

## **1. DEZVOLTAREA PRODUCERII ENERGIEI ELECTRICE**

### **1.1 Concepția producerii energiei electrice**

**Producerea energiei electrice** reprezintă procesul de transformare a diferitelor forme de energie primară în energie electrică, în cadrul unor instalații specializate de complexitate mare, denumite centrale electrice. Evoluția consumului de energie electrică a făcut ca acestea să fie tot mai mari, puterile lor instalate fiind limitate de restricții tehnologice, economice, de mediu sau de securitate.

**Centrala electrică** reprezintă **un ansamblu de instalații complexe**, în care se asigură condițiile pentru **conversia unei forme primare de energie** în energie electrică. Ea materializează tehnologic o concepție de conversie.

Se pot evidenția la limită, două concepții opuse de producere a energiei:

- **O concepție centralizată**, bazată pe centrale electrice de mare putere, care utilizează surse primare cu “concentrare energetică mare” (combustibili fosili sau nucleari). Puterea acestor centrale este de regulă superioară consumului local, implicând existența unui sistem de transport și distribuție a energiei electrice. Ansamblul centralelor și al rețelelor electrice de transport,exploataate și conduse într-o concepție unitară constituie un sistem electroenergetic.
- **O concepție distribuită**, cu surse mici, amplasate lângă consumatori. Se bazează în general pe utilizarea unor surse primare “ușoare”, cu concentrare energetică redusă (solara, eoliană etc.). Centrala este destinată strict pentru acoperirea consumului local, eliminându-se necesitatea de a transporta energia electrică la distanță.

În prezent concepția centralizată are încă o pondere mult mai mare, rolul producerii distribuite crescând însă odată cu accesul tot mai dificil la sursele primare cu concentrare energetică ridicată, pe de-o parte, și a restricțiilor tot mai severe impuse de protecție a mediului, pe de altă parte.

Dezvoltarea unei concepții sau alteia depinde de modul în care la nivelul unei țări sau comunitate există o strategie globală, prioritată față de cea de la nivel de grup, companie sau societate.

## 1.2 Surse de energie primară

### 1.2.1 Categorii de surse primare de energie

Dezvoltarea unei industrii energetice puternice este condiționată de existența unor surse de energie primară care să se caracterizeze prin: diversitate, accesibilitate, siguranță, prețuri stabile, asigurarea cantităților dorite pe o perioadă de timp cât mai mare. În raport cu aceste condiții, atenția industriei energetice se îndreaptă spre o gamă din ce în ce mai diversificată de surse de energie primară, cu particularități din ce în ce mai diferite. Prin conversia realizată în instalații specializate, aceste surse acoperă cererea de energie electrică și termică a societății.

În mod convențional, sursele de energie primară sunt împărțite în două mari categorii:

- **surse finite;**
- **surse regenerabile.**

Sursele finite de energie primară se consideră a fi limitate atât în timp, cât și în spațiu. Ele sunt capabile să acopere nevoile societății umane doar pentru o perioadă de timp limitată. Mărimea acestei perioade de timp depinde de volumul rezervelor de energie primară la care are acces societatea umană. Cele mai importante surse finite de energie primară sunt combustibilii fosili și nucleari. Din punct de vedere al modului în care se definesc rezervele corespunzătoare surselor finite de energie, se disting:

- *Rezerva certă*: reprezintă cantitatea din respectivul combustibil existentă în zăcământ, care a fost certificată prin măsurători și a căruia exploatare este considerată ca fiind rentabilă în condițiile economice și de dezvoltare tehnologică corespunzătoare unui anumit moment dat.
- *Rezerva certă recuperabilă*: reprezintă cota din rezervele certe care poate fi recuperată (extrasă din zăcământ), în condițiile economice și de dezvoltare tehnologică corespunzătoare unui anumit moment dat.
- *Rezerva adițională*: reprezintă cantitatea din respectivul combustibil, adițională în raport cu rezervele certe, care poate fi:
  - certificată prin măsurători, dar a cărei exploatare nu este rentabilă pentru condițiile tehnologice și economice curente;
  - rezultată în urma unor estimări care se referă atât la porțiuni neexploatare ale unor zăcăminte cunoscute, cât și la regiuni care oferă condiții geologice favorabile.
- *Rezerva adițională recuperabilă*: reprezintă cota din rezervele adiționale posibil a fi recuperate în viitor.

Se subliniază faptul că volumul rezervelor certe, respectiv adiționale, este variabil în timp, el depinzând de dezvoltarea cunoștințelor geologice, de variația prețului combustibililor, de progresul înregistrat în domeniul tehnologiei. De

exemplu, scăderea prețului la o categorie de combustibili poate muta un zăcământ din zona rezervelor certe în cea a rezervelor adiționale, exploatarea lui devenind nerentabilă din punct de vedere tehnico – economic.

Sursele regenerabile se referă la acele categorii de surse primare de energie care sunt generate în mod continuu de către sistemele naturale. Se disting următoarele categorii principale de surse regenerabile de energie: hidraulică, solară, eoliană, geotermală, a marelor, a valurilor, biomasa. Ele se caracterizează prin:

- *Potențialul teoretic brut*: Reprezintă energia care ar deveni disponibilă prin conversia în energie utilă a tuturor fluxurilor naturale de energie regenerabilă, cu o eficiență de 100 %.
- *Potențial tehnic*: Reprezintă cota din potențialul teoretic brut care poate fi convertită în energie utilă, ținând seama de nivelul de dezvoltare tehnologic și de posibilitatea de utilizare a acesteia de către societatea umană (geografia umană).
- *Potențial economic*: Reprezintă cota din potențialul tehnic care poate fi convertită în energie utilă, în condiții de rentabilitate economică.

Toate sursele de energie menționate mai sus participă, într-o măsură mai mare sau mai mică, la satisfacerea nevoilor energetice ale societății umane. Este foarte interesant să se analizeze evoluția în timp a disponibilului de energie primară în lume. Se poate constata că rezervele și producția evoluează dependent de consum, de politica (investițiile) în domeniul prospecțiunilor, de interesul marilor companii implicate și foarte mult de interesele politice și strategice ale țărilor mari consumatoare de energie.

Dacă se urmărește această evoluție, se poate constata că secolul XX marchează trecerea de la dominația puternică a cărbunelui la penetrarea petrolului și gazelor naturale. Avantajele folosirii acestora a condus la diminuarea prospecțiunilor miniere. Crizele energetice din 1973 și 1979, care în esență au fost crize petroliere, au relansat interesul pentru cărbune. Concluziile evidente ale acestor mutații impun existența obligatorie a unei strategii naționale în acest domeniu, strategie care să impună o dezvoltare orientată spre mai multe forme de energie primară și pe realizarea unor stocuri strategice, tampon, care să preia fluctuațiile cauzate de crizele și perturbațiile economice și politice.

În tabelul 1.1 este prezentat modul în care este acoperită cererea mondială de energie primară pentru anul 1997, respectiv 2020.

Din analiza datelor de mai sus se pot trage următoarele concluzii:

- Combustibilii fosili continuă să acopere cea mai mare parte din cererea mondială de energie primară (90 % în anul 2020).
- Deși va crește în valoare absolută, energia hidraulică va satisface în anul 2020 o cotă mai mică a cererii de energie primară, în raport cu anul 1997. Același lucru este valabil și pentru energia nucleară.
- În ciuda avântului deosebit pe care îl vor înregistra, sursele regenerabile de energie (altele decât cea hidraulică) nu vor acoperi în anul 2020 decât 3 % din cererea mondială.

**Tabelul 1.1 Modul de acoperire a cererii mondiale de energie primară, Mtep (%)**

Sursă de energie primară	Anul 1997	Anul 2020
Cărbune	2 239 (26)	3 247 (24)
Petrol	3 444 (40)	5 412 (40)
Gaz natural	1 894 (22)	3 517 (26)
Combustibili nucleari	603 (7)	676 (5)
Energie hidraulică	258 (3)	271 (2)
Alte surse regenerabile*	172 (2)	406 (3)
<b>TOTAL</b>	<b>8 610 (100)</b>	<b>13 529 (100)</b>

\* Include următoarele categorii de energii regenerabile: geothermală, eoliană, solară, a mareelor, a valurilor, biomasa, deșeuri industriale și menajere

În conformitate cu previziunile Agenției Internaționale de Energie, producția mondială de energie electrică va crește de la 14 000 TWh, în 1997, până la aproximativ 26 000 TWh în anul 2020. În Tabelul 1.2 este prezentat modul în care diversele surse de energie primară participă la producția de energie electrică. Se pot remarca următoarele elemente:

- Ponderea combustibililor fosili în producerea de energie electrică va crește de la 63,5 % la 73,7 %.
- Cărbunele își menține poziția de lider în ceea ce privește producția de energie electrică.
- Prin avantajele pe care le oferă, îndeosebi din punct de vedere al protecției mediului, ponderea gazului natural se va dubla.
- Deși în valoare absolută participarea surselor regenerabile de energie (altele decât energia hidraulică) va crește semnificativ, ponderea lor nu va depăși 2,3 %.

**Tabelul 1.2 Participarea formelor de energie primară la producerea de energie electrică, %**

Sursă de energie primară	Anul 1997	Anul 2020
Cărbune	39,5	37,7
Petrol	9	6
Gaz natural	15	30
Combustibili nucleari	17	9
Energie hidraulică	18	15
Alte surse regenerabile*	1,5	2,3
<b>TOTAL</b>	<b>100</b>	<b>100</b>

\* Include următoarele categorii de energii regenerabile: geothermală, eoliană, solară, a mareelor, a valurilor, biomasa, deșeuri industriale și menajere

## 1.2.2 Cărbunele

Cărbunele este una din cele mai importante surse primare de energie, lui revenindu-i aproape 70 % din energia înglobată în rezervele certe de combustibili

fosili. Cărbunele care a constituit baza revoluției industriale din secolul XIX, după o perioadă importantă de regres (1950 – 1980), revine ca o energie primară deosebit de importantă pentru viitor.

Din punct de vedere al calității, cărbunii pot fi împărți în:

- *cărbuni bituminoși (superiori)*: Includ huila și antracitul, iar formarea lor a început în perioada jurasică.
- *cărbuni bruni*: Formarea acestora a început în paleogen. În această categorie se disting cărbunele brun sub-bituminos și lignitul.
- *turba*: Reprezintă rezultatul unui proces de carbonificare incomplet.

Pentru industria energetică îndeosebi primele două categorii prezintă o importanță deosebită.

În raport cu ceilalți combustibili fosili cărbunele are o serie de avantaje indiscutabile:

- Se găsește din abundență.
- Poate acoperi nevoile societății umane pe o perioadă mare de timp, permitând elaborarea unor strategii energetice pe termen lung.
- Este răspândit pe o arie geografică mult mai largă decât petrolul sau gazul natural.
- Prețul este relativ stabil, fiind puțin influențat de factori politici.
- Nu există probleme majore privind transportul de la sursă la consumator.
- Există tehnologii mature din punct de vedere comercial care permit o utilizare “curată” a cărbunelui, cu impact minim asupra mediului înconjurător.

Tabelele 1.3 și 1.4 prezintă situația rezervelor certe recuperabile, respectiv producția de cărbune pe plan mondial, pentru anul 1999. După cum se poate observa, luând ca referință anul 1999, rezervele certe recuperabile de cărbune pot săifice cererea mondială pentru aproximativ 225 de ani.

Limitările cele mai importante privind utilizarea cărbunilor sunt provocate în special de puternicul impact pe care îl au asupra mediului înconjurător. Se amintesc în acest sens emisiile de pulberi, oxizi de sulf, oxizi de azot, dioxid de carbon. Pentru reducerea emisiilor aferente primelor trei categorii de noxe există la ora actuală tehnologii mature din punct de vedere comercial capabile să satisfacă cele mai severe restricții. Din punct de vedere al dioxidului de carbon (care contribuie în mod substanțial la amplificarea efectului de seră), cărbunele se caracterizează prin cea mai ridicată emisie specifică în raport cu cantitatea de căldură rezultată prin ardere. În consecință, în următoarele decenii eforturile vor fi îndreptate înspre dezvoltarea unor tehnologii performante, mature din punct de vedere comercial, care să asigure reținerea și stocarea dioxidului de carbon rezultat din arderea combustibililor fosili.

**Tabelul 1.3 Rezerve certe recuperabile de cărbune pe plan mondial, milioane tone  
- anul 1999 -**

Zona geografică	Cărbuni bituminoși	Cărbune brun subbituminos	Lignit	Total
Africa	55 171	193	3	55 367
America de Sud	7 738	13 890	124	21 752
America de Nord	120 222	102 375	35 369	257 966
Asia*	179 040	36 688	34 580	252 308
Europa	112 596	119 109	80 981	312 686
Oriental Mijlociu	1 710	-	-	1 710
Oceania	42 585	2 046	38 033	82 664
<b>Total</b>	<b>519 062</b>	<b>276 301</b>	<b>189 090</b>	<b>984 453</b>

\* Fără Oriental Mijlociu

**Tabelul 1.4 Producția de cărbune pe plan mondial, milioane tone  
- anul 1999 -**

Zona geografică	Cărbuni bituminoși	Cărbune brun subbituminos	Lignit	Total
Africa	231	0	0	231
America de Sud	45	0		46
America de Nord	607	384	88	1 080
Asia*	1 481	30	159	1 670
Europa	422	105	481	1 008
Oriental Mijlociu	2	-	-	2
Oceania	224	18	66	308
<b>Total</b>	<b>3 011</b>	<b>538</b>	<b>795</b>	<b>4 343</b>

\* Fără Oriental Mijlociu

### 1.2.3 Petrolul și gazele naturale lichide

Petrolul rămâne o energie primară deosebit de căutată datorită avantajelor importante pe care le oferă atât din punct de vedere al valorii sale energetice cât și al proprietăților sale fizico-chimice. Utilizarea lui este la ora actuală îngrădită atât de reducerea rezervelor, cât și de accesul dificil la zăcăminte repartizate în mod inegal din punct de vedere geografic. Un alt dezavantaj major al petrolului este legat de preț, care prezintă fluctuații importante, de multe ori din cauze politice.

Pe lângă petrol, o pondere deloc neglijabilă o au gazele naturale lichide. Acestea sunt reprezentate de hidrocarburi componente ale gazului natural (etan, propan, butan, pentan) care sunt recuperate sub formă lichidă. În general statisticile includ rezervele de gaze naturale lichide în cele de petrol.

Tabelele 1.5 și 1.6 prezintă situația rezervelor certe recuperabile, respectiv producția de petrol pe plan mondial, pentru anul 1999. După cum se poate observa, luând ca referință anul 1999, rezervele certe recuperabile de petrol pot satisface cererea mondială pentru aproximativ 40 de ani. Un element demn de remarcat este

concentrarea deosebită a rezervelor din zona Orientului Mijlociu (peste 64 % din totalul rezervelor mondiale).

**Tabelul 1.5 Rezerve certe recuperabile de petrol pe plan mondial (1999)**

Zona geografică	Rezerve, milioane tone*
Africa	10 122
America de Sud	13 370
America de Nord	8 573
Asia**	8 183
Europa	9 495
Orientul Mijlociu	92 242
Oceania	502
<b>Total</b>	<b>142 487</b>

\* Sunt incluse rezervele certe recuperabile de gaz natural lichid

\*\* Fără Orientul Mijlociu

**Tabelul 1.6 Producția de petrol pe plan mondial (1999)**

Zona geografică	Producție, milioane tone*
Africa	358,9
America de Sud	331,1
America de Nord	619,9
Asia**	395,0
Europa	636,6
Orientul Mijlociu	1 046,5
Oceania	30,6
<b>Total</b>	<b>3 418,6</b>

\* Sunt incluse rezervele certe recuperabile de gaz natural lichid

\*\* Fără Orientul Mijlociu

#### 1.2.4 Gazul natural

Gazul natural este definit ca un amestec de hidrocarburi care este exploatat în stare gazoasă și a cărui componentă principală este reprezentată de metan. În ultimele decenii gazul natural a devenit combustibilul preferat în raport cu cărbunele sau petroful, în principal din următoarele motive:

- Gazul natural este un combustibil relativ “curat” din punct de vedere ecologic, cu emisii reduse de oxizi de sulf, oxizi de azot și pulberi. Datorită raportului carbon/hidrogen mai scăzut decât în cazul cărbunelui și petrofului, emisiile de dioxid de carbon sunt de asemenea semnificativ mai reduse.
- Aria geografică de răspândire este mai largă decât în cazul petrofului. Peste 85 de țări posedă zăcăminte semnificative de gaz natural.
- Au fost dezvoltate tehnologii industriale de mare eficiență care funcționează pe bază de gaz natural (ex. ciclurile combinate gazeabur).

Ca dezavantaj principal se menționează problemele pe care le implică transportul de la sursă la consumator. Acest transport necesită existența unor conducte magistrale de mare capacitate care în multe cazuri trebuie să traverseze teritoriile unor trei țări. De asemenea prețul gazului natural este mult mai instabil decât în cazul cărbunelui.

Tabelele 1.7 și 1.8 prezintă situația rezervelor certe recuperabile, respectiv producția de gaz natural pe plan mondial, pentru anul 1999.

După cum se poate observa, luând ca referință anul 1999, rezervele certe recuperabile de gaz natural pot satisface cererea mondială pentru aproximativ 57 de ani.

**Tabelul 1.7 Rezerve certe recuperabile de gaz natural pe plan mondial (1999)**

Zona geografică	Rezerve, miliarde m <sup>3</sup>
Africa	11 400
America de Sud	6 299
America de Nord	7 943
Asia*	17 106
Europa	53 552
Orientul Mijlociu	53 263
Oceania	1 939
<b>Total</b>	<b>151 502</b>

\* Fără Orientul Mijlociu

**Tabelul 1.8 Producția de gaz natural pe plan mondial (1999)**

Zona geografică	Producție, miliarde m <sup>3</sup>
Africa	166,5
America de Sud	100,1
America de Nord	840,6
Asia*	331,4
Europa	929,2
Orientul Mijlociu	225,8
Oceania	41,9
<b>Total</b>	<b>2 635,5</b>

\* Fără Orientul Mijlociu

## 1.2.5 Uraniul

Uraniul reprezintă una din sursele primare cu concentrare energetică deosebit de ridicată. Datorită reactivității chimice ridicate uraniul nu este întâlnit în natură în stare metalică, ci sub formă de oxizi ( $\text{UO}_2$ ,  $\text{U}_3\text{O}_8$ ), fosfați, silicați, etc. În Tabelul 1.9 sunt prezentate rezervele certe recuperabile de uraniu pe plan mondial. Aceste rezerve sunt clasificate în funcție de costul specific aferent operațiunilor de exploatare, transport și procesare a minereului de uraniu.

**Tabelul 1.9 Rezerve certe recuperabile de uraniu pe plan mondial, mii tone (1999)**

Zona geografică	Cost specific la care este posibilă recuperarea, \$/kg		Total recuperabil pentru un cost specific < 130 \$/kg
	< 80	80 - 130	
Africa	507,4	105,7	613,1
America de Sud	169,0	2,2	171,2
America de Nord	431,4	272,7	704,1
Asia*	564,3	255,0	819,3
Europa	228,5	74,8	303,3
Orientul Mijlociu	-	0,5	0,5
Oceania	571,0	99,0	670,0
<b>Total</b>	<b>2 471,6</b>	<b>809,9</b>	<b>3 281,5</b>

\* Fără Orientul Mijlociu

În anul 1999 cererea mondială de uraniu a fost de aproximativ 61 600 tone, urmând ca ea să ajungă la 54 500 – 79 800 tone/an în 2015. Aproximativ 75 % din cererea anului 1999 a fost acoperită din producția zăcămintelor de uraniu, restul provenind din alte surse cum ar fi stocurile deja existente de combustibili nucleari sau arme nucleare dezafectate. Pe plan mondial peste 90 % din producția de uraniu este asigurată doar de 10 țări, dintre care cel mai important este Canada (8 214 tone de uraniu în 1999, cea ce reprezintă aproximativ 25,2 % din total).

Folosirea uraniului în aplicații civile este strâns legată de dezvoltarea centralelor nuclearoelectrice (CNE). Deși în perioada 1980 – 1990 energetică nucleară s-a confruntat cu crize majore, cum ar fi accidentele de la Three Miles Island (SUA) și Cernobîl (Ucraina), ea rămâne în continuare o variantă viabilă de acoperire a cererii de energie electrică. În Tabelul 1.10 sunt prezentate puterile instalate și energia electrică produsă pe plan mondial în CNE la nivelul anului 1999. În acest sens se menționează cazurile Franței și Lituaniei în care CNE acoperă peste 70 % din necesarul de energie electrică al țărilor respective.

**Tabelul 1.10 Capacități și producții de energie electrică în CNE (1999)**

Zona geografică	Capacități instalate		Capacități în construcție		Energie electrică produsă, TWh
	Nr. unități	Putere instalată, MWe	Nr. unități	Putere instalată, MWe	
Africa	2	1 800	-	-	11,6
America de Sud	3	1 552	3	3 200	10,6
America de Nord	120	108 919	-	-	806,6
Asia*	90	65 884	24	19 437	465,8
Europa	215	170 854	13	9 917	1 096,0
Orientul Mijlociu	-	-	1	1 000	-
Oceania	-	-	-	-	-
<b>Total</b>	<b>430</b>	<b>349 009</b>	<b>41</b>	<b>33 554</b>	<b>2 390,6</b>

\* Fără Orientul Mijlociu

Înținând seama de rezervele de uraniu existente, CNE vor putea juca și în viitoarele decenii un rol important în acoperirea cererii de energie electrică. În acest scop este necesară rezolvarea unor probleme cum ar fi:

- Creșterea siguranței în exploatare;
- Scăderea costurilor de capital la nivele comparabile cu cele ale centralelor electrice care funcționează pe combustibili fosili;
- Stocarea în siguranță a deșeurilor nucleare (inclusiv a combustibilului uzat);
- Creșterea gradului de acceptare a CNE de către opinia publică.

### 1.2.6 Energia hidraulică

Energia hidraulică reprezintă cea mai importantă sursă regenerabilă de energie, acoperind aproximativ 18 % din cererea mondială de energie electrică. În mod convențional noțiunea de *energie hidraulică* este asociată doar cursurilor de apă, alte surse primare pe bază de apă (cum ar fi energia valurilor sau marelor) fiind asimilate la categoria *Surse regenerabile de energie*.

Deși ocupă deja un rol major în balanța energetică mondială, există încă continuare un potențial tehnic și economic impresionant care nu a fost pus încă în valoare și care ar putea contribui în viitor la acoperirea cererii de energie electrică. Dintre avantajele certe oferite de energia hidraulică se pot aminti:

- Resursele sunt larg răspândite pe glob, peste 150 de țări dispunând de potențiale hidroenergetice semnificative.
- Tehnologia de conversie a energiei hidraulice în energie electrică este matură din punct de vedere comercial.
- Joacă un rol important în reducerea emisiei de gaze cu efect de seră.
- Centralele hidroelectrice (CHE) se caracterizează prin flexibilitate în exploatare.
- CHE se caracterizează prin costuri de exploatare deosebit de scăzute și durate mari de viață.
- Amenajările hidroenergetice pot contribui la rezolvarea altor probleme cum ar fi irigațiile sau asigurarea cu apă potabilă a populației.

Principalele limitări care apar în dezvoltarea CHE sunt legate de costurile ridicate de capital și de impactul deosebit de sever produs asupra mediului în faza de construcție – montaj.

În Tabelul 1.11 este prezentat potențialul hidroenergetic pe plan mondial, iar în Tabelul 1.12 sunt date puterile instalate în CHE, precum și producțiile de energie electrică la nivelul anului 1999.

**Tabelul 1.11 Potențialul hidroenergetic la nivel mondial, 1999**

Zona geografică	Potențial teoretic, TWh/an	Potențial tehnic, TWh/an
Africa	> 3 876	> 1 888
America de Sud	6 891	> 2 792
America de Nord	6 818	> 1 668
Asia*	16 443	> 4 875
Europa	5 392	> 2 706
Oriental Mijlociu	688	> 218
Oceania	596	> 232
<b>Total</b>	<b>&gt; 40 704</b>	<b>&gt; 14 379</b>

\* Fără Oriental Mijlociu

**Tabelul 1.12 Puteri și producții de energie electrică în CHE, 1999**

Zona geografică	Putere, MW		Energie electrică produsă, GWh
	Instalată	În construcție	
Africa	20 170	2 471	73 159
America de Sud	106 277	15 873	496 016
America de Nord	160 113	1 937	711 225
Asia*	174 076	71 171	567 501
Europa	214 368	8 917	735 655
Oriental Mijlociu	4 185	9 751	8 434
Oceania	13 231	63	41 918
<b>Total</b>	<b>692 420</b>	<b>110 183</b>	<b>2 633 908</b>

\* Fără Oriental Mijlociu

### 1.2.7 Surse regenerabile de energie

Una din alternativele energetice deosebit de tentante la ora actuală este reprezentată de utilizarea surselor regenerabile de energie. Dintre beneficiile aduse de utilizarea acestor surse se pot aminti:

- Prezervarea rezervelor de combustibili fosili ale omenirii;
- Reducerea impactului asupra mediului înconjurător produs de sectorul energiei electrice, cu accent asupra diminuării emisiei de gaze cu efect de seră.

Principalele surse regenerabile care pe termen mediu pot fi luate în considerație la acoperirea cererii de energie sunt: energia hidraulică (prelucrată în microhidrocentrale), biomasa, energia solară, energia eoliană și energia geotermală.

Microhidrocentralele formează o categorie distinctă atât sub aspect tehnic, cât și financiar. În general, în această categorie sunt cuprinse CHE cu o putere electrică instalată mai mică de 10 MW. Microhidrocentralele se limitează la interesele de valorificare a unor surse relativ mici de energie hidraulică, fiind promovate în general de colectivități locale sau de industria de capacitate mică și mijlocie.

În ultimii zece ani utilizarea acestor surse energetice a devenit o prioritate la nivel guvernamental pentru foarte multe țări, în acest scop fiind promovate o serie facilități și stimulente fiscale. Cel mai bun exemplu ar putea fi Cartea Albă promulgată de Uniunea Europeană (UE) în anul 1997 prin care se stabilesc obiective deosebit de îndrăznețe în ceea ce privește sursele regenerabile de energie (vezi Tabelul 1.13). Astfel, până în anul 2010 aceste surse trebuie să acopere cel puțin 12 % din consumul de energie primară al Uniunii Europene. Prin aceasta se urmărește o reducere a emisiilor anuale de dioxid de carbon cu peste 400 Mt.

Centralele electrice bazate pe surse regenerabile de energie se caracterizează (cu excepția energiei hidraulice) prin puteri unitare relativ mici. Ele se constituie în general în surse distribuite de electricitate plasate în imediata apropiere a consumatorilor. Pe plan mondial, situația capacitaților instalate este cea prezentată în Tabelul 1.14.

**Tabelul 1.13 Prevederile Cartei Albe a UE privind utilizarea surselor regenerabile de energie**

Categorie de sursă	Obiectiv pentru anul 2010	Situată în anul 1999
Energie eoliană, GWel	40	9
Energie hidraulică, GWel	105	94
Celule fotovoltaice, GWel	3	0,1
Biomasă, Mtep	135	57
Energie geotermală*, GWel	1	0,6
Energie geotermală**, Gwt	5	1,2
Captatoare solare, milioane m <sup>2</sup>	100	9

\* Conversie în energie electrică

\*\* Utilizare directă

**Tabelul 1.14 Capacitați de producere a energiei electrice având la bază surse regenerabile de energie**

Categorie de sursă regenerabilă	Previziuni pentru anul 2010, GW	Situată în anul 2000, GW
Energie eoliană	130	17
Microhidrocentrale	45	32
Energie solară*	2	0,4
Celule fotovoltaice	11	1,1
Biomasă	55	37
Energie geotermală	14	8

\* Bazată pe utilizarea ciclurilor termodinamice

În Tabelele 1.15 – 1.18 sunt prezentate o serie de detalii privind utilizarea pe plan mondial a surselor regenerabile de energie.

**Tabelul 1.15** Capacități de producere a energiei electrice instalate în microhidrocentrale

Zonă geografică	Situată în anul 2000, MW
China	9 500
Europa	12 500
America de Sud și Centrală	3 000
America de Nord	5 500
Restul lumii	1 500
<b>TOTAL</b>	<b>32 000</b>

**Tabelul 1.16** Evoluția producției mondiale de celule fotovoltaice, MW

Zonă geografică	1994	1996	1998	2000	2002
Europa	21,7	18,8	33,5	60,7	112,8
Statele Unite ale Americii	25,6	38,9	53,7	75,0	100,6
Japonia	16,5	21,2	49,0	128,6	251,1
Restul lumii	5,6	9,8	18,7	23,4	47,8
<b>TOTAL</b>	<b>69,4</b>	<b>88,7</b>	<b>154,9</b>	<b>287,7</b>	<b>512,3</b>

**Tabelul 1.17** Puteri instalate în centrale geotermale la nivel mondial, anul 2000

Zonă geografică	Producție de energie electrică, TWh	Putere electrică instalată, MW
Statele Unite ale Americii	15,5	2 228
Filipine	9,2	1 909
Mexic	5,7	755
Italia	4,4	785
Japonia	3,5	547
Indonezia	4,6	590
Noua Zeelandă	2,3	437
Restul lumii	4,1	723
<b>Total</b>	<b>49,3</b>	<b>7 974</b>

**Tabelul 1.18** Capacități de producere a energiei electrice instalate în generatoare eoliene

Zonă geografică	Situată în anul 2002, MW
Europa	22 558
Asia	2 466
America de Nord	4 929
Restul lumii	426
<b>TOTAL</b>	<b>30 379</b>

## 1.3 Situația energetică a României

### 1.3.1 Consumul de resurse primare de energie

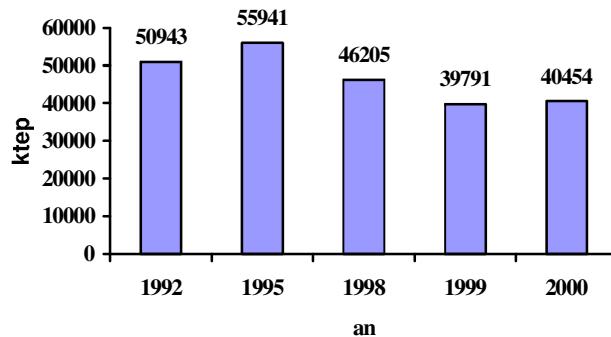
Din punct de vedere al diversității resurselor primare, România poate fi considerată o țară relativ bogată. Ea a dominat mulți ani Europa prin producția de petrol și gaze naturale, element care a determinat constituirea ei într-o zonă strategică în perioada celor două războaie mondiale.

În Figura 1.1 este prezentată evoluția consumului de resurse primare de energie în perioada 1992 – 2000, iar în Tabelul 1.19 este date structura acestui consum. Se poate observa că, deși ponderea lor a scăzut în perioada 1992 – 2000, combustibilii fosili au reprezentat principala resursă energetică primară a României.

**Tabelul 1.19 Structura consumului de energie primară al României, % (1992 – 2000)**

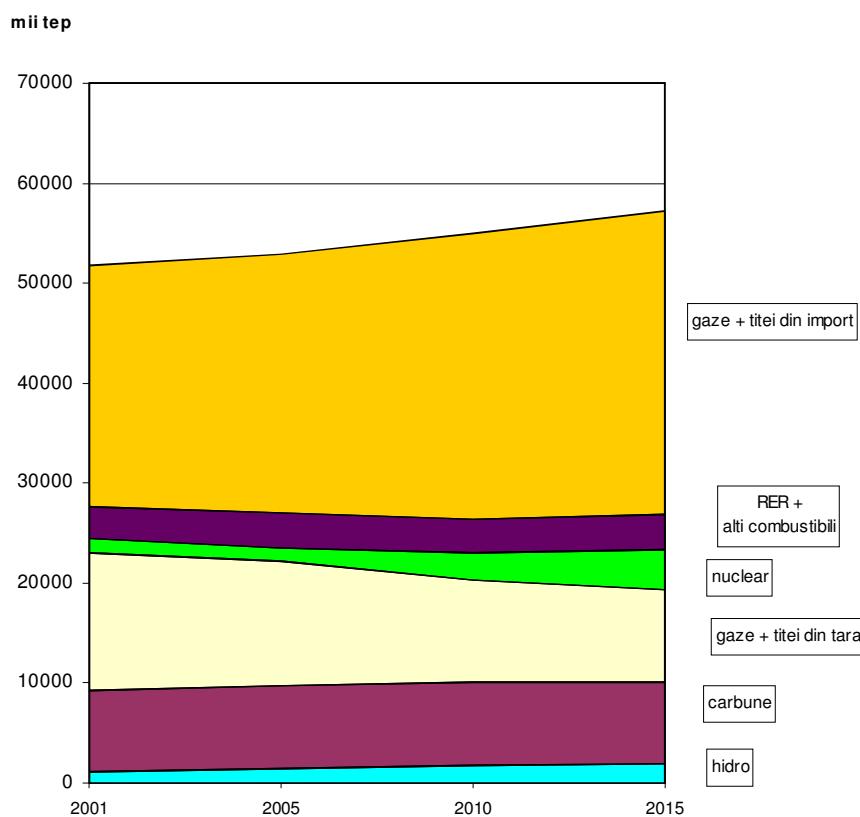
Categorie resursă	1992	1995	1998	1999	2000
Cărbune	24,1	21,8	20,4	19,2	19,9
Petrol	30,4	34,2	33,8	31,7	32,1
Gaz natural	41,1	34,4	32,5	34,5	33,9
Alte surse*	4,4	9,6	13,3	14,6	14,1
<b>Total</b>	<b>100</b>	<b>100</b>	<b>100</b>	<b>100</b>	<b>100</b>

\* Energie hidraulică, nucleară, energie electrică din import, surse regenerabile



**Fig. 1.1 Consumul de energie primară al României în perioada 1992 - 2000**

Figura 1.2 prezintă evoluția previzionată a consumului de resurse primare de energie. Combustibilii fosili continuă să ocupe ponderea cea mai importantă.



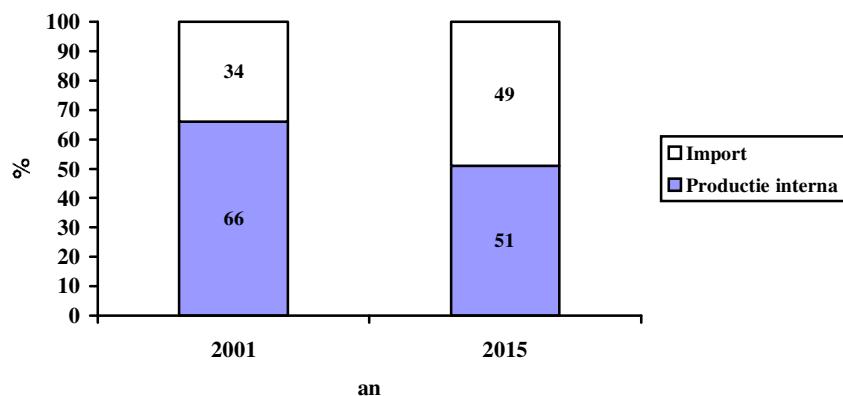
**Fig. 1.2 Consumul previzionat de energie primară al României în perioada 2001 - 2015**

În ultimele două decenii volumul rezervelor certe de combustibili fosili a avut o evoluție descrescătoare, România devenind o țară net importatoare, în special de petrol și gaze naturale. În acest sens, în Figura 1.3 este prezentat modul în care este acoperit consumul de energie primară.

### 1.3.2 Cărbunele

România dispune de cantități însemnante de lignit, 80 % dintre rezerve fiind plasate în bazinul carbonifer al Olteniei. Acestea sunt utilizate practic în mod exclusiv pentru acoperirea necesităților sectorului de producere a energiei electrice și termice. La nivelul producției actuale rezervele certe recuperabile de lignit pot acoperi cererea pentru o perioadă de cel puțin 50 – 60 de ani (vezi Tabelul 1.20). Se menționează de asemenei cantități reduse de huilă (aflate în proporție de 95 % în Valea Jiului) și cărbune brun (în bazinile carbonifere ale Prahovei și Banatului). În

Tabelul 1.21 este prezentată producția de cărbune a României în perioada 1991 – 1999.



**Figura 1.3 Modul de acoperire a consumului de energie primară al României**

**Tabelul 1.20 Rezervele certe recuperabile de combustibili fosili ale României, anul 1999**

Categorie combustibil	Rezerve
Huilă + cărbune brun, milioane tone	36
Lignit, milioane tone	1 421
Petrol, milioane tone	108
Gaz natural, miliarde m <sup>3</sup>	406

**Tabelul 1.21 Producția de cărbune a României, mii tone**

An	1991	1995	1996	1997	1998	1999
Huilă	5 411	6 356	6 965	5 642	4 331	3 741
Cărbune brun	645	570	605	511	369	328
Lignit	29 149	37 062	37 204	30 093	23 405	20 465

După anul 1998 a fost demarată o amplă acțiune de restructurare a sectorului minier, unul din obiectivele principale fiind închiderea sau conservarea minelor nerentabile. Rezultatul este o reducere a producției de cărbune, astfel încât costurile specifice să fie menținute în limite acceptabile, în condițiile în care subvențiile sunt eliminate. Este de așteptat ca producția de lignit să fie plafonată la 25 – 30 milioane tone/an, fiind totuși capabilă să acopere necesitățile sectorului de producere a energiei electrice. În ceea ce privește huila, pe lângă rezervele autohtone se va apela în continuare la importuri.

### 1.3.3 Petrolul

Petrolul a constituit mulți ani una din resursele energetice importante ale României, ea fiind una din țările care au făcut pionierat în acest domeniu. Se amintește în acest sens că exploatarea comercială a petrolului în România a demarat încă din anul 1857. Până la cel de-al doilea război mondial a fost cea mai bogată țară europeană în petrol și mai ales în petrol cu conținut redus de sulf, fiind concurență după război de rezervele descoperite în Marea Nordului și Marea Caspică. În perioada cea mai productivă, producția de petrol a României atingea 15 milioane tone pe an. Pe această bază a fost dezvoltată o puternică industrie atât extractivă, de rafinare și prelucrare a produselor derivate din petrol, cât și construcțoare de echipamente de foraj. Lipsa prospecțiunilor din perioada anilor 1970-1990, combinată cu epuizarea treptată a rezervelor cunoscute a avut drept consecință o diminuare rapidă a producției de petrol. Ea atinge în prezent cel mult 6-7 milioane tone pe an, neputând acoperi cererea internă. În aceste condiții România a devenit o țară net importatoare de petrol, peste 50 % din cerere fiind acoperite pe această cale.

În anul 1999 rezervele certe recuperabile de petrol ale României erau de 108 milioane tone, pentru o producție anuală de 6,4 milioane tone. În viitorul apropiat se preconizează oprirea acestui declin și chiar o ușoară creștere a producției anuale. Acest lucru va fi posibil în special datorită atât introducerii unor tehnologii moderne de foraj și extracție, cât și intrării în exploatare a unor zăcăminte (îndeosebi cele de pe platforma Mării Negre). Totuși, România va continua să rămână dependentă de importurile de petrol.

### 1.3.4 Gazul natural

Ca și în cazul petrolului, România a avut importante rezerve de gaze naturale, fiind până în anul 1959 (anul descoperirii rezervelor de gaz natural de la Groningen, Olanda) cel de-al doilea mare producător de gaze naturale din Europa, după URSS. Rezervele de gaze naturale au diminuat treptat, cererea internă depășind posibilitățile de producție. Astfel, România a devenit o țară net importatoare, aproximativ 30 % din consum fiind acoperit pe această cale.

În anul 1999 rezervele certe recuperabile de gaze naturale atingeau 406 miliarde  $m^3$ . În Tabelul 1.22 este prezentată evoluția producției și a importului de gaz natural pentru cazul României pentru anii 1990 – 2002, iar în Tabelul 1.23 este dată o previziune pentru perioada 2007 – 2015.

La ora actuală, importul de gaz natural se realizează doar din Rusia, via Ucraina, printr-o magistrală având o capacitate de transport de aproximativ 25 milioane  $m^3/zi$ . Pentru a se putea elimina această dependență strictă sunt luate în considerație două categorii de măsuri:

- Diversificarea surselor de aprovizionare (ex. racordarea la rețeaua vest-europeană prin intermediul Ungariei; dezvoltarea infrastructurii necesare pentru importul de gaz natural lichefiat).

- Creșterea capacitatei de stocare subterană. Un deziderat ar fi mărirea acestei capacitate de la 2,5 miliarde  $m^3$  în anul 2003, la peste 6,5 miliarde  $m^3$  după anul 2010.

**Tabelul 1.22 Situația gazului natural în România, miliarde  $m^3$**

An	1990	1992	1994	2000	2001	2002
Producție internă	25,6	21,8	18,7	14,6	13,0	13,3
Importuri	7,3	4,4	4,4	3,2	2,8	3,1

Sursă: Asociația pentru Politici Energetice din România, 2003

**Tabelul 1.23 Previziuni privind situația gazului natural în România, miliarde  $m^3$**

An	2007	2008	2009	2011	2013	2015
Producție internă	8,5	8,2	7,8	6,9	6,2	5,5
Importuri	9,3	10,3	11,2	13,3	15,3	17,3

### 1.3.5 Uraniul

România nu dispune de rezerve însemnate de uraniu: aproximativ 6900 tone la nivelul anului 1999, pentru o producție anuală de 105 tone. Se pot evidenția trei zone în care există zăcăminte cu valoare industrială: zona Crucea din Carpații Orientali, zona Bihor din Carpații Apuseni și zona Banatului. Din anul 1952, de când a început exploatarea, a fost produsă o cantitate de aproximativ 17630 tone, cantități însemnante de minereu fiind exportate în URSS.

Începând cu anii '70 au apărut preocupări privind dezvoltarea unor CNE în România. În acest scop s-a trecut la o reorganizare sistematică a sectorului nuclear, cuprinzând activități de extracție, prelucrare și cercetare în domeniu. Prelucrarea minereurilor se face în prezent la Feldioara, lângă Brașov, asigurându-se aici procesarea întregii producții din zonele sus-menționate. Rezervele existente sunt considerate suficiente pentru funcționarea a două unități din cadrul centralei nucleare de la Cernavodă pe toată durata lor de viață.

### 1.3.6 Energia hidraulică

Energia hidraulică ocupă un loc aparte în energetică românească. Deși primele centrale electrice construite în țară au fost cele hidraulice, ele au pierdut treptat din teren în favoarea combustibililor fosili.

Potențialul hidroenergetic al României a fost în atenția specialiștilor încă de la începuturile producerii energiei electrice, studii sistematice fiind realizate în perioada 1900-1914 de către Dimitrie Leonida și I.S. Gheorghiu. Ele au fost continuăte după 1927 de către Dorin Pavel, autor a două studii de referință privind potențialul hidroenergetic românesc. Acestea au fost dezvoltate și actualizate în mod sistematic de instituțiile de specialitate în perioada 1951 - 1989.

Lungimea totală a cursurilor de apă din România este de circa 115 000 km, din care fluviul Dunărea ocupă un loc important, cu o lungime pe teritoriul țării de 1075 km și o denivelare de circa 68 m (debit mediu  $5540 m^3/s$ ). În Tabelul 1.24 se

rezintă potențialul liniar al cursurilor de apă interioare, fără a se ține seama de Dunăre.

În Tabelul 1.25 este prezentat potențialul hidroenergetic al României la nivelul anului 1999. După cum se poate observa, amenajarea potențialului hidroenergetic se apropie de limita economică. Pe termen scurt și mediu nu este așteptată demararea unor noi investiții majore în acest domeniu.

**Tabelul 1.24 Potențialul liniar al cursurilor interioare din România**

Puterea specifică kW/km	Lungimea cursurilor de apă		Potențialul liniar mediu	
	Total, km	%, din total	Total, MW	% din total
sub 200	14 675	62,6	1 170	19,9
200 – 500	5 370	22,9	1 760	29,9
500 – 1000	2 395	10,2	1 590	27
peste 1000	1 010	4,3	1 370	23,2
<b>Total</b>	<b>23 450</b>	<b>100</b>	<b>5 890</b>	<b>100</b>

**Tabelul 1.25 Potențialul hidroenergetic al României, anul 1999**

Potențial teoretic, TWh/an	56
Potențial tehnic amenajabil, TWh/an	36
Potențial economic amenajabil, TWh/an	17
Potențial amenajat, TWh/an	16 - 17

### 1.3.7 Surse regenerabile de energie

Cu excepția biomasei (lemn) nici o altă formă de energie regenerabilă nu este reprezentată semnificativ în România. Se menționează totuși cercetări efectuate în domeniul energiei solare (captatoare) și eoliene care au ajuns până în fază de experimentare și demonstrativă.

În concordanță cu preocupările existente pe plan mondial, un accent deosebit se va pune în următoarea perioadă de timp pe utilizarea potențialului eolian. Dintre zonele cele mai favorabile pentru instalarea de turbine eoliene se menționează platforma continentală a Mării Negre, zona litorală, podișurile din est și platourile montane. În Tabelul 1.26 este prezentat potențialul eolian tehnic amenajabil pentru România.

**Tabelul 1.26 Potențialul eolian tehnic amenajabil al României**

Zona	Platforma Mării Negre (off-shore)	Podișurile Dobrogei și Moldovei	Zona Alpină	Alte regiuni	Total
Potențial, MW	1 200	410	240	600	2 450
Energie electrică anuală, GWh/an	2 800	650	550	900	4 900

Sursă: ENERO, 2002

## **2. CARACTERISTICI ALE CENTRALELOR ELECTRICE**

### **2.1. Clasificarea centralelor electrice**

Centralele electrice se pot clasifica în funcție de mai multe criterii, cum ar fi tipul energiei primare utilizate, tipul energiei utile produse, destinația centralei, puterea totală și unitară a grupurilor din structură, agenții energetici folosiți și parametrii acestora, tipul mașinii energetice, etc. În Tabelul 2.1 se prezintă clasificarea centralelor electrice după criteriul energiei primare utilizate, evidențiindu-se lanțul transformărilor energetice până la forma finală de energie.

Modul în care diversele forme de energie primară au fost accesibile, precum și gradul de dezvoltare tehnologic atins la un moment dat au determinat proliferarea diferitelor tipuri de centrale electrice prezentate în Tabelul 2.1. Astfel, în timp ce unele se află de mult timp în fază de deplină maturitate comercială (CCA, CNE, CTG, CCGA, CDE, CHE), altele de abia au penetrat piața energiei electrice (celule fotovoltaice, centrale eoliene), sau sunt în fază pilot și demonstrativă (CMM, centrale termomarine sau bazate pe energia valurilor).

### **2.2 Particularități și indicatori care caracterizează funcționarea centralelor electrice**

#### **2.2.1. Noțiuni de putere utilizate la exploatarea centralelor electrice**

Pentru gestionarea și exploatarea centralelor electrice în cadrul sistemelor electroenergetice, este necesar a se folosi o terminologie unitară pentru diferitele categorii de puteri și indicatori de comportament. Cel mai adesea acestea sunt standardizate sau precizate prin regulamente interne. În Figura 2.1 și în Tabelul 2.2 se prezintă cele mai importante noțiuni de putere folosite în România, precum și modul lor de definire.

După cum se observă, la nivelul sistemului electroenergetic, la un moment dat, din puterea totală instalată, numai o parte este utilizabilă, deoarece puterea momentană produsă depinde atât de consum, cât și de indisponibilitățile de putere existente.

**Tabelul 2.1 Clasificarea centralelor electrice în funcție de energia primară utilizată**

Nr. crt.	Tipul de energie primară utilizată	Modul de transformare al energiei primare	Lanțul transformărilor energetice	Categorii de centrale electrice
1.	<i>Combustibili fosili</i> (cărbune, gaz natural, păcură), <i>surse energetice secundare</i> (deșeuri menajere și industriale, gaz de rafinărie, gaz de furnal, etc.), <i>biomasă</i>	Ardere	energie chimică ↓ energie termică ↓ energie mecanică ↓ energie electrică	<ul style="list-style-type: none"> <li>• CCA: centrală convențională cu abur</li> <li>- CTE: centrală termoelectrică de condensatie pură</li> <li>- CET: centrală electrică de cogenerare (termoficare)</li> <li>• ITG: instalații de turbine cu gaze</li> <li>• CCGA: ciclu combinat gaze-abur</li> <li>• CDE: centrală electrică cu motoare Diesel</li> </ul>
2.	<i>Combustibili nucleoenergiici</i> sau obținuți prin reproducere în reactor	Fisiune nucleară	energie nucleară ↓ energie termică ↓ energie mecanică ↓ energie electrică	<ul style="list-style-type: none"> <li>• CNE - centrală nuclearoelectrică</li> </ul>
3.	<i>Energie hidraulică</i>			
	- diferențe de nivel naturale ale cursurilor de apă - diferențe de nivel artificiale - diferențe periodice de nivel ale oceanelor și măriilor exterioare datorate marelor	Conversie energie potențială în energie cinetică	energie potențială ↓ energie cinetică ↓ energie mecanică ↓ energie electrică	<ul style="list-style-type: none"> <li>• CHE: centrală hidroelectrică</li> <li>• CHEAP: centrală hidroelectrică cu acumulare și pompare</li> <li>• CMM: centrală mareao-motrice</li> </ul>
4.	<i>Energia geotermală</i> – căldura din scoarta pământului asociată unor agentii termici naturali (apă, abur, gaze fierbinți)	Transfer de căldură	energie termică ↓ energie mecanică ↓ energie electrică	<ul style="list-style-type: none"> <li>• CGT – centrală electrică geotermală</li> </ul>

Tabelul 2.1 Clasificarea centralelor electrice în funcție de energia primară utilizată (continuare)

Nr. crt.	Tipul de energie primară utilizată	Modul de transformare al energiei primare	LANȚUL TRANSFORMĂRILOR ENERGETICE	Categorii de centrale electrice
5.	Energia solară – radiația solară	Transfer de căldură	radiație solară ↓ energie termică ↓ energie mecanică ↓ energie electrică	• CES – centrală electrică solară
		Efect fotovoltaic	radiație solară ↓ energie electrică	• Celule fotovoltaice
6.	Energie eoliană – diferență de potențial (presiune) între diferite zone atmosferice	Conversie energie potențială în energie cinetică	energie potențială ↓ energie cinetică ↓ energie mecanică ↓ energie electrică	• Centrală electrică eoliană
7.	Diferența de temperatură dintre apă de suprafață, respectiv din adâncurile oceanelor	Transfer de căldură	energie termică ↓ energie mecanică ↓ energie electrică	• Centrală termomarină
8.	Energia valurilor	Transfer de lucru mecanic	energie cinetică ↓ energie mecanică ↓ energie electrică	

**Tabelul 2.2 Notiuni de putere utilizate în centralele electrice**

<b>Putere</b>	<b>Notatie</b>	<b>Definitie</b>	<b>Mod de determinare</b>
Puterea instalată	$P_i$	Puterea instalată a unui grup (centrală, sistem) este puterea (suma puterilor) înscrisă pe placuța mașinilor sau în documentația tehnică, de către firma constructoră.	
Puterea disponibilă	$P_d$	Puterea disponibilă a unui grup (centrală, sistem) este cea mai mare putere activă pe care o poate livra grupul (centrală, sistemul) în regim de funcționare de lungă durată, fără uzuri și încălzirii anormale, cu respectarea condițiilor de siguranță mecanice și electrice, cu lărea în considerare a reducerilor de putere de lungă durată (reduceri care durează cel puțin un an).	$P_i \approx P_d$
Puterea indisponibilă	$P_{ind}$	Puterea indisponibilă este reducerea de putere datorată strangulărilor și uzurilor ireversibile	$P_{ind} = P_i - P_d$
Puterea efectiv disponibilă	$P_{ed}$	Puterea efectiv disponibilă a unui grup (centrală, sistem) este cea mai mare putere pe care o poate livra grupul (centrală, sistemul) în funcționare de lungă durată, înăndu-se cont de condițiile reale momentane de reducere a puterii: modificarea condițiilor de răcire, variația calității combustibilului, modificarea regimului de termoficare, variația nivelului apei în lacurile de acumulare etc.	
Reducerile de putere disponibile	$P_{red,d}$		$P_{red,d} = P_d - P_{ed}$
Puterea efectiv indisponibilă	$P_{eind}$		$P_{eind} = P_i - P_{ed} = P_{ind} + P_{red,d}$
Puterea utilizabilă	$P_u$	Puterea utilizabilă este cea mai mare putere activă pe care o pot asigura grupurile disponibile care nu se află în reparație	
Puterea disponibilă în reparație	$P_{d\ rep}$		$P_{d\ rep} = P_d - P_u$

Tabelul 2.2 Notiuni de putere utilizate în centralele electrice (continuare)

Putere	Notatie	Definitie	Mod de determinare
Puterea inutilizabilă	$P_{mu}$		$P_{mu} = P_i - P_u = P_{ind} + P_{d\ rep}$
Puterea efectiv utilizabilă	$P_{eu}$	Puterea efectiv utilizabilă este cea mai mare putere activă pe care o pot asigura grupurile efectiv disponibile care nu se află în reparatie	
Puterea efectiv disponibilă în reparatie	$P_{ed\ rep}$		$P_{ed\ rep} = P_{ed} - P_{eu}$
Reducerea de putere utilizabilă	$P_{red\ u}$		$P_{red\ u} = P_u - P_{eu}$
Puterea efectiv inutilizabilă	$P_{eimu}$		$P_{eimu} = P_i - P_{eu} = P_{eind} + P_{ed\ re}$
Puterea efectiv utilizabilă în funcțiune	$P_{euf}$	Puterea efectiv utilizabilă în funcțiune este cea mai mare putere activă pe care o pot produce grupurile aflate în funcțiune, în condițiile definirii puterii efectiv utilizabile	
Puterea produsă (momentană)	$P_p$	Puterea produsă este puterea asigurată la un moment dat cu grupurile aflate în funcțiune	
Puterea produsă la vârf	$P_{pv}$	Puterea produsă la vârf este cea mai mare putere momentană produsă în cursul unei perioade (zi, lună, an)	
Puterea produsă minimă	$P_{pmin}$	Puterea produsă minimă este cea mai mică putere momentană produsă în decursul unei perioade	
Puterea în rezervă statică	$P_{rs}$	Puterea în rezervă statică este puterea grupurilor efectiv utilizabile, care nu se află în stare de funcționare	$P_{rs} = P_{eu} - P_{euf}$
Puterea în rezervă turnantă	$P_{rt}$	Puterea în rezervă turnantă este rezerva de putere a grupurilor aflate în funcțiune	$P_{rt} = P_{euf} - P_p$
Puterea în rezervă efectiv utilizabilă	$P_{reu}$	Puterea totală de rezervă a grupurilor efectiv utilizabile	$P_{reu} = P_{eu} - P_p = P_{rs} + P_{rt}$

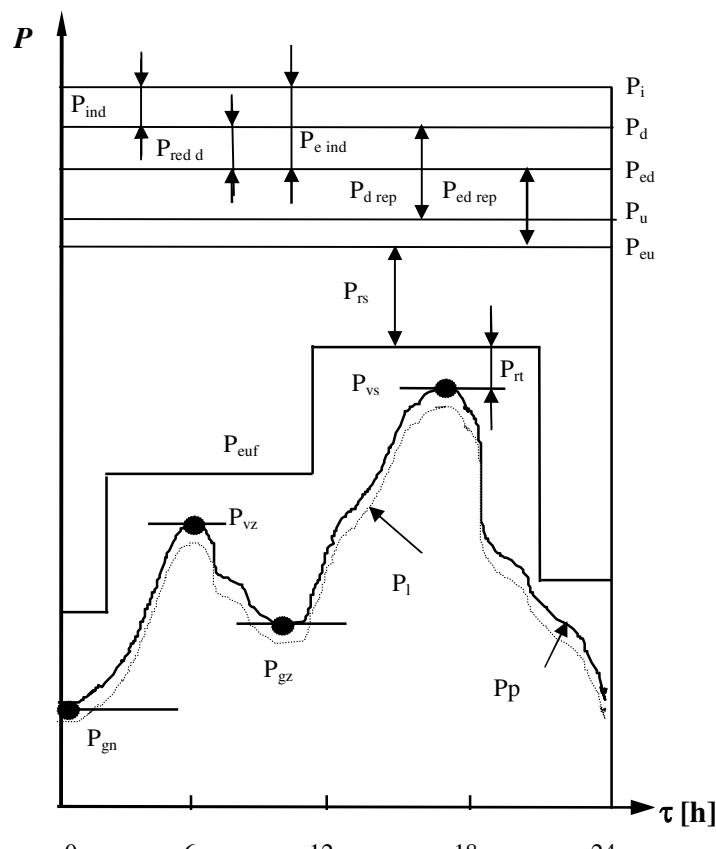
**Taboul 2.2 Notiuni de putere utilizate în centralele electrice (continuare)**

<b>Putere</b>	<b>Notăție</b>	<b>Definiție</b>	<b>Mod de determinare</b>
Puterea livrată	$P_l$	Puterea livrată este puterea furnizată consumatorilor la un moment dat	
Puterea serviciilor proprii	$P_{sp}$	Puterea serviciilor proprii este puterea electrică necesară consumului propriu al centralei	$P_{sp} = P_p - P_l$
Puterea de suprasarcină	$P_s$	Puterea pe care o poate furniza grupul (centrala, sistemul) peste puterea instalată	
Puterea minimă tehnică	$P_{min}$	Puterea minimă cu care poate funcționa grupul (centrala, sistemul) în regim de durată, fără pericol de deteriorare	

Reducerile de putere se datorează:

- Unor reduceri temporare datorate fluctuațiilor calității combustibilului, încărcării instalațiilor de cogenerare, modificării condițiilor de răcire, sau a reducerii nivelului lacurilor de acumulare, ceea ce conduce la diminuarea puterii disponibile până la nivelul efectiv disponibil.
- Unor reduceri de putere datorate reparațiilor, ceea ce conduce la diminuarea puterii până la nivelul de putere efectiv utilizabilă.

Pentru acoperirea consumului, variabil de-a lungul unei zile, se pornesc grupuri care însumează ceea ce se numește *putere efectiv utilizabilă în funcțiune*, aceste grupuri furnizând puterea numită *putere produsă* sau *momentană*. Se poate constata că apar două rezerve de putere. Una în grupuri în aşteptare, numită *rezervă statică*, și alta în grupurile aflate în funcțiune, numită *rezervă turnantă*. Stabilitatea sistemului și siguranța alimentării cu energie a consumatorilor este influențată de mărimea acestei rezerve de putere.



**Fig. 2.1** Puterile caracteristice ale sistemului electroenergetic

*Rezerva statică* intervine la avarierea grupurilor aflate în funcțiuie, înlocuind grupurile defecte, mărimea ei trebuind să fie cel puțin egală cu cea a celui mai mare grup din sistem. Grupurile aflate în rezervă statică se diferențiază prin durata (timpul) de pornire și de încărcare până la sarcină nominală. În general, în caz de avarie, la început sunt solicitate grupurile cu pornire rapidă și apoi cele mai lente. Duratele uzuale de pornire sunt de 1 - 5 min la motoarele Diesel; 1 - 3 minute la turbinele hidraulice; 15 - 25 minute la instalațiile de turbine cu gaze, 2 - 8 h la turbinele cu abur.

*Rezerva turnantă* poate interveni în caz de avarie a unui grup aflat în funcțiuie, dar destinația ei principală este a asigura reglajul frecvență - putere în sistem.

*Puterea momentană* servește și la acoperirea consumului propriu de energie electrică al centralelor. Acest consum propriu se diferențiază, printre altele, în funcție de tipul centralei și de combustibilul utilizat, și reprezintă în raport cu puterea produsă la bornele generatorului: 5 - 12 % la CCA, 12 - 14 % la CNE, 0,5 - 1 % la CHE.

## 2.2.2. Curbe de sarcină

Curba de sarcină reprezintă variația în *temp* (zi, luna, an, etc.) a puterii electrice sau termice, produse sau consumate. Ea reprezintă legătura dintre sursa de energie și consumator, și stă la baza programării funcționării grupurilor într-un sistem centralizat sau descentralizat de alimentare cu energie.

Forma curbelor de sarcină este în general aleatoare, depinzând puternic de particularitățile consumatorilor. Pentru consumul de energie electrică, cele mai folosite tipuri de curbe de sarcină sunt: curba de sarcină zilnică, curba clasată anuală și curba puterilor maxime lunare.

În continuare sunt tratate curbele de sarcină electrice.

### 2.2.2.1 Curba de sarcină zilnică

Curba de sarcină zilnică reprezintă variația în 24 ore a puterii produse sau consumate. Pentru definirea completă a rolului, particularităților și a utilității curbei de sarcină zilnice este necesar să se precizeze forma, modul de construire, indicatorii și modul de acoperire în sistem a acesteia.

**A. Forma curbei de sarcină** este determinată de:

- tipul consumatorilor (casnici, industriali, etc.) și ponderea acestora;
- climă, sezon, durată de iluminare naturală;
- gradul de energointensivitate al economiei ;
- tipul zilei din săptămână (lucrătoare sau nelucrătoare).

