14,3	18,74	23,55
1,7	17,19	22,47	28,25
1,8	20,4	26,68	33,53
1,9	24	31,38	39,44
2,0	28	36,6	46,00

Puterea generată de rotor  $P_a$  sub acțiunea curentului de apă este dată de formula:

$$P_a = T_{r\Sigma} \cdot \omega, \quad (3.130)$$



**Fig. 3.119.** Puterea generată la arborele rotorului.

unde  $T_{r\Sigma}$  este momentul total dezvoltat la arborele rotorului furnizat de formula (3.51), iar  $\omega$  este viteza unghiulară a rotorului. În fig. 3.120 este prezentată dependența momentului total  $T_{r\Sigma}$  aplicat la arborele rotorului (cu 3 și 5 pale) de unghiul de poziționare la diferite viteze de curgere a curentului de apă, precum și valoarea medie a momentului total. De exemplu, pentru viteza de curgere  $V_\infty = 1,3 \text{ m/s}$ ,  $T_{r\Sigma} = 19893 \text{ Nm}$ . Astfel, puterea la arborele rotorului generată de potențialul energetic al apei curgătoare cu viteza  $V_\infty = 1,3 \text{ m/s}$  este  $P = 3,84 \text{ kW}$ .

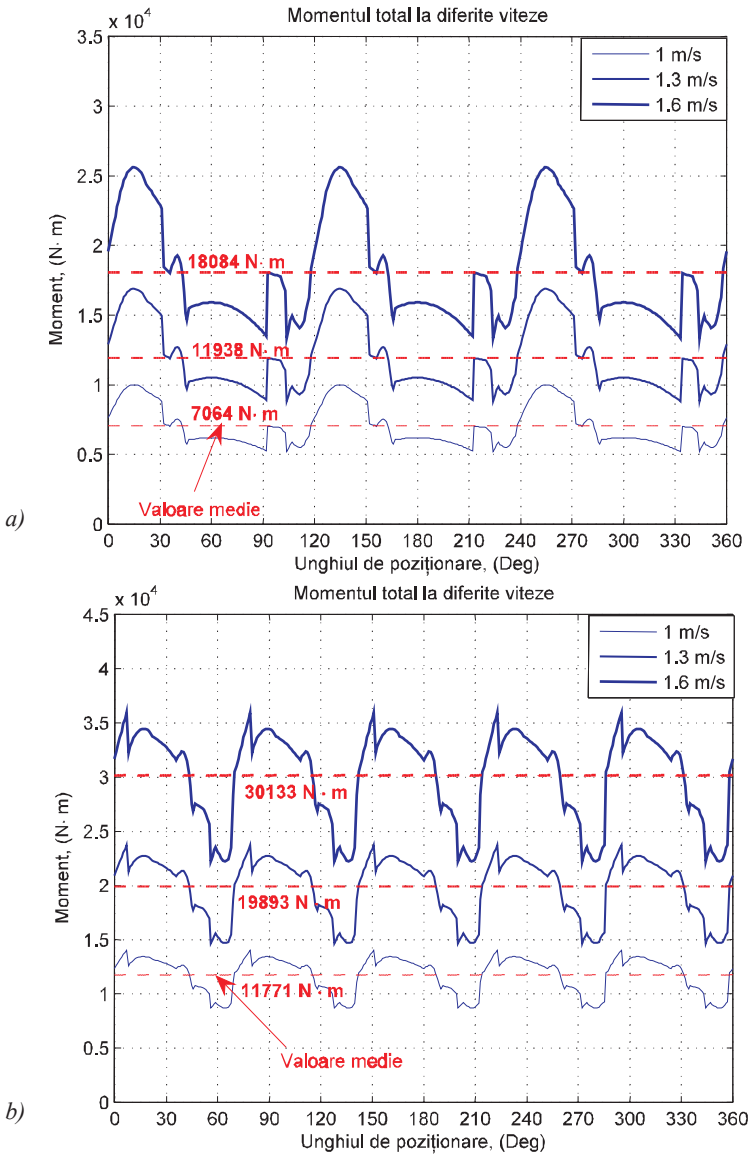


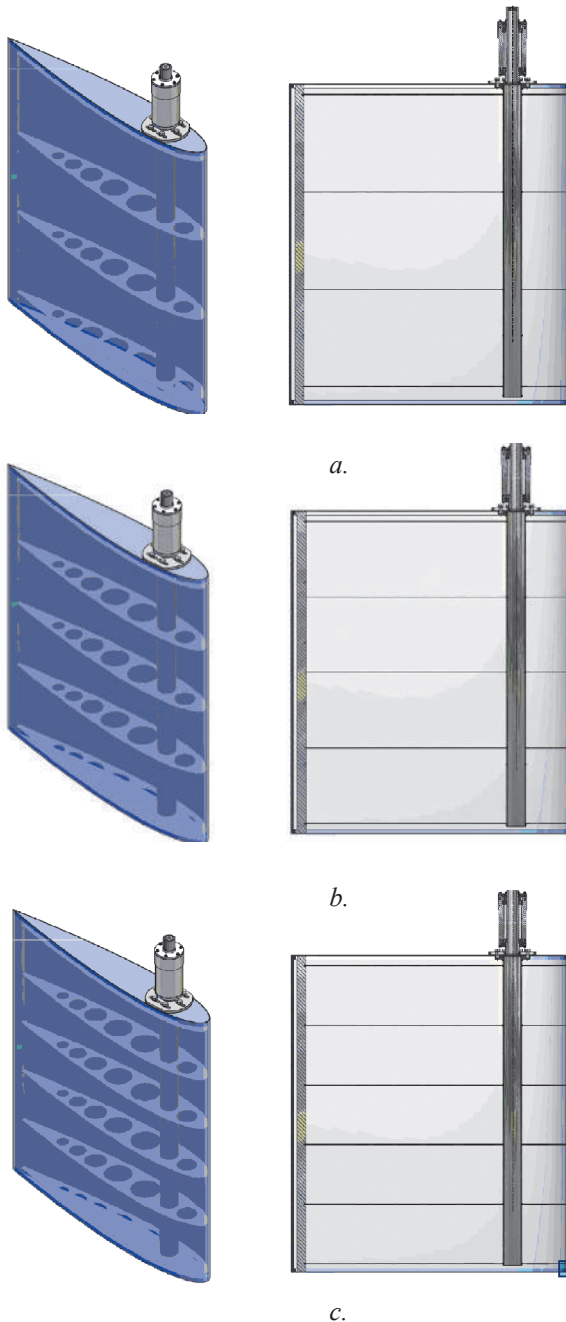
Fig. 3.120. Momentul total versus unghiul de atac la viteze de curgere de 1 m/s, 1,3 m/s și 1,6 m/s, rotor cu 3 pale (a), rotor cu 5 pale (b).

Viteza unghiulară și turația rotorului sunt

$$\omega = \frac{P}{T_{r\Sigma}} = \frac{3840}{19893} = 0,1913 \text{ s}^{-1},$$

$$n = \frac{30\omega}{\pi} = 1,843 \text{ min}^{-1}.$$

### 5.2.10. Modelarea numerică a interacțiunii dintre curentul de apă și pale hidrodinamice



**Fig. 3.121.** Structura de rezistență a palei cu: 3(a), 4(b) și 5(c) rigidizări transversale.

Utilizând programul de calcul cu elemente finite ANSYS 8.0 au fost studiate starea de deformare și de tensiune a învelișului palei cu profil hidrodinamic NACA 0016 submersată în curentul de apă și aflată sub acțiunea forțelor hidrodinamice și a presiunii hidrostatice [67, 68]. Au fost luate în calcul presiunea hidrostatică și forța hidrodinamică rezultantă (corespunzătoare vitezei de curgere  $V_{\infty} = 2 \text{ m/s}$ ). Astfel, valoarea maximă a forțelor care acționează asupra palei este de 11 kN. Învelișul palei hidrodinamice este 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  $1.5 \text{ mm}$ . Au fost examinate trei variante ale structurii de rezistență a palei: cu 3, 4 și 5 rigidizări transversale (fig. 3.121, a, b, c). Discretizarea adaptivă în elemente finite s-a efectuat prin intermediul elementelor de tip *shell63*. Discretizarea cu 18248 elemente și 18683 noduri este prezentată în fig. 3.122, iar în fig. 3.123 sunt prezentate forțele aplicate asupra palei discretizate. În fig. 3.124 – 3.126 se prezintă starea de deformare a palei. În rezultatul analizei numerice a stării de deformare (fig. 3.124, 3.125 și 3.126) a învelișului palelor cu



Fig. 3.122. Discretizarea învelișului palei în elemente finite.

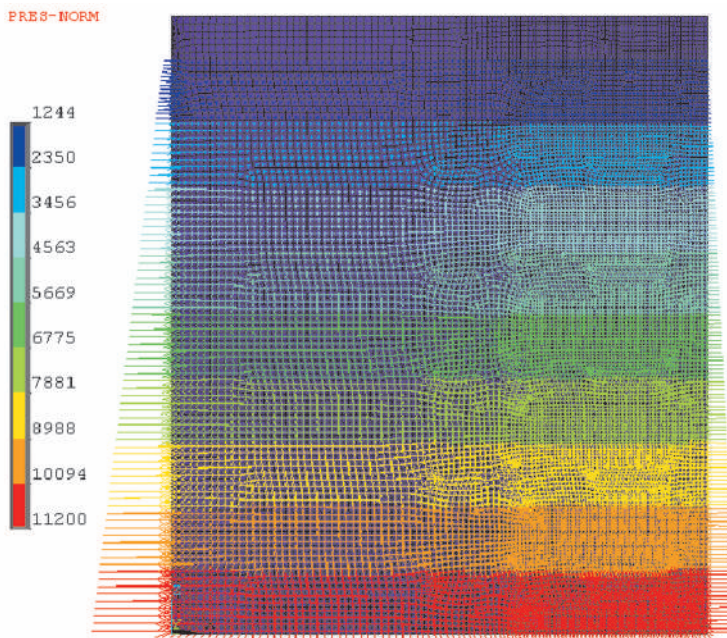
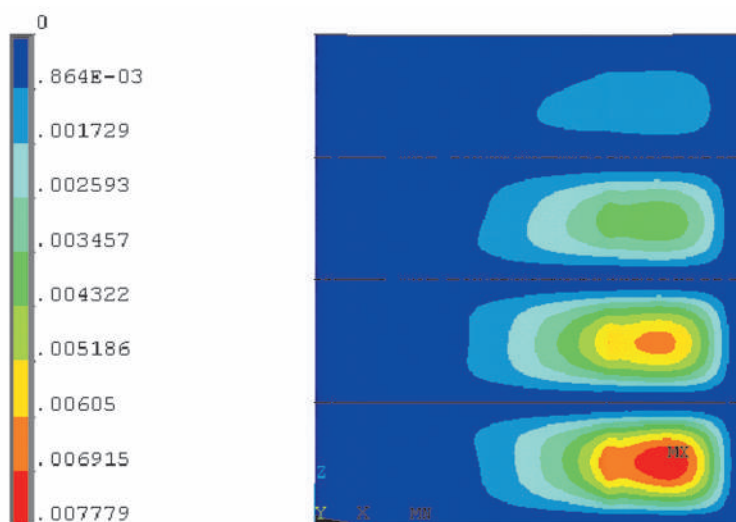
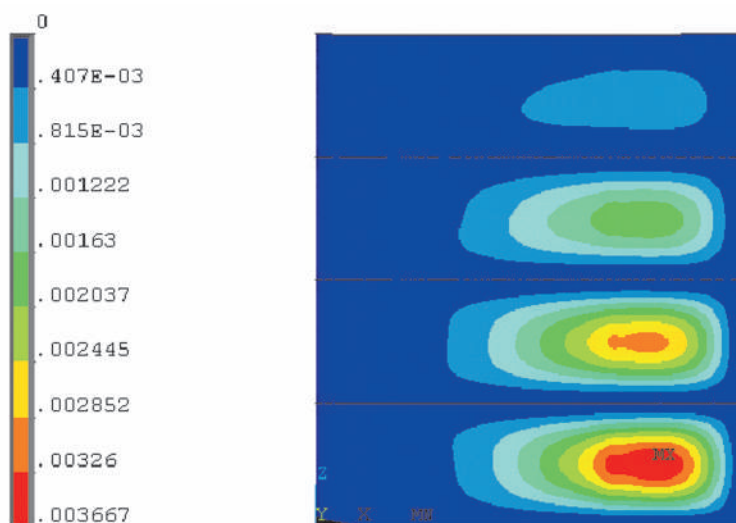
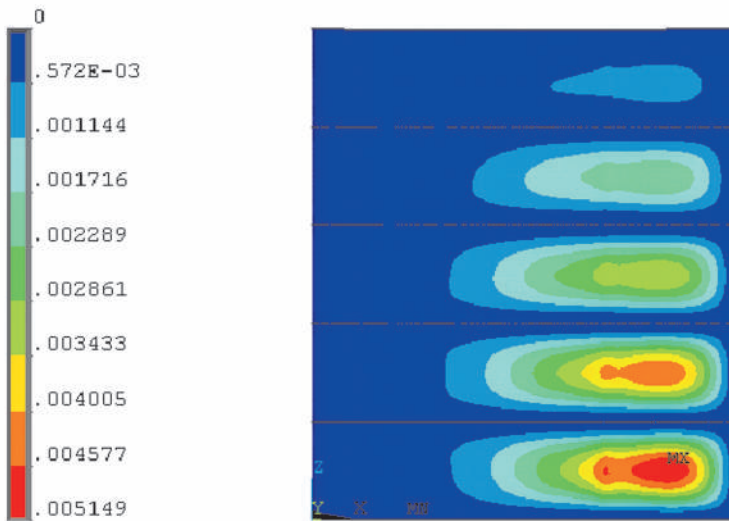
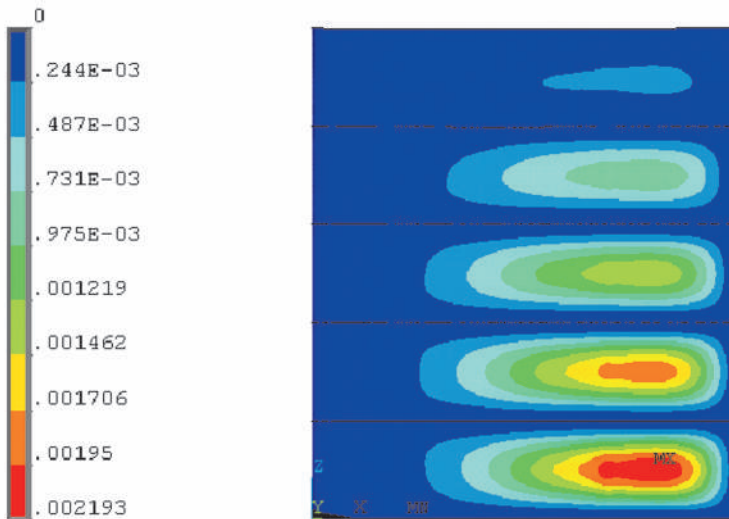


Fig. 3.123. Forțele și presiunea hidrostatică aplicate învelișului palei (N).

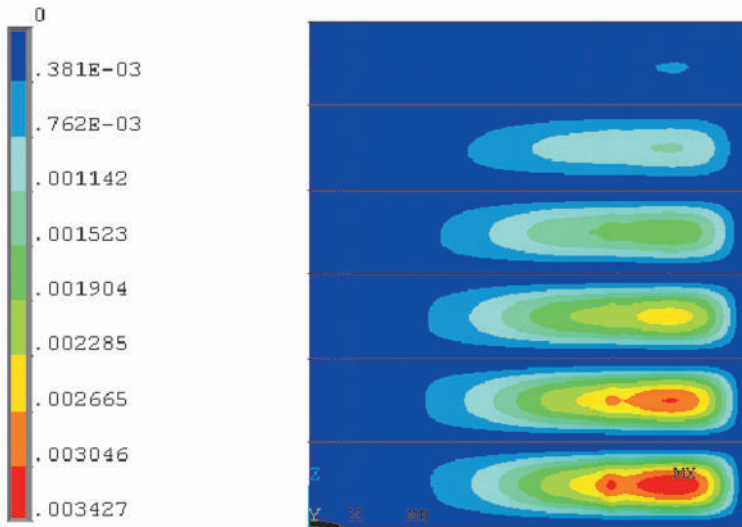
*a.**b.*

**Fig. 3.124.** Deplasările în învelișul palei cu profil hidrodinamic NACA 0016 (mm) cu 3 rigidizări transversale cu grosimea învelișului  $S=1$  mm (a) și  $S=1,5$  mm (b).

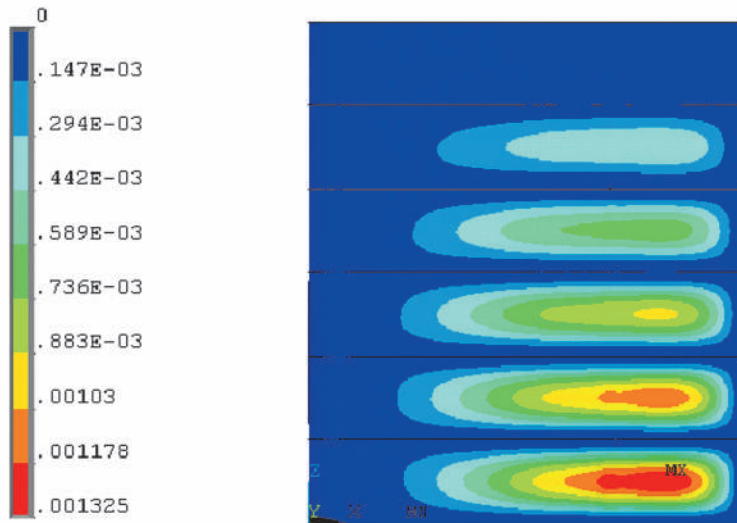
*a.**b.*

**Fig. 3.125.** Deplasările în învelișul palei cu profil hidrodinamic NACA 0016 (mm) cu 4 rigidizări transversale și grosimea învelișului  $S=1$  mm (a) și  $S=1,5$  mm (b).





a.



b.

**Fig. 3.126.** Deplasările în învelișul palei cu profil hidrodinamic NACA 0016 (mm) cu 5 rigidizări transversale cu grosimea învelișului  $S=1$  mm (a) și  $S=1,5$  mm (b).

grosimea de 1 mm cu 3, 4 și 5 rigidizări transversale s-a stabilit că deformația învelișului în zonele submersate la maxim este de 7,8, 5,1 și 3,5 mm. 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 plăci transversale s-au redus de 2,1, 2,4 și, respectiv, 2,6 ori și constituie 3,7, 2,1 și 1,3 mm. Palele cu grosimea învelișului de 1,5 mm și 5 rigidizări transversale asigură o deformație 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.

Creșterea 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 să apreciem valorile deplasărilor pe lungimea cordului și pe înălțimea palei în zonele solicitate maxim de presiunea hidrostatică și forțele hidrodinamice. În fig. 3.127 sunt prezentate deplasările învelișului (mm) pe lungimea cordului în secțiunea A, plasată la mijlocul depărtării între două rigidizări transversale. Conform fig. 3.127 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. În fig. 3.128 sunt prezentate deplasările în secțiunea B (plasată la cota de 235 mm de la bordul de fugă al palei), în funcție de cotele pe înălțimea palei (0–250 mm) cuprinse între ultimele plăci transversale. Deplasările mai mari de 1 mm sunt cuprinse 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 (fig. 3.129 și fig. 3.130) se consideră tensiunile principale  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  și  $\sigma_3$ , care sunt valorile proprii ale tensorului tensiune aranjate în ordine descrescătoare. În fig. 3.129 și fig. 3.130 sunt prezentate tensiunile principale  $\sigma_1(a)$  și  $\sigma_3(b)$ . De asemenea, se consideră intensitatea tensiunii, calculată prin relația:

$$\sigma_I = \frac{I}{\sqrt{2}} \left[ (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 \right]^{1/2}$$

și deformația Von Mises, dată de relația:

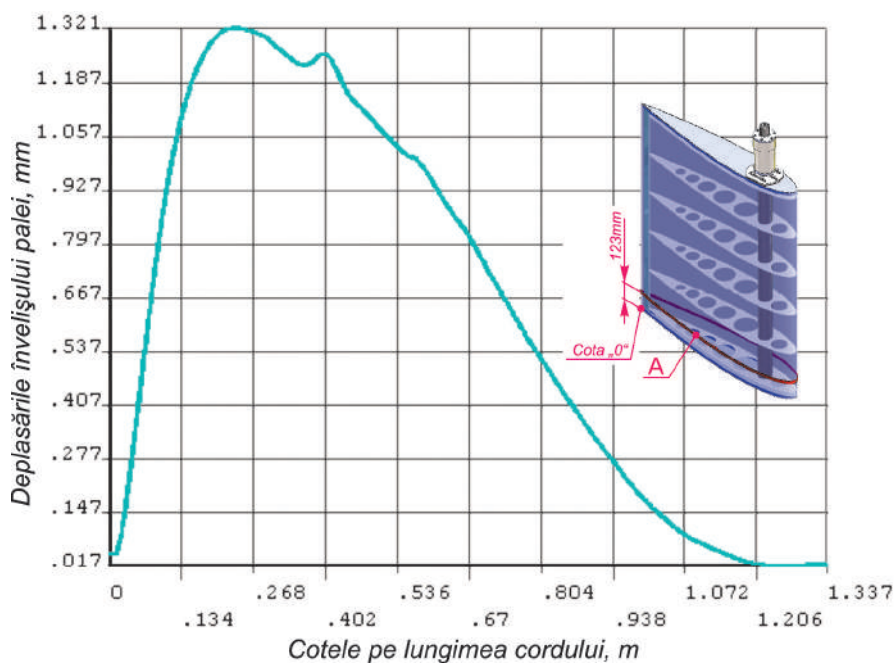


Fig. 3.127. Deplasările în învelișul palei (mm) pe lungimea cordului în secțiunea A.

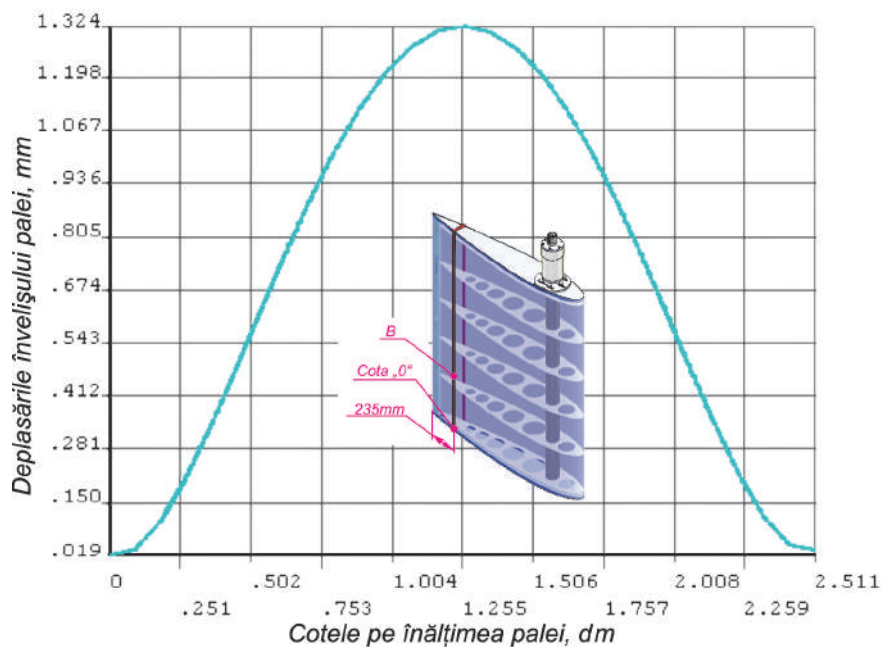
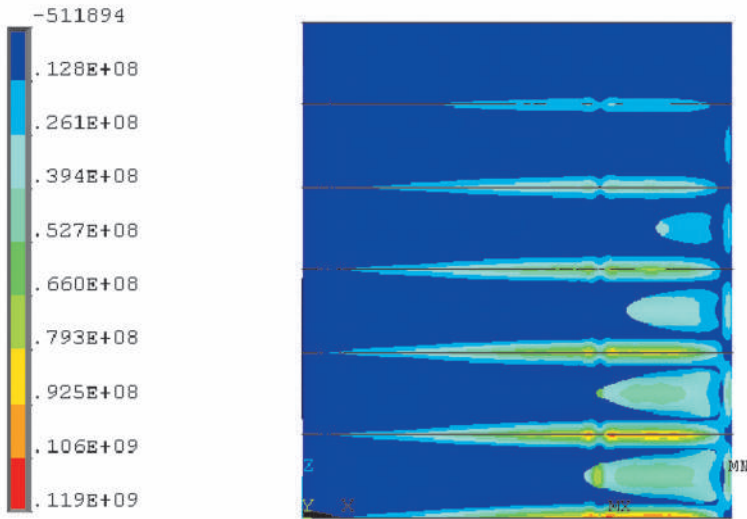
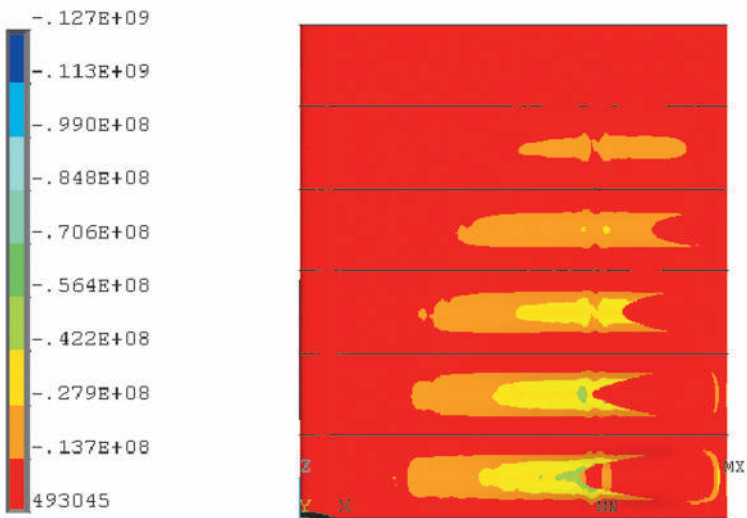


Fig. 3.128. Deplasările în învelișul palei (mm) în secțiunea B.



**Fig. 3.129.** Tensiunile principale (N/m<sup>2</sup>)  $\sigma_1$  în învelișul palei cu profil hidrodinamic NACA 0016 cu 5 rigidizări transversale cu grosimea învelișului  $S=1,5$  mm.



**Fig. 3.130.** Tensiunile principale (N/m<sup>2</sup>)  $\sigma_3$  în învelișul palei cu profil hidrodinamic NACA 0016 cu 5 rigidizări transversale cu grosimea învelișului  $S=1,5$  mm.

$$\varepsilon_e = \frac{1}{1+\nu} \left( \frac{1}{2} \left( (\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_2 - \varepsilon_3)^2 + (\varepsilon_1 - \varepsilon_3)^2 \right) \right)^{1/2},$$

unde  $\nu$  este coeficientul Poisson, iar  $\varepsilon_1$ ,  $\varepsilon_2$  și  $\varepsilon_3$  sunt valorile principale ale tensorului de deformație. În fig. 3.131,a sunt prezentate intensitatea tensiunii  $\sigma_1$  (N/m<sup>2</sup>) și, respectiv, în fig. 3.132,b – deformația Von Mises, ale învelișului palei în secțiunea A, solicitată maxim de forțele de presiune hidrostatică și hidrodinamică. Deoarece solicitarea palei cu forțele hidrodinamice este mult mai mică decât sarcina provocată de presiunea hidrostatică, în calcul s-a admis convențional restricția conform căreia presiunea efectului hidrodinamic este distribuită uniform pe suprafața palei considerată cu valoarea sa maximă. Din analiza variației intensității tensiunii  $\sigma_1$  și deforma

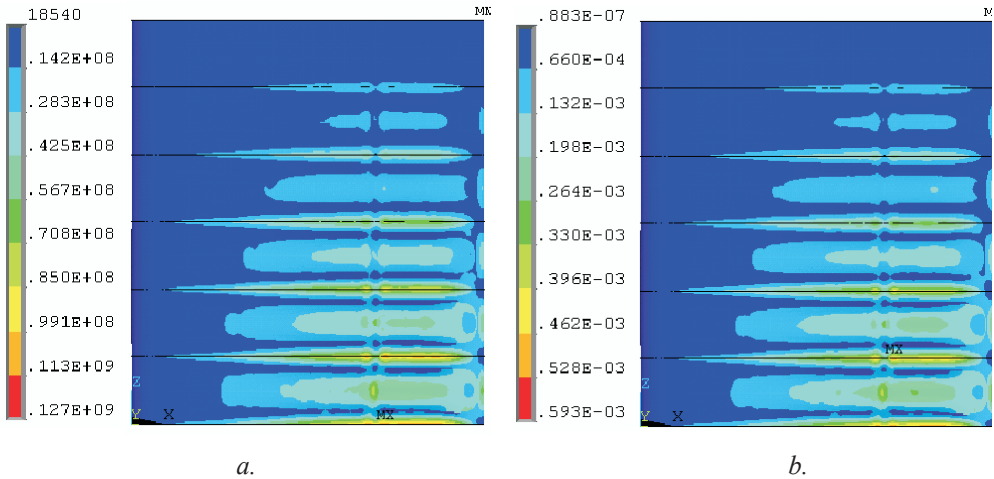


Fig. 3.131. Intensitatea tensiunii (N/m<sup>2</sup>)  $\sigma_1$  (a,c) și deformația Von Mises  $\varepsilon_e$  (b,d) în învelișul palei.

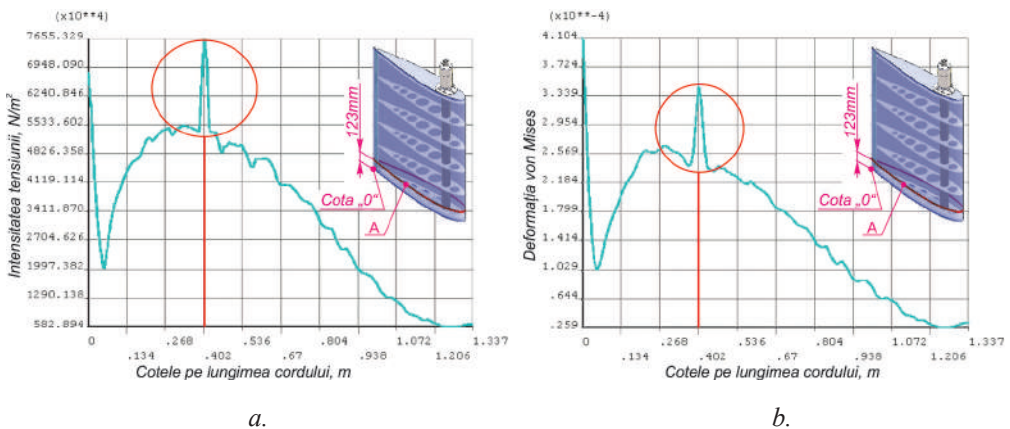


Fig. 3.132. Intensitatea tensiunii (N/m<sup>2</sup>)  $\sigma_1$  (a) și deformația Von Mises  $\varepsilon_e$  (b) în învelișul palei în secțiunea A.

ției 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).

Acest comportament al intensității tensiunilor și deformației Von Mises trebuie avut în vedere pentru învelișurile din material compozit, dând grosime variabilă învelișului palei în zona adiacentă cotei 402 mm pe lungimea cordului.

### *5.2.11. Tehnologii de fabricare a palelor cu profil hidrodinamic*

Elementul de bază care influențează eficiența de conversie a energiei cinetice a apei este pala cu profil hidrodinamic. Pentru asigurarea eficienței de conversie a energiei cinetice este deosebit de important ca pala, în condiții reale de exploatare, să își păstreze parametrii formei geometrice și de rezistență, stabiliți la faza de cercetări teoretice și de proiectare. La faza elaborării tehnologiei de fabricare, s-a urmărit scopul de a asigura reducerea costului energiei verzi produse, pentru a fi competitivă pe piață. Acest lucru este posibil prin simplificarea construcției palelor cu profil hidrodinamic și modernizarea tehnologiilor de fabricare.

**Fabricarea palelor cu profil hidrodinamic cu înveliș metalic.** Inițial a fost elaborată o tehnologie de fabricare a palelor, care consta în crearea unei structuri metalice de rezistență și în utilizarea unui înveliș din foaie din aliaj de aluminiu H37 cu grosimea de 1,5 mm (fig. 3.129). Analiza numerică a stării de deformații efectuate în p. 5.2.10 a arătat că, sub acțiunea presiunii hidrostatice și a curenților de apă, capătul maxim submersat al palei va suporta deformații de aproximativ 1,3 mm. Deformația respectivă nu provoacă o influență considerabilă asupra eficienței de conversie rezultată în urma abaterii profilului palei de la cel teoretic. Însă, producerea palelor cu înveliș din aliaj de aluminiu H 37 necesită tehnologii de fabricare costisitoare, cum ar fi lucrările de sudură de colț, ștanțarea plăcilor de rezistență cu profil hidrodinamic cu precizie relativ înaltă etc. Aceste tehnologii necesită utilaj costisitor și muncă calificată, fapt ce conduce implicit la creșterea costului de fabricare a palelor.

**Fabricarea palelor cu profil hidrodinamic din materiale compozite.** În scopul majorării performanțelor de conversie a energiei prin intermediul palelor și reducerii costurilor de producție, a fost elaborată o tehnologie modernă de fabricare a palelor din materiale compozite din mase plastice armate cu fibre de sticlă.

Tehnologia elaborată cuprinde următoarele etape de bază:

- elaborarea, proiectarea și fabricarea formei (modelului) de confecționare a învelișului palei cu profil hidrodinamic;
- elaborarea, proiectarea și fabricarea structurii de rezistență a palei;
- formarea etapizată pe straturi a învelișului din plastic armat cu fibre de sticlă;

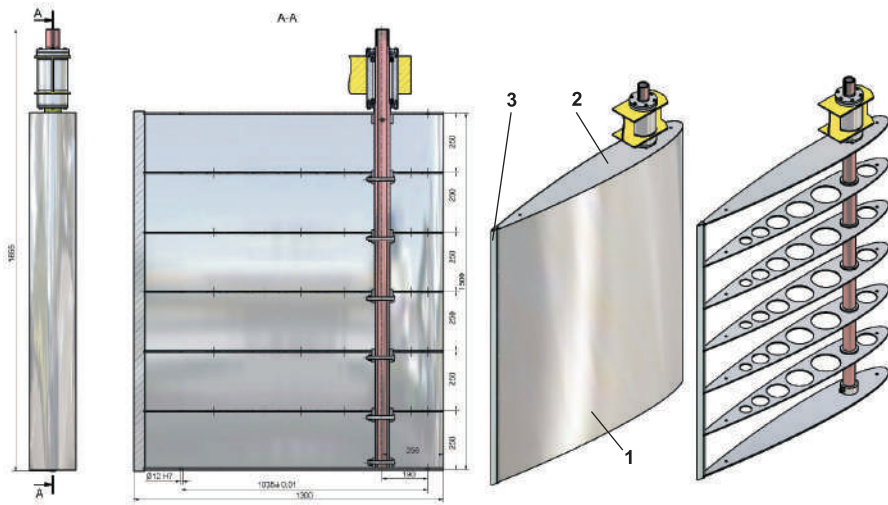


Fig. 3.133. Pală cu structură de rezistență metalică și înveliș metalic.

- instalarea în formă a învelișului din material compozit, a structurii de rezistență și umplerea spațiului interior cu material expandant (poliuretan).

Construcția structurii de rezistență a palei urmează să fie coordonată cu tehnologia de fabricare a învelișului cu profil hidrodinamic al paletelor. În acest scop, au fost testate mai multe variante de fabricare a paletelor. În final, a fost aleasă varianta de fabricare optimă din punct de vedere al rezistenței și eficienței de cost și anume divizarea învelișului cu profil hidrodinamic pe axa de simetrie. Aceasta permite utilizarea unei singure forme pentru fabricarea ambelor părți ale învelișului. De asemenea, tehnologia prevede fabricarea separată a capetelor frontale și a bordului de fugă ale palei (v. fig. 3.133). Structura de rezistență metalică se fabrică ca ansamblu separat (fig. 3.133). Această configurație constructivă a palei oferă economie de material și necesită forță de muncă redusă, cu asigurarea calității de fabricare a palei și respectarea parametrilor geometrici obținuți la etapa de calcul teoretic.

***Material utilizate pentru fabricarea modelului de formare a învelișului palei.***

Pentru execuția modelului de formare a învelișului paletelor au fost utilizate următoarele materiale:

Nr. crt.	Material utilizate la fabricare
1.	Plăci MDF, grosimea 30 mm, 16 mm, 4 mm
2.	Cleiberit D3 (modificare a cleiului PVA)
3.	Chit NOVAL APP
4.	Grund poliuretanic; vopsea poliuretanică
5.	Pastă de poleire OSKAR'S M100, M50
6.	Agent de separare OSKAR'S W50: – Meriguards MirrorGlass nr. 88; – NORSLIP 9600.

iar pentru fabricarea învelișului palei s-au utilizat următoarele materiale:

Nr. crt.	Materiale utilizate la fabricare
1.	Solidificator MEKP (metil-exil-keton-pirexit)
2.	Luperox K1 Standard, ATOFINA, France
3.	Rășină polieterică CRYSTIC
4.	Gelcoot/culori albă și neagră
5.	Fibre de sticlă: – Chapped Strand Mat M440 300/1250E; – Chapped Strand Mat M440 450/1250E.
6.	Scrint Gobain Vetrotex
7.	Woven Rowind
8.	Spray Up Rowind
9.	
10.	Clei poliuretanic IMFI (Franța)

Palele au fost executate utilizând tehnologia de infuzie prin vidare.

*Operațiunile tehnologice de fabricare a învelișului (suprafeței de lucru) palei (fig. 3.134, 3.135):*



a.



b.

Fig. 3.134.

Nr. crt.	Sucesiunea operațiunilor tehnologice
1.	Pregătirea formei (depunerea straturilor de separare în formă de ceară)
2.	Menținerea tehnologică (4 straturi câte 6 ore)
3.	Aplicarea materialului polivinil (Norslipp 9600)
4.	Menținerea tehnologică – 15 min.
5.	Aplicarea substanței gelcout, obținută din 2 componente (solidificator și gelcout)
6.	Menținere tehnologică – uscare.
7.	Fabricarea și croirea materialului armat cu fibre de sticlă



Nr. crt.	Sucesiunea operațiunilor tehnologice
8.	Instalarea în formă: stratul I – Woven Rowind; stratul II – Multimatelite 300/600/300; stratul III – Shaped Strand Mat M440/450; stratul IV – Phil ply (material de separare de unifolosință).
9.	Instalarea țevilor pentru crearea vidului și alimentare cu rășină
10.	Încleierea formei, ermetizarea cu bandă de cauciuc, marca Intafoil SP
11.	Croirea membranei (peliculă poliamid multistrat)
12.	Ermetizarea formei prin: încleierea membranei; crearea “sacului” vidat; instalarea membranei în formă; crearea presiunii de lucru; verificarea la scurgeri prin cusături sau membrană.
13.	Formarea (turnarea rășinii).
14.	Menținere tehnologică (până la polimerizarea completă a rășinii 2...3 ore în funcție de temperatură și alți factori)
15.	Menținere tehnologică pentru eliminarea tensiunilor remanente
16.	Scoaterea din formă
17.	Eliminarea surplusurilor

Același proces tehnologic se utilizează și pentru execuția capacelor frontale ale palei.



Fig. 3.135. Fabricarea învelișului palei: a – infuzia rășinii în sacul vidat; b - scoaterea din formă a semifabricatului învelișului.

### Operațiunile tehnologice de fabricare a bordului de fugă al palei:

Nr. crt.	Sucesiunea operațiunilor tehnologice
1.	Pregătirea formei (depunerea straturilor de separare în formă de ceară)
2.	Menținerea tehnologică (4 straturi câte 6 ore)
3.	Aplicarea materialului polivinil (Norslipp 9600)
4.	Menținerea tehnologică – 15 min.
5.	Aplicarea substanței gelcoute, obținută din 2 componente (solidificator și gelcoute)
6.	Menținere tehnologică – uscare

Nr. crt.	Sucesiunea operațiunilor tehnologice
7.	Fabricarea și croirea materialului armat cu fibre de sticlă
8.	Instalarea în formă: stratul II – Multimatelite 300/600/300; stratul III – Shaped Strand Mat M440/450.
9.	Formarea (turnarea rășinii)
10.	Menținere tehnologică (până la polimerizarea completă a rășinii (2...3 ore în funcție de temperatură și alți factori)
11.	Menținerea tehnologică pentru eliminarea tensiunilor remanente
12.	Scoaterea din formă
13.	Eliminarea surplusurilor

**Asamblarea palei.** Toate componentele învelișului palei – două jumătăți simetrice cu profil hidrodinamic (ale suprafeței de lucru a palei), două capace frontale și bordul de fugă cât și structura metalică de rezistență cu arborele principal – se assemblează în interiorul formei, prezentate în fig. 3.132,a.

1.	Se curăță îmbinările tehnologice
2.	Se instalează în semiformă jumătatea de jos a învelișului
3.	Se instalează corect cu centrarea axului principal structura de rezistență
4.	Se instalează jumătatea de sus a învelișului
5.	Se instalează capacele laterale și bordul de fugă al paletei
6.	Se instalează a doua jumătate a formei cu fixarea ei rigidă
7.	În capacul lateral de sus se execută găurile tehnologice

**Injectarea materialului expandant în cavitatea palelor.** Pentru micșorarea deplasărilor învelișului și asigurarea flotabilității palelor, în caz de deteriorare a învelișului, spațiul interior al palelor se umple cu material expandant. În calitate de material expandant a fost ales poliuretanul – un material cu proprietăți optime pentru condițiile de funcționare a palelor. Injectarea materialului expandant se efectuează utilizând forma, în interiorul căreia sunt montate toate componentele palei (v. fig. 3.136,a), în următoarea consecutivitate:

- prin găurile tehnologice speciale în spațiul interior al palei se introduce un tub elastic prin care se injectează poliuretanul în stare lichidă;
- injectarea se efectuează treptat, începând cu ultima secție a palei, separată cu plăcile structurii de rezistență;
- după injectarea întregului spațiu interior al palei cu poliuretan prin găuri tehnologice speciale are loc eliminarea aerului rămas în interiorul palei;
- se acoperă găurile tehnologice și se realizează o pauză tehnologică pentru întărire timp de 30 min;

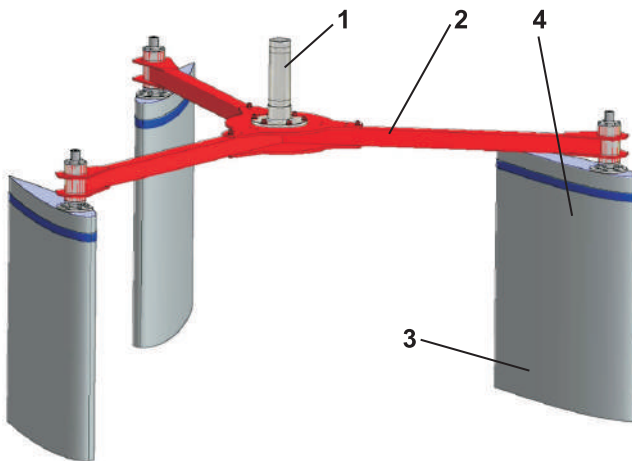


**Fig. 3.136.** Fabricarea palei în Laboratorul Centrului de Elaborare a Sistemelor de Conversiune a Energiilor Regenerabile, UTM cu înveliș din material compozit: a) – forma pentru injectarea materialului espandant în cavitatea palei asamblată din semiînvelișuri; b) – fotografia palei fabricate.

- pala este scoasă din formă după 24 de ore, se elimină surplusurile, suprafețele exterioare ale palei se poleiesc.

În fig. 3.136, b se prezintă o pală fabricată conform tehnologiei descrise.

### 5.2.12. Elaborarea și fabricarea rotorului hidrodinamic



**Fig. 3.137.** Rotorul hidrodinamic cu 3 pale.

Rotorul hidrodinamic a fost elaborat în mediul de proiectare Autodesk MotionInventor și este prezentat în fig. 3.137 (cu 3 pale) și în fig. 3.138 (cu 5 pale). Rotorul hidrodinamic este organul de lucru principal al unei microhidrocentrale și este destinat conversiei energiei cinetice a fluxului de apă și transmiterea acesteia prin lanțul cinematic către agregatele producătoare de energie electrică (generatorul 1) sau mecanică (pompa hidraulică 2) (fig. 3.139).

Din punct de vedere al construcției, rotorul include arborele principal 1 (fig. 3.137, fig. 3.138) carcasa cu bare radiale 2, la extremitățile cărorora sunt montate palele 3 cu profil hidrodinamic prin intermediul nodului de asamblare 4. Arborele principal 1 și carcasa cu bare 2 sunt asamblate demontabil. Rotorul hidrodinamic reprezintă o structură spațială solicitată complex cu momente de încovoiere și răsucire. Carcasa cu bare radiale este fabricată din profil de aliaj de aluminiu cu dimensiuni calculate să asigure poziționarea de proiect (calculată) a palelor cu abateri minime (săgeata de încovoiere a axelor palelor – până la 5 mm, unghiul de răsucire a barelor radiale  $\pm 1^\circ$ ).

Soluțiile tehnice adoptate în construcția finală a rotorului hidrodinamic au rezultat din cercetări efectuate prin simularea pe calculator, utilizând softurile ANSYS CFX 5.7, subprograme în pachetul

de modelare matematică MathCAD ș.a., cu aplicarea sarcinilor posibile în exploatarea reală. Nodul de asamblare 4 permite varierea poziționării palelor 3 față de axul de rotație al acestora, în scopul asigurării momentului de tangaj optim (soluția tehnică conține elemente Know-How). În fig. 3.140 sunt prezentate rotoarele cu 3 pale (a) și, respectiv, cu 5 pale (b), ambele cu diametrul de plasare a palelor  $D = 4\text{ m}$ . Palele 3 cu înălțimea  $h = 1,5\text{ m}$  și lungimea  $l = 1,3\text{ m}$  sunt fabricate din materiale compozite conform tehnologiei descrise în p. 5.2.11. Forma și dimensiunile profilului hidrodinamic al palelor au fost argumentate în cadrul cercetărilor prezentate în fig.5.2.1 - 5.2.10 [48, 50, 51, 64, 75–84].

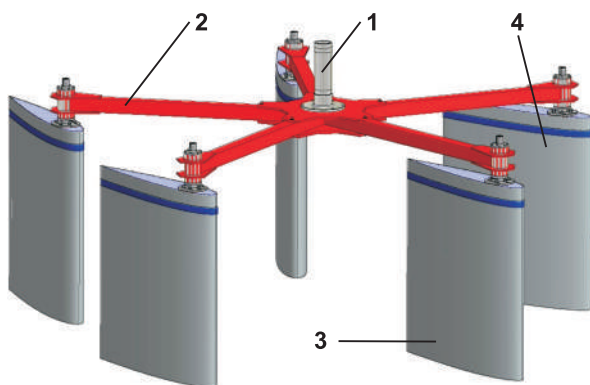


Fig. 3.138. Rotorul hidrodinamic cu 5 pale.

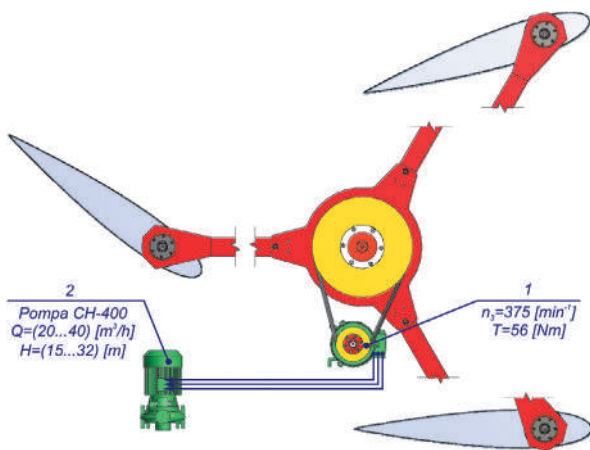


Fig. 3.139. Rotorul multipal legat cinematic cu agregatele producătoare de energie electrică (generatorul 1) sau mecanică (pompa hidraulică 2).



Fig. 3.140. Rotoare cu trei (a) și cinci (b) pale cu profil hidrodinamic, fabricate în Laboratorul Centru-ului de Elaborare a Sistemelor de Conversie a Energiilor Regenerabile, UTM.

### 5.3. Multiplicatorul precesional ca componentă de bază în structura cinematică a microhidrocentralei

#### 5.3.1. Studiul performanțelor și selectarea structurii cinematice a multiplicatorului

O componentă indispensabilă a microhidrocentralelor este multiplicatorul, prin intermediul căruia se măresc turațiile joase ale rotorului, limitate de viteza mică de curgere a apei și diametrul relativ mare de plasare a palelor participante la procesul de conversie a energiei. Spre exemplu, la viteza de curgere a apei  $V=(1...1,6) \text{ m/s}$  și diametrul de plasare a palelor  $D = 4 \text{ m}$ , turația rotorului este de  $(2 - 3) \text{ min}^{-1}$ .

Diversitatea cerințelor înaintate de beneficiari transmisiilor mecanice constă, în special, în sporirea fiabilității, randamentului și a capacității portante, în reducerea masei și a gabaritelor. Satisfacerea cerințelor indicate prin modernizarea parțială a transmisiilor tradiționale devine tot mai dificilă. Problema vizată poate fi soluționată cu un efect deosebit prin elaborarea unor noi tipuri de multiplicatoare în baza transmisiilor planetare precesionale cu angrenaj multiplu, elaborate de autori. Multiplicitatea absolută a angrenajului precesional (până la 100% perechi de dinți aflate simultan în angrenaj, comparativ cu 5 – 7% în angrenajele clasice) asigură capacitate portantă sporită, gabarite și masă reduce. Până în prezent, transmisiile planetare precesionale au fost cercetate și utilizate preponderent în regim de reductor. Din acest motiv, au fost necesare cercetări teoretice pentru determinarea parametrilor geometrici ai angrenajului precesional, care funcționează în regim de multiplicator. De asemenea, a fost necesară elaborarea unor scheme conceptuale noi de transmisiu precesionale, care funcționează în regim de multiplicator.

Majoritatea schemelor transmisiilor planetare precesionale, elaborate anterior, funcționează eficient în regim de reductor [85]. În funcție de schema structurală,

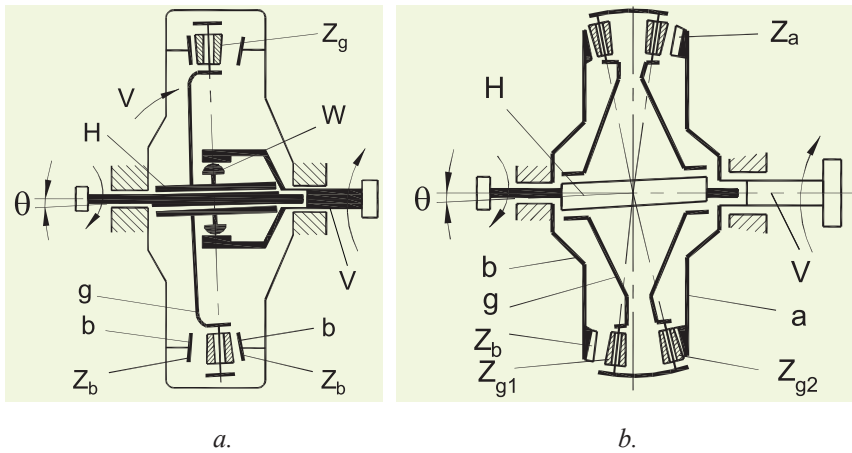


Fig. 3.141. Scheme conceptuale de transmisii precesionale, care funcționează eficient în regim de multiplicare.

transmisii precesionale se împart în două tipuri de bază –  $K-H-V$  și  $2K-H$ , din care poate fi elaborată o gamă diversă de soluții constructive cu posibilități cinematice și funcționale largi la funcționare în regim de multiplicator. Schema cinematică a transmisiei precesionale  $K-H-V$  (fig. 3.141, a), include cinci elemente de bază: port-satelitul  $H$ , roata-satelit  $g$ , două roți centrale  $b$  cu același număr de dinți, mecanismul de legătură  $W$  și batiul. Coroana cu role a roții-satelit  $g$  se află în angrenare interioară cu roțile dințate centrale  $b$ , iar generatoarele dinților lor se intersectează într-un punct, numit centru de precesie. Roata-satelit  $g$  este amplasată pe port-satelitul  $H$ , elaborat în forma unei manivele înclinată, a cărei axă formează cu axa roții centrale un unghi oarecare  $\theta$ .

Manivela înclinată  $H$ , rotindu-se, transmite roții-satelit o mișcare spațial sferică în raport cu articulația sferică instalată în centrul de precesie. Pentru transmisia cu mecanism de legătură, elaborat în forma unui cuplaj cu dinți (fig. 1.141, a), raportul de transmitere variază în limitele:

$$i_{HV}^g = -\frac{z_g \cos\Theta - z_b}{z_b}; \quad i_{HV}^g = -\frac{z_g \cos\Theta - z_b}{z_b \cos\Theta}, \quad (3.130)$$

atingând valorile extreme de 4 ori la fiecare turație a manivelei  $H$ . În caz de necesitate, acest neajuns poate fi eliminat, utilizându-se în calitate de mecanism de legătură articulația cardanică dublă, cuplajele sincrone cu bile etc.

$$i_{HVmed}^g = -\frac{z_g - z_b}{z_b}. \quad (3.131)$$

Pentru  $z_g = z_b + 1$ ,  $i_{HV}^g = -\frac{1}{z_b}$ , arborii motor și condus au direcții opuse.

Pentru  $z_g = z_b - 1$ ,  $i_{HV}^g = \frac{1}{z_b}$ , arborii se rotesc în același sens.

Această schemă cinematică a transmisiei precesionale asigură o gamă de rapoarte de transmitere  $i = 8...60$ , însă în regim de multiplicator funcționează eficient doar în gama rapoartelor de multiplicare  $i = 8...25$ . De asemenea, în mecanismul de legătură  $W$ , care funcționează cu unghiuri de înclinare a semicuplajelor de până la  $3^\circ$ , au loc pierderi de putere, fapt ce reduce randamentul multiplicatorului în general.

Pentru a elimina pierderile de energie în multiplicator și pentru a lărgi posibilitățile cinematice, în fig. 3.142 [86] a fost elaborată schema conceptuală a unui multiplicator precesional cu posibilități cinematice largi. Multiplicatorul planetar precesional include carcasa 1, în care sunt amplasate roata dințată centrală fixă 2, legată rigid cu capacul carcasei 3, roata satelit exterioară 4 cu dinții în formă de role, roata dințată centrală mobilă 5, legată rigid de arborele de intrare 6. Roata satelit 3 este legată cinematic cu flanșa înclinată a discului 7, legat rigid cu roata dințată centrală 8, care angrenează cu roata satelit interioară 9 amplasată liber pe arborele – manivelă de ieșire 10, legat rigid cu rotorul generatorului 11. Roata satelit exterioară 4 este instalată liber pe corpuri de rulare pe suprafața sferică exterioară a roții interioare 9. Unghiul de înclinare a axei arborelui-manivelă de ieșire 10 și a flanșei înclinate este egal cu  $\theta$ . Mișcarea de rotație de la arborele de intrare 6 este transmisă roții dințate centrale mobile 5. Datorită diferenței numărului de dinți ai roții 5 și roții satelit exterioare 4 ( $Z_6 = Z_5 \pm 1$ ), ultima va fi impusă să efectueze mișcare de precesie în jurul punctului fix O (centrul de precesie). O mișcare de rotație în jurul axei sale este exclusă, deoarece numărul de dinți ai roții dințate centrale 2 este egal cu numărul de role ale roții satelit 4 ( $Z_2 = Z_4$ ). Mișcarea precesională a roții satelit exterioare 4 este transformată, prin intermediul flanșei înclinate a discului 7, în mișcare de rotație în jurul axei discului 7, care se va roti cu gradul de multiplicare

$$i_7 = -\frac{Z_5}{Z_4 - Z_5}, \quad (3.132)$$

unde  $Z_4$  este numărul de role ale roții satelit exterioare 4;

$Z_5$  – numărul de dinți ai roții dințate centrale mobile 5.

Mișcarea de rotație multiplicată a discului 7 se transformă în mișcare de precesie multiplicată a roții satelit interioare 9, datorită diferenței între numerele de dinți  $Z_8 = Z_9 \pm 1$ . La rotirea discului 7 al roții dințate centrale 8 cu un unghi egal cu pasul unghiular al dinților roata satelit interioară 9 va efectua un ciclu complet de precesie în jurul punctului „O”. Mișcarea precesională a roții satelit interioare 9 se transformă

prin intermediul arborelui–manivelă de ieșire 10 în mișcare de rotație, multiplicată cu gradul de multiplicare

$$i_{10} = -\frac{Z_8}{Z_9 - Z_8}, \quad (3.133)$$

unde  $Z_8$  este numărul de dinți ai roții dințate centrale 8,  
 $Z_9$  – numărul de role ale roții satelit 9.

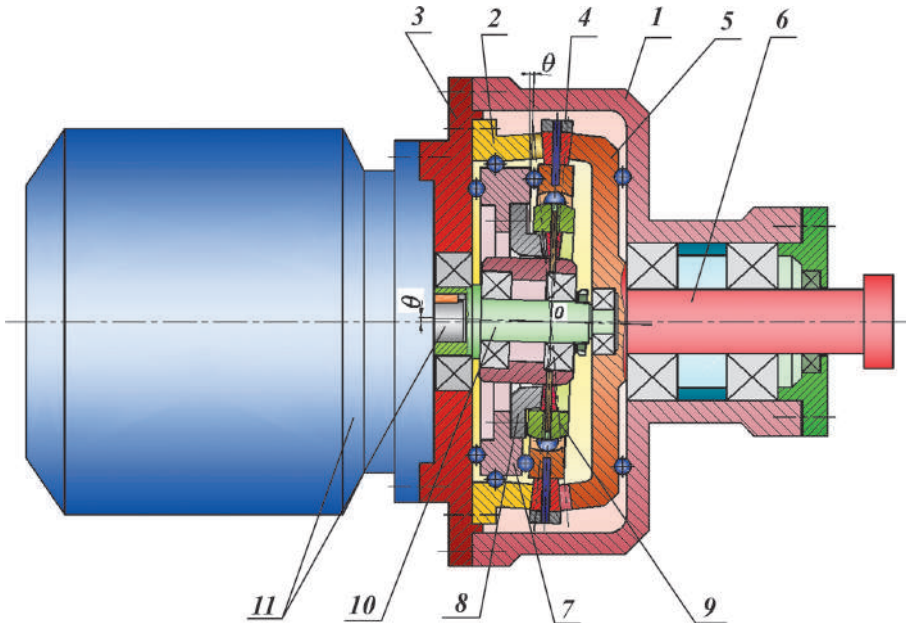


Fig. 3.142. Multiplicator planetar precesional cu roți satelit amplasate radial.

Mișcarea de rotație multiplicată a arborelui-manivelă de ieșire 10 se transmite rotorului generatorului electric 11.

Performanțe mai ridicate, inclusiv în plan cinetostatic, posedă transmisia precesională  $2K-H$  (fig. 3.141,b). Transmisia include o roată satelit  $g$  cu două coroane dințate  $Z_{g1}$  și  $Z_{g2}$ , care se află în angrenaj cu roțile centrale imobilă  $b$  și mobilă  $a$ .

$$i = -\frac{Z_{g1} Z_a}{Z_b Z_{g2} - Z_{g1} Z_a}. \quad (3.134)$$

Analiza relației demonstrează faptul că transmisiile precesionale  $2K-H$  asigură realizarea unui interval larg al rapoartelor de transmitere  $i = \pm (12...3599)$ . Însă în regim de multiplicator transmisia funcționează eficient doar în limitele  $i = \pm (12...30)$ . La rapoarte de transmitere mai mari apare procesul de autofrânare. Este necesară



precizarea unei serii de particularități ale transmisiilor precesionale  $2K-H$ , care le asigură performanțe net superioare în raport cu transmisiile planetare similare cu roți dințate cilindrice: transmisiile precesionale nu necesită respectarea condițiilor egalității distanței dintre axe, factor care lărgeste domeniul proiectării lor optime; cinematica transmisiilor precesionale nu limitează selectarea modulelor cuplului de roți dințate sau a pasului amplasării roților, factor care lărgeste posibilitățile formării cuplului numerelor de dinți și a intervalului rapoartelor de transmitere; particularitățile angrenajelor precesionale elaborate admit, spre deosebire de angrenajele tradiționale evolventice, majorarea numărului de dinți care transmit simultan sarcina, fapt ce reduce simțitor gabaritele și masa la aceleași sarcini.

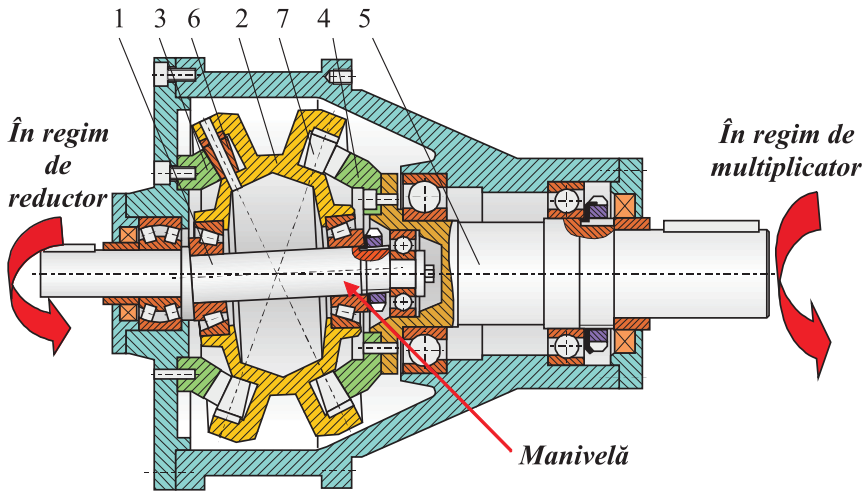


Fig. 3.143. Schema constructivă a transmisiei planetare precesionale  $2K-H$ .

În baza analizei efectuate, a fost elaborată o schemă constructivă a transmisiei planetare precesionale, luată la baza elaborării multiplicatoarelor precesionale. Transmisia planetară precesională (fig. 3.143) include arborele-manivelă 1, pe care este instalat blocul-satelit 2, roțile dințate fixă 3 și, respectiv mobilă, legată cu arborile 5. Blocul-satelit 2 are două coroane danturate 6 și 7 cu dinți executați în formă de role conice instalate pe osii cu posibilitatea rotirii în jurul lor. În regim de multiplicator, transmisia funcționează în felul următor: la rotirea arborelui de intrare 5 cu roata dințată 4, datorită diferenței dintre numerele de dinți angrenați ( $Z_4 = Z_7 - 1$ ,  $Z_3 = Z_6 - 1$ ) blocul-satelit 2 va efectua o mișcare sfero-spațială în jurul unui punct numit centru de precesie (punctul de intersecție a axelor roților coroanelor danturate și a axelor arborelui-manivelă 1), efectuând un ciclu complet de precesie la rotirea roții dințate 4 la un unghi egal cu pasul unghiular. Mișcarea precesională a blocului-satelit 2, datorită instalării pe partea înclinată a arborelui-manivelă 1, se transformă în mișcare de rotație a arborelui-manivelă 1, care va efectua o rotație completă la un ciclu complet de precesie al blocului-satelit.

### 5.3.2. Descrierea analitică a profilului dinților și argumentarea alegerii parametrilor angrenajului precesional

Un rol important în transformarea eficientă a mișcării în transmisiile precesionale, care funcționează în regim de multiplicator, revine profilului dinților. Teoria angrenajului precesional multiplu, elaborată anterior, nu lua în considerare influența erorii de schemă a mecanismului de legătură în dispozitivul de prelucrare a roților dințate asupra profilului dinților. La funcționarea în regim de multiplicare, aceste erori au o influență majoră, care poate conduce la blocări de moment ale angrenajului și pierderi de putere. În acest scop a fost efectuată o analiză minuțioasă a mecanismului de formare a mișcării în regim de multiplicare, a sursei de generare a erorii de profil a dinților. În baza teoriei fundamentale a angrenajului precesional multiplu, elaborate anterior, au fost propuse și brevetate un angrenaj nou cu profil modificat al dinților și tehnologia industrială de fabricare a lui [87].

Din punct de vedere cinematic, legătura dintre semifabricat și sculă, în care una din ele (scula) efectuează mișcare sfero-spațială, fiind, în același timp, limitată de la rotire în jurul axei axului principal al mașinii-unelte de danturat, este similară legăturii neasurice din transmisia planetară precesională tip K-H-V. Legătura cinematică dintre sculă și partea imobilă a dispozitivului reprezintă o articulație Hooke care generează variabilitatea funcției de transfer în legătura cinematică „sculă-semifabricat”. Această variație va influența profilul dinților. Astfel, legătura sculei cu carcasa imprimă o oarecare eroare de schemă  $\Delta\psi_3$  (urmează să se înțeleagă abaterea unghiului de rotire a semifabricatului  $\psi_3$  de la unghiul de rotire respectiv al acestui semifabricat  $\Psi_3^m$  la rotirea uniformă a lui):

$$u_{3l}^m = -\frac{z_2 - z_3}{z_3}; \Delta\psi_3 = \psi_3 - u_{3l}^m = \frac{z_2}{z_3} (\psi - \arctg(\cos \cdot \theta \operatorname{tg} \psi)). \quad (3.134)$$

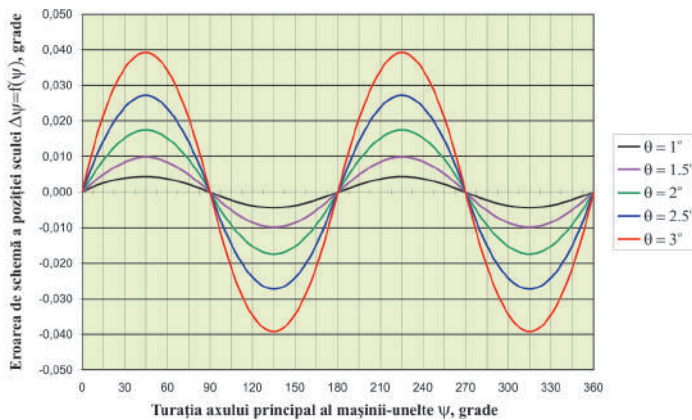


Fig. 3.144. Dependența erorii de schemă a poziției sculei  $\Delta\psi_3$  la o turație a axului principal al mașinii-unelte  $\psi$ .

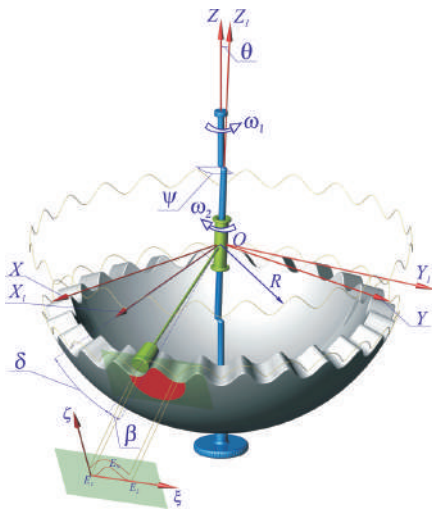


Fig. 3.145. Profilul dintelui în secțiune normală.

date  $OX_i, Y_i, Z_i$  este legat rigid cu roata satelit, a cărei origine coincide cu centrul de precesie  $\theta$  (fig. 3.145) și efectuează împreună cu roata satelit mișcare sfero-spațială în raport cu sistemul imobil de coordonate  $OXYZ$ .

Elaborarea modelului matematic al profilului modificat al dinților se bazează integral pe modelul matematic al profilului dinților, elaborat anterior de autori. În acest scop, considerăm necesară prezentarea descrierii detaliate a profilului dinților fără modificarea profilului cu prezentarea ulterioară doar a particularităților descrierii profilului modificat.

**Descrierea profilului dinților proiectați pe sferă.** Un punct arbitrar  $D$  al axei sculei descrie, față de sistemul fix, o traiectorie conform ecuațiilor:

$$\begin{aligned} X_D^m &= -\sin\delta \sin\left[Y_C^m \sin\theta + Z_C^m (1 - \cos\theta) \cos\psi\right]; \\ Y_D^m &= -Y_C^m \cos\delta + Z_C^m \sin\delta \left[\cos^2\psi + \cos\theta \sin^2\psi\right]; \\ Z_D^m &= -Y_C^m \sin\delta \left(\cos^2\psi + \cos\theta \sin^2\psi\right) - Z_C^m \cos\delta \end{aligned} \quad (3.135)$$

Indicele  $m$  înseamnă modificat.

Mișcarea punctului  $D^m$  în raport cu sistemul mobil legat rigid de semifabricat se descrie cu ajutorul formulelor:

$$\begin{aligned} X_{1D}^m &= X_D^m \cos\frac{\Psi}{Z_1} - Y_D^m \sin\frac{\Psi}{Z_1}; \\ Y_{1D}^m &= X_D^m \sin\frac{\Psi}{Z_1} + Y_D^m \cos\frac{\Psi}{Z_1}; \\ Z_{1D}^m &= Z_D^m. \end{aligned} \quad (3.136)$$

Proiecțiile vitezelor punctului  $D^m$  se exprimă prin formulele:

$$\begin{aligned} \dot{X}_D^m &= -\sin\delta \cos\psi \left[ \dot{Y}_C^m \sin\theta + Z_C^m (1 - \cos\theta) \cos\psi \right] \dot{\psi} - \\ &- \sin\delta \sin\psi \left[ \dot{Y}_C^m \sin\theta + \dot{Z}_C^m (1 - \cos\theta) \cos\psi - Z_C^m (1 - \cos\theta) \sin\psi \cdot \dot{\psi} \right]; \\ \dot{Y}_D^m &= -\dot{Y}_C^m \cos\delta + \dot{Z}_C^m \sin\delta \left[ \cos^2\psi + \cos\theta \sin^2\psi \right] + \\ &+ Z_C^m \sin\delta \left[ -2\cos\psi \sin\psi + 2\cos\theta \sin\psi \cos\psi \right] \dot{\psi} \\ \dot{X}_{1D}^m &= \dot{X}_D^m \cos\frac{\Psi}{Z_1} - \frac{\dot{\Psi}}{Z_1} X_D^m \sin\frac{\Psi}{Z_1} - \dot{Y}_D^m \sin\frac{\Psi}{Z_1} - \frac{\dot{\Psi}}{Z_1} Y_D^m \cos\frac{\Psi}{Z_1}, \\ \dot{Y}_{1D}^m &= \dot{X}_D^m \sin\frac{\Psi}{Z_1} + \frac{\dot{\Psi}}{Z_1} X_D^m \cos\frac{\Psi}{Z_1} + \dot{Y}_D^m \cos\frac{\Psi}{Z_1} - \frac{\dot{\Psi}}{Z_1} Y_D^m \sin\frac{\Psi}{Z_1}. \end{aligned} \quad (3.137)$$

Coordonatele punctului  $E^m$  pe sferă se calculează după formulele:

$$\begin{aligned} X_{1E}^m &= k_2^m Z_{1E}^m + d_2^m; \\ Y_{1E}^m &= k_1^m Z_{1E}^m - d_1^m; \\ Z_{1E}^m &= \frac{(k_1^m d_1^m - k_2^m d_2^m) - \sqrt{(k_1^m d_1^m - k_2^m d_2^m)^2 + (k_1^{m2} + k_2^{m2} + 1) \cdot (R_D^2 - d_1^{m2} - d_2^{m2})}}{k_1^{m2} + k_2^{m2} + 1}, \end{aligned} \quad (3.138)$$

unde:

$$\begin{aligned} k_1^m &= \frac{X_{1D}^m \left( X_{1D}^m \dot{X}_{1D}^m + Y_{1D}^m \dot{Y}_{1D}^m \right) + Z_{1D}^{m2} \dot{X}_{1D}^m}{Z_{1D}^m \left( X_{1D}^m \dot{Y}_{1D}^m - Y_{1D}^m \dot{X}_{1D}^m \right)}; \quad k_2^m = -\frac{(k_1^m Y_{1D}^m + Z_{1D}^m)}{X_{1D}^m}; \\ d_1^m &= \frac{R_D^2 \cos\beta \dot{X}_{1D}^m}{\left( X_{1D}^m \dot{Y}_{1D}^m - X_{1D}^m \dot{Y}_{1D}^m \right)}; \quad d_2^m = \frac{(R_D^2 \cos\beta + d_1^m Y_{1D}^m)}{X_{1D}^m}. \end{aligned}$$

În baza relațiilor analitice obținute, a fost elaborat un program de calcul și de generare a danturii în sistemul de modelare CATIA V5R7, care a permis ob-

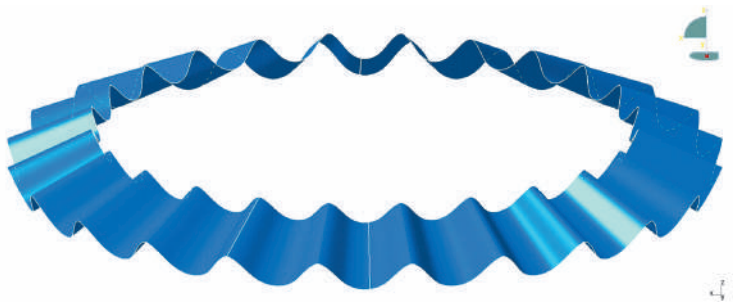


Fig. 3.146. Suprafața generatoare a danturii.

ținerea pe sferă a traiectoriilor modificate ale punctelor  $E_e^m$  și  $E_i^m$  de pe suprafețele frontale sferice, respectiv exterioară și interioară, prin care a fost generată suprafața danturii (fig. 3.146).

**Descrierea profilului dinților modificați proiectați pe un plan transversal.** Proiecția punctului  $E^m$  pe planul transversal dintelui are coordonatele:

$$X_E^{''m} = \varepsilon^m \cdot X_{1E}^m, \quad Y_E^{''m} = \varepsilon^m \cdot Y_{1E}^m, \quad Z_E^{''m} = \varepsilon^m \cdot Z_{1E}^m, \quad (3.139)$$

unde  $\varepsilon^m = -\frac{D}{AX_{1E}^m + BY_{1E}^m + CZ_{1E}^m}$ .

Profilul modificat al dintelui în plan este descris de ecuațiile:

$$\begin{aligned} \xi^m &= X_E^{''m} \cos \frac{\pi}{Z_1} + [R_D \cos(\delta + \theta + \beta) + Y_E^{''m}] \sin \frac{\pi}{Z_1}; \\ \zeta^m &= X_E^{''m} \sin \gamma \sin \frac{\pi}{Z_1} - [R_D \cos(\delta + \theta + \beta) + Y_E^{''m}] \sin \gamma \cos \frac{\pi}{Z_1} + \\ &+ [R_D \sin(\delta + \theta + \beta) + Z_E^{''m}] \cos \gamma. \end{aligned} \quad (3.140)$$

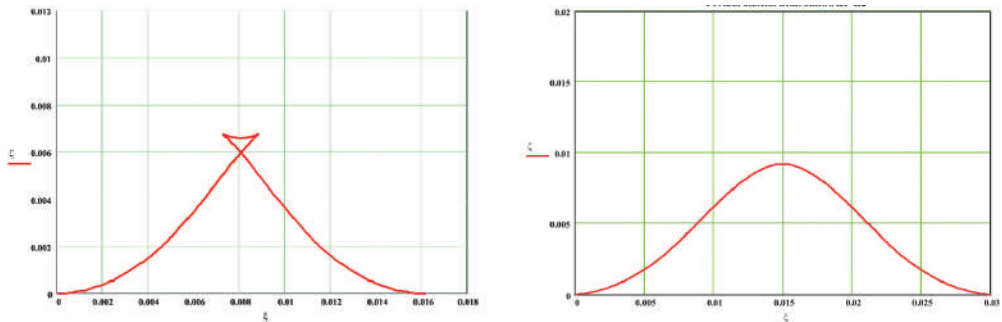


Fig. 3.147. Profiluri ale dinților, destinate pentru multiplicatoare.

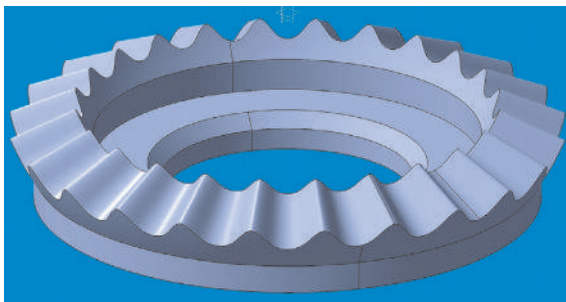


Fig. 3.148. Modelul computerizat al roții dințate centrale.

În pachetul de modelare matematică MathCAD 2001 Professional a fost generată o gamă largă de profiluri modificate ale dinților cu diverși parametri geometrici (3.147). În fig. 3.148 se prezintă modelul solid al unei roți dințate.

În baza cercetărilor efectuate s-a stabilit că, din punctul de vedere al minimizării pierderilor

energetice în angrenaj, la funcționare în regim de multiplicare, unghiul de angrenare trebuie să fie  $\alpha > 45^\circ$ , iar unghiul de nutație (de înclinare a arborelui-manivelă) –  $\theta \leq 2,5^\circ$ . Acest lucru este dictat de principiul invers de formare a mișcării în multiplicatoare comparativ cu reductoare: componenta axială a forței normale în angrenaj trebuie să fie maximă pentru a antrena prin intermediul roții satelit arborele-manivelă în mișcarea de rotație.

### 5.3.3. Calculul angrenajului precesional la presiunea de contact

Calculul se efectuează pentru roata cu numărul mai mic de dinți  $Z_4$ , deoarece suportă sarcini mai mari. În atlasul de proiectare [86], elaborat de autori, se prezintă metoda de calcul și nomogramele pentru alegerea valorilor celor 5 parametri de bază, care influențează profilul dinților. Unghiul de înclinare a arborelui manivelă  $\theta$  se recomandă în limitele  $1,5 - 3^\circ$ . Unghiul de conicitate a roților  $\beta$ , unghiul de angrenare  $\alpha_w$ , coeficientul de proporționalitate a razelor dinților conjugați  $\nu$  și unghiul de înclinare a axei rolei  $\delta$  se selectează conform nomogramelor [86].

**Calculul prealabil al diametrului mediu al roții dințate centrale.** Parametrii de bază care urmează să fie calculați sunt prezentați în fig. 3.149. Calculul se efectuează în următoarea consecutivitate.

Din recomandări [86] se alege multiplicitatea angrenajului  $e$ .

Se calculează numărul de dinți  $Z_{e2}$ , care poartă concomitent sarcina:

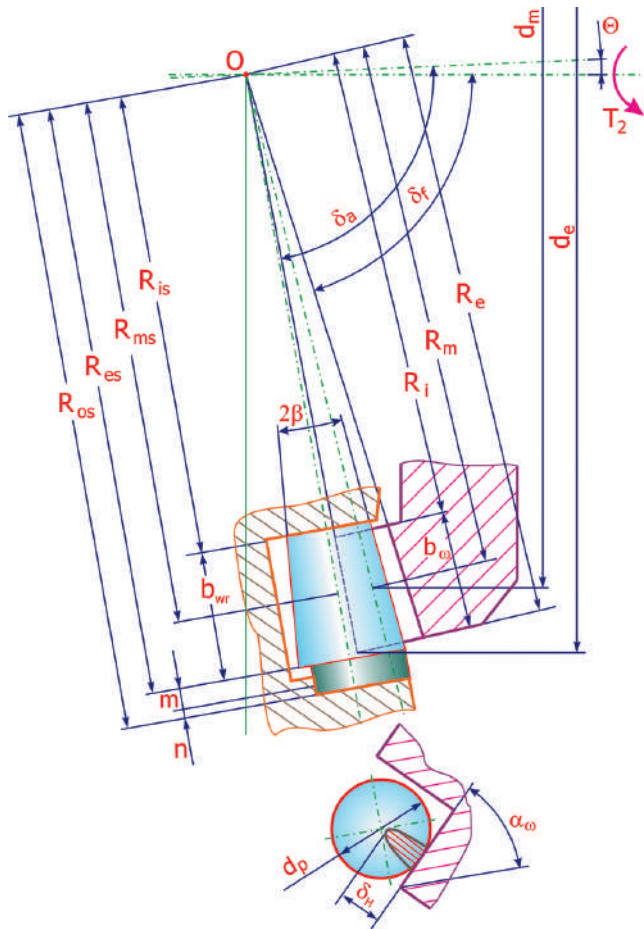


Fig. 3.149. Geometria angrenajului precesional.

$$Z_{\varepsilon} = \frac{Z_4 - 1}{2} \times \frac{\varepsilon}{100}. \quad (3.141)$$

(deoarece  $Z_{\varepsilon}$  este un număr întreg se alege valoarea întregă în descreștere).

Diametrul mediu al roților dințate  $d_m$  se calculează conform relației de mai jos:

$$d_m = 53 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 (1 - \nu) \cdot K_{HP} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot \cos(\delta + \theta)}{(\sigma_{HO})^2 \cdot \Psi_{bd} \cdot Z_{\varepsilon} \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot \cos \alpha_w}}, \quad (3.142)$$

unde:  $K_{HP}$  – coeficient experimental [86], care caracterizează neuniformitatea distribuției sarcinii între dinți;

$K_{H\beta}$  – coeficient experimental [86], care caracterizează neuniformitatea distribuției sarcinii pe lungimea dinților;

$K_{HV}$  – coeficient experimental [86], care caracterizează dinamicitatea sarcinii;

$\Psi_{bd}$  – coeficientul lungimii dintelui [86] în raport cu diametrul  $d_m$ .

În raport cu diametrul mediu  $d_m$  se calculează:

– lungimea dintelui roții dințate  $b_w$ :

$$b_w = \Psi_{bd} \cdot d_m, \text{ mm}; \quad (3.143)$$

– lungimea roților  $b_{wr}$ :

$$b_{wr} = b_w + 2, \text{ mm}; \quad (3.144)$$

– diametrul roților în secțiunea medie și de capăt  $d_{mr}$ ,  $d_{rr}$ :

$$d_{mr} = d_m \frac{\operatorname{tg} \beta}{\cos(\delta + \theta)}, \text{ mm}; \quad (3.145)$$

$$d_{rr} = d_{mr} + b_{wr} \cdot \operatorname{tg} \beta, \text{ mm} \quad (3.146)$$

– diametrul axei roților  $d_a$ :

$$d_a = d_{mr} - b_{wr} \times \operatorname{tg} \beta - 2\Delta, \text{ mm} \quad (3.147)$$

unde  $\Delta$ , **mm** este grosimea peretelui roții în secțiunea minimă, se alege în limitele **1...5mm**.

### ***Precizarea tensiunilor de contact admisibile cu considerarea frecării de rostogolire***

Inițial se determină viteza de alunecare dinte-rolă  $V_{gl}$ :

$$V_{gl} = K_1 \cdot \ln \left[ \frac{f_{max}}{f_{max} - \frac{K}{d_{mr}} - \frac{f \cdot d_a + f \cdot \left( \frac{d_{rr} + d_a}{2} \right) \sin \alpha_w \cdot \sin(\delta \cdot \beta_i) \cdot \cos \delta + K}{d_{mr}}} \right] \quad (3.148)$$

unde  $K_1$  – coeficient dependent de condițiile de lucru ale cuplei cinematice superioare [86];

$f_{max}$  – valoarea maximă a coeficientului de frecare;

$K$  – coeficientul de frecare la rostogolire;

$f$  – coeficientul de frecare,

Luând în considerare  $V_{gl}$  se recalculează tensiunea admisibilă de contact  $\sigma_{HOi}$  din relația:

$$\sigma_{HOi} = \sigma_{HO} \left( 0,28 + 0,72 \cdot e^{-\frac{V_{gl}}{K_3}} \right), \quad (3.149)$$

unde:  $K_3$  – coeficient, care se alege din recomandări [86].

### **Precizarea diametrului mediu al roților dințate și calculul parametrilor geometrici**

Diametrul mediu al roților dințate  $d_m$  se precizează cu relația:

$$d_m = 53 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 (1 - \nu) \cdot K_{HP} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot \cos(\delta + \theta)}{(\sigma_{HOi})^2 \cdot \psi_{bd} \cdot Z_e \cdot tg \beta \cdot \cos \alpha_w}}, \quad mm \quad (3.150)$$

iar distanța conică medie a coroanei cu satelit cu role  $R_{ms}$  – conform relației:

$$R_{ms} = \frac{d_m}{2 \cos(\delta + \theta) (1 - tg \beta \cdot \sin \alpha_w \cdot tg(\delta + \theta))}, \quad mm \quad (3.151)$$

În funcție de diametrul mediu  $d_m$  se calculează:

– lungimea dintelui roții dințate  $b_w$ :

$$b_w = \psi_{bd} \cdot d_m, \quad mm \quad (3.152)$$

– lungimea rotelor  $b_{wr}$ :

$$b_{wr} = b_w + 2, \quad mm \quad (3.153)$$



– diametrul roților în secțiunea medie și de capăt  $d_{mr}$ ,  $d_{rr}$ :

$$d_{mr} = d_m \cdot \frac{tg\beta}{\cos(\delta + \theta)}; \text{ mm} \quad (3.154)$$

$$d_{rr} = d_{mr} + b_{wr} \cdot tg\beta; \text{ mm} \quad (3.155)$$

– diametrul axei roților  $d_a$ :

$$d_a = d_{mr} - b_{wr} \cdot tg\beta - 2\Delta, \text{ mm} \quad (3.156)$$

unde  $\Delta$  este grosimea peretelui roții în secțiunea minimă, se alege în limitele **1...5mm** (pentru cealaltă pereche de roți calculele se efectuează analogic).

În continuare se calculează:

– distanța conică medie a roții dințate:

$$R_m = \frac{d_m}{2 \cos \left( \delta + \theta + ctg \left( \frac{d_{mr} \cdot \sin \alpha_w}{2R_{ms}} \right) \right)}; \text{ mm} \quad (3.157)$$

– distanțele conice exterioară și interioară ale coroanei cu roți  $R_{es}$ ,  $R_{is}$ :

$$R_{es} = R_{ms} + \frac{b_{wr}}{2}, \text{ mm}; \quad R_{is} = R_{ms} - \frac{b_{wr}}{2}, \text{ mm} \quad (3.158)$$

– distanțele conice exterioară și interioară ale coroanei roții dințate  $R_{er}$ ,  $R_{ir}$ :

$$R_{es} = R_{mr} + \frac{b_w}{2}, \text{ mm}; \quad R_{is} = R_{mr} - \frac{b_w}{2}, \text{ mm} \quad (3.159)$$

– unghiurile conului de picior și de vârf ale dinților  $\delta_f$ ,  $\delta_v$ :

$$\delta_f = 90^\circ - (\delta + \theta + \beta), \text{ }^\circ; \quad \delta_v = \delta_f + 2\theta, \text{ }^\circ. \quad (3.160)$$

**Calculul de verificare a rezistenței dinților la presiunea de contact.** Tensiunile admisibile de contact  $\sigma_H$  se calculează din formula:

$$\sigma_H = 275 \sqrt{\frac{2T_2(1-\nu)K_{HP}K_{H\beta}K_{HV}}{d_m d_{mp} b_w Z_\epsilon \cos \alpha_w}} = [\text{MPa}]. \quad (3.161)$$

Calculul se repetă cu modificarea parametrilor constructivi, în special a perechii “dinte-rolă” până la respectarea condiției  $\sigma_{HOi} \geq \sigma_H$ .

Ținând cont de specificul exploatarii microhidrocentralei (24 din 24 de ore) și luând în considerare că multiplicatorul este suprasolicitat cu sarcini dinamice, este

strict necesar ca pentru fiecare regim de exploatare, angrenajul să fie supus calculului de verificare a rezistenței dinților la presiunea de contact.

### 5.3.4. Elaborarea construcției multiplicatorului precesional

În baza studiului efectuat a fost selectată schema 2K-H pentru elaborarea multiplicatorului precesional al microhidrocentralei. În rezultatul analizei, în pachetul de modelare matematică MathCAD 2001 Professional a unei game largi de profiluri ale dinților cu diferiți parametri geometrici ai angrenajului, au fost alese profilurile dinților optime din punct de vedere al funcționării în regim de multiplicare. De asemenea, în softul MathCAD 2001 Professional, a fost efectuat calculul parametrilor geometrici ai angrenajului precesional, iar în softul SolidWorks au fost proiectate construcțiile a două variante de multiplicatoare precesionale pentru microhidrocentrale. Multiplicatorul precesional (fig. 3.150) este legat prin flanșă cu un generator electric, fapt ce permite obținerea unui modul compact, coaxial cu rotorul microhidrocentralei. În cazul funcționării multiplicatorului în condiții de temperaturi mai joase se propune varianta constructivă din fig. 3.151. Pentru simularea asamblării

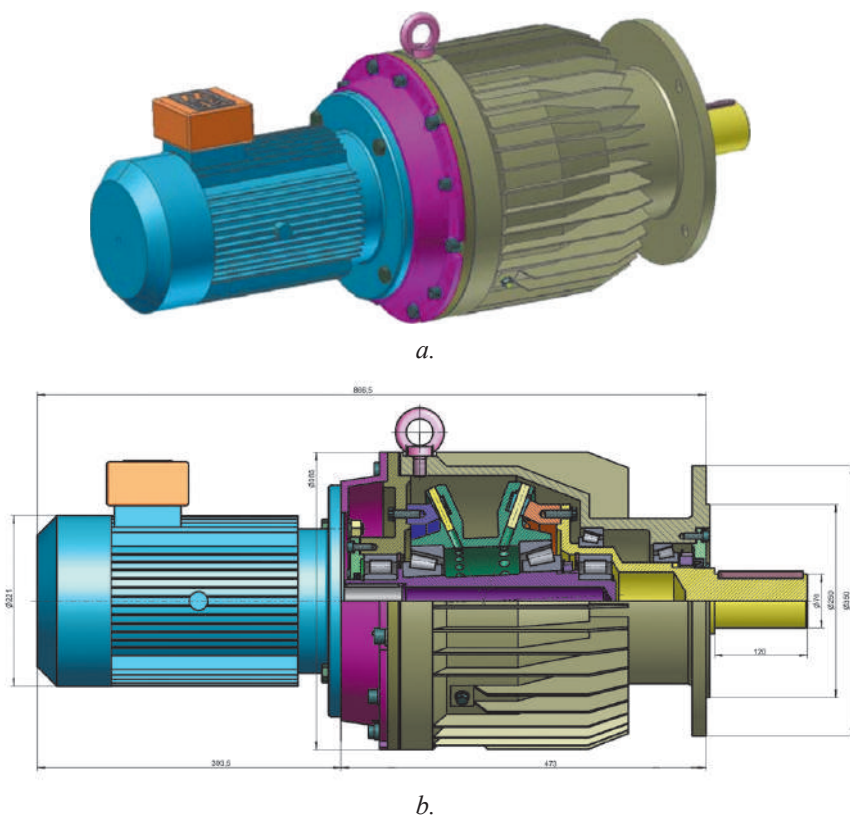
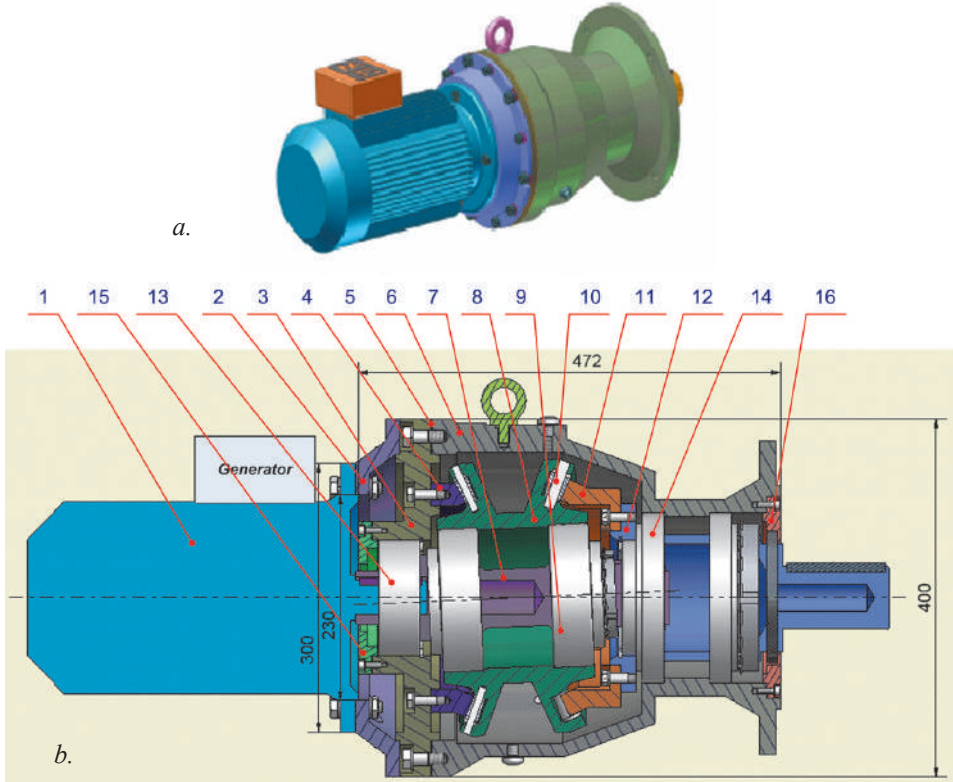
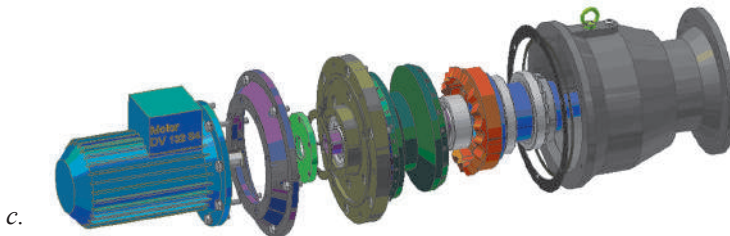


Fig. 3.150. Multiplicatorul planetar precesional: a – vederea generală; b – în secțiune.

și funcționării multiplicatorului în softul AutoDesk MotionInventor a fost elaborat modelul dinamic computerizat al multiplicatorului precesional, care poate fi vizionat pe CD-ul anexat la manual. Multiplicatorul precesional posedă dimensiuni de gabarit și masă reduse, capacitate portantă ridicată și asigură un raport de multiplicare de până la  $i = 144$  (având la bază o schemă în două trepte) cu randament mecanic satisfăcător.



1 – generator cu magneti permanenți; 2 – flanșă: generator – multiplicator; 3 – capac; 4 – roată dințată fixă; 5 – șaibă de reglare; 6 – corpul reductorului; 7 – arbore manivelă; 8 – satelit; 9 – rulmenți pentru reazemul satelitului pe arborele manivelă; 10 – subansamblu: role conice – axe – rondele; 11 – roată dințată mobilă; 12 – arbore de intrare; 13 – rulmenți pentru reazemul central al arborelui manivelă; 14 – rulmenți pentru reazemul arborelui de intrare; 15, 16 – capace cu garnituri.



**Fig. 3.151.** Multiplicatorul planetar precesional pentru exploatare în condiții de temperaturi joase (ale apei râului): a – vedere generală; b – în secțiune; c – componentele în desfășurare.

## 5.4. Cercetarea, proiectarea și testarea generatorului electric cu viteză de rotație mică pentru microhidrocentrale (turbine eoliene)

### 5.4.1. Cerințe tehnice impuse generatoarelor electrice pentru conversia energiei hidraulice (eoliene)

În continuare vor fi prezentate rezultatele cercetărilor și elaborărilor autorilor în domeniul generatoarelor electrice folosite în sistemele de conversie a energiei hidraulice și eoliene. Există diferențe constructive esențiale între sistemele de conversie a energiei cinetice a unui curent de apă sau de aer în energie mecanică. Diferă și vitezele de rotație a organelor de lucru: cele care funcționează în curent deschis au viteze ce nu depășesc câteva tur/min; turbinele hidraulice de mică presiune (căderea de apă nu depășește câțiva metri) rotesc cu viteze de la zeci până la sute de tur/min; turbinele eoliene de putere mică (până la 50 kW) rotesc cu viteze cuprinse între 100 și 500  $\text{min}^{-1}$ ; turbinele eoliene de putere mare – 20 – 40  $\text{min}^{-1}$ . Totodată, ambele sisteme se clasifică ca sisteme cu viteze mici de lucru și între ele există asemănări importante: procesele fizice ce intervin la interacțiunea organelor de lucru cu un curent deschis de apă sau aer sunt similare; din cauza variației vitezei curentului de apă sau aer, sistemele funcționează în regim aleatoriu; dependența cubică a puterii de viteza curentului de apă sau aer etc. Din aceste considerente, studiile cu privire la generatoarele electrice, ce urmează în continuare, se referă la ambele sisteme de conversie, atât hidraulice cât și eoliene (sistemele de conversie a energiei eoliene sunt descrise în capitolul 4).

Odată cu valorificarea surselor regenerabile de energie, în literatura de specialitate au apărut noi termeni: “*pompă solară*”, “*acumulator solar*”, “*generator solar*”, “*generator eolian*”, “*generator hidro*” etc. Apariția adjectivului pe lângă denumirea tradițională nu înseamnă, neapărat, că principiul de funcționare a componentei respective a sistemului de conversie a energiei se deosebește cardinal de cel cunoscut. Aici se urmărește accentuarea unor caracteristici tehnice și constructive pentru această componentă, ce decurg din cerințele tehnice specifice impuse.

Una din cele mai importante cerințe tehnice impuse tuturor componentelor sistemelor de conversie a surselor regenerabile de energie, în particular, a generatoarelor electrice este randamentul. Energia electrică produsă din surse regenerabile este încă scumpă din cauza investițiilor mari inițiale. Majorarea eficienței conversiei energiei este o cale reală de micșorare a investițiilor (pentru a obține o unitate de energie electrică va fi necesară o suprafață mai mică a palelor turbinei hidro sau o turbină eoliană cu un diametru mai mic, o gondolă mai robustă și ușoară, un turn de o înălțime mai mică etc.).

A doua cerință rezultă din proprietatea fundamentală a organelor de lucru folosite pentru conversia energiei cinetice a unui curent de apă sau de aer în energie mecanică – viteza mică de rotație. De exemplu, la viteze ale curentului de apă cuprinse între

1,0 și 1,6 m/s, viteza de rotație calculată a rotorului cu 5 pale și diametrul de 4 m va oscila între 1,8 și 2,5 min<sup>-1</sup>. Vitezele de rotație ale turbinelor eoliene sunt mai mari, dar nu depășesc câteva sute de turații pe minut la puteri mici și câteva zeci de turații – la puteri mari. Cu formulele empirice prezentate în [88] pot fi calculate valorile aproximative ale diametrelor și vitezelor de rotație a turbinelor eoliene (vezi tabelul 3.13 și fig. 3.152):

$$D = 2,02\sqrt{P}, \quad (3.162)$$

$$n = 1364 / D, \quad (3.163)$$

unde  $D$  este diametrul rotorului turbinei eoliene, m;  $P$  – puterea turbinei, kW;  $n$  – viteza de rotație, min<sup>-1</sup>.

**Tabelul 3.13.** Parametrii tehnici ai turbinelor eoliene de diferite puteri:  
viteza de calcul a vântului – 12 m/s; rapiditatea – 6.

Puterea nominală, kW	Diametrul turbinei, m	Viteza de rotație a turbinei, tur/min	Viteza de rotație a generatorului, tur/min	Numărul de poli ai generatorului
2	2,8	487	500	12
3	3,5	390	400	15
5	4,5	303	300	20
10	6,4	213	200	30
20	9,0	151	150	40
50	14,3	95	100	60
100	20,2	68	75	80
500	45,2	30	30	200
1000	63,8	21	20	300
2000	90,3	15	15	400

Generatoarele electrice cu excitație electromagnetică, proiectate pentru uz general, nu corespund celor două cerințe impuse mai sus. De exemplu, generatoarele sincrone, seria ECC cu puterea de până la 15 kW au un randament de 75–80 % [89], viteza de rotație – 1500 min<sup>-1</sup>. Proiectarea acestor generatoare la viteze de 500 min<sup>-1</sup> și mai mici va conduce inevitabil la micșorarea și mai mult a randamentului ceea ce nu poate fi acceptat în cazul folosirii surselor regenerabile de energie. Cuplarea organului de lucru al hidroturbinei cu generatorul va trebui realizată cu un multiplicator cu coeficientul de multiplicare cuprins între 833 și 600. O astfel de soluție va conduce la micșorarea randamentului integral al sistemului, majorarea masei, gabaritelor, vibrațiilor și zgomotului. Soluția alternativă constă în optimizarea lanțului cinematic: organ de lucru – multiplicator – generator prin micșorarea vitezei de rotație a generatorului, respectiv – a coeficientului de multiplicare.

A treia cerință se referă numai la turbinele eoliene și corespunde tendinței mondiale de abandonare a schemei turbină eoliană – multiplicator – generator în folo-

sul schemei turbină – generator, altfel spus, utilizarea generatoarelor cu viteza de rotație mică cuplate direct cu turbina. Avantajele cuplării directe a turbinei eoliene cu generatorul sunt descrise detaliat în capitolul 4, p. 5.4.

Trebuie să subliniem că cerințele descrise mai sus sunt contradictorii. Din teoria mașinilor electrice se știe că micșorarea vitezei de rotație conduce la micșorarea performanțelor tehnice ale mașinii, inclusiv a randamentului. Un al doilea impact negativ al vitezei mici constă în creșterea excesivă a diametrului generatorului, crește numărul de poli magnetici (vezi tabelul 3.13) și în cazul generatoarelor cu excitație electromagnetică conduce la micșorarea suprafeței efective a rotorului sau la dificultăți în integrarea turbinei și a generatorului. Contradicția poate fi semnificativ eliminată dacă substituim excitația tradițională electromagnetică cu excitația de la magneți permanenți din pământuri rare, de exemplu neodim – fier – bor (Ne-Fe-B). Tehnologia de producere a magneților permanenți din pământuri rare a fost pusă la punct în anii '80 ai secolului trecut, dar din cauza prețului mare al materiei prime, domeniile de utilizare erau limitate. Odată cu diminuarea costurilor, se atestă un adevărat boom în tehnologia de fabricare a generatoarelor sincrone – excitația electromagnetică este înlocuită cu magneți permanenți, rezultatul fiind majorarea randamentului, micșorarea cheltuielilor de materiale active (cupru și oțel electrotehnic) și a masei [90 – 93].

