

618.175
102 G

MINISTERUL ÎNVĂȚĂMĂNTULUI
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA" DIN TIMIȘOARA
FACULTATEA DE MECANICĂ
CATEDRA DE TERMOTECNICĂ ȘI MAȘINI TERMICE

W 41.1.1.1

Contribuții la re tehnologizarea cazanelor energetice cu
funcționare pe lignit vizând simultan reducerea nivelului
emisiilor de noxe, cu aplicație la cazanul C4

- TEZA DE DOCTORAT -

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

Doctorand: ing. Gică ILIE
Conducător științific: Prof.dr.ing. Comeliu UNGUREANU

- București, 1996 -

BUPT

INTRODUCERE

În cadrul strategiei structurării și dezvoltării ramurii energiei electrice și termice, RENEL a prevăzut pentru 11 cazane cu $D_n = 420$ t/h, $p_n = 137$ bar și $t_a = 540$ °C, denumite simbolic C4, realizarea conversiei de la funcționarea pe lignit, la funcționarea pe uilă.

Utilizarea uilei cu puteri calorifice inferioare, în jur de $P_{ci_{uilă}} = 24.700$ kJ/kg, în locul lignitului cu $P_{ci_{lignit}} = 7.000$ kJ/kg, impune efectuarea unor adaptări în vederea realizării în condiții de siguranță a principalilor parametri ai cazanului.

În procesul de re tehnologizare al cazanului C4, măsurile și transformările necesare asigurării arderii uilei în locul lignitului, vizează și reducerea emisiilor de noxe.

Lucrarea prezintă eforturile depuse de autor prin cercetările teoretice și experimentale efectuate, prin calculele termice elaborate să contribuie la:

- îmbunătățirea concepției și proiectării cazanelor C4 în vederea implementării în centralele termice vizate pentru modernizare;
- optimizarea proceselor de ardere și schimb de căldură;
- îmbunătățirea exploatarei acestui tip de cazan.

Teza de doctorat este structurată pe 5 capitole, conține 195 pagini, 46 figuri, 26 tabele.

O parte din rezultatele cercetărilor au fost publicate în 6 lucrări științifice.

Pe întreg parcursul elaborării tezei am beneficiat de sugestiile de înaltă ținută științifică ale profesorului doctor inginer Corneliu Ungureanu, cărui îi aduc mulțumiri și expresia sentimentelor mele de considerație.

În asigurarea condițiilor necesare cercetărilor experimentale am beneficiat de mijloacele materiale puse la dispoziție de SC ICPET SA București și de o deosebită înțelegere și colaborare a colegilor de laborator, cărora le aduc întreaga mea recunoștință.

Menționez în mod special buna colaborare pe care am avut-o pe întreg parcursul experimentărilor cu ing. Dicu Cristina și ing. Gheorghicescu Vladimir.

Exprim mulțumirile mele conducerii centralei CET Giurgiu care manifestând interes față de preocupările autorului a asigurat condiții pentru valorificarea acestora.

Aduc pe această cale mulțumiri domnului inginer Rotilă Florin cu care am colaborat pentru întocmirea și rularea pe calculator a programelor de calcul cuprinse în această lucrare.

Dedic această lucrare fiicei mele Gabriela în speranța că am realizat ceva care să însemne pentru ea un îndemn în viață.

București, Mai 1996, ing. Ilie Gica

**CONTRIBUTII LA RETEINOLOGIZAREA CAZANELOR
ENERGETICE CU FUNCTIONARE PE LIGNIT VIZAND SIMULTAN
REDUCEREA EMISIILOR DE NOXE, CU APLICATIE LA CAZANUL C4**

C U P R I N S

	pag.
CAP.1 <i>COMPORTAREA CAZANELOR DE ABUR PROIECTATE SA FUNCTIONEZE PE LIGNIT, LA CONVERSIA PE HUILA.....</i>	6
1.1 Premizele inlocuirii combustibilului considerat la proiectarea cazanului	6
1.2 Analiza influentei inlocuirii lignitului cu huila asupra constructiei si functionarii cazanului de 420 t/h	8
1.2.1 Valorificarea energetica a hulelor in centralele termoenergetice dotate cu echipamente de ardere si preparare a lignitului, fara modificari constructive mari, cu mentinerea reversibilitatii sistemului	8
1.2.2 Arderea hulelor in cazanele de abur concepute pentru lignit, cu realizarea unor modificari constructive semnificative, care sa conduca la ridicarea eficientei productive (diminuare pierderi, costuri de productie scazute, randamente sporite) si la reducerea poluarii mediului	12
1.2.3 Valorificarea prin ardere a hulelor energetice, prin reconstructia definitiva a instalatiilor de preparare si ardere	13
CAP.2 <i>MODELAREA FIZICO-MATEMATICA A PROCESELOR DE ARDERE, SCHIMB DE CALDURA SI MASA DIN FOCARELE CAZANELOR DE ABUR PE COMBUSTIBIL SOLID PULVERIZAT</i>	14
2.1 Conceptia modelului matematic de ardere, schimb de caldura si masa	14
2.1.1 Modelarea matematica a proceselor de ardere, schimb de caldura si masa.....	14
2.1.2 Modele matematice care nu iau in considerare impartirea in aerul primar si secundar	15
2.1.3 Modele matematice care iau in considerare impartirea in aerul primar si secundar	16
2.1.4 Prezentarea modelului matematic de ardere, schimb de caldura si masa	17

	pag.
2.1.5	Determinarea functiilor de amestec prin modelarea geometrica a arzatoarelor ... 22
2.2	Program de calcul complex pentru rezolvarea ecuatiilor diferentiale care descriu procesele de ardere din focarele cazanelor de abur..... 25
2.2.1	Descrierea programului de calcul 25
2.2.2	Aplicarea modelului matematic elaborat pe instalatii experimentale, in vederea stabilirii functiilor de amestec 28
2.2.3	Rezultate obtinute pe modele experimentale 29
2.2.3.1	Arzatorul fanta tip Babcock - model 29
2.2.3.2	Arzatorul fanta tip EVT - model 29
2.2.4	Rezultate obtinute pe instalatii industriale 34
2.2.4.1	Verificarea programului de calcul pentru cazanul C4, dotat cu mori MVC si arzatoare fanta de tip Babcock 34
2.2.4.2	Aplicarea programului de calcul pentru cazanul C4, dotat cu mori MVC si arzatoare fanta de tip EVT..... 35
CAP.3	MODIFICARI CONSTRUCTIVE SI FUNCTIONAREA CAZANULUI DE 420 t/h, DE LA FE GIURGIU IN URMA INLOCUIRII COMBUSTIBILULUI DE PROIECT (LIGNIT) CU UILEA 52
3.1	Prezentarea cazanului 52
3.2	Circuitele principale ale cazanului si instalatiile aferente 54
3.2.1	Circuitul apa - abur 54
3.2.2	Circuitul aer - gaze de ardere 54
3.2.2.1	Circuitul de aer 54
3.2.2.2	Circuitul gazelor de ardere 54
3.2.2.3	Circuitul gazelor de recirculare 56
3.2.3	Preincalzitoarele de aer rotative 56
3.2.4	Preincalzitorul de aer cu abur (caloriferul) 56
3.2.5	Ventilatorul de aer 57
3.2.6	Ventilatorul de gaze 57

	pag.
3.2.7 Ventilatorul de recirculare gaze	57
3.2.8 Instalatia de alimentare cu carbune	57
3.2.9 Morile de carbune	57
3.2.10 Instalatie de evacuare zgura si cenusa	58
3.2.11 Instalatia de ardere	58
3.2.11.1 Arzatoarele de pacura	58
3.2.11.2 Arzatoarele de praf de carbune	60
3.2.12 Gratarul de post ardere	60
3.3 Parametrii de functionare	61
3.4 Masuri constructive.....	64
3.5 Combustibilul solid utilizat. Aprinderea si arderea	66
3.5.1 Combustibilul solid	66
3.5.2 Aprinderea si arderea stabilizata	68
3.5.2.1 Aprinderea	68
3.5.2.2 Arderea stabilizata	75
3.5.2.3 Arzatoarele si focarul	75
3.6 Rezultate obtinute - dupa prima etapa de masuratori	77
3.7 Masurile suplimentare aduse cazanul si performantele obtinute dupa a doua perioada de experimentari	78
3.7.1 Lucrari suplimentare	78
3.7.2 Rezultate obtinute dupa etapa a II-a de experimentari efectuate pe cazanul nr.3 de 420 t/h huila - FIE Giurgiu	78
3.8 Functionarea morilor de carbune	86
3.8.1 Stabilirea caracteristicii de ventilare a morii	88
3.8.2 Stabilirea caracteristicii de macinare	90
3.8.3 Bilantul termic al morii	93
3.8.4 Caracteristica de mers in sarcina	96

	pag.
3.9 Determinarea randamentului termic	99
CAP.4 MASURI PENTRU FUNCTIONAREA ECOLOGICA	105
4.1 Efectele nocive ale agentilor poluanti	105
4.1.1 Efectele nocive ale oxizilor de azot	105
4.1.2 Efectele nocive ale oxizilor de sulf	110
4.1.3 Actiunea toxica a oxizilor de carbon	113
4.1.4 Efectele nocive ale prafului de cenusa	114
4.2 Masuri legislative pentru minimizarea poluarii mediului	114
4.3 Reducerea emisiilor poluante la cazanul C4 din CET Giurgiu	117
4.3.1 Situatia actuala a emisiilor la cazanul C4	117
4.3.2 Propuneri privind retehnologizarea cazanului in vederea reducerii emisiilor poluante	121
CAP.5 CONCLUZII	124
5.1 Rezultate finale si perspective privind retehnologizarea cazanelor tip C4	124
5.1.1 Retehnologizarea cazanelor tip C4	124
5.1.2 Propuneri privind imbunatatirea in continuare a functionarii cazanului de 420 t/h - combustibil huila.....	126
5.1.3 Propuneri privind valorificarea prin ardere a huilelor energetice, prin reconstructia definitiva a instalatiilor de preparare si ardere.....	127
5.1.3.1 Instalatie de preparare a combustibilului.....	127
5.1.3.2 Instalatia de ardere a combustibilului solid.....	128
5.1.3.3 Bilantul termic al cazanului.....	132
5.2 Concluzii si contributi privind retehnologizarea cazanelor tip C4	133
BIBLIOGRAFIE	136
ANEXA 2.1	144
ANEXA 2.2	170

CAPITOLUL 1

COMPORTAREA CAZANELOR DE ABUR PROIECTATE SA FUNCTIONEZE CU LIGNIT, LA CONVERSIA PE HUILA

1.1 PREMIZELE INLOCUIRII COMBUSTIBILULUI CONSIDERAT LA PROIECTAREA CAZANULUI

Un generator de abur energetic se proiectează pentru un anumit combustibil dat, așa-numitul combustibil de proiect.

Combustibilul de proiect este caracterizat, în general, prin analiza elementară, cu referire la masa inițială și prin puterea calorifică. (Uneori este dată numai o parte a caracteristicilor - fie analiza, fie puterea calorifică, cealaltă parte fiind dedusă cu ajutorul formulelor statistice sau semiempirice).

Pe baza acestor caracteristici, proiectantul calculează cantitățile de aer necesare și de gaze rezultate în urma arderii, temperaturile gazelor înainte și după fiecare schimbător, etc., proiectarea generatorului dat fiind de neconceput fără aceste elemente.

În exploatarea generatorului de abur însă, din cauza unei mulțimi de motive, caracteristicile combustibilului curent (de fiecare zi) variază în comparație cu caracteristicile combustibilului de proiect, ducând la modificarea întregului regim de funcționare a acestuia.

Se știe că cele două componente ale analizei elementare, cenușa și umiditatea au cea mai largă plajă de variație a valorilor, mai ales când exploatarea cărbunelui care alimentează cazanul respectiv se face la "lumina zilei".

Majoritatea cazanelor din sistemul nostru energetic sunt alimentate cu lignit din Bazinul Olteniei, unde extragerea lignitului se realizează prin excavarea stratului, după decopertarea lui. În cazul extragerii cărbunelui din mină, componentele analizei elementare se caracterizează printr-o relativă constanță în timp.

Plaja largă de variație a cenușii și umidității totale ale lignitului, în cazul exploatării "la lumina zilei", se explică prin imposibilitatea evitării antrenării de steril la extracție și prin variația umidității de imbibacție, aceasta depinzând mult de condițiile meteorologice.

O altă cauză a variației puterii calorifice a cărbunelui ars în focarul cazanului constă în necesitatea asigurării cantităților de cărbune în depozitul centralei, ceea ce se realizează prin alimentarea cu cărbune din diverse surse.

Astfel, putem avea lignit de Motru, de Baraolt, mixte de Valea Jiului, sau din import.

Sistemele de omogenizare a cărbunelui provenit din diverse surse sunt ineficiente, întrucât, fie că nu sunt concepute în deplina concordanță cu funcția lor, fie că sistemul este greoi, și deci impune un mare volum de muncă, datorită debitelor de cărbune excesiv de mari care trebuie omogenizate înainte ca acesta să meargă spre sala buncărelor.

În aceste condiții, calitatea cărbunelui care pătrunde în moară este continuu variabilă.

De asemenea, schimbarea sursei primare de căldură a unui generator, poate fi o problemă de politică energetică a țării, impusă fie din considerente interne, fie din relațiile economice cu alte state.

Astfel, exista cazuri de trecere a unor generatoare de abur de la funcționarea pe gaze naturale, la funcționarea pe păcură, sau invers și de la utilizarea păcurii la cărbune, sau invers, etc.

Introducerea în consum a huilelor energetice constituie, din punct de vedere tehnico-economic, un pas important în producerea energiei electrice și termice.

Datorită conținutului redus de umiditate și cenușă, consumurile energetice specifice proceselor de măcinare, ardere și transport gaze se diminuează considerabil.

De asemenea, valorile pierderilor prin căldura fizică a gazelor evacuate și prin ardere mecanică incompletă sunt mai mici în comparație cu cele obținute prin arderea lignitului, crescând eficiența instalației de cazan.

Schimbarea calității combustibilului de proiect duce la modificări substanțiale ale întregului regim termic al generatorului. De cele mai multe ori, indiferent care este sensul de variație a calității combustibilului, exprimată prin puterea calorifică a acestuia, generatorul nu mai produce căldura utilă necesară impusă de consumator (de turbină).

Evidențierea gradului de adaptabilitate a generatorului la noile condiții, sau găsirea "răspunsului" generatorului, atunci când calitatea sursei primare se schimbă, se face printr-un calcul termic de verificare, operație mult mai grea decât calculul termic de proiectare.

Privit prin prisma circuitelor, generatorul de abur este o succesiune de verigi elementare (schimbătoare de căldură, utilaje, ventilatoare, etc.), care, în ansamblu, în condițiile de proiect, răspund integral sarcinii generale, adică producerii aburului la parametri nominali.

La schimbarea calității cărbunelui, în urma calculului termic de verificare întocmit pe baza unor ipoteze, a căror justete trebuie ulterior verificată, se constată că unele verigi (componente ale circuitului) răspund bine la noile condiții, altele nu; evident, soluția finală este aceea care conduce la situația în care toate verigile răspund corespunzător, sau altfel spus, unele suprafețe de schimb de căldură trebuie mărite, altele micșorate, aceste modificări făcându-se în spații impuse.

Tinând seama de faptul că generatoarele energetice moderne sunt sisteme extrem de complexe, rezultă dificultatea abordării unei asemenea probleme.

Astfel, dacă majoritatea generatoarelor care folosesc combustibil solid au fost proiectate să funcționeze cu lignit din Bazinul Olteniei, în etapa actuală există tendința de conversie a acestora pe combustibil superior, de tip huilă.

Tinând seama de conținutul ridicat de balast din analiza lignitului, transportul acestuia spre zone depărtate de locul unde se face extracția, de exemplu, în nordul Moldovei, devine total neeconomic.

Evident, acest lucru se cunoștea și în perioada de proiectare a generatoarelor respective, dar nu era alta alternativă.

Ulterior, bazându-ne pe largirea relațiilor economice cu alte state, în contextul politic actual s-au ivit condițiile importării huilei.

Trecerea generatoarelor de abur de la funcționarea pe lignit la funcționarea pe huilă, duce la modificări constructive și funcționale importante, cum ar fi sistemul de pregătire și ardere a prafului, regimul termic și gazodinamic, etc.

1.2 ANALIZA INFLUENȚEI INLOCUIRII LIGNITULUI CU HUILA ASUPRA CONSTRUCȚIEI ȘI FUNCȚIONĂRII CAZANULUI DE 420 t/h.

În vederea conversiei cazanului de 420 t/h la funcționarea pe huilă, au fost analizate următoarele direcții principale :

1.2.1. Valorificarea energetică a huilelor în centralele termoelectrice dotate cu echipamente de ardere și preparare a lignitului, fără modificări constructive mari, cu menținerea reversibilității sistemului.

Cazanul de 420 t/h proiectat pentru funcționarea pe lignit cu o putere calorifică inferioară $Q_i=1550$ kcal /kg, un conținut de umiditate $w_i=42-46$ % și un conținut de cenusa $A_i=20-25$ % este echipat cu o instalație de preparare și ardere praf carbune dotată cu 6 mori tip MVC și 6 instalații de ardere tip Babcock (arzoare fantă). În figura 1.1 este prezentată schema de alimentare cu fluide a arzătorului de tip Babcock, la arderea lignitului.

Pentru susținerea flăcării de praf și pentru pornirea de la rece sunt amplasate 4 arzoare de pacura pentru susținere, de 1250 kg/h și 8 arzoare de sarcină pe huilă, a 2500 kg/h.

Probele s-au efectuat pe combustibil solid cu următoarele caracteristici:

- putere calorifică inferioară $Q_i = 6455$ kcal/kg
- conținut de cenusa $A_i = 18,8$ %
- materii volatile $V_i = 28,1$ %
- umiditate $W_i = 4,2$ %
- coeficient de macinabilitate $m_v = 0,9-1,1$

În scopul menținerii reversibilității sistemului huilă-lignit pentru macinarea noului sort de combustibil s-au menținut morile MVC 4. Aceste mori au fost proiectate pentru lignit cu umiditate ridicată, punctul optim de funcționare în sarcină fiind plasat la un debit de fluid de circa 35,4 m³/s și o înălțime de refluxare de circa 72 mmca (concentrația de praf 0,275 kg/kg) și o temperatură la separator de 140°C.

Ca urmare, s-au realizat modificări minime de proiect, corespunzătoare instalațiilor de preparare și ardere și s-a experimentat această variantă în perioada 1992-1993, pe cazanul nr.3, din CET Giurgiu.

Din punct de vedere constructiv, soluția adoptată a constat în :

- dezactivarea fantelor superioare (2 bucați) ale arzătorului tip Babcock și repartizarea preferențială a aerului secundar pe fantele inferioare;
- obturarea parțială a traseului de aspirație a gazelor de ardere de la fine focar;
- racordarea turnurilor de uscare la magistrala de gaze de ardere recirculate de la fine cazan;
- modificarea secțiunii de ieșire din moară, în scopul diminuării debitului de combustibil.

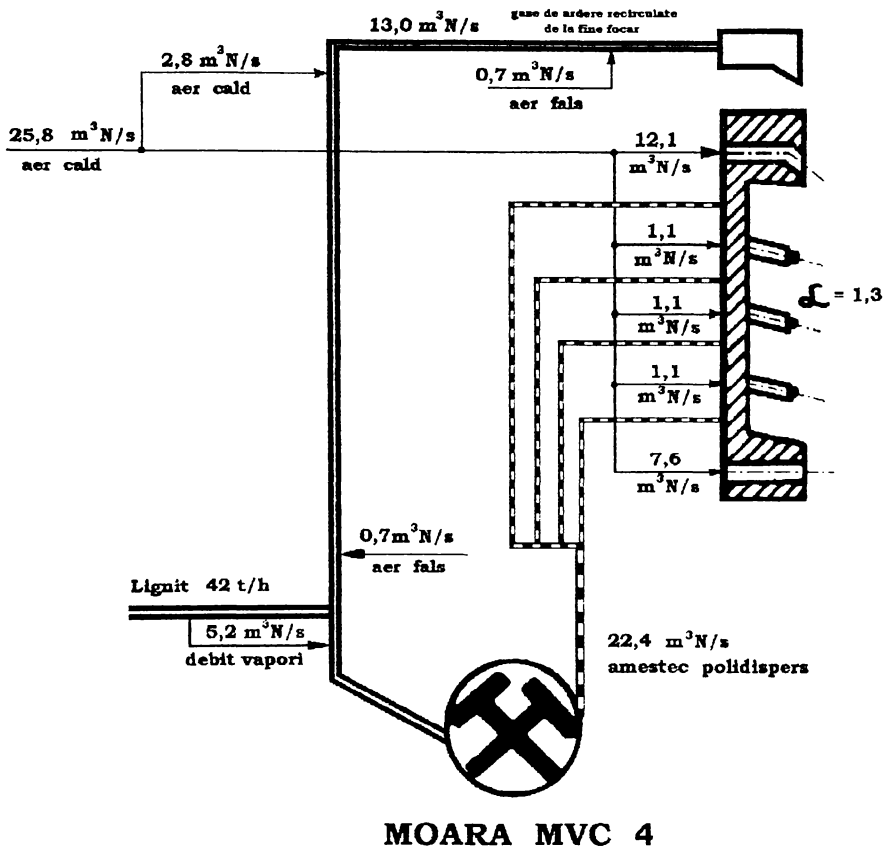


Fig. 1.1 - Schema de alimentare cu fluide a arzătorului de tip Babcock la funcționarea cu lignit.

Funcționarea sistemului de preparare al prafului de carbune în configurația experimentului a impus realizarea unui bilant termic și unui bilant de fluide diferit de cele pe lignit.

Probele s-au efectuat cu recirculare de gaze de la fine cazan și fără recirculare de gaze de la fine cazan, rezultatele cele mai importante fiind prezentate în tabelul 1.1 [23, 33].

Tabelul 1.1

Marimile masurate si calculate pentru functionarea cazanului
cu si fara recirculare de gaze arse

	U.M.	Cu recirculare gaze ardere fine cazan	Fara recirc. gaze ardere fine cazan
Debit carbune	t/h	12,5	12,5
Volum fluid la separator	m ³ /s	26,49	23,7
Temperatura la separator	° C	140	140
Debit de aer primar	m ³ N/s	7,96	14,53
Debit gaze arse recirculate de la fine focar	m ³ N/s	0,791	0,655
Debit gaze de ardere recirculate de la fine cazan	m ³ N/s	8,26	-
Debit vapori de apa	m ³ N/s	0,49	0,49
Concentratia de praf	kg/kg	0,158	0,153
Densitate fluid la iesirea din separator	kg/m ³	0,73	0,845

Experimentul a evidentiat si urmatoarele :

- finețea de măcinare : $R_{90} = 54,7 \%$;
- presiunea dată de moară : 164 mmca;
- cantitatea relativa de aer primar din aerul total de ardere :
 - 41 % - la funcționarea cu huilă;
 - 25 % - la funcționarea cu lignit;
- cantitatea relativa de aer secundar din aerul total de ardere :
 - 34 % - la funcționarea cu huilă;
 - 19 % - la funcționarea cu lignit;
- cantitatea relativa de aer terțiar din aerul total de ardere :
 - 25 % - la funcționarea cu huilă;
 - 56 % - la funcționarea cu lignit;

Mentinerea sistemului de preparare actual are ca dezavantaj major realizarea unui amestec polidispers necorespunzator procesului de aprindere si ardere. Principalele elemente care indica acest lucru sunt:

- finetea de macinare improprie pentru huila;
- concentratia redusa de praf;
- modificarea raportului aer primar / aer secundar;
- arderea combustibilului cu pulsatii si cu aport continuu de hidrocarburi.

Experimentarile au aratat ca nu se poate functiona fara recirculare de gaze arse de la fine cazan datorita imposibilitatii reglarii parametrilor aburului prin reducerea la zero a debitului de injectie.

In figura 1.2 este prezentata schema de alimentare cu fluide a arzatorului tip Babcock cu recirculare de gaze si de la fine cazan, iar in figura 1.3 este prezentata schema de alimentare cu fluide a aceluasi arzator fara recirculare de gaze de la fine cazan.

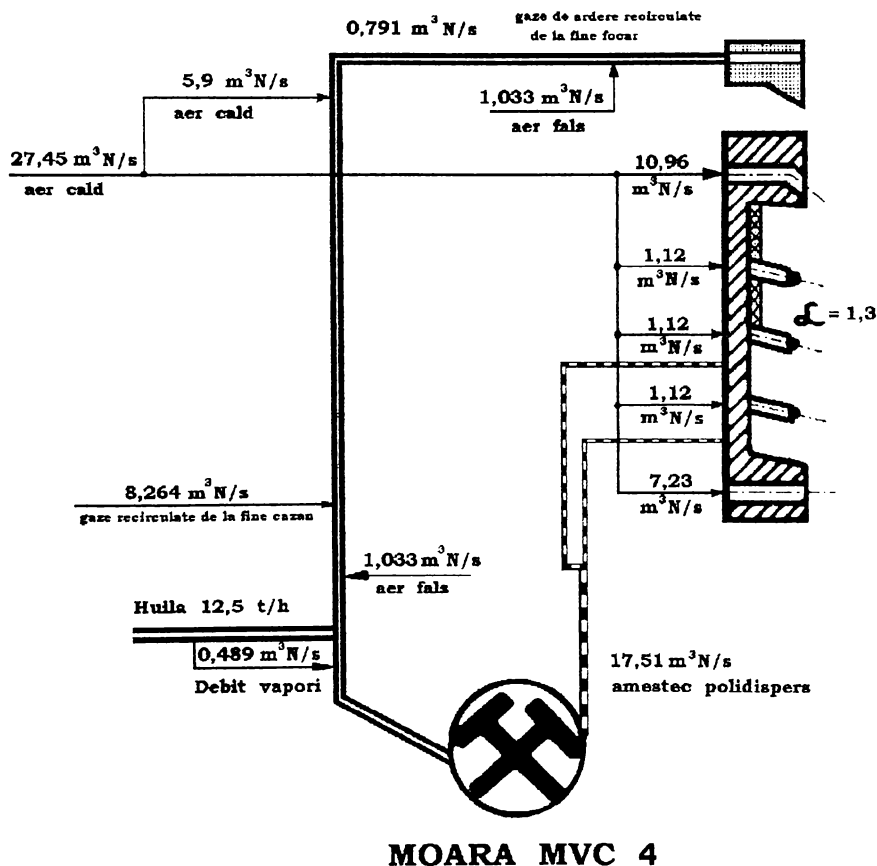


Fig. 1.2 - Schema de alimentare cu fluide a arzătorului de tip Babcock la funcționarea cu uleiă, cu recirculare de gaze și de la fine cazan.