În Figura 2.1 se prezintă forma tradițională a curbei de sarcină zilnică, iar în Figura 2.2 sunt date două exemple pentru cazul României. Se disting două

puncte de maxim: unul denumit *putere la vârful de seară* ( $P_{vs}$ ) și unul *puterea la vârful de zi* ( $P_{vz}$ ). De asemenei există două puncte de minim: unul denumit *puterea la golul de noapte* ( $P_{gn}$ ), iar celălalt *puterea la golul de zi* ( $P_{gz}$ ). În Figura 2.3 se prezintă exemple de curbe de sarcină pentru o serie de țări puternic industrializate, a căror caracteristică este atenuarea diferențele dintre cele două vârfuri. Se poate remarcă că golul de zi se reduce sau chiar dispare.

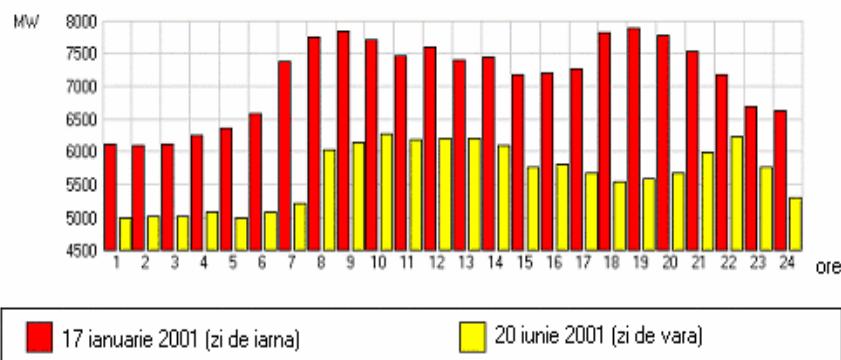


Fig. 2.2 Exemple de curbe de sarcină zilnică pentru România

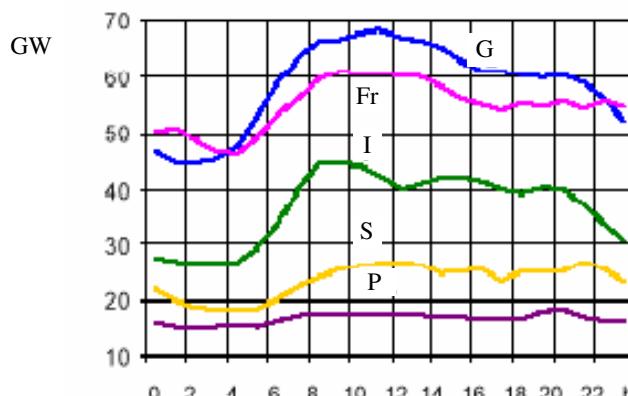


Fig. 2.3 Exemple de curbă de sarcină din Germania (G), Franța (Fr), Italia (I), Spania (S) și Polonia (P)

După cum se poate observa din figurile de mai sus, puterea maximă este rar atinsă, existând variații importante în cadrul aceleiași zile. Deoarece energia electrică nu se poate stoca în mod direct, consumul maxim va fi acela care dictează mărimea puterii instalate în sistem. Modul în care valoarea cererii se situează în raport cu puterea instalată va indica eficiența folosirii acesteia din urmă.

**B. Construirea curbei de sarcină** poate fi abordată din două puncte de vedere:

- pentru caracterizarea producției de energie electrică, având un caracter aposteriori;
- pentru prognozarea consumului de energie, având un caracter aprioric.

Forma aposteriorică se poate obține ușor, prin măsurători efectuate la anumite intervale de timp, între acestea considerându-se fie media puterilor măsurate, fie o variație liniară a acestora.

Prognozarea curbei de sarcină este mult mai dificilă. Ea se realizează cu ajutorul metodelor statistică - probabilistice și utilizează curbele de sarcină reale, determinate prin măsurători, luând în considerare tendințele consumului, ritmul de dezvoltare al industriei, influența creșterii economice, etc. Prognozarea este esențială pentru planificarea modului de acoperire a consumului în sistemele electroenergetice.

**C. Cu ajutorul curbei de sarcină** se pot defini următorii **indicatori** utilizati pentru caracterizarea variației sarcinii electrice:

- $E_{zi}$ : energia totală produsă zilnic

$$E_{zi} = \int_0^{24} P_p(\tau) d\tau = 24 \cdot P_{medzi}, \text{ [MWh]} \quad (2.1)$$

unde:  $P_p(\tau)$  este variația puterii în funcție de timp pe parcursul unei zile, în MW;  $P_{medzi}$  - puterea medie obținută pe parcursul unei zile, în MW;  $\tau$  - timp, h.

$$P_{medzi} = \frac{E_{zi}}{24}, \text{ [MW]} \quad (2.2)$$

Energia totală produsă zilnic se determină prin planimetrarea ariei de sub curba de sarcină (cu ordonata exprimată în valori absolute). Permite determinarea puterii medii produse pe parcursul unei zile.

- $\alpha, \gamma$ : factorul de minim, respectiv de aplatizare al curbei de sarcină

$$\alpha = \frac{P_{minzi}}{P_{maxzi}} \quad (2.3)$$

unde:  $P_{minzi}$  este puterea minimă atinsă în decursul unei zile, în MW;

$P_{maxzi}$  - puterea maximă atinsă în decursul unei zile, în MW.

$$\gamma = \frac{P_{medzi}}{P_{maxzi}} \quad (2.4)$$

Acești indicatori reflectă cantitativ neuniformitatea consumului. Cu cât au valori mai apropiate de 0, cu atât folosirea grupurilor în sistem este mai puțin eficientă din punct de vedere al încărcării.

- $k_{umaxzi}$ : coeficientul de utilizare zilnică a puterii maxime (factorul de înneagrire)

$$k_{umaxzi} = \frac{E_{zi}}{24 \cdot P_{maxzi}} = \frac{P_{medzi}}{P_{maxzi}} \quad (2.5)$$

- $\tau_{maxzi}$ : durata de utilizare zilnică a puterii maxime

$$\tau_{maxzi} = \frac{E_{zi}}{P_{maxzi}} = 24 \cdot k_{uzi}, [\text{h/zi}] \quad (2.6)$$

- $P_{regl}$ : intervalul de reglare al curbei de sarcină

$$P_{regl} = P_{maxzi} - P_{minzi}, [\text{MW}] \quad (2.7)$$

Reprezintă zona de reglare a puterii la nivelul sistemului energetic. Cu cât zona de reglare este mai mare, cu atât sistemul este mai dificil de exploatat.

- $\omega$ : viteza de modificare a puterii în sistem (caracterul dinamic al sarcinii):

$$\omega = \frac{dP}{d\tau}, [\text{MW/min}] \text{ sau } [\%/\text{min}] \quad (2.8)$$

Viteza de variație a puterii este diferită pe parcursul unei zilei, putând varia de la 0,008 - 0,01 %/min (în perioadele de gol), la 2 - 3 %/min în zona vârfurilor. Cu cât viteza de variație a puterii este mai mare, cu atât echipamentele din cadrul centralelor electrice trebuie de a dovedi de manevrabilitate superioară.

**D. Modul de acoperire în sistem a curbei de sarcină:** Centralele electrice, în funcție de caracteristicile lor, participă în mod diferențiat la acoperirea curbei de sarcină, programarea optimă a acestora având ca obiectiv minimizarea consumului de combustibil și deci obținerea unui cost minim pentru energia electrică produsă. Se pot defini patru zone semnificative (vezi Figura 2.4):

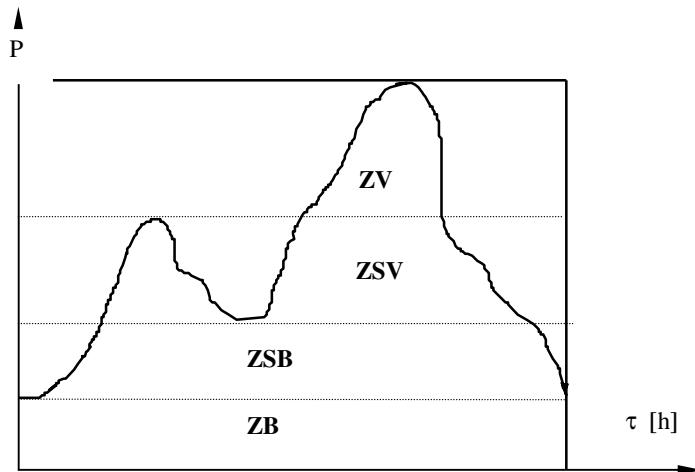
- *Zona de bază (ZB)*, în care sunt programate cu precădere:
  - grupuri care nu pot fi supuse, din considerente tehnologice sau economice, la variații de sarcină sau întreruperi în perioada golarilor de sarcină (CNE, CHE pe firul apei, CET echipate cu turbine cu contrapresiune);
  - grupuri cu investiție specifică ridicată (durata mare de funcționare permite o rapidă recuperare a investiției inițiale);
  - grupuri care utilizează combustibili ieftini (ex. lignit);
  - grupuri cu randamente ridicate (CTE cu parametrii ridicăți, CCGA). Grupurile din aceasta zonă vor funcționa la sarcină constantă, cât mai aproape de valoarea nominală, pentru care randamentul este maxim.
- *Zona de semibază (ZSB)*, în care sunt programate grupuri care în perioada golarilor de sarcină vor fi solicitate să funcționeze la sarcini parțiale. În această categorie pot intra CET, CHE cu acumulații mari de apă, CTE cu performanțe mai modeste.
- *Zona de semivârf (ZSV)*, în care sunt programate grupuri care pot fi opriți la golarile de sarcină (noaptea, la sfârșit de săptămână) sau sunt solicitate să funcționeze cu variații mari de sarcină. Se folosesc CTE cu parametrii coborâți, ITG performante.
- *Zona de vârf (ZV)*, în care se programează grupuri care acceptă variații mari de sarcină, fiind folosite pe perioade scurte de funcționare. La acoperirea zonei de vârf participă CHE cu acumulații mici de apă, CHEAP, ITG, CDE. În această zonă se pot accepta grupuri cu randamente mai scăzute sau care utilizează un combustibil mai scump.

În ultimii ani, au crescut exigențele de manevrabilitate ale grupurilor, chiar și centralele nucleare fiind proiectate pentru a accepta variații de sarcină specifice zonei de semibază. De remarcat sunt de asemenei CCGA, care prin flexibilitatea lor pot lucra la fel bine atât în zona de bază, cât și în cea de semibază sau semivârf. În Figura 2.5 este prezentat un exemplu de acoperire a unei curbe de sarcină zilnică.

După cum s-a precizat mai sus, interesul este de a obține un factor de aplativare cât mai mare pentru curba de sarcină, rezultând în acest mod următoarele avantaje:

- Devine posibilă producerea aceleiași energii zilnice cu o putere instalată mai mică, deci cu investiții mai mici în centralele electrice.
- Variațiile de încărcare ale echipamentelor energetice vor fi mai mici. Rezultă regimuri uniforme de funcționare, cu randamente de conversie, fiabilitate și disponibilitate mai bune.
- Se elimină necesitatea pornirilor și opririlor zilnice pentru unele

instalații energetice.



**Fig. 2.4 Zonele curbei de sarcină zilnice**

ZB - zona de bază; ZSB - zona de semibază; ZSV - zona de semivârf; ZV - zona de vârf

În scopul aplatizării curbei de sarcină zilnice se pot întreprinde, printre altele, următoarele acțiuni:

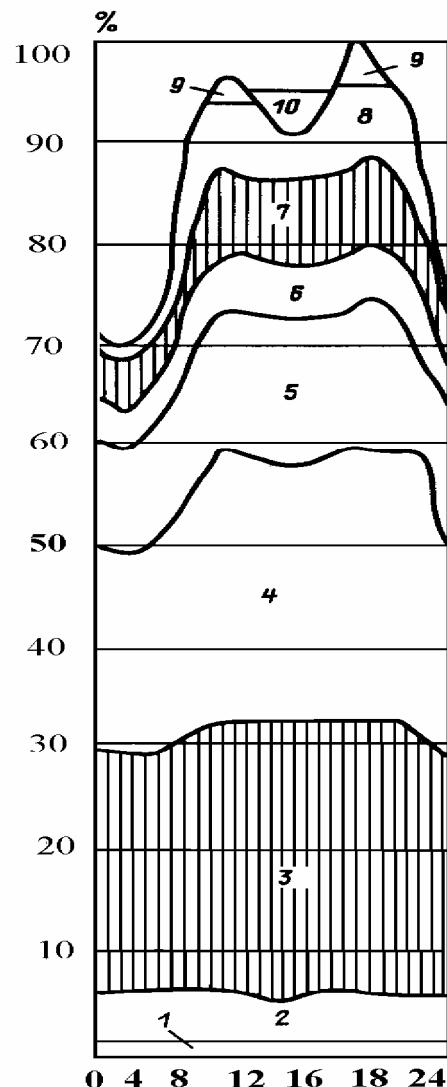
- Cătarea sistemelor electroenergetice pe longitudine. Vârfurile curbelor de sarcină corespunzătoare acestor sisteme apar la momente diferite, iar în aceste perioade sistemele se pot ajuta între ele.
- Promovarea unei politici tarifare care să stimuleze consumul de energie electrică în perioadele de gol.

#### 2.2.2.2 Curba clasată anuală

Curba clasată anuală reprezintă ordonarea descrescătoare a puterilor produse într-un an. Ea se obține prin clasarea tuturor curbelor de sarcină zilnice. Pentru definirea rolului și utilității sale este necesar să se cunoască modul de construire, forma curbei și principali indicatori.

**A. Construirea curbei** se face prin clasarea celor 365 de curbe de sarcină zilnice. Suprapunerea tuturor curbelor de sarcină constituie ‘muntele de sarcină’ al sistemului. Prin intersectarea acestuia cu un plan perpendicular se identifică palierile de putere și duratele aferente, rezultând forma din Figura 2.6.

**B. Forma curbei** depinde de modul de utilizare anuală a grupurilor din sistem. Se pot găsi corelații ale formei cu durata de utilizare a puterii instalate.



**Fig. 2.5** Participarea centralelor electrice la acoperirea curbei de sarcină zilnice

1: CHE pe firul apei; 2: CNE; 3: CET; 4 – 6: CTE cu parametrii ridicați; CCGA  
7: CTE cu parametrii coborâți; 8: CHE cu acumulare; ITG; CDE; 9: CHEAP în fază de  
turbinare; 10: CHEAP în fază de pompare

C. Se pot defini următorii **indicatori specifici** ai curbei clasate:

- $E_{an}$ : energia produsă anual

$$E_{an} = \int_0^{8760} P_p(\tau) d\tau = S_{OABC} = 8760 \cdot P_{medan}, \text{ [MWh]} \quad (2.9)$$

unde:  $P_{medan}$  este puterea medie produsă pe parcursul unui an, în MW.

Energia produsă anual se obține prin planimetrarea ariei de sub curba clasată și permite determinarea puterii medii anuale produse.

$$P_{medan} = \frac{E_{an}}{8760}, \text{ [MW]} \quad (2.10)$$

- $k_{uian}$ : coeficientul de utilizare anuală a puterii instalate

$$k_{uian} = \frac{E_{an}}{8760 \cdot P_i} = \frac{P_{medan}}{P_i} \quad (2.11)$$

- $\tau_{ian}$ : durata de utilizare anuală a puterii instalate

$$\tau_{ian} = \frac{E_{an}}{P_i} = \frac{8760 \cdot P_{medan}}{P_i} = 8760 \cdot k_{uian}, \text{ [h/an]} \quad (2.12)$$

Reprezintă durata cât ar fi funcționat sistemul la nivelul puterii instalate, în condițiile în care ar produce aceeași energie anuală.

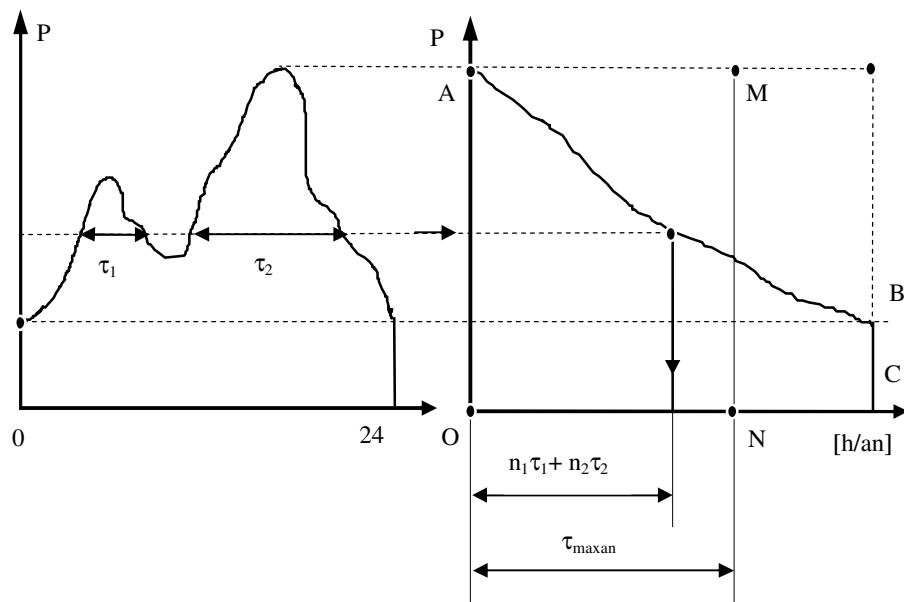
- $k_{umaxan}$ : coeficientul de utilizare a puterii maxime produse într-un an

$$k_{umaxan} = \frac{E_{an}}{8760 \cdot P_{maxan}} \quad (2.13)$$

unde:  $P_{maxan}$  este puterea maximă produsă pe parcursul unui an, în MW.

- $\tau_{maxan}$  : durata de utilizare a puterii maxime produse într-un an

$$\tau_{maxan} = \frac{8760 \cdot P_{medan}}{P_{maxan}}, [\text{h/an}] \quad (2.14)$$



**Fig. 2.6 Curba clasată anuală și modul ei de construire**

#### 2.2.2.3 Curba puterilor maxime lunare

Curba puterilor maxime lunare reprezintă variația puterii maxime lunare în cursul unui an. Pentru cunoașterea ei și a rolului pe care îl joacă este necesar să se definească modul de construire, forma curbei și utilitatea curbei.

**A.** În Figura 2.7 se prezintă **modul de construire** al curbei. Maximele lunare sunt maxime ale puterii efectiv utilizabile în funcțiune și ale puterii momentan produse. În același timp, se remarcă variația lunară a puterii instalate, disponibile și efectiv disponibile din sistem. Suprafața cuprinsă între puterile maxime efectiv utilizabile în funcțiune și puterile efectiv disponibile constituie o

energie echivalentă din sistem, care este rezervată planificării reparațiilor și rezervei statice.

**B. Forma curbei** reflectă evoluția anuală a maximului de consum, cu un minim vara, datorat diminuării activităților în perioada de vacanță, și cu un maxim la sfârșitul anului, datorat creșterii consumului.

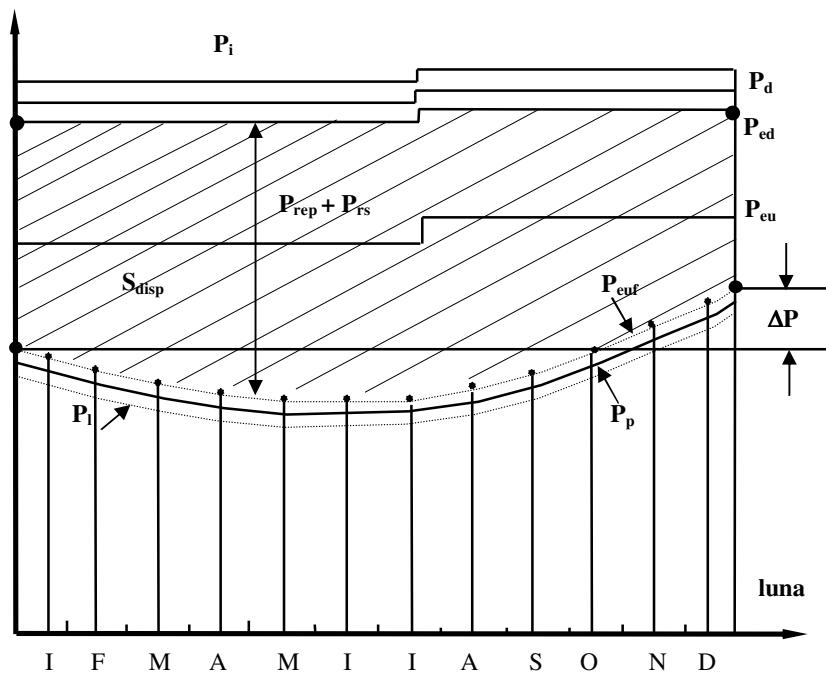


Fig. 2.7 Curba puterilor maxime lunare

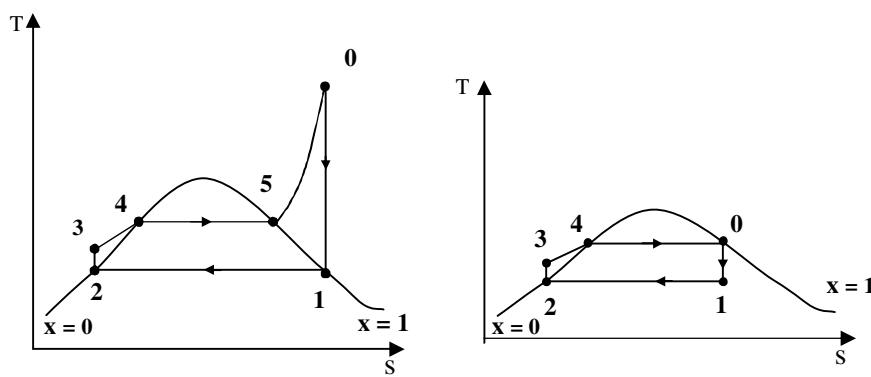
**C. Utilitatea curbei:** Curba puterilor maxime lunare are o importanță deosebită pentru planificarea reparațiilor și a rezervei de avarie (statische) din sistem. După forma curbei este logic ca reparațiile să fie planificate în perioada de minim de consum. Planificarea este însă mult mai complexă și depinde de mai mulți factori printre care mărimea consumului, nivelul de siguranță impus la alimentarea consumatorilor, cerințele programului de menenanță, etc. Din Figura 2.7 se poate observa că în fiecare moment poate fi formulată o problemă de optim între puterea indisponibilizată pentru reparații și mărimea rezervei statice (siguranță în alimentarea cu energie).

Într-un an sistemul are posibilitatea să aloce o suprafață (energie echivalentă) pentru reparații și pentru rezerva statică, egală cu aria cuprinsă între  $P_{ed}$  și  $P_{euf}$ .

### 3. CENTRALE CONVENTIONALE CU ABUR

#### 3.1. Cicluri termodinamice cu turbine cu abur

Ciclul termodinamic care stă la baza funcționării centralelor convenționale cu abur (CCA) este cel cu abur supraîncălzit, cunoscut și sub denumirea de **ciclul Hirn** (figura 3.1a). Principala caracteristică este faptul că, pentru a produce lucru mecanic, este utilizat abur supraîncălzit.



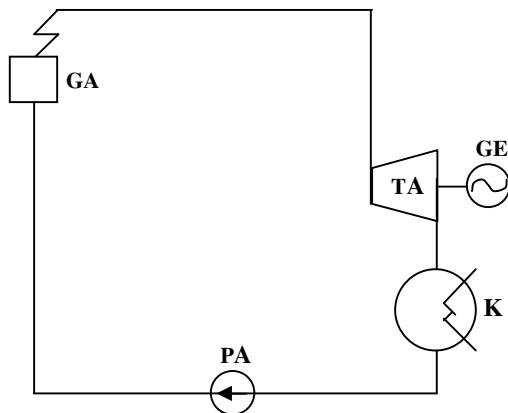
**Fig. 3.1. Cicluri termodinamice cu turbine cu abur  
a – ciclul Hirn; b – ciclul Rankine**

Se disting următoarele transformări:

- 0 - 1: destindere cu producere de lucru mecanic - transformare izentropă;
- 1 - 2: cedare de căldură la sursa rece a ciclului - transformare izobară;
- 2 - 3: compresie cu consum de lucru mecanic - transformare izentropă;
- 3 - 4 - 5 - 1: încălzire la sursa caldă a ciclului - transformare izobară.

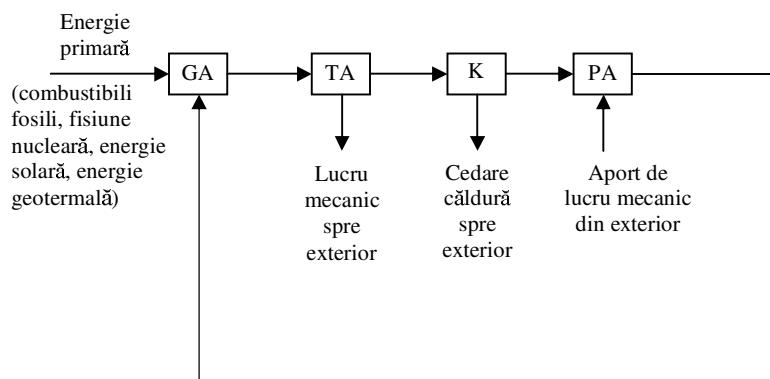
Într-o serie de centrale electrice nucleare, solare, geotermale poate fi întâlnit de asemenei și ciclul Rankine. În acest caz, spre deosebire de ciclul Hirn, pentru producerea de lucru mecanic se utilizează abur saturat (figura 3.1b).

În figura 3.2 este prezentată o instalație care funcționează având la bază un ciclu de tip Rankine sau Hirn.



**Fig. 3.2 Instalație care funcționează după un ciclu Rankine - Hirn**  
GA - generator de abur; TA - turbină cu abur; GE - generator electric;  
K - condensator; PA - pompă de alimentare.

Schematic, figura 3.3 prezintă lanțul transformărilor energetice care apar în circuitul termic.



**Fig. 3.3 Lanțul transformărilor energetice**

**Generatorul de abur** are rolul de a vaporiza apă și de a transforma în abur saturat sau supraîncălzit. Acest proces se realizează cu aport de căldură din exterior (arderea unui combustibil fosil, fisiune nucleară, energie geotermală, captare energie solară).

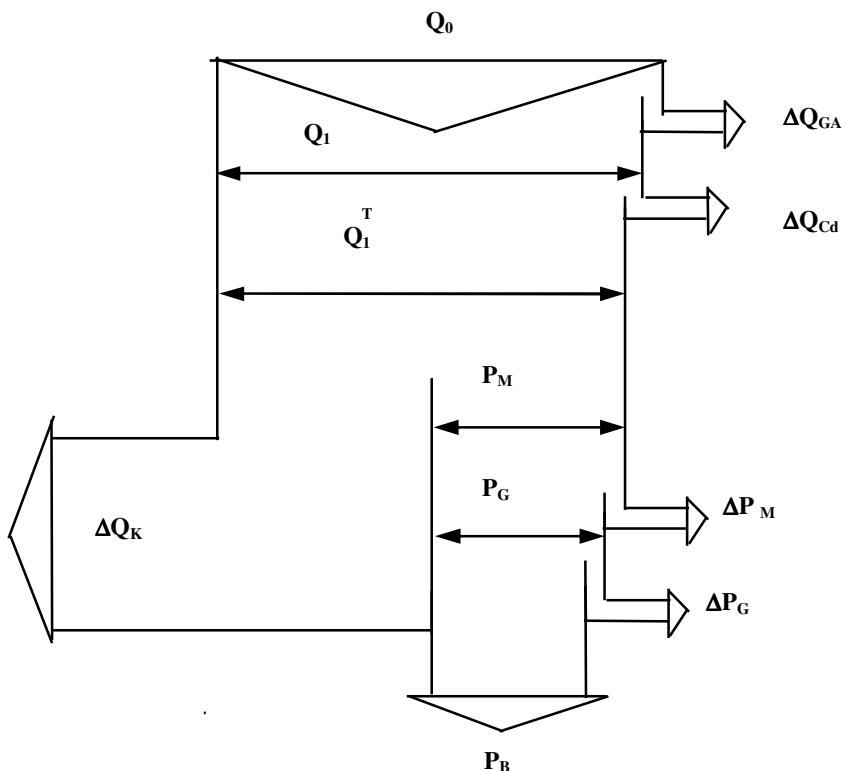
**Turbina cu abur** asigură destinderea aburului, producând lucru mecanic.  
**Generatorul electric** transformă energia mecanică produsă de turbină în

energie electrică.

**Condensatorul** asigură condensarea vaporilor de apă eșapați din turbină. Reprezintă sursa rece a ciclului termodinamic. Pentru evacuarea căldurii spre exterior se poate utiliza drept agent de răcire apa sau (mai rar) aerul atmosferic.

### 3.2 Bilanțul energetic al CCA

În Figura 3.4 este prezentat sub forma unei diagrame de tip Sankey bilanțul energetic al CCA, iar în Tabelul 3.1 sunt explicitate principalele categorii de pierderi și randamentele aferente.



**Fig. 3.4 Bilanțul energetic al unei CCA de condensare**

Randamentul de producere a energiei electrice (**randamentul electric brut**) este dat de produsul randamentelor (vezi Tabelul 3.1):

$$\eta_B = \eta_{GA} \cdot \eta_{CD} \cdot \eta_T \cdot \eta_M \cdot \eta_G \quad (3.1)$$

iar puterea electrică la bornele generatorului (**puterea electrică brută**) este:

$$P_B = Q_0 \cdot \eta_B \quad (3.2)$$

Puterea electrică livrată către consumator este inferioară valorii obținute cu ajutorul relației 3.2. Acest fapt se datorează, pe de-o parte, consumurilor interne ale CCA (ex. motoare de antrenare a pompelor, ventilatoarelor, etc.), iar pe de altă parte pierderilor care apar în sistemul interior de transport a energiei electrice (ex. în transformatoare). Puterea livrată către consumator, denumită **putere electrică netă**, va fi în acest caz:

$$P_{NET} = Q_0 \cdot \eta_{NET} \quad (3.3)$$

unde se definește **randamentul net** de producere a energiei electrice:

$$\eta_{NET} = \eta_B \cdot (1 - \varepsilon_{SP}) \quad (3.4)$$

**Tabelul 3.1 Categorii de pierderi și randamentele aferente pentru CCA**

Categorie de pierdere	Notătie (vezi figura 3.4)	Randamentul aferent	Valori uzuale pentru randament
Pierderi în cazonul de abur datorită: arderii incomplete din punct de vedere chimic și mecanic, pierderilor de căldură prin evacuare în exterior a produselor de combustie (gaze de ardere, zgură), pierderilor de căldură prin radiație și convecție în mediul ambient	$\Delta Q_{GA}$	$\eta_{GA}$ (randament generator de abur)	0,85 - 0,92 (în funcție de tipul combustibilului și de dimensiunea cazonului)
Pierderi în conductele de legătură ale circuitului termic	$\Delta Q_{CD}$	$\eta_{CD}$ (randament conducte)	0,97 - 0,99
Pierdere datorată căldurii cedate la sursa rece a ciclului termodinamic (condensator)	$\Delta Q_K$	$\eta_T$ (randamentul termic)	0,35 - 0,49
Pierderi de putere datorate frecările din lagărele turbinei cu abur	$\Delta P_M$	$\eta_M$ (randament mecanic)	0,99 – 0,996 (crescător odată cu puterea)
Pierderile de putere în generatorul electric. Ține seama de pierderile mecanice ale acestuia și de cele electrice din înfășurările statorice și rotorice.	$\Delta P_G$	$\eta_G$ (randament generator electric)	0,975 – 0,99 (crescător odată cu puterea)

Termenul  $\varepsilon_{SP}$  reprezintă cota de servicii proprii electrice a centralei. Ea are în general valori cuprinse în intervalul 0,05 - 0,15. Valoarea lui  $\varepsilon_{SP}$  depinde de tipul combustibilului (mai mare în cazul cărbunilor) și de puterea instalată.

Randamentul dat de expresia 3.1 este inferior celui mai mic dintre randamentele componente. Din Tabelul 3.1 se poate observa că cele mai mici valori pot fi întâlnite în cazul randamentului termic al ciclului:  $\eta_T$ . Deci, principalele eforturi de creștere a eficienței globale de conversie a energiei primare în energie electrică trebuie să îndrepte în sensul majorării randamentului termic al ciclului termodinamic utilizat (Hirn).

### 3.3 Soluții de creștere a performanțelor CCA

Expresia randamentului termic pentru un ciclu termodinamic este:

$$\eta_T = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \quad (3.5)$$

unde  $Q_1$ ,  $Q_2$  reprezintă căldura primită la sursa caldă, respectiv cedată la sursa rece a ciclului.

Deci, pentru a îmbunătăți randamentul termic, și implicit randamentul global de utilizare a energiei primare, sunt necesare măsuri în sensul creșterii lui  $Q_1$ , respectiv micșorării lui  $Q_2$ . În Tabelul 3.2 sunt prezentate în acest sens principalele metode posibile.

**Tabelul 3.2 Principalele metode posibile de creștere a randamentului termic**

<b>Metode care acționează asupra sursei de căldură</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- creșterea presiunii inițiale</li> <li>- creșterea temperaturii inițiale</li> <li>- introducerea supraîncălzirii intermediare</li> </ul>
<b>Metode care acționează asupra sursei reci</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- scăderea temperaturii (presiunii) de condensare</li> <li>- preîncălzirea regenerativă a apei de alimentare</li> <li>- cogenerarea</li> </ul>

#### 3.3.1 Creșterea parametrilor inițiali: presiune, temperatură

Parametrii inițiali ai ciclului corespund punctului de ieșire din generatorul de abur (intrare în turbina cu abur). Creșterea presiunii și temperaturii inițiale conduce în mod nemijlocit la creșterea randamentului termic al ciclului Hirn. Pentru o creștere simultană a presiunii și a temperaturii cu 40 bar, respectiv 30 °C, se menționează o mărire posibilă a randamentului termic cu 5 puncte procentuale.

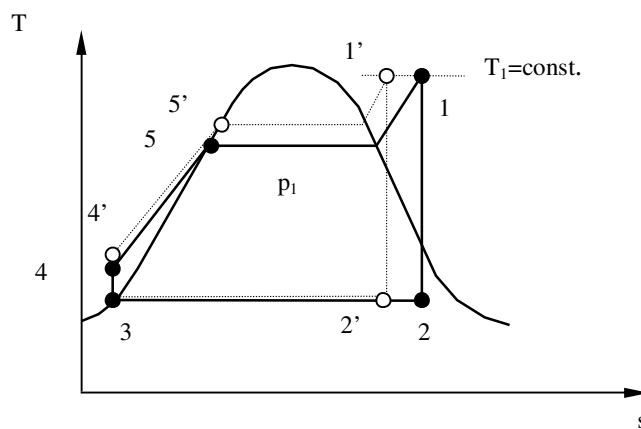
Această metodă de creștere a randamentului este grevată însă de o serie de

restricții de ordin tehnologic:

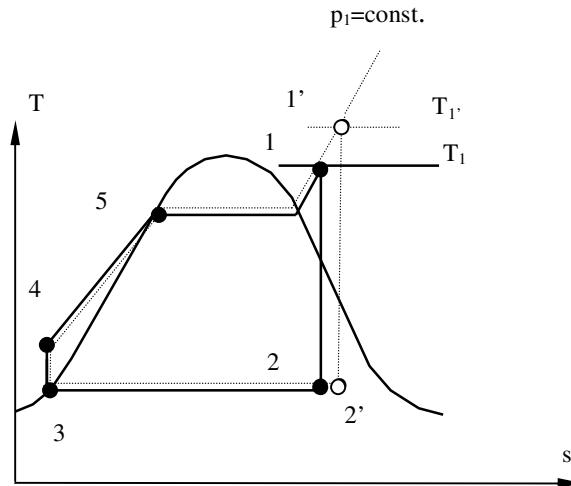
- Principala restricție în calea creșterii presiunii și temperaturii inițiale este datea de rezistență mecanică a componentelor circuitului termic (îndeosebi a celor aparținând generatorului de abur). În cazul utilizării unor oțeluri feritice obișnuite, limitele maxime sunt de 200 bar, respectiv 570 °C. Introducerea unor oțeluri puternic aliate de tip feritic/martensitic sau austenitic, permite însă realizarea unor unități energetice cu parametri supracriticici. În acest caz presiunea inițială poate trece de 300 bar, iar temperatura inițială atinge 600 °C.
- Creșterea presiunii inițiale are ca efect o creștere a umidității aburului în zona finală a turbinei (vezi Figura 3.5). Prezența în număr mare a picăturilor de apă în aburul ce se destinde cu mare viteză (>200 m/s) conduce la un fenomen de eroziune pronunțată și de distrugere a paletelor rotorice din zona finală a turbinei. Creșterea temperaturii inițiale are un efect contrar asupra umidității la eșaparea din turbina cu abur (vezi Figura 3.6). În consecință, creșterea presiunii inițiale trebuie accompagniată în mod necesar de o creștere a temperaturii inițiale. Pentru un ciclu simplu de tip Hirn, fără supraîncălzire intermediară, având temperatura inițială de 570 °C, valoarea presiunii inițiale este limitată superior la 140 bar.

Creșterea parametrilor inițiali implică eforturi investiționale sporite. Deci, această metodă de creștere a randamentului este justificată îndeosebi atunci când:

- Puterea unitară a grupului este ridicată.
- Durata anuală de utilizare a puterii instalate este mare.
- Combustibilul utilizat este scump.



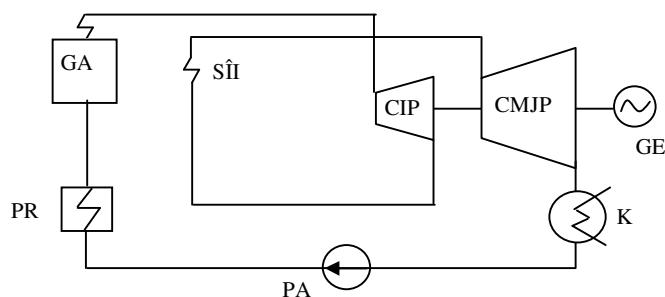
**Fig. 3.5 Efectul creșterii presiunii inițiale la temperatură constantă**  
 $(p_1 < p_1' \rightarrow x_2 > x_2')$



**Fig. 3.6 Efectul creșterii temperaturii inițiale la presiune constantă**  
( $T_1 < T_{1'} \rightarrow x_2 < x_{2'}$ )

### 3.3.2 Supraîncălzirea intermediară

Supraîncălzirea intermediară (SII) este o metodă de creșterea a randamentului termic ce acționează asupra sursei calde a ciclului termodinamic. Metoda presupune ca destinderea aburului în turbină să fie întreruptă, iar acesta să fie trimis înapoi la generatorul de abur. Aici el este din nou supraîncălzit până la o temperatură comparabilă cu cea inițială și apoi se destinde în continuare în turbina cu abur. În Figura 3.7 este prezentată schema simplificată pentru un grup energetic cu supraîncălzire intermediară.

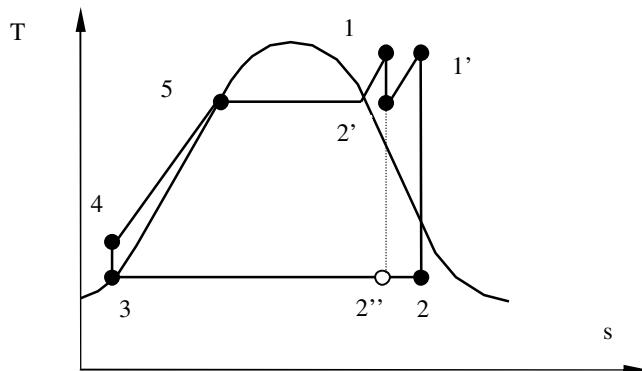


**Fig. 3.7 Schema simplificată pentru un grup energetic cu supraîncălzire intermediară**

GA – generator de abur; SII - supraîncălzitor intermediu; CIP - corp de înaltă presiune;  
CMJP - corp de medie și joasă presiune; GE - generator electric; K - condensator;  
PA - pompă de alimentare; PR – preîncălzitor regenerativ

Prin introducerea SII se poate obține o creștere a randamentului termic cu aproximativ 5 puncte procentuale. În același timp, SII conduce la scăderea umidității în partea finală a turbinei cu abur (vezi Figura 3.8). Deci, SII permite creșterea în continuare a presiunii inițiale peste valoarea de 140 bar menționată anterior. În cazul ciclurilor cu parametrii supracritici se pot utiliza chiar două supraîncălziri intermediare.

SII presupune o complicare a circuitului termic și a generatorului de abur cu efecte directe asupra investiției inițiale. În consecință SII este justificată în general doar pentru grupuri de mare putere ( $>100$  MW) cu o durată anuală de utilizare a puterii instalate suficient de ridicată.



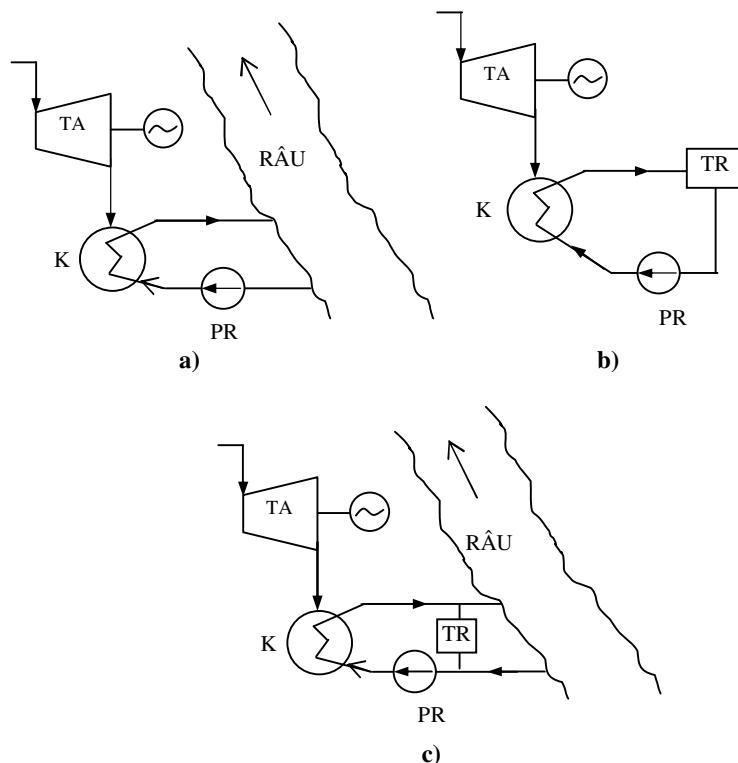
**Fig. 3.8 Efectul introducerii supraîncălzirii intermediare ( $x_2 > x_{2''}$ )**

### 3.3.3 Scăderea temperaturii (presiunii) de condensație

Scăderea temperaturii (presiunii) de condensăție reprezintă o metodă care acționează la sursa rece a ciclului termodinamic. Cu cât temperatura aburului la condensator este mai scăzută, cu atât  $Q_2$  este mai mică și conform relației 3.5, randamentul termic crește. Se menționează faptul că efectul produs de o scădere a temperaturii de condensăție cu  $1^{\circ}\text{C}$  poate echivala cu cel corespunzător creșterii cu  $10 - 15^{\circ}\text{C}$  a temperaturii inițiale a ciclului. Deci această metodă de creștere a randamentului termic este foarte eficace.

O temperatură scăzută de condensăție este condiționată de existența unor fluide de răcire având un debit și un nivel termic corespunzător. În cazul ciclurilor cu abur, agentul optim de răcire s-a dovedit a fi apa. Valoarea limită până la care poate fi coborâtă temperatura de condensăție este dată de temperatura corespunzătoare agentului de răcire (foarte apropiată de cea a mediului ambient).

Pentru temperaturi inferioare valorii de 373 K va rezulta o scădere a presiunii de condensație sub 1 bar, iar partea finală a turbinei cu abur lucrează sub vid.



**Fig. 3.9 Sisteme de răcire ale unei CCA**

- a - În circuit deschis: întregul necesar de apă de răcire provine de la o sursă naturală (ex. râu)
  - b - În circuit închis: tot debitul de apă de răcire evoluează în circuit închis trecând printr-un turn de răcire;
  - c - În circuit mixt: o cotă de apă de răcire trece prin TR, restul provenind de la o sursă naturală
- TA - turbină cu abur; K - condensator; TR - turn de răcire; PR - pompă de răcire

Există o serie de elemente care limitează obținerea unor presiuni de condensare foarte scăzute:

- Considerante legate de amplasamentul centralei pot diminua accesul la o sursă de apă de răcire naturală suficient de puternică (râu, lac, mare, etc.). Soluția în acest caz este apelarea la un sistem în care apa de răcire a condensatorului este vehiculată în circuit închis, trecând printr-un schimbător de căldură aer - apă (turn de răcire) unde cedează în atmosferă căldura extrasă din ciclu termodinamic. În Figura 3.9 sunt

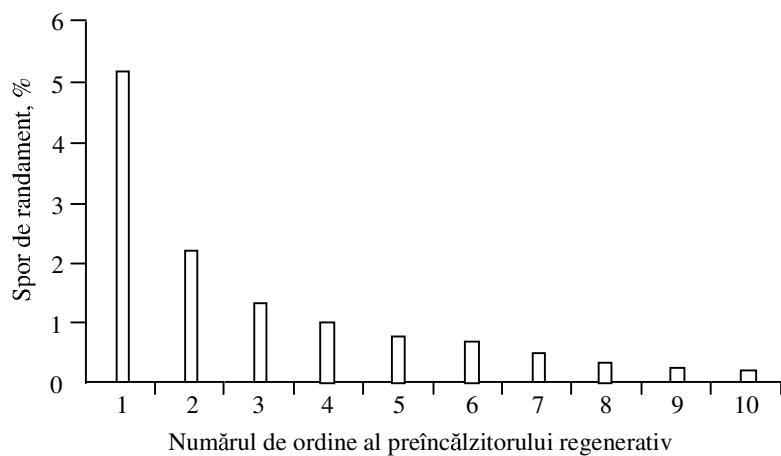
reprezentate schematic sistemele de răcire posibile pentru o CCA. Din punct de vedere termodinamic cel mai bun sistem de răcire este cel în circuit deschis.

- Apar reglementări din ce în ce mai severe în scopul evitării poluării termice a surselor naturale de apă. Chiar în condițiile în care în imediata apropiere a centralei există o sursă de apă corespunzătoare, aceste reglementări impun evitarea răcirii în circuit deschis și trecerea la un circuit mixt și chiar închis. Toate aceste măsuri aduc severe penalități termodinamice.
- Pentru unitățile care utilizează un circuit de răcire deschis, este necesar ca în anotimpul rece temperatura apei de răcire la intrarea în condensator să fie limitată inferior. Se evită în felul acesta scăderea exagerată a presiunii de condensare și deplasarea punctului final al destinderii într-o zonă de umiditate ridicată. Conform celor afirmate în paragrafele anterioare, în această zonă apar efecte nedorite în ceea ce privește procesul de eroziune la ultimele siruri de palete ale turbinei.

### 3.3.4 Preîncălzirea regenerativă

Preîncălzirea regenerativă a apei de alimentare a generatorului de abur constituie una din principalele metode de creștere a randamentului termic. Ea poate aduce o creștere a acestuia cu 9 - 12 puncte procentuale.

Principiul preîncălzirii regenerative se bazează pe extracția din turbină a unei părți din aburul parțial destins și folosirea acestuia pentru ridicarea temperaturii apei de alimentare.



**Fig. 3.10** Sporul de randament obținut prin introducerea unui preîncălzitor regenerativ suplimentar

Randamentul termic al ciclului este cu atât mai mare cu cât numărul de prize ale turbinei, respectiv de preîncălzitoare regenerative este mai mare. Totuși, sporul de randament adus prin introducerea unui preîncălzitor suplimentar scade pe măsură ce numărul acestora crește, după cum se poate observa din Figura 3.10.

Problema stabilirii numărului de preîncălzitoare se rezolvă printr-un calcul tehnico-economic care analizează, pe de-o parte, economia de combustibil rezultată din sporul de randament rezultat din trecerea de la N la N+1 preîncălzitoare, iar pe de altă parte surplusul de investiții și cheltuieli anuale legate de complicarea schemei termice. Utilizarea unui număr mare de preîncălzitoare regenerative este justificată în CCA care lucrează la baza curbei de sarcină, deci cu o durată anuală de utilizare a puterii instalate suficient de mare. În felul acesta se pot recupera în timp util investițiile suplimentare. Pentru o astfel de CCA numărul preîncălzitoare poate varia în intervalul 7 – 9.

### 3.3.5 Cogenerarea

Cogenerarea reprezintă producerea combinată și simultană de energie electrică și termică. În cazul CCA principiul constă în faptul că aburul, după ce s-a destins în turbină, nu mai intră în condensator, ci este trimis către un consumator extern pentru a acoperi necesarul de energie termică al acestuia. Căldura corespunzătoare acestui flux de abur este considerată efect util, în timp ce pierderile la condensator devin nule ( $Q_2 = 0$ ). Conform relației 3.5, randamentul termic pentru un astfel de ciclu devine egal cu unitatea:

$$\eta_T = 1 \quad (3.6)$$

În Figura 3.11a este prezentată schema termică simplificată corespunzătoare unui astfel de grup energetic de termoficare, care utilizează o turbină cu abur cu contrapresiune. La o astfel de turbină presiunea de eșapare este sensibil mai ridicată decât în cazul unităților energetice de condensare, ea depinzând de nivelul termic cerut de consumator:

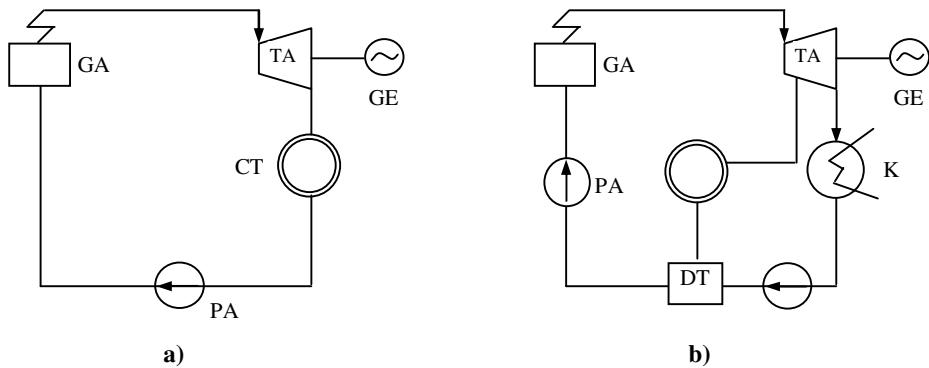
- 0,7...2,5 bar pentru consumatori urbani (încălzire, preparare de apă caldă sanitară, etc.);
- 1...40 bar pentru consumatori industriali.

O caracteristică a acestui tip de schemă este dependența totală între nivelul producției de energie electrică, respectiv termică. Va exista producție de energie electrică doar atâtă timp cât există și cerere de energie termică. Pentru a înlătura acest dezavantaj în figura 3.11b este propusă o schemă în care este utilizată o turbină cu abur cu condensare și priză reglabilă. Se disting în acest caz două fluxuri de abur:

- Un flux de abur care, după ce s-a destins în turbină, este extras prin intermediul unei prize și trimis către consumatorul termic. Priza poate permite reglarea presiunii aburului în funcție de nevoile consumatorului.
- Un flux de abur care se destinde prin toată turbina până la condensator.

În această variantă, chiar dacă nu există o cerere de energie termică, va fi posibilă producerea de energie electrică pe baza aburului ce se destinde până la condensator. Evident, randamentul termic va fi mai mic decât în cazul turbinei cu contrapresiune datorită căldurii cedate la condensator.

Cogenerarea implică o complicare a schemelor termice (apar suplimentar schimbătoare de căldură, conducte noi de legătură pe parte de apă și abur, etc.) ceea ce conduce la creșterea investiției inițiale.



**Fig. 3.11 Schema termică simplificată pentru un grup energetic de cogenerare**  
 a - Cu turbină cu contrapresiune; b - Cu turbină cu priză reglabilă și condensare  
 GA – generator de abur; TA – turbină cu abur; GE – generator electric; CT – consumator termic; K – condensator; PA – pompă de alimentare; DT – degazor termic

### 3.4 Fluxuri interne de energie și masă în CCA. Circuitul termic

O centrală convențională cu abur reunește un complex de instalații prin care evoluează diferite fluxuri de energie și masă. În Figura 3.12 se prezintă o schemă simplificată pentru o CCA de cogenerare (pentru a se lua în considerare și posibilitatea de furnizare de energie termică), punându-se în evidență principalele subsisteme și fluxuri de energie și masă. Principalele subsisteme sunt :

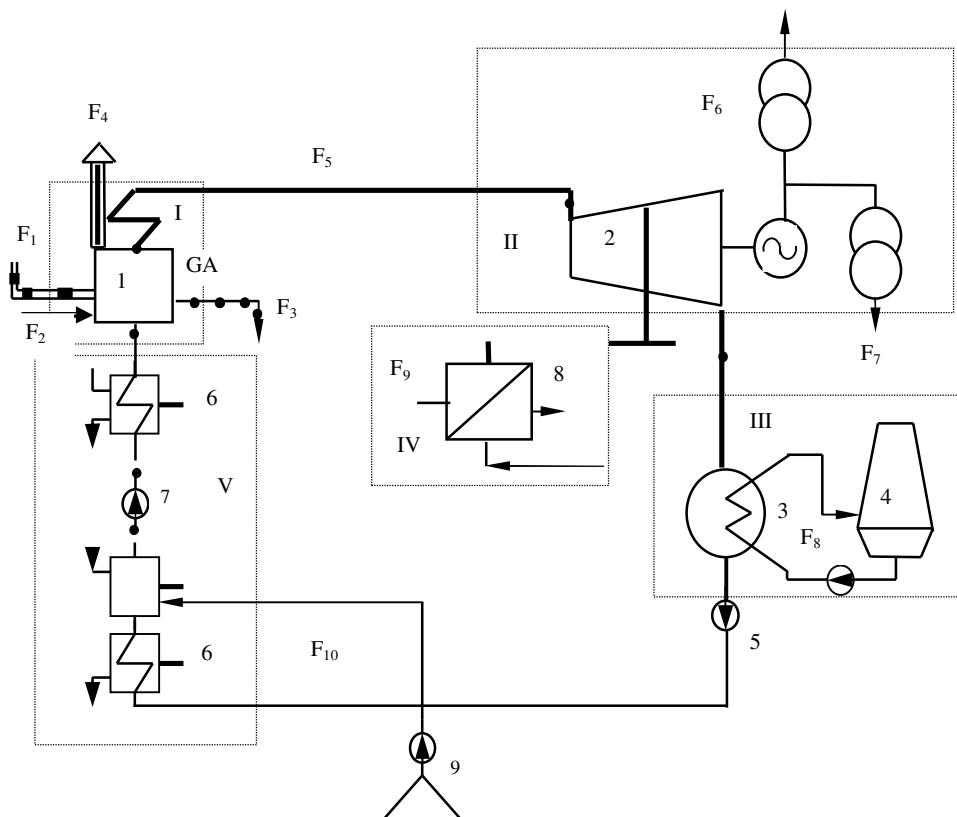
- I. subsistemul de producere a aburului;
- II. subsistemul de conversie a energiei aburului în energie electrică (grupul turbogenerator);
- III. subsistemul de răcire;
- IV. subsistemul de furnizare de căldura pentru consumatorii externi (cazul CCA de cogenerare);
- V. subsistemul de preîncălzire regenerativă a apei de alimentare, care include și pompele din circuitul termic.

În cadrul acestor subsisteme evoluează următoarele fluxuri de energie și masă:

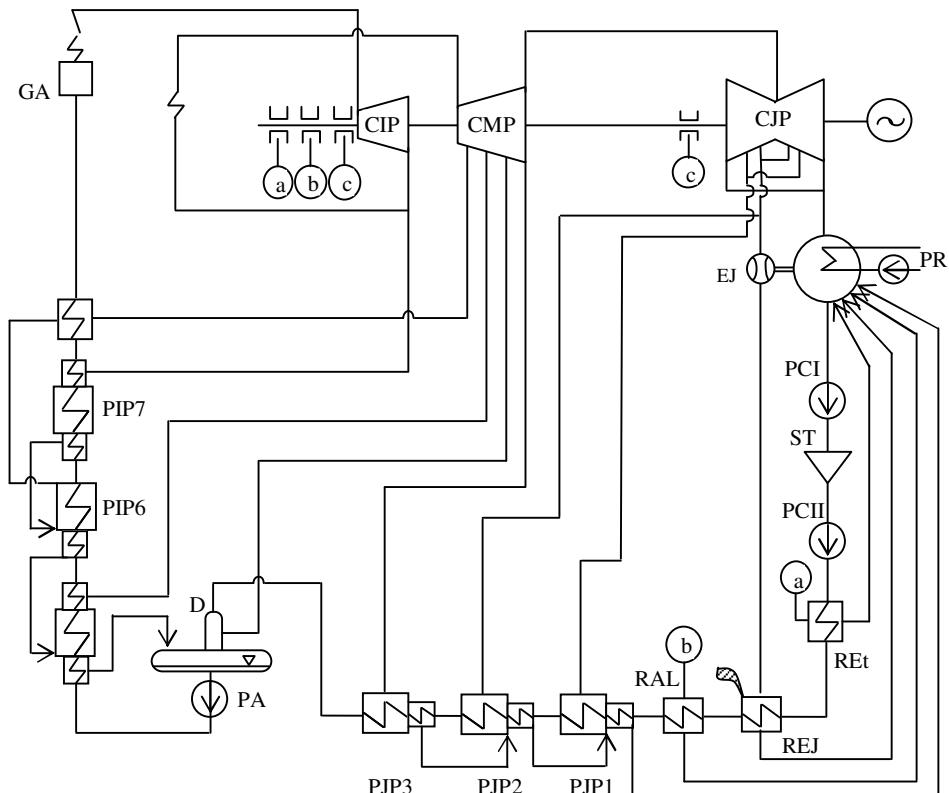
- **F1 - fluxul de combustibil.** Este un flux de material a cărui mărime este dictată de puterea instalată a centralei și de calitatea combustibilului. Cu cât combustibilul este de calitate mai proastă, cu atât cresc cantitățile necesare funcționării centralei. În acest caz, pentru a diminua cheltuielile necesare pentru transportul combustibilului, se recomandă ca centrala să fie amplasată cât mai aproape de sursa de energie primară (amplasare „la gura minei”). De exemplu, un grup energetic de 330 MW, funcționând pe bază de lignit, are un consum orar de combustibil de aproximativ 480 t/h. Aceste cantități mari de combustibil ridică probleme speciale de transport, manipulare, stocare și preparare, cu influențe directe asupra suprafeței de teren ocupate de centrală și a costurilor investiționale.
- **F2 - fluxul de aer de ardere.** Aerul necesar arderii combustibilului este preluat din exteriorul sau din interiorul clădirii unde este amplasat generatorul de abur, folosindu-se ventilatoare speciale.
- **F3 - fluxul de cenușă și zgură.** Cenușa și zgura rezultă în urma arderii cărbunilor, cantitatea lor fiind influențată de calitatea combustibililor și de nivelul de consum al acestora. În mod tradițional zgura și cenușa sunt depozitate pe suprafețe special amenajate (*depozitul de zgură și cenușă*). În cazul marilor centrale electrice pe lignit, aceste depozite pot ocupa suprafețe de ordinul sutelor de hectare.
- **F4 - fluxul de gaze de ardere.** Gazele rezultate din procesul de ardere sunt evacuate în atmosferă. Ele conțin o serie de substanțe (cenușă, oxizi de sulf, oxizi de azot) care poluează atmosfera. Normele care vizează protecția mediului impun folosirea unor instalații speciale de reținere a acestor substanțe poluante.
- **F5 - fluxul agentului energetic apă-abur.** Agentul energetic evoluează în circuit închis, având variații mari de volum specific datorită modificării presiunii și temperaturii (vezi paragraful 3.1).
- **F6 - fluxul de energie electrică evacuată din centrală.** Acest flux realizează legătura dintre centrala electrică și consumatorul final prin

intermediul sistemului de transport și distribuție a energiei electrice. Energia electrică este o formă de energie care poate fi transportată ușor la distanță, cu pierderi relativ scăzute. În consecință, această legătură este flexibilă, nefiind necesară amplasarea centralei electrice în imediata apropiere a consumatorului.

- **F7 - fluxul de energie electrică pentru servicii proprii.** El reprezintă consumul de energie electrică al instalațiilor proprii din centrală. Mărimea lui depinde de tipul centralei (condensare pură sau cogenerare), de parametrii acesteia și de tipul combustibilului. În mod uzual, pentru o CCA acest flux reprezintă 5 - 12 % din puterea produsă la bornele generatorului electric.