#### 5.4.2. *Generatoare sincrone cu excitație electromagnetică sau magneți permanenți (GSMP): argumentare teoretică*

Avantajele principale ale generatoarelor sincrone cu excitație electromagnetică (GSEM) constă în posibilitatea reglării tensiunii și factorului de putere. Majoritatea hidro- și turbogeneratoarelor de putere mare sunt de tipul GSEM, funcționează în paralel cu rețelele electrice la o viteză de rotație constantă. Conectarea la rețea se face direct fără intermediul convertoarelor, tensiunea este reglată prin variația curentului de excitație. În cazul turbinelor de curent sau al turbinelor eoliene, frecvența și tensiunea variază concomitent cu viteza curentului de apă sau de vânt. Pentru a stabili tensiunea sau frecvența, se utilizează convertoare electronice și necesitatea reglării curentului de excitație decade.

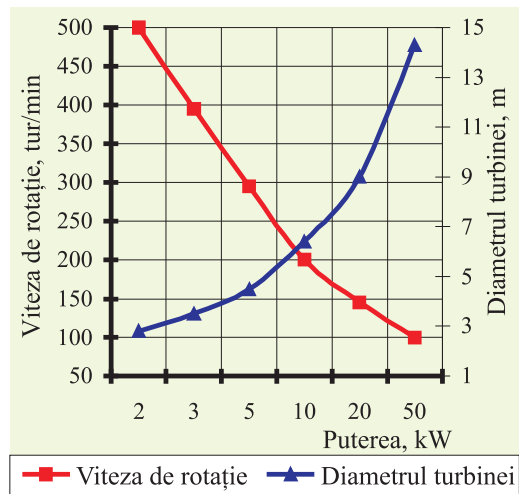


Fig. 3.152. Dependenta vitezei de rotație și a diametrului de puterea turbinei.

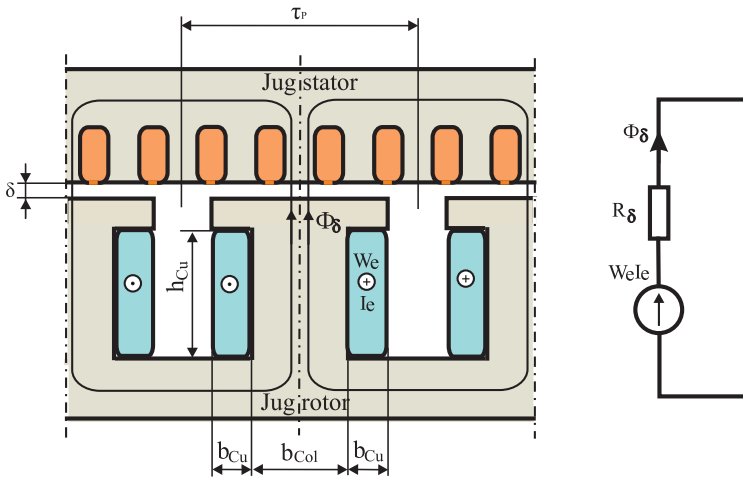


Fig. 3.153. O secvență a circuitului magnetic al GSEM.

Dezavantajele GSEM se evidențiază o dată cu creșterea numărului de poli, care trebuie amplasați la periferia rotorului. Din tabelul 3.13 constatăm că numărul de poli este invers proporțional cu viteza de rotație. Dacă scopul este micșorarea vitezei de rotație, pentru a optimiza lanțul cinematic sau cuplarea directă a generatorului cu organul de lucru, va trebui să elaborăm un GSEM cu o viteză de rotație cât mai mică. Amplasarea unui număr mare de poli pe rotor conduce la micșorarea pasului polar și a suprafeței ferestrei rezervate pentru înfășurarea de excitație. În consecință, va trebui să majorăm considerabil înălțimea coloanei pentru a obține aceeași suprafață a ferestrei și, respectiv, a întregului generator. În continuare se va demonstra că problema poate fi rezolvată, dacă excitația electromagnetică, care necesită și o sursă suplimentară de curent continuu, va fi substituită cu magneți permanenți.

În figura 3.153 este reprezentată o secvență a circuitului magnetic al GSEM, iar în figura 3.154 – a generatorului sincron cu magneți permanenți (GSMP). Pentru ambele cazuri, în dreapta sunt prezentate schemele echivalente respective ale circuitelor magnetice. Vom folosi metoda analitică de analiză și, pentru simplificări, acceptăm următoarele:

1. Se neglijează scăpările de flux.
2. Căderile de tensiune magnetică pe porțiunile de fier se consideră nule.
3. Nu se ia în considerație caracterul neliniar al curbei de magnetizare.
4. Analiza se referă la un singur întrefier.

Fluxul magnetic în întrefier  $\Phi_{\delta}$  se determină în conformitate cu legea lui Ohm pentru circuitul magnetic

$$\Phi_{\delta} = \frac{I_e W_e}{R_{\delta}} = A I_e W_e \frac{\mu_0}{\delta} \quad (3.164)$$

și, luând în considerație că  $\Phi_\delta = AB_\delta$ , obținem inducția magnetică în întrefier

$$B_\delta = I_e W_e \frac{\mu_0}{\delta}, \quad (3.165)$$

unde  $I_e W_e$  este forța magnetomotoare a înfășurării de excitație;  $R_\delta$  – reluctanța magnetică a întrefierului;  $\delta$  – lungimea întrefierului;  $\mu_0$  – permeabilitatea magnetică a vidului;  $A$  – aria polului.

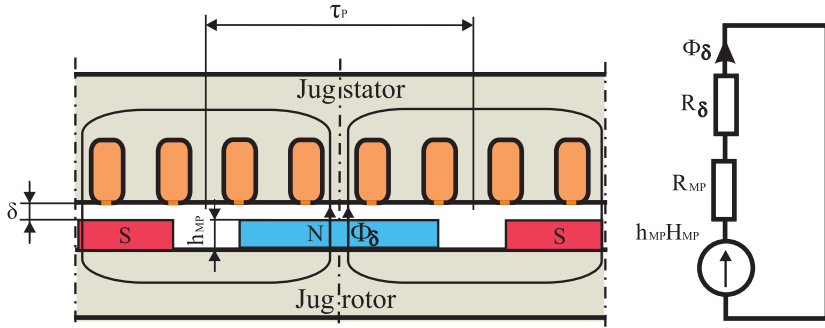


Fig. 3.154. O secvență a circuitului magnetic a GSMP și schema echivalentă.

În cazul utilizării magneților permanenți, același flux  $\Phi_\delta$  în întrefier va fi creat de un magnet cu grosimea  $h_{MP}$ , care asigură o intensitate a câmpului  $H_{MP}$ . Produsul  $h_{MP} H_{MP}$  este analogul forței magnetomotoare  $I_e W_e$  și fluxul magnetic în întrefier se determină cu formula:

$$\Phi_\delta = \frac{h_{MP} H_{MP}}{R_{MP} + R_\delta} = h_{MP} H_{MP} \frac{\mu_0 A}{h_{MP} + \delta} \quad (3.166)$$

și luând în considerație că  $H_{MP} = B_r / \mu_0$ , obținem inducția magnetică în întrefier pentru cazul al doilea

$$B_\delta = B_r \frac{h_{MP}}{h_{MP} + \delta}, \quad (3.167)$$

unde  $B_r$  este inducția remanentă a magnetului.

Rezolvăm (3.167) în raport cu  $h_{MP}$  și obținem

$$h_{MP} = \delta \frac{B_\delta}{B_r - B_\delta}. \quad (3.168)$$

Din (3.165) rezultă că inducția magnetică în întrefier  $B_\delta$  este determinată de forța magnetomotoare a înfășurării de excitație  $I_e W_e$ , altfel spus, de suprafața ferestrei



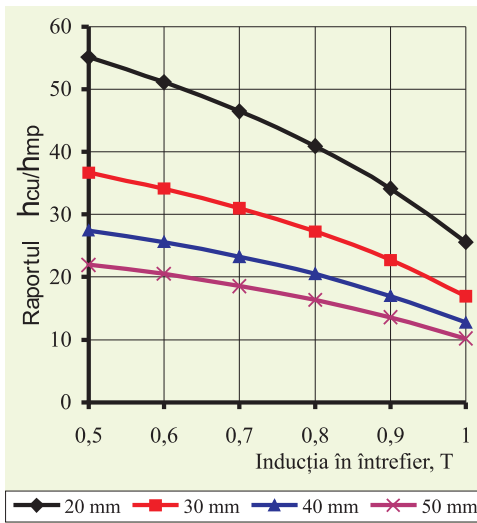


Fig. 3.155. Raportul  $h_{Cu}/h_{MP} = F(B_{\delta}, \tau_p)$  în funcție de inducția magnetică în întrefier  $B_{\delta}$  și pasul polar  $\tau_p$ .

În continuare vom determina raportul dintre înălțimea coloanei polului și grosimea magnetului permanent  $h_{Cu}/h_{MP}$  (vezi fig. 3.153 și 3.154) și cum variază în funcție de inducția în întrefier  $B_{\delta}$  și de pasul polar  $\tau_p$ , implicit – de numărul de poli  $2p$ . Fluxul magnetic în coloana polului se determină cu formula:

$$\Phi_{Col} = b_{Col} l_{\delta} B_{Sat}, \quad (3.169)$$

unde  $b_{Col}$  este lățimea coloanei polului;  $l_{\delta}$  – lungimea pachetului rotorului;  $B_{Sat}$  – inducția de saturație a oțelului electrotehnic din care este confecționată coloana. Luând în considerație că  $\Phi_{\delta} = \Phi_{Col}$  și  $b_{Col} = \tau_p - 2b_{Cu}$ , unde  $b_{Cu}$  este lățimea ferestrei, ocupată de înfășurare, obținem

$$b_{Cu} = \frac{\tau_p (B_{Sat} - B_{\delta})}{2B_{Sat}}. \quad (3.170)$$

Forța magnetomotoare ( $I_e W_e$ ) poate fi exprimată ca funcție de dimensiunile ferestrei: înălțimea  $h_{Cu}$  și lățimea  $b_{Cu}$

$$I_e W_e = W_e J A_{Cu} = J (h_{Cu} b_{Cu} K_u), \quad (3.171)$$

unde  $J$  este densitatea curentului;  $A_{Cu}$  – aria conductorului;  $K_u$  – coeficientul de umplere a ferestrei cu cupru.

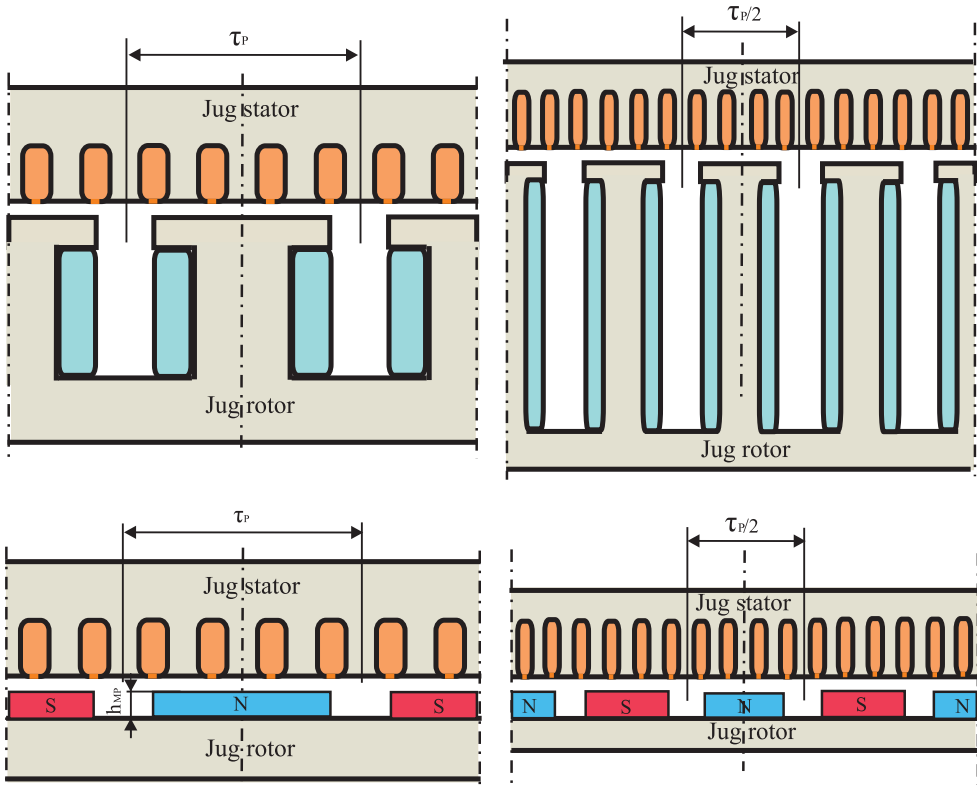
Substituim în (3.165)  $I_e W_e$  conform (3.171), respectiv  $b_{Cu}$  conform (3.170) și rezolvăm în raport cu  $h_{Cu}$

rezervată pentru înfășurare. Cu cât este mai mare lungimea întrefierului  $\delta$ , cu atât mai mică va fi inducția  $B_{\delta}$ . În cazul utilizării magneților permanenți, inducția magnetică în întrefier  $B_{\delta}$  depinde de inducția remanentă  $B_r$  și grosimea magnetului  $h_{MP}$ . Cu cât este mai mare grosimea magnetului  $h_{MP}$  în raport cu lungimea întrefierului  $\delta$ , cu atât mai mică va fi diferența dintre  $B_{\delta}$  și  $B_r$ . Magneții confecționați din neodim – fier – bor au inducția remanentă cuprinsă între 1,1 și 1,3 T, ceea ce permite să realizăm valori ale lui  $B_{\delta}$  de 0,85–1,0 T. Astfel de valori nu pot fi obținute în GSEM de mică putere, cu excepția celor cu puterea nominală mai mare de 100 kW și diametrul rotorului mai mare de 1,5 m [94].

$$h_{Cu} = \frac{2\delta B_{\delta} B_{Sat}}{\mu_0 J K_u \tau_p (B_{Sat} - B_{\delta})} \quad (3.172)$$

Împărțim (3.172) la (3.168) și obținem raportul  $h_{Cu}/h_{MP}$

$$\frac{h_{Cu}}{h_{MP}} = \frac{2B_{Sat}(B_r - B_{\delta})}{\mu_0 J K_u \tau_p (B_{Sat} - B_{\delta})} \quad (3.173)$$



**Fig. 3.156.** Explicativa cu privire la majorarea înălțimii înfășurării de excitație a GSEM (sus); în cazul GSMP grosimea magnetului rămâne aceeași (jos).

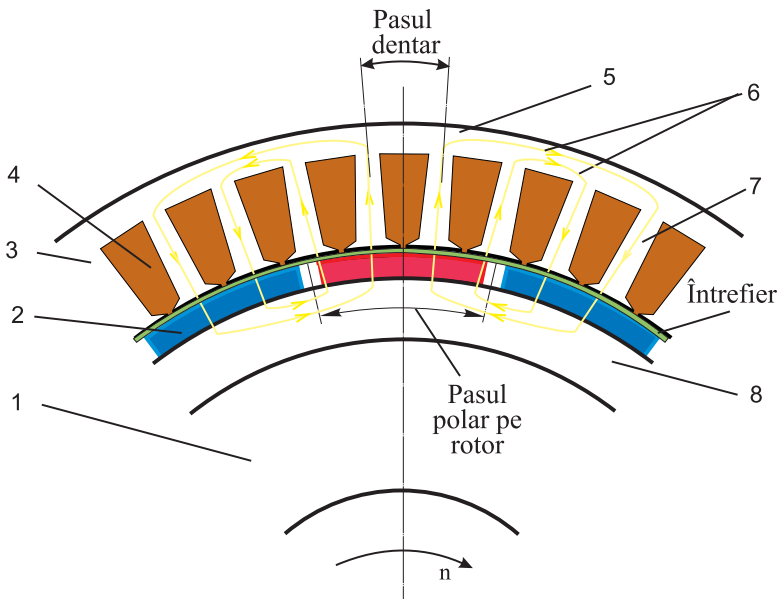
Formula (3.173) determină raportul dintre înălțimea coloanei, necesară pentru amplasarea înfășurării de excitație a inductorului GSEM și, respectiv, înălțimea magnetului în funcție de inducția  $B_{\delta}$  în întrefier și lungimea pasului polar  $\tau_p$ . Pentru generatoarele de putere mică (1-10 kW), lungimea pasului polar  $\tau_p$  variază între 20 – 50 mm, inducția remanentă  $B_r = 1,2$  T, inducția de saturație  $B_{Sat} = 1,8$  T, coeficientul de umplere  $K_u = 0,7$ , densitatea curentului în înfășurarea de excitație  $J = 2$  A/mm<sup>2</sup>. Cu aceste date a fost calculată familia de caracteristici  $h_{Cu}/h_{MP} = F(B_{\delta}, \tau_p)$ , prezentată în figura 3.155. Cu cât este mai mic pasul polar  $\tau_p$  și inducția magnetică în întrefier, cu

atât este mai mare raportul  $h_{Cu}/h_{MP}$ . De exemplu, pentru un generator cu puterea de 3,0 kW, viteza de rotație 375 tur/min, reproiectat pe baza motorului asincron, pasul polar nu depășește 30 mm. Dacă inducția în întrefier este egală cu 0,9 T, raportul  $h_{Cu}/h_{MP}$  va fi egal cu 22,7. Din (3.168) pentru  $\delta = 1,0$  mm, și  $B_r = 1,2$  T, obținem  $h_{MP} = 3,0$  mm, iar  $h_{Cu} = 22,7 \cdot 3 = 78,1$  mm. În cazul GSEM va trebui de rezervat mai mult spațiu pentru amplasarea înfășurării de excitația inductorului (vezi fig. 156).

### 5.4.3. Scheme constructive ale GSMP

La baza clasificării schemelor constructive ale GSMP stau următoarele două criterii [93]:

1. Orientarea vectorului perpendicular pe suprafața întrefierului în raport cu axa de rotație. Vectorul poate fi perpendicular pe axa de rotație sau paralel cu axa de rotație.
2. Orientarea liniilor de câmp magnetic în jugul statorului (rotorului) în raport cu direcția de rotație. Liniile de câmp pot fi paralele sau perpendiculare pe direcția de rotație.

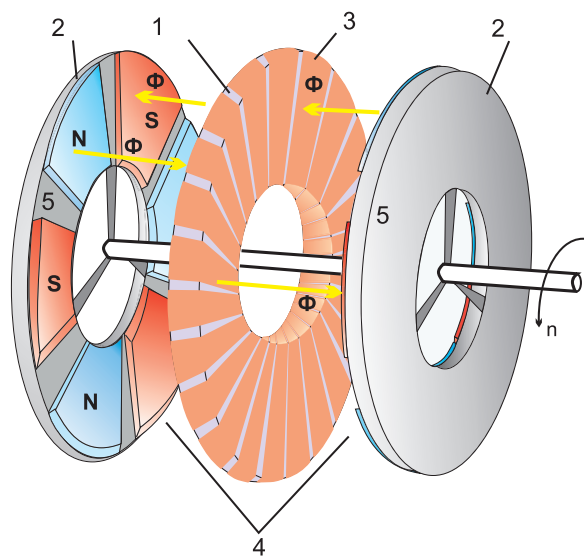


**Fig. 3.157.** Schema constructivă a GSMP cu întrefier radial și flux longitudinal: 1 - rotor; 2 - magneti permanenți; 3 - stator; 4 - înfășurare; 5 - jug stator; 6 - linii de flux; 7 - dinte; 8 - jug rotor.

Combinăția acestor două principii generale a generat patru scheme constructive distincte, a căror descriere succintă urmează în continuare.

**Generator cu magneti permanenți, întrefier radial și flux longitudinal.** În figura 3.157 se prezintă schema simplificată a circuitului magnetic. Pe suprafața roto-

rului 1 sunt amplasați magneții permanenți 2. Statorul 3 cu înfășurarea 4 este separat de rotor de o porțiune de aer cu o lungime de 1–2 mm, numit întrefier. Liniile de flux magnetic 6 se închid prin: întrefier – dintele statorului 7 – jugul statorului 5 – dintele statorului 7 – jugul rotorului 8 – întrefier. Direcția liniilor de flux în jugul 5 al statorului, respectiv, jugul 8 al rotorului sunt paralele cu direcția de rotație, iar vectorul perpendicular pe suprafața întrefierului are o direcție radială și este perpendicular și pe axa de rotație. Statorul 3 și rotorul 1 pot fi schimbate cu locurile, obținem o construcție inversată, care mai bine se combină cu rotorul eolian. Tehnologia de fabricare a GSMP în conformitate cu această schemă are un grad avansat de maturitate, nu diferă de cea folosită în fabricarea mașinilor electrice tradiționale și nu necesită procurarea utilajelor noi. Majoritatea GSMP de viteză mică se produc în conformitate cu această schemă.



**Fig. 3.158.** Schema constructivă a GSMP cu întrefier axial și flux longitudinal: 1 - stator; 2 – rotor cu magneți permanenți; 3 – înfășurare toroidală; 4 – întrefieruri; 5 – jug rotor.

**Generator cu magneți permanenți, întrefier axial și flux longitudinal.** Schema constructivă a generatorului este prezentată în figura 3.158. Statorul 1 și rotoarele 2, amplasate de o parte și de cealaltă a statorului, au forma unui inel. Rotoarele se confecționează dintr-o placă masivă de oțel de uz general, iar statorul – din bandă de oțel electromagnetic cu grosimea de 0,35 – 0,50 mm și poate fi cu sau fără creștături (în figura 3.158 se prezintă varianta fără creștături). Înfășurarea 3 se amplasează în jurul inelului statorului și este numită în literatura de specialitate toroidală sau „torus”. Întrefierul 4 (pentru explicitate a fost majorat) se formează între ambele rotoare și stator. Vectorul perpendicular pe suprafața întrefierului este paralel cu axa de rotație, iar fluxul magnetic în jurgurile rotoarelor și a statorului este paralel cu direcția de rotație.

Avantajele principale ale acestei scheme sunt:

- lungime mică și posibilitatea de a avea o construcție modulară;
- în construcția fără creștături momentul de dantură este egal cu zero, iar în cea cu creștături poate fi diminuat considerabil, este facil de fixat înfășurarea statorului;

- utilizarea magneților permanenți cu cea mai simplă formă constructivă – forma plană;
- părțile laterale ale înfășurării (neactive) sunt reduse la minimum.

Ca dezavantaje pot fi menționate: este dificil de realizat două întrefieruri cu lungimi identice: ca rezultat, apar forțe electromagnetice necompensate; în construcția fără creștături crește considerabil lungimea întrefierului (conductorii înfășurării sunt amplasați în aer) și, respectiv, crește grosimea și masa magneților permanenți; deși au fost construite numeroase prototipuri [94, 96–98], astăzi nu putem afirma că tehnologia de confecționare a acestor generatoare este verificată.

**Generator cu magneți permanenți, întrefier axial și flux transversal.** Un astfel de prototip de generator a fost propus și construit de autorii lucrării [97]. O particularitate importantă a acestei scheme prezintă construcția modulară atât a statorului, cât și a rotorului. În figura 3.159 s-au prezentat doar două module: ale statorului și, respectiv, ale rotorului. Fiecare modul al rotorului 1 este rigidizat cu discul 5 și constă din două piese 4 din material feromagnetic, între care este introdus magnetul permanent 6. Fiecare modul formează o pereche de poli magnetici. Statorul 2 al generatorului monofazat constă din două părți identice: circuitul magnetic lamelat, în formă de U, confecționat din oțel electrotehnic și înfășurările toroidale 3. Liniile câmpului magnetic  $\Phi$  în jururile elementelor U sunt perpendiculare pe direcția de rotație, iar în întrefier – paralele cu axa de rotație. Autorii conceptului menționează următoarele avantaje ale prezentei scheme:

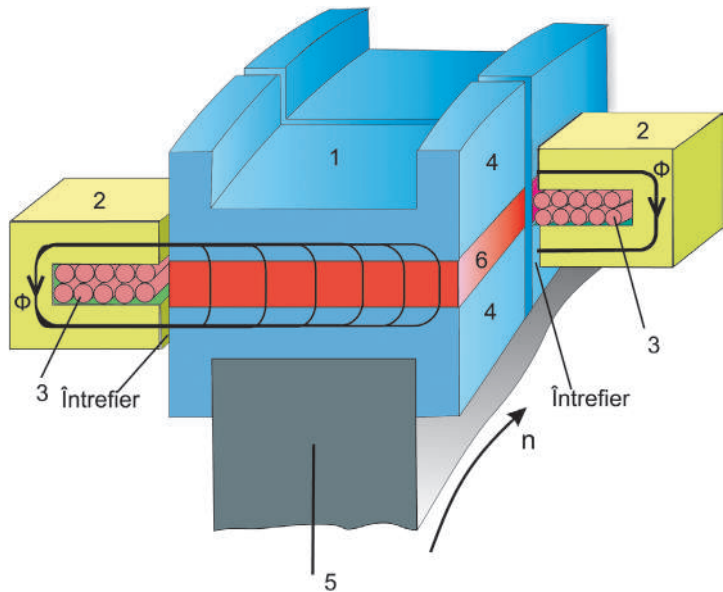
- construcția modulară permite fabricarea separată a fiecărei faze și, respectiv, reparația separată;
- înfășurările statorului au construcție simplă, procesul de fabricare poate fi automatizat cu cheltuieli reduse;
- concentrarea liniilor de câmp permite obținerea în întrefier a valorilor inducției magnetice mai mari decât 1,0 T;

Totodată, menționăm că, în varianta monofazată a generatorului momentul de dantură este mare și nu există posibilități de a fi micșorat fără a complica semnificativ construcția. Lipsesc informații privind eficiența și cheltuielile specifice de materiale active. Tehnologia fabricării nu a fost probată la scară mare.

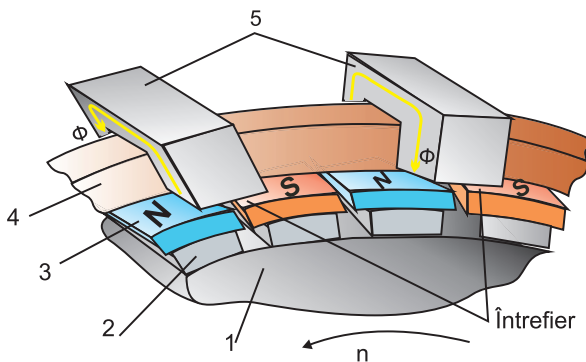
**Generator cu magneți permanenți, întrefier radial și flux transversal.** Construcția a fost propusă de H. Weh în anul 1988 [92, 99]. Pe suprafața periferică a discului rotorului 1 din material neferomagnetic (fig. 3.160) se montează armăturile în formă de I din material feromagnetic 2 și magneții permanenți 3. Înfășurarea toroidală 4 și armăturile feromagnetice 5 în formă de U formează statorul monofazat. Numărul de magneți permanenți este de două ori mai mare decât numărul de armături în formă de U. Spațiul dintre magneții permanenți și armăturile U formează întrefierul.

GSMP cu flux transversal se deosebește esențial de cel cu flux longitudinal, în primul rând, prin construcția înfășurării satorului: o fază este formată dintr-o singură sau două secții (vezi fig. 3.159 și 3.160) de formă circulară. În al doilea rând, secția sau faza este înălțuită cu fluxul tuturor polilor, dar nu cu fluxul unui singur pol cum are loc în GSMP cu flux longitudinal.

Majorarea de două ori a numărului de poli conduce la micșorarea de două ori a fluxului magnetic al unui pol al GSMP cu flux longitudinal (vezi figura 3.157 și 3.158), iar în cazul GSMP cu flux transversal rămâne constant (în condiția neglijării fluxurilor de scăpări). Teoretic, puterea specifică dezvoltată de generator (kW/kg) va crește de două ori. Astfel, un generator de mică viteză cu flux transversal va avea o greutate de două ori mai mică decât generatorul de inducție cu multiplicator.



**Fig. 3.159.** Schema constructivă a GSMP cu întrefier axial și flux transversal: 1 – rotor cu magneti permanenți; 2 – sator; 3 – înfășurare toroidală; 4 – întrefieruri; 5 – disc neferomagnetic.



**Fig. 3.160.** Schema constructivă a GSMP cu întrefier radial și flux transversal: 1 – rotor cu magneti permanenți; 2 – sator; 3 – înfășurare toroidală; 4 – întrefieruri; 5 – armătură feromagnetică.

Schemele constructive din figurile 3.159 și 3.160 sunt mai complicate, fluxurile de scăpări sunt mai mari, tehnologia de fabricare se află la o fază inițială. În literatura de specialitate sunt descrise doar prototipurile experimentale. Cea mai răspândită schemă este cu întrefier radial și flux longitudinal. În conformitate cu această schemă se produc majoritatea GSMP, motoarele sincrone și asincrone și generatoarele cu excitație electromagnetică.

#### 5.4.4. *Calculul și caracteristicile generatoarelor cu magneți permanenți elaborate în baza constructivă a motoarelor asincrone*

O barieră care îngreuiază implementarea rapidă a microhidrocentralelor de flux și a celor eoliene de mică putere, este costul ridicat al generatorului de viteză mică, fie cuplat prin intermediul unui multiplicator cu microhidroturbina de flux, fie direct cu rotorul turbinei eoliene. Cele mai bune oferte de preț pentru generatoare sunt propuse de China – un cost specific de 500-750 \$/kW, iar pe piața europeană și cea a SUA, costul specific este de 1000 – 1200 \$/kW. În cel mai bun caz, un GSMP cu puterea de 3,0 kW, viteza de rotație 300–400 min<sup>-1</sup> va costa 1500–2250\$ (TVA și cheltuielile de transport nu sunt incluse). Costurile generatoarelor folosite în sistemele de conversie a energiei regenerabile sunt mari din următoarele cauze:

1. GSMP de viteză mică sunt mașini electrice speciale și se produc în serii mici sau chiar unități;
2. parametri tehnici și caracteristicile GSMP trebuie să corespundă particularităților constructive și tehnologice ale organelor de conversie a energiei hidro sau eoliene în energie mecanică. Aceasta impune elaborarea unui proiect specific, în care magneții permanenți vor avea o formă și dimensiuni geometrice adecvate doar acestui proiect;
3. circuitul magnetic al indusului GSMP diferă de cel standard și pentru fiecare proiect este necesar utilaj tehnologic special pentru confecționarea tolelor din oțel electrotehnic.

Astfel de costuri nu sunt acceptabile în condițiile economice ale Republicii Moldova. Totodată, costul specific al GSMP poate fi micșorat de minim 2 ori prin reproiectarea și confecționarea acestuia pe baza motoarelor asincrone produse în serie, al căror cost pe piața Republicii Moldova este de 80–100 \$/kW. Pentru aceasta există toate remizele: resurse umane cu experiență bogată în domeniul proiectării sistemelor electromecanice, baza tehnică și tehnologică necesară la uzinele de profil: „Moldovahidromaș” – S.A., Centrul Tehnico-Științific „Hidrotehnica” – S.A., „Electromaș” – S.A. Soluția propusă este rațional de folosit la prima etapă de implementare a minihidroturbinelor de flux și a turbinelor eoliene de putere mică, când cererea de astfel de echipamente va fi modestă.

Generatoarele cu puterea de (1-10) kW pot fi reproiectate pe baza constructivă a motoarelor de inducție cu înălțimea axei de rotație 90–180 mm, numărul de poli 8, 10 și 12 și numărul de creștături pe stator de 36, 48, 54 și 72 [100]. În acest caz, pot fi obținute viteze sincrone de rotație cuprinse între 500 și 250 min<sup>-1</sup> compatibile cu cele necesare pentru microhidroturbine de flux și turbine eoliene de mică putere. Randamentul GSMP reproiectate se încadrează în gama de 85–90%.

Selectarea motorului asincron se efectuează în conformitate cu următoarele criterii:

- categoria de protecție contra acțiunii mediului nu trebuie să fie mai mică de IP44;
- viteza sincronă de rotație trebuie să fie cât mai mică. Astfel, pentru motoarele serie tip 4A, 4AM sau AIR viteza nominală de rotație va fi 750 sau 600  $\text{min}^{-1}$ ;
- puterea nominală a motorului asincron trebuie să fie egală sau mai mare decât a GSMP reproiectat. Cu cât viteza de rotație a GSMP va fi mai mică cu atât mai mare va fi puterea motorului asincron;
- pentru numărul de creștături per pol și fază  $q$  a GSMP trifazat egal cu 1, se alege un motor asincron cu un număr de creștături pe stator egal cu  $ZI=6p$ , unde  $p$  este numărul de perechi de poli ai GSMP.

Reproiectării i se supune rotorul și înfășurarea statorului (indusului), toate celelalte piese ale motorului asincron rămân aceleași. Dimensiunile geometrice ale pachetului statorului sunt cunoscute și rămân neschimbate. În aceste condiții, puterea GSMP reproiectat poate fi calculată din formula constantei Arnold [95]

$$C_A = \frac{D_I^2 l_\delta \Omega}{P} = \frac{2}{\pi \alpha_\delta K_B K_W A B_\delta}, \quad (3.174)$$

unde  $D_I$  este diametrul interior al statorului;  $l_\delta$  – lungimea pachetului statorului;  $\Omega = \pi n/30$  – viteza de rotație a GSMP;  $P$  – puterea calculată;  $\alpha_\delta$  – raportul dintre lățimea magnetului permanent și pasul polar;  $K_B = 1,08 - 1,11$  – coeficientul de formă;  $K_W = 1$  – factorul înfășurării;  $A = 25000 - 35000$  A/m – curentul liniar;  $B_\delta = 0,8 - 0,9$  T – inducția magnetică în întrefier.

Puterea GSMP se determină cu formula:

$$P_n = \frac{P \text{Cos}\varphi}{K_E} = \frac{1}{2K_E} \pi \alpha_\delta K_B K_W A B_\delta D_I^2 l_\delta \Omega \text{Cos}\varphi, \quad (3.175)$$

unde  $\text{Cos}\varphi = 0,8$ ;  $K_E = 1,08$ .

Numărul spirelor înfășurării indusului

$$W_f = \frac{(1,1 - 1,15)U_n}{4,44 f K_W \alpha_\delta B_\delta \tau l_\delta} \quad (3.176)$$

unde  $U_n$  – valoarea nominală a tensiunii pe fază.

Curentul nominal se calculează cu formula:

$$I = \frac{P_n}{\sqrt{3}U \cdot \text{Cos}\varphi}. \quad (3.177)$$

Celelalte caracteristici ale GSMP recalculat pe baza motoarelor asincrone sunt prezentate în tabelul 3.14.



**Tabelul 3.14.** Principalele caracteristici ale GSMP re proiectate în baza motoarelor asincrone.

Date motor asincron			GSMP
Tip 4A90LB8 sau AIR90L8	Puterea nominală, kW	1,1	1,1
	Viteza nominală/Numărul de poli	750/8	500/12
	Numărul de creștături per pol și fază, $q$	1,5	1
	Factorul înfășurării, $K_w$	0,96	1,0
	Randamentul, %	70,0	82,0
Tip 4A112MB8 sau AIR112MB8	Puterea nominală, kW	3,0	2,0
	Viteza nominală/Numărul de poli	750/8	375/16
	Numărul de creștături per pol și fază, $q$	2	1
	Factorul înfășurării, $K_w$	0,96	1,0
	Randamentul, %	79,5	85,0
Tip 4A132S8 sau AIR132S8	Puterea nominală, kW	4,0	3,0
	Viteza nominală/Numărul de poli	750/8	375/16
	Numărul de creștături per pol și fază, $q$	2	1
	Factorul înfășurării, $K_w$	0,96	1,0
	Randamentul, %	83,0	89,0
Tip 4A132M8/6 sau AIR132M8/6	Puterea nominală, kW	5,5	3,0
	Viteza nominală/Numărul de poli	750/8	333,3/18
	Numărul de creștături per pol și fază, $q$	2 1/4	1
	Factorul înfășurării, $K_w$	0,94	1,0
	Randamentul, %	83,0	88,0
Tip 4A180M8 sau AIR180M8	Puterea nominală, kW	15,0	5,5
	Viteza nominală/Numărul de poli	750/8	250/24
	Numărul de creștături per pol și fază, $q$	3	1
	Factorul înfășurării, $K_w$	0,902	1,0
	Randamentul, %	87,0	91,0
Tip 4A250S10 sau AIR250S10	Puterea nominală, kW	30,0	10,0
	Viteza nominală/Numărul de poli	600/10	200/30
	Numărul de creștături per pol și fază, $q$	3	1
	Factorul înfășurării, $K_w$	0,902	1
	Randamentul, %	88,0	94,0

#### 5.4.5. Argumentarea teoretică a parametrilor geometrici ai magnetilor permanenți

Parametrii geometrici principali ai GSMP sunt dimensiunile: diametrul interior al pachetului statorului,  $D_{ip}$ , lungimea pachetului,  $l_s$  și lungimea întrefierului  $\delta$ . Primele două dimensiuni, în cazul proiectării GSMP pe baza circuitului magnetic al unui motor asincron standard, sunt impuse de geometria pachetului statorului, iar a treia, lungimea întrefierului se determină, luându-se în considerație următorii factori:

- volumul magnetului permanent, care de facto determină costul acestuia;
- influența reacției indusului (cu cât este mai mare lungimea întrefierului cu atât mai mică va fi influența reacției indusului);
- fiabilitatea mecanică.

Lungimea întrefierului motoarelor asincrone standard cu puteri cuprinse între 1,0 și 11,0 kW este de 0,25 - 0,5 mm [101]. Lungimea mică a întrefierului este dictată de necesitatea micșorării curentului de magnetizare și majorării factorului de putere. Dar această soluție impune cerințe dure față de balansarea statică și dinamică a mașinilor de lucru. Adesea aceste cerințe nu sunt îndeplinite și, în consecință, scade fiabilitatea mecanică a motorului.

În cazul GSMP, câmpul magnetic de excitație este creat de magneți permanenți, curentul de excitație este egal cu zero și este rațional să mărim de 2–3 ori lungimea întrefierului. Următoarele două relații matematice leagă lungimea întrefierului, proprietățile magnetice ale magnetului permanent cu parametrii geometrici ai acestuia:

$$B_{MP} \cdot S_M = \sigma B_\delta \cdot S_\delta ; \quad (3.178)$$

$$H_{MP} \cdot h_{MP} = \gamma H_\delta \cdot \delta , \quad (3.179)$$

unde  $B_{MP}$  și  $H_{MP}$  sunt inducția și, respectiv, intensitatea câmpului magnetului permanent în punctul optim de funcționare pe curba de demagnetizare unde produsul  $(BH)_{max}$  este maxim;  $B_\delta$  și  $H_\delta$  – respectiv inducția și intensitatea câmpului în întrefier;  $S_M$  și  $h_m$  – suprafața și grosimea magnetului;  $S_\delta$  și  $\delta$  – suprafața și lungimea întrefierului;  $\sigma$  – factorul de scăpări, care oscilează între 1,1 și 1,2;  $\gamma = (1,2 - 1,3)$  - factorul care ia în considerație căderea de tensiune magnetică pe porțiunile de fier.

Din (3.178) determinăm  $B_{MP}$ , iar din (3.179) determinăm  $H_{MP}$ , înmulțim rezultatul și obținem volumul magnetului permanent:

$$V_{MP} = S_M \cdot h_{MP} = \frac{\sigma \gamma S_\delta \delta B_\delta^2}{\mu_0 B_{MP} H_{MP}} . \quad (3.180)$$

Dacă împărțim rezultatul, obținem permeabilitatea magnetului

$$\mu = \frac{B_{MP}}{H_{MP}} = \mu_0 \frac{\sigma}{\gamma} \cdot \frac{S_\delta \cdot h_{MP}}{S_M \cdot \delta} . \quad (3.181)$$

Din relația (3.179) calculăm forța magnetomotoare a magnetului permanent care trebuie să asigure inducția  $B_\delta$  în întrefier, căderile de tensiune magnetică pe porțiunile de fier și să compenseze reacția transversală a indusului:

$$FMM_{MP} = \gamma \frac{B_\delta}{\mu_0} \delta . \quad (3.182)$$

Interpretarea grafică a rezultatelor obținute pentru diferite lungimi ale întrefierului sunt prezentate în figura 3.161. Luând în considerație, că în circuitele magnetice reale  $S_M$  este aproximativ egal cu  $S_\delta$ , din (3.180) obținem pentru grosimea magnetului permanent:

$$h_{MP} = \frac{\sigma \gamma}{\mu_0 B_{MP} H_{MP}} \delta \cdot B_{\delta}^2. \quad (3.183)$$

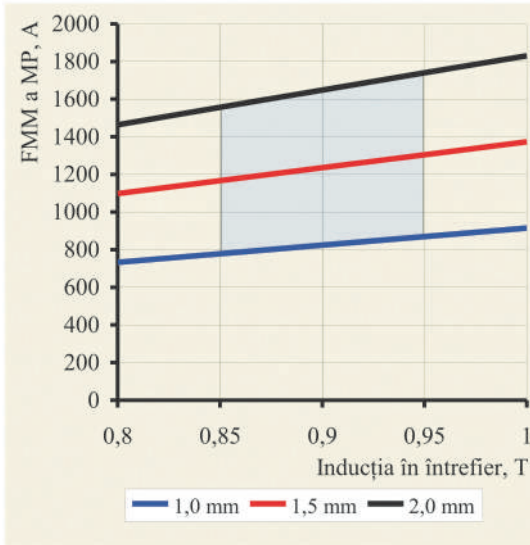


Fig. 3.161. Dependenta forței magnetomotoare de inducția în întrefier pentru diferite lungimi ale întrefierului.

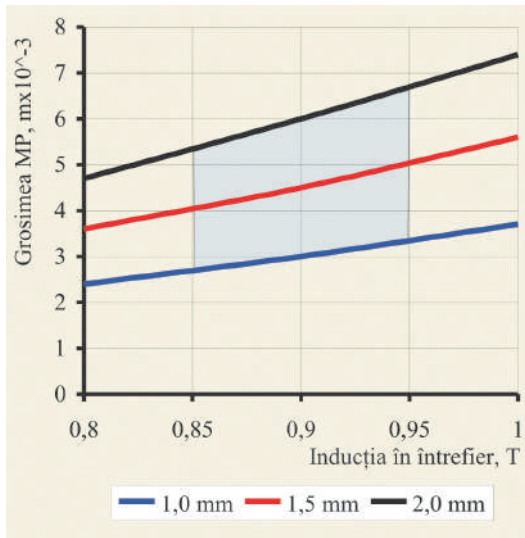


Fig. 3.162. Dependenta grosimii magnetului de inducția în întrefier pentru diferite lungimi ale întrefierului.

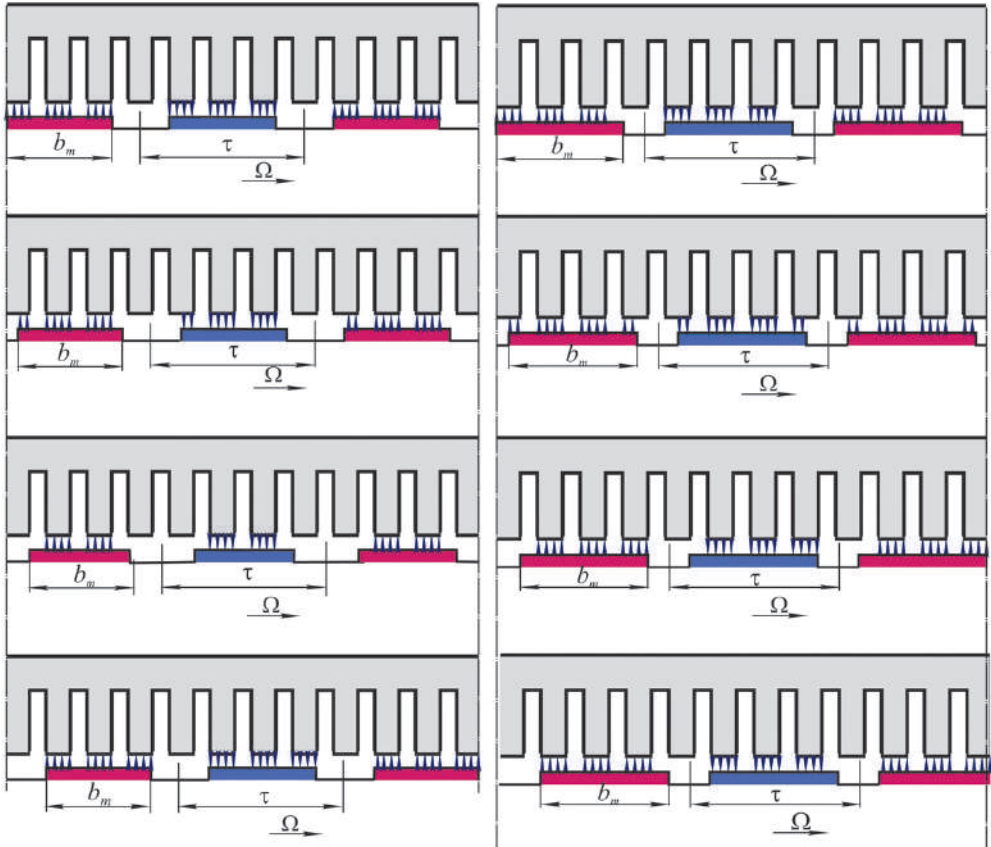
Din curba de demagnetiza-re [102], pentru magneți permanenți din pământuri rare Nd-Fe-B, tip 38 SH, determinăm produsul ( $B_{MP}H_{MP}$ )= $298 \cdot 10^3$  T·A/m, și pentru diferite valori ale întrefierului  $\delta$ , calculăm grosimea necesară a magnetului permanent. Rezultatele sunt prezentate în fig. 3.162. În comparație cu formula (3.168), formula (3.183) ia în considerație fluxul de scăpări și căderea de tensiune pe porțiunile feromagnetice.

Luând în vedere că inducția magnetică în întrefier, din considerente economice, se alege între 0,85 și 0,95, găsim zonele optime ale forței magnetomotoare și a grosimii magnetului permanent (vezi zonele hașurate). Constatăm, că pentru a realiza într-un întrefier cu lungimea de 1–2 mm, o inducție magnetică egală cu 0,9 T, este necesară o forță magnetomotoare între 824 – 1648 A, grosimea magnetului Nd-Fe-B, tip 38 SH trebuie să fie de 3–6 mm.

Un parametru geometric important pentru proiectarea rotorului îl constituie lățimea magnetului permanent  $b_m$ , altfel spus, lățimea polului magnetic. În literatura de specialitate [90, 92] sunt recomandări generale privind alegerea coeficientului de acoperire polară  $\alpha_p$ , care se determină cu relația:

$$\alpha_{\delta} = \frac{b_m}{\tau}, \quad (3.184)$$

unde  $\tau$  este pasul polar pe rotor.



**Fig. 3.163.** Variația reluctanței și a câmpului magnetic la rotirea rotorului în raport cu statorul: a – polul acoperă un număr fracționar de pași dentari; b – polul acoperă un număr întreg de pași dentari.

Valoarea optimă a coeficientului  $\alpha_{\delta}$  variază între  $2/3$  și  $3/4$ . Dacă cunoaștem  $\alpha_{\delta}$  și  $\tau$ , atunci din (3.183) se determină lățimea magnetului permanent. Totodată, trebuie să luăm în considerație fenomenul de apariție a cuplului de dantură. În cazul GSMP, cuplul de dantură frânează generatorul la pornire și mărește pierderile mecanice. Cuplul de dantură este proporțional cu variația (derivata) reluctanței magnetice a spațiului cuprins între magnetul permanent (polul magnetic) și pachetul statorului. Cauza apariției cuplului de dantură este alternanța dinte – creștătură în spațiul menționat mai sus. La rotirea rotorului variază numărul de dinți care revin unui pol și deci va varia reluctanța și fluxul magnetic. Dacă statorul ar fi fără creștături, atunci variația reluctanței este egală cu zero și cuplul de dantură dispare. În sistemele magnetice cu

crestături trebuie să alegem  $b_m$ , astfel ca variația reluctanței să fie minimă. În figurile 3.163 sunt prezentate două cazuri: primul – variația reluctanței este maximă și are loc atunci când polul acoperă un număr fracționar de pași dentari pe stator (fig. 3.163 a), al doilea – variația reluctanței este minimă și are loc atunci când polul acoperă un număr întreg de pași dentari pe stator (fig. 3.163 b). În continuare, determinăm expresiile analitice, care leagă lățimea polului  $b_m$  cu dimensiunile principale ale GSMP și numărul de dinți pe stator în condiția unui cuplu de dantură minim.

Pasul dentar al statorului

$$t_{z_1} = \frac{\pi(D_{i1} - \delta)}{z_1}, \quad (3.185)$$

unde  $z_1$  este numărul de dinți ai pachetului statorului.

Pasul polar pe rotor

$$\tau = \frac{\pi(D_{i1} - \delta)}{2p} = \frac{\pi m q (D_{i1} - \delta)}{z_1}, \quad (3.186)$$

unde  $m$  este numărul de faze;  $q$  – numărul de crestături pe pol și fază.

Pentru a micșora cuplul de dantură este necesar ca lățimea polului să fie egală cu un număr întreg de pași dentari

$$b_m = n t_{z_1} = n \frac{\pi(D_{i1} - \delta)}{z_1}, \quad (3.187)$$

unde  $n$  este un număr întreg.

Introducem (3.186) și (3.187) în (3.184) și obținem pentru  $\alpha_\delta$

$$\alpha_\delta = \frac{n}{m q}. \quad (3.188)$$

Expresiile analitice (3.180), (3.183), (3.186) și (3.188) permit să determinăm parametrii geometrici ai magnetului permanent – volumul, grosimea, lățimea, coeficientul de acoperire polară și să formulăm algoritmul calculului prealabil al GSMP:

1. Cu datele geometrice ale motorului asincron  $D_{i1}$ ,  $Z_1$  și  $l_\delta$  se determină lățimea magnetului permanent  $b_m$  (3.187),  $\alpha_\delta$  (3.188) și  $\tau$  (3.185). Valoarea coeficientului de acoperire polară  $\alpha_\delta$  trebuie să se încadreze între 0,67 și 0,75. Numărul de crestături pe pol și fază  $q = 1$ .
2. Cu (3.183) calculăm grosimea magnetului permanent  $h_{MP}$ . Inducția  $B_\delta$  se alege egală cu 0,85 - 0,95 T,  $\sigma = 1,1 - 1,2$ ,  $\gamma = 1,2 - 1,3$ .
3. Se calculează puterea generatorului (3.175), care ar putea fi obținută pe baza constructivă a motorului asincron.

4. Se determină numărul spirelor unei faze  $W_f$  (3.176) și numărul de conductoare în creștătură  $N_C = 6W_f/Z_r$ .
5. Se alege lungimea magnetului permanent astfel ca în lungimea impusă  $l_\delta$  a rotorului să se încadreze un număr întreg de magneți.
6. Cu (3.177) calculăm curentul  $I$ , se alege diametrul conductorului și se verifică încadrarea numărului de conductoare  $N_C$  în creștătura cu aria suprafeței impusă de geometria circuitului magnetic al motorului asincron. În cazul în care condiția nu se respectă, înlocuim  $B_\delta$  sau diametrul conductorului și repetăm calculele.

#### 5.4.6. Particularitățile constructive și tehnologice ale GSMP fabricate cu racordare la microhidrocentrale

Confecționarea GSMP pe baza motoarelor asincrone permite micșorarea costurilor ceea ce este foarte important la prima etapă de implementare a microhidrocentralelor și a turbinelor eoliene de putere mică. Dar, din punct de vedere tehnic, soluția acceptată mai sus are și unele dezavantaje:

- dimensiunile geometrice principale sunt dictate de tipul motorului selectat;
- numărul de creștături pe stator nu poate fi modificat;
- nu poate fi realizată înclinarea creștăturilor pentru a micșora momentul de danțură și a îmbunătăți forma tensiunii generate;
- pot fi supuse modificărilor constructive doar înfășurarea indusului și construcția rotorului.



Fig. 3.164. Rotor cu MP în formă de prismă dreptunghiulară, pol segmentat.

Pentru a identifica varianta optimă, în condițiile constrângerilor menționate mai sus, au fost confecționate 4 variante de rotoare cu magneți permanenți, în care forma constructivă a polului magnetic este diferită:

- I. Pol magnetic segmentat compus din 4 magneți permanenți în formă de prismă dreptunghiulară, rotor cu bandaj, întrefier cvasiuniform. În figura 3.164 se prezintă imaginea rotorului. Pentru amplasarea magneților permanenți pe periferia cilindrică a rotorului se frezează teșituri. Avantajul principal: sunt utilizați permanenți de formă standard, care sunt cu 10-15% mai ieftini. Dezavantaje: număr mare de magneți permanenți care trebuie amplasați și încheiați pe suprafața rotorului, necesitatea bandajului, crește costul manoperei.

2. Pol cu magneți permanenți în formă de segment de cerc, rotor cu bandaj, întrefier uniform. Construcția rotorului este prezentată în fig. 3.165. Polul este format din trei magneți amplasați paralel cu arborele rotorului. Polul este format din trei magneți amplasați paralel cu arborele rotorului. Avantajele principale: lățimea magnetului este egală cu lățimea polului, diametrul interior al segmentului de cerc al magneților permanenți este egal cu diametrul exterior al cilindruului și se exclud lucrări de frezare, întrefier uniform. Dezavantaje: producătorul trebuie să confecționeze magneți permanenți de o formă specială, necesitatea bandajului.

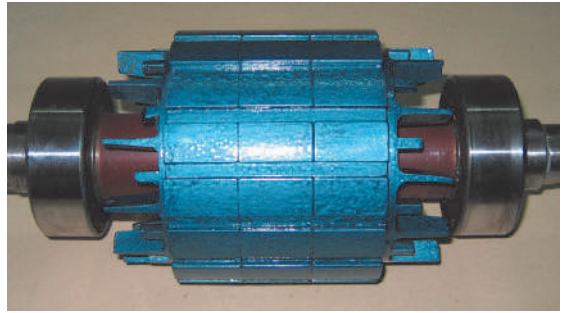


Fig. 3.165. Rotor cu MP în formă de segment de cerc (bandajul nu este aplicat).



Fig. 3.166. Rotor cu MP în formă de segment de cerc, cvasiînclinați (bandajul nu este aplicat).

3. Pol cu magneți permanenți în formă de segment de cerc, cvasiînclinați, cu bandaj, întrefier uniform. În acest caz, magneții permanenți ai rotorului precedent sunt decalajați în raport cu axa rotorului cu un unghi egal cu pasul dentar al pachetului statorului, fig. 3.166. Pe lângă avantajele rotorului din fig. 3.165, scade până la zero momentul de dantură, se îmbunătățește forma tensiunii generate. Dezavantaje: se mărește dispersia câmpului magnetic și scade tensiunea, implicit, puterea generată.



Fig. 3.167. Rotor cu MP în formă de segment de disc, semiînclinați.

4. Pol cu magneți permanenți în formă de segment de disc, semiînecați, rotor fără bandaj, întrefier neuniform. Pentru a exclude bandajul rotorului, în această variantă, magneții permanenți se amplasează în creștături frezate pe suprafața rotorului (fig. 3.167). Magneții permanenți au forma unui segment de disc, al cărui diametru exterior este mai mic în comparație cu diametrul cilindrului rotorului. Ca urmare, întrefierul devine neuniform, forma inducției câmpului magnetic în întrefier se apropie de cea sinusoidală. MP se montează în creștături, folosind îmbinarea „coadă de rândunică”. În acest caz, nu este necesară bandajarea rotorului. Dezavantaje: crește momentul de dantură și costul manoperei.

#### 5.4.7. Fabricarea și testarea GSMP

Indicatorii tehnici ai GSMP, impuși prin sarcina tehnică, sunt prezentați în tabelul 3.15. Pentru a determina performanțele tehnice au fost supuse testărilor trei prototipuri de GSMP, fabricate pe baza constructivă a motorului AIR132S8 (fig. 3.168). Toate prototipurile au indusuri (staatoare) identice, diferă numai construcția inductorului (rotorului) cu magneți permanenți (vezi fig. 3.165-3.167). Scopul încercărilor constă în:

- verificarea caracteristicilor impuse prin sarcina tehnică;
- identificarea variantei optime a construcției rotorului cu magneți permanenți, care ar asigura un moment de dantură minim și forma sinusoidală a tensiunii generate.



Fig. 3.168. GSMP fabricate cu racordare la microhidrocentrale: elaborare de autor.

Tabelul 3.15. Indicatorii tehnici ai GSMP

Indicatori tehnici	Valoarea
Puterea nominală, kW	3,0
Tensiunea nominală $\Delta/Y$ , V	220/380
Randament, %	89,0
Viteza nominală, tur/min	375
Frecvența nominală, Hz	50,0
Masa, kg	65,0



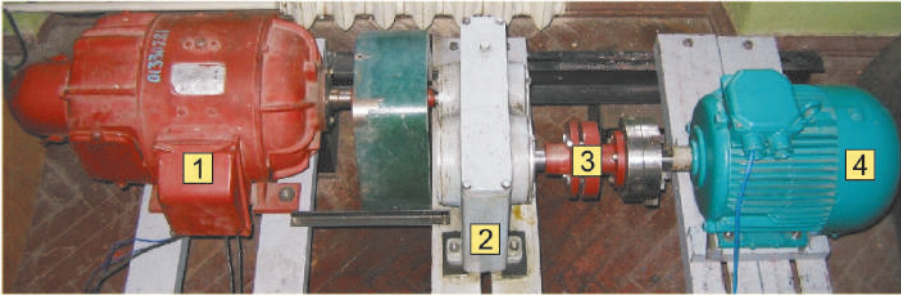


Fig. 3.169. Standul de încercări: 1 – motor de antrenare; 2 – reductor; 3 – cuplaj semirigid cu came; 4 – generator.

Testările generatoarelor s-au efectuat la standul de încercări (fig. 3.169), care asigură variația vitezei de rotație între 100 și 400 tur/min. Schema electrică a standului este prezentată în fig. 3.170. Motorul de antrenare de c.c. 1 cu excitație independentă antrenează GSMP 4 prin intermediul semicuplajului cu came 3 și al reductorului 2. Indusul motorului de acționare  $M$  este alimentat de la redresorul

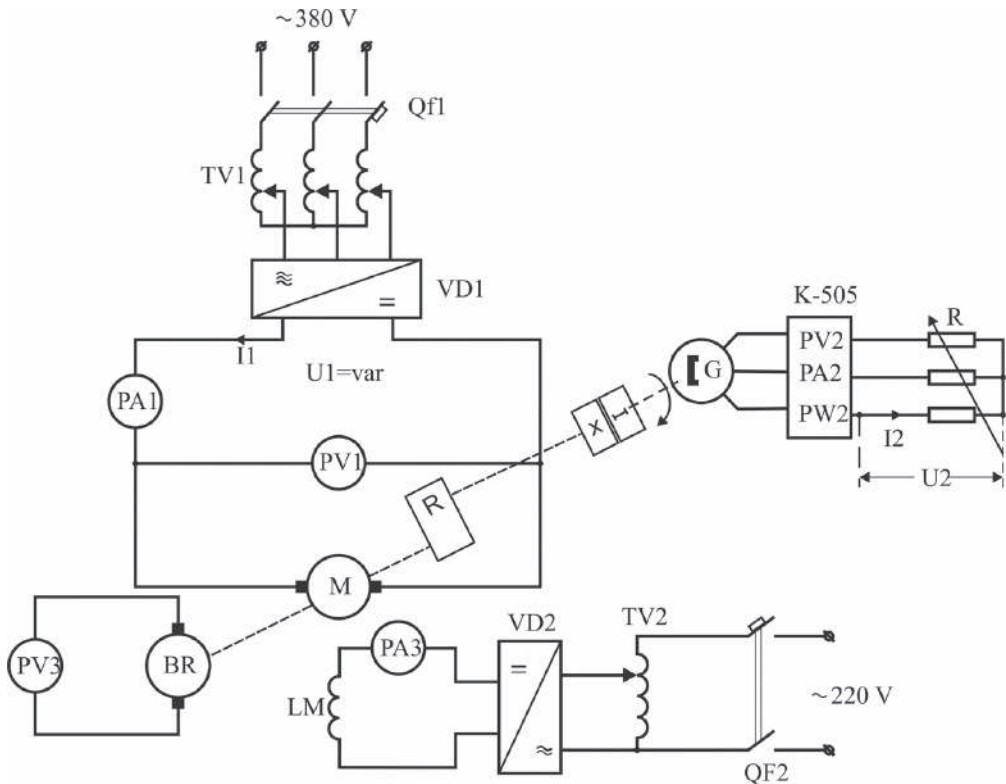
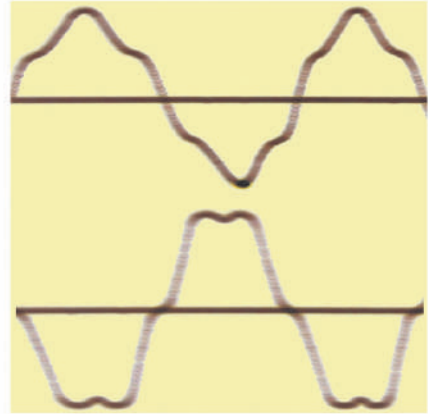
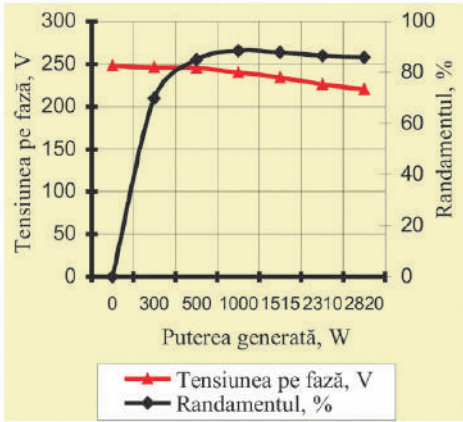
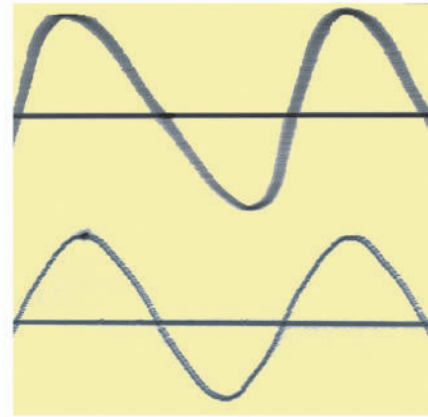
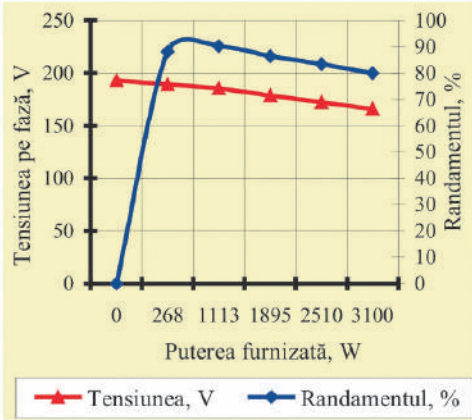


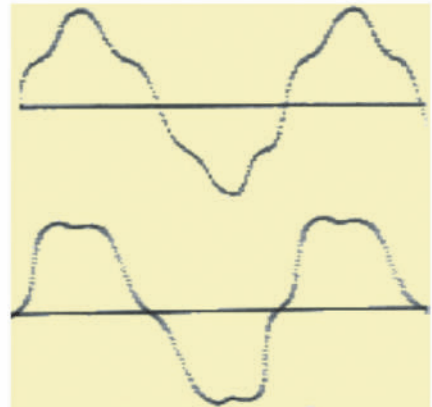
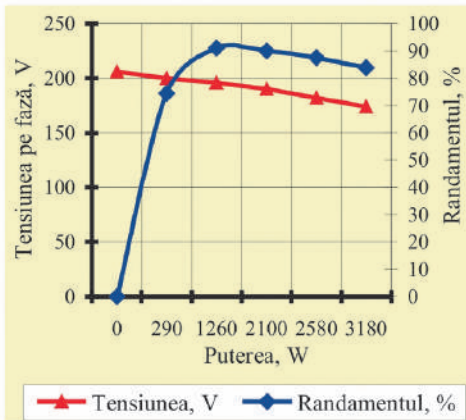
Fig. 3.170. Schema electrică a standului de încercări.



a)



b)



c)

Fig. 3.171. Caracteristicile de funcționare a GSMP (în dreapta) și oscilogramele tensiunilor liniare (sus) și pe fază (jos): a - rotor figura 3.165; b - rotor figura 3.166; c - rotor figura 3.167.

trifazat  $VD1$ , înfășurarea de excitație – de la redresorul monofazat  $VD2$ . Ambele redresoare asigură tensiuni variabile la ieșire datorită utilizării autotransformatoarelor  $TV1$  și  $TV2$ . Prin reglarea tensiunii  $U1$ , viteza de rotație a motorului se micșorează de la cea nominală în jos, prin micșorarea tensiunii pe excitație se asigură majorarea vitezei de rotație deasupra celei nominale.

În figura 3.171 sunt prezentate caracteristicile de funcționare a generatoarelor: dependențele tensiunii pe fază și a randamentului de puterea utilă generată  $U_f(P_{UG})$ ,  $\eta(P_{UG})$  (în stânga) și oscilogrammele tensiunii liniare și pe fază (în dreapta). Caracteristicile de funcționare se ridică în condiția menținerii valorii constante a vitezei de rotație a generatorului.

Rezultatele testărilor conduc la următoarele concluzii:

- GSMP reprojctate și fabricate pe baza constructivă a motorului asincron AIR132S8 (poate fi și 4A132S8, 4AM132S8, AIR132S8/4) cu puterea nominală de 4,0 kW, viteza sincronă de rotație – 750 tur/min asigură o putere de 3,0 kW, la viteza de rotație 375  $\text{min}^{-1}$ . Eficiența conversiei energiei mecanice dezvoltată de microturbină în energie electrică este de 85-91% și corespunde condiției impuse prin sarcina tehnică;
- căderea de tensiune la variația sarcinii de la valoarea zero până la cea nominală este de 10-12% ceea ce se admite pentru sisteme autonome de alimentare cu energie electrică;
- rotorul cu MP în formă de segment de cerc și cvasiînclinați asigură cel mai mic moment de dantură (circa 0,5% din momentul nominal), forma tensiunii generate este sinusoidală. Totodată, amplasarea magneților unui pol decalată unul față de altul mărește dispersia câmpului magnetic, în consecință, scade cu circa 20% valoarea tensiunii generate;
- rotorul cu MP în formă de segment de cerc asigură performanțe satisfăcătoare: randamentul – 89%, momentul de dantură – circa 8,0% din valoare nominală, forma tensiunii este acceptabilă pentru alimentarea motoarelor asincrone și a sistemelor de încălzire;
- rotorul cu MP în formă de segment de disc și semiînclinați, care formează un întrefier neuniform nu poate fi recomandat din cauza momentului mare de dantură, care constituie circa 16% din valoarea nominală. Forma tensiunii generate nu s-a îmbunătățit esențial în comparație cu cel precedent. În acest context, confirmăm că folosirea întrefierului neuniform, care în mașinile electrice tradiționale cu excitație electromagnetică, conduce la îmbunătățirea formei tensiunii generate, nu este corectă și în cazul generatoarelor cu magneți permanenți. Această construcție are un singur avantaj: amplasarea magneților în creștături exclude desprinderea acestora de cilindrul rotorului sub acțiunea forței centrifuge. Decade necesitatea folosirii bandajelor.

Fabricarea generatoarelor cu magneți permanenți de turație joasă (seria „0” s-a efectuat în conformitate cu documentația tehnică elaborată în baza cercetărilor efectuate la UTM). La elaborarea construcției generatoarelor s-a ținut cont de posibilitățile tehnice și tehnologice ale întreprinderilor industriale din Republica Moldova. Generatoarele fabricate în special pentru microhidrocentrale și turbine eoliene, pot fi utilizate și în alte domenii ale construcției de mașini.

## 5.5. Proiectarea, fabricarea și testarea pompei centrifuge cu viteză mică pentru microhidrocentrale

### 5.5.1. Studiul caracteristicilor funcționale și selectarea tipului de pompă

Viteza de rotație a rotorului unei microhidrocentrale pentru conversia energiei cinetice a apei în energie mecanică este dependentă de viteza de curgere a curenților de apă și de diametrul rotorului hidrodinamic și constituie doar (2...4)  $\text{min}^{-1}$ . Pentru a transforma și a transmite energia convertită de la rotorul hidrodinamic către o pompă hidraulică, este necesară multiplicarea turațiilor la arborele acesteia de:

(500 – 250) ori – pentru pompele proiectate să funcționeze la numărul de turații  $n = 1000 \text{ min}^{-1}$ ;

(750 – 375) ori – la numărul de turații  $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ ;

(1500 – 750) ori – la numărul de turații  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ .

Multiplicarea turațiilor în intervalul  $i = 250...1500$  pentru asigurarea frecvențelor de turații (1000...3000)  $\text{min}^{-1}$ , la care, tradițional, sunt proiectate pompele hidraulice, nu este convenabilă atât din cauza sporirii pierderilor mecanice în transmisii, cât și din punct de vedere al asigurării compactității construcției microhidrocentralei în ansamblu. Pentru a realiza diferite oportunități de utilizare a microhidrocentralelor ce țin de pomparea apei în continuare se propune un studiu al caracteristicilor de funcționare și al particularităților constructive și funcționale ale pompelor hidraulice aflate în producție la scară mondială.

Parametrii de bază ce caracterizează funcționarea pompelor sunt presiunea, debitul, puterea, randamentul, numărul de turații, înălțimea admisibilă de absorbție:

- debitul volumetric  $Q$  prezintă volumul lichidului, pompat de pompă într-o unitate de timp,  $\text{m}^3/\text{s}$ ;
- presiunea pompei  $H$  exprimă lucrul specific util, creat pe contul creșterii energiei hidraulice la o unitate de lichid, ce trece prin pompă,  $m$ ;
- randamentul pompei  $\eta$  caracterizează pierderile sumare de energie:

$$\eta = \eta_h \times \eta_v \times \eta_{imec}, \quad (3.138)$$

unde  $\eta_h$  determină pierderile hidraulice, legate de pierderile la frecare și formare de vârtejuri;

$\eta_v$  determină mărirea scurgerilor volumetrice prin etanșări în pompă;

$\eta_{i.mec}$  determină pierderile mecanice interioare ce apar ca urmare a frecării părților rotitoare ale pompei și a lichidului;

- puterea hidraulică utilă  $N$  determină creșterea energiei obținute de lichidul care trece prin pompă,  $kW$ :

$$N = \frac{\rho \times g \times Q \times H}{1000 \times \eta} \quad (3.139)$$

- înălțimea admisibilă de absorbție  $H_{vid}$  caracterizează mărirea căderii de presiune la intrarea în pompă,  $m$ .

Printre pompele dinamice pot fi menționate cele turbionare, labirinto-elicoidale și pompele-disc. Randamentul maxim realizabil al pompei turbionare alcătuiește nu mai mult de 45% la regimul de calcul. Însă folosirea acestor pompe, în multe cazuri, este greu de realizat din cauza uzurii și gripării suprafețelor de fricțiune în jocuri înguste de etanșare.

Pompele labirinto-elicoidale, care funcționează cu lichide cu vâscozitate redusă, se caracterizează prin construcție simplă și lipsa contactelor nemijlocite și frecare între piese, sunt în stare să creeze presiuni înalte la debite mici. Dar randamentul total al pompei-labirint, de obicei, rar depășește 25%. La construirea și executarea acestor pompe, se va lua în calcul precizia înaltă și rigiditatea instalării șurubului, ce asigură jocul garantat între labirintele șurubului și bușei. Nerespectarea acestor cerințe se manifestă puternic asupra randamentului pompei.

Pompele-disc, al căror randament maxim poate atinge 45...55%, se caracterizează, prin presiune comparativ mică. Acestea sunt mult mai eficiente pentru pomparea lichidelor vâscoase, lichidelor care nu permit «laminarea» lor în canalele hidraulice, inclusiv pentru mărirea proprietăților anticavitaționale ale pompei de bază, la pomparea amestecurilor abrazive. Totodată, se poate menționa că, caracteristicile de lucru ale pompelor menționate se deosebesc de caracteristicile pompelor cu pale și sunt caracterizate prin scăderea bruscă a presiunii și randamentului la modificări mici ale debitului (caracteristicile căderii bruște a presiunii). În fig. 3.172, a se prezintă domeniile de utilizare ale diferitelor tipuri de pompe, iar în fig. 3.172, b – graficul comparativ al caracteristicilor presiunii câtorva tipuri de pompe [103].

În prezent, pompele dinamice cu pale au o răspândire mult mai largă în toate domeniile de gospodărire. Alegerea tipului pompei cu pale (centrifugă, diagonală sau axială) se determină prin parametrii concreți și, la general, pentru toate pompele se caracterizează prin criteriul – coeficientul mersului rapid:

$$n_s = 3,65 \times n \times \frac{\sqrt{Q}}{H^{0,75}}, \quad (3.140)$$

unde:  $n$  este numărul de turații la arborele pompei,  $\text{min}^{-1}$ ;

$Q$  – debitul pompei,  $\text{m}^3/\text{s}$ ;

$H$  – presiunea pompei,  $m$ .

Așadar, pompele centrifuge ocupă nișa în limita  $n_s = (20 \dots 300) \text{ min}^{-1}$ , pompele diagonale  $(300 \dots 600) \text{ min}^{-1}$  și pompele axiale  $(600 \dots 1800) \text{ min}^{-1}$ .

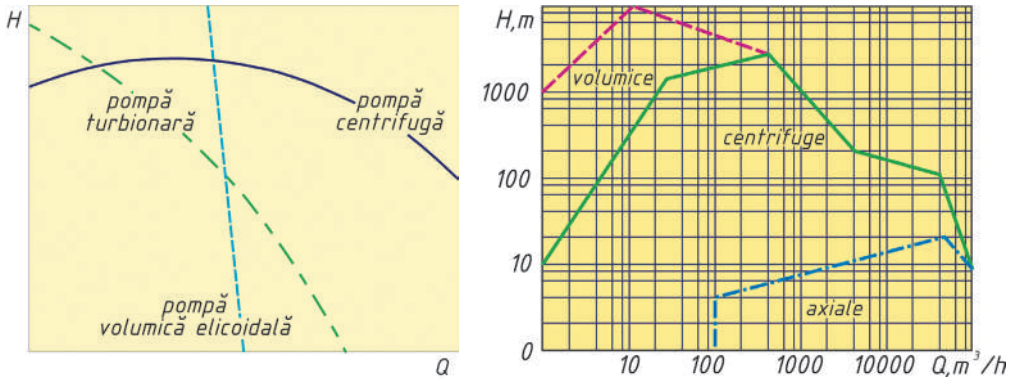


Fig. 3.172: a – domeniul de utilizare a diferitelor tipuri de pompe după caracteristicile  $Q$  ( $\text{m}^3/\text{h}$ ) și  $H$  ( $m$ ); b – graficul comparativ de realizare a presiunii pentru diferite tipuri de pompe.

Pompa centrifugă prezintă în sine o mașină energetică, în care energia mecanică se transformă în energia hidraulică a lichidului. Transformarea energiei este bazată pe interacțiunea de putere a sistemului de pale ale roții de putere și lichidului pompat. La rotirea roții în torent, apare diferența presiunii pe ambele părți ale fiecărei pale. Lichidul, mișcându-se în câmpul forțelor centrifuge, capătă rezervă de energie cinetică, care mai apoi se transformă în energia presiunii în dispozitivul de evacuare al pompei. Creșterea energiei torentului de lichid va depinde de viteza curentului, numărului de turații ale roții, de dimensiunile ei, de forma paletei, de asemenea, de forma și construcția dispozitivului de evacuare a lichidului.

Pompa centrifugă este compusă din roata de lucru spiralată sau, în cazul realizării cu multe trepte, aparatul de evacuare cu palete. Roata de lucru include discuri conducătoare și conduse cu un anumit număr de pale profilate, în mod special cilindrice sau profilate. Sub acțiunea forțelor centrifuge și datorită formei speciale a secțiunii meridiane, curentul de lichid care intră în roată în direcție axială se deplasează radial în direcția periferiei roții.

Dispozitivul de evacuare al pompei centrifuge este compus din elemente spiralate și din difuzor, în care are loc transformarea curentului de viteză în potențial.

În urma studiului efectuat, luându-se în considerație specificul cinematic și funcțional al microhidrocentralei pentru conversia energiei cinetice a apei râurilor, precum și diversitatea cerințelor consumatorilor de microhidrocentrale, au fost stabilite următoarele oportunități:


1. în construcția microhidrocentralei pentru conversia energiei cinetice a apei râului în energie electrică și mecanică pentru pomparea apei pot fi utilizate pompe centrifuge cu turații mari ( $n = 1500...3000 \text{ min}^{-1}$ , alimentate cu energie electrică produsă de un generator de turație redusă, cuplat cinematic la rotorul hidrodinamic (al microhidrocentralei);
2. pentru microhidrocentralele destinate în exclusivitate conversiei energiei cinetice a apei râului în energie mecanică, pentru pomparea apei este necesară proiectarea, cercetarea și fabricarea pompelor hidraulice centrifuge de turații mici.

Ca urmare a studiului nomenclatorului de pompe centrifuge aflate la ora actuală în producție, au fost selectate două tipuri de pompe centrifuge cu frecvența de turații  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ , și anume:


- pompa centrifugă seria PC modelul KM, produsă în Republica Moldova la „Mezon” – SA [104];
- pompa centrifugă modelul CHT-400, produsă de firma italiană „Pentax Water Pumps” [105].

În tabelul 3.16 sunt prezentate vederea principală și, respectiv, caracteristicile funcționale ale pompei centrifuge seria PC, modelul KM, iar în tabelul 3.17 – vederea principală și caracteristicile funcționale ale pompei CHT – 400.

**Tabelul 3.16.** Caracteristicile pompei centrifuge seria PC, modelul KM.

	Denumirea parametrului	Unități de măsură	Valoarea nominală
	Debitul	$\text{m}^3/\text{h}$	20
	Înălțimea de pompare	m	20
	Regimul de lucru	-	continuu
	Temperatura apei pompate, max	$^{\circ}\text{C}$	
	Presiunea la intrare	$\text{kg}/\text{cm}^2$	1
	Puterea nominală a motorului	kW	2,2
	Tensiunea curentului alternativ	V	380
	Masa agregatului, max	kg	28,8

**Tabelul 3.17.** Caracteristicile pompei centrifuge modelul CHT - 400.

	Tipul	Debit, $\text{m}^3/\text{h}$						
	3~ 230/400 V -50Hz	6	12	18	24	30	36	42
		Înălțimea pomparei, m						
	CHT 550	37	37	35,5	33	29,4	25	19
	CHT 150	24,5	22,5	18,5	12,5	4	-	-
	CHT 200	28	25	21	15	5,5	-	-
	CHT 300	33,5	31,5	28	22,5	13,5	-	-
	CHT 350	26	25	23	20	16	10,5	-
	CHT 400	31,8	31,6	29,7	27,8	23	18,6	12,3

În continuare vor fi prezentate etapele de proiectare, cercetare și fabricare a două tipodimensiuni de pompe hidraulice de turație redusă destinate, în special, pentru microhidrocentrale.

### 5.5.2. *Calculul preliminar al pompei centrifuge și optimizarea geometriei roții centrifuge la viteze mici de rotație*

Prin calculul preliminar sunt determinate dimensiunile geometrice de bază și indicii energetici ai pompei în funcție de:

- debitul nominal  $Q = 40 \text{ m}^3/\text{h}$ ;
- presiunea la avansul nominal  $H = 10 \text{ m}$ ;
- numărul de turații ale arborelui de transmitere  $n = 750, 500, 300 \text{ min}^{-1}$ ;
- poziția de exploatare – verticală.

Condiția suplimentară pentru calcul este limitarea momentului maxim de torsiune la arborele mecanismului de acționare. De aceea, unul din parametrii variabili în calcule va fi numărul de trepte ale pompei. În acest caz, apare posibilitatea de a alege roata de lucru cu dimensiunile geometrice admisibile și cu valoarea maximă satisfăcătoare a randamentului, corespunzător domeniului determinat al coeficientului mersului rapid al pompei  $n_s$ .

Calculul se realizează în baza metodologiei clasice de calcul al pompelor centrifuge [106–108]. Se acceptă ipoteza conform căreia capacitățile cavitaționale ale roții de lucru ale pompei să fie “obișnuite”. Pierderile mecanice, legate de frecarea între rulmenți și nodul de comprimare, nu se iau în considerare în calculul hidraulic, dar aproximativ, în baza datelor statistice, poate fi adoptată valoarea  $\eta_{\text{mec}} = 0,95 \dots 0,99$  a randamentului mecanic interior. Diametrul arborelui pentru toate variantele este prealabil acceptat unic și determinat ținând cont de calculul simplificat la torsiune, acceptând construcția cu multe trepte:

$$Z_e = \frac{Z_d - 1}{2} \times \frac{\varepsilon}{100}. \quad (3.141)$$

unde:  $N_{\text{max}} = 4kW$  este puterea maximă pe arbore;

$[\tau_r] = 12MPa$  – tensiunea admisibilă a materialului arborelui la torsiune.

Se acceptă  $d_a = 34mm$ .

Datele calculate sunt prezentate în tabelul 3.17. În scopul unei analize comparative, în tabel sunt incluse valorile pentru pompele centrifuge cu numărul de rotații ale arborelui 3000 și 1500  $\text{min}^{-1}$ .

Pentru selectarea variantelor de executare a pompei a fost efectuat calculul hidraulic de precizare a dimensiunilor geometrice ale roții de lucru și ale racordului cu pale ale treptei pompei. Calculul de optimizare se realizează cu utilizarea



Tabelul 3.17. Datele calculate ale pompei centrifuge pentru diferite turații.

Nr. var.	Numărul de turații ale arborelui $n$ , $min^{-1}$	Numărul de trepte ale pompei, $i$	Randamentul pompei, $\eta$	Puterea utilizată de pompă $N$ , $kW$	Momentul necesar pe arborele pompei $M$ , $Nm$	Diame-trul roții de lucru a pompei $D_2$ , $mm$	Diame-trul de intrare în roată $D_0$ , $mm$	Coefi-cientul mersului rapid al treptei pompei, $n_s$
1	3000	1	0,8	1,363	4,34	110	70	205,3
2	1500	1	0,76	1,434	9,13	185	90	102,6
3	750	1	0,63	1,73	22,03	325	108	51,3
4	500	1	0,55	1,982	37,85	470	120	34,2
5		2	0,68	1,602	30,6	345		57,5
6		3	0,73	1,491	28,49	300		78
7	300	1	0,42	2,595	82,6	760	140	20,5
8		2	0,58	1,88	59,84	550		34,5
9		3	0,65	1,674	53,28	460		46,8
10		4	0,69	1,58	50,28	405		58,1
11		5	0,72	1,515	48,19	370		68,6

programelor specializate în baza metodicilor de calcul clasice ale roților centrifuge. Formele obținute ale profilului palei și ale secțiunii meridiane se verifică cu ajutorul mediului de calcul numeric FEMLIMS, care permite realizarea analizei tridimensionale și vizualizarea curgerii lichidului vâcos în cavitatea ascuțită a roții. Precizarea dimensiunilor roții de lucru se realizează cu scopul de a exclude apariția la regimuri nominale în fluxul dintre pale a zonelor de energie joasă și a curgerilor în direcție opusă, fapt ce influențează negativ asupra caracteristicilor hidraulice ale pompei. Corectarea definitivă a dimensiunilor și parametrilor pompei centrifuge se realizează cu considerarea rezultatelor încercărilor modelului experimental al pompei. Schimbarea turațiilor arborelui în ideea creșterii sau descreșterii va influența parametrii pompei. În conformitate cu legile similitudinii hidraulice această influență se determină din următoarele relații:

$$Q_2 = Q_1 x \left( \frac{n_2}{n_1} \right); \quad H_2 = H_1 x \left( \frac{n_2}{n_1} \right)^2; \quad N_2 = N_1 x \left( \frac{n_2}{n_1} \right)^3. \quad (3.142)$$

Cercetarea și optimizarea parametrilor geometrici ai roții centrifuge s-au bazat pe asigurarea următorilor parametri funcționali ai pompei:

	Pompa PSS 40-10/50	Pompa PSS 30-10/50
– frecvența de turație	– 500 $min^{-1}$ ;	– 300 $min^{-1}$ ;
– productivitatea	– 40 $m^3/h$ ;	– 30 $m^3/h$ ;
– înălțimea pompării	– 10 $m$ ;	– 10 $m$ .

### 5.5.3. Fabricarea și cercetarea experimentală a caracteristicilor pompelor centrifuge la viteze mici de rotație

În mediul de proiectare SolidWorks au fost elaborate modelul 3D al pompei centrifuge în 3 trepte, prezentat în fig. 3.173,a, și documentația tehnică, în baza căroră, în colaborare cu întreprinderea „Hidrotehnica” – SA, Chișinău, au fost fabricate, în premieră națională, două prototipuri industriale ale pompei hidraulice PSS 40-10/50, prezentate în fig. 3.174. Cercetările experimentale complexe ale pompelor centrifuge de turație redusă au fost efectuate pe standul de încercări (fig. 3.175) pentru diferite regimuri de funcționare specifice condițiilor de exploatare a acestora în componența microhidrocentralelor pentru conversia energiei cinetice a apei. Pompele au fost fabricate în conformitate cu cerințele climatice Y, GOST 15150-69 și de fiabilitate categoria 1, GOST 27.003-90. În cadrul cercetărilor experimentale au fost determinați parametrii energetici de bază, inclusiv emisia de zgomot și vibroactivitatea. Rezultatele cercetărilor experimentale sunt prezentate în fig. 3.176,a,b,c, 3.177,a,b,c și tabelul 3.18 [103, 109]. Randamentul general al pompei PSS 40-10/50 este  $\eta_p=0,72$ .

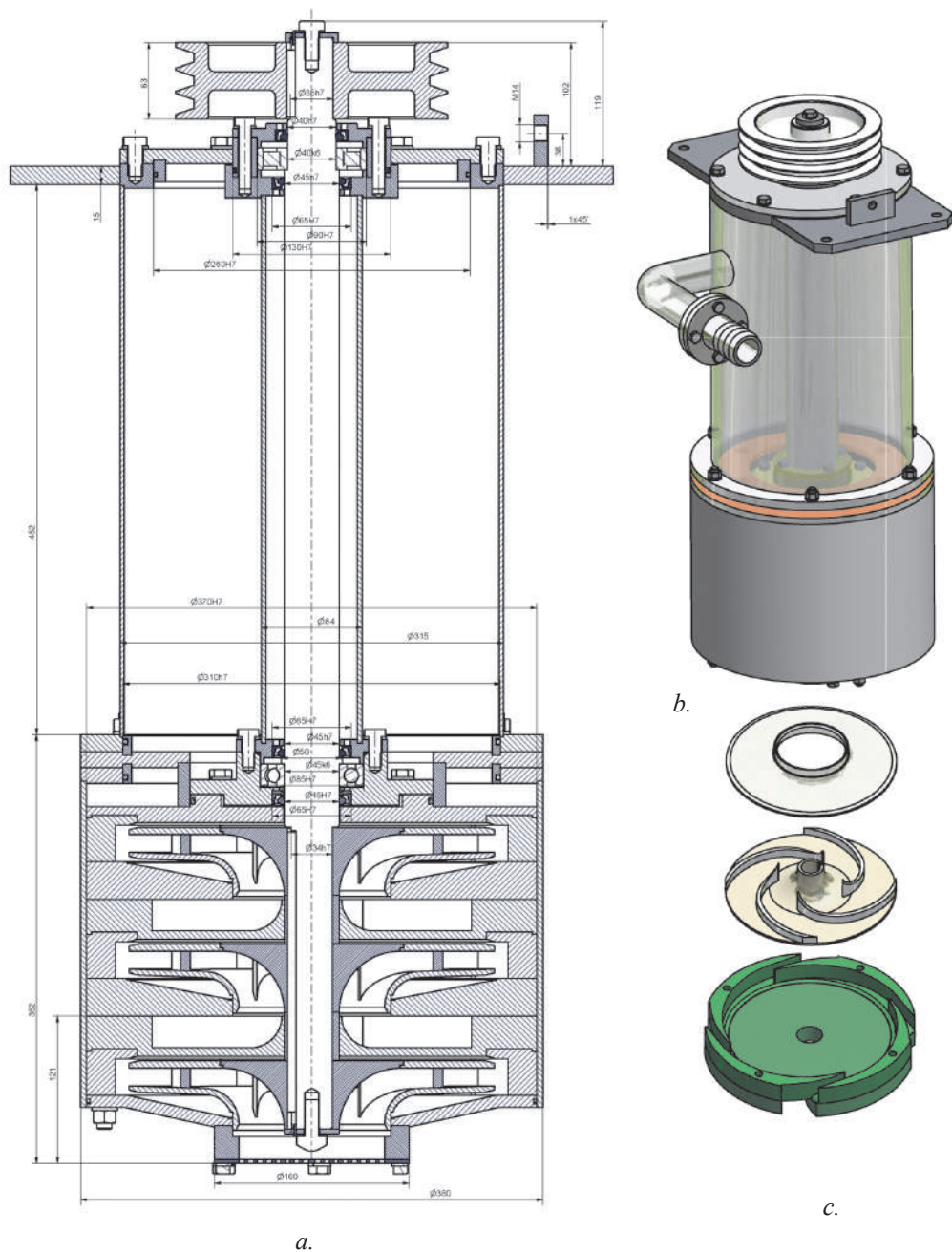
Nivelul general al emisiei de zgomot (în aer) la turațiile  $n = 520 \text{ min}^{-1}$  a constituit 53/48 dB/dBA, iar vibroactivitatea maximă a constituit 75 dB.

Ca urmare a cercetărilor experimentale efectuate pot fi formulate următoarele concluzii:

La o frecvență de turații a rotorului hidrodinamic al microhidrocentralei, multiplicată până la  $n \approx 500 \text{ min}^{-1}$  la arborele pompei hidraulice parametrii funcționali ai acesteia, obținuți în cadrul cercetărilor experimentale, sunt satisfăcători și anume:

- randamentul mecanic al pompei  $\eta = 0,72$ ;
- productivitatea  $Q = 40 \text{ m}^3/h$ ;
- înălțimea pompării  $h = 10 \text{ m}$ ,

și abaterea de la parametrii obținuți teoretic este nesemnificativă (v. tab. 3.19).



**Fig. 3.173.** Modelul 3D al pompei centrifuge PSS 40 – 10/50 (a), vederea generală (b) și organele de lucru (c).

**Caracteristica tehnică:**

Numărul de rotații  $n=500\text{min}^{-1}$ ;  
 Randamentul mecanic al pompei  $\eta=0,7$ ;  
 Debitul  $Q=40\text{ m}^3/\text{h}$ . Înălțimea pompării  
 – (10...15) m.

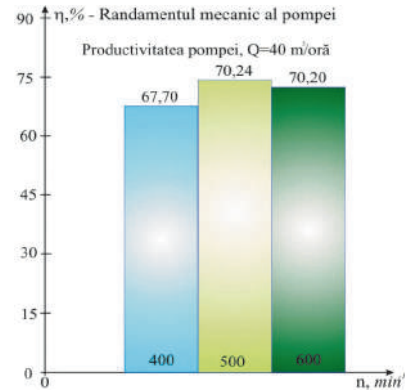
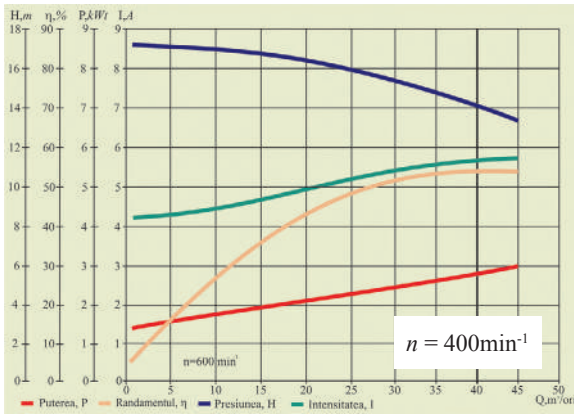
**Caracteristica tehnică:**

Numărul de rotații  $n=300\text{min}^{-1}$ ;  
 Randamentul mecanic al pompei  $\eta=0,7$ ;  
 Debitul  $Q=30\text{ m}^3/\text{h}$ . Înălțimea pompării  
 – (10...15) m.

**Fig. 3.174.** Două prototipuri industriale ale pompei centrifuge hidraulice fabricate la întreprinderea „Hidrotehnica –SA”, Chișinău.

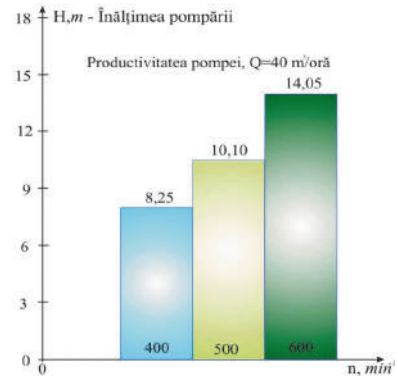
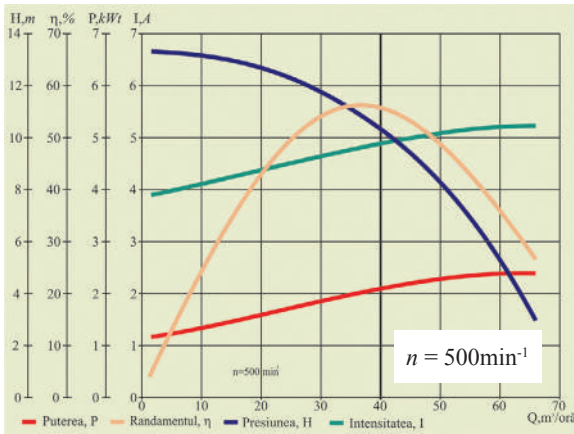


**Fig. 3.175.** Standul de încercări experimentale ale pompelor hidraulice PSS 40 – 10/50.



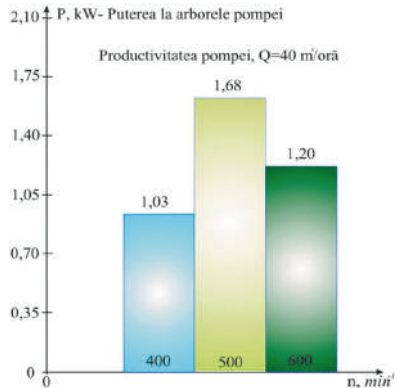
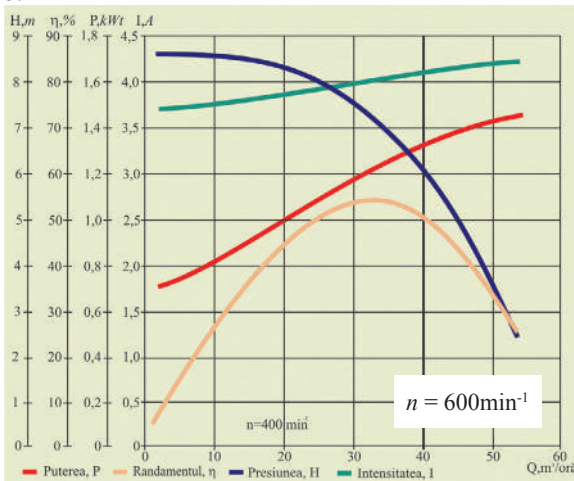
a.

a.



b.

b.



c.

c.

**Fig. 3.176.** Performanțele pompei pentru diferite regimuri de funcționare.

**Fig. 3.177.** Analiză comparativă a parametrilor energetici de bază ai pom-pelor elaborate.

**Tabelul 3.18.** Rezultatele încercărilor experimentale.

Nr. crt.	$Q_{op}$ , $m^3/h$	$H_{op}$ , $m$	$I$ , $A$	$P_f$ , $kW$	Randa- mentul $\eta$ , %	$n_{tur.mot.}$ , $tur/min$	$Q_{pr}$ , $m^3/h$	$H_{pr}$ , $m$	$P_{lpr}$ , $kW$
1	1,35	13,269	3,917	1,060	4,598	534,6	1,35	13,269	1,060
2	13,50	12,596	4,200	1,400	33,049	531,8	13,50	12,596	1,400
3	22,50	12,246	4,383	1,620	46,278	529,8	22,50	12,246	1,620
4	27,00	11,980	4,517	1,740	50,582	528,8	27,00	11,980	1,740
5	31,50	11,420	4,633	1,860	52,625	527,9	31,50	11,420	1,860
6	36,00	10,666	4,767	1,980	52,768	526,9	36,00	10,666	1,980
7	40,05	10,113	4,817	2,040	54,025	526,1	40,05	10,113	2,040
8	45,00	9,077	4,967	2,160	51,457	525,0	45,00	9,077	2,160
9	49,50	8,042	5,067	2,240	48,355	522,3	49,50	8,042	2,240
10	54,00	6,812	5,117	2,300	43,521	519,6	54,00	6,812	2,300
11	64,80	3,007	5,267	2,420	21,906	513,1	64,80	3,007	2,420

**Notă:** În tabel este prezentat randamentul mecanismului de acționare a standului integru.

**Tabelul 3.19.** Parametrii funcționali teoretici ai pompei centrifuge PSS40-10/50 la diferite frecvențe de turații.

Nr. var.	Turația arborelui intrare $n$ , $-/min$	Trepte ale pompei $i$	Randamentul pompei, $\eta$	Puterea utilizată de pompa $N$ , $kW$	Momentul necesar aplicat la arborele pompei $T$ , $Nm$	Diametrul roții de lucru a pompei $D_2$ , $mm$	Diametrul intrării în roată $D_\phi$ , $mm$	Rapiditatea pompei, $n_s$
1	3000	1	0,8	1,363	4,34	110	70	205,3
2	1500	1	0,76	1,434	9,13	185	90	102,6
3	750	1	0,63	1,73	22,03	325	108	51,3
4	500	1	0,55	1,982	37,85	470	120	34,2
5		1	0,68	1,602	30,6	345		57,5
6		3	0,73	1,491	28,49	295		78
7	300	1	0,42	2,595	82,6	760	140	20,5
8		2	0,58	1,88	59,84	550		34,5
9		3	0,65	1,674	53,28	460		46,8
10		4	0,69	1,58	50,28	405		58,1
11		5	0,72	1,515	48,19	370		68,6

**Notă:** 1. Diametrul arborelui sub butucul roții de lucru pentru toate variantele este  $d_v = 40$  mm; 2. Randamentul pompei este calculat fără luarea în considerare a pierderilor în rulmenți; 3. Capacitățile cavitaționale ale treptelor sunt ordinare.

## **5.6. Elaborarea conceptului constructiv și fabricarea stației-pilot a microhidrocentralei flotante polifuncționale pentru cercetări experimentale în condiții reale**

### **5.6.1. Destinația stației-pilot**

Microhidrocentralele reprezintă un sistem complex, care include organul de lucru principal – rotorul hidrodinamic – destinat conversiei unei părți a potențialului energetic cinetic al apei râului în energie utilă, cât și agregatele cu funcții distincte, cum sunt multiplicatorul, generatorul, pompa hidraulică etc. În p. 5.2 – 5.5 sunt prezentate rezultatele cercetării parametrilor constructivi și a caracteristicilor funcționale ale agregatelor menționate separat unul de altul, fără a ține cont de interdependența lor funcțională ca sistem integrat.

Pentru cercetarea parametrilor funcționali ai tuturor agregatelor participante în procesul de conversie a energiei cinetice a apei curgătoare în energie utilă ca sistem tehnic integrat, în condiții reale, a fost elaborat, în mediul de proiectare AutoDesk MotionInventor, proiectul stației-pilot, utilizând schemele conceptuale elaborate [55–60], rezultatele cercetărilor teoretice efectuate, ale modelărilor și simulărilor computerizate ale interacțiunii palelor cu profil hidrodinamic cu fluidul (apa) [47,60,64,65,67,68,69]. Stația-pilot este destinată cercetării și verificării, în condiții reale, a soluțiilor tehnice adoptate în stadiul elaborării fiecărui agregat în parte și, în caz de necesitate, vor fi efectuate modificări la stadiul de proiectare a prototipurilor industriale ale microhidrocentralelor.

### **5.6.2. Descrierea construcției și fabricarea stației-pilot**

Stația-pilot (fig. 3.178) reprezintă un sistem tehnic integrat și realizează funcția de conversie a energiei cinetice a apei râurilor în energie electrică, mecanică sau combinată. Stația-pilot include următoarele noduri și agregate: organul de lucru în formă de rotor 1 cu trei sau cu cinci pale cu profil hidrodinamic 2, multiplicatorul precesional 3, generatorul cu magneți permanenți 4 și pompa hidraulică 5. Nodurile și agregatele menționate sunt montate pe carcasa de rezistență spațială 6, instalată pe patru corpuri flotante 7 și ancorată de mal prin intermediul punții de legătură 8. Pentru a asigura flotabilitatea stației-pilot la diferite niveluri ale apei din râu, puntea de legătură 8 este asamblată cu carcasa spațială 6 prin intermediul a două cuple cinematice cu un grad de libertate, iar cu pilonii de pe țarm 9 – prin intermediul unei cuple cinematice cu trei grade de libertate. Pentru protejarea palelor 2, în cazul scăderii nivelului de apă în râu, pe carcasa spațială 6 sunt montate telescopic patru bare de nivel 10. Pentru a transmite momentul de torsiune reactiv de la rotorul hidrodinamic, carcasa spațială 6 este ancorată de mal prin intermediul cablului 11, fixat de pilonii de țarm 12. În interiorul carcasei spațiale 6 este instalată podeaua de punte pentru deservirea agregatelor. Orientarea palelor cu profil hidrodinamic 2, la unghiul de





atac optim față de vectorul vitezei de curgere a curenților de apă, se efectuează în regim automat prin intermediul unui mecanism special, care reprezintă KNOW-HOW și nu se descrie. Agregatele și nodurile de bază ale stației-pilot elaborate în rezultatul cercetărilor efectuate de colectivul de autori sunt prezentate în fig.3.179 și fig. 3.180,a,b,c,d. În fig. 3.179 este prezentată vederea generală a carcasei de rezistență spațială cu patru corpuri plutitoare și puntea de legătură cu țărmul, fabricate la întreprinderea „Incomaș” – SA, Chișinău și asamblată la Centrul de Implementare a Tehnologiilor Avansate „Etalon”, Universitatea Tehnică a Moldovei.