Din cele arătate mai sus rezultă că această soluție este posibilă numai prin adoptarea unor lucrări de îmbunătățire suplimentare.

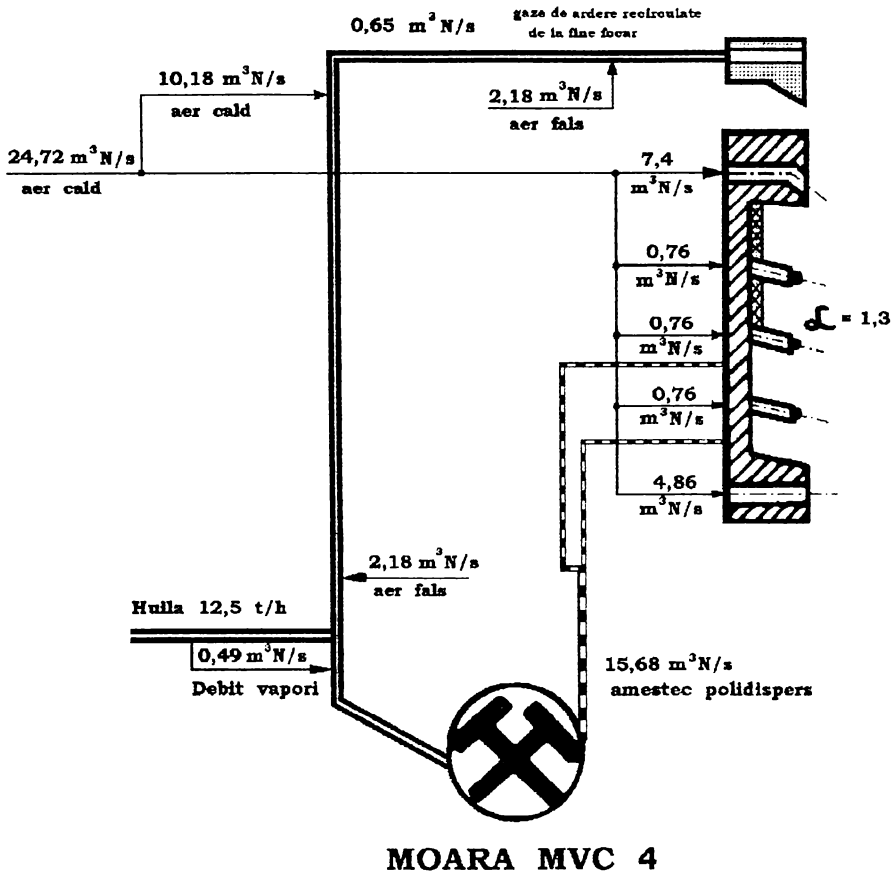


Fig. 1.3 - Schema de alimentare cu fluide a arzătorului de tip Babcock la funcționarea cu huilă, fără recirculare de gaze de la finele cazan

1.2.2. Arderea huilelor în cazanele de abur concepute pentru lignit, realizându-se modificări constructive semnificative, care să conducă la ridicarea eficienței productive (diminuare pierderi, costuri de producție scăzute, randamente sporite) și a reducerii poluării mediului.

Funcționarea la parametri tehnico-economici competitivi cu instalațiile similare din lume a impus abandonarea ideii de reversibilitate huilă-lignit.

Această soluție va fi analizată pe larg, în capitolul 3, ea constituind subiectul de bază al tezei, deoarece reprezintă actuala și deocamdată unica soluție adoptată în cadrul conversiei cazanelor de 420 t/h, la funcționarea pe huilă, la noi în țară.

1.2.3. Valorificarea prin ardere a huilelor energetice prin reconstrucția definitivă a instalațiilor de preparare și ardere.

Având în vedere caracteristicile fizico-chimice ale combustibilului nou - huila - și mai ales conținutul redus al materiilor volatile, instalațiile de preparare și ardere recomandate și utilizate pe plan mondial sunt morile cu strivire și arzatoarele turbionare.

Accastă soluție se prezintă pe scurt în capitolul 5.

CAPITOLUL 2

MODELAREA FIZICO-MATEMATICA A PROCESELOR DE ARDERE, SCHIMB DE CALDURA SI MASA DIN FOCARELE CAZANELOR DE ABUR PE COMBUSTIBIL SOLID PULVERIZAT.

Proiectarea modernă a generatoarelor de abur implică pe lângă fazele clasice de proiectare și o fază de modelare și simulare numerică a comportării soluției constructivă adoptate în funcționare, fază în care pot fi puse în evidență și corectate anumite carențe ale soluției analizate; apoi în activitatea curentă în exploatare apar o serie de probleme practice legate de comportarea generatorului de abur la diferite regimuri de funcționare, modificarea unor suprafețe de schimb de căldură, sau a combustibilului pentru care a fost realizat proiectul, probleme pentru a căror rezolvare este necesară simularea pe calculator a funcționării generatorului de abur în condițiile impuse de respectivele modificări.

Utilizarea generatorului de abur la regimuri și parametri diferiți de cei pentru care a fost proiectat, fără o verificare prealabilă prin simulare numerică a comportării în aceste condiții poate duce la micșorarea duratei de viață a generatorului, la funcționarea în condiții ineficiente din punct de vedere economic (costuri mari ale energiei termice produse, randamente scăzute), iar în unele cazuri poate duce chiar la avarierea instalației.

2.1 CONCEPTIA MODELULUI MATEMATIC DE ARDERE, SCHIMB DE CALDURA SI MASA.

2.1.1. Modelarea matematică a proceselor de ardere, schimb de căldură și masă.

Arderea în focare de praf de carbune depinde, în principal, de proprietățile energetice ale carbuilor, și de marimile particulelor de praf, adică de așa numitul material macinat, de concentrația oxigenului în focar precum și de temperatura procesului de ardere care depinde de puterea calorifică a carbuilor, de gradul de ecranare al focarului și de coeficientul de emisiune a radiației flacării de praf de carbune.

În cercetările privitoare la procesul de ardere a amestecului de praf de carbune cu aer se poate examina:

- a) arderea granulelor separate sau a fracțiilor separate ale prafului de carbune;
- b) arderea amestecului admitând ipoteza ca viteza de reacție a arderii depinde de granulația medie a prafului, puterea calorifică medie a carbuilor, concentrația medie a prafului și a oxigenului precum și de constantele cinetice omogenizate.

Procesul de ardere a granulei izolate de carbune a fost descris pentru prima oară în mod simplificat de Nusselt în anul 1924. De această problemă s-au ocupat mulți alți oameni de știință, lucrările lor au dus la cunoașterea procesului

macrochimic de ardere a unei granule de carbune.

În teoria arderii amestecului de praf de carbune cu aer au fost folosite inițial noțiunile și metodele preluate din teoria arderii amestecurilor gazoase cu aer. S-a căutat a se determina de exemplu pe cale experimentală așa numita viteză normală a propagării flăcării, dar rezultatele obținute de diferiți cercetători se deosebeau mult între ele. Aceasta se explică prin faptul că viteza respectivă în amestecul de praf de carbune cu aer, depinde în măsură mai mare de schimbul de căldură între flăcări și mediul înconjurător, decât viteza flăcării în amestecurile de gaz - aer. Între altele, pentru acest motiv, calculul flăcării de praf - aer, nu se poate baza pe viteza normală de propagare a flăcării.

2.1.2. Modele matematice care nu iau în considerare împartirea în aer primar și secundar.

În anul 1962 Essenhigh și Csaba au indicat modul de calculare al vitezei de propagare al flăcării în amestecul prafului de carbune cu aer prin considerarea schimbului de căldură prin radiație între frontul flăcării și amestecul de praf de carbune cu aer afluent. S-a adoptat teza că temperatura gazului portant poate să difere de temperatura particulelor de carbune, dar a fost neglijat schimbul de căldură cu mediul înconjurător.

În anul 1964, a apărut lucrarea lui Chzmaljan și alții în care a fost indicat modelul matematic al aprinderii în fluxul plan al amestecului de praf de carbune cu aer. S-a admis că schimbul de căldură cu mediul înconjurător are loc exclusiv pe calea convecției la peretii camerei de ardere având secțiunea circulară. Aproximativ un an mai târziu Chitrin și Chzmaljan au publicat modelul matematic al aprinderii în fluxul liber al amestecului de praf de carbune cu aer, ținând seama de diferențierea vitezei în secțiunea transversală și de amestecarea fluxului cu gazul din mediul înconjurător. Relațiile pentru repartitia vitezei și a masei gazelor arse de recirculare în secțiune transversală a fluxului au fost adoptate ca pentru fluxul izotermic liber. Calculele s-au făcut în ipoteza în care căldura din reacția de ardere este cedată în întregime fluxului termic.

În anul 1965 Beer și Lee au publicat modelul lor matematic al procesului de ardere. Admitând că întreaga cantitate de aer necesară pentru arderea prafului este amestecată cu el în fața arzătorului și că procesul este adiabatic, au fost stabilite ecuații pentru schimbul masei prafului de carbune în timpul arderii.

Hedley și Jackson au examinat în 1966 influența pe care o exercită recircularea gazelor arse asupra arderii amestecului de praf de carbune cu aer. Modelul lor matematic se referă la sistemul adiabatic.

S-a admis că în camera de ardere are loc amestecarea imediată și perfectă a amestecului cu gazele arse recirculate. Pe baza calculelor s-a constatat că timpul arderii combustibilului depinde de recircularea relativă (masa gazelor recirculate raportată la masa combustibilului, aerului și gazelor arse). S-a tras concluzia că există posibilitatea de a alege intensitatea specifică a recirculației care reduce considerabil timpul de ardere a prafului în condițiile unui anumit excedent de aer.

În anul 1968 J.Zelkowski a atras atenția că în flacăra de praf de carbune cu aer, viteza de reacție a arderii este mult mai mică, iar coeficientul radiației este mult

mai mare decât în flacăra de gaz - aer. Aceasta determină o mare dependență a vitezei de propagare a flăcării de praf de intensitatea schimbului de căldură între flacăra și mediul înconjurător.

De aceea, adoptarea ipotezei despre caracterul adiabatic al flăcării, așa cum s-a admis într-o serie de modele, trebuie să ducă la decalaje mari cu realitatea. Adoptarea unei asemenea ipoteze la calcularea flăcării de gaz - aer nu atrage erori mari.

În 1969 a fost elaborat de către Kuwajew modelul de aprindere a amestecului de praf cu aer în fluxul turbulent. În ecuația bilanțului termic s-a luat în considerare căldura obținută din arderea combustibilului și schimbata prin radiație (a fost adoptat coeficientul constant al emisiunii radiației de 0,9), căldura livrată de suprafața exterioară a fluxului de la gazele arse recirculate, precum și căldura consumată pentru evaporarea umidității din carbuni. Bilanțul termic astfel conceput a fost rezolvat pentru modelul plan, admitând repartițiile vitezei și masei în secțiunile perpendiculare pe axa fluxului după relațiile obligatorii pentru fluxuri libere.

În 1969 Wilenski și Chzmaljan au indicat un nou model matematic de ardere cu polidispersie în cazan. În acest model s-a adoptat ca bază bilanțul termic, calculat atât pentru particulele de coacă care reacționează, cât și pentru materiile volatile.

A fost luată în considerare arderea, schimbul de căldură prin radiație între particulele de coacă - pe de o parte și gazele arse și pereții camerei de ardere - pe de altă parte, precum și schimbul de căldură prin convecție.

Bilanțul termic a fost legat de bilanțul masei: pentru arderea particulelor de coacă, pentru degazeificarea lor, pentru arderea materiilor volatile, pentru modificarea concentrației oxigenului.

2.1.3. Modele matematice care iau în considerare împartirea în aerul primar și secundar.

În anul 1968 J. Zelkowski împreună cu S. Roguski a publicat metoda calculării simplificată a aprinderii amestecului de praf de carbune cu aer în care a fost luată în considerare existența tipică pentru arzătoarele de praf a împartirii în aerul primar și aerul secundar.

S-a admis ipoteza că schimbul de căldură are loc prin radiația fluxului amestecului și pereții camerei de ardere precum și ipoteza că, căldura este transferată prin conducție de la frontul flăcării în direcția amestecului afluent.

În schimb, a fost neglijat schimbul de căldură prin radiație între frontul flăcării și amestec, admitând totodată invariabilitatea presiunii parțiale a oxigenului, a suprafeței totale a prafului și a coeficientului de emisiune a radiației amestecului.

De aceea, calculul se referea numai la încălzirea fluxului până la aprindere. Relațiile obținute au dat posibilitatea de a examina influența materialului macinat, finețea macinării și a temperaturii camerei de ardere asupra aprinderii amestecului de praf de carbune cu aer. Rezultatele calculelor au dat posibilitatea de a trage următoarele concluzii:

a) amestecarea rapidă a aerului primar cu cel secundar înainte de aprindere atrage creșterea rapidă a temperaturii aerului primar, dar numai până la temperatura aerului secundar. Aceasta are întotdeauna drept consecință reducerea vitezei de reacție rezultat al micșorării concentrației prafului;

b) pentru fiecare fel de carbune exista o anumita valoare a temperaturii din interiorul focarului, sub care fluxul amestecului nu se mai aprinde (fara a adauga gaze arse cu temperatura mai ridicata decât temperatura camerei de ardere).

W.Richter, a publicat în 1975 modelul matematic al flacarii de antracit bidimensional, axial - simetric în camera de ardere axial - simetrica. Acest model este în legatura cu flacarile examinate la Centrul de Cercetare a Fundatiei Internationale pentru Cercetarea Flacarilor (IFRF) din Ijmuiden. Calculul ia în considerare influenta radiatiei, a cineticii reactiei precum si a amestecului turbulent cu aerul secundar care iese dintr-o alta duza decât aerul primar, precum si a amestecului cu gaze care umple camera de ardere. A fost adoptata teza conform careia curgerea nu are un caracter turbulent iar flacara este stabilizata în exterior. Calculul a întâmpinat dificultati determinate de modelul incomplet al turbulentei flacarii, din cauza datelor incomplete care descriu cinetica arderii carbonilor precum si din cauza calcularii preelementare a procesului schimbului de caldura prin radiatie între flacara de praf si interiorul camerei de ardere. Totusi în pofida numeroaselor simplificari care au fost necesare pentru construirea modelului rezultatele obtinute ale calculelor corespund cu o mare precizie cu rezultatele masuratorilor. Sistemul elaborat al calculelor se limiteaza numai la focare având o geometrie simpla.

2.1.4. Prezentarea modelului matematic de ardere, schimb de caldura si masa.

Pentru a estima diferiti factori care influenteaza arderea carbonilor pulverizati (temperatura aerului primar, secundar, finetea de macinare, concentratia, aport combustibil suport) s-a propus o ecuatie matematica care descrie modelul prezentat, bazata pe urmatoarele ipoteze simplificatoare:

a) Se analizeaza la început jetul primar al arzatorului, alegând un volum elementar de lungime dx si se afla creșterea razei secvenței dR .

Volumul elementar al secvenței initiale la timpul $\tau = 0$ este

$$dV = \pi * R_0^2 * dx \quad [m^3] \quad (2.1)$$

decî vom avea:

$$V_0 = \pi * R_0^2 * x_0 \quad [m^3] \quad (2.2)$$

în care:

- V_0 - volum secventa initiala;
- R_0 - raza jetului inițial la timpul $\tau = 0$;
- dx - lungimea elementara de analiză;
- x_0 - lungimea primei secvente;

Dezvoltarea în plan frontal a jetului de flacara este data de amestecul cu aerul secundar sau gaze recirculate si cresterea de temperatura.

b) Aerul secundar si recirculat se amesteca cu aerul primar ce soseste la timpul τ . Raportul de mase de aer secundar si recirculat cu masa de aer primar continut în volumul elementar se traduce prin:

$$\frac{m_2}{m_1} = F(x) = A_1 * x + A_2 * x^2 \quad [-] \quad (2.3)$$

în care:

m_2 - masa de aer secundar;
 m_1 - masa de aer primar;
 A_1, A_2 - coeficienți determinați experimental;

respectiv:

$$\frac{m_2'}{m_1} = F'(x) = A_1' * x + A_2' * x^2 \quad [-] \quad (2.4)$$

în care:

m_2' - masa de aer recirculat;
 m_1 - masa de aer primar;
 A_1', A_2' - coeficienți determinați experimental;

c) Nu avem o diminuare a suprafetei granulei, nici a factorului de absorbtie.
($V * A = V_0 * A_0$) (2.5)

d) Viteza de reactie a materialului combustibil este determinata de:

$$u = \frac{V_0 * dM}{d\tau} \quad [Kg/s] \quad (2.6)$$

în care:

dM - variatia masei de material combustibil relativa la volumul secventei de lucru

e) Temperatura este distribuita uniform în volumul elementar.

f) Caldura este transmisa prin radiatie peretilor focarului.

g) Tot sistemul este simetric.

Ecuatia matematica care descrie procesul se va putea scrie astfel:

$$\frac{dQ_{mc}}{dt} + \frac{dQ_v}{dt} + \frac{dQ_{as}}{dt} + \frac{dQ_r}{dt} + \frac{dQ_1}{dt} - \frac{dQ_i}{dt} = 0 \quad (2.7)$$

unde:

$\frac{dQ_{mc}}{dt}$ - aportul caloric datorat arderii materialului carbonos.

$\frac{dQ_v}{dt}$ - aportul caloric datorat arderii volatilelor.

$\frac{dQ_{as}}{dt}$; $\frac{dQ_r}{dt}$ - cresterea de energie provenita din amestecul fluidului primar cu aerul secundar sau gaze de ardere recirculate.

$\frac{dQ_1}{dt}$ - cresterea / scaderea potentialului termic în urma schimbului de caldura prin radiație.

$\frac{dQ_i}{dt}$ - cresterea energiei interne a jetului.

Caldura provenita din arderea materialului carbonos

(dQ_{mc} / dt)

$$D_{mc} = D_{mc}^0 * K_1 * PO_2 * A * dx * \exp\left(\frac{-E_1}{R * T}\right) / W \quad [Kg/s] \quad (2.8)$$

unde:

D_{mc} - debitul de material combustibil ars [Kg/s]
 D_{mc}^0 - debitul de material combustibil la intrarea în secventa [Kg/s]
 K_1 - factorul de frecventa [1/s]
 A - suprafata specifica de reactie [m²/Kg]
 dx - lungimea unei secvente [m]
 E_1 - energia de activare [Kcal/Kmol]
 T - temperatura [K]

R	- constanta universală a gazelor	[Kcal/Kmol*K]
W	- viteza fluidului	[m/s]
PO ₂	- concentrația de oxigen	[-]

Procesul de ardere este influențat în primul rând de nivelul termic al fluidului purtător ($\exp(-E/R \cdot t)$), direct proporțional cu temperatura. Finetea de macinare caracterizată prin intermediul suprafeței de reacție A, este un element esențial în cadrul procesului de ardere al materialului carbonos, macinarea avansată la diametre caracteristice mici conducând la intensificarea arderii.

$$Q_{mc} = D_{mc} \cdot P_{ci} \quad [\text{Kcal/s}] \quad (2.9)$$

unde:

$$Q_{mc} - \text{aportul caloric al materialului carbonos}$$

$$P_{ci} - \text{puterea calorifică inferioară} \quad [\text{Kcal/Kg}]$$

Caldura provenită din arderea volatilelor ($dQ_v/d\tau$)

$$D_v = D_v^0 \cdot K_2 \cdot PO_2 \cdot A \cdot dx \cdot \exp\left(\frac{-E_2}{R \cdot T}\right) / W \quad [\text{Kg/s}] \quad (2.10)$$

unde:

D _v	- debitul de volatili ars	[Kg/s]
D _v ⁰	- debitul de volatili la intrarea în secvență	[Kg/s]
K ₂	- factorul de frecvență	[1/s]
E ₂	- energia de activare	[Kcal/Kmol]

$$Q_v = D_v \cdot P_{ci} \quad [\text{Kcal/s}] \quad (2.11)$$

unde:

Q _v	- aportul caloric al volatilelor	[Kcal/s]
P _{ci}	- puterea calorifică inferioară	[Kcal/Kg]

Fenomenul de aprindere al volatilelor degajate din combustibil solid apare odată cu îndeplinirea următoarelor condiții:

- | | |
|--------------------------------------|---------------------------|
| a) temperatura minimă | - 200 °C |
| b) concentrația de volatili degajate | - C _v = min 1% |
| c) gradientul de temperatură grd T | - min 1500 grd/s |

Caldura provenită din aerul secundar ($dQ_{as}/d\tau$)

$$dQ_{as}/d\tau = d/d\tau (m_2 \cdot c_p \cdot (T_2 - T_0)) \quad [\text{Kcal/s}] \quad (2.12)$$

Canțitatea de aer secundar introdusă pe linia de curent sau ansamblu arzător este

determinata de functia $L(x) = m_2 / m_1$. Cantitatea de caldura care participa la ridicarea / scaderea nivelului termic al jetului este data de relatia:

$$Q_{as} = m_2^* \times c_p \times (T_2 - T_o) \quad [\text{Kcal/s}] \quad (2.13)$$

unde:

- m_2, m_2^* - cantitati de aer secundar care intra in secventa
- c_p - caldura specifica a aerului secundar
- T_2 - temperatura aer secundar la iesire din secventa

Caldura provenita din gazele de ardere recirculate ($dQ_r/d\tau$)

$$dQ_r/d\tau = d/d\tau (m_r \times c_{pg} \times (T_r - T_o)) \quad [\text{Kcal/s}] \quad (2.14)$$

In urma modelarii arzatoarelor rezulta functia

$R(x) = m_r / m_1$ care stabileste cantitatea de fluid recirculat in cadrul fluxului primar. Cantitatea de caldura absorbita / cedata de catre jetul primar este:

$$Q_r = m_r^* \times c_{pg} \times (T_r - T_o) \quad [\text{kcal/s}] \quad (2.15)$$

unde:

- m_r, m_r^* - cantitati de gaze recirculate
- c_{pg} - caldura specifica a gazelor de ardere recirculate
- T_r - temperatura gazelor de ardere recirculate

Caldura de radiatie ($dQ_1 / d\tau$)

In functie de nivelul termic al fluidului primar raportat la temperatura peretilor focarului apare un schimb de caldura prin radiatie al carui sens este determinat de valorile temperaturilor amintite. Variatia caldurii de radiatie este:

$$dQ_1/d\tau = d/d\tau (C_r \times F \times (T_p^4 - T_{jet}^4)) \quad [\text{Kcal/s}] \quad (2.16)$$

iar caldura schimbata în secventa dx:

$$Q_1 = C_r \times F \times (T_p^4 - T_{jet}^4) / 3600 \quad [\text{kcal/s}] \quad (2.17)$$

unde:

- C_r - coeficientul mutual de transfer de caldura dintre flacara si pereti
- F - suprafata de încălzire
- T_p - temperatura peretelui focarului
- T_{jet} - temperatura flacarii

Caldura interna si cresterea de masa a jetului principal ($dQ_i / d\tau$)

Cresterea de masa conduce la variatia energiei interne a jetului si, indirect, la modificarea parametrilor:

$$dQ/d\tau = dQ_{mc}/d\tau + dQ_w/d\tau + d/d\tau (m_2 \times c_p \times (T_2 - T)) + \\ + d/d\tau (m_1 \times c_{pe} \times (T_1 - T)) + d/d\tau (C_r \times F \times (T_p^4 - T^4))$$

$$[\text{Kcal/s}] \quad (2. 18)$$

Datorita proceselor descrise anterior are loc o crestere de masa a jetului principal, care conduce la schimbarea secventiala a diferitilor parametri:

- concentratia de oxigen in urma amestecului cu aer cald si gazele de ardere, factor variabil in fiecare secventa dx, depinzând de functiile de amestec $L(x)$ si $R(x)$, precum si de intensitatea arderii materiilor combustibile;

- concentratia de volatili variabila in raport cu masa de aer secundar si recirculat, precum si cu intensitatea procesului de degajare a volatilelor in cadrul secventelor analizate.

2.1.5. Determinarea funcțiilor de amestec prin modelarea geometrică a arzătoarelor.

Cercetarile izotermice pe model a arzatoarelor de praf constau in examinarea separata a modelului hidraulic al arzatorului si a modelului camerei de ardere. Prin cercetarea modelului arzatorului separat se determina de obicei numai distributiile vitezei, iar uneori si procesul de amestecare.