**Fig. 3.12 Subsisteme și fluxuri de masă și energie pentru o CCA**  
1 - generator de abur; 2 – turbină cu abur; 3 – condensator; 4 – instalație de răcire;  
5 - pompă de condensat, 6 - preîncălzitor regenerativ; 7 - pompă de alimentare;  
8 – schimbător de căldură; 9 - stație de tratare a apei de adaos



**Fig. 3.13 Circuitul termic al unui grup energetic de condensăre pură dotat cu supraîncălzire intermedieră**

GA – generator de abur; CIP – corp de înaltă presiune; CMP – corp de medie presiune; CJP – corp de joasă presiune; PIP – preîncălzitoare regenerativе de înaltă presiune; PJP - preîncălzitoare regenerativе de joasă presiune; RAL – recuperator abur labirinți; PA – pompă de alimentare;

D – degazor termic; REJ – recuperator abur ejectori; RET – recuperator abur etanșări;

PC – pompă de condens principal; ST – stație de tratare chimică a condensului principal;

EJ – ejector cu abur; PR – pompă de răcire

- **F8 - fluxul de agent de răcire.** Acest flux este caracteristic centralelor electrice bazate pe utilizarea unui ciclu termodinamic. El asigură extragerea căldurii de la sursa rece a ciclului termodinamic. Ca agent de răcire se utilizează apă, sau (mai rar) aerul atmosferic.
- **F9 - fluxul de energie termică pentru consumatori externi.** Acest flux realizează legătura dintre centrala electrică și consumatorul final de energie termică. Apare în cazul centralelor de cogenerare. El constă din extrageri de abur de la prizele reglabile sau fixe ale turbinelor, care sunt folosite direct sau indirect (prin preparare de apă fierbinte) pentru alimentarea consumatorilor termici. Transportul căldurii la distanță implică pierderi energetice considerabile. În consecință, această legătură este rigidă, fiind necesară amplasarea centralei electrice în imediata apropiere a consumatorului.
- **F10 - fluxul de apă de adaos.** Apa de adaos este introdusă în circuitul termic pentru a compensa pierderile apărute în timpul funcționării. Atinge o cotă de 1,5 - 3 % din debitul de agent energetic apă-abur pentru centralele de condensare pură și 30 - 40 % pentru cele de cogenerare (acolo unde consumatorii utilizează sau impurifică agentul termic primit de la centrală).

**Circuitul termic** reprezintă ansamblul de instalații și echipamente prin care evoluează agentul termic. În Figura 3.13 este prezentat circuitul termic pentru un grup energetic de condensare pură dotat cu supraîncălzire intermediană.

Pe lângă subsistemele și fluxurile menționate mai sus se pot face următoarele comentarii privind structura circuitului termic:

- Pentru a corecta regimul chimic al apei de alimentare a generatorului de abur, în circuit se introduce o stație de tratare chimică a condensului principal (ST). Din considerente de rezistență mecanică, filtrele din ST limitează presiunea condensului. În consecință, pompa de condens principal este împărțită în două trepte:
  - Prima treaptă (PCI) asigură extragerea apei din condensator, obținându-se în refulare o presiune acceptabilă pentru ST.
  - A doua treaptă (PCII) asigură creșterea presiunii condensului principal până la valoarea necesară.
- Scăpările de abur de la etanșările terminale ale turbinei sunt recuperate și utilizate astfel:
  - Aburul din camerele subatmosferice ale etanșărilor terminale este extras cu ajutorul unui ejector. Căldura acestui abur este recuperată în REt. Acest abur are cel mai coborât nivel de presiune.
  - Aburul din camerele de presiune ușor supraatmosferică ale etanșărilor terminale ale turbinei este direcționat către recuperatorul de abur labirinți (RAL).
  - O parte din aburul extras de la etanșările terminale ale CIP, caracterizat prin cel mai ridicat nivel de presiune, este utilizat

- pentru a realiza etanșarea la CJP.
- Pentru crearea și menținerea vidului în condensator sunt utilizate instalații de extragere a gazelor necondensabile: ejectoare cu abur, ejectoare cu apă, pompe de vid. Pentru exemplul din Figura 3.13 se utilizează un ejector pentru care aburul reprezintă agentul motor. După ce a trecut prin ejector, aburul este recuperat în REJ unde acesta condensează, iar gazele necondensabile sunt evacuate în atmosferă.
- Schema de preîncălzire regenerativă conține perfecționări (desuprăîncălzitoare, subrăcitoare), astfel încât să fie optimizat procesul de transfer de căldură din preîncălzitoare.

## 3.5 Scheme de legătură generator de abur - turbină

### 3.5.1 Categorii de scheme de legătură

Conductele de abur viu asigură circulația aburului pe traseul generator de abur - turbină. Modul de realizare al acestui traseu este determinant pentru structura circuitului termic.

În funcție de tipul traseului generator de abur - turbină, CCA pot fi:

- cu schemă bloc
- cu bară colectoare
- cu bară de ajutor

### 3.5.2 Schema bloc

Schema de tip bloc este generalizată la grupurile energetice cu puteri unitare mai mari de 100 MW, prevăzute cu supraîncălzire intermedieră. Acest tip de schemă se caracterizează printr-o legătură biunivocă între generatorul de abur și turbină. Nu există legături pe parte de abur între grupurile existente într-o CCA.

Alegerea între o schemă cu un generator (Figura 3.14), respectiv două generatoare de abur pe grup (Figura 3.15) se face, printre altele, în funcție de:

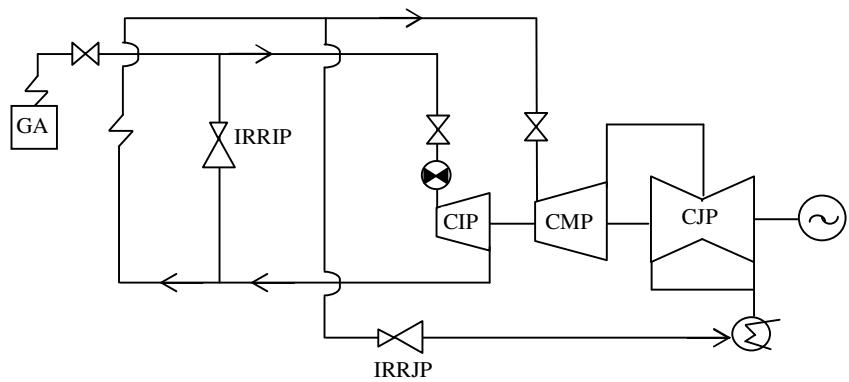
- Criterii economice: Este preferabilă realizarea unor generatoare de abur de capacitate cât mai mare, pentru a avea o investiție specifică cât mai mică.
- Criterii tehnice: Concentrarea producției într-un singur generator de abur permite obținerea de randamente superioare.

Soluția cu două generatoare de abur permite menținerea în funcțiune a turbinei, chiar și atunci când unul dintre generatoare nu este disponibil. În schimb, are dezavantajul prezenței unui număr sporit de armături în sistemul de abur de înaltă presiune.

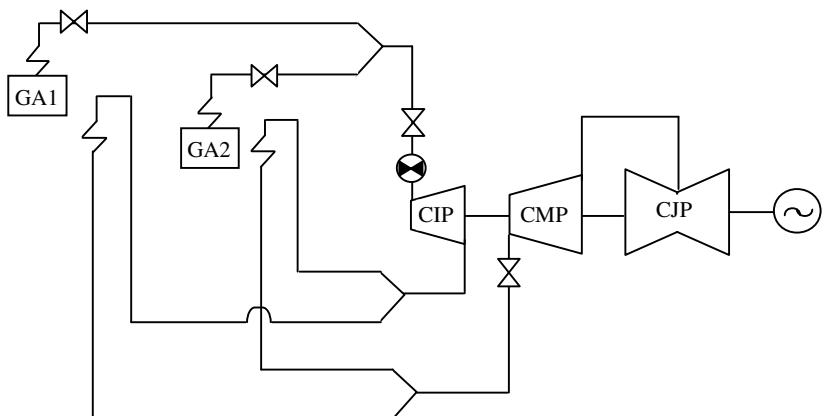
La pornirea grupului, cât și la oprirea acestuia, aburul poate ocoli turbina

prin intermediul IRRIP (Instalație de Reducere Răcire de Înaltă Presiune) și IRRJP (Instalație de Reducere Răcire de Joasă Presiune).

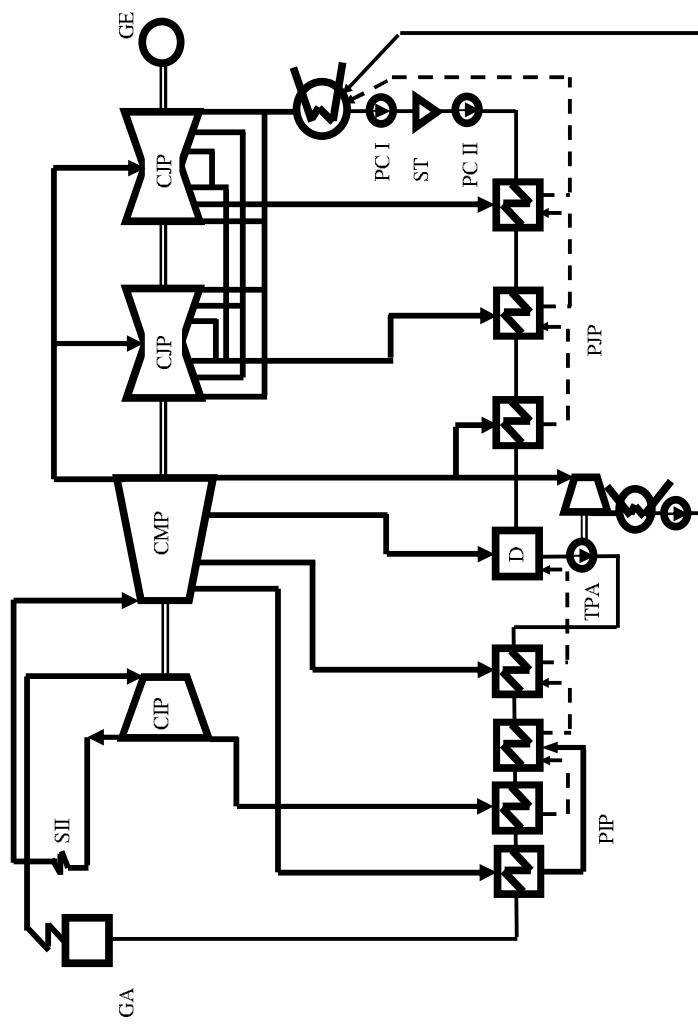
În Figura 3.16 este prezentată schema pentru un grup energetic de 330 MW.



**Fig. 3.14** Schemă bloc cu un generator de abur pe grup.



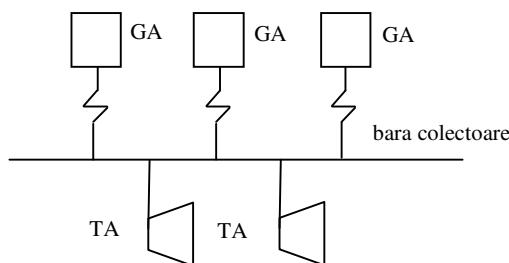
**Fig. 3.15** Schemă bloc cu două generatoare de abur pe grup.



**Fig. 3.16 Schema termică simplificată pentru un grup energetic de 330 MW**  
**GA – generator de abur; CIP – corp de înaltă presiune; CMP – corp de medie presiune; CJP – corp de joasă presiune;**  
**PIP – preîncălzitor regenerativ de înaltă presiune; PJP – preîncălzitor regenerativ de joasă presiune; D – degazor;**  
**TPA – turbopompă de alimentare; PC I, PC II – pompe de condens principal;**  
**ST – stație de tratare chimică condens principal; SII – suprânălțire intermedieră**

### 3.5.3 Schema cu bară colectoare

Toate generatoarele de abur debitează pe o bară comună din care sunt alimentate turbinele (Figura 3.17).



**Fig. 3.17 Schema cu bare colectoare.**

Nu există o legătură între numărul de generatoare de abur și cel de turbine. Singura condiție este ca producția de abur a generatoarelor să fie mai mare decât capacitatea de îngrijire a turbinelor.

Schema oferă o bună elasticitate, deoarece orice generator de abur poate alimenta orice turbină.

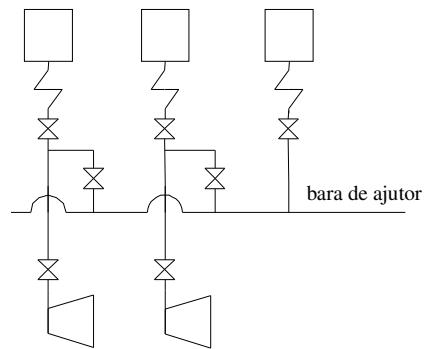
Principalele limitări:

- Numărul mare de armături în sistemul de înaltă presiune;
- Bara colectoare trebuie să aibă o fiabilitate bună, defectarea ei ducând la ieșirea din starea de funcționare a întregii centrale electrice.

Soluția se aplică în general pentru CCA de mică capacitate, cu parametrii cobrați, și pentru CCA de cogenerare cu puteri unitare de până la 50 MW.

### 3.5.4 Schema cu bară de ajutor

La funcționare normală fiecare generator de abur alimentează turbină proprie. Există însă posibilitatea de cuplare generatorului de abur cu altă turbină, prin intermediul barei de ajutor (Figura 3.18).



**Fig. 3.18** Schemă cu bară de ajutor.

Schema combinată avantajele și dezavantajele schemei bloc cu cele ale schemei cu bare colectoare. Ea este folosită în mod curent în România pentru grupurile de cogenerare cu puteri unitare cuprinse între 50 și 100 MW.

## 4. GENERATOARE DE ABUR

### 4.1 Schema de ansamblu

Aburul constituie unul din cei mai importanți vectori energetici întâlniți în industrie, el putând fi utilizat atât ca agent motor (ex. antrenări de turbine), cât și direct în cadrul unor procese (ex. industria chimică). În consecință, generatorul de abur reprezintă o instalație prezentă într-un număr mare de aplicații industriale.

Generatorul de abur are rolul de a transforma apă în abur saturat sau supraîncălzit pe baza căldurii provenite, printre altele, din arderea unor combustibili fosili sau din recuperarea căldurii provenite din diverse procese industriale.

În practica curentă majoritatea generatoarelor de abur sunt de tip acvatubular, ele reprezentând obiectul prezentului capitol. Un accent deosebit se va pune asupra generatoarelor de abur bazate pe arderea unor combustibili.

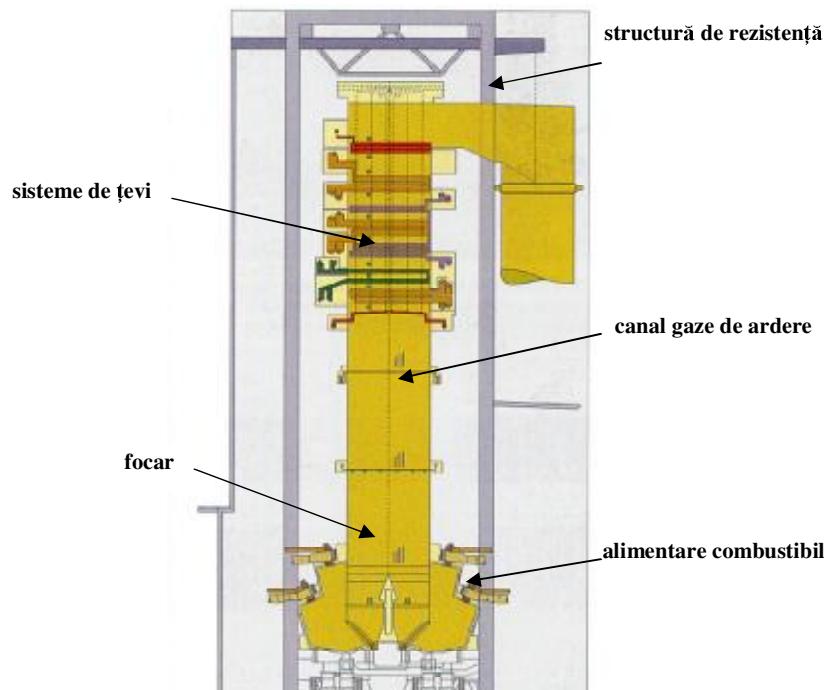
Generatorul de abur acvatubular are în componență canale de dimensiuni relativ mari în care sunt imersate sisteme de țevi. Gazele de ardere provenite din arderea combustibililor circulă prin canale, pe la exteriorul țevilor, cedând căldură către agentul termic (apă și abur) care este vehiculat prin interiorul acestora. Arderea combustibililor se realizează într-o zonă situată la baza canalelor, numită focar. Pereții canalelor pot fi realizați fie din materiale ceramice rezistente la temperaturi înalte (cărămizi refractare), fie din membrane metalice răcite la interior cu apă și/sau abur. În figura 4.1 sunt prezentate elementele menționate mai sus.

### 4.2 Combustibili utilizați în generatoarele de abur

Generatoarele de abur utilizează o mare varietate de combustibili, conform celor prezentate în Tabelul 4.1

**Combustibili solizi și lichizi** se caracterizează printr-o *stare inițială*, care definește compoziția masică exprimată în procente, în condițiile reale de utilizare (relația 4.1). În cadrul compozиiei se disting 5 elemente:  $C$  – carbon;  $H$  – hidrogen;  $O$  – oxigen;  $N$  – azot;  $S_c$  - sulf combustibil și două substanțe: A – masa minerală necombustibilă, denumită și cenușă;  $W_t$  - umiditatea.

$$C^i + H^i + O^i + N^i + S_c^i + A^i + W_t^i = 100\% \quad (4.1)$$



**Fig. 4.1** Generator de abur acvatuibular utilizat în centralele convenționale cu abur

**Tabelul 4.1** Categoriile de combustibili utilizati în mod curent  
în generatoarele de abur

Solizi	Lichizi	Gazoși
<ul style="list-style-type: none"> <li>- cărbune (cărbune brun, lignit, huilă, antracit)</li> <li>- șisturi bituminoase</li> <li>- deșeuri solide combustibile</li> <li>- biomasă</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- păcură</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- gaz natural</li> <li>- gaze reziduale combustibile (provenite din industria metalurgică, rafinării)</li> <li>- biogaz</li> </ul>

Similar, **combustibili gazoși** se caracterizează printr-o compoziție volumetrică exprimată în procente (relația 4.2).

$$CO_2 + CO + H_2 + N_2 + O_2 + H_2S + \sum C_mH_n + H_2O = 100\% \quad (4.2)$$

**Puterea calorifică** reprezintă cantitatea de căldură degajată prin arderea completă a unității de masă sau volum a combustibilului. În mod uzual, în cazul combustibililor folosiți în generatoarele de abur se utilizează puterea calorifică inferioară, care nu ține seama de căldura latentă de vaporizare a vaporilor de apă din gazele de ardere.

În cazul combustibililor solizi și lichizi, dacă se cunoaște compoziția la stare inițială, puterea calorifică inferioară ( $Q_i^i$ ) se determină cu relația:

$$Q_i^i = 339 \cdot C^i + 1029,1 \cdot H^i - 109 \cdot (O^i - S_c^i) - 25,1 \cdot W_t^i, \text{ [kJ/kg]} \quad (4.3)$$

unde componentele combustibilului sunt exprimate în procente.

Pentru un combustibil gazos anhidru (fără conținut de vapori de apă), puterea calorifică inferioară este dată de expresia:

$$Q_i^{anh} = \frac{1}{100} \cdot \sum r_j \cdot Q_{i,j}^i, \text{ [kJ/m}^3\text{N}] \quad (4.4)$$

unde:  $r_j$  este participația volumetrică a componentei  $j$ , în %;  $Q_{i,j}^i$  - puterea calorifică inferioară a componentei  $j$ , în kJ/m<sup>3</sup>N.

În tabelul 4.2 sunt prezentate puterile calorifice inferioare pentru o serie de combustibili utilizați în mod curent în generatoarele de abur.

**Tabelul 4.2 Puteri calorifice inferioare pentru combustibili utilizați în CCA**

Cărbune brun (inclusiv lignit)	5 000 ÷ 16 000, kJ/kg
Huilă	20 000 ÷ 30 000, kJ/kg
Antracit	29 000 ÷ 31 000, kJ/kg
Păcură	39 000 ÷ 42 000, kJ/kg
Gaz natural (inclusiv gazul de sondă)	30 000 ÷ 36 000, kJ/m <sup>3</sup> N
Gaz de furnal	3 000 ÷ 5 000, kJ/m <sup>3</sup> N
Gaz de cocserie	14 000 ÷ 19 000, kJ/m <sup>3</sup> N

## 4.3 Circuitul apă - abur

### 4.3.1 Structura

Circuitul apă – abur al generatorului este format din sisteme de țevi imersate în canalele de gaze de ardere. Din punct de vedere funcțional se disting următoarele suprafete de transfer de căldură care intră în componența acestui circuit: economizor, vaporizator, supraîncălzitor primar și supraîncălzitor

intermediar.

**Economizorul (ECO)** realizează creșterea de temperatură a apei de alimentare până la o valoare apropiată de cea de saturatie. Transferul de căldură între apă și gazele de ardere este de tip convectiv.

**Vaporizatorul (VAP)** asigură trecerea apei din fază lichidă în cea de abur saturat. Transferul de căldură se realizează preponderent prin radiație.

**Supraîncălzitorul primar (SI)** realizează supraîncălzirea aburului produs de către vaporizator până la nivelul de temperatură dorit. Transferul de căldură se poate realiza atât convectiv, cât și radiativ.

**Supraîncălzitorul intermediar (SII)** apare în cazul centralelor termoelectrice convenționale și asigură o creștere a temperaturii aburului deja destins în corpul de înaltă presiune al turbinei.

Modul în care se realizează transferul de căldură, pe de-o parte, și nivelul de temperatură necesar a fi atins de către agentul apă – abur, pe de altă parte, impun modul în care aceste suprafete de schimb de căldură sunt amplasate în interiorul canalelor de gaze de ardere.

La interiorul țevilor VAP are loc o schimbare de fază (vaporizare), coeficienții de transfer de căldură având valori ridicate. În aceste condiții devine interesantă plasarea VAP în focar unde, la exteriorul țevilor coeficienții de transfer de căldură sunt de asemenea mari. Acest lucru se datorează faptului că în această zonă transferul de căldură se face preponderent prin radiație (temperatura în interiorul focarului depășește 1000 °C).

Va rezulta pentru VAP o valoare ridicată a coeficientului global de transfer de căldură, implicând o suprafață necesară de transfer de căldură redusă, cu efecte benefice asupra costului generatorului de abur.

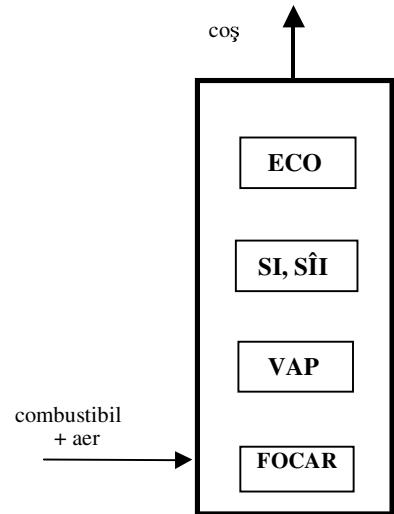
În cazul SI, SII și ECO situația este diferită: coeficienții globali de transfer de căldură posibili a fi obținuți la interiorul țevilor sunt sensibil mai mici decât pentru VAP. Cele trei suprafete de transfer de căldură sunt amplasate în zona convectivă, poziția fiind dictată de temperatura care trebuie atinsă pe parte de agent apă – abur:

- în zona convectivă de înaltă temperatură: SI și SII;
- în zona convectivă de joasă temperatură: ECO.

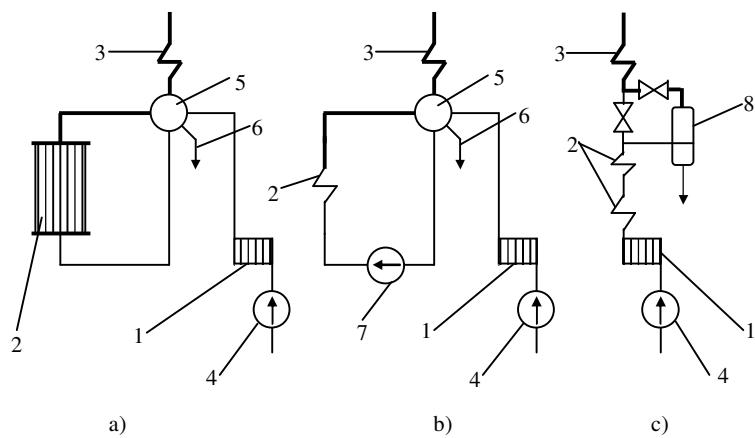
În figura 4.2 este prezentat schematic modul în care circuitul apă – abur este dispus în interiorul canalelor de gaze de ardere.

Se menționează faptul că există tipuri de generatoare de abur la care o parte din țevile supraîncălzitorului primar sunt amplasate în focar, lângă cele corespunzătoare vaporizatorului. Pentru aceste țevi transferul de căldură se realizează preponderent prin radiație.

Din punct de vedere al modului în care se realizează circulația agentului apă – abur în interiorul vaporizatorului, generatoarele de abur pot fi cu circulație naturală, cu circulație forțată multiplă sau cu circulație forțată unică (fig. 4.3).



**Fig. 4.2** Amplasarea suprafețelor de schimb de căldură în generatoarele de abur bazate pe arderea unor combustibili fosili



**Fig. 4.3** Circuitul apă – abur al generatorului de abur  
 a – cu circulație naturală; b – cu circulație forțată multiplă; c – cu circulație forțată unică  
 1 – economizor; 2 – vaporizator; 3 – supraîncălzitor; 4 – pompă de alimentare;  
 5 – tambur; 6 – purjă; 7 – pompă de circulație; 8 – butelie separatoare

### 4.3.2 Generator de abur cu circulație naturală

La acest tip de generator, după ce străbate economizorul, apa este introdusă într-un cilindru (tambur) care reprezintă punctul de separație dintre faza lichidă, respectiv gazoasă (figura 4.3a). Din tambur, apa saturată este direcționată către vaporizator prin intermediul unor țevi descendente amplasate în exteriorul canalelor de gaze de ardere (figura 4.4). Vaporizatorul constă din țevi ascendenți situate, spre deosebire de cele descendente, în calea gazelor de ardere, pe pereteii focarului. În țevile ascendențe are loc un proces de fierbere, la tambur fiind returnată o emulsie apă – abur. Vaporii saturati astfel formați sunt colectați pe la partea superioară a tamburului, fiind direcționați către supraîncălzitor. În același timp, faza lichidă este reintrodusă în bucla vaporizatoare prin intermediul țevilor descendente.

Pentru vaporizare completă, o unitate de masă de apă trebuie să parcurgă de mai multe ori traseul descris mai sus. Numărul de bucle efectuat de această unitate de masă până la vaporizarea completă poartă denumirea de multiplu de circulație ( $m$ ). În consecință, pentru acest tip de generator de abur este valabilă relația:

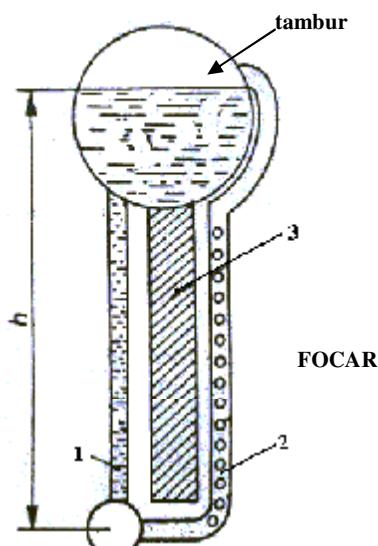
$$D_{VAP} = m \cdot D_{abur}, \quad [\text{kg/s}] \quad (4.5)$$

unde:  $D_{abur}$  reprezintă debitul de abur produs de generator, în kg/s;  $D_{VAP}$  - debitul de agent termic care evoluează în sistemul vaporizator, în kg/s;  $m$  - multiplul de circulație.

Circulația în sistemul vaporizator se realizează pe baza diferenței de densități existente între țevile descendente (cu apă), respectiv cele ascendențe (cu emulsie apă – abur). Această diferență de densități creează la rândul ei o diferență de presiune care asigură circulația agentului termic (relația 4.6):

$$\Delta p = (\rho_{desc} - \rho_{asc}) \cdot g \cdot h, \quad [\text{Pa}] \quad (4.6)$$

unde  $\rho_{desc}$  reprezintă densitatea apei din țevile descendente, în  $\text{kg/m}^3$ ;  $\rho_{asc}$  - densitatea emulsiei apă - abur din țevile ascendențe, în  $\text{kg/m}^3$ ;  $g$  - accelerația gravitațională, în  $\text{m/s}^2$ ;  $h$  - înălțimea țevilor descendente, considerată egală cu aceea a țevilor ascendențe, în  $m$ .



**Fig. 4.4 Structura sistemului vaporizator dintr-un generator cu circulație naturală**  
1 – țevi descendente; 2 – țevi ascendent; 3 – perete focar

Odată cu creșterea presiunii de lucru, diferența dintre densitățile fazelor lichide, respectiv gazoase ale apei scade. În consecință, diferența de presiune dată de relația 4.6 se va diminua, în condițiile în care înălțimea la care este amplasat tamburul este limitată în general la 40 – 50 m. Apare deci o limitare superioară a presiunii de lucru până la care circulația în sistemul vaporizator se poate efectua în condiții corespunzătoare. În practică, generatoarele cu circulație naturală sunt utilizate pentru presiuni ale aburului de până la 140 bar.

După cum s-a precizat mai sus, prezența tamburului asigură o delimitare clară între faza lichidă, respectiv gazoasă. Dacă salinitatea în apa de alimentare a generatorului depășește limitele admisibile este posibilă o corectare a acesteia printr-o purjare efectuată la tambur. Purjarea implică extragerea unei cote de apă cu conținut ridicat de săruri și înlocuirea acesteia cu apă având o calitate chimică corespunzătoare.

Datorită prezenței tamburului, generatoarele cu circulație naturală au un volum echivalent de apă mare, rezultând inerții termice mari atât la pornire, cât și în timpul funcționării. Comportarea generatorului la sarcini parțiale se înrăutățește, iar menținerea circulației naturale în sistemul vaporizator devine din ce în ce mai dificilă. Rezultă un minim tehnic de funcționare deosebit de ridicat (40 – 50 % din sarcina nominală).

### 4.3.3 Generator de abur cu circulație forțată multiplă

Spre deosebire de generatoarele cu circulație naturală, în acest caz apare o pompă de circulație amplasată pe țevile descendente ale sistemului vaporizator (figura 4.3b). Prezența pompei are următoarele efecte:

- Are loc o mărire a vitezei de circulației a agentului apă – abur în sistemul vaporizator și o creștere a coeficientului global de transfer de căldură. Multiplul de circulație are valori mai scăzute decât în cazul generatoarelor cu circulație naturală.
- Crește stabilitatea curgerii prin sistemul vaporizator la sarcini parțiale, iar minimul tehnic poate coborî până la 25 %.
- Presiunea posibil de a fi atinsă pe parte de abur crește până la 180 bar.

Generatorul cu circulație forțată multiplă păstrează toate avantajele privind corectarea regimului chimic al apei prin purjare la tambur. Se menționează totuși faptul că pompa de circulație lucrează în condiții grele de temperatură, existând în același timp pericolul de apariție a cavităței.

### 4.3.4 Generator de abur cu circulație forțată unică

Circulația forțată unică presupune egalitate între debitele de agent termic care evoluează în economizor, vaporizator, respectiv supraîncălzitor (relația 4.7):

$$D_{abur} = D_{VAP} \cdot [kg/s] \quad (4.7)$$

Pentru vaporizare completă, o unitate de masă de apă are nevoie de o singură trecere prin sistemul vaporizator. Spre deosebire de cazurile anterioare, generatorul cu circulație forțată unică nu dispune de un punct fix de schimbare de fază. Aceasta se deplasează în lungul suprafetei de transfer de căldură a generatorului în funcție de sarcină. Există variante de generatoare cu circulație forțată unică prevăzute cu butelii separatoare amplasate imediat după sistemul vaporizator (Figura 4.3c). Această butelie joacă rolul unui tambur, dar nu intervine decât la sarcini foarte mici (pentru a limita domeniul în care se deplasează punctul de schimbare de fază) și în etapele de pornire ale generatorului de abur.

Circulația în sistemul vaporizator nu mai este condiționată de diferența de densități dintre faza lichidă, respectiv gazoasă, ea fiind asigurată integral de către pompă de alimentare a generatorului. În consecință nu există limitări superioare privind presiunea aburului.

Se disting alte două particularități ale generatoarelor de abur cu circulație forțată unică datorate absenței tamburului:

- Nu este posibilă o corectare a regimului chimic al apei. Ca urmare, devine obligatorie o demineralizare totală a apei de alimentare a generatorului de abur.

- Volumul echivalent de apă este mai mic decât în variantele anterioare, iar inerția termică mai scăzută. În general, exploatarea unui generator cu circulație forțată unică este mai pretențioasă decât în cazul celor cu circulație naturală.

#### **4.3.5 Domenii de utilizare și parametrii de funcționare**

Tipul de generator utilizat într-o aplicație dată depinde în mod direct de cerințele consumatorului de abur.

În aplicații industriale (cu excepția celor din sectorul producerii energiei electrice) parametrii aburului sunt dictați de necesitățile consumatorului (procesul tehnologic industrial). În general nivelul de presiune este inferior valorii de 100 bar, fiind preferate generatoare cu circulație naturală. Existența tamburului poate asigura de asemenei o corectare a regimului chimic al apei de alimentare, mai ales în condițiile în care în aceasta apar impurități provenite din procesele industriale. În tabelul 4.3 sunt prezentate câteva exemple de astfel de generatoare fabricate în România.

**Tabelul 4.3 Exemple de generatoare de abur industriale fabricate în România**

Debit, t/h	10	30	50	50
Presiune abur, bar	16	16	35	40
Temperatură abur, °C	350	250	450	450
Combustibil	gaz natural	lignit	gaz natural	lignit
Randament, %	90	82	90,5	83

În sectorul producerii energiei electrice parametru aburului produs de generator rezultă din necesitatea de a obține randamente de conversie cât mai ridicate. În tabelul 4.4 sunt prezentate principalele caracteristici pentru generatoare de abur energetice fabricate în România.

**Tabelul 4.4 Exemple de generatoare de abur energetice fabricate în România**

Debit, t/h	120	420	525	1035
Presiune abur, bar	98	137	196	196
Temperatură abur, °C	540	550	540	540
Tip circulație	naturală	naturală	forțată unică	forțată unică
Combustibil	gaz natural	lignit	lignit	lignit
Randament, %	93	85	86,5	87,5

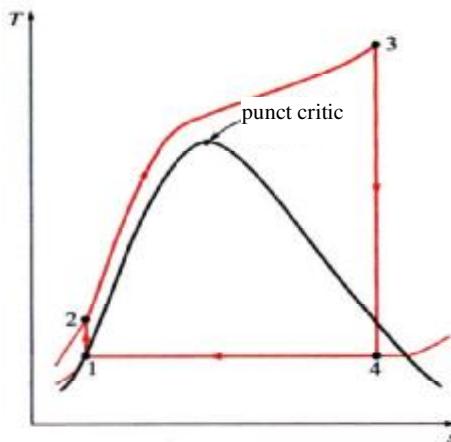
În tabelul 4.5 este prezentată o evoluție în timp pe plan mondial a parametrilor generatoarelor de abur energetice.

**Tabelul 4.5 Evoluția parametrilor generatoarelor de abur din centralele termoelectrice convenționale**

An	1938	1958	1966	1970	2000
Presiune inițială, bar	62	103	159	196	290
Temperatură inițială, °C	482	538	565	540	580
Temperatură de supraîncălzire intermedieră, °C	-	538	565	540	580

Se observă clar tendința de creștere a presiunii aburului produs de generatoarele din centralele termoelectrice la valori de peste 180 bar. Ca o consecință, în marile centrale de acest tip se vor regăsi cu precădere generatoare de abur cu circulație forțată unică. O situație aparte o întâlnim la centralele de cogenerare la care, din cauza calității chimice a condensului returnat de la consumatorii termici, se preferă de multe ori utilizarea generatoarelor de abur cu circulație naturală.

Ultimul deceniu a fost marcat de promovarea pe o scară din ce în ce mai largă a centralelor convenționale cu abur cu parametrii supracritici. Caracteristic pentru generatoarele utilizate în astfel de centrale este faptul că apa trece direct din fază lichidă în cea de vaporii supraîncălziti. În Figura 4.5 este prezentată evoluția ciclului termodinamic pentru o unitate cu parametrii supracritici.



**Fig. 4.5 Ciclul termodinamic pentru o unitate convențională cu abur cu parametrii supracritici**

#### 4.4 Circuitul aer – gaze de ardere.

Circuitul aer – gaze de ardere al unui generator de abur îndeplinește următoarele funcții:

- vehicularea și preîncălzirea aerul necesar arderii;
- filtrarea gazelor de ardere;
- evacuarea în atmosferă a gazelor de ardere.

Din punct de vedere al presiunii din interiorul canalelor de gaze de ardere, generatoarele de abur pot fi cu depresiune (presiune ușor subatmosferică), sau cu suprapresiune (presiune ușor supraatmosferică).

Din punct de vedere al circulației aerului și gazelor de ardere se disting următoarele cazuri:

**a) Tiraj natural**

Nu există ventilatoare de aer sau de gaze de ardere. Circulația se face pe baza înălțimii canalelor de gaze de ardere și a coșului de fum, acestea asigurând un tiraj natural. Soluția se aplică la generatoare de mică capacitate.

**b) Tiraj suflat**

În circuit se prevede doar ventilator de aer. Generatoarele de acest tip lucrează cu suprapresiune în focar, deci este necesară o etanșare foarte bună a canalelor de gaze de ardere. Soluția este întâlnită la generatoare mici care utilizează hidrocarburi și la cele pe cărbune cu ardere în pat fluidizat.

**c) Tiraj aspirat**

Generatorul are doar ventilatoare de gaze de ardere, iar în focar se stabilește o depresiune. Această variantă se aplică la generatoare mici pe cărbune sau lemn, cu ardere pe grătar.

**d) Tiraj mixt**

În circuit se întâlnesc ventilatoare atât de aer, cât și de gaze de ardere. Reprezintă soluția cea mai întâlnită în centralele electrice.

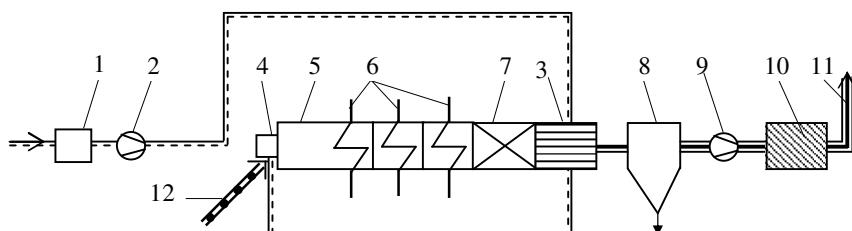
În Figura 4.6 este prezentat cazul cel mai general al unui generator de abur cu tiraj mixt care utilizează drept combustibil cărbunele. După cum se poate observa, pe lângă canalele în care este amplasat sistemul apă – abur, circuitul aer – gaze de ardere cuprinde un număr important de echipamente auxiliare.

**Filtrul de aer** are rolul de a reține impușcătările mecanice care ar conduce la erodarea paletajului ventilatorului de aer, fiind amplasat chiar în aspirația acestuia.

**Ventilatorul de aer** asigură aerul necesar arderii combustibilului. Aerul poate fi aspirat din interiorul, sau din exteriorul clădirii unde este amplasat generatorul de abur.

La ieșirea din zona circuitului apă – abur, gazele de ardere se caracterizează printr-o temperatură relativ ridicată (în general peste 350 °C). Evacuarea lor în atmosferă la o asemenea temperatură ar reprezenta o importantă pierdere energetică pentru generatorul de abur. Pentru diminuarea acestor pierderi se introduce în circuit un **preîncălzitor de aer**. Aceasta are rolul de a preîncălzi aerul necesar arderii pe baza căldurii conținută în gazele de ardere evacuate spre

coș. Rezultă o serie de efecte benefice cum ar fi îmbunătățirea arderii și creșterea randamentului generatorului de abur.



**Fig. 4.6 Circuit aer – gaze de ardere cu tiraj mixt (combustibil cărbune)**

1 – filtru de aer; 2 – ventilator de aer; 3 – preîncălzitor de aer; 4 – sistem de ardere;  
5 – focar; 6 – circuit apă – abur; 7 – instalație de filtrare a oxizilor de azot; 8 – instalație de filtrare pulberi; 9 – ventilator de gaze de ardere; 10 – instalație de filtrare oxizi de sulf;  
11 – evacuare gaze de ardere în atmosferă; 12 - combustibil

Gazele de ardere nu pot fi răcite oricât, fiind necesară asigurarea unei bune dispersiei a noxelor în atmosferă, pe de-o parte, și evitarea condensării vaporilor de apă, pe de altă parte. Se menționează că, prin condensarea vaporilor de apă pe suprafețele metalice ale canalelor de gaze de ardere, poate apărea un fenomen nedorit de coroziune al acestor suprafețe. Temperatura de condensare a vaporilor de apă (temperatura de rouă) este cu atât mai ridicată cu cât conținutul de sulf din combustibil este mai mare. În Tabelul 4.6 sunt prezentate intervale recomandate pentru temperatura de evacuare în atmosferă, în funcție de tipul combustibilului.

**Tabelul 4.6 Valori uzuale pentru temperatura de evacuare în atmosferă a gazelor de ardere**

Tip combustibil	Temperatură de evacuare, °C
Gaz natural	100 – 120
Păcură cu conținut redus de sulf ( $S_c^i < 1\%$ )	120 – 125
Păcură cu conținut ridicat de sulf ( $S_c^i > 1\%$ )	130 – 150
Cărbune superior (antracit, huilă)	120 – 130
Lignit	140 – 160

**Sistemul de ardere** cuprinde instalațiile de preparare ale combustibilului precum și arzătoarele. Aceste sisteme diferă fundamental în funcție de tipul combustibilului: solid, lichid sau gazos.

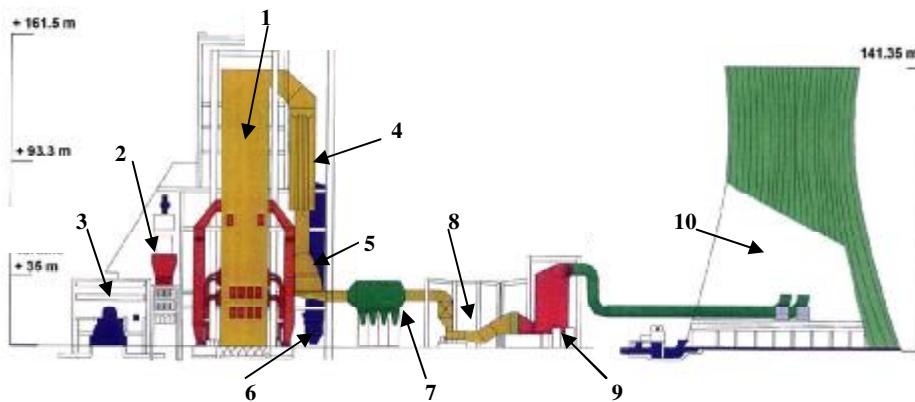
Prin arderea combustibililor apar o serie produse care au un efect nociv asupra mediului înconjurător: pulberi, oxizi de azot, oxizi de sulf, monoxid de carbon. Legislația în vigoare impune concentrații maxim admisibile în gazele de ardere pentru aceste noxe, îndeosebi pentru generatoarele de abur cu o putere

termică instalată mai mare de  $50 \text{ MW}_t$  (caracteristice centralelor electrice). Respectarea acestor limite necesită introducerea în circuitul gazelor de ardere a unor **filtre** care să rețină pulberile (cenușa), oxizi de azot și de sulf. Poziționarea filtrelor depinde de tipul funcțional al acestora, în Figura 4.6 fiind prezentată doar una din variantele cele mai des aplicate în centralele electrice. O filtrare corespunzătoare a gazelor de ardere va permite alegerea de valori pentru temperatura de evacuare în atmosferă mai mici decât cele prezentate în Tabelul 4.6. Filtrul de pulberi are și un rol tehnologic, el reținând particulele solide care ar conduce la erodarea paletelor ventilatorului de gaze de ardere.

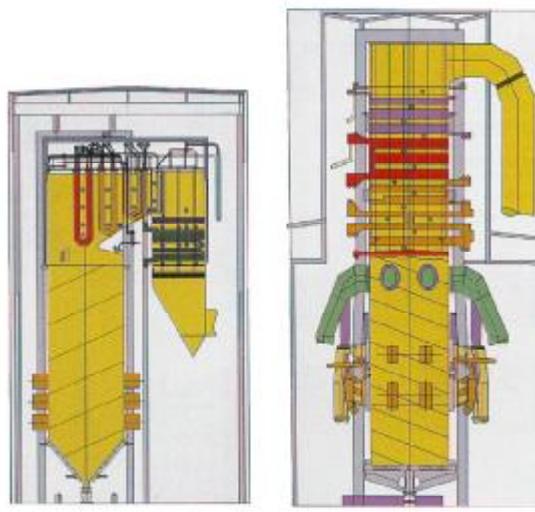
**Ventilatorul de gaze de ardere** asigură evacuarea în atmosferă a gazelor de ardere, fiind imperios necesar în cazul generatoarelor de abur care lucrează cu depresiune în focar.

În mod clasic **evacuarea în atmosferă** se realizează prin intermediul unui coș de fum. O soluție modernă utilizată în centralele electrice constă din utilizarea pentru evacuarea în atmosferă a turnurilor de răcire deja existente în structura centralei. Rezultă o reducere a costurilor de capital, nemaifiind necesară construirea unor coșuri de fum. În Figura 4.7 este prezentată o secțiune printr-o astfel de unitate energetică.

Un element prin care se diferențiază generatoarele de abur este modul de realizare al canalelor de gaze de ardere în care sunt dispuse suprafetele de schimb de căldură ale circuitului apă – abur. În acest sens se disting generatoare de abur cu 1 drum (vertical sau orizontal), respectiv două drumuri de gaze de ardere (fig. 4.8).



**Fig. 4.7 Secțiune prin circuitul aer-gaze de ardere al unei unități energetice pe cărbune**  
1 – sistem apă – abur; 2 – sistem preparare combustibil; 3 – sala turbinelor; 4 – filtru oxizi de azot; 5 – preîncălzitor de aer; 6 – ventilator de aer; 7 – filtru de pulberi; 8 – ventilator gaze de ardere; 9 – filtru oxizi de sulf; 10 – evacuare gaze de ardere (turn de răcire)



a) b)

**Fig. 4.8 Generatoare de abur**  
 a – cu 2 drumuri de gaze de ardere;  
 b – cu 1 drum de gază de ardere vertical (generator de abur turn)

## 4.5. Analiza energetică a generatorului de abur.

### 4.5.1. Bilanțul termic

Pentru a putea pune în evidență pierderile de căldură și a determina rândamentul unui generator de abur este necesară efectuarea unui bilanț termic. În acest scop trebuie fixată o suprafață de referință în raport cu care sunt definite fluxurile termice componente ale acestui bilanț. Pentru generatoarele de abur, drept suprafață de referință poate fi aleasă suprafața exterioară a canalelor de gaze de ardere în care sunt dispuse circuitul apă – abur și preîncălzitorul de aer (fig. 4.9).

Relația generală prin care se exprimă bilanțul termic al unui generator de abur este:

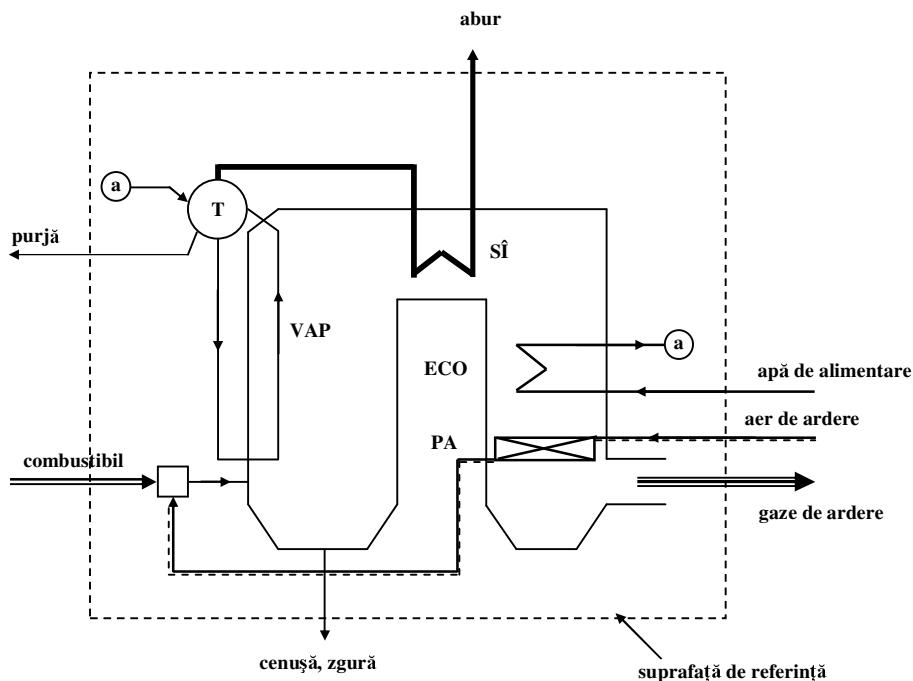
$$Q_i = Q_{abur} + Q_p, \quad [\text{kW}] \quad (4.8)$$

unde:  $Q_i$  este puterea termică intrată în suprafață de referință, în kW;  $Q_{abur}$  - puterea termică corespunzătoare aburului produs de generator, în kW;  $Q_p$  - puterea termică pierdută sub diferite forme în mediul ambient, în kW.

Puterea termică intrată în generatorul de abur se determină cu relația :

$$Q_i = Q_c + Q_{apa} + Q_{inj} + Q_{aer}, [\text{kW}] \quad (4.9)$$

unde:  $Q_c$  este puterea termică introdusă odată cu combustibilul, în kW;  $Q_{apa}$  - puterea termică a apei de alimentare la intrarea în generatorul de abur, în kW;  $Q_{inj}$  - puterea termică corespunzătoare aburului injectat în generator pentru diverse scopuri tehnologice (ex. pulverizare combustibil lichid), în kW;  $Q_{aer}$  - puterea termică corespunzătoare aerului de ardere, în kW.



**Fig. 4.9 Schema de bilanț termic pentru un generator de abur**  
T – tambur; ECO – economizor; VAP – vaporizator; SÎ – supraîncălzitor;  
PA – preîncălzitor de aer

La rândul ei, puterea termică corespunzătoare combustibilului este:

$$Q_c = B \cdot Q_i^i + B \cdot h_c, [\text{kW}] \quad (4.10)$$

unde:  $B$  este debitul de combustibili introdus în focar, în kg/s;  $h_c$  - entalpia sensibilă a combustibilului, kJ/kg.

Pentru cazul cel mai general, în care se utilizează un combustibil solid,

pierderile de căldură sunt date de expresia:

$$Q_p = Q_{ev} + Q_{ch} + Q_m + Q_{ex} + Q_{zg} + Q_{PJ}, [\text{kW}] \quad (4.11)$$

unde  $Q_{ev}$  este puterea termică sensibilă (fizică) a gazelor arse evacuate, în kW;  $Q_{ch}$  - puterea termică pierdută datorită arderii incomplete din punct de vedere chimic a combustibilului, în kW;  $Q_m$  - puterea termică pierdută datorită arderii incomplete din punct de vedere mecanic a combustibilului, în kW;  $Q_{ex}$  - puterea termică pierdută în mediul înconjurător prin convecție și radiație, în kW;  $Q_{zg}$  - puterea termică pierdută datorită produselor solide evacuate pe la baza focarului (îndeosebi sub formă de zgură și cenușă), în kW;  $Q_{PJ}$  - puterea termică pierdută datorită purjei, în kW.

#### 4.5.2. Randamentul generatorului de abur

**Randamentul pe cale directă** ( $\eta_d$ ) se definește ca raportul dintre puterea termică utilă, respectiv puterea termică consumată de generatorul de abur. Relația utilizată în mod ușual în acest scop este:

$$\eta_d = \frac{Q_{aa} - (B \cdot h_c + Q_{aer})}{B \cdot Q_i^i} \cdot 100, [\%] \quad (4.12)$$

unde:  $Q_{aa}$  este puterea termică preluată în generator de către agentul apă – abur, în kW.

În cazul în care se negligează debitul de purjă, iar generatorul de abur nu este prevăzut cu supraîncălzire intermedieră, va rezulta:

$$Q_{aa} = D_{abur} \cdot (h_{abur} - h_{apa}), [\text{kW}] \quad (4.13)$$

$$\eta_d = \frac{D_{abur} \cdot (h_{abur} - h_{apa}) - (B \cdot h_c + Q_{aer})}{B \cdot Q_i^i} \cdot 100, [\%] \quad (4.14)$$

unde:  $D_{abur}$  este producția de abur a generatorului, în kg/s;  $h_{abur}$  - entalpia specifică a aburului produs de generator, în kJ/kg;  $h_{apa}$  - entalpia specifică a apei de alimentare la intrare în suprafața de referință, în kJ/kg.

Determinarea randamentului pe cale directă se aplică pentru cazane aflate în faza de operare și este condiționată de măsurarea cu mare precizie a unor

elemente cum ar fi debitele de apă, abur și combustibil. De multe ori măsurarea debitului de combustibil are un grad relativ ridicat de imprecizie, îndeosebi în cazul cărbunilor. În această situație, pentru determinarea randamentului se preferă metoda indirectă.

**Randamentul pe cale indirectă** are la bază relația de bilanț termic scrisă sub forma (în ipoteza în care se neglijeează  $Q_{inj}$  și  $Q_{PJ}$ ):

$$Q_d = (Q_{abur} - Q_{apa}) + Q_{ev} + Q_{ch} + Q_m + Q_{ex} + Q_{zg}, \text{ [kW]} \quad (4.15)$$

unde:  $Q_d$  este puterea termică disponibilă corespunzătoare combustibilului și aerului de ardere, în kW.

$$Q_d = Q_c + Q_{aer}. \text{ [kW]} \quad (4.16)$$

Împărțind expresia 4.15 cu  $Q_d$  și înmulțind cu 100 se va obține expresia randamentului pe cale indirectă, exprimată în procente;

$$\eta_i = \frac{Q_{abur} - Q_{apa}}{Q_d} \cdot 100 = 100 - (q_{ev} + q_{ch} + q_m + q_{ex} + q_{zg}), \text{ [%]} \quad (4.17)$$

unde:  $q_{ev}, q_{ch}, q_m, q_{ex}, q_{zg}$  reprezintă pierderi specifice de căldură, în %.

Pierderile specifice prezentate mai sus pot fi determinate relativ ușor existând posibilitatea de a utiliza diagrame și relații construite pe baze statistice. Spre deosebire de cazul anterior, expresia randamentului pe cale indirectă poate fi aplicată atât în faza de operare, cât și în cea de proiectare a unui generator de abur.

#### 4.5.3. Caracteristica energetică a generatorului de abur

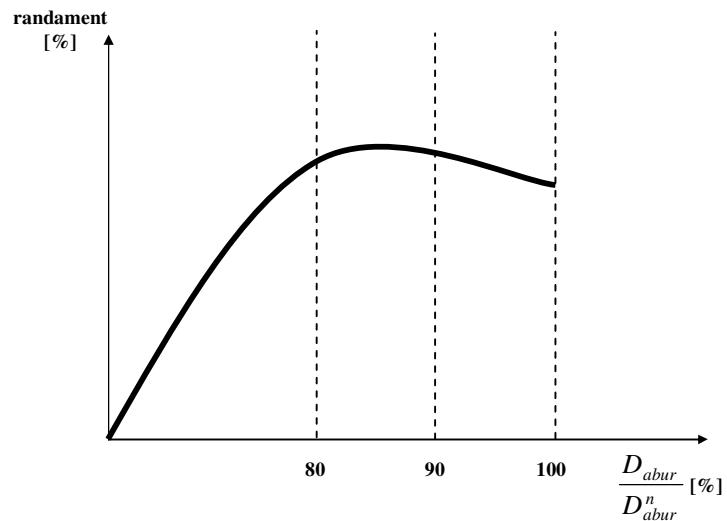
În figura 4.10 este prezentată variația tipică a randamentului în funcție de sarcină pentru un generator de abur. Se poate observa că randamentul este proiectat să atingă valori maxime pentru sarcini mai scăzute decât cea nominală (uzual în intervalul 80...90 %). Acest lucru ține seama de faptul că, în timpul operării, debitul de abur produs de generator este în general mai mic decât cel nominal.

Caracteristica energetică a generatorului de abur reprezintă relația de dependență dintre consumul de combustibil, respectiv producția de abur (figura 4.11). Se observă existența unui consum de combustibil de mers în gol ( $B_0$ ) pentru care producția de abur este nulă. Acest consum este necesar pentru acoperirea pierderilor de putere termică care nu depind de producția de abur a generatorului.

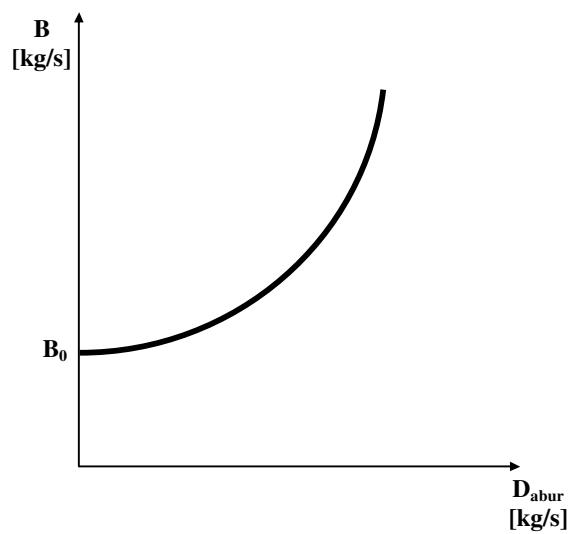
Analitic, caracteristica energetică este dată de expresia:

$$B = B_0 + b \cdot D_{abur}, \text{ kg/s} \quad (4.18)$$

unde  $B$  este consumul de combustibil al generatorului, în kg/s;  $B_0$  - consumul de mers în gol, în kg/s;  $b$  – coeficient a cărui valoare depinde de sarcina generatorului, în (kg combustibil/kg abur);  $D_{abur}$  - producția de abur a cazonului, în kg/s.



**Fig. 4.10** Variația randamentului generatorului de abur în funcție de sarcină



**Fig. 4.11** Caracteristica energetică a generatorului de abur

Curbele prezentate în figurile 4.10 și 4.11 characterizează un anumit generator de abur pentru o serie de condiții date: calitate combustibil, parametrii aer de ardere, parametrii apă de alimentare, etc. În momentul în care aceste condiții inițiale se schimbă va rezulta implicit o modificare a formei curbelor care descriu randamentul și caracteristica energetică a generatorului de abur.

## 5. REDUCEREA POLUĂRII ATMOSFERICE ÎN CCA

### 5.1 Poluanți rezultați în urma arderii combustibililor fosili

#### 5.1.1 Categorii de poluanți

În Tabelul 5.1 sunt prezentate principalele poluanți atmosferici rezultați din arderea combustibililor fosili. Dintre aceștia, în cazul CCA cei mai importanți poluanți sunt oxizii de sulf, oxizii de azot și pulberile, ei urmând a fi tratați pe larg în paragrafele următoare. Există norme care prevăd limitele maxime admisibile pentru concentrațiile acestor trei poluanți în gazele de ardere evacuate în atmosferă. În Anexa A se face o scurtă trecere în revistă a acestor limite.

**Tabelul 5.1 Poluanți rezultați din arderea combustibililor fosili**

Poluant	Efecte
Oxizi de sulf ( $\text{SO}_2$ , $\text{SO}_3$ )	Dăunează direct organismului uman. Actionează asupra florei și faunei. Determină formarea ploilor acide.
Oxizi de azot ( $\text{NO}$ , $\text{NO}_2$ )	Dăunează direct organismului uman. Determină formarea ploilor acide.
Pulberi (cenusa zburătoare)	Iritări ale mucoaselor oculare și cele ale căilor respiratorii.
Dioxidul de carbon ( $\text{CO}_2$ )	Contribuie la efectul de seră.
Protoxidul de azot ( $\text{N}_2\text{O}$ )	Contribuie la efectul de seră. Favorizează distrugerea păturii protectoare de ozon din stratosferă.
Monoxidul de carbon (CO)	Efecte toxice asupra regnului animal.
Clorul; fluorul (Cl, F)	Formare de acizi ( $\text{HCl}$ , HF) cu efecte toxice. Fluorul contribuie la distrugerea stratului de ozon.
Aerosoli toxici	Efecte toxice și cancerigene.
Metale grele (Cr, Ni, Cd, As, Pb, etc.)	Efecte toxice și cancerigene.