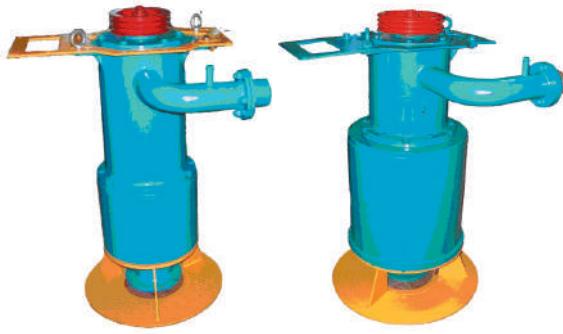
Carcasa spațială cu patru corpuri plutitoare aflată în stadiul de fabricare la întreprinderea „Incomaș” - SA, Chișinău.



Carcasa spațială cu patru corpuri plutitoare aflată în stadiul de asamblare la CITA Etalon, UTM.

**Fig. 3.179.** Carcasa spațială cu patru corpuri plutitoare.

În fig. 3.180,a,b,c,d sunt prezentate vederile generale: (a) – ale pompelor centrifuge de turație joasă fabricate la întreprinderea „Hidrotehnica” – SA Chișinău; (b) – ale pompelor centrifuge seria PC, modelul KM fabricate la întreprinderea „Mezon”–SRL, Chișinău; (c) – a generatorului electric cu magneți permanenți de turație joasă fabricat la „Moldovahidromaș”–SA; (d) ale multiplicatoarelor precesionale fabricate la întreprinderile ÎM „Topaz” și Reupies–SRL, Chișinău; (e) – a debitmetrului CD-05 fabricat la Centrul de Cercetare și Producție „TIS”, Chișinău; (f) – a rotorului hidrodinamic cu cinci pale, fabricat la Universitatea Tehnică a Moldovei, Laboratorul Centrului de Elaborare a Sistemelor de Conversiune a Energiilor Regenerabile.



*Hidrotehnica” – SA, Chișinău*  
a.



*„Mezon” – SA, Chișinău*  
b.



*Moldovahidromaș” – SA, Chișinău*  
c.



*ÎM „Topaz”, „Reupies”, Chișinău*  
d.



*CESCER, UTM*  
e.



*CCP „TIS”, Chișinău*  
f.

**Fig. 3.180.** Vederile generale ale nodurilor de bază și ale agregatelor componente ale stației-pilot: pompe centrifuge de turație joasă (a); pompe centrifuge seria PC, modelul KM (b); generator electric cu magneți permanenți de turație joasă (c); multiplicator precesional (d); rotor hidrodinamic cu cinci pale (e); debitmetru CD-O5 (f).

Principiul de funcționare a stației pilot poate fi vizionat de către cititor, utilizând CD anexat la manual (vezi imaginea în fig. 3.181).

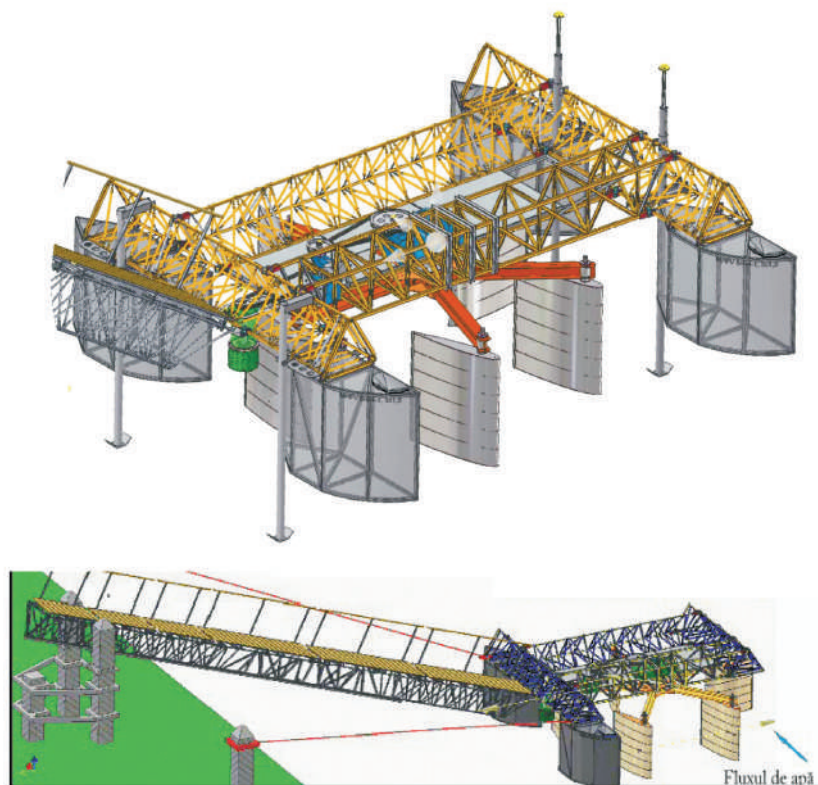


Fig. 3.181. Stația-pilot a microhidrocentralei în dinamică (vizionare – vezi CD anexat).

### 5.6.3. *Agenda și metodologia cercetărilor experimentale pe stația-pilot în condiții reale*

**Poziționarea stației-pilot.** Stația-pilot se instalează pe râu, cu respectarea următoarelor condiții de poziționare:

- axa rotorului să fie perpendiculară pe oglinda apei;
- axa longitudinală a carcasi spațiale să fie perpendiculară pe vectorul vitezei fluxului de apă;
- cota submersării paletelor să corespundă cotei de proiect ( $h = 1,4$  m).

Perpendicularitatea axului rotorului hidrodinamic pe oglinda apei se asigură prin modificarea flotabilității celor 4 corpuri plutitoare, iar perpendicularitatea axei longitudinale a carcasi spațiale pe vectorul cursului curenților de apă se asigură prin intermediul cablurilor de susținere cu tiranți, fixate de pilonii de țârm. Cota de sub-

mersare a paletelor cu profil hidrodinamic de  $h=1,4$  m se menține prin modificarea egală a flotabilității celor 4 corpuri plutitoare.

**Agenda cercetărilor experimentale pe stația-pilot.** Parametrii constructivi și funcționali ai rotorului hidrodinamic, multiplicatorului planetar, generatorului și pompelor centrifuge de turații joase, determinați separat pentru fiecare organ de lucru în parte, necesită să fie verificați prin cercetări experimentale în condiții reale la funcționarea lor într-un sistem tehnic integrat.

În acest context, agenda cercetărilor experimentale pe stația-pilot în condiții reale include următoarele:

1. studiul varierii cadastrului de viteze ale curentului de apă în limitele secțiunii efective a rotorului (pe lățimea rotorului și pe cota submersării paletelor) și aprecierea potențialului energetic al curentului de apă;
2. studiul influenței factorilor de forță asupra stabilității poziționării paletelor cu profil hidrodinamic (unghiului de atac  $\alpha$ ) și analiza cinetostatică a mecanismului de orientare a paletelor;
3. studiul parametrilor energetici și ai eficienței conversiei cinetice (la bornele generatorului electric și la arborele de intrare al pompelor hidraulice);
4. studiul parametrilor cinematici ai rotorului hidrodinamic și al pierderilor mecanice în lanțul cinematic;
5. stabilirea influenței parametrilor constructivi și funcționali ai rotorului hidrodinamic asupra efectelor hidrodinamice și turbulenței regimului de curgere a apei în condiții reale;
6. studiul caracteristicilor funcționale ale generatorului electric și pompelor centrifuge.

Cercetările experimentale ale sistemului tehnic integrat – rotorul hidrodinamic cuplat cinematic cu agregatele componente ale unei microhidrocentrale urmăresc scopul de a spori eficiența conversiei energiei cinetice a curentului de apă în energie utilă prin identificarea și, în caz de necesitate, introducerea în documentația tehnică a unor modificări constructive parțiale, iar uneori și a soluțiilor tehnice conceptuale adoptate anterior.

## **5.7. Microhidrocentrale flotante pentru conversia energiei cinetice a apei râului în energie electrică și mecanică, elaborate la Universitatea Tehnică, Republica Moldova**

### **5.7.1. Aspecte generale**

La elaborarea prototipurilor industriale ale microhidrocentralelor pentru conversia energiei cinetice a apei râurilor au fost luate în considerație următoarele criterii și cerințe:

- excluderea construcției barajelor și, implicit, a impactului negativ asupra mediului ambiant;
- costuri minime;
- simplitatea construcției și exploatarei;
- fiabilitate sporită la suprasolicitări dinamice cauzate de condițiile de exploatare;
- utilizarea materialelor compozite rezistente, inclusiv, la condiții de umiditate sporită;
- reglarea automată a poziției platformei microhidrocentralei la schimbarea nivelului apei.

Soluțiile tehnice adoptate la elaborarea microhidrocentralelor au rezultat din cercetările teoretice și experimentale prezentate în p.5.2...5.6. Pentru argumentarea unor parametri constructivi și funcționali, au fost efectuate suplimentar modelări numerice și simulări cu utilizarea softurilor ANSYS CFX5.7, subprogramele elaborate de autori pentru softul MathCAD, AutoDesk MotionInventor ș.a. și anume simularea interacțiunii „fluid – pală”, a stabilității flotante, optimizarea profilului hidrodinamic al palelor cu scopul sporirii eficienței conversiei energiei cinetice a apei râului la diferite viteze ale ei cu rotoare cu 3, 4 și 5 pale. La elaborarea microhidrocentralelor s-a utilizat experiența acumulată la stadiul cercetării – proiectării – fabricării stației pilot prezentat în p. 5.6.

Eficiența exploatarei microhidrocentralelor de către consumatorii individuali pentru o anumită destinație depinde atât de alegerea corectă a configurației constructive a microhidrocentralei, cât și de caracteristicile funcționale ale agregatelor componente participante în procesul de conversie a energiei cinetice a apei curgătoare în energie utilă.

În capitolul VI, p.5 sunt prezentate studiile de prefezabilitate ale microhidrocentralelor elaborate cu diferite configurații constructive. Studiul de prefezabilitate demonstrează eficiența economică a utilizării microhidrocentralelor pentru producerea energiei electrice și mecanice prin conversia energiei cinetice a apei râurilor.

Pentru satisfacerea obiectivelor și cerințelor consumatorilor de microhidrocentrale, precum și pentru sporirea eficienței conversiei potențialului cinetic al apei curgătoare în zona respectivă a râului, autorii au elaborat următoarele concepte constructive și funcționale bazate pe asamblarea modulară:

1. microhidrocentrală cu rotor hidrodinamic pentru conversia energiei cinetice a apei râului direct în energie mecanică - pentru pomparea apei (MHCF D4x1,5 M);
2. microhidrocentrală cu rotor hidrodinamic pentru conversia energiei cinetice a apei râului în energie electrică și mecanică (MHCF D4x1,5 ME);

3. microhidrocentrală cu rotor hidrodinamic pentru conversia energiei cinetice a apei râului în energie mecanică la turații mici (MHCF D4x1,5 ME);
4. microhidrocentrală cu rotor hidrodinamic pentru conversia energiei cinetice a apei râului în energie electrică (MHCF D4x1,5 E).

Microhidrocentralele menționate, 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).

Microhidrocentralele au structura de rezistență similară, de asemenea construcție calculată la rezistență și rigiditate la solicitări dinamice.

Flotabilitatea și menținerea perpendicularității axului rotorului microhidrocentralei la nivelul variabil al apei râului se asigură prin soluții tehnice protejate cu brevete de invenție [55–60].

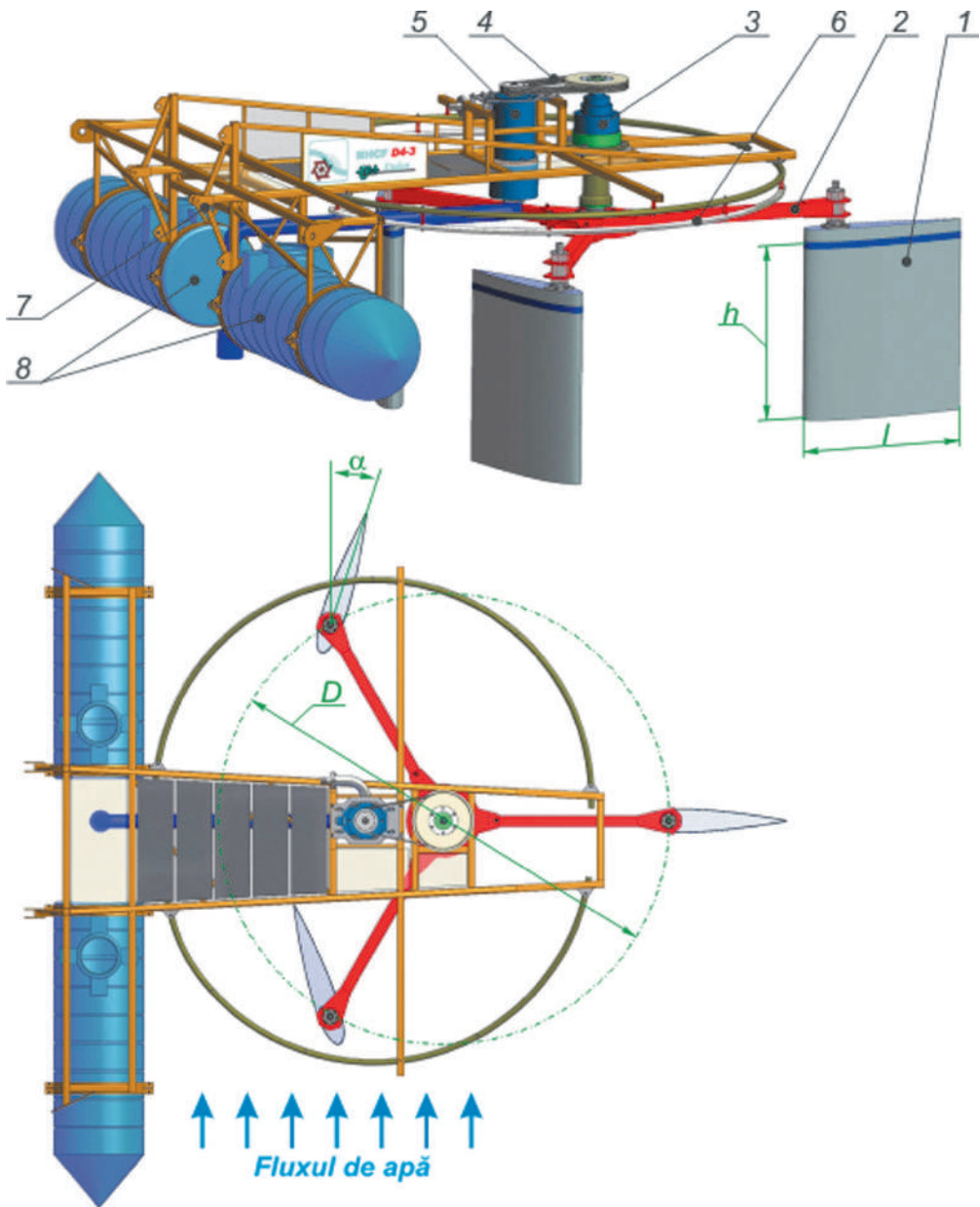
Mecanismul de orientare continuă a palelor la un unghi de atac constant în raport cu direcția torentului de fluid reprezintă Know-How și nu este descris. Organul de lucru principal, de care depinde preponderent cantitatea energiei cinetice convertite în energie utilă, este pala cu profil hidrodinamic NACA 0016, elaborată în baza cercetărilor prezentate în p. 5.2.

Pentru microhidrocentralele menționate au fost elaborate 2 tipuri de rotoare cu 3 și 5 pale. Puterea instalată a microhidrocentralelor cu diametrul  $D = 4 \text{ m}$ , înălțimea palelor submersată în apă  $h = 1,4 \text{ m}$  și lungimea cordului palei  $l = 1,3 \text{ m}$  la viteza de curgere a apei  $V = 1...2 \text{ m/s}$  poate fi cuprinsă în limitele  $P = 2...19 \text{ kW}$  (v. fig. 3.119).

### 5.7.2. *Microhidrocentrală cu rotor hidrodinamic pentru conversia energiei cinetice a apei râului direct în energie mecanică (MHCF D4x1,5 M), elaborare de autor*

Acest model de microhidrocentrală este destinat conversiei energiei cinetice a apei râului în energie mecanică utilizată pentru pomparea apei în sisteme de irigare, canalizare, aprovizionare cu apă industrială etc. cu debitul  $Q = 40 \text{ m}^3/\text{h}$  la înălțimea de pompare  $H = (10 - 15) \text{ m}$ .

**Descrierea statică a microhidrocentralei.** Palele 1 (fig. 3.182) sunt asamblate cu rotorul hidrodinamic 2 prin intermediul lagărelor de rostogolire (de alunecare), pentru a asigura orientarea acestora sub un oarecare unghi de atac  $\alpha$ . 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 pe arborele de ieșire al multiplicatorului planetar (cea mare) și pe arborele de intrare a pompei centrifuge 5 (cea mică). Rotorul hidrodinamic 2 cu palele 1, multiplicatorul 3, pompa centrifugă 5 și ghidajele 6 sunt montate pe carcasa spațială 7, instalată pe pontoanele 8.



1 – Pală cu profil hidrodinamic NACA 0016; 2 – rotor cu 3 pale; 3 – multiplicator planetar cu raportul de multiplicare  $i = 112$ ; 4 – transmisie prin curea cu raportul de multiplicare  $i = 1,9$ ; 5 – generator cu magneți permanenți (caracteristicile – vezi p. 5.4); 6 – pompa centrifugă modelul *PSS40–10/50* (caracteristicile – debitul pomparei  $Q = 40 \text{ m}^3/\text{h}$  la înălțimea pomparei  $(10...15) \text{ m}$ ); 7 – pontoane din masă plastică; 8 – ghidaj; 9 – carcasă.

**Fig. 3.182.** Microhidrocentrală cu rotor hidrodinamic pentru conversia energiei cinetice a râului în energie mecanică utilizată pentru pomparea apei (debitul  $Q = 40 \text{ m}^3/\text{h}$ , înălțimea pomparei  $H = 10...15 \text{ m}$ ) (MHCF D4x1,5 M).

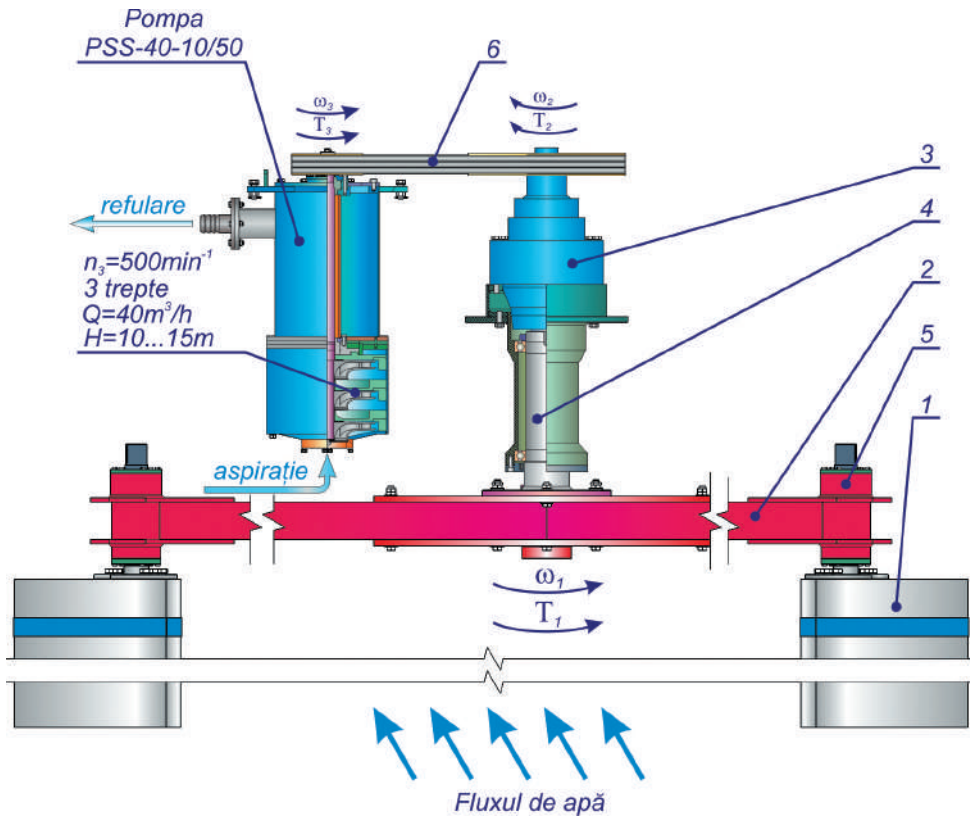


Fig. 3.183. Cinematica microhidrocentralei MHC F D4x1,5 M.

**Principiul de funcționare.** Apa curgătoare a râului cu potențialul energetic dependent de viteza de curgere acționează palele cu profil hidrodinamic 1 (fig. 3.183), orientate continuu cu unghiul de atac  $\alpha$ , rotindu-se în mișcarea lor relativă în raport cu rotorul prin intermediul lagărelor montate în corpul 5. Rotorul microhidrocentralei 2 include trei pale orientate cu unghiul de atac  $\alpha$ , care este dependent de viteza de curgere a apei. În zonele situării 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 consecință, curenții de apă transmit o parte din energia lor cinetică palelor 1, solicitându-le cu forțe hidrodinamice, comunicând astfel rotorului 2 o mișcare de rotație cu viteza unghiulară  $\omega_1$  și momentul de torsiune  $T_1$ . Momentul de torsiune sumar  $T_1$ , dezvoltat de forțele hidrodinamice și aplicat arborelui rotorului cu 3 pale la vitezele de curgere a apei de 1.3, 1.6 și 1.8 m/s și unghiul de atac al palelor  $\alpha = 18^\circ$  este prezentat în fig. 3.184.

Pentru rotorul cu diametrul  $D = 4$  m, înălțimea palelor submersată în apă  $h = 1,4$  m și lungimea cordului palei  $l = 1,3$  m, momentul de torsiune constituie:



$T_1 = 11938 \text{ Nm}$  la viteza de curgere a apei  $V = 1,3 \text{ m/s}$ ;  $T_1 = 18084 \text{ Nm}$  la  $V = 1,6 \text{ m/s}$ ;  $T_1 = 22887 \text{ Nm}$  la  $V = 1,8 \text{ m/s}$ . Calculele cinematicii și ale capacității portante a tuturor elementelor constructive, precum și al parametrilor funcționali și energetici ai microhidrocentralei au fost efectuate la valoarea momentului de torsiune  $T_1 = 18084 \text{ Nm}$ .

Rotorul 2, cuplat rigid prin intermediul arborelui intermediar cu arborele de intrare al multiplicatorului 3, transmite acestuia mișcarea de rotație cu viteza unghiulară  $\omega_1$  și momentul de torsiune  $T_1$ . Multiplicatorul multiplică turațiile rotorului 2 până la  $n_2 = \frac{30\omega_1}{\pi} \cdot i_1 (\text{min}^{-1})$ , unde  $i_1$  reprezintă raportul de multiplicare al multiplicatorului ( $i_1 = 112$ ). Mișcarea de rotație cu viteza unghiulară  $\omega_2 = \frac{\pi n_2}{30} (\text{s}^{-1})$  de la arborele de ieșire al multiplicatorului se transmite prin intermediul transmisiei prin curea 4 arborelui de intrare al pompei centrifuge cu raportul de multiplicare  $i_2 = 2,25$ . În consecință, arborele de intrare al pompei centrifuge se rotește cu viteza unghiulară  $\omega_3 = \omega_1 \cdot i_1 \cdot i_2 (\text{s}^{-1})$  și este solicitat cu momentul de torsiune:

$$T_3 = \frac{T_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_r}{i_1 \cdot i_2}, (\text{Nm}),$$

unde:  $\eta_1$  este randamentul mecanic al multiplicatorului ( $\eta_1 = 0,9$ );

$\eta_2$  - randamentul mecanic al transmisiei prin curea ( $\eta_2 = 0,95$ );

$\eta_r$  - randamentul mecanic al rulmenților rotorului hidrodinamic ( $\eta_r = 0,99$ ).

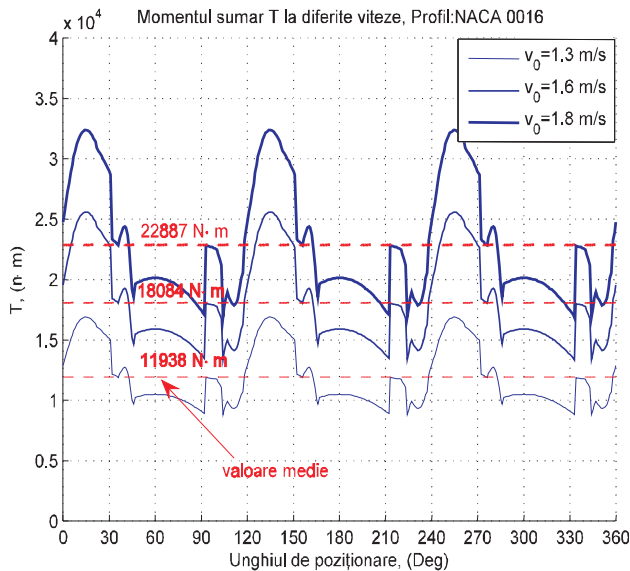


Fig. 3.184. Momentul de torsiune  $T_1$  la arborele rotorului hidrodinamic cu trei pale cu profil NACA 0016.

Conform cercetărilor experimentale prezentate în p. 5.5.3, randamentul mecanic al pompei centrifuge este  $\eta_f = 0,72$  la frecvența de turație nominală

$$n_3 = \frac{30\omega_3}{\pi} = 500 \text{ min}^{-1}.$$

Randamentul mecanic al microhidrocentralei cu rotor hidrodinamic pentru conversia energiei cinetice a apei râului direct în energie mecanică considerând toate pierderile mecanice în lanțul ei cinematic, constituie (la arborele pompei hidraulice):

$$\eta_{\Sigma} = \eta_f \eta_2 \eta_3 \eta_r = 0,9 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 0,846.$$

Deci, microhidrocentrala (MHCF D4x1,5 M) asigură transformarea în energie utilă a 84,6% din potențialul energetic cinetic al apei curgătoare transmis rotorului hidrodinamic.

### 5.7.3. *Microhidrocentrală cu rotor hidrodinamic pentru conversia energiei cinetice a apei râului în energie electrică și mecanică (MHCF D4x1,5 ME), elaborare de autor*

Microhidrocentrala cu configurația constructivă MHCF D4x1,5 ME pentru conversia energiei cinetice a apei râului în energie electrică și mecanică (fig. 3.185) este polifuncțională și poate fi utilizată pentru necesitățile de iluminare electrică a străzilor, încălzirea încăperilor, pomparea apei în sisteme de irigare prin picurare, de asemenea, pentru desecarea terenurilor agricole adiacente râurilor.

Asamblarea palelor 1 cu profil NACA 0016 în rotorul hidrodinamic 2 și montarea acestuia pe arborele de intrare al multiplicatorului 3 sunt efectuate similar cu microhidrocentrala MHCF D4x1,5 M. Particularitățile cinematice și constructive ale MHCF D4x1,5 ME sunt următoarele: mișcarea de rotație a rotorului hidrodinamic 2 (fig. 3.186) cu viteza unghiulară  $\omega_p$ , prin intermediul multiplicatorului 3 și transmisiei prin curea 4 cu raportul efectiv de multiplicare  $i = 212,8$ , se multiplică până la viteza unghiulară de lucru a generatorului cu magneți permanenți de turații joase 5:

$$\omega_3 = \omega_1 \times i_1 \times (s^{-1}).$$

Momentul de torsiune  $T_3$ , aplicat la rotorul 5, este:

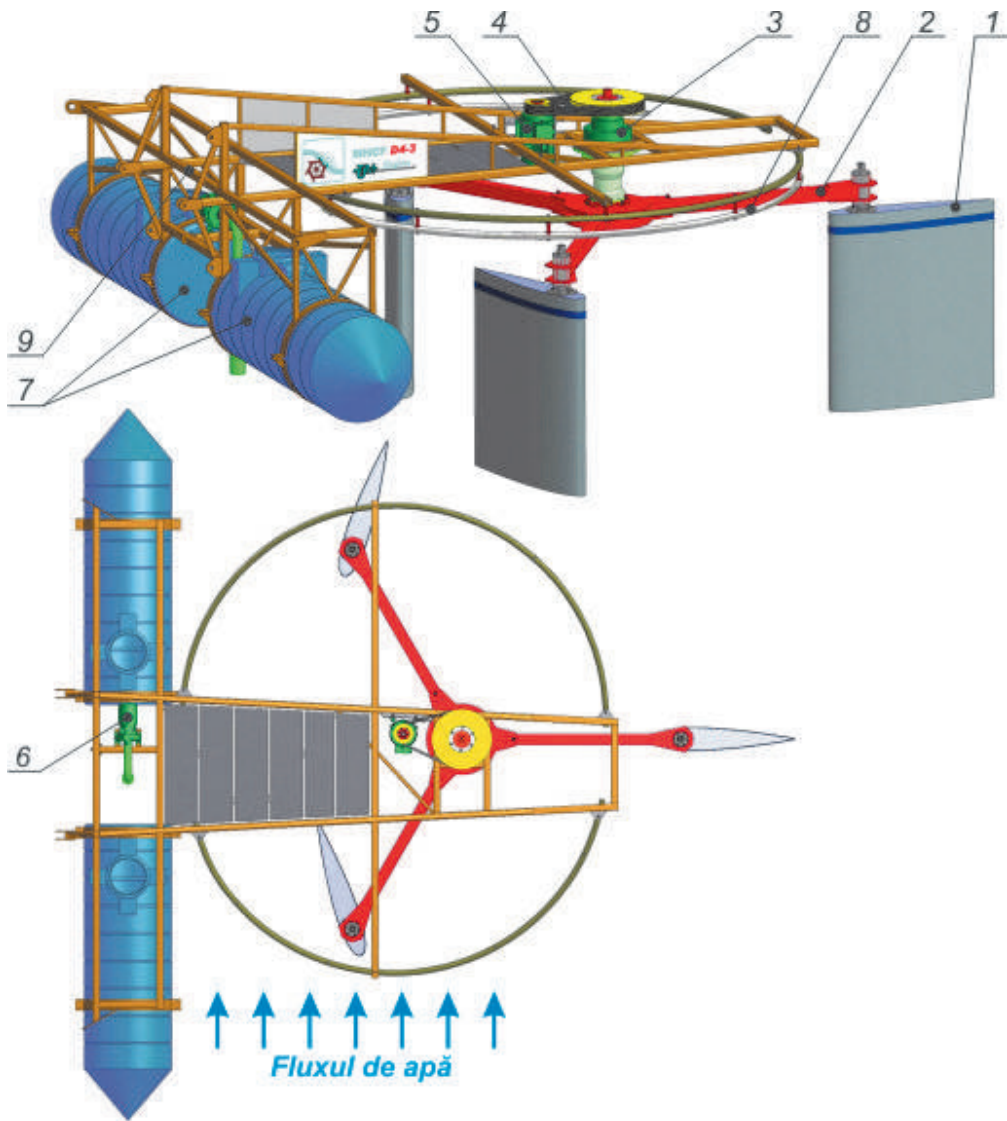
$$T_3 = \frac{T_1 \cdot \eta_f \cdot \eta_2 \eta_r}{i}, (Nm),$$

unde:  $\eta_f$  este randamentul mecanic al multiplicatorului ( $\eta_f = 0,9$ );

$\eta_2$  - randamentul mecanic al transmisiei prin curea ( $\eta_2 = 0,95$ );

$\eta_r$  - randamentul mecanic al rulmenților rotorului hidrodinamic ( $\eta_r = 0,99$ ).

$i$  – raportul efectiv de multiplicare egal cu produsul rapoartelor de multiplicare a multiplicatorului planetar și transmisiei prin curea.



1 – Pală cu profil hidrodinamic NACA 0016; 2 – rotor cu 3 pale; 3 – multiplicator planetar cu raportul de multiplicare  $i = 112$ ; 4 – transmisie prin curea cu raportul de multiplicare  $i = 1,9$ ; 5 – generator cu magneți permanenți (caracteristicile – vezi p. 5.4); 6 – pompa centrifugă modelul CH-400 (caracteristicile – debitul pomării  $Q = (20-40) \text{ m}^3/\text{h}$  la înălțimea pomării  $15...32\text{m}$ ); 7 – pontoane din masă plastică, 8 – ghidaj, 9 – carcasă spațială.

**Fig. 3.185.** Microhidrocentrală cu rotor hidrodinamic pentru conversia energiei cinetice a râului 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 D4x1,5 ME).

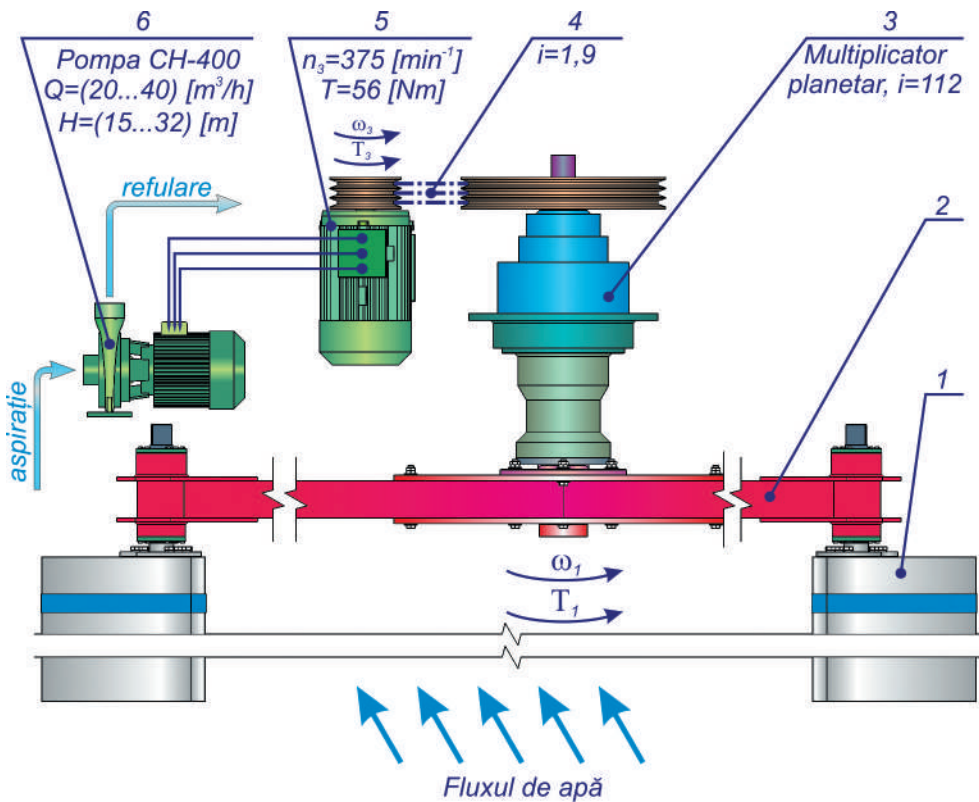


Fig. 3.186. Cinematica microhidrocentralei MHC F D4x1,5 ME.

Energia electrică produsă de generatorul cu magneți permanenți 5 (fig. 3.186) poate fi utilizată atât pentru satisfacerea necesităților în energie ale consumatorului individual, cât și pentru alimentarea cu energie electrică a pompei centrifuge 6 (modelul CH 400) pentru pomparea apei în sisteme de irigare prin picurare sau desecarea terenurilor agricole adiacente râului (cu reamplasarea pompei centrifuge 6). Caracteristicile funcționale ale generatorului electric cu magneți permanenți de turații reduse au fost cercetate și prezentate în p. 5.4.

În cazul producerii energiei electrice, luându-se în considerație pierderile mecanice în lanțul cinematic al microhidrocentralei, cât și în generatorul cu magneți permanenți, randamentul utilizării energiei constituie (la bornele generatorului):

$$\eta_{\Sigma} = \eta_1 \eta_2 \eta_r \eta_g = 0,9 \cdot 0,95 \cdot 0,99 \cdot 0,87 = 0,736,$$

iar în cazul pompării apei (la arborele pompei centrifuge):

$$\eta_{\Sigma} = \eta_1 \eta_2 \eta_r \eta_g \eta_{me} = 0,9 \cdot 0,95 \cdot 0,99 \cdot 0,87 \cdot 0,91 = 0,67,$$

unde:  $\eta_g$  este randamentul generatorului;

$\eta_{me}$  – randamentul motorului electric al pompei hidraulice.

Deci, microhidrocentrala MHCF D4x1,5 ME asigură transformarea în energie utilă 73,6% și 67% din potențialul energetic al apei curgătoare captată de rotorul hidrodinamic la producerea energiei electrice și, respectiv, la pomparea apei.

#### 5.7.4. *Microhidrocentrală cu rotor hidrodinamic pentru conversia energiei cinetice a apei râului în energie electrică și mecanică la turații mici (MHCF D4x1,5 ME), elaborare de autor*

Microhidrocentrala MHCF D4x1,5 ME (fig. 3.187) este destinată pentru conversia energiei cinetice a apei râului în energie electrică și mecanică, cu utilizarea generatorului cu magneți permanenți 5 de turații joase ( $n = 375 \text{ min}^{-1}$ ) și pompei centrifuge 7 în trei trepte PSS 40-10/50 de turații joase ( $n = 500 \text{ min}^{-1}$ ) proiectată special pentru microhidrocentrală și fabricată la „Hidrotehnica”, Chișinău S.A. Rezultatele cercetării și caracteristicile funcționale la turații joase ale pompei sunt prezentate în p. 5.5.3.

Cinematica și principiul de funcționare a microhidrocentralei sunt analogice microhidrocentralei prezentate în p. 5.7.3 (fig. 3.185). Particularitățile constructive ale acestei microhidrocentrale se referă, în special, la ansamblul mecanismului de acționare a pompei centrifuge, prezentat în fig. 3.188 și alimentarea motorului electric 2 de turație joasă al pompei de la generatorul cu magneți permanenți de turație redusă 5 (fig. 3.187). Această configurație constructivă poate fi utilizată atât pentru satisfacerea necesităților de irigare cu pomparea apei la înălțimi relativ mici (10...15) m (de exemplu peste barajul râului), cât și pentru efectuarea lucrărilor de desecare a terenurilor agricole adiacente râului. În cazul utilizării microhidrocentralei pentru lucrări de desecare ansamblul mecanismului de acționare a pompei centrifuge (fig. 3.188) se reamplasează de pe carcasa spațială a microhidrocentralei pe o platformă plutitoare plasată în zona inundată de apă a terenului agricol adiacent râului.

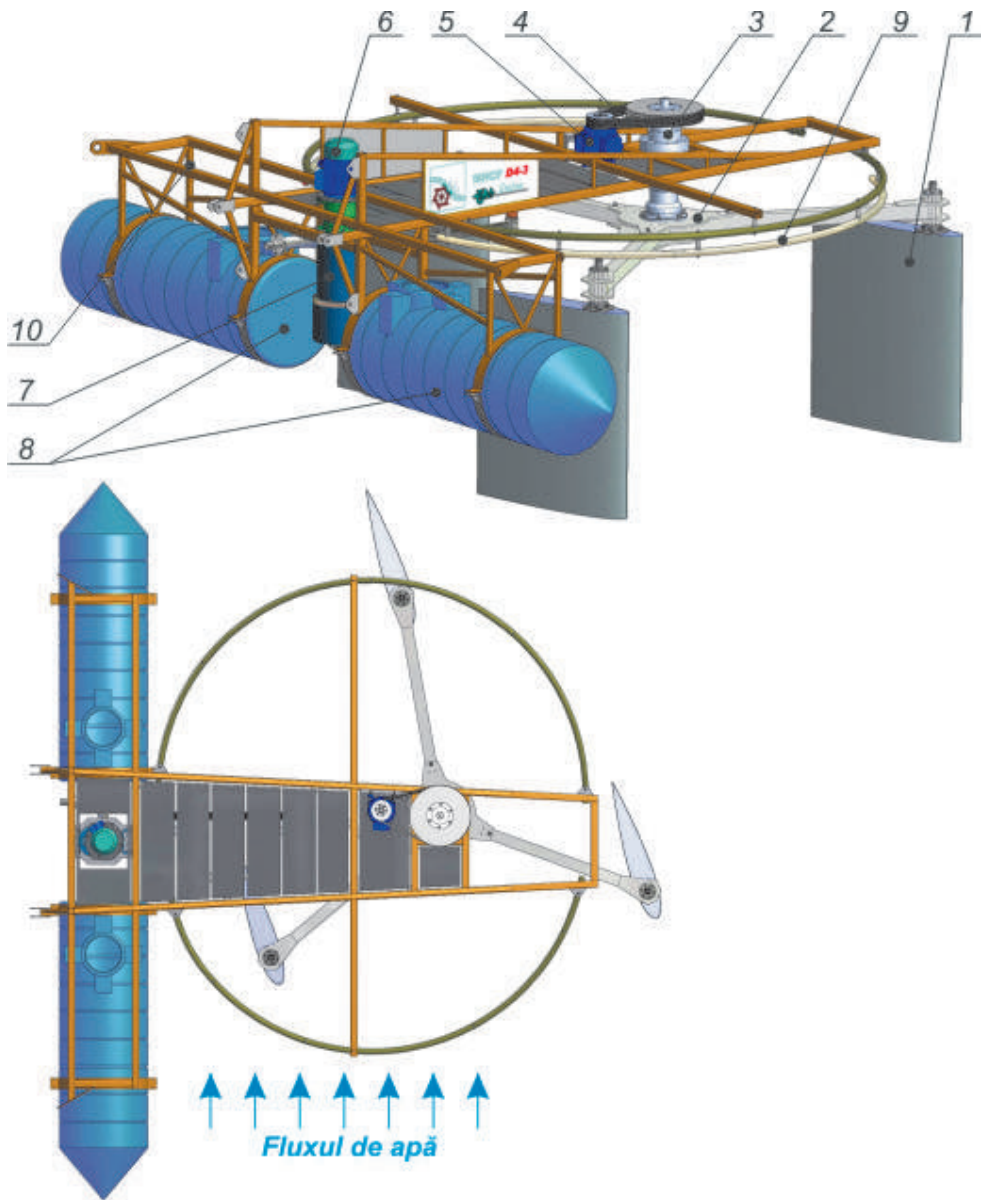
Pompa centrifugă în trei trepte 1 PSS 40-10/50 (fig. 3.188) este cuplată cu motorul electric 2 prin intermediul cuplajului toroidal 3 și, pentru transmiterea momentului de torsiune reactiv, prin intermediul corpului 4.

Luând în considerație pierderile mecanice atât în lanțul cinematic, cât și în generatorul electric, randamentul de utilizare a energiei cinetice transmisă de curentul de apă rotorului hidrodinamic la bornele generatorului cu magneți permanenți, constituie:

$$\eta_{\Sigma} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_r \cdot \eta_g = 0,9 \cdot 0,95 \cdot 0,99 \cdot 0,87 = 0,736,$$

iar la arborele de intrare al pompei hidraulice PSS40–10/50 este:

$$\eta_{\Sigma} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_r \cdot \eta_g \cdot \eta_{m.e.} = 0,9 \cdot 0,95 \cdot 0,99 \cdot 0,87 \cdot 0,81 = 0,596.$$



1 – Pală cu profil hidrodinamic NACA 0016; 2 – rotor cu 3 pale; 3 – multiplicator planetar cu raportul de multiplicare  $i = 112$ ; 4 – transmisie prin curea cu raportul de multiplicare  $i = 1,9$ ; 5 – generator cu magneti permanenți (caracteristicile – vezi p. 5.4); 6 – electromotor asincron; 7 – pompa centrifugă modelul PSS – 40-10/50 (caracteristicile –  $Q$  și  $H$  – vezi p. 5.4.3 ); 8 – pontoane din masă plastică, 9 – ghidaj; 10 – carcasă spațială.

**Fig. 3.187.** Microhidrocentrală cu rotor hidrodinamic pentru conversia energiei cinetice a râului în energie electrică și mecanică utilizată pentru pomparea apei (diametrul rotorului  $D = 4$  m, înălțimea submersată a palei  $h = 1,4$  m, lungimea cordului palei  $l = 1,3$  m).

(MCHF D4x 1,5ME).

Microhidrocentrala (MHCF D4x1,5 ME) cu configurația respectivă asigură transformarea în energie utilă a 73,6% din potențialul energetic al apei râului la producerea energiei electrice și doar a 59,6% - la pomparea apei. Randamentul relativ mic la pomparea apei se explică prin randamentul mai scăzut al motorului electric de turație joasă. În capitolul VI, p. 5 este prezentat studiul de prefzabilitate a eficienței utilizării microhidrocentralelor cu diferite configurații constructive.

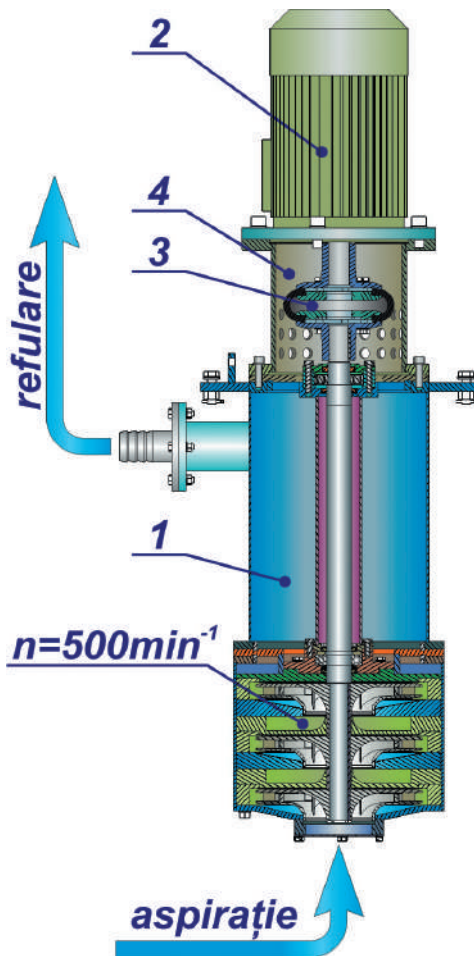


Fig. 3.188. Ansamblul mecanismului de acționare a pompei hidraulice PSS 40-10/50 în 3 trepte.

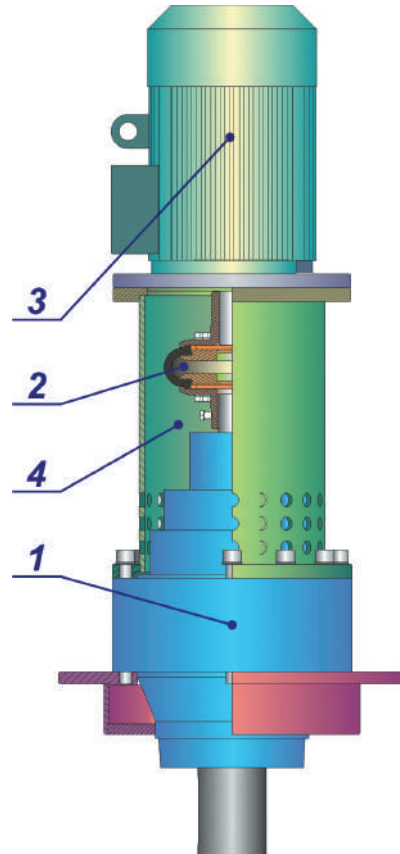


Fig. 3.189. Ansamblul mecanismului de acționare a generatorului electric de turație joasă (MCHF D4x1,5E).

### 5.7.5. Microhidrocentrală cu rotor hidrodinamic pentru conversia energiei cinetice a apei râului în energie electrică (MCHF D4x1,5E), elaborare de autor

Microhidrocentrala cu configurația prezentată în fig. 3.191 este destinată conversiei energiei cinetice a râului doar în energie electrică. Particularitățile construcției sunt următoarele: rotorul hidraulic este constituit din cinci pale 1, iar generatorul cu magneți permanenți 3 (fig. 3.189) este asamblat coaxial cu multiplicatorul planetar 1 prin intermediul cuplajului toroidal 2 și al carcasei 4 pentru preluarea momentului de torsiune reactiv.

Dependența momentului de torsiune sumar  $T_t$  aplicat la axul rotorului cu 5 pale în funcție de viteza de curgere a apei ( $V = 1,3 \dots 1,8$ ) m/s este prezentată în fig. 3.190. Calculele cinematic și al capacității portante a tuturor elementelor constructive, inclusiv al parametrilor funcționali și al caracteristicilor tehnice ale microhidrocentralelor au fost efectuate la valoarea momentului de torsiune  $T_t = 19893 \text{ Nm}$ , corespunzător vitezei de curgere a apei  $V = 1,3 \text{ m/s}$  (viteza maximă specifică pentru râurile Prut, Nistru și Răut).

Randamentul de utilizare a energiei cinetice transmise, de curentul de apă, rotorului hidraulic poate fi considerat (la bornele generatorului cu magneți permanenți):

$$\eta_{\Sigma} = \eta_f \cdot \eta_r \cdot \eta_g = 0,9 \cdot 0,99 \cdot 0,87 = 0,775.$$

În concluzie, constatăm că microhidrocentrala MCHF D4x1,5E asigură transformarea în energie electrică utilă 77,5% din potențialul energetic al apei curgătoare transmis rotorului hidrodinamic.

În capitolul 6, p. 6.1 este prezentat studiul de prefizabilitate al eficienței utilizării microhidrocentralelor MCHF D4x1,5 M și MCHF D4x1,5 ME pentru alimentarea cu energie mecanică sau electrică a unui sistem de irigare.

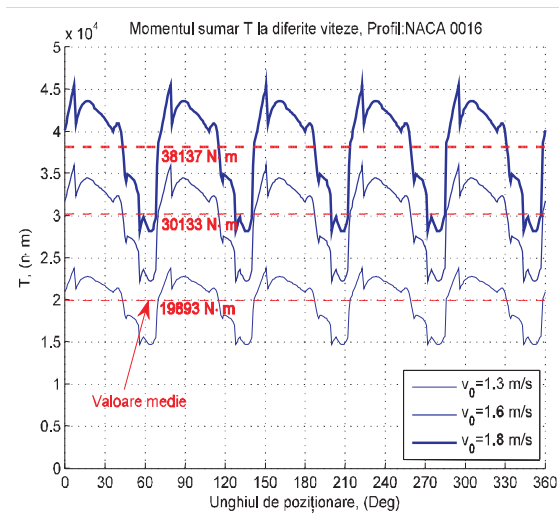
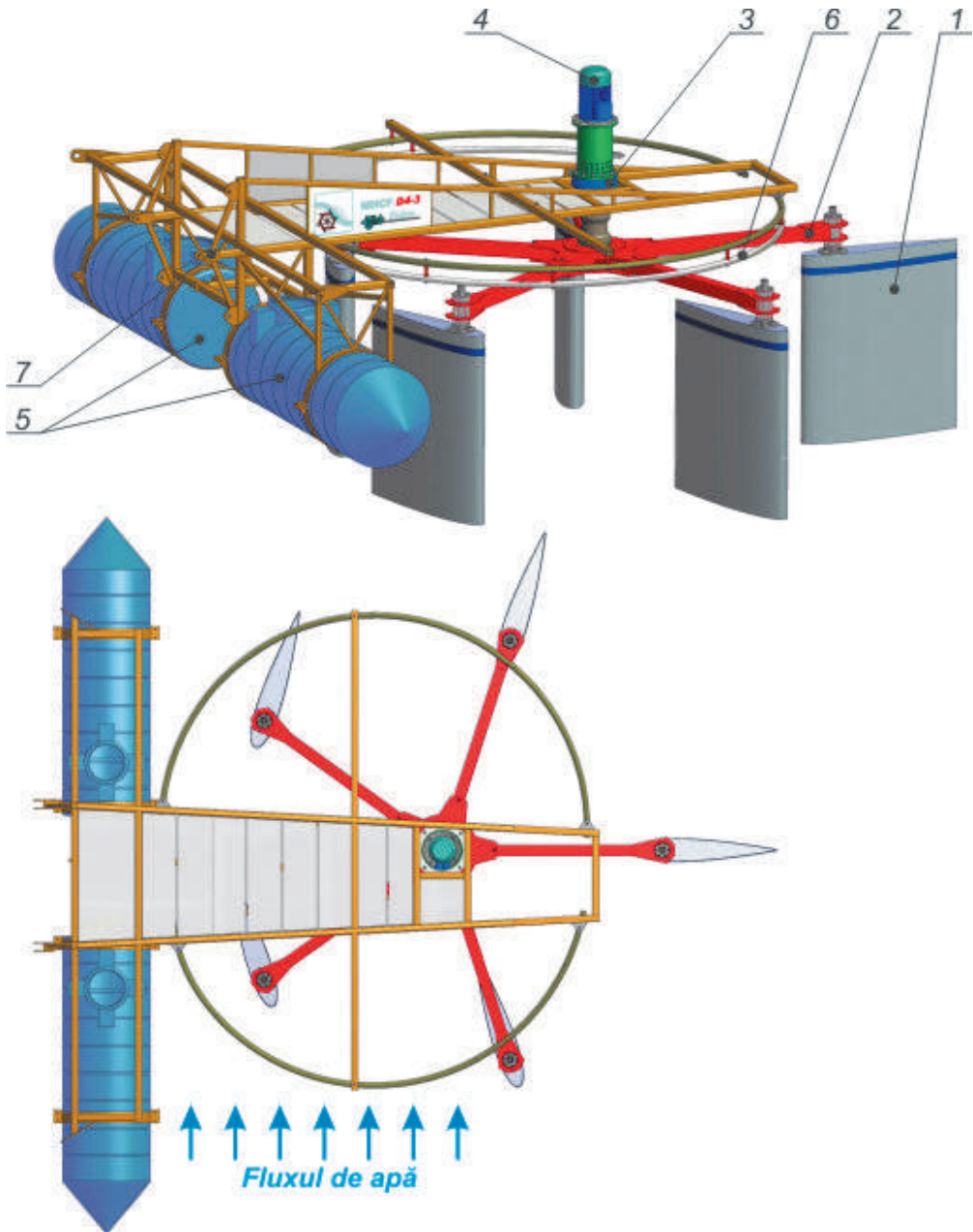


Fig. 3.190. Momentul de torsiune  $T_t$  la arborele rotorului hidrodinamic cu cinci pale cu profil NACA 0016.





1 – pală cu profil hidrodinamic NACA 0016; 2 – rotor cu 5 pale; 3 – multiplicator planetar cu raportul de multiplicare  $i=112$ ; 4 – generator cu magneți permanenți (caracteristicile – vezi p. 5.3); 5 – pontoane din masă plastică; 6 – ghidaj; 7 – carcasă spațială.

**Fig. 3.191.** Microhidrocentrală cu rotor hidrodinamic pentru conversia energiei cinetice a apei râului în energie electrică (diametrul rotorului cu 5 pale  $D = 4\text{ m}$ , înălțimea submersată a palei  $h = 1,4\text{ m}$ , lungimea cordului palei  $l = 1,3\text{ m}$ ). (MHC4x1,5E).

## Bibliografie

1. IASA, WEC, Global Energy Perspectives - Nakicénovic, N., Grübler, A., and MacDonald, A.; Cambridge, UK; 1998.
2. WEC - Survey of Energy Resources (18th Edition) World Energy Council, London, UK; 1998.
3. „World Atlas & Industry Guide 2001”, International Journal on Hydropower & Dams; April 2001.
4. World Atlas and Industry Guide, International Journal on Hydropower and Dams. Aqua-Media International, UK, 2003.
5. International Water Power and Dam Construction. Venezuela country profile.
6. International Water Power and Dam Construction Canada country profile.
7. Egré, D., Gagnon, L. and Milewski, J.C. Are large hydro projects renewable and green? International Journal on Hydropower & Dams, Issue One; 1999.
8. Blinding Science: China’s Race to Innovate. Bruce Einhorn, Business Week, 31 March 2006, accessed: 16 April 2006.
9. Three Gorges dam wall completed, BBC News Online, 20 May 2006. Retrieved on [[21 May]].
10. New Scientist report on greenhouse gas production by hydroelectric dams.
11. Starea mediului în Republica Moldova în anul 2004. Raport Național. Ministerul Ecologiei și Resurselor Naturale al Republicii Moldova – Institutul Național de Ecologie. Chișinău, 2005.
12. ISO 1100-1: 1996. Measurement of liquid flow in open channels. Part 1: Establishment and operation of a gauging station.
13. ISO/DIS 110-2. Measurement of liquid flow in open channels – Part 2: Determination of the stage-discharge relation (revision of ISO 1100-2: 1982).
14. [www.nwl.ac.uk/ih/nrfa](http://www.nwl.ac.uk/ih/nrfa)
15. A Harvey & A Brown. Micro-hydro Design Manual, ITDG Publishing, 1993.
16. P Fraenkel, O Paish, V Bokalders, A Harvey & A Brown. Micro-hydro power: A guide for development workers, ITDG Publishing, IT Power, Stockholm Environment Institute, 1991.
17. Iqtidar Husain Siddiqui. Water Works and Irrigation System in India during Pre-Mughal Times. Journal of the Economic and Social History of the Orient, Vol. 29, No. 1 (Feb., 1986), pp. 52–77.
18. Pacey, Arnold, Technology in World Civilization: A Thousand-year History, The MIT Press; Reprint edition (July 1, 1991). ISBN 0262660725.
19. Robert Ingpen și Philip Wilkenson’s. Encyclopedia of Ideas That Changed The World, published by Viking Studio Books, 1968.

20. Notice sur la vie et les ouvrages du général J. V. Poncelet, par le général M. Didion. In Mémoires de l'Académie Nationale de Metz 1870 (50e année / 1868-1869; 2e série) p. 101-159.
21. [www.waterhistory.org](http://www.waterhistory.org)
22. Jim Norman. Producerea electricității cu microhidrocentrale. Buclet. ABS Alaskan, Inc.
23. Guide on How to Develop a Small Hydropower Plant. Thematic Network on Small hydropower (TNSHP). European Small Hydropower Association - ESHA 2004. Celso Penche1998.
24. F. de Siervo & A. Lugaresi. Modern trends in selecting and designing Pelton turbines. Water Power & Dam Construction, December 1978.
25. A. Lugaresi & A. Massa. Designing Francis turbines: trends in the last decade. Water Power & Dam Construction, November 1987.
26. A. Lugaresi & A. Massa. Kaplan turbines: design trends in the last decade. Water Power & Dam Construction, May 1988.
27. F. Schweiger & J. Gregori. Developments in the design of Kaplan turbines. Water Power & Dam Construction, November 1987.
28. F. Schweiger & J. Gregory. Developments in the design of water turbines. Water Power & Dam Construction, May 1989.
29. International Code for the field acceptance tests of hydraulic turbines (publication IEC 60041).
30. International Code for model acceptance tests (publication IEC 60193).
31. [http://www.gepower.com/prod\\_serv/products/hydro/en/turbines/francis.htm](http://www.gepower.com/prod_serv/products/hydro/en/turbines/francis.htm)
32. W. F. Durrand. The Pelton Water Wheel, Stanford University, Mechanical Engineering, 1939.
33. Jeremy Thake. The Micro-hydro Pelton Turbine Manual: Design, Manufacture and Installation for Smallscale Hydropower, ITDG Publishing, 2000.
34. [www.smallhydropower.com/manual3.htm](http://www.smallhydropower.com/manual3.htm) etc.
35. Dan Curtis. Going with the Flow: Small-scale Water Power, CAT 1999.
36. Garman P. Water Current Turbines: A Fieldworker's Guide. Intermediate Technology Publications, London, 1986, 144 pp.
37. Gorlov, A. M., The Helical Turbine: A New Idea for Low-Head Hydropower, Hydro Rev., 14, No. 5, 1995, p. 44-50.
38. [www.nupr.neu.edu/turbine.html](http://www.nupr.neu.edu/turbine.html)
39. <http://www.blueenergy.com/public/technology/turbine.html>, Davis Hydro Turbine Prototypes, 10.01.2007.
40. Golovin ș.a. Cerere brevet nr. 2247859 (RU). Pogrujnaia svobodno-potochnaja microelectrostantsija. I.Cl.: F03B13/00, 2005.03.10.

41. <http://ecoclub.nsu.ru/altenergy/working/gea.shtm>, Hidroenergetičeskij agregat svobodopotočnoj GĖS, 17.01.2007.
42. Bostan I., Dulgheru V., Moroz N., Roșcovan G. Brevet nr.1179 MD. Instalație energetică. I.Cl.:F03 D 3/00. Publ. 30.01.1999, BOPI nr.3/99.
43. Jula A., Mogan Gh., Bostan I., Dulgheru V. et al. ECOMECA – ECO- mechanical engineering (monograph). Brașov, Publ. House of „Transilvania” University, Brașov, p.324.
44. Bostan I., Dulgheru V., Bostan N., Ciupercă R. Mini hidro power stations to use the kinetic energy from water / Brussels „EUREKA’2001”: Catalogue Officiel. 50-eme Salon Mondial de l’Innovation de la Recherche et de Nouvelles Technologies, 9 /11 /2000- 17 /11 /2001. – Brussels,2001.–P. 102.
45. Bostan, I.; Dulgheru, V.; Bogdan V. Ciupercă, R. Minihidrocentrală pentru utilizarea energiei cinetice a apei râurilor // Expoziția Internațională Specializată „INFOINVENT’2001”: Catalog Oficial. - Chișinău: AGEPI, 2001. - p. 27.
46. Bostan I., Bogdan V., Ciupercă R. Minihidrocentrală pentru utilizarea energiei cinetice a apei râurilor // Expoziția Internațională Specializată INFOINVENT 2001. Catalog Oficial, p. 27, 2001.
47. Bostan I., Țopa M., Sochireanu A., Vengher D., Ciupercă R., Trifan N., Dicusară I., Ciobanu O. Minihidrocentrală pentru conversia energiei cinetice a apei curgătoare a râurilor. Etapa I: “Aprecierea potențialului energetic al râurilor Nistru, Prut și Răut și elaborarea conceptuală a microhidrocentralei. Argumentarea teoretică a parametrilor funcționali ai rotorului și elaborarea sarcinii tehnice”. Dare de seamă a L.C.Ș. Conducător științific: Bostan I., U.T.M., Chișinău, 2004, 62p.
48. Bostan I., Bogdan V., Dulgheru V., Bostan N., Ciupercă R. Brevet 2288 (MD), CIB F03B7/00. Stație hidraulică;U.T.M. - Nr. 2001 - 0301; Decl. 13. 09. 2001; Publ. BOPI - 2003. – Nr. 10.
49. Bostan I., Dulgheru V., Ciupercă R., Ciobanu O., Ciobanu R. Brevet 2888 (MD), CIB F 03B7/00. Stație hidraulică. U.T.M. – Nr. 2005 0067; Decl.04.03.2005; Publ. BOPI – 2005.- Nr.10.
50. Bostan I., Sochireanu A., Ciupercă R., Poștaru Gh., Trifan N. A helical turbine system for wind and hydraulic energy recovery // Grant CRDF MP2-3023, 2003. Raport științific. Coordonatori: Dulikravich George Stevo, profesor, Univ. Arlington, Texas, SUA; acad. Bostan I., U.T.M., Chișinău, 2004.
51. Bostan I., Dulgheru V., Ciupercă R., Ciobanu R. Simularea interacțiunii fluidului cu paletelile organelor de lucru ale sistemelor de conversiune a energiilor regenerabile, utilizând mediul ANSYS CFX– 5.7. // ECODESIGN: Seminar Național (2005; Brașov): Seminar Național de organe de mașini: Ecodesign: ed. a XXV-a: Brașov, 9-10 iunie 2005. - Brașov: Ed. Universității “Transilvania”, 2005. - p. 119-126.
52. Bostan I., Dulgheru V., Cartofeanu V., Ciupercă R., Ciobanu O. Brevet nr. 2916 (MD), CIB F 03 B 7/00. Centrală hidroelectronică flotantă / U.T.M. – Nr. 2005 0065; Decl. 04.03. Publ. BOPI nr. 11/2005.

53. Bostan I., Dulgheru V., Ciupercă R., Ciobanu O. Brevet nr. 2994 (MD), CIB F03 D 1/06. Turbină eoliană elicoidală / U.T.M. – Nr. 2006 006; Decl. 30.12.2004 ; Publ. BOPI –2006.-Nr.2.
54. Bostan I., Dulgheru V., Ciupercă R. Helical Turbine for Aeolian Systems and Micro-Hidrostation. Product Engineering (Eco-Design, Technologies and Green Energy). Published by Springer, 2004, p. 519 – 527.
55. Bostan I., Dulgheru V., Bostan V., Ciobanu O., Sochireanu A. Brevet nr. 2991(MD), CIB F03 B 7/00. Stație hidroelectrică / U.T.M. – Nr. 2005 0136 ; Decl. 16. 05. 2005; Publ. BOPI, 2006.- Nr.2.
56. Bostan I., Dulgheru V., Sochireanu A., Bostan V., Ciobanu O., Ciobanu R. Brevet nr. 2992 (MD), CIB F03 B 7/00. Stație hidraulică / U.T.M. – Nr. 2005 0270; Decl 15.09.2005 ; Publ. BOPI – 2006.- Nr.2.
57. Bostan I., Dulgheru V., Bostan V., Sochireanu A., Trifan N. Brevet nr. 2993 (MD), CIB F03 B 7/00: F 03 B 13/00. Turbină hidraulică / U.T.M. – Nr.2005 0272 ; Decl. 15.09.2005 ; Publ. BOPI – 2006.- Nr. 2.
58. Bostan I., Dulgheru V., Bostan V., Sochireanu A., Ciobanu O., Ciobanu R., Dicusară I. Stație hidraulică. Brevet nr. 3104 (MD). BOPI nr. 7/2006.
59. Bostan I., Dulgheru V., Bostan V., Sochireanu A., Ciobanu O., Ciobanu R., Dicusară I. Stație hidraulică. Cerere nr. a 2007 0323, 2007.
60. Bostan I., Dulgheru V., Bostan V., Ciupercă R. Brevet nr. 2981 (MD), CIB B63 B 35/44: E02 B 17/00. Stație hidraulică / U.T.M. – Nr. 2005 0274; Decl. 15. 09. 2005; Publ. BOPI 2006.- Nr.2.
61. Moran I. An Introduction to Theoretical and Computational Aerodynamics, John Wiley and Sons, 1984.
62. H. K. Versteeg and W. Malalasekera. An Introduction to Computational Fluid Dynamics, The Finite Volume Method, Longman, 1995.
63. Batcelor G. K. An Introduction to Fluid Dynamics. Cambridge at the University Press, 1970.
64. Bostan I., Dulgheru V., Bostan V., Sochireanu A. ș.a. Minihidrocentrală pentru conversia energiei cinetice a apei curgătoare a râurilor. Etapa II: “Cercetarea parametrilor funcționali ai organului de lucru în baza modelului experimental. Calculul elementelor portante și elaborarea constructivă a minihidrocentralei (Execuție prototip experimental)//Dare de seamă a L.C.Ș. / cond. șt.: V. Dulgheru, - Chișinău, 2005. - 112 p.
65. Bostan I., Bostan V., Ciobanu O. Aspecte privind optimizarea constructivă și funcțională a rotoarelor cu palete multiple cu profil hidrodinamic ale paletelor din stațiile de putere mare pentru conversia energiei // Acta Technica Napocensis. Series: Applied Mathematics and Mechanics 50, vol.II. ISSN 1221-5872. P. 255...258.
66. Belov A., Isaev S. A. Modelirovanie turbulentnyh tecenii. Ucebnoe posobie, Baltijskii gosudarstvennyj tehniceskij universitet, Sankt-Petersburg, 2001.

67. Bostan I., Bostan V., Dulgheru V. Numerical Modelling and Simulation of the Fluid Flow Action on Rotor Blades of the Micro-Hydropower Station. Ovidius University Annual Scientific Journal. Mechanical Engineering Series, Volume VIII, Nr. 1, 19-21 May 2006, Ovidius University Press, Constanța, 2006. ISSN 1223-7221, p. 70-78.
68. Numerical simulation of the fluid flow interaction with hydrodynamic profile blades of the rotor of micro-hydropower station for river kinetic energy conversion // Pro-Activ Partnership in Creativity for the next Generation / Proceedings / 31<sup>st</sup> Annual Congress of the American Romanian Academy of Arts and Science / ARA Doval E. (Coord.) – Quebec Canada. Presses Internationales Polytechnique, 2007, p. 59-62. ISBN 978-2-553-01412-3.
69. Bostan I., Dulgheru V., Bostan V., Sochireanu A. Conversion of renewable kinetic energy of water: synthesis, theoretical modeling and experimental evaluation. Phase I. Grant SCOPES IB7320 – 110902/1. Coordonatori: prof.Dr. Adrian Gheorghe (universitatea ETHZ, Zurich, Elveția); acad. Ion Bostan (UTM) // Raport științific intermediar. Faza II U.T.M. - Chișinău, 2005. - 22 p.
70. Bostan I., Dulgheru V., Bostan V., Sochireanu A., Ciobanu O., Ciobanu R., Dicusară I., Trifan N. Floatable Micro-hydropower Station with Adjustable Hydrodynamic Blades // Geneve'2006. 4 - 8 april. Official Catalogue. 2006-P.47.
71. Bostan I., Dulgheru V., Bostan V., Sochireanu A., Ciupercă R., Ciobanu O., Ciobanu R., Trifan N. Minihidrocentrală cu rotor multipal cu ax vertical și palete cu profil hidrodinamic // Salonul Internațional al Invențiilor, Cercetării și Transferului Tehnologic INVENTICA 2006, Iași, 5-9 iulie, 2006, p. 570.
72. Bostan I., Dulgheru V., Bostan V., Sochireanu A., Ciobanu O. Minigidroccentrală s vertical'nym rotorom // Mijdnarodnii salon Vinahodiv ta novyh Tehnologii „Novii Ceas”, 27-29.09 2006 g. Sevastopol. Catalog, p. 32.
73. Bostan, I., Bostan, V., Sochireanu, A., Trifan, N., Ciobanu, O., Ciobanu, R. Micro-hydropower Station with vertical rotor. Salonul Internațional de Invenții și Tehnologii Noi INVENTIKA 2006, București, 3-7 octombrie, 2006, p. 94.
74. Bostan, I., Bostan, V., Sochireanu, A., Trifan, N., Ciobanu, O., Ciobanu, R. Floatable Micro-hydropower Station. Salon International des Inventions, Bruxelles' 2006. 22 - 26 November. p. 57.
75. Bostan I., Dulgheru V., Bostan V., Sochireanu A., Dicusară I., Ciupercă R., Ciobanu O., Ciobanu R., Cozma T., Trifan N., Vengher D. Minihidrocentrală flotabilă cu palete cu profil hidrodinamic reglabile / Transfer tehnologic în ingineria electronică, materiale multifuncționale și mecanică fină. Simpozion Internațional 17 / IX / 2005. - Chișinău: Î.E.P. Știința, 2005. - p. 180, 188-193.
76. Bostan I., Dulgheru V., Bostan V., Sochireanu A., Dicusară I., Ciupercă R., Ciobanu O., Ciobanu R., Cozma T., Trifan N., Vengher D. Minihidrocentrală flotabilă cu palete cu profil hidrodinamic reglabile / Energetica Moldovei-2005. Conferința Internațională “Energetica Moldovei-2005” 21-24 sept., 2005; Chișinău, Republica Moldova: Rapoarte. - Chișinău: Tipografia Acad. de Științe a Republicii Moldova, 2005. - p. 604-608.

77. Bostan I., Dulgheru V., Bostan V., Sochireanu A., Dicusară I., Ciupercă R., Ciobanu O., Ciobanu R., Cozma T., Trifan N., Vengher D. Minihidrocentrală pentru conversia energiei cinetice a apei curgătoare a râurilor / Registrul elaborărilor științifice în domeniul ingineriei electronice, materialelor multifuncționale și mecanicii fine / Academia de Științe a Moldovei; Agenția pentru Inovare și Transfer Tehnologic. - Chișinău: E.P. Știința, 2005. - p. 54.
78. Bostan I., Dulgheru V., Ciobanu O. Aspecte constructiv-tehnologice privind elaborarea rotorului multipal al minihidrocentralei // Buletinul Institutului Politehnic din Iași, Tomul LII(LVI), Fasc. 5D. Secția Construcției de Mașini, Iași, 2006, p. 1275-1279. ISSN: 1011-285.
79. Bostan I., Dulgheru V., Bostan V., Sochireanu A., Ciupercă R., Ciobanu O., Ciobanu R., Trifan N. Minihidrocentrală cu rotor multipal cu ax vertical și palete cu profil hidrodinamic // A XVIII-a Conferință Internațională de Inventică „Cercetări și tehnologii inovative performante”, Iași, 5-9.07.2006, p. 529.
80. Bostan I., Dulgheru V., Bostan V., Ciobanu O., Sochireanu A., Bostan I., Dulgheru V., Bostan V., Ciobanu O., Sochireanu A., Trifan N. Hydroelectric station. The second meeting of the National Club “Science & Business” “Energy-saving Technologies and Alternative Energy Sources”, 19.06.2006. Catalogue of Innovation in Energetics, Vol.2, Chișinău, 2006 p. 32-33.
81. Bostan I., Moraru Gh., Țopa M., Sochireanu A., Dicusară I., Ciupercă R., Ciobanu O. ș.a. Minihidrocentrală pentru conversia energiei cinetice a apei curgătoare a râurilor. Etapa III: “Elaborarea tehnologiei de fabricare a organului de lucru. Execuție prototip experimental al minihidrocentralei și efectuarea încercărilor în condiții reale”// Raport științific / cond. șt.: V. Dulgheru, - Chișinău, 2006. - 65 p.
82. Bostan I., Bostan V., Dulgheru V., Ciobanu O. Elaboration of design of the minihydrostation multiblade rotor. National Seminar on Parts of Machine „Ioan Drăghici”, University „Petrol și Gaze”, Ploiești, Romania, 13 - 14.07.2006. p. 67-70. ISBN (10) 973-719-110-0.
83. Bostan I., Dulgheru V., Bostan V., Ciobanu O. Proiectarea construcției minihidrocentralei cu rotor multipal. Al 8<sup>lea</sup> Simpozion Național “Proiectarea Asistată de Calculator PRASIC’06”. BRAȘOV, Noiembrie 9-10, 2006, Vol. Mechanisme. Tribologie, p. 67-70.
84. Bostan I., Dulgheru V., Bostan V., Sochireanu A., Ciobanu O., Trifan N. Minihidrocentrali dlya conversii kineticeskoi energii vodnyh potokov rek. // Expoziția Internațională „Vinahodi Innovacii”, 10-13 aprilie 2006, Kiev. Catalog Oficial, p. 68.
85. Bostan, I., Dulgheru, V., Grigoraș, S. Transmisii planetare, precesionale și armonice: [Atlas]- București: Ed. Tehnică; Chișinău, 1997.- 195 p.
86. Bostan I., Dulgheru V., Ciobanu R., Ciobanu O. Brevet nr 3153. Multiplicator planetar precesional. Publ. BOPI 2006, nr. 9.

87. Bostan I., Țopa M., Dulgheru V., Vaculenco M. Brevet nr. 1886 B1 (MD), CIB F16H1/32; B23F9/06. Angrenaj precesional și procedeul de realizare a lui / U.T.M. – Nr. 2000 – 071 ; Decl. 13. 10. 2000; Publ. BOPI – 2002. – Nr. 3.
88. John W. Twidel and Anthony D. Weir. Renewable energy resources. London: E. & F. N. Spon, 1986. – 392 p. ISBN 0-419-12000-9.
89. Spravochnik po electriceskim mashinam: V 2-h tomah, T.1/ Pod obshchsei red. I.P. Kopîlova, B.K. Klokova.- M.: Energoatomizdat, 1989. – 688 c. ISBN 5– 283– 00531– 3.
90. Anders Grauers. Design of Direct-driven Permanent – magnet Generators for Wind Turbines. Chalmers University of Technology Sweden. Technical Report No. 292, Göteborg, 1996. – 133 p.
91. Gabriel Grama, Mihaela Chefneux, Relu Balaban. Permanent magnet synchronous generator for small wind plants. Lucrările ICPE, nr. 1– 2, 1999, p. 41– 43.
92. Petri Lampola. Directly Driven Low – Speed Permanent – Magnet Generators for Wind Power Applications. Helsinki University of Technology, Laboratory of Electromechanics. Electrical Engineering Series No. 101, Espoo, 2000. – 62 p.
93. Ion Sobor, Nicolai Kobîleațki. Tendințe moderne în tehnologia de conversie a energiei eoliene și a energiei cinetice a curenților de apă. Conferința Tehnico - științifică Jubiliară a Colaboratorilor, Doctoranzilor și Studenților, 8-9 oct. / Univ. Teh. a Moldovei.- Ch.: Ed. UTM, 2004, p. 299-302. ISBN 9975 -9841-2-6.
94. Maxime Roger, Joseph Dubois. Optimized Permanent Magnet Generator Topologies for Direct – Drive Wind Turbines. Les Imprimeries ABC Inc. Canada, Levis, 2004. – 245 p. ISBN 0–9734585–0–X.
95. Proiektirovanie electriceskikh mashin: Uchebnoe posobie dlya vuzov/I. P. Kopîlov, F. A. Goreainov, B.K. Klovov i dr. Mockva: Energia, 1980.-486 p.
96. B.J. Chalmers, W. Wu, E. Spooner. An Axial-Flux Permanent-Magnet Generator for a Gearless Wind Energy System. IEEE Transactions on Energy Conversion, Vol. 14, No. 2, June 1999, pp.251-257.
97. Muljadi E., Butterfield C. P. Yih-Huei Wan. Axial Flux, Modular, Permanent-Magnet Generator with a Toroidal Winding for Wind Turbine Applications. National Wind Technology Center, National Renewable Energy Laboratory. IEEE Industry Applications Conference St. Louis, MO, November 5-8, 1998.
98. Maxime Dubois, Henk Polinder. Axial-Flux Generator for Wind Turbines Design of a Modular Axial-Flux Permanent Magnet generator of Power 1.8 MW. Contract no. IS990012. Delft University of Technology. Report number EPP00. R07, December, - 2000, 74 p.
99. S. Huang, J.Luo, T.A. Lipo. Analysis and Evaluation of the Transverse Flux Circumferential Current Machine. University of Wisconsin-Madison. IEEE Industry Application Society Annual Meeting. New Orleans, Louisiana, October, 5-7,1997.



- 100.** Sobor I., Kobîleațki N. Permanent magnet generator for small wind turbines redesigned from induction motors. *Bul. Inst. Polit., Iași. Electrotehnica, Energetica, Electronica, LII (LVI), fasc. 5*, p. 443-449, 2006. ISSN 1223-8139.
- 101.** Asinhronnye dvigateli serii 4A: Spravochnik / A. Kravchiuk, i dr. – M.: Energoizdat, 1982. – 504 s.
- 102.** www.cy-magnetics.com. Neodymium Iron Boron Magnets. Magnetic Propertis of Sintered NdFeB Magnets. Accesat la 20 martie 2005.
- 103.** Bostan I., Cebotari D., Donțu V., Dulgheru V., Ciobanu O. Elaboration of the low speed centrifugal pump. *Journal „Meridian Ingineresc”*, Nr. 2, 2006, p. 11-15.
- 104.** Agregaty elektronasosnye serii PC, tipa KM. Pasport, Chișinău, 2006. Pentax Water Pumps. <http://www.pentax-pumps.it/ita/html/index.html>.
- 105.** Lomakin A. Centrobežnye i osevye nasosy. M.-L., «Mašinostroenie», 1966.
- 106.** Mihajlov A., Malûšenko V. Lopastnye nasosy. M., «Mašinostroenie», 1977.
- 107.** Pfljederer K. Lopatočnje mašiny dlâ židkosteji i ġazov. Per. s nem. pod red. V. I. Polikovskoġo. M., Mašġiz, 1990.
- 108.** Bostan I., Cebotari D., Donțu V., Dulgheru V., Ciobanu O., Kokidico A. Low speed centrifugal pump. *Nasosy & Oborudovanie, VNIIAEN, Ukrain, Nr. 2*, 2006. p. 32-34.
- 109.** Bostan I., Dulgheru V., Bostan V. Microhidrocentrale pentru conversia energiei cinetice a apei curgătoare a râurilor fără construcția barajelor: o metodă ecologic curată de satisfacere a necesităților consumatorilor rurali. Simpozion Internațional în integrarea socio-economică după intrarea României în Uniunea Europeană. 3-4 noiembrie 2006, Brașov, România. Culegere de lucrări, p. 34-38.
- 110.** Bostan I., Bostan V., Sochireanu A., Trifan N., Ciobanu O. Minigidrocentral' dlya konversii kineticheskoi energii rek bez postroeniya damb. 10 Moskovskij Mezhdunarodnyj Salon Promyshlennoj Sobstvennosti. Katalog, 27-30 marta 2007 g., p. 6.
- 111.** Bostan I., Dulgheru V., Bostan V., Ciobanu O. Minihidrocentrală pentru conversia energiei cinetice a apei curgătoare a râurilor // Salonul Internațional al Invențiilor, Cercetării Științifice și Transferului Tehnologic ECOINVENT 2007. 30.05 - 02.06.2007. Catalog Oficial, p. 27-28, 2007.
- 112.** Bostan I., Dulgheru V., Sochireanu A., Ciobanu O., Ciobanu R., Ciupercă R., Dicusară I. Minihidrocentrală flotabilă cu palete cu profil hidrodinamic reglabile: poster, prototip industrial al pompei hidraulice și generatorului. Expoziția Internațională INFOINVENT 2005, 9-12 noiembrie 2005, Chișinău, p. 38.
- 113.** Bostan I., Dulgheru V. Unele aspecte privind studiul pieței pentru energia renovabilă obținută din energia cinetică de curgere a apei râurilor // Revista „Convorbiri economice”. Publicație lunară. Brașov. ISSN1582 – 3555. Nr. 8, 2006, p. 32-34.



# Capitolul IV

## ENERGIA EOLIANĂ

### 1. Vântul ca sursă de energie

Energia eoliană a fost folosită de om pe parcursul a mii de ani. De peste 3000 de ani, morile de vânt sunt folosite pentru măcinat sau pomparea apei. Și astăzi, în secolul informaticii, al energiei nucleare și electricității, mii de mori de vânt sunt folosite pe diferite continente pentru pomparea apei și a petrolului, pentru irigare, producerea energiei mecanice în scopul acționării mecanismelor de mică putere.

Electricitatea poate fi obținută folosind diferite metode, dar absolut toate necesită combustibil în cele mai multe cazuri de origine fosilă: cărbune, gaz natural, petrol sau uraniu 235 și plutoniu 239 la centralele termonucleare. Prin ardere sau în rezultatul fisiunii nucleare, energia primară înglobată în combustibil se transformă în energie termică. Proiectată în mod special pentru fiecare tip de combustibil, turbina antrenează generatorul care produce electricitate. În acest context, electricitatea produsă de vânt nu se deosebește de cea produsă din combustibil fosil sau nuclear. Vântul, în calitate de combustibil manifestă un avantaj esențial: este fără plată și nu poluează mediul ambiant.

În zilele noastre, expresia utilizarea energiei eoliene semnifică, în primul rând, energia electrică nonpoluantă produsă la o scară semnificativă de „*morile de vânt*” moderne numite *turbine eoliene*, termen prin care se încearcă accentuarea similarității cu turbinele cu abur sau cu gaz, folosite pentru producerea electricității și totodată, pentru a face o distincție între vechea și noua lor destinație.

Încercări de a obține energie electrică din vânt datează peste o sută de ani, începând cu sfârșitul secolului al XIX<sup>-lea</sup>. O adevărată înflorire a acestei tehnologii se atestă, însă, abia după criza petrolului din anul 1973. Creșterea bruscă a prețului la petrol a impus guvernele țărilor dezvoltate să aloce substanțiale surse financiare pentru programe de cercetare, dezvoltare și demonstrare. 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) – Wind Energy Conversion Systems (WECS).

Dacă în anul 1973 principalul stimulent de dezvoltare a SCEE l-a constituit prețul petrolului, astăzi s-a adăugat un al doilea: tendința omenirii să producă energie electrică „curată” sau „verde” fără sau cu mici emisii de oxid de carbon. Anul 1993 a fost

marcat ca începutul unui boom eolian care se caracterizează printr-o creștere anuală de peste 20% a capacităților de putere instalată. Astfel, în 1999, capacitatea mondială a crescut cu 4033 MW, ceea ce a constituit un record pentru filiera eoliană și, ceea ce este foarte semnificativ, pentru prima dată a depășit capacitatea de putere nucleară instalată în lume în același an [1-3]. În perioada 1996–2006, capacitatea mondială a crescut de peste 12 ori și a atins cifra de 73904 MW în 2006 (fig. 4.1).

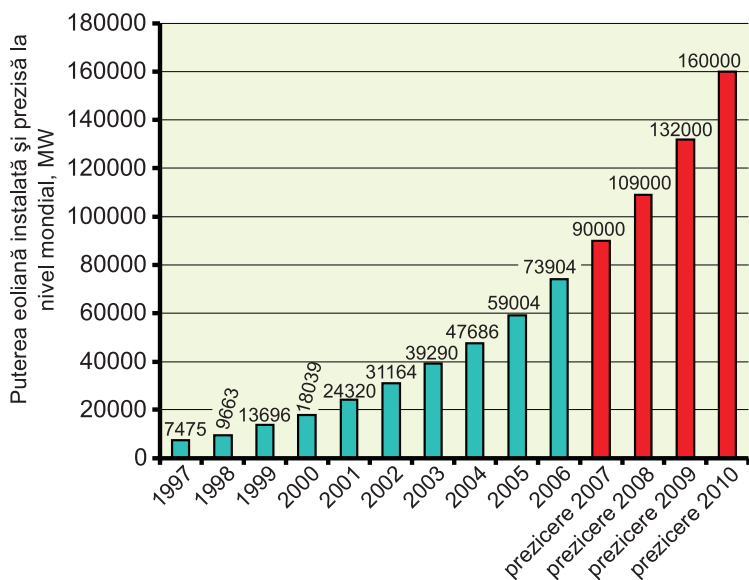


Fig. 4.1. Puterea eoliană cumulativă instalată și prezisă la nivel mondial [4,5].

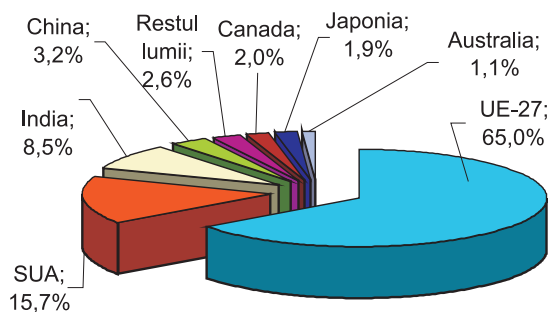


Fig. 4.2. Distribuția puterii instalate eoliene la nivel mondial [4,10].

Liderul incontestabil la nivel mondial este comunitatea europeană UE-27 cu o cotă de 65%, urmată de SUA și India (fig. 4.2). O astfel de dezvoltare spectaculoasă nu cunoaște un alt la nivel mondial sector din industria mondială. În anii 2007-2010 se preconizează o creștere anuală de peste 21% și către 2010 puterea instalată mondială va atinge 160 000 MW. Cu ocazia lansării Platformei tehnologice

europene privind energia eoliană comisarul UE pe teme de energie A. Piebalgs a menționat [6]: „Energia eoliană este cu siguranță una dintre tehnologiile care se dezvoltă cel mai rapid și joacă un rol important, contribuind la crearea unei politici energetice durabile și competitive în Europa”. În anul 2005, în țările UE s-a produs

circa  $69,5 \cdot 10^6$  MWh energie electrică eoliană, de 26 de ori mai mult decât consumul de energie electrică a Moldovei în anul 2005. Vântul asigură cu electricitate peste 35 milioane de gospodării din UE, dar foarte puțini cunosc acest lucru – simptom care relevă lipsa cunoștințelor în domeniul tehnologiei respective. La nivel global, către anul 2020, circa 12% din energia electrică produsă va fi de origine eoliană. În tabelul 4.1 sunt prezentate cele mai avansate 5 țări și 5 companii în domeniul energiei eoliene, la nivel mondial.

**Tabelul 4.1.** Cele mai avansate țări și companii din lume în domeniul tehnologiei eoliene.

Țara	Puterea eoliană instalată, MW	Ponderea la nivel mondial, %	Compania	Ponderea pe piața eoliană, %
Germania	20622	27,9	Vestas, Danemarca	27,4
Spania	11615	15,7	Gamesa, Spania	15,5
SUA	11603	15,7	GE Wind, SUA	15,3
India	6270	8,5	Enercon, Germania	14,5
Danemarca	3136	4,2	Suzlon, India	7,5

Republica Moldova se află în faza incipientă a valorificării energiei vântului, dar în viitorii 5-10 ani vom fi martorii unei penetrări rapide a tehnologiei atât pentru producerea energiei electrice la o scară mare, cât și pentru pomparea apei în scopul irigațiilor, încălzirii spațiilor, alimentării cu energie electrică a consumatorilor izolați. Corpul ingineresc, agenții economici și factorii de decizie din Republica Moldova trebuie să conștientizeze următoarele realități:

- În Republica Moldova se regăsește un singur „combustibil” – vântul – din care poate fi produsă energie electrică la o scară mare. Starea actuală, în care circa 78% din energia electrică consumată, este importată de la un singur furnizor (Ucraina), nu mai poate fi tolerată. În continuare se va demonstra că vântul ca sursă de energie poate să asigure zeci și sute de MW putere instalată;
- electricitatea hidro- și cea fotovoltaică va fi produsă la puteri mici (zeci și sute de kW), deși va juca un rol important, ea va avea totuși impact doar la nivel local;
- în condițiile noului boom eolian trebuie să așteptăm minimum doi ani din momentul semnării contractului și achitării a circa 30% din cost și până la livrarea turbinelor de mare putere. Republica Moldova a întârziat deja să se lanseze pe piața energetică eoliană, în viitor preconizându-se anumite pierderi, deoarece capitalul investit va crește.

Pentru o cunoaștere integrală a tehnologiei conversiei energiei eoliene în energie electrică sunt necesare cunoștințe din diverse domenii, inclusiv, meteorologie, aerodinamică, electrotehnică, inginerie mecanică și a construcțiilor civile. De asemenea,

pentru a lua o decizie corectă în ce privesc investițiile, sunt necesare cunoștințe în domeniul analizei economice a proiectelor.

Capitolul care urmează începe cu estimarea potențialului energetic eolian al Republicii Moldova. Pentru prima dată, la nivel național, autorii încearcă să dea răspuns la întrebarea: există sau nu resurse energetice eoliene care merită să fie valorificate? Apoi se descrie principiul de conversie a energiei cinetice a unui flux de aer în energie mecanică, sunt prezentate formulele pentru calculul puterii fluxului de aer și limitele tehnice care diminuează eficiența conversiei. Urmează o trecere în revistă a evoluției tehnologiilor eoliene, a principalelor scheme constructive, a tendințelor moderne în construcția turbinelor eoliene și în utilizarea materialelor pentru pale. Sunt prezentate caracteristicile tehnice ale turbinelor de putere mare, inclusiv ale turbinelor recomandate pentru utilizare în condițiile de vânt ale Republicii Moldova și pașii inițiali necesari în vederea construcției unei centrale eoliene. Ultimul paragraf este consacrat turbinelor de putere mică, inclusiv, elaborate de autori și exemple de aplicație rațională a acestora.

## 2. Estimarea resurselor energetice eoliene ale Republicii Moldova

### 2.1. Caracteristicile și parametrii energetici ai vântului

Vântul servește în calitate de „*combustibil*” pentru centrale eoliene. Având în vedere că densitatea puterii eoliene (vezi paragraful 4.1) este proporțională cu cubul vitezei vântului, este foarte important să cunoaștem resursele energetice eoliene ale întregii țări, ale unei regiuni, ale amplasamentului unde va fi construită o eventuală centrală eoliană. De obicei, resursele energetice eoliene sunt exprimate prin două caracteristici principale ale vântului – viteza și densitatea de putere eoliană – care determină potențialul energetic eolian al localității.

Pentru factorii de decizie la nivel central este important să se cunoască resursele energetice eoliene cu scopul planificării strategice; în acest sens necesită un răspuns, următoarele întrebări:

- Care sunt resursele energetice eoliene și cum sunt repartizate pe regiuni?
- Care este cota din consumul total de electricitate care poate fi acoperită cu energie eoliană?
- Cum poate fi exploatat acest potențial?

La nivel local sau pentru un investitor în energia eoliană, la etapa inițială de implementare a unui proiect este important să cunoască răspunsurile la următoarele întrebări:

- Care este potențialul energetic eolian în amplasamentul respectiv?
- Ce cantitate de energie electrică va fi produsă într-un an de o turbină cu caracteristici tehnice specificate?
- Care va fi prețul de cost al energiei electrice eoliene?
- Care este durata de recuperare a investițiilor?
- Care este variația diurnă și anuală a vitezei vântului, respectiv a densității de putere eoliană?

În paragrafele ce urmează, în premieră pentru Republica Moldova, autorii vor încerca să dea răspunsuri exhaustive la întrebările puse mai sus. Cele mai corecte răspunsuri pot fi obținute ca urmare a măsurărilor caracteristicilor vântului în amplasamentul dat la înălțimea axei de rotație a turbinei pe o perioadă de minimum un an. Această cale, însă, necesită cheltuieli mari și o perioadă îndelungată de timp.

Țările cu un înalt grad de utilizare a energiei vântului au ales o altă cale: modelarea pe calculator, pentru suprafețe mari, a vitezei vântului, folosind programe speciale cu considerarea orografiei și caracteristicilor suprafeței terenului, obstacolelor etc. În aceste modele sunt folosite așa-numitele date istorice despre vânt, culese de la stațiile meteorologice din regiune sau din întreaga țară. Ca urmare, a fost alcătuit Atlasul Vântului (AV), care conține informații despre viteza și densitatea de putere

a vântului sub formă de hartă de contur sau gradată. AV poate fi produs atât la nivel global, de țară sau regiune, dar el nu substituie necesitatea măsurărilor instrumentale, ci doar precizează în ce regiune să concentrăm investigațiile și să stabilim locul unde merită să efectuăm măsurări.

La următoarea etapă de investigații, o turbină eoliană virtuală cu caracteristici tehnice cunoscute, poate fi amplasată într-un punct geografic oarecare și, folosind datele AV, se determină cantitatea de energie electrică care poate fi produsă pe o perioadă oarecare: o lună, un an etc. Evident, există și constrângeri care limitează sau pun în dificultate folosirea modelelor matematice pentru estimarea resurselor energetice eoliene. În primul rând ne referim la disponibilitatea datelor veridice primare despre vânt și a hărților digitale topografice la scara necesară. Nu mai puțin importantă este disponibilitatea de date a măsurărilor caracteristicilor vântului - vitezei și direcției, efectuate la înălțimi de minimum 50 m deasupra solului cu scopul validării rezultatelor obținute prin calcul.

**Viteza și direcția** sunt caracteristicile principale ale vântului pentru un amplasament oarecare. La stațiile meteorologice, viteza vântului se măsoară cu ajutorul anemometrului cu cupe, care este dotat și cu giruetă pentru determinarea direcției vântului. În ultimii ani, stațiile meteorologice ale Serviciului Hidrometeorologic al Republicii Moldova au fost dotate cu anemometre cu înregistratoare (eng. Logger), ceea ce permite să dispunem de informații culese pentru intervale de timp cu mult mai mici. Conform standardelor, vitezele vântului au fost obținute ca rezultat al înregistrărilor din trei în trei ore, respectiv, la ora 0, 3, 6, 9, 12, 15, 18, 21. Viteza vântului pentru fiecare perioadă de trei ore se consideră viteza medie determinată pe un interval de 10 minute, adică între  $0^{00} - 0^{10}$ ,  $3^{00} - 3^{10}$  ș.a.m.d. Aceste date, stocate în arhiva Serviciului Hidrometeorologic, se numesc date primare. La toate stațiile meteorologice din Republica Moldova și din alte țări, caracteristicile vântului se măsoară la înălțimi de 10 – 12 m deasupra solului.

Vântul se caracterizează printr-o variație pronunțată atât a vitezei, cât și a direcției și pentru a obține informații veridice sunt necesare date primare pe o perioadă de minimum 10 ani. În figura 4.3 se prezintă variația vitezei vântului pe o perioadă de 24 h, efectuate de Centrul „Energie Plus” din cadrul Universității Tehnice a Moldovei la înălțimea de 50 m deasupra solului. În diagramă se prezintă rezultatele procesate ale vitezei vântului efectuate din 3 în 3 secunde. Ca rezultat al unei măsurări se consideră viteza medie calculată pe un interval de timp egal cu 10 minute (media aritmetică a 200 de măsurări). Astfel, în 24 h vom avea 144 de rezultate. Constatăm că viteza medie a vântului pe intervale de timp de 10 minute variază în 24 de ore de la 0 până la 8,71 m/s.

Evident, putem determina viteza medie pe un interval mai mare decât 10 minute, de exemplu, o oră, o zi, o lună sau chiar un an. Dar informația cu privire la viteza medie a vântului pe un interval oarecare nu este suficientă pentru a judeca despre potențialul energetic al vântului. Pentru a demonstra această afirmație, calculăm densitatea medie de putere eoliană pentru exemplul de mai sus, adică pentru un interval de 24 h.

**Densitatea medie de putere eoliană.** Se măsoară în  $\text{W}/\text{m}^2$  și caracterizează potențialul energetic eolian al localității. Viteza medie aritmetică, în exemplul de mai sus, pe un interval de 24 h este egală cu  $4,49 \text{ m/s}$  (vezi linia paralelă cu axa absciselor din figura 4.3). Folosind formula (4.9), obținem densitatea medie de putere eoliană

$$p = 0,5\rho V^3 = 0,5 \cdot 1,225 \cdot 4,49^3 = 54,5 \text{ W}/\text{m}^2,$$

unde  $\rho$  este densitatea aerului;  $V$  – viteza medie a vântului.

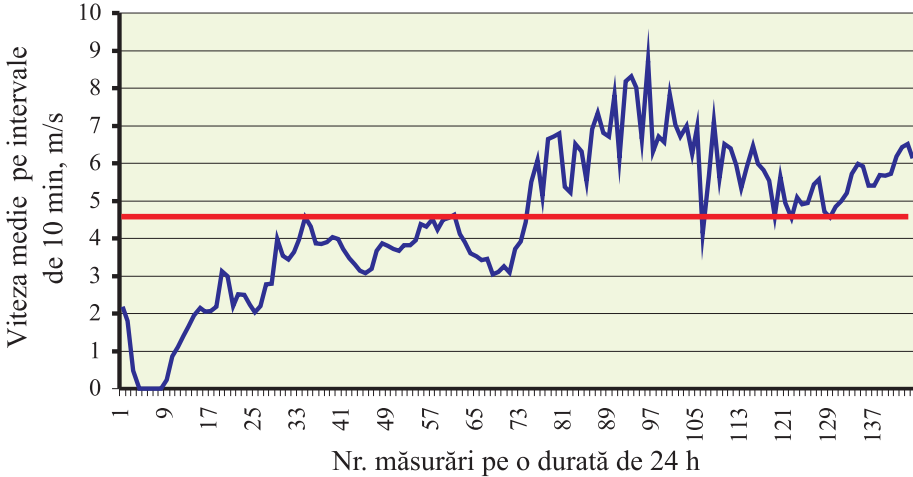


Fig. 4.3. Exemplu de variație a vitezei vântului pe o perioadă de 24 h.

Dar viteza vântului este o variabilă aleatorie și trebuie să o caracterizăm în termeni ai teoriei probabilităților. Un astfel de termen este funcția densitate de probabilitate a vitezei vântului,  $F(V)$ , care se determină ca fiind fracțiunea de timp pentru care viteza medie a vântului se încadrează într-un interval specificat  $\Delta V_i$ . Altfel spus, funcția densitate de probabilitate a vitezei vântului caracterizează ponderea vitezei în intervalul cuprins între  $V_{min}$  și  $V_{max}$  obținute pe durata măsurărilor. Pentru a determina funcția densitate de probabilitate a vitezei pentru exemplul de mai sus (fig. 4.3), procedăm în modul următor:

- se determină gama de variație a vitezei pe durata măsurărilor. În cazul nostru  $V_{min} = 0,0$  și  $V_{max} = 8,71 \text{ m/s}$ ;
- gama de variație a vitezei se împarte în  $n$  intervale egale, de obicei, cuprinse între  $0,1$  și  $1,0 \text{ m/s}$ . S-a ales  $\Delta V_i = 1,0 \text{ m/s}$ . Viteză de calcul pentru fiecare interval este egală cu viteza medie. De exemplu, în intervalul 6 se încadrează vitezele cuprinse între  $5$  și  $6 \text{ m/s}$ , viteza medie de calcul se consideră egală cu  $5,5 \text{ m/s}$ ;
- se scanează cele 144 de măsurări și se determină numărul de măsurări  $n_i$  care se încadrează în fiecare interval;
- se determină funcția  $F(V) = n_i / N \cdot \Delta V_i$ .



Rezultatele obținute sunt incluse în fig. 4.4 (histograma).

Având în vedere caracterul probabilistic al vitezei vântului densitatea de putere se va calcula cu formula

$$p = 0,5\rho \sum_{i=1}^9 V_i^3 F(V_i) = 83,9 \text{ W/m}^2$$

și este cu 54% mai mare decât densitatea de putere, calculată mai sus, folosind doar viteza medie a vântului pe durata de 24 h. Interpretarea grafică a rezultatelor

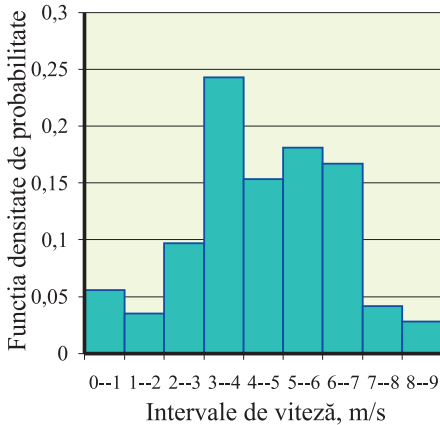


Fig. 4.4. Funcția densitate de probabilitate a vitezei.