Modelele arzatoarelor se executa la scara geometrica si examinarea lor se face introducând fluxul in mediul inconjurator liber, ceea ce inasa nu da posibilitatea de a lua in considerare influenta câmpului de viteze in camera asupra amestecarii fluxului cu mediul inconjurator. Din necesitate, interpretarea rezultatelor cercetarilor pe model a arzatoarelor se limiteaza la interpretarea vitezei de amestecare fara posibilitatea de a analiza influenta ei asupra arderii unui carbune concret, asupra distributiei temperaturii, concentrarii oxigenului, etc.

Cercetarile pe model ale camerei de ardere (focar) se executa pe modelele in care, prin marirea arzatoarelor fata de acele care rezulta din scara geometrica se poate obtine asemănarea calitativa a curgerilor in model, cu curgerile intr-un obiect real.

Pentru executarea calculelor este necesar a cunoaste:

- a) constantele cinetice ale carbunilor arsi, puterea lor calorifica si compozitia;
- b) parametrii fluxului la iesirea din arzator;
- c) modificarea vitezei de curgere in flux, $W(x)$;
- d) desfasurarea procesului de amestecare a fluxului amestecului primar de praf de carbune si aer cu aerul secundar, adica a relatiei:

$$L(x) = m_2 / m_1 ;$$

e) desfasurarea procesului de amestecare cu gaze din recirculatie interioara (dacă flacara este stabilizata in interior) precum si desfasurarea amestecarii cu gaze din mediul inconjurator.

Din cercetarile modelului unui arzator separat se obtin trei functii de repartitie a vitezelor, de desfasurare a amestecarii aerului secundar cu amestecul de praf de carbune - aer precum si a gazelor din recirculatie cu amestecul cu praf de carbune - aer adica:

$$W = W(x) \quad ; \quad L(x) = m_2 / m_1 \quad ; \quad R(x) = m_r / m_1$$

În modelul camerei de ardere fluxurile care ies din arzatoare nu sunt separate în aerul primar și secundar. Din fiecare arzător iese un singur flux care reprezintă totalul aerului primar cu cel secundar ($m_0 = m_1 + m_2$), iar amestecarea acestui flux în camera se determină sub forma de relație între concentrația gazelor ce umplu camera, în fluxul examinat, și distanța de la arzător. Prin urmare, din măsurătorile făcute în modelul camerei se obține relația:

$$\mu R = m_r / m_t = m_r / (m_1 + m_2 + m_r) \quad (2.19)$$

Intensitatea recirculării va deveni :

$$\begin{aligned} R(x) &= m_r / m_1 = \mu R / (1 - \mu R) \times (1 + m_2/m_1) = \\ &= \mu R / (1 - \mu R) \times (1 + L(x)) \end{aligned} \quad (2.20)$$

Pentru calculele din cercetările modelului camerei de ardere a procesului de amestecare a fluxului cu gazele înconjurătoare sub forma ecuației de mai sus este necesară cunoașterea desfășurării funcției $L(x)$.

Deoarece în modelul camerei de ardere este modelată amestecarea completă a aerului secundar cu cel primar, în calculele funcției $R(x)$ se admite valoarea $L(x)$ pentru amestecarea completă $L(x) = m_{20} / m_{10}$.

În modelul camerei de ardere, executat după metoda de modelare "cu arzătorul retras", nu se păstrează similitudinea vitezei de ieșire din arzător și nici a similitudinii geometriei arzătorului. Prin urmare, în model nu se menține criteriul similitudinii cantităților de mișcare a fluxurilor care ies din arzător. Totuși, metoda asigură similitudinea difuzării fluxurilor în model cu difuzarea în obiectul real într-un grad mai mare, decât alte metode de modelare. Procesul de amestecare, măsurat într-un asemenea model, trebuie să fie deci recalculat în condițiile mișcărilor menținute folosind ipoteza despre "proprietățile universale de eiecție ale fluxurilor". După această ipoteză, fluxul arbitrar care se răspândește în condiții arbitrare are aceleași proprietăți de eiecție ca fluxul izotermic etalon, dacă ambele fluxuri ies din duze identice și au aceleași cantități de mișcare inițiale. Creșterea masei fluxului (a proprietății de eiecție) este atunci direct proporțională cu cantitatea inițială a mișcării. În consecință, au loc următoarele relații:

$$\begin{aligned} dm / dx &= (dm / dx)_{izoterm} \quad (2.21) \\ dm / G &= \text{const.} \end{aligned}$$

În aceste formulări este cuprinsă intuitiv teza evidentă că mediul înconjurător în care are loc afluența ambelor fluxuri posedă în ambele cazuri câmpuri de viteze formate în mod analog.

Prin urmare, dacă metoda de modelare a camerei de ardere asigură similitudinea câmpurilor de viteză în ambianța fluxului examinat și nu asigură similitudinea cantităților de mișcare, atunci legăturile dintre fluxul real având masa inițială m_0 și densitatea r_0 , cantitatea totală a mișcării G_0 , care iese din duza cu raza y_0 , și fluxul izotermic în model cu masa inițială m_{m0} , densitatea r_{m0} , care iese din duza cu raza y_{m0} , cu cantitatea totală a mișcării G_{m0} , sunt următoarele:

$$\frac{d\left(\frac{m}{m_0}\right)}{d\left(\frac{x}{y_0}\right)} = \frac{G}{G_m} * \frac{m_{m0}}{m_0} * \frac{y_0}{y_{m0}} * \frac{d\left(\frac{m}{m_{m0}}\right)}{d\left(\frac{x}{y_m}\right)} \quad (2.22)$$

$$\frac{d\left(\frac{m}{m_0}\right)}{d\left(\frac{x}{y_0}\right)} = \frac{y_0}{y_m} * \frac{m_0}{m_{m0}} * \frac{w_z}{w_{m0}} * \frac{m_{m0}}{m_0} * \frac{d\left(\frac{m_m}{m_{m0}}\right)}{d\left(\frac{x_m}{y_m}\right)} \quad (2.23)$$

Dupa introducerea notatiilor relative:

$$m' = \frac{m}{m_0} \quad ; \quad x' = \frac{x}{y_0} \quad (2.24)$$

precum si a relatiei:

$$\frac{dx'}{dx'_m} * \left(\frac{y_0}{y_m}\right) = \frac{dx}{dx_m} \sim 1 \quad (2.25)$$

precum si dupa integrarea relatiilor de mai sus si determinarea constantei integrarii pentru conditiile initiale, se obtine:

$$m'_{r'} - 1 = \frac{w_{z0}}{w_{m0}} * (m'_{r_m} - 1) \quad (2.26)$$

Cea din urma ecuatie arata ca desfasurarea reala a amestecarii se obtine înmultind valorile m_r / m_j masurate în modelul camerei de ardere cu raportul dintre viteza echivalenta a iesirii din arzatoare în model izotermic.

Dupa cum ne arata cercetarile, functia $R(x)$ obtinuta din cercetarile modelului arzatorului izolat si functia $R(x)$ obtinuta din cercetarile modelului camerei de ardere având asemenea arzatoare, arata o convergenta pe prima portiune a fluxului. La distantele mai mari de la iesirea din arzator, intensitatea amestecarii cu gaze din mediul înconjurator este mult mai mare în modelul camerei, decât în modelul arzator izolat. Acest lucru este de înteles, daca se ia în considerare faptul ca arzatorul izolat este examinat într-o ambianta imobila si de aceea diferenta între cantitatile totale ale miscarii între cantitatile fluxului si a mediului înconjurator este mai mica decât într-un focar real.

Pentru aplicarea modelului matematic expus anterior este necesara determinarea fluxurilor de aer secundar si gaze recirculate în jetul primar pe linii de curent, deci a functiilor $R(x)$ si $L(x)$. Analiza procesului, care are loc în imediata apropiere a arzatorului, trateaza aerodinamica jeturilor pâna la aparitia degradarii acestuia.

În majoritatea cazurilor, putem exprima functia de amestec $L(x)$ de forma:

$$L(x) = A * x^2 + B * x + C$$

iar functia $R(x)$ are forma:

$$R(x) = \begin{cases} 0 & \text{- pe portiunea ecranata} \\ M \cdot x^2 + N \cdot x + P & \text{- în spatiul liber al focarului} \end{cases}$$

Determinarea acestor functii este importanta pentru analiza arderii materialului combustibil în jet, o mare importanta având concentratia de O_2 pe liniile de curent sau ansamblul arzator, precum si cantitatea de gaze recirculate în jet, care duce la ridicarea sau scaderea nivelului termic al fluxului principal.

Schimbul de caldura prin radiatie determina cresterea cu atât mai rapida a temperaturii amestecului, cu cât este mai mica viteza de curgere prin camera de ardere si cu cât este mai putin înaintată miscarea cu gaze arse si cu aerul secundar.

Amestecarea cu aerul secundar si cu gazele care umplu camera de ardere, provoaca cresterea cu atât mai mare a temperaturii fluxului si cu cât este mai mare diferenta între temperaturile agentilor si temperatura fluxului.

2.2 PROGRAM DE CALCUL COMPLEX PENTRU REZOLVAREA ECUATIILOR DIFERENTIALE CARE DESCRIU PROCESELE DE ARDERE DIN FOCARELE CAZANELOR DE ABUR.

2.2.1. Descrierea programului de calcul

Programul este realizat în limbajul de programare QUICK-BASIC, pe un calculator AT - 486, compatibil IBM - PC.

El a fost conceput pentru a servi ca instrument de lucru ingineresc pentru cercetarea si proiectarea instalatiilor de ardere. Realizarea lui a fost facuta în modul "user - friendly", adica, utilizatorul se afla într-un dialog permanent si inteligibil cu programul de calcul.

În figura 2.1 este prezentata schema logica a programului de calcul complex pentru rezolvarea ecuatiilor care descriu procesele din focarele cazanelor de abur.

Structura programului de calcul e urmatoarea:

- a) subrutina de prezentare;
- b) subrutina de date de intrare;
- c) subrutina de calcul a marimilor preliminare pentru fluidul primar;
- d) subrutina de calcul a debitelor de fluid pe baza functiilor de amestec;
- e) subrutina de calcul a arderii materiilor volatile;
- f) subrutina de calcul a arderii masei combustibile;
- g) subrutina de calcul a marimilor finale, la iesirea din celula;
- h) subrutina de afisare/tiparire a datelor finale.
- i) subrutina de initializare a marimilor pentru urmatoarea celula;
- a) **Subrutina de prezentare** cuprinde date generale despre program (locul unde a fost conceput, data, etc.)
- b) **Subrutina de date de intrare** cuprinde 4 (patru) parti principale (pagini de ecran), având urmatorul continut:

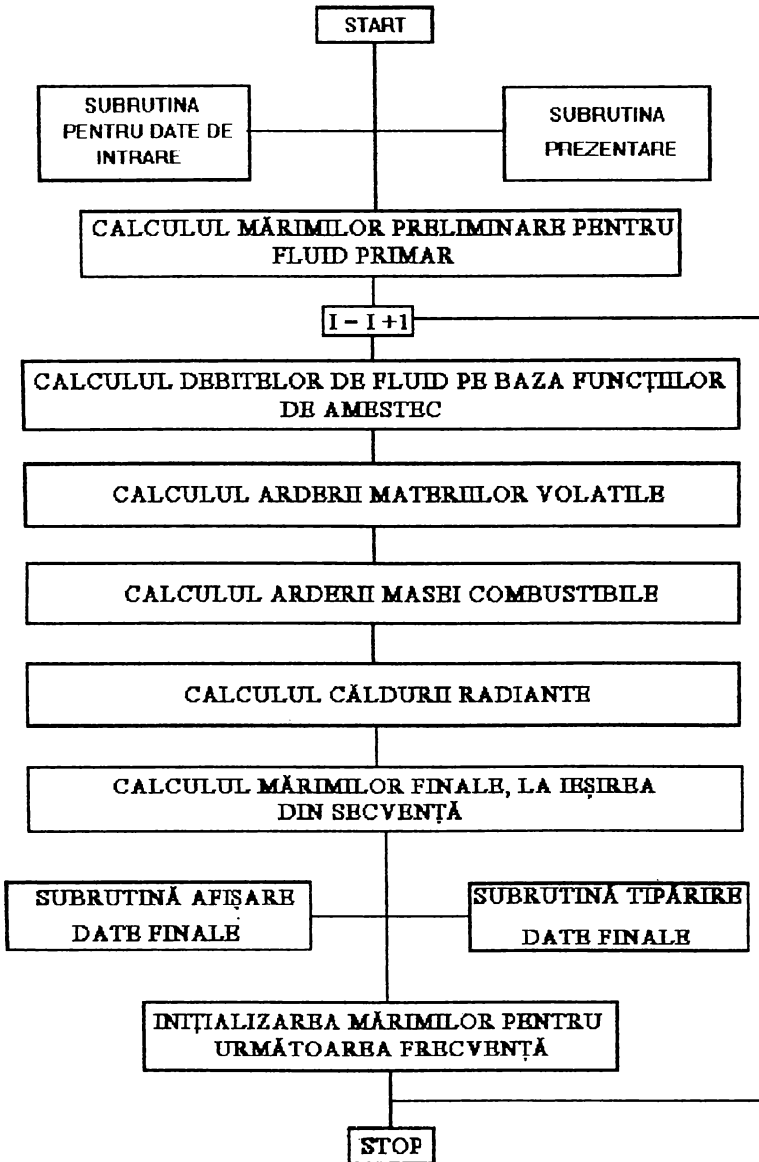


Fig. 2.1 - Schema logică a programului de calcul complex pentru rezolvarea ecuațiilor diferențiale care descriu procesele de ardere din focarele cazanelor de abur

- 1) marimi fizice caracteristice combustibilului
 - debitul de combustibil;
 - puterea calorifica inferioara;
 - analiza tehnica si elementara;
 - factorii de frecventa si energiile de activare pentru arderea volatilelor si a masei combustibile;
- 2) date initiale pentru fluidul primar
 - aer rece - debit si temperatura;
 - aer cald - debit si temperatura;
 - gaze de ardere - debit, temperatura, compozitie;
 - gaze recirculate - debit, temperatura, compozitie;
- 3) coeficientii ecuatiilor ce descriu variatia debitului de fluid secundar si recirculat, numarul total de celule pâna la degradarea jetului, numarul de celule total, dimensiunea de lucru, coeficientul energetic de emisie.

c) **Subrutina de calcul a marimilor preliminare** pentru fluidul primar cuprinde calculul marimilor ce caracterizeaza fluidul primar în unitati absolute si relative si initializarea unor marimi fizice de proces ce participa în programul de calcul.

Dupa intrarea în ciclul cu contor se calculeaza debitele tuturor fluidelor ce intervin în proces, nivelul termic si aportul caloric al acestora.

d) **Subrutina de calcul a debitelor de fluid** foloseste distributiile de aer secundar si gaze de ardere recirculate pentru a afla debitele teoretice de fluid de la intrarea în celulă.

e) **Calculul arderii materilor volatile** se face cu ajutorul unei ecuații exponentiale ce are ca rezultat debitul de volatile ars în celula la care se refera. Apoi se calculeaza aportul caloric al volatilelor în celula respectiva si cantitatile de gaze, pe componente, degajate în urma procesului de ardere.

f) **Calculul arderii masei combustibile** se face în mod analog cu calculul arderii volatilelor.

g) **Blocul de calcul al marimilor finale la iesirea din celula** cuprinde: debitul de fluid, debitul caloric continut în celula, compozitia fluidului si temperatura de iesire din celula.

h) **Subrutina de tiparire** are aceeasi structura ca si subrutina de afisare. Tiparirea rezultatelor este optionala, operatorul luând aceasta decizie.

i) **Blocul de initializare a datelor pentru secventa urmatoare** este cuprins din instructiuni de atribuire, adica datele finale ale celulei în lucru devin date initiale pentru celula urmatoare.

Programul se încheie odata cu celula în care valoarea contorului este egala cu numarul de celule total cerut de utilizator.

Structura acestui program este destul de simpla, dar el reuseste sa prezinte valorile tuturor parametrilor arderii din focar, evolutia marimilor fizice de la gura arzatorului pâna la fine focar.

2.2.2. Aplicarea modelului matematic elaborat pe instalații experimentale, în vederea stabilirii funcțiilor de amestec

Modelul matematic elaborat discretizează focarul în celule, în fiecare celulă calculându-se mai mulți parametri ai procesului de ardere, schimb de caldură și masa.

O rulare a programului este echivalentă cu un calcul al unei celule, rezultatele devenind date de intrare pentru următoarea celulă.

Programul de calcul oferă o relativă flexibilitate prin faptul că permite o secvenționare variabilă în funcție de cererea utilizatorului, dând posibilitatea parcurgerii unui număr de celule până la degradarea jetului și un număr de celule total până la fine focar.

În lucrarea de față se rulează programul pentru două exemple de calcul, și anume cazanul de 420 t/h funcționând pe lignit și cazanul de 420 t/h funcționând pe ulei. În cazul arderii lignitului numărul de celule până la degradarea jetului este de zece, fiecare celulă având lungimea de 0,5 m în plan orizontal, după care s-au parcurs în plan vertical un număr de treizeci de celule pe o lungime de 15m (până la fine focar). Pentru arderea uleiului numărul de celule până la degradarea jetului este de opt, fiecare celulă având lungimea de 0,5 m în plan orizontal, după care s-au parcurs un număr de treizeci și două de celule pe o lungime de 16m (până la fine focar).

Corectitudinea rezultatelor obținute cu ajutorul acestui program de calcul este dată de modelarea geometrică a fluxurilor, modelare care trebuie să fie cât mai aproape de realitate. Rezultatele modelării geometrice se traduc în două variabile : suprafața frontală a jetului și suprafața laterală a jetului. Aceste două variabile sunt introduse în calcul la fiecare celulă.

Modelarea jetului a fost realizată cu ajutorul teoriei jetului liber plan (modelare geometrică), teorie ce dă rezultate satisfăcătoare în cazul prelucrării datelor cu modelul matematic utilizat de program, și anume "modelul Zelkowski".

Modelul matematic pentru flacără necesită determinarea repartiției vitezelor și concentrațiilor corespunzătoare aerului secundar și gazelor recirculate din flacără în jetul de amestec primar.

Repartiția de viteze se determină prin măsurători directe efectuate pe model.

Repartiția concentrațiilor se determină indirect, folosind analogia de temperatură din teoria jeturilor, fiind știut faptul că repartiția de temperatură și de concentrație sunt asemenea.

În lucrarea de față, pentru realizarea modelării am considerat arzătorul fantă ca fiind unic, echivalent cu un singur arzător.

Pentru aplicarea modelului matematic elaborat în cazul arzătoarelor fantă a fost necesară determinarea funcțiilor de amestec pe linii de curent și pe ansamblul instalației de ardere. Analiza procesului care are loc în imediata apropiere a arzătorului tratează aerodinamica jetului până la apariția degradării acestuia.

Stabilirea funcțiilor de amestec specifice s-a realizat prin rezolvarea unui sistem de "n" ecuații cu "n" necunoscute. Aceste ecuații de bilanț masic, energetic și analogie de temperatură s-au obținut prin variația nivelului termic, consecutiv, al fiecărui flux component. Spre exemplu, pentru determinarea dispersiei gazelor

recirculate, ansamblul de fluide introdus în instalația de ardere modelată s-a aflat la o temperatură de circa 90°C, iar mediul absorbit la o temperatură de circa 30°C. Pentru stabilirea repartiției aerului secundar, fluidul insuflat a avut o temperatură de circa 260°C.

Măsurătorile de viteză s-au efectuat secvențial în secțiuni transversale cu tuburi Prandtl miniatură, iar temperaturile cu ajutorul unui termofil de mare precizie.

Având la dispoziție toate aceste măsurători, s-au calculat pe linii de curent concentrațiile de aer secundar și gaze de ardere recirculate, acestea fiind elementele principale care oferă o imagine clară asupra amestecului realizat. Pe baza valorilor măsurate s-au trasat distribuțiile de fluid secundar și recirculat pentru o lungime determinată a camerei de ardere, sub formă grafică.[29, 106]

S-a luat în considerare atât arzătorul fantă tip Babcock, corespunzător cazanului de 420 t/h pe lignit, cât și arzătorul fantă tip EVT, corespunzător cazanului de 420 t/h, funcționând pe huiă.

2.2.3 Rezultate obținute pe modele experimentale

2.2.3.1 Arzătorul fantă tip Babcock-model

Pentru cercetarea condițiilor de amestec, schimb de masă și a proceselor energetice petrecute în fluxul refulat de arzătoare s-a folosit un model la scara 1:10, pentru arzătorul fantă tip Babcock, (care echipează cazanul de 420 t/h combustibil lignit) dispus în camera de ardere corespunzătoare.[29, 106].

Cu ajutorul modelului realizat s-au obținut următoarele rezultate :

a) modul de amestec al aerului secundar cu fluidul primar :

$$L_{(x)} = m_2 / m_1$$

Distribuția aerului secundar în jetul primar este dată în fig. 2.2.

b) modul de amestec al gazelor de ardere recirculate cu fluidul primar :

$$R_{(x)} = m_r / m_1$$

Distribuția gazelor de ardere recirculate în jetul primar este dată de fig. 2.3.

2.2.3.2 Arzătorul fantă tip EVT model

Pentru cercetarea condițiilor de amestec, schimb de masă și a proceselor energetice petrecute în fluxul refulat de arzătoare s-a folosit un model la scara 1:10, pentru arzătorul fantă tip EVT, (cu care s-a echipat cazanul de 420 t/h combustibil huiă) dispus în camera de ardere corespunzătoare.[29, 106].

Cu ajutorul modelului realizat s-au obținut următoarele rezultate :

a) modul de amestec al aerului secundar cu fluidul primar :

$$L_{(x)} = m_2 / m_1$$

Distribuția aerului secundar în jetul primar este dată în fig. 2.4.

b) modul de amestec al gazelor de ardere recirculate cu fluidul primar :

$$R_{(x)} = m_r / m_1$$

Distribuția gazelor de ardere recirculate în jetul primar este dată de fig. 2.5.

Fig. 2.2 Variația debitului de aer secundar în cazul arderii lignitului

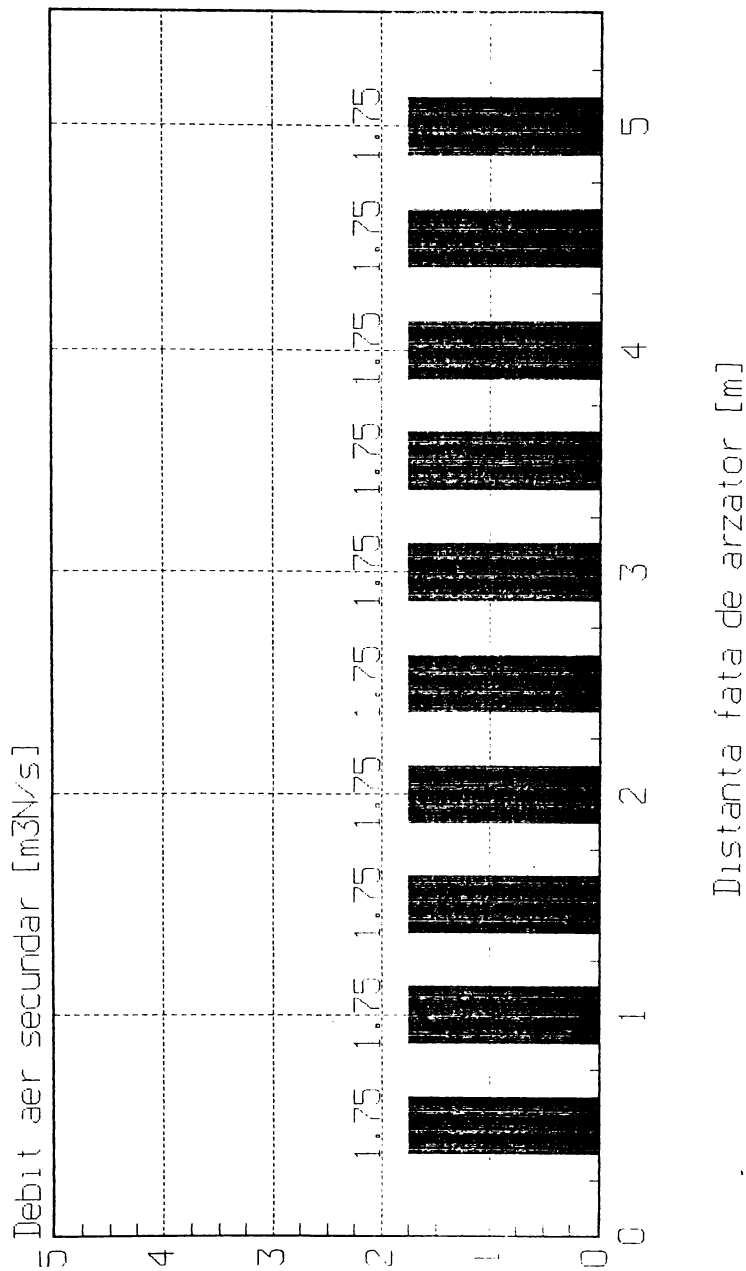
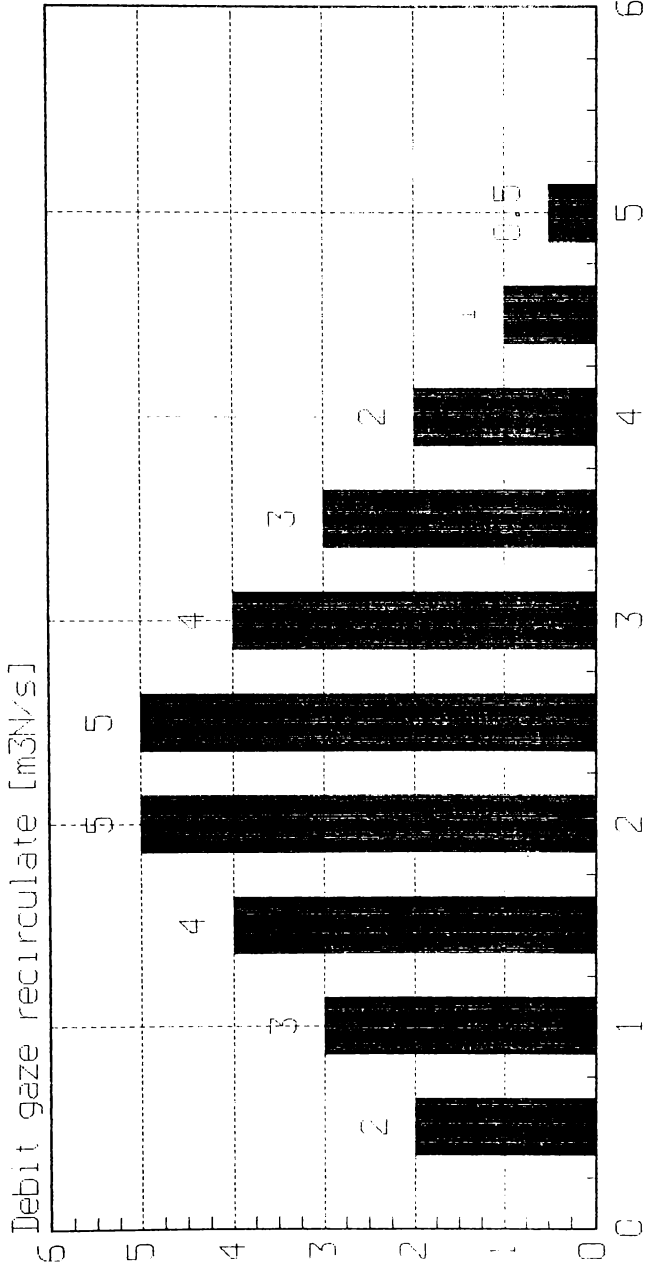