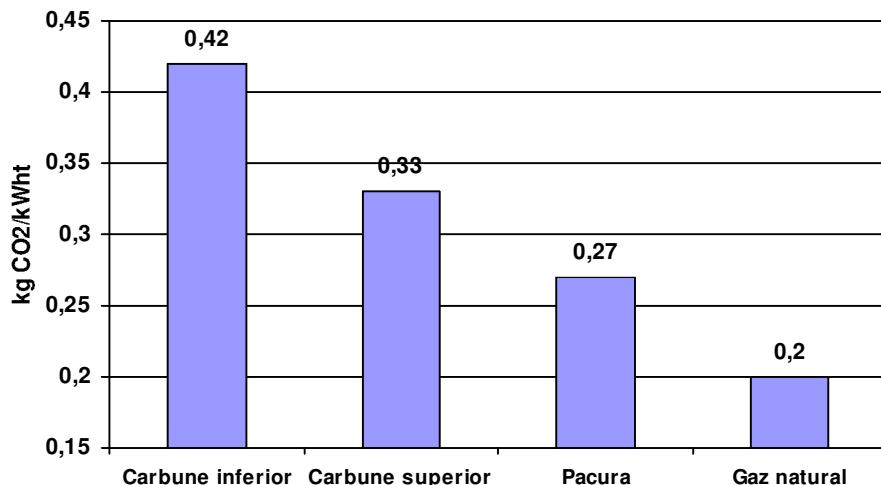
### 5.1.2 Dioxidul de carbon – CO<sub>2</sub>

Dioxidul de carbon reprezintă unul din principali poluanți rezultați în urma arderii combustibililor fosili. Din punct de vedere al concentrației în atmosferă se manifestă o accentuată creștere în ultimii două sute de ani: de la aproximativ 285 ppm în anul 1800, la 300 – 350 ppm în zilele noastre.

Principalul efect negativ al CO<sub>2</sub> este legat de absorbția radiațiilor IR emise de pământ și accentuarea efectului de seră, cu toate efectele sale negative (schimbări ale zonelor climaterice, topire a calotelor polare, ridicare a nivelului măriilor și oceanelor).

Dintre măsurile de reducere a emisiei de CO<sub>2</sub> se amintesc:

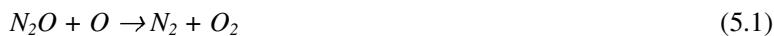
- Creșterea eficienței de conversie a energiei primare din combustibili fosili.
- Utilizarea unor combustibili cu conținut scăzut de carbon. Din Figura 5.1 se poate constata că din acest punct de vedere gazul natural este avantajat.
- Înlocuirea combustibililor fosili cu alte forme de energie primară (ex. combustibili nucleari, surse regenerabile, etc.).



**Fig. 5.1** Emisia de CO<sub>2</sub> pentru 1 kWh rezultat din arderea combustibilului

### 5.1.3 Protoxidul de carbon – N<sub>2</sub>O

Experimental s-a dovedit că N<sub>2</sub>O reprezintă o emisie secundară, nedorită, rezultată în urma aplicării tehniciilor de reducere a concentrației de NO<sub>x</sub> din gazele de ardere. Până la temperaturi de 600 °C, protoxidul de azot este un gaz stabil, după această valoare el descompunându-se conform reacției:



În zona stratosferei (10 – 50 km altitudine), N<sub>2</sub>O devine un gaz nociv, contribuind la distrugerea păturii de ozon:



### 5.1.4 Monoxidul de carbon – CO

Prezența monoxidului de carbon în gazele de ardere este o consecință a arderii incomplete a combustibilului din punct de vedere chimic. Efectul principal asupra regnului animal este fixarea hemoglobinei din sânge, ducând în final la înrăutățirea alimentării cu oxigen a organismului și la sufocare (CO are o afinitate față de hemoglobină de 300 de ori mai mare decât a O<sub>2</sub>). Reducerea emisiei de CO se poate face în primul rând printr-un control corespunzător al arderii (asigurarea unei arderi complete).

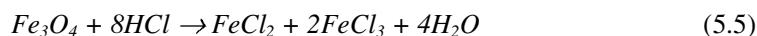
### 5.1.5 Clorul; fluorul

Emisiile de compuși ai Cl și F caracterizează îndeosebi procesele de ardere ale deșeurilor menajere urbane. Prin reacție cu vaporii de apă se formează HCl și HF, care au efecte toxice asupra biosistemelor. De asemenei, acidul clorhidric va conduce la coroziunea componentelor metalice ale cazanelor de abur:

- atac direct:



- distrugerea peliculei protectoare de oxizi de fier:



### 5.1.6 Aerosoli toxici

Aerosolii toxici sunt o consecință a arderii incomplete a combustibililor, reprezentând unii din cei mai nocivi poluanți. Ei sunt constituși din hidrocarburi aromatice ( $C_8H$ ,  $C_6H$ ) care au efect puternic cancerigen. La ieșirea din instalația de ardere, aerosolii cristalizează sub formă de particule foarte fine (dimensiunea medie  $0,025 \mu m$ ) și plutesc prin aer.

Evitarea formării acestor poluanți se realizează printr-o ardere completă, corespunzătoare din punct de vedere al temperaturii, timpului de staționare în focar și al excesului de  $O_2$ .

### 5.1.7 Metale grele

Efectele negative ale cenușii zburătoare sunt accentuate de prezența în compoziție a unor metale cu acțiune toxică și cancerigenă. Refinerea acestor metale se face odată cu cenușa, în instalații specializate. Concentrația de metale grele în cenușă este dependentă evident de caracteristicile cărbunelui utilizat.

## 5.2. Reducerea emisiilor de pulberi

### 5.2.1 Generalități

În timpul arderii, materia anorganică a cărbunelui se transformă în pulberi. O cotă din aceste pulberi este reținută la baza focarului, dar cea mai mare parte este antrenată de gazele de ardere. Caracteristicile pulberilor depind de tipul combustibilului utilizat, precum și de tipul arderii (pe grătar, în strat fluidizat sau în stare pulverizată). Cele mai utilizate filtre de pulberi (cenușă) în CCA sunt:

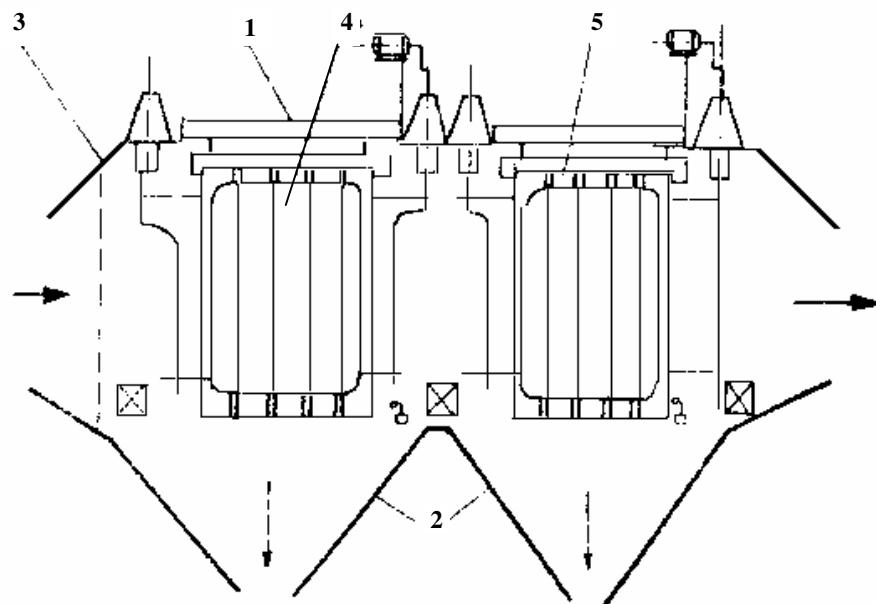
- Filtrul electrostatic (electrofiltru)
- Filtrul textil (filtrul sac).

Prin performanțele lor, aceste două tipuri de filtre pot asigura emisii de pulberi sub valorile limită menționate în Anexa A. Filtrele de pulberi nu pot funcționa la temperaturi înalte, ele fiind amplasate la ieșirea din generatorul de abur, după preîncălzitorul regenerativ de aer.

### 5.2.2 Filtrul electrostatic

Filtrul electrostatic este folosit în mod curent în centralele termoelectrice de mare putere și poate funcționa pe o plajă largă de temperaturi, presiuni și concentrații de pulberi. Nu este foarte sensibil la mărimea particulei și poate reține

atât particule ude cât și uscate. Rezistența la eroziune și coroziune trebuie în general luată în considerare în faza de proiectare. O configurație tipică pentru electrofiltru este prezentată în Figura 5.2.



**Fig. 5.2 Principalele componente ale unui electrofiltru**

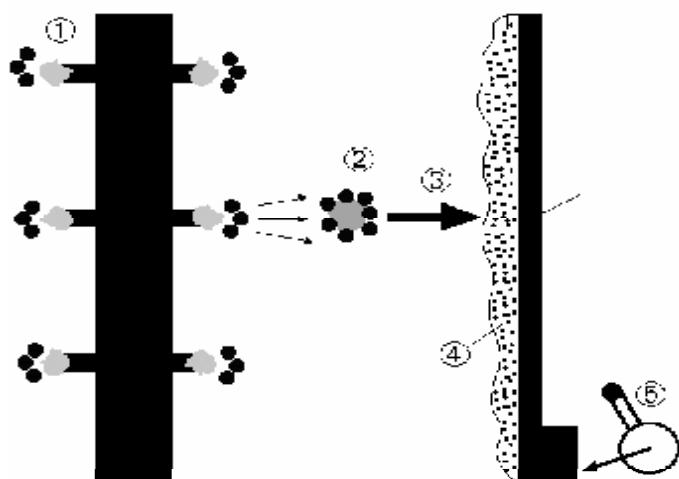
- 1 - Carcasa EF; 2 - pâlnii de tip piramidal; 3 - placă de distribuție;
- 4 - electrozi de depunere; 5 - electrozi de ionizare

Filtrul electrostatic este compus din rânduri de plăci dispuse paralel care formează căi prin care curg gazele de ardere. Aceste plăci formează electrozii de depunere (ED), fiind legați la pământ. În centrul fiecarei treceri se află electrozii de ionizare (EI) conectați la polul negativ al unei surse de curent continuu de înaltă tensiune. Acești electrozi se prezintă sub forma unor rețele de sârmă.

Datorită intensității ridicate a câmpului din jurul EI se produce o descărcare Corona (sunt emiși purtători de sarcină negativă). Moleculele de gaz care se află în zona EI sunt ionizate și migrează către electrozii de sarcină opusă (electrozii de depunere). Ionii se ciocnesc cu particule din fluxul de gaze de ardere, aderă la acestea și le transferă sarcina electrică. În momentul în care atinge o încărcare electrică suficientă de ridicată, particulele migrează la rândul lor către ED.

Particulele se depun pe ED sub forma unui strat de praf. Prin acest strat particulele eliberează sarcinile lor electrice către suprafața electrodului. Atunci când stratul are o grosime suficient de mare, electrozii sunt scuturăți cu ajutorul unor sisteme mecanice. Pulberile depuse cad în pâlnii situate la baza electrofiltrului, de unde sunt descărcate ulterior.

În Figura 5.3 este prezentat schematic principiul de funcționare al unui electrofiltru.



**Fig. 5.3 Electrofiltru: principiu de funcționare**

- 1 - Emisie de electroni (descărcare Corona); 2 - Încărcarea particulelor cu sarcini electrice;
- 3 - Transportul particulelor încărcate; 4 - Depunerea particulelor pe ED;
- 5 - Îndepărțarea particulelor de pe ED prin lovitură mecanice

În practică, filtrul este împărțit într-un număr de câmpuri distincte (maxim cinci în cea mai mare parte a cazurilor) alimentate din surse independente de energie electrică. Electrofiltrul este plasat după preîncălzitorul de aer sau economizor, în aşa numita „zonă rece a generatorului de abur”.

Rezistivitatea particulei de praf este foarte importantă. Dacă este prea scăzută, în momentul în care ajunge pe electrodul colector, particula își pierde cu ușurință sarcina electrică și este reantrenată în curentul gazelor de ardere. Când rezistivitatea este prea mare, un stat izolator se formează pe electrodul colector, și eficiența filtrului scade sensibil.

Distribuția curgerii afectează performanțele sistemului. Se dorește o curgere uniformă pe întreaga secțiune deoarece aceasta asigură o colectare eficientă a prafului. În acest scop este prevăzută la intrarea în electrofiltru o placă de distribuție.

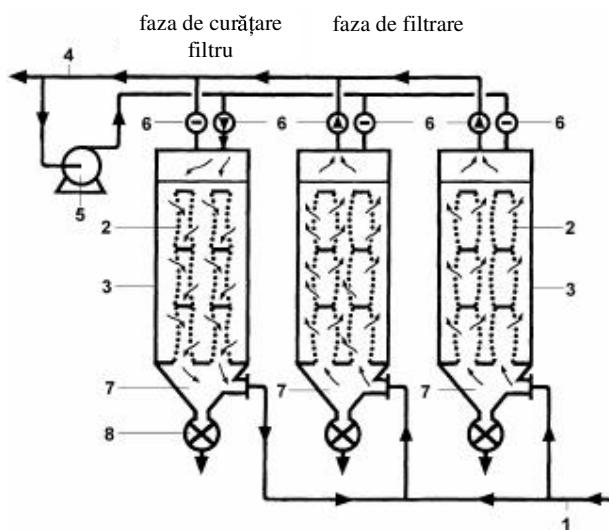
Eficiența de reducere a concentrației de pulberi din gazele de ardere este deosebit de ridicată, depășind valoarea de 90 %.

### 5.2.3 Filtre textile

Filtru textil reprezintă una dintre cele mai eficiente soluții de reducere a emisiei de pulberi, eficiența lui depășind 99 %. În general el este realizat din una sau mai multe unități plasate în paralel conținând șiruri de unități filtrante. Aceste unități filtrante se prezintă sub forma unor cilindri execuți din material textil. În Figura 5.4 este prezentat un exemplu de astfel de filtru.

Particulele sunt reținute pe suprafața interioară a unităților filtrante și apoi cad în pâlniile de colectare. O parte dintre particule rămân totuși pe suprafața textilă. În timp are loc o înfundare a filtrului, pierderile de presiune pe parte de gaze de ardere crescând peste limitele admise. Periodic este necesară o curățare a suprafețelor unităților filtrante.

Rezultă o funcționare ciclică a instalației, alternând perioade (mai lungi) de filtrare cu altele (mai scurte) de curățare.



**Fig. 5.4 Configurația unui filtru sac**

1 – gaze de ardere nefiltrate; 2 – unitate filtrantă; 3 – carcăse;

4 – gaze de ardere filtrate; 5 – ventilator; 6 – clapete;

7 – pâlnie de colectare pulberi; 8 – vane de evacuare a pulberilor colectate

Cele mai cunoscute metode de curățare sunt:

- utilizarea unui flux invers de aer comprimat sau gaze de ardere filtrate

- (cazul din Figura 5.4);
- scuturare mecanică.

Prin utilizarea corespunzătoare a unui sistem de clapete, o unitate se poate afla în faza de curățare, în timp ce celelalte sunt menținute în etapa de filtrare a gazelor de ardere. În acest mod, pentru curățare nu este necesară oprirea întregii instalații.

Există combustibili care pot cauza înfundarea filtrelor textile, ducând la apariția unor probleme de operare. Înfundarea poate apărea în timpul pornirilor, când este utilizată păcură. Dacă construcția este modulară și modulele sunt izolate, mențenanța pentru un filtru se poate executa în timp ce celelalte funcționează.

Investițiile sunt mai mici decât lafiltrele electrostatice, dar problemele cauzate de căderile de presiune și curățare duc la costuri de operare mari. Aceste costuri variază funcție de tipul filtrului, materialul sacilor și metoda de curățare. Costurile de mențenanță sunt și ele mari deoarece sacii trebuie să schimbeți la perioade ce variază în general între doi și cinci ani. În Tabelul 5.2 sunt prezentate o serie de materiale utilizate pentru realizarea unităților filtrante.

**Tabelul 5.2 Materiale utilizate în cadrul filtrelor textile de pulberi**

<b>Tipul materialului filtrului</b>	<b>Temperatură de lucru, °C</b>	
	<b>Normală</b>	<b>Maximă</b>
Bumbac	70	110
Polipropilenă	90	100
Poliacrilnitril	125	140
Poliester	150	160
Polifenilenă	180	200
Tesătură din fibră de sticlă	250	300
Postav din ace de sticlă	220	250
Politetrafluoretilenă	260	280

### 5.3 Reducerea emisiilor de oxizi de sulf

Se deosebesc trei căi de reducere a emisiilor de sulf:

- desulfurarea combustibilului
- alegera corespunzătoare a combustibilului
- desulfurarea gazelor

#### 5.3.1 Desulfurarea combustibilului

Desulfurarea combustibililor lichizi poate fi realizată în timpul procesului de rafinare. În acest caz, desulfurarea se realizează prin hidrogenare, în prezență

unor catalizatori (cobalt, molibden), la temperaturi și presiuni relativ ridicate (320 – 420 °C, respectiv 25 – 70 bar). Procedeul este costisitor, putând conduce la o scumpire a combustibilului lichid cu 20 – 30 %.

Pentru combustibilii solizi principala soluție este gazeificarea. În urma gazeificării rezultă un amestec de gaze combustibile în care sulful se regăsește sub forma de hidrogen sulfurat ( $H_2S$ ), acesta putând fi îndepărtat cu ușurință.

### 5.3.2 Alegerea corespunzătoare a combustibilului

O altă posibilitate de a reduce emisia de  $SO_2$  este alegerea unui anumit combustibil (în faza de proiectare) sau schimbarea celui utilizat în mod curent în exploatare. Se pot evidenția două exemple în acest sens :

- Înlocuirea păcurii cu gaz natural. Conținutul de sulf din gazul natural este practic neglijabil, rezultând o reducere drastică a emisiei de  $SO_2$ .
- Utilizarea unui cărbune cu conținut redus de sulf (< 1 %). Prețul pentru un astfel de cărbune este relativ ridicat, soluția putând a fi neviabilă pe termen lung din punct de vedere economic.

### 5.3.3 Desulfurarea gazelor de ardere

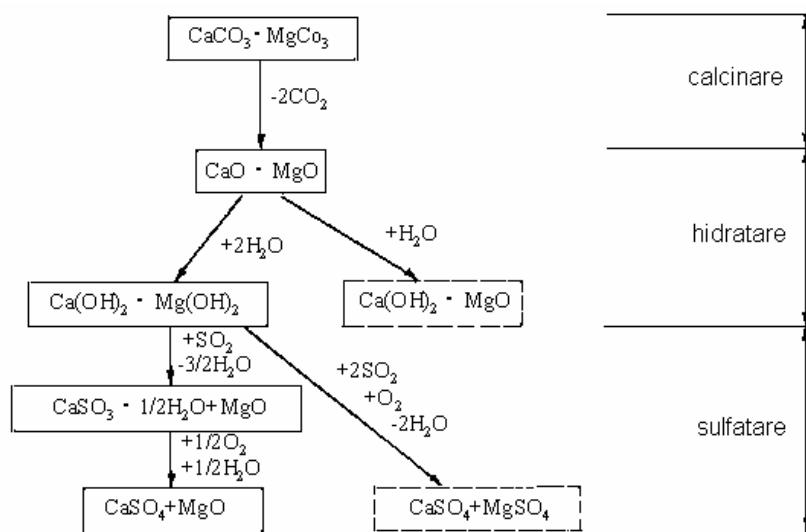
Există trei procedee principale de reducere a conținutului de oxizi de sulf din gazele de ardere:

- procedeul uscat
- procedeul semiumed
- procedeul umed

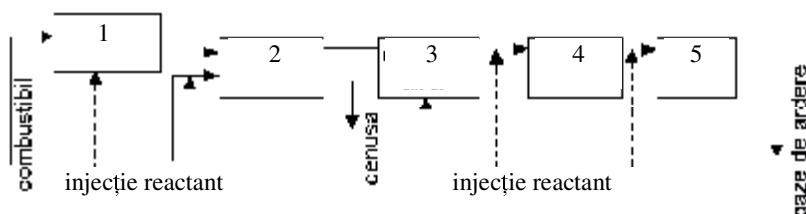
#### 5.3.3.1 Procedeul uscat

Metoda presupune injecția directă a unui reactant (aditiv) uscat în canalele de gaze de ardere. Reactanții uzuali sunt : piatră de var pulverizată ( $CaCO_3$ ), var hidratat ( $Ca(OH)_2$ ) și dolomită (amestec de  $CaCO_3$  și  $MgCO_3$ ). În focar, căldura produce calcinarea reactantului și transformarea lui în compuși reactivi ( $CaO$ ,  $MgO$ ). Compușii reactivi reacționează cu  $SO_2$ , formând sulfiți ( $CaSO_3$ ,  $Mg SO_3$ ). Sulfiții nu sunt produse stabile din punct de vedere chimic și prin reacție cu oxigenul rezultă sulfati de Ca și Mg ( $CaSO_4$ ,  $MgSO_4$ ). În continuare produșii de reacție sunt reținuți de către filtrele de pulberi. În Figura 5.5 este prezentată succesiunea de reacții chimice corespunzătoare acestui procedeu de desulfurare.

Aditivi pot fi injectați în diferite puncte ale traseului gazelor de ardere (vezi Figura 5.6). Dacă injecția se efectuează după filtrul de cenușă este necesară introducerea unui filtru suplimentar care să rețină produsele rezultate în urma desulfurării.

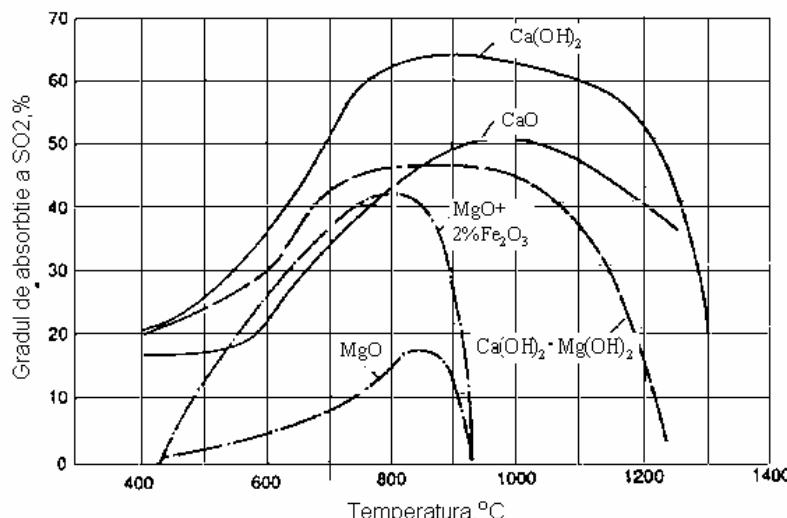


**Fig. 5.5 Reacții chimice aferente desulfurării uscate**



**Fig. 5.6 Posibilități de injecție a reactanților în cadrul desulfurării uscate**  
 1 – moară de cărbune; 2 – focar; 3 – canale de gaze de ardere din zona convectivă a generatorului de abur; 4 – filtru de pulperi; 5 – coș de fum

Punctul de injecție trebuie să țină seama de temperatura optimă de reacție dintre reactanți și oxizii de sulf. În Figura 5.7 este prezentată variația gradului de reținere a  $\text{SO}_2$  în funcție de temperatură pentru diferiți reactanți (aditivi). Se poate observa că, pentru compușii calciului domeniul de temperatură favorabil reacției cu oxizii de sulf ( $800 - 1100^\circ\text{C}$ ) este mai larg decât în cazul magneziului.



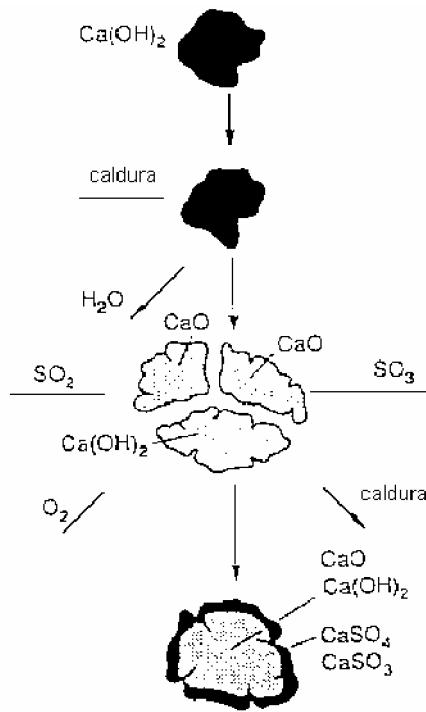
**Fig. 5.7** Variația gradului de reținere a  $\text{SO}_2$  în funcție de temperatură, pentru diferiți reacanți (aditivi)

### 5.3.3.2 Procedeul semiumed

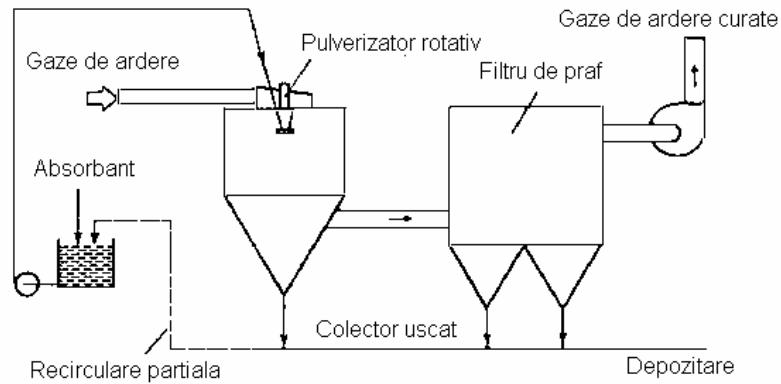
Procedeul semiumed s-a dezvoltat pe baza faptului că absorbția  $\text{SO}_2$  de către compușii calciului poate fi îmbunătățită prin umidificarea acestora. În cadrul acestui proces, agentul de absorbție (în general o suspensie de var) este pulverizat în gazele de ardere într-o dispersie extrem de fină. În urma acestui proces, apa din absorbant vaporizează și  $\text{SO}_2$  reacționează cu agentul de absorbție. Reacțiile care au loc sunt date în Figura 5.8. Procesul de vaporizare are loc până când produși de reacție iau forma unei pulberi uscate, care este ulterior reținută în filtrul de cenușă. În Figura 5.9 este prezentată schema unei instalații de desulfurare semiumedă.

În raport cu procedeul uscat se ating eficiențe mai ridicate de desulfurare (pentru aceeași cantitate de reactiv), dar costurile investiționale și de operare sunt mai ridicate. Față de procedeul umed investiția inițială este mai scăzută, dar costurile de operare sunt mai ridicate datorită utilizării unui reactiv mai scump (varul). Un alt avantaj față de procedeul umed este acela că, după desulfurare, gazele de ardere nu trebuie să răspândească în general reîncălzite.

Din punct de vedere al răspândirii, procedeul semiumed ocupă locul al doilea după cel umed. Primele aplicații comerciale au apărut în SUA, fiind aplicate la grupuri energetice funcționând pe cărbune. Eficiența de desulfurare poate atinge 70 - 90 %.



**Fig. 5.8 Mecanismul reținerii  $\text{SO}_2$  în procesul semiumed de desulfurare**



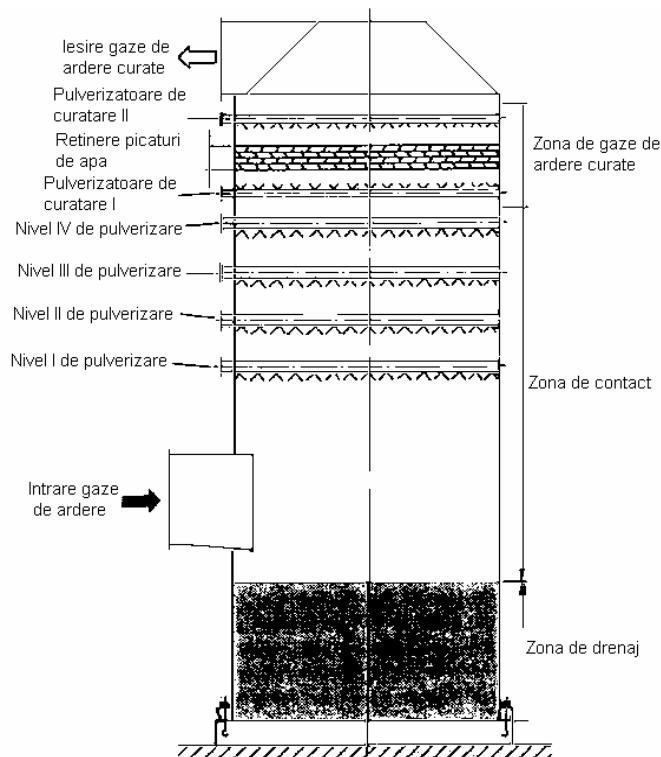
**Fig. 5.9 Schema unei instalații de desulfurare semiumedă**

### 5.3.3.3 Procedeul umed

Procedeul umed se situează printre cele mai folosite tehnologii de desulfurare a gazelor de ardere, fiind întâlnit în aproximativ 80 % din cazuri. În prezentul paragraf se prezintă cazul în care absorbantul utilizat este carbonatul de calciu (piatra de var -  $\text{CaCO}_3$ ). Utilizarea carbonatului de calciu este avantajoasă deoarece este disponibil în cantități mari în multe țări și este ieftin. Produsele care rezultă sunt gips sau un amestec de sulfat și sulfit de calciu.

Componenta principală a instalației este reprezentată de un turn (scrubber) în care are loc amestecul între gazele de ardere și reactanți. Un turn de spălare este alcătuit din trei părți principale (vezi Figura 5.10):

- zona inferioară de drenaj,
- zona de contact gaz/lichid și
- zona de gaze de ardere curate.



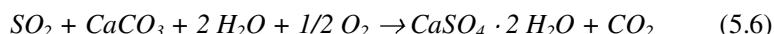
**Fig. 5.10 Turn de absorbtie prin pulverizare pentru desulfurarea umedă a gazelor de ardere**

În zona de drenaj suspensia rezultată din spălare este colectată, amestecată, ventilată și îmbogățită cu absorbant proaspăt. Volumul acestei zone este determinat în principal de viteza de dizolvare a absorbantului, precum și de cantitatea de SO<sub>2</sub> ce trebuie înălăturată.

În zona mijlocie a scruberului, zona de contact gaz/lichid, gazele sunt aduse în contact cu suspensia de spălare, în contracurent, și astfel sunt spălate. Lichidul de spălare este distribuit uniform, pe mai multe nivele de pulverizare. Astfel se creează un spațiu de amestec omogen gaz/lichid în care are loc transferul de masă de la gazele de ardere la lichidul de spălare.

În partea superioară a scruberului (zona de gaze de ardere curate), gazele de ardere trec printr-un separator de picături în care se rețin picăturile fine de lichid pe care le-au antrenat. Pentru curățare, separatorul de picături este spălat cu apă de sus în jos, într-o anumită succesiune a sectoarelor acestuia, cu ajutorul unor pulverizatoare.

Principala reacție chimică care are loc în timpul desulfurării cu carbonat de calciu este:



În cazul în care este utilizat laptele de var drept principal absorbant, principalele reacții sunt:

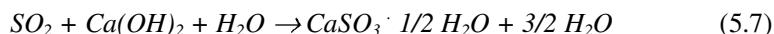


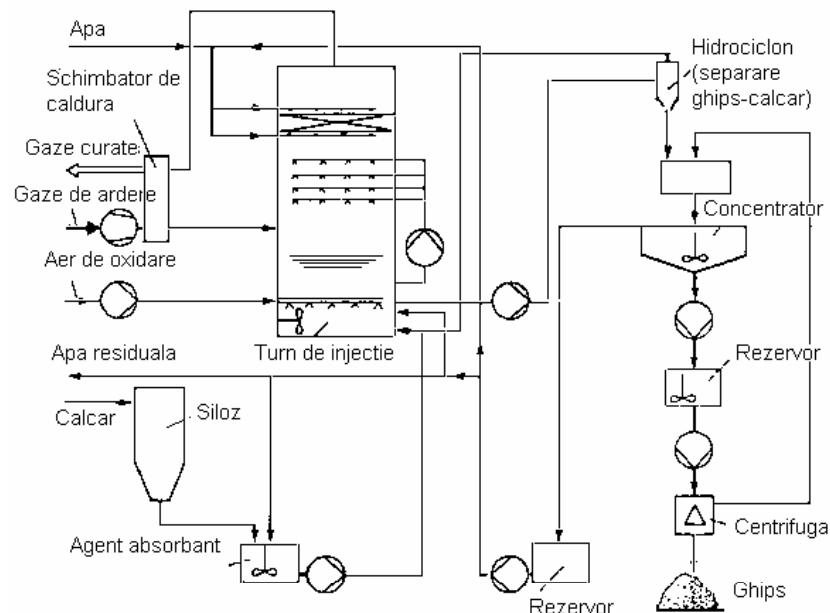
Figura 5.11 prezintă schema unei instalații moderne de desulfurare a gazelor de ardere cu oxidare integrată, folosind calcar drept absorbant. Gazele de ardere sunt răcite în tipul procesului până la 40 – 50 °C. Realizarea unei bune dispersii la evacuarea în atmosferă prin intermediul unui coș implică o temperatură a gazelor de ardere de cel puțin 80 °C, fiind necesară în unele cazuri reîncălzirea acestora. Acest lucru poate fi realizat prin intermediul unui schimbător de căldură în care gazele de ardere filtrate se încălzesc pe seama gazelor de ardere care intră în instalația de desulfurare (vezi Figura 5.11). În configurațiile moderne, în care gazele de ardere sunt evacuate prin intermediul unui turn de răcire, nu mai este necesară o astfel de reîncălzire.

Produsii de reacție colectați la baza turnului sunt evacuate cu ajutorul unei pompe. Prin deshidratarea acestor compuși rezultă gips de calitate foarte bună care poate fi utilizat în industria materialelor de construcție.

Apa reziduală evacuată din ciclu trebuie tratată datorită conținutului său ridicat de ioni și de metale. În schemă se poate prevedea și un ventilator de aer care să asigure oxigenul necesar reacțiilor 5.6 sau 5.8.

Instalarea echipamentelor necesită un spațiu destul de mare în centrală. La centralele existente, care nu au suficient spațiu, pot fi necesare investiții

suplimentare în sistemele de conducte și teren, ceea ce poate duce la costuri suplimentare sesizabile.



**Fig. 5.11** Instalație de desulfurare umedă a gazelor de ardere

În Tabelul 5.3 este realizată o sinteză a proceșelor de desulfurare a gazelor de ardere.

**Tabelul 5.3** Sinteză procedee de desulfurare gaze de ardere

Procedeu	Eficiență de desulfurare	Observații
Uscat	50 – 90 %	Eficiența procesului depinde în primul rând de raportul molar Ca/S, tipul reactantului, umiditatea, cantitatea de aditivi, punctul de injecție și încărcarea generatorului de abur.
Semiumed	70 – 90 %	Pentru combustibil cu conținut de sulf de peste 3% scade foarte mult eficiența procesului.
Umed	> 92 %	Din totalul capacitaților de reducere a oxizilor de sulf instalate, 80 % folosesc procedeul umed. 72 % dintre acestea folosesc ca reactant piatra de var, 16 % varul și 12 % alți reactanți

## 5.4 Reducerea emisiilor de oxizi de azot

### 5.4.1 Formarea de oxizilor de azot

Oxizii de azot formați în timpul arderii combustibililor fosili sunt în principal NO și NO<sub>2</sub>, în care NO are un procent de peste 90% din totalul NO<sub>x</sub>. La evacuarea gazelor de ardere în atmosferă are loc un proces rapid de conversie a NO în NO<sub>2</sub>. În funcție de modul de formare, oxizii de azot se împart în trei categorii:

- NO<sub>x</sub> termic: Rezultă din reacția dintre oxigenul și azotul din aerul de ardere. Emisia de NO<sub>x</sub> termic este cu atât mai mare cu cât temperatura în focar și excesul de aer au valori mai ridicate.
- NO<sub>x</sub> prompt: Rezultă din reacția dintre radicalii de combustibil (de exemplu CH) și azotul molecular, urmată de oxidare.
- NO<sub>x</sub> combustibil: Rezultă din oxidarea compușilor de azot din combustibil.

În Tabelul 5.4 sunt prezentate emisiile de oxizi de azot pentru diferite cazuri, în condițiile în care nu sunt aplicate procedee speciale de reducere a acestor emisii.

**Tabelul 5.4 Emisiile de oxizi de azot pentru diferite procese de ardere – fără măsuri speciale de reducere**

Proces de ardere	Concentrația în gazele de ardere, mg/m <sup>3</sup>	Emisie per kilogram de combustibil, g/kg
Cărbuni superiori cu ardere în stare pulverizată: <ul style="list-style-type: none"> <li>• focare cu evacuare lichidă a zgurei</li> <li>• focare cu evacuare solidă a zgurei</li> </ul>	1200...3000 700...1800	13...30 8...20
Lignit (ardere în stare pulverizată)	600...1000	4...8
Focare industriale cu grătare de post-ardere	150...650	2...9
Focare cu pat fluidizat <ul style="list-style-type: none"> <li>• staționar</li> <li>• circulant</li> </ul>	100...1000 80...300	1,2...11,6 0,9...3,5
Focare pe combustibili lichizi	300...1100	3,5...13
Focare pe combustibili gazoși	100...800	0,4...3,4

Tehnologiile de reducere a emisiilor de oxizi de azot se împart în două categorii: măsuri primare (cele care sunt utilizate pentru controlul formării NO<sub>x</sub>) și măsuri secundare (care acționează asupra gazelor de ardere).

### 5.4.2 Măsuri primare de reducere a emisiilor de oxizi de azot

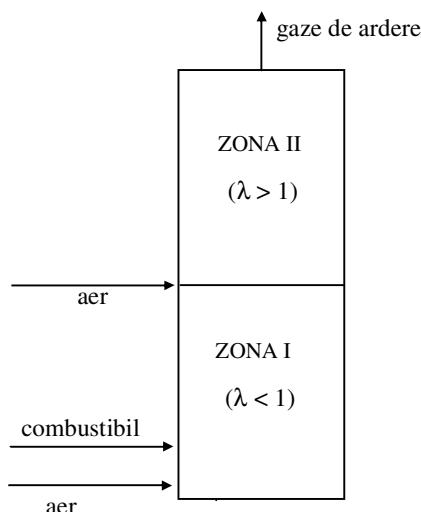
În acord cu condițiile de formare a oxizilor de azot menționate în § 5.4.1, măsurile primare au ca scop:

- reducerea oxigenului disponibil în zona de reacție;
- scăderea temperaturilor de ardere;
- evitarea vârfurilor de temperatură prin uniformizarea și amestecarea rapidă a reactanților în flacără;
- reducerea timpului de rezidență la temperaturi înalte;
- reducerea oxiziilor de azot deja formați la sfârșitul flăcării.

#### 5.4.2.1 Reducerea excesului de aer

Reducerea excesului de aer este o măsură simplă și ușor de implementat. Reducând cantitatea de oxigen disponibilă în zona de ardere la un minim necesar pentru arderea completă, se reduce formarea de oxizi de azot termici. Procedeul necesită un sistem de reglaj fin al raportului aer - combustibil și un amestec deosebit de bun al acestora în zona de reacție.

Aplicarea necorespunzătoare a acestui procedeu duce la o ardere incompletă. În acest caz randamentul generatorului de abur scade datorită creșterii cantității de carbon nairs din cenușă și a concentrației de monoxid de carbon din gazele de ardere.



**Fig. 5.12 Principiul de aplicare a arderii cu trepte de aer**

#### 5.4.2.2 Arderea cu trepte de aer

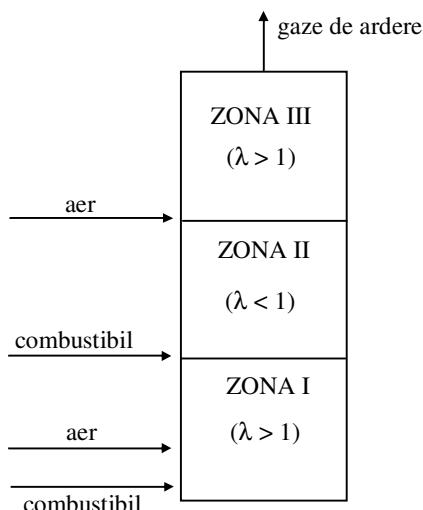
Procedeul se aplică la nivelul focarului. Reducerea  $\text{NO}_x$  prin introducerea aerului în etape se bazează pe crearea a două zone distincte de ardere în focar: o

zonă primară, cu lipsă de oxigen și o zonă secundară cu exces de oxigen pentru a asigura arderea completă a combustibilului (vezi Figura 5.12). Această metodă reduce cantitatea de oxigen din prima zonă de ardere la 70 – 90 % din necesar. Arderea substoechiometrică suprimă conversia azotului din aer în  $\text{NO}_x$ . Este redusă de asemenea formarea de  $\text{NO}_x$  termic. În cea de a doua zonă arderea devine completă prin introducerea restului de aer necesar. Temperatura joasă din a doua zonă de ardere limitează de asemenei producția de  $\text{NO}_x$  termic.

Există două mari dezavantaje dacă procedeul nu este corect aplicat: formarea de monoxid de carbon și arderea incompletă a carbonului.

#### 5.4.2.3 Arderea cu trepte de combustibil

Metoda se bazează pe crearea mai multor zone în focar în care sunt introdusi în etape atât combustibilul, cât și aerul de ardere. În Figura 5.13 este prezentat schematic acest procedeu.



**Fig. 5.13 Principiul de aplicare a arderii cu trepte de combustibil**

Procesul presupune apariția în focar a trei zone:

- În zona primară se arde 85 – 90 % din combustibil într-o atmosferă cu exces relativ scăzut de aer.
- În a doua zonă (numită zonă de postardere) este introdus restul de combustibil. Se produc radicali de hidrocarburi care reduc oxizii de azot formați anterior la azot molecular. Formarea oxidului de azot în

zona de postardere poate fi păstrată la un nivel redus prin temperaturi de ardere scăzute

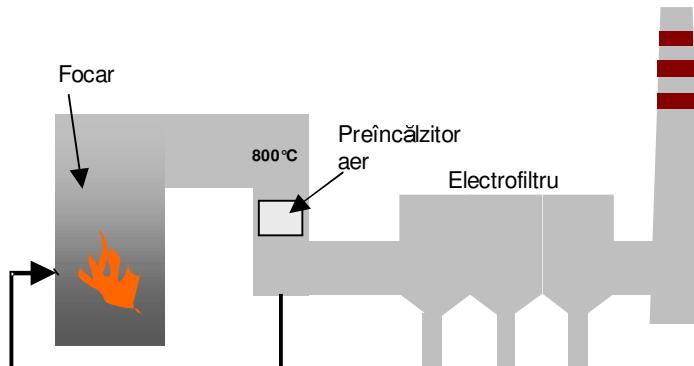
- În a treia zonă arderea se completează prin adăugarea restului de aer.

În zona de postardere se pot folosi diferiți combustibili, dar în general se preferă gazul natural. În principiu procedeul poate fi implementat pentru toate tipurile de combustibili și în combinație cu alte tehnici de denitrificare.

#### 5.4.2.4 Recircularea gazelor de ardere

Procedeul constă în recircularea în focar a unei părți din gazele arse evacuate din generatorul de abur (vezi Figura 5.14). Efectul este reprezentat de diminuarea temperaturii și reducerea excesului de oxigen în focar. În consecință se reduce emisia de  $\text{NO}_x$  termic. Prelevarea gazelor de ardere pentru recirculare se face în general după preîncălzitorul regenerativ de aer.

Pentru o instalație funcționând pe cărbune,  $\text{NO}_x$  termic nu reprezintă decât o mică fracție din  $\text{NO}_x$  total. În consecință, reducerea atinsă pentru centralele pe cărbune este de ordinul 5% și de 20 - 50% pentru centralele pe combustibil lichid sau pe gaz natural. Recircularea implică 10 - 12% din volumul total de gaze de ardere.



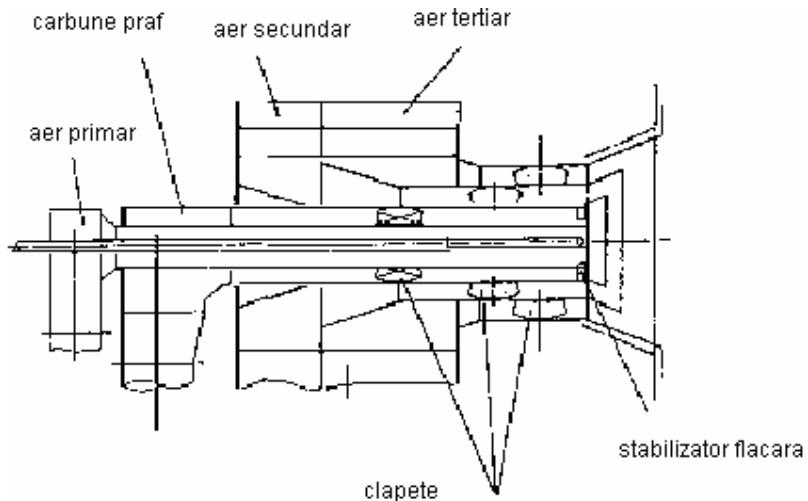
**Fig. 5.14 Schema de recirculare a gazelor de ardere**

#### 5.4.2.5 Arzătoare cu $\text{NO}_x$ redus

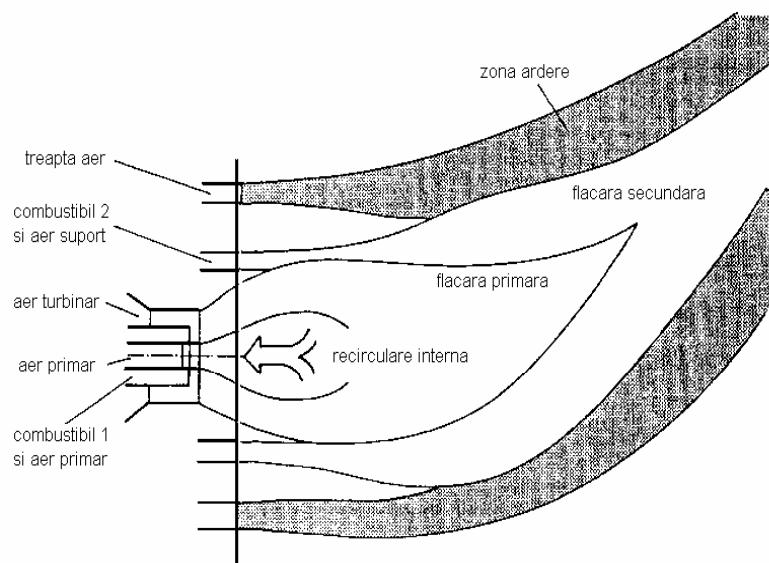
##### A. Arzătoare cu trepte de aer

Procedeul este similar cu cel prezentat în § 5.4.2.2, fiind aplicat de data aceasta la nivelul arzătorului (vezi Figura 5.15). În acest proces aerul primar este amestecat cu cantitatea totală de combustibil, rezultând o zonă cu exces de aer

subunitar și temperatură scăzută. Ambele au efecte de inhibare a procesului de formare a oxizilor de azot. Urmează zone în care se introduce restul de aer (aer secundar și terțiar) pentru completarea arderii.



**Fig. 5.15 Arzător cu  $NO_x$  redus cu trepte de aer**



**Fig. 5.16 Arzător cu  $NO_x$  redus cu trepte de combustibil**

### B. Arzătoare cu trepte de combustibil

Această tehnică are drept scop să reducă oxizii de azot deja formați, prin adăugarea unei cote din combustibil în a doua fază de ardere. Introducerea în trepte a combustibilului este des utilizată în aplicațiile cu gaze naturale.

În prima zonă a arzătorului este introdusă o cotă de combustibil împreună cu o parte din aerul de ardere (flacără primară). Această zonă se caracterizează printr-o temperatură relativ redusă a flăcării, care inhibă producerea de  $\text{NO}_x$ . În a doua zonă a arzătorului este introdus restul de combustibil, în condiții de exces de aer scăzut (flacără secundară). Este creată o atmosferă în care oxizii de azot deja formați pot fi reduși. Finalizarea arderii se face într-o a treia etapă, în care se introduce restul de aer.

Arderea în trepte de combustibil poate fi completată cu o recirculare internă a gazelor de ardere. Prin injectarea unei cote de gaze de ardere în zona de combustie temperatura și concentrația de oxigen din flacără scad, rezultând o reducere a  $\text{NO}_x$ .

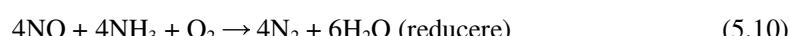
#### 5.4.3 Măsuri secundare de reducere a $\text{NO}_x$

Dacă măsurile primare pentru reducerea oxizilor de azot în focare nu sunt suficiente, trebuie aplicate măsuri secundare care acționează asupra gazelor de ardere evacuate din generatorul de abur. Costurile lor specifice de investiție, ca și costurile lor specifice de exploatare sunt mai mari decât cele corespunzătoare măsurilor primare. Însă, pentru încadrarea în limitele de emisii, aceste măsuri nu pot fi evitate, îndeosebi în cazul grupurilor energetice de mare putere care funcționează pe cărbune.

Procedeul cel mai utilizat este acela în care se realizează o injecție de amoniac sau uree în fluxul de gaze de ardere. Injecția se poate realiza cu, sau fără prezența unui catalizator.

##### 5.4.3.1 Reducere selectivă necatalitică (SNCR)

În acest caz, se injectează amoniac (sub formă de soluție) sau uree direct în partea superioară a generatorului de abur (vezi Figura 5.17). Folosind amoniacul ca reactant au loc următoarele reacții chimice mai mult sau mai puțin simultan:

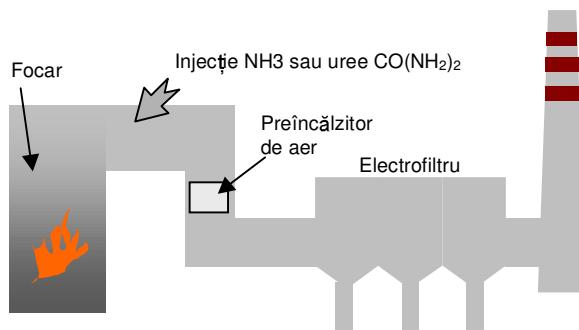


Temperatura optimă de reacție se situează într-un interval care trebuie respectat cu deosebită strictețe: 850 și 1100 °C. Peste acest interval amoniacul este oxidat și în acest fel se produce și mai mult oxid de azot, iar sub, rata de conversie

este prea scăzută și se elimină amoniac în atmosferă. Un generator de abur echipat cu SNCR trebuie să aibă mai multe puncte de injecție a amoniacului astfel încât, indiferent de încărcare, reacția să aibă loc în intervalul optim de temperatură (vezi Figura 5.18).

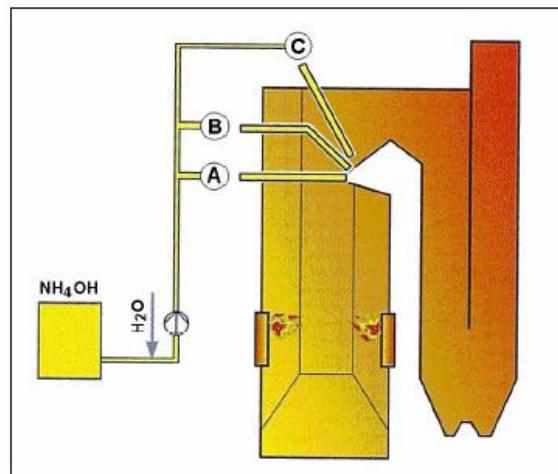
Următoarele condiții sunt importante pentru ca un proces SNCR să funcționeze bine:

- amestecul complet al gazelor de ardere cu  $\text{NH}_3$ ;
- injecția  $\text{NH}_3$  la temperatura optimă la toate nivele de încărcare ale generatorului de abur;



**Fig. 5.17 Reducere selectivă necatalitică a oxizilor de azot**

Acest echipament este mai puțin costisitor decât procedeul SCR și mai ales, este mult mai simplu de pus în practică.

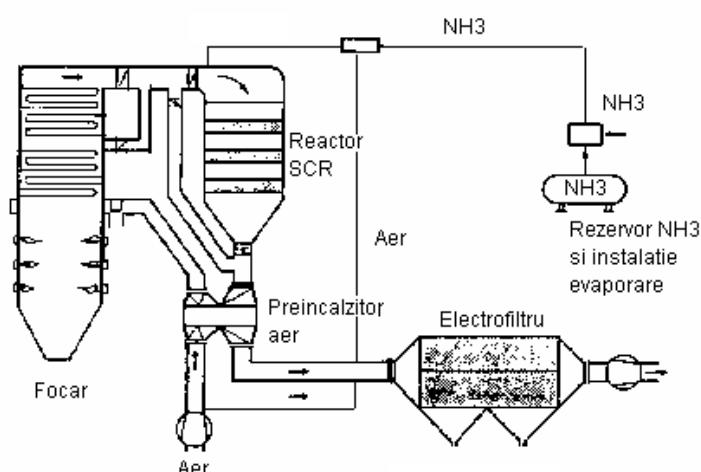


**Fig. 5.18 Generator de abur echipat cu SNCR cu mai multe puncte de injecție a amoniacului**

### 5.4.3.2 Reducere catalitică selectivă (SCR)

Procesul este unul de reducere a oxizilor de azot cu ajutorul amoniacului sau a ureei în prezență unui catalizator. Agentul reducător este injectat în gazele de ardere înaintea catalizatorului. Conversia  $\text{NO}_x$  are loc de obicei pe suprafața catalizatorului, la o temperatură între 320 și 420 °C.

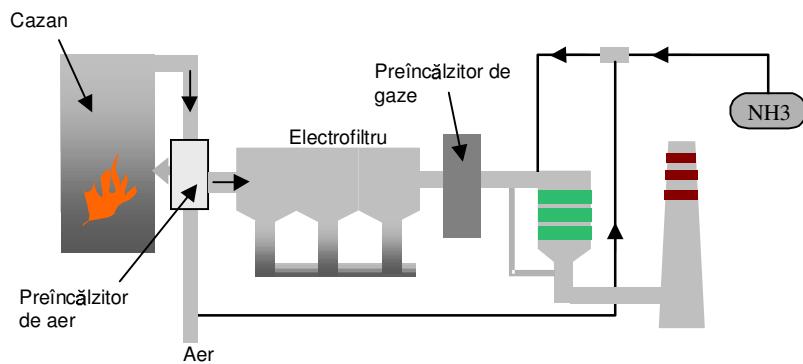
Instalația trebuie să se situeze imediat în aval de generatorul de abur, înainte de preîncălzitorul regenerativ de aer, pentru ca temperatura gazelor să corespundă domeniului optim de acțiune al catalizatorului (vezi Figura 5.19).



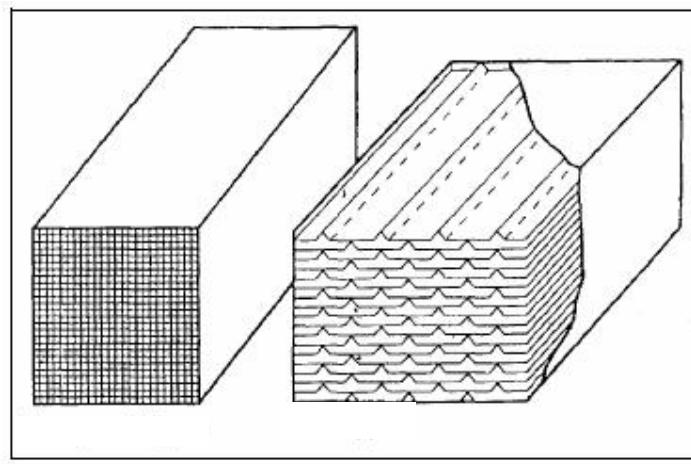
**Fig. 5.19** Amplasarea SCR înainte de filtrul de cenușă

Pentru o instalație nouă sistemul prezentat mai sus este ușor de implementat, însă pentru o instalație existentă este aproape imposibil, datorită lipsei de spațiu dintre generatorul de abur și preîncălzitorul de aer. În acest caz o soluție constă în efectuarea acestei denitrificări mai în aval, după filtrul de cenușă (vezi Figura 5.20). În acest caz, gazele de ardere trebuie încălzite din nou pentru a atinge temperatura cerută de reacție, ceea ce înseamnă un consum suplimentar de combustibil.

Catalizatorul folosit poate avea diferite geometrii ca fagure sau tip placă. În Figura 5.21 sunt prezentate formele catalizatorului. Catalizatorii pot fi realizați din oxizi de metale grele, zeoliți, oxizi de fier sau carbon activ. Performanțele și durata de viață a catalizatorilor sunt puternic influențate de concentrația de pulberi din gazele de ardere.

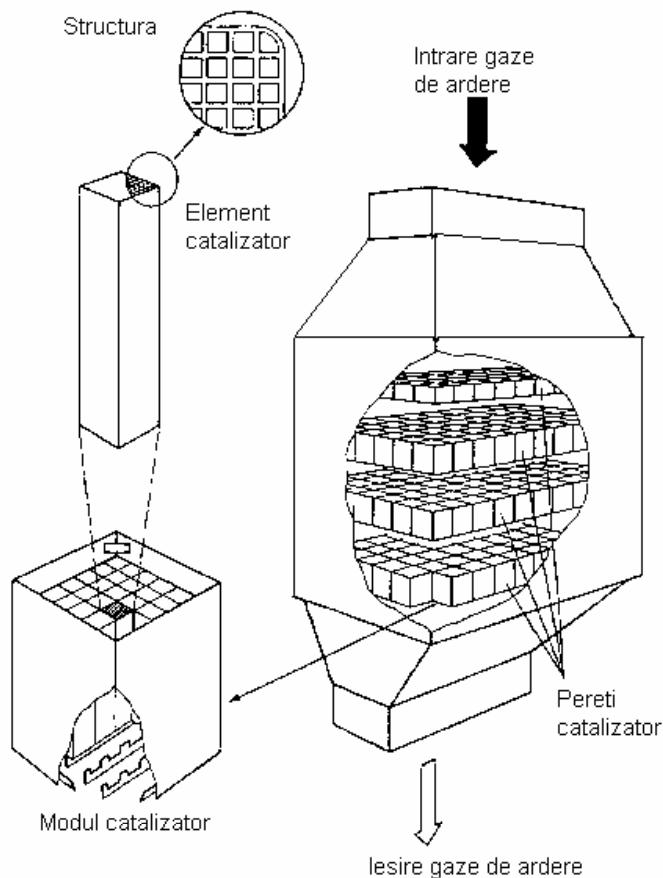


**Fig. 5.20** Amplasarea SCR după filtrul de cenușă



**Fig. 5.21** Catalizatori de tip fagure sau placă  
a –tip fagure; b – tip placă

Catalizatorii sunt fabricați cu diferite diametre ale canalelor. Alegerea diametrului este optimizată în funcție de conținutul de pulberi din gazele de ardere, caracteristicile pulberilor și pierderea de presiune admisibilă în SCR. Elementele individuale ale catalizatorului sunt împachetate împreună într-un modul dispus sub formă de straturi în SCR (vezi Figura 5.22).



**Fig. 5.22 Structura SCR**

Principalele avantaje ale SCR sunt:

- Poate fi folosit pentru diverși combustibili.
- Nu se creează poluanți suplimentari.
- Emisia poate fi redusă cu mai mult de 90%.

În Tabelele 5.5 și 5.6 sunt sintetizate performanțele diferitelor procedee de reducere a emisiilor de  $\text{NO}_x$ .