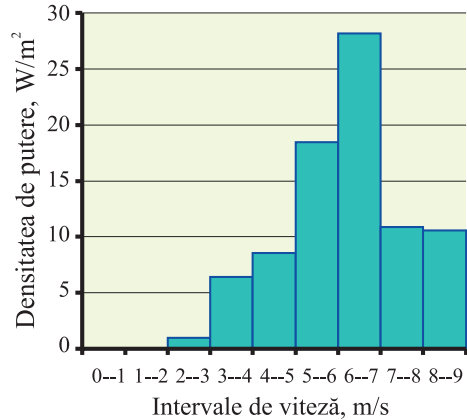


Fig. 4.5. Densitatea de putere eoliană.

este prezentată în figura 4.5. Cea mai mare pondere a densității de putere aparține intervalului de viteză cuprins între 6 și 7 m/s și constituie 35,5%. Totodată, cea mai mare pondere a vitezei aparține intervalului de viteză cuprins între 3 și 4 m/s (vezi fig. 4.4). Viteza de demarare a turbinelor moderne este egală sau mai mare de 4 m/s. Din figura 4.4 rezultă că, pentru intervalul de timp analizat (24 h), durata vitezelor lucrative ( $\geq 4$  m/s) constituie circa 60%.

**Turbulența.** Se referă la fluctuațiile vitezei vântului pe o perioadă scurtă de timp, de obicei mai mică de 10 min. Turbulența este cauzată de două fenomene: frecarea dintre fluxul de aer și suprafața pământului, adesea amplificată de particularitățile topografice caracterizate prin văi, dealuri și munți; al doilea ține de efectele termice care provoacă mișcarea maselor de aer pe verticală.

Turbulența influențează negativ asupra rotorului turbinei, cresc solicitările mecanice provocate de rafalele scurte de vânt, materialul elicei obosește și poate ceda. Concomitent cu creșterea înălțimii, turbulența se micșorează. Unul din indicatorii care caracterizează turbulența este intensitatea turbulenței definită ca raportul dintre abaterea standard  $\sigma$  și viteza medie pe un interval de timp egal sau mai mic de 10 minute.

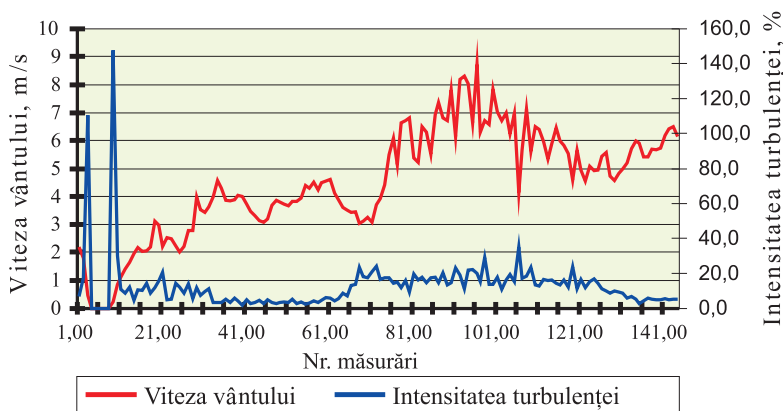


Fig. 4.6. Variația vitezei vântului și intensității turbulenței: durata observărilor – 24 h; număr de măsurări -144.

În figura 4.6 este prezentată variația intensității turbulenței pe un interval de timp egal cu 24 h. Cu cât viteza medie pe durata de 10 minute este mai mică, cu atât este mai mare intensitatea turbulenței. Pentru a trage concluzii asupra turbulenței este necesar să dispunem de rezultatele măsurărilor vitezei vântului pe durate mai mici de 10 minute pe parcursul a minimum 10 ani.

**Vânturi extreme.** Turbinele eoliene trebuie să fie proiectate astfel încât să reziste la acțiunea vânturilor extreme sau a rafalelor de vânt. Dacă viteza vântului este mai mare decât 25 m/s, turbina eoliană este frânată sau scoasă de sub acțiunea vântului. Conform datelor publicate în [7, 8] în Republica Moldova se atestă vânturi cu viteza de 25–28 m/s odată la 5 ani, 25–30 o dată la 10 ani și 25–31 o dată la 20 de ani.

## 2.2. Metodologia estimării potențialului energetic eolian

Pentru a calcula viteza medie a vântului, densitatea de putere, roza vântului și funcția densitate de probabilitate a vitezei vântului și, în continuare, pentru a evalua potențialul energetic eolian, în prezent, se utilizează două modele: modelul elaborat de țările UE, cunoscut sub denumirea WASP (*Wind Atlas Analysis and Application Program*) [9,10], pe baza căruia a fost întocmit Atlasul European al Vântului [11] pentru țările UE-15, bazat pe teoria curenților de aer, și modelul american, elaborat de NASA și Forțele Aeriene ale SUA, bazat pe teoria dinamică a climei [12].

Modelul american este elaborat recent și are mai multe posibilități, inclusiv modelarea climatologiei vântului în teritoriul muntos. Programul de calcul, numit “*MesoMap*” cere o capacitate enormă a rețelei de calculatoare – 4 supercalculatoare Cray C90. Din această cauză, programul nu se comercializează, compania “*AWS truewind*” acordă numai servicii în domeniu. Estimarea potențialului energetic eolian al Republicii Moldova, inclusiv întocmirea hărții digitale a densității de putere eoliană, costă peste 50 000 \$ US, efectuarea măsurărilor pe parcursul a 12 luni

într-un singur amplasament se estimează la 35 000 \$ US, inclusiv costul aparatului de măsurare.

Înalta eficiență a programului WASP, raportul optim preț/calitate a determinat mai multe state din Europa Centrală și de Est, inclusiv cei 10 noi membri ai UE, spre a-l utiliza pentru estimarea potențialului eolian, întocmirea atlaselor proprii, similare celui european. Dintre țările care nu sunt membre ale UE, dar au elaborat AV, menționăm: Rusia, Mongolia, Armenia, Norvegia, Croația [5].

Republica Moldova nu deține AV în sensul deplin al acestui termen. În anii 2001-2003, în cadrul proiectului „*Elaborarea Cadastrului Energetic Eolian al Republicii Moldova*” finanțat de Consiliul Suprem pentru Știință și Dezvoltare Tehnologică și Universitatea Tehnică a Moldovei s-au efectuat studii privind statistica climatologiei vântului, au fost create AV pentru zece stații meteorologice (din 17 existente), efectuate măsurări ale caracteristicilor vântului la înălțimea de 50 m deasupra solului în trei puncte amplasate în zona de sud și centrală ale Republicii Moldova și s-a estimat potențialul energetic eolian în zona de sud a țării. Rezultatele studiilor au fost publicate în lucrările [13–21], dar din lipsa finanțării adecvate nu s-a creat AV al întregii țări, nu au fost efectuate măsurări în zona de nord a țării și nu s-a întocmit și publicat AV pentru a fi utilizat de toate persoanele cointerestate. Studiile menționate s-au bazat pe metodologia acceptată în țările UE și setul de programe WASP.

Programul WASP permite două modalități de funcționare:

1. Analiza datelor primare despre vânt în vederea obținerii AV pentru fiecare stație meteorologică (punct de observație) în parte.
2. Utilizarea AV și a curbelor de putere ale turbinelor eoliene în vederea evaluării potențialului energetic eolian în orice punct situat într-o rază de cel mult 50 km de la punctul unde au fost efectuate măsurări.

Pentru a obține AV al punctului de amplasare a unei stații meteorologice sunt necesare următoarele informații inițiale:

- date primare despre vânt pe o perioadă de cel puțin 10 ani;
- descrierea amplasamentului stației meteorologice cu evidențierea: rugozității împrejurimilor și obstacolelor existente în imediata vecinătate a aparatului de măsurare;
- harta digitală a regiunii respective.

### 2.3. Statistica climatologiei vântului și Atlasul Vântului

În scopul elaborării AV ale stațiilor meteorologice amplasate pe teritoriul Republicii Moldova, au fost procesate datele înregistrărilor sistematice despre vânt culese pe o perioadă de 10 ani de la 17 stații meteorologice și s-a obținut statistica climatologiei vântului pentru fiecare stație meteorologică. Statistica climatologiei

vântului se prezintă prin interpretarea grafică a direcției vântului (roza vânturilor) și a distribuției funcției densitate de probabilitate a vitezei vântului (histograme obținute conform metodologiei descrise în p. 2.1) și în formă tabelară – ponderea vitezelor vântului pe fiecare sector. În figurile 4.7 și 4.8 sunt prezentate două exemple de statistici ale climatologiei vântului: la stațiile meteorologice Ceadâr-Lunga și Ștefan – Vodă.

Distribuția funcției densitate de probabilitate a vitezei vântului (histogramele) se aproximează cu funcția Weibull [11]

$$F(V) = \frac{k}{A} \left( \frac{V}{A} \right)^{k-1} \exp \left( - \left( \frac{V}{A} \right)^k \right) \quad (4.1)$$

unde  $A$  și  $k$  se numesc parametrii distribuției Weibull,  $A$  este parametru de scară, iar  $k$  – parametru de formă al distribuției.

Cu parametrii Weibull s-au calculat vitezele medii anuale ale vântului pentru fiecare stație meteorologică

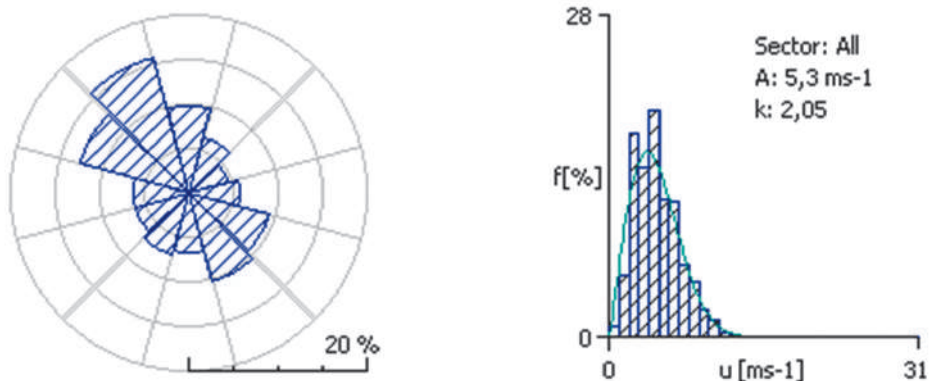
$$\bar{V} = A \cdot G \left( 1 + \frac{1}{k} \right), \quad (4.2)$$

unde  $G(1+1/k)$  este funcția gama, ale cărei valori sunt date în [11].

În tabelul 4.2 sunt prezentate vitezele medii anuale calculate de autori pe baza datelor primare înregistrate în perioada 1990–1999, folosind programul WAsP. Pentru comparație sunt prezentate vitezele medii culese din agenda [7], calculate pe baza datelor primare obținute în perioada 1946–1980 și calculate pe baza datelor primare obținute în perioada 1947–1956 [22].

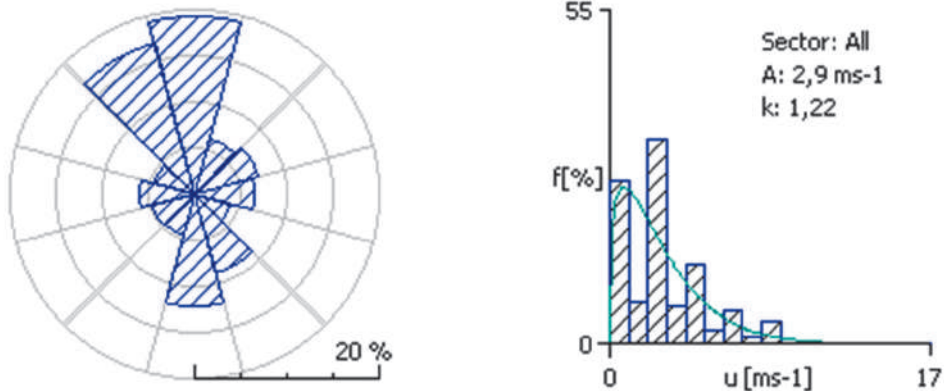
În baza rezultatelor obținute la cele 17 stații meteorologice existente s-au tras concluzii importante pentru analiza ulterioară:

1. Se constată o influență puternică a obstacolelor din jurul turnurilor cu anemometre. Cele mai mari viteze medii anuale ale vântului sunt la Ceadâr-Lunga, Cahul și Bălți. Anemometrele sunt amplasate în zonele deschise ale fostelor aeroporturi din aceste localități. Stația meteorologică din Cahul a fost transferată din zona urbană în zona aeroportului și prin aceasta se explică diferența de 14% între viteza medie calculată pe baza măsurărilor efectuate până în 1956, și cea calculată pe baza măsurărilor efectuate în 1990–1999. Invers, la stațiile meteorologice Comrat și Cornești se atestă viteze medii mai mici decât cele anterioare. Investigațiile făcute de autori pe teren demonstrează o amplificare a efectelor de ecranare a anemometrelor.
2. Funcțiile densitate de probabilitate a vitezei vântului oferă posibilitatea de a selecta stațiile meteorologice reprezentative și a exclude din analiza ulterioară acele stații ale căror date primare trezesc suspiciuni. Astfel, pentru zona



Roza vântului		Ponderea vitezelor vântului pe fiecare sector, în %													Coef. Weibull	
Sec. [°]	%	Viteza vântului, m/s													A	k
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13		
0	9,7	1	5	18	16	23	13	12	5	4	2	1	0	0	5,1	2,2
30	6,5	1	6	16	16	21	13	11	7	5	2	1	1	0	5,3	2,0
60	4,4	2	4	13	14	22	11	14	6	7	3	2	1	1	5,5	2,1
90	5,7	1	5	12	11	19	15	14	8	6	4	3	1	1	6,0	2,3
120	9,2	1	2	10	11	18	14	16	10	8	5	3	1	1	6,4	2,6
150	10,3	1	3	10	11	19	13	15	11	9	4	3	1	0	6,4	2,6
180	6,7	1	7	17	14	20	12	15	6	5	2	1	0	0	5,2	2,3
210	7,0	1	9	24	20	22	11	6	3	2	1	1	0	0	4,4	2,2
240	6,3	1	10	25	20	21	10	7	2	2	1	1	0	0	4,3	2,2
270	6,2	1	10	29	18	17	9	8	4	2	1	1	0	0	4,4	1,9
300	12,5	1	6	23	16	18	12	11	5	5	2	1	0	0	5,1	2,0
330	15,7	1	4	17	16	20	13	12	7	5	2	2	1	0	5,4	2,1
Total		1	5	18	15	20	13	12	6	5	2	2	1	0	5,3	2,1

Fig. 4.7. Statistica climatologiei vântului la stația meteorologică Ceadâr-Lunga.



Roza vântului		Ponderea vitezelor vântului pe fiecare sector, în %											Coef. Weibull	
		Viteza vântului, m/s												
Sec. [°]	%	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	A	k
0	19,2	12	5	43	6	17	3	6	1	5	1	1	3,5	1,4
30	6,2	36	11	21	12	9	4	3	1	2	1	0	2,8	1,3
60	7,0	32	6	32	5	14	1	4	0	5	0	1	2,9	1,2
90	6,3	36	6	36	4	9	1	3	1	4	0	0	2,8	1,4
120	4,1	55	7	14	7	7	3	4	2	1	0	0	2,1	1,0
150	8,8	25	5	33	6	17	3	7	2	2	0	0	3,0	1,4
180	12,0	19	6	41	6	14	3	7	1	3	0	0	2,8	1,2
210	4,5	50	16	18	6	4	2	2	1	1	0	0	1,8	1,1
240	4,8	46	11	26	3	7	2	3	0	2	0	0	2,2	1,2
270	5,8	37	8	35	3	9	1	3	0	3	0	1	2,7	1,3
300	4,5	49	11	20	6	7	3	2	1	1	0	0	2,1	1,1
330	16,8	13	4	36	7	18	3	9	2	7	0	1	4,0	1,52
Total		27	7	33	6	13	3	5	1	4	1	0	5,3	2,9

Fig. 4.8. Statistica climatologiei vântului la stația meteorologică Ștefan-Vodă.

de sud recomandăm ca stații meteorologice reprezentative Ceadâr-Lunga și Cahul; pentru zona de nord – Bălți și Soroca; pentru zona de est – stația Tiraspol.

3. Nu pot fi considerate veridice datele primare despre vânt de la stațiile Bravicea, Râbnița, Ștefan-Vodă din cauza contrazicerii formelor histogramelor cu repartiția unei variabile aleatorii (vezi exemplul din fig. 4.8). De asemenea, nu

**Tabelul 4.2.** Vitezele medii anuale ale vântului la stațiile meteorologice la înălțimea anemometrului calculate pe baza datelor primare obținute în diferite perioade.

Stația meteo	Viteza medie a vântului, m/s		
	Autori: 1990-1999	[7]: 1946- 1980	[22]: 1947-1956
Bălțata	3,0	-	-
Bălți	3,6	3,0	3,2
Bravicea	2,0	-	-
Briceni	2,7	2,9	3,1
Cahul	4,2	-	3,7
Camenca	3,2	-	4,0
Chișinău	2,8	2,6	3,2
Ceadâr-Lunga	5,0	-	-
Comrat	3,2	2,9	3,3
Cornești	3,0	3,6	4,2
Dubăsari	2,4	-	-
Fălești	2,7	-	-
Leova	3,2	-	3,0
Râbnița	2,8	-	-
Soroca	3,0	3,7	4,6
Ștefan Vodă	2,8	-	-
Tiraspol	3,6	3,0	3,2

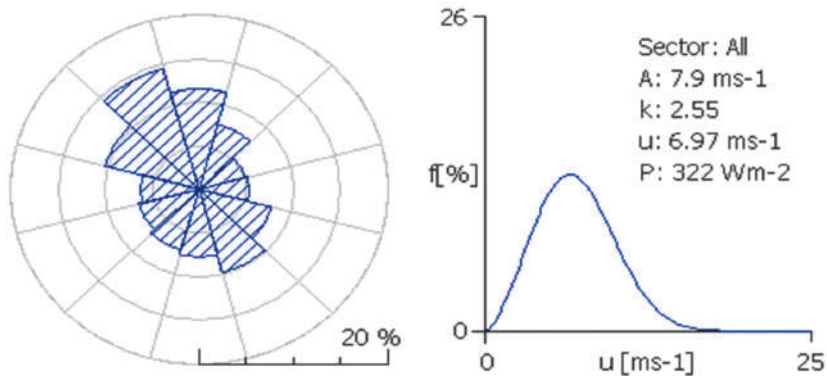
rărilor sistematice efectuate în anii precedenți din cauza poluării rezultatelor de efectele de umbră generate de obstacole (stațiile meteorologice Chișinău, Cornești, Briceni, Râbnița).

5. Direcțiile prioritare ale vântului pe teritoriul țării sunt: nord-vest și sud-est. Această informație este importantă pentru alegerea amplasamentelor viitoarelor centrale și la repartizarea turbinelor eoliene pe teren.
6. Statistica climatologiei vântului indică doar zonele cu un potențial eolian mai pronunțat și nu răspunde la întrebarea principală: în ce punct trebuie să amplasăm turbina eoliană pentru a obține o cantitate mai mare de energie? Sunt necesare studii suplimentare, inclusiv întocmirea AV pentru stațiile meteorologice reprezentative.

**Atlasul Vântului.** În contextul energiei eoliene, noțiunea de Atlas al Vântului (fig. 4.9) are un conținut cu mult mai larg. AV conține nu numai hărți, grafice, imagini, caracteristice atlaselor obișnuite, ci în primul rând, informații numerice în formă tabelară cu privire la viteza vântului și densitatea de putere, în  $W/m^2$ . AV se întocmește atât pentru prezentarea datelor privind resursele energetice ale vântului dintr-o anumită zonă (stație meteorologică), cât și în scopul furnizării datelor respective pentru a estima potențialul energetic eolian în regiunea înconjurătoare. De ase-

recomandăm să fie analizate stațiile unde viteza medie anuală a vântului este mai mică de 3 m/s: Briceni, Chișinău, Dubăsari și Fălești.

4. În partea de sud a Republicii Moldova există zone în care vitezele medii anuale ale vântului, la înălțimi de 10 m depășesc 4,5–5 m/s, la nivelul actual de dezvoltare a tehnologiei fiind considerate zone de perspectivă pentru dezvoltarea energiei eoliene. Atenționăm cititorul că astfel de amplasamente sunt și în zonele centrală și de nord ale țării. Din păcate, acestea nu pot fi confirmate în baza măsurărilor sistematice efectuate în anii precedenți din cauza poluării rezultatelor de efectele de umbră generate de obstacole (stațiile meteorologice Chișinău, Cornești, Briceni, Râbnița).



Înălțimea, m		Clasa de rugozitate			
		R-0	R-1	R-2	R-3
10	m/s	7.0	4.8	4.2	3.4
	W/m <sup>2</sup>	322	125	83	40
25	m/s	7.6	5.8	5.2	4.4
	W/m <sup>2</sup>	414	201	147	88
50	m/s	8.2	6.7	6.1	5.3
	W/m <sup>2</sup>	505	285	220	145
100	m/s	8.9	8.0	7.3	6.4
	W/m <sup>2</sup>	656	458	352	235
200	m/s	9.8	9.9	9.0	7.9
	W/m <sup>2</sup>	920	909	678	438

Fig. 4.9. Atlasul Vântului pentru stația meteorologică Ceadâr-Lunga.

menea, el este destinat și pentru identificarea locurilor unde potențialul eolian este mai pronunțat.

Pentru întocmirea AV este folosită statistica climatologiei vântului a stației meteorologice respective, descrierea numerică a terenului din jurul amplasamentului anemometrului în materie de rugozități și obstacole și harta digitală. În formă tabulară sunt prezentate vitezele medii anuale ale vântului și densitățile de putere eoliană pentru cinci înălțimi predefinite (10, 25, 50, 100 și 200 m deasupra nivelului solului) și pentru patru clase de rugozitate raportate la condițiile standard: 0,0; 0,03; 0,1 și 0,4 m. În partea stângă, sus, este prezentată roza vânturilor, iar în partea dreaptă – parametrii medii (pentru toate sectoarele) A și k ai distribuției Weibull și funcția densitate probabilistică a vitezei vântului. Atât roza vânturilor, cât și distribuția Weibull pot fi obținute pentru fiecare sector din cele 12 și media pentru toate sectoarele.

AV se referă la un anumit punct: stația unde s-au efectuat măsurătorile. În baza acestor date se pot calcula aceleași caracteristici pentru orice amplasament dorit din vecinătate, pe o rază de până la 50 km. Este evident că pentru un nou amplasament, unde nu s-au făcut înregistrări meteorologice, sunt necesare date cu privire la obsta-



cole, rugozitate, caracterul reliefului. Această informație se obține în baza investigațiilor pe teren, care se procesează și se adaptează la cerințele programului WAsP.

Există o diferență esențială între informația conținută în AV și statistica climatologiei vântului, prezentată mai sus. Cifrele din tabel semnifică viteza medie a vântului și densitatea de putere eoliană pentru diferite înălțimi și diferite clase de rugozitate. Cifrele din prima coloană semnifică acele viteze și densități de putere care ar fi fost în amplasamentul dat dacă nu ar exista rugozitatea terenului și obstacolele care umbresc aparatul de măsură. Cu alte cuvinte, acestea sunt datele „curățate” de influența negativă a particularităților terenului. De exemplu, clasa de rugozitate R-0 corespunde nivelului unei întinderi de apă liniștită. Deplasându-ne într-un alt punct geografic, de exemplu în amplasamentul unei eventuale centrale eoliene, cu datele AV calculate pentru stația meteorologică din vecinătate și cu datele ce descriu amplasamentul nou, se calculează viteza medie a vântului și densitatea de putere eoliană pentru cele 5 înălțimi și 4 clase de rugozitate standard.

## 2.4. Date istorice despre vânt și măsurări recente ale caracteristicilor vântului

Pe teritoriul Republicii Moldova s-au efectuat în scopuri sinoptice măsurări ale caracteristicilor vântului, începând cu anul 1936 [7]. Măsurările sistematice s-au efectuat din trei în trei ore (8 măsurări în 24 ore) la înălțimi de 10–12 m. Ca rezultat al măsurării vitezei și direcției vântului pentru fiecare perioadă de trei ore, se are în vedere viteza medie (respectiv direcția) determinată pe un interval de 10 minute, adică între  $0^{00}$ – $0^{10}$ ,  $3^{00}$ – $3^{10}$  ș.a.m.d. Aceste date stocate în arhiva Serviciului Hidrometeorologic se numesc date istorice sau primare. Pentru o singură stație – stația meteorologică Chișinău – datele istorice au fost procesate și publicate în unica sursă de informații despre vânt [14], în care sunt prezentate și date cu privire la funcția densitate de probabilitate a vitezei vântului (tabelul 4.3).

**Tabelul 4.3.** Funcția densitate de probabilitate a vitezei vântului la stația meteorologică Chișinău.

V, m/s	1-2	2-3	4-5	6-7	8-9	10-11	12-13
$F(V)$ , %	29	39	23	7,0	2,0	0,3	0,1

Dacă admitem viteza lucrativă a agregatului eolian mai mare de 4 m/s, iar viteza nominală calculată este 12 m/s, vom trage concluzia că mai puțin de o treime din an agregat va funcționa și atunci cu un factor de utilizare a puterii instalate foarte mic. Este evident că această concluzie va fi în defavoarea energiei eoliene. Realitatea este cu totul alta:

1. Stația meteorologică Chișinău este amplasată în mijlocul unui cartier din sectorul Botanica, turnul anemometrului este înconjurat din toate părțile de clădiri cu 5–12 etaje.

2. Datele măsurărilor istorice despre vânt disponibile în zonele de amplasare a stațiilor meteorologice nu pot servi ca bază pentru o analiză tehnico-economică a unui proiect de implementare în domeniul energiei eoliene. Funcția densitate de probabilitate a vitezei vântului este accesibilă doar pentru stația Chișinău.
3. Datele istorice de la stațiile meteorologice reprezentative menționate pot fi folosite pentru o estimare prealabilă a potențialului energetic eolian în zonă, folosind datele Atlasului Vântului a stației meteorologice respective.

În perioada 2002–2003, Centrul Universitar „*Energie Plus*” din cadrul Universității Tehnice a efectuat măsurări ale caracteristicilor vântului în regim continuu la înălțimea de 50 m deasupra suprafeței solului pe o perioadă de 12 luni în trei amplasamente – Baurci (în zona de sud), Buțeni și Ratuș (în zona centrală).

Pentru măsurări s-au utilizat sisteme specializate produse de firma olandeză ECOPOWER. Principalele caracteristici ale sistemului ECO21B:

- precizia: 0,1–0,2 m/s, calibrarea individuală asigură o precizie de 0,1 m/s;
- rezoluția – 0,05 m/s;
- memorie: două Compact Flash Memory Card 16 Mb;
- intervalul minim de eșantionare – 1 sec;
- intervalul minim de înregistrare a datelor – 5 minute;
- gama de măsurare a vitezei: 0 – 50 m/s.

A fost utilizată setarea standard: intervalul de eșantionare – 3 secunde, intervalul de înregistrare – 10 minute. Acest regim de măsurare se interpretează astfel: pe parcursul intervalului de 3 secunde se efectuează o măsurare a vitezei și, respectiv, a direcției vântului; rezultatele se stochează în memoria operativă a loggerului. Astfel, pe intervalul de înregistrare de 10 minute se vor efectua 200 de măsurări ale vitezei și respectiv, ale direcției vântului. Rezultatele obținute se procesează, se determină valoarea maximă, minimă, medie și abaterea standard a vitezei vântului și valorile medii în grade ale direcției vântului. Aceste date se înregistrează pe Flash Memory Card și, ulterior se procesează cu programul WASP. Rezultatele procesării datelor măsurărilor caracteristicilor vântului sunt prezentate în figurile 4.10–4.12:

- vitezele medii ale vântului constituie: în amplasamentul Buțeni – 6,1 m/s; Baurci – 6,4 m/s; Ratuș – 6,3 m/s;
- densitatea de putere eoliană: Buțeni – 236 W/m<sup>2</sup>; Baurci – 289 W/m<sup>2</sup>; Ratuș – 301 W/m<sup>2</sup>;
- funcția densitatea de probabilitate a vitezelor lucrative ale vântului (mai mari de 4,0 m/s) pe perioadele respective, constituie: Buțeni – 75,6%; Baurci – 77,6%; Ratuș – 74,1%.

Report produced by WAsP OWC Wizard (version 2.0.46), on 14 ianuarie 2004 at 17:56:49

Site description: 'Buteni'; position: 46.5°N 28.28°E; anemometer height: 50 m.

-	Unit	Measured	Weibull-fit	Discrepancy
<b>Mean wind speed</b>	m/s	6.06	6.11	0.84%
<b>Mean power density</b>	W/m <sup>2</sup>	235.55	236.36	0.34%

Maximum speed: 24.0 m/s

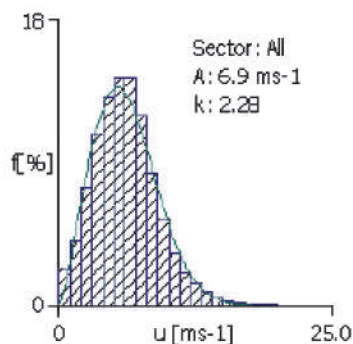
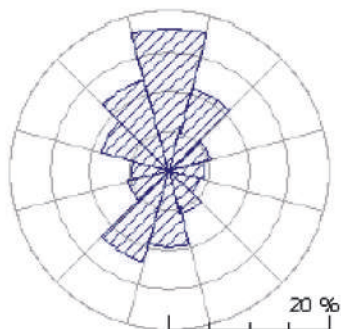


Fig. 4.10. Rezultatele măsurărilor în amplasamentul Buțeni.

Report produced by WAsP OWC Wizard (version 2.0.46), on 14 ianuarie 2004 at 18:27:22

Site description: 'Baurci'; position: 46.06°N 28.38°E; anemometer height: 50 m.

-	Unit	Measured	Weibull-fit	Discrepancy
<b>Mean wind speed</b>	m/s	6.44	6.50	1.06%
<b>Mean power density</b>	W/m <sup>2</sup>	288.94	289.89	0.33%

Maximum speed: 21.8 m/s

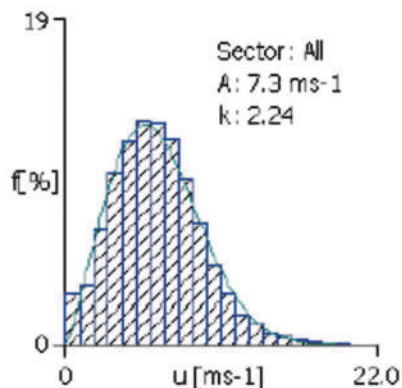
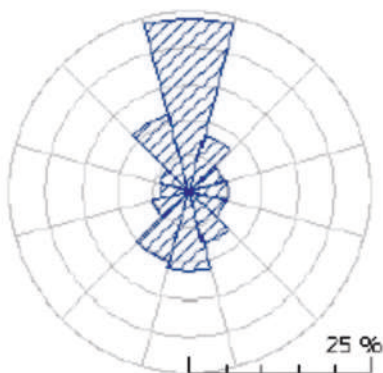


Fig. 4.11. Rezultatele măsurărilor în amplasamentul Baurci.

Report produced by WAsP OWC Wizard (version 2.0.46), on 14 ianuarie 2004 at 18:54:07  
 Site description: 'Ratus'; position: 47.3°N 28.29°E; anemometer height: 50 m.

-	Unit	Measured	Weibull-fit	Discrepancy
<b>Mean wind speed</b>	m/s	6.31	6.35	0.64%
<b>Mean power density</b>	W/m <sup>2</sup>	300.59	301.61	0.34%

Maximum speed: 22.9 m/s

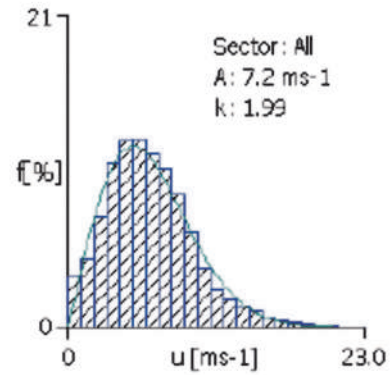
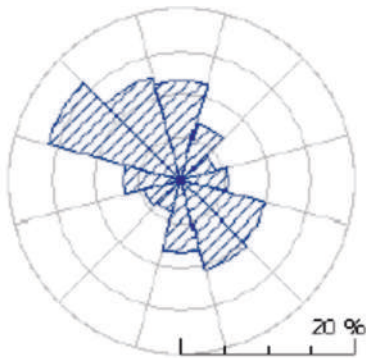


Fig. 4.12. Rezultatele măsurărilor în amplasamentul Baurci.

### 3. Potențialul energetic eolian al Republicii Moldova și validarea lui

#### 3.1. Viteza medie anuală și densitatea de putere eoliană la diferite înălțimi

Potențialul energetic eolian al Republicii Moldova a fost evaluat la înălțimea de 50 m deasupra solului și 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. Amintim cititorului că în energetică, factorul de utilizare a puterii  $K_U$  se determină cu expresia:

$$K_U = \frac{W_{EE}}{8760 \cdot P_{inst}}, \quad (4.3)$$

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

În anul 2003, Banca Europeană pentru Reconstrucție și Dezvoltare (BERD) a evaluat potențialul tehnic energetic eolian al țărilor Europei centrale, Europei de est și al potențialului fostei URSS. Informația respectivă a fost publicată în: *Wind Energy the Facts: an analysis of wind energy in the EU-25* și poate fi accesată la adresa [5]. Analiza 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 și alte date colectate de echipa de cercetare. 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 (4.3) egal cu 0,3 sau 30%. Folosind expresia (4.3), putem calcula puterea eoliană, care ar putea fi instalată:

$$P_{inst} = \frac{W_E}{8760 \cdot K_U} = \frac{1,3 \cdot 10^{12}}{8760 \cdot 0,3} = 500 \text{ MW}.$$

Cercetătorii Centrului „Energie plus” din cadrul UTM au estimat potențialul tehnic eolian pe baza procesării datelor statistice despre vânt pe perioada 1990–1999, folosind setul de programe WAsP. Pentru 10 stații meteorologice au fost întocmite AV (v. fig. 4.9), folosind metodologia [9–11]. În tabelul 4.4 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 că terenul destinat pentru amplasarea centralelor eoliene corespunde clasei de rugozitate  $R-1$ . Clasa de rugozitate a terenului  $R-1$  se interpretează astfel: Împrejurimile din jurul anemometrului

**Tabelul 4.4.** Vitezele medii anuale (m/s)/densitatea de putere eoliană (W/m<sup>2</sup>) în amplasamentele stațiilor meteorologice pentru diferite înălțimi.

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	5,6/247	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

sau al turbinei eoliene prezintă un platou deschis cu puține elemente de rugozitate (arbori, clădiri etc.) repartizate relativ uniform și la distanțe mari unul de la altul. Rugozitatea terenului, care pentru clasa R-1 oscilează între 0,03 și 0,05 m. Formula de calcul a coeficientului de rugozitate este:

$$Z_0 = 0,5 \frac{H \cdot S}{A_r}, \quad (4.4)$$

unde  $H$  este înălțimea elementului de rugozitate;  $S$  – aria echivalentă a tuturor elementelor de rugozitate direcționată spre vânt;  $A_r$  – aria suprafeței terenului în cauză. De exemplu, un teren cu aria suprafeței egală cu  $1 \text{ km}^2$ , pe care sunt amplasați 50 de arbori cu înălțimea de 20 m și cu o suprafață expusă vântului egală cu  $50 \text{ m}^2$ , va avea un coeficient de rugozitate de 0,05 m. Cu cât este mai mare clasa de rugozitate, respectiv coeficientul de rugozitate, cu atât mai pronunțată va fi influența negativă asupra vitezei vântului (v. tabelul 4.5).

### 3.2. Potențialul eolian teoretic și tehnic al Republicii Moldova și validarea lui

Potențialul eolian teoretic și tehnic al Republicii Moldova a fost calculat astfel:

1. Cu datele din tabelul 4.5 pentru cele 10 stații meteorologice s-a calculat densitatea medie de putere eoliană la înălțimea de 50 m deasupra solului pentru un teren cu clasa de rugozitate R-1:  $P_{med} = 216,3 \text{ W/m}^2$ .
2. Conform datelor la nivel european și mondial [3,24], pentru 1 MW de putere eoliană instalată este necesar un teren cu o arie nu mai mică de  $0,1 \text{ km}^2$ .
3. Introducem noțiunea de factor de utilizare a terenului:

$$K_{UT} = \frac{S_{Bal.}}{S_{Nec.}}, \quad (4.5)$$

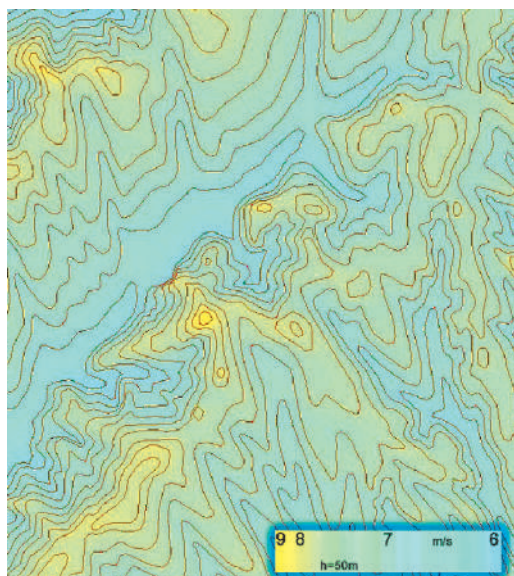
unde  $S_{Bal}$  este suprafața baleiată de rotoarele turbinelor;  $S_{Nec}$  – suprafața necesară pentru amplasarea turbinelor. Pentru turbinele moderne cu puterea de 1–2 MW factorul  $K_{UT} = 0,028$ .

4. Potențialul eolian teoretic, exprimat în unități de putere, va fi:  $P_{teor} = S_{RM} \cdot P_{med} \cdot K_{UT} = 33,8 \cdot 109 \cdot 216 \cdot 0,028 = 204 \cdot 10^3 \text{ MW}$ .
5. Potențialul eolian tehnic s-a calculat în ipoteza că centralele eoliene vor fi amplasate pe dealurile Tigheci din zona de sud, pe platourile deschise din zona centrală (în particular raioanele Nisporeni și Călărași) și pe câmpiile din nordul republicii. Aria totală a acestor zone este de circa  $100 \text{ km}^2$  ceea ce constituie 0,3% din teritoriul republicii, din care doar circa  $1 \text{ km}^2$  va fi scos din circuitul economic. Potențialul eolian tehnic va fi:  $P_{tehn} = 0,003 \cdot P_{teor} = 0,003 \cdot 204 \cdot 10^3 = 612 \text{ MW}$ .
6. Potențialul eolian tehnic exprimat în unități de energie electrică produsă într-un an va fi:  $W_{EE} = 8760 \cdot P_{tehn} \cdot K_U = 8760 \cdot 612 \cdot 0,3 = 1,6 \text{ TWh}$ . Această cantitate de energie constituie circa 56% din energia electrică utilă livrată consumatorilor în anul 2006.

Eventualii investitori în energetica eoliană trebuie să trateze corect datele prezentate mai sus și anume:







**Fig. 4.14.** Harta digitală a vitezelor vântului la înălțimea de 50 m deasupra solului calculată cu programul WASP: zona colinelor Tigheci, suprafața 238 km<sup>2</sup> (14x17 km).

doar zonele cu cel mai mare potențial energetic eolian și nu poate servi ca sursă de informații pentru a lua o decizie investițională. În acest scop, este necesară harta digitală a potențialului eolian, care poate fi elaborată folosind aceeași metodă cu condiția că dispunem de harta topografică a țării și date istorice despre vânt. Un segment de hartă digitală a vitezelor vântului, din zona de sud a Moldovei (colinele Tigheci) cu dimensiunile 14x17 km<sup>2</sup>, este prezentată în fig. 4.14. Calculele au fost efectuate de dl conf. dr. ing. Andrei Chiciuc, folosind setul de programe WASP. În acest scop au fost efectuate cca 60 000 de proceduri de calcul și s-au consumat circa 30 h de funcționare a calculatorului. Pentru suprafața totală a Moldovei vor fi necesare circa

176 de zile. Importantă este concluzia care poate fi trasă: viteza medie anuală la înălțimea de 50 m deasupra solului depășește 8 m/s.

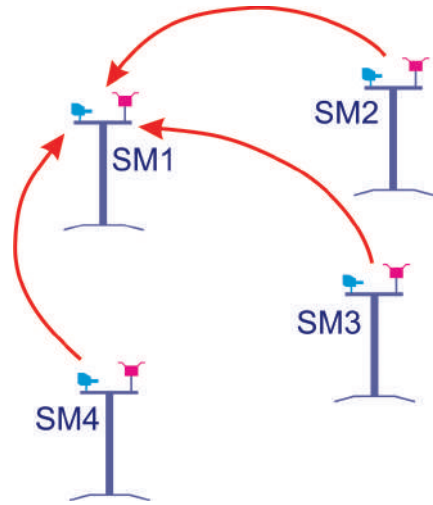
#### **Metode folosite pentru validarea Atlasului European al Vântului (AEV).**

Efectuarea măsurătorilor caracteristicilor vântului pe o perioadă de minimum un an este costisitoare. În p. 2.3 s-a menționat că 5 din cele 17 stații meteorologice pot fi considerate ca fiind reprezentative și datele istorice despre vânt pot fi utilizate pentru calculul vitezei și direcției vântului într-un punct de interes unde nu s-au efectuat măsurători. Evident, apare întrebarea: care este gradul de certitudine al rezultatelor calculate? Pentru a răspunde la această întrebare s-au folosit diferite procedee de validare, luând în considerație atât metodele folosite pentru validarea AEV, cât și informația disponibilă în Republica Moldova. Validarea AEV s-a efectuat folosind următoarele metode [11,21]:

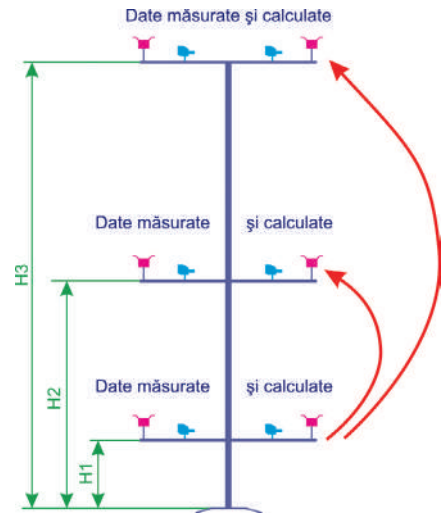
1. Prin compararea reciprocă a rezultatelor măsurătorilor și calculelor vitezelor medii ale vântului și parametrilor Weibull. Procedura de comparare reciprocă presupune: una din stațiile meteorologice se declară stație prezisă, de exemplu stația SM1 din figura 4.15. Se calculează viteza medie și parametrii Weibull pentru stația prezisă, folosind datele istorice de la celelalte stații din zonă – SM2, SM3 și SM4 – numite stații predicatorie. Calculele se repetă de patru ori, declarând succesiv ca stație prezisă o altă stație.

2. A doua metodă constă în folosirea rezultatelor măsurărilor la înălțimi de peste 50 m și a caracteristicilor vântului, pe o perioadă de minimum 12 luni. În multe țări din Europa de Vest există date cu privire la caracteristicile vântului măsurate la înălțimi de câteva zeci și chiar sute de metri: Olanda – 200 m; Portugalia – 100 m; Finlanda – 220 m; Suedia – 145 m. În acest caz, validarea rezultatelor estimate prin calcule se efectuează în modul următor (vezi fig. 4.16): pentru fiecare turn unde au fost efectuate măsurători pe o perioadă de minimum 12 luni, la diferite înălțimi, se culeg datele corespunzătoare înălțimilor  $H1$  egale cu 10–12 m. Aceste date se utilizează ca date reper pentru calcule. Se calculează viteza medie, parametrii Weibull și densitatea de putere eoliană pentru înălțimile  $H2$  și  $H3$  cuprinse între 50 și 200 m. Rezultatele calculate se compară cu cele măsurate.

**Validarea potențialului energetic eolian al Republicii Moldova.** Noi nu dispunem de date sistematice despre vânt la înălțimi mai mari de 12 m deasupra solului. Există doar rezultate ale măsurărilor sporadice efectuate de Serviciul Hidrometeorologic de Stat cu ajutorul baloanelor meteorologice. În această situație, validarea potențialului energetic eolian poate fi efectuată: 1 – prin comparații reciproce ale rezultatelor măsurărilor și calculelor; 2 – prin măsurări la înălțimi mai mari de 12 m deasupra solului pe o perioadă de minimum 12 luni, prin folosirea rezultatelor obținute și datelor istorice pe o perioadă de 10 ani de la diferite stații meteorologice pentru calculul potențialului energetic în unul și același punct geografic. Se compară rezultatele obținute. În tabelul 4.5 sunt prezentate rezultatele comparațiilor reciproce dintre 4 stații meteorologice amplasate în zona de sud: Ceadâr-Lunga, Comrat, Cahul și Leova.



**Fig. 4.15.** Principiul de validare prin comparații reciproce între stațiile meteorologice: SM1 – stație meteorologică prezisă; SM2, SM3, SM4 – stații meteorologice predicatoare.



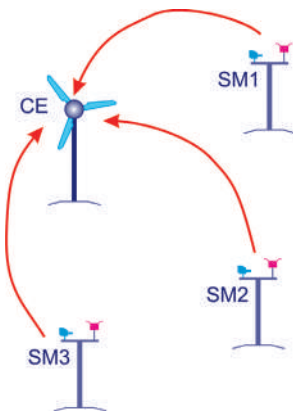
**Fig. 4.16.** Principiul de validare prin măsurări la diferite înălțimi.

**Tabelul 4.5.** Comparări reciproce ale vitezelor medii și coeficienților Weibull: viteza medie, m/s – cifra de sus; A–cifra din mijloc; k – cifra de jos.

Stația prezisă	Stația predicătoare			
	Ceadâr-Lunga	Comrat	Cahul	Leova
Ceadâr Lunga	4,7	3,6	4,4	3,4
	5,3	4,0	4,9	3,7
	2,05	1,63	1,93	1,37
Comrat	3,6	3,2	3,3	2,6
	4,0	3,6	3,7	2,8
	1,78	1,73	1,74	1,28
Cahul	4,4	3,2	4,3	3,2
	5,0	3,6	4,9	3,5
	2,01	1,64	1,99	1,38
Leova	4,4	3,2	4,1	3,1
	4,9	3,6	4,7	3,4
	2,04	1,61	1,95	1,42

Se constată următoarele:

- cu cât obstacolele din jurul stațiilor respective au o influență mai redusă asupra rezultatelor măsurărilor, cu atât mai exacte sunt rezultatele prezise. De exemplu, viteza prezisă la stația Ceadâr-Lunga de către stația Cahul (este amplasată în zona aeroportului și este puțin ecranată) este egală cu 4,4 m/s și diferă cu 7% de cea măsurată. Viteza prezisă la stația Cahul de către stația reper Ceadâr-Lunga este de 4,4 m/s și diferă de cea măsurată cu 2%;
- stațiile puternic ecranate (Comrat și Leova), fiind considerate stații reper, prezic viteze medii ale vântului cu mult mai mici decât cele măsurate: vitezele prezise la Ceadâr-Lunga de către stațiile Comrat și Leova sunt cu 31 și, respectiv, cu 38% mai mici decât cele măsurate.



**Fig. 4.17.** Principiul de validare prin compararea rezultatelor în amplasamentul unei eventuale centrale eoliene: CE-centrala eoliană; SM1, SM2, SM3 – date istorice sau recente de la stațiile meteorologice.

Cu datele inițiale – rezultatele măsurărilor la înălțimea de 50 m – și cu rezultatele măsurărilor istorice, s-au calculat parametrii Weibull, viteza vântului și densitatea de putere eoliană la înălțimea de 60 m deasupra solului pentru trei puncte geografice, amplasamente ale unor eventuale centrale eoliene: Capaclia în zona de sud, Bălănești în zona centrală și Dubna în zona de nord. Principiul de validare (fig. 4.17) constă în compararea rezultatelor cal-

culelor caracteristicilor vântului pentru unul și același punct, folosind ca date inițiale datele istorice de la stațiile meteorologice și datele măsurătorilor recente. Rezultatele validării raportate la amplasamentul unei eventuale centrale eoliene sunt prezentate în tabelele 4.6–4.8. Constatăm că pentru un amplasament oarecare, unde nu au fost efectuate măsurări ale caracteristicilor vântului, densitatea de putere eoliană poate fi prezisă cu o eroare relativă de 2–12%, iar viteza medie anuală – cu 1,0–7,5%. Eroarea este mai mică dacă stațiile reper (predicătoare) sunt amplasate pe locuri deschise și nu sunt ecranate. Ca exemplu pot servi stațiile Cahul, Ceadâr-Lunga și Bălți. Dacă stațiile predicătoare sunt puternic ecranate (Cornești) sau se află în zone deluroase (Buțeni, Ratuș), atunci eroarea de precizie este mai mare.

**Tabelul 4.6.** Rezultatele validării pentru amplasamentul Capaclia.

Stația meteorologică	Viteza vântului, m/s	Densitatea de putere, W/m <sup>2</sup>	Parametrii Weibull	
			A, m/s	k
Cahul	7,85	545,7	8,87	2,08
Ceadâr-Lunga	8,27	542,7	9,62	2,52
Baurci	8,2	575,1	9,25	2,26

Ultima procedură de validare constă în compararea vitezelor medii anuale măsurate în trei amplasamente Baurci, Buțeni și Ratuș cu vitezele calculate în aceleași amplasamente, la aceeași înălțime, folosind datele istorice de la cea mai apropiată stație meteorologică. Rezultatele obținute sunt prezentate în tabelul 4.9. Observăm, că eroarea relativă este mai mică de 1,0% dacă stațiile reper sau, altfel spus,

**Tabelul 4.7.** Rezultatele validării pentru amplasamentul Bălănești.

Stația meteorologică	Viteza vântului, m/s	Densitatea de putere, W/m <sup>2</sup>	Parametrii Weibull	
			A, m/s	k
Buțeni	7,88	501,4	8,89	2,31
Cornești	7,47	508,1	8,42	1,92
Ratuș	7,33	453,8	8,27	2,03

stațiile predicătoare, sunt amplasate pe terenuri deschise fără obstacole (Ceadâr-Lunga și Bălți) și este de circa 3,0%, dacă stația reper este amplasată pe teren deluros și cu obstacole (Cornești).

**Tabelul 4.8.** Rezultatele validării pentru amplasamentul Dubna.

Stația meteorologică	Viteza vântului, m/s	Densitatea de putere, W/m <sup>2</sup>	Parametrii Weibull	
			A, m/s	k
Bălți,	6,7	426,4	7,51	1,69
Ratuș,	7,08	419,6	7,99	1,98

În concluzie putem afirma următoarele:

1. Studiile recente făcute în conformitate cu metodologia aplicată în țările UE confirmă existența în Republica Moldova a unui potențial energetic eolian, care merită să fie exploatat. La înălțimea de 50 m deasupra solului potențialul tehnic eolian, exprimat în energie electrică, se estimează la 1300 – 1600 mln. kWh/an ceea ce constituie 45-55% din consumul util total de electricitate în anul 2006. În termeni de putere eoliană potențialul tehnic constituie 500 – 650 MW.
2. Pentru un amplasament oarecare unde nu au fost efectuate măsurări sistematice ale caracteristicilor vântului, viteza medie anuală poate fi estimată cu o eroare relativă de 1,0–7,5%, iar densitatea de putere eoliană – cu 2–12%.

**Tabelul 4.9.** Viteza medie anuală a vântului măsurată și calculată.

Amplasamentul	Viteza medie, m/s		Stația reper
	Măsurată	Calculată	
Ratuș	6,31	6,31	Bălți
Buțeni	6,06	6,23	Cornești
Baurci	6,44	6,39	Ceadâr-Lunga

## 4. Conversia energiei cinetice a fluxului de aer în energie mecanică. Limita lui Betz

### 4.1. Energia și puterea vântului

Energia unui flux de aer care se mișcă cu o viteză liniară  $V$  se determină cu expresia energiei cinetice

$$E = m \frac{V^2}{2}, \quad (4.6)$$

unde  $m$  este masa aerului în mișcare, determinată de densitatea aerului  $\rho$  și volumul care străbate o suprafață oarecare  $S$  într-o unitate de timp

$$m = \rho S V. \quad (4.7)$$

Unitatea de măsură a masei din expresia (4.7) este kg/s și, substituind în (4.6), vom obține puterea fluxului de aer în wați

$$P = \frac{\rho}{2} S V^3. \quad (4.8)$$

Puterea specifică sau densitatea de putere eoliană ce revine la un metru pătrat de suprafață

$$p = 0,5\rho V^3. \quad (4.9)$$

La presiune atmosferică normală și la temperatura de 15°C, densitatea aerului este 1,225 kg/m<sup>3</sup>. Dacă înălțimea deasupra nivelului mării variază între 0 și 100 m (turnurile turbinelor moderne de putere mare au înălțimi de 60–120 m), variația densității nu depășește 5% și, în prima aproximație, o considerăm constantă. În fig. 4.18 este reprezentată variația puterii specifice a unui flux de aer în funcție de viteză. Viteza nominală de calcul a vântului pentru turbine moderne de mare putere variază între 12,0 și 15,0 m/s (vezi zona hașurată).

Pe baza expresiilor (4.8) și (4.9) pot fi trase următoarele concluzii:

- I. Formulele (4.5) și (4.7) prezintă potențialul energetic al unui flux de aer care străbate suprafața  $S$  sau un metru pătrat de suprafață.

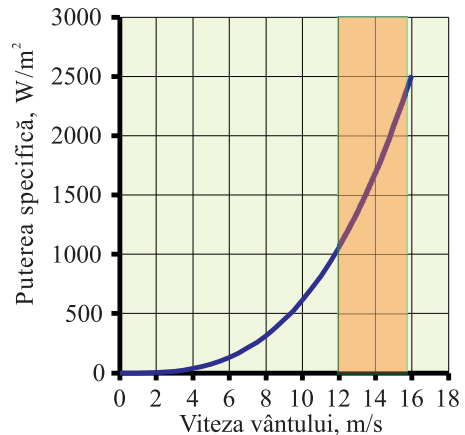


Fig. 4.18. Variația puterii specifice a unui flux de aer.

2. Majorarea de două ori a diametrului rotorului turbinei va conduce la majorarea de 4 ori a puterii fluxului de aer care străbate suprafața rotorului.
3. Majorarea de 2 ori a vitezei vântului conduce la majorarea de 8 ori a puterii fluxului de aer sau a puterii specifice.
4. Este foarte important să cunoaștem valoarea vitezei vântului și cum variază în timp pentru a prezice cât mai exact potențialul energetic eolian într-o localitate oarecare.
5. Se cer eforturi considerabile pentru a obține certitudinea că centrala eoliană va fi amplasată într-o localitate cu cele mai mari viteze ale vântului. În unele țări, se utilizează turnuri relativ înalte (mai mari de 60 – 80 m), pentru a valorifica avantajele ce țin de creșterea vitezei odată cu creșterea înălțimii.

Este evident că nu toată puterea fluxului de aer exprimată prin formula (4.8), va fi transformată de către turbina eoliană în energie mecanică și ulterior, în energie electrică. O parte considerabilă de energie se va păstra în fluxul de aer care părăsește zona adiacentă turbinei, altfel ultima nu va funcționa.

#### 4.2. Turbina eoliană în fluxul de aer

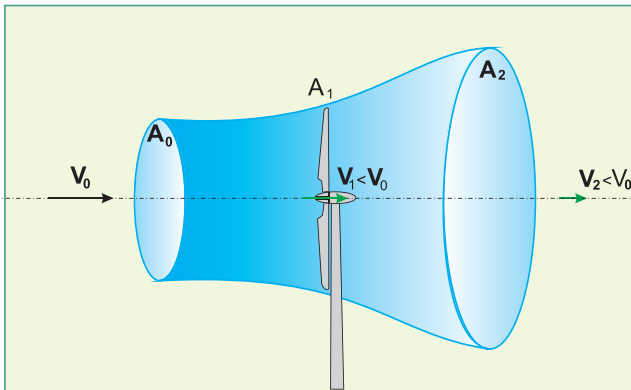


Fig. 4.19. Efectul produs de turbina eoliană asupra unui flux de aer.

restul energiei se consumă pentru ca aerul să părăsească zona de interacțiune flux – turbină. În fig. 4.19 se prezintă schematic un flux de aer cu viteza inițială  $V_0$ , care străbate aria circulară  $A_0$  și interacționează cu rotorul turbinei cu aria baleiată  $A_1$ . În secțiunea  $A_1$ , fluxul de aer întâlnește o rezistență, presiunea crește, iar viteza scade până la  $V_1$ . Cedând o parte din energie, fluxul de aer părăsește turbina cu viteza  $V_2$  mai mică decât  $V_1$ . Deoarece masa de aer care traversează secțiunile  $A_0$ ,  $A_1$  și  $A_2$  rămâne constantă, iar viteza s-a micșorat, rezultă că  $A_2 > A_1 > A_0$ , altfel spus, are loc efectul de deflectare (deformare) a fluxului de aer care străbate rotorul turbinei, formându-se o pâlnie. Fluxul de aer format imediat după elice se mai numește jet de cu-

Turbina eoliană transformă energia cinetică a fluxului de aer care traversează aria baleiată de rotor în energie mecanică apoi, cu ajutorul generatorului, în energie electrică. Apare întrebarea: ce se întâmplă la amplasarea rotorului turbinei într-un flux de aer? Este evident că fluxul de aer cedează doar o parte din energia cinetică (vezi paragraful următor),

rent al elicei, în care presiunea statică este mai mică decât în zona liberă a atmosferei. La distanțe mai mari față de elice, presiunea statică se restabilește.

### 4.3. Limita lui Betz

În anul 1919 fizicianul german Albert Betz a formulat legea care răspunde la întrebarea: ce parte din energia cinetică a unui flux de aer poate fi transformată în energie mecanică? Betz a analizat o turbină cu rotor idealizat: se admite că rotorul prezintă un disc cu un număr infinit de pale subțiri, se neglijează pierderile de energie, fluxul de aer curge prin secțiunile imaginare din figura 4.19 fără turbulență. Viteza  $V_0$  este viteza curentului de aer până la rotor,  $V_2$  – viteza cu care fluxul de aer părăsește zona rotorului,  $V_1$  – viteza fluxului în secțiunea  $A_1$  a rotorului. În conformitate cu legea a doua a lui Newton, variația cantității de mișcare este egală cu forța care acționează asupra corpului:

$$F = \frac{d(mV)}{dt} = m \frac{dV}{dt}. \quad (4.10)$$

Variația vitezei curentului de aer pentru modelul de mai sus pe parcursul unei secunde ( $dt=1$  s) va fi,  $dV=V_0-V_2$ , deci

$$F = m \cdot (V_0 - V_2). \quad (4.11)$$

Introducem noțiunea de factor de frânare a fluxului de aer în turbină  $e=V_1/V_0$  și, în ipoteza că viteza vântului variază liniar, determinăm viteza fluxului de aer în aria  $A_1$  a turbinei:

$$V_1 = \frac{V_0 + V_2}{2}, \longrightarrow V_2 = 2 \cdot V_0 \cdot e - V_0. \quad (4.12)$$

În conformitate cu (4.7) masa de aer care traversează aria  $A_1$  într-o secundă:

$$m = \rho \cdot A_1 \cdot V_1 = \rho \cdot A_1 \cdot V_0 \cdot e. \quad (4.13)$$

Substituim în (4.11) viteza  $V_2$  și masa  $m$  în conformitate cu (4.12) și (4.13):

$$F = 2 \cdot \rho \cdot A_1 \cdot V_0^2 \cdot e(1-e). \quad (4.14)$$

Puterea dezvoltată de turbină este produsul dintre forță și viteză:

$$P = F \cdot V_1 = 2 \cdot \rho \cdot A_1 \cdot V_0^3 \cdot e^2(1-e). \quad (4.15)$$

În conformitate cu (4.8), puterea fluxului de aer cu viteza  $V_0$

$$P_0 = \frac{1}{2} \rho \cdot A_1 \cdot V_0^3 \text{ sau } 2P_0 = \rho \cdot A_1 \cdot V_0^3. \quad (4.16)$$



Substituim în (4.15) și obținem

$$P = 4 \cdot P_0 \cdot e^2 (1 - e) = P_0 \cdot C_p, \quad (4.17)$$

unde

$$C_p = 4 \cdot e^2 (1 - e) \quad (4.18)$$

și se numește factorul de putere (factor de eficiență) sau limita lui Betz. Derivăm expresia (4.17) în raport cu  $e$  și determinăm valoarea acestuia pentru care puterea  $P$  va fi maximă. Obținem  $e=2/3$ ,  $C_p=16/27=0,593$ .

Putem trage următoarea concluzie: fluxul de aer va ceda unei turbine ideale nu mai mult de 59,3% din puterea sa inițială  $P_0$  și aceasta se va realiza dacă factorul de frânare  $e=2/3$  și viteza fluxului de aer după turbina va fi  $V_2 = 1/3 V_0$ . În realitate, cele mai performante turbine eoliene cu trei pale au factorul Betz egal cu 0,45–0,50.

#### 4.4. Efectul numărului de pale și al diametrului rotorului

Limita lui Betz constată că o turbină eoliană ideală poate extrage din vânt o putere de cel mult 59,3%, dar analiza efectuată mai sus nu indică regimul de funcționare a turbinei sau ce construcție trebuie să aibă rotorul astfel încât maximum factorului de putere să fie atins. În continuare vom face o analiză din punct de vedere calitativ a regimului de funcționare a turbinei și a efectului numărului de pale sau al factorului de soliditate asupra valorii factorului de putere. De asemenea, se analizează dependența puterii nominale de diametrul rotorului turbinelor comercializate.

Eficiența conversiei energiei fluxului de aer în energie mecanică va fi mai mică decât valoarea optimă dacă:

1. Rotorul turbinei are un număr de pale mare (factorul de soliditate este mare) sau rotorul rotește cu o viteză foarte mare și fiecare pală se mișcă într-un flux de aer distorsionat (turbulent) de către pala din față.
2. Rotorul turbinei are un număr mic de pale (factorul de soliditate este mic) sau rotorul rotește cu o viteză foarte mică și fluxul de aer traversează suprafața rotorului fără a interacționa cu acesta.

În consecință, pentru a obține o eficiență maximă de conversie a energiei trebuie ca viteza de rotație a rotorului să fie corelată cu viteza vântului. Pentru a caracteriza turbinele eoliene cu diferite caracteristici aerodinamice se utilizează parametrul adimensional, numit rapiditatea turbinei  $\lambda$  (în engleză *tip speed ratio*). Rapiditatea leagă într-o singură formulă trei variabile importante ale turbinei: viteza de rotație  $\omega$ , raza rotorului (diametrul)  $R$  și viteza vântului  $V$  și se definește ca raport dintre viteza liniară a vârfului palei  $U$  și viteza vântului.

$$\lambda = \frac{U}{V} = \frac{\omega R}{V} \quad (4.19)$$

O turbină oarecare poate funcționa într-o gamă largă de variație a rapidității  $\lambda$ , dar va avea eficiența maximă  $C_p$  numai pentru o valoare optimă a rapidității; cu alte cuvinte, dacă viteza liniară  $U$  va fi egală cu viteza vântului înmulțită cu valoarea optimă a rapidității.

În figura 4.20 sunt prezentate caracteristicile  $C_p - \lambda$ , preluate din [25], pentru turbine cu un număr diferit de pale. Analiza acestor caracteristici ne permite să tragem următoarele concluzii:

1. Cu cât numărul de pale este mai mic, cu atât mai mare este rapiditatea optimă pentru care factorul de putere sau eficiența conversiei energiei este maximă.
2. Două turbine cu puteri egale, dar cu 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. Avantajele turbinelor cu două sau cu o singură pală constau 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.

**Dependența puterii turbinei de diametrul rotorului.** Turbinele de putere mică au turnuri cu înălțimi relativ mai mari decât cele de putere mare. Aceasta se explică prin necesitatea excluderii influenței negative a stratului de suprafață a solului și a obstacolelor asupra vitezei vântului. Pentru valori ale diametrului rotorului cuprinse între 5 și 10 m, raportul dintre înălțimea turnului și diametrul rotorului este egal cu 6 – 2. Începând cu diametre egale sau mai mari de 30 m, acest raport oscilează în jurul cifrei 1. Evident, costurile specifice ale turbinelor mici vor fi mai mari.

Puterea mecanică generată de turbină este proporțională cu pătratul diametrului rotorului. Odată cu creșterea diametrului, respectiv a înălțimii turnului, va crește și viteza vântului. De obicei, creșterea vitezei vântului este considerată proporțională cu raportul înălțimilor la puterea  $1/7$  [3,5]. Astfel puterea turbinei este proporțională

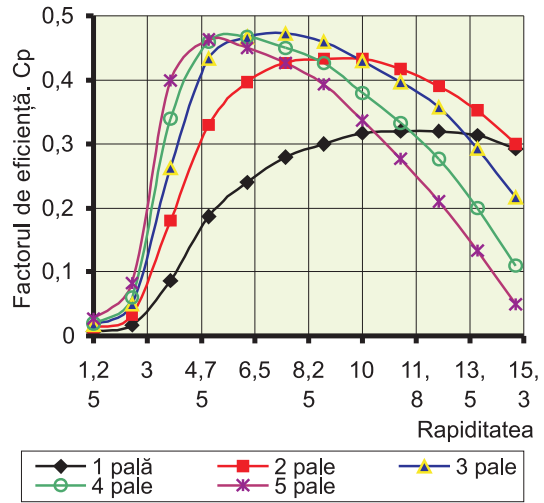


Fig. 4.20. Caracteristicile aerodinamice ale diferitelor turbine.

cu diametrul rotorului la puterea  $(2+3 \cdot 1/7) = 2,42$ . Pentru turbinele comercializate în prezent o bună aproximare oferă expresia [3]:

$$P = 0,06 \cdot D^{2,42}, \quad (4.20)$$

unde  $D$  – este diametrul rotorului, în m;  $P$  – puterea, în kW.

În figurile 4.21 și 4.22 sunt prezentate evoluțiile calitative și cantitative ale puterilor turbinelor moderne. Linia continuă din figura 4.22 corespunde expresiei analitice (4.20).

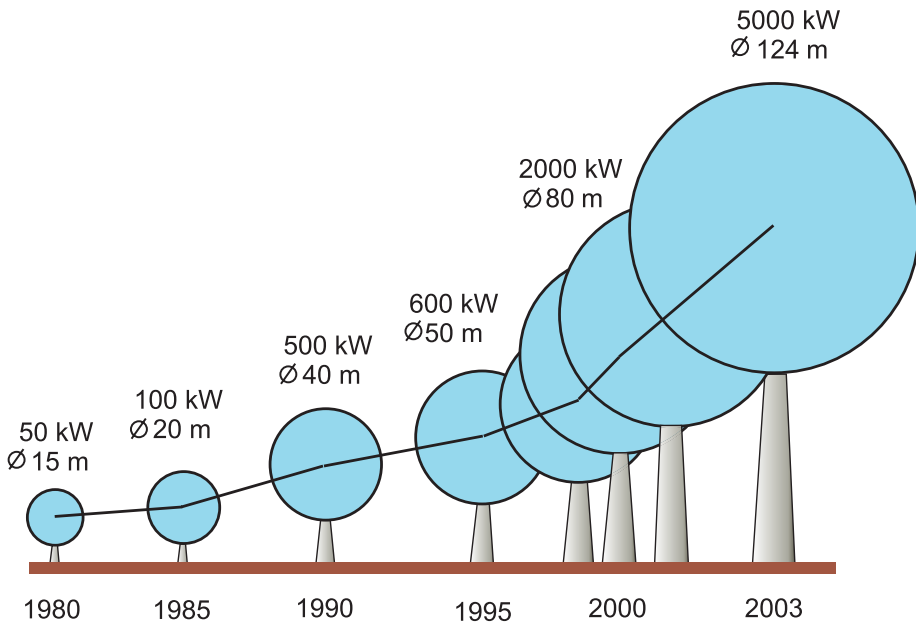


Fig. 4.21. Creșterea diametrului rotorului și puterii turbinelor comercializate.

La nivel mondial se constată tendința de majorare a diametrului rotorului, chiar și în cazul când 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 65,0 m, în anul 2000 diametrul rotorului a atins valoarea de 69,1 m, iar în anul 2003 a ajuns deja la 73,6 m. Majorarea diametrului rotorului conduce la creșterea puterii extrase din vânt. Dacă puterea nominală rămâne aceeași, poate fi micșorată viteza de calcul a vântului. Astfel, crește aria de utilizare a turbinelor eoliene, care includ noi zone cu un potențial energetic eolian mediu și mic. Această tendință se reflectă și asupra expresiei empirice (4.20): pentru turbinele proiectate două anul 2003, puterea nominală, în MW, poate fi calculată cu expresia:

$$P = 0,000195 D^{2,156} \quad (4.21)$$

Viteza liniară a vârfului palei este produsul dintre viteza de rotație și raza rotorului. Pentru turbinele cu puterea nominală de 0,6 – 3,6 MW viteza liniară variază între 43,0 și 90 m/s (155–325 km/h). Astfel de viteze liniare impun o proiectare riguroasă a profilului aerodinamic, asigurarea unei bune calități a suprafeței și o balansare dinamică excelentă a rotorului. Toate aceste măsuri conduc la o diminuare considerabilă a zgomotului și permit amplasarea turbinelor moderne în imediata vecinătate a comunelor și orașelor.

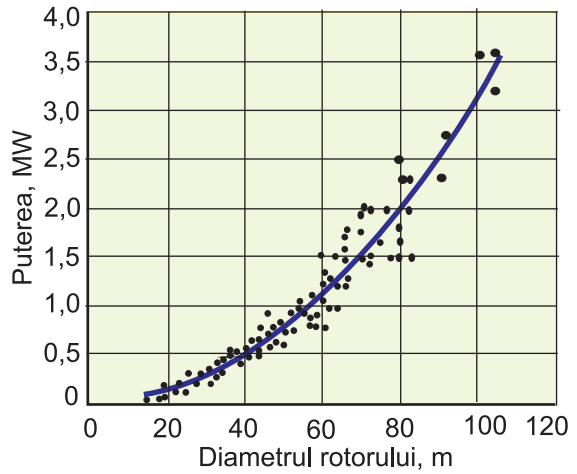


Fig. 4.22. Puterea nominală a turbinelor comercializate față de diametrul rotorului.

## 5. Evoluția dezvoltării tehnologiilor eoliene

### 5.1. Demararea tehnologiilor comerciale

**Perioada anterioară anului 1970.** Cea mai mare turbină eoliană pentru producerea electricității a fost construită în localitatea Grandpa Knob, Vermont, SUA [3,5]. Turbina cu puterea de 1250 kW, diametrul rotorului 53 m a fost rezultatul final al colaborării inginerilor Smith Putnam, von Karman și den Hartog. Aceasta a fost prima turbină cu putere mai mare de un megawatt și a servit ca platformă pentru studii experimentale ale efectelor de oboseală a materialelor pentru pale și turn, a dinamicii SCEE și verificării datelor impuse prin proiect. Totuși, anul reper



**Fig. 4.23.** Prima turbină construită conform „conceptului danez” de J. Juul în localitatea Gedser, Danemarca [27].

de demarare a tehnologiei moderne eoliene este considerat 1957, când inginerul danez Johannes Juul realizează prima turbină eoliană cu puterea de 200 kW, construită în nordul Daniei, localitatea Gedster, figura 4.23 [27]. El a fost primul care a preluat teoria aripei 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 generator asincron. A funcționat până în anul 1967 cu un factor mediu de putere de circa 20%. Ulterior, turbina respectivă a intrat în istorie ca “*turbina Gedser*” sau “*Conceptul Danez*”. În prezent, peste 75% din turbinele eoliene de putere medie și mare au la bază “*Conceptul Danez*” [5], 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 per minut în funcție de diametrul elicei. Conceptul inovativ și caracteristicile nivelului tehnic ale acestui model au fost curând recunoscute la scară mondială, Danemarca devenind principala exportator de turbine eoliene și deținând peste 33% din piața mondială.

**Perioada anilor 1970–1990.** Rezultatele experimentelor cu diverse materiale pentru pale au condus la abandonarea oțelului, considerat un material prea greu, cât și a aluminiului care nu făcea față solicitărilor dinamice. Frații Gougeon din SUA propun un material pe bază de lemn și rășină de epoxid care a fost folosit în construcția turbinelor de putere mică și medie.

Datorită unei combinații reușite a legislației federale și statale privind facilitățile acordate energiei eoliene, în California începe primul boom eolian – în perioada anilor 1980–1995 au fost instalate 1700 MW putere eoliană (de 5,7 ori mai mult decât puterea instalată a CET-urilor din Republica Moldova). Boom-ul californian a avut și o latură negativă: turbinele eoliene utilizate aveau caracteristici tehnice necorespunzătoare și irațional amplasate, ceea ce a generat o anumită neîncredere în energia eoliană. Totodată, piața americană și facilitățile acordate au permis producătorilor europeni să exporte și să testeze mai multe tipuri de turbine și să creeze temelia unei tehnologii moderne.

**Perioada 1990 – prezent.** Dezvoltarea energiei eoliene în California nu a fost durabilă. După anularea aproape completă a facilităților a început o perioadă de stagnare. În schimb, s-au dezvoltat rapid piețele europene. 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.

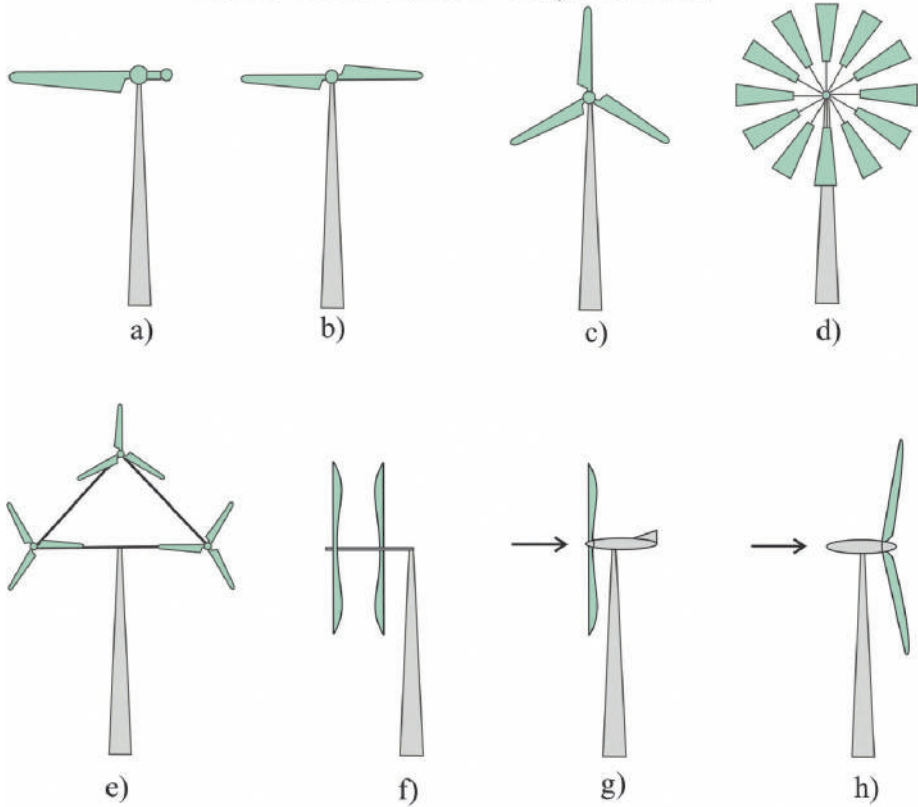
## 5.2. Tipuri constructive de turbine eoliene

Turbinele eoliene pot fi clasificate în patru grupe mari, în funcție de puterea dezvoltată la viteza de calcul a vântului, care este cuprinsă între 11 și 15 m/s. Micro-turbinele acoperă puterile cuprinse între 0,05 și 3,0 kW. Turbinele de putere mică au puteri cuprinse între 3 și 30 kW, iar de putere medie – 30-1000 kW. Atât micro-turbinele, cât și turbinele de putere mică sunt proiectate pentru a funcționa în regim autonom și alimentează cu energie electrică consumatorii dispersați teritorial și neconectați la rețelele electrice publice. În acest scop, turbinele sunt dotate cu acumulate de energie electrică și dispozitive de condiționare a energiei: regulatoare și convertoare de frecvență. În a patra grupă sunt incluse turbinele cu puterea mai mare de 1000 kW, numite turbine de mare putere sau turbine multimegawatt. Tendința actuală este majorarea puterii per unitate, majoritatea absolută a turbinelor funcționează în paralel cu rețeaua electrică publică, dându-se prioritate turbinelor cu puterea mai mare de 1 MW.

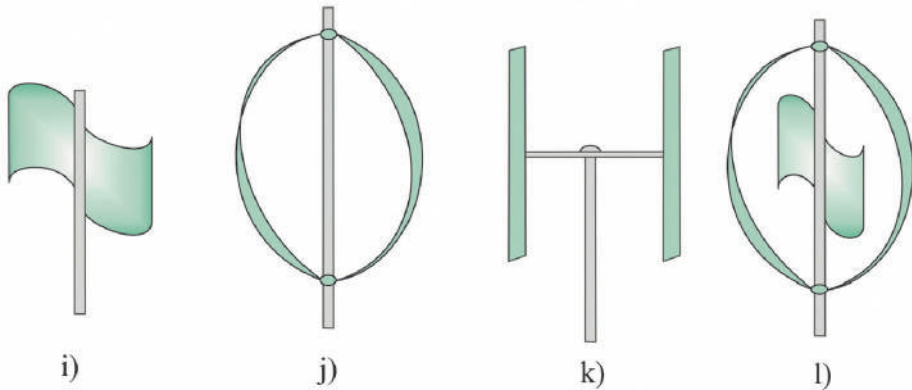
Pe parcursul anilor au fost propuse și patentate sute de scheme constructive ale turbinelor eoliene, însă doar câteva zeci au fost testate, din care doar câteva au penetrat piața turbinelor eoliene. În figura 4.24 sunt prezentate cele mai semnificative scheme constructive ale turbinelor eoliene.

**Turbine eoliene: cu axa de rotație orizontală sau verticală?** Răspunsul la întrebarea adresată este în favoarea turbinelor cu axa de rotație orizontală (fig. 4.24 a-h). Majoritatea absolută a turbinelor comercializate sunt cu axă orizontală. Axa de rotație a turbinei coincide cu direcția vântului și este paralelă cu suprafața solului. În

## Turbine eoliene cu axa de rotație orizontală



## Turbine eoliene cu axa de rotație verticală



**Fig. 4.24.** Scheme constructive ale turbinelor eoliene: a,b,c – cu una, două și trei pale; d – cu multe pale; e – cu mai multe rotoare; f – cu două rotoare, care rotesc în diferite direcții; g – cu rotor în fața turnului și giruetă (up-wind); h – cu rotor în spatele turnului cu autoreglare (down-wind); i – Savonius; j – Darrieus; k – Evence; l – combinată Darrieus – Savonius.

turbinele cu axă verticală, direcția vântului este perpendiculară pe axa de rotație și, respectiv, perpendiculară pe suprafața solului (fig. 4.24 i-l). Deși turbinele cu axa verticală au pierdut competiția, inginerii revin iarăși și iarăși la această schemă constructivă, cauza principală fiind următoarele două avantaje indiscutabile:

- Generatorul, multiplicatorul și alte componente funcționale pot fi amplasate pe suprafața solului, nu sunt necesare gondola și turnul masiv.
- Turbina nu necesită un mecanism special de urmărire a direcției vântului.

Din nefericire, dezavantajele acestor turbine prevalează în comparație cu avantajele:

1. Viteza vântului în stratul limitrof cu suprafața solului este mică. Astfel, facem economii la construcția turnului, dar pierdem în puterea dezvoltată de turbină.
2. Factorul de conversie a energiei vântului în energie mecanică este mai mic.
3. Unele tipuri, ca de exemplu turbina Darrieus sau Evence, nu asigură demararea. Este necesar un motor auxiliar care pornește turbina sau o turbină mică tip Savonius.
4. Turbinele de mare putere necesită cabluri de suport, care măresc considerabil suprafața ocupată a terenului.
5. Înlocuirea rulmentului axial principal necesită demontarea completă a turbinei.

În continuare vom descrie succint schemele constructive prezentate în fig. 4.24. O caracteristică esențială a turbinelor cu axă orizontală constituie numărul de pale. Ele pot fi cu una, două, trei sau mai multe pale (vezi fig. 4.24, a-d). Cu cât turbina are mai multe pale, cu atât este mai mare aria solidă a suprafeței baleiate (măturată) de rotor. În teoria turbinelor eoliene [8] numărul de pale este considerat cu factorul de soliditate, care reprezintă raportul dintre aria tuturor palelor și aria baleiată de rotor. Este evident că turbinele cu 1–3 pale au un factor de soliditate mai mic decât turbinele cu 12 sau 18 pale. Efectul numărului de pale asupra performanțelor turbinei este descris în paragraful 4.4. Cu cât este mai mare factorul de soliditate (rotor cu multe pale), cu atât este mai mică viteza de rotație a turbinei, iar momentul dezvoltat va fi mai mare și invers. Din această cauză, turbinele cu puține pale sunt utilizate pentru generarea energiei electrice, iar cele cu pale multe, pentru pomparea apei, acționarea ferăstraielelor, concașoarelor, valțurilor de măcinat etc., altfel spus, a mașinilor, care necesită viteze mici de rotație și momente mari la pornire.

Alte scheme constructive ale turbinelor cu axa orizontală sunt prezentate în fig. 4.24 e–h; e – cu multe rotoare; f – cu 2 rotoare, care rotesc în direcții diferite; g – cu rotorul în fața turnului (*up – wind*) și giruetă pentru orientare; cu rotorul în spatele turnului sau cu autoorientare (*down – wind*). În fig. 4.25 este prezentată o turbină modernă cu axa orizontală tip V90 – 2, puterea 2 MW, diametrul rotorului – 90 m [27].





Fig. 4.25. Turbină modernă cu 3 pale.



Figura 4.26. Turbină Darreus [27].



Fig. 4.27. Turbină tip H, 420 kW, peninsula Crimeea, Ucraina.

Turbinele cu axa verticală sunt prezentate în fig. 4.24, i–l. Turbina Savonius cu rotor în forma literei S (i), turbina Darrieus cu rotor – elipsă (j), turbina Evence cu rotor tip H (k), cu rotor combinat – Darrieus – Savonius (l). Exemple de turbine cu axa verticală sunt prezentate în fig. 4.26, 4.27.

### 5.3. Principii de control al puterii furnizate de turbina eoliană în rețea

Turbina eoliană va furniza în rețea puterea nominală, dacă viteza vântului va fi egală cu cea de calcul, de obicei 11–15 m/s. Pentru viteze ale vântului mai mari trebuie să limităm puterea mecanică, respectiv suprasolicitările asupra palelor rotorului, multiplicatorului, generatorului, turnului etc. Astfel, apare necesitatea controlului puterii turbinei. Cele mai răspândite sunt următoarele metode de control [8,9]:

- frânarea aerodinamică pasivă (*passive stall control*);
- reglarea unghiului de atac (*active pitch control*);
- frânarea aerodinamică activă (*active stall control*);
- scoaterea rotorului turbinei din direcția acțiunii vântului (*yaw control*).

**Controlul puterii folosind frânarea aerodinamică pasivă.** Este cea mai simplă metodă și poate fi folosită pentru turbine cu viteza de rotație constantă. Cu alte cuvinte, viteza de rotație nu depinde de viteza vântului sau variază nesemnificativ (1–2%). Viteza de rotație constantă a turbinei poate fi obținută în SCEE dotate cu generatoare asincrone sau sincrone conectate direct la rețelele electrice publice (fig. 4.28, b). Palele rotorului sunt fixate rigid și au o formă aerodinamică, care asigură un caracter laminar al fluxului de aer pentru viteze ale vântului cuprinse între cea de pornire  $V_p$  și cea calculată  $V_c$  (fig. 4.28, c). Pentru viteze ale vântului mai mari

decât  $V_c$  (fig. 4.28, a), mișcarea fluxului de aer deasupra palei devine turbulentă, forța de ridicare scade, iar cea de rezistență crește și respectiv scade puterea mecanică.

Forma tipică a caracteristicii de putere  $P = F(V)$  pentru o turbină cu frânare aerodinamică se prezintă în fig. 4.28, d. În zona vitezelor  $V_p < V \leq V_c$ , puterea furnizată în rețea este proporțională cu cubul vitezei vântului. La viteza de calcul, turbina generează puterea nominală, iar dacă viteza vântului continuă să crească, se intensifică frânarea aerodinamică și creșterea puterii furnizate în rețea se limitează. În cele mai frecvente cazuri, pentru viteze egale sau mai mari de 25 m/s, turbina este deconectată și frânată cu frâna mecanică din dotare. Avantajul principal al acestui principiu de control constă în simplitatea realizării, dezavantajele necesită un calcul riguros al profilului aerodinamic al palei, generatorul trebuie să reziste la suprasolicități de 20-30%, pentru viteze mari (mișcarea turbulentă se intensifică) ale vântului puterea generată în rețea devine mai mică decât cea nominală.

**Controlul puterii folosind reglarea activă a unghiului de atac.** Controlul puterii furnizate se realizează prin reglarea unghiului de atac  $\alpha$  (fig. 4.29 a). În acest scop pala este rotită de un mecanism special în jurul axei longitudinale. Viteza de rotație a turbinei poate fi variabilă. Pentru a menține frecvența constantă, generatorul sincron este conectat la rețea prin intermediul convertorului de frecvență (fig. 4.29, b). Pentru unghiuri mici de atac, cuprinse între 0 și 13-15 grade, forța aerodinamică de ridicare (*lift force*) crește linear odată cu creșterea unghiului de atac:

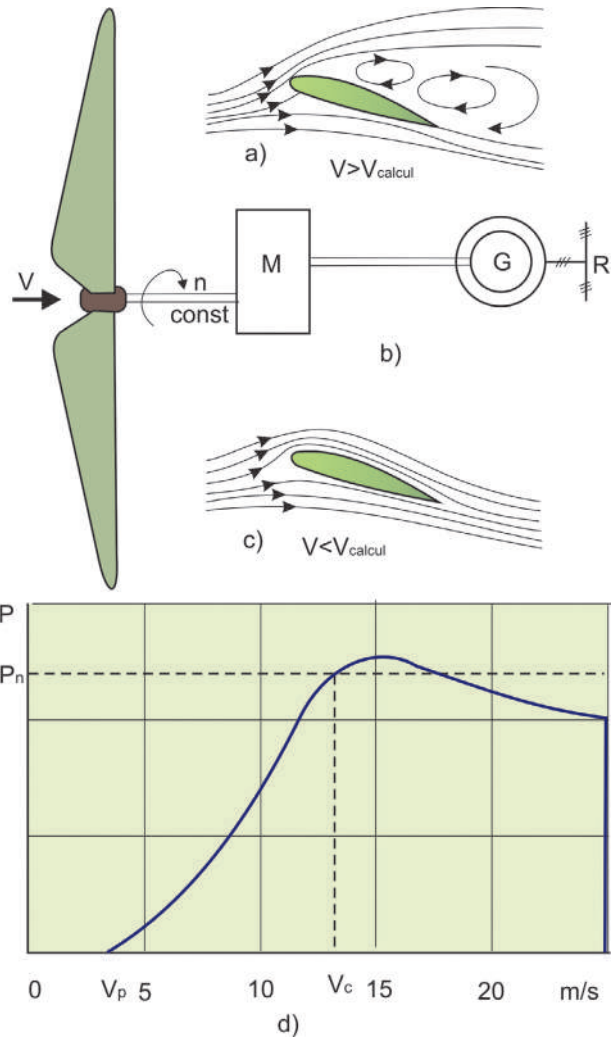


Fig. 4.28. Principiul de control al puterii furnizate în rețea folosind frânarea aerodinamică.

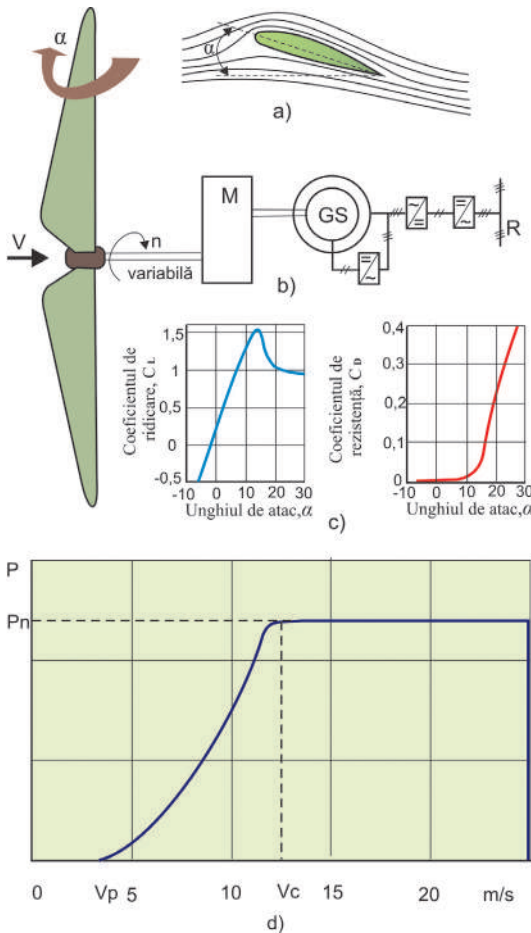


Fig. 4.29. Principiul de control al puterii furnizate în rețea folosind reglarea unghiului de atac.

unghiului de atac constă în micșorarea solicitărilor mecanice asupra palelor, rotorului și turnului, crește cu 2–4% eficiența conversiei energiei vântului la viteze mai mici decât cea nominală. Dezavantaje: complexitatea realizării, necesitatea unui sistem de reglare rapidă a unghiului de atac.

**Frânare aerodinamică activă.** Este o combinație a celor două metode: cu frânare aerodinamică și reglare a unghiului de atac. La viteze ale vântului mai mici decât cea nominală, unghiul de atac se reglează cu scopul obținerii unei eficiențe sporite a conversiei energiei vântului în energie mecanică. Pentru viteze ale vântului mai mari decât cea nominală, unghiul de atac se reglează în direcția opusă celei obișnuite pentru reglarea pitch, de obicei gama de reglare este  $0 < \alpha < -5^\circ$ . Din fig. 4.29,c rezultă că pentru aceste unghiuri de atac coeficientul lift scade și, respectiv, scade forța de ridicare. Astfel, puterea mecanică se menține constantă.

$$F_L = \frac{\rho}{2} C_L A_p V^2, \quad (4.22)$$

unde  $C_L$  este coeficientul de ridicare (lift);  $A_p$  – aria palei (așa-numita arie a secțiunii maestre sau arie a proiecției palei pe suprafața perpendiculară pe direcția vântului);  $V$  – viteza vântului;  $\rho$  – densitatea aerului.

Totodată, apare și forța de rezistență  $F_D$  (*drag force*), a cărei direcție coincide cu direcția vântului:

$$F_D = \frac{\rho}{2} C_D A_p V^2, \quad (4.23)$$

unde  $C_D$  este coeficientul de rezistență.

Variația tipică a coeficienților  $C_L$  și  $C_D$  și, respectiv, a forțelor  $F_L$  și  $F_D$  pentru pala cu profil aerodinamic NACA632XX este prezentată în fig. 4.29, c. Pentru viteze ale vântului mai mari decât cea nominală, puterea mecanică se menține constantă prin majorarea unghiului de atac  $\alpha$ , coeficientul  $C_L$  scade brusc, iar  $C_D$  crește și puterea furnizată rămâne constantă (vezi fig. 4.29, d). Avantajul principal al reglării active a un-

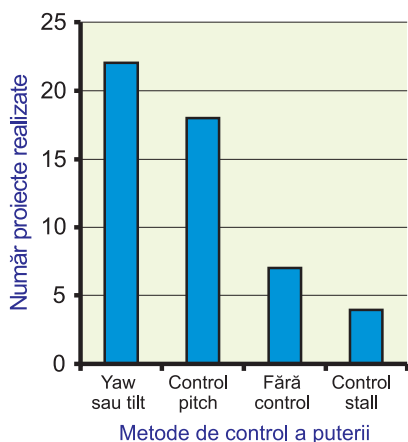


Fig. 4.30. Metode de control ale puterii folosite pentru turbine de putere mică.

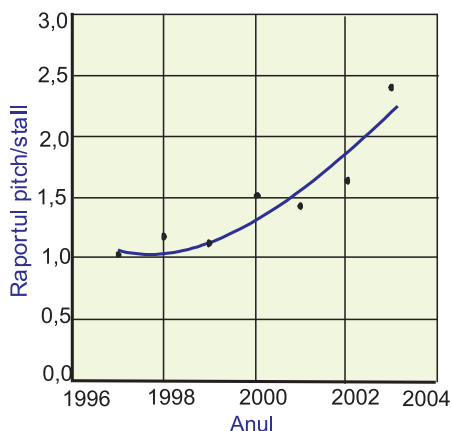


Fig. 4.31. Raportul metodelor de control ale puterii folosite la turbine cu puterea mai mare de 1000 kW.

**Limitarea puterii prin scoaterea rotorului turbinei din direcția acțiunii vântului.** Această metodă se recomandă doar pentru turbine de putere mai mică de 30 kW. La viteze mari ale vântului, rotorul turbinei este scos din direcția acțiunii vântului fie prin rotirea lui în jurul axei turnului (*yaw control*), fie în jurul axei perpendiculare pe axa turnului (*tilt control*). În ambele cazuri se utilizează sisteme mecanice pasive care reacționează la vitezele ale vântului mai mari decât cea nominală.

Analiza proiectelor turbinelor de mică putere în funcție de metoda folosită pentru controlul puterii, este prezentată în fig. 4.30, iar în fig. 4.31 – a turbinelor cu puterea mai mare de 1 MW [3,5]. În 57% din proiectele realizate se folosește metoda de scoatere a rotorului turbinei din direcția acțiunii vântului, iar circa 17% turbine nu sunt dotate cu sisteme de control ale puterii. Rotorul turbinelor fără controlul puterii este calculat să reziste la vânturile extreme din zona respectivă. În turbinele de mare putere se constată tendința certă de folosire tot mai largă a controlului prin reglarea unghiului de atac sau pitch control (fig. 4.30).

#### 5.4. Scheme constructive de acționare a generatorului

Prima turbină eoliană comercială, construită de J. Juul în localitatea Gedser, care a generat „conceptul danez” (vezi p. 5.1) a fost dotată cu multiplicator și generator asincron. Această schemă (fig. 4.32, a) predomină și astăzi în majoritatea turbinelor cu puterea nominală mai mare de 100 kW. Pentru a micșora masa și a mări eficiența, generatorul asincron trebuie proiectat la viteze de rotație cât mai mari posibile:  $3000 \text{ min}^{-1}$  la frecvența de 50 Hz și  $3600 \text{ min}^{-1}$  la frecvența de 60 Hz. Totodată, viteza de rotație a turbinei cu puterea de 600 kW este de circa  $30 \text{ min}^{-1}$ , iar a turbinelor cu puterea mai mare de 1000 kW este și mai mică. O masă optimă a trenului multiplicator - generator se obține pentru viteze de rotație a generatorului de  $(1000-1500) \text{ min}^{-1}$ . În acest

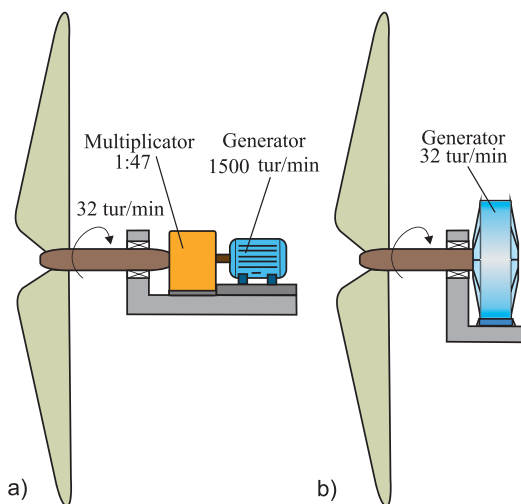


Fig. 4.32. Turbina eoliană cu multiplicator (a) și cu cuplare directă (b).

(fig. 4.32 b). La viteze mici de rotație, performanțele tehnice ale generatorului asincron scad esențial și în sisteme electrice izolate necesită echipament special pentru excitație și stabilizarea tensiunii. În literatura de specialitate nu a fost identificat nici un exemplu de dotare a microturbinelor eoliene cu generator asincron care funcționează în regim autonom sau alimentează o rețea electrică izolată.

**Turbine de putere mică – (3 – 30 kW).** Absolut toate turbinele cu puterea nominală de până la 10 kW sunt dotate cu GSMP cuplate direct cu turbina eoliană. În gama de puteri 10–30 kW sunt și unele excepții: turbina eoliană produsă de „Atlantic Orinet Corporation” (SUA) cu puterea nominală de 20 kW este dotată cu generator cu reluctanță variabilă [3].

**Turbine de putere medie – (30 – 1000 kW) și turbine multi-megawatt.** Aici situația este incertă. Pe piață predomină schema multiplicator – generator asincron sau sincron, cu excitație electromagnetică (GSEM) sau cu magneți permanenți. După anii '90 ai secolului trecut au fost lansate pe piață câteva prototipuri de turbine eoliene cu cuplare directă, prin care se urmăresc următoarele scopuri:

- micșorarea costurilor de operare și mentenanță;
- majorarea eficienței conversiei energiei eoliene, inclusiv în zonele cu vânturi moderate;
- micșorarea vitezei de pornire (start) a turbinei, astfel crește gama de viteze lucrative ale vântului;
- micșorarea lungimii și greutateii gondolei;
- micșorarea vibrațiilor și zgomotului;
- crește disponibilitatea și fiabilitatea turbinei eoliene.

caz, raportul de transmisie a multiplicatorului trebuie să fie cca 1:50.

Schema constructivă multiplicator – generator asincron nu este universală și nu poate fi recomandată pentru toate turbinele eoliene. Soluțiile sunt diferite, depind de puterea turbinei și de domeniul de utilizare.

**Microturbine, puterea nominală egală sau mai mică de 3 kW.** Viteza nominală de rotație a microturbinelor este relativ mare ( $200\text{--}500\text{ min}^{-1}$ ) [28] și se utilizează în regim autonom. Peste 95% dintre turbine sunt dotate cu generatoare sincrone de viteză mică cu magneți permanenți (GSMP) și cuplate direct cu rotorul turbinei

Firma finlandeză WinWind a lansat pe piață o turbină eoliană cu puterea de 1100 kW, diametrul rotorului 56 m, care prezintă un hibrid, un compromis dintre schema cu multiplicator și cea cu cuplare directă. Așa-numitul concept „*Multibrid*” [5], care se află la baza noii turbine, constă în utilizarea multiplicatorului planetar cu o singură treaptă cu raportul de transmisie de 1:5,7 și a GSMP cu viteza de rotație cuprinsă între 40 și 146 min<sup>-1</sup>. Masa trenului multiplicator – GSMP a rămas aceeași ca și la turbine tradiționale, dar gondola are o construcție mai simplă și mai compactă.

### 5.5. Materiale utilizate pentru pale

Materialul ideal pentru pale ar trebui să combine următoarele proprietăți structurale: raport optim duritate-greutate specifică; longevitate la solicitări de oboseală și flexibilitate; cost mic și prelucrare facilă pentru a obține forma aerodinamică dorită. După multiple experiențe, la etapa timpurie de dezvoltare a tehnologiei eoliene, bazate pe utilizarea oțelului, aluminiului etc., tehnologia mondială de fabricare a paletelor pentru turbine este astăzi bazată în întregime pe următoarele materiale compozite:

1. PFS – Plastic Armat cu Fibre de Sticlă (GRP – *Glass Reinforced Plastic*), producători: LM Glasfiber Danemarca; Aerpac, Rotorline, Polymar, Olanda.
2. Lemn plus rășină de epoxid, producător: Taywood Aerolamimates (TAL), SUA.
3. PFC – Plastic Armat cu Fibre de Carbon (CFRP – *Carbon Fibre Reinforced Plastic*), producător: ATV Enterprise Franța.

Ponderea celor mai răspândite materiale pentru pale și principalii actori pe piața mondială sunt prezentați în fig. 4.33. Tendința de micșorare a masei rotorului, majorării elasticității palei impun constructorii să revină la așa-numita tehnologie „*boat building*”. Cunoscută deja de câteva decenii, această tehnologie se utilizează la scară largă în construcția diferitelor ambarcațiuni, șalupe, bărci etc. Materialul este bazat pe rășină de poliester și conține mai puține fibre de sticlă.

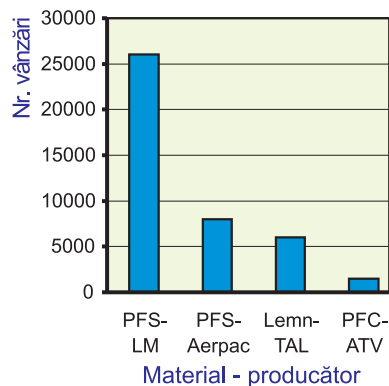


Fig. 4.33. Materiale pentru pale și principalii actori pe piața mondială.

## 6. Turbine și ferme eoliene de putere mare

### 6.1. Turbine eoliene de putere mare: tendințe și obiective

Deși primele prototipuri de turbine eoliene cu puterea mai mare de 1000 kW au fost testate cu mult înainte de anii '80 ai secolului trecut, nici una din ele nu a fost comercializată. Deși au funcționat scurte perioade de timp (vezi tabelul 4.10), ele au servit ca platforme de cercetare experimentală, s-au asimilat cunoștințe noi și s-a creat baza tehnologică pentru un nou salt realizat la sfârșitul sec. XX – începutul sec. XXI.