Fig. 2.3 Variația debitului de gaze recirculate în cazul arderii lignitului



Distanța față de arzător [m]

Fig. 2.4 Variația debitului de aer secundar în cazul arderii
hulei

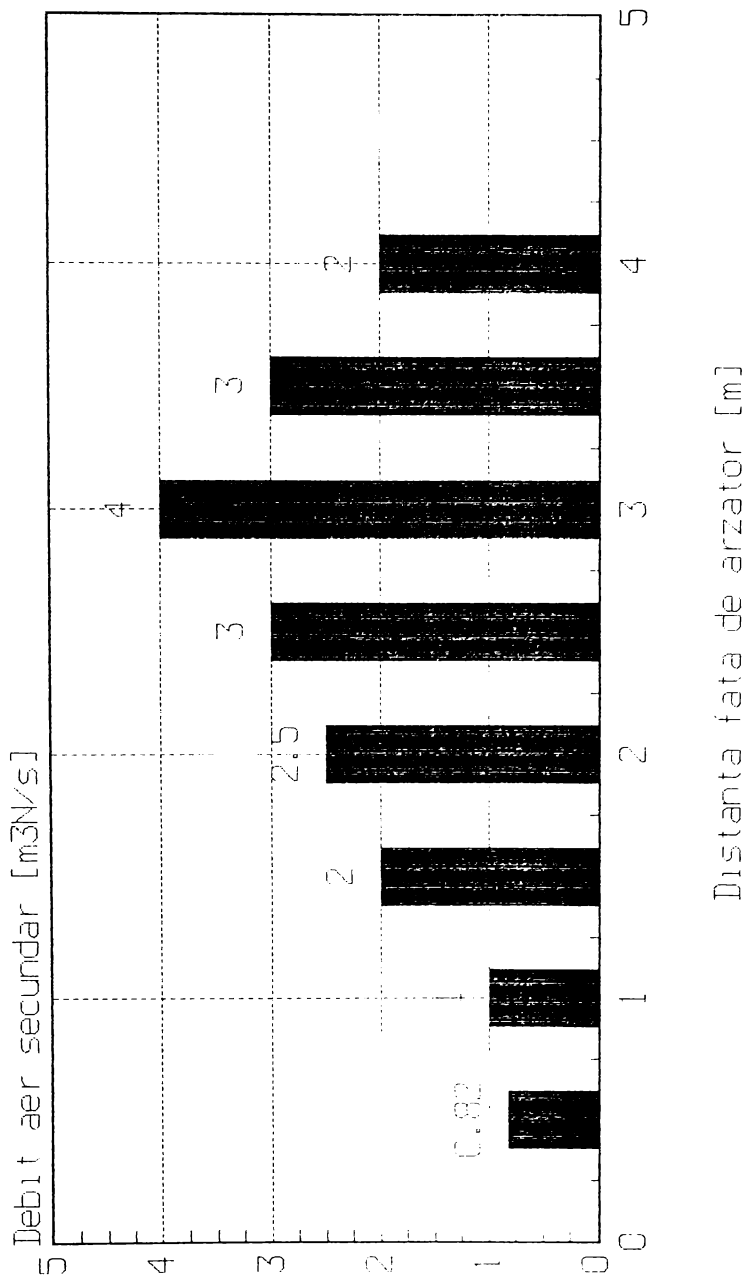
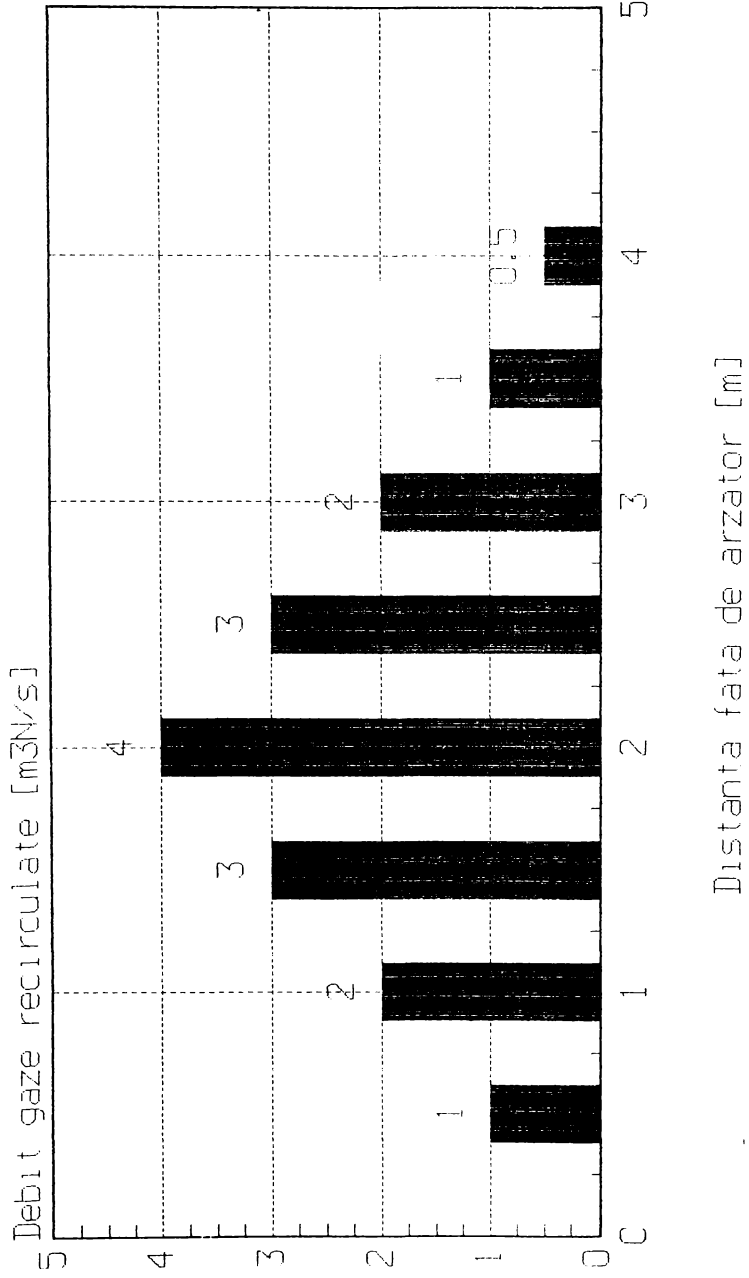


Fig. 2.5 Variația debitului de gaze recirculate în cazul arderii
hulei



2.2.4 Rezultate obținute pe instalații industriale

2.2.4.1 Verificarea programului de calcul pentru cazanul C4, dotat cu mori MVC și arzătoare fantă de tip Babcock.

Cazanul de 420 t/h lignit, echipat cu mori ventilator cu ciocane pe aspirație, tip MVC 4 are prevăzută o instalație de ardere pe combustibil solid pulverizat, compusă din 6 arzătoare fantă tip Babcock, amplasate pe cele patru laturi ale focarului (10,5 m x 12,2 m).

În figura 2.6 se prezintă arzătorul cu fante pentru lignit de tip Babcock. Acesta cuprinde patru fante de praf de carbune încadrate de fante de aer secundar, aerul secundar patrunde și în fantele de praf de carbune printr-un sistem de tevi așezate în cruce.

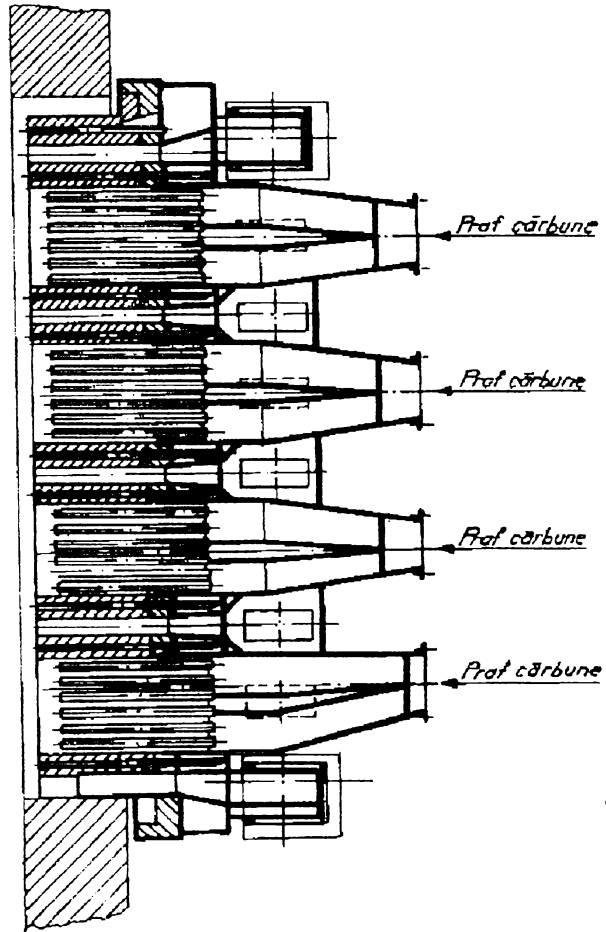


Figura 2.6 - Arzător cu fante pentru lignit

Caracteristicile constructive și funcționale ale unui arzător sunt :

- debit de fluid primar..... 22,4 m³N/s
- temperatura fluidului primar..... 160 °C
- suprafața de ieșire a fluidului..... 3,93 m²
- viteza de ieșire a fluidului primar.....9,10 m/s
- temperatura fluidului secundar.....300,0 °C
- debitul de aer secundar superior.....12,10 m³N/s
- viteza de insuflare aer sec. superior....40,00 m/s
- debitul de aer secundar intermediar.....3,30 m³N/s
- viteza aerului secundar intermediar.....32,00 m/s
- debitul de aer secundar inferior..... 7,60 m³N/s
- viteza aerului secundar inferior..... 40,00 m/s
- concentrația de praf în fluidul primar.. 0,293 kg/kg

Modul de amestec al aerului secundar și a gazelor de ardere recirculate cu fluidul primar a fost stabilit prin modelarea geometrică a instalației de ardere amplasată în configurația focarului cazanului.

Calculul procesului de ardere, bazat pe modelarea matematică a proceselor de ardere, schimb de căldură și masă din focarul cazanului de 420 t/h - lignit a evidențiat evoluția temperaturilor în fluxul primar, până la degradarea acestuia și până la sfârșitul focarului, concentrația de oxigen și gradul de ardere al materialului combustibil.

Rezultatele prezentate în anexa 2.1 au fost obținute în urma rularii programului de calcul, pentru cazanul de 420 t/h lignit, având patru arzătoare în funcțiune, situație care corespunde funcționării acestuia la sarcina nominală.

În urma prelucrării rezultatelor s-au trasat curbele de variație a temperaturii în flacără (fig. 2.7), a temperaturii în focar (fig. 2.8) , a proporției de oxigen în gazele de ardere de-a lungul focarului (fig. 2.9), ale debitelor de volatili (fig. 2.10) și ale debitelor de masă combustibilă (fig. 2.11).

Parametrii finali, calculați pentru fine focar sunt :

- debit de fluid..... 79,99 m³N/s
- concentrație de oxigen..... 1,145 %
- viteza fluidului..... 11,27 m/s
- temperatura fluidului..... 876,4 °C

Caldura cedată sistemului vaporizator este de 107 Gcal/h.

Rezultatele obținute demonstrează valabilitatea programului elaborat pentru calculul zonal al focarului, program care are la bază " modelul Zelkovski " .

Acest lucru a permis calcularea proceselor de ardere, schimb de căldură și masă pentru realizarea modificărilor constructive și funcționale ale cazanului adaptat pe huiă.

2.2.4.2. Aplicarea programului de calcul pentru cazanul C4, dotat cu mori MVC și arzătoare fantă de tip EVT.

Funcționarea economică a cazanului de 420 t/h pe huiă, în regim de siguranță în exploatare, la parametrii tehnici corespunzători necesită modificări constructive majore corespunzătoare instalațiilor de preparare a cărbunelui, de ardere

Fig. 2.7 Variatia temperaturii in
flacara in cazul arderii
lignitului

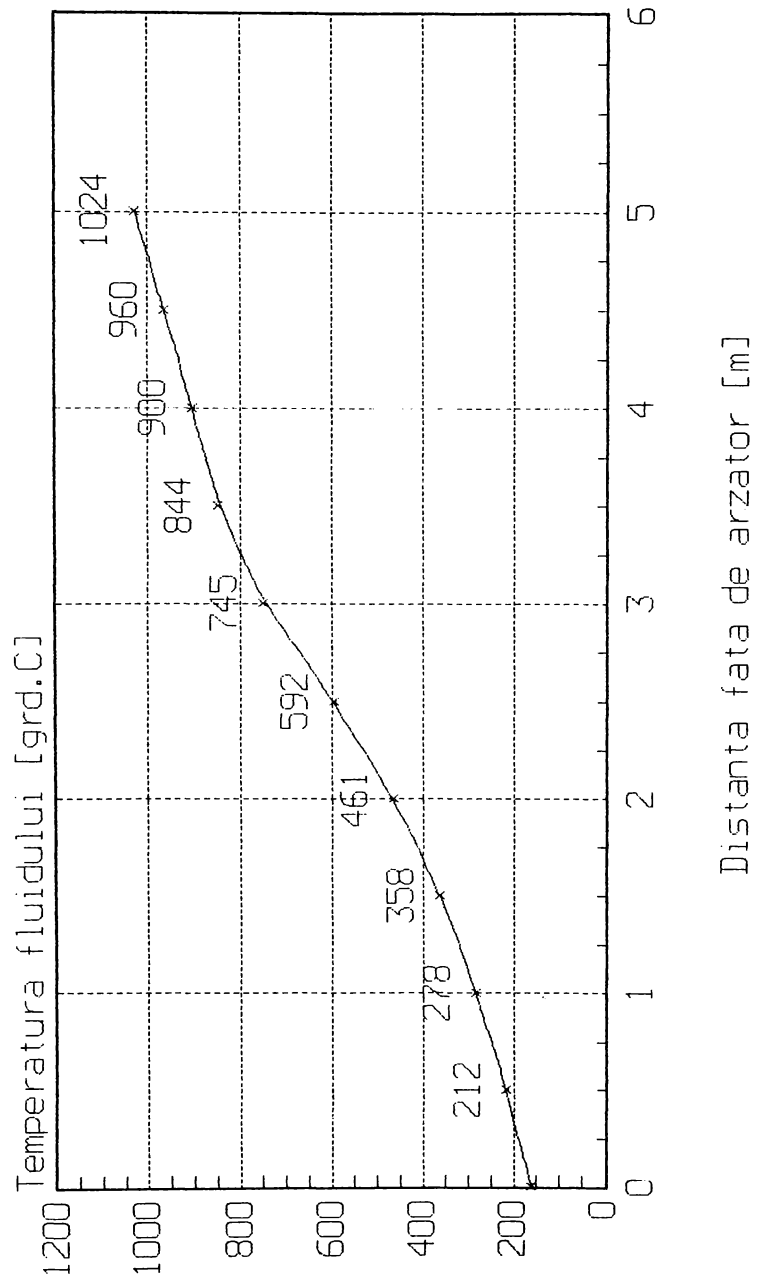


Fig. 2.8 Variatia temperaturii in focar in cazul arderii lignitului

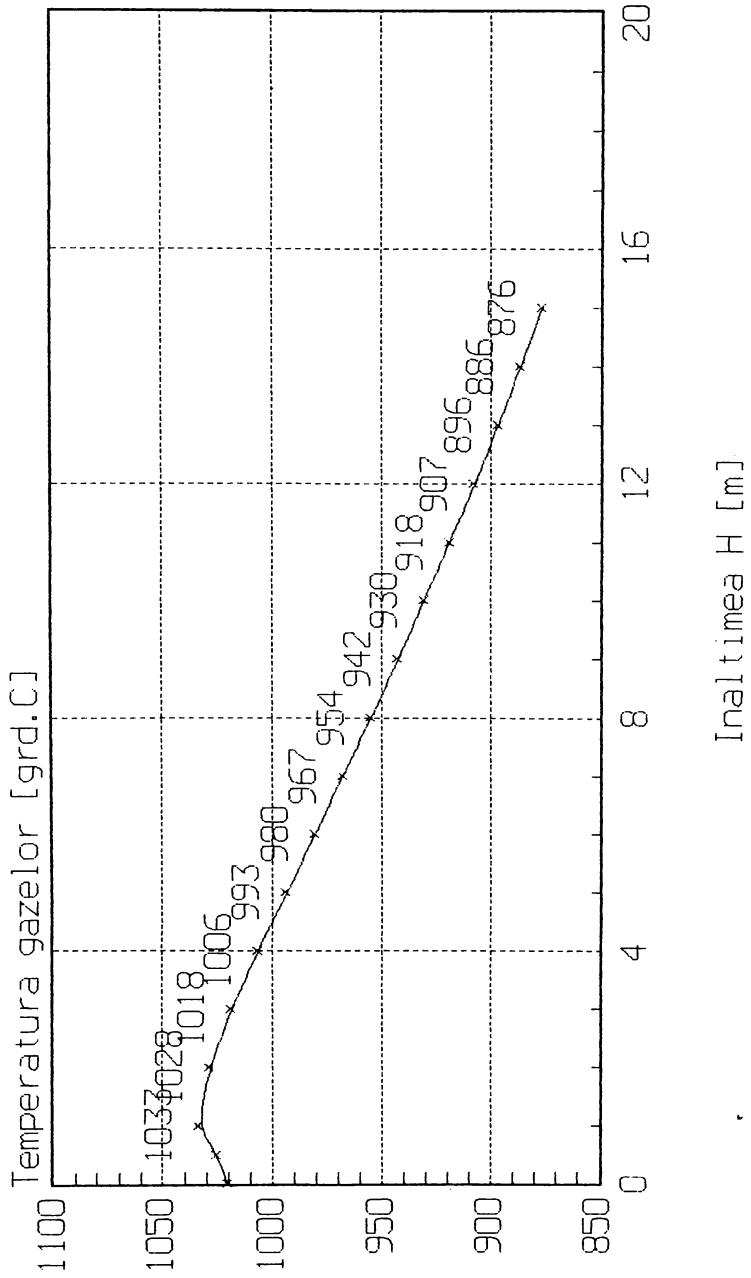


Fig. 2.9 Variatia concentratiei de O₂
in focar in cazul arderii
lignitului

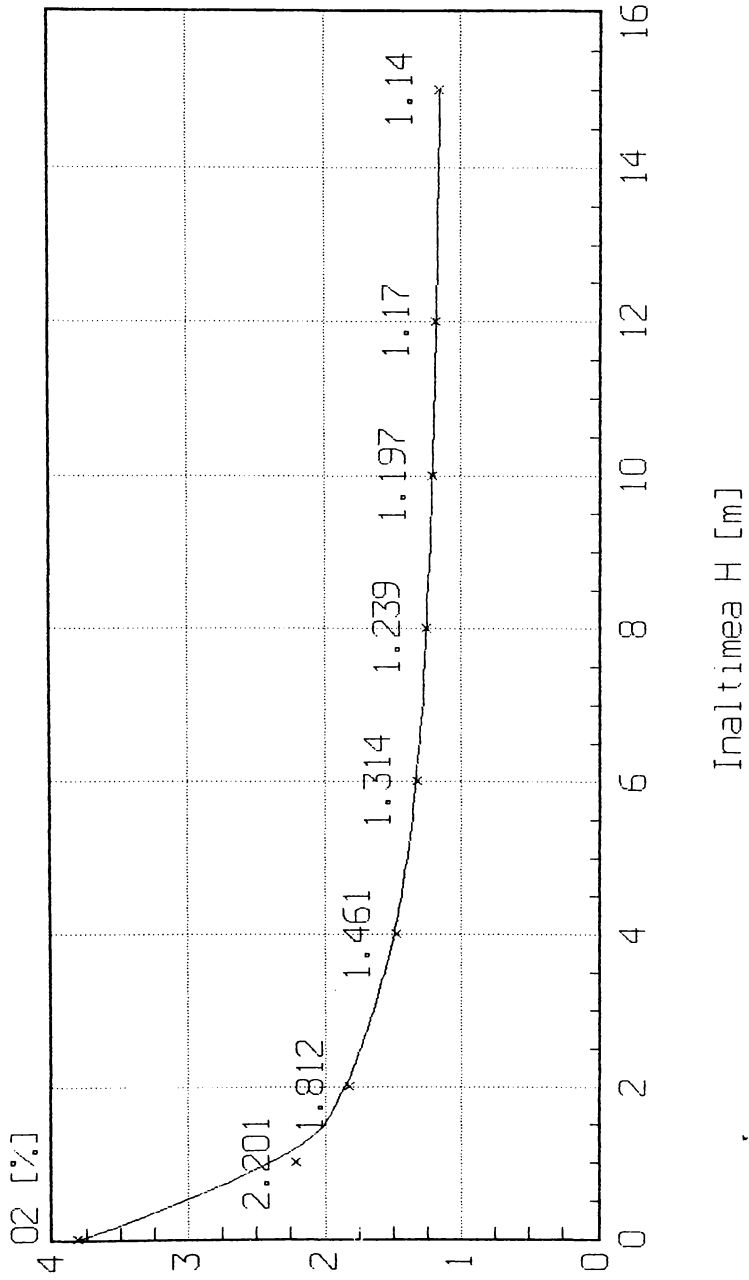
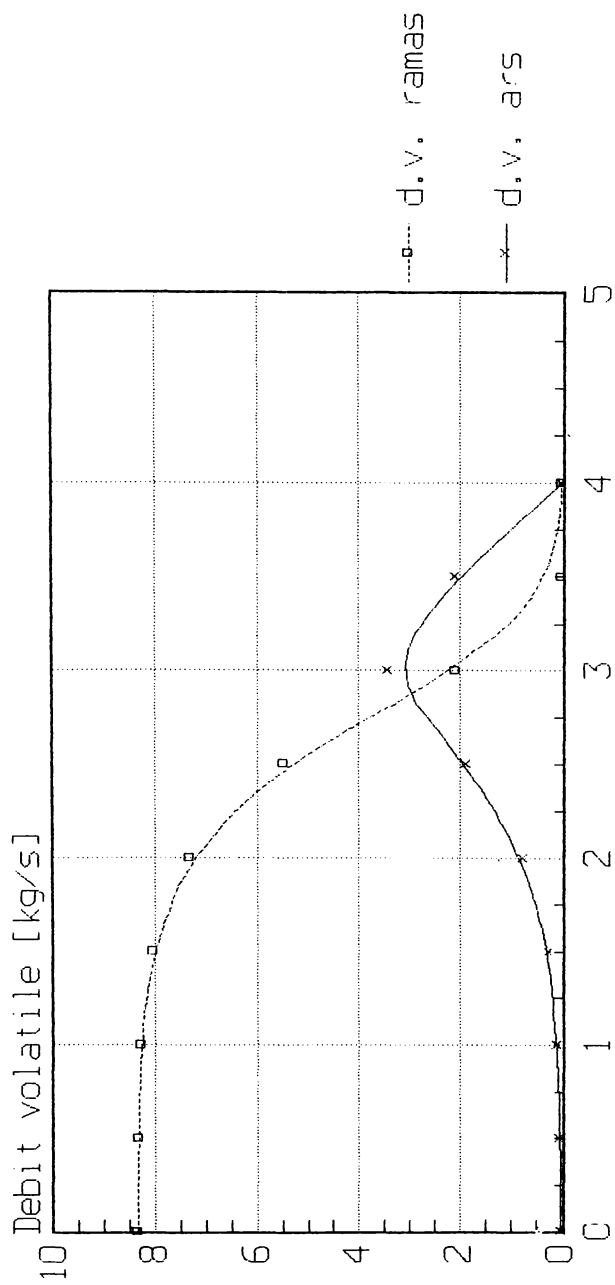
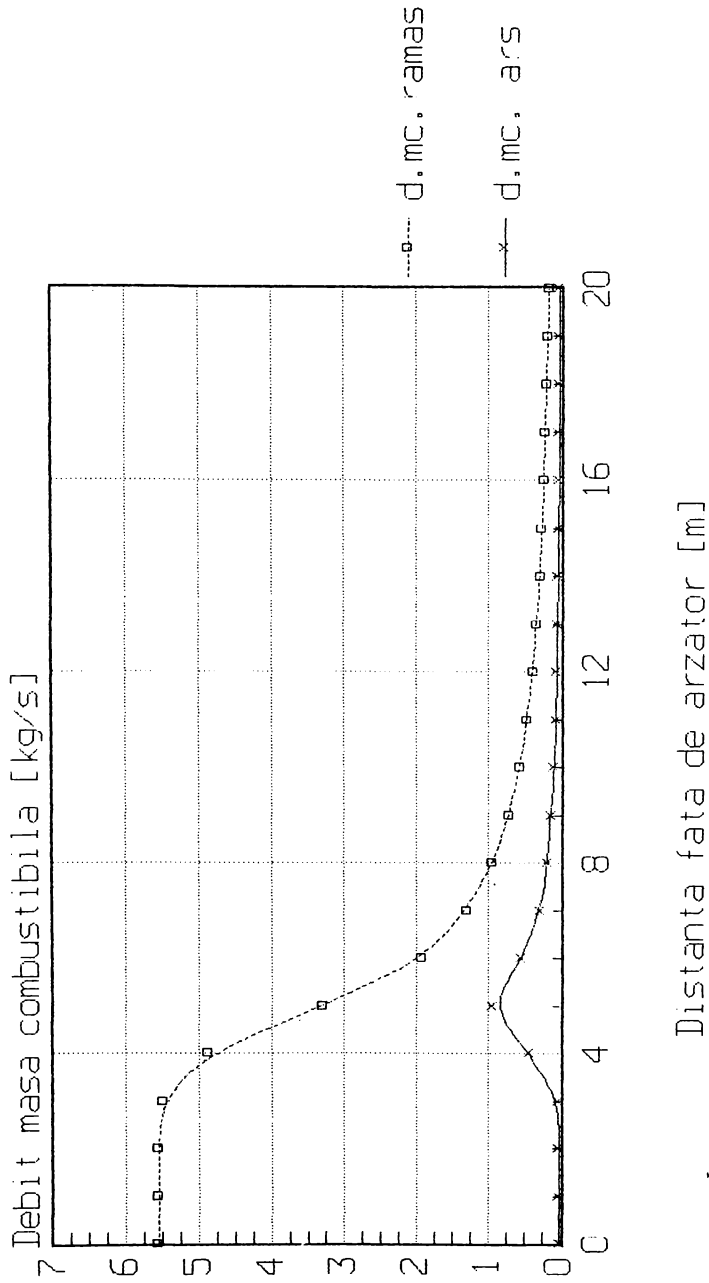