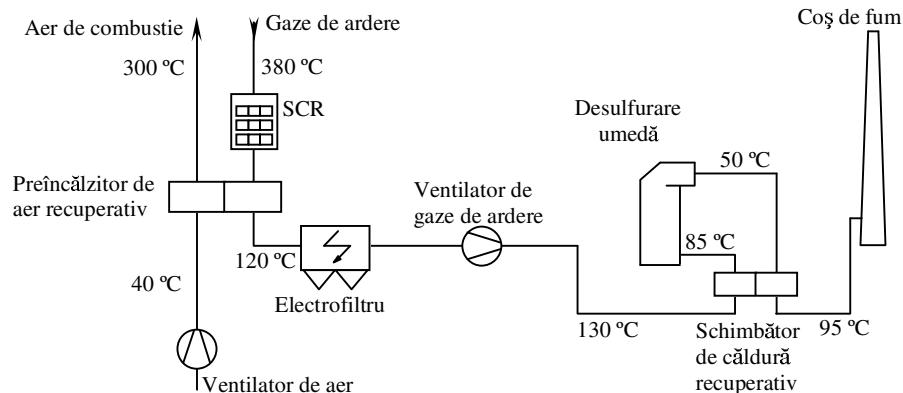
**Tabelul 5.5 Sinteza performanțelor măsurilor primare de reducere a  $NO_x$**

Procedeu	Eficiență	Limitări
Exces de aer redus	10 – 44 %	ardere incompletă
Ardere cu trepte de aer	10 – 65 % (40 % cărbune, 45 % păcușă, 65 % gaze naturale)	ardere incompletă
Recircularea gazelor de ardere	20 – 50 % (< 20 % cărbune, 30-50 % gaz natural)	instabilitatea flăcării
Ardere cu trepte de combustibil	50 – 60 % (70 – 80 % din $NO_x$ format în zona primară)	instabilitatea flăcării
Arătoare cu $NO_x$ redus	Cu trepte de aer 25 – 35 %	ardere incompletă
	Cu trepte de combustibil 50 – 60 %	instabilitatea flăcării ardere incompletă

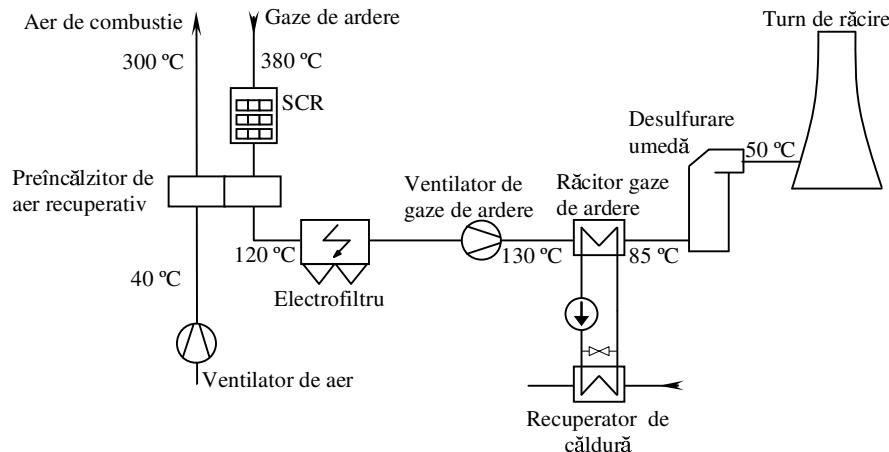
**Tabelul 5.6 Sinteza performanțelor măsurilor secundare de reducere a oxizilor de azot**

Procedeu	Eficiență	Parametrul	Alte performanțe	Valoarea
Reducerea selectivă catalitică	80 – 95 %	temperatura de operare agent de reducere		320 – 420 °C (amplasare înainte de filtru de pulberi) 260 – 320 °C (amplasare după filtru de pulberi)
		consumul de energie electrică		0,5 % (amplasare înainte de filtru de pulberi) 2 % (amplasare după filtru de pulberi)
		pierderea de presiune		0,4 - 1 kPa
		temperatura de operare		850 – 1050 °C
Reducerea selectivă noncatalitică	30 – 50 (80) %	agent de reducere		amoniac, uree
		consumul de energie electrică		0,1 – 0,3 %

În Figurile 5.23 și 5.24 sunt prezentate două exemple de circuite de gaze de ardere echipate cu instalații de reducere a poluanților atmosferici.



**Fig. 5.23** Circuit de gaze de ardere cu evacuare în atmosferă prin intermediul coșului de fum



**Fig. 5.24** Circuit de gaze de ardere cu evacuare în atmosferă prin intermediul turnului de răcire

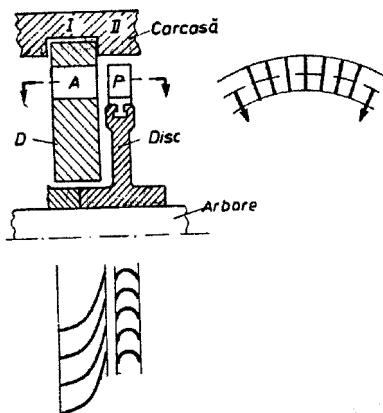
## 6. CIRCUITUL TERMIC AL CCA

### 6.1 Turbina cu abur

#### 6.1.1 Treapta de turbină

Turbina cu abur este o mașină termică motoare, care transformă energia aburului în energie mecanică. O turbină este formată din una sau mai multe trepte, fiecare având în compunere (Figura 6.1):

- o parte statorică, constituită dintr-un sir de canale fixe numite ajutaje;
- un arbore (rotor) pe care sunt dispuse palete.

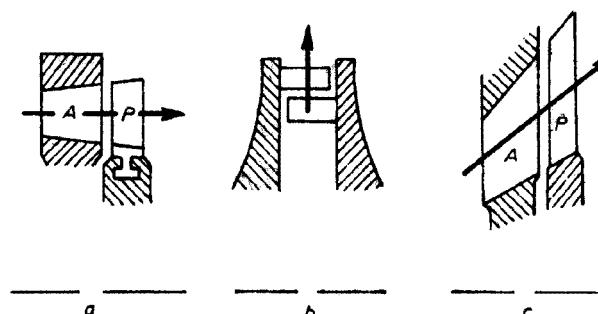


**Fig. 6.1 Elementele unei trepte**  
D – diafragmă; A – ajutaj; P - paletă

Atât ajutajele, cât și paletele, se fixează pe piese-suport. Pereții dintre ajutaje se fixează pe plăci circulare numite diafragme, care fac parte integrantă din statorul turbinei. Paletele se montează pe discuri sau pe tamburi, care la rândul lor se fixează pe arborele turbinei.

După direcția de curgere a aburului, treptele pot fi (Figura 6.2):

- axiale, când aburul circulă paralel cu axul de rotație al turbinei;
- radiale, când aburul circulă perpendicular pe ax;
- diagonale, când aburul circulă oblic față de ax.

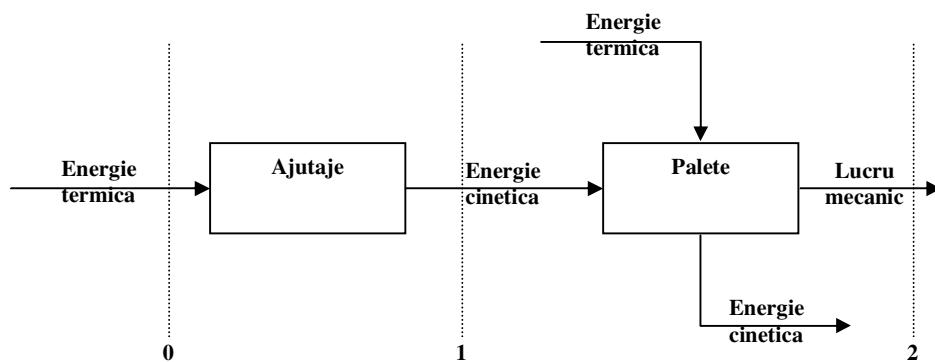


**Fig. 6.2 Tipuri de trepte**  
a – axiale; b – radiale; c - diagonale

În ajutaje energia termică a aburului este transformată în energie cinetică. Are loc un proces de destindere (scădere a presiunii) prin care aburul își mărește viteza. În palete pot avea loc două categorii de procese (figura 6.3):

- energia cinetică a aburului este transformată în lucru mecanic.
- o parte din energia termică a aburului este transformată în energie cinetică (are loc un proces de destindere).

În acest mod, energia aburului este transferată paletelor, asigurând antrenarea rotorului.



**Fig. 6.3 Procese din treapta de turbină**

Din punct de vedere al modului în care energia aburului este transformată în lucru mecanic treptele turbinei pot fi:

■ *Trepte cu acțiune*

Într-o treaptă cu acțiune lucrul mecanic se produce prin lovirea paletelor de către aburul ieșit cu viteză din ajutaje. Aburul se destinde numai în

ajutaje, iar în palete suferă doar o schimbare de direcție, presiunea rămânând constantă.

- **Trepte cu reacțiune**

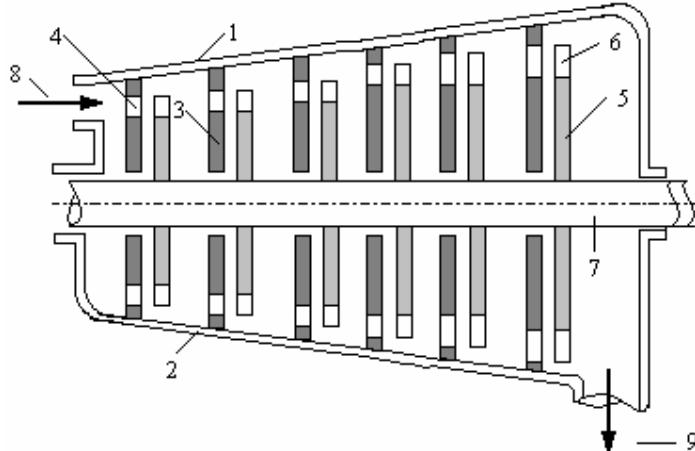
Lucrul mecanic se produce prin lovirea paletelor de către aburul ieșit cu viteză din ajutaje (efect de acțiune) și prin creșterea vitezei spre ieșirea din palete (efect de reacțiune). Aburul se destinde atât în ajutaje, cât și în palete.

### 6.1.2 Structura turbinei cu abur

Căderile de entalpie prelucrate de o turbină sunt deosebit de mari, de ordinul 1000....1500 kJ/kg. Este necesară transformarea treptată a energiei aburului în lucru mecanic în mai multe trepte. O turbină cu abur, în configurația ei cea mai simplă, cuprinde (Figurile 6.4 și 6.5):

- o parte rotorică formată dintr-un arbore pe care sunt fixate paletele prin intermediul unor discuri. Rotorul se sprijină la cele două capete pe lagăre.
- o parte statorică (carcasa) pe care sunt fixați pereții ajutajelor prin intermediul unor diafragme. Carcasa are două părți: inferioară, respectiv superioară.

Admisia aburului se efectuează pe la un capăt al turbinei. Aburul se destinde succesiv în treptele turbinei și apoi este evacuat pe la celălalt capăt.

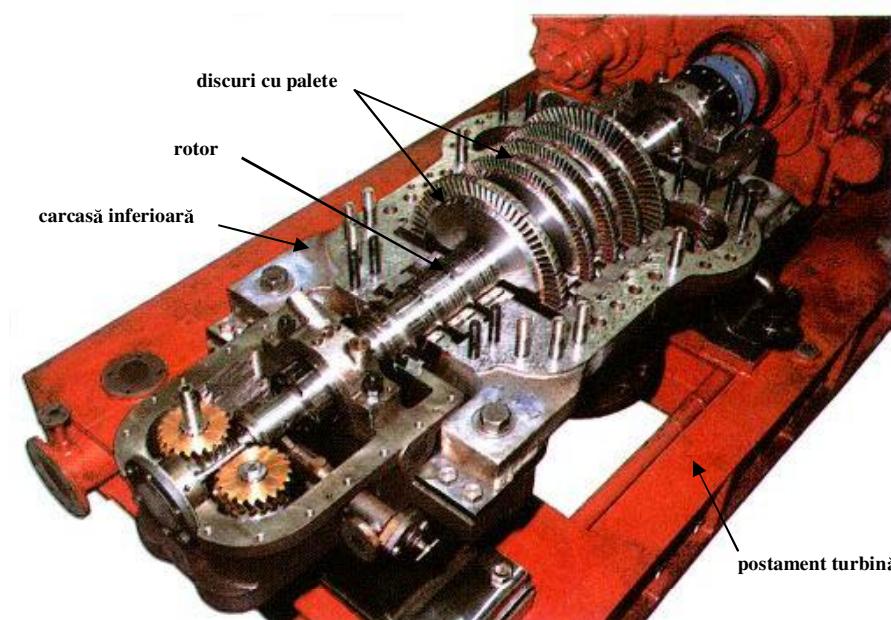


**Fig. 6.4 Secțiune printr-o turbină cu abur axială (schită)**

1 - carcăsa superioară; 2- carcăsa inferioară; 3 - diafragmă;  
4 - ajutaje; 5 - disc; 6 - palete 7 - arbore; 8 - admisie abur  
în turbină; 9 - eșapare abur din turbină.

Destinderea aburului în turbină se efectuează cu scădere de presiune, respectiv cu creștere de volum specific. Va rezulta o creștere a debitului volumetric de abur în lungul turbinei și implicit o creștere a secțiunii de trecere prin ajutaje și palete. Această creștere de secțiune se obține prin mărirea atât a diametrului la care sunt amplasate ajutajele și paletele, cât și a înălțimii acestora. Efectul este o formă evazată a turbinei.

Considerente legate de dimensiunea maximă pe care o pot avea paletele aferente ultimei trepte impun pentru unitățile de mare putere realizarea părții de joasă presiune cu mai multe fluxuri în paralel.



**Fig. 6.5 Vedere a unei turbine cu abur fără carcăsu superioară**

Rațiuni economice au condus la necesitatea mai multor tipuri de turbină, unele scumpe și cu randament bun, altele mai ieftine, dar cu randament mai slab. Se disting:

- Turbină cu o singură treaptă: A - P*
- Turbină cu trepte de viteză: A - P - P - P*

Destinderea se realizează într-un singur ajutaj, iar energia cinetică este prelucrată în mai multe siruri de palete, numite și trepte de viteză.

- Turbină cu trepte de presiune: A - P - A - P - A - P* (figura 6.4)  
Ajutajele și paletele alternează. Sunt turbine cu randament ridicat dar și mai scumpe față de variantele anterioare. Majoritatea covârșitoare a turbinelor cu abur întâlnite în centralele termoelectrice fac parte din această categorie.

### 6.1.3 Clasificarea turbinelor cu abur.

**Din punct de vedere funcțional** turbinele cu abur se pot clasifica după cum urmează:

- *În funcție de modul de producere a forței în palete:*
  - Turbine cu acțiune;
  - Turbine cu reacțiune;
  - Turbine cu reacțiune redusă.
- *În funcție de parametrii aburului la intrarea în turbină:*
  - Turbine cu abur saturat (întâlnite îndeosebi la centralele nuclearoelectrice);
  - Turbine cu abur supraîncălzit.
- *În funcție de destinație:*
  - Turbine destinate pentru antrenări mecanice. Lucrul mecanic produs de turbină este utilizat pentru antrenarea unor pompe, compresoare, etc.
  - Turbine cu abur energetice, care sunt utilizate în centralele electrice.
- *În funcție de efectele utile produse turbinele energetice pot fi:*
  - Turbine de condensație pură: energia aburului este folosită exclusiv pentru producerea de lucru mecanic.
  - Turbine de cogenerare: o parte din abur este extras de la prizele turbinei și este utilizat pentru alimentarea unui consumator termic. Efectele utile sunt atât lucrul mecanic dezvoltat prin destinderea aburului, cât și energia termică livrată către consumator.
- *În funcție de presiunea aburului la ieșirea din turbină:*
  - De condensare:  $p_e < 0,15$  bar;
  - Cu eșapare în atmosferă:  $p_e = 1\dots 1,2$  bar;
  - Cu vid înrăutățit:  $p_e = 0,7\dots 1$  bar;
  - Cu contrapsiune:  $p_e > p_{atmosferica}$ .

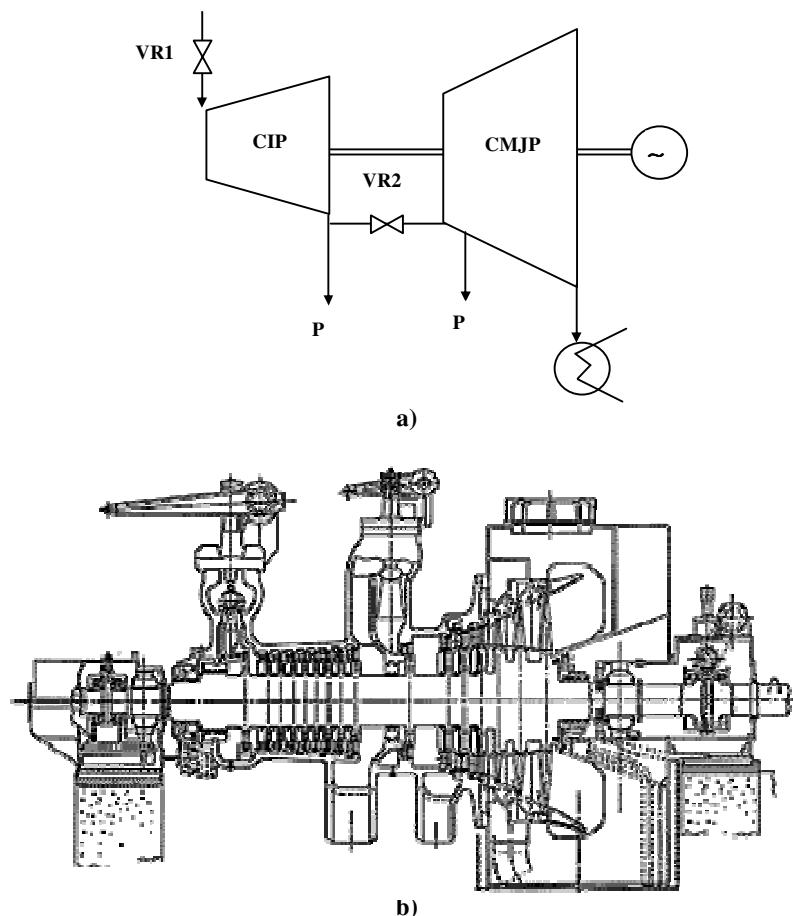
Ultimele două categorii sunt utilizate în aplicații de cogenerare.

**Din punct de vedere constructiv** turbinele cu abur se clasifică după:

- Direcția de curgere a aburului: axiale, radiale, diagonale;
- Numărul de corpuși de turbină;
- Numărul de fluxuri în paralel la eșaparea din turbină.

În figurile 6.6 ÷ 6.8 sunt prezentate configurațiile pentru o serie de turbine cu abur.

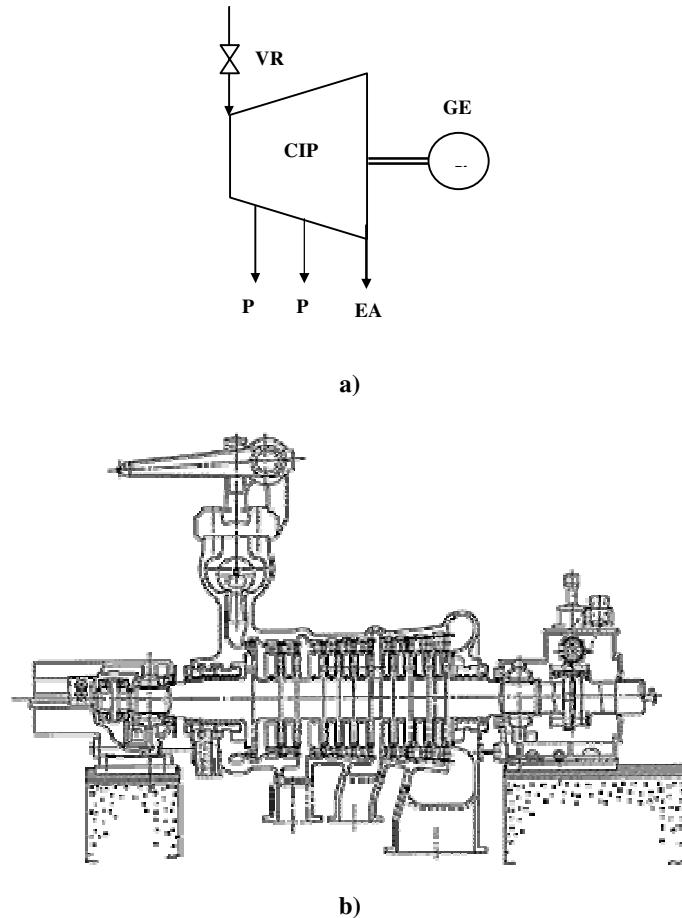
Tabelul 6.1 prezintă principalele caracteristici tehnice pentru o serie de turbine cu abur existente în centralele termoelectrice din România.



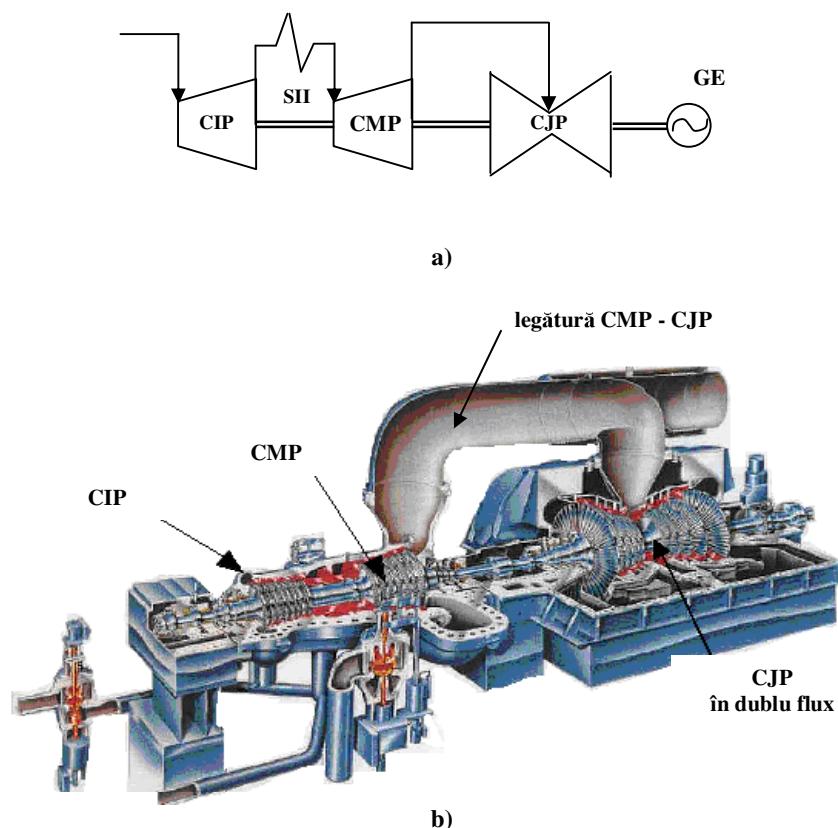
**Fig. 6.6 Turbină de cogenereare cu condensărie**

a) schemă de principiu; b) secțiune

CIP – corp de înaltă presiune; CMJP – corp de medie și joasă presiune;  
P - prize; VR1, VR2 – ventile de reglaj



**Fig. 6.7 Turbină de cogenereare cu contrapresiune**  
a) schemă de principiu; b) secțiune  
P – prize; EA – eșapare abur; GE – generator electric



**Fig. 6.8 Turbină de condensare pură cu supraîncălzire intermedieră**

a) schemă de principiu; b) secțiune

CIP – corp de înaltă presiune; CMP – corp de medie presiune;  
CJP – corp de joasă presiune; SII – supraîncălzire intermedieră

**Tabelul 6.1 Principalele caracteristici tehnice ale unor turbine cu abur existente  
în centralele termoelectrice din România**

Denumire comercială	F1C - 330	K - 210 - 130	F1L - 150	DSL - 50
Putere electrică nominală, MW	330	210	150	50
Tip	de condensare pură	de condensare pură	cu condensare și prize de cogenerare	cu condensare și prize de cogenerare
Supraîncălzire intermedieră	Da	Da	Da	Nu
Presiune abur la intrare, bar	188	127	182,4	127
Temperatură abur la intrare, °C	535	565	535	565

### 6.1.4 Performanțele energetice ale turbinei cu abur

Principalii indicatori de performanță ai unei turbine cu abur sunt **puterea internă** dezvoltată prin destinderea aburului, respectiv **randamentul intern**.

Pentru cazul concret al turbinei prezentate în Figura 6.9a puterea internă este dată de relația:

$$P = D_1 \cdot (h_1 - h_2), \quad [\text{kW}] \quad (6.1)$$

unde:  $D_1$  este debitul masic de abur intrat în turbină, în kg/s;  $h_1$  - entalpia specifică a aburului la intrarea în turbină, în kJ/kg;  $h_2$  - entalpia specifică a aburului la ieșirea din turbină, în kJ/kg.

Pentru o turbină cu abur prevăzută cu extracții de abur la prize (Figura 6.9b), puterea internă se determină cu relația:

$$P = D_1 \cdot (h_1 - h_2) - \sum_{i=1}^n D_{pi} \cdot (h_{pi} - h_2), \quad [\text{kW}] \quad (6.2)$$

unde:  $D_{pi}$  este debitul masic de abur extras la priza  $i$ , în kg/s;  $h_{pi}$  - entalpia specifică a aburului extras la priza  $i$ , în kJ/kg.

**Randamentul intern al turbinei** reprezintă eficiență cu care a fost utilizată căderea disponibilă de entalpie. El ține seama de toate categoriile de pierderi interne (din interiorul, respectiv exteriorul treptelor de turbină), putând fi calculat cu relația:

$$\eta_i = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2t}}, \quad (6.3)$$

unde:  $h_1$  este entalpia specifică a aburului la intrarea în turbină, în kJ/kg;  $h_2$  - entalpia specifică a aburului la ieșirea din turbină, în kJ/kg;  $h_{2t}$  - entalpia specifică teoretică la ieșirea din turbină, corespunzătoare unei destinderi izentropice, în kJ/kg.

### 6.1.5 Caracteristica energetică a turbinei cu abur

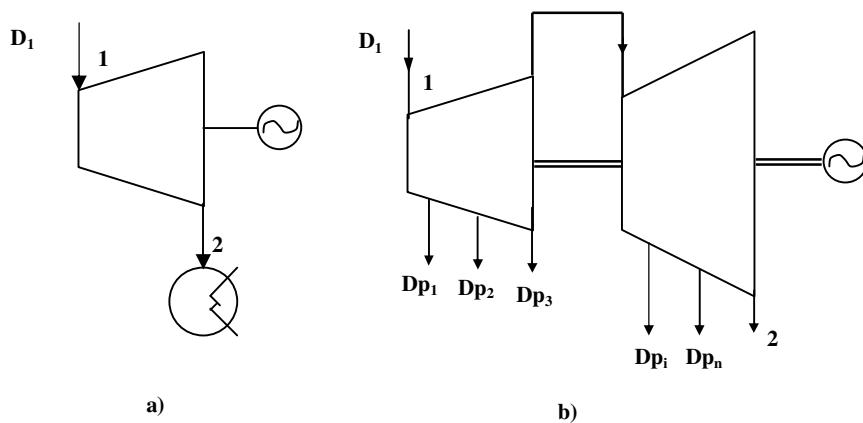
**Caracteristica energetică** a unei turbine reprezintă relația de dependență dintre **debitul de abur sau căldura intrată în turbină**, pe de-o parte, și **puterea produsă la bornele generatorului electric**, pe de altă parte. Caracteristica

energetică este deosebit de utilă în procesul de operare al centralelor electrice, permitând o predeterminare a regimurilor de funcționare a turbinelor cu abur.

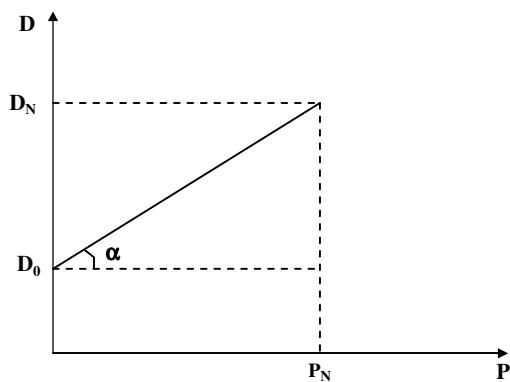
Din punct de vedere analitic, caracteristica energetică pentru o turbină cu condensație pură este dată de relația 6.4.

$$D = D_0 + P \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad [\text{kg/s}] \quad (6.4)$$

unde:  $D$  este debitul de abur intrat în turbină, pentru un regim de funcționare dat, în kg/s;  $D_0$  - debitul de mers în gol al turbinei, în kg/s;  $P$  - puterea electrică produsă pentru un regim de funcționare dat, în kg/s;  $\alpha$  - unghiul caracteristicii energetice (figura 6.10).



**Fig. 6.9 Turbină cu abur**  
a – fără prize; b – cu prize



**Fig. 6.10 Reprezentarea grafică a caracteristicii energetice a unei turbine cu abur cu condensare pură**

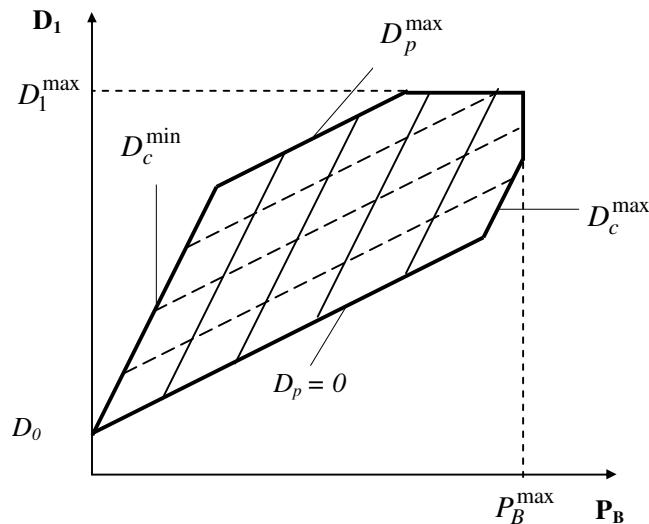
**Debitul de mers în gol** reprezintă debitul de abur intrat în turbina aflată în rotație, pentru care puterea produsă la bornele generatorului electric este nulă. Tot lucrul mecanic produs de acest debit de abur este utilizat pentru compensarea pierderilor mecanice ale turbinei, respectiv ale generatorului electric.

Se definește coeficientul de mers în gol:

$$x_0 = \frac{D_0}{D_N}, \quad (6.5)$$

unde  $D_N$  reprezintă debitul nominal de abur la intrarea în turbină, în kg/s.

Valoarea coeficientului de mers în gol variază în funcție de tipul turbinei: de la 0,08 (pentru o turbină cu condensare și supraîncălzire intermediară) până spre 0,3 (pentru o turbină cu contrapresiune).



**Fig. 6.11 Reprezentarea grafică a caracteristicii energetice a unei turbine**

*cu abur de cogenerare cu condensare și priză reglabilă*

$D_1$  – debitul de abur intrat în turbină;  $D_p$  – debitul de abur extras la priza de cogenerare;  
 $P_B$  – puterea electrică la bornele generatorului;  $D_c$  – debitul de abur prin coada de condensare

Înținând seama de cele de mai sus, expresia caracteristicii energetice devine:

$$D = x_0 \cdot d_{spn} \cdot P_N + (1 - x_0) \cdot d_{spn} \cdot P, \quad [\text{kg/s}] \quad (6.6)$$

unde:  $P_N$  reprezintă puterea la bornele generatorului electric pentru regimul nominal de funcționare, în kW;  $d_{spn} = \frac{D_N}{P_N}$  reprezintă consumul specific nominal de abur al turbinei, în kg/kJ.

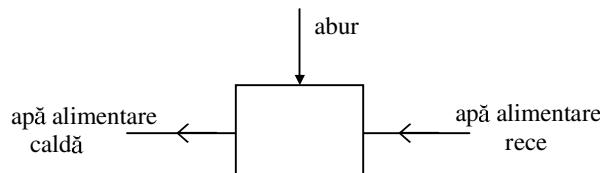
Expresiile și diagramele de mai sus sunt valabile pentru o turbină cu condensare pură. În cazul turbinelor de cogenerare apar o serie de variabile suplimentare (extracțiile de abur pentru alimentarea consumatorului termic; presiunea la prizele de cogenerare) care complică forma acestor expresii și diagrame (Figura 6.11).

## 6.2 Preîncălzirea regenerativă

### 6.2.1 Categorii de preîncălzitoare regenerative

Preîncălzitoarele regenerative sunt schimbătoare de căldură în care apa de alimentare a generatorului de abur este încălzită pe seama aburului extras la prizele turbinei. Se disting două categorii de preîncălzitoare regenerative: de amestec și de suprafață.

**Preîncălzitoarele regenerative de amestec** se caracterizează prin două intrări (apă de alimentare rece și abur) și o singură ieșire (apă de alimentare caldă – vezi Figura 6.12).



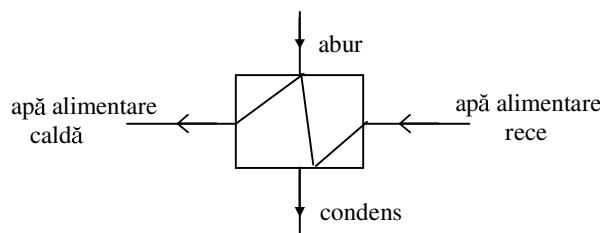
**Fig. 6.12** Preîncălzitor regenerativ de amestec

În interiorul preîncălzitorului aburul vine în contact direct cu apa de alimentare și condensează. Rezultatul este reprezentat de apa de alimentare care s-a încălzit până la temperatura de saturatie corespunzătoare presiunii aburului. Se subliniază următoarele caracteristici ale preîncălzitoarelor de amestec:

- Au o eficiență energetică foarte bună. Întreaga cantitate de căldură corespunzătoare aburului este transmisă către apă de alimentare.
- Au o eficiență exergetică foarte bună. Apa de alimentare poate fi preîncălzită până la temperatura de saturatie corespunzătoare presiunii aburului.

- Prin aducerea apei de alimentare la temperatura de saturatie este posibila realizarea unei degazari a acestiei.
- După fiecare preîncălzitor este necesara disponerea unei pompe pentru extragerea apei de alimentare.
- Apa de alimentare preia în totalitate impuritatile antrenate de către aburul preîncălzitor și le introduce în generatorul de abur.

**Preîncălzitoarele regenerative de suprafață** se caracterizează prin două intrări (apa de alimentare rece și abur) și două ieșiri (apa de alimentare caldă și condens secundar – vezi Figura 6.13). Preîncălzitorul are în compunere fascicole de țevi care generează suprafață de schimb de căldură. Apa de alimentare circulă prin interiorul țevilor, iar aburul condensează la suprafața acestora.



**Fig. 6.13 Preîncălzitor regenerativ de suprafață**

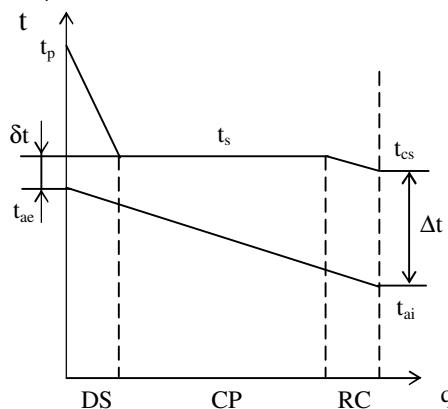
În interiorul unui preîncălzitor de suprafață aburul parcurge trei zone (vezi Figura 6.14).

- desuprăîncălzitor: DS
- corp principal (zona de condensare): CP
- răcitor de condens secundar: RC.

Un preîncălzitor regenerativ de suprafață se caracterizează prin următoarele:

- Prin prezența fascicolelor de țevi crește cantitatea de metal înglobată în preîncălzitor.
- Are o eficiență energetică mai scăzută decât în cazul preîncălzitoarelor de amestec. O parte din căldura corespunzătoare aburului este evacuată odată cu condensul secundar.
- Are o eficiență exergetică mai scăzută decât în cazul preîncălzitoarelor de amestec. Prezența unei supafețe de schimb de căldură impune existența unei diferențe terminale între temperatura apei de alimentare caldă, respectiv temperatura de saturatie corespunzătoare presiunii aburului de preîncălzire (vezi Figura 6.14). Creșterea eficienței exergetice implică o serie de perfecționări ale modului în care este dispusă partea de desuprăîncălzire (DS).

- Nu permite realizarea unei degazări termice a apei de alimentare.
- Nu este necesară disponerea unei pompe după fiecare preîncălzitor de suprafață.
- Apa de alimentare și aburul de preîncălzire nu vin în contact. Impuritățile conținute de abur nu sunt antrenate de către apă de alimentare.



**Fig. 6.14** Diagrama de temperaturi pentru un preîncălzitor regenerativ de suprafață.

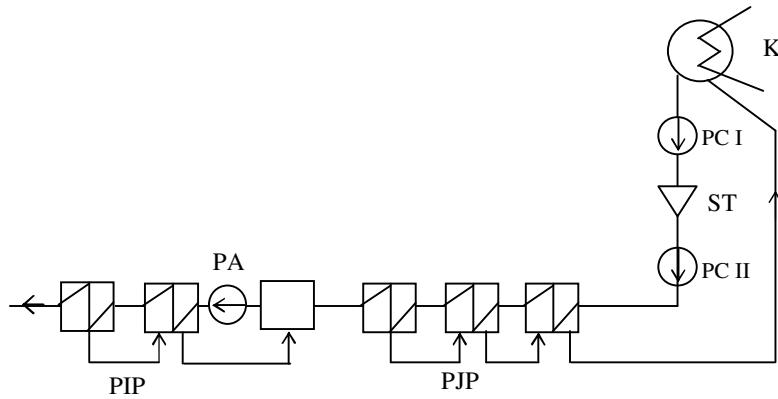
$t$  – temperatură;  $q$  – flux termic;  $t_{ai}$ ,  $t_{ae}$  – temperatură de intrare, respectiv de ieșire din preîncălzitor pe parte de apă de alimentare;  $t_p$  – temperatură aburului suprăîncălzit;  $t_s$  – temperatură de saturatie corespunzătoare presiunii aburului de preîncălzire;  $t_{cs}$  – temperatură condensului secundar.

### 6.2.2 Scheme de preîncălzire regenerativă

În mod uzual schema de preîncălzire regenerativă este compusă dintr-un preîncălzitor regenerativ de amestec și unul, sau mai multe preîncălzoare de suprafață (vezi Figura 6.15). În această configurație preîncălzitorul de amestec este plasat în mijlocul liniei de preîncălzire regenerativă, fiind urmat de pompa de alimentare. Preîncălzitorul de amestec asigură în același timp și funcția de degazare termică a apei de alimentare.

Pompa de alimentare împarte preîncălzoarele regenerative în două categorii:

- Preîncălzoare de înaltă presiune (PIP), plasate în aval de pompa de alimentare;
- Preîncălzoare de joasă presiune (PJP), plasate în amonte de pompa de alimentare.

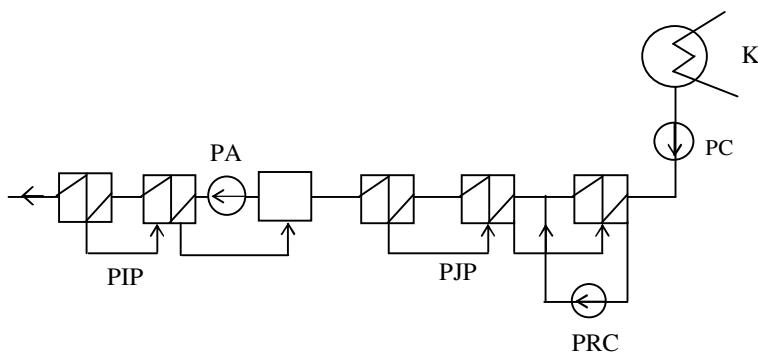


**Fig. 6.15 Schemă de preîncălzire regenerativă**

Condensul secundar provenit de la PIP-uri se scurge în cascadă până la degazor, iar cel provenit de la PJP-uri până la condensatorul turbinei cu abur.

În schemă poate fi introdusă o stație de tratare chimică a condensului secundar. Această instalație este strict necesară în cazul grupurilor energetice care utilizează un generator de abur cu circulație forțată unică, acesta neavând un tambur unde poate fi corectat regimul chimic al agentului termic.

Există variante în care o parte din condensul secundar este recirculat în circuitul principal (vezi Figura 6.16). Avantajul recirculării este dat de utilizarea integrală a căldurii conținută de acest condens secundar în scopul preîncălzirii apei de alimentare. Soluția nu este recomandată în cazul în care grupul energetic utilizează un generator de abur cu circulație forțată unică, deoarece nu este asigurată o tratare chimică corespunzătoare a condensului secundar recirculat.



**Fig. 6.16 Schemă de preîncălzire regenerativă cu recirculare a condensului secundar**  
PRC – pompă de recirculare

### 6.3 Pompa de alimentare

Pompa de alimentare are următoarele roluri:

- De a prelua apă de alimentare din rezervorul degazorului și de a o vehicula până în generatorul de abur;
- De a asigura presiunea necesară pentru ciclul termodinamic care stă la baza funcționării grupului energetic.

Variantele uzuale de antrenare a pompei de alimentare sunt:

- cu ajutorul unui motor electric (electropompă de alimentare – EPA);
- cu ajutorul unei turbine cu abur alimentate de la o priză a turbinei principale (turbopompă de alimentare – TPA).

Alegerea soluției de antrenare EPA sau TPA se face în urma unui calcul tehnico-economic în care se ține seama printre altele de:

- puterea electrică necesară EPA;
- puterea electrică pierdută prin extracția de abur de la priza turbinei principale în scopul antrenării TPA;
- investiția specifică în EPA, respectiv TPA;
- randamentul EPA, respectiv TPA.

În general, pentru puteri sub 250 – 300 MW se utilizează EPA, iar peste TPA. Progresele înregistrate în domeniul motoarelor electrice au favorizat însă utilizarea EPA și la puteri de peste 300 MW.

O TPA este prevăzută cu un condensator propriu. Condensul rezultat este vehiculat către condensatorul turbinei principale.

Pompa de alimentare reprezintă una din componentele principale ale circuitului termic. Întotdeauna este prevăzută o rezervă statică care acoperă total, sau parțial, debitul nominal de apă de alimentare a generatorului de abur.

### 6.4 Pompa de condens principal

Pompele de condens principal au rolul funcțional de a evacua condensul din condensator și de a asigura circulația acestuia până la degazor.

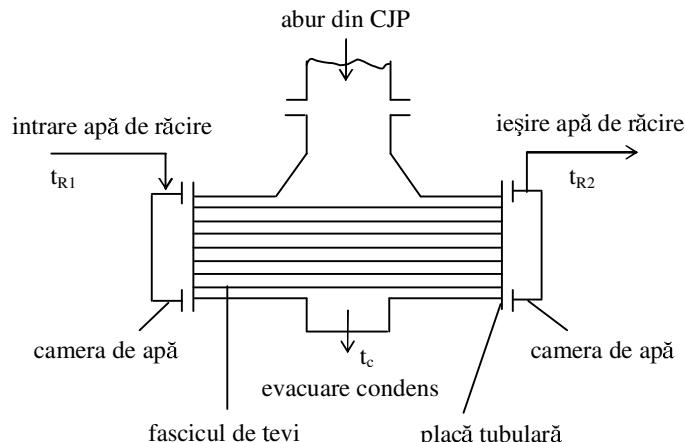
La circuitele termice prevăzute cu tratare chimică integrală a condensului principal (cazul în care se utilizează generatoare de abur cu circulație forțată unică) pompele sunt fractionate în două trepte (vezi Figura 6.15), între ele fiind plasată stația de tratare chimică. Fractionarea este generată de faptul că filtrele din stația de tratare chimică nu rezistă din punct de vedere mecanic peste o anumită presiune a condensului principal. Prima treaptă de pompă asigură o presiune acceptabilă pentru stația de tratare chimică, iar cea de-a doua treaptă asigură restul de presiune necesară vehiculării condensului principal până la degazor.

Antrenarea pompelor de condens principal se face exclusiv cu motor electric. Pompele de condens principal sunt de asemenei prevăzute cu rezervă statică.

## 6.5 Condensatorul de abur

Condensatorul reprezintă sursa rece a ciclului termodinamic. În general este un schimbător de căldură de suprafață care are în compunere fasciole de țevi. Aburul evacuat din turbină condensează pe suprafața exterioară a țevilor, iar prin interiorul acestora trece un agent de răcire. Datorită proprietăților sale termofizice deosebit de favorabile, apă este agentul de răcire cel mai des utilizat. În cazul în care nu sunt disponibile cantități suficiente de apă, răcirea condensatorului poate fi efectuată și cu aer. Țevile condensatorului trebuie să fie confecționate dintr-un material care să asigure un transfer de căldură cât mai bun, în acest sens fiind preferată alama. În cazul în care pentru răcire se utilizează apă de mare, alama se poate înlocui cu titan, acesta fiind mai rezistent la fenomenul de coroziune. În Figura 6.17 este prezentată o schiță simplificată a unui condensator de abur răcitat cu apă.

Condensatorul este amplasat în imediata apropiere a turbinei, de cele mai multe ori sub aceasta. Fiecărui corp de joasă presiune al turbinei îi corespunde în general propriul condensator.



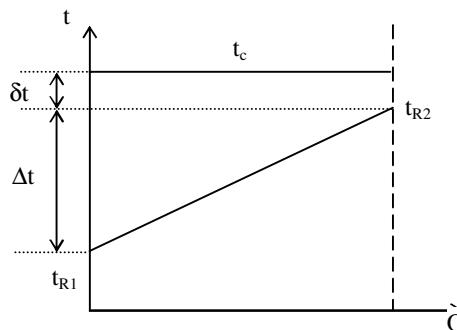
**Fig. 6.17 Schiță simplificată pentru un condensator de abur răcitat cu apă**

Se disting două diferențe terminale de temperatură în condensator (vezi Figura 6.18):

- $\Delta t$  : creșterea de temperatură a apei de răcire în condensator;
- $\delta$  : diferența între temperatura de condensare și temperatura apei la ieșirea din condensator.

Rezultă temperatura de condensatie:

$$t_C = t_{R1} + \Delta t + \delta t \quad (6.7)$$



**Fig. 6.18** Diagrama de temperaturi în condensator  
t – temperatură; Q – putere termică

Pentru o temperatură  $t_{R1}$  dată, scăderea lui  $t_c$  (deci și a presiunii de condensatie) se poate face prin micșorarea lui  $\Delta t$  și  $\delta t$ , cu următoarele observații:

- Scăderea lui  $\Delta t$  necesită o creștere a debitului de apă de răcire și implicit a energiei consumate pentru pomparea acestia.
- Scăderea lui  $\delta t$  necesită o creștere a suprafeței de transfer de căldură a condensatorului și implicit a costurilor investiționale necesare pentru acesta.

Valorile lui  $\Delta t$  și  $\delta t$  utilizate pentru dimensionarea condensatorului de abur trebuie să ia în considerație efectele contrare menționate mai sus.

În timpul funcționării condensatorul de abur trebuie să asigure două elemente fundamentale:

- *Un bun transfer de căldură:* Pentru răcire se utilizează apă brută care a suferit doar o filtrare mecanică. Cu timpul, condensatorul se „murdărește” datorită depunerii de săruri, de impurități mecanice și biologice (alge). Rezultatul este o scădere a coeficientului global de transfer de căldură. Este necesară o curățare interioară a țevilor care se poate realiza cu, sau fără condensatorul în funcțune.
- *O bună etanșeitate:* Trebuie împiedicată pătrunderea de apă de răcire brută în condensul principal. În acest sens principalele probleme apar la plăcile tubulare în care sunt fixate țevile. În cazul în care o țeavă se sparge, aceasta este astupată cu dopuri astfel încât să nu mai fie străbătută de apă de răcire.

## **6.6 Extragerea gazelor necondensabile din condensator**

Presiunea de lucru din interiorul condensatorului este mai mică decât cea atmosferică. Rezultă o tendință de infiltrare a aerului atmosferic în condensator.

Pe lângă aer există și alte categorii de gaze necondensabile care pot fi prezente în condensator:

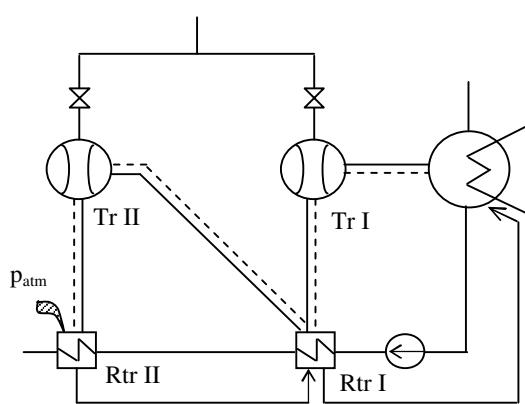
- $O_2$  și  $H_2$  rezultate din hidroliză (descompunerea apei) sub influența radiațiilor (radioliză, la CNE) sau a temperaturii (termoliză, la CTE);
  - $N_2$  și  $H_2$  rezultate din descompunerea amoniacului în exces utilizat pentru degazarea apei de alimentare a generatorului de abur.

Efectul prezenței acestor gaze necondensabile în condensator este o creștere a presiunii de condensație, cu consecințe negative asupra performanțelor turbinei cu abur. În consecință este necesară o extracție a acestora. Extracția se poate face cu ajutorul ejectoarelor cu abur, a ejectoarelor cu apă, sau a unor pompe de vid.

**Ejectorul cu abur** are rolul de a extrage necondensabile din condensator, de a le ridica presiunea și de a le evacua în atmosferă. Agentul motor utilizat este aburul cu o presiune cuprinsă în mod ușual în intervalul 6 – 10 bar.

Ejectorul de abur poate fi realizat cu una, două, sau trei trepte. În Figura 6.19 este prezentat cazul unui ejector cu abur cu două trepte. Prima treaptă (Tr I) aspiră gazele necondensabile din condensator. Amestecul este introdus într-un recuperator (Rtr I) în care are loc condensarea vaporilor de apă aspirați din condensator și a aburului utilizat ca agent motor.

A doua treaptă a ejectorului (Tr II) aspiră gazele necondensabile din recuperatorul primei trepte. Aburul de antrenare împreună cu gazele necondensabile se introduc într-un recuperator (Rtr II) de unde acestea din urmă sunt evacuate în atmosferă.



**Fig. 6.19** Ejector cu abur în două trepte

Din punct de vedere al modului de funcționare ejectorii cu abur pot fi:

- ejectori de pornire (de obicei cu o singură treaptă), care asigură o evacuare rapidă a aerului existent în interiorul condensatorului;
- ejectori destinați regimului de funcționare normal, care asigură extragerea gazelor necondensabile infiltrate în interiorul condensatorului).

În cazul *ejectorului cu apă* agentul motor este reprezentat de apă brută prelevată din rețeaua de răcire a centralei electrice (vezi Figura 6.20).

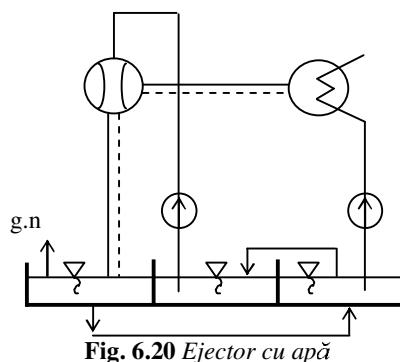


Fig. 6.20 Ejector cu apă

## 6.7 Degazarea apei de alimentare

Gazele dizolvate în apă, în special O<sub>2</sub> și CO<sub>2</sub> corodează sau favorizează coroziunea suprafețelor interioare ale țevilor din generatorul de abur. Este necesară eliminarea lor prin degazarea apei de alimentare. Degazarea se poate face prin procedee termice sau chimice.

### 6.7.1 Degazarea termică

Degazarea termică se bazează pe proprietatea gazelor de a păra un lichid în momentul în care presiunea lor parțială devine mai mare decât presiunea parțială a gazului în amestecul aflat la suprafața lichidului. Aceste condiții sunt îndeplinite în momentul în care apa este adusă la stare de saturatie.

În schema termică a unei CCA rolul degazorului este îndeplinit de către preîncălzitorul regenerativ de amestec.

Degazoarele termice se pot clasifica:

- După presiunea nominală a aburului care alimentează degazorul: de presiune ridicată (4 – 10 bar), atmosferice (1,1 - 1,2 bar) sau sub vid (< 1 bar).

- După regimul de funcționare: cu presiune fixă (indiferent de sarcina grupului presiunea aburului ce alimentează degazorul este constantă) sau cu presiune alunecătoare.

### 6.7.2 Degazarea chimică

Degazarea chimică se realizează prin introducerea în apa de alimentare a unei soluții de hidrazină ( $N_2H_4$ ). Aceasta reacționează cu oxigenul conform reacției:



În mod uzual hidrazina se injectează în aspirația pompei de alimentare deoarece reacția dintre  $N_2H_4$  și  $O_2$  este favorizată de o temperatură suficient de ridicată a apei.

Hidrazina trebuie utilizată cu grijă deoarece este toxică, iar peste o anumită concentrație devine explozivă.

## **7. UTILIZAREA CĂRBUNELUI ÎN CENTRALELE CONVENTIONALE CU ABUR**

### **7.1 Categorii de centrale electrice pe cărbune**

La ora actuală există o largă diversitate de tehnologii de conversie în energie electrică a energiei chimice înglobate în cărbune, aflate în diferite stadii de dezvoltare. În Tabelul 7.1 și Figura 7.1 sunt prezentate sintetic aceste tehnologii.

**Tabelul 7.1 Tehnologii de producere a energiei electrice bazate pe utilizarea cărbunelui**

Tehnologie	Acronim	Stadiu de dezvoltare
Ciclu combinat cu gazeificare integrată a cărbunelui	IGCC	Demonstrativ
Pile de combustie cu gazeificare a cărbunelui	IGFC	Cercetare
Ardere în pat fluidizat atmosferic	AFBC	Comercial
Ardere în pat fluidizat sub presiune	PFBC	Demonstrativ
Ardere în stare pulverizată cu parametrii subcritici pe parte de abur	PCC	Comercial
Ardere în stare pulverizată cu parametrii supracritici pe parte de abur	PCC-SC	Comercial
Ardere în stare pulverizată cu suprapresiune în focar	PPCC	Cercetare

În prezentul capitol sunt abordate tehnologiile mature din punct de vedere comercial utilizate în mod curent în centralele convenționale cu abur moderne:

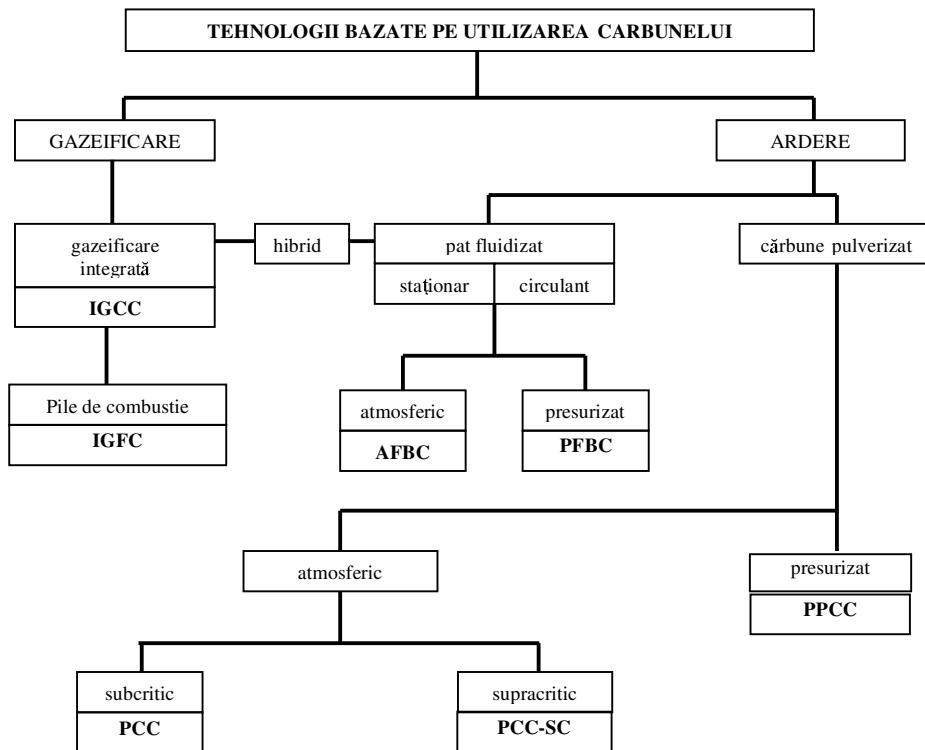
- Ardere în stare pulverizată a cărbunelui, cu parametrii supracritici pe parte de abur
- Arderea cărbunelui în pat fluidizat atmosferic.

### **7.2 CCA cu ardere a cărbunelui în stare pulverizată**

Arderea în stare pulverizată implică măcinarea fină a cărbunelui până la o granulație de ordinul micronilor și injectarea acestuia în focar împreună cu o parte din aerul de ardere (aer primar). Particulele de cărbune ard în timp ce se deplasează

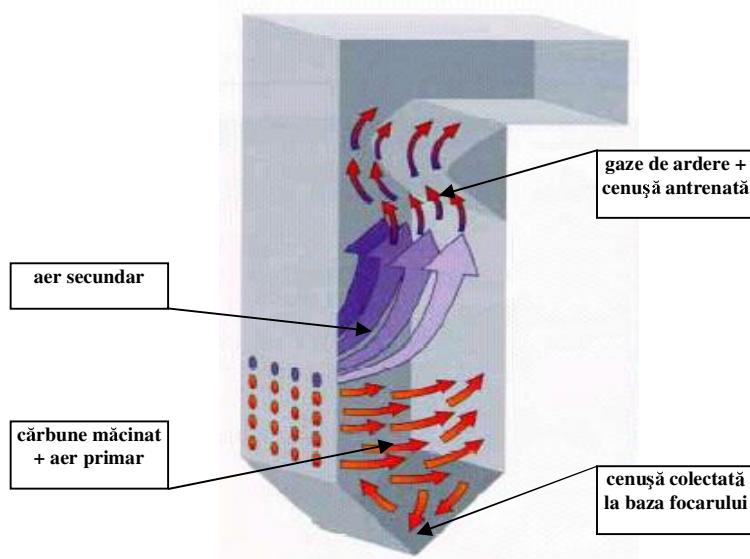
prin focar, generând temperaturi care se situează, în funcție de caracteristicile combustibilului, în intervalul  $1000 \div 1500$  °C. O parte din pulberile rezultate în urma arderii ( $\geq 30\%$ ) cad la baza focarului, restul fiind antrenate de către gazele de ardere. În Figura 7.2 este prezentat focarul unui astfel de generator de abur.

Granulația mică a cărbunelui implică complicarea circuitului aer – gaze de ardere prin introducerea unor echipamente specializate (mori de cărbune) care să asigure măcinarea fină a combustibilului.



**Fig. 7.1** Tehnologii de utilizare a cărbunelui în centralele electrice

IGCC: Integrated Gasification Combined Cycle; IGFC: Integrated Gasification Fuel Cell;  
 AFBC: Atmospheric Fluidised Bed Combustion; PFBC: Pressurised Fluidised Bed Combustion;  
 PCC: Pulverised Coal Combustion; PCC - SC: Pulverised Coal Combustion – Super Critical Steam  
 Parameters; PPCC: Pressurised Pulverised Coal Combustion



**Fig. 7.2 Focar cu ardere a cărbunelui în stare pulverizată**

Generatoarele de abur cu ardere a cărbunelui în stare pulverizată au început să fie dezvoltate după anul 1920, la ora actuală reprezentând soluția cea mai întâlnită în cadrul centralelor electrice pe combustibili solizi.

Creșterea performanțelor PCC este direct legată de creșterea performanțelor ciclului termodinamic care stă la baza funcționării acesteia. În acest sens se amintesc următoarele metode principale:

- Creșterea parametrilor inițiali
- Introducerea supraîncălzirii intermediare
- Preîncălzirea regenerativă a apei de alimentare a cazanului
- Scăderea presiunii de condensăție

În condițiile în care presiunea de condensăție este dictată de nivelul termic al sursei de răcire a condensatorului, principalele eforturi în ceea ce privește creșterea performanțelor PCC s-au îndreptat înspre creșterea parametrilor inițiali ai ciclului. Bineînțeles, în același timp au fost luate în considerație efectele pozitive aduse de supraîncălzirea intermediară și de preîncălzirea regenerativă.

Primele unități cu parametrii supracritici au fost dezvoltate în anii '70 – '80 (îndeosebi în SUA și fosta URSS). Ele au dovedit însă o fiabilitate relativ coborâtă, în principal datorită materialelor din care erau confecționate părțile sub presiune. În ceea ce privesc puterile unitare, acestea nu au depășit în general limita de 800 MWe.

După anul 1990, progresele înregistrate îndeosebi în domeniul materialelor au permis dezvoltarea unor centrale electrice cu parametrii supracritici caracterizate prin randamente înalte și o disponibilitate ridicată.

Există foarte puține diferențe între o centrală cu parametrii subcritici și una cu parametrii supracritici. Ambele tipuri de centrale au la bază ciclul termodinamic Rankine – Hirn.