**Tabelul 4.10.** Performanțele primelor prototipuri de turbine eoliene cu puterea mai mare de 1,0 MW [29].

Tip turbină, țara	Puterea nominală, MW	Diametrul rotorului, m	Nr. ore de funcționare	Energia generată, GWh	Anii realizării
Smith-Putnam, SUA	1,25	53	695	0,2	1941– 1945
Mod-1, SUA	2,0	60	-	-	1979 – 1983
Mod-2, SUA	2,5	91	8658	15,0	1982 – 1988
Growian, Danemarca	3,0	100	420	-	1981 – 1987
WEG LS-1, Marea Britanie	3,0	60	8441	6,0	1987 – 1992
Mod-5B, SUA	3,2	98	20561	27,0	1987 – 1992
Ecole, Canada	3,6	64	19000	12,0	1987 – 1993
WTS-4, SUA	4,0	78	7200	16,0	1982 – 1994

„*Conceptul danez*” în tehnologia conversiei energiei eoliene a predominat pe piața mondială pe parcursul a circa 25 de ani. Deși proiectele realizate erau diferite, toate aveau următoarele caracteristici comune: trei pale, viteza de rotație constantă a rotorului, frânare aerodinamică (stall) pentru controlul puterii, generator asincron. Pe piața mondială, preponderent se comercializau turbine cu puterea nominală de până la 200 kW, palele rotorului erau confecționate din PFS sau lemn plus rășină de epoxid. Apoi, spre sfârșitul sec. al XX<sup>-lea</sup>, a urmat o creștere a puterii per unitate (fără a schimba „*conceptul danez*”) – 250, 400, 600 și 750 kW.

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 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. În consecință, a crescut eficiența de conversie a energiei eoliene în energie mecanică, s-a îmbunătățit calitatea energiei electrice furnizate în

rețea, s-a micșorat 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. Pentru compararea a două tehnologii, în fig. 4.34 și 4.35 se prezintă componenta gondolelor a două turbine moderne: Z72, Zephyros, Olanda [30], puterea nominală 2000 kW, diametrul rotorului 72 m, viteza

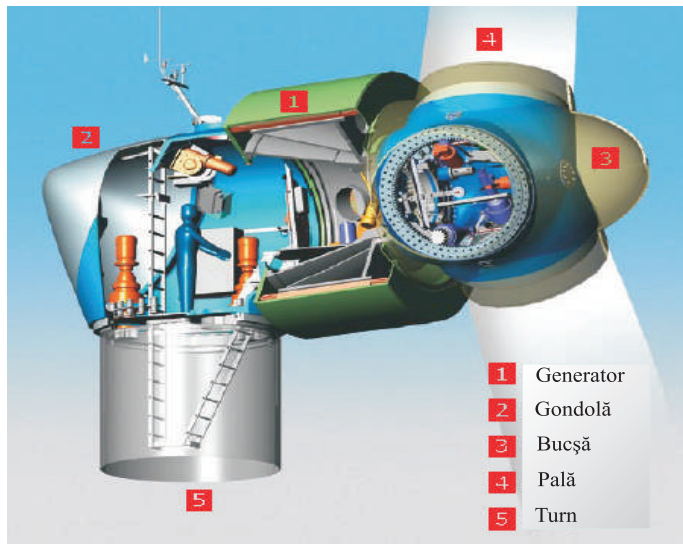


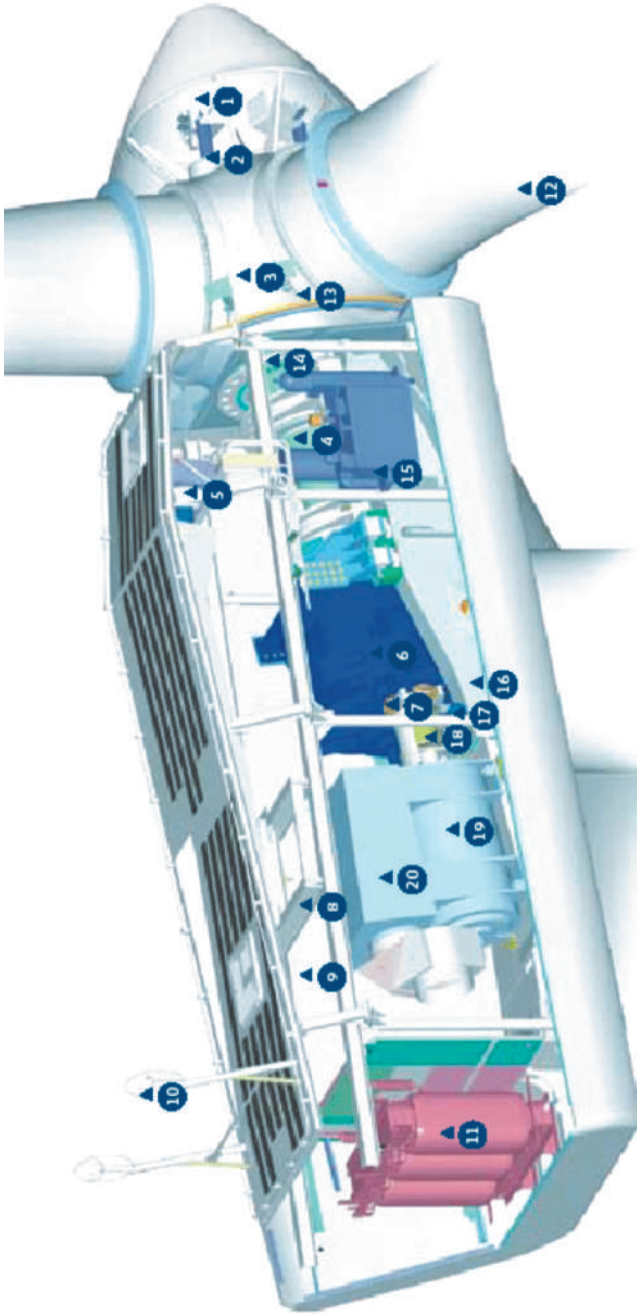
Fig. 4.34. Turbina Z72 cu cuplare directă și generator sincron cu magneți permanenți.

vântului la urnire – 3 m/s, viteza nominală – 15 m/s, generator sincron cu magneți permanenți, cuplare directă, viteză variabilă, pitch control, masa gondolei – 61 t și V80, Vestas, Danemarca [27], puterea nominală 2000 kW, diametrul rotorului 80 m, viteza vântului la urnire – 4 m/s, viteza nominală – 15 m/s, generator asincron cu dublă alimentare, cu multiplicator 1:60, viteză variabilă, pitch control, masa gondolei – 67 t. În prima variantă, gondola este cu mult mai robustă și mai ușoară cu 6 t, numărul componentelor și lungimea trenului rotor-generator s-au micșorat considerabil.

Obiectivele principale ale dezvoltării în viitor a tehnologiilor eoliene pot fi formulate astfel:

1. utilizarea largă a sistemelor inteligente de urmărire și control ale solicitărilor mecanice și vibrațiilor;
2. realizarea noilor concepte adaptabile în construcția rotoarelor;
3. folosirea pe scară mare a fibrelor de carbon în construcția palelor turbinelor de mare putere;
4. rotoare flexibile amplasate în spatele turnului cu coeficient mic de soliditate;
5. cuplare directă, noi topologii de generatoare cu magneți permanenți.
6. studii de proiectare a turbinelor cu puterea mai mare de 5 MW;
7. viteză variabilă a rotorului, generare la tensiuni înalte;
8. studii privind dezvoltarea turbinelor amplasate în largul mării (offshore): turbine cu coeficient de rapiditate mare; fundații și structuri speciale, turbine





1 - Butucul controlerului; 2 - Cilindrul sistemului de reglare a unghiului de atac; 3 - Bueșa paletelor; 4 - Arbore;  
 5 - Răcitor cu ulei; 6 - Multiplicator 1:60; 7 - Frână mecanică; 8 - Macara cu cârucior; 9 - Converter;  
 10 - Traductor de viteză; 11 - Transformator; 12 - Pală; 13 - Lagărul palei; 14 - Sistem blocare rotor;  
 15 - Unitatea hidraulică; 16 - Fundație; 17 - Reductorul sistemului de viraj;  
 18 - Cuplaj disc; 19 - Generator asincron; 20 - Ventilatorul generatorului.

**Fig. 4.35.** Turbina V80 cu multiplicator și generator asincron.

plutitoare, producerea hidrogenului și transportul acestuia, sisteme speciale pentru înălțare etc.

9. proiectarea și testarea turbinelor eoliene cu puterea nominală per unitate de 8–12 MW [31]. Lucrările au demarat în anul 2005 și se vor finaliza în 2009. Diametrul turbinei de 12 MW va fi egal cu 190 m, înălțimea turnului – 170 m.

În tabelul 4.11 sunt prezentate caracteristicile principale ale turbinelor eoliene comercializate cu puterea mai mare de 1,0 MW [32-39]. Simbolurile respective semnifică:

$P_n$  – puterea nominală;  $D_R$  – diametrul rotorului;  $H_T$  – înălțimea turnului;  $n$  – viteză nominală de rotație;  $\gamma$  – gama de variație a vitezei de rotație;

$GA$  – generator asincron;  $GAI$  – generator asincron cu inele;  $GADA$  – generator asincron cu dublă alimentare;  $GMP$  – generator cu magneți permanenți;

$i$  – raportul de transmisie a multiplicatorului;  $V_p$  – viteza vântului de pornire;  $V_n$  – viteza nominală (de calcul) a vântului; ? – lipsă de date.

Cea mai mare turbină eoliană cu puterea de 5 MW, elaborată de compania germană RePower [36], a fost pusă în funcțiune în august 2006 în zona de coastă a Mării de Nord și este prima din componența fermei eoliene pilot amplasată lângă platforma petrolieră „Beatrice” (vezi fig. 4.36).

Pe baza datelor din tabelul 4.11 se pot trage următoarele concluzii:

1. se constată o tendință certă de utilizare a reglării puterii prin schimbarea unghiului de atac (pitch control), care permite o reglare mai fină a puterii furnizate în rețea și micșorarea solicitărilor mecanice (vezi p. 5.3);
2. generatoarele asincrone cu viteza de rotație constantă sunt substituite cu generatoare asincrone cu alimentare dublă sau cu generatoare sincrone cu magneți permanenți. În ambele cazuri, viteza rotorului este variabilă;
3. în condițiile climaterice ale Republicii Moldova trebuie să alegem turbine cu viteze de pornire și nominale cât mai mici, de exemplu: D6, E82, FL2500, N100/2,5, care au fost proiectate pentru zone cu viteze moderate ale vântului.

Necesitatea reglării vitezei de rotație a turbinei rezultă din fig. 4.37, în care se prezintă caracteristicile  $P_r(\Omega_r)$  pentru diferite viteze ale vântului: variația vitezei vântului conduce la variația puterii maxime (optime) produse de rotor. Pentru a extrage din vânt puterea maximă este necesar să modificăm viteza de rotație  $\Omega_r$ ,



Fig. 4.36. Montarea turbinei eoliene cu puterea de 5 MW. Germania, coasta Mării de Nord.

astfel încât să menținem punctul de funcționare a turbinei în zona optimă (vezi linia roșie). Mai jos (fig. 4.38 – 4.40) sunt prezentate trei din cele mai frecvent utilizate scheme de conectare a generatorului la rețeaua electrică publică, care diferă una de alta prin tipul generatorului utilizat:

- generator asincron cu rotor în scurtcircuit;
- generator asincron cu inele și alimentare dublă;
- generator sincron cu magneți permanenți și cuplare directă cu rotorul turbinei.

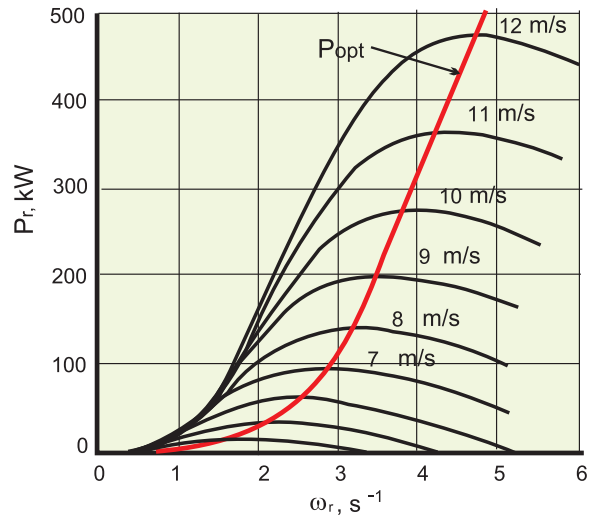


Fig. 4.37. Variația puterii rotorului de viteza de rotație și viteza vântului.

**Tabelul 4.11.** Caracteristicile principale ale turbinelor moderne cu puterea mai mare de 1,0 MW.

Tip turbină, țara	$P_n$	$D_R / H_T$	$n / \gamma$	Tip generator	$i$	Reglarea puterii	$V_p / V_n$
	MW	m	rot/min	–	–	–	m/s
<b>D6, Germania</b>	<b>1,25</b>	<b>64/60–91</b>	<b>21,1/13,2–24,5</b>	<b>GADA</b>	<b>1:53,1</b>	<b>Pitch</b>	<b>2,8/12,5</b>
V82-1,65, Danemarca	1,65	82/78	14,4/0,0	GA	?*	Stall	3,5/13,0
Z72, Olanda	2,0	72/86–80	23,5/?	GMP	1:1	Pitch	3,0/15,0
<b>E-82, Germania</b>	<b>2,0</b>	<b>82/70–138</b>	<b>?/6–19,5</b>	<b>GMP</b>	<b>1:1</b>	<b>Pitch</b>	<b>2,0/12,0</b>
V-90-2, Danemarca	2,0	90/80–105	14,9/9,0–14,9	GA	?	Pitch	2,5/13,0
D8, Germania	2,0	80/80–100	18,0/11,1–20,7	GADA	1:94,4	Pitch	3,0/13,5
E-70, Germania	2,3	71/58–119	?/6,0–21,5	GMP	1:1	Pitch	2,0/15,0
<b>FL2500, Germania</b>	<b>2,5</b>	<b>100/65–160</b>	<b>?/9,4–17,1</b>	<b>GAI</b>	<b>1:79,6</b>	<b>Pitch</b>	<b>3,5/11,5</b>
<b>N100/2,5 Germania</b>	<b>2,5</b>	<b>100/100</b>	<b>?/9,6–14,9</b>	<b>GADA</b>	<b>1:74,4</b>	<b>Pitch</b>	<b>3,0/12,5</b>
V90-3, Danemarca	3,0	90/80–105	16,1/8,6–18,4	GA	?	Pitch	4,0/15,0
E-112, Germania	4,5	114/120	?/8,0–13,0	GMP	1:1	Pitch	2,5/?
5M, Germania	5,0	126/100–117	?/6,9 – 12,1	GADA	1:97	Pitch	3,5/13,0

\* - datele nu sunt accesibile

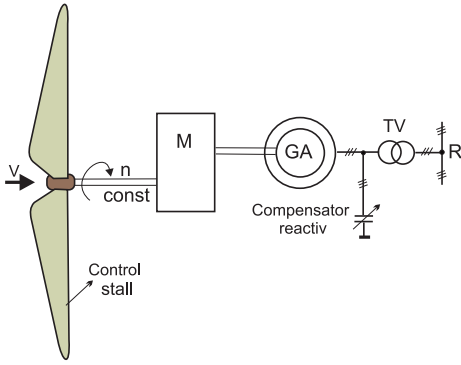


Fig. 4.38. Turbina eoliană cu generator asincron cu rotor în scurtcircuit.

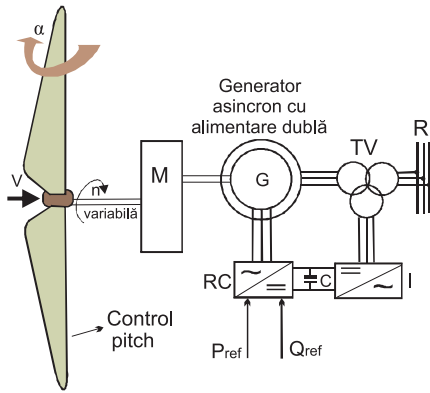


Fig. 4.39. Turbina eoliană cu generator asincron cu inele și alimentare dublă.

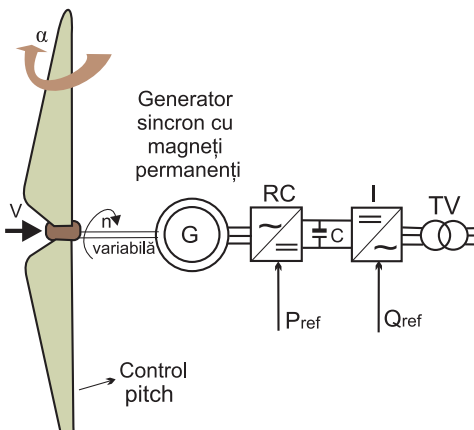


Fig. 4.40. Turbina eoliană cu generator sincron cu magneți permanenți și cuplare directă.

### Avantaje:

1. Simplitate, fiabilitate și cost redus;
2. Tehnologie avansată.

### Dezavantaje:

1. Viteză constantă;
2. Solicitări mecanice pronunțate;
3. Pulsațiile de putere sunt transmise în rețea;
4. Necesită multiplicator.

### Avantaje:

1. Viteză variabilă de la  $-50\%$  până la  $+30\%$  în jurul vitezei sincrone.

2. Puterea redresorului comandat RC și inverterului I nu depășește  $30-35\%$  din puterea generatorului.

3. Controlul puterii active  $P_{ref}$  și reactive  $Q_{ref}$ .

### Dezavantaje:

1. Inele de alunecare.
2. Necesită multiplicator (cresc pierderile, cheltuielile de mentenanță).

### Avantaje:

1. Viteză variabilă în toată gama necesară.

2. Nu necesită inele și perii.

3. Controlul puterii active  $P_{ref}$  și reactive  $Q_{ref}$ .

4. Eficiență înaltă.

### Dezavantaje:

1. Puterea redresorului comandat RC și inverterului I este egală cu cea a generatorului.

2. Generatorul multipolar are gabarite și masă mari.

3. Necesită magneți permanenți pentru excitație.

## 6.2. Ferme eoliene



**Fig. 4.41.** Exemplu de fermă eoliană amplasată pe colinele Challicun, Australia [37].



**Fig. 4.42.** Exemplu de fermă eoliană pe o colină, statul California, SUA [38].

conectate la rețelele electrice publice. În fig. 4.41 și 4.42 sunt prezentate exemple de ferme eoliene amplasate pe coline.

## 6.3. Perspectivele implementării fermelor eoliene în Republica Moldova. Premise de management și legislative: primii zece pași

Această experiență merită să fie preluată pentru amplasarea fermelor eoliene pe colinele Tigheci din zona de sud și din zona centrală, raioanele Nisporeni, Călărași, Strășeni, Ialoveni și Hâncești.

Producerea energiei electrice eoliene pe scară largă se realizează de zeci sau sute de turbine eoliene, care formează așa-numitele „ferme eoliene” sau centrale eoliene, conectate la rețelele electrice publice. Funcționarea în regim sincron cu unitățile generatoare tradiționale este benefică pentru producătorul de energie electrică eoliană: toată energia produsă este furnizată consumatorilor, conectați la aceleași rețele electrice publice. La viteze mai mici de 3 m/s sau când acesta lipsește, producătorul de energie devine consumator. Turbinele eoliene de putere medie și mare nu se utilizează în regim autonom din cauza costurilor mari ale acumulatorilor electrice. În acest caz, este rațională funcționarea turbinei eoliene în paralel cu un grup electrotrogen. Aceste scheme sunt răspândite în Africa, America de Sud, China, India, în care există localități izolate și neconectate la rețelele electrice publice.

Decizia de investire în construcția unei ferme eoliene trebuie să fie anticipată de efectuarea următorilor zece pași:

1. **selectarea amplasamentului.** Vor fi preferate zonele cu cel mai mare potențial energetic eolian (colinele Tigheci din zona de sud și din zona centrală, raioanele Nisporeni, Călărași, Strășeni, Ialoveni și Hâncești). Nu se exclud din analiză și văile cu lungimi de câteva zeci de kilometri și având direcția, care coincide cu cea preponderentă a vânturilor: nord-vest-sud-est. Folosind Atlasul Vântului al celei mai apropiate stații meteorologice reprezentative (vezi p.2.3), se face o primă estimare a potențialului energetic eolian în punctul selectat;

2. **obținerea accesului la rețelele electrice publice.**

Se determină distanța de la eventuala fermă eoliană până la rețelele electrice de tensiune medie de 10, 35, 110 kV și puterea maximă admisibilă care poate fi conectată. În [25] sunt oferite recomandări privind puterea maximă care

poate fi conectată la rețelele cu tensiunea de 11, 33 și 132 kV. În tabelul 4.12 sunt prezentate aceste date recalculat la respectivele tensiuni folosite în Republica Moldova;

Tabelul 4.12. Tensiunea rețelei electrice și capacitatea fermei eoliene.

Punctul de conectare	Capacitatea fermei eoliene, MW
Rețea 10 kV	1 – 2
Barele stației de transformare 10 kV	8 – 10
Rețea 35 kV	14 – 17
Barele stației de transformare 35 kV	28 – 34
Rețea 110 kV	21 – 42

3. **obținerea dreptului asupra terenului și căile de acces.** Dreptul asupra suprafețelor de teren pe care vor fi amplasate turbinele se legalizează prin cumpărare sau printr-un contract de arendă. Nu mai puțin importante sunt existența și starea căilor de acces la amplasamentul selectat, dacă vor fi sau nu necesare investiții în construcția sau repararea drumurilor;

4. **acces la capital.** Construcția unei ferme eoliene este scumpă. În medie, un MW instalat costă 1,0 mln €. Raționamentul economic impune ca puterea instalată a fermei să fie mai mare sau egală cu 20 MW. Astfel, va fi necesară o investiție inițială de minim 20 milioane de euro;

5. **identificarea cumpărătorului de energie electrică eoliană.** Prețul de cost al energiei eoliene nu este mai mare decât al celei produse la o nouă centrală, care funcționează pe bază de combustibil fosil. Totodată, companiile de distribuție vor prefera să cumpere energie electrică mai ieftină, produsă la centralele vechi care deja au recuperat investițiile inițiale. Cadrul legal existent în Republica Moldova obligă companiile de distribuție să procure toată energia electrică produsă la centralele locale, inclusiv energia produsă din surse regenerabile.

6. **identificarea particularităților amplasamentului.** Viteza vântului nu este unicul criteriu pentru a lua o decizie definitivă privind dezvoltarea ulterioară a proiectului. Trebuie să răspundem la următoarele întrebări:
  - Teritoriul respectiv este sau nu o zonă ecologică protejată?
  - Căile de migrare ale păsărilor sunt în afara zonei selectate?
  - Turbinele eoliene nu vor afecta traficul aerian din zonă și liniile de telera-diocomunicații?
  - Geologia terenului corespunde cerințelor unei dezvoltări industriale?
  - Zgomotul și aspectul turbinelor vor influența asupra comunității?
7. **obținerea licenței și expertizelor de la instanțele de reglementare și supraveghere.** Licența pentru producerea energiei electrice va fi obținută de la Agenția Națională pentru Reglementare în Energetică (ANRE). Proiectul va fi supus expertizei de Inspectoratul Ecologic de Stat și de alte instanțe;
8. **estimarea cantității de energie electrică eoliană.** Se selectează turbina eoliană și, folosind programul WASP, se efectuează o primă estimare a cantității de energie care va fi produsă pe durata unui an;
9. **stabilirea contactelor cu producătorul de turbine eoliene și instituțiile de proiectare.** Chiar și în cazul în care două turbine diferite au aceeași putere, aceasta nu înseamnă că ambele vor corespunde climatologiei vântului. Din tabelul 4.12 rezultă că o majorare nesemnificativă a diametrului rotorului permite exploatarea turbinei în regiuni cu viteze ale vântului mai mici. Un rol important revine înălțimii turnului, deoarece, o dată cu înălțimea crește și viteza vântului. Producătorii asigură una și aceeași turbină cu turnuri de diferite înălțimi (vezi tabelul 4.12);
10. **întocmirea și încheierea contractului de livrare a turbinelor.** În prezent, pe piața mondială se constată un deficit de turbine eoliene de mare putere. Producătorii de turbine nu au prevăzut creșterea atât de mare a cererii. Livrarea turbinelor se efectuează peste 2 – 3 ani din momentul semnării contractului.

#### 6.4. O eventuală fermă eoliană amplasată în zona de Sud a Republicii Moldova

Echipa Centrului „ENERGIEplus” a Universității Tehnice a Moldovei au făcut o primă estimare a caracteristicilor unei ferme eoliene cu puterea de 20 MW, amplasată pe colinele Tigheci din imediata apropiere de comuna Iargara (vezi fig. 4.43). Amplasamentul selectat are următoarele avantaje:

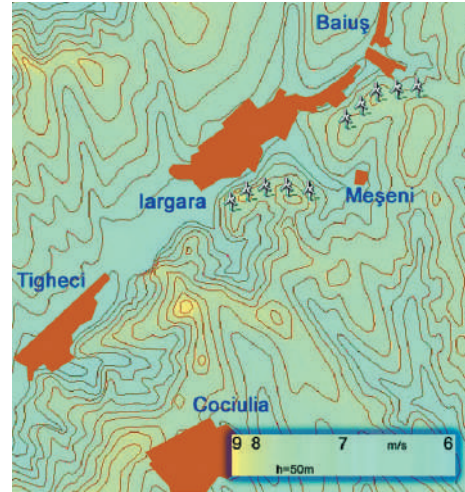
- înălțimea relativ mare deasupra nivelului mării, circa 190 m;
- colinele sunt orientate favorabil în raport cu direcția preponderentă a vitezei vântului și sunt relativ deschise, lipsesc obstacole, păduri etc., clasa de rugozitate a terenului fiind între R1 și R2 (vezi p.3.2);

- viteza medie anuală a vântului la înălțimea de 80 m, calculată pe baza Atlasului Vântului de la Baurci (vezi p. 2.4), este de circa 8,0 m/s;
- turbinele eoliene pot fi transportate pe mare până în portul Giurgiulești, apoi pe calea ferată până la Largara;
- imediata apropiere a liniei aeriene cu tensiunea de 35 kV (0,5–1,0 km) va facilita conexiunea turbinelor și se vor reduce cheltuielile în infrastructura electrică.

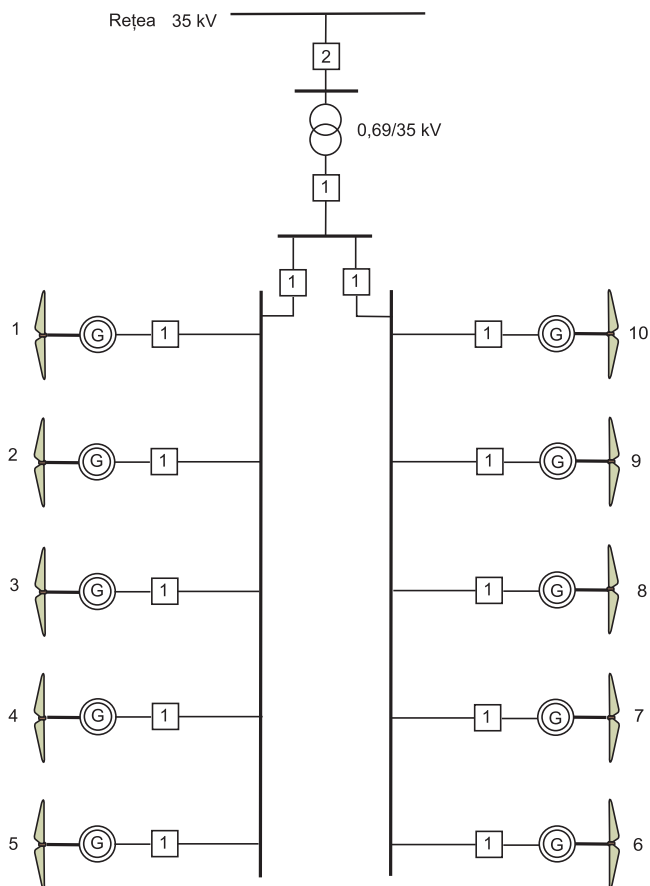
Se propune utilizarea a 10 turbine eoliene tip V90–2, puterea nominală – 2000 kW, diametrul rotorului – 90 m, înălțimea turnului – 80 m (vezi p.5.2 și fig. 4.25). Suprafața necesară pentru amplasarea fermei eoliene este de circa 200 ha, din care 98% nu vor fi scoase din circuitul tradițional. Distanța dintre turbine este de 450 m. O posibilă schemă de conectare a turbinelor eoliene la rețeaua electrică publică se prezintă în figura 4.44.

Pentru factorul de disponibilitate a turbinelor de 0,95, cantitatea de energie electrică, care va fi produsă anual, se estimează la  $69,0 \cdot 10^6$  kWh, ceea ce constituie 2,4% din consumul util în anul 2006.

**Fig. 4.44.** Schema simplificată de conectare a turbinelor la rețeaua electrică: 1- întrerupător de tensiune joasă; 2 – întrerupător de tensiune înaltă.



**Fig. 4.43.** O eventuală fermă eoliană amplasată în zona de sud: puterea instalată 20 MW; 10 turbine cu puterea de 2000kW.





## 7. Turbine eoliene de putere mică

### 7.1. Studiul pieței mondiale, firme producătoare și politici de stimulare

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. Din acest punct de vedere este oportună ideea decentralizării sistemelor de alimentare cu energie electrică a consumatorilor izolați.

Majoritatea țărilor din lumea a treia nu dețin rețele centralizate de distribuție a energiei electrice. De aceea, arealul răspândirii turbinelor eoliene de putere mică are tendința spre creștere, în special, în perspectiva majorării inevitabile a costurilor combustibililor și a problemelor de mediu, cu care se confruntă Omenirea. În acest caz are o importanță majoră politica statelor în încurajarea producerii energiei verzi. SUA, care este pionierul Industriei Eoliene Mici, în a.1985 a adoptat în acest sens un sistem de stimulare a producerii energiei verzi eoliene, care a cunoscut începând cu 1990 o creștere anuală de 14-25%. cca 30% din investițiile federale a taxelor de credit vor conduce la creșterea anuală cu 40% a vânzărilor de turbine eoliene de putere mică [40]. Aproximativ jumătate din turbinele eoliene de putere mică fabricate în SUA au fost exportate, ceea ce vorbește despre faptul că industria turbinelor eoliene mici este una din tehnologiile de energii regenerabile dominante în SUA.

Termenul de „*turbine eoliene de putere mică*” este definit ca un generator de energie electrică cu capacitatea de până la 100 kW. Un sistem eolian mic poate include, dacă este necesar, turbină, turn, invertor, baterii, fundație etc. Să examinăm care este piața de desfacere a turbinelor eoliene de putere mică în SUA. Conform [41], numărul turbinelor eoliene mici vândute în a.2006 în SUA este de 6807 unități, dintre care 6639 (cca 98%) fabricate în SUA, cu o capacitate instalată de 17543 kW (inclusiv 16093 kW a celor produse în SUA). În afara SUA în a. 2006 au fost vândute 9502 de turbine cu capacitatea instalată totală de 19483 kW [41]. Din analiza efectuată vizând coraportul turbinelor conectate la rețea și instalate separat (v. tabelul 4.13) se observă că marea majoritate (5933 în raport cu doar 706 turbine) nu sunt conectate la rețea, deci sunt utilizate de consumatori izolați.

Prețul de cost al turbinelor eoliene mici rămâne singurul factor major care afectează creșterea pieței. Pentru turbinele eoliene mici nu există numai problema volumului de producere, ci și creșterea costurilor materialelor de construcție cum ar fi cuprul și oțelul. Creșterea pieței este, de asemenea, o funcție majoră de politicile de stat în domeniu, în particular, de modurile de eliberare a diferitelor taxe [42], de alți stimuli financiari etc.



**Tabelul 4.15.** Distribuția turbinelor eoliene de putere mică pe domenii de aplicare.

Aplicație	Rata distribuției
Case rurale sau suburbane	51%
Ferme	19%
Micul business	10%
Școli sau localuri publice	10%
Utilizări urbane	5%
Altele	5%

Creșterea pieței turbinelor eoliene de putere mică este stimulată și de reducerea costului la 1 kWh de electricitate produsă, care a scăzut de la (0,15-0,18) \$/kWh până la (0,1-0,11) \$/kWh cu scopul de a atinge cota de 0,07\$/kWh în următorii 5 ani. Pentru comparație, electricitatea produsă de turbinele eoliene mari este de (0,04-0,07) \$/kWh și de modulele fotovoltaice – 0,18 \$/kWh [43]. Estimările sunt efectuate după datele din a.2004, care includ politicile federale pentru sistemele comerciale și investiriile federale de taxe pe credit. Costul de electricitate pentru turbinele de putere mare include taxa de credit federală de 0,02 \$/kWh. Conform datelor AWEA 2005, după reducerea costurilor de producție cu 20% până în a.2010, costul unui kW de putere instalată va ajunge la 1700 \$. Conform estimărilor pieței potențiale pentru sisteme eoliene în SUA, numărul turbinelor eoliene mici s-ar putea situa între 4 și 8 mln.

**Concluzie:** Prețurile la consumator și politicile de stat sunt cele mai importante componente în susținerea și dezvoltarea pieței turbinelor eoliene de putere mică. Forțele geopolitice, climatice și economice vor continua creșterea cerințelor pe piață.

#### **Firme producătoare de turbine eoliene mici**

În contextul acțiunilor întreprinse pentru ameliorarea crizei energetice iminente, pentru eliminarea impactului ecologic global, tendinței spre decentralizarea alimentării cu energie electrică (în special pentru consumatorii izolați) și altor tipuri de energie, industria turbinelor eoliene mici se află în continuă 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. Cel mai mare producător de turbine eoliene mici sunt SUA. Asociația Americană pentru Energia Eoliană (AWEA) a făcut o compilare a companiilor de fabricare și vânzare a turbinelor eoliene pentru utilizare în aplicații rezidențiale, industrial/comerciale, ferme, prezentată în tabelul 4.16. Turbinele eoliene mici fabricate în SUA se utilizează actualmente în peste 140 de țări. Spre exemplu, în fig. 4.45 se prezintă cel mai popular produs al *firmei Bergey Windpower Co* – turbina Bergey Excel-S cu capacitatea de 10 kW și costul de 21450\$ [44]. În urma adoptării noilor stimuli în California termenul de răscumpărare este de 6-7 ani. Din punct de vedere financiar este net avantajoasă achiziționarea unei turbine de vânt decât cumpărarea electricității necesare de la o companie energetică. Important este faptul că, compania a elaborat un set de hărți eoliene noi de o rezoluție foarte înaltă pentru întreg statul California. Rezultate similare au și celelalte companii americane incluse în tabelul de mai sus. Există, de asemenea, multe alte companii în diverse țări ale lumii, care produc și exploatează turbine eoliene mici. Cele mai cunoscute sunt:

**Tabelul 4.16.** Firme producătoare de turbine eoliene mici din SUA.

Compania producătoare	Modele (capacitatea)
Abundant Renewable Energy <a href="http://www.abundantre.com">www.abundantre.com</a>	AWP 3.6 (1 kW)
Bergey Windpower Co. <a href="http://www.bergey.com">www.bergey.com</a>	BWC XL.1 (1 kW), BWC EXCEL (10 kW)
Distributed Energy Systems <a href="http://www.distributed-energy.com">www.distributed-energy.com</a>	NPS 100 (100 kW)
Energy Maintenance Service <a href="http://www.energyms.com">www.energyms.com</a>	E15 (35 kW or 65 kW)
Entegrity Wind Systems <a href="http://www.entegritywind.com">www.entegritywind.com</a>	EW15 (50 kW)
Lorax Energy <a href="http://www.lorax-energy.com">www.lorax-energy.com</a>	FL 25 (25 kW), FL 30 (30 kW), FL 100 (100 kW)
Solar Wind Works <a href="http://www.solarwindworks.com">www.solarwindworks.com</a>	Proven WT600 (600 W), WT2500, (2.5 kW) WT6000 (6kW), WT15000 (15kW)
Southwest Windpower Co. <a href="http://www.windenergy.com">www.windenergy.com</a>	AIRX (400 W), Whisper 100 (900 W), Whisper 200 (1 kW), Whisper 500 (3 kW)

Wind Turbine Industries Corp. [www.windturbine.net](http://www.windturbine.net)

- Compania Iskra Wind Turbine Manufacturers Ltd, or. Nottingham, Marea Britanie;
- Firma WestWind, J.A. Graham Renewable Energy Services, Irlanda de Nord;
- Firma Gazelle Wind Turbines Ltd, Marea Britanie;
- TairuiWindpower CO, China;
- Firma Shenzhen Lemon Digitals Limited;
- Firma HEFEI HUMMER DYNAMO CO, LTD, China ș.m.a.

În continuare este prezentată o scurtă analiză a turbinelor eoliene produse de firmele nominalizate.

**Compania Iskra Wind Turbine Manufacturers Ltd** [45] bazată în or. Nottingham, Marea Britanie. Turbinele de vânt Iskra sunt unele dintre cele mai eficiente turbine eoliene mici aflate pe piață. Compania care le produce a devenit un furnizor sigur de turbine eoliene mici pe piața europeană. Compania are toată susținerea Consiliului Municipal Nottingham, care promovează politica implementării „ener-



**Fig. 4.45.** Turbina Bergey Excel-S, 10 kW instalată în Scotts Valley, SUA.



Fig. 4.46. Turbina eoliană AT5-1 Iskra instalată la școala din Redland, Marea Britanie.

economic și ecologic, cât și sub aspect educațional, făcând parte dintr-un program educațional de informare a comunității largi despre oportunitățile utilizării surselor alternative de energie.



Fig. 4.47. Două turbine WestWind cu puterea de 10kW instalate la stația Euda (Australia).

instalată singular sau mai multe într-un loc (în cazul cererii mai mari de electricitate). În fig. 4.47 se prezintă fotografia a două turbine eoliene instalate (împreună cu o instalație solară) la stația Euda (Australia). Turbina are un rotor cu 3 pale și diametrul de 6,2 m, care se pornește de la viteza de 2 m/s. Turația rotorului variază în limitele 110...600  $\text{min}^{-1}$  și are protecție automată contra vitezei excesive a vântului. Costul turbinei (fără includerea acumuloarelor) este de 53820 \$.

**Firma Gazelle Wind Turbines Ltd, Marea Britanie** [47] a fost fondată în a. 1998 când grupul MKW, responsabil de cercetările în domeniu în North Energy Associates, a indicat o nișă pe piață pentru turbinele eoliene de dimensiuni mici și

*giilor verzi*” și protecției mediului, inclusiv în spațiul școlar. În fig. 4.46 este prezentată fotografia unei turbine Iskra AT5-1 instalată în a. 2005 la școala din Redland, Marea Britanie în cadrul programului de reducere a emisiilor de  $\text{CO}_2$ . Turbina are un rotor cu trei pale, instalat pe un turn cu înălțimea de 12 m și este conectată la rețea. Acest lucru este important atât sub aspect

**Firma WestWind, J.A. Graham Renewable Energy Services** [46] este localizată în Irlanda de Nord și, începând cu a.1983 a produs mii de turbine eoliene cu capacitatea de 3, 5, 10 și 20 kW, instalate în întreaga lume, care funcționează în condiții climatice severe. Turbina de 10 kW este proiectată pentru deservirea unor comunități mici. Ea poate fi

medii. Prototipul turbinei a fost elaborat cu asistența Departamentului de Muncă și Industrie SMART din Marea Britanie. Turbina Gazelle reprezintă o soluție energetică elegantă pentru consumatorii mici și medii, cum ar fi școlile, bussinesul mic, companii rurale, pomparea apei și eco-centrele. Rotorul ei de 11 m din fibre de carbon și epoxid antrenează printr-un multiplicator planetar în două trepte un generator cu 4 poli cu turația de  $1500 \text{ min}^{-1}$ , care generează 20 kW de energie electrică (fig. 4.48). Turbina este conectată la rețea. La o viteză a vântului de 6,5 m/s și înălțimea turnului 13 m este proiectată să producă aproximativ 60 MW pe an. Energia electrică este standardă 400/415 volți la 3 faze, frecvența nominală – 50 Hz.

**Compania Tairui Windpower CO** [48] este lider în producerea turbinelor eoliene mici în China. Turbinele eoliene produse acoperă gama de puteri – 200 - 20000 W, care sunt exportate în multe țări din lume, rezolvând parțial problema reducerii emisiilor de carbon. Firma oferă turbine eoliene calitative la prețuri relativ joase. Turbina eoliană prezentată în fig. 4.49 include un rotor cu trei pale executate din material compozit în baza cauciucului. Viteza de pornire este de 2,5 m/s, iar cea de calcul - 11 m/s. Numărul de turații –  $160 \text{ min}^{-1}$ . Rotorul este conectat direct la un generator cu magneți permanenți cu puterea de 10 kW, tensiunea curentului – 240 V. Greutatea turbinei – 540 kg. Costul turbinei (fără includerea acumulatorilor) este de 9708 \$.

**Compania Herei Hummer Dynamo CO, Ltd** este o altă companie producătoare de turbine eoliene de putere mică din China [49], amplasată în Zona Națională de Dezvoltare a Tehnologiilor Moderne Hefei. Compania este specializată în cercetarea și dezvoltarea, producerea și promovarea turbinelor eoliene de dimensiuni mici. Stepele din Nord-Estul Chinei sunt bogate în energie eoliană. Densitatea energiei eoliene este de obicei de 200-300 W/m<sup>2</sup>. O turbină cu 3 pale și diametrul de 5 m poate asigura necesitățile de energie electrică a unui consumator izolat, inclusiv un refrigerator sau o pompă.



Fig. 4.48. Turbina eoliană Gazelle 20 kW, instalată în Sunderland.



Fig. 4.49. Turbina eoliană Tairui de 10 kW.



Fig. 4.50. Model Grassland Well al turbinei eoliene, China.

## 7.2. Turbine eoliene de putere mică elaborate la Universitatea Tehnică, Republica Moldova

Dependența totală a Republicii Moldova de importul de resurse energetice afectează grav securitatea energetică. Peste 94,5% din sursele primare de energie sunt importate [51]. Conform datelor preliminare ale ANRE, numai 23,6% din energia electrică consumată în anul 2007, a fost produsă în partea dreaptă a Nistrului, iar 76,5% - importate din Ucraina. În acest scop Guvernul Republicii Moldova a lansat "*Strategia energetică a Republicii Moldova până în anul 2020*", care planifică creșterea cotei energiilor regenerabile în bilanțul energetic până la 10% în anul 2010 și 20% în 2020 [51]. De asemenea, clima relativ secetoasă (în special în zona de sud a Republicii) necesită irigarea terenurilor agricole. În scopul ameliorării situației în domeniu în a.2001 a fost adoptată Hotărârea Guvernului nr.256 „*Cu privire la reabilitarea sistemelor de irigare*”. Reieșind din actualitatea domeniului și reieșind din costurile relativ mari ale turbinelor eoliene de import colectivul de autori a elaborat două tipuri de turbine eoliene de putere mică.

### 7.2.1. Turbină eoliană cu giruetă, elaborare de autor

Turbinele eoliene mici trebuie să fie cât mai robuste și simple ca și construcție, să prezinte rezistență maximă și mentenanță redusă, eficiență optimă de conversie a energiei eoliene. În baza studiului potențialului energetic eolian și specificului orografic al reliefului Republicii Moldova caracterizat în mare parte de defileuri orientate pe direcția „*Nord-Sud*” colectivul de autori a elaborat conceptul unui rotor cu trei pale cu profil aerodinamic asimetric. Cercetările teoretice ale rotorului elaborat au fost efectuate cu utilizarea softurilor moderne ANSYS CFX5.7 și Autodesk MotionInventor. Rezultatul a constat în determinarea parametrilor de bază ai profilului aerodinamic, care caracterizează eficiența conversiei energiei vântului de către palele rotorului.

Având în vedere faptul că în defileuri direcția vântului predomină pe linia „*Nord-Sud*” cu fluctuații nesemnificative, autorii au conceput un prototip de turbină eoliană cu orientare la vânt prin giruetă. Această turbină are o construcție simplă și nu necesită dispozitive cinematice de orientare la vânt și nici de scoatere a rotorului turbinei de sub acțiunea vântului la viteze excesive. Simplificarea construcției turbinei eoliene cu giruetă conduce la diminuarea prețului de cost cu aproximativ 20 - 30% comparativ cu turbinele cu dispozitive cinematice de orientare. În fig. 4.51 este prezentat modelul 3D al rotorului și turbinei eoliene cu giruetă cu parametrii (v. tabelul 4.17).

Alegerea schemei de rotor cu 3 pale asigură o stabilitate dinamică mai mare, minimalizând vibrațiile și fonul sonic asociate cu ele, rezultând o durată de viață mai mare a tuturor componentelor. Conectarea directă a rotorului la generatorul asigură pornirea rotorului la viteze mai mici ale vântului, producerea unei cantități mai mari de energie, necesită o mentenanță mai puțin pretențioasă decât în cazul turbinelor

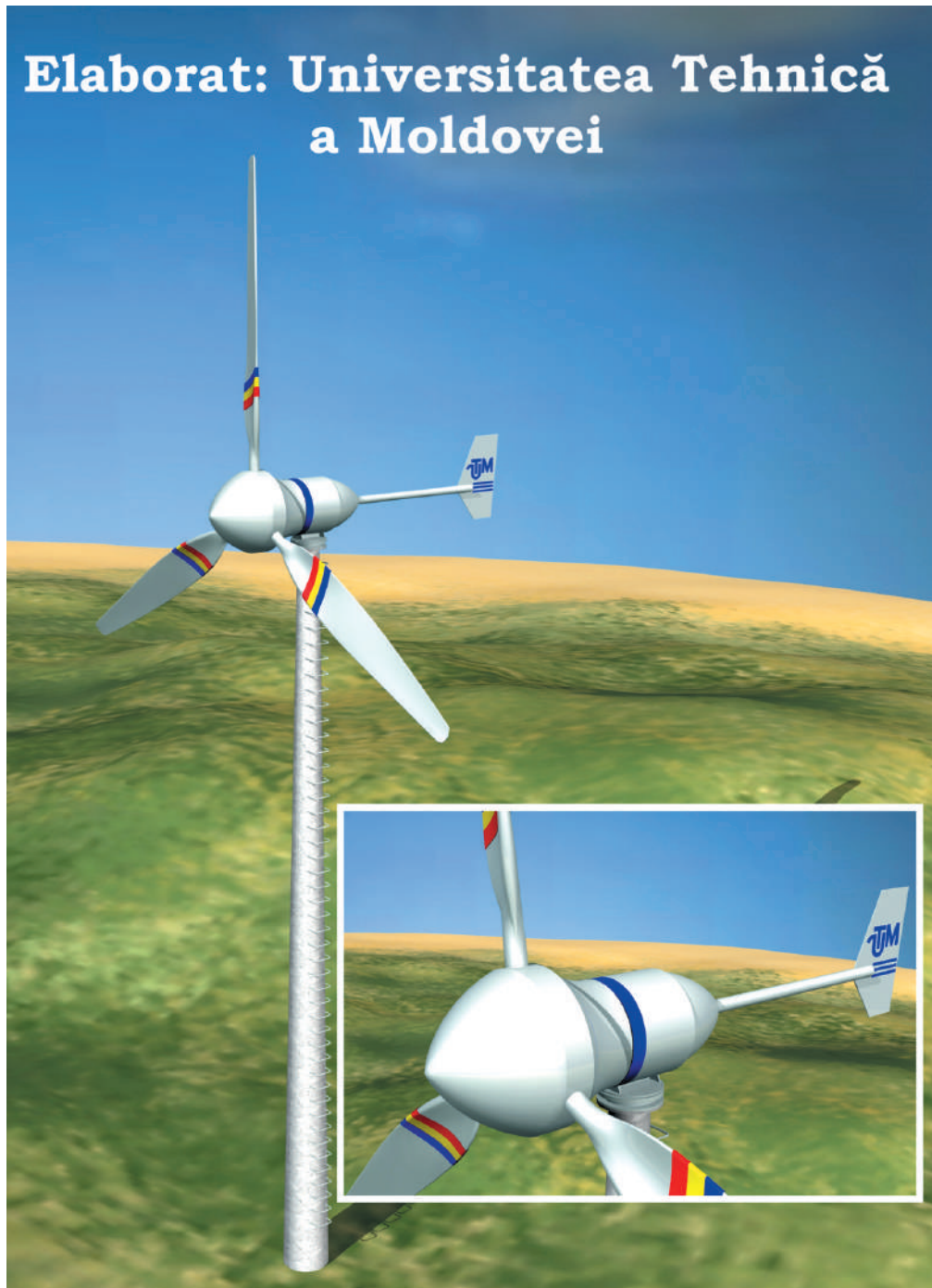
**Tabelul 4.17.** Parametrii de bază ai turbinei eoliene cu giruetă.

Parametri	
Diametrul rotorului cu pale	8,6 m
Aria baleiată a rotorului	58 m <sup>2</sup>
Numărul de pale	3
Profilul palelor	aerodinamic asimetric
Puterea nominală la viteza vântului de 10 m/s	10 kW
Orientarea la vânt	cu giruetă
Poziționarea palelor	fixă
Tensiunea	240 V c.c.
Viteza vântului de pornire	2 m/s
Viteza vântului de calcul	10 m/s
Generator	trifazat cu magneți permanenți
Acționarea generatorului	directă
Viteza de rotație, tur/min <sup>-1</sup>	160
Materialul palelor	compozit în baza rășinei armate cu fibre de sticlă
Masa turbinei	335 kg
Turn modular telescopic cu înălțime variabilă	de la 7 până la 18 m
Masa turnului modular	650 kg
Baterie de acumuloare	12V, 200Ah x 20

cu multiplicator. Generatorul cu magneți permanenți proiectat special combină eficiența cu simplitatea constructivă. Învelișul exterior al palelor cu profil aerodinamic asimetric, de asemenea, conul gondolei și girueta sunt confecționate în Laboratorul CESCER, UTM din materiale compozite, armate cu fibre de sticlă prin tehnologii moderne cu utilizarea materialelor:

- Solidificator MEKP (metil-exil-keton-pirexit).
- Luperox K1 Standard, ATOFINA, France.
- Rășină polieterică CRYSTIC.
- Gelcoat/culori albă și neagră).
- Fibre de sticlă.
- Scrint Gobain Vetrotex;
- Woven Rowind;
- Spray Up Rowind.
- Alluminium Hydroxide ATH.
- Clei poliuretanic IMFI (Franța).





**Fig. 4.51.** Modelul 3D al turbinei eoliene cu giruetă.



**Fig. 4.52.** Fabricarea palelor (a,b) și pieselor gondolei (c,d) din materiale compozite în Laboratorul CESCER, UTM.

Tehnologia fabricării învelișului paletei, giruetei și conului gondolei este similar celei de fabricare a paletelor pentru rotorul multipal al minihidrocentralelor, descris în capitolul 3, p.5.12. În fig. 4.52 este prezentată fotografia conului gondolei și a celor trei palete, iar în fig. 4.53 - fotografia unei pale. În fig. 4.53,b se prezintă un mod simplist de testare la rezistență a palelor. Rezistența componentelor din materiale compozite este comparabilă cu cea a construcțiilor metalice și are proprietăți și avantaje competitive cum ar fi: masă mică; rezistență la coroziune; rezistență la oboseală; momente de pornire mici; costuri relativ reduse de producere în serii mici.

Laboratorul CESCER, creat la UTM, este dotat cu utilaj modern, care asigură plener realizarea ciclului de producere a organelor de mașini din materiale compozite în baza tehnologiilor moderne. Posibilitățile tehnologice și dotarea tehnico-materială, cât și computerizarea acestora, permit o mobilitate și diversitate vădită în realizarea operativă a diferitor soluții tehnico-tehnologice și de proiectare-cercetare în domeniul construcției de mașini.



Fig. 4.53. a – vederea generală a palei finisate; b – pala încastrată la standul de încercări la rezistență.

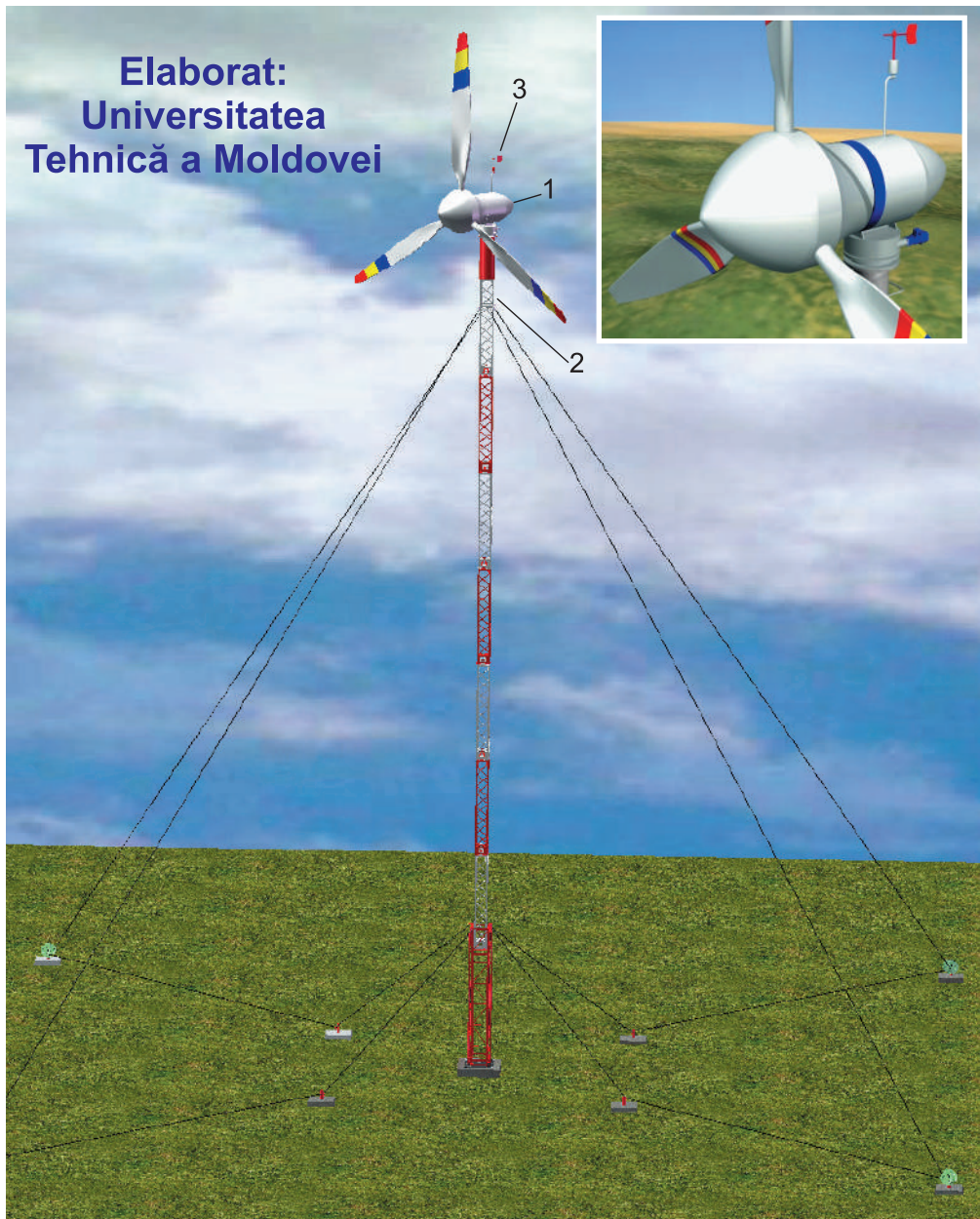
### 7.2.2. Turbină eoliană cu servomotor, elaborare de autor

Turbinele eoliene cu servomotor au capacitate de urmărire a direcției vântului și scoatere a rotorului cu pale de sub acțiunea vântului la vitezele de vânt ce depășesc valorile (15 - 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 cu pale la suprasarcini provocate de vânt cu viteze care, depășesc valorile maxime admisibile.

În fig. 4.54 se prezintă modelul 3D al rotorului și vederea generală a turbinei eoliene cu servomotor, elaborată de colectivul de autori. Atât orientarea rotorului la direcția vântului cât și scoaterea acestuia de sub acțiunea curenților de aer se efectuează prin intermediul unui dispozitiv (denumit servomotor), care asigură legătura cinematică a gondolei 1 cu turnul 2 și este comandat de un traductor electronic cu giruetă 3. La schimbarea direcției vântului girueta 3 se repoziționează unghiular, apare un semnal de abatere și sistemul 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. Durata repoziționării rotorului cu pale perpendicular pe vectorul vitezei fluxului de aer depinde de caracteristicile cinematice ale mecanismului de acționare (servomotorului) și determină, de fapt, stabilitatea repoziționării în timp a gondolei. Caracteristicile cinematice ale servomotorului au fost determinate de dinamica schimbării vectorului vitezei fluxului de aer specific caracteristicilor vântului în Republica Moldova (v. p.3.2, capitolul 4).

Proiectul turbinei eoliene, elaborat de colectivul de autori, a fost realizat prin fabricare la Centrul Tehnico-științific de Implementare a Tehnologiilor Avansate al Universității Tehnice a Moldovei în cooperare cu Reupies SRL, SA Topaz etc.



**Fig. 4.54.** Modelul 3D al turbinei eoliene cu servomotor.

În fig. 4.55 este prezentată fabricarea componentei cilindrice turnului la întreprinderea Reupies SRL din Chișinău (a) și fermelor la CITA, UTM (b). Colectivul de autori a elaborat tehnologia fabricării palelor și pieselor gondolei din materiale compozite armate cu fibre din sticlă. Palele rotorului și conul gondolei au fost fabricate din materiale compozite în Laboratorul de Tehnologii Noi al Centrului de Elaborare a Sistemelor de Conversie a Energiilor Regenerabile (CESCER) de la Universitatea Tehnică a Moldovei. Turbina eoliană cu servomotor, prezentată în fig. 4.56 este instalată în campusul Râșcani al Universității Tehnice a Moldovei (Chișinău, str. Studenților 9) și este destinată pentru iluminarea și alimentarea sistemului de irigare a parcului dendrologic adiacent.

Prin instalarea turbinei eoliene în parcul Universității Tehnice a Moldovei autorii au urmărit și un scop determinant educațional pentru comunitatea studențească: oportunitățile utilizării „energiei verzi” fără impact negativ asupra mediului ambiant. Parametrii constructivi și funcționali ai turbinei eoliene cu servomotor sunt prezentați în tabelul 4.18.

**Tabelul 4.18.** Parametrii de bază ai turbinei eoliene cu servomotor.

Parametri	
Diametrul rotorului cu pale	8,6 m
Aria baleiată a rotorului	58 m <sup>2</sup>
Numărul de pale	3
Profilul palelor	aerodinamic asimetric
Puterea nominală la viteza vântului de 10 m/s	10 kW
Orientarea la vânt	cu servomotor
Poziționarea palelor	fixă
Tensiunea	240 V c.c.
Viteza vântului de pornire	2 m/s
Viteza vântului de calcul	10 m/s
Generator	trifazat cu magneți permanenți
Aționarea generatorului	directă
Frecvența turației	160 min <sup>-1</sup>
Materialul palelor	material compozit în baza rășinei armate cu fibre de sticlă
Greutatea turbinei	392 kg
Turn modular telescopic cu înălțime variabilă	de la 7 până la 18 m
Greutatea turnului modular	708 kg
Baterie de acumuloare	12V, 200Ah x 20

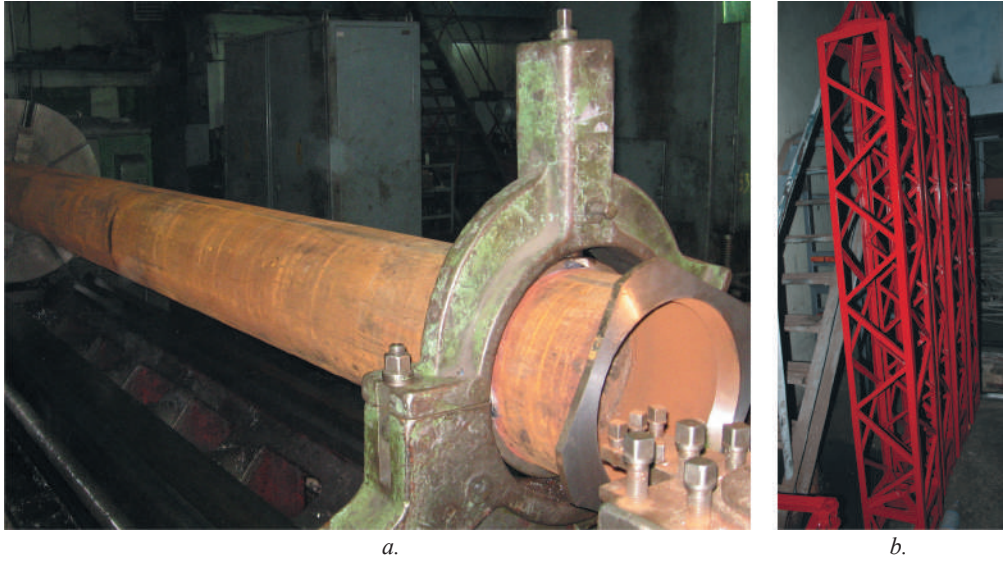


Fig. 4.55. Fabricarea componentei cilindrice a turlei turbinei eoliene la întreprinderea „Reupies” SRL din Chișinău (a) și a fermelor la CITA „Etalon”, UTM (b).



Fig. 4.56. Montarea turlei telescopice (a) și a turbinei eoliene cu servomotor (b) instalată în campusul Râșcani, UTM.

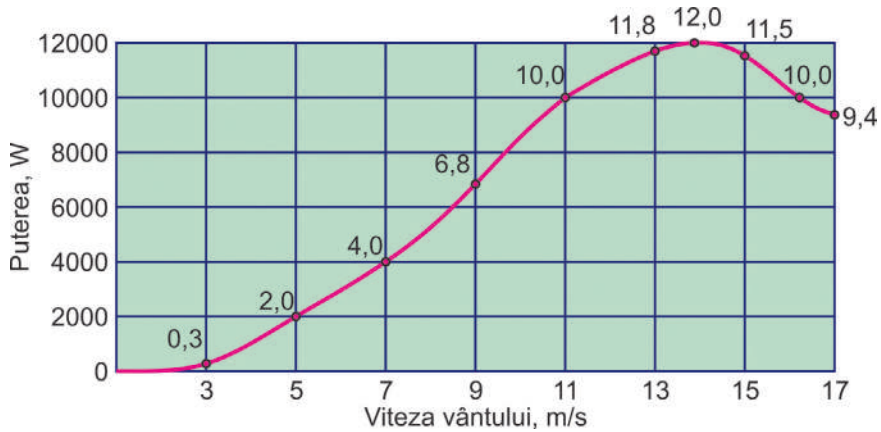


Fig. 4.57. Caracteristica de putere a turbinei eoliene.

În tabelul 4.19 sunt prezentate rezultatele estimării producerii de energie electrică pe durata unui an. Calculele se bazează pe caracteristica de putere a turbinei (fig. 4.57) și funcția „densitate probabilistică a vitezei vântului”. Producerea estimată este relativ mică din cauza particularităților amplasamentului: cartier urban cu obstacole pronunțate în direcția Sud-Vest și Nord-Est.

În fig. 4.58 sunt prezentate schemele de conexiune a turbinei eoliene pentru alimentarea sistemului de iluminare a parcului dendrologic al Universității Tehnice a Moldovei. Construcția turnului este modulară cu avansarea telescopică în înălțime, fapt ce nu necesită macarale de ridicat la modificarea înălțimii de instalare a turbinei. Construcția adoptată a turnului asigură reducerea turbulenței induse de vântul care trece prin turn. Particularitățile constructive ale turbinei corespund posibilităților tehnologice ale industriei locale, fapt ce a permis fabricarea componentelor în raport de (75 - 80)% la întreprinderile industriale autohtone.

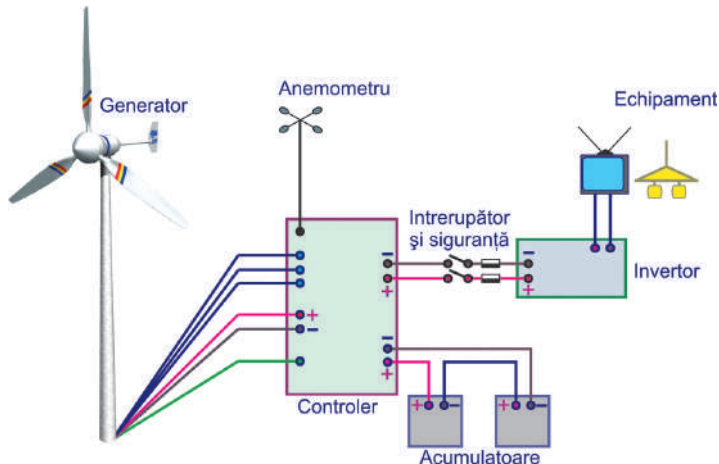


Fig. 4.58. Schemele de conexiune a turbinei eoliene pentru alimentarea sistemului de iluminat.

**Tabelul 4.19.** Producerea de energie electrică estimată pe durata unui an.

Viteza vântului, m/s	Funcția „densitate probabilistică”	Producerea, kWh
3	0,139	243
4	0,135	708
5	0,122	1354
6	0,103	1805
7	0,080	1869
8	0,061	1900
9	0,045	1839
10	0,030	1489
11	0,021	1227
12	0,014	900
13	0,008	547
14	0,005	351
15	0,003	198
16	0,002	120
17	0,001	54
<b>Total pe durata unui an</b>		<b>14605</b>

### 7.2.3. Alimentarea cu energie eoliană a sistemului de irigare prin picurare

Ca urmare a privatizării terenurilor agricole în Republica Moldova s-a extins substanțial numărul gospodăriilor agricole specializate în creșterea legumelor pe terenuri relativ mici. În consecință sistemele de irigare mari au devenit ineficiente, în special, datorită parcelării terenurilor agricole în sectoare mici izolate, inclusiv după destinație. În aceste condiții, alimentarea sistemelor de irigare a terenurilor agricole cu energie electrică de la rețelele electrice publice devine ineficientă, motiv din care diverse surse autonome de energie devin tot mai răspândite.

Pornind de la creșterea continuă a prețurilor la carburanți, de la necesitatea sporirii produselor agricole ecologic pure, iar în multe cazuri de la imposibilitatea utilizării energiei electrice din rețelele de distribuție centralizate, în viitor, un rol deosebit de important va reveni utilizării turbinelor eoliene de putere mică (până la 10 kW). Ca premise avantajoase pentru utilizarea turbinelor eoliene la alimentarea sistemelor de irigare pot fi următoarele:

- perioada de irigare coincide cu perioada, în care viteza vântului este suficientă pentru satisfacerea necesităților în energie electrică (perioada aprilie-iulie);
- în Republica Moldova există peste 4000 de lacuri de acumulare a apei, râurile Prut, Nistru și Răut, în luncile cărora se întind numeroase terenuri agricole cu fertilitate sporită;



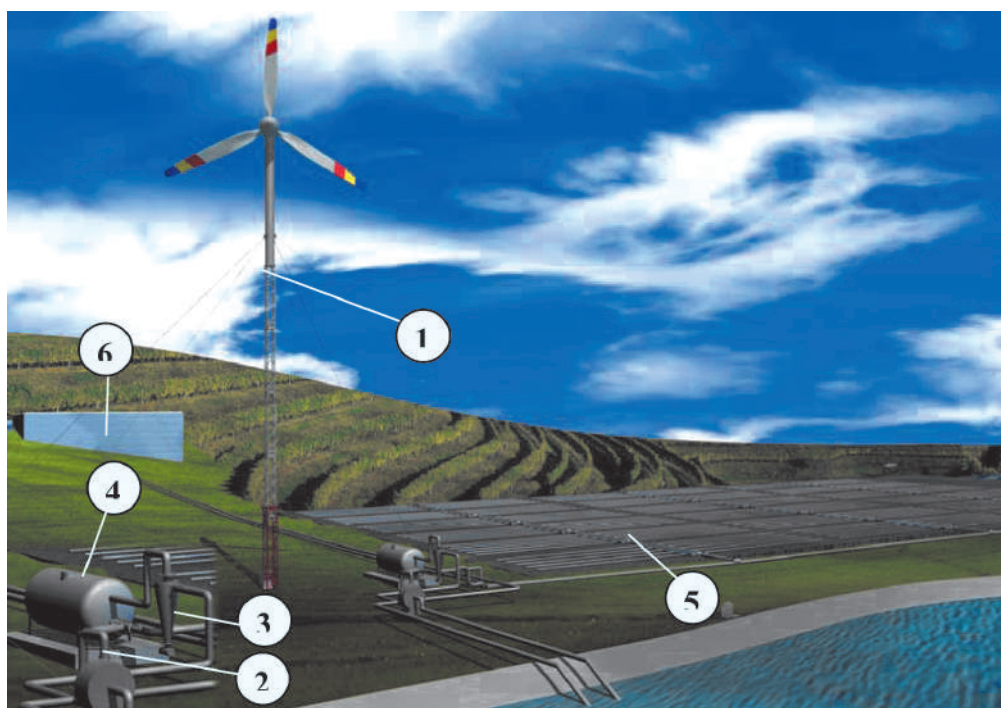


Fig. 4.59. Sistem de irigare prin picurare alimentat cu energie electrică produsă de turbina eoliană.

- specificul orografic al reliefului Republicii Moldova creează posibilități de amplasare atât a turbinelor eoliene la înălțimi mai mari decât ale terenului supus irigației, cât și a rezervoarelor speciale de acumulare a apei pentru perioadele în care viteza vântului nu este suficientă.

În fig. 4.59 este prezentat sistemul de irigare prin picurare alimentat cu energie electrică produsă de turbina eoliană 1 elaborată de autori și descrisă în p. 7.2.1 și 7.2.2. Pompa centrifugă 2 cu parametrii de productivitate  $Q$  ( $m^3/h$ ) și înălțimea de pompare  $H$  corespunzătorii necesităților de irigare este alimentată cu energie electrică produsă de generatorul turbinei eoliene 1. Pompa centrifugă 2 aspiră apa din lac (sau râu) și o pompează în sistem prin intermediul dozatorului de fertilizare 3 și dispozitivului de filtrare 4 conectați consecutiv la conducta de refulare a pompei. Apa fertilizată și filtrată sub presiune este pompată în rețeaua 5 de țevi cu picurători. Sistemul de irigare trebuie să includă și un rezervor de acumulare a apei 6 amplasat la o altitudine mai mare decât terenul irigat. Apa din rezervor poate fi utilizată în perioadele când viteza vântului este insuficientă pentru producerea energiei electrice necesare. În condițiile lansării pe piață a unor noi generații de acumuloare electrice, mai eficiente și mai ieftine, o alternativă ar putea fi sistemele de irigare dotate cu acumuloare, care se vor încărca în perioadele când irigarea nu este oportună. În capitolul 6, p. 6.3 este prezentat studiul de fezabilitate al eficienței utilizării unei turbine eoliene pentru alimentarea cu energie electrică a unui sistem de irigare.

## Bibliografie

1. Le baromètre de l'énergie éolienne. Systèmes solaires – Le journal des énergies renouvelables, nr. 141, Janvier – Février 2001, p. 21– 29.
2. Le baromètre de l'éolien. Systèmes solaires – Le journal des énergies renouvelables, nr. 135, Janvier–Février 2000, p. 29–36.
3. Wind Energy. The facts. European Wind Energy Association. Luxembourg, 1999.
4. www.wwindea.org. Accesat la 19 iulie 2007.
5. <http://www.ewea.org/index.php?id=91> Wind Energy: The facts. An analyses of wind energy in the EU-25. Accesat la 30.04.07.
6. Piebalgs Andris. Energia eoliană pentru viitor. Mesagerul Energetic nr. 66, aprilie 2007, p. 14-16.
7. Nauchno-prikladnoi spravochnik po klimatu SSSR. Seria 3: Mnogoletnie dannye. Chasti 1-6, Vyp.11, MSSR. Gidrometeoizdat, Leningrad.- 1990.
8. Lasse G.F. Klimat Moldavskoj SSR. Gidrometeoizdat, Leningrad, 1978.- 374 str.
9. Mortensen Niels G., Landberg Lars, Ib Troen and Petersen Erik L. Wind Atlas Analysis and Application Program (WASP). Vol.1: Getting Started. RISO, Roskilde, Denmark.
10. Mortensen Niels, Landberg Lars, Ib Troen and Petersen Erik L. Wind Atlas Analysis and Application Program (WASP). Vol.2: User's Guide. RISO, Roskilde, Denmark.
11. Ib Troen, Petersen Erik L. European Wind Atlas. Directorate General for Science, Research and Development. Brussels. – 1989.
12. www.awstruwind.com. Accesat la 30.04.07.
13. Todos P., Sobor I., Chiciuc A. Studiul datelor statistice meteorologice cu privire la caracteristicile vântului pe teritoriul Republicii Moldova. Lucrările Conferinței Internaționale SIELMEN 2001, Chișinău, 4-6 octombrie 2001, V.II, p. 23-26.
14. Todos P., Sobor I., Chiciuc A., Grosu M. Processing Results of Wind Raw data on the territory of the Republic of Moldova. Buletinul Institutului Politehnic din Iași. Tomul XLVIII (LII), Fasc. 5C. Electrotehnică, Energetică, Electronică, Iași, - 2002 p. 301 – 306.
15. Todos P., Sobor I., Ungureanu D., Chiciuc A., Pleșca A. Energia regenerabilă: Studiu de fezabilitate. Ch.: Ministerul Ecologiei, Construcțiilor și Dezvoltării Teritoriului; PNUD Moldova, 2002. - 158 p.
16. Todos P., Sobor I., Chiciuc A., Grosu M. Cu privire la potențialul energetic eolian al Republicii Moldova. „70 de ani ai Universității Agrare de Stat din Moldova”. Simpozion Științific Internațional. 7-8 octombrie 2003.- Ch.: Centrul editorial al UASM. 2003. Inginerie agrară, p.155-157.

17. Todos P., Sobor I., Chiciuc A., Grosu M. Prefeasibility study for wind power production in Republic of Moldova. *Bul. Inst. Politehnic din Iași. Tomul L(LIV), Fasc. 5A. Electrotehnică, Energetică, Electronică*, p.240-245. Iași,-2004.
18. Todos P., Sobor I., Chiciuc A. Surse regenerabile de energie în RM: realitate și perspective. *Energetica*, nr. 1, 2004, p.14-18. ISSN 1220-5133.
19. Sobor I., Chiciuc A. Studiu de prefezabilitate a unei centrale eoliene amplasată în zona de sud a Republicii Moldova. *Energetica*, nr.12, 2006, p. 516 -519. ISSN 1453-2360
20. Sobor I., Caragheaur D., Nosadze Ș. Surse regenerabile de energie: curs de prelegeri / Ministerul Educației și Tineretului. Universitatea Tehnică a Moldovei. - Ch.: UTM, 2006.-380 p. ISBN 978-9975-45-020-1.
21. Sobor I. Potențialul energetic eolian al Republicii Moldova: modele, estimări, măsurări și validări. *Meridian Ingineresc*, nr. 2, 2007, p. 59-66. ISSN 1683-853X.
22. Romanenko N.N. Kadastryve harakteristiki dlya vetroenergeticheskikh rasschetov v usloviakh Moldavskoi SSR. *Iz-vo AN SSSR. M.: - 1963.*
23. *Renewable Energy: power for a sustainable future*. Edited by Godfrey Boyle. Oxford University Press. Oxford: - 2004.-453 p. ISBN 0-19-926178-4.
24. [www.aimpowergen.com](http://www.aimpowergen.com). Accesat la 31 iulie 2007.
25. Tony Burton and all. *Wind Energy Handbook*. John Wiley & Sons. New York, 2001. – 643 p. ISBN 0 471 48997 2.
26. Fernando D. Bianchi, Hernán De Battista and Ricardo J. Mantz. *Wind Turbine Control Systems: Principles, Modelling and Gain Scheduling Design*. (Advances in industrial control series) Springer-Verlag, London, 2007. - 218 p. ISBN-13: 9781846284922; ISBN-10: 1846284929.
27. [www.vestas.com](http://www.vestas.com). Accesat la 20.09.06.
28. Sobor I., Kobileațki N. Permanent Magnet Generators for small wind turbines redesigned from induction motors. *Bul. Inst. Polit., Iași. Electrotehnică, Energetică, Electronică, LII (LVI), fasc. 5*, p. 443-449, 2006. ISSN 1223-8139
29. Gipe P. *Wind energy comes of age*. USA: J. Wiley & Sons, 1995.
30. [www.zephiros.com](http://www.zephiros.com). Accesat la 27.07.07.
31. [www.risoe-staged.risoe.dk](http://www.risoe-staged.risoe.dk). Accesat la 24.07.07.
32. [www.compositetechcorp.com](http://www.compositetechcorp.com). Accesat la 25 noiembrie 2007.
33. [www.vestas.com](http://www.vestas.com). Accesat la 25 noiembrie 2007.
34. [www.friendly-energ.de](http://www.friendly-energ.de). Accesat la 25 noiembrie 2007.
35. [www.enercon.de](http://www.enercon.de). Accesat la 25 noiembrie 2007.
36. [www.repower.de](http://www.repower.de). Accesat la 26 noiembrie 2007.

37. [www.theage.com.au](http://www.theage.com.au). Accesat la 26 noiembrie 2007.
38. [www.science.howstuffworks.com](http://www.science.howstuffworks.com). Accesat la 26 noiembrie 2007.
39. [www.ewea.org](http://www.ewea.org). Accesat la 19 iulie 2007.
40. Jennifer L. Edwards, et.al. Evaluating state markets for residential wind systems: Results from an economic and policy analysis tool. December, 2004, Lawrence Berkeley National Laboratory. <http://repositories.cdlib.org-ibnl/LBNL-56344> p. 55.
41. AWEA Small Wind Turbine Global Market Study 2007. Published by the American Wind Energy Association, July 2007.
42. Jennifer L. Edwards, et.al. Evaluating state markets for residential wind systems: Results from an economic and policy analysis tool. December, 2004, Lawrence Berkeley National Laboratory. <http://repositories.cdlib.org-ibnl/LBNL-56344> p. 39.
43. Solar Energy Industries Association Road Map <http://www.seia.org/roadmap.pdf>
44. [www.bergey.com](http://www.bergey.com)
45. [www.iskrawind.com](http://www.iskrawind.com)
46. [www.westwind.com.au/turbines.htm](http://www.westwind.com.au/turbines.htm)
47. [www.mkw.co.uk](http://www.mkw.co.uk)
48. [www.nb-tairui.com](http://www.nb-tairui.com)
49. <http://www.chinahummer.cn/english>
50. Starea mediului în Republica Moldova în anul 2004. Raport Național. Ministerul Ecologiei și Resurselor Naturale al Republicii Moldova. Institutul Național de Ecologie. Chișinău, 2005.
51. Strategia energetică a Republicii Moldova până în anul 2020. Monitorul Oficial al Republicii Moldova, nr. 141-145 din 7.09.2007.





# Capitolul V

## ENERGIA VALURILOR MĂRII

### 1. Generalități

Dacă la sfârșitul secolului al XIX<sup>-lea</sup>, energia electrică (cea mai răspândită în prezent) avea un rol auxiliar și neînsemnat în balanța energetică mondială, în 1930 în lume se produceau cca 300 miliarde kW/h de energie electrică, care în 2004 a ajuns la 21000 de miliarde kW/h [1]. Nivelul material, și nu în cele din urmă și cel spiritual al omenirii, se află în legătură directă cu cantitatea de energie pusă la dispoziție. Legile riguroase ale naturii afirmă că se poate obține energie utilă doar prin schimbarea ei din alte forme. Analiza structurii energeticii mondiale în zilele noastre arată că fiecare 4 din 5 kW sunt obținuți, în principiu, prin aceeași metodă, prin care omul primitiv se încălzea, adică prin arderea de combustibili sau prin folosirea energiei lor chimice, transformată în energie electrică la termocentrale. Desigur, modurile de ardere a combustibililor au devenit mult mai perfecționate.

Cele mai mari rezerve de energie sunt, însă, acumulate în oceane: o suprafață mare de curenți de apă, care se mișcă neîncetat și acoperă cca 71% din suprafața planetei. Apele Oceanului Planetar dețin un imens potențial energetic, care poate fi valorificat pentru producerea energiei electrice. Principalele surse de energie oceanică luate în considerare, cel puțin la nivelul tehnicii actuale, se referă la: marea, curenți, valuri, diferențe de temperatură ale straturilor de apă marină. Prima explicație a forțelor mareice documentată matematic a fost dată în anul 1687 de Isaac Newton în "*Philosophiae Naturalis Principia Mathematica*". Mareele se produc cu regularitate în anumite zone de litoral de pe glob, cu amplitudini care pot ajunge uneori la 14 – 18 m, determinând astfel oscilații lente de nivel ale apelor marine (fig. 5.1). Principiul de utilizare a energiei mareelor în centrale mareomotrice, de altfel singura sursă folosită în prezent din cele enumerate mai sus, constă în amenajarea unor bazine îndiguite, care să facă posibilă captarea energiei apei, declanșate de aceste oscilații, atât la umplere (la flux), cât și la golire (la reflux).



Fig. 5.1. Coastă de țărm după reflux.

Utilizarea energiei mărilor și oceanelor lumii se află încă în urma celei eoliene și altor surse regenerabile de energie. Unii spun că decalajul este de cca două decenii. Probabil, în următorii ani vom asista la apariția unor noi concepte tehnologice, prin care să se poată exploata energia stocată în hidrosfera terestră. În tab. 5.1 [2] se prezintă o analiză comparativă a resurselor energetice în funcție de diferiți parametri. Din prezentarea succintă se poate observa că energia mărilor și oceanelor poate deveni o resursă substanțială pentru a satisface nevoile de energie ale omenirii. În această zonă, probabil, în anii următori vom asista la dezvoltări spectaculoase, la apariția de noi idei. Se impune, însă, și intervenția factorului politic, cel care poate să creioneze strategii pe termen lung pentru dezvoltarea resurselor alternative de energie. În Uniunea Europeană s-a convenit pomparea energiei electrice în rețea cu 5€/kW (5 eurocenți pe kW) [3]. Protocolul este valabil pentru sistemele de conversiune a energiei valurilor mării cu geamanduri sau cele stabilite de a doua generație de convertori ai energiei valurilor (WEC), care includ un prototip sau o stație-pilot.

**Tabloul 5.1.** Analiza comparativă a resurselor energetice.

Tip sursă de energie	Sursă regenerabilă	Costuri capitale reduse	Costuri curente reduse	Impact minim asupra mediului	Previzibilitate	Impact vizual minim	Structură modulară
Fosil	nu	da	nu	nu	da	nu	nu
Nuclear	nu	da	nu	nu	da	nu	nu
Eoliană	da	nu	da	da	nu	nu	da
Solară	da	nu	da	da	nu	nu	da
Hidro	da	da	da	nu	da	nu	nu
Valuri	da	nu	da	da	nu	da	da
Curenți marini	da	nu	da	da	da	da	da

**Momente importante pentru exploatarea energiei valurilor.** Au avut loc câteva evenimente importante în ultimii 10 ani:

- **Protocolul de la Kyoto.** A promovat motorul pentru diferite guverne de a stabili sarcini privind creșterea proporțiilor utilizării energiilor regenerabile în prima decadă a noului mileniu. Din păcate, China, statele ex-URSS și India nu au adoptat hotărâri semnificative pentru implementarea acestor sarcini, de asemenea, SUA a anunțat în anul 2001 că nu intenționează să implementeze aceste hotărâri;
- **studiul Marii Britanii privind resursele regenerabile din anul 1999.** Ca parte integrantă a acestuia a fost reintrodusă pentru Marea Britanie finanțarea lucrărilor de C&D în domeniul valorificării energiei valurilor. O oarecare influență a avut raportul intitulat “*Energia din mare – până în anul 2020*”;
- **focalizarea crescândă asupra problemelor schimbării climatei.** A condus la creșterea consensului în rândurile comunității științifice, evidențiind efectele

de alterare a mediului de așa-numitul “*efect de seră*”. Așa-numitul fenomen al polului de creștere a numărului aisbergurilor, de topire a ghețarilor, de ridicare a nivelului mărilor este produsul acestui efect de seră.

- **creșterea alarmantă a prețurilor la petrol (în decembrie 2007 s-a apropiat de cota psihologică de 100 \$ pentru un baril de petrol) de la cel mai scăzut nivel atins în anul 1998.** A cauzat reevaluarea proiectelor energetice convenționale și a impus atractivitatea tehnologiilor energiilor regenerabile, incluzând conversia energiei valurilor, a mareelor. Tehnologiile existente de conversie a energiei valurilor și mareelor sunt astăzi deja competitive din punct de vedere economic; de exemplu, pentru comunități izolate, care folosesc astăzi generatoare electrice acționate de motoare diesel.

În anul 2005 a fost fondată Ocean Renewable Energy Coalition (OREC) [4] – o asociație pentru promovarea și aplicarea comercială avansată a energiei oceanice. La 14 ianuarie 2005, Institutul de Cercetări în domeniul energiei electrice (EPRI) a prezentat raportul său final privind conversia energiei valurilor în SUA. În raport a fost prezentată analiza potențialului energetic în diferite locuri de pe coasta SUA, viabilitatea și economia diferitelor tehnologii de captare a energiei oceanice. În același an, EPRI a lansat faza a doua a programului său oceanic: evaluarea tehnologiilor de conversie a energiei mareelor și a potențialului energetic al diferitelor zone de litoral din SUA și Canada.

În aprilie 2005, Comisia Federală de Reglare în Domeniul Energetic (FERC), care avea dreptul de a elibera licențe pentru tehnologii oceanice și hidrocinetice, a admis promovarea unor proiecte-pilot limitate. FERC și Departamentul de Energie al SUA au încercat explorarea căilor de captare a energiei cinetice în râuri, a curenților și a valurilor mării. Pe scena SUA un rol semnificativ mai revine companiei Tehnologiile Energiei Oceanice (OPT), care a finanțat cu 2,8 milioane de dolari un proiect submarin de la baza navală din Hawai. În mai 2005, compania Ocean Power Delivery (OPD) a anunțat un contract cu o companie electrică din Portugalia privind construcția primei ferme comerciale din lume de conversie a energiei valurilor cu puterea de 2,25 MW. Tot mai mulți investitori prezintă interes pentru proiecte de conversie a energiei oceanice dictate de reducerea costurilor tehnologiilor și creșterea taxelor pentru protecția mediului.



## 2. Potențialul energetic

### 2.1. Potențialul energetic al mareelor

O sursă importantă de energie oceanică este energia mareică. Pentru valorificarea eficientă a energiei mareelor sunt necesare și anumite condiții naturale. În primul rând este necesar ca amplitudinea mareelor să fie de cel puțin 8 m și, în al doilea rând, să existe un bazin natural (de regulă un estuar), care să comunice cu oceanul printr-o deschidere foarte îngustă. Aceste condiții naturale apar numai în 20 de zone ale globului (de exemplu: țărmurile atlantice ale Franței, Marii Britanii, SUA, Canadei, în Nordul Australiei, în estul Chinei etc.) (v. fig. 5.2) [5]. Cantitatea de energie disponibilă la această sursă, dacă ar putea fi valorificată integral în centralele electrice mareomotrice, ar produce de circa 100 000 de ori mai multă energie electrică decât toate hidrocentralele aflate în funcțiune în prezent pe glob. Deocamdată, centralele mareomotrice produc energie electrică la un preț de cost de două ori mai mare decât cel obținut în hidrocentrale.

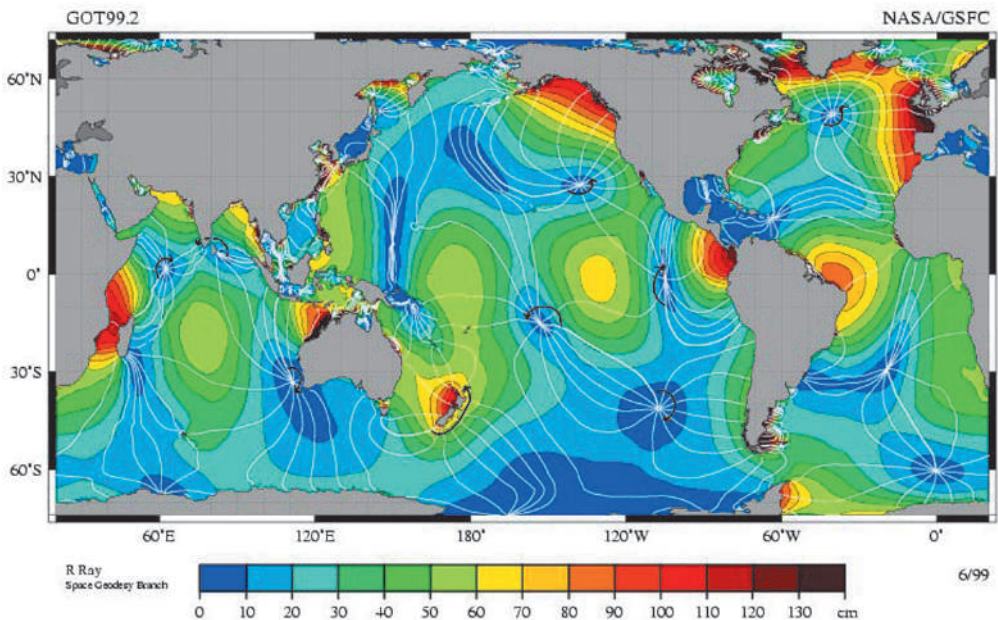


Fig. 5.2. Distribuția globală a resurselor energetice mareice (înălțimea mareelor în cm).

Valurile mareice sunt cauzate de atracția gravitațională a lunii și a soarelui, exercitată asupra oceanelor, la rotirea pământului. Mișcările relative ale acestor corpuri cerești condiționează creșterea și descreșterea periodică a nivelului mării, în conformitate cu numărul ciclurilor de interacțiune. Acestea includ:

- ciclul semidiurn, datorită rotației Pământului cu domeniul gravitațional al Lunii și Soarelui (apr. 12 ore 24 min) – este predominant;
- ciclul diurn, datorită rotației Pământului cu domeniul gravitațional al Lunii (apr. 24 ore 48 min);
- ciclul de 14 zile, care rezultă de la domeniul gravitațional al Lunii, combinat cu cel al Soarelui, pentru a genera marea mare și mică;
- ciclul de jumătate de an datorită înclinării orbitei Lunii față de cea a Pământului, care asigură creșterea maximă a curenților mareice în lunile martie și septembrie;
- alte cicluri, precum cele de 19 ani și 1600 de ani, generate de alte interacțiuni gravitaționale complexe.

Magnitudinea forței de generare a marelilor este de aproximativ 68% a Lunii și 32% a Soarelui, datorită masei și distanței lor față de Pământ [5]. Marea mare este de două ori mai mare decât cea mică, cu unele perturbații mici pe o perioadă mare de cicluri. În oceanul deschis amplitudinea maximă a marelilor este de aproximativ 1 m. Marea mare crește substanțial pe măsură ce se apropie de țărm. În unele cazuri, marea mare poate fi amplificată de reflecția valurilor mareice de la linia de coastă sau rezonanță. Acest efect special are loc în deltele largi ale râurilor, în golfurile marine. De exemplu, aceste efecte conduc la creșterea marelilor mare până la 11 m în golful Severn (Marea Britanie). Sub influența acestor factori variați, mărimea valurilor mareice poate varia substanțial între diferite puncte ale liniei de coastă.

Cantitatea de energie care poate fi obținută din energia mareică, diferă în funcție de locația și perioada anului. Energia disponibilă este aproximativ proporțională cu pătratul mărimii valului mareic. Extracția energiei din marea mare este considerată convenabilă numai în locurile unde este concentrată în formă de valuri mari sau locuri geografice destinate pentru construcția instalațiilor. Astfel de locuri au fost identificate în Marea Britanie, Franța, Estul Canadei, Coasta de Nord și de Est a Rusiei, Coreea, China, Mexic și Chile. Alte locuri au fost identificate pe coasta Patagoniei din Argentina, Australia de Vest și India de Vest (tabelul 5.2) [6].

Energia mareică poate fi exploatată în mod direct din curenții marini generați de forțele gravitaționale combinate ale Soarelui și Lunii. Aceste forțe generează mișcări semidiurne în apa mărilor în locuri cu adâncime mică, în particular unde morfologia de coastă a creat construcții naturale, de exemplu în jurul capurilor de mare, între insule. Aceste fenomene produc curenți puternici și valuri mareice, care sunt prevalente în jurul insulelor britanice și alte multe părți ale lumii unde sunt condiții similare. Energia cinetică a acestor curenți poate fi convertită în energie electrică prin plasarea echipamentelor turbogeneratoare în spațiul de litoral.

**Tablul 5.2.** Zone prospectate pentru proiecte energetice mareice.

Țări	Locuri	Înălțimea valurilor mareice (m)	Suprafața bazinului (km <sup>2</sup> )	Capacitatea instalată (MW)	Produce-rea anuală aproximativă (TWh/an)	Factorul de sarcină anual al instalației (%)
Argentina	San José	5.8	778	5 040	9.4	21
	Santa Cruz	7.5	222	2 420	6.1	29
	Rio Gallegos	7.5	177	1 900	4.8	29
Australia	Walcott Inlet	7.0	260	2 800	5.4	22
Canada	Cobequid	12.4	240	5 338	14.0	30
	Shepody	10.0	115	1 800	4.8	30
India	Golful Khambat	7.0	1 970	7 000	15.0	24
Koreea de Sud	Garolim	4.7	100	400	0.836	24
Mexic	Rio Colorado	6-7			5.4	
Marea Britanie	Severn	7.0	520	8 640	17.0	23
	Mersey	6.5	61	700	1.4	23
	Duddon	5.6	20	100	0.212	22
SUA	Knik Arm	7.5		2 900	7.4	29
	Turnagain Arm	7.5		6 500	16.6	29
Federația Rusă	Mezen	6.7	2 640	15 000	45	34
	Tugur	6.8	1 080	7 800	16.2	24
	Penzhinsk	11.4	20 530	87 400	190	25

**Concepte tehnice de exploatare a energiei mareice.** Majoritatea țărilor care au investigat potențialul de exploatare a energiei mareice s-au concentrat asupra utilizării barajelor pentru crearea spațiilor care pot fi utilizate pentru controlul curenților naturali mareici. Specialiștii britanici și din alte părți ale lumii au ajuns la concluzia că, construcția barajelor în golfuri este cea mai recomandabilă din punct de vedere al costurilor în cazul adâncimilor mici ale apei. O astfel de tehnologie a fost utilizată și în Olanda, pentru a închide Golful Schelde.

Barajele mareice conțin porți de ecluză și turbogeneratoare. La faza de flux, porțile se deschid și apa trece prin ele, asigurând nivel maxim al apei în bazin. La atingerea nivelului maxim al apei porțile se închid. La acest stadiu al ciclului, turbinele pot fi utilizate în regim invers în calitate de pompe pentru mărirea nivelului apei în bazin. Acest lucru permite creșterea cu 10% a cantității de energie produsă. Când nivelul suficient al apei a fost creat, apa este îndreptată să curgă prin turbine pentru a genera energie electrică, procedeul fiind similar cu cel al hidrocentralelor cu baraj. Generarea dublă a energiei este posibilă la flux și reflux din punct de vedere tehnic, însă în acest caz va fi produsă mai puțină energie, fiindcă înălțimea apei este joasă comparativ cu cazul precedent.

În afară de aceasta, turbinele Kaplan, în configurație orizontală, sunt optimizate pentru generare cu curenți într-o singură direcție. Construcția unei centrale mareice de acest tip este precedată de un studiu detaliat de fezabilitate cu considerarea am-

belor riscuri – tehnic și comercial – de prevedere a impactului asupra mediului, de studiul curenților hidraulici până la și după baraj, de modelarea hidraulică pentru stabilirea energiei produse pe durata fiecărui ciclu mareic.

Sunt investigate și promovate și alte concepte care se bazează pe crearea sistemelor de acumulare artificiale. Unul din concepte se bazează pe crearea a cel puțin două bazine cu care poate fi majorat controlul mișcării apei și permit turbinelor să funcționeze mai mult timp decât în cazul schemei cu un singur bazin. Rezervoare secundare au fost propuse pentru schema Severn (Scoția), însă au fost refuzate, deoarece conducea la creșterea costurilor energiei produse. Pentru aprecierea fezabilității utilizării sistemelor de conversie a energiei mareelor este necesară considerarea mai multor factori.

**Considerente economice.** Proiectele energetice mareice bazate pe baraje sunt costisitoare, cu un cost înalt pentru 1 kilowat instalat ( $>1500\$/kW$ ). Perioada îndelungată de construcție și factorul de sarcină redus se reflectă într-un cost major pe unitate de energie, care nu este competitivă cu alternativele bazate pe combustibilii fosili convenționali. Prospectele economice pentru formele alternative de energie mareică rămân incerte, fiindcă sunt puține date publicate privind costul și performanțele generatoarelor de curenți mareici sau a schemelor de rezervoare. Totodată, fără o informație detaliată (pentru investitori) și o analiză riguroasă a efectelor de mediu nici o formă de energie mareică nu va fi dezvoltată. Există însă unele beneficii nonenergetice care vor stimula dezvoltarea schemelor energetice mareice.

**Aspectele de mediu.** Barajele pentru captarea energiei mareice vor modifica ecosistemele existente golfice sub diferite forme. În cel dintâi, spațiul intermareic prebaraj va fi inundat permanent, fapt ce creează probleme ecosistemului golfic. Schimbările regimului hidraulic va modifica procesele de sedimentare naturală, mai multe sedimente acumulându-se în fața barajului. Cantitatea depinde de poziția barajului. Reducerea curenților de apă postbaraj vor ajuta la reducerea efectelor de turbulență, o penetrare mai bună a luminii și, concomitent, la o creștere a productivității planctonului. Golfurile au o importanță-cheie pentru speciile migratoare de pește, dintre care multe reprezintă fundații pentru pescuitul comercial, precum și pentru populațiile migratoare de păsări.

În urma unei analize profunde a lucrărilor din domeniu (naționale, internaționale, guvernamentale/web situri), efectuată de James Craig de la Asociația AEA Technology, Marea Britanie, au fost selectate cele mai importante realizări în domeniu în diferite țări [8].

**Argentina.** Coasta de sud dintre Tierra del Fuego și Golfo San Matías înregistrează înălțimi de până la 7.5 m ale valurilor mareice. Sub aspectul valorificării potențialului estimat de energie mareică au fost identificate 5 locuri, potențialul sumar estimat de 37 TWh pe an. A fost demarată construcția centralei mareice din Golful San José, care va avea un bazin de 780 km<sup>2</sup> și va fi conectat la mare de un canal natural cu lungimea de 7 km. În această locație, barajul va fi de aproximativ 13.4 km lungime, va avea instalată o capacitate de 5040 MW și va produce aproximativ 9.4 TWh pe an.

**Australia.** Potențialul energetic mareic este concentrat, în particular, pe Coasta de Nord-Vest a Australiei, unde înălțimile valurilor sunt cele mai mari din lume. Această linie de coastă are numeroase golfuri și intrări bune pentru construcția barajelor ca Walcott Inlet, Secure Bay, Basinel St George și cel mai mare dintre ele – King Sound. La sfârșitul anilor 1990, Compania Australiană de Vest “*Tidal Energy Australia*” propune proiectul combinat de bazin dublu/curent dublu pentru golful King Sound în apropiere de or. Kimberley din regiunea Derby. Avantajul acestei scheme este producerea permanentă a energiei electrice. Un bazin menține nivelul înalt al apei, iar celălalt – nivelul de jos. Instalația cu capacitatea de 48 MW va fi a doua centrală energetică mareică ca dimensiuni din lume și singura care va produce energie electrică în continuu.

Un interes aparte înregistrat relativ recent îl reprezintă potențialul energetic mareic al Australiei de Vest promovat activ în zona or. Derby, situat la înălțimea a două golfuri adiacente lângă King Sound. Proiectul prevedea construcția unui canal artificial care trebuia să lege aceste două golfuri. După o analiză tehnică și de cost comparativă cu schema instalației bazate pe arderea gazului, în iulie 2000, luându-se în considerare și impactul ecologic, comunitatea a hotărât să nu promoveze acest proiect.

**Canada.** Dispunând de un potențial de energie mareică foarte mare Canada s-a orientat pe direcția dezvoltării substanțiale a rezervelor hidroenergetice convenționale. Înălțimile din provinciile maritime New Brunswick și Nova Scoția posedă unele dintre cele mai mari mării din lume. Cele mai promițătoare prospectări ale potențialului energetic mareic a fost făcut pentru două locuri din această regiune: Cumberland și Minas Basins. Totodată, unica centrală energetică mareică vândută este localizată în Annapolis Royal, alta – mai jos de Bay of Fundy. Centrala cu puterea de 20 MW a fost pusă în exploatare în 1984. Centrala Annapolis a utilizat cea mai mare turbină din lume de tip Straflo pentru a produce mai mult de 30 million kWh pe an.

**China.** Spațiile Coastei de Sud-Est din provinciile Zhejiang, Fujian și Guangdong sunt considerate cu potențial energetic substanțial de energie mareică. Utilizarea energiei mareice bazate pe energii moderne a început din anul 1956: câteva instalații mareice mici au fost construite pentru pomparea apei de irigare. Începând cu anul 1958, a fost construită o stație energetică mică pentru producerea energiei electrice cu capacitatea sumară de 12 kW. Aceasta a fost suplimentată în jurul anului 1970 cu centrale mai mari, printre care cele mai mari sunt cea de la Jiangxia de 3 MW și Baishakou - 960kW. Actualmente, în China sunt 7 centrale energetice mareice cu o capacitate totală de 11 MW.

**Franța.** În perioada modernă au fost construite câteva instalații energetice mareice. Prima și cea mai mare este barajul din Golful La Rance din Nordul provinciei Bretagne cu puterea de 240 MW. Barajul de 0,8 km servește, de asemenea, în calitate de autostradă între Saint-Malo și Dinard. Barajul a fost construit între 1961 și 1966 și are acum o durată de 34 de ani de exploatare comercială cu succes. Producerea anuală de energie este de cca 640 mln kWh. La început, barajul a fost proiectat pentru a folosi ambii curenți mareici: de flux și de reflux, însă acest mod de operare a

avut un succes parțial. Acum barajul este operat exclusiv pentru curenții de reflux; în același timp, generarea pe ambele căi este periodic utilizată la marea înalte. Programul de 10 ani privind renovarea celor 24 de turbine a început în anul 1996, la aniversarea a 30 de ani, a centralei.