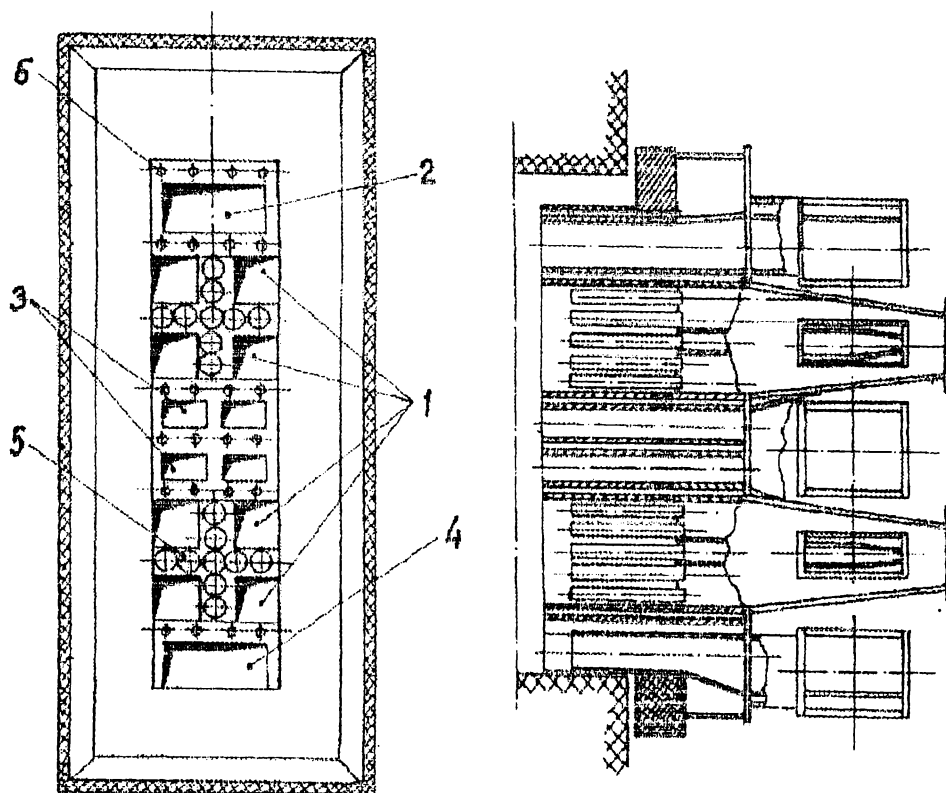
Fig. 2.10 Debitele de volatilitate arse si ramase in cazul arderii lignitului



Distanța fata de arzător [m]

Fig. 2.11 Debitele de masa combustibila
 arsa si ramasa in cazul
 arderii lignitului





- 1 - Fante amestec primar
- 2 - Fante aer secundar superior
- 3 - Fante aer secundar intermediar
- 4 - Fante aer secundar inferior
- 5 - Țevi aer secundar
- 6 - Țevi aer răcire

Figura 2.12 - Schița arzătorului pe hîilă de la cazanul nr. 3 CET Giurgiu

Rezultatele prezentate în anexa 2.2 au fost obținute în urma rularii programului de calcul, pentru cazanul de 420 t/h huila, având patru arzătoare în funcțiune, situație care corespunde funcționării acestuia la sarcina nominală.

În urma prelucrării rezultatelor s-au trasat curbele de variație a temperaturii în flacără (fig. 2.13), a temperaturii în focar (fig. 2.14), a proporției de oxigen în gazele de ardere de-a lungul focarului (fig. 2.15), ale debitelor de volatili (fig. 2.16) și ale debitelor de masă combustibilă (fig. 2.17).

Parametrii finali, calculați pentru fine focar sunt :

- debit de fluid..... 43,62 m³N/s
- concentrație de oxigen..... 1,22 %
- temperatura fluidului..... 1112 °C
- viteza fluidului..... 7,41 m/s

Căldura cedată sistemului vaporizator este de 108,8 Gcal/h.

Graficele comparative pentru funcționarea cazanului cu lignit respectiv cu huila trasate cu ajutorul rezultatelor obținute în urma rularii programului - rezultate prezentate în anexele 2.1 și 2.2 - sunt:

- variația comparativă a temperaturii în flacăra figura 2.18;
- variația comparativă a temperaturii în focar figura 2.19;
- variația comparativă a CO₂ funcție de distanța față de arzator figura 2.20;

Analizând rezultatele obținute prin verificarea programului la cazan C4 funcționând cu lignit și apoi cu huilă, se desprind următoarele:

- debitul de fluid la fine focar este de 79,99 m³N/s la lignit față de 43,62 m³N/s la huilă;

- concentrația de oxigen este de 1,145 % la lignit față de 1,22 % la huilă;

- viteza fluidului este de 11,27 m/s la lignit față de 7,41 în cazul huilei;

- temperatura fluidului la fine focar este de 876,4 °C la lignit față de 1112

°C la huilă;

- căldura cedată sistemului vaporizator este practic aceeași: de 107 Gcal/h la lignit și de 108,8 Gcal/h la huilă;

Aceste rezultate au motivat redimensionarea suprafețelor de schimb de căldură (supraîncălzitor, economizor) ale cazanului pe huilă, în scopul realizării parametrilor nominali ai aburului.

Urmărind graficele comparative, se poate observa că:

- fluidul are un nivel termic mai ridicat la funcționarea pe huilă față de funcționarea pe lignit;

- temperatura maximă în flacără este de 1435 °C la arderea huilei față de 1020 °C la lignit;

- valorile concentrației de CO₂ din gazele de ardere sunt apropiate - 8,4% în cazul arderii lignitului față de 9,1% la arderea huilei.

Fig. 2.13 Variatia temperaturii in flacara in cazul arderii hulei

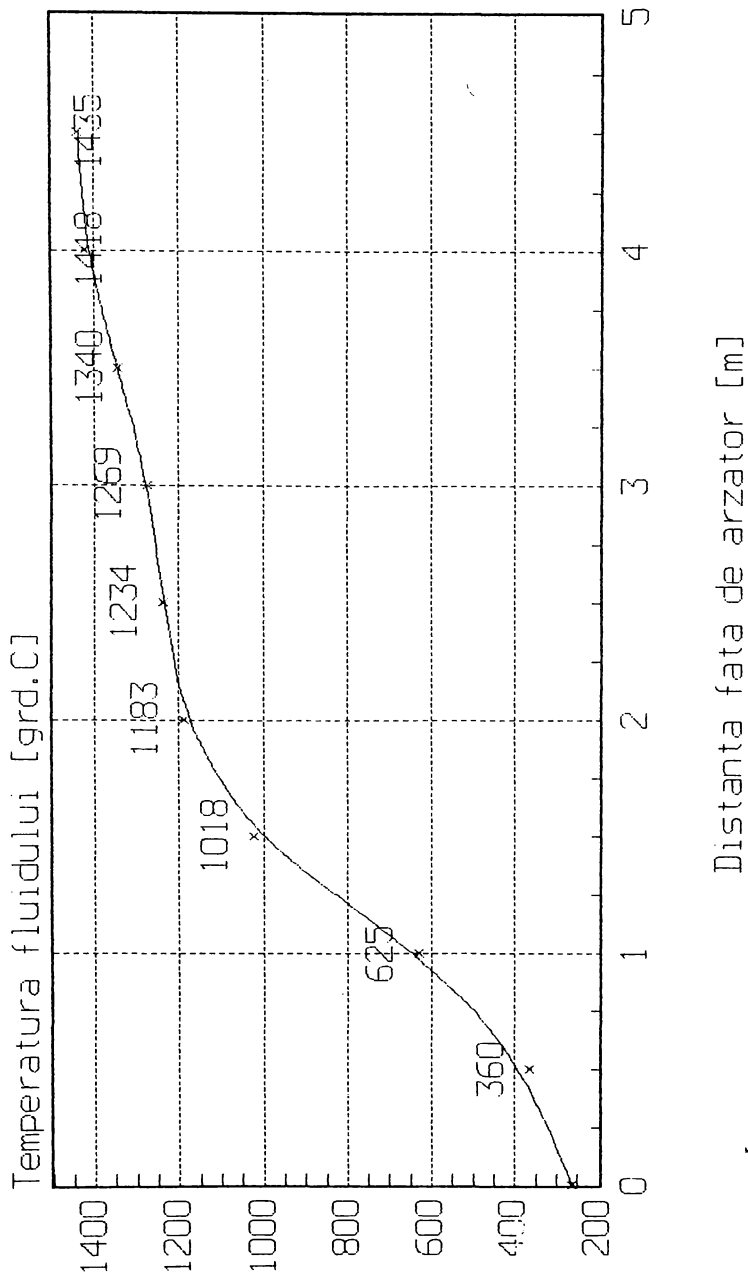
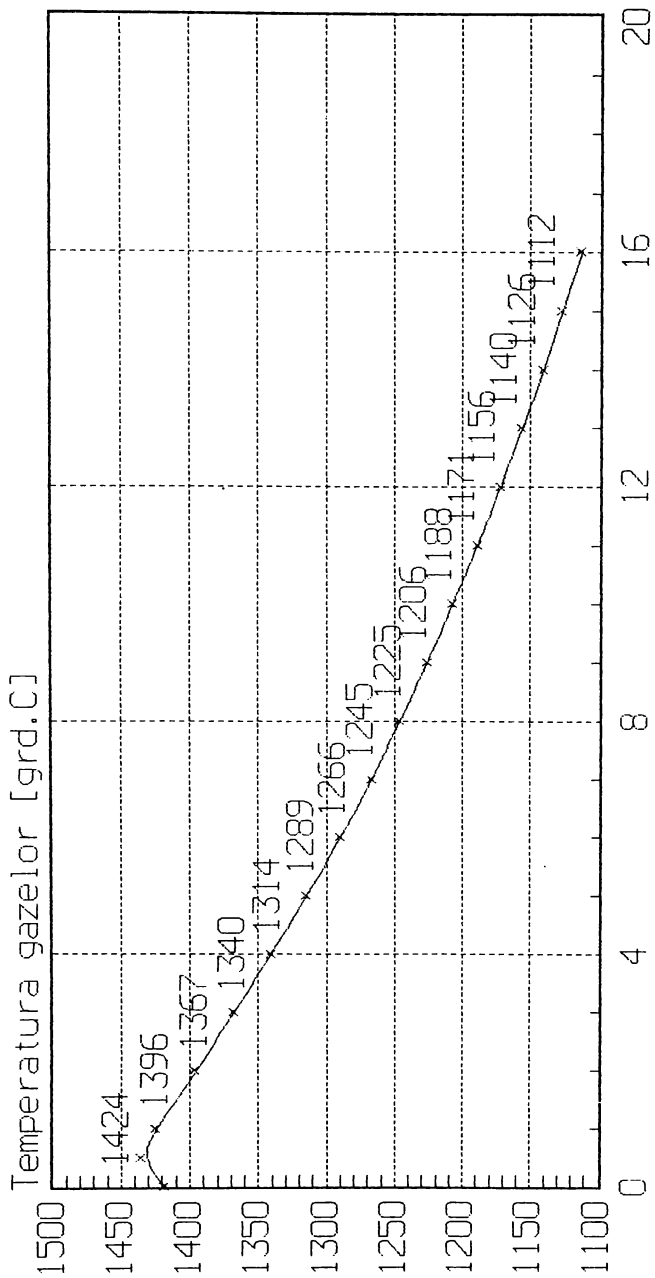


Fig. 2.14 Variatia temperaturii in focar in cazul arderii huiilei



Inaltimea in focar H [m]

Fig. 2.15 Variatia concentratiei de O₂
in focar in cazul arderii
hulei

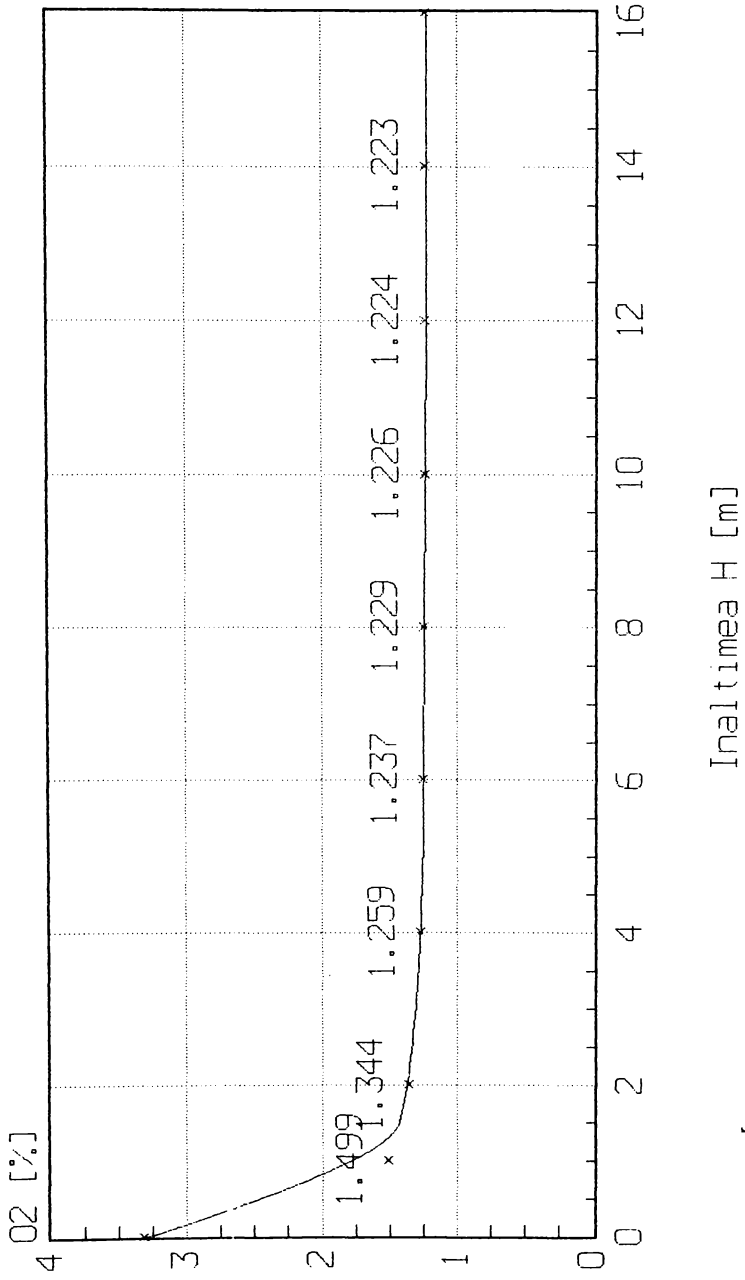
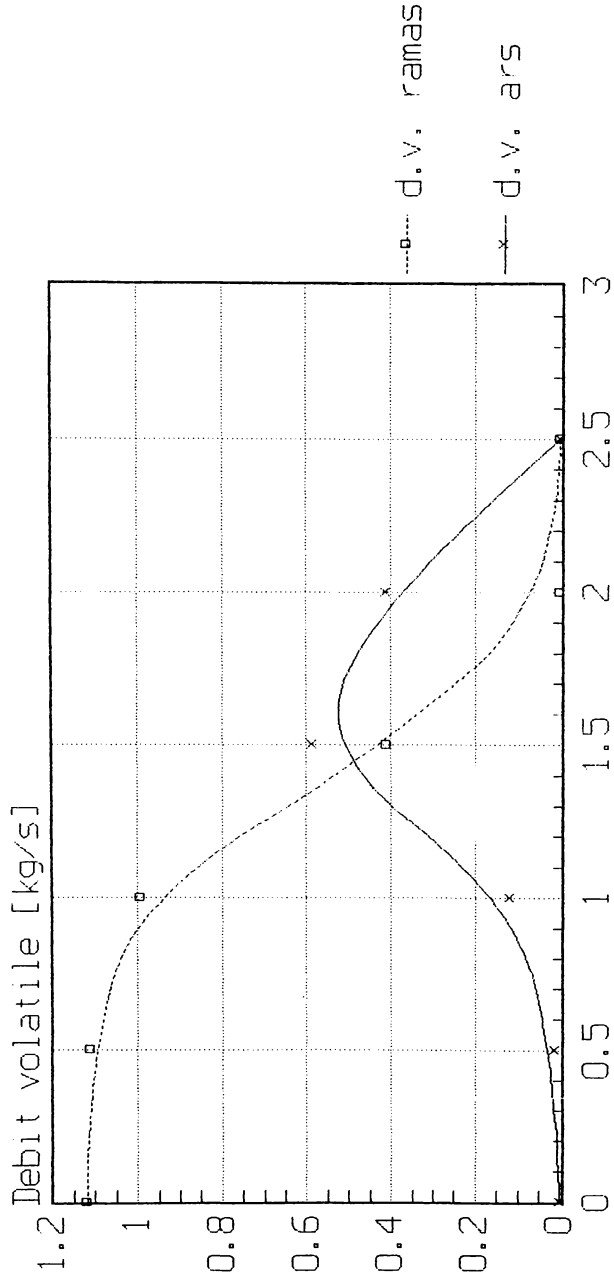


Fig. 2.16 Debiturile de volatiliti arse si ramase in cazul arderii huilei



Distanța fata de arzător [m]

Fig. 2.17 Debitele de masa combustibila
arsa si ramasa in cazul
arderii huilei

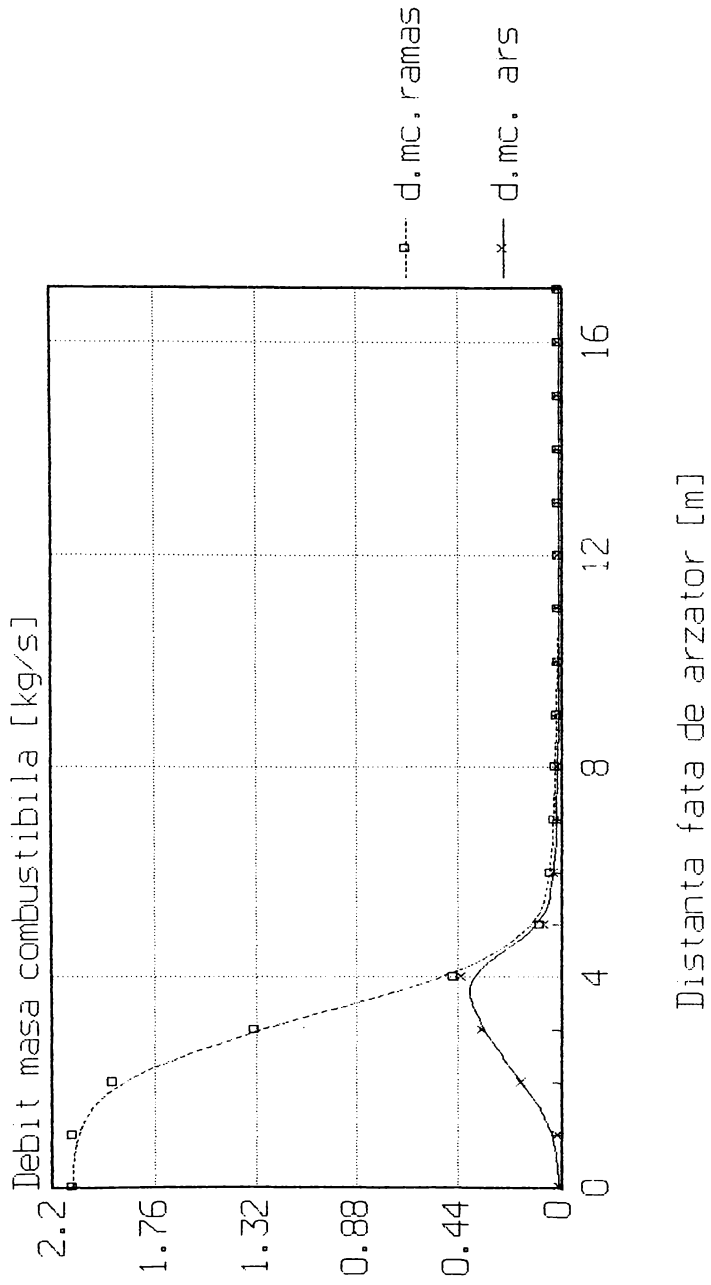
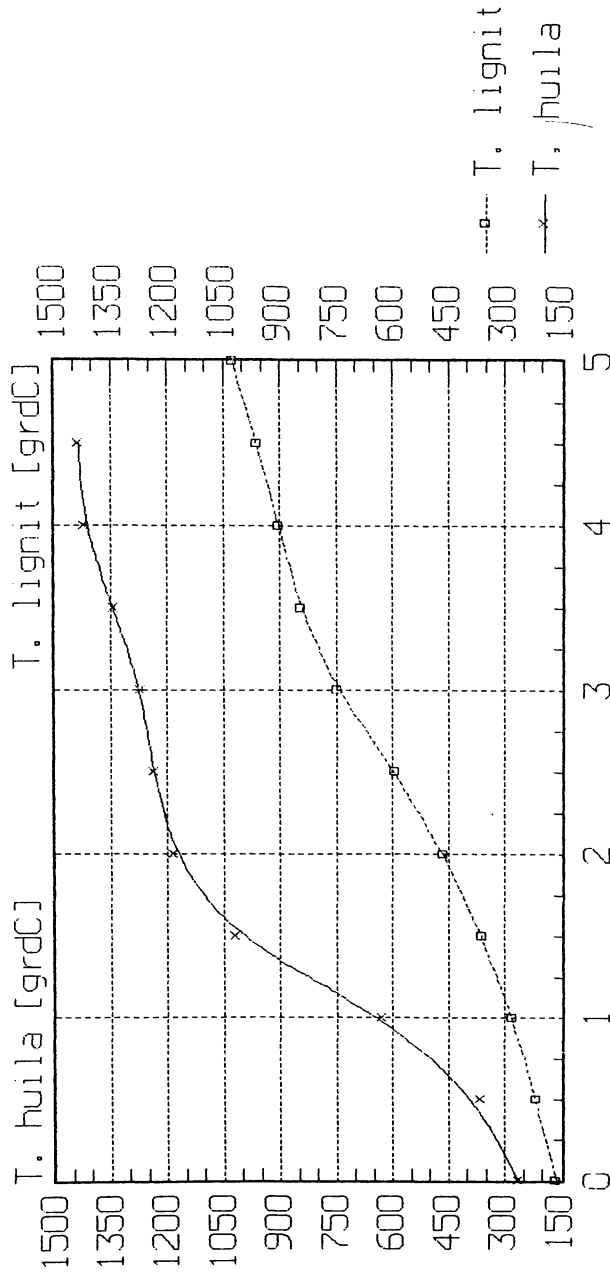
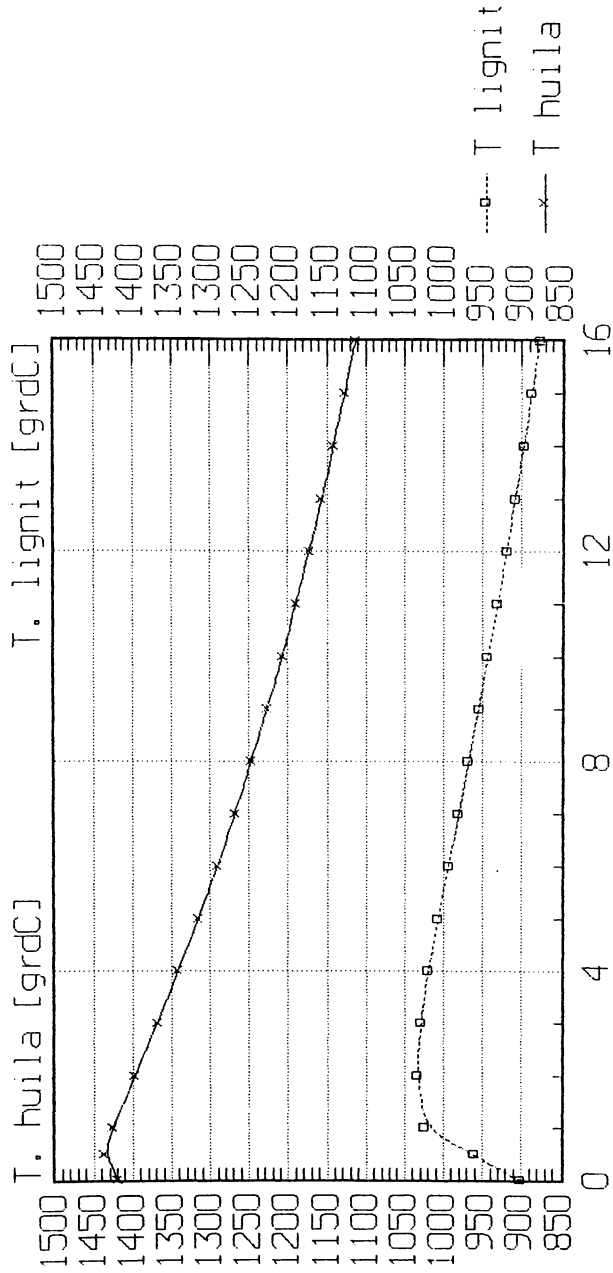