În cazul ciclurilor subcritice, presiunea aburului este limitată la aproximativ 180 bar, pentru cazanele cu circulație forțată multiplă prevăzute cu tambur, și aproximativ 190 bar pentru cazanele cu circulație forțată unică. În aceste centrale la nivelul vaporizatorului generatorului de abur există un amestec lichid/vapori în stare de saturatie.

Intr-un generator de abur din cadrul unui grup cu parametrii supracritici nu există apă sau vapori în stare de saturatie. Apa încălzită la 375 °C și la 221 bar trece direct din faza lichidă în cea de vapori supraîncălziti. Practic, generatorul de abur nu este prevăzut cu vaporizator.

Grupurile energetice cu parametrii supracritici s-au dezvoltat îndeosebi în 4 țări: Germania, Danemarca, Japonia și SUA. În Tabelele 7.2 și 7.3 sunt prezentate o serie de realizări.

**Tabelul 7.2 Centrale cu parametrii supracritici din Germania**

Amplasament	Niederhausen	Lippendorf	Schwarze Pumpe	Boxberg
Combustibil	Lignit	Lignit	Lignit	Lignit
Putere unitară, MWe	965	930	800	907
Presiune abur viu, bar	275	267	267	266
Temp. abur viu (°C)	580	554	547	545
Temp. abur intermediu, °C	600	583	560	581
Randament net, %	45,2	42,3	41	41,8
An de punere în funcțiune	2002	2000	1997-98	2001

**Tabelul 7.3 Centrale cu parametrii supracritici din Danemarca**

Amplasament	Esbjerg 3	Nordjyllands 3	Averdore 2
Combustibil	Huilă	Huilă	Huilă
Putere unitară, MWe	411	411	390
Presiune abur viu, bar	250	290	300
Temp. abur viu (°C)	560	582	580
Temp. abur intermediu, °C	560	580/580	600
Randament net, %	45	47	48,3
An de punere în funcțiune	1992	1998	2001

Costurile actuale de investiție ale centralelor cu parametrii supracritici cu puteri unitare mari sunt doar cu aproximativ 2 % mai mari decât ale centralelor cu parametrii subcritici. Cheltuielile cu combustibilul sunt considerabil mai mici datorită randamentelor superioare ale ciclurilor supracritice, iar cheltuielile de exploatare sunt de același nivel cu cele din centralele cu parametrii subcritici.

Alegerea unei puteri unitare mari este condiționată de caracteristicile sistemului electroenergetic. Pentru țări cu sisteme electroenergetice puternice sunt posibile puteri unitare de 500 - 900 MW (cazul Germaniei – vezi Tabelul 7.2). În schimb, în cazul unor sisteme electroenergetice mai modeste mărimea posibilă a grupurilor este la nivelul de 300 - 400 MW (cazul Danemarcei – vezi Tabelul 7.3), ceea ce implică însă un cost specific al investiției mai ridicat.

Construcția unei centrale noi, pe cărbune pulverizat, durează între 38 ÷ 58 luni, în funcție de echipamentele instalate (numărul grupurilor, tratarea gazelor arse).

În Figurile 7.3 – 7.5 sunt prezentate imagini aferente unor centralele electrice pe cărbune cu parametrii supracritici pe parte de abur.



**Fig. 7.3** Vedere asupra centralei Schwarze Pumpe (Germania)



**Fig. 7.4** Turbină cu abur din cadrul centralei electrice Lippendorf (Germania)



**Fig. 7.5 Vedere asupra centralei Lippendorf (Germania)**

### 7.3 CCA cu ardere a cărbunelui în pat fluidizat atmosferic

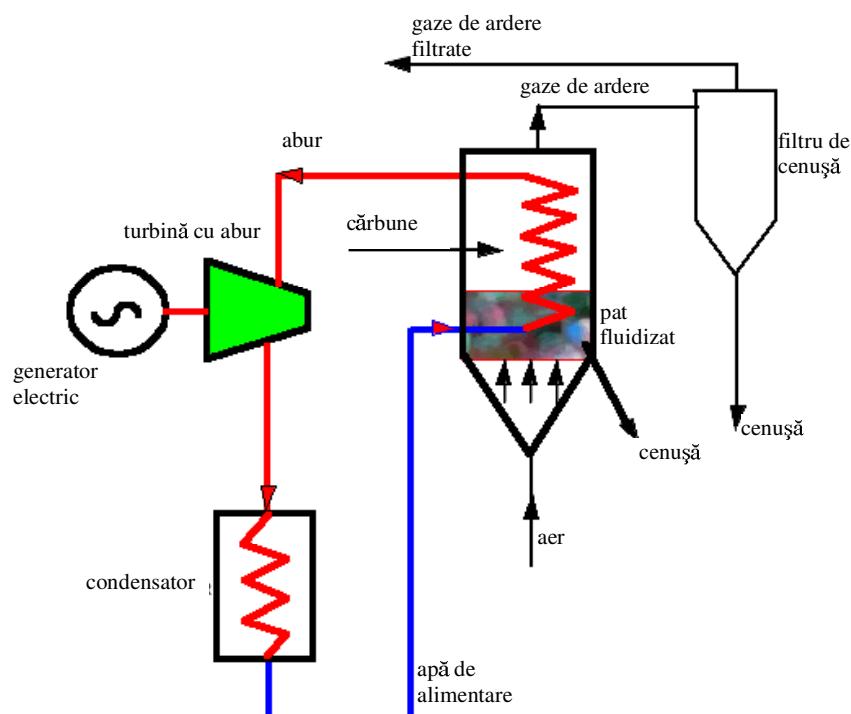
Principiul de funcționare al centralelor electrice cu arderea cărbunelui în pat fluidizat la presiune atmosferică (AFBC) constă din introducerea pe la partea superioară a focarului a cărbunelui concasat (particule cuprinse între 6 ÷ 20 mm), în contracurent cu un flux de aer ascendent. Sub acțiunea forței de gravitație, respectiv a forței ascensionale generată de aer, particulele de combustibil (împreună cu cantități importante de cenușă și nisip) rămân în suspensie în timpul arderii în interiorul focarului, formând un pat (strat) cu proprietăți asemănătoare fluidelor. Se menționează că particulele de combustibil reprezintă doar aproximativ 1 % din masa patului fluidizat.

În practică s-au dezvoltat două categorii de astfel de instalații:

- I. Cazane cu ardere în pat fluidizat fierbător (vezi figura 7.6);
- II. Cazane cu ardere în pat fluidizat circulant (vezi figura 7.7).

În prima variantă particulele din patul fluidizat se află într-o permanentă

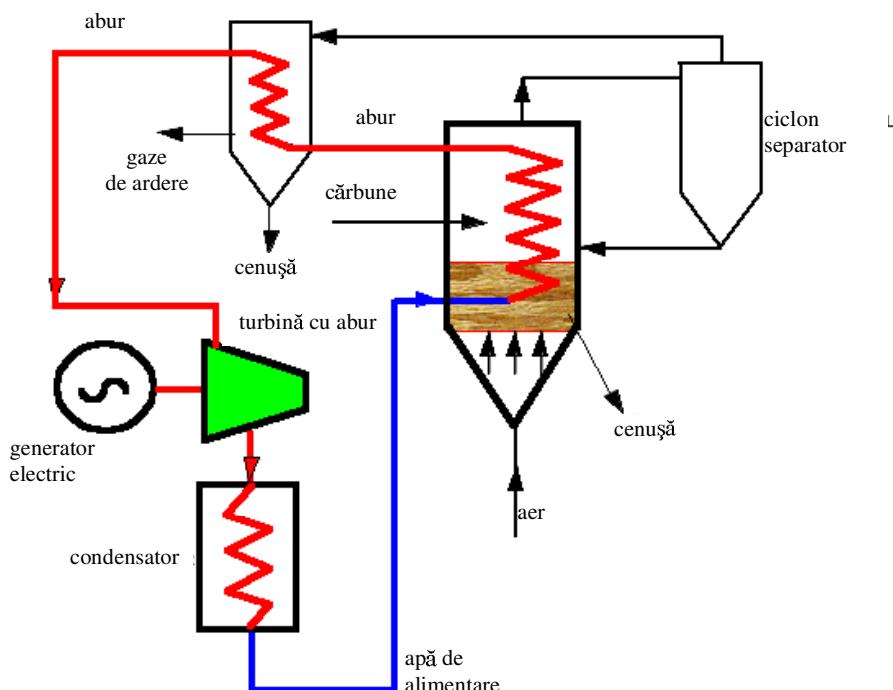
agitație („fierbere”). Gazele de ardere ies pe la partea superioară a focarului și sunt evacuate în atmosferă prin intermediul unui coș, după ce în prealabil au fost desprăfuite. În interiorul focarului sunt imersate țevi prin care trece agentul de lucru apă – abur.



**Fig. 7.6** Schema simplificată a unei unități cu ardere a cărbunelui în pat fluidizat fierbător

Principala diferență care apare în varianta cu pat fluidizat circulant constă din prezența la ieșirea din focar a unui ciclon. În acest ciclon sunt reținute și retrimitse în focar particulele grele de cărbune care nu au ars în întregime, precum și nisip și cenușă care au fost antrenate din patul fluidizat de către gazele de ardere. Deci, patul fluidizat nu mai este staționar, apărând o buclă de circulație. Varianta se caracterizează de asemenea printr-o zonă separată în raport cu focarul, în care sunt dispuse toate sau o parte din suprafețele convective de schimb de căldură aferente circuitului apă – abur.

Pentru unitățile de mare putere funcționând pe cărbune, soluția tehnică fezabilă s-a dovedit a fi patul fluidizat circulant, prezentul subcapitol concentrându-se doar asupra acestuia.



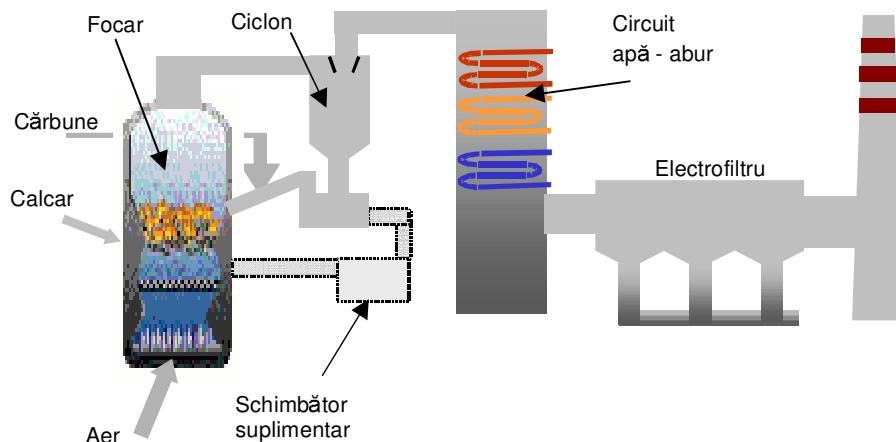
**Fig. 7.7 Schema simplificată a unei unități cu ardere a cărbunelui în pat fluidizat circulant**

Din punct de vedere al ciclului cu abur nu există diferențe notabile față de instalațiile cu ardere a cărbunelui în stare pulverizată (PCC).

Este posibilă instalarea unui schimbător suplimentar de căldură, plasat în paralel cu circuitul de reîntoarcere a particulelor grele de la ciclon către focar (vezi Figura 7.8). În acest schimbător particulele fierbinți cedează căldură către supraîncălzitorul intermediar al ciclului cu abur. Reglarea cantității de particule fierbinți care pătrund în acest schimbător permite reglarea cu precizie a temperaturii din focar.

AFBC este foarte puțin pretențios din punct de vedere al calității și compoziției combustibililor. Toate tipurile de combustibili solizi (huilă, lignit, turbă, biomasă, deșeuri solide, etc.) pot fi utilizate în acest gen de instalație, fără a modifica sistemul de combustie, ceea ce permite o mare flexibilitate la nivelul aprovizionării centralei. Aceeași flexibilitate se manifestă și din punct de vedere al modului de operare al generatorului de abur, el putând funcționa la sarcini parțiale de până la 30 % din capacitatea nominală.

Cele mai bune performanțe se obțin atunci când amestecul din focar este intensiv, recircularea importantă și timpul de staționare al particulelor în focar este lung. Randamentul generatorului de abur prevăzut cu pat fluidizat (90 %) este în general puțin mai ridicat decât al unui generator de abur clasic (88 %), contribuind la îmbunătățirea randamentului global al unității.



**Fig. 7.8 Unitate cu ardere a cărbunelui în pat fluidizat circulant**

Arderea cărbunelui în pat fluidizat s-a dovedit a fi foarte favorabilă din punct de vedere al impactului asupra mediului. În acest sens se menționează următoarele elemente.

- Temperatura în interiorul focarului este menținută în intervalul  $750 \div 900^{\circ}\text{C}$ . Acest interval este favorabil reacției dintre calcar ( $\text{CaCO}_3$ ) și oxizii de sulf generați în timpul arderii. Deci, prin injecția calcarului în focar odată cu combustibilul, se realizează o reducere a concentrației de  $\text{SO}_2$ , eliminându-se sau diminuându-se capacitatea instalației în alte instalații de desulfurare amplasate la ieșirea din cazan. Eficiența desulfurării realizată în interiorul focarului poate depăși 90 %.
- Temperaturile scăzute din interiorul focarului nu favorizează apariția oxizilor de azot. Concentrațiile admisibile de  $\text{NO}_x$  în gazele de ardere evacuate în atmosferă pot fi respectate doar prin aplicarea unor măsuri primare (ex. arderea cu trepte de aer), nefiind necesară prevederea unor filtre speciale.

Se menționează că în cazul utilizării de lignit cu conținut ridicat de sulf emisia de  $\text{SO}_2$  poate coborî sub  $200 \text{ mg/m}^3$ , iar cea de  $\text{NO}_x$  sub  $160 \text{ mg/m}^3$ .

Pe de altă parte se subliniază faptul că în raport cu PCC, AFBC generează

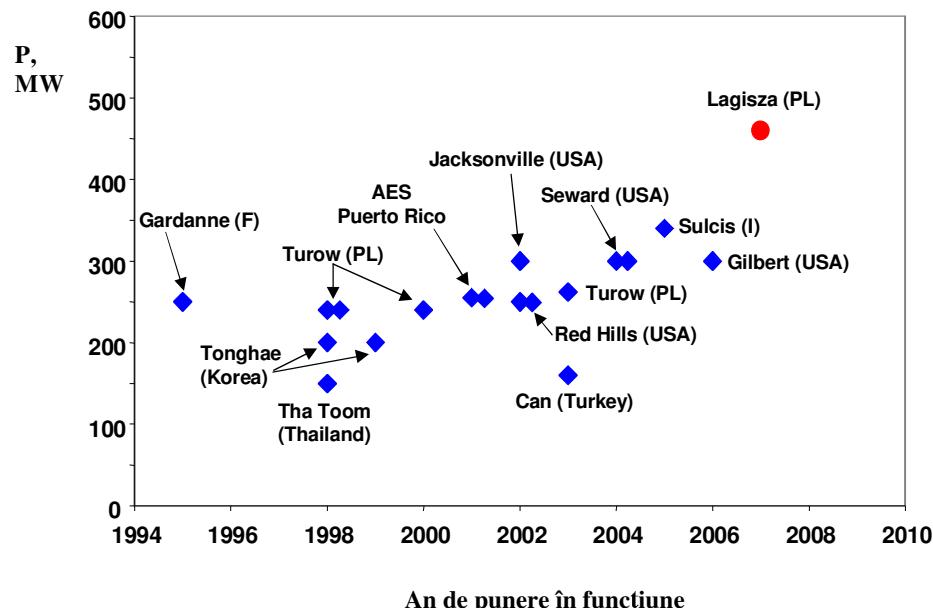
o cantitate mai ridicată de pulberi (în principal datorită produselor rezultate din reacția de desulfurare). În consecință sunt necesare filtre de pulberi deosebit de performante la evacuarea gazelor de ardere din cazan.

La ora actuală există pe plan mondial un număr important de unități de mică capacitate dotate cu pat fluidizat fierbător, utilizate îndeosebi în aplicații industriale. Trecerea către unități de mare putere care să fie utilizate în sectorul centralelor electrice a implicat un volum ridicat de cercetări, remarcându-se în mod deosebit companiile Alstom și Foster Wheeler. În prezent tehnologia AFBC cu pat circulant este matură din punct de vedere comercial pentru puteri unitare de 200 ÷ 300 MW, în viitorul apropiat urmând a se atinge pragul de 600 MW.

Generatoarele de abur echipate cu AFBC au fost utilizate îndeosebi pentru reabilitarea unor grupuri energetice existente. În aceste cazuri, generatorul de abur existent (care nu mai poate răspunde exigențelor de mediu și eficiență) este înlocuit cu AFBC.

Eficiența netă pentru o unitate echipată cu AFBC este cuprinsă în general în intervalul 38 ÷ 40 %, similar centralelor cu parametrii subcritici, cu ardere a cărbunelui în stare pulverizată. Utilizarea în viitor a unor cicluri cu abur cu parametrii supracritici va permite depășirea valorii de 45 %.

În Figura 7.9 este prezentată evoluția istorică a grupurilor energetice echipate cu AFBC.



**Fig. 7.9 Evoluția grupurilor energetice echipate cu AFBC**

## 8. INSTALATII DE TURBINE CU GAZE

### 8.1 Considerații generale

Instalația de turbină cu gaze (ITG) este o mașină termică care realizează conversia energiei chimice a combustibilului în energie mecanică, utilizând ca agent termic un gaz. Gazele utilizate în acest scop pot fi: aer, gaze de ardere, dioxid de carbon, heliu, etc.

Ciclul termodinamic după care evoluă instalațiile moderne de turbine cu gaze este ciclul Brayton, întâlnit în literatura de specialitate și sub denumirea de Joule. În figura 8.1 este prezentată în coordonate temperatură-entropie (T-s) forma ciclului Brayton teoretic, pentru care se disting următoarele transformări termodinamice:

- 1 - 2 compresie izentropă
- 2 - 3 încălzire izobară
- 3 - 4 destindere izentropă
- 4 - 1 răcire izobară

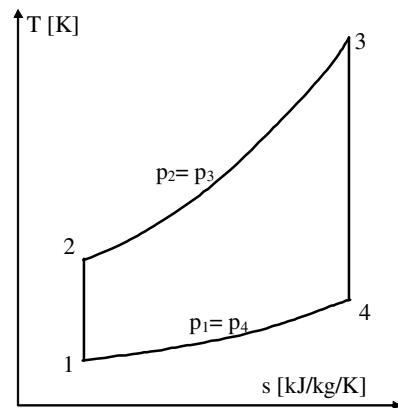


Fig. 8.1 Ciclul Brayton teoretic

Din punct de vedere al modului de interacție între agentul termic și produsele de ardere corespunzătoare sursei calde a ciclului, se disting:

- **ITG în circuit deschis**

Agentul de lucru se amestecă cu produsele de ardere la sursa caldă și apoi se destind împreună în turbină, pentru a fi ulterior eșapate în atmosferă. Din punct de vedere termodinamic nu se poate vorbi în acest caz despre un ciclu propriu-zis. Închiderea acestuia se realizează prin intermediul atmosferei, care reprezintă în același timp și sursa rece a ciclului. În mod exclusiv, la ITG în circuit deschis se utilizează ca agent termic aerul.

- **ITG în circuit închis**

Spre deosebire de cazul anterior, atât sursa caldă, cât și sursa rece a ciclului se caracterizează prin prezența unor suprafețe de schimb de căldură. Agentul termic nu intră în contact direct nici cu produsele de ardere, nici cu fluidul de răcire. Masa de agent termic se conservă în interiorul ciclului, deci se pot utiliza în acest scop gaze mai scumpe, dar cu proprietăți termodinamice mai bune decât ale aerului:  $\text{CO}_2$ , He.

**Într-o proporție covârșitoare, în centralele termoelectrice se utilizează ITG în circuit deschis.**

ITG în circuit deschis au o răspândire limitată, putând fi întâlnite în cadrul unor filiere de centrale nuclearo-electrice. În prezenta lucrare se abordează ITG din prima categorie.

În figura 8.2 sunt prezentate schema de principiu pentru o ITG în circuit deschis și procesul real în coordonate T-s.

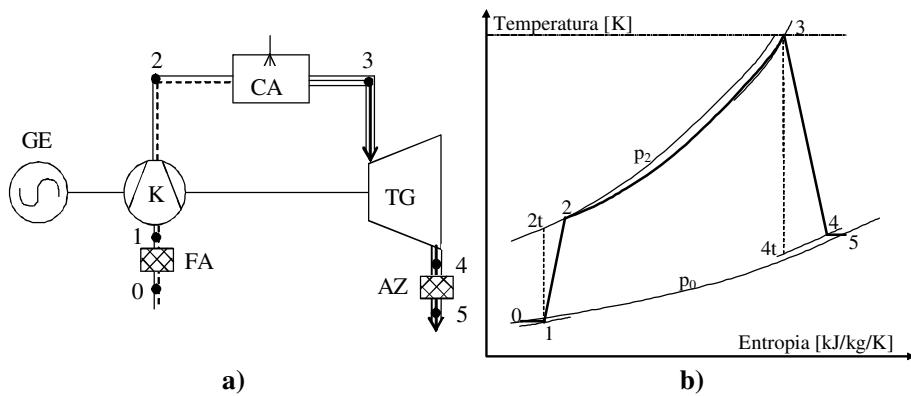


Fig. 8.2 ITG în circuit deschis

a) Schema de principiu; b) Reprezentarea procesului în coordonate T-s  
K - compresor; CA - cameră de ardere; TG - turbină cu gaze; FA - filtru de aer;  
AZ - amortizor de zgromadire; GE - generator electric

Modul de funcționare al unei ITG în circuit deschis poate fi descris astfel:

- Aerul este aspirat de compresor prin intermediul unui filtru FA. Acesta are rolul de a opri eventualele impușcături mecanice care ar conduce la degradarea paletajului compresorului.

- După compresie, aerul pătrunde în camera de ardere unde se amestecă cu combustibilul. Energia necesară compresiei este furnizată de turbina cu gaze (compresorul și turbina cu gaze sunt dispuse pe aceeași linie de arbori).
- Produsele de ardere ies din CA și se destind în turbina cu gaze producând lucru mecanic. O parte din lucru mecanic produs este utilizat pentru antrenarea compresorului, iar cealaltă parte este transmisă către generatorul electric.
- Gazele de ardere sunt eșapate în atmosferă prin intermediul unui amortizor de zgomot care are rolul de a reduce poluarea fonica.

Pentru a proteja turbina cu gaze contra fenomenului de eroziune, gazele de ardere provenite din CA trebuie să fie deosebit de curate din punct de vedere al conținutului de pulberi. În consecință, nu este posibilă utilizarea directă în ITG a combustibililor solizi. În tabelul 8.1 sunt prezentate tipurile de combustibil utilizabile în ITG.

**Tabelul 8.1** Combustibili posibil a fi utilizați în ITG

Combustibili tradiționali	<ul style="list-style-type: none"> <li>• gaz natural</li> <li>• combustibil lichid ușor (motorină)</li> </ul>
Combustibili lichizi speciali	<ul style="list-style-type: none"> <li>• metanol</li> <li>• păcură grea</li> <li>• kerosen</li> </ul>
Combustibili gazoși speciali	<ul style="list-style-type: none"> <li>• gaz de sinteză</li> <li>• gaz de furnal</li> <li>• gaz de gazogen</li> </ul>

**Gazul natural** reprezintă cel mai comod combustibil, atât din punct de vedere al manipulării, cât și al caracteristicilor de ardere.

În absența gazului natural, **combustibilul lichid ușor** constituie un bun înlocuitor. El pune însă o serie de probleme în ceea ce privește asigurarea unui randament bun al arderii.

Combustibili lichizi, cu precădere păcura grea, se caracterizează printr-un grad mare de contaminare cu agenți de coroziune (NaCl, V, Pb). În aceste condiții se impune o tratare a combustibilului înainte de a fi introdus în camera de ardere, pentru a preîntâmpina fenomene nedoreite și degradarea turbinei cu gaze. O soluție poate fi reprezentată chiar de gazeificarea fracțiunilor grele rezultate din rafinarea petrolului.

**Gazul de furnal** este unul din cele mai importante produse secundare ale unui combinat siderurgic. El este deja folosit drept combustibil în cadrul unor centrale convenționale cu abur. Puterea sa calorifică redusă (situată în jurul valorii de  $3700 \text{ kJ/m}^3\text{N}$ ) îl face însă impropriu de a fi introdus ca atare în camera de ardere

a ITG. Este necesară o înnobilare a acestui combustibil printr-un aport de gaz natural.

Din punct de vedere al resurselor și rezervelor dovedite pe plan mondial, cărbunele ocupă de departe primul loc în cadrul combustibililor fosili. Gazeificarea reprezintă o soluție tentantă de utilizare a acestui tip de combustibil pentru alimentarea unei ITG. Acest procedeu este aplicat în cadrul ciclului combinat gaze – abur cu gazeificare integrată a cărbunelui (IGCC).

## 8.2 Parametrii caracteristici de proiect ai ciclului ITG

Principalii parametrii care caracterizează ciclul termodinamic ce stă la baza funcționării ITG sunt:

- Temperatura înainte de turbina cu gaze ( $T_3$ )
- Raportul de compresie:

$$\varepsilon_K = \frac{p_2}{p_1} \quad (8.1)$$

Acești doi parametrii sunt utilizați, în general, de furnizorii de ITG în cataloagile de prezentare a produselor proprii.

În ceea ce privește efectul variației  $T_3$  și  $\varepsilon_K$  asupra performanțelor nominale ale ITG se cunosc următoarele elemente:

- Creșterea lui  $T_3$  conduce în mod nemijlocit la creșterea randamentului și puterii ITG.
- Există o valoare a raportului de compresie ( $\varepsilon_{K,\eta}^{max}$ ) pentru care randamentul ITG devine maxim (în ipoteza  $T_3 = \text{const.}$ ).
- Există o valoare a raportului de compresie ( $\varepsilon_{K,L}^{max}$ ) pentru care puterea ITG devine maximă (în condițiile în care  $T_3$  și debitul de aer aspirat de compresor rămân constante).
- Întotdeauna este valabilă relația:

$$\varepsilon_{K,\eta}^{max} > \varepsilon_{K,L}^{max} \quad (8.2)$$

În funcție de valoarea raportului de compresie aleasă pentru dimensionare, se disting două familii de instalații de turbine cu gaze:

- **ITG de tip industrial ("heavy-duty")**

Se caracterizează prin faptul că încă de la început ele au fost gândite pentru aplicații industriale (producere de energie electrică sau antrenări mecanice). Tehnologia de fabricație a acestora se bazează pe cea

corespunzătoare turbinelor cu abur. Obiectivul unei astfel de ITG este de a furniza o putere cât mai mare pentru un debit dat de aer aspirat de compresor. În consecință, pentru dimensionare se utilizează  $\varepsilon_{K,L}^{max}$ .

- **ITG de tip aeroderivativ**

Proiectarea acestor tipuri de instalații are la bază concepția de realizare a motoarelor de aviație. Principala cerință ce trebuie îndeplinită este realizarea unui consum specific de combustibil cât mai redus, pentru a limita cantitatea de carburant care trebuie transportată. Este necesară obținerea unui randament cât mai ridicat, deci pentru dimensionare se utilizează  $\varepsilon_{K,\eta}^{max}$ .

### 8.3 Concepția de ansamblu a ITG

În raport cu o unitate energetică care are la bază un ciclu convențional cu abur, una din principalele caracteristici ale instalațiilor de turbină cu gaze este **structura compactă**. Pentru exemplificare, în Figura 8.3 este prezentată schița unei ITG de fabricație General Electric.

Se pot face următoarele observații generale:

- Sursa caldă a ITG, camera de ardere, are dimensiuni mult mai reduse decât cele ale unui generator de abur, care îndeplinește aceeași funcție în cadrul centralelor termoelectrice convenționale.
- Cele trei piese principale ale ITG - compresorul de aer, camera de ardere, respectiv turbina cu gaze - sunt amplasate una lângă alta. Se elimină astfel necesitatea unor canale lungi de legătură între aceste componente.
- Utilizarea ca sursă rece a aerului atmosferic elimină de asemenea condensatorul și celelalte circuite voluminoase de apă de răcire întâlnite uzuale la turbinele cu abur.

Caracteristicile prezentate mai sus generează tempi de construcție-montaj foarte reduși în comparație cu alte filiere energetice. De asemenea, investiția specifică este relativ scăzută.

Din punct de vedere al disponerii componentelor, majoritatea **ITG de tip industrial ("heavy-duty")** au adoptat sistemul în care compresorul, turbina cu gaze și generatorul electric sunt situate pe aceeași linie de arbori.

Soluția clasică este aceea prezentată în figura 8.4, în care turbina cu gaze este încadrată de compresor și de generatorul electric. Avantajul acestei dispernări constă în faptul că transmisia cuplului mecanic de la turbină se face în condiții bune atât spre compresor, cât și spre generatorul electric.

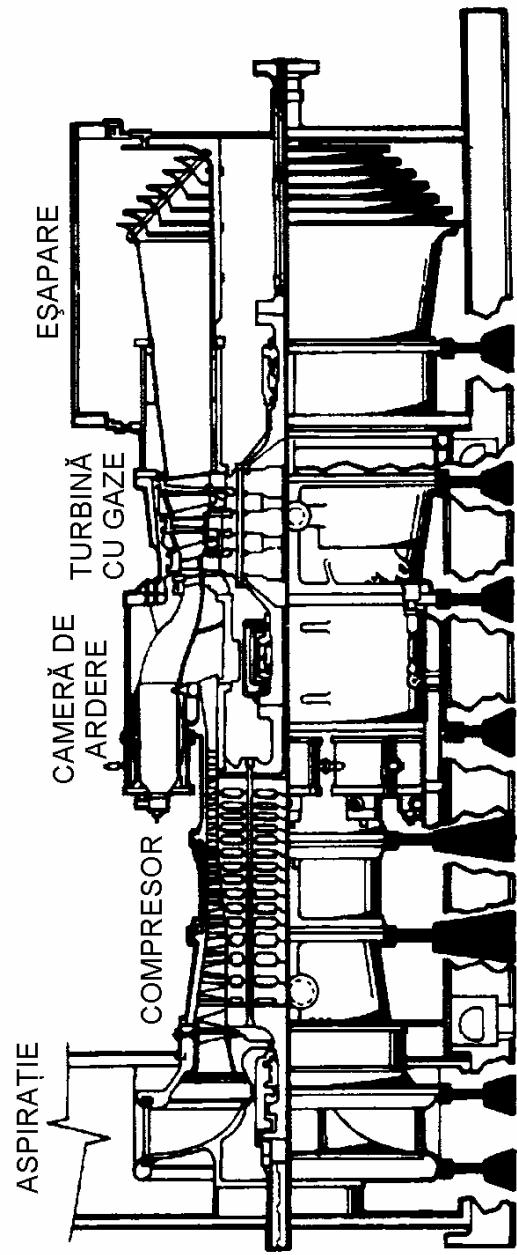
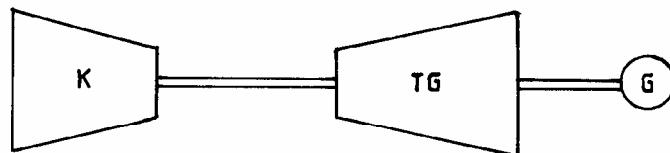


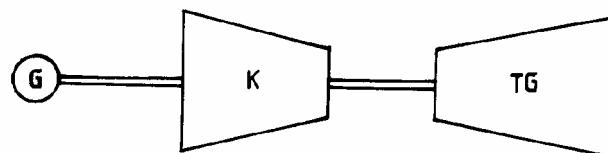
Fig. 8.3 ITG de tip MS 7000 EA de fabricație General Electric



**Fig. 8.4 Dispunerea ITG cu generatorul electric la eșaparea din turbina cu gaze**

Această variantă are însă un dezavantaj major: plasarea generatorului electric la eșaparea din turbină obligă schimbarea direcției gazelor de ardere evacuate din ITG cu 90°. Sunt introduse astfel pierderi suplimentare de presiune pe traseul gazelor de ardere, ceea ce diminuează lucrul mecanic specific și eficiența ITG.

Ca urmare, ținând seama și de problemele legate de încadrarea ITG într-un ciclu combinat gaze-abur, a fost revizuită concepția de dispunere a componentelor pe linia de arbori. Astfel, generatorul electric a fost mutat la "capătul rece", lângă compresor (vezi fig. 8.5). În aceste condiții, gazele de ardere vor eșapa din turbină paralel cu linia de arbori, intrând direct în cazanul recuperator fără schimbări de direcție, deci cu pierderi minime de presiune. Bineînțeles, în acest caz apar probleme privind transmiterea cuplului mecanic în condiții optime către generatorul electric. În figura 8.6 este prezentat un exemplu de astfel de ITG.

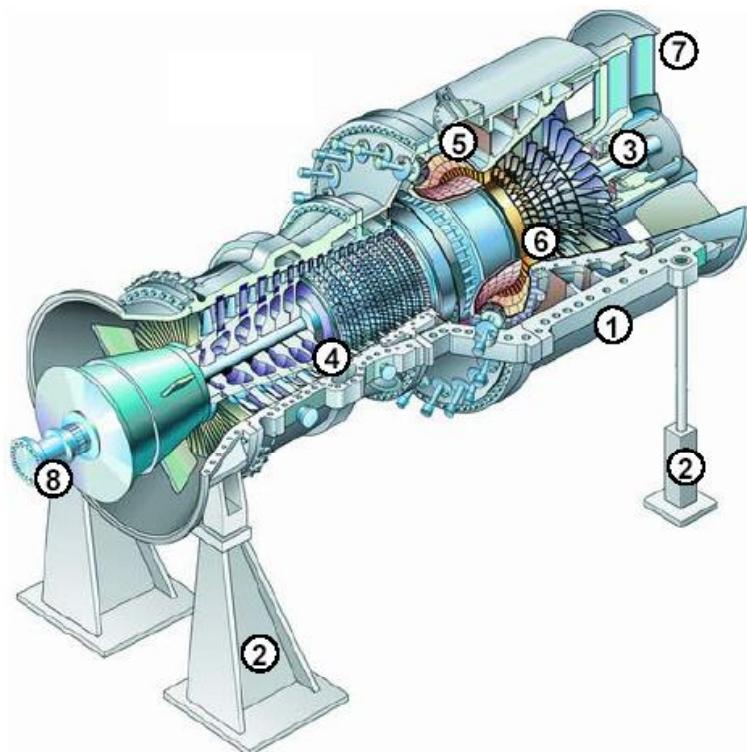


**Fig. 8.5 Dispunerea ITG cu generatorul electric la capătul dinspre compresor**

**ITG de tip "aeroderivativ"** se caracterizează prin dispunerea lor pe mai multe linii de arbori. Un exemplu tipic îl reprezintă ITG de tip LM 5000, realizare a firmei General Electric (vezi fig. 8.7)

Instalația LM 5000 este realizată pe trei linii de arbori:

- Compresorul de joasă presiune (KJP) este antrenat de turbina de înaltă presiune (TGJP).
- Compresorul de înaltă presiune (KIP) este antrenat de turbina de înaltă presiune (TGIP).
- Generatorul electric este antrenat de turbina de putere (TGP), la rândul ei cuplată gazodinamic la TGJP.



**Fig. 8.6 Instalație de turbină cu gaze de tip SGT5-4000F (Sursă: Siemens)**  
 1 – carcăsa; 2 – suporturi; 3 – rotor; 4 – compresor; 5 – cameră de ardere; 6 – turbina cu gaze; 7 – eșapare gaze de ardere; 8 – cuplajul pentru generator.

Existența mai multor linii de arbori și a mai multor corpuri de turbină oferă următoarele avantaje:

- La funcționarea la sarcini parțiale se poate realiza un bun reglaj al debitului de aer aspirat de compresor, prin variația turării compresorului de joasă presiune.
- Există posibilitatea de a injecta abur în turbina cu gaze în scopul creșterii puterii ITG.

Pentru a obține gabarite cât mai reduse, multe ITG de mică și medie putere (îndeosebi de tip "heavy-duty") sunt proiectate pentru turării sensibil mai mari decât cele sincrone. În acest caz este necesară prevederea unui reductor de turărie pentru cuplarea generatorului electric.

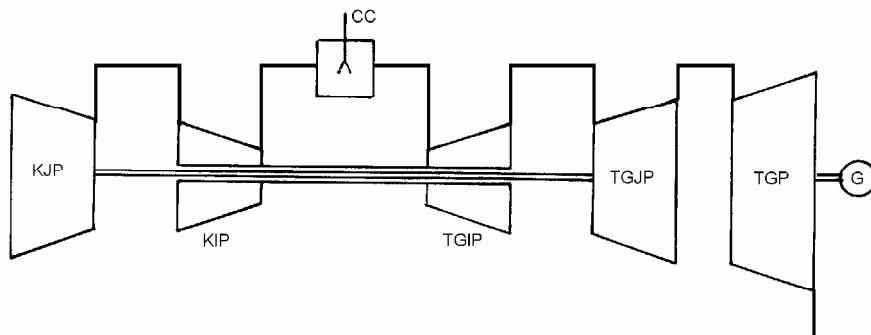


Fig. 8.7 ITG de tip LM 5000

## 8.4 Perfecționarea ciclului termodinamic al ITG

Mărirea temperaturii înainte de turbină, ca o măsură de creștere a performanțelor ITG, este limitată de nivelul de dezvoltare tehnologică atins la un moment dat. Astfel, calitatea materialelor din care este executată partea caldă a ITG (camera de ardere, turbina cu gaze) influențează alegerea temperaturii fluidului de lucru, prin limita de rezistență a acestora la temperatură.

Pe de altă parte, o importantă limitare a puterii unitare se datorează căderilor relativ mici de entalpie din turbina cu gaze (în general  $500 \div 600$  kJ pentru 1kg de aer aspirat de compresor). Creșterea puterii unitare doar pe baza sporirii debitului masic de agent ar duce, în condițiile presiunilor și temperaturilor uzuale ale ITG, la secțiuni de curgere mari. Secțiunea de curgere nu poate avea orice dimensiune, existând restricții în ceea ce privește lungimea paletelor, impusă la rândul ei de rezistență la rupere a materialelor.

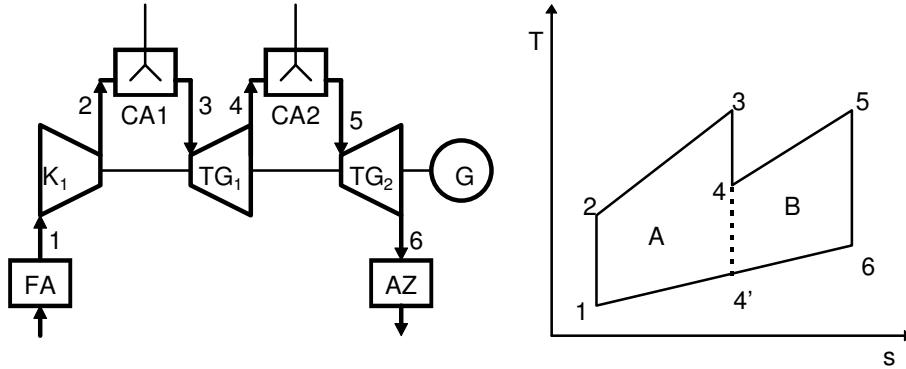
În consecință, pentru îmbunătățirea în continuare a performanțelor ITG (randament, putere unitară) trebuie abordate soluții de perfecționare a ciclului termodinamic.

### 8.4.1 Destinderea fracționată combinată cu arderea intermediară

În figura 8.8 este prezentată o ITG cu destindere fracționată în două trepte, cu ardere intermediară, împreună cu ciclul termodinamic aferent.

După primul corp de turbină (TG1) destinderea este întreruptă, gazele de ardere urmând a fi introduse într-o a doua cameră de ardere (CA2). Excesul de aer din gazele de ardere evacuate din CA1 este relativ mare (în general peste 2,5), deci există posibilitatea arderii unei cantități suplimentare de combustibil. Astfel, temperatura gazelor de ardere poate urca până la o valoare comparabilă cu cea

corespunzătoare ieșirii din CA1 ( $T_3 \cong T_5$ ).



**Fig. 8.8** ITG cu destindere fracționată și ardere intermedieră

a - schema de principiu; b - ciclu termodinamic teoretic

CA1, CA2 - camere de ardere, TG1, TG2 - corpuri de turbină

Efectul scontat al introducerii celei de-a doua camere de ardere este o creștere sensibilă a puterii unitare a ITG, în condițiile în care debitul de aer aspirat de compresor și temperatura maximă a ciclului rămân neschimbate.

În tabelul 8.2 sunt prezentate principalele caracteristici ale familiei de instalații de turbine cu gaze industriale bazate pe această tehnologie: GT24, respectiv GT26 (firma Alstom). Prin temperatură deosebit de ridicată de eșapare din turbină GT24 și GT26 reprezintă o opțiune tentantă pentru echiparea ciclurilor combinate gaze-abur. În acest caz randamentul poate depăși cu ușurință 58 %.

**Tabelul 8.2** Caracteristici funcționale ale GT24 și GT26 (1)

Parametru	GT24	GT26
Putere electrică brută, MW	188,2	288,3
Randament electric brut, %	36,87	38,1
Turație, rot/min	3600	3000
Raport de compresie	32	33,9
Debit de gaze de ardere, kg/s	449	650
Temperatura gazelor de ardere la ieșirea din turbină, °C	608	616
Frecvență, Hz	60	50

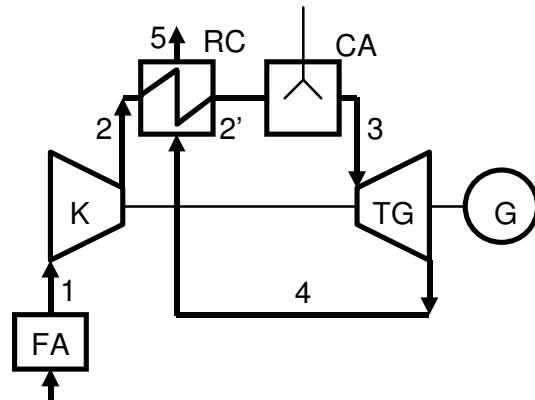
(1) Condiții atmosferice ISO; combustibil gaz natural

#### 8.4.2 Recuperarea internă de căldură

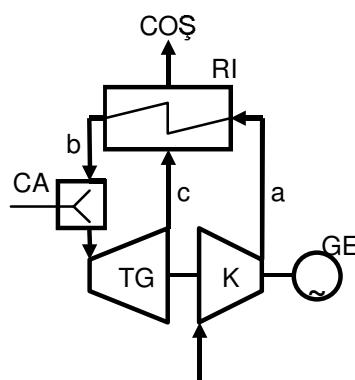
În scopul creșterii randamentului, un mod eficient este reprezentat de introducerea unui schimbător de căldură, în maniera prezentată în figura 8.9.

Gazele de ardere, înainte de a fi evacuate din ITG, servesc la preîncălzirea aerului refuzat din compresor. Efectul scontat este o diminuare a consumului de

combustibil a ITG, în condițiile în care puterea produsă rămâne neschimbată.



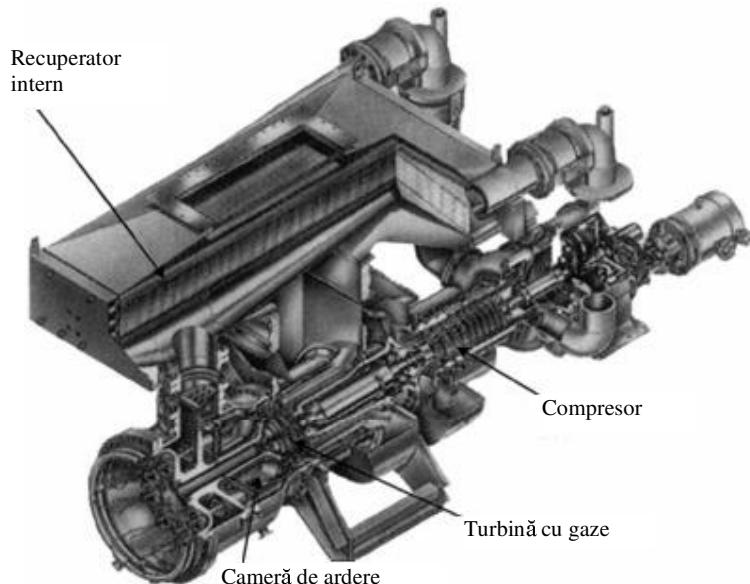
**Fig.8.9** ITG cu recuperare internă de căldură - schemă de principiu  
RC - recuperator de căldură



**Fig. 8.10** Configurația ITG de tip Mercury 50  
K - compresor; RI - recuperator intern; CA - cameră de ardere; TG - turbină cu gaze;  
GE - generator electric; a - aer rece; b - aer preîncălzit; c - gaze de ardere

O realizare deosebită în acest domeniu este reprezentată de ITG de tip Mercury 50, de fabricație SOLAR. Una din principalele probleme care a trebuit să fie rezolvată în acest caz este amplasarea recuperatorului intern de căldură, astfel încât să fie minimizate pierderile de presiune pe parte de aer/gaze de ardere. În Figura 8.10 este prezentată schematic configurația ITG de tip Mercury 50, iar în Figura 8.11 este dată o vedere a acesteia.

În tabelul 8.3. sunt prezentate principalele caracteristici funcționale ale acestei ITG.



**Fig. 8.11 Turbină cu gaze cu recuperare internă de căldură de medie putere (firma Solar)**

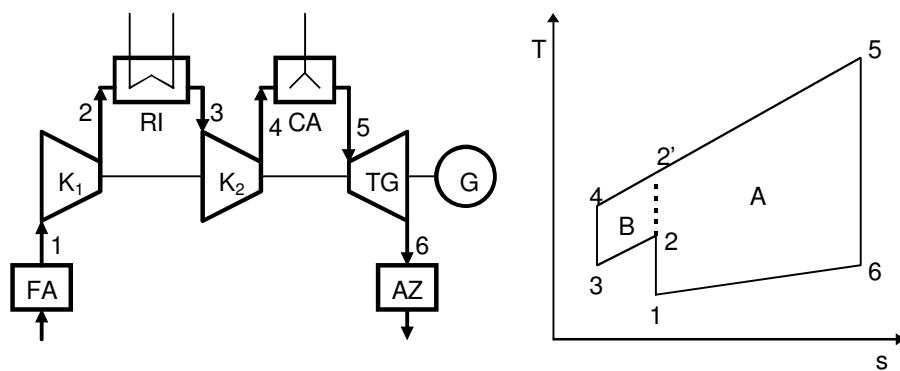
**Tabelul 8.3 Caracteristici funcționale ale ITG de tip Mercury 50**

Parametru	Valoare
Putere electrică , kW	4 600
Randament, %	38,5
Raport de compresie	9,9
Temperatura gazelor de ardere la coș, °C	374
Debit de aer aspirat, kg/s	17,82

#### 8.4.3 Compresia fracționată combinată cu răcirea intermediară

În Figura 8.12 este prezentată o ITG cu compresie fracționată și răcire intermediară a aerului, împreună cu ciclul termic corespunzător.

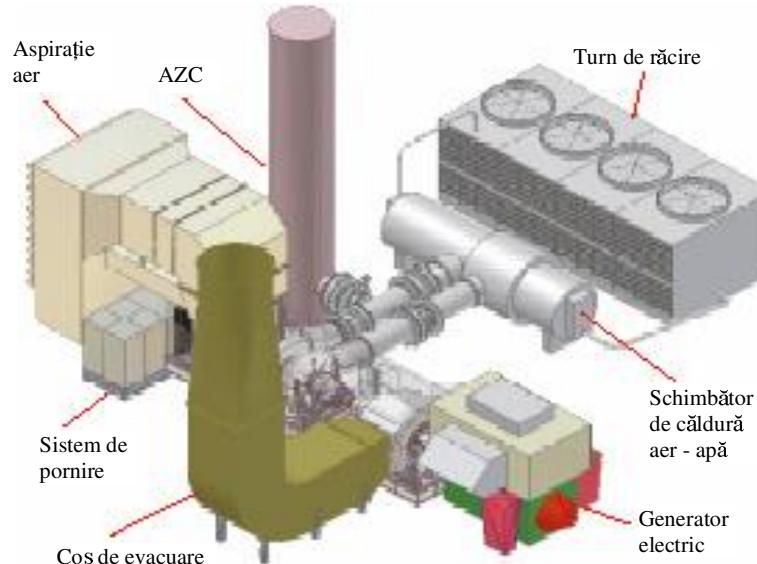
Compresia aerului este efectuată în două etape, între acestea fiind introdus un răcitor intermediar. Obiectivul urmărit este ca prin scăderea temperaturii de intrare în a II-a treaptă de compresie ( $T_3$ ), lucrul mecanic consumat de compresor să scadă. Efectul final va fi o creștere a puterii unitare a ITG, în condițiile în care debitul de aer aspirat de compresor rămâne neschimbat.



**Fig.8.12** ITG cu compresie fracționată și răcire intermedieră

a - schema de principiu; b - ciclul termic teoretic;

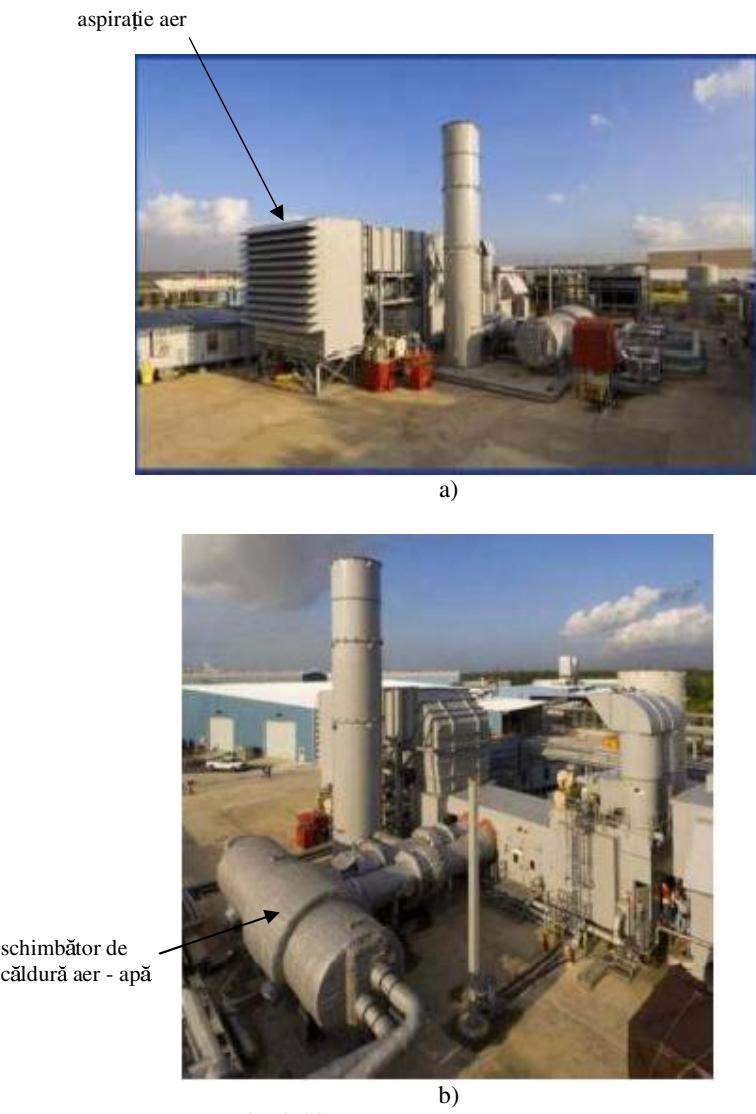
K<sub>1</sub>, K<sub>2</sub> - compresoare; RI - răcitor intermedier



**Fig.8.13** ITG cu compresie fracționată și răcire intermedieră de tip LMS 100  
AZC – amortizor de zgomot și coș pentru eșaparea de siguranță a aerului comprimat

În Figura 8.13 este dată vedere pentru o ITG cu compresie fracționată și răcire intermedieră. Răcirea aerului comprimat este realizată prin intermediul unui

schimbător de căldură aer – apă. La rândul ei, apa este răcită cu ajutorul unor turnuri de răcire. În Figura 8.14 sunt date imagini ale acestui tip de ITG.



**Fig. 8.14** Imagini ale ITG de tip LMS - 100

## 8.5 Realizări și perspective în dezvoltarea ITG

### 8.5.1 Puteri unitare. Randamente

În tabelele 8.4 și 8.5 sunt prezentate o serie de ITG reprezentative de tip industrial, respectiv aeroderivativ, aparținând principalelor firme constructoare.

**Tabelul 8.4 ITG de tip industrial**

Firma producătoare	Model	Putere la borne <sup>(1)</sup> , kW	Randament electric brut <sup>(1)</sup> , %
Alstom	GT8C2	56 300	33,9
	GT11N2	115 400	33,9
	GT13E2	179 900	36,9
	GT24	188 200	36,9
	GT26	288 300	38,1
General Electric	PG6581B (MS6001B)	42 100	32,07
	PG6591C (MS6001C)	45 400	36,62
	PG7121EA (MS7001EA)	85 100	32,72
	PG9171E (MS9001E)	126 100	33,79
	PG6111FA (MS6001FA)	75 900	34,97
	PG7241FA (MS7001FA)	171 700	36,46
	PG9351FA (MS9001FA)	255 600	36,90
Siemens	SGT-800 (GTX100)	45 000	37
	SGT6-2000E (V84.2)	110 000	34
	SGT5-2000E (V94.2)	163 000	34,5
	SGT6-4000E (V84.3A)	185 000	38,3
	SGT5-3000E (V94.2A)	188 000	36,5
	SGT5-4000F (V94.3A)	278 000	39,1
	SGT6-3000E (W500D5A)	121 000	34,7
	SGT6-5000F (W501F)	198 000	38
	SGT6-6000G (W501G)	266 000	39,3

(1) Combustibil gaz natural; pierderi nule de presiune; condiții ISO

Din analiza tipurilor de ITG existente pe piața mondială se pot face următoarele observații:

- ITG de tip industrial se întind pe o gamă largă de puteri: de la sub 1 la peste 250 MW
- ITG de tip aeroderivativ nu depășesc în general 50 MW. În schimb randamentele pot atinge valori de peste 40 %
- Cota de servicii proprii electrice pentru o ITG este în general de (3...5)%. Înțînd seama de valorile prezentate în tabelele 8.4 și 8.5 se

poate constata că din punct de vedere al eficiențelor nete, instalațiile de turbine cu gaze sunt pe deplin comparabile cu centralele convenționale cu abur cu parametri subcritici.

Una din caracteristicile ITG este că din punct de vedere al puterilor unitare ele nu sunt realizate "la comandă", valorile fiind impuse de către firmele producătoare de echipamente. Un operator de centrală electrică va trebui să se orienteze în piață pentru a găsi modul de dimensionare, precum și acele modele de ITG care să satisfacă cât mai bine nevoile sale.

**Tabelul 8.5 ITG de tip aeroderivativ**

Firma producătoare	Model	Putere la borne <sup>(1)</sup> , kW	Randament electric brut <sup>(1)</sup> , %
General Electric	LMS100PA	98 894	45,12
	LMS100PBA	98 359	45,73
	LM6000PC Sprint	50 041	40,34
	LM6000PC	42 890	41,76
	LM6000PD Sprint	46 903	41,26
	LM6000PD	41 700	40,76
	LM2500RC	32 916	38,42
	LM2500PH	26 463	39,35
	LM2000PE	22 346	35,44
	LM2000PS	17 674	34,90
	LM1600PE	13 748	35,01
Rolls Royls	Trent 60 DLE	51 504	42,2

(1) Combustibil gaz natural; pierderi nule de presiune; condiții ISO

Avantajele oferite de cogenerare au condus la dezvoltarea unor ITG de mică și medie putere, foarte potrivite pentru soluții descentralizate de alimentare cu energie electrică și termică a unui consumator. În Tabelul 8.6 și în Figura 8.15 sunt prezentate o serie de realizări de acest tip.

**Tabelul 8.6 ITG de mică și medie putere**

Firma producătoare	Model	Putere electrică brută <sup>(1)</sup> (ISO), kW	Randament electric brut <sup>(1)</sup> (ISO), %,
Solar Turbines	Centaur 50 PG	4 600	29,3
	Taurus 60 PG	5 670	31,5
	Taurus 70 PG	7 520	33,8
Kawasaki	GPB15D	1 450	23,7
	GPB70D	6 530	29,8
	GPB180D	17 859	33,5

(1) Combustibil gaz natural; pierderi nule de presiune



**Fig.8.15 Instalație de turbină cu gaze de tip Typhoon (5,25 MW)**

ITG de mică putere sunt caracterizate în general prin turații ridicate, lucru ce duce la scăderea gabaritului, iar randamentele pot fi comparabile cu cele ale unei instalații de turbină cu abur de putere similară.

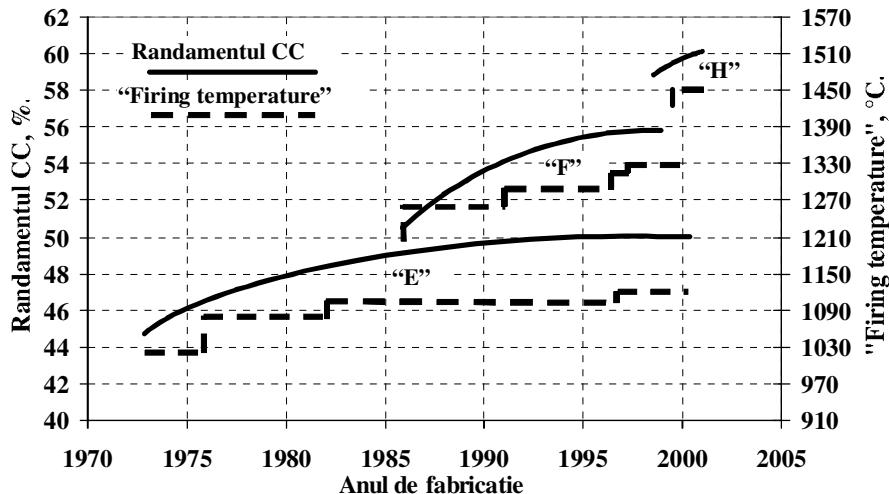
### 8.5.2 Temperatura înainte de turbina cu gaze

Creșterea temperaturii înainte de turbină conduce în mod nemijlocit la îmbunătățirea performanțelor ITG. Dacă în anii '60 această temperatură nu depășea 800 °C, după 1975 ea a ajuns la circa 1100 °C, pentru ca în prezent să fie superioară valorii de 1300 °C.

În Figura 8.16 este prezentată evoluția în decursul anilor a temperaturii înainte de turbina cu gaze („firing temperature”) pentru ITG produse de firma General Electric, precum și a randamentului ciclului combinat gaze – abur din care aceste ITG fac parte.

În viitorul apropiat, pe lângă introducerea unor metale din ce în ce mai performante, creșterea temperaturii înainte de turbină se va baza în principal pe următoarele elemente:

- Adoptarea unor soluții eficiente de răcire internă cu aer a componentelor turbinei cu gaze;
- Utilizarea materialelor ceramice pentru realizarea unor elemente ale ITG expuse la temperaturi înalte (piesa de legătură dintre camera de ardere și turbină, primele trepte ale turbinei cu gaze);
- Răcirea cu abur a pieselor turbinei cu gaze.



**Fig.8.16** Evoluția temperaturii înainte de turbina cu gaze (Firing temperature) și a randamentului CC pentru ITG de fabricație General Electric  
CC – ciclu combinat;

Efectul scontat al introducerii materialelor ceramice este creșterea puterii unitare, respectiv a randamentului. Acest lucru este datorat în primul rând posibilității de a crește temperatura înainte de turbină (vezi Tabelul 8.7).

Prin proprietățile termodinamice deosebite în raport cu aerul, **aburul** devine de asemenei o soluție tentantă pentru răcirea interioară a componentelor turbinei cu gaze. În principiu aburul poate asigura răcirea atât a pieselor statorice, cât și a celor rotorice.

**Tabelul 8.7** Performanțele ITG de tip Centaur fără, respectiv cu utilizare de piese ceramice (1)

Parametri	Fără piese ceramice (stare actuală)	Cu piese ceramice (prognosat)
Temperatura înainte de turbină, °C	1010	1121
Putere electrică, kW	4040	5092
Randament, %	29,57	31,35

(1) Condiții atmosferice ISO

## 9. CICLURI COMBINATE GAZE - ABUR

### 9.1 Considerații termodinamice

Randamentul Carnot maxim care poate fi obținut în cazul unui ciclu termodinamic ideal este:

$$\eta_c^{max} = 1 - \frac{T_i}{T_s} \quad (9.1)$$

unde  $T_s$  reprezintă temperatura maximă obținută la sursa caldă, iar  $T_i$  temperatura mediului ambiant.