**India.** Locurile cu cel mai important potențial energetic mareic sunt Golful Kutch și Golful Khambat (Cambay), ambele situate în statul de vest Gujarat și, respectiv, delta Gangelui în spațiul Sunderbans din West Bengal, în India de Est. Dimensiunile mareelor în cele două golfuri este de 5 m și, respectiv, de 7 m, capacitatea teoretică – de 900 MW și, respectiv, de 7 000 MW, producerea anuală – estimată la aproximativ 1.6 TWh și, respectiv, la 15.0 TWh. Ca urmare a unui studiu de fezabilitate efectuat pentru o instalație energetică mareică de 3 MW a fost începută construcția acesteia, în localitatea Durgaduani în spațiul Sunderbans.

**Federația Rusă.** Studii de proiectare a valorificării energiei mareice au fost efectuate în Rusia, începând cu anul 1930. Ca parte componentă a acestor lucrări, la Kislogubsk, în apropiere de Murmansk a fost construită o instalație-pilot mică, având o capacitate de 400 kW și dată în exploatare în 1968. Succesul acestei instalații a ajutat proiectarea unor instalații energetice mareice mai mari în zonele din părțile de nord și de est a țării: Lumbov (67 MW) și golful Mezen (15 000 MW) în Marea Albă, golful Penzhinsk (87 400 MW) și golful Tugur (6 800 MW) în Marea Ohotsk. Stația din golful Tugur are schema cea mai fezabilă. Lucrările de proiectare preliminară au început în anul 1972, însă rămâne incertă perioada destinată finisării sale.

**Marea Britanie.** Mareele mari pe Coastele de Vest ale Angliei și Walesului prezintă cele mai favorabile condiții din lume pentru utilizarea energiei mareice. Dacă toate golfurile rezonabil exploatabile ar fi utilizate, producerea anuală de energie electrică de origine mareică ar atinge 50 TWh, echivalentă cu aproximativ 15% din consumul curent de energie electrică în Marea Britanie. Fiind identificate 6 locuri cu potențial mareic esențial de 5.2–7.0 m, studiile de fezabilitate au fost efectuate complet pentru două proiecte mari: din golfurile Severn (8640 MW), unde înălțimea valurilor mareice atinge 12 m și Mersey (700 MW), unde înălțimea valurilor mareice atinge 8 m, și proiecte mai mici în golfurile Duddon (100 MW), Wyre (64 MW), Conwy (33 MW) și Loughor (5 MW). Marea Britanie a investit aproximativ 20 milioane de lire sterline în C&D energiei mareice. Majoritatea eforturilor (în perioada 1980–1992) au fost concentrate în cofinanțarea studiilor de fezabilitate și dezvoltare cu consorții industriali. În baza estimărilor efectuate în cadrul Programului guvernamental pentru energia mareică (1978–1994) s-a ajuns la concluzia că aceste proiecte nu sunt atractive din cauza costurilor capitale înalte, a perioadelor lungi de construcție și factorului de sarcină relativ scăzut (21–24%).

## 2.2. Potențialul energetic al curenților maritimi

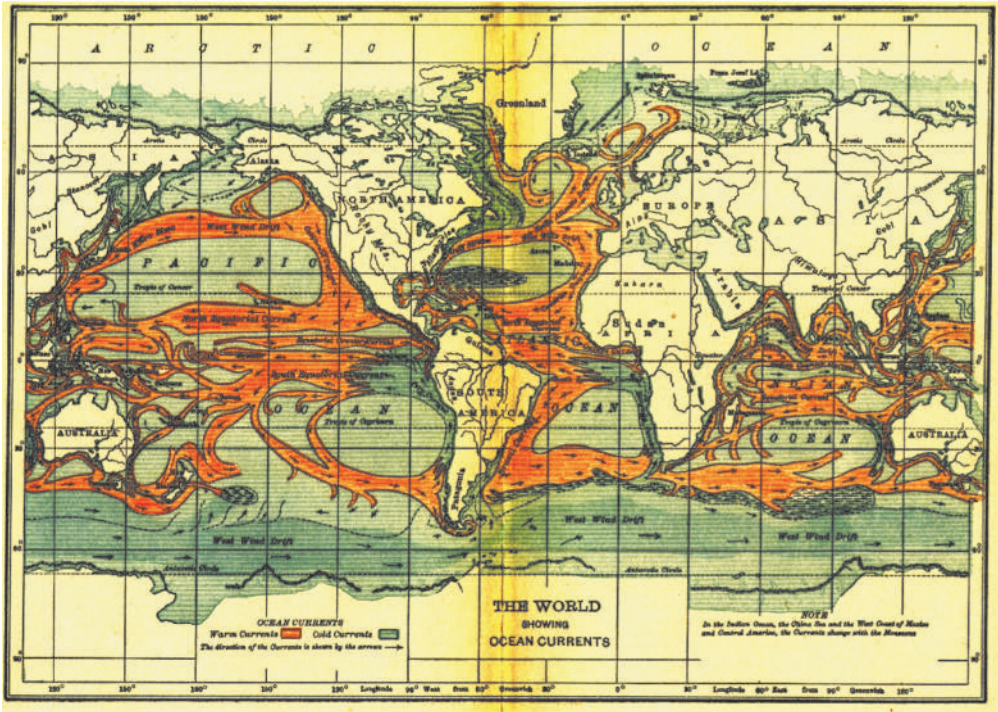
Unul din scopurile de bază ale oceanografiei fizice este cunoașterea mișcării generale a apei oceanului în jurul globului. De asemenea, este importantă cunoașterea

schimbării curenților pe parcursul zilei, anului, a 10 ani și mai mult. Curenții reprezintă componente esențiale ale ciclurilor biochimice și hidrologice. Cunoașterea curenților oceanelor este, de asemenea, extrem de importantă pentru operările maritime, care includ navigația, cercetarea și salvarea mării, dispersarea poluanților etc. Este cunoscut din observările curenților oceanici faptul că vântul mișcă apa și că vântul este forța principală care determină mișcarea curenților oceanici. În prima parte a secolului al XX<sup>-lea</sup>, savantul norvegian Fridtjof Nansen nota că aisbergurile din Atlanticul de Nord se mișcă datorită vântului. Studentul său, V. Walfrid Ekman, a demonstrat însă că rotirea Pământului cauzează, în mare parte, acest efect de care se fac responsabile forțele Coriolis. Un argument în acest caz îl reprezintă exemplul curenților Gulf Stream care se mișcă spre Est atunci când vânturile bat preponderent dinspre Vest spre Est. Alți factori care influențează direcția mișcării curenților oceanici sunt densitatea apei și temperatura [9]. În fig. 5.3, a [10] se prezintă o hartă a curenților oceanici, realizată la începutul secolului al XX<sup>-lea</sup>, care ilustrează foarte bine formarea curenților în diferite zone ale Globului Pământesc. Curenții mari de apă care rezultă în urma adâncirii apelor în Mările Nordului și Groenlandei și în jurul Antarcticii, sunt numiți bandă de conveier (fig. 5.3, b) [9].

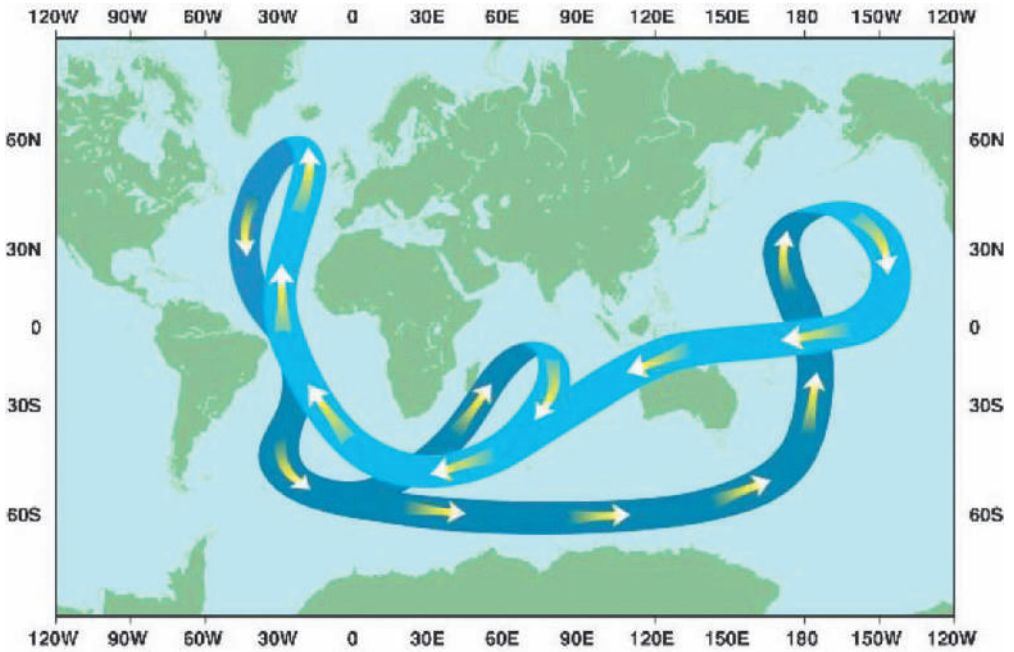
**Curenții maritimi** sunt purtătorii unor energii cinetice deosebit de mari. Astfel, s-a calculat că un curent oceanic cu o lățime de circa 100 m, 10 m adâncime și o viteză de 1 m/s, ar putea oferi, timp de 1 an, energie de circa 2 milioane kWh. Se fac studii intense privind utilizarea energiei Gulf-Streamului, ale cărei dimensiuni sunt cu adevărat impresionante: are inițial o lățime de 500 km, o viteză de 10 km/h, temperatura de 20–25°C, răscolind apele oceanului până la adâncimi de 2500–3000 m și transportă un volum de apă de 80.000.000 m<sup>3</sup>/s [11]. Gulf-Streamul este un curent oceanic atlantic, care își are originea în Golful Mexic, părăsește golful prin strâmtoarea Floridei, spală Coastele de Est ale SUA până traversează Oceanul Atlantic. La aproximativ 30° Vest și 40° Nord, el se divizează în două: curentul nordic, care se îndreaptă spre Nordul Europei și curentul sudic care înconjoară continentul african.

### 2.3. Potențialul energetic al valurilor oceanice

Valurile mărilor reprezintă o altă formă de energie oceanică. Ea este o formă de stocare a energiei transmise de vânt oceanelor și mărilor, energie calculabilă și demnă de luat în considerare. Calculele au evidențiat că valurile cu înălțimea de 1 m, lungimea de 40 m și perioada de 5 s au o putere disponibilă de circa 5kW pe un front de 1 m lățime. În pofida fenomenului de schimbare a climei, resursele mondiale de energie a valurilor oceanice rămân foarte mari. Cele mai mari energii ale valurilor sunt concentrate la Coastele de Vest la latitudinea de 40°– 60° în emisferile de nord și de sud. Energia conținută în crestele valurilor variază între 30 și 70 kW/m, atingând cote de cca 70 kW/m în Atlanticul de vest al Irlandei și în extrema de sud a Americii Latine și de 100 kW/m – în Noua Zeelandă (fig. 5.4) [12]. Utilizarea doar a 10% din această energie ar fi suficientă pentru satisfacerea necesităților energetice curente mondiale. Resursele anuale energetice ale valurilor mării pentru Europa



a.



b.

Fig. 5.3. Tabloul global al curenților maritime, anul 1911 (a) și direcția mișcării curenților oceanici (b).



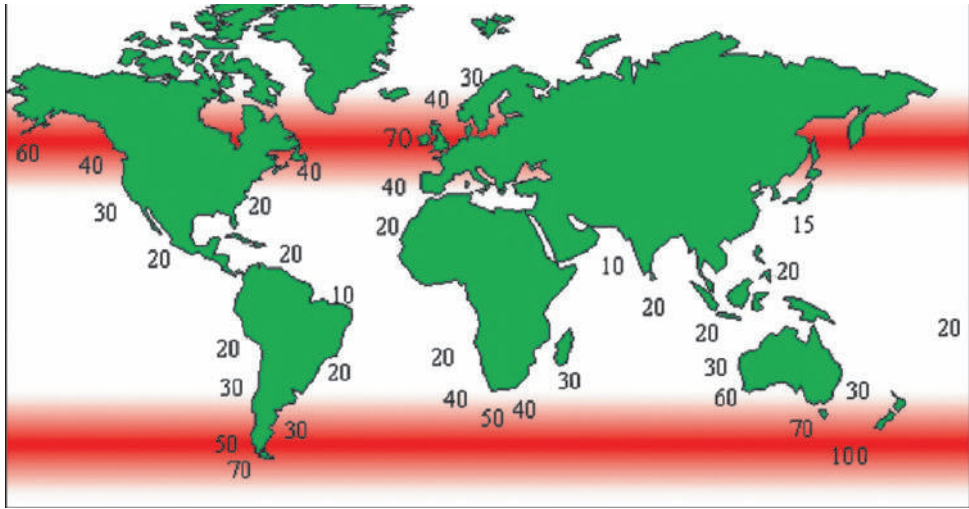


Fig. 5.4. Distribuția globală a resurselor energetice ale valurilor, în kW/m pe creasta valurilor (Tablou numeric).

ating cifra astronomică de 320 GW (fig. 5.5) [12]. Problema este una inginerescă și constă în elaborarea celor mai eficiente sisteme de captare a acestei cantități enorme de energie. Analiza fig. 5.5 demonstrează că cel mai mare potențial energetic revine apelor Atlanticului de Vest din zona Irlandei și Scoției (depășește cota de 70 kW/m), fiind de peste 2 ori mai mare decât media pe Europa. O analiză suplimentară a diagramei (fig. 5.6), construită după datele Oficiului Meteorologic al Marii Britanii din 24.12.1999, demonstrează că, coastele de vest ale Scoției și Irlandei sunt cele mai abundente în energie disponibilă a valurilor, valoarea valurilor atingând cote de până la 8 m pe Coasta de Sud-Vest a Irlandei.



Fig. 5.5. Potențialul energetic al valurilor apelor europene, kW/m.

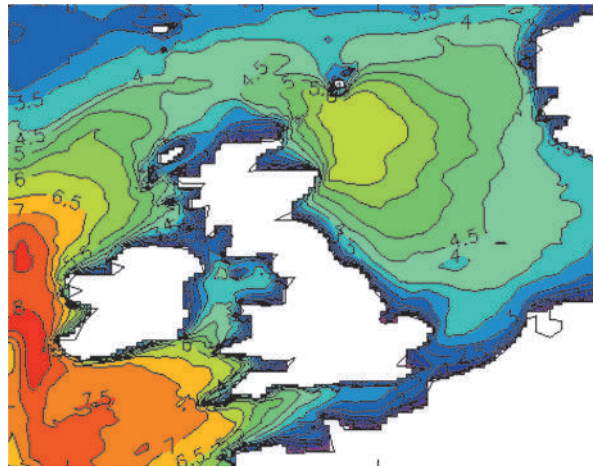


Fig. 5.6. Înălțimea valurilor (în m) conform modelului valurilor de apă elaborat de Oficiul Meteorologic al Marii Britanii.

### 3. Aspecte teoretice privind energia mareelor

#### 3.1. Noțiuni generale

Nivelul maxim al apei este numit “maree mare” sau “apă mare”, iar nivelul minim – “maree mică” sau “apă mică”. În orice punct al oceanului, în mod normal au loc două marea mari și două marea mici în fiecare zi. În general, marea mari durează 12 ore și 24 de minute. 12 ore datorează rotirii Pământului și 24 minute – orbitei Lunii. Aceasta este perioada lunară semi-diurnă principală și reprezintă, de regulă, jumătate din timpul care separă un zenit lunar de următorul. Înălțimea mareelor mare și mic, de asemenea, variază. În perioada “lunii noi” și “lunii pline”, când Soarele, Luna și Pământul formează o linie

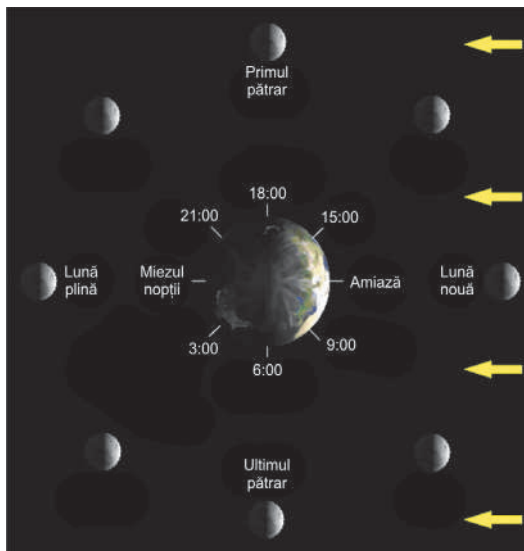
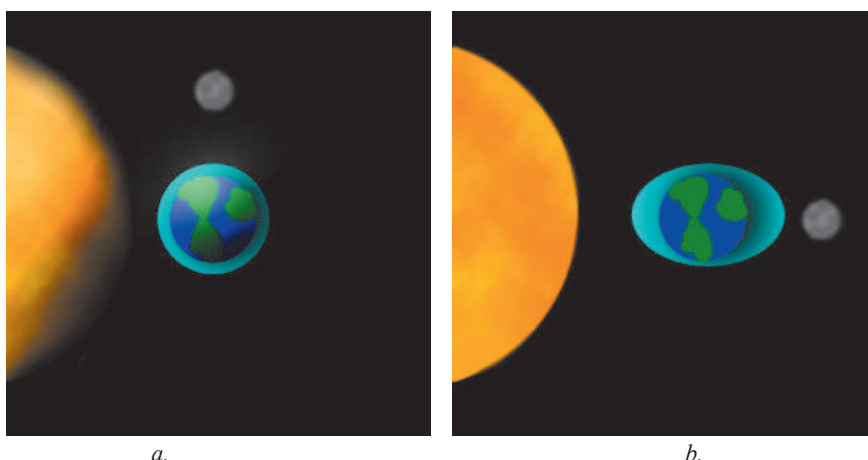


Fig. 5.7. Pământul și Luna văzute de la Polul Nord.

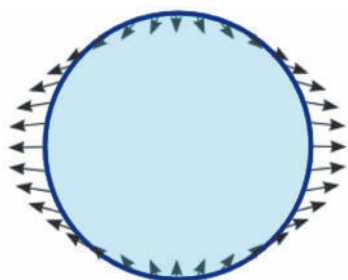
(fig. 5.7) [5], forțele mareice solare se sumează cu cele lunare. Mărimea mareelor, în acest, caz este maximă. Atunci când Luna se află în 1<sup>ul</sup> sau al 3<sup>lea</sup> cadran, Soarele și Luna sunt defazate cu 90° (văzute de pe Pământ) și forțele mareice generate de Soare și Lună se compensează parțial. În aceste puncte, în ciclul lunar dimensiunile valurilor sunt minime. Distanța relativă a Lunii față de Pământ, de asemenea, influențează înălțimea mareelor. Când Luna se află în perigeu, valoarea mareelor crește, iar când se află în apogeu, scade. Fiecare 7,5 “lunații” perigeul și, alternativ, alte poziții ale Lunii noi și Lunii pline coincid, în aceste perioade valoarea înălțimii mareelor este mai mare decât altele și, dacă, în același timp, valurile se mișcă spre țărm, consecințele pot fi în special severe. Mareele minime sunt în timpul primului și al 3<sup>lea</sup> sferturi ale Lunii (fig. 5.8,a) [5]. Mareele maxime (sizigive) sunt în timpul Lunii noi și Lunii pline, când Pământul și Luna se află cel mai aproape. (fig 5.8,b). În multe locuri se înregistrează o întârziere între fazele Lunii și efectele ei asupra mareelor. De exemplu, în Marea Nordului, mareele maxime și cele minime sunt cu două zile întârziere față de fazele de lună nouă/plină și 1<sup>ul</sup> și, respectiv, al 3<sup>lea</sup> cadran. Explicația constă în faptul că originea mareelor se află în oceanele de sud. Efectul rezultat al amplitudinii sau înălțimii mareelor călătorește prin oceane. Călătoria lor ca un singur val larg îl împinge de la nord prin Oceanul Atlantic. Aceasta cauzează valori relativ scăzute în unele locații (noduri) și ridicate în alte locuri. Este un fapt ce nu poate fi confundat cu nivelurile mareelor cauzate de geografia locală, care pot fi întâlnite în Nova Scoția, în Canalul Bristol, în Canalul Islandiei



*a.*  
**Fig. 5.8.** Conceptele mareelor minimă (a) și maximă (b).

și în Canalul Englez. În aceste locuri, valorile mareelor pot fi mai mari de 10 metri. Valul mareic din Oceanul Atlantic ajunge în Canalul Englez după o zi și are nevoie de încă o zi pentru a parcurge distanța din jurul Insulelor Britanice pentru a avea un efect în Marea Nordului. Timpul exact și înălțimea mareelor în diferite puncte de coastă sunt, în mare măsură, influențate de batimetria (adâncimea) locală. Se înregistrează câteva cazuri extreme: în localitatea Bay of Fundy, de pe Coasta de Est a Canadei, sunt atestate documentar cele mai mari valori ale mareelor – 16 m; Quebecul de Nord din Nord-Estul Canadei este considerat de mai mulți experți ca având cea mai mare valoare a mareelor (cca 17m), însă este liber de ghețari doar 4 luni în an, atunci când Bay of Fundy foarte rar îngheață iarna. Marea foarte joasă sunt înregistrate în Marea Mediterană și Marea Baltică, din cauza legăturii înguste cu Oceanul Atlantic. Marea extrem de mici sunt înregistrate, din aceleași cauze, în Golful Mexic și Marea Japoniei.

### 3.2. Fizica mareelor



**Fig. 5.9.** Schema acțiunii diferențiale gravitaționale a Lunii asupra Pământului.

Deși forțele gravitaționale exercitate de Soare asupra Pământului sunt de 200 ori mai mari decât cele exercitate de Lună, forța mareică generată de Lună este aproximativ de două ori mai mare decât cea generată de Soare. Aceasta se explică prin faptul că forțele mareice nu sunt dictate de câmpul gravitațional, ci de gradientul lui. Odată cu creșterea distanței de la sursă, gradientul câmpului descrește mult mai rapid decât câmpul gravitațional, deoarece Soarele este aproximativ de 400 ori mai departe de Pământ decât Luna. Ignorând complicațiile produse de curenții maritimi, suprafața Oceanului poate

fi aproximată precis cu o suprafață echipotențială care, de regulă, este suprafața Pământului. Deoarece forța gravitațională este egală cu gradientul potențialului, pe o astfel de suprafață nu există forțe tangențiale și suprafața oceanului se va afla astfel în echilibru gravitațional. Acum să considerăm efectul corpurilor masive externe cum sunt Soarele și Luna. Aceste corpuri cerești au câmpuri gravitaționale puternice, care slăbesc o dată cu mărirea distanței în spațiu, și care acționează pentru a schimba forma suprafeței echipotențiale pe Pământ. Această deformare a formei Pământului are o orientare fixă în spațiu față de corpurile influente. Anume rotirea Pământului față de această formă cauzează ciclurile diurne mareice.

Forțele gravitaționale urmează legea pătratică inversă (forța este invers proporțională cu pătratul distanței), iar forțele mareice sunt invers proporționale la cubul distanței. Deoarece atracția gravitațională a Soarelui asupra Pământului este de 179 de ori mai mare decât a Lunii, iar Soarele este de 389 ori mai departe de Pământ decât Luna, efectul mareic al Soarelui este doar de cel mult 46% din cel al Lunii [5].

Luna exercită atracția gravitațională în mod diferit în diferite părți ale Pământului. Îndepărtarea mai mare a Lunii reduce atracția ei exercitată asupra Pământului. Imaginea din fig. 5.9 [5] explică mai bine acțiunea diferențială gravitațională a Lunii asupra stratului învelișului Pământului. Câmpul diferențial gravitațional al Lunii asupra Pământului este cunoscut ca Forță Generatoare de Maree. Acesta este mecanismul primar care generează acțiunea mareică și explică cotele celor două maree diurne. Alte forțe, precum forța de gravitație solară favorizează, de asemenea, acțiunea mareică. Pentru simplitate, considerăm influența mareică cauzată doar de Lună (fig. 5.10). Descrierea acțiunii mareice a Soarelui poate fi aceeași. În punctele sublunare, apa este mai compactată decât Pământul solid, atunci ea este atrasă mai mult și în creștere. În zonele diametral opuse ale Pământului, aflate departe de Lună (punctul antipod), apa se află mai departe de Lună decât pământul solid. Astfel, Pământul (partea solidă) se mișcă mai mult în jurul Lunii decât apa, crescând astfel rămânerea în urmă a apei. În părțile laterale apa este atrasă neesențial în direcții diferite decât la centru. Se poate demonstra că forțele în punctele sublunare și antipodale sunt aproximativ egale și că forțele interne în punctele laterale sunt de două ori mai mici. Aproximativ la 55° de planul orbital este punctul în care forțele mareice sunt paralele la suprafața Pământului. Aceste componente paralele contribuie cel mai mult la formarea mareelor, deoarece particulele de apă nu urmează aceste forțe. Forța care acționează asupra particulei de apă este doar aproximativ a 1/10000000 parte din forța cauzată de atracția Pământului.

### 3.3. Amplitudinea, durata ciclului și frânarea mareică

La rotirea relativă a Pământului în raport cu Luna, într-o zi lunară (24 ore 48 min.), fiecare din cele două cote mareice se rotește cu viteza relativă observabilă pe Pământ, atingând o înălțime mareică la fiecare 12 de ore și 24 min. Amplitudinea teoretică a mareelor oceanice, generate de Lună, este de aproximativ 54 cm în punctul cel mai înalt, care corespunde amplitudinii, care ar putea fi atinsă dacă oceanul ar avea

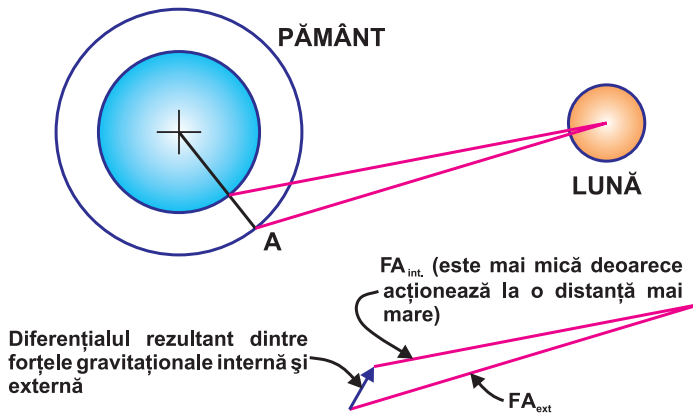


Fig. 5.10. Schema de calcul al diferenței rezultante între forțele gravitaționale.

adâncime uniformă, iar Pământul nu s-ar fi rotit.

În mod similar, Soarele cauzează marea, a cărei amplitudine teoretic este de aproximativ 25 cm (46% din cea a Lunii) cu o durată a ciclului de 12 ore. Marea maximă se formează prin suprapunerea celor două efecte, atin-

gând nivelul teoretic de 79 cm, atunci când marea minimă este redusă până la 29 cm. Deoarece orbitele rotirii Pământului în jurul Soarelui și al Lunii în jurul Pământului sunt eliptice, amplitudinile mareelor variază în funcție de diferențierea distanțelor Pământ-Soare și Pământ-Lună. Aceasta cauzează oscilația forțelor mareice și a amplitudinii teoretice cu aproximativ  $\pm 18\%$  pentru Lună și  $\pm 5\%$  pentru Soare [5]. Dacă Soarele și Luna vor fi în poziții maxim apropiate și aliniate la Luna nouă, amplitudinea teoretică va atinge 93 cm. Amplitudinea reală diferă considerabil nu numai din cauza variației adâncimii oceanice și a obstacolelor de curgere cauzate de continente, dar și din cauză că perioada naturală de propagare a valului este aceeași ca și a magnitudinii perioadei de rotație: aproximativ 30 de ore. Dacă nu ar exista masive muntoase submarine, propagarea valurilor cu lungime de undă mare pe jumătate de cale în jurul Pământului ar dura 30 de ore (pentru comparație: perioada naturală a litosferei Pământului este de 57 min). Dacă Luna nu ar "frâna" pe neașteptate și nu ar fi un corp solid, nivelul oceanelor ar fi oscilat cu perioada de 30 de ore cu o amplitudine care va scădea încet cu disiparea energiei. Această valoare de 30 de ore este o simplă funcție a gravitației terestre, a adâncimii medii a oceanelor și circumferința Pământului. Deoarece forțele mareice ale Lunii acționează oceanul cu o perioadă de aproximativ 12,42 de ore, care este considerabil mai mică decât perioada naturală a oceanelor, are loc un fenomen complex de rezonanță. Aceasta, datorită efectelor de fricțiune, conduce la creșterea timpului de frânare de 12 minute între marea înaltă și zenitul lunar. Această frânare mareică corespunde unui unghi de 3 grade între poziția Lunii, centrul Pământului și locația cu marea medie înaltă. Această frânare mareică conduce la creșterea momentului gravitațional de torsiune a Lunii, care rezultă în transferul gradual al momentului unghiular pe orbita sa și în creșterea graduală a separării Pământ – Lună. Conform principiului conservării momentului unghiular, viteza de rotație a Pământului este respectiv redusă. Astfel, în timp geologic, Luna rămâne în urmă față de Pământ și lungimea zilei terestre crește.

## 4. Aspecte teoretice privind energia valurilor

### 4.1. Unele aspecte privind formarea valurilor

Valurile oceanice se comportă foarte imprevizibil. Se vorbește că prima regulă a valurilor, în special, în ocean deschis este că nu există nici o regulă. Este dur să constatăm aceasta, însă un val „normal”, descris ca un simplu proces fizic, este grav deformat de un număr mare de factori, generați de acțiunea forțelor naturii. Cu toate

acestea, pentru un inginer din domeniul elaborării sistemelor de conversiune a energiei valurilor mării este strict necesară o descriere, fie și sumară, a acțiunii valurilor. Ceea ce urmează sunt exemple de laborator de formare a valurilor. În realitate, modelele alternative ale apei, adâncimile variabile ale apei, curenții inverși, obstacolele naturale și mulți alți factori pot schimba substanțial calea și forma valurilor.

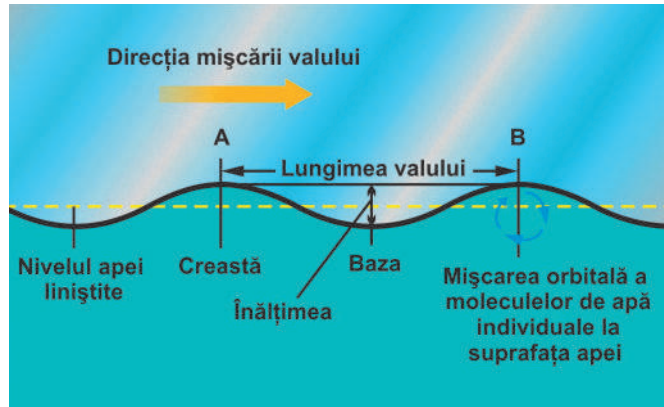


Fig. 5.11. Traectoria valurilor.

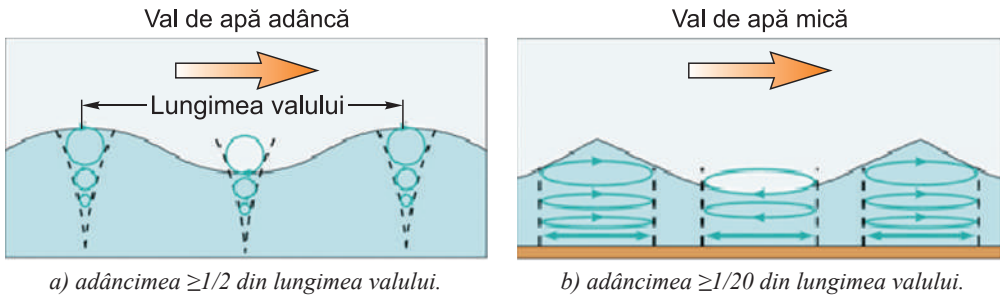


Fig. 5.12. Valuri în ape cu adâncimi mari (a) și mici (b).

Valurile oceanice de suprafață se propagă orizontal de-a lungul frontierei „aer-mare”. Ele sunt descrise ca fiind valuri progresive orbitale. Ele sunt orbitale fiindcă atunci când valul trece prin mai multe puncte, particulele de apă de sub valuri se mișcă pe o traiectorie orbitală (fig. 5.11) [13]. Ele sunt progresive, deoarece forma valurilor se mișcă (progresiv) orizontal dintr-o locație în alta. În fig. 5.11 valul se mișcă de la stânga spre dreapta și cauzează mișcarea de rotație a particulelor de apă într-un ciclu de rotație complet la parcurgerea completă a unui val.

Când vântul bate deasupra apei, el modifică suprafața ei, generând la început unele undulații, care ulterior se transformă în valuri. Furtunile apar atunci când vântul bate timp îndelungat în aceeași direcție. În realitate, valurile nu sunt un proces ideal, armonic, ci unul neregular.

De regulă, ele sunt compuse din mai multe valuri suprapuse cu diferite frecvență și viteză [14]. Valurile se comportă în mod diferit în ape cu adâncimi mari și mici. În diagrama din fig. 5.12 [14] sunt prezentate două cazuri de propagare a undelor valurilor: în ape adânci și mici. În apele adânci, acțiunea valurilor descrește rapid cu creșterea adâncimii (fig. 5.12,b). În apele mici, acțiunea valurilor nu descrește cu mărirea adâncimii (fig. 5.12, b). Funcție de mărirea lor sunt valuri lungi (cu distanțe de 100 m între crestele valurilor) și scurte.

#### 4.2. Tipurile și caracteristicile de bază ale valurilor

Valurile au nevoie de timp pentru a se dezvolta, ele nu erup spontan din ocean. Este nevoie de o oarecare viteză a vântului, care să bată pe o anumită distanță o durată considerabilă de timp pentru a forma în sfârșit valurile. Există trei tipuri de valuri:

- valuri capilare (mici);
- valuri de mare;
- valuri intense.

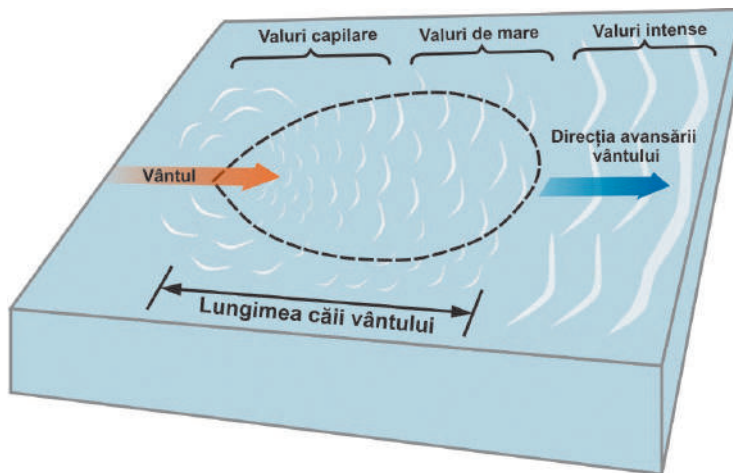


Fig. 5.13. Transformarea valurilor sub acțiunea vântului.

Valurile capilare apar în ape mici când vântul este ușor. Sub acțiunea vântului, ele se transformă în timp în valuri de mare sau valuri intense (fig. 5.13). Valurile de mare sunt create atunci când vântul bate o anumită perioadă cu o anumită viteză. Ele tind ulterior să devină mai lungi,

drepte, după ce vântul încetează să bată. Valurile intense reprezintă valurile care sunt mișcate în orice direcție în raport cu originea lor și nu sunt relate la condițiile locale de vânt, cu alte cuvinte, sunt valuri de mare care au fost lăsate timp îndelungat fără vânt. Este o noțiune puțin confuză, fiindcă apa nu lucrează împreună cu valurile, ci

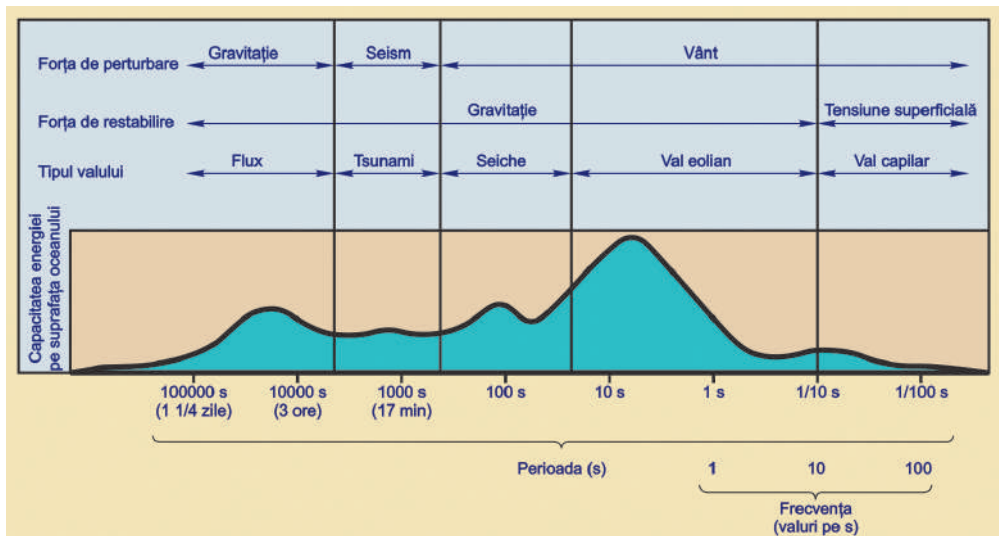


Fig. 5.14. Clasificarea valurilor funcție de perioadă.

numai împreună cu curenții de apă – sunt două elemente exclusive în animația apei. După cum se observă din fig. 5.14, valurile pot fi clasificate în funcție de perioada valului. Conform energiei cumulative distribuite în valurile oceanice, principiul de generare a forțelor și principiul forțelor de amortizare se schimbă când perioada valurilor crește. Cele mai mici valuri (valurile capilare) au perioade  $< 0,1$  s și sunt generate de adieri mici de vânt. Deoarece sunt atât de mici, ele sunt amortizate de tensiunea superficială a apei (v. fig. 5.14). Cele mai răspândite valuri sunt valurile gravitaționale, care au perioade cuprinse între 1 s și 30 s. Sunt generate de vânt și uragane și sunt amortizate de forțele gravitaționale. Valurile cu perioade mai mari de 5 min sunt valuri lungi și sunt generate de uragane intense și de cutremure de pământ și sunt liniștite de forțele de gravitație și de forțele Coriolis. Cele mai lungi valuri sunt marea de 12 și 24 ore, generate de Soare și Lună și sunt amortizate de frecarea de fund și de forțele Coriolis.

Detășându-ne puțin de realitate, să încercăm să evidențiem caracteristicile de bază ale valurilor. Există trei factori de bază care urmează să fie luați în considerație la analiza valurilor:

- viteza vântului;
- durata de batere a vântului într-o singură direcție;
- distanța apei deschise, asupra căreia bate vântul.

Toți acești factori lucrează împreună pentru a crea valurile. Cu cât este mai ponderabilă fiecare din aceste variabile în ecuație, cu atât sunt mai mari valurile.

Un val oceanic superficial, după cum se observă în fig. 5.11, are formă sinusoidală (cu creste și funduri care au forme identice și o lungime fixată de undă) și





Fig. 5.15. Mecanismul mișcării orbitale a particulelor de apă.

progresiv orbital cu particule de apă în val mișcându-se pe o traiectorie orbitală cu un ciclu complet la trecerea unui val complet. Valurile sunt caracterizate de următoarele caracteristici (fig. 5.11, 5.12). Distanța dintre două creste adiacente este definită ca **lungime de undă (L)**. Distanța pe verticală de la vârful crestei până la punctul inferior al fundului adiacent este definită ca **înălțimea valului (H)**. Timpul necesar crestei pentru a ajunge din punctul A în punctul B este definit ca **perioada valului (T)**. Numărul creștelor care trec prin punctul A sau B în fiecare secundă este definită ca **frecvența valului (f)** (frecvența este o mărime inversă perioadei). În final, viteza cu care creasta valului se mișcă orizontal pe suprafața oceanului este definită ca **rapiditatea sau viteza de fază a valului (c)**.

Particulele de apă din val au diferite modele de mișcare. Într-un val normal este o mișcare orbitală a particulelor de apă. Aceasta se demonstrează cel mai bine folosind un dop plutitor pe apă. Când valul crește, dopul de plută se rotește pe loc (este atras de mișcarea orbitală). Acesta este o mișcare foarte pasivă, deoarece mișcarea liniară a particulei valului slăbit este foarte agresivă, de aceea este foarte distructivă. Imaginile din fig. 5.15 demonstrează mișcarea orbitală a dopului de plută care pluteste pe apă când valul trece de la stânga la dreapta. Poziția plutei, în realitate, este neschimbată, efectuând doar o ușoară rotație.

### 4.3. Valurile și vântul

Relația dintre vânt și valuri este foarte importantă, de aceea a fost elaborat un nou sistem de clasificare care a încorporat relațiile dintre valuri și viteza vântului. Acest sistem, numit Scara lui Beaufort, a fost elaborat în anul 1805 de amiralul Francis

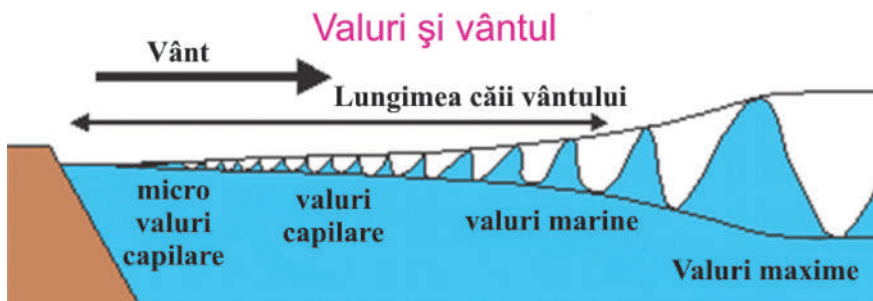


Fig. 5.16. Mecanismul de formare a valurilor.

Beaufort al Marinei Britanice. În tabelul 5.3 [15] se prezintă observațiile amiralului asupra stării mării la diferite viteze ale vântului. Deoarece vântul determină formarea valurilor de apă, este mai ușor de înțeles mecanismul formării lor. Pentru o mare perfect liniștită, vântul, practic, nu există. La o anumită viteză a vântului, straturile de la suprafață încep a se mișca, formând mici ondulații. Interesant este faptul că aceste ondulații nu se mișcă exact în direcția vântului, ci sub un unghi de  $70\text{--}80^\circ$  față de direcția vântului. Ondulațiile la viteza minimă de  $0,23\text{ m/s}$  cresc până la vălurile și încep să se miște în direcția vântului. În fig. 5.16 evoluția formării valurilor sub acțiunea vântului. La o viteză a vântului de  $7\text{--}11\text{ km/h}$ , aceste valuri se mișcă sub un unghi de  $30^\circ$  față de direcția vântului. Vântul atinge suprafața apei cu un anumit grad de turbulență și începe transferul de energie, valurilor. În funcție de durată și distanță, dimensiunile valurilor se măresc pătratic până la maxim. Atunci când valoarea maximă a dimensiunii valurilor este atinsă, ele se mișcă mai încet decât vântul.

Atunci când viteza vântului crește, cantitatea de energie transferată apei crește cu mult mai rapid, proporțional cu puterea a  $4^{\text{a}}$  a vitezei vântului. Diagrama din fig. 5.17 indică energia spectrului de energie pentru viteze ale vântului de 20, 30, 40 noduri. Suprafața de sub curbe reprezintă energia totală a stării mării. Scara verticală este amplitudinea valului măsurată ( $A \times A$ ) în  $\text{m}^2$ . O influență majoră asupra formării valurilor are așa-numitul parametru „Distanța de dezvoltare a valurilor”. În tabelul 5.3 sunt prezentați parametrii valului la diferite viteze ale vântului și distanța de dezvoltare a valurilor (scara Beaufort).

De asemenea, schimbarea direcției vântului asupra valurilor existente poate crea confuzie în mișcarea valurilor și, drept urmare, se formează noi valuri, care se suprapun peste cele existente, creând valuri mari. Dacă sistemul de valuri întâlnește în calea sa un curent, atunci pot avea loc două situații: dacă vântul și curenții de apă au aceeași direcție, valurile devin mai liniștite, creând valuri oceanice lungi. Mișcarea contradictorie a curenților de apă și a vântului conduce la formarea unor valuri mai mari și mai agresive.

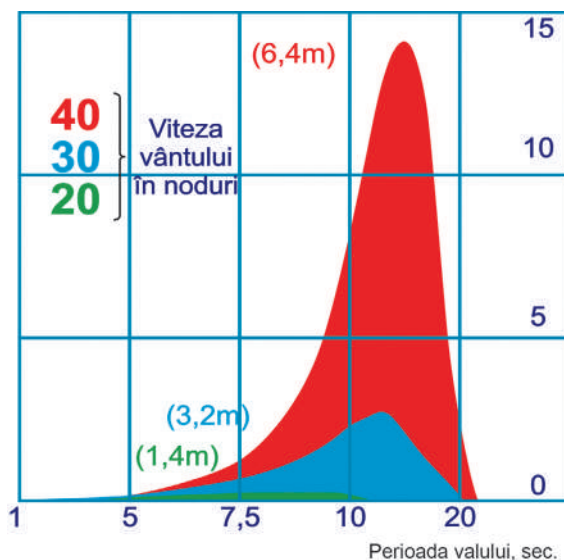


Fig. 5.17. Spectrul de energie totală dezvoltată de valuri pentru diferite viteze ale vântului.

**Tabelul 5.3.** Starea mării la diferite viteze ale vântului (scara Beaufort).

Intensitatea vântului, grade	Denumirea vântului	Viteza vântului, m/s	Înălțimea valului, m	Efectele produse de vânt la suprafața bazinelor acvatice
0	Calm	0-0,2	0	Suprafața netedă a apei – ca oglinda.
1	Vânt perceptibil	0,3-1,5	0,083 – 0,165	Încetare ușoară a apei.
2	Vânt ușor	1,6-3,3	0,083 – 0,165	Apar valuri cu creste nu prea mari.
3	Vânt slab	3,4-5,4	0,66	Creștele nu prea mari ale valurilor încep a se răsturna, iar spuma nu este de culoare albă, ci este lucioasă ca sticla.
4	Vânt moderat	5,5-7,9	1,32	Se observă bine valuri mici; creștele unora din ele se răstoarnă, formând pe alocuri spumă albă.
5	Vânt semnificativ	8,0-10,7	1,98	Valurile sunt mai pronunțate, pretutindeni formează spumă.
6	Vânt puternic	10,8-13,8	3,30	Apar creștele valurilor mari, vârfulurile lor spumante ocupă suprafețe mari, vântul începe să rupă spuma de pe creștele valurilor.
7	Vânt foarte puternic	13,9-17,1	4,62	Creștele conturează valurile mari formate de vânt, spuma ruptă de vânt de pe creștele valurilor se întinde în dungii pe coastele valurilor.
8	Vânt extrem de puternic	17,2-20,7	5,94	Dungile lungi de spumă, rupte de vânt, acoperă coastele valurilor, pe alocuri se contopesc cu baza lor.
9	Furtună	20,8-24,4	7,59	Spuma acoperă coastele valurilor, iar suprafața lor devine albă, doar pe alocuri se observă porțiuni fără spumă.
10	Furtună puternică	24,5-28,4	9,57	Suprafața apei este în spumă. Aerul este suprasaturat cu pulbere de apă și stropi. Vizibilitatea este redusă la maxim.
11	Furtună violentă	28,5-32,6	12,21	Suprafața apei este acoperită cu un strat dens de spumă. Vizibilitatea este considerabil redusă.
12	Uragan	peste 33	14,85	La fel

Notă: în paranteze se prezintă valorile rotunjite medii ale vitezei vântului.

 **Tabelul 5.4.** Relația dintre viteza vântului și parametrii valului.

Viteza vântului (km/h)	Distanța de dezvoltare a valurilor (km)	Durata (h)	Înălțimea (m)	Lungimea (m)	Perioada (sec)
20	24	2.75	0.33	10.6	3.2
40	176	11.50	1.80	39.7	6.2
60	660	27.50	5.10	89.2	9.1
80	1682	50.00	10.30	158.6	12.4

Pe lângă viteza vântului, temperatura este, de asemenea, un factor care formează valuri. Aerul cald care se mișcă deasupra apei are un unghi de atac asupra suprafeței mai mic decât aerul rece. Aerul rece care se mișcă deasupra apei deschise creează valuri mai rapide decât masele de aer cald.

#### 4.4. Unele aspecte privind teoria valurilor

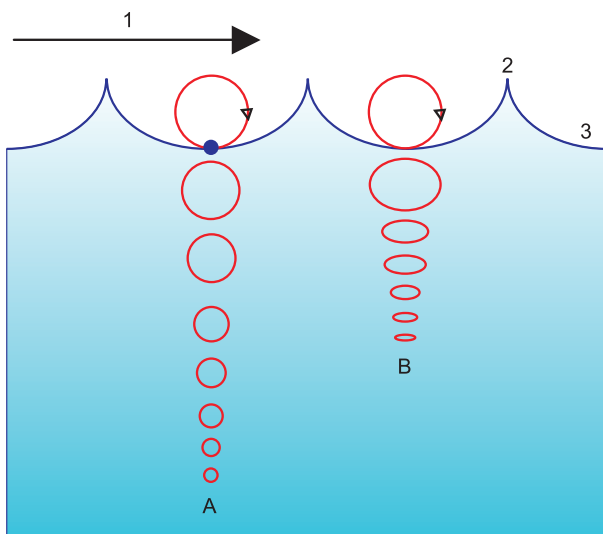


Fig. 5.18. Schema particulelor de apă în valurile apelor adânci propagării valurilor.

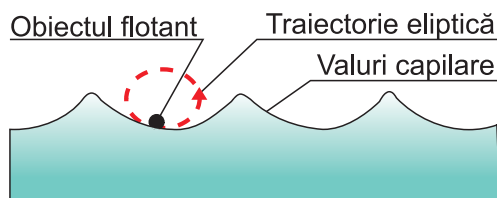


Fig. 5.19. Conceptul fizic al lucrului valurilor.

amplitudinea (înălțimea) valului crește, traiectoriile particulelor nu mai au forme alungite închise; mai mult, după trecerea fiecărei creste, particulele sunt deplasate puțin mai înainte, comparativ cu poziția anterioară, fenomen cunoscut ca **impulsul Stokes**. Conceptul fizic este prezentat în fig. 5.19.

Când adâncimea în ocean crește, raza mișcării circulare descrește. La o adâncime egală cu o jumătate din lungimea valului  $\lambda$ , mișcarea orbitală se reduce la zero. Viteza valului superficial este bine aproximată prin relația:

Valurile oceanice de suprafață sunt valuri mecanice, care se propagă de-a lungul interfeței „apă – aer”. Forțele de amortizare sunt produse de gravitație și pot fi raportate la valuri gravitaționale superficiale. Când bate vântul, presiunea și forțele de frecare perturbă echilibrul suprafeței oceanului. Aceste forțe transferă energia vântului la apă, formând valuri. În cazul unui plan monocromatic liniar în apele adânci particulele de la suprafață se mișcă pe traiectorii circulare, creând valuri oceanice de suprafață ca o combinație de mișcări longitudinale (înainte și înapoi) și transversale (în sus și în jos). Dacă valurile se propagă în ape mici (unde adâncimea este mai mică de  $1/20$  lungimi ale valului) traiectoriile acestor particule sunt comprimate în elipse (B-fig. 5.18) [15]. Când

$$c = \sqrt{\frac{g\lambda}{2\pi} + \tanh\left(\frac{2\pi d}{\lambda}\right)}, \quad (5.1)$$

unde:  $c$  este viteza de fază;  $\lambda$  – lungimea valului;

$d$  – adâncimea valului;

$g$  – accelerația de gravitație.

În apele adânci unde  $d \geq \frac{1}{2}\lambda$ , atunci  $\frac{2\pi d}{\lambda} \geq \pi$  și tangenta hiperbolică atinge 1,  $c$  în m/s se aproximează cu  $1,25\sqrt{\lambda}$ , unde  $\lambda$  se măsoară în m. Această expresie demonstrează că valurile cu diferite lungimi lucrează la diferite viteze. Cele mai rapide valuri în timpul uraganelor sunt cele cu cea mai mare lungime. În consecință, când, după uragan valurile ajung la țărșm, primele ajung valurile de lungime mare.

Mișcarea valurilor oceanice poate fi capturată de sisteme de energie a valurilor. Densitatea energetică (pe unitate de suprafață) a unor valuri sinusoidal regulate a apei pentru densitatea  $\rho$ , accelerația de gravitație  $g$  și lungimea valului  $h$ , care este egală cu două amplitude  $a$  se determină cu relația:

$$E = \frac{1}{8} \rho g h^2 = \frac{1}{2} \rho g a^2. \quad (5.2)$$

Viteza de propagare a acestei energii este viteza de grup. O aplicație practică importantă a științei valurilor este soluționarea 3D a ecuației creștei valului în timp [15].

Ecuațiile care descriu apele mici (numite și ecuațiile Saint Venant) sunt un set de ecuații care descriu curgerea sub acțiunea forței superficiale orizontale în fluid. Aceste ecuații pot fi utilizate în modelările atmosferice și oceanice, dar sunt mai simple decât ecuațiile primitive. Modelele ecuațiilor apelor mici au doar un nivel vertical, deci ele nu pot compensa orice factor care variază cu înălțimea. În general, valurile mari conțin mai multă energie. Energia valului este determinată de înălțimea valului, viteza valului, lungimea valului și densitatea apei. Mărimea valului este determinată de viteza vântului, de distanța la care vântul excită valurile, de adâncime și de topografia locației. Mișcarea valurilor este cea mai înaltă la suprafață și se reduce exponențial o dată cu creșterea adâncimii, însă energia valului este prezentă ca presiune a valurilor în apele adânci.

Energia potențială a unui set de valuri este proporțională cu înălțimea și pătratul perioadei valului. Valurile cu perioade mai mari au lungimi relativ mai mari și sunt mai rapide. Energia potențială este egală cu energia cinetică (atunci când poate fi convertită). Energia valului se exprimă în kW/m (în locații de tip “linie de țărșm”) și se calculează cu relația:

$$P = 0,5H^2T, \quad (5.3)$$

unde  $H$  este înălțimea valului, m;  $T$  – perioada valului, în sec.

Relația de mai jos permite calcularea energiei produse de val. Excluzând valurile create de uragane mari, cele mai mari valuri au înălțimea de 15 m și au perioada de 15 sec. Conform acestei formule, astfel de valuri conțin aproximativ 1700 kW de energie potențială pe fiecare metru de lungime a valului. Locațiile cu cel mai mare potențial energetic al valurilor vor avea un flux de energie mai mic decât cel de mai sus: posibil cca 50kW/m.

**Câtă energie se poate obține din val?** Teoria liniară a valului presupune că mișcarea apei printr-un punct este sinusoidală. Perioada  $T$  pentru un val care trece prin acest punct poate fi exprimată prin:

$$T = \sqrt{\frac{2\pi\lambda}{g}}, \quad (5.4)$$

unde  $\lambda$  este lungimea valului (m);  $g$  – gravitația (kg/m<sup>2</sup>).

Energia care se conține în val poate fi exprimată prin ecuația:

$$P = \frac{\rho g^2 a^2 T}{8\pi}, \quad (5.5)$$

unde  $a$  este amplitudinea (înălțimea) valului.

Conform tehnologiilor existente sunt trei tipuri de colectare a energiei valurilor:

- cu ajutorul sistemelor cu geamanduri;
- sisteme conturate fixate;
- coloane de apă oscilante.

**Ecuția valului.** Ecuția valului este o ecuație diferențială care descrie evoluția valului armonic în timp. Ecuția are forme ușor diferite în funcție de modul în care valul este transmis și de mediul prin care trece. Considerând că un val unidimensional se mișcă de-a lungul unei axe  $x$  cu viteza  $v$  și amplitudinea  $a$  (care în general depinde de  $x$  și  $t$ ), ecuația este:

$$\frac{1}{v^2} \frac{\partial^2 a}{\partial t^2} = \frac{\partial^2 a}{\partial x^2}. \quad (5.6)$$

Tridimensional ecuația va fi:

$$\frac{1}{v^2} \frac{\partial^2 a}{\partial t^2} = \Delta a, \quad (5.7)$$

unde  $\Delta$  este Laplasian.

Soluția generală pentru ecuația valului într-o dimensiune a fost obținută de d'Alembert:

$$a(x, t) = F(x - vt) + G(x + vt) \quad (5.8)$$

Ecuția poate fi privită ca două pulsații care trec prin lungimea  $x$  în direcții diferite:  $F$  în direcția  $+x$ , și  $G$  – în direcția  $-x$ . Dacă vom substitui  $x$  cu direcțiile  $x, y, z$ , poate fi descrisă propagarea tridimensională a valului.

**Valurile migratoare.** Valurile care se mișcă se numesc valuri migratoare sau valuri progresive și au disturbanța care variază funcție de timpul  $t$  și de distanță:

$$y(z, t) = A(z, t) \sin(kz - \omega t + \phi), \quad (5.9)$$

unde  $A(z, t)$  este amplituda suprafeței valului;  $k$  este numărul valului și  $\phi$  este faza.

Viteza de fază a acestui val va fi:

$$v_p = \frac{\omega}{k} = \lambda f, \quad (5.10)$$

unde  $\lambda$  este lungimea valului.

Ca și în cazul altor tipuri de unde, energia valurilor este proporțională cu pătratul înălțimii lor. De exemplu, un val de 3 m înălțime are de 9 ori mai multă energie decât un val de 1 m înălțime. Valurile au direcție și viteză. Valurile mareice cauzate de erupțiile vulcanului subacvatic din Chile în mai 1960 a parcurs distanța de 6000 mile marine (11.000 km) până la Noua Zeelandă în aproximativ 12 de ore, atingând viteza de aproximativ 900 km/h.

Relația dintre viteza valurilor superficiale lungi și adâncimea lor în apele mici se prezintă prin formula:

$$c^2 = gd \frac{p_2 - p_1}{p_2} \quad (5.11)$$

unde  $c$  este viteza valului;  $g$  – accelerația căderii libere ( $9.8066 \text{ m/s}^2$ );  $d$  – adâncimea valului,  $m$ ;  $p_2$  – densitatea apei ( $=1$ );  $p_1$  – densitatea aerului.

Relația arată că viteza valurilor crește odată cu creșterea adâncimii valurilor și diferența relativă a densităților mediilor. Pentru ocean cu adâncimea de 4000 m viteza va fi:

$$v \approx \sqrt{10 \times 40000} = 200 \text{ km/s} = 720 \text{ km/h}. \quad (5.12)$$

În apele adânci, relația între viteza valurilor superficiale lungi și adâncimea lor se prezintă prin formula:

$$l = \frac{gt^2}{2\pi}, \quad (5.13)$$

unde  $l = tc$  pentru toate cazurile de valuri. Înlocuind în ecuația de mai sus obținem:

$$c = \frac{gt}{2\pi} \text{ ori } t = 0,641c \text{ (s)}, \quad (5.14)$$

unde  $t$  este perioada valului (s),  $f$  – frecvența valurilor;  $l$  – lungimea valurilor (m). Se poate calcula  $c$  și  $l$  prin perioada valurilor  $t$  (s):

$$c = 1,56t \text{ (m/s)} = 5,62 \text{ (km/h)}, \quad l = 1,56t^2 \text{ (m)}.$$

Aceste valuri cu perioada de  $10$  s, care se mișcă cu viteza de  $56$  km/h cu lungimea valului de aproximativ  $156$  m, pot produce în 24 de ore valuri cu perioade de  $17$  s și lungimi de  $450$  m.



## 5. Sisteme conceptuale de conversie a energiei oceanice

### 5.1. Clasificarea sistemelor de conversie

Energia curenților maritimi se află la stadiul incipient de dezvoltare, de aceea sunt foarte puține prototipuri și demonstrații testate până în prezent. Primul brevet de invenție în domeniul sistemelor de captare a energiei valurilor a fost eliberat în anul 1799 de parizienii Girard, tată și fiu, pentru o instalație care utiliza acțiunea mecanică directă pentru acționarea pompelor, a pilelor de tăiat lemn și a altor mașinării. În anul 1970, un interes major pentru acest tip de energie a fost înregistrat în Europa, în particular în Marea Britanie. În noiembrie 2000, prima instalație comercială în lume a fost instalată pe o insulă mică din Scoția.

După zona de amplasare, sistemele de conversie a energiei valurilor care poate fi captată, se împart în trei categorii principale:

- sisteme care pot fi amplasate în zona apropiată de țărm;
- sisteme care pot fi amplasate pe țărm;
- sisteme care pot fi amplasate pe litoral.

Zonă apropiată de țărm este considerată o zonă de până la 20 km. Operarea în zone apropiate de țărm trebuie să ia în considerație aspectele estetice, pitorești, să fie bine definit impactul asupra vieții marine. Construcțiile nu pot fi grandioase ca în cazul instalațiilor de litoral. Instalațiile energetice de țărm sunt încorporate, de regulă, în structuri existente de minimizare a efectelor valurilor asupra țărmului, de exemplu, în pereții de protecție. Dacă adâncimea apei depășește 50 m, instalațiile energetice sunt considerate de litoral.

Conversia energiei oceanice este o tehnologie foarte tânără și de aceea încă nu sunt informații foarte clare privind soluții eficiente din punct de vedere tehnologic. Toate curentele competitive tehnologice transformă acțiunea valurilor în energie electrică sau mecanică, folosind diferite căi. După modul de convertire a energiei valurilor se disting 4 căi de bază [12]:

- Turbine submersate care captează mișcarea curenților oceanici și utilizează această energie pentru mișcarea paletelor. Rotirea acestora acționează generatorul asemănător cu o turbină eoliană submersată. Exemplu: Blue Energy's Davis Hydro Turbine.
- Executarea unui sistem de canale care direcționează fluxul de apă în rezervoare care măresc nivelul apei față de nivelul mării. Această apă acționează apoi turbine similar ca în cazul barajelor hidroelectrice.
- Sisteme flotabile care conțin geamanduri instalate pe suprafața oceanului. Când nivelul mării crește sau scade, mișcarea relativă a corpului plutitor acționează

pompe hidraulice sau pistoane și această energie cinetică este utilizată pentru acționarea turbinei.

- Sisteme bazate pe oscilarea coloanei de apă, fixate în instalații generatoare, în care apa intră în spațiul rezervat special și forțează aerul să miște turbina. Când valul se retrage, presiunea aerului scade, cauzând reîntoarcerea turbinei. Exemplu: instalația LIMPET, Scoția.

## 5.2. Turbine de apă cu pale submersate

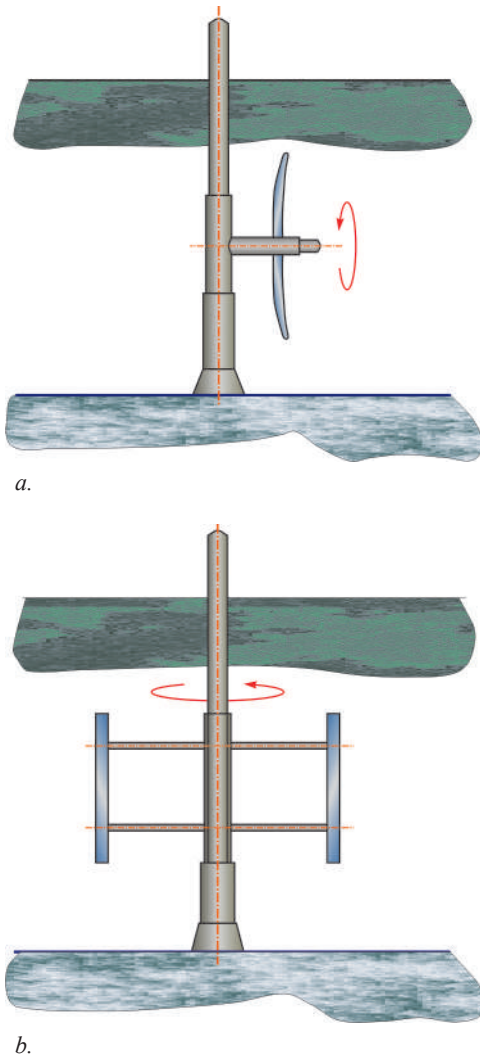


Fig. 5.20. Turbină de apă: a - cu ax orizontal; b - cu ax vertical.

Energia utilă poate fi generată de curenții maritimi, folosind turbine complet submersate. Turbinele de apă cu ax orizontal (fig. 5.20,a) și, respectiv, cu ax vertical (fig. 5.20,b) [17] funcționează după același principiu ca și turbinele de vânt, utilizând energia cinetică a fluidului aflat în mișcare și transformând-o în mișcare de rotație și energie electrică. Vitezele curenților de apă sunt mai mici decât în cazul vântului dar, având o densitate mai mare (de 835 ori decât a aerului), turbinele de apă sunt mai mici decât cele eoliene pentru aceeași capacitate instalată. Puterea care poate fi extrasă din curenți depinde de viteza curenților de apă, de aria baleiată și de eficiența turbinei de apă și poate fi calculată cu relația:

$$P_{t.s.} = \frac{1}{2} \rho A v^3 C_p, \quad (5.15)$$

unde  $\delta$  este densitatea apei de mare ( $1025 \text{ kg/m}^3$ );

$A$  – aria rotorului multipal ( $\text{m}^2$ );

$v$  – viteza curenților de apă;

$C_p$  – coeficientul de putere, măsură a eficacității turbinei.

Au fost testate prototipuri de turbine cu ax orizontal cu puterea de până la 10 kW, fabricate în baza schemelor conceptuale (fig. 5.20,a). Sunt planuri cu-

rente pentru a instala și demonstra instalații de 300 kW pe Coasta de Sud a Marii Britanii (MCT, 2000). Pentru majorarea puterii generate pot fi utilizați concentratori de flux.

În turbinele cu ax vertical (fig. 5.20,a) au fost investigate ambele cazuri bazate pe utilizarea rezistenței frontale și a forței portante. Cel mai cunoscut exemplu este turbina Darrieus cu 3 sau 4 pale subțiri sau cu secțiune aerodinamică. Câteva prototipuri de acest fel au fost testate, inclusiv turbine Darrieus de 5 kW, instalate în localitatea Kurushima, Japonia. Se planifică instalarea unui număr de turbine de acest tip cu capacitatea totală de 30 MW în Canada [17].

### 5.3. Sisteme bazate pe oscilarea coloanei de apă

În Scoția, Guvernul a finanțat trei proiecte de energie a valurilor. Doar unul din ele a fost realizat și generează energie electrică. Acesta este proiectul centralei LIMPET 500 (Land Installed Marine Powered Energy Transformer) (Applied Research & Technology – ART, Scoția) [12], realizate pe una din insulele mici Islay pe coasta de vest a Scoției. Instalațiile de acest tip (OWC) sunt cele mai importante din clasa instalațiilor de țăr. Principiul de funcționare este prezentat în fig. 5.21. Mișcarea coloanei de apă din structură, datorată schimbării nivelului mării, comprimă (la mișcarea valului într-o direcție) și decomprimă (la revenirea apei) alternativ aerul din interiorul structurii, care acționează o turbină (de exemplu, de tip Wells) și generatorul. O altă centrală similară OWC de 400 kW este construită pe insulele Pico din Portugalia.

Un alt model de centrală în domeniul sistemelor de conversie a energiei valurilor mării, care funcționează conform aceluiași princi-

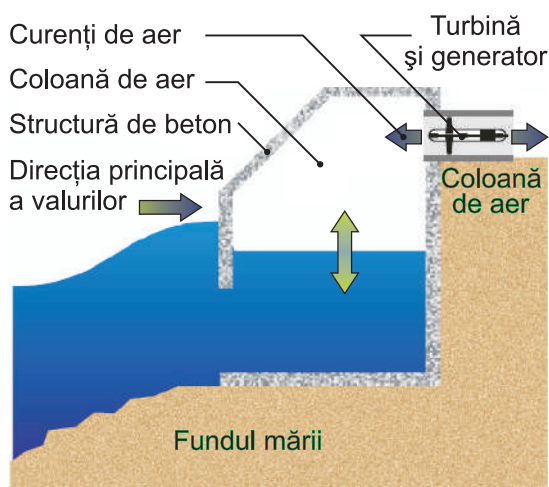


Fig. 5.21. Principiul de funcționare a instalației LIMPET, Scoția.

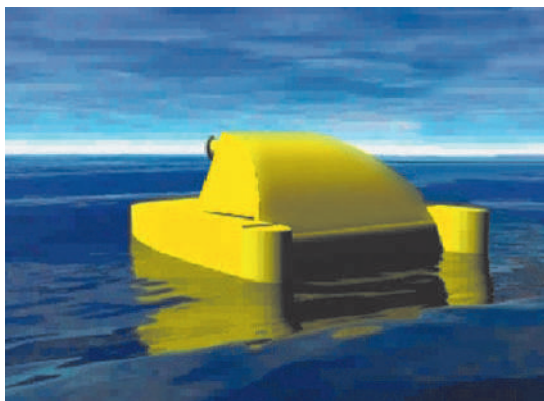


Fig. 5.22. Sistemul de conversie a energiei valurilor OSPREY.

piu este OSPREY (Ocean Swell Powered Renewable Energy) (Applied Research & Technology – ART). Prototipul este destinat locațiilor de țărm cu adâncimea apei de până la 20 m. Prototipul cu capacitatea instalată de 2 MW a fost dezvoltat de Compania “Wavegen LTD” din Marea Britanie pentru funcționare la adâncimea de 15 m la o depărtare de țărm de cca 1 km.

#### 5.4. Sisteme cu elemente flotabile

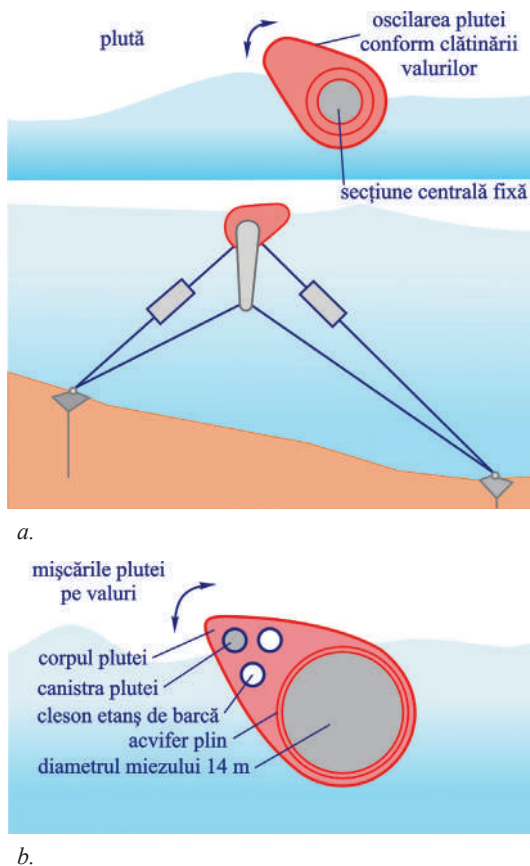


Fig. 5.23.

alternative generate în joncțiunile secțiunilor de firmă cilindrică sau plană. Un exemplu este instalația Pelamis WEC, care a fost dezvoltată de Compania “Ocean Power Delivery” (fig. 5.24) [18]. Când instalația se mișcă împreună cu valurile, mișcarea este transmisă joncțiunilor prin intermediul unor cadre hidraulice, care pompează cu presiune înaltă ulei, prin acumuloare, la motoare hidraulice. Aceste motoare sunt utilizate pentru acționarea generatoarelor de curent electric. O instalație cu capacitatea instalată de 750 kW va avea 130 m lungime, diametrul de 3,5 m și va include 5 secțiuni.

Un exemplu de acest tip de instalații flotante pe suprafața apei este **instalația Salter Duck**, elaborată de profesorul Stephen Salter de la Universitatea din Edinburgh, Scoția ca răspuns la criza petrolului din anul 1970. Schema conceptuală a instalației este prezentată în fig. 5.23 [18]. Elementele Duck se rotesc alternativ sub acțiunea alternativă a valurilor asupra capului lor. Instalația necesită adâncimi de cel puțin 80 m și este ancorată de fundul mării cu un sistem flexibil (reglabil) de legătură.

Testele efectuate la scară mică au demonstrat că sistemul Duck poate stopa până la 90% din mișcarea valului, care este transformată în energie electrică. Mai multe proiecte sunt orientate spre reducerea, pe cât este posibil, a raportului masă/putere.

#### Instalație cu contur oscilant.

Acest tip acesta de instalații umărește mișcarea valurilor. Ea generează energie, utilizând mișcările de rotație

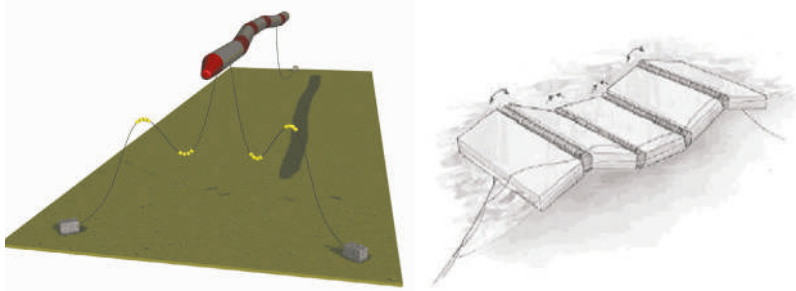


Fig. 5.24. Converterul de energie a valurilor Pelamis ("Ocean Power Delivery LTD").

### 5.5. Analiza de cost a unui grup de sisteme de litoral

Cele mai importante realizări în domeniul elaborării sistemelor de conversie a energiei valurilor revin următoarelor companii: în domeniul sistemelor amplasate în zone apropiate de țărm lider este "Land Installed Marine Powered Energy Transformer" (LIMPET) ("Applied Research & Technology – ART, Scoția") [16]; în domeniul sistemelor amplasate pe țărm este "OSPNEY" ("Ocean Swell Powered Renewable Energy") ("Applied Research & Technology – ART"); în domeniul sistemelor amplasate pe litoral cele mai interesante

sunt sistemele "Duck" elaborate de Universitatea din Edinburgh și "PS Frog" – de Universitatea din Lancaster. Astăzi, aceste sisteme constituie cea mai reprezentativă (deși incompletă) selecție din gama largă de tehnologii ale energiei valurilor. Analiza evoluției costurilor Sistemelor de Litoral prezentată în diagrama din fig. 5.25 demonstrează reducerea costurilor de peste 2 ori în numai 20 de ani. Tendința rămâne valabilă pentru următorii ani datorită creării unor noi tehnologii performante de captare a energiei valurilor. Totodată, cu unele excepții notabile, în domeniul elaborării sistemelor de conversie a energiilor eoliană, a valurilor și mareelor, de obicei activitatea, se efectuează izolat, cu existența unei mici cooperări între diferite colective de cercetare. Acest lucru determină pierderi de resurse și talent, în special în domenii de interes comun pentru cele trei tehnologii, incluzând: geologia fundațiilor; impactul asupra mediului; selectarea materialelor; standardele de viabilitate; softurile de proiectare și cercetare; cerințele legale; condiționările de putere; transmiterea energiei electrice; stocarea energiei; modelările hidrodinamice ș.a.

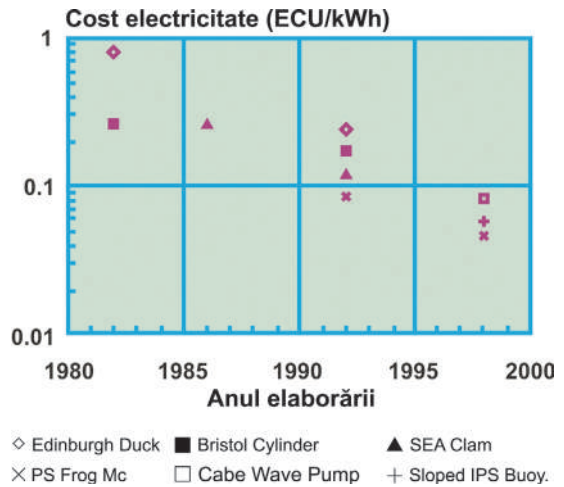


Fig. 5.25. Evoluția generării costurilor Sistemelor de Litoral.

## 6. Sisteme tehnice de captare a energiei marine

Epuizarea rapidă a rezervelor de combustibili fosili i-a determinat pe cercetători să se gândească la noi surse de energie. Deoarece oceanele și mărilor au fost întotdeauna apropiate omului și ocupă 71% din suprafața Pământului, inginerii și specialiștii în domeniul resurselor de energie alternativă au construit dispozitive speciale, care să capteze energia valurilor. Numeroase institute de cercetări hidraulice și energetice din SUA, Franța, Marea Britanie și Japonia includ în programul lor de activitate realizarea unor instalații de captare a energiei valurilor.

În urma unor reglementări ale Executivului scoțian, energia generată de valuri și marea va putea reprezenta în anul 2010 până la 10% din energia electrică generată în țară. În acest scop, se fac schimbări majore în legislația privind energia regenerabilă, pentru a facilita investiții semnificative în sursele de energie marină. Aceasta echivalează cu înlocuirea completă a unor centrale electrice bazate pe combustibili fosili. Scoția are acces la una din cele mai bogate resurse energetice marine din lume. În anul 2001, în raportul *Scotland's Renewable Resource* se menționa că Scoția poate genera o capacitate de până la 21,5 GW (79,2 TWh/an) cu ajutorul energiei valurilor și mareelor. Conform raportului "*Folosind Potențialul Energetic Marin al Scoției*", efectuat de *Marine Energy Group* în 2004, până în anul 2020 pot fi instalate capacități de 1300 MW în apele scoțiene, adăugând 100 MW în fiecare an. În scopul susținerii producătorilor de energie verde prin *Renewables Obligation (Scotland)*, distribuitorilor de energie electrică li se cere să-și alimenteze clienții într-o anumită proporție cu electricitate provenită din surse regenerabile. Ținta Executivului scoțian este să ridice procentul de energie regenerabilă până la 18% în anul 2010 și până la 40 la sută, în 2020. Guvernul Scoției a anunțat recent finanțarea pentru cele mai mari "*ferme de valuri*" din lume. Guvernul Scoției a anunțat o finanțare de 13 mln lire sterline pentru testarea și a altor instalații energetice marine [19].

### 6.1. Sisteme tehnice de captare a energiei marelui

Între 1980 și 1990 s-au înregistrat două succese notabile în domeniul elaborării sistemelor de conversiune a energiei oceanice. Unul este centrala mareică de 240 MW din La Rance, Franța (fig. 5.26). Al doilea succes este centrala mareică din Nova Scotia cu o putere instalată de 20 MW. În prezent, se află în derulare mai multe proiecte, prin care se încearcă exploatarea comercială a energiei marelui și a valurilor: Rhode Island, 500 kW în 2006; Irlanda de Nord, 1MW în 2006; Cantabria, Spania, 1,25 MW în 2007; Cornwall, Marea Britanie, 5 MW din 2008; în Nordul Portugaliei, 24 MW din 2007; Northern Devon, Marea Britanie, 10 MW, începând cu 2010 ș.a. Există o adevărată explozie a proiectelor prin care se încearcă să se exploateze energia mareelor și a valurilor. Probabil, decalajul de 20 de ani, de care aminteam anterior, va fi repede recuperat.



Fig. 5.26. Prima centrală mareică, La Rance, Franța, 1966.

Cel mai ambițios proiect al prezentului pare a fi cel din estuarul Severn, Marea Britanie. În anul 2006, Guvernul britanic a aprobat elaborarea unui studiu de fezabilitate pentru un baraj de 16 km de-a lungul estuarului. Barajul Severn va costa circa 25 miliarde de dolari și va produce 8,6 GW energie electrică. O cantitate uriașă de energie, dar care, spun ecologiștii, va avea un preț prea mare. Se va tulbura fără menajamente ecosistemul estuarului. De aceea, mai interesante pentru viitor sunt considerate alte sisteme, cum ar fi proiectul „SeaGen”, propus de către firma „Marine Current Turbines” (fig.5.27). Practic, este vorba despre o turbină eoliană submersată, a cărei pale reprezintă niște elice submerse, care se vor roti sub acțiunea curenților de apă în timpul mareelor. Componentele mecanice principale ale turbinei sunt prezentate în fig. 5.28. Dacă pe coastele britanice vor fi montate asemenea instalații, atunci s-ar putea genera la fel de multă electricitate ca în cazul Barajului Severn, dar fără impactul ecologic al acestuia. „SeaGen” va consta într-o serie de perechi de elice submerse, cu diametrul de

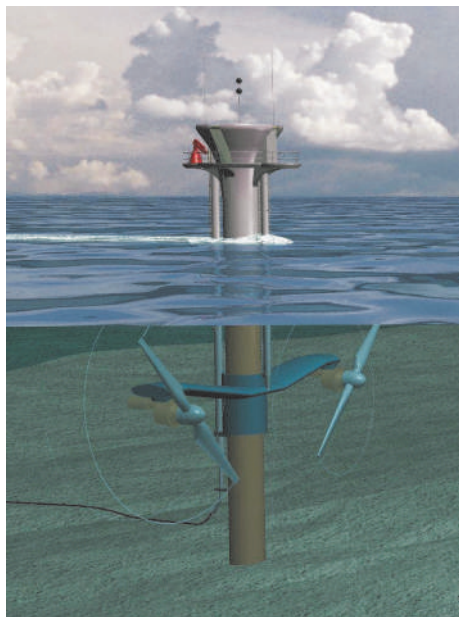


Fig. 5.27. Proiectul „SeaGen”, propus de firma „Marine Current Turbine”.

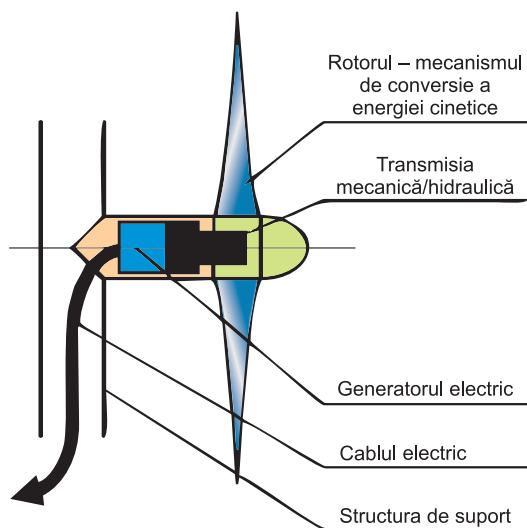


Fig. 5.28. Schema componentelor mecanice principale ale unei turbine de curenți marini.

15–20 m, care vor antrena generatoarele de electricitate, la fel ca în cazul elicelor eoliene. Fiecare pereche de elice va fi fixată pe niște coloane din oțel cu diametrul de 3 m, a cărei bază va fi cimentată pe fundația săpată pe fundul mării. Fiecare pereche de elice submarine va produce de la 750 până la 1.500 kW, în funcție de viteza curenților submarini. În fig. 5.29 sunt prezentate graficele energiei convertite din curenții marini la diferite viteze, atingând eficiența de aproximativ 30%. Se preconizează realizarea unor ferme de asemenea sisteme, care vor fi amplasate în locurile în care viteza de deplasare a curenților are valoare maximă.

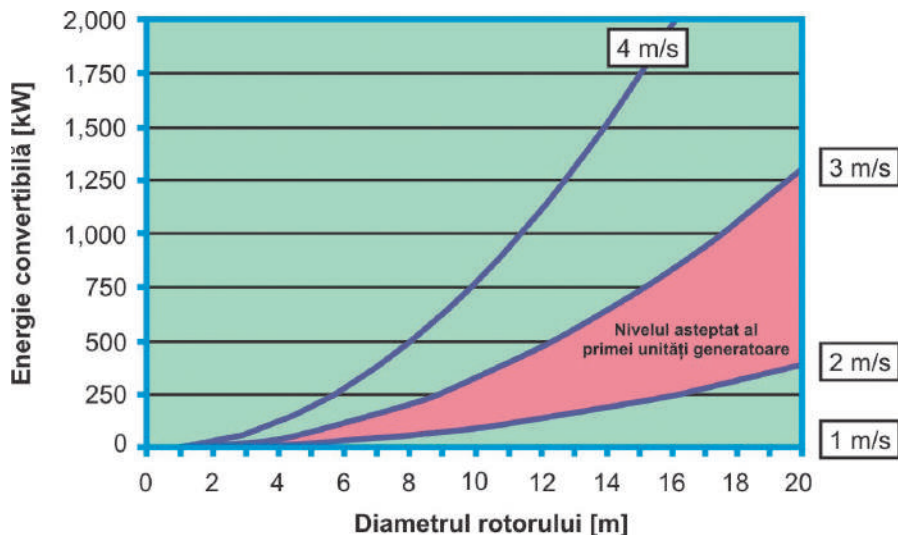


Fig. 5.29. Energia convertită din curenții marini la vitezele indicate cu o eficiență de aproximativ 30%.

Principiul este aplicat și în cazul centralelor eoliene, numai că în cazul celor marine se poate realiza o densitate mai mare. Deoarece viteza de rotație a elicelor submersate este relativ mică ( $10\text{--}20\text{ min}^{-1}$ ), impactul ecologic va fi minim. În fig. 5.30 este prezentată o modelare computerizată a tehnologiei elaborate de Compania “Blue Energy” (Canada) [20], care se află la stadiul de implementare comercială. Elaborarea se bazează pe utilizarea turbinei eoliene “Davis” pentru con-



versia cu randament înalt a curenților marelui, care permite reducerea costului energiei electrice până la 0,02\$/kWh. Folosirea energiei marelui are avantajul că este complet previzibilă (spre deosebire de cea eoliană, care depinde de factorii meteorologici), dar are dezavantajul că există prea puține locuri pe coastele continentelor în care ea să atingă valori exploatabile din punct de vedere economic.

## 6.2. Sisteme tehnice de captare a energiei valurilor

Un studiu realizat de către Reger Bedard, conducătorul Institutului “*Electric Power Research*”, arată că dacă s-ar realiza centrale care să exploateze (cu un randament de 50%) numai 20% din energia valurilor de-a lungul coastelor SUA, atunci energia produsă ar depăși-o pe cea produsă de toate centralele hidroelectrice ale Statelor Unite! Din păcate, spre deosebire de maree, valurile sunt capricioase, dar proiecte există deja.

Un interes aparte prezintă instalațiile “*Pelamis*” [21], realizate de către firma “*Ocean Power Delivery*”, care în curând vor produce 2,55 MW energie electrică pe coastele nordice ale Portugaliei. “*Pelamis*” seamănă cu un șarpe uriaș, alcătuit din mai multe segmente rigide. Întreg sistemul este ancorat cu un singur cablu, ceea ce permite oscilații libere ale segmentelor. Șarpele “*Pelamis*” din nordul Portugaliei (fig. 5.31) are o lungime de 120 m și poate asigura energia electrică pentru 1.500 de locuințe, un sistem complet, care ar asigura 30 MW și ar acoperi 1 km<sup>2</sup> din ocean. Aceste instalații au fost testate la Centrul European de Energie Marină (EMEC) din Orkney de compania Ocean Power Delivery. Compania “*Ocean Power Delivery*” a exportat deja instalații Pelamis pentru a fi utilizate în ferme de valuri comerciale. Principiul de funcționare al instalațiilor “*Pelamis*” este prezentat în fig. 5.32. Fie-

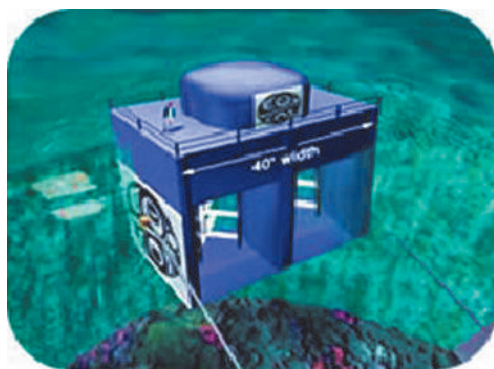


Fig. 5.30. Turbină mareică „Blue Energy”, Canada.



Fig. 5.31. Instalația „Pelamis” instalată în apele de coastă ale Portugaliei.

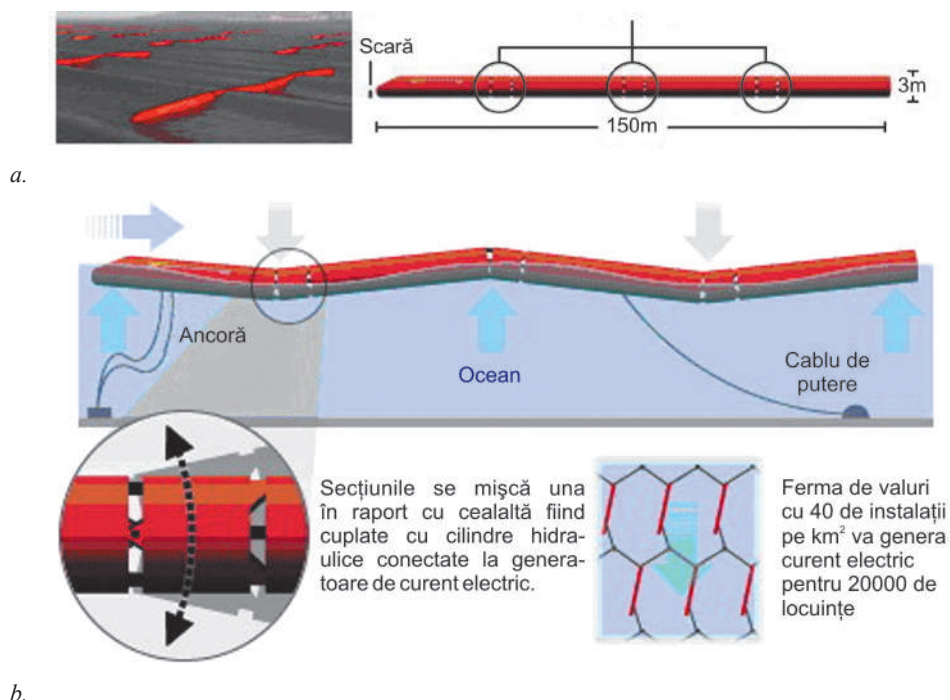


Fig. 5.32. Principiul de funcționare a instalației Pelamis (sursă: „Ocean Power Delivery – LTD).

care instalație „Pelamis” include trei module energetice de conversie care împreună generează 750 kW de energie electrică (fig. 5.32,a). Mișcarea valurilor mării forțează sectoarele instalației „Pelamis” să se ridice și să coboare, efectuând o mișcare șerpuiindă oscilatorie. Aceste oscilații sunt convertite în energie hidraulică, după care, printr-un sistem ingenios, aceasta acționează niste motoare hidraulice, care, la rândul lor, antrenează generatoarele electrice.

Planurile de instalare a trei instalații „Pelamis” a câte 750 MW în Aguçadora Wave Park din Portugalia au demarat deja. Alte planuri prevăd instalarea în Orkney, Scoția de Nord ferme de valuri cu puterea sumară de 3 MW, care includ 4 instalații „Pelamis” a câte 750 kW și elaborări de sisteme „Wave Hub” de 20 MW pe Coasta de Nord a Angliei, Cornwall.

**Inițiativa Wave Hub**, propusă de americani pentru englezi, va facilita economic orice acțiuni viitoare de acest gen, considera Colin Palmer, director la “Ocean Prospect”. “Fără ea ar trebui să așteptăm un timp îndelungat până ce condițiile de piață vor deveni potrivite pentru un proiect solitar și de anvergură”. “Wave Hub” poate însemna o demonstrație a ceea ce înseamnă energia valurilor, pentru întreaga lume”. Trei companii britanice au fost selecționate pentru proiectul Wave Hub de exploatare a energiei oceanice și vor primi fonduri de 15 milioane de lire sterline, începând cu anul 2007. “Ocean Power Technologies Inc”.(OPT), “Fred Olsen & Co” și „Wind Prospect Ltd” vor construi o “fermă” de energie marină, si-

tuată pe fundul mării, la o distanță de 15 kilometri de plajele comitatului Cornwall, iar electricitatea generată va fi transmisă în rețeaua națională printr-un cablu subacvatic. Ea este bazată pe sistemul „OPT PowerBuoy”, proiectul fiind finanțat de Agenția pentru Dezvoltare Regională din Vestul Angliei. Compania “Ocean Power Technologies” (OPT) este liderul specializat în tehnologii cost efective de conversie a energiei valurilor mării, avansate și prietenoase mediului. Sistemul de extracție a energiei naturale din energia valurilor se bazează pe integrarea tehnologiilor brevetate în hidrodinamică, electronică, conversia energiei și sisteme computerizate de control. Uzina electrică OPT va avea o capacitate de 5MW și va conține 30 de sisteme *PowerBuoy* de 150 și 250 de kW [19,21] (fig. 5.33). Tehnologia *PowerBuoy* constă dintr-un convertizor de energie oceanică, imersat la o adâncime de mai mult de un metru. În interiorul său, un piston este pus în funcțiune de mișcarea ascendentă și descendentă a valurilor. Această mișcare alimentează un generator situat pe fundul mării, care transmite apoi electricitatea la mal. Ele sunt benigne mediului, nu afectează viața marină și nu produc electrocutări sau câmpuri electromagnetice puternice datorită izolării foarte bune a cablurilor de transmisie.

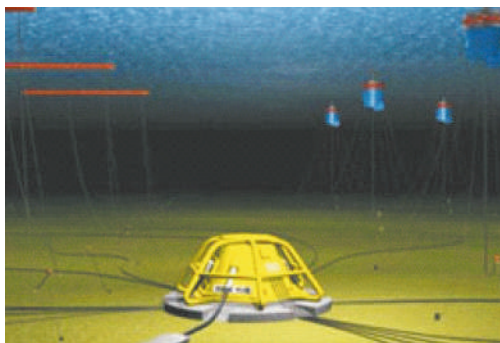
Compania “Pacific Gas and Electric” (PG&E) este prima companie americană care a utilizat energia oceanică. În 2007, compania nominalizată a anunțat suportul pentru planurile de construcție a primei instalații americane comerciale de conversie a energiei valurilor pe coastele Carolinei de Nord [22]. Instalația va conține 8 geamanduri instalate pe o lungime de cca 4 km de țărm. Fiecare geamandură generează



Fig. 5.33. Sisteme PowerBuoy elaborate de firma OPT.



Fig. 5.34. Instalația „AquaBuoy Finavera” pe coastele Oregon (SUA).



**Fig. 5.35.** Fermă de instalații de conversie a energiei valurilor.

prezintă o astfel de fermă de valuri conectată la un sistem central de acumulare a energiei electrice produse, care este transportată prin intermediul unui cablu subacvatic pe țărni. Conform estimărilor specialiștilor, potențialul energetic al coastei de cca 1200 km al Californiei este de cca 37000 MW. Folosind tehnologiile de astăzi, maximum cca 20% de energie a valurilor poate fi convertită în energie electrică.

energie electrică la ridicarea și căderea lor împreună cu valurile. Instalația este planificată să înceapă funcționarea din anul 2012, generând maxim 2 MW de energie electrică. Împreună cu compania canadiană “*Finavera Renewables*” construiesc o “*fermă de valuri*” pe coastele Eureka din localitatea Humboldt (fig.5.34). Curenții apei de mare acționează turbinele care, la rotire, generează electricitate. Fermă de valuri conectează mai multe instalații “*AquaBuoys Finavera*”. În fig. 5.35 se

## 7. Sisteme tehnice de captare a energiei valurilor, elaborări de autor

Între sursele de energie curate și nonpoluante, energia valurilor mărilor și oceanelor este una dintre cele mai abundente și valorificabile. Potențialul energiei valurilor este estimat la 219 gigawați de-a lungul Coastei Uniunii Europene sau mai mult de 180 TW/h în fiecare an. Pe parcursul anilor au fost elaborate diferite dispozitive pentru extragerea energiei valurilor, exploatând forța de ridicare a valurilor cu ajutorul corpurilor flotante.

În pofida faptului că Republica Moldova nu este riverană unei mări sau ocean, domeniul în cauză prezintă interes, în primul rând, sub aspectul colaborării internaționale. Luând în considerare acest aspect în Centrul de Elaborare a Sistemelor de Conversie a Energiilor Regenerabile (CESCER) al Universității Tehnice a Moldovei se efectuează cercetări, care se află în stadiu incipient. În acest plan au fost elaborate, la nivel conceptual, o serie de soluții tehnice de instalații pentru captarea energiei valurilor, care sunt protejate cu 6 brevete de invenție. În viitor se preconizează elaborarea, în baza acestor invenții, a unor modele de laborator și testarea lor în condiții de laborator.

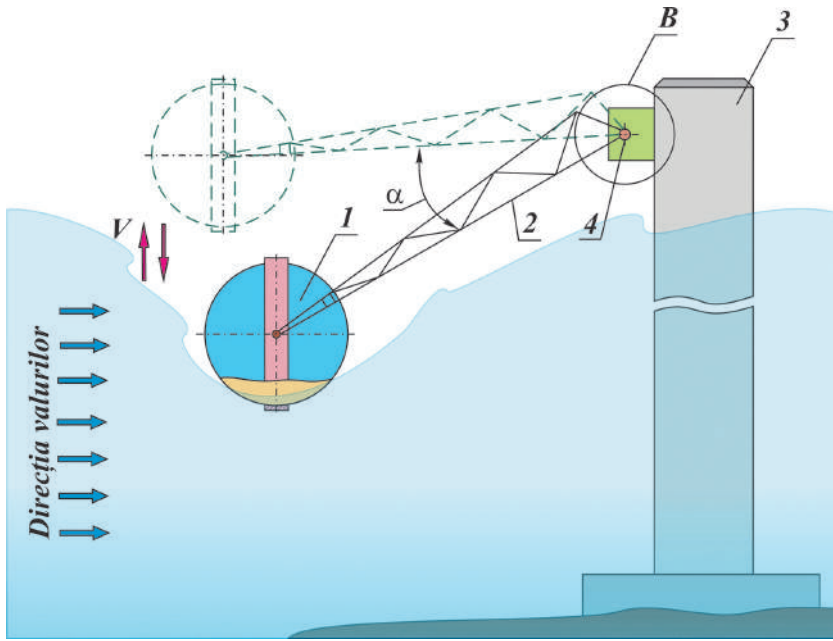
### 7.1. Instalații de conversie a energiei valurilor

#### 7.1.1. Instalații tip *turn fix și corpuri plutitoare*

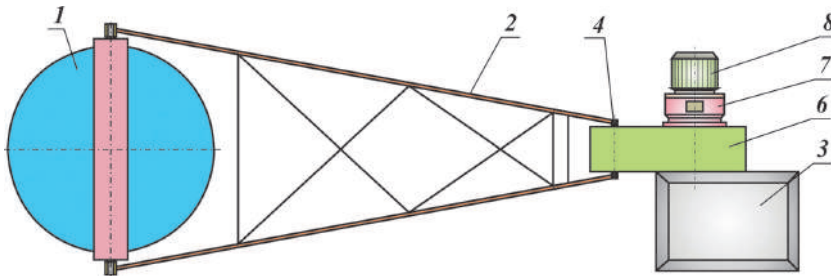
Instalațiile de acest tip fac parte din categoria centralelor energetice de litoral și se bazează pe utilizarea unui turn fix și a unor corpuri plutitoare, legate articulat cu turnul. În continuare vor fi examinate două soluții tehnice brevetate de autori. Instalația (fig. 5.36,a,b) [23] include corpul plutitor 1, legat cu ajutorul brațului 2 cu turnul 3, prin intermediul arborelui 4, formând împreună cu sectorul dințat 5 (fig. 5.37) o pârghie. Sectorul 5 este legat cinematic cu roțile dințate ale transmisiei 6. Prin intermediul transmisiei 6, mișcarea alternativă de rotație a sectorului 5 este transformată în mișcare de rotație unisens a arborelui de ieșire, iar arborele de ieșire al mecanismului de transformare a mișcării 6, este legat, prin intermediul unui multiplicator 7, cu un generator electric 8. În scopul uniformizării mișcării de rotație, pe arborele de ieșire al multiplicatorului 7 este fixat un volant. La deplasarea valurilor cu o anumită perioadă  $\lambda$  în direcția indicată în fig. 5.36,a, corpul plutitor 1 va efectua mișcări în plan vertical. La o anumită perioadă a valului, corpul va efectua o mișcare egală cu înălțimea valului (amplitudinea). Elementul de forță de ridicare, dezvoltat de corpul plutitor la mișcarea verticală, se determină cu ecuația lui Morison:

$$dF = \pi\rho \frac{D}{4} C_M v^2 + \frac{\rho}{2} DC_D |v|v, \quad (5.16)$$

unde  $D$  este diametrul corpului rotitor,



a.



b.

Fig. 5.36. Instalație pentru conversia energiei valurilor.

$\rho$  – densitatea fluidului;

$v$  – viteza de ridicare a corpului plutitor;

$C_M$  și  $C_D$  – coeficienți care depind de forma geometrică a corpului, numărul Reynolds și numărul lui Keulegan–Carpenter (pot fi determinați empiric, experimental sau prin modelare CFD la calculator).

În continuare, forța sumară  $F_p$ , dezvoltată de corpul plutitor  $1$ , se va transmite prin brațele  $l_1$  și  $l_2$  la sectorul dințat 5:

$$F_5 = F_1 \frac{l_1}{l_2}. \tag{5.17}$$

Momentul de torsiune dezvoltat de această forță va fi transmis prin angrenajul 6 și multiplicatorul 7, generatorului electric 8. Mișcarea alternativă de rotație a barelor 7 și, respectiv, a sectorului dințat 5, se transformă și se multiplică prin angrenajul 6 și multiplicatorul 7 în mișcare de rotație continuă, care este transmisă generatorului electric 8. Energia valurilor

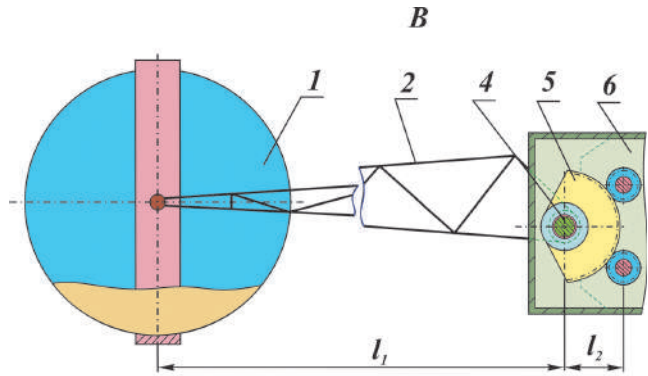


Fig. 5.37. Instalație pentru conversia energiei valurilor cu sumator al mișcărilor alternative.