Fig. 2.18 Variatia comparativa a temperaturii in flacara in cazul arderii lignitului si respectiv a huilei



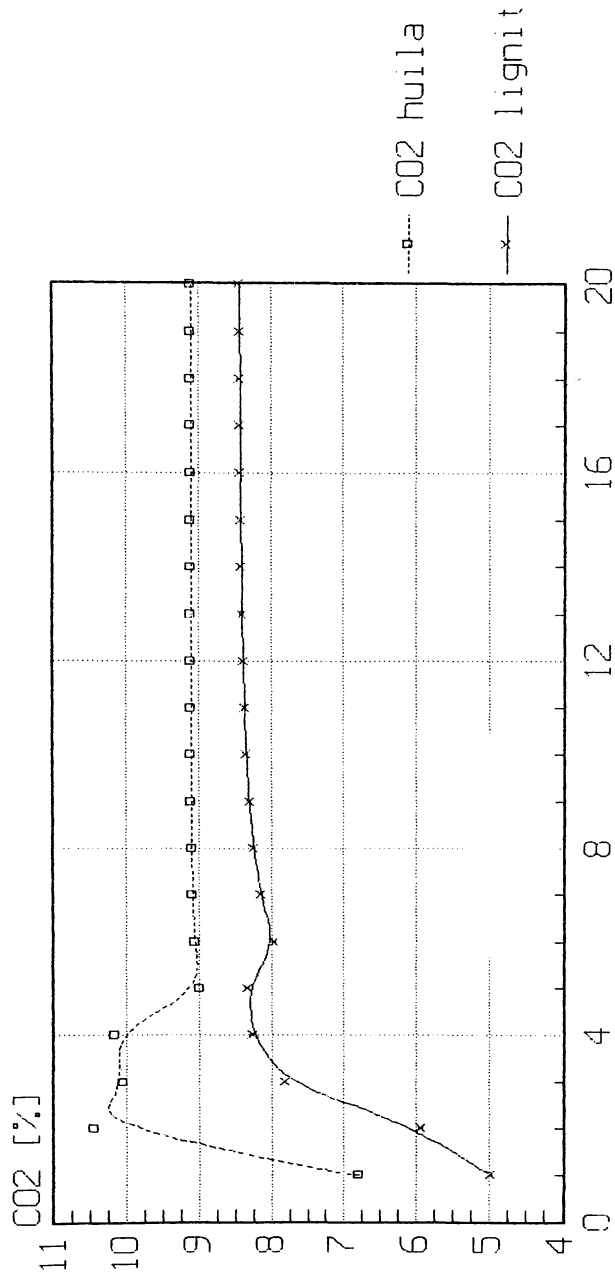
. Distanța fata de arzător [m]

Fig. 2.19 Variatia comparativa a temperaturii in focar in cazul arderii lignitului si respectiv a huilei



Inaltimea H [m]

Fig. 2.20 Variatia comparativa a concentratiei de CO2 in cazul arderii lignitului si respectiv a hulei



Distanța fata de arzător [m]

CAPITOLUL 3

MODIFICARI CONSTRUCTIVE SI FUNCTIONAREA CAZANULUI DE 420 t/h, DE LA FE GIURGIU, IN URMA INLOCUIRII COMBUSTIBILULUI DE PROIECT (LIGNIT) CU HUILA.

3.1 PREZENTAREA CAZANULUI.

Cazanul de abur de 420 t/h, 137 bar, 540 °C, proiectat initial pentru lignit a fost adaptat pentru functionarea pe huila si are drept scop alimentarea cu abur a unui grup turbogenerator cu contrapresiune de tip D, de 50 MW.

Este un cazan cu circulatie naturala, cu doua drumuri de gaze dispuse in forma de $\text{semi}\pi$ si este suspendat la partea superioara de o constructie metalica, permitându-se dilatarea libera in jos.

Camera de ardere are o sectiune dreptunghiulara cu laturile de 11217 si 10514 mm, cu sase arzatoare de praf de carbune, dispuse câte doua pe peretii front si spate si câte unul singur pe peretii laterali ai cazanului.

Pentru arderea pacurii, cazanul este echipat cu 12 arzatoare dispuse pe peretii laterali ai focarului, pe trei rânduri : primul rând inferior de arzatoare are rolul de sustinere a flacarii, iar celelalte au rol de arzatoare de sarcina.

Alimentarea morilor se face cu benzi de alimentare amplasate in frontul cazanului, la 20,3 m. La cota 0,0 m se gasesc amplasate cele sase mori de carbune.

Constructiv, cele doua drumuri de gaze sunt realizate sub forma de pereti membrana, ceea ce confera o constructie etansa.

In drumul I, ascendent, al gazelor de ardere sunt dispuse supraincalzitorul II (SII), supraincalzitorul III (SIII), supraincalzitorul IV (SIV) si ultima parte a supraincalzitorului I (SIb), toate sustinute prin tevi de sustinere drum I.

In drumul II, descendent, al gazelor de ardere sunt dispuse prima parte a supraincalzitorului I (SIa) si economizorul (ECO), ambele sustinute de tevi sustinere drum II.

Disponerea suprafetelor de schimb de caldura este prezentata in fig. 3.1.

Dupa iesirea gazelor de ardere din cazanul propriu-zis, gazele strabat pe rând preincalzitoarele de aer rotative Ljungstrom si ventilatoarele de gaze de ardere, de unde sunt conduse la cos.

Echipamentele auxiliare ale cazanului si anume : preincalzitoarele de aer rotative Ljungstrom (2 buc), ventilatoarele de aer (2 buc), ventilatoarele de gaze de ardere (2 buc), si ventilatorul de gaze de ardere recirculate (1 buc) sunt amplasate la sol.

Reglarea temperaturii aburului supraincalzit se realizeaza prin injectie de apa de alimentare prelevata dupa PIP-uri.

In canalele de aer, inainte de preincalzitoarele de aer rotative sunt amplasate preincalzitoarele de aer cu abur (caloriferele).

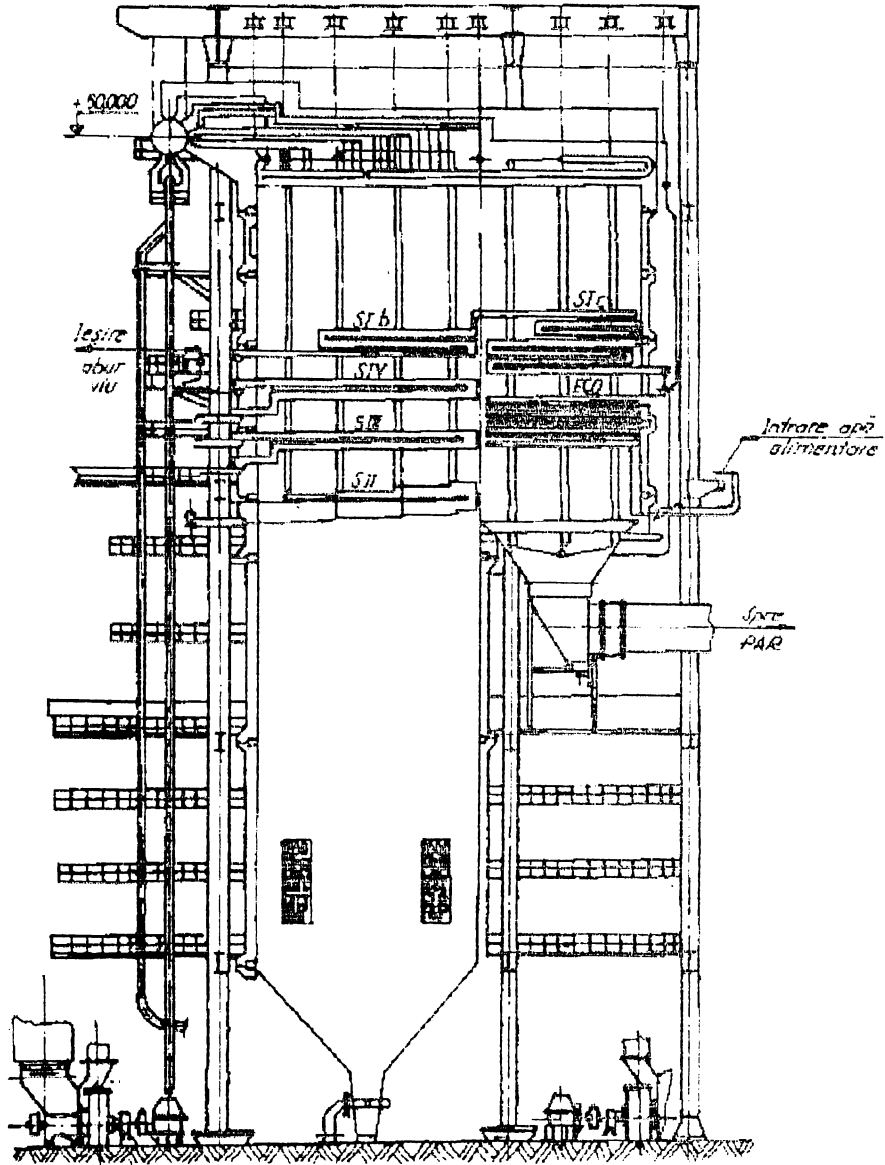


Figura 3.1 : Cazan de abur de 420 t/h - 137 bar - 540°C combustibil uleiă

3.2 CIRCUITELE PRINCIPALE ALE CAZANULUI SI INSTALATIILE AFERENTE.

3.2.1 Circuitul apa-abur

Circuitul apa-abur este format din : economizor, tevi de cadere, pereti membrana, tevi de legatura, conducte de legatura, tevi de sustinere drum II, supraincalzitor I, instalatie de racire, tevi de sustinere drum I, supraincalzitor II, supraincalzitor III, supraincalzitor IV, conducte aferente de golire si aerisire.

3.2.2 Circuitul aer-gaze de ardere

Circuitul aer-gaze de ardere (fig.3.2) cuprinde urmatoarele circuite :

- circuitul de aer;
- circuitul de gaze de ardere;
- circuitul de gaze de ardere de recirculare.

3.2.2.1 Circuitul de aer

Aerul necesar arderii huilei si a pacurii este furnizat de doua ventilatoare de aer (VA_1 și VA_2), dimensionate fiecare sa realizeze 60 % din sarcina nominala a cazanului. Pe conductele de aspiratie ale ventilatoarelor sunt prevazute aparate directoare, iar aspirarea aerului poate fi facuta atât din spatiul inchis al cazanului, cât si de afara.

Pe conductele de refulare sunt montate preincalzitoarele de aer cu abur (CA_1 și CA_2), dimensionate astfel încât sa ridice temperatura aerului de la 20 °C la 80 °C.

Dupa iesirea aerului din preincalzitorul de aer cu abur, aerul intra in preincalzitorul de aer Ljungstrom (PAR_1 și PAR_2), unde isi ridica temperatura la cca. 300 °C.

De la iesirea aerului din preincalzitorul de aer Ljungstrom la aspiratia ventilatorului se face recirculare de aer cald. Debitul de recirculare este reglat cu ajutorul unei clape, astfel încât dupa recirculare temperatura aerului sa atinga 40°C.

Dupa iesirea aerului din preincalzitorul de aer Ljungstrom, aerul se imparte in 5 grupe, astfel :

- câte o grupa pentru 3 mori;
- o grupa pentru arzatoarele de sustinere de pacura;
- doua grupe pentru cele 8 arzatoare de sarcina de pacura.

Circuitul de aer este realizat in asa fel încât cazanul sa poata functiona la caderea celuiilalt ventilator de aer la o sarcina de 60 % din sarcina nominala.

3.2.2.2. Circuitul gazelor de ardere

Cazanul functioneaza cu depresiune pe partea gazelor de ardere, depresiune creata cu cele doua ventilatoare de gaze (VG_1 și VG_2), dimensionate pentru un debit de 60 % din sarcina nominala a cazanului.

Canalele de gaze sunt astfel realizate încât să existe posibilitatea

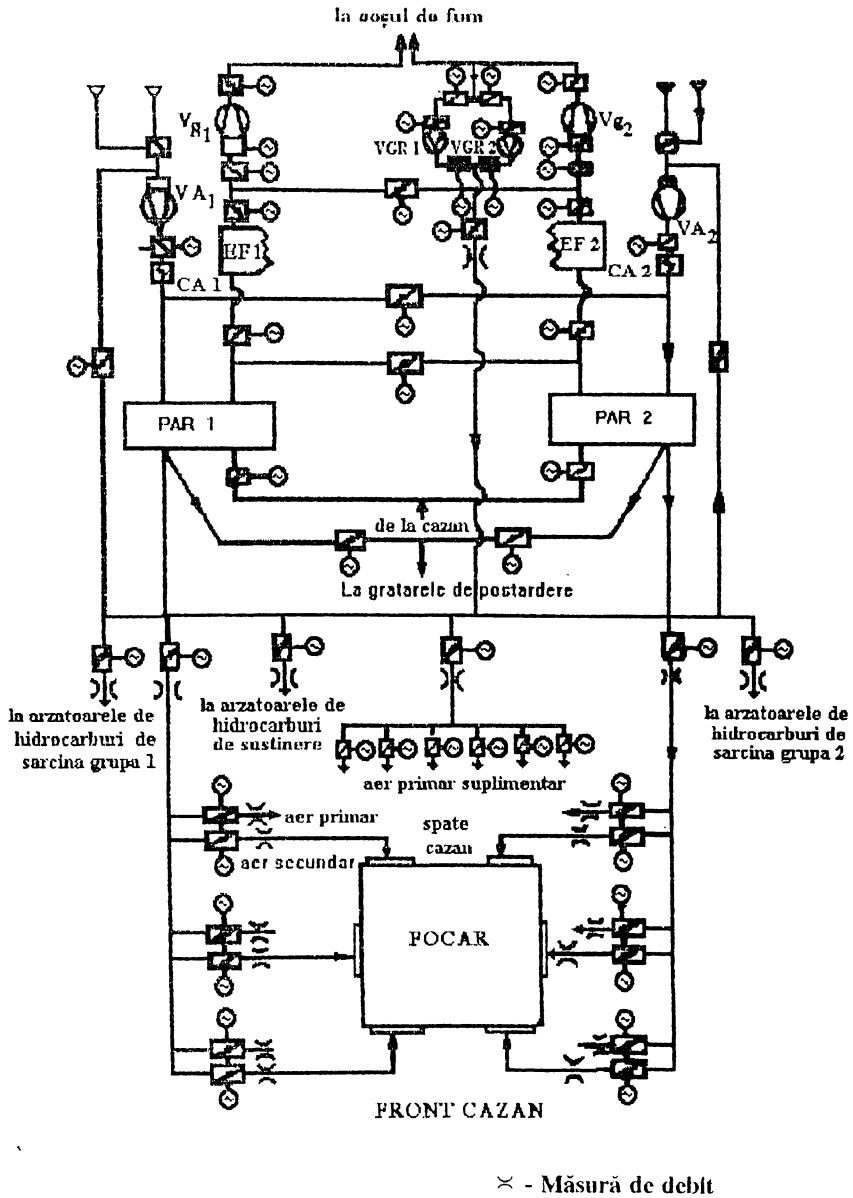


Figura 3.2 : Schema circuitului de aer și gaze de ardere

functionarii cazanului cu un singur ventilator de gaze si cu un singur electrofiltru, in cazul avariei celuilalt ventilator de gaze sau electrofiltru, la o sarcina de 60 % din sarcina nominala.

3.2.2.3 *Circuitul gazelor de recirculare*

Pentru functionarea cazanului pe huila, in vederea realizarii unui regim de temperatura a gazelor de ardere apropiat de cel de la functionarea pe lignit, se face o recirculare a gazelor de ardere de la cos prin intermediul a 2 ventilatoare (VGR₁ și VGR₂).

In acest caz, gazele recirculate sunt introduse la mori, completând bilantul de fluide.

3.2.3 Preincalzitoarele de aer rotative

Cele doua preincalzitoare de aer rotative au urmatoorii parametrii la functionarea pe huila :

- temperatura gazelor arse :
 - la intrare.....341 °C
 - la iesire.....157 °C
- temperatura aerului :
 - la intrare..... 60 °C
 - la iesire.....320 °C
- pierderea de presiune :
 - pe partea de gaze..... 95 mmca
 - pe partea de aer.....100 mmca
- infiltratii aer.....0.1
- debit gaze de ardere si aer
 - debit gaze iesire.....480.000 Nm³/h
 - debit aer iesire.....388.000 Nm³/h

3.2.4 Preincalzitorul de aer cu abur (caloriferul)

Sunt doua preincalzitoare de aer cu abur, amplasate inaintea preincalzitoarelor de aer rotative, cu urmatoorii parametrii pentru functionarea pe huila :

- temperatura aerului la intrare.....20 °C
- temperatura aerului la iesire.....60 °C
- presiunea aburului de incalzire.....6 ata
- temperatura aburului.....157 °C
- consum de abur.....2x3500 kg/h

3.2.5 Ventilatorul de aer (2 buc/cazan)

- tip.....centrifugal dubluaspirant
- fluid vehiculat.....aer cu max.0,05 g praf/Nm³ = 1,293 kg/Nm³

3.2.6 Ventilatorul de gaze (2 buc/cazan)

Ventilatorul destinat evacuării gazelor de ardere din cazan este de tip radial-axial orizontal. Rotorul ventilatorului este prevăzut cu o paletă cu unghi de așezare cuprins între 66 °C și 84 °C, variația unghiului permițând modificarea performanțelor ventilatorului.

3.2.7 Ventilatorul de recirculare gaze (2 buc/cazan)

- tip.....radial-axial orizontal
- debit nominal.....157.000 m³/h
- creșterea totală de presiune.....150 mmca
- temperatura fluid.....max.150 mmca
- greutate specifică a fluidului.....0,840 kgf/m³
- turatie.....740 rot/min

3.2.8. Instalatia de alimentare cu carbune

Instalatia are rolul de a alimenta morile cazanului cu carbune de la buncare cu debite variabile continuu, în funcție de regimul agregatului.

Instalatia se compune din 6 alimentatoare de lungimi diferite, în funcție de poziția morii față de cazan.

Variația de debit a transportorului se realizează prin variația vitezei de transport cu ajutorul variatorului de turatie.

Instalatia de alimentare cu carbune are următoarele caracteristici :

- număr alimentatoare pe un cazan.....6
- debitul transportat de un alimentator maxim.....14 t/h
 minim..... 7 t/h
- materialul transportat.....huila
- granulatia materialului.....0 - 30 mm
- umiditatea.....13 %

3.2.9 Morile de carbune

Morile de carbune sunt de tip MVC-4, adaptate pentru huila și sunt în număr de șase.

Caracteristicile principale ale morii sunt :

- debit de carbune..... 12,5 t/h
- temperatura gaze la separator..... 90 °C

- debit de fluid la separator..... 14,15 m³/s
- turatia morii..... 620 rot/min
- diametrul rotorului la palete..... 2750 mm
- latimea paletei..... 570 mm

In fig 3.3 este prezentata constructia morii si a separatorului inertial cu care este prevazuta.

Moara (2) actionata de motorul (1) este alimentata cu carbune prin intermediul carcasei de alimentare (4). La iesirea din moara este amplasat separatorul inertial (5), prevazut cu un sistem de actionare al clapetelor (3) destinat imbunatatirii finetei de macinare.

Moara este prevazuta cu clapete de explozie (6).

Modul de dispunere al morilor care alimenteaza cazanul este prezentat in fig. 3.4.

3.2.10 Instalatia de evacuare zgura si cenusa

Instalatia de evacuat zgura si cenusa reprezinta o parte componenta a cazanului de 420 t/h si este amplasata la baza cazanului, servind la evacuarea zgurii si cenusii provenite din arderea huilei.

Instalatia a fost omologata pentru cazanul de 420 t/h -lignit, si nu a fost modificata la adaptarea cazanului pe huila.

3.2.11 Instalatia de ardere

3.2.11.1 Arzatoarele de pacura

Sunt 12 arzatoare dispuse pe 3 etaje.

Arzatoarele de sustinere :

- debit pacura.....max. 1150 kg/h
min. 500 kg/h
- presiune pacura.....max. 11 bar
min. 6 bar
- vâscozitate pacura.....3 °E
- abur pulverizare pacura....presiune : 13-16 bar
temperatura : 220-280 °C
- temperatura aer.....320 °C

Arzatoarele de sarcina :

- debit de pacura.....max. 2150 kg/h
min. 1000 kg/h
- presiune pacura.....max. 13 bar
min. 7 bar
- vâscozitate pacura.....3 °E
- abur pulverizare pacura....presiune : 13-16 bar
temperatura : 220-280 °C
- temperatura aer.....320 °C

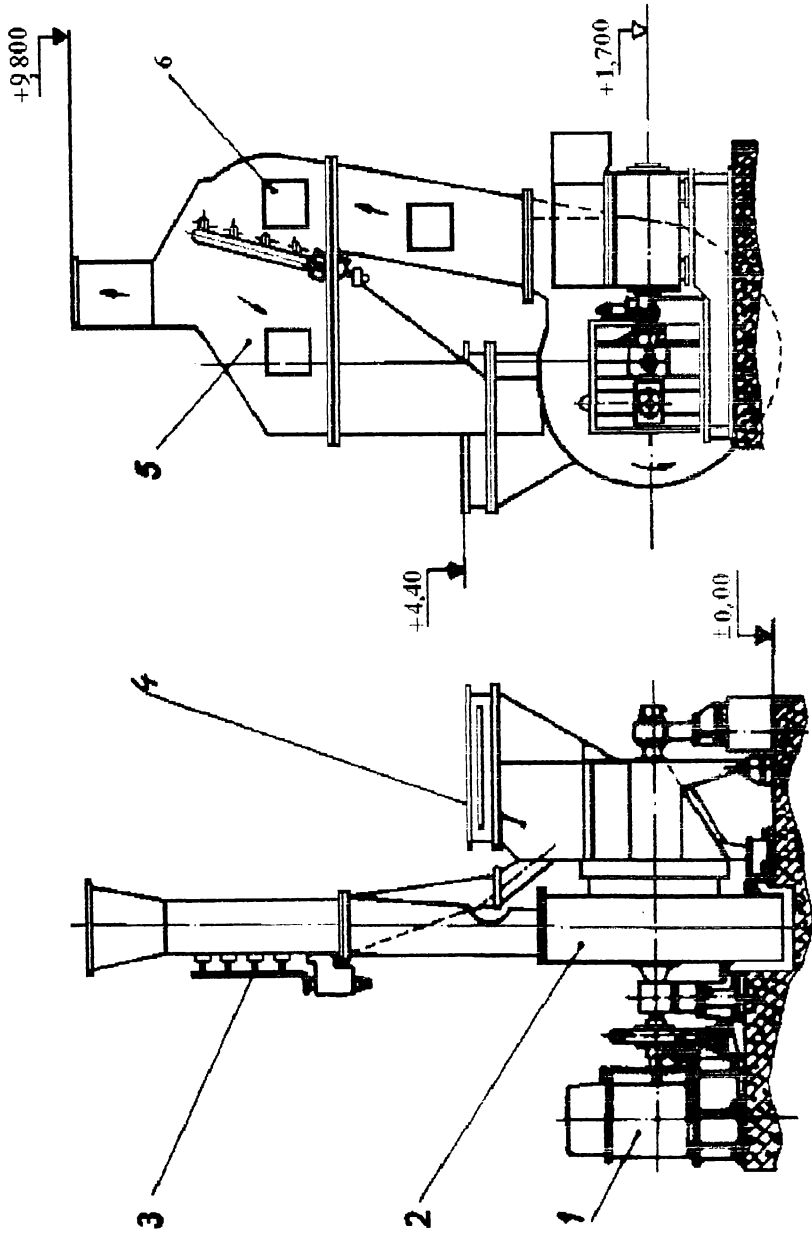


Figura 3.3 - Construcția morii ventilator și a separatorului inerțial

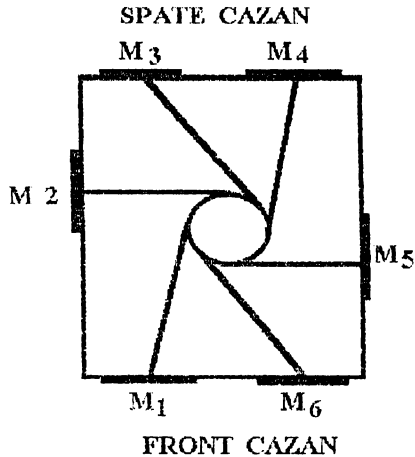


Figura 3.4 - Dispunerea morilor în jurul cazanului și numerotarea lor

Aprinzator cu gaz

- combustibil : gaz petrolier lichefiat STAS 66/78
- presiune gaza..... 0,12 bar
- debit maxim..... 5 m³N/h
- aer : aer rece
- felul aprinderii : prin scânteie electrica
- felul supravegherii flacarii : cu tija de ionizare

3.2.11.2 Arzatoarele de praf carbune

Numarul de arzatoare pe cazan este de 6 (sase) de tip cu aer secundar in cruce.