Randamentul termic în cazul unui ciclu real este evident mai mic. Scăderea acestuia față de valoarea maximă dată de relația 9.1 este cauzată în principal de:

- Pierderi energetice (în concordanță cu prima lege a termodinamicii);
- Pierderi energetice (în concordanță cu a II-a lege a termodinamicii);
- Obținerea unei temperaturi medii superioare și inferioare mai mici, respectiv mai mari decât  $T_s$ , respectiv  $T_i$ . Acest lucru se datorează faptului că la ciclurile reale (Brayton, Hirn), spre deosebire de ciclul Carnot, transferul de căldură se face izobar și nu izoterm.

În Figura 9.1. sunt prezentate intervalele uzuale de temperatură în care are loc extracția de lucru mecanic pentru o instalație de turbină cu abur (ITA), o instalație de turbină cu gaze în circuit deschis (ITG) și un ciclu combinat gaze-abur (CCGA).

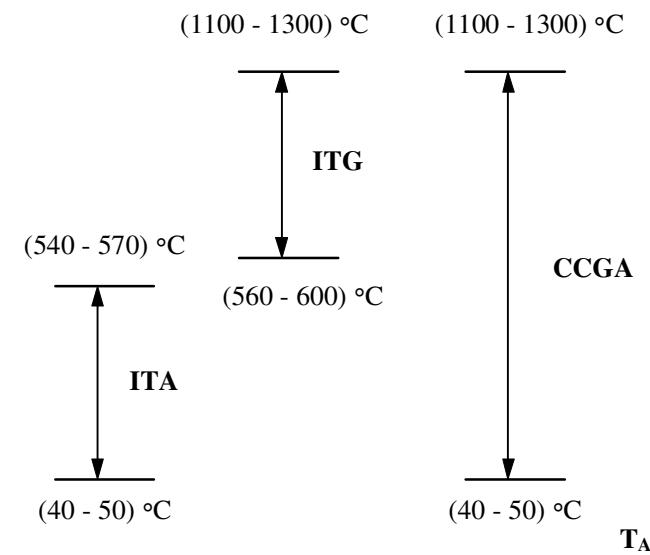
În cazul ciclurilor cu abur, extracția de lucru mecanic are loc în domeniul temperaturilor relativ joase. Deși la sursa caldă temperatura rezultată în urma arderii combustibilului poate ajunge la  $(1800...2000)^\circ\text{C}$ , aceea a aburului nu depășește în mod ușor  $(540...570)^\circ\text{C}$ . În schimb, temperatura inferioară a ciclului se apropie foarte mult de aceea a mediului ambiant.

La ciclul cu gaze extracția de lucru mecanic poate începe chiar de la temperatură obținută prin ardere la sursa caldă. În schimb, evacuarea căldurii la

sursa rece se face o temperatură mult superioară celei corespunzătoare mediului ambient, ducând la pierderi exergetice considerabile.

Din cele afirmate mai sus se pot trage trei concluzii:

- ITG lucrează bine în domeniul temperaturilor înalte;
- ITA lucrează bine în domeniul temperaturilor medii și joase;
- Temperatura la care se oprește extracția de lucru mecanic în ITG este de același ordin de mărime cu aceea la care începe să lucreze ITA.



**Fig. 9.1** Intervale de temperatură între care are loc extracția de lucru mecanic ( $T_A$  - temperatura mediului ambient)

Deci, este interesantă realizarea unei cascade termodinamice în două trepte, care conține un ciclu cu gaze urmat de unul cu abur.

Ciclul combinat gaze-abur lucrează între temperatura medie superioară corespunzătoare ITG și temperatura medie inferioară corespunzătoare ITA. Rezultatul este o creștere considerabilă a randamentului Carnot față de ciclurile simple.

## 9.2 Clasificarea ciclurilor combine gaze-abur

În funcție de modul în care este introdusă energia primară, și de tipul cuplajului termodinamic dintre ciclul cu gaze și cel cu abur, se pot distinge următoarele categorii de cicluri combine gaze-abur (vezi Figura 9.2):

- **Cicluri de tip "serie"**

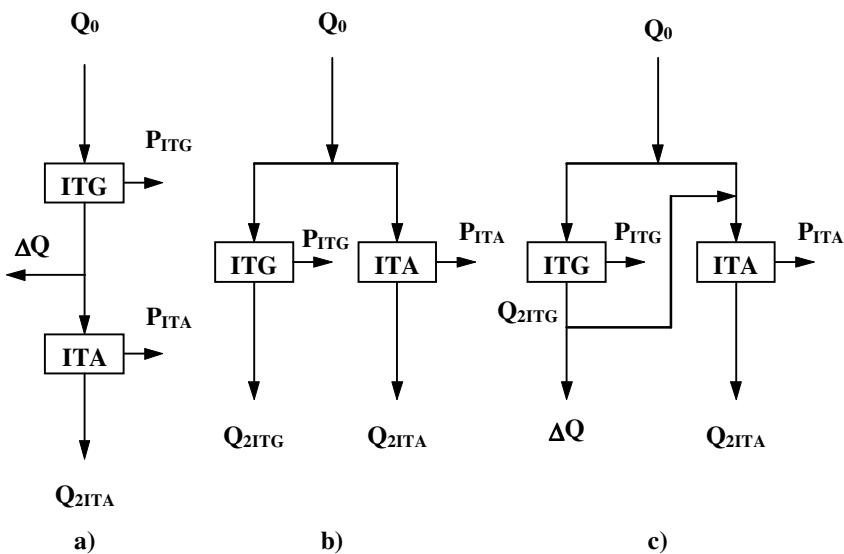
Energia primară este introdusă doar în ciclul cu gaze, cel cu abur fiind strict recuperator. Căldura provenită din arderea combustibilului parcurge ambele trepte ale cascadei termodinamice. Pentru acest tip de ciclu combinat se obțin cele mai mari valori ale randamentului termic.

- **Cicluri de tip "paralel"**

Energia primară este introdusă simultan în ciclul cu gaze, respectiv cel cu abur. Din punct de vedere termodinamic nu se poate afirma că există un cuplaj între cele două cicluri, legătura fiind de natură strict tehnologică. Atât ITA, cât și ITG lucrează independent.

- **Cicluri de tip "serie-paralel"**

În acest caz, o cotă din energia primară va parcurge întreaga cascadă termodinamică, restul fiind introdus direct în ciclul cu abur. Eficiența este mai scăzută decât în cazul ciclurilor de tip "serie".



**Fig. 9.2 Posibilități de cuplare ale ITG și ITA**

a - serie; b - paralel; c - serie-paralel

$Q_0$  - energia primară;  $\Delta Q$  - pierdere de căldură la cuplarea dintre cele două cicluri;

$P$  - puterea produsă de ciclu;  $Q_2$  - putere termică cedată la sursa rece

Un alt criteriu de clasificare ține seama de faptul că fluidele de lucru corespunzătoare celor două cicluri (aer-gaze de ardere, respectiv apă-abur) sunt sau nu în amestec.

Pentru **ciclurile combineate gaze-abur fără amestec de fluide** o nouă

clasificare este posibilă, distingându-se următoarele variante principale:

#### **A.1. Ciclul combinat gaze-abur fără postcombustie**

Este varianta în care are loc o suprapunere perfectă între ciclul de gaze și cel cu abur. Combustibilul este injectat doar în ciclul cu gaze. Sursa rece a ciclului cu gaze reprezintă sursa caldă pentru cel cu abur. Este cazul tipic pentru un ciclu combinat de tip "serie", deci al unei cascade termodinamice în care ciclul inferior din punct de vedere al potențialului termic (ciclul cu abur) este strict dependent de cel superior (ciclul cu gaze). Combustibilul folosit trebuie să fie "curat" din motive de protecție a turbinei cu gaze. Reprezintă filiera cea mai răspândită în cadrul ciclurilor combinate gaze-abur.

#### **A.2. Ciclul combinat gaze-abur cu postcombustie limitată**

De data aceasta suprapunerea între ciclul cu gaze și cel cu abur nu este perfectă. O parte din energia primară este injectată în ciclul cu gaze, iar cealaltă parte direct în ciclul cu abur. Postcombustia în ciclul cu abur se face baza unei părți din excesul mare de aer din gazele de ardere evacuate din ITG. În acest caz există o cantitate de căldură (cea provenită din postcombustie) care nu parcurge întreaga cascadă termodinamică. În anumite condiții ciclul cu abur poate funcționa independent față de cel cu gaze, prin utilizarea unui ventilator de aer care să asigure comburantul necesar arderii. Nivelul de temperaturi după postcombustie este limitat, nedepășind 800...900 °C. Ciclul combinat gaze-abur cu postcombustie limitată este des întâlnit în aplicații de cogenerare.

#### **A.3. Ciclul combinat gaze-abur cu postcombustie totală**

Ca și în cazul precedent, excesul mare de aer din gazele de ardere evacuate din ITG este utilizat pentru arderea unei cantități suplimentare de combustibil. Deosebirea constă din faptul că de data aceasta este folosit aproape întregul aer existent în gazele de ardere. După postcombustie valoarea excesului de aer este comparabilă cu aceea întâlnită în cazanele convenționale cu abur (1,1...1,2 față de 2...2,5 în varianta prezentată anterior). De asemenei, parametrii inițiali ai ciclului cu abur (presiune, temperatură) sunt comparabili cu cei ai unui CCA. Spre deosebire de cazul postcombustiei limitate, în cazanul de abur poate fi utilizat un combustibil mai prost (păcură grea, cărbune). Prin utilizarea unui ventilator de aer ciclul cu abur poate funcționa complet independent față de cel cu gaze. Ciclul combinat gaze-abur cu postcombustie totală este recomandat îndeosebi pentru reabilitarea unor grupuri energetice existente.

#### **A.4. Ciclul combinat gaze-abur cu arderea cărbunelui în pat fluidizat sub presiune**

Această categorie este favorabilă utilizării drept combustibil a cărbunelui. Focarul cu ardere în pat fluidizat reprezintă sursă caldă atât pentru ciclul cu gaze, cât și pentru cel cu abur. Există și varianta arderii unui combustibil superior într-un focar sub presiune (VELOX), caz care nu va fi tratat însă în prezenta lucrare,

nefiind o soluție atractivă de producere a energiei electrice (randamentul relativ mic față de alte soluții,  $40 \div 42\%$ , nu justifică arderea unor combustibili superiori).

#### A.5. Ciclul combinat gaze-abur cu dispunere paralelă

Filiera combinată o parte din caracteristicile variantelor A.1, respectiv A.3. Principiul constă în utilizarea a două surse separate și independente de putere termică pentru turbina cu abur. Astfel, căldura conținută în gazele de ardere evacuate din ITG poate fi utilizată pentru:

- Preîncălzirea apei de alimentare a unui CCA
- Producerea de abur la parametri corespunzători unui cazan de abur din cadrul unui CCA

Ca și în varianta A.3, soluția este folosită îndeosebi în acțiunile de retehnologizare ale unor grupuri existente.

#### A.6. Ciclul combinat gaze-abur cu gazeificare integrată a cărbunelui

Problema combustibilului "curat" necesar ITG este rezolvată cu ajutorul unui sistem de gazeificare care produce gaz combustibil pe bază de cărbune. De fapt are loc o ardere în două trepte: prima (o ardere incompletă din punct de vedere chimic) în gazogen, iar a doua în camera de combustie a ITG. Sistemul de gazeificare este integrat într-un ciclu combinat de tip A.1, între ele efectuându-se schimburile de masă și energie.

Dintre ciclurile combinate gaze-abur cu amestec de fluide se pot aminti:

#### B.1. Ciclul combinat gaze-abur cu injecție de abur

Aburul produs pe baza căldurii gazelor de ardere evacuate din ITG este injectat în turbina cu gaze pentru a mări lucrul mecanic dezvoltat. Introducerea unei turbine de contrapresiune în care să se realizeze o destindere prealabilă a aburului apropie acest caz de ciclul combinat gaze-abur fără postcombustie.

#### B.2. ITG cu aer umed

Înainte de a fi introdus în camera de ardere a ITG, aerul este saturat cu apă. Ca și în cazul precedent va rezulta o creștere a lucrului mecanic produs.

Pentru comoditate, în prezenta lucrare se vor utiliza pentru filierele de ciclu combinat prezentate mai sus, abrevierile întâlnite în literatura de specialitate anglo-saxonă (vezi Tabelul 9.1).

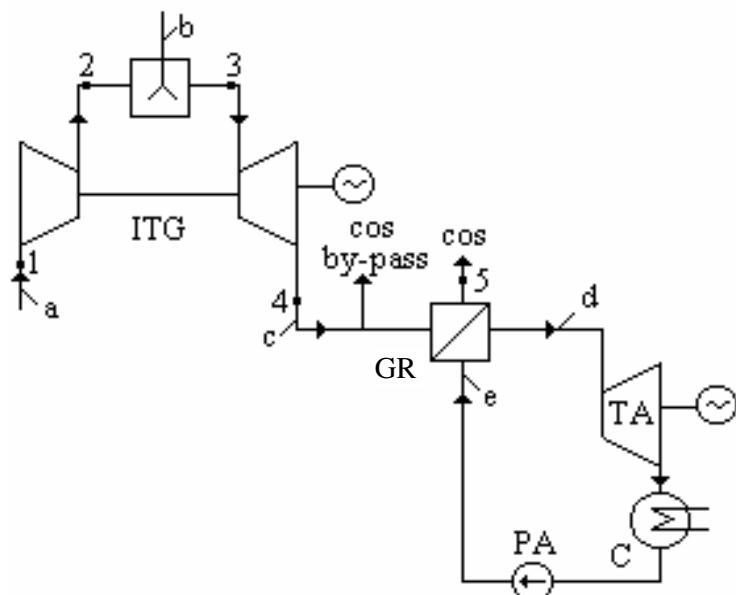
**Tabelul 9.1** Abrevieri utilizate pentru ciclurile combinate gaze-abur

Filieră ciclu combinat	Abreviere	Semnificație în original
A.1.	STAG	STeam And Gas
A.2.	CCSF	Combined Cycle Supplementary Firing
A.3.	CCFF	Combined Cycle Fully Fired
A.4.	PFBC	Pressurised Fluidized Bed Combustion
A.5.	PPCC	Parallel Powered Combined Cycle
A.6.	IGCC	Integrated Gasification Combined Cycle
B.1.	STIG	STeam Injection Gaz Turbine
B.2.	HAT	Humide Air Turbine

## 10. CICLUL COMBINAT GAZE-ABUR FĂRĂ POSTCOMBUSTIE (STAG).

### 10.1 Concepția generală de realizare a unui STAG

Gazele de ardere evacuate din ITG conțin suficientă căldură și au un potențial termic suficient de ridicat pentru a putea fi folosite în scopul producerii de abur. În Figura 10.1 este prezentată schema de principiu pentru un ciclu combinat gaze-abur fără postcombustie.



**Fig. 10.1 Schema de principiu pentru un ciclu combinat gaze-abur fără postcombustie**  
 ITG - instalație de turbină cu gaze; GR - generator de abur recuperator; TA - turbină cu abur;  
 C - condensator de abur; PA - pompă de alimentare  
 a - aer; b - combustibil; c - gaze de ardere; d - abur; e - apă de alimentare

Gazele de ardere evacuate din ITG sunt introduse în generatorul de abur recuperator unde cedează căldură către agentul apă-abur. Aburul astfel produs

evoluează în ciclul termodinamic inferior, dezvoltând lucru mecanic în turbina cu abur.

Instalația de turbină cu abur (ITA) este total subordonată față de ITG, neputând funcționa singură. În schimb, ITG poate să lucreze independent. În acest caz gazele de ardere vor fi evacuate în atmosferă prin intermediul unui coș de bypass, ocolind generatorul de abur.

## 10.2 Analiza energetică a STAG

Pentru analiza performanțelor STAG se definesc următoarele fluxuri energetice:

- Puterea termică intrată cu combustibilul în ciclul cu gaze:

$$Q_0^{ITG} = B^{ITG} \cdot H_i^i \quad (10.1)$$

unde:  $B^{ITG}$  - debitul de combustibil;

$H_i^i$  - puterea calorifică inferioară a combustibilului.

- Puterea termică prelevată de la sursa caldă de fluid de lucru al ITG:

$$Q_l^{ITG} = Q_0^{ITG} \cdot \eta_{CA} \quad (10.2)$$

unde:  $\eta_{CA}$  - randamentul camerei de ardere a ITG.

- Lucrul mecanic produs de ciclul termodinamic aferent ITG:

$$L_{ITG} = Q_l^{ITG} \cdot \eta_l^{ITG} \quad (10.3)$$

unde :  $\eta_l^{ITG}$  - randamentul termic al ITG.

- Puterea electrică produsă la bornele generatorului electric al ITG:

$$P_B^{ITG} = L_{ITG} \cdot \eta_M^{ITG} \cdot \eta_R^{ITG} \cdot \eta_G^{ITG} \quad (10.4)$$

unde:  $\eta_M^{ITG}$  - randamentul mecanic al ITG;

$\eta_R^{ITG}$  - randamentul transmisiei dintre ITG și generatorul electric;

$\eta_G^{ITG}$  - randamentul generatorului electric aferent ITG.

- Puterea termică evacuată din ciclul termodinamic aferent ITG:

$$Q_2^{ITG} = Q_1^{ITG} \cdot (1 - \eta_t^{ITG}) \quad (10.5)$$

- Puterea termică intrată în ciclul cu abur:

$$Q_0^{ITA} = Q_2^{ITG} \cdot \beta \quad (10.6)$$

unde  $\beta$  este gradul de recuperare al căldurii din gazele de ardere evacuate din ITG:

$$\beta = \frac{t_4 - t_5}{t_4 - t_1} \quad (10.7)$$

Notăriile din relația 10.7 corespund Figurii 10.1.

- Puterea termică preluată de agentul apă-abur:

$$Q_1^{ITA} = Q_0^{ITA} \cdot \eta_{TR} \quad (10.8)$$

unde :  $\eta_{TR}$  - randamentul transferului de căldură în generatorul de abur recuperator

- Lucrul mecanic produs în turbina cu abur:

$$L_{ITA} = Q_1^{ITA} \cdot \eta_t^{ITA} \quad (10.9)$$

unde :  $\eta_t^{ITA}$  - randamentul termic al instalației de turbină cu abur (ITA).

- Putere electrică produsă la bornele generatorul electric al ITA:

$$P_B^{ITA} = L_{ITA} \cdot \eta_M^{ITA} \cdot \eta_G^{ITA} \quad (10.10)$$

unde :  $\eta_M^{ITA}$  - randamentul mecanic al turbinei cu abur;

$\eta_G^{ITA}$  - randamentul generatorului electric aferent TA.

Figura 10.2 prezintă în mod sintetic fluxurile energetice din cadrul STAG, exprimate prin relațiile de mai sus.

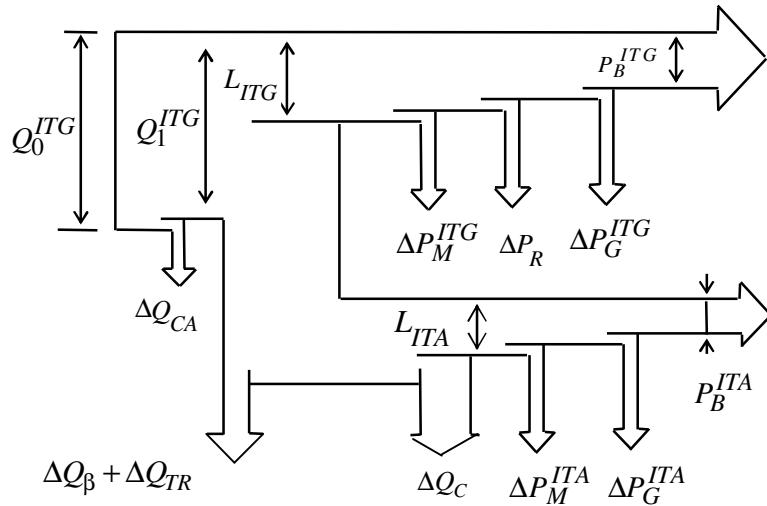


Fig. 10.2 Bilanțul energetic al STAG

$\Delta Q$ ,  $\Delta P$  - pierderi energetice aferente randamentelor definite în relațiile 10.1 - 10.10.

$\Delta Q_C$  - pierderi la sursa rece a ciclului cu abur (condensator);

Combinând relațiile 10.1 ÷ 10.10, se pot exprima următoarele mărimi care descriu performanțele unui ciclu combinat gaze-abur fără postcombustie:

- Puterea electrică totală produsă de ciclul combinat:

$$P_B^{ITG} + P_B^{ITA} = Q_0^{ITG} \cdot \eta_{CA} \cdot [ \eta_t^{ITG} \cdot \eta_M^{ITG} \cdot \eta_R^{ITG} \cdot \eta_G^{ITG} + (1 - \eta_t^{ITG}) \cdot \beta \cdot \eta_{TR} \cdot \eta_t^{ITA} \cdot \eta_M^{ITA} \cdot \eta_G^{ITA} ] \quad (10.11)$$

- Randamentul electric brut al ciclului combinat:

$$\eta_B^{STAG} = \frac{P_B^{ITG} + P_B^{ITA}}{Q_0^{ITG}} = \eta_{CA} \cdot [ \eta_t^{ITG} \cdot \eta_M^{ITG} \cdot \eta_R^{ITG} \cdot \eta_G^{ITG} + (1 - \eta_t^{ITG}) \cdot \beta \cdot \eta_{TR} \cdot \eta_t^{ITA} \cdot \eta_M^{ITA} \cdot \eta_G^{ITA} ] \quad (10.12)$$

- Raportul puterilor electrice :

$$\frac{P_B^{ITG}}{P_B^{ITA}} = \frac{\eta_t^{ITG} \cdot \eta_M^{ITG} \cdot \eta_R^{ITG} \cdot \eta_G^{ITG}}{(1 - \eta_t^{ITG}) \cdot \beta \cdot \eta_{TR} \cdot \eta_t^{ITA} \cdot \eta_M^{ITA} \cdot \eta_G^{ITA}} \quad (10.13)$$

Pentru a pune mai bine în evidență relația între cele două cicluri se prezintă o aplicație numerică pentru care se cunosc următoarele date inițiale de calcul:

$$\eta_M^{ITG} \cdot \eta_G^{ITG} = \eta_M^{ITA} \cdot \eta_G^{ITA} = 0,984$$

$$\eta_R^{ITG} = 1 \text{ (legătură rigidă între ITG și GE corespunzător)}$$

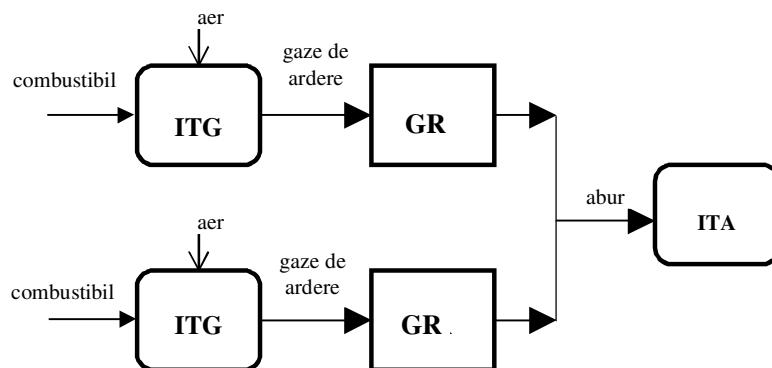
$$\eta_i^{ITG} = 0,35; \eta_i^{ITA} = 0,36; \eta_{CA} = 1; \eta_{TR} = 1; \beta = 0,82$$

Rezultă:

$$\eta_B^{STAG} = 0,5332; \frac{P_B^{ITG}}{P_B^{ITA}} = 1,824$$

Ordinul de mărime al valorilor din aplicația numerică de mai sus este întâlnit în mod ușor în calculele aferente instalațiilor existente. Din analiza rezultatelor se pot trage următoarele concluzii generale:

- Deși ciclul cu gaze, respectiv cu abur, au în general randamente mai mici de 40 %, randamentul global al STAG poate depăși cu ușurință 50%. Acest salt de randament este o consecință directă a efectului de cascadă termodinamică în care ciclurile componente sunt inseriate.
- Ciclul cu abur este strict recuperativ. Pentru ca  $\beta$  să aibă o valoare cât mai ridicată este necesar ca temperatura apei de alimentare a cazanului recuperator să fie cât mai scăzută. În felul acesta poate fi asigurată o răcire corespunzătoare a gazelor de ardere evacuate la coș ( $t_5$  scade). Deci gradul de preîncălzire regenerativă trebuie să fie foarte mic în cazul STAG, rezultând un randament termic relativ coborât pentru ITA. Pe ansamblu însă, scăderea temperaturii de alimentare a GR conduce la o creștere a produsului  $\beta \cdot \eta_i^{ITA}$ , respectiv a  $\eta_B^{STAG}$ .
- Puterea electrică a ITG este de aproximativ două ori mai mare decât a ITA. În condițiile în care puterea ITG este limitată, obținerea unei puteri unitare mari pentru STAG trebuie realizată prin cuplarea a două sau mai multe grupări ITG - GR cu o singură ITA (vezi Figura 10.3).



**Fig. 10.3 Configurație STAG cu două grupări ITG - GR**

## 10.3 Componentele STAG

### 10.3.1 Generatorul de abur recuperator

Generatorul de abur recuperator reprezintă interfața între ciclul cu gaze și cel cu abur. El este format din fascicule de țevi prin care circulă agentul apă-abur, spălate la exterior de fluxul de gaze de ardere. Ca și în cazul generatoarelor de abur convenționale, se întâlnesc patru tipuri posibile de suprafețe de schimb de căldură convective:

- Economizorul (ECO): apa este adusă până aproape de temperatura de saturatie.
- Vaporizatorul (VAP): apa trece în stare de vaporii saturati.
- Supraîncălzitorul primar (S<sub>I</sub>): vaporii de apă sunt aduși la temperatura de ieșire din cazan.
- Supraîncălzitorul intermediar(S<sub>II</sub>): după destinderea în primul corp de turbină aburul este reîncălzit.

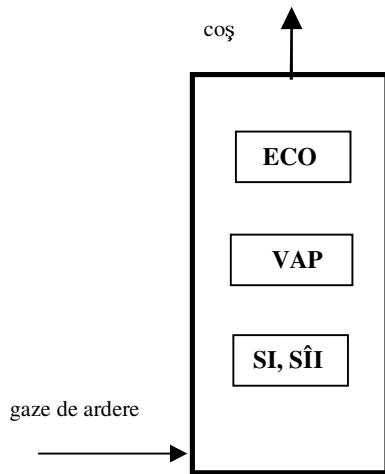
Față de un generator de abur convențional deosebirea majoră constă în disponerea suprafețelor de schimb de căldură. Nivelul de temperatură al gazelor de ardere recuperate din diverse procese industriale este în general de ordinul sutelor de grade și nu favorizează schimbul de căldură prin radiație. Astfel, amplasarea suprafețelor de schimb de căldură va depinde doar de nivelul termic care trebuie atins pe parte de agent apă-abur. Acestea sunt înserate în raport cu direcția de curgere a gazelor de ardere încât, la limită, generatorul de abur poate fi considerat un schimbător de căldură în contracurent. În Figura 10.4 este prezentată în mod schematic amplasarea suprafețelor de schimb de căldură pentru acest tip de generator de abur.

Unul din elementele care diferențiază din punct de vedere constructiv și funcțional generatoarele de abur recuperatoare este tipul circulației agentului apă - abur în sistemul vaporizator. Soluțiile întâlnite în mod uzual sunt cele cu circulație naturală, respectiv cu circulație forțată multiplă.

În prima variantă circulația în sistemul vaporizator se face pe baza diferenței de densitate între apa care coboară și emulsia apă-abur care urcă spre tambur. Înălțimea țevilor vaporizatorului trebuie să fie suficient de mare, impunând o dispunere pe orizontală a cazanului din punct de vedere al traseului de gaze de ardere (Figura 10.5). În acest caz țevile care formează suprafețele de schimb de căldură sunt dispuse vertical, fiind suspendate de plafonul cazanului.

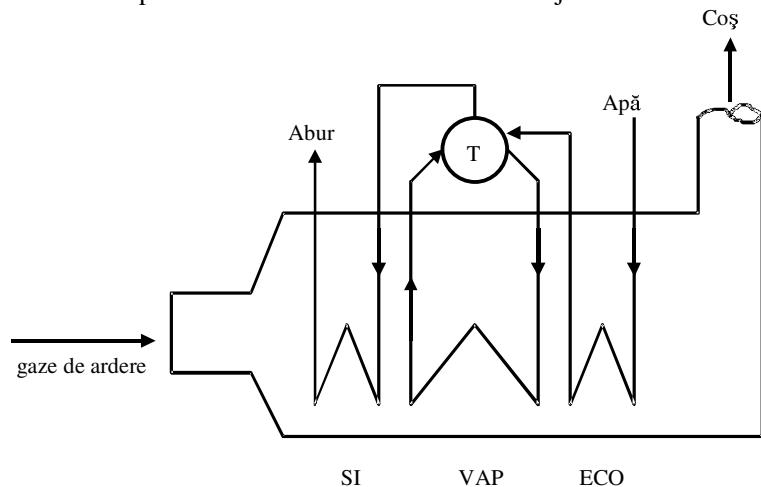
Pentru generatoare de abur cu circulație forțată multiplă, prezența pompei de circulație în sistemul vaporizator reduce înălțimea necesară pentru țevile acestuia. Cazanul recuperator poate fi dispus în acest caz pe verticală (Figura 10.6). Țevile prin care circulă agentul apă-abur sunt dispuse pe orizontală, susținerea fiind asigurată de suporti verticali. Se menționează faptul că în ultima

perioadă de timp au fost dezvoltate și o serie de generatoare de abur recuperatoare prevăzute cu circulație forțată unică în sistemul vaporizator.

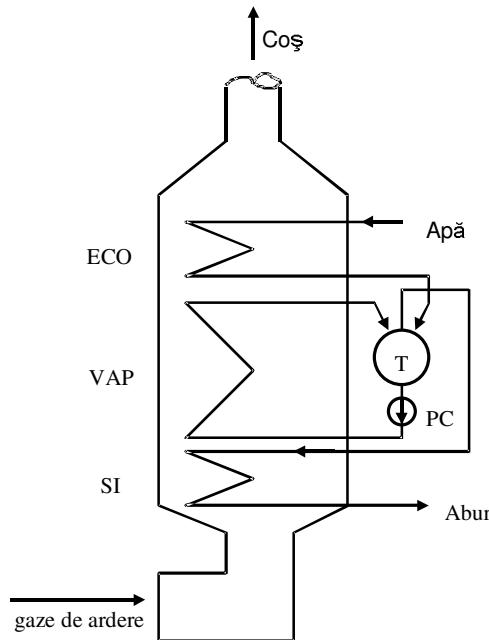


**Fig. 10.4 Amplasarea suprafețelor de schimb de căldură într-un generator de abur recuperator**

În general temperaturile pe parte de agent primar sunt suficient de mici astfel încât să nu fie necesară o protejare prin răcire a pereților canalelor de gaze de ardere. Aceștia sunt confectionați din materiale ușoare care au drept principal obiectiv reducerea pierderilor de căldură în mediul înconjurător.



**Fig. 10.5 Schița unui generator de abur recuperator cu circulație naturală**  
T - tambur



**Fig. 10.6 Schița unui generator de abur recuperator cu circulație forțată multiplă**  
T - tambur; PC - pompă de circulație.

### 10.3.2 Instalația de turbină cu abur

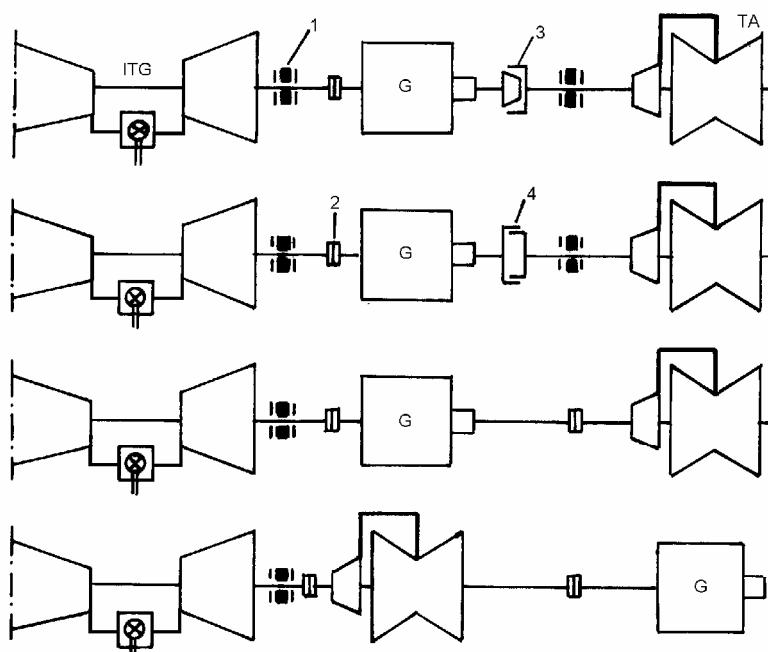
În cadrul unui STAG se disting două posibilități de dispunere a turbinei cu abur:

- Turbina cu abur este dispusă pe o linie de arbori separată în raport cu ITG
- ITG și turbina cu abur sunt dispuse pe aceeași linie de arbori.

Cea de-a doua soluție prezintă o serie de avantaje în raport cu prima:

- Permite realizarea unor scheme compacte ale STAG.
- Se obține o reducere a investiției inițiale de 2 - 4 procente. Reducerea se datorează în primul rând faptului că se folosește o singură gospodărie de ulei, un singur generator electric și un singur transformator bloc

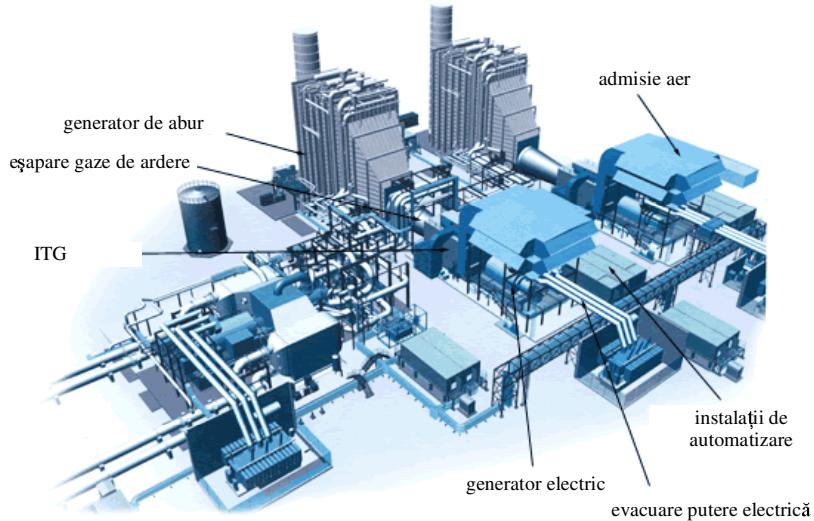
În Figura 10.7 sunt prezentate diferite modalități pentru o astfel de amplasare, iar în Figurile 10.8 - 10.11 sunt date vederi pentru diverse tipuri de cicluri combinate.



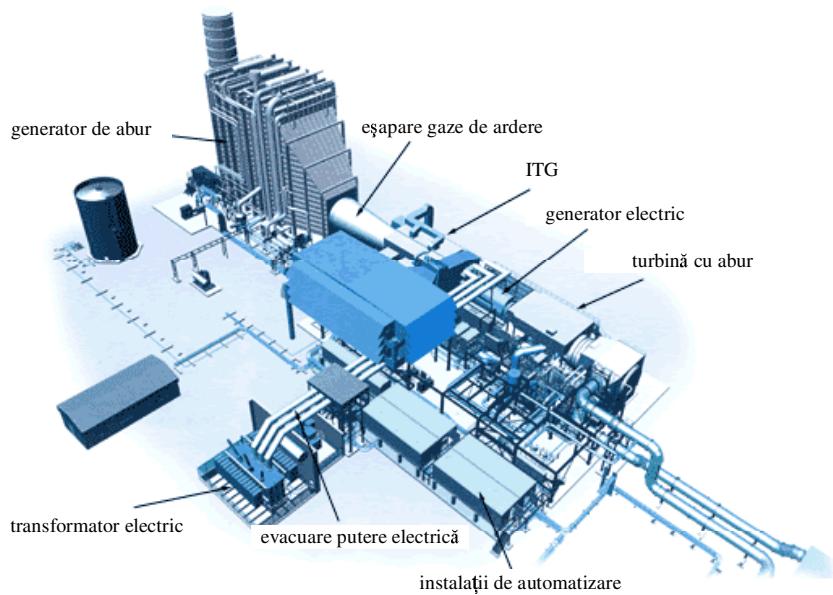
**Fig.10.7** Modalități de dispunere a ITG și TA pe aceeași linie de arbori  
 1 - lagăr axial; 2 - cuplă rigidă; 3 - ambreiaj; 4 - cuplă elastică;  
 TA - turbină cu abur; G – generator electric

În cazul disponerii pe o singură linie de arbori una din problemele importante este comportarea turbinei cu abur la pornire. Lansarea acestuia are loc pe baza energiei primite de la ITG, înainte de admisia aburului. Există pericolul ca în zona corpului de joasă presiune să apară supraîncălziri datorită frecările paletelor cu aerul care staționează. Ca urmare, este nevoie de o sursă exterioară de abur pentru răcirea acestui corp în momentele de pornire. O altă variantă o reprezintă utilizarea unui cuplaj de tip ambreiaj între turbina cu abur și generatorul electric, astfel încât ITG să pornească independent. Ulterior, după ce a demarat producția de abur în GR, urmează să intre în funcționare și TA.

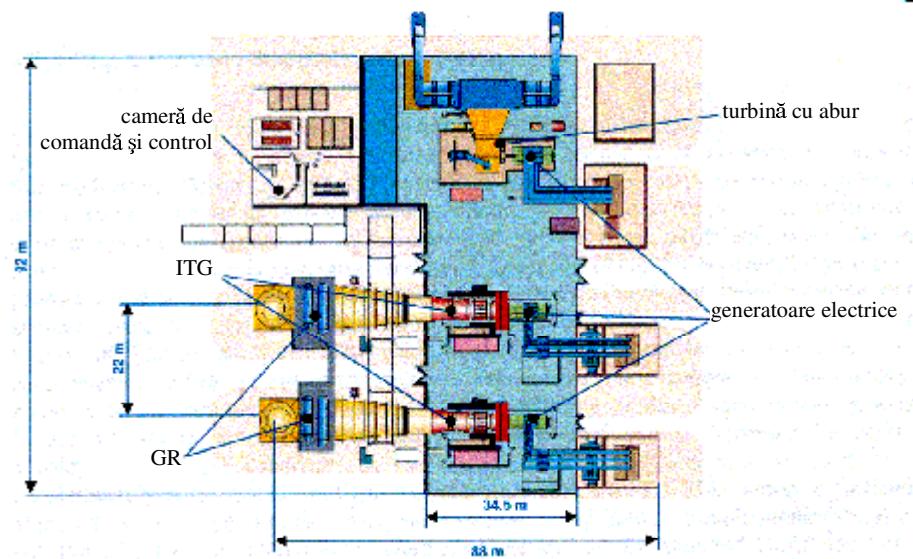
Unul din elementele care pot diferenția turbinele cu abur caracteristice STAG, față de cele convenționale, este disponerea condensatorului. Astfel, pe lângă dispunerea clasică, cu condensatorul suspendat sub corpul de joasă presiune, se mai pot adopta și variantele cu dispunere axială la eșapare (cazul cu un singur flux de joasă presiune) sau laterală. În Figura 10.12 sunt prezentate aceste ultime două variante.



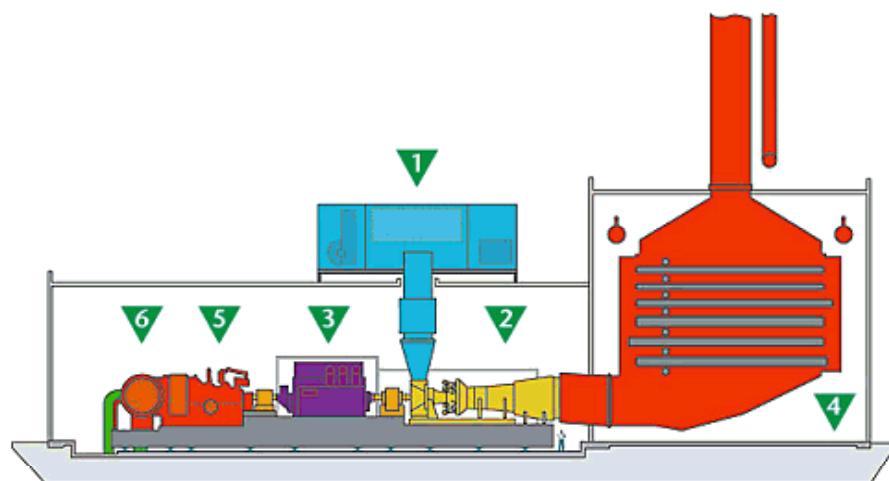
**Fig. 10.8 STAG cu două linii de arbori (două ITG pentru o ITA)**



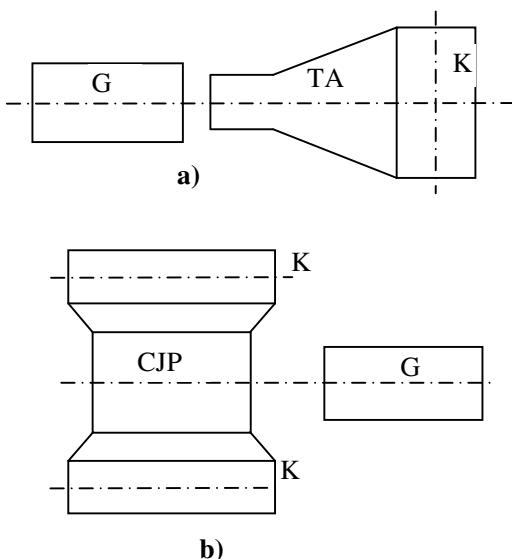
**Fig. 10.9 STAG cu o linie de arbori (o ITG pentru o ITA)**



**Fig. 10.10** Vedere de sus – STAG cu dispunere pe mai multe linii de arbori



**Fig. 10.11** Secțiune printr-un STAG cu dispunere pe o singură linie de arbori



**Fig. 10.12 Moduri de dispunere a condensatorului turbinei cu abur**

a - dispunere axială; b - dispunere laterală

K - condensator, G - generator electric, TA - turbină cu abur; CJP - corp de joasă presiune.

În varianta cu condensator axial, acesta este parte integrantă a CJP, participând împreună la procesul de deplasare axială. În acest caz, generatorul electric este situat la partea dinspre corpul de înaltă presiune.

Aceste două moduri de dispunere a condensatorului permit pozitionarea turbinei cu abur la o cotă foarte joasă, rezultând economii în ceea ce privește partea de construcții. În plus, se obține o formă simetrică a turbinei, cu efecte favorabile asupra tensiunilor termice care pot apărea în cursul unei porniri rapide.

În dorința de a recupera o cotă cât mai mare din căldura gazelor de ardere, temperatura apei de alimentare a GR trebuie menținută la valori cât mai coborâte.

Menținerea unei temperaturi de alimentare a GR relativ scăzută va influența și modul de realizare al degazării. Unele variante propun renunțarea la degazorul termic, degazarea efectuându-se parțial în condensator, parțial în tamburul generatorului de abur. Nu este exclusă și folosirea unei degazări chimice. Altă modalitate ar fi utilizarea degazoarelor subatmosferice, însă acestea pun probleme din punct de vedere al gabaritului și al menținerii vidului.

## 10.4 Realizări în domeniul STAG

Față de alte filiere de producere a energiei pe bază de combustibili fosili

STAG prezintă o serie de avantaje certe:

- STAG atinge cele mai mari valori privind eficiența de conversie a energiei înglobate într-un combustibil fosil în energie electrică (vezi Figura 10.13).
- STAG are o durată relativ scurtă de construcție și montaj față de celelalte tipuri de centrale. În plus, există posibilitatea ca partea de ITG (care reprezintă aproximativ 2/3 din puterea totală) să fie pusă în exploatare mai repede, urmând ca ulterior să fie conectată și partea de abur. Recuperarea investiției poate începe foarte repede, odată cu punerea în funcțiune a ITG.
- Tendința actuală, regăsită și în legislație, este de a minimiza impactul pe care o centrală electrică îl are asupra mediului înconjurător. Unul din principalele obiective este reducerea emisiilor de noxe în atmosferă. Din acest punct de vedere STAG prezintă anumite avantaje:
  - Funcționarea ITG, respectiv STAG, este condiționată de existența unui combustibil "curat", emisiile de SO<sub>2</sub>, cenușă, metale grele etc., fiind sensibil diminuate.
  - În domeniul reducerii emisiei de NO<sub>X</sub> deosebit de eficiente s-au dovedit tehniciile aplicate la ITG: injecții cu apă sau abur în camera de ardere, camere de combustie cu ardere în trepte etc.
  - Eficiența deosebit de ridicată a STAG contribuie la reducerea emisiilor de CO<sub>2</sub>. Același efect îl are și utilizarea unor combustibili cu raport mic între numărul de atomi de carbon, respectiv hidrogen (ex. gazul metan).
- O altă problemă este constituită de evacuarea căldurii din centrală. Din nou STAG, prin finala sa eficientă, este avantajat. O mare parte din energia primară este transformată în energie electrică, reducându-se corespunzător cota de căldură evacuată în mediul înconjurător. Necessarul de apă de răcire în cazul STAG este sensibil mai mic decât la CCA.

Toate cele arătate mai sus relevă faptul că STAG prezintă reale avantaje față de alte categorii de centrale electrice bazate pe combustibili fosili. Totuși, evoluția ascendentă a prețului gazului natural reprezintă un impediment important în calea dezvoltării acestei filiere energetice.

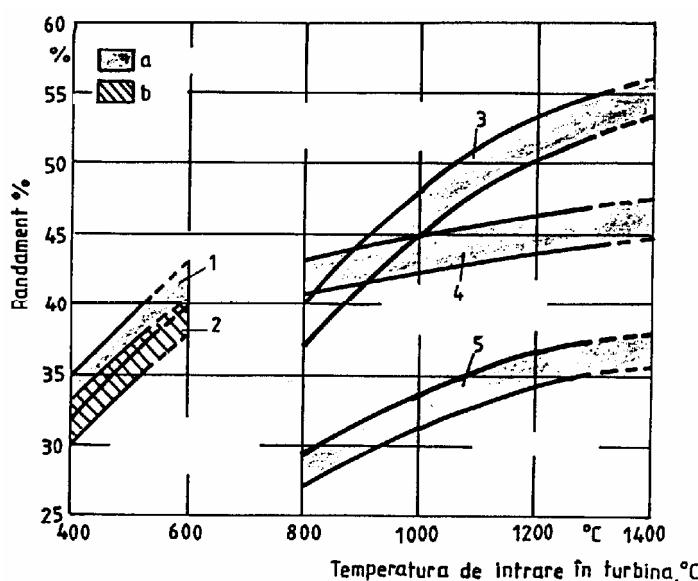
Dintre realizările deosebite realizate în domeniul STAG se pot aminti:

**I.** La momentul punerii în funcțiune (anul 1991), Ambarlı (Turcia), realizare a firmei Siemens, reprezinta cea mai mare centrală din Europa echipată cu STAG (1350 MW). Aceasta cuprinde trei unități, fiecare având două ITG și o ITA. În aprilie 1991, în decursul probelor de garanție pentru prima unitate, s-a atins un randament net de 52,5 % pentru regim de bază, respectiv 53,17 % pentru regim de vârf, ceea ce reprezenta la ora respectivă un record mondial.

**II.** STAG echipate cu ITG de tip GT24 (Agawam, SUA) și GT26

(Taranaki, Noua Zeelandă), de fabricație Alstom s-au dovedit a fi performante. În cel de-al doilea caz eficiența netă depășește 58 %.

**III.** Firma General Electric a realizat o centrală echipată cu STAG la Baglan Bay, în Marea Britanie. În acest scop a fost utilizat noul model de ITG de tip 9H. Principala nouitate constă în faptul că o parte din răcirea componentelor turbinei cu gaze este realizată, în circuit închis, cu abur prelevat de la ieșirea din corpul de înaltă presiune al turbinei cu abur. Puterea centralei este de 480 MW, iar eficiența acesteia poate atinge 60 %.

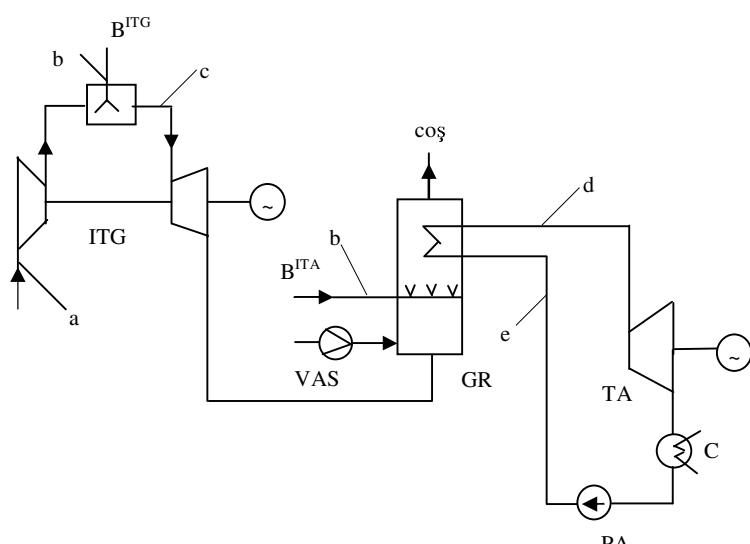


**Fig. 10.13** Randamente pentru diverse tipuri de cicluri termodinamice  
a - hidrocarburi; b - cărbune, 1,2 - CCA; 3 - STAG; 4 - CCFF; 5 - ITG

## 11. CICLUL COMBINAT GAZE-ABUR CU POSTCOMBUSTIE LIMITATĂ (CCSF)

### 11.1 Concepția generală de realizare a unui CCSF

În figura 11.1 este prezentată schema de principiu pentru un CCSF.



**Fig. 11.1 Schema de principiu pentru un CCSF**

ITG - instalație de turbină cu gaze; GR – generator de abur recuperator; TA - turbină cu abur;  
C - condensator de abur; PA - pompă de alimentare; VAS - ventilator de aer suplimentar;  
a - aer; b - combustibil; c - gaze de ardere; d - abur; e - apă de alimentare.

Din punct de vedere funcțional deosebirea esențială între STAG și CCSF este reprezentată de faptul că, înainte de a intra în GR, temperatura gazelor de ardere evacuate din ITG este ridicată prin intermediul unei arderi suplimentare (postcombustie).

Arderea unei cantități suplimentare de combustibil este posibilă datorită excesului mare de aer (în general peste 2,5) din gazele de ardere eșapate din ITG. Scopul introducerii postcombustiei este creșterea parametrilor inițiali ai ciclului cu

abur și/sau mărirea producției de abur a GR. În mod ușual, în GR și în camera de ardere a ITG se utilizează același tip de combustibil.

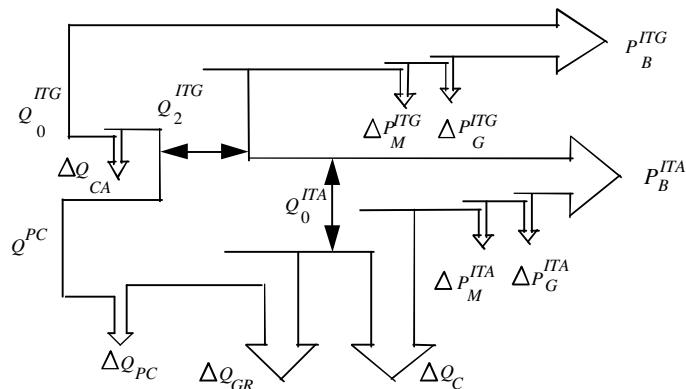
Ca și în cazul STAG, instalația de turbină cu gaze poate funcționa independent, gazele de ardere fiind evacuate printr-un coș de by-pass. Deosebirea constă din faptul că, în anumite condiții, și partea cu abur poate funcționa independent, în acest scop existând posibilitatea de a prevedea un ventilator de aer suplimentar (VAS). În acest caz, pentru ardere, combustibilul introdus direct în GR va utiliza doar aerul provenit de la acest ventilator.

Din considerante funcționale și de material temperatura gazelor de ardere după arderea suplimentară nu trebuie să depășească în general  $750 \div 800^{\circ}\text{C}$ , nefiind utilizat întregul exces de aer disponibil. După arderea suplimentară valoarea acestui exces rămâne în general mai mare de 2. Acest lucru justifică denumirea de ciclu combinat gaze-abur cu postcombustie limitată.

## 11.2 Analiza energetică a CCSF. Bilanțul energetic.

Spre deosebire de STAG, ciclul combinat gaze-abur cu postcombustie limitată nu mai poate fi considerat o cascadă termodinamică perfectă. Acest lucru se datorează faptului că, pe lângă căldura provenită din ciclul superior (cu gaze), ciclul cu abur beneficiază și de energia dezvoltată prin postcombustie. CCSF poate fi încadrat în categoria ciclurilor de tip “serie - paralel”.

În figura 11.2 sunt prezentate fluxurile energetice din cadrul CCSF.



**Fig. 11.2 Bilanțul energetic al CCSF**

$\Delta Q, \Delta P$  – pierderi energetice aferente randamentelor definite în relațiile 11.1 ÷ 11.4

$\Delta Q_C$  - pierdere de căldură la sursa rece a ciclului cu abur (condensator)

Urmărind aceeași logică ca în cazul STAG se pot exprima următoarele fluxuri energetice:

- Puterea electrică produsă la bornele generatorului electric al ITG:

$$P_B^{ITG} = Q_0^{ITG} \cdot \eta_{CA} \cdot \eta_t^{ITG} \cdot \eta_M^{ITG} \cdot \eta_G^{ITG} \quad (11.1)$$

- Puterea termică evacuată din ciclul termodinamic aferent ITG:

$$Q_2^{ITG} = Q_0^{ITG} \cdot \eta_{CA} \cdot (1 - \eta_t^{ITG}) \quad (11.2)$$

- Puterea termică intrată în ciclul cu abur (în GR) trebuie să țină seama și de postcombustie:

$$Q_0^{ITA} = Q_2^{ITG} + Q^{PC} \cdot \eta_{PC} = Q_0^{ITG} \cdot \eta_{CA} \cdot (1 - \eta_t^{ITG}) + Q^{PC} \cdot \eta_{PC} \quad (11.3)$$

unde:  $Q^{PC}$  este puterea termică corespunzătoare combustibilului introdus direct în GR;  $\eta_{PC}$  – randamentul postcombustiei (ține seama de pierderile datorate arderii incomplete).

- Puterea electrică la bornele generatorului electric al TA este dată de relația:

$$P_B^{ITA} = [Q_0^{ITG} \cdot \eta_{CA} \cdot (1 - \eta_t^{ITG}) + Q^{PC} \cdot \eta_{PC}] \cdot \eta_{GR} \cdot \eta_t^{ITA} \cdot \eta_M^{ITA} \cdot \eta_G^{ITA} \quad (11.4)$$

unde:  $\eta_{GR}$  este randamentul GR și ține seama de pierderile de căldură în mediul încadrător și de pierderile datorate căldurii sensibile a gazelor de ardere evacuate la coș.

Pornind de la relațiile de mai sus, se poate exprima randamentul electric al CCSF:

$$\begin{aligned} \eta_B^{CCSF} &= \frac{P_B^{ITG} + P_B^{ITA}}{Q_0^{ITG} + Q^{PC}} = \\ &= (1 - \mu_{PC}) \cdot \eta_{CA} \cdot \eta_t^{ITG} \cdot \eta_M^{ITG} \cdot \eta_G^{ITG} + [(1 - \mu_{PC}) \cdot \eta_{CA} \cdot (1 - \eta_t^{ITG}) + \mu_{PC}] \cdot \\ &\quad \cdot \eta_{GR} \cdot \eta_t^{ITA} \cdot \eta_M^{ITA} \cdot \eta_G^{ITA} \end{aligned} \quad (11.5)$$

unde s-a definit gradul de postcombustie  $\mu_{PC}$  cu relația:

$$\mu_{PC} = \frac{Q^{PC}}{Q_0^{ITG} + Q^{PC}} \quad (11.6)$$

Gradul de postcombustie oferă o imagine asupra cotei de energie primară care este indusă direct în GR și se poate exprima și sub forma:

$$\mu_{PC} = \frac{B^{PC} \cdot (H_i^i)_{PC}}{B^{PC} \cdot (H_i^i)_{PC} + B^{ITG} \cdot (H_i^i)_{ITG}} \quad (11.7)$$

unde:  $B^{ITG}$ ,  $B^{PC}$  reprezintă debitele de combustibil introduse în ITG, respectiv GR;  $H_i^i$  - puterea calorifică inferioară a combustibilului.

În varianta în care se utilizează același tip de combustibil atât la ITG, cât și în GR, relația 11.7 devine:

$$\mu_{PC} = \frac{B^{PC}}{B^{PC} + B^{ITG}} \quad (11.8)$$

$\mu_{PC}$  poate lua valori în intervalul 0...1 cu următoarele situații limită:

a)  $\mu_{PC} = 0 \quad (B^{PC} = 0)$  (11.9)

- Nu are loc postcombustie

b)  $\mu_{PC} = 1 \quad (B^{ITG} = 0)$  (11.10)

- Întreaga producție de abur se datorează exclusiv energiei primare introduse direct în GR.

În cazul  $\mu_{PC} = 0$  relația 11.5 devine:

$$\eta_B^{CCSF} = \eta_{CA} \cdot [\eta_t^{ITG} \cdot \eta_M^{ITG} \cdot \eta_G^{ITG} + (1 - \eta_t^{ITG}) \cdot \eta_{GR} \cdot \eta_t^{ITA} \cdot \eta_M^{ITA} \cdot \eta_G^{ITA}] \quad (11.11)$$

ceea ce reprezintă de fapt expresia randamentului electric brut al unui ciclu combinat gaze-abur fără postcombustie în care:

$$\eta_{GR} = \beta \cdot \eta_{TR} \quad (11.12)$$

### 11.3 Premizele utilizării CCSF.

Primele generații de ITG se caracterizau prin temperaturi și debite relativ mici la eșaparea din turbina cu gaze, cu următoarele consecințe asupra unui ciclu combinat de tip STAG:

- Parametrii pe parte de abur erau limitați, iar GR nu avea în general mai mult de un nivel de presiune. În consecință randamentul ITA și al ciclului combinat era plafonat.
- Producția de abur era scăzută, deci puterea la bornele TA era redusă.

În consecință, CCSF reprezenta o alternativă care putea conduce la creșterea randamentului și puterii unui ciclu combinat gaze-abur. La ora actuală, prin utilizarea unor ITG performante și a unor scheme eficiente de recuperare a căldurii din gazele de ardere, introducerea postcombustiei limitate nu mai este justificată în centralele de condensare pură. În aceste condiții, existența unei cote de căldură care nu parurge ambele trepte ale cascadei termodinamice conduce la scăderea randamentului global în raport cu un ciclu combinat fără postcombustie.

O situație aparte este reprezentată de grupurile de cogenerare de putere mică și mijlocie. Se pot menționa următoarele avantaje pe care postcombustia limitată le poate oferi unităților de cogenerare :

- Prin modificarea debitului de combustibil introdus direct în GR, se poate asigura o variație a sarcinii termice, fără a afecta încărcarea instalației de turbină cu gaze.
- Există situații când ansamblul ITG + GR este dimensionat pentru o valoare mai mică decât cea corespunzătoare consumului termic maxim. În acest caz postcombustia poate interveni pentru acoperirea vârfurilor de sarcină.

Principalele două cerințe ale oricărui consumator de energie termică sunt continuitatea în alimentarea cu căldură și asigurarea parametrilor ceruți de proces. În cazul utilizării STAG, oprirea ITG pentru diverse motive (avarie, activități de mențenanță etc.) conduce în mod inevitabil la oprirea livrării de căldură. În acest caz, prevederea postcombustiei limitate este pe deplin justificată. Ea intră în funcțiune în momentele în care ITG este oprită, asigurându-se în felul acesta continuitatea în alimentarea consumatorului termic. Pentru aceste situații, postcombustia joacă rolul unei instalații de rezervă și siguranță.