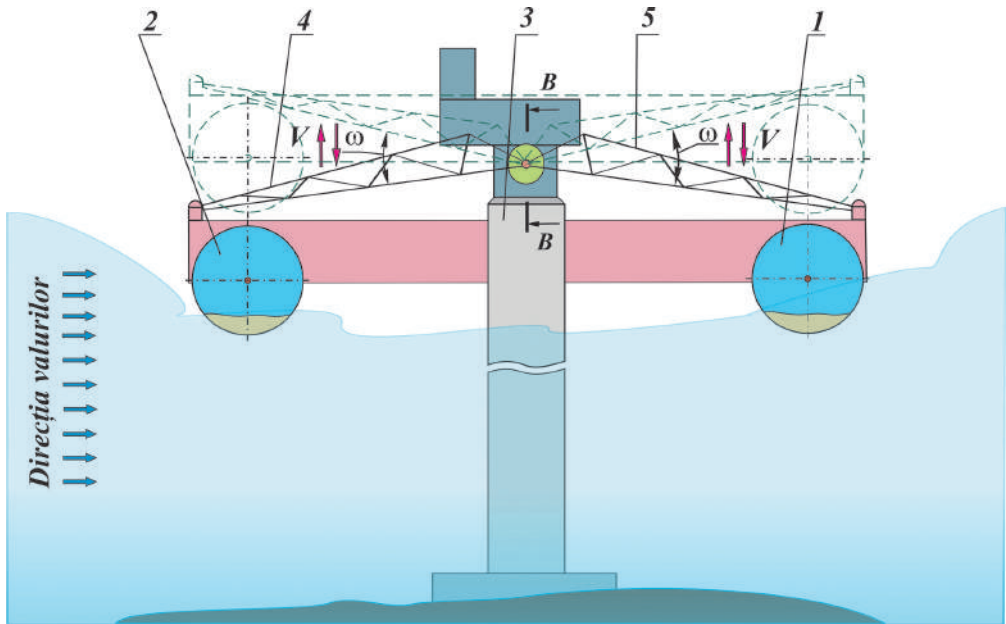


Fig. 5.38. Instalație pentru conversia energiei valurilor.

este pulsatoare în limite foarte largi și periodicitatea este mare – de la 1-2 secunde până la 10–20 secunde. În acest caz, pentru funcționarea normală a stației este necesar un volant. În general, energia valurilor este constantă pentru o perioadă lungă de timp (câteva ore). Pentru a reduce neuniformitatea rotirii rotorului generatorului electric 8 și pentru a îmbunătăți calitatea curentului produs, pe arborele de ieșire al multiplicatorului 7 este amplasat volantul 10. Soluția propusă prezintă avantajul unei construcții simple, ușor de întreținut și cu randament ridicat. Datorită asigurării

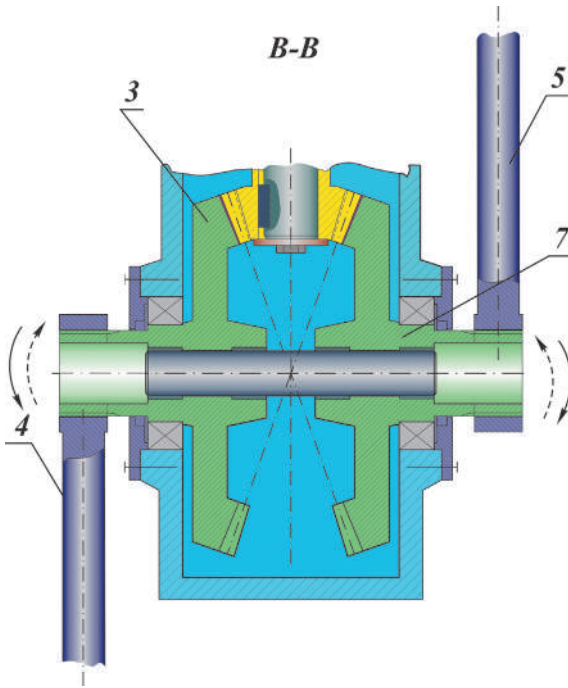


Fig. 5.39. Sumator al mișcărilor alternative de rotație și transformarea lor în mișcare unisens.

instalației din fig. 5.36. Corpurile plutitoare sferice sau cilindrice 1 și 2 pot fi executate în forma unui singur corp plutitor toroidal care, având o suprafață de contact cu apa mai mare, va asigura un coeficient majorat de convertire a energiei valurilor. De asemenea, amplasarea simetrică a brațelor față de turnul fix îi asigură instalației stabilitate.

### 7.1.2. Instalații tip DUCK

Instalațiile de acest tip fac parte din categoria centralelor energetice plutitoare și se bazează pe utilizarea unor corpuri plutitoare legate în lanț articulat. Principiul de funcționare al acestui tip de instalații a fost descris în p.5.4 al prezentului capitol.

**Instalația prezentată în fig. 5.40 [25]** reprezintă o variantă a instalației de tip „DUCK” și include corpurile flotabile 1, amplasate pe arborele fix 2 (fig. 5.41), care este ancorat cu cablul de ancorare 3. Corpul flotabil 1 include carcasa 4 de formă ovală, executată din material plastic, având partea submersată în apă cu dimensiuni mai mari decât partea exterioară. Carcasa 4 este instalată pe arborele fix 2 cu posibilitatea rotirii alternative limitate față de el. Pe capătul arborelui fix 2 este instalat un disc 5 și o bară cu două găuri executate la o distanță între ele, prin care este trecut cablul de ancorare 3. Centrul de greutate al corpului plutitor „DUCK” este deplasat

unui braț de acțiune a forțelor de ridicare a valurilor, la arborele de intrare se transmite un moment multiplicat, fapt ce asigură o majorare a energiei transformate.

**În instalația (fig. 5.38) [24],** corpurile plutitoare sferice sau cilindrice 1 și 2 sunt amplasate de ambele părți ale turnului fix 3 și legate cu el articulat prin intermediul a două brațe 4 și 5. Deoarece brațele 4 și 5 vor fi antrenate de corpurile plutitoare 1 și 2 în mișcări alternative de rotație cu direcții diferite, pentru adunarea acestor mișcări a fost elaborat un sumator de mișcare cu roțile dințate conice 6 și 7, legate fix cu brațele 4 și 5 (fig. 5.39). Mișcarea sumară se multiplică și se transmite generatorului electric în mod similar



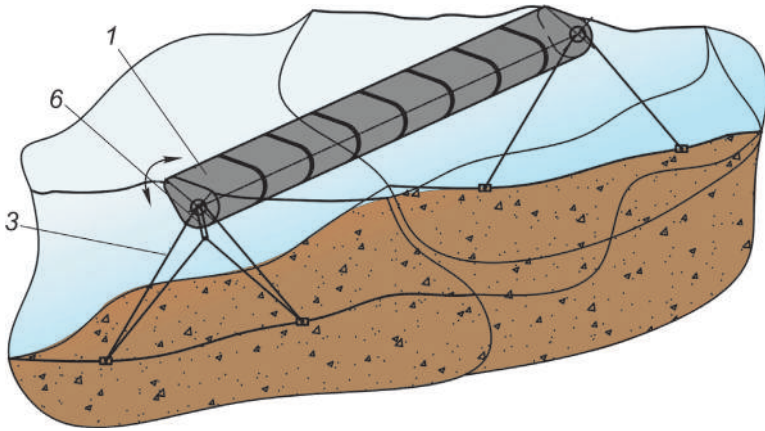


Fig. 5.40. Instalație plutitoare pentru conversia energiei valurilor (tip DUCK).

spre partea sa de jos prin umplerea lui cu material masiv. În carcasa 4 este amplasat un mecanism de sumare a mișcărilor de rotație alternative numit sumator.

Sumatorul (fig. 5.42) include roata conică 6 angrenată cu pinionul conic 7, pe flanșa interioară a căruia este executată suprafața toroidală 8, cu care contactează discurile 9 și 10, ale căror osii sunt legate articulat cu bucșa 11, fixată rigid pe carcasa generatorului electric 12. Discurile 9 și 10 contactează cu părțile diametral opuse cu suprafața toroidală a roții de fricțiune 13. Pe butucul roții de fricțiune 13, legată rigid cu rotorul generatorului electric 12, este fixat un mecanism inerțional 14, legat cinematic printr-un sistem de pârghii cu osiile discurilor 9 și 10. Acest mecanism inerțional asigură uniformizarea vitezei de rotație a roții de fricțiune.

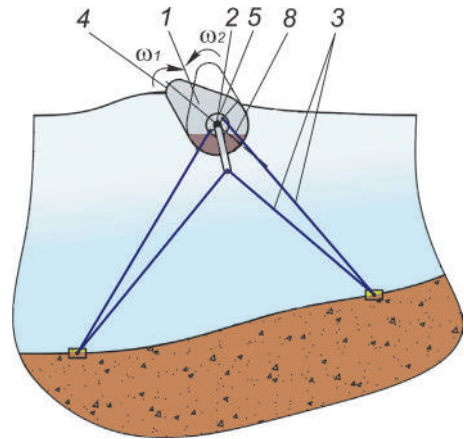


Fig. 5.41. Corpul plutitor tip DUCK (cu contragreutate pentru readucerea lui în poziție inițială).

Teoria liniară a undelor arată că mișcarea unui punct de la suprafața valurilor este sinusoidală. La deplasarea valurilor cu o anumită lungime de undă  $\lambda$  în direcția indicată în fig. 5.40, 5.41, corpul plutitor 1 va efectua mișcări alternative de rotație în jurul axei arborelui fix 2. Perioada  $T$  a undei valului, care mișcă un punct, poate fi exprimată prin expresia:

$$T = \sqrt{\frac{2\pi\lambda}{g}}, \quad (5.18)$$

unde  $\lambda$  este lungimea de undă (m).



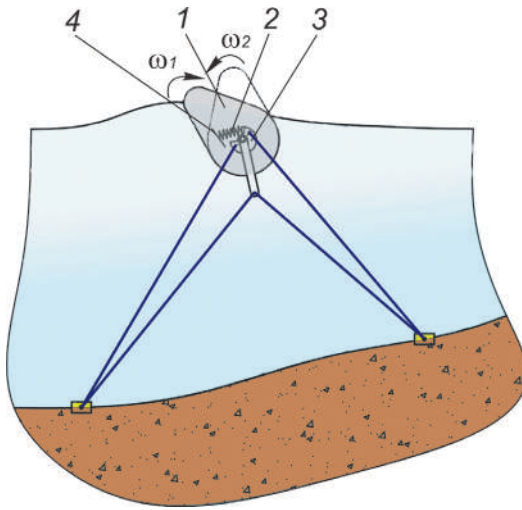


Fig. 5.43. Corpul plutitor tip DUCK (cu elemente arcuite pentru readucerea în poziție inițială).

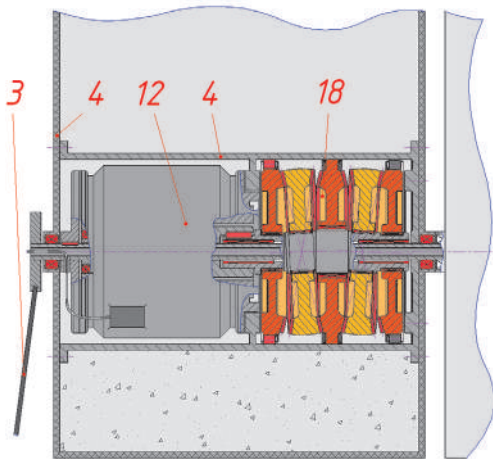


Fig. 5.44. Sumatorul mișcărilor alternative de rotație, bazat pe utilizarea transmisiiei planetare precesionale.

unde

$$i_{2var} = \frac{R_{13var}}{R_{7var}}, \quad (5.21)$$

iar  $R_{13var}$  și  $R_{7var}$  sunt razele de contact ale discurilor 9 și 10 cu suprafețele toroidale ale roților de fricțiune 7 și 13.

În consecință, se va modifica raportul de transmitere și se va uniformiza turația la rotorul generatorului electric. Cinematica sumatorului permite egalizarea parțială a valorilor componentelor vitezei unghiulare sumare a rotorului generatorului electric compuse de componentele  $\omega_1$  și  $\omega_2$  și, deci, îmbunătățirea calității curentului electric produs.

**În instalația de captare a energiei valurilor [26], spre deosebire de instalația precedentă, readucerea corpurilor Duck 1 în poziția inițială se efectuează prin intermediul unui sistem de elemente arcuite 2 instalate între flanșa discului rotor 3 și a părții fixe 4 (fig. 5.43). O parte din energia înmagazinată în aceste elemente arcuite la decompimarea lor readuce elementele DUCK în poziția inițială (anterioară acțiunii valului). Sumarea mișcărilor alternative de rotație se efectuează prin intermediul unui sumator bazat pe utilizarea transmisiiei planetare precesionale**

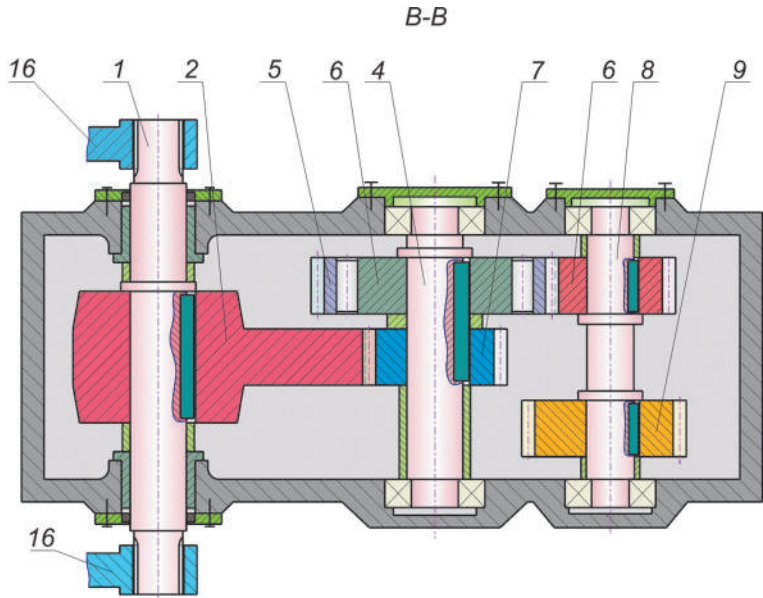
coaxiale 18 în mai multe trepte și a unui sistem de cuplaje unisens (fig. 5.44). Acest sistem conduce la egalizarea parțială ca valoare a componentelor vitezei unghiulare sumare a arborelui-manivelă și, deci, îmbunătățirea calității curentului electric produs.

## 7.2. Mecanisme de sumare a mișcărilor de rotație alternativă pentru instalații de conversie a energiei valurilor

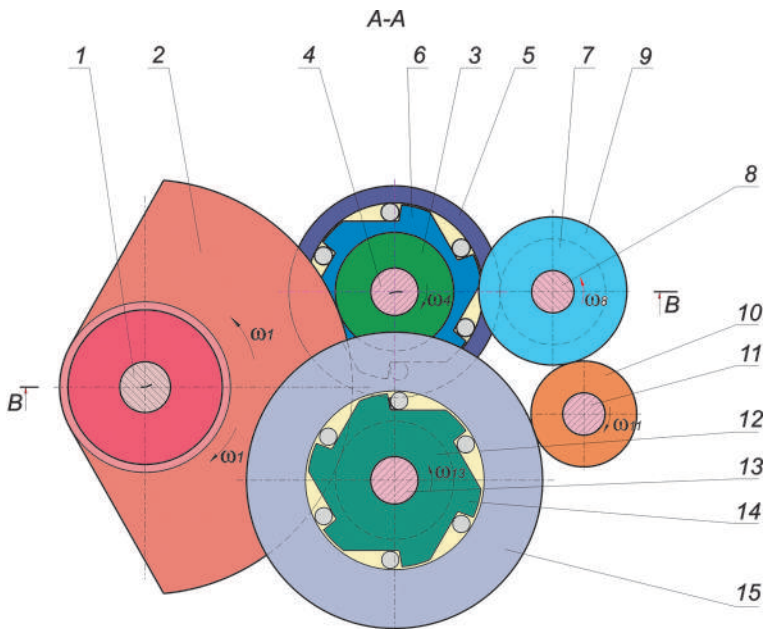
În majoritatea instalațiilor de conversie a energiei valurilor, amplitudinea unei valurilor este transformată în mișcare alternativă de rotație. Generatoarele electrice au, însă, nevoie de mișcare de rotație unisens și multiplicată. În acest scop se utilizează mecanisme speciale pentru transformarea mișcării.

**Mecanismul pentru transformarea mișcării** (fig.5.45,a,b) [27] include arborele de intrare 1, pe care este instalat sectorul dințat 2, și două trepte de transmisii cu roți dințate. Prima treaptă include roata dințată 3, fixată pe arborele 4, roata dințată 5, în butucul căreia este amplasat cuplajul unisens 6. Roata dințată 7 este fixată pe arborele 8, pe care este fixată roata dințată 9. Roata dințată 10 este fixată pe arborele de ieșire 11. Treapta a doua include roata dințată 12, fixată rigid pe arborele 13, pe care, prin intermediul cuplajului unisens 14 este instalată roata dințată 15. Cuplajul unisens 14 este instalat pe arbore cu funcționare în sens opus comparativ cu cuplajul unisens 6. Arborele de intrare 1 este acționat prin două fluxuri de manivela 16. Mișcarea alternativă de rotație cu viteza unghiulară  $\omega_1$  se transmite de la manivela 16 prin arborele de intrare 1 la sectorul dințat 2. De la sectorul dințat 2 mișcarea alternativă de rotație se transmite concomitent la două trepte de transmisii cu roți dințate. În prima treaptă, mișcarea alternativă de rotație de la sectorul dințat 2 este preluată prin angrenare cu roata dințată 3 și se transmite prin arborele 4 - cuplajul unisens 6, la roata dințată 5. De la roata dințată 5, mișcarea de rotație numai într-un singur sens cu viteza unghiulară  $\omega_4$  (sensul mișcării de rotație corespunde cu direcția mișcării de rotație, în care cuplajul unisens 6 cuplează arborele 4 cu roata dințată 5) se transmite prin angrenare cu roata dințată 7 prin arborele 8 la roata dințată 9. De la roata dințată 9, mișcarea de rotație cu viteza unghiulară  $\omega_8$  se transmite prin angrenare cu roata dințată 10 la arborele de ieșire 11. În a doua treaptă, mișcarea alternativă de rotație de la sectorul 2 este preluată prin angrenare de roata dințată 12 și transmisă prin arborele 13 – cuplajul unisens 14 la roata dințată 15. De la roata dințată 15, mișcarea de rotație numai într-un singur sens cu viteza unghiulară  $\omega_{13}$  (sensul mișcării de rotație corespunde cu direcția mișcării de rotație în care cuplajul unisens 14 cuplează arborele 13 cu roata dințată 15) se transmite prin angrenare cu roata dințată 10 la arborele de ieșire 11. Cuplajele unisens 6, 14 sunt montate astfel încât mișcarea alternativă de rotație într-o direcție să fie transmisă de pe arborele 4 pe roata dințată 5, iar în direcție opusă să fie transmisă de pe arborele 13 pe roata dințată 15. Astfel, pe arborele de ieșire 11 se obține o mișcare de rotație continuă într-o singură direcție cu viteza unghiulară  $\omega_{11}$ . Pentru ca viteza unghiulară  $\omega_{11}$  transmisă de treptele de transmisie unu și doi pe arborele de ieșire 11 să fie egală este necesar să se respecte egalitatea:

$$i_{2,3} \cdot i_{5,7} \cdot i_{9,10} = i_{2,12} \cdot i_{15,10} \quad (5.22)$$



a.



b.

Fig. 5.45. Mecanism pentru transformarea mișcării de rotație alternativă în mișcare de rotație unisens.

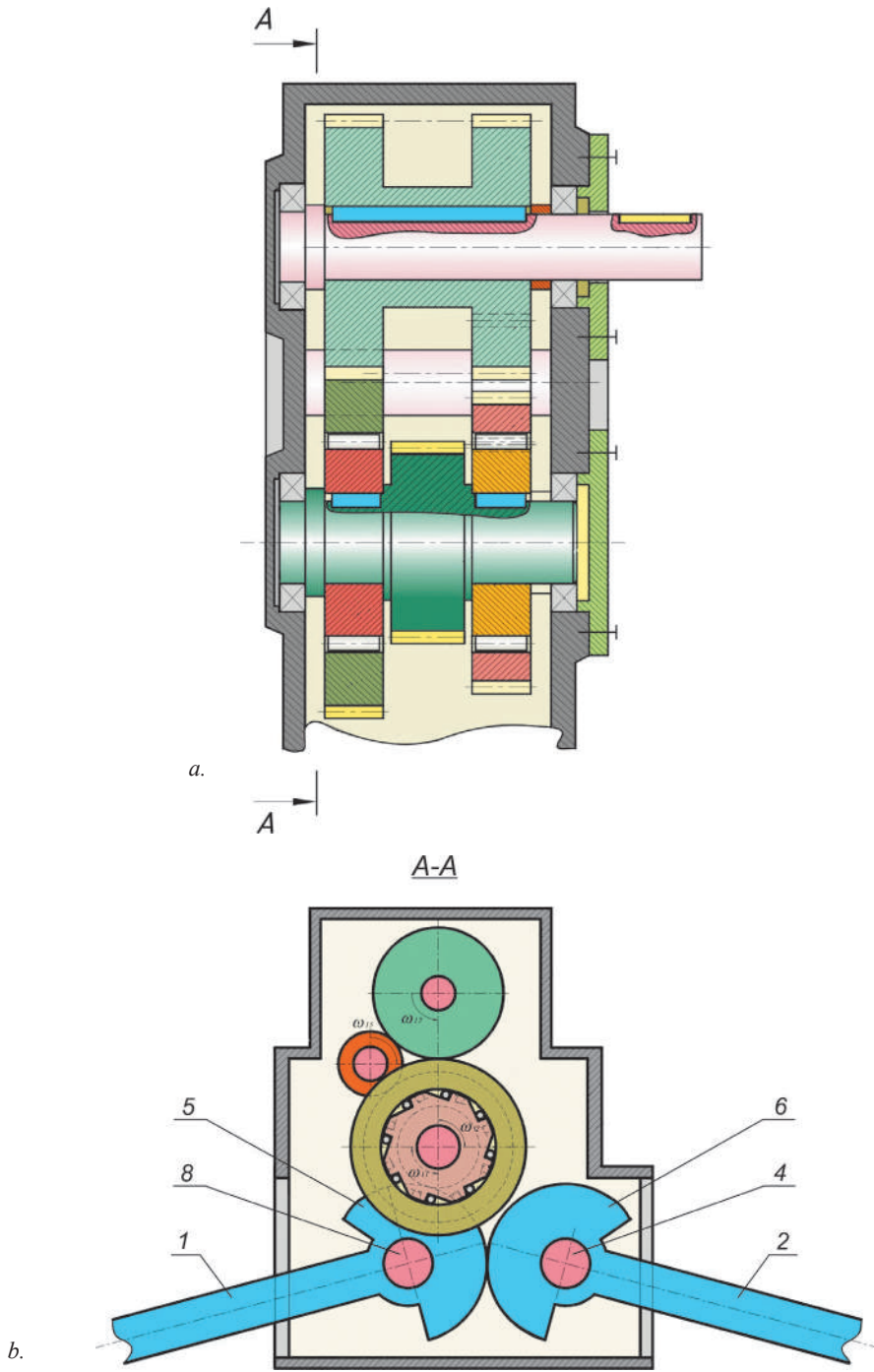


Fig. 5.46. Mecanismul pentru transformarea mișcării alternative de rotație în mișcare de rotație unisens (cu două fluxuri de intrare).

unde  $i_{2,3}$  este raportul de transmitere al treptei roților dințate 2 și 3;

$i_{5,7}$  – raportul de transmitere al treptei roților dințate 5 și 7;

$i_{9,10}$  – raportul de transmitere al treptei roților dințate 9 și 10;

$i_{2,12}$  – raportul de transmitere al treptei roților dințate 2 și 12;

$i_{15,10}$  – raportul de transmitere al treptei roților dințate 15 și 10.

Construcția mecanismului elaborat asigură la ieșire obținerea unei mișcări mai uniforme, dinamicitate redusă și fiabilitate sporită.

Mecanismul pentru transformarea mișcării (fig. 5.46)[27] funcționează analogic mecanismului din fig. 5.45. Acest mecanism se deosebește constructiv prin asigurarea transmiterii energiei valurilor prin două fluxuri separate de la două corpuri plutitoare. Această posibilitate este asigurată prin pârgھیile 1 și 2, fixate pe arborii 3 și 4 și angrenate între ele prin intermediul sectoarelor dințate 5 și 6. Sumarea mișcărilor alternative de rotație și transformarea lor în mișcare de rotație unisens este analogică mecanismului prezentat în fig. 5.45.

În mecanismul pentru transformarea mișcării [28], transmiterea energiei valurilor se efectuează, de asemenea, prin două pârgھیi angrenate între ele printr-un sistem de roți dințate conice. Sumarea mișcărilor alternative de rotație și transformarea lor în mișcare de rotație unisens este analogică mecanismului prezentat în fig. 5.45.

## Bibliografie

1. <http://www.renewableenergyaccess.com/rea/news>
2. Pat McCULLEN, ESBI; Bob MEIR, UK; Aodhan FITZGERALD, Marine Institute; Paul BREWSTER, ClearPower Technology. Ocean Energy: Development & Evaluation Protocol. Always work to plan but be prepared to improvise. Part 1: Wave Power HMRC. September 2003.
3. Rudkin, E.J. and Loughnan, G.L. Vortec – the marine energy solution. Marine Renewable Energy Conference 2001. Newcastle, United Kingdom, 2001
4. Ocean Energy Report for 2005. by Carolyn Elefant & Sean O'Neill, Ocean Renewable Energy Coalition.
5. <http://en.wikipedia.org/wiki/Tide>
6. Open University Waves. Tides and shallow water processes. Pergamon Press, United Kingdom, 1989.
7. Marine Current Energy. [http://en.wikipedia.org/wiki/Ocean\\_curent](http://en.wikipedia.org/wiki/Ocean_curent)
8. James Craig. AEA Technology. United Kingdom. Country notes. Tidal Energy.
9. Albert L. Arey, Frank L. Bryant, William W. Clendenin and William T. Morrey. Physiography for High Schools, USA: 1911.

10. <http://oceancurrents.rsmas.miami.edu/ocean-gyres.html>
11. Gorlov, A. and Rogers, K. Helical Turbine as Undersea Power Source. Sea Technology, United States, 1997.
12. Wave energy utilization in Europe: current status and perspectives. European Thematic Network on Wave Energy. Centre for Renewable Energy Sources (CRES), Ed.: EESD, 2002, ISBN 960-86907-1-4.
13. Garrison, I. Introductory Oceanography. Chapter 10. Ocean Waves & Standing Waves. Reading Assignment. <http://www4.ncsu.edu/eos/users/c/ceknowledge/public/chapter10/part1.html>
14. J. Floor Anthoni. Oceanography: waves. 2000. [www.seafriends.org.nz/oceano/waves.htm](http://www.seafriends.org.nz/oceano/waves.htm)
15. Jay Holben Understanding and Utilizing the Secrets of Waves <http://www.boat-safe.com/nauticalknowhow/Dry>
16. [http://www.wavegen.com/pdf/Wavegen\\_Brochure\\_may\\_06\\_final.pdf](http://www.wavegen.com/pdf/Wavegen_Brochure_may_06_final.pdf)
17. MCT (Marine Current Turbines Ltd) (2000); [www.marineturbines.com](http://www.marineturbines.com); United Kingdom.
18. Wave energy: Technology transfer and generic R + D recommendations, DTI Pub/URN 01/799.
19. E. Lloyd, Th. Ramsson. Sector Focus: Marine Power. Venture Business Research. <http://www.vbresearch.com/images/VBRSectorFocusMarinePower3Dec07.pdf>
20. <http://www.bluenergy.com/>
21. [http://news.bbc.co.uk/2/hi/uk\\_news/scotland/6377423.stm#graphic](http://news.bbc.co.uk/2/hi/uk_news/scotland/6377423.stm#graphic)
22. <http://www.finavera.com/en/wavetech/configuration>
23. Bostan I., Dulgheru V., Bostan V., Ciobanu O., Ciobanu R., Sochireanu A. Brevet nr. 2989(MD), CIB F03 B 13/12: F03 B 13/18. Stație pentru transformarea energiei valurilor în energie electrică U.T.M. – Nr. 2005 0063; Decl. 04.03.2005; Publ. BOPI 2006.- Nr. 2.
24. Bostan I., Ionescu F., Dulgheru V., Bostan V., Cozma T., Sochireanu A. Brevet nr. 2990 (MD), CIB F03 B 13/12: F03 B 13/18. Instalație pentru transformarea energiei valurilor în energie electrică. U.T.M. – Nr. 2005 006; Decl. 04.03.2005; Publ. BOPI – 2006.- Nr. 2.
25. Bostan I., Dulgheru V., Bostan V., Cozma T., Dicusară I. Hotărâre nr. 5409, CIB F03 B 13/10: F03 B 13/14. Instalație de conversie a energiei valurilor. U.T.M. – Nr. 2005 0134; Decl. 16.05.2005.
26. Bostan I., Dulgheru V., Bostan V., Cozma T., Ciobanu O., Ciobanu R. Hotărâre nr. 5408, CIB F03 B 13/10: F03 B 13/14. Instalație de conversie a energiei valurilor. U.T.M. – Nr. 2005 0134; Decl. 06.06.2005.



27. Bostan I., Dulgheru V., Bostan V., Ciobanu R., Sochireanu A. Brevet nr. 3017 (MD). Mecanism de transformare a mișcării de rotație alternativă în mișcare de rotație unisens. BOPI nr. 3/2006.
28. Bostan I., Dulgheru V., Bostan V., Cozma T., Sochireanu A. Brevet nr. 2996 (MD), CIB F16 H 21/40. Mecanism pentru transformarea mișcării de rotație alternativă în mișcare de rotație unidirecțională. U.T.M. – Nr. 2005 0075; Decl. 15. 03. 2005; Publ. BOPI 2006.- Nr. 2.



# Capitolul VI

## STUDIU DE PREFEZABILITATE A SISTEMELOR DE CONVERSIE A ENERGIILOR EOLIANĂ, SOLARĂ ȘI MICROHIDRO ÎN CONDIȚIILE REPUBLICII MOLDOVA

### 1. Studiu de fezabilitate a unei centrale eoliene

#### 1.1. Introducere

În mediul specialiștilor din domeniul energiei și factorilor de decizie din Republica Moldova există o opinie conform căreia energia regenerabilă, în particular energia electrică eoliană (EEE) este mai scumpă decât cea produsă din surse fosile. Se trage următoarea concluzie greșită: valorificarea la scară mare a surselor regenerabile de energie este un lux, pe care și-l pot permite doar țările bogate. Această opinie are rădăcini mai vechi, când costul energiei nu reflecta cheltuielile reale, iar problemele de mediu erau tratate superficial.

Începând cu anul 2006, în Republica Moldova a luat sfârșit epoca gazului natural (GN) ieftin: costul gazelor naturale livrate din Rusia a crescut cu 37,5%, în 2007 - cu 212,5%, iar în anul 2011 va crește cu 325% în raport cu anul 2005. Toate centralele electrice din Republica Moldova funcționează pe bază de gaz natural și, evident, va crește considerabil prețul de cost al energiei electrice produse. Pentru a face o analiză comparativă între costul unei unități de energie electrică produsă din surse fosile și al unei unități de energie electrică produsă din sursa eoliană, la început trebuie să răspundem la următoarele trei întrebări:

1. Care este investiția specifică în construcția unei centrale eoliene (CE)?
2. Care va fi cantitatea de energie electrică eoliană produsă într-un an?
3. Care va fi prețul de cost al energiei eoliene produse?

Suplimentar, trebuie să cunoaștem prețul de cost al energiei electrice produsă la centralele electrice de termoficare din Republica Moldova (CET) care funcționează

ză pe GN și potențialul energetic eolian al amplasamentului în cauză. Informația privind costurile energiei electrice fosile o găsim în publicațiile Agenției Naționale pentru Reglementare în Energetică (ANRE), iar în ce privește potențialul eolian, acesta se va calcula în conformitate cu metodica descrisă în capitolul IV, paragrafele 2 și 3.

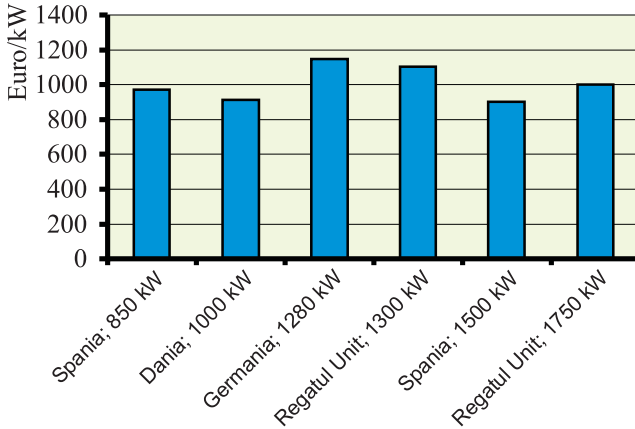


Fig. 6.1. Costul unui kilowatt instalat de putere eoliană.

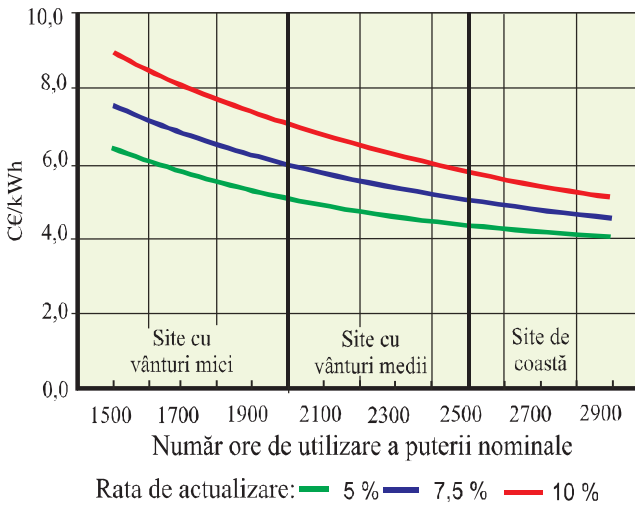


Fig. 6.2. Prețul de cost al energiei electrice eoliene.

de funcționare a turbinei cu puterea nominală, altfel spus, în funcție de viteza medie anuală a vântului în amplasamentul respectiv și de rata de actualizare sunt prezentate în figura 6.2. Situri de coastă se consideră acelea unde viteza medie anuală a vântului la înălțimea de 50 m deasupra solului este 6,9 m/s, respectiv 6,3 m/s în situri cu

**Investiția specifică și prețul de cost al EEE în țările UE.** În Republica Moldova nu există nici o CE, deci lipsesc și datele respective obținute pe cale experimentală. Vom apela la statistica țărilor UE pentru a identifica valorile de referință [1]. Costul unui kW instalat în diferite țări ale UE și în funcție de capacitatea turbinei variază între 900 și 1150 € (vezi fig.6.1). El include costul turbinei (însăși turbina, turnul și transportul până la amplasament), fundației, instalațiilor electrice (transformator, rețele, aparataj de comutație, măsură și protecție), conectării la rețea, pământului, drumurilor de acces, consultațiilor etc. În cazul Republicii Moldova acceptăm costul specific al investiției de 1000 €/kW.

Prețul de cost mediu al energiei electrice eoliene în țările UE-25 [1,2] în funcție de numărul de ore

potențial eolian mediu și 5,4 m/s - în amplasamente cu potențial eolian mic. Studiul potențialului energetic eolian pe baza datelor istorice despre vânt și a măsurărilor recente, efectuate pe o perioadă de un an la înălțimea de 50 m (vezi cap. 4), recomandă zona de sud a Republicii Moldova ca fiind o zonă cu potențial puțin mai mare decât nivelul mediu. Viteza medie anuală a vântului în această zonă este de 6,4 m/s la înălțimea de 50 m și numărul de ore de funcționare a turbinei cu puterea nominală nu va fi mai mic de 2200 pe an.

Din fig. 6.2 rezultă: prețul de cost al energiei electrice produse la o eventuală centrală eoliană amplasată în zona de sud a Republicii Moldova, estimat pe baza datelor statistice din UE-25, oscilează de la 0,045 până la 0,065 €/kWh, dacă rata de actualizare variază între 5 și 10%. În continuare, aceste cifre vor fi verificate pentru o centrală eoliană amplasată în zona de sud a Republicii Moldova.

## 1.2. Prețul de cost al energiei electrice produsă de o CE amplasată în zona de sud a Republicii Moldova

Primele încercări de a răspunde la întrebările de mai sus sunt înregistrate în lucrările [3–9] publicate de autori în anii 2002-2006. S-a utilizat metoda simplificată de analiză economică a proiectelor din domeniul energiei eoliene, descrisă în [10,11], dar cu actualizarea fluxurilor de bani. La început vom determina cantitatea de energie electrică care va fi produsă de turbina eoliană selectată tip V90 – 2000 (v. cap. IV, fig. 4.25), cu puterea nominală de 2000 kW, înălțimea turnului 80 m, diametrul elicei – 90 m. Eventuala centrală eoliană va fi amplasată pe colina dintre localitățile Baurci și Congaz. Rezultatul calculelor vitezei medii anuale la înălțimea axei turbinei, densității de putere eoliană și cantității de energie,

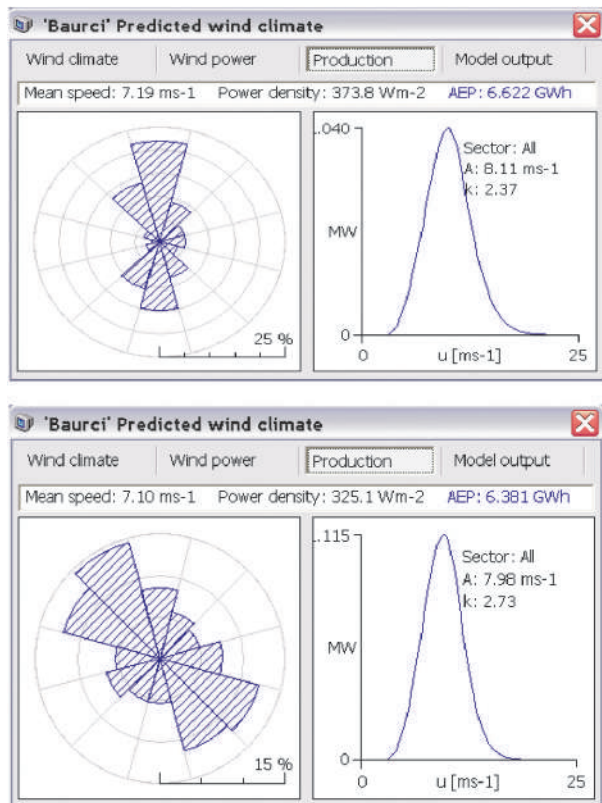


Fig. 6.3. Energia electrică care va fi produsă de turbina V90-2000 în situl Baurci: sus - stația reper Baurci; jos - stația reper Ceadâr – Lunga.

care poate fi produsă de o turbină pe o perioadă de un an, se prezintă în fig. 6.3. S-au folosit datele măsurătorilor efectuate în amplasamentul Baurci pe o durată de 12 luni (fig. 6.3, sus) și datele istorice pe o perioadă de 10 ani de la stația meteorologică Ceadâr–Lunga (fig. 6.3, jos). S-a acceptat valoarea mai mică a cantității de energie electrică produsă, adică  $6,381 \cdot 10^6$  kWh/an. Cu factorul de disponibilitate a turbinei egal cu 0,95, obținem:

$$EE_t = 0,95 \cdot 6,381 \cdot 10^6 = 6,062 \cdot 10^6 \text{ kWh/an.}$$

Alte date inițiale:

- puterea instalată a centralei eoliene,  $P_i = 20$  MW;
- număr turbine instalate,  $n_t = 10$ ;
- durata de viață a proiectului,  $T = 20$  ani;
- cantitatea de energie electrică produsă anual de centrală,

$$EE = EE_t \cdot n_t = 60,62 \cdot 10^6 \text{ kWh/an}$$

- durata de rambursare a creditului bancar,  $n = 12$  ani;
- investiția specifică,  $I_s = 1000$  €/kW;
- investiția totală inițială,  $I = P_i \cdot I_s = 20 \cdot 1000 = 20 \cdot 10^6$  €;
- rata de actualizare,  $i = 5,0\%$ ,  $7,5\%$ ,  $10,0\%$ ;
- costul specific de operare și mentenanță,  $C_{SOM} = 0,01$  €/kWh [5];
- costul total anual de operare și mentenanță

$$C_{OM} = C_{SOM} \cdot EE \cdot n_t = 0,01 \cdot 6,062 \cdot 10^6 \cdot 10 = 0,61 \cdot 10^6 \text{ €/an.}$$

**Tabelul 6.1.** Rezultatele calculului prețului de cost al unei unități de energie electrică eoliană.

Indicator, cost	Rata de actualizare, $i$ , %		
	5,0	7,5	10,0
Factorul de rambursare a creditului bancar, $R = \frac{i}{1 - (1+i)^{-n}}$	0,113	0,129	0,147
Costul anual al investiției, $C_{IA} = I \cdot R$ , €	$2,26 \cdot 10^6$	$2,58 \cdot 10^6$	$2,94 \cdot 10^6$
Costul anual de operare și mentenanță $C_{OM}$ , €,	$0,61 \cdot 10^6$	$0,61 \cdot 10^6$	$0,61 \cdot 10^6$
Costul mediu anual, $CA = C_{IA} + C_{OM}$ , €	$2,87 \cdot 10^6$	$3,19 \cdot 10^6$	$3,55 \cdot 10^6$
Prețul de cost al energiei electrice, $CEE = \frac{CA}{EE}$	0,047	0,053	0,059

Rezultatele calculului prețului de cost al EEE sunt prezentate în tabelul 6.1. Ipoteze de calcul:

- investiția în construcția CE a fost făcută pe baza creditului bancar;
- costurile de operare și mentenanță sunt constante pe perioada proiectului;
- fluxurile de bani au un caracter uniform.

Pentru ratele de actualizare de 5–10% prețul de cost oscilează de la 4,7 până la 5,8 c€ și se încadrează perfect în gama de prețuri reflectate în statistica europeană (vezi fig. 6.2).

### 1.3. Prețul de cost al energiei electrice eoliene comparativ cu cel al energiei electrice produse prin arderea gazului natural

Comparările se vor efectua între prețul de cost al EEE și al energiei electrice (EE) produse din gaz natural la CET–1, CET–2 și CET–Nord. Analiza nu prevede comparația cu prețul energiei electrice importate din Ucraina. Prețul de cost al EE include următoarele cheltuieli principale efectuate pentru:

- procurarea gazului natural, apei potabile, tehnice și de adaos, energiei electrice și materialelor utilizate nemijlocit în procesul de producere a energiei;
- salarizarea personalului și contribuții asupra salariilor;
- operare și administrare;
- comercializare – servicii marketing, facturarea energiei, contractarea de combustibil, materiale, piese de schimb, reactive chimice etc.;
- amortizarea mijloacelor fixe.

**Prețul de cost subvenționat al EE produse prin arderea gazului natural (GN).** Vom determina prețul de cost al EE produsă la CET-uri în baza Metodologiei aprobate prin Hotărârea Agenției Naționale pentru Reglementare în Energetică (ANRE) nr. 147 din 25 august 2004 (vezi Monitorul Oficial nr. 171–174/335, 17.09.2004) și a tarifului la GN livrate CET-urilor de 1955 lei per 1000 m<sup>3</sup> sau 153,0 \$US (vezi Hotărârea ANRE nr. 240 din 14 februarie 2007, Monitorul Oficial nr. 21–24, 16.02.2007).

În tabelul 6.2 sunt prezentate informațiile necesare pentru determinarea prețului de cost al EE, inclusiv al celui ponderat, cu considerarea aportului fiecărei centrale în producerea totală: CET1 – 13,89%, CET2 – 79,74%, CET Nord – 6,36%.

În anul 2007, prețul de cost ponderat al EE produsă la CET-uri din GN este egal cu 4,16 c€/kWh și este mai mic cu 13% decât prețul de cost al EEE pentru rata de actualizare de 5% (vezi tabelul 5.1). Totodată, menționăm că prețul de cost al EE de 4,16 c€/kWh nu este real, deoarece atât GN cât și EE sunt subvenționate din bugetul de stat. În prezent nu se practică subvenționarea și a EE produsă din surse regenerabile de energie. Această stare de lucruri distorsionează piața de energie, induce în eroare persoanele de decizie și potențialii investitori, creează o viziune eronată

conform căreia EEE este mai scumpă. În continuare vom determina prețul de cost real al EE produse din GN, în care, de asemenea, s-au luat în considerare subvențiile identificate de autori în Legea bugetului pentru anul 2007 și în Codul fiscal.

**Tabelul 6.2.** Prețul de cost subvenționat al EE produsă de CET-uri în anul 2007 determinat pe baza informației difuzată de ANRE.

Tarife și costuri		CET1	CET2	CET-Nord	
1	Tarif EE stabilit de ANRE, bani/kWh (Hotărârea ANRE nr. 240 din 14.02.07)	86,63	67,86	82,16	
2	Costul GN, bani/kWh	70,28	57,69	51,05	
3	Cheltuieli fără combustibil, bani/kWh	15,27	9,69	16,22	
4	Beneficiu, bani/kWh	1,08	0,48	1,33	
5	Devieri financiare, bani/kWh	0,0	0,0	13,56	
6	Preț de cost: $6 = 1 - 4 - 5$ , Rata de schimb €/MDL - 1: 16,82	bani/kWh	85,55	67,38	67,27
		c€/kWh	5,09	4,01	4,00
7	Preț de cost ponderat, c€/kWh	4,16			

**Estimarea prețului de cost al EE produse din GN cu și fără subvenții, pe perioada 2007-2011.** Date inițiale:

- costul GN la hotarul Republicii Moldova în anul 2007: 170,0 \$SUA;
- puterea calorică a GN:  $P_c = 8000 \text{ kcal/m}^3$ ;
- randamentul mediu anual al conversiei energiei GN în EE:  $\eta = 36,0\%$ .

Ipoteze de calcul:

- costul GN va crește în perioada 2007–2011 proporțional de la 170 până la 260 \$SUA;
- ratele de schimb valutar se consideră constante și egale cu mediile declarate de Banca Națională în ultimele 12 luni (1 septembrie 2006–31 august 2007):  
\$/MDL - 1:12,78; €/MDL - 1:16,82; €/€ - 1:1,32;
- subvențiile de la bugetul de stat pentru GN și EE identificate în anul 2007 vor rămâne constante până în anul 2011;
- cheltuielile de transport ale GN prin rețelele S.A. „Moldovatrangaz” vor fi aceleași până în anul 2011;
- politica de subvenționare a energiei fosile, promovată de Guvern și ANRE rămâne neschimbată.

În tabelul 6.3 sunt prezentate rezultatele calculului ponderii costului GN în prețul de cost al EE. Tariful minim real al GN s-a calculat ca suma tarifului la hotar plus cheltuieli de transport și plus subvențiile identificate. Acest tarif nu include cheltuielile suportate de S.A. „Moldovagaz”. Ponderele costului GN în prețul de cost al EE și prețul de cost al EE s-a determinat astfel:

**Tabelul 6.3.** Tarifele reale la GN furnizate CET-urilor (fără subvenții) și stabilite de ANRE estimate pentru perioada 2007–2011, \$ per 1000 m<sup>3</sup>.

Costuri și tarife		2007	2008	2009	2010	2011	
1	Cost GN la hotar	170,0	192,5	215,0	237,5	260,0	
2	Tarif la GN stabilit de ANRE, $T_{AN}$ , \$/€	153,0 115,9	173,3 131,3	193,5 146,6	213,8 162,0	234,0 177,3	
3	Cost transport GN prin rețelele „Moldovatransgaz”, (Hotărârea ANRE nr. 240 din 14.02.07)	7,0	7,0	7,0	7,0	7,0	
4	Tarif minim la GN livrat CET	177,0	199,5	222,0	244,5	267,0	
5	Subvenții	Stingerea datoriilor istorice (Legea bugetului, 2007, art.21)	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0
6		Compensații pentru populație (Anexa 18 la Legea bugetului)	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
7		Investiții de la bugetul de stat în construcția rețelelor (Anexa nr. 1 la Legea bugetului)	6,2	6,2	6,2	6,2	6,2
8	Tariful real minim la GN fără subvenții, $T_{RFS}$ , \$/€ $8 = 4+5+6+7$ ,	188,1 142,5	210,6 159,5	233,1 176,6	255,6 193,6	278,1 210,7	
9	Ponderea costului GN fără subvenții în prețul de cost al EE, $P_{FS}$ , c€/kWh	4,25	4,76	5,27	5,78	6,29	
10	Ponderea costului GN subvenționat în prețul de cost al EE, $P_{AN}$ , c€/kWh	3,46	3,92	4,38	4,84	5,29	

1. Energia primară care se conține în 1000 m<sup>3</sup> de GN:  $E_1 = 1000 \cdot P_C = 8 \cdot 10^6$  kcal sau  $0,93 \cdot 10^4$  kWh.
2. Cantitatea de EE, care poate fi produsă dintr-o 1000 m<sup>3</sup> de GN:  $E_2 = \eta \cdot E_1 = 0,36 \cdot 0,93 \cdot 10^4 = 3,35 \cdot 10^3$  kWh.
3. Ponderea costului GN în prețul de cost al EE:  $P_{FS} = T_{RFS}/E_2$  pentru GN fără subvenții;  $P_{AN} = T_{AN}/E_2$  pentru GN subvenționat.
4. Conform datelor ANRE cota parte a GN în prețul de cost al EE constituie: CET1 – 82,0%; CET2 – 85,6%; CET Nord–75,9%. Dacă luăm în considerație contribuția fiecărei centrale în producția totală de EE, obținem valoarea ponderată a GN în prețul de cost egală cu 84,5%. În acest caz, prețul de cost al EE produsă la CET-uri va fi  $P_{CEE} = (100/84,5) \cdot P_{GN} = 1,183 \cdot P_{GN}$ .
5. În anul 2006, sectorul rezidențial a consumat circa  $978 \cdot 10^6$  kWh de energie electrică. Această cantitate de energie, conform articolului nr. 104 din Codul fiscal, este impusă la cota zero a TVA. Tariful mediu la energie electrică este de 1,0 MDL/kWh, astfel subvențiile anuale constituie  $S_{EE} = 978 \cdot 10^6 \cdot 0,2 \cdot 1 = 195,6 \cdot 10^6$  MDL sau 20 bani/kWh sau 1,19 c€/kWh. În tabelul 6.4 sunt incluse prețul de cost real al EE produsă din GN la CET-uri, iar în fig. 6.4– interpretația grafică a rezultatelor obținute.

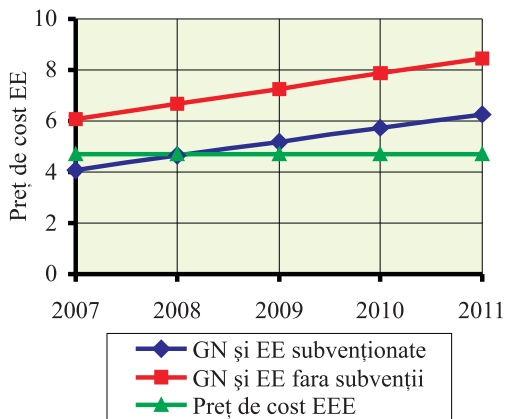


**Tablelul 6.4.** Prețul de cost al EE produsă la CET-uri din GN, c€/kWh.

Anul	2007	2008	2009	2010	2011
Preț de cost EE subvenționat	4,09	4,64	5,18	5,73	6,26
Subvenții pentru GN și EE	1,98	2,03	2,08	2,13	2,19
Preț de cost real	6,07	6,67	7,26	7,86	8,45
Preț de cost EEE	4,7				

Rezultatele calculelor prezentate mai sus conduc la următoarele concluzii:

- În condițiile păstrării politicii de subvenționare a GN și EE, către anul 2008, prețul de cost al energiei electrice eoliene va fi egal cu cel al EE produsă din GN, iar în anul 2011 va fi mai mic cu 25%.
- Prețul de cost real al EE (fără subvenții) produsă din GN este mai mare decât a EEE cu 29% (anul 2007), iar către anul 2011 acest decalaj va fi de 79%.
- Este necesară o modificare a politicii energetice a statului în scopul micșorării treptate a subvențiilor pentru energia fosilă și redirecționării acestora către surse regenerabile.



**Fig. 6.4.** Prețul de cost al EE produsă din GN și a EEE.

## 2. Studiul de fezabilitate a unui sistem autonom fotovoltaic

### 2.1. Metodica de evaluare economică a sistemelor PV

Odată cu decizia utilizării energiei electrice PV se naște întrebarea: merită oare să investești într-un sistem autonom PV, având variante alternative: posibilități tehnice de extindere a rețelei electrice publice sau folosirea unui grup electrogen? Răspunsul la această întrebare va putea fi dat doar efectuând o analiză economică a acestor trei variante. În acest paragraf va fi prezentată analiza economică a celor trei variante de alimentare a unor consumatori de mică putere: folosind energia solară fotovoltaică, un grup electrogen sau rețelele electrice publice. Ca funcție-țintă pentru studiu a fost aleasă dependența costului unui kWh de energie electrică, de consumul diurn de energie.

Metodele generale de analiză economică și luare a deciziilor de investiții sunt descrise în lucrările [12–14]. Informații utile cu privire la metodele de analiză economică utilizate în sistemele de transport și distribuție a energiei electrice pot fi găsite în [15], iar cu privire la analiza economică a diferitelor surse regenerabile de energie – în [16–19]. În prezenta lucrare vom utiliza aceeași metodă de analiză numită și **life cycle cost** (costul pe durata de viață). Această metodă ia în considerație valoarea în timp a banilor sau valoarea actualizată a fluxului monetar pe întreaga durată de funcționare a sistemului. În continuare vor fi prezentate expresiile analitice utilizate pentru calcule și informațiile cu caracter general necesare pentru efectuarea calculelor și comparării variantelor.

Investițiile inițiale pentru procurarea și instalarea unui sistem autonom PV includ componentele prezentate în tabelul 6.4.

**Tabelul 6.4.** Componentele costurilor unui sistem autonom PV și ale unui grup electrogen.

Nr. crt.	Variante de alimentare cu energie electrică a consumatorilor	
	Sistem autonom fotovoltaic	Grup electrogen
1.	Module fotovoltaice și suportul	Grup electrogen
2.	Convertor de tensiune	–
3.	Acumulator	–
4.	–	Combustibil
5.	Îngrăditură	Adăpost
6.	Manopera pentru instalare	Manopera pentru instalare
7.	Cheltuieli de exploatare	Cheltuieli de exploatare

Aceste cheltuieli pot fi suportate de proprietar din surse proprii sau dintr-un împrumut bancar. În ultimul caz se va lua în considerație dobânda pentru creditul bancar. În calculele ulterioare presupunem că cheltuielile investiționale provin din surse proprii.

**Tabelul 6.5.** Costul extinderii rețelelor aeriene (LA) și transformatoarelor de mică putere.

Tip linie	LA, 10 kV		LA, 0,4 kV	
	Speciale	3–4	Speciale	3–4
Condiții climaterice	Speciale	3–4	Speciale	3–4
Costul specific al LA, mii \$/km	10,0	9,5	12,0*	9,5*
Puterea transformatorului, kVA	5	10	25	30
Cost transformator, \$	360	900	1700	1800

\* - include și costul postului de transformare

A treia variantă de alimentare cu energie electrică poate fi realizată prin extinderea rețelelor electrice publice de 0,4 sau 10 kV. Costurile extinderii (vezi tabelul 6.5) au fost puse la dispoziția autorilor de Institutul de Proiectări “*Energoproiect*”.

În formă analitică, costul investițiilor actualizate în echipamentul sistemului autonom PV poate fi exprimat astfel:

$$I_{SPV} = C_{PV} \cdot P_{PV} + C_{EA} + I_A + K_{AS10} \cdot I_A + I_C + K_{AS10} \cdot I_C = I_{PV} + I_A + I_{RA} + I_C + I_{RC} \quad (6.1)$$

unde  $I_{SPV}$  este costul total al echipamentului sistemului, \$ SUA;  $C_{PV}$  – costul specific al modulelor solare, \$/W<sub>C</sub>;  $P_{PV}$  – puterea modulelor PV, W<sub>C</sub>;  $C_{EA}$  – costul elementelor auxiliare;  $I_A$  – costul acumulatorilor;  $I_C$  – costul convertorului;  $I_{RA}$  – costul de renovare actualizat al acumulatorilor peste 10 ani;  $I_{CA}$  – costul de renovare actualizat al convertorului peste 10 ani;  $I_{PV} = C_{PV} \cdot P_{PV} + C_{EA}$  – costul sistemului fotovoltaic care include și costul elementelor auxiliare (vezi expresia 5.3);  $K_{AS10}$  – coeficientul de actualizare simplă.

$$K_{AS10} = \frac{1}{(1+i)^{10}} = 0,386, \quad (6.2)$$

unde  $i = 0,1$  – rata de actualizare.

La etapa inițială de analiză economică, costul  $C_{EA}$  al elementelor auxiliare nu este cunoscut. Se determină aceste costuri în funcție de costul total al sistemului PV. Conform recomandărilor [20] costul elementelor auxiliare constituie 6,0% din costul total al modulelor PV, inclusiv suportul și cablajul – 4,0%, alte cheltuieli – 2%. Astfel, costul modulelor fotovoltaice, care include și costul elementelor auxiliare se va determina cu relația:

$$I_{PV} = 1,06 \cdot C_{PV} \cdot P_{PV} \quad (6.3)$$

Costul convertorului de tensiune se determină în funcție de puterea modulelor PV:

$$I_C = C_C \cdot P_{PV}, \quad (6.4)$$

unde  $C_C$  este costul specific al convertorului de frecvență, USD/VA.

Cheltuieli anuale de exploatare a sistemului PV se determină în mărime de 1% din investițiile inițiale [18],

$$C_{EPV} = 0,01(I_{PV} + I_A + I_C). \quad (6.5)$$

Cheltuieli de exploatare pentru sistemul PV pe durata de studiu

$$C_{EPVA} = C_{EPV} \cdot K_{AU}, \quad (6.6)$$

unde  $K_{AU}$  – coeficientul de actualizare uniformă, care pentru o perioadă de studiu  $t = 20$  ani este egal

$$K_{AU} = \frac{1 - (1 + i)^{-t}}{i} = 8,51. \quad (6.7)$$

Cheltuieli totale actualizate efectuate pentru sistemul PV:

$$CTA_{PV} = I_{SPV} + C_{EPVA}, \quad (6.8)$$

Costul unui kWh de energie electrică pentru ambele variante se determină cu relația:

$$C_{EE} = \frac{CTA}{W}, \quad (6.9)$$

unde  $CTA$  prezintă cheltuielile totale actualizate pe durata de studiu;  $W$ , kWh – cantitatea totală de energie electrică consumată pe durata de studiu.

Costul investițiilor actualizate  $I_{AEG}$  în echipamentul sistemului electrogen poate fi exprimat astfel:

$$\begin{aligned} I_{AEG} &= I_{EG} + K_{AS5} \cdot I_{EG} + K_{AS9} \cdot I_{EG} + K_{AS13} \cdot I_{EG} + K_{AS17} \cdot I_{EG} = \\ &= I_{EG} + I_{R5} + I_{R9} + I_{R13} + I_{R17} \end{aligned} \quad (6.10)$$

unde  $I_{EG}$  – costul inițial al grupului electrogen;  $I_{R5}$ ,  $I_{R9}$ ,  $I_{R13}$ ,  $I_{R17}$  – costurile de renovare a grupului electrogen respectiv peste 5, 9, 13 și 17 ani; coeficienții de actualizare simplă se determină cu expresia (5.2) pentru duratele respective:

$$K_{AS5} = 0,621, K_{AS9} = 0,424, K_{AS13} = 0,289, K_{AS17} = 0,198.$$

Cheltuielile anuale de exploatare pentru grupul electrogen constituie 9% (include reparațiile curente, personalul, costul uleiului, nu include costul combustibilului) din investițiile inițiale [18] sau

$$C_{EEG} = 0,09I_{EG}. \quad (6.11)$$

Cheltuielile de exploatare pentru grupul electrogen pe durata de studiu:

$$C_{EEGA} = C_{EEG} \cdot K_{AU} . \quad (6.12)$$

Costul combustibilului luând în considerare inflația:

$$C_{Ci} = C_C (1 + r_i)^t \cdot V_C , \quad (6.13)$$

unde  $C_C$  este costul actual al combustibilului, USD/l;  $r_i$  – rata anuală de creștere a costului combustibilului;  $V_C$  – volumul consumat de combustibil.

Cheltuieli totale anuale de exploatare:

$$C_E = C_{EEG} + C_{Ci} . \quad (6.14)$$

Cheltuielile totale de exploatare pe perioada de studiu:

$$C_{EA} = C_E \cdot K_{AU} . \quad (6.15)$$

Cheltuielile totale actualizate efectuate pentru grupul electrogen:

$$CTA_{EG} = I_{AEG} + C_{CA} . \quad (6.16)$$

## 2.2. Costul unui kWh de energie electrică

În calitate de indice economic pentru ambele variante s-a stabilit costul unui kWh de energie electrică. Parametrii tehnici și economici:

- durata de funcționare -  $t = 20$  ani și este egală cu perioada de studiu;
- rata de actualizare -  $i = 0,1$ ;
- rata anuală de creștere a prețului combustibilului –  $r = 0,05$ ;
- costul combustibilului –  $C_C = 0,85-1,0$  \$/l;
- costul actual specific al modulelor PV,  $C_{PV} = 5,5$  \$/W<sub>C</sub>;
- costul actual specific al convertorului de frecvență –  $C_{CF} = 0,5$  \$/VA;
- termenul de renovare a convertoarelor și acumuloarelor – 10 ani;
- termenul de renovare a grupului electrogen – 4 ani (durata de funcționare a agregatelor motor – generator cu puterea de până la 3 kW este de 4000 h, 4-16 kW – 6000 h, cu puterea mai mare de 30 kW – 20 000 h);
- perioada de utilizare – 15 martie – 15 octombrie, în această perioadă radiația solară un planul modulului PV este de 5,0 kWh/m<sup>2</sup>·zi. Durata de autonomie  $N = 3$  zile (trei zile la rând nu este soare). Durata de funcționare a sistemului pe zi – 5 h;
- costul actual al acumuloarelor Ni-Cd – 1,2 \$/Ah.

Rezultatele calculelor sunt interpretate grafic în fig. 6.5. Se constată următoarele:

1. La prețul actual al benzinei de 0,85–1,0 \$/l, sistemul autonom PV concurează cu grupul electrogen dacă consumul diurn de energie electrică nu depășește 20 kWh pentru radiația medie 4,5 kWh/m<sup>2</sup>.zi.
2. Costul unui kWh de energie electrică PV nu depinde de consumul diurn, respectiv de puterea instalată a modulelor PV. Pentru perioada analizată, costul unui kWh de energie electrică PV este de circa 1,0 \$.

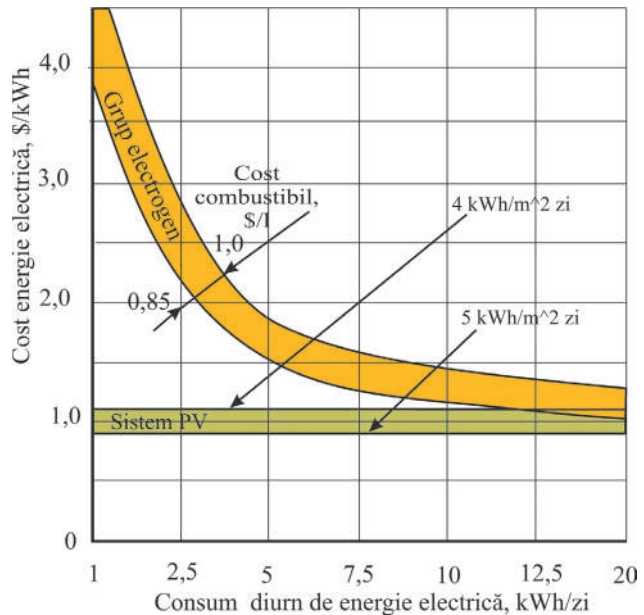


Fig. 6.5. Costul energiei electrice produse de un sistem PV autonom și un grup electrogen.

În cazul consumului diurn de energie electrică de câteva sute de kWh trebuie să analizăm toate cele trei variante posibile: sistem PV autonom, grup electrogen, extinderea rețelelor electrice publice. Aceste calcule au fost efectuate de Tomas Markvart și publicate în monografia [17]. În fig. 6.6 sunt prezentate costurile comparative ale unui kWh de energie electrică obținută de la un sistem PV, grup electrogen cu motor Diesel și de la rețeaua electrică publică. Rezultatele au fost adaptate la piața Republicii Moldova pentru următoarele condiții:

- durata de funcționare -  $t = 20$  ani;
- rata de actualizare -  $i = 0,1$ ;
- radiația solară - 5,0 kWh/m<sup>2</sup>.zi;
- costul specific al bateriei de stocare - 1,2 \$/Ah;
- costul combustibilului - 0,85-1,0 \$/l;
- rata anuală de creștere a prețului combustibilului -  $r = 0,05$ .

La costul combustibilului de 1,0 \$/l și cost specific pentru un watt PV instalat de circa 7,5 \$/l, sistemul PV concurează cu grupul electrogen dacă consumul diurn nu depășește 30 kWh. Extinderea rețelei electrice publice pe o distanță de 1 km devine justificată dacă consumul diurn depășește 15 kWh.

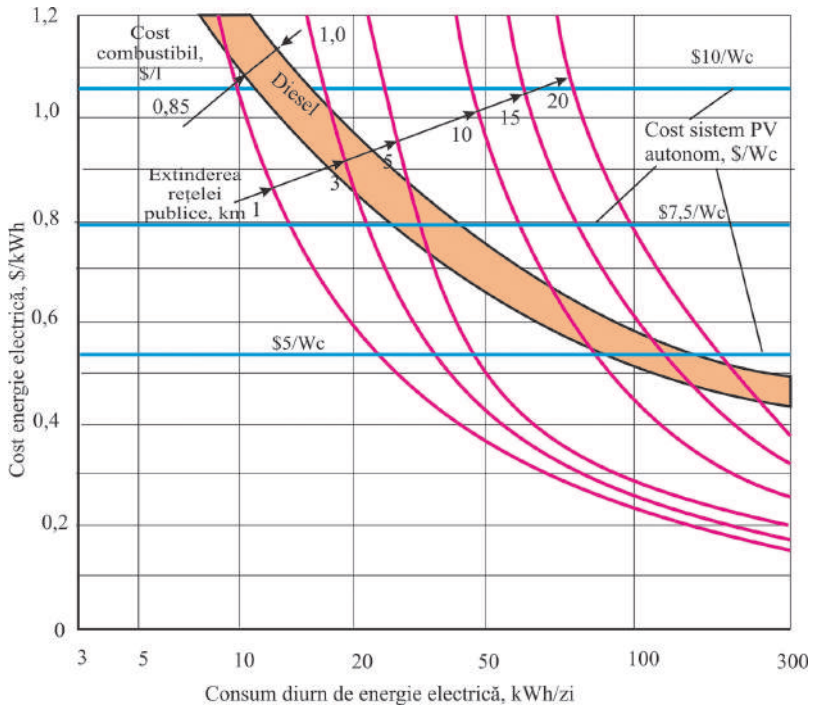


Fig. 6.6. Costul energiei electrice obținute de la diferite surse.

### 3. Studiul de fezabilitate a unui sistem de pompare pentru irigarea mică folosind energia electrică eoliană

#### 3.1. Necesitatea irigației

Problema securității alimentare la nivel mondial este amplificată de creșterea rapidă a populației și, în consecință, a cererii majorate. Ca urmare, pe piața mondială cresc prețurile la produse alimentare. Schimbările climaterice se manifestă prin creșterea severității și variabilității climei. Acest fenomen nu are un caracter regional, ci global. Întâmplător sau nu, în vara anului 1998 stațiile meteorologice ale SUA fixează cea mai mare temperatură a aerului în ultimii 123 de ani de când se efectuează măsurări meteorologice. Conform datelor furnizate de Serviciul de Stat HIDROMETEOROLOGIC, același fenomen se constată și în Republica Moldova (RM) – începând cu anul 1999 se înregistrează cele mai înalte temperaturi din ultimii 112 ani: 1999 – 38,7°C; 2000 – 40°C; 2001 – 38°C; 2002 – 40°C; 2007 – 42°C.

Dificultatea acestei probleme diferă de la țară la țară, fiind mai pronunțată în țările care nu dispun de surse energetice fosile și surse suficiente de apă potabilă pentru irigare. Din această categorie de țări face parte și RM.

Este evident că dezvoltarea durabilă a agriculturii în RM este indispensabilă de irigare și fertilizarea terenurilor agricole. Numai o combinație optimă a resurselor de apă și energie pentru irigare, îngrășămintelor minerale și organice cu bonitatea solurilor moldovenești va garanta o creștere continuă a producției agricole, securitatea alimentară a țării, va asigura industria prelucrătoare cu materie primă. Aceasta va contribui și la micșorarea degradării solurilor și dependenței producției agricole de capriciile climaterice.

În condițiile climaterice ale Republicii Moldova, necesitatea optimă de apă în perioada de vegetație activă constituie pentru majoritatea culturilor agricole o cantitate cuprinsă între 300-700 mm. Conform datelor observărilor meteorologice de lungă durată pentru aceeași perioadă, suma medie a precipitațiilor atmosferice constituie 235 mm în regiunea de sud și 330 mm – în regiunea de nord [21]. Umezeala naturală este insuficientă pentru a obține producția preconizată, îndeosebi a legumelor, chiar și în anii cu caracteristici climatologice medii. Adesea, teritoriile Republicii Moldova, României și Ucrainei sunt supuse unor perioade îndelungate de secetă. Observațiile de lungă durată relevă că această regiune se află sub influența unui ciclu al climei relativ uscate cu o durată de 12 ani [21,22] și frecvența secetelor este în creștere. În fig. 6.7. este prezentată dinamica anilor secetoși din secolele X–XX. Analiza datelor dezvoltării secetelor din secolul al XX-lea relevă că în anii următori seceta se va repeta în fiecare al 2-lea, al 3-lea sau al 4-lea an. Din păcate, prognoza realizată pentru anii 2002-2007 s-a adeverit și în anul 2007 Moldova a fost lovită de cea mai severă secetă din ultimii 65 de ani. Unicul mijloc sigur de protecție a plantelor agri-



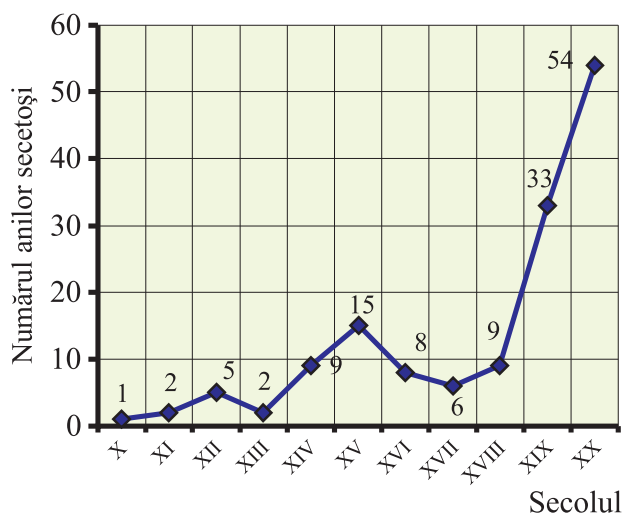


Fig. 6.7. Dinamica anilor secetoși în secolele X-XX.

agricole, formarea noilor relații economice bazate pe legile economiei de piață. Transformările care au loc în agricultură și în complexul energetic au influențat negativ asupra sistemelor existente de irigare și unităților economice, în a căror gestiune se află acestea. Creșterea prețului la energie electrică și combustibil au provocat creșterea respectivă a unui metru cub de apă pompat, ceea ce a condus la micșorarea drastică a cererii de apă pentru irigare din partea noilor producători agricoli. Ponderea costului energiei electrice adesea depășește 50% din cheltuielile totale pentru irigare [22]. După anul 1994, constatăm o scădere de circa 16 ori a suprafețelor irigate și o creștere bruscă a ponderii costului energiei în costul total.

Cauzele principale care au contribuit la agravarea situației în domeniul irigațiilor sunt următoarele:

- creșterea bruscă a prețului energiei electrice și al combustibilului;
- micșorarea cererii de apă din partea noilor proprietari de terenuri agricole;
- parcelarea terenurilor agricole au condus la imposibilitatea utilizării eficiente a stațiilor de pompare, sistemelor de distribuire a apei și instalațiilor de irigare, concepute, proiectate și construite pentru irigarea suprafețelor mari;
- eficiență economică mică sau chiar negativă a sistemelor de irigare amplasate la mari înălțimi de sursa de apă;
- managementul prost promovat de către agenții economici și al autorităților locale a condus la dezmembrarea instalațiilor de udare, demontarea și comercializarea conductelor din metale neferoase;
- uzura morală și fizică a echipamentelor și instalațiilor de udare. În ultimii 10 ani nu au fost procurate echipamente noi;
- lipsa subvențiilor din partea statului pentru procurarea energiei electrice.

cole de secetă este irigarea. Ea asigură creșterea eficienței biologice și economice a terenurilor agricole, permite obținerea producțiilor de recolte înalte și stabile.

### 3.2. Irigarea mică în Republica Moldova

După anul 1991, în sectorul agrar s-au produs reforme esențiale, caracterizate în primul rând, prin restructurarea unităților agricole mari, descentralizarea producției agricole, privatizarea terenurilor

Luând în considerație cele prezentate mai sus, Guvernul Republicii Moldova a adoptat Hotărârea nr. 256 din 17 aprilie 2001 "Cu privire la reabilitarea sistemelor de irigare". Conform hotărârii se prevede a realiza următoarele:

1. Reabilitarea sistemelor de irigare pe o suprafață de 124,3 mii ha ceea ce constituie circa 40% din suprafața irigabilă din anul 1991, care va prezenta fondul de "aur" al agriculturii și va asigura, în condițiile secetei, recolte stabile de legume, fructe, cereale, furaje și alte culturi agricole în valoare totală de circa 3 miliarde de lei. Sistemele de irigare vor fi dotate cu echipamente mobile de irigare de înaltă productivitate cu consum redus de energie și apă. Suprafață de 124,3 mii ha va forma așa numita marea irigare.
2. Pe o suprafață de 36 mii ha se va realiza mica irigare. Astfel, suprafața totală irigată va constitui 160,3 mii ha, din care 22,5% revine micii irigări. Pentru prima dată, într-o hotărâre de Guvern este menționată necesitatea promovării micii irigări. Până în anul 1991, circa 98% [21] din suprafețele irigate erau asigurate de sistemele mari, centralizate, dotate cu stații de pompe și tehnică pentru udat de mare putere și productivitate. Altfel spus, irigarea mică era redusă la zero.
3. Sistemele de irigare situate la înălțimi mari față de sursa de apă și, în consecință, nerentabile - vor fi demontate.
4. Irigarea mică se preconizează a fi realizată pe terenuri cu suprafețe de la 1 ha până la 100 ha. Ca surse de apă vor fi folosite 3000 de acumulări de apă, din care mai importante sunt 411 de lacuri. De asemenea, vor fi folosite apele râurilor Nistru, Prut, Răut etc.
5. Irigarea mică se va realiza cu echipamente mobile, acționate inclusiv manual, cu randament înalt, consum redus de apă și energie. Vor fi tratate preferențial metodele progresive de irigare: prin picurare, aspersiune și prin aerosoli, prin utilizarea surselor regenerabile de energie pentru pompare.

### 3.3. Surse posibile de energie pentru pomparea apei

Irigarea mică nu necesită cheltuieli mari de energie pentru pompare. De exemplu, pentru irigarea a 10 ha de teren agricol este necesar un volum de apă de circa 20 000 m<sup>3</sup>. Pentru înălțimea de pompare egală cu 40 m este suficientă o sursă de energie cu o putere de maxim 5 kW, puterea utilă a pompei fiind de 2,2 kW. Pe durata sezonului de irigare, unitatea de pompare va funcționa doar pentru 1000 h, altfel spus, coeficientul de utilizare a capacității instalate nu depășește 11,4%. Problema constă în dispersarea teritorială a unităților de pompare și, în cele mai multe cazuri, acestea nu sunt conectate la rețelele electrice publice. Apare întrebarea: care pot fi sursele de energie necesare pentru pomparea apei în scopul realizării micii irigări? În viziunea autorilor, aceste surse pot fi:

1. Rețeaua electrică publică, cu condiția extinderii acesteia până la sursa de apă.
2. Energia eoliană.
3. Grupul electrogen sau motopompă, care funcționează pe motorină sau benzină.
4. Energia solară fotovoltaică.

A patra variantă a fost descrisă în capitolul I, paragraful 4.1.2 și se recomandă doar pentru realizarea irigațiilor pe suprafețe ce nu depășesc 1–2 ha. Prima variantă poate fi pusă în discuție dacă distanța extinderii nu depășește 1,0 km. În continuare se vor compara doar variantele 2 și 3: utilizarea energiei eoliene, grupurilor electrogene sau a motopompelor.

### 3.4. Pomparea apei folosind energia eoliană

O astfel de tehnologie nu prezintă o noutate. Pe parcursul multor secole, pe toate continentele, sute de mii de mori de vânt se foloseau pentru pomparea apei pentru irigarea sau desecarea (exemplul Țărilor de Jos) terenurilor. Turbinele cu multe pale, numită și „roata fermierului”, se folosesc și în prezent pentru pomparea apei sau a petrolului. La nivel mondial, în fruntea clasamentului se plasează compania „Windtech International” din SUA [23] și „Oasis Turbex” din Africa de Sud [24], care produc sisteme eoliene pentru pomparea apei, dotate cu turbine cu multe pale și pompe cu piston. Majoritatea absolută a acestor sisteme sunt mecanice: energia eoliană se transformă în energie mecanică care antrenează o pompă cu piston. Probabil aceste sisteme sunt cele mai eficiente pentru localități cu viteze medii anuale ale vântului egale sau mai mici de 4,0 m/s. Dezavantajele acestor sisteme sunt următoarele:

- sistemul de pompare trebuie amplasat în imediata vecinătate a sursei de apă sau chiar deasupra fântânii. Adesea, această cerință este imposibil de realizat sau locul amplasării nu este cel mai indicat din punct de vedere al potențialului eolian;
- pompa cu piston cere o mentenanță permanentă, la fiecare 2 ani trebuie înlocuite garniturile, fiind necesară demontarea țevilor și a pompei;
- turbinele eoliene cu multe pale au un coeficient de soliditate mare și la viteze ale vântului mai mari de 6 m/s trebuie scoase din direcția vântului pentru a evita suprasolicitățile mecanice.

Sistemele de pompare cu pompe electrice conectate direct la generatorul eolian prezintă o tehnologie excepțională, în care se îmbină fiabilitatea mare a turbinelor eoliene de mică putere cu cea a pompelor centrifuge dotate cu motoare asincrone. Aceste sisteme pot funcționa ani în șir fără cheltuieli de mentenanță. Tehnologia se bazează pe proprietatea motorului asincron standard de a funcționa la frecvențe și tensiuni variabile urmărind o armonizare ideală între puterea necesară pompei cen-

trifuge și puterea furnizată de turbina eoliană. Din expresiile (4.16, 4.17) rezultă că puterea mecanică (respectiv, electrică) dezvoltată de turbina eoliană este proporțională cu cubul vitezei vântului.

$$P = \frac{1}{2} \rho A_1 C_p V^3 = K_T V^3, \quad (6.17)$$

unde  $\rho$  este densitatea aerului,  $\text{kg/m}^3$ ;  $A_1$  – aria rotorului turbinei,  $\text{m}^2$ ;  $C_p$  – factorul Betz;  $V$  – viteza vântului,  $\text{m/s}$ ;  $K_T$  – factorul de proporționalitate. Puterea utilă dezvoltată de pompa centrifugă se determină cu expresia:

$$P_{UP} = \rho_A g Q H, \quad (6.18)$$

unde  $\rho_A$  – este densitatea apei,  $\text{kg/m}^3$ ;  $Q$  – debitul pompei,  $\text{m}^3/\text{s}$ ;  $H$  – înălțimea manometrică totală,  $\text{m}$ .

Debitul pompei  $Q$  este proporțional cu viteza unghiulară de rotație, iar înălțimea  $H$  – cu pătratul acesteia. Astfel,

$$P_{UP} = K_p \omega_p^3, \quad (6.19)$$

unde  $K_p$  este factorul de proporționalitate a pompei;  $\omega_p$  – viteza unghiulară de rotație a pompei.

Din formula (4.19) rezultă că viteza unghiulară de rotație a turbinei  $\omega$  este proporțională cu viteza vântului  $V$

$$\omega = \frac{\lambda}{R} V. \quad (6.20)$$

La cuplarea directă a generatorului cu rotorul turbinei (vezi cap. IV, par. 5.4), vitezele unghiulare ale acestora sunt egale

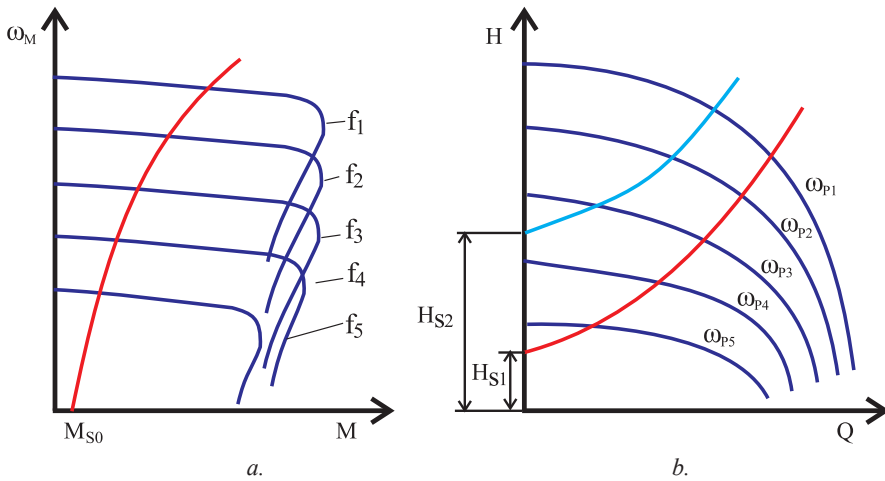
$$\omega_G = \omega = \frac{2\pi}{p_G} f, \quad (6.21)$$

unde  $\omega_G$  – viteza unghiulară a generatorului,  $\text{s}^{-1}$ ;  $p_G$  – numărul de perechi de poli ai generatorului;  $f$  – frecvența tensiunii,  $\text{Hz}$ .

Viteza unghiulară de rotație a pompei  $\omega_p$  este egală cu viteza unghiulară de rotație a motorului  $\omega_M$

$$\omega_p = \omega_M = \frac{2\pi}{p_M} f(1-s), \quad (6.22)$$

unde  $p_M$  este numărul de perechi de poli al motorului asincron;  $s$  – alunecarea, care, la variația frecvenței tensiunii, se consideră constantă (vezi fig. 6.8).



**Fig. 6.8.** Explicarea funcționării variației vitezei de rotație a grupului motor asincron – pompă (a) și a pompei – rețea hidraulică (b).

Din (6.21) determinăm  $f$ , substituim în (6.22), rezultatul îl introducem în (6.19) și obținem

$$P_{UP} = \frac{\lambda^3}{R^3} K_P K_G^3 V_P^3, \quad (6.23)$$

unde  $K_G = p_G/p_M(1-s)$  și se consideră o constantă.

Comparând (6.17) cu (6.23), constatăm o compatibilitate ideală între puterea generată și puterea consumată. Atât caracteristica mecanică a pompei centrifuge cât și caracteristica rețelei hidraulice sunt funcții pătratice de viteza  $\omega_M$  a motorului, respectiv, de debitul  $Q$  (vezi figura 6.8)

$$M_{SP} = M_{S0} + C_P \omega_P^2, \quad (6.24)$$

$$H_R = H_S + C_R Q^2, \quad (6.25)$$

unde  $M_{SP}$  și  $M_{S0}$  sunt momentele statice de sarcină ale pompei ce corespund vitezei  $\omega_P$  și vitezei respectiv nule;  $H_S$  – înălțimea geodezică statică;  $H_R$  – înălțimea de pompare totală;  $C_P$ ,  $C_R$  – factori de proporționalitate.

O proprietate fundamentală a generatorului sincron constă în menținerea raportului  $U/f$  (tensiune/frecvență) constant la variația vitezei turbinei, respectiv a vântului. În acest caz, fluxul magnetic al motorului și, respectiv, capacitatea de suprasarcină vor fi constante. Pentru frecvențe mai mici de 20 Hz, momentul maxim se diminuează, dar se diminuează și momentul de sarcină al pompei și astfel stabilitatea de funcționare se păstrează. Din fig. 6.8 b rezultă o concluzie importantă cu privire la alegerea pompei: pentru a realiza o bună funcționare a sistemului la o gamă cât mai

mare de variație a vitezei de rotație, respectiv, a vitezei vântului, trebuie să alegem o pompă cu mai multe trepte (compară caracteristicile rețelei  $H_{S1}$  și  $H_{S2}$ ).

Avantajele principale ale sistemului electric eolian de pompare sunt:

1. Energia electrică poate fi transmisă la distanțe mari cu pierderi mici, deci amplasarea turbinei eoliene poate avea loc la distanțe de până la 700 m de la sursa de apă, acolo unde viteza vântului este mai mare. În cazul Republicii Moldova se recomandă colinele între care se află majoritatea lacurilor de acumulare.
2. Caracteristicile turbinei și ale pompei centrifuge corespund ideal și motorul asincron poate fi conectat direct la generatorul cu magneți permanenți al turbinei. Pentru o gamă largă de variație a vitezei vântului, motorul va funcționa la o tensiune, frecvență și, respectiv, viteză de rotație, variabile. Decade necesitatea folosirii controlerului, acumulatorului și a convertorului de frecvență. În consecință, costurile se micșorează.
3. Apa poate fi pompată și acumulată în rezervor în perioada care precede sezonul de irigare, de exemplu, în lunile februarie – mai, când se atestă cele mai puternice vânturi.
4. Fiabilitate și disponibilitate mare (cel puțin de 0,95), cheltuieli mici de mentenanță, nu necesită supraveghere permanentă.
5. Posibilitatea utilizării energiei electrice și în alte scopuri, atunci când dispare necesitatea pomparii apei.

### 3.5. Estimarea volumului de apă care poate fi pompată cu o eventuală turbină eoliană

#### Date inițiale:

1. Înălțimea turnului turbinei eoliene.
2. Caracteristica de putere  $P(V)$  a turbinei.
3. Caracteristica de viteză a turbinei eoliene,  $n(V)$  și de frecvență,  $f(V)$  a generatorului.
4. Funcția densitate de probabilitate a vitezei vântului în locul amplasării,  $F(V)$  (vezi capitolul IV, paragraful 2.1), altfel spus, histograma distribuției vitezei vântului.
5. Caracteristica  $H(Q)$  a pompei și rețelei hidraulice.

**Metoda de calcul.** În continuare va urma metoda propusă de autori bazată pe rezultatele estimării potențialului energetic eolian în amplasamentul turbinei (vezi capitolul IV, paragraful 3). Pentru explicitare, se analizează o situație concretă cu calcule numerice.

1. Caracteristicile turbinei  $P(V)$ ,  $n(V)$  și  $f(V)$  pot fi ușor obținute din datele furnizate de producător. De obicei, caracteristica  $P(V)$  este prezentată în formă numerică

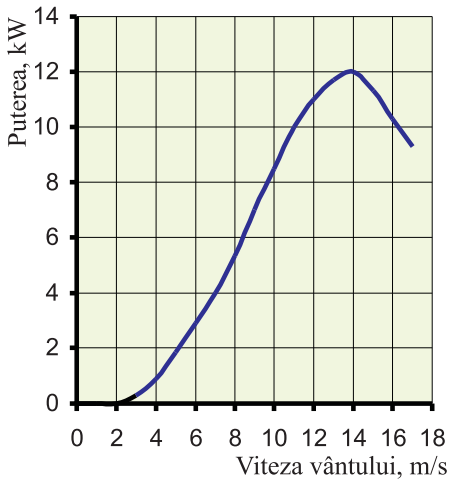


Fig. 6.9. Caracteristica de putere  $P(V)$  a turbinei eoliene.

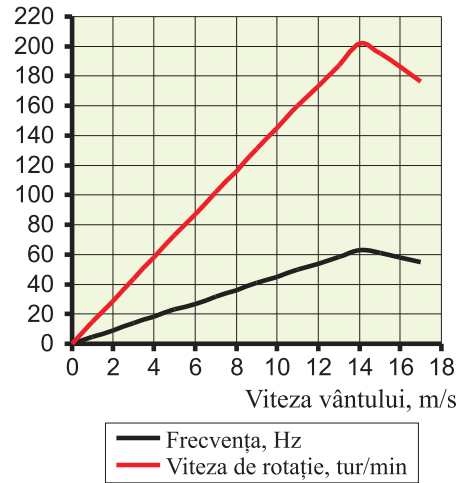


Fig. 6.10. Caracteristicile  $n(V)$  și  $f(V)$  ale turbinei eoliene.

sau grafică. În fig. 6.9 este prezentată caracteristica turbinei TR8-10 cu diametrul rotorului 8 m, puterea nominală 10 kW la viteza vântului 11 m/s, viteza de rotație nominală 160 tur/min. Producător - compania chineză „Tiarui Windpower Co.”, LTD [25]. Caracteristica  $n(V)$  se determină cu formula

$$n = \frac{30Z}{\pi R} V, \quad (6.26)$$

unde  $Z$  este rapiditatea turbinei;  $R$  – raza rotorului. Pentru viteza de rotație nominală egală cu 160 tur/min la viteza vântului de 11 m/s, obținem rapiditatea egală cu 6,1. Se determină  $n$  pentru diferite viteze ale vântului  $V$ , respectiv, frecvența tensiunii generatorului cuplat direct cu rotorul turbinei  $f = P_c n/60$ , luându-se în considerație că pentru viteze ale vântului mai mari de 12 m/s intră în funcție mecanismul de control al puterii și vitezei turbinei. Caracteristicile respective sunt prezentate în fig. 6.10.

2. Potențialul energetic eolian în amplasamentul selectat, vezi figura 6.11, a fost determinat în conformitate cu metodologia descrisă în paragraful 4.4 și [26]. În acest caz, nu prezintă interes cantitatea de energie electrică care va fi produsă de turbină, cat mai ales funcția densitate de probabilitate a vitezei vântului, fig. 6.12, în dreapta. Din distribuția  $F(V)$  determinăm ponderea anuală a vitezelor vântului în gama de variație 3 – 17 m/s cu pasul de eșantionare 1,0 m/s. Datele sunt prezentate în tabelul 6.5. La înălțimea axei turbinei viteză medie anuală a vântului este egală

Tabelul 6.5. Ponderea anuală a vitezei vântului în amplasamentul selectat

$V$	m/s	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
$F(V)$	%	14,0	13,5	12,2	10,3	8,0	6,1	4,5	3,0	2,1	1,4	0,8	0,5	0,3	0,2	0,1

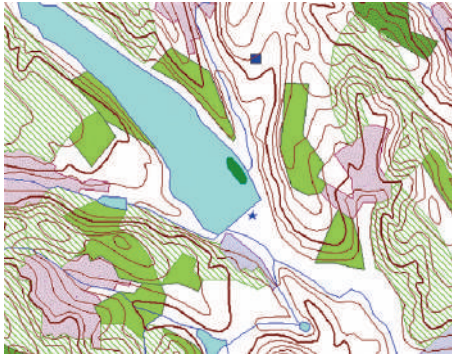


Fig. 6.11. Amplasamentul selectat: barajul lacului de acumulare Ghidighici.

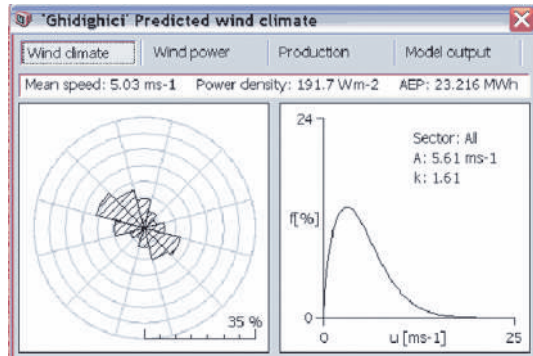


Fig. 6.12. Clima vântului în amplasamentul selectat.

cu 5,0 m/s, densitatea medie de putere eoliană – 191,7 W/m<sup>2</sup>. Conform studiilor efectuate în [27] se consideră rațională utilizarea energiei electrice eoliene pentru pompare, dacă viteza media anuală a vântului este mai mare de 4,0 m/s.

3. Caracteristica pompei centrifuge  $H(Q)$  este furnizată de producător. Cu această caracteristică și expresiile de proporționalitate (6.27) și (6.28), prezentate mai jos calculăm și interpretăm grafic familia de caracteristici pentru diferite viteze de rotație a motorului pompei  $n$ , respectiv, viteze ale vântului  $V$ . Calculele au fost efectuate pentru gama de viteze 5 – 15 m/s. În aceleași coordonate se trasează și caracteristica rețelei hidraulice calculată cu formula (6.25). Rezultatele obținute pentru 4 înălțimi geodezice: 10, 20, 30 și 40 m deasupra nivelului apei în lacul de acumulare, sunt reprezentate în formă grafică în figura 6.13.

$$Q_i = Q \frac{n_i}{n}; \quad (6.27)$$

$$H_i = H \left( \frac{n_i}{n} \right)^2, \quad (6.28)$$

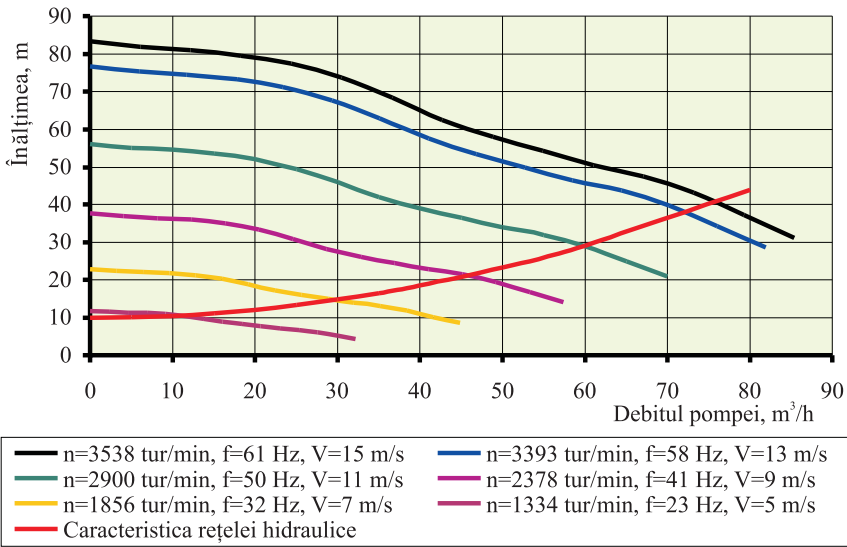
unde  $Q$  și  $H$  sunt coordonatele punctului pe caracteristica furnizată de producător;  $Q_i$ ,  $H_i$  – coordonatele punctului calculate pentru viteza  $n_i$ .

4. Punctele de intersecție ale caracteristicii rețelei hidraulice cu caracteristicile pompei determină debitul  $Q$  și înălțimea  $H$  asigurate de pompă în regim staționar la viteza respectivă a vântului. Determinăm coordonatele acestor puncte pentru diferite viteze ale vântului cu pasul 1,0 m/s, utilizând interpolarea liniară dintre puncte. Rezultatele în formă numerică sunt prezentate în tabelul 6.6. Pentru toate cele 4 înălțimi, parametrii nominali ai pompelor sunt diferiți, iar puterea motoarelor este aceeași, egală cu 7,5 kW, deoarece produsul  $QH$  este aproximativ constant.

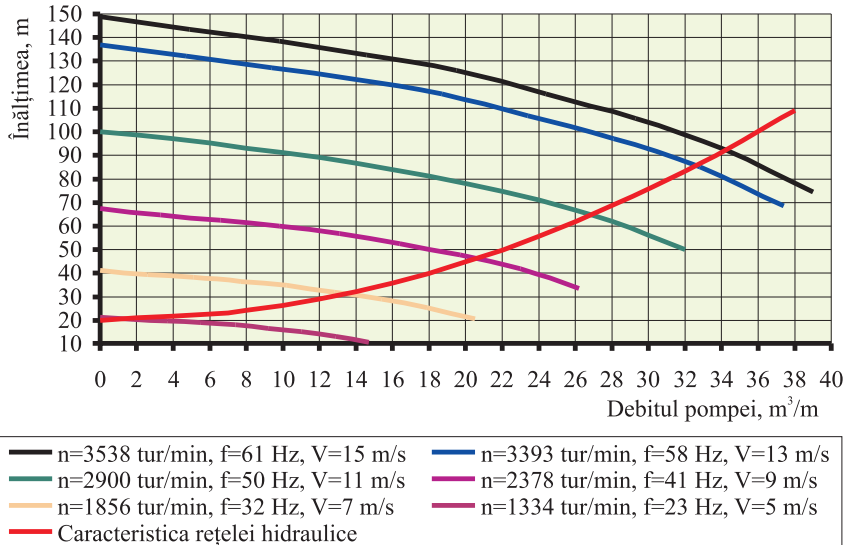


**Tabelul 6.6.** Debitul pompelor, m<sup>3</sup>/h, în funcție de viteza vântului pentru diferite înălțimi geodezice.

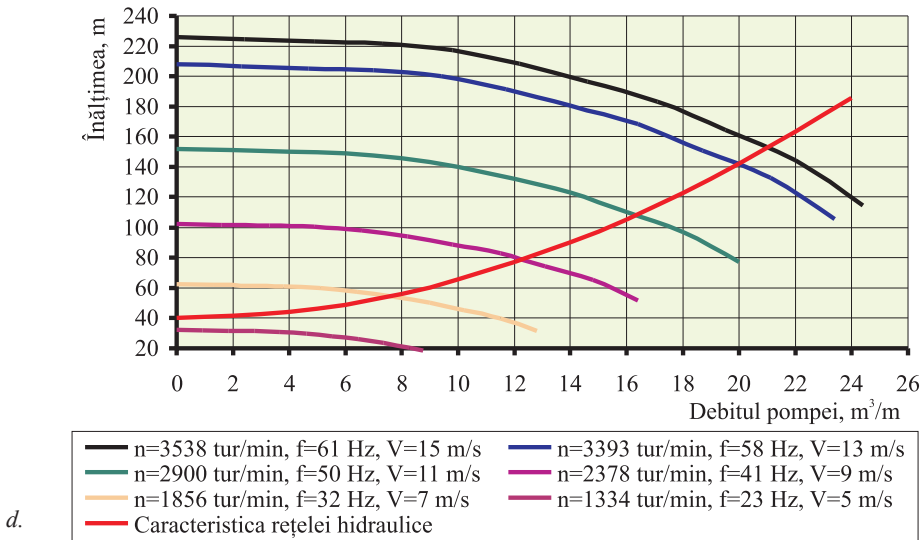
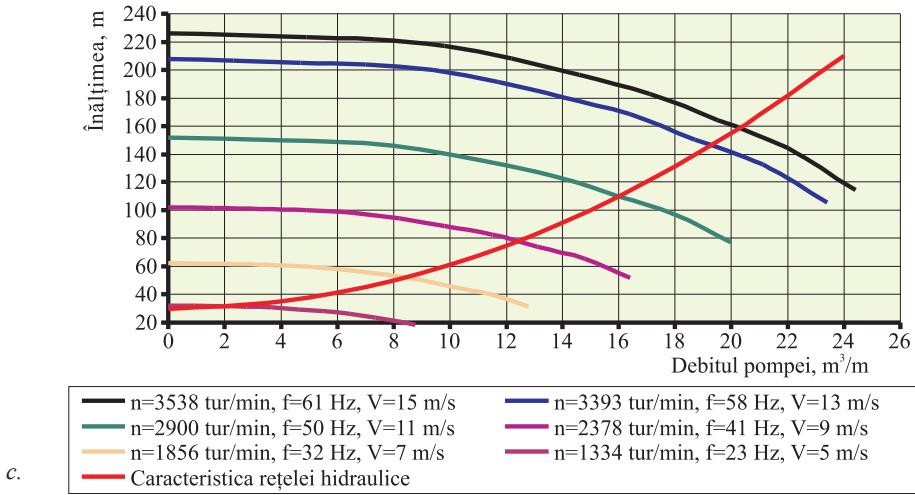
$H_s$	Parametrii pompei		Debitul pompei asigurat de diferite viteze ale vântului, $Q_{pv}$ , m <sup>3</sup> /h										
	$Q_n$	$H_n$	Viteza vântului, m/s										
			5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
m	m <sup>3</sup> /h	m	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
10	60	29	10,5	21,7	30,0	38,3	45,5	53,4	60,0	66,0	72,0	74,0	76,0
20	27	65	1,5	10,0	13,5	17,0	20,5	24,0	27,0	30,0	32,5	33,5	34,0
30	16	110	2,0	6,2	8,4	10,5	12,3	14,3	16,0	17,5	19,3	19,8	20,2
40	16	110	0,0	4,8	7,6	10,0	12,3	14,4	16,4	18,2	20,0	20,5	21,1



a.



b.



**Fig. 6.13.** Caracteristicile pompelor și rețelei hidraulice calculate pentru diferite viteze de rotație:  
 a)  $H_s = 10$  m; b)  $H_s = 20$  m; c)  $H_s = 30$  m; d)  $H_s = 40$  m.