- debit de carbune pe arzator
pentru huila cu $Q_i = 5872$ kcal/kg..... 12500 kg/h
- concentratie carbune in
fluidul purtator..... 0,23 kg/kg
- proportia de aer primar/aer secundar..... 10/80 %

3.2.12 Gratar de postardere

Caracteristici :

- numar gratare propriu-zise..... 2 buc/cazan
- suprafata gratar..... 13,2 m²
- viteza deplasare banda gratar..... 24/12 m/h
- aer de ardere la gratar :
 - temperatura..... 250 la 300 °C
 - presiune..... 150 mmca
 - debit..... 46500 Nm³/h

3.3 PARAMETRII DE FUNCȚIONARE.

Parametrii cazanului C4 la sarcina nominala, la functionarea pe lignit, sunt:

- debit nominal cazan	420 t/h
- presiune nominala abur viu	13,7 MPa
- temperatura nominala abur	540° C
- presiune nominala apa alimentare intrare in economizor	15,8 MPa
- temperatura nominala apa alimentare la intrare in economizor	230° C

Caracteristicile de proiect ale lignitului sunt:

- umiditate totala	41 %
- cenusa	24,5 %
- putere calorifica inferioara	6,5 MJ/kg
- componente volatile in masa bruta	19,6 %

In urma analizei rezultatelor obtinute in capitolul precedent s-a intocmit calculul termic de verificare al cazanului prevazut sa functioneze pe huila, rezultatele calculului fiind prezentate in tabelele 3.1, 3.2 si 3.3.

Tabelul 3.1

Rezultatele calculului termic de verificare al cazanului
prevazut sa functioneze pe huila

Nr crt	Denumire parametru	Simb	UM	Valoare sarcina		
				100%	70%	50%
1	Combustibil de calcul	-	-	huila cu $Q_i=5872$ kcal/kg		
	Carbon	C^i	%	60,84		
	Hidrogen	H^i	%	3,78		
	Sulf	S^i	%	1,59		
	Azot	N^i	%	0,70		
	Oxigen	O^i	%	2,29		
	Cenusa	A^i	%	17,80		
	Umiditate	W^i	%	13,00		
	Materii volatile	V^i	%	25,50		

Nr crt	Denumire parametru	Simb	UM	Valoare sarcina		
				100%	70%	50%
2	Debit de abur	D_{ab}	t/h	420	294	210
3	Temperatura abur	t_{ab}	°C	540	540	540
4	Presiune abur	p_{ab}	bar	137	137	137
5	Temp. apa alimentare	t_{aa}	°C	230	210	205
6	Consum combustibil	B	t/h	45,3	32,6	23,5
7	Exces in focar	α_f	-	1,35	1,38	1,40
8	Exces aer la cos	α_{cos}	-	1,60	1,70	1,78
9	Debit aer intrare focar	V_a	m ³ N/h	389475	286371	209155
10	Temp. mediu ambiant	t_{amb}	°C	25	25	25
11	Temp. aer iesire calorifer	t_{cal}	°C	60	60	60
12	Temp. aer iesire PAR	t_{pu}	°C	322	291	271
13	Debit gaze la cos	V_g	m ³ N/h	482536	368259	277315
14	Debit gaze recirculate	$V_{g_{cos}}$	m ³ N/h	48253	36825	27731
15	Temp. gaze la cos	$t_{g_{cos}}$	°C	153	139	129

Tabelul 3.2

Circuit apa-abur:

Nr crt	Denumire parametru	Simb	UM	Valoare sarcina		
				100%	70%	50%
1	Debit apa intrare ECO	D_{aa}	t/h	392,2	268	197,9
2	Temp. apa intrare ECO	t_{aa}	°C	230	210	205
3	Temp. apa iesire ECO	t_{ee}	°C	283	265	257

Nr crt	Denumire parametru	Simb	UM	Valoare sarcina		
				100%	70%	50%
4	Suprafata ECO	S_{eco}	m^2	4400	4400	4400
5	Debit purje	D_p	t/h	8,4	6,0	4,2
6	Temperatura saturatie	t_{sat}	$^{\circ}C$	352	346	343,2
7	Debit abur intrare S1	D_{S1}	t/h	383,8	262	193,7
8	Temp. abur intrare S1	$t_{i S1}$	$^{\circ}C$	360	363	356,2
9	Temp. abur iesire S1	$t_{e S1}$	$^{\circ}C$	426	435	414
10	Suprafata S1	S_{S1}	m^2	3723	3723	3723
11	Debit injectie 1	D_{inj1}	t/h	25,3	22	11,4
12	Debit abur intrare S2	D_{S2}	t/h	409,1	284	205,1
13	Temp. abur intrare S2	$t_{i S2}$	$^{\circ}C$	392	390	384,8
14	Temp. abur iesire S2	$t_{e S2}$	$^{\circ}C$	454	454	452,1
15	Suprafata S2	S_{S2}	m^2	350	350	350
16	Debit injectie 2	$D_{inj,2}$	t/h	10,9	10	4,9
17	Debit abur intrare S3,4	$D_{S3,4}$	t/h	420	294	210
18	Temp.abur intrare S3,4	$t_{i S3,4}$	$^{\circ}C$	436	431	436
19	Temp.abur iesire S3,4	$t_{e S3,4}$	$^{\circ}C$	540	540	540
20	Suprafata S3,4	$S_{S3,4}$	m^2	1156	1156	1156

Tabelul 3.3

Circuit gaze de ardere:

Nr crt	Denumire parametru	Simb	UM	Valoare sarcina		
				100%	70%	50%
1	Temp. gaze line focar	tg1	°C	1060	984	920
2	Temp. gaze iesire S2	tg2	°C	931	852	777
3	Temp. gaze iesire S3	tg3	°C	866	789	723
4	Temp. gaze iesire S4	tg4	°C	797	722	664
5	Temp. gaze iesire S"1	tg5	°C	631	572	531
6	Temp. gaze iesire CR1	tg6	°C	589	535	492
7	Temp. gaze iesire feston	tg7	°C	582	529	487
8	Temp. gaze iesire CR2	tg8	°C	558	507	464
9	Temp. gaze iesire S'1	tg9	°C	490	447	414
10	Temp. gaze iesire ECO	tg10	°C	341	307	284
11	Temp. gaze iesire PAR	tg _{ecos}	°C	153	139	129

3.4 MASURI CONSTRUCTIVE

Pentru a se arde huila in cazanul de 420 t/h, 137 bar, 540 °C, s-au facut in principiu urmatoarele modificari, rezultate in urma calculului termic [34] si al experimentarilor preliminare [33] :

- a) Sistemul sub presiune:
- reducerea suprafetei economizorului de la 7600 m² la 4400 m²;
 - majorarea suprafetei supraincalzitorului de convecție 1 din drumul II de gaze de la 307 m² la 1550 m²;
 - modificari la vaporizator, ca urmare a inlocuirii deschiderilor pentru noul tip de arzator de praf de dimensiuni reduse si completare goluri ramase cu perete membrana;
 - obturarea prelevarilor de gaze din focar cu panouri de perete

membrana cu o deschidere de cca. \varnothing 500 mm;

- prevederea deschiderilor pentru suflatoare de funingine a suprafetelor de convecție din drumul I și II de gaze;

- realizarea festonului în varianta o teava dreaptă și două ocolite;

b) Sistemul de preparare a prafului:

- înlocuirea acționarilor la alimentatoarele morilor cu variatoare mecanice cu acționari cu motoare de curent continuu, capabile să realizeze turatiile scăzute necesare pentru asigurarea debitului minim de combustibil uita;

- reducerea lățimii paletei rotorului morii cu 50 %;

- reducerea lățimii carcasei ventilatorului morii, în concordanță cu reducerea paletei rotorului;

- obturarea parțială a secțiunii de curgere în aspirația morii;

- înlocuirea separatorului morii cu un separator nou având o secțiune micșorată și clapete pentru îmbunătățirea finetii de macinare și un coeficient de recirculare mai mare. Noul separator este prevăzut cu clapete de explozie;

- echiparea morii cu 5 rânduri de ciocane cu dispunere alternată;

- introducerea unei trepte de retenție suplimentară, la rândul 5 de ciocane;

- montarea ciocanelor de pe rândul 2 s-a realizat cu brate lungi, identice cu cele de la ciocanele de pe rândul 3;

- prevederea în separator pe perețele acestuia, în direcția de curgere a amestecului gaze-praf a unui sistem de platbande sudate care să oprească și să returneze în moara particolele grosiere de carbune;

- la mori sunt obturate complet aspirațiile de gaze arse de la fine focar.

c) Instalatie ardere praf:

- înlocuirea arzatoarelor existente, cu arzatoare fanta tip EVT, cu două fante pentru amestecul primar;

- modificarea canalelor de praf, adecvate noilor arzatoare; conductele au montate suplimentar, sisteme de descarcare împotriva exploziilor;

- modificările de la punctul b) și c) au impus modificarea corespunzătoare a canalelor de aer secundar la arzatoare.

d) Circuit de gaze arse recirculate:

- sistem de recirculare a gazelor de ardere reci, preluate după VG și introduse în aspirația morilor.

Prin schimbarea combustibilului și aplicarea modificărilor prezentate mai sus, au rezultat următoarele:

- funcționarea cazanului pe partea apă-abur rămâne neschimbată cu excepția unor parametri care se modifică conform rezultatelor calculului termic de verificare corectat cu rezultatele măsurătorilor;

- funcționarea cazanului se face cu 3 mori de carbune până la sarcini de 350...360 t/h, peste aceste sarcini se va funcționa cu 4 mori de carbune;

- pe tot domeniul de sarcini se funcționează cu recirculare de gaze arse de la cos necesarul de gaze fiind asigurat de un singur ventilator (VGR);

- menținerea curată a suprafetelor de schimb de căldură se va face prin suflare cu abur periodic la 8 ore;

- temperatura aerului la funcționarea pe uita la intrarea în PAR va fi

de circa 60° C aceasta realizându-se cu ajutorul caloriferelor cu abur și recirculare pe VA.

Instalațiile principale ale cazanului precum și instalațiile anexe sunt aceleași din dotarea cazanului pe lignit mai puțin modificările și înlocuirile prezentate mai sus.

Noile valori ale suprafețelor de schimb de căldură, precum și temperaturile limita maxime de funcționare a cazanului sunt prezentate în fig 3.5.

3.5. COMBUSTIBILUL SOLID UTILIZAT. APRINDEREA ȘI ARDEREA.

3.5.1. Combustibilul solid

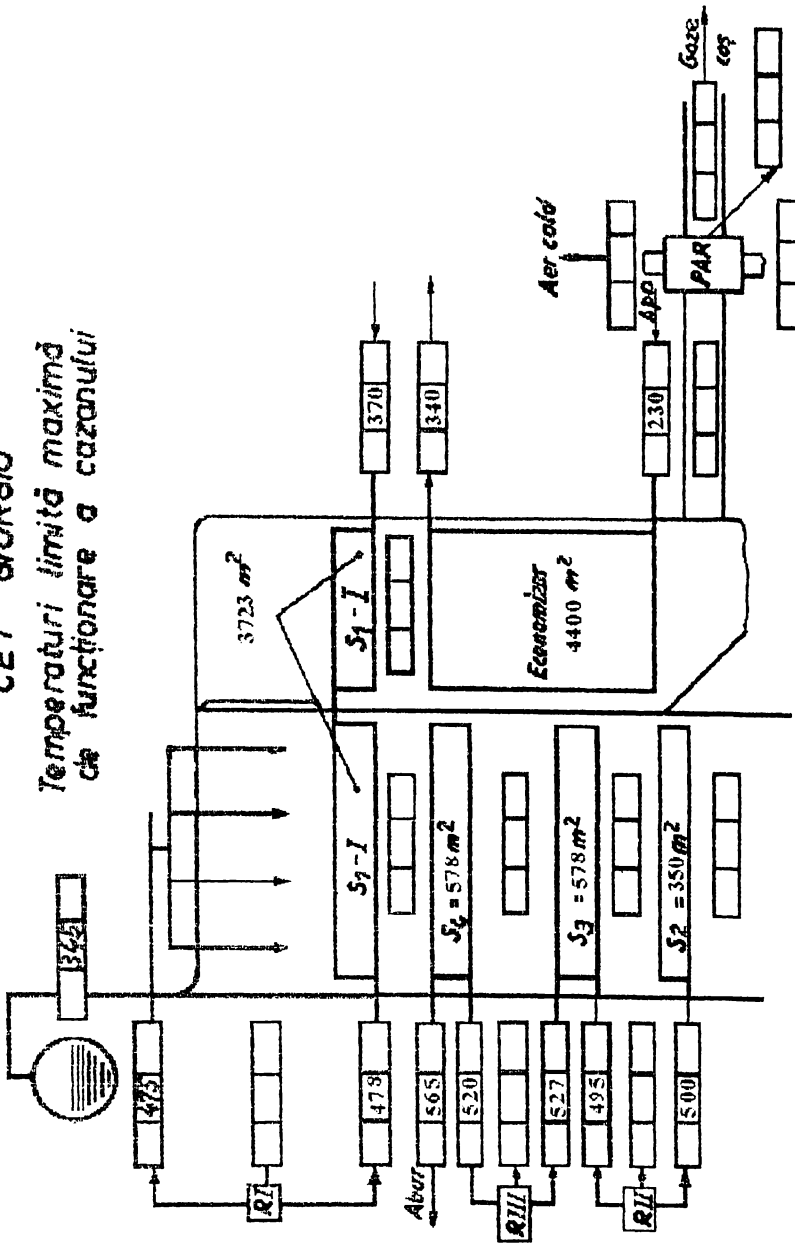
Carbunele utilizat la cazanul C3 din CET GIURGIU este importat din Australia. Caracteristicile lui privind compoziția prezentate în tabelul nr. 3.4, evidențiază diferențe față de combustibilul de proiect, de care trebuie să se țină seama în organizarea și conducerea procesului de ardere. Se remarcă valoarea coborâtă a conținutului de umiditate. La nivelul acestei valori, uscarea prafului de carbune în mori se poate face cu agent cu potențial termic redus, în speță, aer preîncălzit. Măcinabilitatea $m_{11} = 63$ indică un carbune cu facilități la macinare.

Tabelul 3.4

Caracteristicile hulei utilizate la CET GIURGIU la prima etapă de experimentări

Proba		P1	P2	P3	P4
Analiza elementara	C ^a	74,42	73,55	71,11	74,65
	C ⁱ	70,53	69,36	66,18	70,89
	H ^a	5,19	5,19	5,07	5,21
	H ⁱ	4,92	4,89	4,72	4,95
	(O+N) ^a	6,13	7,22	7,65	6,34
	(O+N) ⁱ	5,80	6,80	7,11	6,02
	S _t ^a	0,81	0,79	0,72	0,80
	S	0,76	0,74	0,67	0,76

Fig. 3.5. CAZAN 420 t/h uleiă
CET GIURGIU
Temperaturi limită maximă
de funcționare a cazanului



Proba		P1	P2	P3	P4
Putere calorifica	Q_s^a	7372	7272	7026	7301
	Q_i^i	6685	6665	6234	6631
	Q_s^i	6987	6858	6538	6933
Volatile	V^a	17,60	18,30	18,50	18,96
	V^i	16,70	17,20	17,20	17,90
Cenusă	A^a	12,20	12,50	14,20	12,30
	A^i	11,50	11,80	13,20	11,70
	A^{anh}	12,30	12,60	14,40	12,90
Umiditate	W_t^i	5,20	5,70	6,90	5,00
	W_h^a	1,25	0,75	1,25	0,70
	W_t^t	6,40	6,40	8,10	5,70
Macinabilitate	mH	63,40	63,42	63,56	63,40

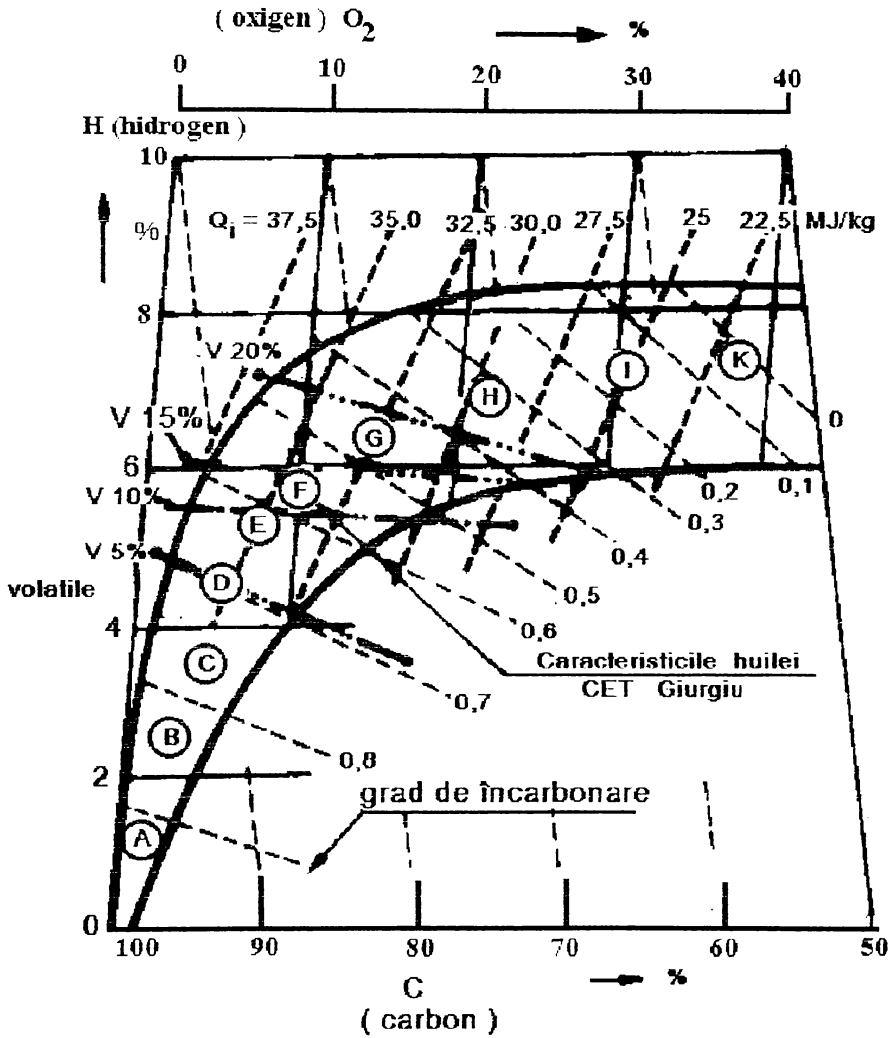
3.5.2. Aprinderea și arderea stabilizată

3.5.2.1 Aprinderea

Este unanim recunoscută complexitatea problematicii în cauză și multitudinea elementelor care contribuie în măsura uneori hotărâtoare, la realizarea

Pentru fixarea acestor caracteristici în raport cu tipurile de combustibili solizi cunoscuți, s-a folosit diagrama din fig. 3.6, preluată după [1]. Această diagramă stabilește, în raport de conținutul de carbon, hidrogen și oxigen, domeniile în care se plasează diversele tipuri de combustibili solizi, de la grafit la lemn. Se poate observa, ca acești cărbuni intra în categoria huilelor de gaz, cu gradul de încarbonare $k=0.55$. Prin conținutul de volatile, care la masa combustibilă reprezintă 20-25 %, combustibilul utilizat se clasează în clasa 4, conform unei clasificări a Comisiei Europene [1], care cuprinde un total de 9 clase. În sinteză, huila utilizată la CET GIURGIU se încadrează în categoria huilelor cu caracteristici medii.

Caracteristicile huilei utilizate la CET GIURGIU la prima etapă de experimentari, unei aprinderi prompte și fără aport suplimentar, exterior, de căldură.



- | | | | |
|---|-------------|---|--------------------|
| A | Grafit | F | Huilă de gaz |
| B | Antracit | G | Cărbune brun vechi |
| C | Huilă slabă | H | Cărbune brun tânăr |
| D | Huilă grasă | I | Turbă |
| E | Huilă tare | K | Lemn |

Figura 3.6 - Diagrama de combustibili solizi

O enumerare a acestora, fără să constituie o ierarhizare, este utilă, urmând a se cuantifica aportul fiecăruia, în măsura în care aceasta este cunoscută:

- conținutul de volatile din combustibil;
- finețea de macinare a prafului de carbune;
- concentrația de praf în amestecul primar;
- temperatura de aprindere;
- temperatura flăcării.

Firma Babcock-Wilcox [3] consideră că finețea prafului este dictată de conținutul de volatile, recomandând valorile prezentate în tabelul 3.5.

Tabelul 3.5

Corelataia dintre finețea prafului și conținutul de volatile.

V _{mc} [%]	Cota particule < 75 μm [%]
< 10	85
10-20	80
20-25	75
> 25	70

De aici rezultă opțiunea constructorilor de cazane pentru morile cu tambur și bile sau mori cu strivire, știut fiind că numai acestea pot asigura condițiile de finețe impuse. Fundamentarea necesității acestei fineți pentru huilă a fost făcută de aceeași firmă, prin determinarea temperaturii de extincție în aparatul Cerchar, care s-a dovedit a fi în dependență invers proporțională, aproape liniară cu conținutul de volatile, corelație prezentată în tabelul 3.6.

Tabelul 3.6

Corelataia dintre finețea prafului, temperatura de extincție și conținutul de volatile, recomandată de B.W. [3]

V _{mc} [%]	Temp. de extincție [°C]	Cota partic. < 75 μm [%]
< 10	> 900	85
10-20	800-900	80
20-25	760-800	75
> 25	< 760	70

La universitatea tehnica din Clausthal-Germania a fost dezvoltată o metoda de caracterizare a aprinderii prafului de cărbune printr-un singur indicator - ZWK (Zundwilligkeit-aprindabilitate) [4]. Acest factor se definește ca raportul a doua mărimi, $N_{z,500}$ și $T_{z,150}$:

$$ZWK = N_{z,500} / T_{z,150} \quad [\text{KJ/kg K}] \quad (3.1)$$

Factorul $N_{z,500}$ (potențial de aprindere) este strict dependent de conținutul de volatili și reprezintă energia conținută în volatilele eliberate la încălzirea până la 500°C .

$$N_{z,500} = V * V_{500} * Q_v \quad [\text{MJ/kg carbune}] \quad (3.2)$$

unde: V - conținutul de volatili la masa uscată;
 V_{500} - cantitatea de volatili eliberate la încălzirea până la 500°C ;
 Q_v - puterea calorică a volatilelor.

Prin determinarea în laborator a parametrului $N_{z,500}$ s-a evidențiat că dependența acestuia de volatili nu este proporțională și că pentru combustibili cu același conținut de volatili poate să difere cu până la 25 %.

Celălalt parametru care intervine în calculul ZWK este temperatura de aprindere caracteristică $T_{z,150}$, care reprezintă temperatura la care particulele $< 63 \mu\text{m}$ au timpul de ardere de 150 ms.

Pentru huila de Australia, la Clausthal au fost determinate următoarele cifre caracteristice:

$$\begin{aligned} N_{z,500} &= 8.43 \text{ MJ/kg} \\ T_{z,150} &= 820 \text{ }^{\circ}\text{C} \\ ZWK &= 10,2 \text{ KJ/kg K} \end{aligned}$$

Această valoare situează huila de Australia în categoria huilelor cu ZWK ridicat, deci cu comportare bună la aprindere.

Mărimea ZWK pune în evidență poziția combustibilului în cauză, în raport cu alți combustibili. În plus, este important de știut și influența factorilor tehnologici asupra aprinderii. Există doi asemenea factori tehnologici importanți: finețea de macinare și concentrația de praf.

Primul factor, a cărui influență asupra aprinderii poate fi susținută de numeroase rezultate de laborator, experiență de exploatare, etc., este sintetizat în [1] prin caracteristica de finețe a prafului, prezentată în tabelul 3.7.

Tabelul 3.7

Caracteristica granulometrică a prafului de carbune.

	R90	R200	R1000
huilă	20 - 40	1,5 - 2,0	-
cărbune brun	45 - 60	< 35	aprox. 1

Finețea bună se obține, așa cum s-a mai arătat, prin folosirea unor tipuri de mori, adecvate acestui scop, moara cu tambur și bile sau moara cu strivire. Trebuie menționat că firma EVT, ulterior și STEIN INDUSTRIE, a realizat o moară ventilator, tip S, destinată printre altele și măcinării huilei. O caracteristică importantă a acestei mori o constituie echiparea cu separator centrifugal, permițându-se realizarea unei fineți acceptabile ($R_{90} = 25 - 30 \%$).