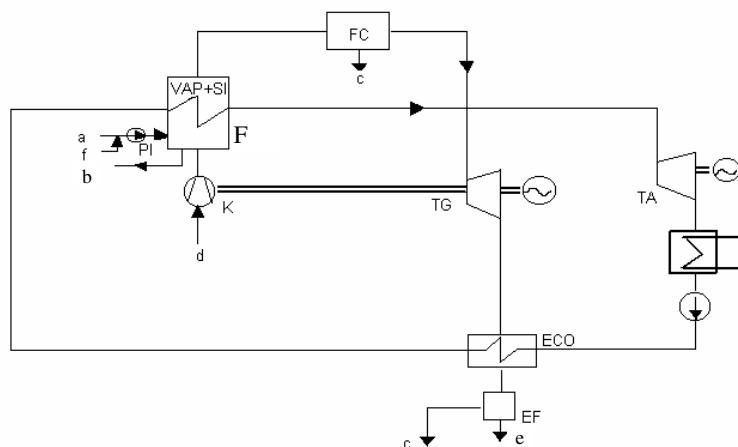
Din aspectele prezentate mai sus se poate trage concluzia că în viitorul apropiat CCSF va fi utilizat preponderent pentru unitățile de cogenerare de mică și medie putere. Pentru celealte cazuri, varianta STAG se dovedește a fi mai potrivită decât CCSF.

În multe aplicații, în funcție de structura cererii de energie, instalația de turbină cu abur poate lipsi. În aceste cazuri, CCSF se reduce la o ITG cu recuperare externă de căldură și postcombustie limitată.

## **12. CICLUL COMBINAT GAZE-ABUR CU ARDEREA CĂRBUNELUI ÎN PAT FLUIDIZAT SUB PRESIUNE.**

### **12.1 Schema instalației. Principiul de funcționare.**

Instalația de ciclu combinat gaze-abur cu arderea cărbunelui în pat fluidizat sub presiune (PFBC) este alcătuită din următoarele părți componente: instalația de turbină cu gaze, instalația de turbină cu abur și focarul cu arderea cărbunelui în pat fluidizat sub presiune (figura 12.1).



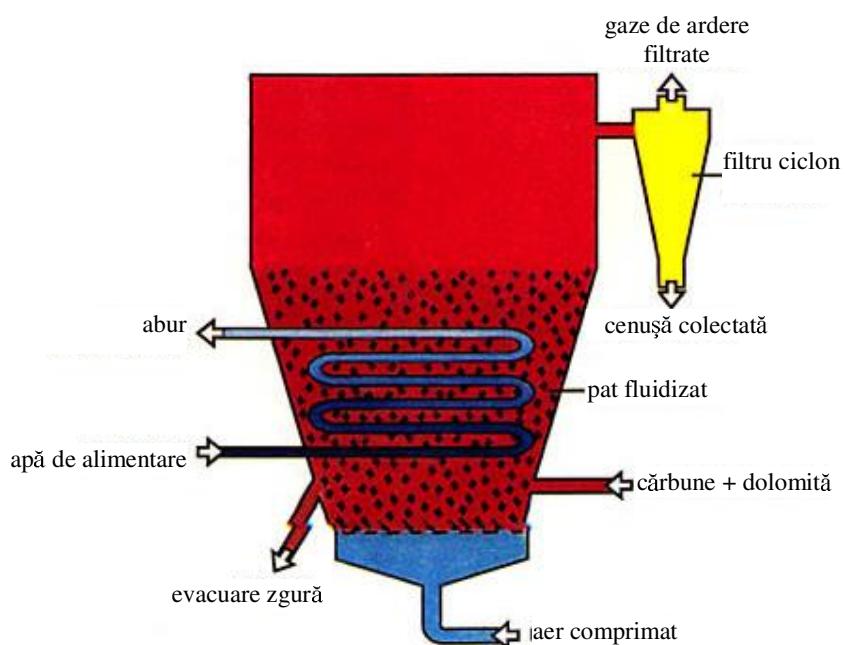
**Fig. 12.1 Schema de principiu a instalației PFBC**

F - focar cu ardere sub presiune; ECO - economizor; VAP - vaporizator; SI - supraîncălzitor; FC - filtru de cenușă; K - compresor; TG - turbină cu gaze; TA - turbină cu abur; PI - pompă de injecție; EF - electrofiltru; a - cărbune; b - zgură; c - cenușă; d - aer; e - gaze de ardere la coș; f - absorbant+apă

Compresorul K al instalației de turbină cu gaze alimentează focarul cazanului F cu aer comprimat (la aproximativ 12 ÷ 16 bar), necesar pentru fluidizarea patului și pentru ardere.

Cărbunele, având o granulație maximă de 5 mm, este amestecat cu un absorbant care fixează sulful (calcar, oxid de calciu, dolomită) și cu apă, formând o pastă care este introdusă în focar cu ajutorul pompei de injecție PI. În aceste condiții, desulfurarea în focar atinge o eficiență de până la 99 %.

Ca și în cazul arderii în pat fluidizat la presiune atmosferică (AFBC), patul fluidizat poate fi de tip fierbător sau circulant, în Figurile 12.2 și 12.3 fiind prezentată a doua variantă.

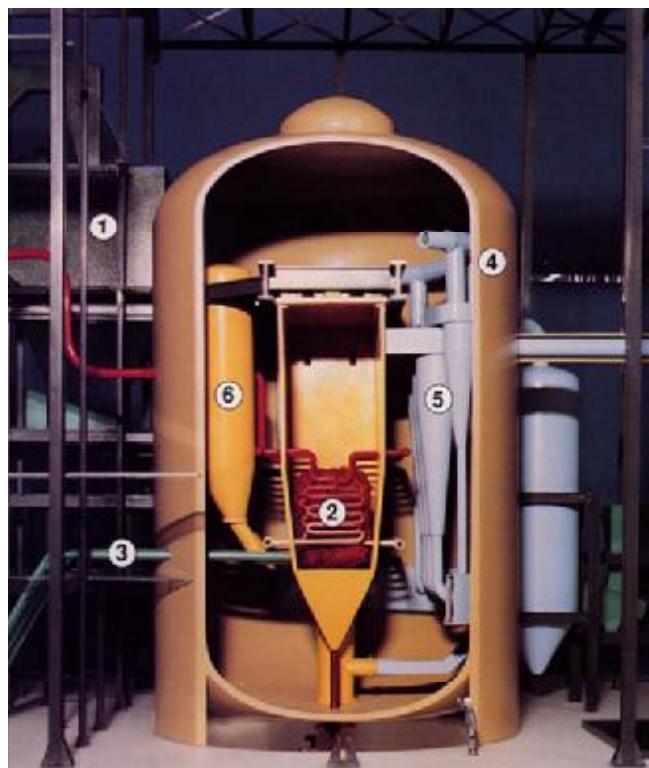


**Fig. 12.2 Schema unei instalații cu pat fluidizat circulant sub presiune**

În interiorul focarului temperatura este relativ coborâtă, situându-se în jurul valorii de 850 °C. Aceasta favorizează procesul de desulfurare în focar și conduce, în același timp, la obținerea unor emisii reduse de NO<sub>X</sub>. Menținerea temperaturii la această valoare se realizează prin imersarea în pat a unei suprafețe de schimb de căldură (de cele mai multe ori vaporizatorul și supraîncălzitorul prin care circulă agentul apă-abur).

Înălțimea relativ mare a patului fluidizant (3,5 ÷ 4 m), împreună cu viteza relativ redusă de fluidizare (cca. 1 m/s) realizează o durată ridicată de staționare a particulelor de cărbune. Aceasta îmbunătățește calitatea arderii și pe cea a

procesului de desulfurare în focar, ceea ce conduce la posibilitatea utilizării unei varietăți mari de combustibili solizi.



**Fig. 12.3 Secțiune prin focarul PFBC**

- 1 – depozit de cărbune și absorbant; 2 – circuit apă - abur;
- 3 – injecție de cărbune + absorbant; 4 – envelopă; 5 – filtru de cenușă;
- 6 – reinjectare produse solide în focar

Întrucât arderea are loc sub presiune, se majorează energia termică pe unitatea de volum, fapt care are drept consecință reducerea gabaritului focarului. În același timp se îmbunătățește transferul de căldură între gazele de ardere și agentul apă - abur care circulă prin suprafața imersată în patul fluidizat.

Arderea sub presiune ridică însă unele probleme legate de:

- Alimentarea focarului sub presiune cu combustibil solid, printr-un sistem de tip ecluză care funcționează la presiuni și temperaturi ridicate;
- Evacuarea cenușii fierbinți din zona de ardere sub presiune, tot printr-un sistem de tip ecluză.

După ce părăsesc focarul, gazele de ardere rezultate sunt trecute printr-o instalație de filtrare de înaltă temperatură (filtrul de cenușă FC), alcătuită în general din două trepte:

1. **filtru ciclon** care separă particulele grosiere din gazele de ardere, recirculându-le în focar, în aşa fel încât este recuperat cărbunele nears;
2. **filtre ceramice** care realizează o filtrare fină, reținând particule de dimensiuni mici din gazele de ardere.

La ieșirea din acest sistem de filtrare, particulele de cenușă rămase în fluxul de gaze de ardere au un diametru de maxim  $10 \mu\text{m}$ . În acest fel se reduce eroziunea paletajului turbinei cu gaze, mărindu-se durata de viață a acesteia.

Gazele de ardere astfel curățate se destind în turbina TG, după care se răcesc în economizorul ECO, preîncălzind recuperativ apa de alimentare din circuitul instalației cu abur.

Pentru a putea fi îndeplinite standardele privind emisiile de praf în atmosferă, înainte de a fi evacuate la coș gazele de ardere sunt trecute prin filtrul EF (care poate fi un electrofiltr sau un filtru textil).

Urmărand traseul agentului apă-abur pe schema din figura 12.1 se observă că, după parcurgerea economizorului, apa de alimentare este vaporizată și aburul rezultat este supraîncălzit în suprafața de schimb de căldură VAP+SI imersată în patul fluidizat. Aburul supraîncălzit rezultat se destinde apoi în turbina cu abur TA.

Datorită preîncălzirii recuperative însemnate a apei în economizor, preîncălzirea regenerativă este redusă. În consecință, randamentul termic al ciclului cu abur este modest. De asemenea, întrucât gazele de ardere se răcesc în economizor până la temperatura de evacuare la coș, cazanul nu are preîncăzitor de aer.

Gradul ridicat de întrepătrundere tehnică a instalațiilor face ca ITG și ITA să nu poată funcționa separat.

În comparație cu arderea în pat fluidizat la presiune atmosferică (AFBC), arderea cărbunelui în pat fluidizat sub presiune (PFBC) prezintă următoarele avantaje suplimentare:

- Dimensiuni reduse ale focarului și compactitate mai mare a centralei la aceeași capacitate instalată;
- Eficiență mai ridicată pentru conversia energiei termice în energie electrică;
- Eficiență mai ridicată a procesului de ardere decât în cazul AFBC;
- Emisii de  $\text{NO}_x$  mai scăzute la excese de aer comparabile.

Dintre dezavantaje se pot aminti:

- Funcționarea focarului la presiuni relativ ridicate;
- Din motive de siguranță componentele care lucrează la presiuni

ridicate trebuie să amplasă în interiorul unei envelope de protecție (vezi Figura 12.3).

- Filtrele de cenușă lucrează în condiții severe de presiune și temperatură ( $800^{\circ}\text{C} \div 900^{\circ}\text{C}$ ).
- Tevile imersate în patul fluidizat sunt supuse unui fenomen accentuat de eroziune.
- Este necesar un consum ridicat de reactiv pentru o desulfurare eficientă în focar.

## 12.2 Performanțele PFBC

Randamentele instalațiilor PFBC actuale se situează în intervalul  $35 \div 45\%$ , fiind comparabile cu cele obținute în ciclurile convenționale cu abur și chiar inferioare celor corespunzătoare instalațiilor cu parametrii supracritici ai aburului. Totuși, la PFBC aceste valori pot fi atinse și pentru grupuri cu puteri unitare relativ scăzute, sub  $100\text{ MW}$ .

Pe lângă efectul negativ asupra randamentului ciclului cu gaze, limitarea temperaturii gazelor de ardere la intrarea în turbină la valori sub cele uzuale la ora actuală conduce la micșorarea puterii obținute în ITG. Astfel, numai  $20\%$  din puterea totală este furnizată de ITG, restul provenind de la instalația de turbină cu abur.

Pentru îmbunătățirea performanțelor instalațiilor PFBC, se poate majora temperatura gazelor de ardere la intrarea în TG utilizând o cameră de ardere suplimentară în care se folosește drept combustibil gaz natural sau gaz obținut prin gazeificarea cărbunelui. Este cazul instalațiilor PFBC din a doua generație. Această modificare, împreună cu utilizarea unui ciclu cu abur cu parametrii inițiali cât mai înalți, conduce la o creștere a randamentului până în domeniul  $46 \div 48\%$ .

Așa cum s-a arătat, emisiile de oxizi de sulf și de azot sunt reduse printr-o desulfurare eficientă în focar, respectiv prin menținerea unei temperaturi reduse în focar. În urma desulfurării rezultă cantități importante de reziduu solid (gips) care ridică problema depozitării și valorificării acestora. Cenușa este reținută în filtre performante care lucrează în condiții severe de presiune și temperatură.

Se poate concluziona că instalațiile PFBC le concurează pe cele cu gazeificare integrată a cărbunelui, IGCC, ca procedeu de conversie a energiei combustibilului solid în energie electrică, cu impact redus asupra mediului.

## 12.3 Exemple de centrale echipate cu PFBC

- Prima centrală din lume echipată cu PFBC a fost pusă în funcționare în 1990 la Värtan, Suedia. Este vorba de o CET care alimentează cu căldură consumatorii termici din Stockholm pe perioada octombrie-mai.

Centrala are în componență două unități PFBC care furnizează împreună o putere electrică de 135 MW și una termică de 224 MW, cu un randament global de producere a energiei electrice și termice de 80 %. Emisia de SO<sub>2</sub> este de 30 mg/MJ, față de norma de 60 mg/MJ, iar cea de NO<sub>X</sub> este redusă suplimentar prin injecție de amoniac în gazele de ardere, la 10 mg/MJ față de norma de 50 mg/MJ.

- Centrala electrică Escatron din Spania a fost retehnologizată tot în 1990, cu ajutorul unei instalații PFBC. Cazanul existent al ITA a fost înlocuit cu unul cu ardere în pat fluidizat sub presiune, turbina cu abur s-a păstrat și a fost adăugată o ITG. Calitatea proastă a lignitului folosit (36 % cenușă, 20% umiditate și 7% sulf) a condus la necesitatea utilizării și vehiculării unor debite mari de combustibil și de calcar, respectiv de gips și cenușă zburătoare. Pentru creșterea eficienței filtrării gazelor de ardere, aceasta se face în nouă cicloane separatoare. Unitatea are o putere electrică de 79 MW care este produsă cu un randament global de 36 %.

În tabelul 12.1 sunt prezentate și alte realizări în domeniul PFBC.

**Tabelul 12.1 Exemple de PFBC**

Amplasament	Putere electrică, MW <sub>el</sub>	Parametrii abur	An de punere în funcțiune	Randament, %
Wartan (Suedia)	135(225)	137 bar/530 °C	1990	33,5
Escatron (Spania)	75	94 bar/513 °C	1990	36,4
Tidd (SUA)	70	90 bar/496 °C	1990	35,0
Warkamatsu (Japonia)	70	103 bar/ 593 °C/ 537 °C	1993	37,5
Cottbus (Germania)	65(90)	142 bar/ 537 °C/ 537 °C	1999	42,0
Karita (Japonia)	350	241 bar/ 565 °C/ 593 °C	1999	42,0
Osaki (Japonia)	250	166 bar/ 566 °C / 593 °C	2000	41,5

## 13. CICLUL COMBINAT GAZE-ABUR CU GAZEIFICARE INTEGRATĂ A CĂRBUNELUI.

### 13.1 Schema instalației. Principiul de funcționare

Principalele componente ale instalației de ciclu combinat gaze-abur cu gazeificarea integrată a cărbunelui, IGCC, sunt date în Figura 13.1, iar în Figura 13.2 este prezentată o schemă simplificată. La limită, IGCC poate fi considerat un ciclu combinat fără postcombustie căruia îl s-a atașat o instalație de gazeificare a cărbunelui în care este preparat combustibilul "curat" necesar funcționării ITG.

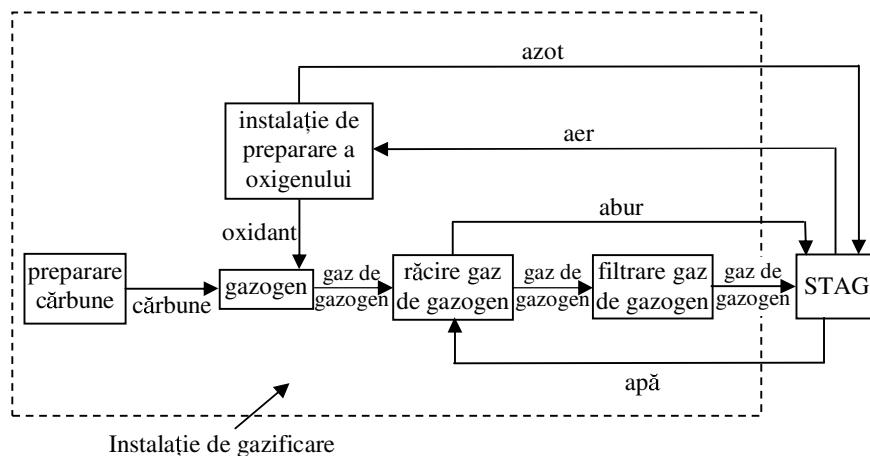


Fig. 13.1 Schema de principiu a instalației IGCC

La realizarea IGCC se urmărește integrarea cât mai strânsă a sistemului de gazeificare a cărbunelui în cadrul ciclului combinat gaze-abur. În acest sens, se remarcă:

- Utilizarea aerului comprimat provenit din ITG ca agent oxidant în gazogen;
- Recuperarea căldurii provenite din răcirea gazului de gazogen în scopul producerii de abur;

- Recuperarea în ITG a azotului provenit de la uzina de preparare a oxigenului. Azotul este folosit la creșterea debitului masic prin turbina cu gaze și ca masă inertă în camera de ardere, la reglarea emisiilor de  $\text{NO}_x$ .

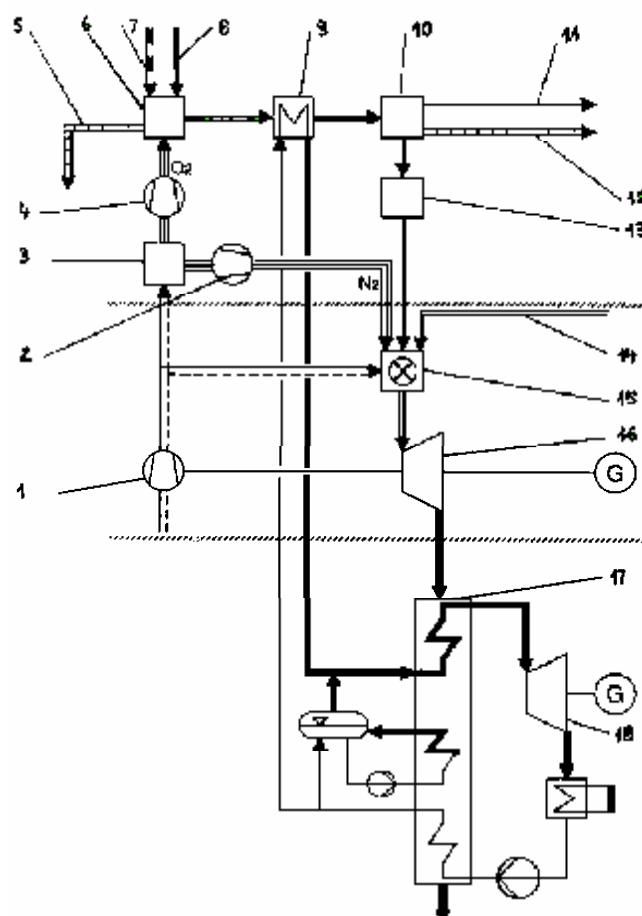


Fig. 13.2 Schema termică simplificată a IGCC

1 - compresor de aer; 2 - compresor de azot; 3 - fabrică de oxigen; 5 - zgură; 6 - gazogen; 7 - flux de cărbune; 8 - aburi; 9 - răcitor gaz de gazogen; 10 - filtrare gaz de gazogen; 11 - sulf; 12 - cenușă; 13 - saturare cu apă; 14 - gaz natural; 15 - cameră de ardere ITG; 16 - turbină cu gaze; 17 – generator de abur recuperator; 18 – turbină cu aburi

La ieșirea din gazogen, gazul combustibil conține impurități mecanice (cenușă antrenată) și chimice (compuși de sulf, fluor, clor, metale alcaline și.a.) Acestea trebuie îndepărtate în vederea protejării turbinei cu gaze și în scopul

reducerii emisiilor de substanțe poluante în atmosferă. Curățarea gazului de gazogen înainte de intrarea în ITG se poate face în instalații funcționând la temperatură coborâtă - tehnologie uzuală - sau la temperatură înaltă - tehnologie nouă, avansată. Un aspect extrem de avantajos al IGCC este acela că operația de curățare se face asupra gazului de gazogen aflat sub presiune și care are un debit volumetric de aproximativ 1,3 – 2 % din cel al gazelor de ardere eșapate la presiune atmosferică. Astfel scade gabaritul instalației de curățare, reducându-se investiția specifică.

După curățare, gazul combustibil poate trece printr-o instalație de saturare cu apă sau abur, în scopul reducerii emisiilor de NO<sub>x</sub>. Apoi, gazul intră în camera de combustie a ITG împreună cu aerul de ardere eșapat de compresor și cu azotul rezultat de la uzina de preparare a oxigenului.

Gazele de ardere rezultate se destind în turbina cu gaze. Căldura lor reziduală este recuperată într-un generator de abur. La rândul lui, aburul se destinde într-o turbină cu abur.

Căldura recuperată în instalația de răcire a gazului combustibil - în cazul curățării acestuia prin metode de joasă temperatură - este utilizată tot la producerea de abur.

Raportul puterilor electrice la borne obținute în instalația IGCC este de ordinul:  $P_B^{ITG} / P_B^{ITA} = 1,5$ .

Întrucât ciclurile combinate fără postcombustie au depășit randamentul global de 55%, iar sistemele de gazeificare au randamente de ordinul 80÷85%, rezultă o valoare scontată a randamentului global al IGCC de 44÷46%, pentru temperaturi ale gazelor de ardere la intrarea în turbina cu gaze de 1100 ÷ 1300 °C. Prin creșterea gradului de integrare a sistemului de gazeificare și a celui de răcire a gazului combustibil în cadrul instalației de ciclu combinat, randamentul global al IGCC se poate majora cu 2 %.

## 13.2 Procesul de gazeificare

**Gazeificarea** reprezintă procesul prin care un combustibil solid sau lichid este transformat prin oxidare parțială într-un amestec de gaze combustibile.

Ca **agenți de gazeificare** (sau agenți oxidanți) se utilizează: oxigenul, aerul, vaporii de apă, dioxidul de carbon, hidrogenul.

Instalația în care are loc procesul de gazeificare se numește **gazogen**, iar combustibilul gazos obținut este denumit **gaz de sinteză** sau **gaz de gazogen**. În Tabelul 13.1 este dată compoziția volumică standard și puterea calorifică a gazului de gazogen obținut prin gazeificarea cărbunelui utilizând ca agent oxidant oxigenul, respectiv aerul atmosferic.

**Tabelul 13.1 Compoziția volumică standard și puterea calorifică inferioară a gazului de gazogen**

Componența/puterea calorifică inferioară	Agent de gazeificare	
	oxigen	aer
CO [%]	41,20	8,37
H <sub>2</sub> [%]	31,24	25,35
CO <sub>2</sub> [%]	11,00	15,45
N <sub>2</sub> [%]	1,51	34,15
CH <sub>4</sub> [%]	0,05	1,68
H <sub>2</sub> O [%]	15,00	15,00
$H_i^l$ [kJ/m <sup>3</sup> N]	8147	4167

Gazeificarea se poate face:

- **exoterm** - prin oxidare parțială (agent de gazeificare oxigenul);  
- prin hidrogazeificare (agent de gazeificare hidrogenul);
- **endoterm** - prin reacție cu vaporii de apă sau CO<sub>2</sub>

Monoxidul de carbon, hidrogenul și metanul obținuți din reacții constituie elementele combustibile ale gazului de gazogen.

#### Observații:

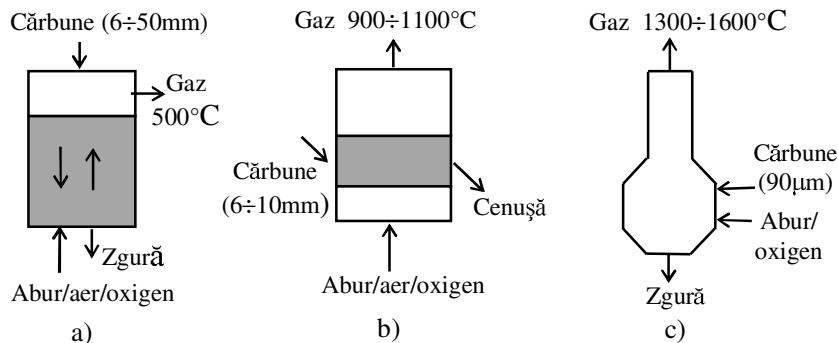
- Randamentul global al unui proces de gazeificare depinde de modul de recuperare a căldurii sensibile a gazului de sinteză, întrucât aceasta reprezintă mai mult de 10 % din puterea calorifică a cărbunelui.
- Gazeificarea este eficientă atunci când are loc la temperaturi ridicate. Majoritatea instalațiilor de gazeificare lucrează în domeniul de temperaturi cuprinse în intervalul 1300 și 1600 °C.

Există trei **tipuri de procese de gazeificare** care se află astăzi în stadiul comercial: cu pat fix, cu pat fluidizat și prin antrenare. Schemele de principiu ale acestora sunt prezentate în figura 13.3.

#### Gazeificarea cu pat fix

Brichetele de cărbune (6÷50 mm) sunt introduse pe la partea superioară a gazogenului. Zgura/cenușa este evacuată pe la partea inferioară, iar gazul de sinteză rezultat străbate în contracurent patul de cărbune, fiind evacuat pe la partea superioară. În acest mod gazul se răcește, iar cărbunele se încălzește.

Agentul de gazeificare poate fi abur, aer sau oxigen și este introdus prin partea de jos a gazogenului. Gazul obținut are o temperatură coborâtă, de circa 500 °C.



**Fig. 13.3 Schemele de principiu ale principalelor procedee de gazeificare**

a) cu pat fix; b) cu pat fluidizat; c) prin antrenare.

### Gazeificarea cu pat fluidizat

Cărbunele trebuie să aibă o granulație mai mică decât cea necesară la procedeul cu pat fix ( $6 \div 10\text{ mm}$ ). Agentul oxidant (abur, aer sau oxigen) este introdus prin partea inferioară a gazogenului.

Gazul rezultat are o temperatură relativ ridicată, de ordinul  $900 \div 1100\text{ }^{\circ}\text{C}$  și este evacuat pe la partea superioară a reactorului.

Temperatura în patul fluidizat este menținută la valori inferioare celei de topire a cenușii.

### Gazeificarea prin antrenare

Cărbunele utilizat are o granulație extrem de fină ( $90\text{ }\mu\text{m}$ ) și este gazeificat rapid la temperatură înaltă. Timpul de rezidență al particulelor de cărbune în gazogen este de ordinul a câteva secunde.

Datorită temperaturii ridicate, consumul de oxigen este în general mai ridicat decât la alte sisteme de gazeificare, iar o mare parte din reziduul solid este evacuat sub formă de zgură topită, răcită ulterior cu apă și solidificată.

Gazul de sinteză produs părăsește gazogenul cu o temperatură înaltă, de aproximativ  $1300 \div 1600\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Se constată că, gazul de gazogen este curățat prin procedee de înaltă temperatură în cazul gazeificării cu pat fluidizat și prin procedee umede, de joasă temperatură, la gazeificarea prin antrenare.

Gazogenul integrat într-un ciclu combinat gaze-abur lucrează la o presiune ridicată, de circa 20 bar. În aceste condiții, un element cheie al fiabilității IGCC este reprezentat de instalația de alimentare cu cărbune, realizată prin:

- Amestecarea cărbunelui cu apă și injectarea amestecului în gazogen;
- Antrenarea cărbunelui cu agent provenit de la uzina de separare a aerului;

- Un sistem de tip ecluză.

La utilizarea aerului ca agent oxidant se produce un gaz de sinteză cu o putere calorifică scăzută (aproximativ o optime din puterea calorifică inferioară a gazului natural). Dacă drept agent oxidant se folosește oxigenul, atunci gazul obținut are o putere calorifică mai ridicată (aproximativ o treime din puterea calorifică inferioară a gazului natural).

Așadar, pentru o putere dată a IGCC, instalațiile de gazeificare și curățare a gazului de gazogen sunt mai voluminoase în cazul utilizării aerului. În schimb, la gazeificarea cu ajutorul oxigenului este necesară prevederea unei uzine de separare a acestuia din aer. Decizia privind adoptarea soluției optime (aer sau oxigen ca agent oxidant) se ia în urma efectuării unui calcul tehnico-economic.

În Figura 13.4 se prezintă schema de conversie a cărbunelui în energie electrică în centrala Buggenum (Olanda) echipată cu IGCC. Această unitate a fost pusă în funcțiune în anul 1993, având o putere electrică de 252 MW și un randament global de 46,2 %. Întrucât 60 % din puterea electrică este produsă în ITG, necesarul de apă de răcire se reduce la mai puțin de jumătate din cel al unei CCA. Eficiența desulfurării este de 99,8%, emisiile de NO<sub>x</sub> sunt foarte scăzute ( $0,3 \div 0,5 \text{ g/kWh}$ ), iar cantitatea de CO<sub>2</sub> per kWh este cu 15 % mai mică decât cea rezultată într-o CCA pe cărbune, datorită creșterii randamentului global. Emisia de praf este cu un ordin de mărime mai mică decât cea corespunzătoare unei CCA.

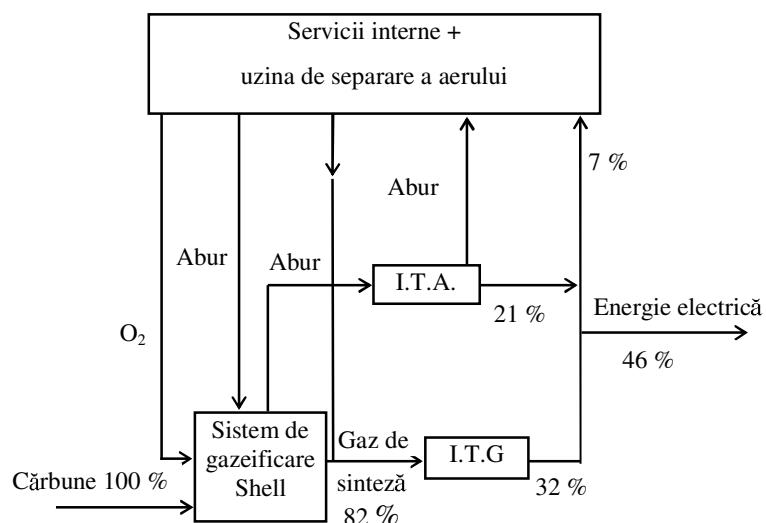


Fig. 13.4 Conversia cărbunelui în energie electrică - IGCC Buggenum

În tabelul 13.2 sunt prezentate și alte exemple reprezentative de unități energetice echipate cu IGCC.

**Tabelul 13.2 Exemple de IGCC**

Amplasament	Putere electrică , MW	Randament net , %
Cool Water*, SUA	96	31,2
Plaquemine*, SUA	160	45
Wabash River*, SUA	261,6	39,2
Tampa*, SUA	250	41,2
Buggenum**, Olanda	284	43
Puertollano**, Spania	287,9	45
Pinon Pine**, SUA	99	38,0

\* Gazogen cu antrenare

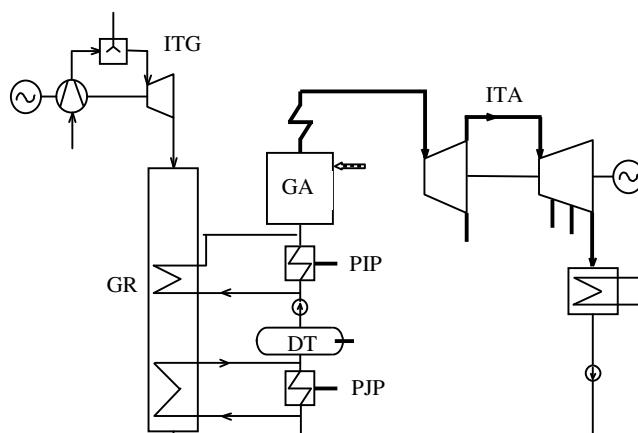
\*\*Gazogen cu pat fluidizat

## 14. CICLUL COMBINAT GAZE-ABUR CU DISPUNERE PARALELĂ (PPCC)

Principiul ciclului combinat gaze-abur cu disponere paralelă constă în utilizarea a două surse separate și independente de putere termică pentru turbina cu abur. Principala sursă este de obicei un generator convențional de abur, iar cea secundară un generator de abur recuperator care utilizează gazele de ardere eșapate dintr-o ITG.

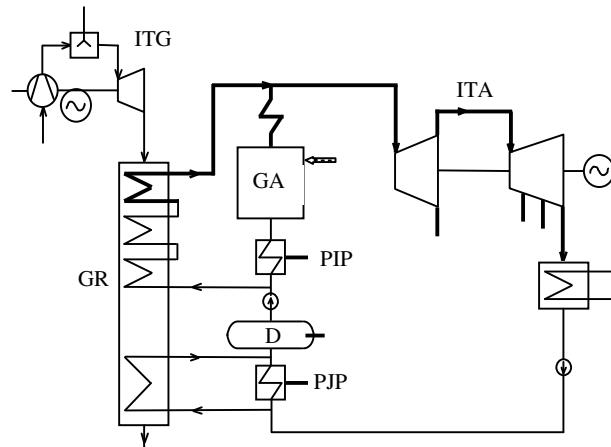
Montarea în paralel cu instalația originală a uneia sau a mai multe grupări ITG + GR se poate realiza în următoarele variante:

- Alimentarea cu abur a turbinei se face exclusiv din generatorul convențional de abur. Generatorul de abur recuperator este utilizat doar pentru a preîncălzi o cotă din apă de alimentare (vezi Figura 14.1).
- Generatorul de abur recuperator funcționează în paralel cu generatorul convențional de abur. Aburul produs de GR poate fi injectat fie în admisia CIP (vezi Figura 14.2), fie în admisia CMP (vezi Figura 14.3).

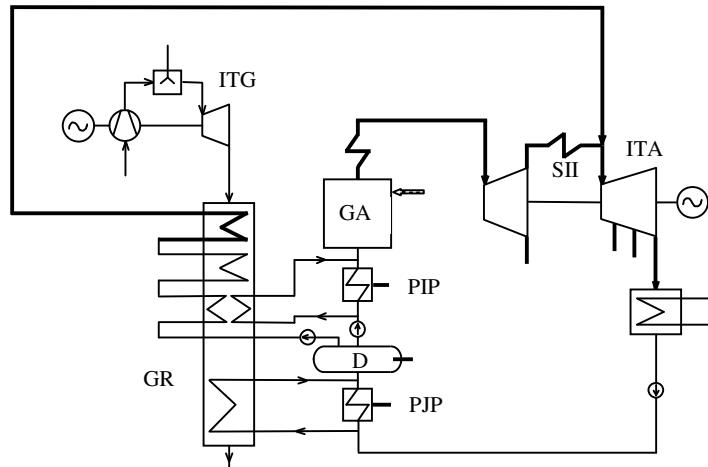


**Fig. 14.1 PPCC cu preîncălzire a apei de alimentare**

Bineînțeles, condiția de punere în paralel pe parte de abur este ca ambele generatoare să producă abur la aceeași parametru (presiune, temperatură).



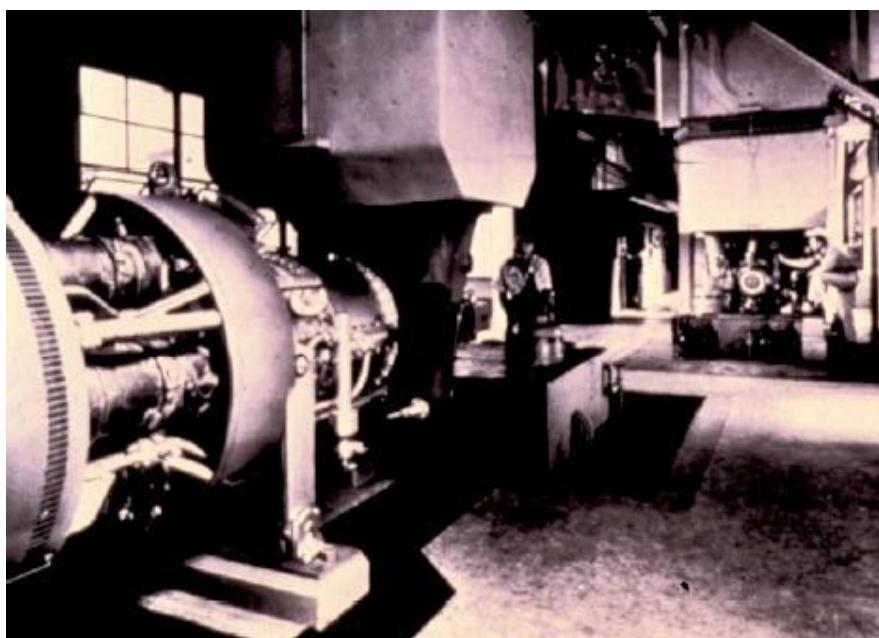
**Fig. 14.2 PPCC cu producere de abur și injecție în admisia CIP**



**Fig. 14.3 PPCC cu producere de abur și injecție în admisia CMP**

PPCC reprezintă o soluție interesantă pentru retehnologizarea unor centrale existente. Din punct de vedere istoric PPCC este primul tip de ciclu combinat gaze – abur care a fost dezvoltat pe plan mondial. În anul 1949, firma General Electric a pus în funcțiune un astfel de ciclu combinat gaze – abur la centrala Belle Isle

aparținând companiei de electricitate Oklahoma Gas and Electric. Aplicația constă dintr-o ITG de 3,5 MW care asigură preîncălzirea apei de alimentare pentru un grup convențional de abur de 35 MW. Figura 14.4 prezintă o vedere a acestei unități.



**Fig. 14.4** Vedere a primului ciclu combinat gaze-abur de tip PPCC (centrala Belle Isle, Oklahoma Gas and Electric Company, SUA)

Un alt exemplu de reabilitare prin utilizarea PPCC este cel al centralei Mussalo din Finlanda (Figura 14.5). În cazul acestei centrale s-a utilizat pentru reabilitare o ITG de 65 MW. Gazele de ardere eșapate din ITG sunt folosite pentru producerea de abur care este injectat în corpul de medie presiune al turbinei cu abur existente anterior pe amplasament. În Tabelul 14.1 sunt prezentate performanțele unității înainte și după reabilitare.

**Tabelul 14.1** Performanțele centralei Musalo înainte și după reabilitare

Parametru	Înainte de reabilitare	După reabilitare
Putere turbină cu abur, MW	160	185
Putere totală, MW	160	249
Randament, %	40	44



**Fig. 14.5** Vedere a centralei Musalo, Finlanda

## **ANEXA A**

### **LIMITE ADMISIBILE PRIVIND CONCENTRAȚIILE DE POLUANȚI EMISE ÎN ATMOSFERĂ**

#### **A.1 Cadru legislativ**

*Directiva 2001/80/EC* reprezintă unul din cele mai importante acte legislative ale Uniunii Europene în ceea ce privește reducerea impactului asupra mediului produs de sectorul energiei electrice și termice și se încadrează în strategia UE de combatere a ploilor acide și a poluării transfrontaliere. Scopul final este reducerea emisiilor pentru o serie de poluanți atmosferici: oxizi de sulf ( $\text{SO}_2$ ), oxizi de azot ( $\text{NO}_x$ ) și pulberi. Directiva se aplică instalațiilor de ardere având o putere termică nominală la intrare egală sau mai mare de 50 MW<sub>t</sub>, destinate producerii de energie, indiferent de tipul combustibilului utilizat (solid, lichid sau gazos). În acest sens directiva conține două categorii de măsuri destinate:

- I. **Reduceri treptate ale emisiilor anuale de poluanți la nivelul fiecărui stat membru al UE.** Pentru fiecare dintre aceste state a fost stabilit un plan național, cuprinzând valori ferme ale cotelor de reducere.
- II. **Limitării concentrațiilor de poluanți din gazele de ardere evacuate în atmosferă.** Pentru fiecare din cei trei poluanți menționați mai sus sunt stabilite limite ale concentrațiilor din gazele de ardere, în funcție de tipul combustibilului și de mărimea instalațiilor de ardere.

*Notă: Concentrația se definește ca fiind raportul între masa de poluant (exprimată în mg) și volumul de gaze de ardere uscate (exprimată în  $\text{m}^3_N$ ). Volumul de gaze de ardere este definit pentru condiții normale (273 K și 101,3 kPa). Concentrația de oxigen din gazele de ardere se presupune a fi de 3% (combustibili lichizi și gazoși), respectiv 6% (combustibili solizi).*

Se pot face următoarele comentarii:

- Directiva nu se aplică:

- instalațiilor în care produsele de ardere sunt utilizate pentru reîncălzirea sau încălzirea directă, uscarea sau pentru orice alt tratament aplicat obiectelor ori materialelor;
- instalațiilor de postardere (ex. Instalații de epurare gaze reziduale)
- bateriilor de cocs;
- reactoarelor utilizate în industria chimică;
- instalațiilor utilizate pentru propulsia unui vehicul, nave maritime, fluviale sau a unei aeronave;
- instalațiilor de regenerare a catalizatorilor pentru cracare catalitică;
- instalațiilor de turbine cu gaze montate offshore sau pentru care licența de operare a fost solicitată înainte de 27.11.2002, cu condiția ca acestea să fie puse în funcțiune cel mai târziu la 27.11.2003.
- Aplicând directiva la centralele termoelectrice și termice, prin "instalație de ardere" se înțelege un generator de abur sau apă fierbinte care evacuează gazele de ardere în atmosferă prin intermediul unui coș propriu.
- Directiva împarte instalațiile de ardere în trei tipuri:
  - I. "Instalații existente" pentru care licența de construcție, sau în absența acesteia licența de operare, a fost obținută înainte de 01.07.1987. Până la data de 01.01.2008 aceste instalații trebuie să respecte anumite limite de emisie, sau să se încadreze într-un plan național de reducere a emisiilor de poluanți.
  - II. "*Instalații noi*" pentru care licența de construcție, sau în absența acesteia licența de operare, a fost obținută după 01.07.1987. Dacă această licență a fost solicitată înainte de 27.11.2002, cu condiția punerii în funcțiune până cel mai târziu la 27.11.2003, instalația trebuie să se respecte aceleași limite de emisie ca instalațiile de tip I.
  - III. "*Instalații noi*" pentru care licența de construcție, sau în absența acesteia licența de operare, a fost obținută după 01.07.1987, altele decât cele menționate mai sus, care trebuie să respecte limite de emisie mult mai dure decât instalațiile de tip I sau II.
- Directiva admite derogări de la limitele de concentrații impuse în următoarele condiții:
  - Reducerea numărului de ore de funcționare;
  - Impossibilitatea temporară de a asigura aprovisionarea cu combustibilul utilizat în mod normal, iar datorită conținutului de sulf al noului combustibil nu pot fi respectate concentrațiile limită;
- Directiva pune un accent deosebit asupra acțiunilor de monitorizare a emisiilor și de măsurare a concentrațiilor de poluanți.
- Statele membre ale UE pot impune în mod individual limite și termene mai severe decât cele stipulate în directivă. De asemenea, pot introduce limitări și pentru alte categorii de poluanți.
- Directiva se aplică doar pentru instalații de ardere staționare.

În România prevederile Directivei 2001/80/EC au fost transpuse prin ***HG nr. 541/2003, privind stabilirea unor măsuri pentru limitarea emisiilor în aer ale anumitor poluanți proveniți din instalații mari de ardere.***

## A.2 Limite admisibile ale concentrațiilor de poluanți pentru instalații de ardere de tip I și II

### A.2.1 Dioxid de sulf

**Tabelul A.1 Combustibili solizi**

Putere termică nominală (P), MWt	$50 \leq P < 100$	$100 \leq P < 500$	$P \geq 500$
Concentrație, mg SO <sub>2</sub> /m <sup>3</sup> N	2000	2400 – 4P	400

În situația în care valorile limită de emisie nu pot respectate datorită caracteristicilor combustibilului se aplică următoarele rate de desulfurare.

**Tabelul A.2 Rate de desulfurare pentru combustibili solizi**

Putere termică nominală (P), MWt	$P \leq 100$	$100 < P \leq 300$	$300 < P \leq 500$	$P > 500$
Rată minimă de desulfurare, %	60	75	90	94 (92*)

\* - Pentru instalații mari de ardere prevăzute cu echipamente de desulfurare sau de injectare a varului montate înainte de 01.01.2001

**Tabelul A.3 Combustibili lichizi**

Putere termică nominală (P), MWt	$50 \leq P \leq 300$	$300 < P < 500$	$P \geq 500$
Concentrație, mg SO <sub>2</sub> /m <sup>3</sup> N	1700	3650 – 6,5P	400

**Tabelul A.4 Combustibili gazoși**

Tip combustibil	Valoare limită, mg SO <sub>2</sub> /m <sup>3</sup> N
Combustibil gazos în general	35
Gaz lichefiat	5
Gaz cu putere calorifică mică, provenit din gazeificarea reziduurilor din rafinării sau din cuptoarele de cocs; gaz de furnal cu putere calorifică mică	800

### A.2.2 Oxizi de azot

**Tabelul A.5 Limite de emisie pentru  $NO_x$**

Tip combustibil	Valoare limită, mg $NO_x/m^3N$
Solid:	
50 - 500 MWt	600
> 500 MWt	500
De la 01.01.2016	
50 - 500 MWt	600
> 500 MWt	200
Lichid	
50 - 500 MWt	450
> 500 MWt	400
Gazos	
50 - 500 MWt	300
> 500 MWt	200

### A.2.3 Pulberi

**Tabelul A.6 Limite de emisie pentru pulberi**

Tip combustibil	Putere termică nominală, MWt	Valoare limită, mg/ $m^3N$
Combustibili solizi	$\geq 500$ $< 500$	50* 100
Combustibili lichizi**	$\geq 50$	50
Combustibili lichizi cu un conținut de cenușă mai mare de 0,06%	$\geq 500$ $< 500$	50 100
Combustibili gazoși	$\geq 50$	- 5 în general - 10 gaz de furnal - 50 gaz provenit din industria metalurgică

\* - Valoarea limită de 100 mg/ $m^3N$  este aplicată instalațiilor cu o putere termică egală sau mai mare de 500 MWt, care utilizează combustibil solid care are o putere calorifică inferioară mai mică de 5800 kcal/kg, cu o umiditate mai mare de 45 % în greutate, un conținut combinat de umiditate și cenușă mai mare de 60 % în greutate și cu un conținut de oxizi de calciu mai mare de 10 %.

\*\* - Valoarea limită de 100 mg/ $m^3N$  este aplicată instalațiilor cu o putere termică mai mică de 500 MWt, care utilizează combustibil lichid cu un conținut de cenușă mai mare de 0,06 %.

### A.3 Limite admisibile ale concentrațiilor de poluanți pentru instalații de ardere de tip III

#### A.3.1 Dioxid de sulf

**Tabelul A.7 Combustibili solizi**

Putere termică nominală (P), MWt	$50 \leq P \leq 100$	$100 < P \leq 300$	$P > 300$
Combustibil solid în general, mg SO <sub>2</sub> /m <sup>3</sup> N	850	200	200
Biomasă, mg SO <sub>2</sub> /m <sup>3</sup> N	200	200	200

În situația în care valorile limită de emisie nu pot respectate datorită caracteristicilor combustibilului se aplică următoarele rate de desulfurare.

**Tabelul A.8 Rate de desulfurare pentru combustibili solizi**

Putere termică nominală (P), MWt	$P \leq 300$	$P > 300$
Rată minimă de desulfurare, %	92	95

**Tabelul A.9 Combustibili lichizi**

Putere termică nominală (P), MWt	$50 \leq P \leq 100$	$100 < P \leq 300$	$P > 300$
Concentrație, mg SO <sub>2</sub> /m <sup>3</sup> N	850	400 – 200 (descreștere lineară)	200

**Tabelul A.10 Combustibili gazoși**

Tip combustibil	Valoare limită, mg SO <sub>2</sub> /m <sup>3</sup> N
Combustibil gazos în general	35
Gaz lichefiat	5
Gaz cu putere calorifică mică provenit din cuptoare de cocs	400
Gaz cu putere calorifică mică provenit din gazele de furnal	200

#### A.3.2 Oxizi de azot

**Tabelul A.11 Combustibili solizi**

Putere termică nominală (P), MWt	$50 \leq P \leq 100$	$100 < P \leq 300$	$P > 300$
Combustibil solid în general, mg NO <sub>x</sub> /m <sup>3</sup> N	400	200	200
Biomasă, mg SO <sub>2</sub> /m <sup>3</sup> N	400	300	200

**Tabelul A.12 Combustibili lichizi**

<b>Putere termică nominală (P), MWt</b>	<b>50 ≤ P ≤ 100</b>	<b>100 &lt; P ≤ 300</b>	<b>P &gt; 300</b>
Concentrație, mg NO <sub>X</sub> /m <sup>3</sup> <sub>N</sub>	400	200	200

**Tabelul A.13 Combustibili gazoși**

<b>Putere termică nominală (P), MWt</b>	<b>50 ≤ P ≤ 300</b>	<b>P &gt; 300</b>
Gaz natural, mg NO <sub>X</sub> /m <sup>3</sup> <sub>N</sub>	150	100
Alți combustibili gazoși, mg NO <sub>X</sub> /m <sup>3</sup> <sub>N</sub>	200	200

**Tabelul A.14 Valori limită ale concentrației de NO<sub>X</sub>, în cazul instalațiilor de turbine cu gaze<sup>1,2,3</sup>**

<b>Tip combustibil</b>	<b>Concentrație, mg NO<sub>X</sub> /m<sup>3</sup><sub>N</sub></b>
Gaz natural <sup>4</sup>	50 <sup>5</sup>
Combustibili lichizi <sup>6</sup>	120
Alți combustibili gazoși	120

1 - Limitele se aplică la o concentrație de oxigen în gazele de ardere de 15%.

2 - Limitele se aplică pentru încărcări mai mari de 70% din sarcina nominală

3 - Limitele nu se aplică pentru instalațiile de turbine cu gaze de siguranță a căror durată anuală de funcționare este mai mică de 500 de ore

4 - Gazul natural conține cel puțin 80 % metan

5 - Se acceptă o limită de 75 mg/m<sup>3</sup>N în următoarele cazuri:

- ITG este utilizată într-o aplicație de cogenerare având un randament global de peste 75% (condiții ISO).
- ITG este utilizată într-un ciclu combinat având un randament electric mai mare de 55% (condiții ISO)
- ITG este utilizată pentru antrenări mecanice.

Pentru ITG care nu intră într-una din cele trei categorii de mai sus, dar care au randamente

electrice de peste 35% (condiții ISO) limita de concentrație este dată de relația  $50 \cdot \frac{\eta}{35}$ , unde  $\eta$  este randamentul ITG exprimat in % (condiții ISO).

6. Se aplică doar pentru combustibili lichizi ușori și medii

### A.3.3 Pulberi

**Tabelul A.15 Valori limită ale concentrației de pulberi, combustibili solizi**

<b>Putere termică nominală la intrare (P), MWt</b>	<b>50 ≤ P ≤ 100</b>	<b>P &gt; 100</b>
Concentrație mg/m <sup>3</sup> <sub>N</sub>	50	30

**Tabelul A.16** Valori limită ale concentrației de pulberi, combustibili lichizi

Putere termică nominală la intrare (P), MWt	$50 \leq P \leq 100$	$P > 100$
Concentrație mg/m <sup>3</sup> <sub>N</sub>	50	30

**Tabelul A.17** Valori limită ale concentrației de pulberi, combustibili gazoși, mg/m<sup>3</sup><sub>N</sub>

Cazul general	5
Gaz de furnal	10
Gaz provenit din industria metalurgică	30

## BIBLIOGRAFIE

- 1 \* \* \* - *Managementul Mediului în Centralele Termoelectrice*, Editura MatrixRom, Bucureşti, 1999
- 2 \* \* \* - *Renewable for Power Generation. Status & Prospects*, International Energy Agency, 2003
- 3 \* \* \*, *501G enters full load operation*, revista Modern Power Systems, mai 1997
- 4 \* \* \*, *A 500 MWe Coal Gaseification Combined Cycle Power Plant to Give 46 % Efficiency*, Modern Power Systems, nov. 1990
- 5 \* \* \*, *Ceramic boost small gas turbine performance*, revista Modern Power Systems, mai 1994
- 6 \* \* \*, *Chemical Technologies Play Major Role in Power Generation*, 1993 Italian Power Generation, Transmission and Distribution Handbook, Electric Power International, 4-th quarter, 1992
- 7 \* \* \*, *Fossil Fuel Power Generation. State of the Art*, PowerClean Thematic Network
- 8 \* \* \*, Gas Turbine World Handbook 1998-1999.
- 9 \* \* \*, *Mercury 50 introduces high efficiency recuperation to stationary gas turbines*, revista Modern Power Systems, februarie 1998
- 10 \* \* \*, *Reconstruction and up grading of steam power plants by means of topping, parallel powering and boosting by gas-turbines. Aspects of Economical Powel Generation in Romania*, Siemens/KWV seminar, octombrie 1994, Bucureşti.
- 11 \* \* \*, *Steam cooled 60 Hz W501G generates 230 MW*, revista Modern Power Systems, august 1994
- 12 \* \* \*, *Tampa Electric Opt for IGCC in Florida*, Modern Power Systems, aug. 1992
- 13 \* \* \*, *Technology report. Land, sea and air*. International Gas Turbine Institute, ASME, Atlanta, SUA, 1993

- 14 \*\*\*, *Integrated Pollution Prevention and Control (IPPC). Draft reference Document on Best Available Techniques for Large Combustion Plants*, European IPPC Bureau, Seville, March 2001,
- 15 \*\*\*, *Manualul Inginerului Termotehnician*, Editura Tehnică, Bucureşti, 1986
- 16 *Anuarul Statistic al României*, 2000 – 2001
- 17 Brooks, F.J., *GE gas turbines performance characteristics*, GE Marketing Communications, GER-3567D, 1993
- 18 CHASE, D.L., *Combined-Cycle Development Evolution and Future*, GE Power Systems, GER-4206
- 19 Cohn, A., Hay III, G.A., Hollenbacher, R.H., *The collaborative advanced gas turbines programme*, revista Modern Power Systems, mai 1994.
- 20 Dach, G., Wegmann, U., *Strategy of a global coal company for sustainable development*, 18<sup>th</sup> World Energy Congress, octombrie 2001, Buenos Aires, Argentina
- 21 Darie, G., *Instalații energetice de turbine cu gaze*, Editura BREN, Bucureşti, 1998
- 22 Darie, G., §.a., *Cicluri combine gaze-abur*, Editura AGIR, Bucureşti, 2001
- 23 Deblon, B., *Preventive maintenance reduces operating costs of gas turbines*, Publicatie Siemens Power Generation, august 1991
- 24 Drenkard, S., Darie, G., Dupleac, M., §. a. *Managementul mediului în centralele termoelectrice*, Manual de instruire elaborat în cadrul proiectului Phare al Uniunii Europene, Editura MATRIX ROM, Bucureşti, 1999
- 25 Eldrid, R., Kaufman, L., Marks, P., *The 7FB: The Next Evolution of the F Gas Turbine*, GE Power Systems, GER-4194, aprilie 2001
- 26 Engelke, W., Bergmann, D., Termuehlen, H., *Steam turbines for combined-cycle power plants*, The 1990 International Joint Power Generation Conference, Boston, massachusetts, octombrie 1990
- 27 Finckh, H.H., Pfost, H., *Development potential of combined-cycle (GUD) power plants with and without supplementary firing*, Journals of Engineering for Gas Turbines and Power, octombrie 1992
- 28 *Foiaie de parcurs în domenioul energetic din România*, Ministerul Economiei și Comerțului, iulie 2003
- 29 Gasteiger, G., Budin, K., Schobesberger, P., *Operating experience with natural circulation steam generators in combined cycle power plants*, VGB Kraftwerkstechnik 70 (1990), nr. 6
- 30 Grecu T., Cârdu M., Nicolau I., *Turbine cu abur*, Editura Tehnică, Bucureşti, 1976
- 31 Grecu T., §.a., *Mașini mecanoenergetice*, Editura Didactică și Pedagogică, Bucureşti, 1983

- 32 Green, S., *Baglan Bay: an H showcase*, revista Power Engineering International, septembrie 1999
- 33 Hardarson, P., §.a., *Conventional Renewable Energy Resources for Power Production in Competitive Market Environment*, 18<sup>th</sup> World Energy Congress, octombrie 2001, Buenos Aires, Argentina
- 34 Haywood, R. W., *Analysing of engineering cycles*, Pergamon Press, Londra, 1991
- 35 Horlock, J.H., *Combined power including combined cycle gas turbine (CCGT) plants*, Pergamon Press, Oxford, 1992
- 36 Kehlhofer, R., *Combined-cycle gas and steam turbine power plants*, Fairmont Press, Lilburn, SUA, 1991
- 37 Kogălniceanu, A., *Bazele tehnice și economice ale hidroenergeticii*, Editura Tehnică, București, 1986
- 38 Mead, A., *The heat recovery steam generator dilemma, natural or assisted circulation*, revista Europower, nr. 2, 1993
- 39 Meherwan P. Boyce, *Gas Turbine engineering Handbook*, Ediția a III-a, Gulf Professional Publishing, 2006
- 40 Moțoiu, C., *Centrale termo și hidroelectrice*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1974
- 41 Murshed, I.G., *Options in operating combined gas and steam cycle for the UAE operating conditions*, Teză de doctorat, Universitatea "Politehnica" București, Facultatea de Energetică, 1996
- 42 Pavel, D., *Forțele hidraulice disponibile ale României*, București 1929
- 43 Pavel, D., *Plan general d'aménagement des forces hydrauliques en Roumanie*, București 1933
- 44 Regia Autonomă de Electricitate – RENEL, *Electrificarea în România 1951 - 1992*, Editura Tehnică, București, 1996
- 45 Richards, P.C., Wijffels, J.-B., Zniderveld, P.L., *Integrated Coal Gasification Combined Cycle*, Combined Cycles for Power Plants, von Karman Institute for Fluid Dynamics, Lecture Series 1993-08
- 46 Rowen, W.I., *Design considerations for gas turbine fuel systems*, GE Marketing Communications, GER 3648B, iulie 1993
- 47 Rukes, B., *Power Plant concepts with gas turbines*, Conferința Power – Gen Europe, Paris, mai 1993
- 48 Schillig, F., Niermeijer, P., Langerhaar, J.W.– *Renewable Energy Policy in Europe: Successful Support Mechanisms for Green Electricity – Today and in a Harmonised European Electricity Market*, 7<sup>th</sup> International Conference on Energy for a Clean Environment CLEAN AIR 2003, iulie 2003, Lisabona, Portugalia

- 49 Schwarzenbach, A., Wunsch, K.A., *Flexible power generation systems and their planning*, Publicație ABB, nr. CH-KW 203190 E
- 50 Sellakuman, K.M., Laman, Th.W., *Application of pressurized circulating fluidized bed technology for combined cycle power generation*, Revista Heat Recovery Systems & CHP, vol. 15, nr. 2, 1995, Pergamon Press
- 51 *Strategia Națională de dezvoltare energetică a României pe termen mediu*, Ministerul Industrilor și Resurselor, 2001
- 52 *Survey of Energy Resources 2001*, 19<sup>th</sup> Edition, World Energy Council
- 53 Todd, D.M., *Clean Coal Technologies for Gas Turbines*, GER-3650C, 37-th GE Turbine State-of-the-Art Technology Seminar, General Electric Company, 1993
- 54 Venikov, V.A., Juravlev, V.G., Filipova, T.A., *Optimizatia rejimov electrostantii i energosistem*, Energoizdat, 1981
- 55 Wagner, R., Wolf, J., *Heat recovery steam generators systems behind gas turbines. Applications today and developments for the future*, Conferința Power-Gen Europe, vol.7, Paris, mai 1993
- 56 *World Energy Outlook 2000*, International Energy Agency

**Pagini web:**

- 57 <http://mysolar.cat.com/>
- 58 <http://www.ewe.ch>
- 59 <http://www.kawasaki-turbines.com/>
- 60 [http://www.mhi.co.jp/power/e\\_power/product/index.html](http://www.mhi.co.jp/power/e_power/product/index.html)
- 61 <http://www.power.alstom.com>
- 62 <http://www.powergeneration.siemens.com/>
- 63 <http://www.power-technology.com/projects/>
- 64 <http://www.rolls-royce.com/>
- 65 <http://www.worldbank.org/html/fpd/em/supercritical/supercritical.htm>