5. Volumul de apă care poate fi pompat se determină cu formula:

$$V = 8760K_d \sum_{V=5}^{15} F(V)Q_{PV}, \tag{6.29}$$

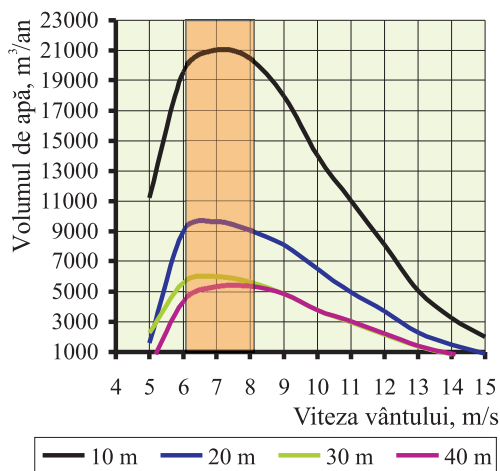


Fig. 6.14. Variația volumului anual de apă în funcție de viteza vântului.

unde  $F(V)$  este ponderea vitezei respective (valori relative culese din tabelul 6.5);  $Q_{PV}$  – debitul dezvoltat de pompă la viteza  $V$  a vântului (valori culese din tabelul 6.6 pentru diferite viteze și înălțimi);  $K_d = 0,8$  – factorul de disponibilitate a sistemului (se ia în considerație posibilitatea înghețării lacului de acumulare sau a râului, timpul necesar pentru lucrări de mentenanță, timpul utilizării energiei electrice în alte scopuri etc.). Din tabelul 6.6 rezultă că vitezele lucrative ale vântului se încadrează în gama 5-15 m/s. Rezultatele calculului sunt incluse în tabelul 6.7, interpretarea grafică – în fig. 6.14.

Tabelul 6.7. Volumele anuale de apă calculate cu formula (5.29) pentru diferite viteze ale vântului. Factorul de disponibilitate – 0,8

$H_s$	Volumul de apă anual, m <sup>3</sup> /an										
	Viteza vântului, m/s										
m	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
10	11221	19579	21024	20466	17936	14034	11038	8094	5046	3241	1997
20	1603	9023	9650	9084	8081	6500	4967	3679	2278	1467	901
30	2237	5594	6000	5611	4849	3758	2943	2146	1353	867	533
40	0,0	4331	5326	5344	4849	3784	3017	2232	1402	898	555

Adunăm volumele de apă pentru diferite viteze ale vântului și obținem volumele anuale pentru cele 4 înălțimi geodezice:

$$H_s = 10 \text{ m}, V_{10} = 106941 \text{ m}^3/\text{an}; H_s = 20 \text{ m}, V_{20} = 45480 \text{ m}^3/\text{an}; H_s = 30 \text{ m}, V_{30} = 28622 \text{ m}^3/\text{an}; H_s = 40 \text{ m}, V_{40} = 25390 \text{ m}^3/\text{an};$$

### 3.6. Estimarea costului pomparei unui metru cub de apă

Estimările se vor efectua folosind metodică descrisă în paragraful 6.2.1 pentru sisteme fotovoltaice, cu respectivele modificări, în funcție de varianta de alimentare cu energie a pompelor. Calculele au fost efectuate pentru trei variante posibile de alimentare cu energie a pompelor în condițiile Republicii Moldova:

1. Sistem de pompare folosind energia electrică eoliană.
2. Sistem de pompare cu motopompă.

### 3. Sistem de pompare cu grup electrogen.

Varianta a patra – extinderea rețelelor electrice publice – a fost exclusă din start în virtutea argumentelor aduse în paragraful 6.3.3.

Durata  $T$  de exploatare a tuturor sistemelor se consideră de 20 de ani și este egală cu durata de studiu, rata de actualizare  $i = 0,1$  sau 10%, durata de funcționare a pompelor centrifuge dotate cu motoare asincrone și a generatorului eolian cu magneți permanenți este egală cu 40 000 h, a grupurilor electrogene – 10 000 h și a motopompelor – 6000 h [18]. Calculele se efectuează pentru 4 înălțimi geodezice – 10, 20, 30 și 40 m. Pentru toate variantele se acceptă că într-un an vor fi pompate aceleași volume de apă (vezi paragraful 6.3.5). La început se calculează costul unui  $m^4$  ce urmează din produsul  $VH$  (în unele cazuri se folosește  $QH$ ), unde  $V$  este volumul de apă pompat la înălțimea  $H$ . Unitatea de măsură  $m^4$  semnifică un metru cub de apă pompat la înălțimea de un metru. Produsul  $VH$  sau  $QH$ , fiind proporțional cu puterea utilă se folosește ca un criteriu de comparare a pompelor cu diferiți parametri tehnici. Având costul unui  $m^4$  de apă, se determină ușor costul unui  $m^3$  de apă pompat la diferite înălțimi.

#### 3.6.1. Sistem de pompare eolian cu pompă electrică centrifugă

1. Costul investițiilor actualizate în echipamentul sistemului de pompare turbină eoliană – pompă electrică centrifugă  $C_{IAE}$  se calculează cu formula:

$$C_{IAE} = I_T + I_P(1 + K_{AS6} + K_{AS12}) + I_G(K_{AS6} + K_{AS12}), \quad (6.30)$$

unde  $I_T$  este costul inițial al investițiilor în echipamentul turbinei eoliene, inclusiv al generatorului;  $I_P$  - costul inițial al investițiilor în pompa electrică;  $I_G$  - costul inițial al investițiilor în generatorul eolian cu magneți permanenți;  $K_{AS6}$ ,  $K_{AS12}$  – coeficienții de actualizare simplă, care se determină cu formulele:

$$K_{AS6} = \frac{1}{(1+i)^6}, \quad K_{AS12} = \frac{1}{(1+i)^{12}}. \quad (6.31)$$

2. Cheltuieli de exploatare pe durata de studiu a sistemului eolian se consideră 2% din investiția inițială totală:

$$C_{EEA} = 0,02(I_T + I_P)K_{AU}, \quad (6.32)$$

unde coeficientul de actualizare uniformă se determină cu formula (6.7).

3. Cheltuieli totale actualizate:

$$CTA_{EE} = C_{IAE} + C_{EEA}. \quad (6.33)$$

Alte formule de calcul și rezultatele numerice sunt prezentate în tabelul 6.7. Volumele de apă și înălțimile geodezice sunt cele calculate sau acceptate în paragraful 6.3.5.

**Tabelul 6.7.** Calculul costului pomării unui m<sup>3</sup> de apă. Cazul utilizării turbinei eoliene.

Durata de viață a sistemului, $T$ , ani	20			
Puterea maximă a turbinei, kW	12,0			
Puterea motorului pompei, kW	7,5			
Costul turbinei, €	5816			
Costul generatorului, €	2326			
Costul pompei centrifuge, €	467			
Costul investiției actualizate, $C_{IAE}$ , formula (6.30)	8749			
Cheltuieli de exploatare actualizate, $C_{EEA}$ , formula (6.32), €	1069			
Cheltuieli totale actualizate, $CTA_{EE}$ , formula (6.33), €	9818			
Înălțimea geodezică, m	10	20	30	40
Debitul nominal al pompei, m <sup>3</sup> /h	60	27	16	16
Înălțimea de pompare, m	29	65	110	110
Volumul de apă pompat, $V$ , m <sup>3</sup> /an x 10 <sup>4</sup>	10,70	4,55	2,86	2,54
Volumul de apă pe durata de studiu, $V_A = VK_{AP}$ , m <sup>3</sup> x 10 <sup>4</sup>	91,0	38,7	24,4	21,6
Produsul ( $V_A H$ ), m <sup>4</sup> /an x 10 <sup>4</sup>	910,1	774,1	730,7	864,3
Costul pomării apei $C_A = CTA_{EE}/(V_A H)$ , €/m <sup>4</sup> x 10 <sup>-2</sup>	0,11	0,13	0,13	0,11
Costul pomării apei, €/m <sup>3</sup> x 10 <sup>-2</sup>	1,1	2,5	4,0	4,5
Costul pomării apei, MDL/m <sup>3</sup>	0,18	0,42	0,67	0,75

### 3.6.2. Sistem de pompare cu motopompă centrifugă

Costul unei motopompe de mică putere este mult mai mic decât al unei turbine eoliene. Totodată, cheltuielile de exploatare legate de mentenanță, piese de schimb, combustibil și ulei sunt mari și au o tendință de creștere. Din ofertele existente au fost alese pompe dotate cu motoare de producție japoneză, care funcționează pe benzină [28,29], vezi tabelul 6.8. Costul investițiilor actualizate în echipamentul motopompei se determină cu formula:

$$I_{MP} = I_0 (1 + K_{AS5} + K_{AS10} + K_{AS15}) = 2,246I_0, \quad (6.34)$$

unde  $I_0$  este investiția inițială realizată în primul an al proiectului (vezi tabelul 6.8);  $K_{AS5}$ ,  $K_{AS10}$ ,  $K_{AS15}$ , coeficienții de actualizare simplă și se determină cu expresiile:

$$K_{AS5} = \frac{1}{(1+i)^5} = 0,621; K_{AS10} = \frac{1}{(1+i)^{10}} = 0,386; K_{AS15} = \frac{1}{(1+i)^{15}} = 0,239. \quad (6.35)$$

Cheltuielile anuale de exploatare ale motopompei constituie 9% din investițiile inițiale [18] și includ reparațiile curente, personalul, costul uleiului, nu includ costul combustibilului:

$$C_{EA}^{MP} = 0,09I_0K_{AU} = 0,09 \cdot 8,51I_0 = 0,766I_0 \quad (6.36)$$

Cheltuielile pe durata de calcul pentru combustibil se determină cu considerarea creșterii anuale a costului inițial cu 5%:

$$C_{CA} = C_{IC}(1+r_i)^T V_C K_{AU}, \quad (6.37)$$

unde  $C_{IC} = 13,53$  lei/l sau 0,82 €/l este costul inițial al benzinei (noiembrie 2007);  $r_i$  – rata anuală de creștere a prețului la benzină;  $V_C$  – volumul consumat de benzină, anual se determină ca fiind produsul între consumul specific și durata de funcționare (vezi tabelul 6.8).

Cheltuieli totale actualizate:

$$CTA_{MP} = I_{MP} + C_{EA}^{MP} + C_{CA}. \quad (6.38)$$

Rezultatele calculelor sunt prezentate în tabelul 6.8. Aici sunt aduse și formulele suplimentare necesare.

### 3.6.3. Sistem de pompare cu grup electrogen și pompă centrifugă

Acest sistem presupune un generator electric sincron antrenat de un motor cu ardere internă, de obicei Diesel, și o pompă centrifugă antrenată de un motor asincron (analogă celei utilizate în sistemul eolian de pompare). Costul sistemului este mai mare decât al celui precedent, dar obținem o flexibilitate mai mare: grupul electrogen este separat de pompă; pot fi utilizate pompe de suprafață, submersibile, cu motor „uscat” sau umplut cu apă etc.

Costul investițiilor actualizate în echipamentul grupului electrogen pentru înălțimile geodezice  $H_s$  egale cu 10,20 și 40 m.

**Tabelul 6.8.** Calculul costului pompării unui m<sup>3</sup> de apă. Cazul utilizării motopompei.

Parametri tehnici, indicatori economici, formule de calcul	Înălțimea geodezică, $H_g$ , m			
	10	20	30	40
Tipul motopompei	SEH-80H	SEH-80H	PTG208	PTG208H
Consumul specific de combustibil, $C_{IC}$ , l/h	1,3	1,8	1,5	2,0
Debitul pompei, $Q$ , m <sup>3</sup> /h	65	50	32	24
Înălțimea de pompare, $H$ , m	16	24	32	50
Costul inițial al investițiilor, $I_0$ , €	401	401	335	485
Volumul de apă pompată, $V$ , m <sup>3</sup> /an x 10 <sup>4</sup>	10,70	4,55	2,86	2,54
Durata anuală de funcționare, $t_f = V/Q$ , h/an	1646	910	953	1058
Anul de renovare a motopompei	5; 10; 15	8; 16	8; 16	7; 14
Costul investițiilor actualizate, formula (6.34), €	901	676	564	861
Cheltuieli de exploatare, formula (6.36), €	307	307	272	372
Consumul anual benzină, $V_C = C_{IC} \cdot t_f$ , l/an	2140	1638	1430	2116
Cheltuieli de combustibil actualizate, formula (6.37), €	36380	27846	24310	35972
Cheltuieli totale actualizate, formula (6.38), €	39546	29119	24789	39121
Volumul de apă pompat pe durata de studiu, $V_A = VK_{AUP}$ , m <sup>3</sup> /an	91,0	38,7	24,4	21,6
Produsul ( $V_A H$ ), m <sup>4</sup> /an x 10 <sup>4</sup>	910,1	774,1	730,7	864,3
Costul pompării apei $C_A = CTA_{EE}/(V_A H)$ , €/m <sup>4</sup> x 10 <sup>-2</sup>	0,45	0,39	0,35	0,47
Costul pompării apei, €/m <sup>3</sup> x 10 <sup>-2</sup>	4,5	7,8	10,5	18,7
Costul pompării apei, MDL/m <sup>3</sup>	0,74	1,29	1,75	3.10

$$I_{AEG} = I_{EG}(1 + K_{AS6} + K_{AS12}) = 1,883I_{EG}, \quad (6.39)$$

unde  $K_{AS6}$ ,  $K_{AS12}$  – coeficienții de actualizare simplă și se determină cu formulele (6.31);  
 $I_{EG}$  – costul investițiilor inițiale ale grupului electrogen.

Costul investițiilor actualizate în echipamentul grupului electrogen pentru înălțimea geodezică  $H_g$  egale cu 30 m:

$$I_{AEG} = I_{EG}(1 + K_{AS10}) = 1,386I_{EG}, \quad (6.40)$$

unde  $K_{AS10}$  se determină cu formula (6.35).

Costul investițiilor actualizate în grupul electrogen și pompă centrifugă

$$I_{AEGP} = I_{AEG} + I_P, \quad (6.41)$$

unde  $I_P$  – costul inițial al pompei centrifuge (vezi tabelul 6.8).

Cheltuielile anuale de exploatare ale grupului electrogen  $C_{EA}$  se determină cu formula (6.36), în care  $I_0 = I_{EG}$

Cheltuielile anuale de exploatare ale pompei centrifuge:

$$C_{EP} = 0,02I_P K_{AU}, \quad (6.42)$$

unde  $I_P$  este costul inițial al pompei centrifuge. Cheltuielile anuale de exploatare a pompei centrifuge se acceptă egale cu 2% din investiția inițială.

Costurile totale de exploatare:

$$C_{EA}^{EG} = C_{EA} + C_{EP}. \quad (6.43)$$

Costul actualizat al combustibilului se determină cu formula (5.37), în care  $C_{IC} = 0,722 \text{ €/l}$  – costul actual al motorinei (noiembrie 2007).

Cheltuieli totale actualizate:

$$CTA_{EG} = I_{AEGP} + C_{EA}^{EG} + C_{CA}. \quad (6.44)$$

Pentru toate înălțimile de pompare se alege unul și același grup electrogen, tip SDMO DX 10015 TE [30] cu motor Diesel Hatz (Germania). Produsul ( $QH$ ) pentru cele 4 înălțimi geodezice rămâne aproximativ constant și deci puterea absorbită de pompa electrică va fi aceeași. Datele tehnice principale și rezultatele calculelor sunt prezentate în tabelul 6.9. Interpretarea grafică a dependenței costului specific de înălțimea de pompare pentru cele trei variante este prezentată în fig. 6.15. Cu datele obținute mai sus se poate calcula costul pomparei apei la înălțimile de 10, 20, 30 și 40 m pentru irigarea diferitelor suprafețe de teren agricol. În fig. 6.16 sunt prezentate rezultatele calculelor pentru norma anuală de irigare egală cu  $2000 \text{ m}^3/\text{ha}$  [31] și suprafețe cuprinse între 5 și 50 ha.

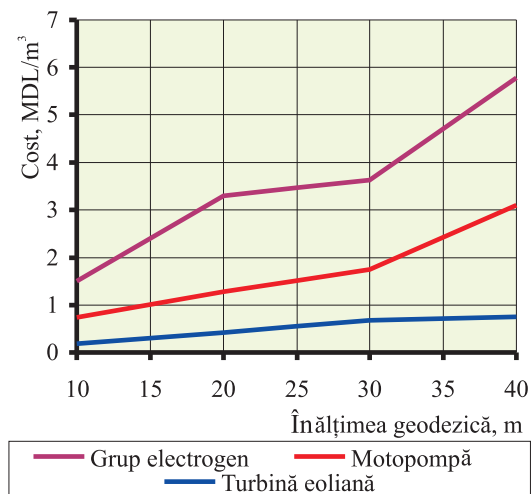


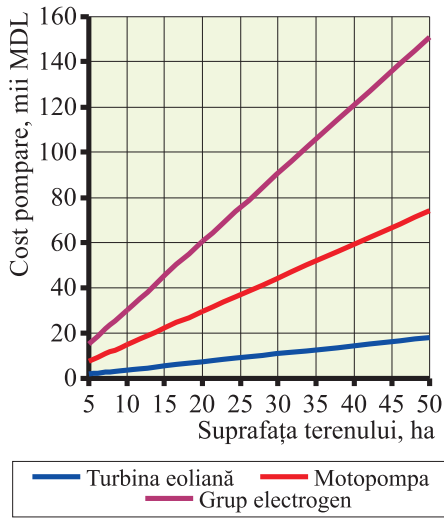
Fig. 6.15. Costul specific al pomparei.

În fig. 6.16 sunt prezentate rezultatele calculelor pentru norma anuală de irigare egală cu  $2000 \text{ m}^3/\text{ha}$  [31] și suprafețe cuprinse între 5 și 50 ha.

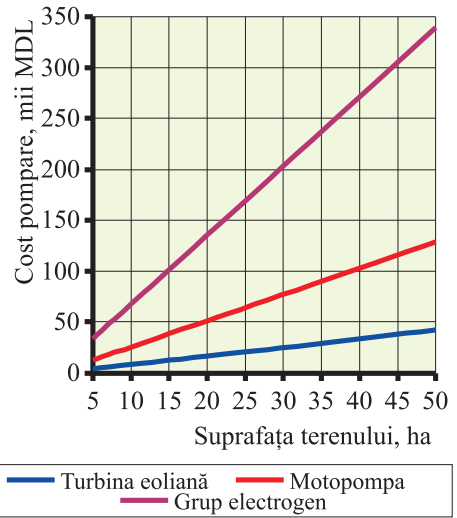


**Tabelul 6.9.** Calculul costului pompării unui m<sup>3</sup> de apă. Cazul utilizării grupului electrogen.

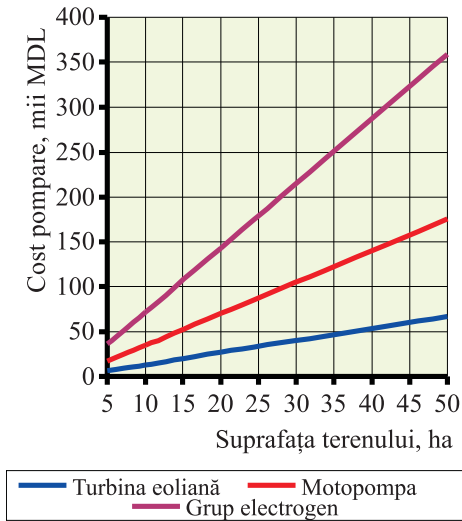
Parametri tehnici, indicatori economici, formule de calcul	Înălțimea geodezică, $H_g$ , m			
	10	20	30	40
Tipul grupului electrogen	SDMO DX10015TE			
Puterea activă, kW	Nominală – 8,0; Maximă - 12,0			
Puterea totală, kVA	Nominală – 10,0; Maximă - 15,0			
Consumul specific de combustibil la 75% de sarcină, $C_{IC}$ l/h	2,4			
Costul inițial al grupului electrogen, €	4810			
Debitul pompei, $Q$ , m <sup>3</sup> /h	60	27	27	16
Înălțimea de pompare, $H$ , m	13	28	34	48
Puterea nominală motor pompă, kW	4,0			
Costul inițial al grupului motor - pompă centrifugă, €	337			
Volumul de apă pompată, $V$ , m <sup>3</sup> /an x 10 <sup>4</sup>	10,70	4,55	2,86	2,54
Durata anuală de funcționare, $t_f = V/Q$ , h/an	1783	1685	1060	1588
Anul de renovare a grupului electrogen	6; 12	6; 12	10	6; 12
Costul investiții actualizate, grupul electrogen, formulele (6.39) și (6.40), €	9058	9058	6667	9058
Costul investiții actualizate, grupul electrogen plus grupul motor-pompă formula (6.41), €	9395	9395	7004	9395
Cheltuieli de exploatare, grup electrogen, formula (6.36), €	3684			
Cheltuieli exploatare pompa centrifugă, formula (6.42), €	57			
Cheltuieli exploatare totale, formula (6.42), €	3741			
Consumul anual de benzină, $V_c = C_{IC} \cdot t_p$ l/an	4279	4044	2544	3811
Cheltuieli combustibil actualizate, formula (5.37), €	69758	65927	41493	62129
Cheltuieli totale actualizate, formula (6.44), €	82894	79063	52238	75265
Volumul de apă pompat pe durata de studiu, $V_A = VK_{AU}$ m <sup>3</sup> /an	91,0	38,7	24,4	21,6
Produsul ( $V_A H$ ), m <sup>4</sup> /an x 10 <sup>4</sup>	910,0	774,0	732,0	864,0
Costul pompării apei $C_A = CTA_{EE} / (V_A H)$ , €/m <sup>4</sup> x 10 <sup>-2</sup>	0,91	1,02	0,71	0,87
Costul pompării apei, €/m <sup>3</sup> x 10 <sup>-2</sup>	9,1	20,4	21,3	34,8
Costul pompării apei, MDL/m <sup>3</sup>	1,51	3,39	3,54	5,78



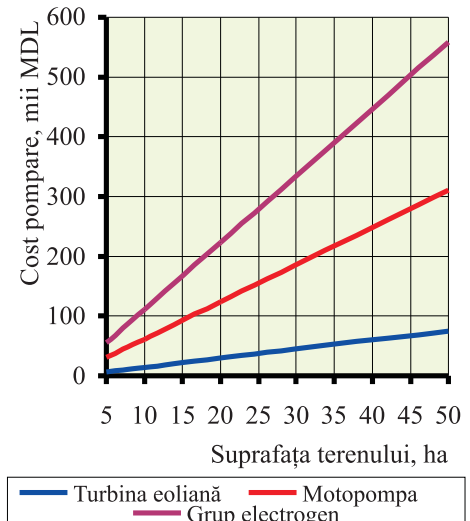
a.



b.



c.



d.

Fig. 6.16. Costul pomparei pentru irigarea unei suprafețe de teren agricol: a – înălțimea 10 m; b - înălțimea 20 m; c - înălțimea 30 m; d - înălțimea 40 m.

## 4. Studiu de prefezabilitate a microhidrocentralei pentru producerea energiei mecanice și electrice, elaborare de autor

### 4.1. Variante posibile de utilizare a microhidrocentralei flotante pentru conversia energiei cinetice a apei râului

În capitolul III, paragraful 5.7 au fost descrise variantele constructive ale microhidrocentralelor (MHCF). În funcție de necesități, MHCF poate fi utilizată pentru producerea energiei mecanice, care pune în funcție pompa centrifugă de viteză mică, special elaborată în acest scop. Schema prezentată este cea mai simplă, conține minimum de componente (vezi fig. 3.127), eficiența conversiei energiei este cea mai mare (vezi cap. III, p. 5.7.1) și se recomandă pentru pomparea apei în cazul în care înălțimea amplasării terenului irigat, în raport cu oglinda apei în râu nu depășește 12 m. În luncile râurilor Prut și Nistru sunt astfel de terenuri incluse în circuitul economic agrar.

Dezavantajul principal al acestei tehnologii este coeficientul mic de utilizare a puterii instalate din cauza perioadei limitate de timp a irigării. Pentru durata perioadei de irigare de la 15 aprilie până la 15 septembrie (154 zile) și un factor de disponibilitate a MHCF  $K_d = 0,75$ , obținem durata de

$$T_M = 154 \cdot 24 \cdot K_d = 154 \cdot 24 \cdot 0,75 = 2772 \text{ h/an}$$

și un coeficient de utilizare a puterii instalate  $K_{PM} = 2772/8760 = 0,316$ .

A doua tehnologie presupune combinarea primei variante cu producerea energiei electrice: pe perioada de irigare, MHCF produce energie mecanică, iar în perioada 16 septembrie – 14 aprilie (211 zile) – energie electrică folosită pentru iluminare, încălzire, acționarea mecanismelor de putere mică etc. Evident, MHCF trebuie dotată suplimentar cu un generator electric (vezi cap. III, p. 5.4), vor crește investițiile, dar și coeficientul de utilizare a puterii instalate. Durata de exploatare pe an a MHCF și coeficientul de utilizare a puterii instalate vor fi egale cu

$$T_{ME} = 24 \cdot K_d (154 + 211) = 6570 \text{ h/an}, K_{PM} = 6570/8760 = 0,75.$$

Deși coeficientul de utilizare a puterii instalate a crescut considerabil, varianta a doua nu asigură pomparea apei la înălțimi mai mari de 12 m. Pentru această situație, autorii propun a treia variantă de dotare a MHCF: cu generator electric și pompe centrifuge electrice de suprafață, dotate cu motoare asincrone. Înălțimea de pompare poate oscila între 10 și 40 m deasupra nivelului apei.

Necesitatea pompei centrifuge, acționate direct de la MHCF, decade. Pentru perioada de irigare, energia electrică se utilizează pentru pompare, iar în perioada rece a anului – pentru alte necesități. Durata de exploatare pe an a MHCF și coeficien-

tul de utilizare a puterii instalate vor avea aceleași valori ca și în varianta a doua:  $T_{EE} = T_{ME} = 6570$  h/an,  $K_{EE} = K_{ME} = 0,75$ .

Scopul studiului de preferabilitate este determinarea costului specific al pompării (lei/m<sup>3</sup>) la înălțimi cuprinse între 10 și 40 m, costului specific al energiei electrice produse (lei/kWh) pentru variantele respective ale MHCF și costului pompării apei pentru irigarea unui teren agricol cu o suprafață dată.

Rezultatele obținute se compară cu variantele alternative posibile: utilizarea motopompelor sau a grupurilor electrogene. A treia variantă alternativă – extinderea rețelelor electrice publice – nu se analizează din considerente economice: extinderea rețelei electrice pe o distanță de un km depășește suma de 120 000 de lei.

#### 4.2. Estimarea investițiilor în construcția microhidrocentralei

Costurile componentelor MHCF au fost determinate în baza experienței acumulate de autori în procesul fabricării acestora la întreprinderile locale și a informației disponibile pe piața internă și externă. S-au analizat cele trei variante de producere a energiilor mecanice, electrice sau mecanice și electrice, care diferă una de alta prin componența MHCF. În tabelul 6.10 sunt prezentate componentele MHCF, costurile inițiale și costurile de renovare ale componentelor cu durata de funcționare mai mică de 20 ani. Durata de studiu se consideră egală cu 20 ani.

Componentele de bază ale MHCF al căror cost constituie peste 70% din total, sunt comune pentru toate cele trei variante. Celelalte componente – pompa cu acționare mecanică, generatorul sincron cu magneți permanenți (GSMP) și pompele electrice determină configurația specifică a MHCF în funcție de tipul energiei produse.

Costurile de renovare actualizate  $I_{RK}$  pentru componenta  $K$  se determină cu expresia:

$$I_{RK} = I_{0K} \frac{1}{(1+i)^{T_K}} = I_{0K} \cdot K_{ASK}, \quad (6.45)$$

unde  $K_{ASK}$  este coeficientul de actualizare simplă a costului inițial  $I_{0K}$  a componentei  $K$ ;  $T_K$  – durata de funcționare a componentei  $K$  până la renovare;  $i = 0,1$  – rata de actualizare.

Durata de viață a multiplicatorului este de 65000 h, a GSMP – de 25000 h, a pompei electrice – de 20 000 h. Astfel, pentru multiplicator  $T_M = 10$  ani; pentru GSMP  $T_G = 4$  ani (în varianta a treia) și renovarea va avea loc peste 4,8, 12 și 16 ani, și  $T_G = 7$  ani (pentru varianta a doua) și renovarea va avea loc peste 7 și 14 ani; pentru pompa electrică  $T_{PE} = 7$  ani și renovarea va avea loc peste 7 și 14 ani.

**Tabelul 6.10.** Costul componentelor MHCF în funcție de tipul energiei produse

Componenta	Durata de funcționare, ani	Anul renovării	Costul componentelor, mii lei		
			Mecanică	Mecanică plus electrică	Electrică
Structura de rezistență	20	–	20,0	20,0	20,0
Rotor cu pale	20	–	40,0	40,0	40,0
Multiplicator	10	După 10 ani	36,0	36,0	36,0
Nodul cu rulmenți	20	–	6,0	6,0	6,0
Punte de legătură cu malul	20	–	3,0	3,0	3,0
Pompă cu acționare mecanică	20	–	25,0	25,0	–
Generator	4/7*	–	–	12,0	12,0
Pompă electrică	7	–	–	–	6,5
<b>Costul inițial al investițiilor, <math>I_{MH}</math></b>			<b>130</b>	<b>142,0</b>	<b>123,5</b>
Costul renovării multiplicatorului, $I_{RM}$	–	După 10 ani	13,9	13,9	13,9
Costul renovării generatorului, $I_{RG}$	–	După 4 ani*	–	După 7** ani: 6,2	8,2
		După 8 ani*			5,6
		După 12 ani*		După 14** ani: 3,2	3,8
		După 14 ani*			3,2
Renovare pompă electrică, $I_{RPE}$	–	După 7 ani	–	–	3,3
		După 14 ani			1,7
<b>Costul actualizat total al investițiilor, <math>I_{MHA}</math></b>			<b>143,9</b>	<b>165,3</b>	<b>163,2</b>

\*Durata de exploatare a GSMP pentru varianta a treia este egală cu 6570 h/an.

\*\*Durata de exploatare a GSMP pentru varianta a doua este egală cu 3798 h/an.

Costul actualizat total  $I_{MHA}$  al investițiilor în construcția MHCF este suma costurilor inițiale ale tuturor componentelor  $I_{MH}$  plus costurile renovării componentelor  $I_{RK}$  a căror durată de funcționare este mai mică de 20 de ani. Cele mai mari costuri revin variantei MHCF, care va produce energie mecanică pentru pomparea apei, iar în cealaltă perioadă a anului – energie electrică. Costurile reziduale ale tuturor componentelor se consideră egale cu zero.

Costurile de operare și mentenanță pe durata de studiu, pentru toate variantele, se consideră egale cu 2,5% din investițiile inițiale și se determină cu formula:

$$C_{OMA} = 0,025 \cdot I_{MH} \cdot K_{AU}, \quad (6.46)$$

unde  $K_{AU}$  este coeficientul de actualizare uniformă (vezi formula (5.7)).

### 4.3. Estimarea debitelor pompelor și a volumului de apă, care poate fi pompat de MHCF D4x1,5

Pentru a compara variantele MHCF între ele și, respectiv, cu cele de alternativă, s-a estimat volumul de apă care poate fi pompat la înălțimi cuprinse între 10 și 40 m. Calculele s-au efectuat în baza următoarelor date inițiale:

1. puterea mecanică la arborele turbinei este constantă și egală cu  $P_{MT} = 3,4$  kW;
2. randamentul global al conversiei energiei cinetice în energie mecanică (vezi cap. III, p.5.7.1) este egal cu 0,846, iar puterea la arborele pompei cu acționare mecanică va fi:  $P_{MPM} = 3,4 \cdot 0,846 = 2,9$  kW;
3. randamentul global al conversiei energiei cinetice în energie electrică (vezi cap. III, p.5.7.2) este egal cu 0,736, iar puterea electrică produsă de GSMP va fi:  $P_G = 3,4 \cdot 0,736 = 2,5$  kW. Luând în considerație și randamentul motorului pompei electrice, care nu depășește 0,85, obținem puterea mecanică la arborele pompei electrice:  $P_{MPE} = 2,5 \cdot 0,85 = 2,1$  kW;
4. pentru toate înălțimile de pompare se consideră constantă puterea la arborele pompei, egală cu 2,2 kW (puterea nominală standard a unui motor asincron).

Debitele pompelor pentru diferite înălțimi s-au calculat astfel:

Puterea utilă a pompei:

$$P_{UP} = 2,725 \cdot Q \cdot H, W; \quad (6.47)$$

puterea motorului electric:

$$P_{ME} = \frac{P_{UP}}{\eta_{ME} \cdot \eta_P}, \quad (6.48)$$

unde  $Q$ , m<sup>3</sup>/h, este debitul pompei;  $H$ , m – înălțimea de pompare;  $\eta_{ME}$  – randamentul motorului electric;  $\eta_P$  – randamentul pompei.

Din (6.47) și (6.48) determinăm debitele pompelor:

$$Q = \frac{2200 \cdot 0,85 \cdot 0,6}{2,725 \cdot H} = \frac{412}{H}. \quad (6.49)$$

În tabelul 6.11 sunt prezentate debitele calculate pentru diferite înălțimi de pompare, tipul pompelor electrice selectate cu parametrii tehnici indicați de producător și volumele de apă asigurate de pompe pe perioada de irigare de 2772 h/an (vezi p. 4.1).

**Tabelul 6.11.** Debitele necesare și parametrii pompelor electrice selectate [32]

$H$ , m	10	20	30	40
$Q$ , m <sup>3</sup> /h	41	21	14	10
Tip pompă selectată	SD 300/3 $Q = 40$ m <sup>3</sup> /h $H = 10$ m	CHT 350 $Q = 20$ m <sup>3</sup> /h $H = 20$ m	CMT 400 $Q = 13$ m <sup>3</sup> /h $H = 30$ m	CBT 400 $Q = 10,5$ m <sup>3</sup> /h $H = 40$ m
Volumul de apă, $V_p$ , m <sup>3</sup> /an	110880	55440	33264	29106

Volumul de apă calculat se consideră același și pentru variantele alternative: motopompă sau cu grup electrogen. Având volumul de apă necesar și durata de funcționare indicată de producător (în ore), va fi determinat anul renovării componentei respective.

#### 4.4. Estimarea costului unui metru cub de apă pompat de MHCF D4x1,5 M, care produce energie mecanică

Folosim procedura descrisă în p.6.3.6: la început se calculează costul unui m<sup>4</sup> ce urmează din produsul  $VH$ , unde  $V$  este volumul de apă pompat la înălțimea  $H$ . Unitatea de măsură m<sup>4</sup> semnifică un metru cub de apă pompat la înălțimea de un metru.

Prin înmulțirea costului unui m<sup>4</sup> de apă cu înălțimea de pompare se determină costul unui m<sup>3</sup> de apă ridicat la înălțimea respectivă.

Configurația MHCF este prezentată în fig. 3.126 și 3.127, caracteristicile pompei cu acționare mecanică PSS40-10/50 – în fig. 3.176 b. Zona de funcționare rațională a pompei corespunde debitelor cuprinse între 35 și 60 m<sup>3</sup>/h, respectiv, înălțimilor de pompare 12 – 7 m. Pentru înălțimea de pompare de 10 m, pompa asigură un debit de 50 m<sup>3</sup>/h, puterea utilă – 1,36 kW, puterea la arborele pompei – 2,1 kW, care este mai mică decât puterea disponibilă egală cu 2,9 kW (vezi p. 4.3). Durata de exploatare a MHCF,  $T_{MP}$  este egală cu 2772 h/an (vezi p. 4.1) și este cea mai mică în comparație cu celelalte două variante. Rezultatele calculului costului unui m<sup>3</sup> de apă este prezentat în tabelul 6.12.

**Tabelul 6.12.** Calculul costului pomparii unui m<sup>3</sup> de apă: MHCF produce energie mecanică.

Perioada de calcul, $T$ , ani	20
Rata de actualizare, $i$	0,1
Coeficientul de actualizare uniformă, $K_{AUP}$ , formula (6.7)	8,51
Costul investițiilor inițiale, $I_{MHM}$ , mii lei (vezi tabelul 6.10)	130,0
Costul de operare și mentenanță, $C_{OMA}$ , mii lei, (6.46)	27,7
Costul total actualizat al investiției, $CTA_{MHM} = I_{MHA} + C_{OMA}$ , mii lei	171,6
Înălțimea de pompare $H$ , m; debitul pompei $Q$ , m <sup>3</sup> /h	10; 50
Volumul de apă pompat, $V = 2772 \cdot Q$ , m <sup>3</sup> x 10 <sup>4</sup>	13,86
Volumul de apă pompat pe durata de studiu, $V_A = V \cdot K_{AUP}$ , m <sup>3</sup> x 10 <sup>4</sup>	118,0
Produsul ( $V_A H$ ), m <sup>4</sup> x 10 <sup>4</sup>	1180
Costul pomparii unui m <sup>4</sup> de apă, $C_A = CTA_{MHM} / (V_A H)$ , lei / m <sup>4</sup>	0,015
Costul pomparii unui m <sup>3</sup> de apă, $C_A \cdot H$ , lei / m <sup>3</sup>	0,15

#### 4.5. Estimarea costului pomparei unui metru cub de apă și a unui kWh de energie electrică. Cazul utilizării MHCF D4x1,5 ME

Configurația MHCF este o combinație a schemelor din fig. 3.129 și 3.130. Unitatea principală este dotată suplimentar cu un GSMP (vezi cap. III, p. 5.4). Durata de exploatare pe an a MHCF crește până la 6570 h, din care 2772 h produce energie mecanică și antrenează pompa centrifugă PSS40-10/50, iar 3798 h produce energie electrică. Înălțimea de pompare este limitată și nu depășește 12 m.

Deoarece costul inițial și cel actualizat total al investițiilor s-au majorat (vezi tabelul 6.10), va crește și costul specific al pomparei.

Costul de operare și mentenanță se determină cu (6.46):

$$C_{OMA} = 0,025 \cdot I_{MH} \cdot K_{AU} = 0,025 \cdot 142 \cdot 8,51 = 30,2 \text{ mii lei.}$$

Costul total actualizat al investiției:

$$CTA_{MHME} = I_{MHA} + C_{OMA} = 165,3 + 30,2 = 195,5 \text{ mii lei.}$$

Costul unui m<sup>4</sup> de apă,  $C_A = CTA_{MHME} / (V_A H) = 195,5 / 1180$ , lei / m<sup>4</sup> = 0,17 lei.

Costul unui m<sup>3</sup> de apă pompat la înălțimea de 10 m:  $C_A^{10} = 10 \cdot 0,17 = 1,7$  lei și este mai mare cu circa 13% decât în cazul precedent.

Cantitatea de energie electrică produsă:

$$EE = 5064 \cdot K_d \cdot P_G = 5064 \cdot 0,75 \cdot 2,5 = 9495 \text{ kWh/an.}$$

Cantitatea de energie electrică produsă pe durata de studiu:

$$EE_A = EE \cdot K_{AU} = 80802 \text{ kWh.}$$

Costul unui kWh de energie electrică,  $C_{EE} = CTA_{MHME} / EE_A = 195,5 \cdot 10^3 / 80802 = 2,42$  lei/kWh.

#### 4.6. Estimarea costului pomparei unui metru cub de apă la diferite înălțimi și a unui kWh de energie electrică. Cazul utilizării MHCF D4x1,5 E

Configurația MHCF corespunde schemei din fig. 3.130: turbina antrenează GSMP, care alimentează pompa electrică. Pentru diferite înălțimi de pompare s-au selectat pompe cu caracteristicile respective (vezi tabelul 6.11), dar puterea motorului este aceeași, fiind egală cu 2,2 kW. Durata de exploatare pe an a GSMP constituie  $8760 \cdot 0,75 = 6570$  h, din care pe durata a 2772 h, energia electrică produsă se folosește pentru pompare, iar pe durata a 3798 h, în alte scopuri. Respectiv, durata de exploatare a pompelor electrice constituie 2772 h/an. Rezultatele calculelor sunt prezentate în tabelul 6.13.



**Tabelul 6.13.** Calculul costului pomparei unui m<sup>3</sup> de apă și al unui kWh de energie electrică: MHCF produce energie electrică.

Costul de operare și mentenanță, $C_{OMA}$ , mii lei, formula (6.46)	26,3			
Costul total actualizat al investiției, $CTA_{MHE} = I_{MHA} + C_{OMA}$ , mii lei	189,5			
Înălțimea de pompare, $H$ , m	10	20	30	40
Volumul de apă pompat, $V$ , m <sup>3</sup> x 10 <sup>4</sup> (v. tab. 6.11)	11,1	5,5	3,3	2,9
Volumul de apă, $V_A = V \cdot K_{AU}$ pompat pe durata de studiu m <sup>3</sup> x 10 <sup>4</sup>	94,5	46,8	28,1	24,7
Produsul ( $V_A H$ ), m <sup>4</sup> x 10 <sup>4</sup>	945	935	843	988
Costul pomparei unui m <sup>4</sup> de apă, $C_A = CTA_{MHE} / (V_A H)$ , lei/m <sup>4</sup>	0,020	0,020	0,022	0,019
Costul pomparei unui m <sup>3</sup> de apă, $C_A \cdot H$ , lei/m <sup>3</sup>	0,20	0,40	0,66	0,76
Cantitatea de energie electrică produsă într-un an, $EE = 8760 \cdot K_d \cdot P_G$ kWh/an	16 425			
Cantitatea de energie electrică produsă pe durata de studiu, $EE_A = EE \cdot K_{AU}$ , kWh	139777			
Costul unui kWh de energie electrică, $C_{EE} = CTA_{MHE} / EE_A$ , lei /kWh	1,36			

#### 4.7. Estimarea costului pomparei unui metru cub de apă la diferite înălțimi cu utilizarea motopompelor

În prezent, pe piața Republicii Moldova se promovează insistent utilizarea, în scopul irigației, a pompelor centrifuge antrenate de un motor cu aprindere sau de un motor Diesel, cu alte cuvinte - motopompele [33,34]. Argumentul principal al producătorului este investiția inițială mică, fără afișarea costurilor mari de operare și mentenanță, costurilor mari ale combustibilului și durata mică de viață, care nu depășește 6000 h.

Costul anual de operare și mentenanță ale motoarelor cu ardere internă constituie 9% din investiția inițială [18]. În acest caz, costul de operare și mentenanță pe perioada de calcul se va calcula cu formula

$$C_{OMA} = 0,09 \cdot I_0 \cdot K_{AU}, \quad (6.50)$$

unde  $I_0$  este investiția inițială (vezi tabelul 6.14).

Costul actualizat al combustibilului

$$C_{CA} = C_{IC} (1 + r_i)^T \cdot V_C \cdot K_{AU}, \quad (6.51)$$

unde  $C_{IC}$  este costul inițial al combustibilului egal cu 13,53 lei/l pentru benzină și 12,5 – pentru motorină;  $r_i$  – rata anuală de creștere a costului combustibilului;

$T$  – durata de calcul egală cu 20 ani;  $V_C$  – volumul consumat de combustibil (vezi tabelul 6.14). Rezultatele estimărilor sunt trecute în tabelul 6.14.

#### 4.8. Estimarea costului pomparei unui metru cub de apă la diferite înălțimi în cazul folosirii grupului electrogen și a pompelor electrice

Această variantă se deosebește de cea precedentă prin substituirea motopompelor cu un grup electrogen (motor cu ardere internă plus generator), care alimentează pompele electrice selectate în p. 4.3 pentru respectivele înălțimi de pompare. Grupul electrogen se va utiliza doar pe perioada de irigare, adică 2772 h/an. Durata de viață a grupului electrogen se consideră egală cu 10 000 h și renovarea va fi făcută peste 4, 8, 12 și, respectiv, 16 ani. Rezultatele calculelor sunt prezentate în tabelul 6.15.

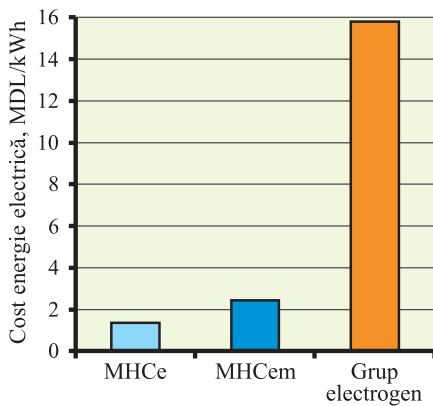


Fig. 6.17. Costul producerii energiei electrice.

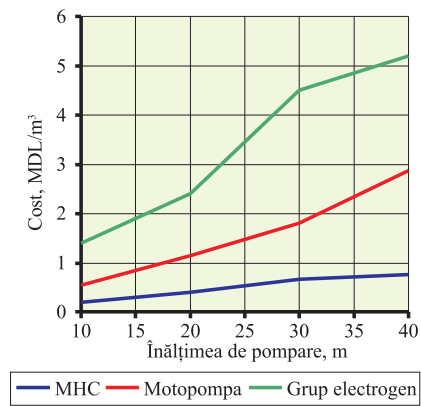


Fig. 6.18. Costul pomparei apei.

În fig. 6.17 este prezentat costul producerii energiei electrice de către MHCe (MHCe – se produce numai energie electrică; MHCem – se produce energie electrică și mecanică), în comparație cu un grup electrogen. Costul specific al pomparei apei (lei/m<sup>3</sup>) la diferite înălțimi este prezentat în fig. 6.18, iar costul pomparei pentru irigarea unei suprafețe de teren agricol amplasate la diferite înălțimi în raport cu oglinda apei – în fig. 6.19.

Pe perioada de irigare, grupul electrogen produce o cantitate de energie electrică egală cu:  $EE = 2772 \cdot 3,4 = 4425$  kWh. Respectiv, pe perioada de calcul:  $EE_A = 4425 \cdot 8,51 = 80207$  kWh, care este folosită pentru alimentarea pompelor electrice. Costul unui kWh de energie electrică va fi:

$$C_{EE} = \frac{CTA_{EGMED}}{EE_A} = \frac{1270,1 \cdot 10^3}{80207} = 15,8 \text{ lei/kWh.}$$

Concluziile care pot fi trase din analiza făcută mai sus se rezumă la următoarele:

1. în condițiile economice din Republica Moldova, utilizarea energiei cinetice a apei curgătoare convertită în energie mecanică sau electrică și folosită, ulterior pentru pomparea apei, este rentabilă;
2. investițiile în construcția unei MHCF sunt de circa 3 ori mai mari decât costul unui grup electrogen de aceeași putere, dar costul energiei electrice produse

**Tabelul 6.14.** Calculul costului pomparii unui metru cub de apă la diferite înălțimi: cazul folosirii motopompelor.

Înălțimea de pompare, $H$ , m	10	20	30	40
Volumul de apă pompat, $V$ , $m^3/\text{an} \times 10^4$	11,1	5,5	3,3	2,9
Tipul motopompei	SEH-80X $H = 10$ m $Q = 90$ $m^3/h$	PTG-208 $H = 20$ m $Q = 46$ $m^3/h$	SEH-50X $H = 30$ m $Q = 31$ $m^3/h$	PTG-208H $H = 40$ m $Q = 26$ $m^3/h$
Consum specific de combustibil, $C_C$ , l/h	1,3	1,4	1,5	2,0
Durata de exploatare, $T_E$ , h/an	1232	1205	1073	1120
Volumul necesar de combustibil, l/an	1602	1687	1610	2240
Media duratei de exploatare, h/an	1158			
Anul de renovare	După 5, 10 și 15 ani			
Coeficientul de actualizare simplă, $K_{AST} = 1/(1+i)^T$	0,621; 0,386; 0,239			
Costul inițial al motopompei, $I_0$ , mii lei	6,2	5,5	5,2	8,0
Costul de renovare peste 5 ani, mii lei	3,9	3,4	3,3	4,9
Costul de renovare peste 10 ani, mii lei	2,4	2,1	2,0	3,1
Costul de renovare peste 15 ani, mii lei	1,5	1,3	1,3	1,9
Costul total actualizat al investițiilor, $I_A$ , mii lei	14,0	12,3	11,8	17,9
Cheltuieli de operare și mentenanță, $C_{OMA}$ , formula (6.50)	4,7	4,2	4,0	6,1
Cheltuieli actualizate pentru combustibil, $C_{CA}$ , formula (6.51), mii lei	489,4	515,4	491,8	684,3
Cheltuieli totale actualizate, $CTA_{MP} = I_A + C_{OMA} + C_{CA}$ , mii lei	508,1	532,0	507,6	708,4
Volumul de apă pompat, $V_A = V \cdot K_{AU}$ , $m^3 \times 10^4$	94,5	46,8	28,1	24,7
Produsul ( $V_A H$ ), $m^3 \times 10^4$	945	935	843	988
Costul pomparii apei, $C_A = CTA_{MP}/(V_A H)$ , lei/ $m^4$	0,054	0,057	0,060	0,072
Costul pomparii apei, $C = C_A \cdot H$ lei/ $m^3$	0,54	1,14	1,80	2,88

**Tabelul 6.15.** Costul pompării unui metru cub de apă la diferite înălțimi și al unui kWh de energie electrică: cazul folosirii grupului electrogen.

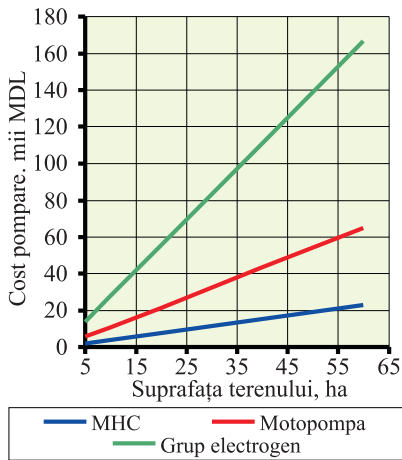
Înălțimea de pompare, $H$ , m	10	20	30	40
Volumul de apă pompat, $V$ , $m^3/\text{an} \times 10^4$	11,1	5,5	3,3	2,9
Tipul grupului electrogen	SDMO DX 4000 E. 3,4 [35] Puterea nominală – 3,4 kW Puterea motorului Diesel – 5 kW			
Consum specific de combustibil, $C_c$ , l/h	1,5			
Durata de exploatare, $T_E$ , h/an	2772	2310	2559	2772
Volumul necesar de combustibil, l/an	4158	3465	3839	4158
Media duratei de exploatare, h/an	2603			
Anul de renovare	După 4, 8, 12 și 16 ani			
Coeficientul de actualizare simplă, $K_{AST} = 1/(1+i)^T$	0,683; 0,466; 0,319; 0,218			
Costul inițial al grupului electrogen, $I_{gp}$ , mii lei	37,5			
Costul de renovare peste 4 ani, mii lei	25,6			
Costul de renovare peste 8 ani, mii lei	17,5			
Costul de renovare peste 12 ani, mii lei	12,0			
Costul de renovare peste 16 ani, mii lei	8,2			
Costul inițial al pompei electrice, mii lei	5,5	5,5	7,0	7,8
Costul de renovare peste 7 ani, mii lei	2,8	2,8	3,6	4,0
Costul de renovare peste 14 ani, mii lei	1,4	1,4	1,8	2,0
Costul total actualizat al investițiilor, $I_A$ , mii lei	110,5	110,5	113,2	114,6
Cheltuieli de operare și mentenanță, $C_{OMA}$ , formula (6.50)	32,9	32,9	34,1	34,7
Cheltuieli pentru combustibil, $C_{CA}$ , formula (6.51), mii lei	1173	978	1083	1173
Cheltuieli totale actualizate, $CTA_{EG} = I_A + C_{OMA} + C_{CA}$ , mii lei	1316,4	1121,4	1230,3	1322,3
Volumul de apă pompat, $V_A = V \cdot K_{AU}$ , $m^3 \times 10^4$	94,5	46,8	28,1	24,7
Produsul ( $V_A H$ ), $m^3 \times 10^4$	945	935	843	988
Costul pompării apei, $C_A = CTA_{EG}/(V_A H)$ , lei/ $m^4$	0,14	0,12	0,15	0,13
Costul pompării apei, $C = C_A \cdot H$ lei/ $m^3$	1,4	2,4	4,5	5,2

de MHCF, pe durata de calcul egală cu 20 ani este de circa 12 ori mai mic decât în cazul grupului electrogen.

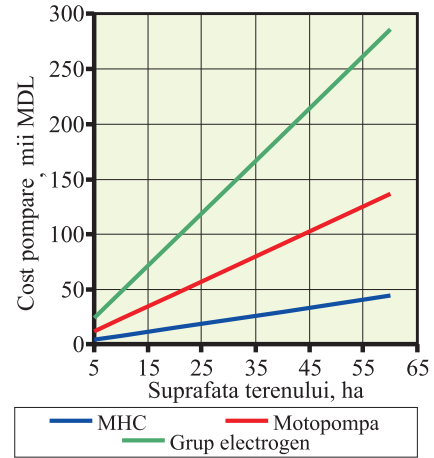
3. MHCF cu diametrul rotorului de 4 m va asigura pomparea apei pentru irigarea terenurilor agricole cu următoarele suprafețe (norma de irigare este egală cu 2000  $m^3/\text{ha}$ ):

- 60 ha la înălțimea de pompare 10-12 m;
- 30 ha la înălțimea de pompare 20 m;
- 18 ha la înălțimea de pompare 30 m;
- 16 ha la înălțimea de pompare 40 m.

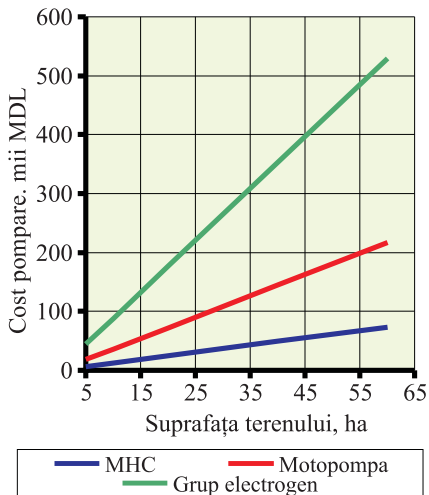
Costul pomparei apei la înălțimi cuprinse între 10 și 40 m cu scopul irigării terenurilor agricole, cu suprafețe cuprinse între 5 și 60 ha este mai mic de circa 3 ori în comparație cu utilizarea motopompelor și, respectiv, de 7,5 ori în comparație cu utilizarea grupurilor electrogene.



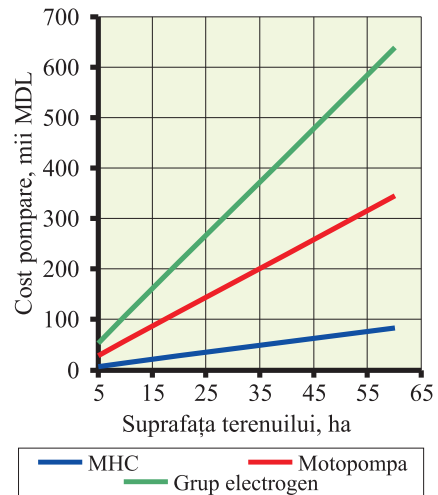
a.



b.



c.



d.

Fig. 6.19. Costul pomparei apei pentru irigarea unei suprafețe de teren: a – înălțimea 10 m; b – înălțimea 20 m; c – înălțimea 30 m; d – înălțimea 40 m.

## 5. Studiu de fezabilitate a microhidrocentralei în derivație

### 5.1. Eventuale minihidrocentrale în derivație pe râul Prut

Altă posibilitate de evitare a construcției barajelor și a consecințelor legate de acestea este utilizarea microhidrocentralelor în derivație (MHCD). În fig. 3.32 este prezentată schema unei MHCD cu canal deschis. În cele mai multe cazuri se apelează la această tehnologie cu scopul obținerii vitezelor mai mari pe porțiuni mici ale curentului de apă. Astfel de amenajări pot fi realizate pe cursul mijlociu al r. Prut unde au fost identificate zeci de coturi ce dau posibilitatea utilizării energiei cinetice prin derivarea unei părți a debitului râului. În fig. 6.20 și 6.21 sunt prezentate două amplasamente: comuna Sculeni și comuna Pererâta, în care lungimea canalului de derivație (porțiunea îngustă a cotului) nu depășește 120 m.

Amenajarea unei MHCD se realizează prin redirecționarea unui anumit debit al apei pe un canal (fig. 6.20, 6.21), numit de derivație, care va asigura o creștere a vitezei curentului de apă pe lungimea canalului. Creșterea vitezei apei se datorează unei pante mai



Fig. 6.20. Cotul natural al Prutului de lângă c. Sculeni.



Fig. 6.21. Cotul natural al Prutului de lângă c. Pererâta.

mari a canalului de derivație decât cea naturală a râului. De exemplu, pentru amplasamentul Sculeni căderea de apă,  $H$ , pe porțiunea cotului cu lungimea în desfășurată de circa 6000 m este egală cu 1,0 m. Aceeași cădere rămâne și pentru canalul de derivație care are lungimea de circa 120 m. În consecință, panta canalului de derivație va fi de 50 de ori mai mare decât cea naturală a râului. În aval, se instalează turbina cu ax vertical sau orizontal. După turbinare, apa este restituită râului printr-un canal deschis numit canal de fugă. În continuare sunt prezentate două variante posibile de MHCD.

**Varianta 1.** Studiul de fezabilitate va fi efectuat pentru o MHCD cu puterea nominală,  $P_n = 10$  kW și destinată pentru alimentarea cu energie electrică, în regim autonom, a unei gospodării țărănești. Se admite un canal de derivație închis confecționat din conducte din beton armat. Diametrul conductei,  $D$ , se va calcula din condiția asigurării debitului necesar  $Q$ , care determină potențialul energetic,  $P_0$ , al curentului de apă:

$$P_0 = 2,725 Q \cdot H, \quad (6.52)$$

unde  $H = 1$  m este căderea disponibilă de apă.

Puterea nominală a MHCD se determină cu formula:

$$P_n = P_0 \cdot \eta_T \cdot \eta_G \cdot \eta_C = P_0 \cdot \eta, \quad (6.53)$$

unde  $\eta_T = 0,75$  este randamentul turbinei;  $\eta_G = 0,87$  – randamentul generatorului cu excitație electromagnetică;  $\eta_C = 0,9$  – randamentul hidraulic al conductei de derivație;  $\eta = 0,59$  – randamentul global al conversiei energiei.

Din (6.53) calculăm potențialul energetic, iar din (6.52) – debitul necesar:

$$P_0 = \frac{P_n}{\eta} = \frac{10}{0,59} = 17 \text{ kW}; \quad Q = \frac{P_0}{2,725 \cdot H} = \frac{17000}{2,725} = 6238 \text{ m}^3/\text{h} \text{ sau } 1,73 \text{ m}^3/\text{s}$$

și constituie 2,5% din debitul mediu anual al r. Prut.

Conform [33], pentru debitul  $Q$  și diametrul conductei  $D = 3$  m, pierderile hidraulice constituie 0,9 m la 1000 m lungime a conductei. Pentru comuna Sculeni, lungimea conductei nu depășește 120 m și pierderile hidraulice nu vor depăși 0,1 m sau 10% din căderea disponibilă.

## 5.2. Costurile construcțiilor civile și ale componentelor microhidrocentralei în derivație

Principalele componente ale cheltuielilor în realizarea unei MHCD sunt:

- costul echipamentului electromecanic: turbină, generator, dispozitiv de direcționare a apei etc.;

- costul lucrărilor de construcție civilă (lucrări de excavare, montare a conductei de derivație, amenajarea intrării și ieșirii apei din canal, costul elementelor din beton armat etc.);
- costul infrastructurii electrice: rețele electrice locale, aparataj de comutație, comandă și protecție (pentru MHCD care funcționează în regim autonom) sau costul conectării la rețelele electrice publice.

În Republica Moldova, în ultimii 60 de ani, nu a fost construită nici o microhidrocentrală, fie în derivație, fie cu baraj, evident lipsesc și date cu privire la costul componentelor. Din aceste motive vom folosi date cunoscute pentru MHC, deja construite în alte țări, pe care le considerăm acceptabile și în condițiile Republicii Moldova. În tabelul 6.16 sunt prezentate costurile aferente MHC cu puterea cuprinsă între 10 și 50 kW [34]. O astfel de abordare se acceptă doar la etapa inițială de estimare economică a unui proiect în domeniul microhidroenergeticii. Un studiu complet de fezabilitate include: proiectul detaliat al MHCD; calculul asigurării hidrologice pe o perioadă de un an; studii pe teren cu scopul evaluării volumului lucrărilor de construcție civilă; specificațiile echipamentului electromecanic, aparatajului de comutație, protecție și comandă, inclusiv, tipul, furnizorul, costurile etc.; cantitatea de energie electrică care va fi produsă; estimarea costului unei unități de energie electrică; evaluarea impactului asupra mediului.

**Tabelul 6.16.** Cheltuielile aferente proiectelor în domeniul microhidro-energeticii, Peru [34].

MHC	Puterea, kW	Costuri, \$SUA, 1996				Cost specific, \$/kW
		Echipament electro-mecanic	Lucrări de construcție civilă	Infrastructura electrică	Total	
Moyan	10	13111	12555	6936	32602	3260
Cascarila	50	22644	39669	7500*	69813	1396

\* Costul unui km de rețea în condițiile Republicii Moldova este egal cu 15 000 \$. Distanța de la MHCD până la rețelele electrice existente în c. Sculeni nu depășește 500 m.

Pentru calculele ulterioare, acceptăm costul mediu al unui kW instalat egal cu 3260 \$/kW, în cazul unei MHCD cu puterea de 10 kW, care va funcționa în regim autonom și cu 1396 \$/kW – în cazul MHCD cu puterea de 50 kW, conectată la rețea. Cheltuielile specifice de operare și mentenanță anuale se consideră egale cu  $C_{SOP} = 0,01$  \$/kWh.

### 5.3. Estimarea prețului de cost al unui kWh de energie electrică produs la MHCD

La început vom determina consumatorii de energie electrică ai gospodăriei țărănești, puterea instalată, durata medie de funcționare într-o zi și consumul diurn de energie. Pentru consumatorii dotați cu motoare electrice, puterea instalată s-a determinat prin împărțirea puterii nominale la randamentul motorului. Datele în cauză



sunt prezentate în tabelul 6.17. Consumul diurn s-a determinat ca produsul puterii nominale și durata medie de funcționare. Pentru sistemele autonome, fără acumuloare de energie, este important să planificăm activitățile de producere pe perioada unui an, astfel încât consumul de energie să fie cât mai uniform repartizat și mai aproape, ca valoare, de capacitățile de generare a MHCD. În acest caz se va obține un coeficient de utilizare mai mare al puterii instalate a MHCD. Consumul anual, totodată, producerea de energie electrică

$$CA_{EE} = 120 \cdot 365 = 43800 \text{ kWh.}$$

Se admite perioada de calcul  $T = 20$  ani, rata de actualizare  $i = 0,1$ . Cheltuielile totale de operare și mentenanță se calculează cu formula:

$$C_{OM} = 0,01 CA_{EE} \cdot K_{AU} = 0,01 \cdot 220047 \cdot 8,51 = 3727 \text{ \$,}$$

unde  $K_{AU}$  este coeficientul de actualizare uniformă (vezi formula 6.7).

**Tabelul 6.17.** Consumatorii de energie electrică ai unei gospodării țărănești.

Consumator	Puterea instalată, kW	Ore de funcționare pe zi	Consum diurn, kWh/zi	Notă
Frigider	0,5	6	3,0	
Boiler, 250 l	3,5	6	21,0	Funcționează între 24 <sup>00</sup> și 6 <sup>00</sup>
Pompă pentru apă, $Q = 20$ m <sup>3</sup> /h, $H = 30$ m	3,5	13	19,2	Funcționează în perioada 15 aprilie – 15 septembrie, 154 zile
Încălzirea serei pentru Răsad, 50 m <sup>2</sup>	5,0	24	39,4	Funcționează în perioada februarie – mai, 120 zile
Climatizor	2,6	12	15,6	Funcționează în perioada aprilie - septembrie, 183 zile
Cameră frigorifică	4,7	7	13,8	Funcționează în perioada septembrie - ianuarie, 153 zile
Fier de călcat	1,2	0,2	0,2	
TV color, 25"	0,3	5	1,5	
Calculator	0,3	8	2,4	
Cuptor cu microunde	0,8	0,5	0,4	
Becuri LFC, 20 bucăți	0,4	4	1,6	
Mașină de spălat rufe	3,0	0,5	1,5	
Mașină unealtă de strujit	1,8	1	1,8	
Mașină unealtă de găurit	0,9	1	0,9	
Aspirator	1,2	0,5	0,6	
<b>Consum total diurn</b>			<b>120,0</b>	

Cheltuielile totale actualizate în construcția MHCD:

$$CTA_{MHCD} = C_{TI} + C_{OM} = 32602 + 3727 = 36329 \$,$$

unde  $C_{TI} = 32602$  \$ prezintă cheltuielile totale inițiale (vezi tabelul 6.16).

Prețul de cost al energiei electrice:

$$C_{EE} = \frac{CTA_{MHCD}}{CA_{EE} \cdot K_{AU}} = \frac{36329}{43800 \cdot 8,51} = 0,097 \$/\text{kWh sau } 1,08 \text{ lei } /\text{kWh}.$$

Costul energiei electrice este mai mic decât în cazul folosirii microhidrocentralei flotante (vezi p.4.6) și se explică prin influența factorului de scară: puterea instalată este de 3,3 ori mai mare.

**Varianta II.** Dacă mărim debitul  $Q$  până la  $8,4 \text{ m}^3/\text{s}$ , potențialul energetic al curentului de apă va crește până la  $82,0 \text{ kW}$  și putem extrage o putere utilă egală  $82 \cdot 0,61 = 50,0 \text{ kW}$ . Randamentul conversiei crește până la  $61,0\%$  datorită randamentului mai mare al generatorului egal cu  $90,0\%$ . Este rațional ca MHCD să funcționeze în paralel cu rețeaua electrică publică și va trebui să extindem rețeaua existentă cu circa  $500 \text{ m}$ . Costul inițial total al investițiilor,  $I_0$ , se estimează la  $69\,813$  \$. Pe perioada de un an, MHCD va produce:

$$CA_{EE} = 8760 \cdot P_n \cdot K_U = 8760 \cdot 50 \cdot 0,6 = 262800 \text{ kWh},$$

unde  $K_U$  este coeficientul de utilizare a puterii instalate.

Cheltuieli de operare și mentenanță totale:

$$C_{OM} = 0,01 CA_{EE} \cdot K_{AU} = 0,01 \cdot 262800 \cdot 8,51 = 22364 \$.$$

Cheltuielile totale actualizate în construcția MHCD cu puterea de  $50 \text{ kW}$ :

$$CTA_{MHCD} = I_0 + C_{OM} = 69\,813 + 22364 = 92177 \$.$$

Prețul de cost al energiei electrice:

$$C_{EE} = \frac{CTA_{MHCD}}{CA_{EE} \cdot K_{AU}} = \frac{92177}{2,24 \cdot 10^6} = 0,041 \$ \text{ sau } 0,46 \text{ lei}.$$

Dacă acceptăm un tarif de vânzare a energiei electrice egal cu  $T_{EE} = 0,8$  lei/kWh sau  $0,0714$  \$/kWh (tarif mediu de livrare a energiei electrice produse de CET-uri) către rețelele electrice de distribuție, obținem o perioadă de recuperare a investițiilor:

$$T = \frac{I_0}{CA_{EE}(T_{EE} - C_{SOM})} = \frac{69813}{262800(0,0714 - 0,01)} = 4,3 \text{ ani}.$$

Pentru reducerea costurilor MHCD se recomandă utilizarea recomandărilor menționate în tabelul 6.18.

Tabelul 6.18. Căi de reducere a costurilor.

Puterea, kW	Căi de reducere a costurilor
0,2-1	<p>Această gamă de echipament este utilizată în principal pentru încărcarea bateriilor și microhidrocentrale foarte mici:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• A utiliza componente ale echipamentului pentru industria automobilelor (generatoare de curent continuu, lămpi de curent continuu, transmisii).</li> <li>• A reduce lucrările civile (de ex. utilizarea canalelor de pământ).</li> <li>• A utiliza tuburile PVC sau din polietilenă.</li> <li>• Sala de mașini (camera de instalare a utilajului) trebuie să fie simplă, mică și în întregime executată din materiale locale.</li> </ul>
1-5	<p>Această gamă de echipament este utilizată în businessul mic (în special utilizări productive), iar în unele cazuri, pentru satisfacerea cerințelor reduce de iluminarea casnică:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• A utiliza motoare electrice asincrone în regim de generator și controlerele electronice.</li> <li>• A utiliza sala de mașini simplă executată în întregime din materiale locale.</li> <li>• A reduce lucrările civile (de ex., utilizarea canalelor de pământ).</li> <li>• A folosi rețele electrice cu o singură fază.</li> <li>• Consumatorul să fie cât mai aproape de sursa generatoare.</li> </ul>
5-20	<p>Sarcini mici pentru utilizări productive și satisfacerea necesităților energetice ale unei localități mici:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• A utiliza motoare electrice asincrone în regim de generator și controlerele electronice.</li> <li>• A utiliza pompe în regim de turbină, în special, pentru schemele de aproximativ 20 kW.</li> <li>• A efectua lucrări civile simple, materiale locale, canale de pământ, căi de control simple, căi de acces naturale etc.</li> <li>• A folosi rețele electrice cu o singură fază.</li> <li>• A nu folosi tensiune joasă, numai dacă este absolut necesară.</li> </ul>
20-100	<p>Utilizate pentru satisfacerea necesităților rurale în electrificare, în special, la iluminarea unor localități de 50-300 case sau mai multe:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• A utiliza pompe în regim de turbină pentru înlocuirea turbinelor de înălțime medie sau de debit mediu (tip cross-flow sau Francis), pentru dimensiuni reduse pot fi utilizate generatoarele electrice cu inducție, însă doar după o analiza de caz.</li> <li>• A efectua lucrări civile simple, materiale locale, canale de pământ etc.</li> <li>• Este important ca, Consumatorul să fie cât mai aproape de sursa de energie (MHC) pentru a utiliza rețele de tensiune medie.</li> <li>• A utiliza controlerele de sarcină electronice în locul controlerelor hidraulice utilizate anterior.</li> </ul>

## Bibliografie

1. <http://www.ewea.org/index.php?id=91> Wind Energy: The facts. An analyses of wind energy in the EU-25. Accesat la 30.04.07.
2. Editorial: Priorități ale politicii energetice internaționale în cadrul UE. Mesajul Energetic, nr. 66, aprilie 2007, p. 2-4.
3. Todos P., Sobor I., Ungureanu D., Chiciuc A., Pleșca A. Energia regenerabilă: Studiu de fezabilitate. Ch.: Min. Ecologiei, Construcțiilor și Dezvoltării Teritoriului; PNUD Moldova, 2002. - 158 p.
4. Todos P., Sobor I., Chiciuc A., Grosu M. Prefeasibility study for wind power production in Republic of Moldova. Bul. Inst. Politehnic din Iași. Tomul L(LIV), Fasc. 5A. Electrotehnică, Energetică, Electronică, p. 240- 245. Iași. -2004.
5. Sobor I., Todos P., Chiciuc A. Regarding the just removing of subsidies for energy production from fossil to renewable sources in Republic of Moldova. Proceedings of the 5 th International Conference on Electromechanical and Power Systems. 6th-8th October 2005 Chisinau. V.1, pp.496-498. ISBN Vol. 1: 973-716-209-9.
6. Sobor I. Este energia regenerabilă mai scumpă? Conf. Intern. „Energetica Moldovei - 2005”, 21-24 sept. 2005, Chișinău: Rapoarte. - Ch.: Tip. Academiei de Științe a Republicii Moldova. p. 579-583. ISBN 9975-62-145-7.
7. Sobor I., Chiciuc A. Studiu de fezabilitate a unei centrale eoliene amplasată în zona de sud a Republicii Moldova. Energetica, nr. 12, 2006, p. 516 -519. ISSN: 1453-2360.
8. Sobor I., Caragheaur D., Nosadze Ș. Surse regenerabile de energie: curs de prelegeri / Min. Educației și Tineretului. Univ. Tehn. a Moldovei.- Ch.: UTM, 2006.- 380 p. ISBN 978-9975-45-020-1.
9. Sobor I. Is the wind power more expensive? Analele Universității din Craiova. Seria Inginerie Electrică, anul 31, nr. 31, 2007. V.II, Editura Universitaria, pp.256-259. ISSN 1842-4806.
10. Renewable Energy: power for a sustainable future. Edited by Godfrey Boyle. Oxford University Press. Oxford: - 2004. - 453 p. ISBN 0-19-926178-4.
11. [www.energy.iastate.edu/renewable/windwem/wem-13\\_econ.html](http://www.energy.iastate.edu/renewable/windwem/wem-13_econ.html) Accesat la 20 septembrie 2006.
12. Dîmbean – Creța O. Decizia de investiții: valoarea economică adăugată. – București: Editura Tehnică, 2000. – 302 p. ISBN 973-31-1388-3.
13. Stanciu F., Pârvu D., Stoian M. Eficiența economică a investițiilor. - București: Editura didactică și pedagogică, 1995. – 353 p.
14. Românu I., Vasilescu I. Eficiența economică a investițiilor și capitalului fix. - București: Editura Didactică și Pedagogică, 1993. – 301 p.

15. Arion V., Codreanu S. Bazele calculului tehnico-economic al sistemelor de transport și distribuție a energiei electrice. – Chișinău: U.T.M., 1998. - 135 p.
16. John A. Duffie, William A. Beckman. Solar engineering of thermal processes. – 2<sup>nd</sup> edition, A Wiley Interscience Publication, 1991. ISBN 0-471-510564.
17. Solar Electricity/edited by Tomas Markvart – 2<sup>nd</sup> Edition. UNESCO energy engineering series. University of Southampton, UK, 2000, 280 p. ISBN 0-471-98852-9.
18. Le pompage photovoltaïque: manuel de cours à l'intention des ingénieurs et des techniciens. Par Jimmy Royer, Thomas Djiako, Eric Schiller. Bocar Sada Sy. IEPF, Université d'Ottawa, - 1998, 255 p. ISBN 2-89481-006-7.
19. Ambros T., Sobor I., Arion V. ș.a. Surse regenerabile de energie / Ch.: Ed. Tehnica - Info, 1999. - 434 p. ISBN 0075-910-79-3.
20. Photovoltaics in 2010. Vol.1: Current status and a strategy for European industrial and market development. Luxemburg, 1996. ISBN 92-827-5347-6.
21. Gavrilița A.O. Sovremennye problemy dojdevanija. Ministerstvo sel'skogo hozajstva i prodovol'stviya Respubliki Moldova. Chișinău, 1993. -388 p.
22. Hotărârea Guvernului Republicii Moldova cu privire la restabilirea sistemelor de irigare nr. 256 din 17.04.2001. MO nr. 46/291 din 20.04.2001.
23. [www.windmailpower.com](http://www.windmailpower.com) Accesat la 10 noiembrie 2007.
24. [www.turbex.com](http://www.turbex.com) Accesat la 10 noiembrie 2007.
25. [www.nv-tiarui.com](http://www.nv-tiarui.com) Accesat la 20 august 2007.
26. Sobor I. Potențialul energetic eolian al Republicii Moldova: modele, estimări, măsurări și validări. Meridian Ingineresc, nr. 2, 2007, p. 59-66. ISSN 1683-853X.
27. Berghey M. Wind-electric pumping systems for communities. The First International Symposium on Safe Drinking Water in Small Systems, May 10-13, 1998, Washington, D.C., USA.
28. [www.tss.ru/ncdetail](http://www.tss.ru/ncdetail). Accesat la 20 noiembrie 2007.
29. [www.agregat-m.ru/html/motopompa.htm](http://www.agregat-m.ru/html/motopompa.htm). Accesat la 19 noiembrie 2007.
30. [www.energoshop.ru](http://www.energoshop.ru). Accesat la 5 noiembrie 2007.
31. Gavrilița A, Dăscălescu L, Dăscălescu S. Irigarea tehnică și tehnologii moderne.- Ch.: Pontos, 2005.- p.72. ISBN 9975-926-50-9.
32. [www.pentax\\_pumps.it](http://www.pentax_pumps.it). Accesat la 10 noiembrie 2007.
33. Sheveliov F. A. Tabliczy dlya gidravlicheskogo rascyota stal'nyh, cyugunnyh, asboczementnyh plastmassovyh i steklyanyh vodoprovodnyh trub. Moskva: Stroiizdat, 1973.- 123 c.
34. Raport *ESMAP/ITDG*. 1996.

## POSTFAȚĂ

Una din cele mai mari provocări ale secolului al XXI<sup>-lea</sup> constă în asigurarea accesului fiecărui cetățean al Planetei la energie nonpoluantă, durabilă care, conform Comisiei ONU, înseamnă “o dezvoltare, care satisface necesitățile prezentului fără a compromite capacitățile viitoarelor generații să-și satisfacă propriile necesități”. Dat fiind faptul că producerea energiei din surse fosile provoacă poluarea mediului, creșterea pericolului pentru sănătate, schimbarea climei etc. conceptul de dezvoltare durabilă a fost acceptat și concretizat la Conferința Cadru a ONU privind Schimbarea Climei, care a avut loc în anul 1992 la Rio de Janeiro, în primul rând, în contextul dezvoltării sectorului energetic. Republica Moldova a accesat protocolul de la Kyoto la 22 aprilie 2003, de asemenea, este semnatară a 18 convenții internaționale de mediu, printre care: „Convenția asupra poluării atmosferice transfrontaliere la distanțe lungi”; „Convenția-cadru a ONU cu privire la schimbarea climei”; „Convenția ONU privind combaterea deșertificării în țările afectate de secetă și/sau deșertificare”; „Convenția de la Viena privind protecția stratului de ozon” ș.a.

Rezolvarea cu succes a multiplelor probleme ce stau în fața Republicii Moldova, inclusiv a celor ce țin de sectorul energetic, depinde, în mare măsură, de două aspecte: informațional și educațional. Prin elaborarea acestui manual, autorii au încercat să aducă o contribuție la realizarea Strategiei Energetice a Republicii Moldova până în anul 2020 și a Legii Energiei Regenerabile nr. 160 – XVI din 11 iulie 2007, care au stabilit obiectivul majorării cotei Surselor Regenerabile de Energie (SRE) în bilanțul energetic până la 6% în 2010 și 20% în 2020. Pentru a rezolva problema energiei în Republica Moldova este necesară schimbarea mentalității generației formate în perioada de până la proclamarea independenței, în care tarifele pentru energie nu reflectau cheltuielile reale. Este necesară educarea generației tinere, pentru care utilizarea surselor regenerabile de energie, problemele mediului și ale schimbărilor climatice să devină o prioritate în toate activitățile.

Asimilarea cunoștințelor inserate în prezentul manual într-un domeniu sau altul va permite implicarea cititorului în soluționarea problemelor de ordin economic și ecologic prin sporirea utilizării resurselor regenerabile de energie (SRE) prietenoase mediului. În condițiile crizei energetice actuale, soarele, vântul și apele râurilor ar putea avea o pondere importantă în producerea energiei în Republica Moldova, necesară, în special, pentru asigurarea cu energie a consumatorilor individuali prin utilizarea sistemelor de conversie de putere mică. Având condiții naturale deosebit de benefice (soluri mănoase și climă moale) Republica Moldova ar putea deveni un producător de produse agricole ecologic pure de o calitate înaltă prin utilizarea sistemelor de irigare alimentate cu energie electrică produsă prin convertirea energiei eoliene, hidraulice, solare.

Evoluția schimbărilor spre o economie durabilă bazată și pe utilizarea pe scară largă a Surselor Regenerabile de Energie va depinde cum vom conștientiza cu toții necesitatea alinierii politicii energetice naționale la cea europeană pentru:

- reducerea treptată a subvențiilor și majorarea taxelor pentru a reflecta costurile ambientale;
- redirecționarea cheltuielilor de cercetare-dezvoltare spre noi tehnologii de conversie a energiilor regenerabile;
- facilitarea investițiilor în producerea electricității eoliene și hidraulice;
- crearea unei piețe interne de energie libere și echitabile pentru toți: producători, importatori, distribuitori și consumatori.

Aceste tendințe sunt în deplină concordanță cu strategia Uniunii Europene, al cărui membru tinde să fie și Republica Moldova. Primul pas al UE spre elaborarea Strategiei a fost lansarea în 1996 a primei versiuni a Strategiei în așa numita **Carte Verde** "*Énergie pour l'avenir: les sources d'énergie renouvelables*". După dezbaterea publică asupra *Cărții verzi* a fost redactată Strategia finală expusă în **Cartea albă** "*Énergie pour l'avenir: les sources d'énergie renouvelables. Une stratégie et un plan d'action communautaires*". Aceste măsuri se referă la producerea și livrarea energiei electrice din SRE în noile condiții de liberalizare a pieței de energie și sunt expuse în „*Directive 96/92/CE du Parlement européen et du Conseil, du 19 décembre 1996, concernant des règles communes pour le marché intérieur de l'électricité. JO L27 du 30.01.1997 p.20*”. Obiectivul principal al Strategiei este asigurarea către anul 2010 din (SRE) a (12–15)% din consumul intern brut. Avantajele prezentate de SRE pentru mediu justifică adoptarea unor condiții stimulatorii de finanțare: obligația de a garanta cumpărarea la un tarif fix a unei cantități definite de electricitate produsă din SRE, care ar permite acoperirea tuturor cheltuielilor de construcție a sistemelor de conversie a energiilor regenerabile, de operare și mentenanță și o rentabilitate rezonabilă.

Manualul își propune promovarea noilor tehnologii pentru soluționarea a două probleme majore: diminuarea dependenței de importul energiei electrice dintr-o singură sursă (75% în anul 2007) prin producerea la scară largă a energiei electrice, folosind turbine eoliene moderne cu puterea mai mare de 2 MW și stimularea fabricării în Republica Moldova a turbinelor eoliene și microhidrocentralelor de putere mică (3...10) kW pentru utilizări individuale; asigurarea cu energie eoliană și solară a sistemelor de irigare etc. Rezultatele studiilor demonstrează:

- Prețul de cost al energiei electrice eoliene este mai mic decât al energiei produse din gaz natural.
- Costul pompareii apei pentru irigarea terenurilor cu suprafețe cuprinse între 5 și 50 ha, amplasate la înălțimi de 10...40 m deasupra oglinzii apei, este mult mai mic în cazul utilizării microhidrocentralelor flotante sau turbinelor eoliene de

putere mică decât în cazul folosirii motopompelor sau grupurilor electrogene, care funcționează prin arderea combustibililor fosili.

- Prețul de cost al energiei electrice produse la o microhidrocentrală în derivație este mai mic decât al energiei electrice obținută prin arderea gazului natural.

Prin promovarea sistemelor de conversie a energiei solare, hidro sau eoliene cu puterea de (1...10) kW, autorii manualului încearcă să schimbe opinia greșită conform căreia consumurile necesare de energie pot fi satisfăcute doar de la sistemele energetice centralizate de putere mare. Mii de consumatori mici din sectorul rural, dispersați teritorial, pentru care, în majoritatea cazurilor, conectarea la rețelele electrice publice nu este rațională, au nevoie de puteri generatoare mici pentru satisfacerea necesităților energetice. O unitate generatoare de putere mică bazată pe energia eoliană, hidro sau solară asigură încălzirea apei, a spațiului locativ sau a serelor în perioada rece a anului, pomparea apei necesară irigațiilor, uscarea fructelor și legumelor – în timpul verii, pentru acționarea diferitelor utilaje cu acționare electromecanică – pe parcursul întregului an.

Implementarea SRE în Republica Moldova va fi posibilă numai prin stimularea instituțională, legislativă, financiară și educațională. Obstacolul principal în calea valorificării SRE este, în primul rând, de natură politică și educațională și mai puțin de natură tehnică sau tehnologică. Pentru a schimba atitudinea societății față de SRE este necesară realizarea proiectelor demonstrative, educația și instruirea tinerilor începând cu grădinița de copii, școală, liceu, universitate. De încadrarea plenară a tineretului cu gândire creativă în elaborarea sistemelor de conversie a energiilor regenerabile la nivel național va depinde succesul valorificării SRE în Republica Moldova, iar la scară mondială - dacă secolul al XXI<sup>-lea</sup> va fi al energiilor regenerabile sau nu va fi deloc.

*Autorii*





# ANEXE

## Anexa 1

### Date cu privire la radiația solară pe teritoriul Republicii Moldova [10, capitolul 2]

**Tabelul A1.1.** Iradiația solară, kW/m<sup>2</sup> (densitatea de putere instantanee pe o suprafață orizontală), în condiții de cer senin, stația meteorologică Chișinău. Perioada observărilor 1954-1980.

Ora	Iradiația	I	II	III	IV	V	VI
6 <sup>30</sup>	Directă, B			0,03	0,08	0,17	0,20
	Difuză, D			0,04	0,08	0,10	0,11
	Globală, G			0,07	0,16	0,27	0,31
9 <sup>30</sup>	Directă, B	0,13	0,21	0,38	0,50	0,59	0,60
	Difuză, D	0,07	0,11	0,13	0,16	0,16	0,17
	Globală, G	0,20	0,32	0,51	0,66	0,75	0,77
12 <sup>30</sup>	Directă, B	0,25	0,36	0,54	0,64	0,73	0,74
	Difuză, D	0,11	0,13	0,15	0,17	0,16	0,17
	Globală, G	0,36	0,49	0,69	0,81	0,89	0,91
15 <sup>30</sup>	Directă, B	0,06	0,15	0,26	0,35	0,45	0,49
	Difuză, D	0,05	0,08	0,11	0,13	0,13	0,14
	Globală, G	0,11	0,23	0,37	0,48	0,58	0,63
18 <sup>30</sup>	Directă, B				0,01	0,03	0,07
	Difuză, D				0,03	0,05	0,06
	Globală, G				0,04	0,08	0,13
Ora	Iradiația	VII	VIII	IX	X	XI	XII
6 <sup>30</sup>	Directă, B	0,17	0,11	0,05	0,01		
	Difuză, D	0,10	0,08	0,06	0,03		
	Globală, G	0,27	0,19	0,11	0,04		
9 <sup>30</sup>	Directă, B	0,56	0,50	0,43	0,32	0,20	0,12
	Difuză, D	0,17	0,16	0,14	0,11	0,09	0,07
	Globală, G	0,73	0,66	0,57	0,43	0,29	0,19
12 <sup>30</sup>	Directă, B	0,72	0,65	0,56	0,44	0,30	0,24
	Difuză, D	0,17	0,16	0,14	0,11	0,09	0,08
	Globală, G	0,89	0,81	0,70	0,55	0,39	0,32
15 <sup>30</sup>	Directă, B	0,47	0,39	0,29	0,14	0,04	0,02
	Difuză, D	0,14	0,13	0,10	0,07	0,04	0,03
	Globală, G	0,61	0,52	0,39	0,21	0,08	0,05
18 <sup>30</sup>	Directă, B	0,06	0,02				
	Difuză, D	0,06	0,04				
	Globală, G	0,12	0,06				

**Tablelul A1.2.** Iradiația solară, kW/m<sup>2</sup> (densitatea de putere instantanee pe o suprafață orizontală), nebulozitate medie, stația meteorologică Chișinău. Perioada observărilor 1954-1980.

Ora	Iradiația	I	II	III	IV	V	VI
6 <sup>30</sup>	Directă, B			0,00	0,03	0,08	0,12
	Difuză, D			0,02	0,07	0,11	0,12
	Globală, G			0,02	0,10	0,19	0,24
9 <sup>30</sup>	Directă, B	0,03	0,05	0,12	0,23	0,31	0,38
	Difuză, D	0,07	0,11	0,17	0,21	0,24	0,24
	Globală, G	0,10	0,16	0,29	0,44	0,55	0,62
12 <sup>30</sup>	Directă, B	0,08	0,11	0,18	0,27	0,34	0,44
	Difuză, D	0,12	0,16	0,22	0,26	0,28	0,28
	Globală, G	0,20	0,27	0,40	0,53	0,62	0,72
15 <sup>30</sup>	Directă, B	0,02	0,04	0,09	0,14	0,19	0,25
	Difuză, D	0,04	0,08	0,13	0,17	0,20	0,21
	Globală, G	0,06	0,12	0,22	0,31	0,39	0,46
18 <sup>30</sup>	Directă, B				0,00	0,01	0,03
	Difuză, D				0,01	0,04	0,06
	Globală, G				0,01	0,05	0,09

Ora	Iradiația	VII	VIII	IX	X	XI	XII
6 <sup>30</sup>	Directă, B	0,10	0,06	0,02	0,00		
	Difuză, D	0,11	0,08	0,05	0,01		
	Globală, G	0,21	0,14	0,07	0,01		
9 <sup>30</sup>	Directă, B	0,36	0,34	0,27	0,15	0,05	0,03
	Difuză, D	0,24	0,21	0,18	0,14	0,08	0,06
	Globală, G	0,60	0,55	0,45	0,29	0,13	0,09
12 <sup>30</sup>	Directă, B	0,42	0,41	0,34	0,23	0,07	0,06
	Difuză, D	0,28	0,25	0,21	0,16	0,12	0,10
	Globală, G	0,70	0,66	0,55	0,39	0,19	0,16
15 <sup>30</sup>	Directă, B	0,27	0,23	0,16	0,07	0,01	0,00
	Difuză, D	0,21	0,18	0,13	0,08	0,03	0,02
	Globală, G	0,47	0,41	0,29	0,15	0,04	0,02
18 <sup>30</sup>	Directă, B	0,03	0,01				
	Difuză, D	0,06	0,03				
	Globală, G	0,09	0,04				

**Tablelul A1.3.** Iradierea (expunerea) solară directă, MJ/m<sup>2</sup>, pe o suprafață orizontală, în condiții de cer senin, stația meteorologică Chișinău.

Luna	Intervalul de timp orar (timpul solar)								Diurnă	Anuală
	4-5	5-6	6-7	7-8	8-9	9-10	10-11	11-12		
I				0,03	0,18	0,46	0,71	0,92	4,60	143
II			0,0	0,15	0,49	0,87	1,13	1,30	7,88	221
III			0,16	0,51	0,92	1,35	1,66	1,89	12,98	402
IV		0,02	0,28	0,77	1,27	1,76	2,15	2,32	17,21	516
V	0,01	0,16	0,56	1,08	1,59	2,02	2,43	2,61	21,17	656
VI	0,07	0,28	0,69	1,17	1,71	2,15	2,53	2,69	22,73	682
VII	0,02	0,20	0,61	1,07	1,61	2,04	2,41	2,56	21,04	652
VIII	0,00	0,10	0,39	0,87	1,37	1,84	2,17	2,32	18,12	562
IX		0,01	0,13	0,56	1,08	1,51	1,86	2,02	14,34	430
X			0,03	0,26	0,67	1,10	1,47	1,61	10,28	319
XI				0,06	0,36	0,67	0,97	1,13	6,38	191
XII				0,00	0,10	0,38	0,71	0,90	4,18	130
Anuală										4904

Luna	Intervalul de timp orar (timpul solar)								Diurnă	Anuală
	12-13	13-14	14-15	15-16	16-17	17-18	18-19	19-20		
I	0,92	0,71	0,46	0,18	0,03				4,60	143
II	1,30	1,13	0,87	0,49	0,15	0,00			7,88	221
III	1,89	1,66	1,35	0,92	0,51	0,16			12,98	402
IV	2,32	2,15	1,76	1,27	0,77	0,33	0,04		17,21	516
V	2,61	2,46	2,07	1,66	1,18	0,56	0,16	0,01	21,17	656
VI	2,69	2,55	2,20	1,76	1,20	0,69	0,28	0,07	22,73	682
VII	2,56	2,41	2,04	1,61	1,07	0,61	0,20	0,02	21,04	652
VIII	2,32	2,17	1,84	1,37	0,87	0,39	0,10	0,00	18,12	562
IX	2,02	1,86	1,51	1,08	0,56	0,13	0,01		14,34	430
X	1,61	1,47	1,10	0,67	0,26	0,03			10,28	319
XI	1,13	0,97	0,67	0,36	0,06				6,38	191
XII	0,90	0,71	0,38	0,10	0,00				4,18	130
Anuală										4904

**Tablelul A1.4.** Iradierea (expunerea) solară globală, MJ/m<sup>2</sup>, pe o suprafață orizontală, în condiții de cer senin, stația meteorologică Chișinău.

Luna	Intervalul de timp orar (timpul solar)								Diurnă	Anuală
	4-5	5-6	6-7	7-8	8-9	9-10	10-11	11-12		
I				0,05	0,36	0,74	1,07	1,30	7,04	218
II			0,00	0,28	0,77	1,25	1,56	1,76	11,24	315
III			0,25	0,77	1,30	1,81	2,20	2,45	17,56	544
IV		0,12	0,61	1,15	1,76	2,30	2,71	2,91	23,12	694
V	0,05	0,36	0,92	1,61	2,15	2,61	3,02	3,20	27,84	863
VI	0,17	0,54	1,07	1,66	2,27	2,76	3,14	3,30	29,82	895
VII	0,10	0,43	0,97	1,53	2,15	2,63	3,02	3,20	28,06	870
VIII	0,00	0,23	0,66	1,25	1,84	2,38	2,73	2,91	24,00	744
IX		0,02	0,33	0,87	1,48	1,97	2,35	2,53	19,10	573
X			0,06	0,44	0,95	1,46	1,84	1,99	13,48	418
XI				0,11	0,54	0,95	1,28	1,46	8,68	260
XII				0,01	0,23	0,61	0,97	1,18	6,00	186
Anuală										6585

Luna	Intervalul de timp orar (timpul solar)								Diurnă	Anuală
	12-13	13-14	14-15	15-16	16-17	17-18	18-19	19-20		
I	1,30	1,07	0,74	0,36	0,05				7,04	218
II	1,76	1,56	1,25	0,77	0,28	0,00			11,24	315
III	2,45	2,20	1,81	1,30	0,77	0,25			17,56	544
IV	2,91	2,71	2,30	1,76	1,15	0,61	0,12		23,12	694
V	3,20	3,02	2,61	2,15	1,61	0,92	0,36	0,05	27,84	863
VI	3,30	3,14	2,76	2,27	1,66	1,07	0,54	0,17	29,82	895
VII	3,20	3,02	2,63	2,15	1,53	0,97	0,43	0,10	28,06	870
VIII	2,91	2,73	2,38	1,84	1,25	0,66	0,23	0,00	24,00	744
IX	2,53	2,35	1,97	1,48	0,87	0,33	0,02		19,10	573
X	1,99	1,84	1,46	0,95	0,44	0,06			13,48	418
XI	1,46	1,28	0,95	0,54	0,11				8,68	260
XII	1,18	0,97	0,61	0,23	0,01				6,00	186
Anuală										6585



**Tabelul A1.6.** Iradierea (expunerea) solară globală, MJ/m<sup>2</sup>, pe o suprafață orizontală, nebulozitate medie, stația meteorologică Chișinău.

Luna	Intervalul de timp orar (timpul solar)								Diurnă	Anuală
	4-5	5-6	6-7	7-8	8-9	9-10	10-11	11-12		
I				0,01	0,17	0,40	0,62	0,75	4,08	126
II			0,00	0,09	0,32	0,60	0,82	0,97	5,93	166
III			0,09	0,35	0,68	1,00	1,25	1,38	9,79	303
IV		0,07	0,36	0,77	1,19	1,59	1,87	1,99	15,32	460
V	0,02	0,26	0,64	1,04	1,57	1,94	2,19	2,34	19,58	607
VI	0,07	0,37	0,84	1,35	1,84	2,25	2,53	2,64	23,08	692
VII	0,04	0,29	0,73	1,22	1,71	2,13	2,42	2,56	22,10	685
VIII	0,00	0,13	0,50	1,01	1,51	1,95	2,27	2,39	19,30	598
IX		0,01	0,25	0,68	1,16	1,58	1,90	2,01	14,65	440
X			0,03	0,27	0,62	0,98	1,28	1,43	9,08	281
XI				0,05	0,22	0,42	0,60	0,69	3,91	117
XII				0,00	0,12	0,30	0,47	0,56	2,96	92
Anuală										4567

Luna	Intervalul de timp orar (timpul solar)								Diurnă	Anuală
	12-13	13-14	14-15	15-16	16-17	17-18	18-19	19-20		
I	0,78	0,66	0,46	0,21	0,02				4,08	126
II	0,99	0,89	0,70	0,41	0,14	0,00			5,93	166
III	1,41	1,30	1,08	0,75	0,40	0,10			9,79	303
IV	1,95	1,77	1,50	1,15	0,73	0,32	0,06		15,32	460
V	2,25	2,10	1,84	1,44	1,02	0,60	0,22	0,01	19,58	607
VI	2,59	2,38	2,06	1,69	1,27	0,78	0,35	0,07	23,08	692
VII	2,49	2,35	2,11	1,70	1,22	0,75	0,33	0,05	22,10	685
VIII	2,36	2,18	1,86	1,47	1,01	0,51	0,15	0,00	19,30	598
IX	1,96	1,79	1,48	1,06	0,60	0,17	0,00		14,65	440
X	1,41	1,26	0,98	0,60	0,21	0,01			9,08	281
XI	0,70	0,60	0,42	0,19	0,02				3,91	117
XII	0,58	0,49	0,32	0,12	0,00				2,96	92
Anuală										4567

## Anexa 2

**Raportul  $r_b$  dintre radiația solară directă pe un plan înclinat și unul orizontal pe teritoriul Republicii Moldova, calculat prin interpolare liniară a datelor din [4, capitolul 2]**

**Tabelul A2.1.**  $\varphi - \beta = 0$ . Latitudinea: Sud - 46°; Centru - 47°; Nord - 48°

Zona	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
Sud	2,92	2,15	1,55	1,10	0,83	0,72	0,77	0,98	1,35	1,92	2,68	3,22
Centru	3,10	2,23	1,58	1,11	0,83	0,71	0,76	0,99	1,38	1,98	2,81	3,41
Nord	3,23	2,30	1,62	1,13	0,83	0,71	0,76	0,99	1,40	2,05	2,95	3,61

**Tabelul A2.2.**  $\varphi - \beta = 5^{\circ}$ . Latitudinea: Sud - 46°; Centru - 47°; Nord - 48°

Zona	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
Sud	2,78	2,08	1,53	1,14	0,93	0,85	0,88	1,05	1,35	1,88	2,57	3,06
Centru	2,93	2,16	1,57	1,15	0,93	0,85	0,88	1,06	1,38	1,94	2,69	3,25
Nord	3,09	2,23	1,60	1,17	0,94	0,85	0,89	1,06	1,40	1,99	2,82	3,43

**Tabelul A2.3.**  $\varphi - \beta = 10^{\circ}$ . Latitudinea: Sud - 46°; Centru - 47°; Nord - 48°

Zona	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
Sud	2,63	2,00	1,50	1,15	0,96	0,89	0,92	1,07	1,35	1,82	2,43	2,88
Centru	2,77	2,07	1,54	1,17	0,97	0,89	0,92	1,08	1,37	1,87	2,55	3,06
Nord	2,92	2,15	1,57	1,18	0,97	0,89	0,93	1,08	1,40	1,93	2,68	3,23

**Tabelul A2.4.**  $\varphi - \beta = 15^{\circ}$ . Latitudinea: Sud - 46°; Centru - 47°; Nord - 48°

Zona	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
Sud	2,46	1,90	1,47	1,16	0,98	0,92	0,95	1,08	1,33	1,74	2,28	2,67
Centru	2,59	1,97	1,50	1,17	0,99	0,92	0,96	1,09	1,35	1,79	2,40	2,84
Nord	2,73	2,04	1,54	1,19	0,99	0,92	0,96	1,09	1,38	1,85	2,51	3,00

**Tabelul A2.5.**  $\varphi - \beta = 20^{\circ}$ . Latitudinea: Sud - 46°; Centru - 47°; Nord - 48°

Zona	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
Sud	2,26	1,79	1,42	1,15	1,00	0,95	0,97	1,09	1,30	1,65	2,12	2,44
Centru	2,38	1,86	1,45	1,17	1,01	0,95	0,97	1,10	1,32	1,70	2,22	2,60
Nord	2,51	1,92	1,49	1,18	1,01	0,95	0,98	1,10	1,35	1,76	2,33	2,75

**Tabelul A2.6.**  $\varphi - \beta = -5^{\circ}$ . Latitudinea: Sud - 46°; Centru - 47°; Nord - 48°

Zona	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
Sud	3,03	2,20	1,55	1,09	0,84	0,75	0,79	0,98	1,34	1,95	2,77	3,35
Centru	3,19	2,28	1,58	1,10	0,85	0,75	0,79	0,99	1,37	2,01	2,91	3,56
Nord	3,36	2,36	1,62	1,12	0,85	0,76	0,80	0,99	1,36	2,08	3,04	3,76



**Tabelul A2.7.**  $\varphi - \beta = -10^{\circ}$ . Latitudinea: Sud -  $46^{\circ}$ ; Centru -  $47^{\circ}$ ; Nord -  $48^{\circ}$ 

Zona	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
Sud	3,12	2,23	1,54	1,05	0,79	0,70	0,74	0,94	1,32	1,97	2,85	3,47
Centru	3,29	2,31	1,58	1,06	0,80	0,70	0,74	0,94	1,34	2,03	2,99	3,68
Nord	3,45	2,40	1,61	1,08	0,80	0,70	0,75	0,96	1,37	2,10	3,12	3,88

**Tabelul A2.8.**  $\varphi - \beta = -15^{\circ}$ . Latitudinea: Sud -  $46^{\circ}$ ; Centru -  $47^{\circ}$ ; Nord -  $48^{\circ}$ 

Zona	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
Sud	3,18	2,25	1,52	1,01	0,74	0,64	0,68	0,89	1,29	1,97	2,90	3,55
Centru	3,35	2,33	1,56	1,02	0,74	0,64	0,68	0,89	1,31	2,03	3,04	3,76
Nord	3,52	2,42	1,59	1,03	0,75	0,64	0,69	0,90	1,34	2,10	3,17	3,98

**Tabelul A2.9.**  $\varphi - \beta = -20^{\circ}$ . Latitudinea: Sud -  $46^{\circ}$ ; Centru -  $47^{\circ}$ ; Nord -  $48^{\circ}$ 

Zona	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
Sud	3,22	2,25	1,48	0,96	0,68	0,58	0,62	0,83	1,24	1,96	2,93	3,61
Centru	3,39	2,33	1,52	0,97	0,68	0,58	0,62	0,83	1,26	2,02	3,07	3,82
Nord	3,57	2,42	1,55	0,98	0,69	0,58	0,63	0,84	1,29	2,09	3,21	4,04

**Tabelul A2.10.** Perete vertical orientat spre sud. Latitudinea: Sud -  $46^{\circ}$ ; Centru -  $47^{\circ}$ ; Nord -  $48^{\circ}$ 

Zona	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
Sud	3,08	2,02	1,18	0,61	0,35	0,31	0,29	0,49	0,92	1,70	2,76	3,49
Centru	3,26	2,11	1,23	0,64	0,36	0,38	0,31	0,51	0,95	1,77	2,91	3,72
Nord	3,44	2,20	1,27	0,66	0,38	0,45	0,32	0,52	0,99	1,85	3,05	3,94