Al doilea factor, concentrația de praf, este legat direct de timpul de aprindere, și prin aceasta, de temperatura realizată [2, 8, 10]. Mai puțin importantă la arderea carbonului brun, concentrația prafului devine esențială la arderea huilelor. Valoarea ridicată a acesteia permite, în condițiile unui conținut redus sau mediu de volatili în combustibil, realizarea de minimă concentrație a volatilelor pentru aprindere (4-5 %) și tot aceasta contribuie esențial la atingerea temperaturii de aprindere. Este știut că praful de lignit are temperatura de aprindere în domeniul 480 - 550 °C față de aprox. 800 °C, cât este temperatura de aprindere a prafului de huila.

Este util ca cele prezentate mai sus, să fie completate cu rezultatele obținute în Japonia pe linia arderii huilelor cu caracteristici diferite, în scopul găsirii principiilor generale pentru obținerea unei aprinderi rapide și a unei arderi stabile [2].

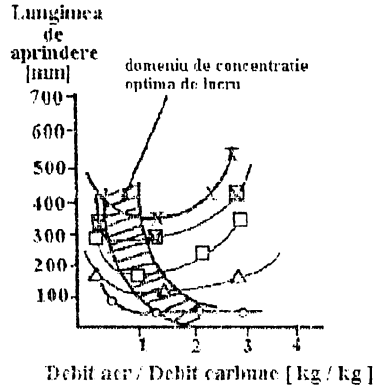
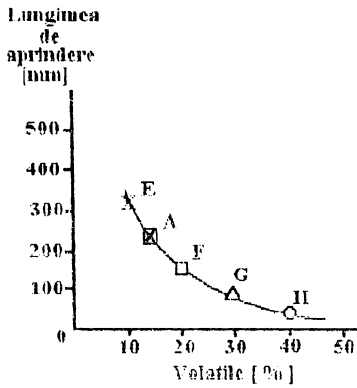
De mare importanță pentru analiza de față este variația lungimii de aprindere cu concentrația de praf. În fig. 3.7, preluată după [2], se observă că minimizarea lungimii de aprindere se realizează la concentrații situate, funcție de conținutul de volatili, între 1 kg/kg (volatili 12 %) și 0.25 kg/kg (volatili 38 %). Problema realizării concentrației optime se pune cu atât mai acut cu cât huila are un conținut de volatili mai scăzut. Este locul să amintim, că la C4 din CET GIURGIU, concentrația de praf variază în jurul valorii 0.22 kg/kg, huila având $V^a = 20 \%$.

Concentrația de praf, realizată de sistemul de măcinare poate diferi de concentrația optimă pentru aprindere. Lucrarea [2] pune în evidență un asemenea caz. Așa cum se observă în fig.3.8, sistemul de preparare asigură o concentrație de praf situată între 0.5 și 0.25 kg/kg. Această concentrație poate împăca condițiile de aprindere pentru un combustibil cu volatili multe (32 %). Pentru arderea unei huile cu volatili reduse autorul propune un concentrator de praf care să realizeze două fluxuri, unul cu concentrație ridicată (0.8 kg/kg) optimă aprinderii, celalalt cu concentrația reziduală.

Rolul important al fineții prafului pentru realizarea unei bune aprinderi este prezentat în [5] de unde au fost preluate diagramele din fig. 3.9. Aceste diagrame trebuiesc privite în ansamblu și demonstrează că pentru un carbune cu un anumit conținut de volatili, particulele grosiere necesită timp de încălzire (devolatilizare) mai mare și o temperatură a flăcării mai ridicată.

Cele prezentate mai sus, cu referire la aprinderea stabilă se pot sintetiza după cum urmează:

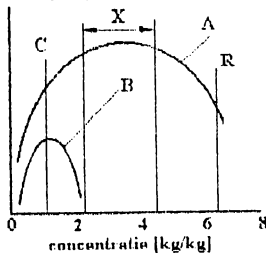
- pentru aprinderea volatilelor, acestea trebuie să se găsească în amestecul de gaze comburante într-o concentrație de cel puțin 4-5 %.
- eliberarea volatilelor se realizează prin încălzirea particulelor, dar, important, devolatilizarea are loc mai rapid la particulelor mai fine; este deci,



Tip cărbune	A	E	F	G	H
Q_s [kcal/kg]	5680	7260	6650	6620	7060
W_t [%]	5,1	-	10,2	8,5	11,9
V_a [%]	12,5	10,4	19,4	27,2	37,8
C_a [%]	55,9	76,4	61,6	56,0	41,7
A_a [%]	30,3	9,9	15,0	11,5	13,5

Figura 3.7 - Variația lungimii de aprindere funcție de conținutul de volatile și concentrația de praf

viteza flacării [m/s]



- A - combustibil bogat in volatile
- B - combustibil sarac in volatile
- X - domeniu de concentratie pe care il asigura sistemul de preparare al prafului
- C - concentratie ridicata
- R - concentratie reziduala

Figura 3.8 - Principiul arderii stabile asigurată de concentratorul de praf

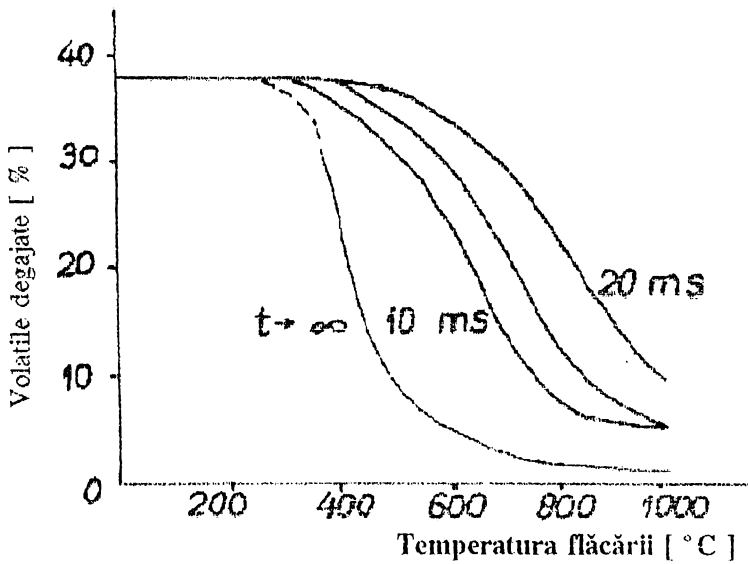
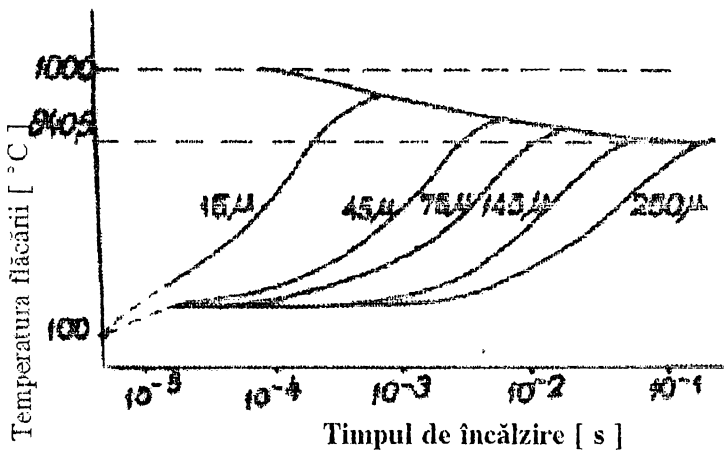


Figura 3.9 - Dependența degajării volatilelor de timpul de încălzire și diametrul particulelor

important, să existe un procent ridicat de particule fine, care prin devolatilizare să asigure o concentrație ridicată gazelor combustibile.

- temperatura de aprindere a prafului de huilă este în jur de 820 °C;
- este necesară realizarea unei concentrații optime de praf, a cărei valoare depinde de conținutul de volatile;
- se poate observa că parametrul ZWK include toți factorii de influență ai aprinderii.

Dintre acestea, două elemente țin de sistemul de preparare a prafului: finețea și concentrația de praf.

3.5.2.2 *Arderea stabilizata*

Există trei componente importante cu referire la arderea prafului de carbune, și anume:

- caracteristicile amestecului provenind din moară (concentrație, finețe de praf);
- caracteristicile cinetice și dinamice ale jeturilor la arzatoare;
- caracteristicile focarului.

Caracteristicile amestecului primar la ieșirea din moară sunt dependente de sistemul de preparare. De fapt, problema trebuie tratată invers. Pornind de la niște caracteristici cerute pentru realizarea aprinderii și arderii se alege sistemul de preparare și parametrii acestuia. Praful de huilă necesită pentru aprindere o măcinare avansată și concentrație de praf ridicată, fapt ce se poate realiza cu mori cu tambur și bile sau mori cu strivire și transportul prafului la arzător cu aer în cantitatea care să asigure concentrația cerută.

La cazanul C4, prin modificările efectuate la moară, s-a urmărit tocmai creșterea concentrației și îmbunătățirea fineții. Așa cum se va vedea în continuare, ventilația morii a fost redusă cu aprox. 50 %, fapt ce a dublat valoarea concentrației. Totuși, raportat la conținutul de volatile a huilei utilizate, este încă insuficientă.

Avându-se în vedere că o creștere a concentrației prin reducerea ventilației morii nu mai poate fi luată în considerare în cazul combustibilului analizat, problema se poate soluționa prin:

- flacăra suport de pacură;
- introducerea unui concentrator de praf, eventual un sistem de distribuire a prafului după separator, care să permită realizarea pe una din fantele de praf a unui amestec cu concentrație ridicată.

3.5.2.3. *Arzătoarele și focarul*

Focarul este prevăzut cu 6 arzătoare cu fante de tip EVT adaptate dimensional condițiilor impuse de arderea huilei și a caracteristicilor morilor MVC - 4 modificate.

Dimensiunile principale ale focarului cazanului C4 din CET Giurgiu sunt

- secțiunea.....	117.9 m ²
- volumul.....	2813 m ³
- suprafața brăului arzătoarelor....	245.4 m ²
Incărcările specifice ale focarului sunt:	
- încărcarea termică a volumului..	129 kW/m ³
- încărcarea termică a secțiunii.....	3080 kW/m ²
- încărcarea termică a brăului arzătoarelor.....	1480 kW/m ²

Valorile cifrelor caracteristice pentru focar și arzatoare, determinate în condițiile funcționării la sarcina nominală, sunt prezentate în tabelul nr. 3.8. În același tabel sunt prezentate și cifrele caracteristice pentru două cazane de abur din Germania, cu sarcina termică apropiată, care funcționează cu huilă, conform referinței [6].

Aceasta este situația de proiect. Sunt de remarcat următoarele:

a) Cazanul fiind proiectat pentru funcționarea cu cărbune brun, are un volum și o secțiune a focarului mai mari decât un cazan similar, dimensionat pentru huilă, având capacitatea foarte apropiată (cazanul 2 din tabelul 3.8). Evident, că aceste elemente fac ca încărcările termice ale focarului să fie mai reduse. Este de reținut, îndeosebi, încărcarea secțiunii focarului aflată la limita inferioară a domeniului recomandat [1] sau chiar sub aceasta [2], fapt ce amplifică problematica arderii stabile a prafului. Incărcarea termică a brăului arzătoarelor are o valoare medie, existând deci, rezerve, dacă se ține seama de valorile practice la cazanele care ard huilă [6], pentru creșterea acesteia, prin ajustarea arzătoarelor, astfel încât, să se poată compensa alte neajunsuri (concentrație, finețe), legate de aprindere și ardere. Această valoare poate fi mărită până la 1.8 - 2.0 MW/m².

Tabel 3.8

Cifre caracteristice ale arzătoarelor și focarelor de huilă [6]

Parametru	Tip cazan	U.M.	Cazan 1 Germania	Cazan 2 Germania	C 420 CET Giurgiu
Debit abur		t/h	325	400	420
Nr. arzătoare		-	12	12	6
Puterea fiecărui arzător		MW	25,28	31	55
Volum focar		m ³	1655	2264	2813
Secțiune focar		m ²	85	94,8	117,9
Incărcare termică volum focar		MW/m ³	0,186	0,162	0,129
Incărcare term. secțiune focar		Mw/m ²	3,48	3,93	3,08

Parametru	Tip cazan	U.M.	Cazan 1 Germania	Cazan 2 Germania	C 420 CET Giurgiu
Încărcare term. brău arzător		MW/m ²	1,744	1,860	1,48
Viteză amestec primar w_L		m/s	16,75	16,0	17,7
Viteză aer secundar w_s		m/s	41,25	42,50	32,10
Impuls praf I_s		kg*m/s ²	47,04	54,84	65,0
Impuls aer secundar I_L		kg*m/s ²	410,82	517,7	546,7
Energie praf E_s		kg*m/s ³	393,96	438,72	575,7
Energie aer secundar E_L		kg*m/s ³	8473,16	11006,65	8774
Raport de viteze w_L/w_s		-	2,48	2,65	1,8
Raport de impulsuri I_L/I_s		-	8,73	9,44	8,4
Raport de energii E_L/E_s		-	21,50	25,08	24,4
Timp de rezidență gaze focar		s	3,9	4	4,5
Viteză medie		m/s	5	6	5,2
Presiune nominală abur		bar	162/135	162/135	137
Temperatură abur		°C	570/540	575	540

b) Elementele cinetice și dinamice ale jeturilor primar și secundar se găsesc în limitele acceptabile, deși este posibil să se acționeze în sensul creșterii vitezei aerului secundar, ceea ce ar plasa aceste mărimi în domeniul practicat la cazanele dimensionate pentru arderea huilei.

3.6. **REZULTATE OBTINUTE** - după prima etapă de experimentări

În urma experimentărilor s-a constatat că funcționarea cazanului nr. 3 de 420 t/h, de la FE Giurgiu, s-a făcut la parametrii din proiect pentru întreg domeniul de sarcini [37].

Combustibilul utilizat a fost huila având următoarele caracteristici:

- $P_c^i = 5600$ kcal/kg;
- $C^i = 58.10$ %;
- $H^i = 3.64$ %;
- $S^i = 2.22$ %;
- $N^i = 0.40$ %;
- $O^i = 8.44$ %;
- $A^i = 16.1$ %;
- $W_t^i = 11.1$ %;
- $V^i = 22.9$ %.

Randamentul masurat in conditiile acestei perioade de experimentari a fost de 85.75 % ($q_2 = 9.5$ %, $q_4 = 4.34$ %, $q_5 = 0.39$ %) (fig. 3.10).

Instalatia de preparare si ardere a realizat valorile de macinare $R_{1000} = 2$ %, $R_{200} = 26$ %, $R_{90} = 48.5$ %, debitul de fluid de 17.2 m³/s la o temperatura la separator de 85 °C si o concentratie de 0.1915 kg/kg.

Dupa aceasta prima etapa de experimentari s-a constatat ca se poate functiona renuntand la aspiratia de gaze din focar, ceea ce conduce la posibilitatea eliminarii partii superioare a turnului de uscare.

Functionarea cazanului la toate sarcinile se face numai cu aport de pacura de la 2 % (600 kg/h) la sarcina nominala la 14.5 % (2400 kg/h) la sarcina minima. Necesitatea pacurii este impusa de stabilizarea arderii.

Debitul de zgura uscata a fost mic (aproximativ 1100 kg/h) ceea ce conduce la posibilitatea eliminarii gratarului de post ardere, inlocuirii cratzerului existent si amplasarea acestuia la cota zero.

Pentru buna functionare a instalatiei este esentiala imbunatatirea etanseitatii intregului sistem pe partea de gaze de ardere, avand in vedere faptul ca o proportie de gaze de ardere este recirculata la mori, formand cu aerul cald primar si aerul fals debitul de fluid de la separatorul morii.

3.7. MASURILE SUPLIMENTARE ADUSE CAZANULUI SI PERFORMANTELOR OBTINUTE DUPA A DOUA PERIOADA DE EXPERIMENTARI.

Dupa incheierea primei perioade de experimentari, in urma analizei rezultatelor obtinute, s-a hotarat luarea unor masuri suplimentare care sa conduca la imbunatatirea functionarii cazanului.

3.7.1. Lucrări suplimentare

- anularea completa a recirculatiei gazelor de ardere din focar, prin obturarea gurilor de aspiratie ale turnurilor;
- marirea treptei suplimentare de retentie amplasata dupa rândul cinci de ciocane si deci micșorarea sectiunii de trecere (fig. 3.11);
- modificarea unghiului de deschidere a clapetelor separatoarelor de la morile de carbune, in scopul imbunatatirii finetii de macinare (fig. 3.12);
- amplasarea de sicane pe tronsonul de refluxare al morii (fig. 3.13).

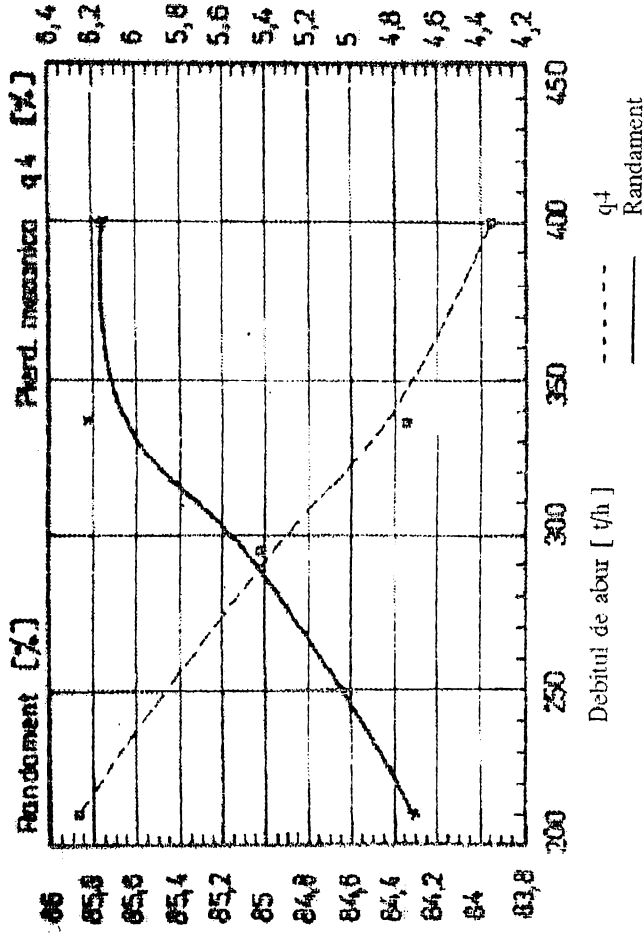
3.7.2. Rezultate obtinute dupa etapa a II-a de experimentari efectuate pe cazanul nr. 3 de 420 t/h - huila - FE Giurgiu.

Experimentarile s-au efectuat pe toata gama de sarcini a cazanului, intre 50 si 100 %. Combustibilul utilizat a fost urmatoarul:

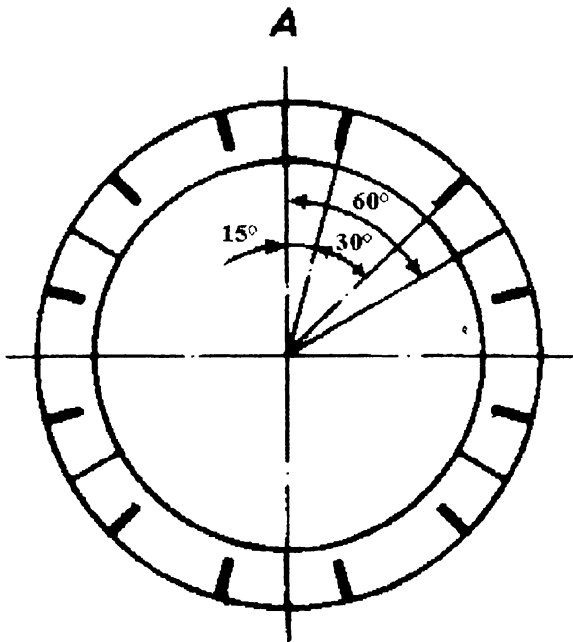
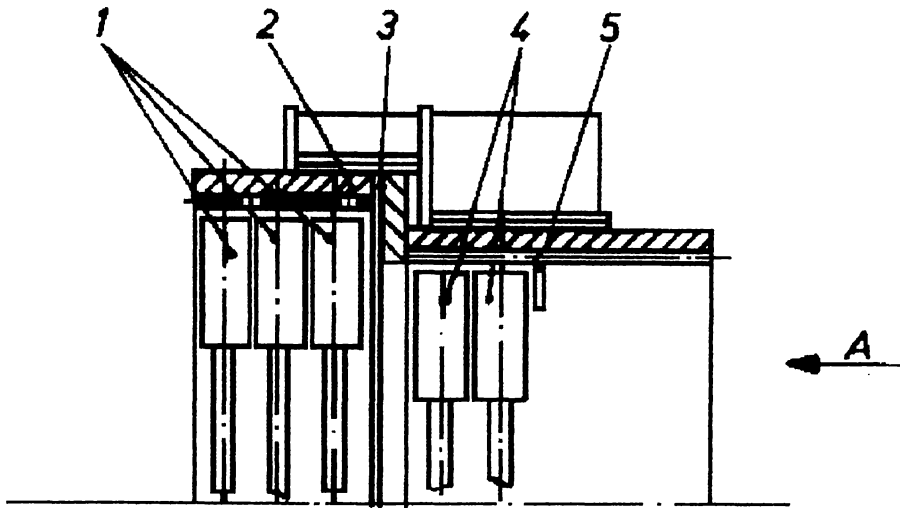
$C^i = 61.67$ %	$W^i = 10.4$ %
$H^i = 4.48$ %	$W_h^i = 2.2$ %
$S^i = 2.11$ %	$W_s^i = 8.2$ %
$O^i = 9.60$ %	$A^i = 11.3$ %
$N^i = 0.44$ %	$V^i = 34.6$ %

$$Q_i^i = 5910 \text{ kcal/kg}$$

Figura 3.10 - Variația randamentului termic brat cu debitul de abur al cazanului de 420 t/h combustibilul fiind după prima etapă de experimentări



Obs. : Pe toată gama de sarcini (210 t/h - 420 t/h) s-a funcționat cu combustibil suport al cărui aport caloric este cuprins între 2% - 14,5%



- 1 - Ciocane cu brațe lungi
- 2 - Corp moara
- 3 - Treaptă de retenție
- 4 - Ciocane cu brațe scurte
- 5 - Treaptă de retenție suplimentară

Figura 3.11 : Treaptă de retenție suplimentară

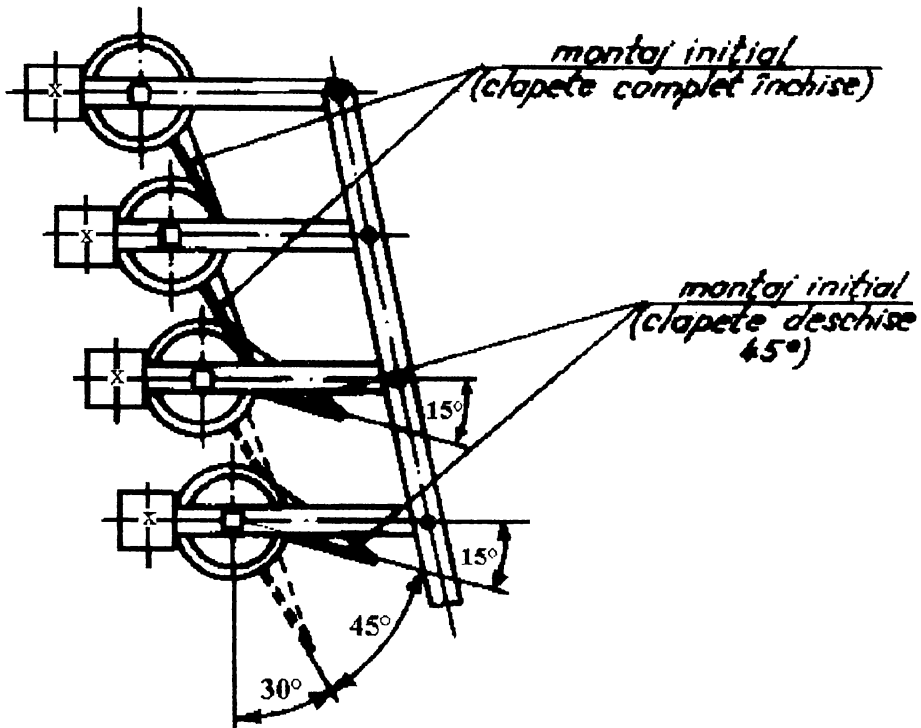


Figura 3.12 : Sistem acționare clapete separator

În continuare sunt prezentate pe scurt modul în care au fost efectuate măsurătorile termotehnice, aparatura folosită și metodologia de prelucrare a rezultatelor pentru principalii parametri ai cazanului:

a) Determinarea debitului de carbune introdus în moară.

Debitul de carbune brut macinat de moară obținut prin măsurători directe, prin determinarea secțiunii stratului de carbune în alimentator și menținerea constantă a acestuia în perioada probelor, precum și prin măsurarea timpului în care axul alimentatorului efectuează un număr complet de rotații.

La determinarea debitului de carbune s-a avut în vedere menținerea pe toată durata probei a temperaturii la separator, la o valoare cât mai apropiată de cea prevăzută în proiect : 90°C .

Pentru ușurința înregistrărilor (după etalonarea în prealabil a alimentatoarelor) s-a trasat curba de corespondență dintre debitul real și cel indicat la panoul de comandă.

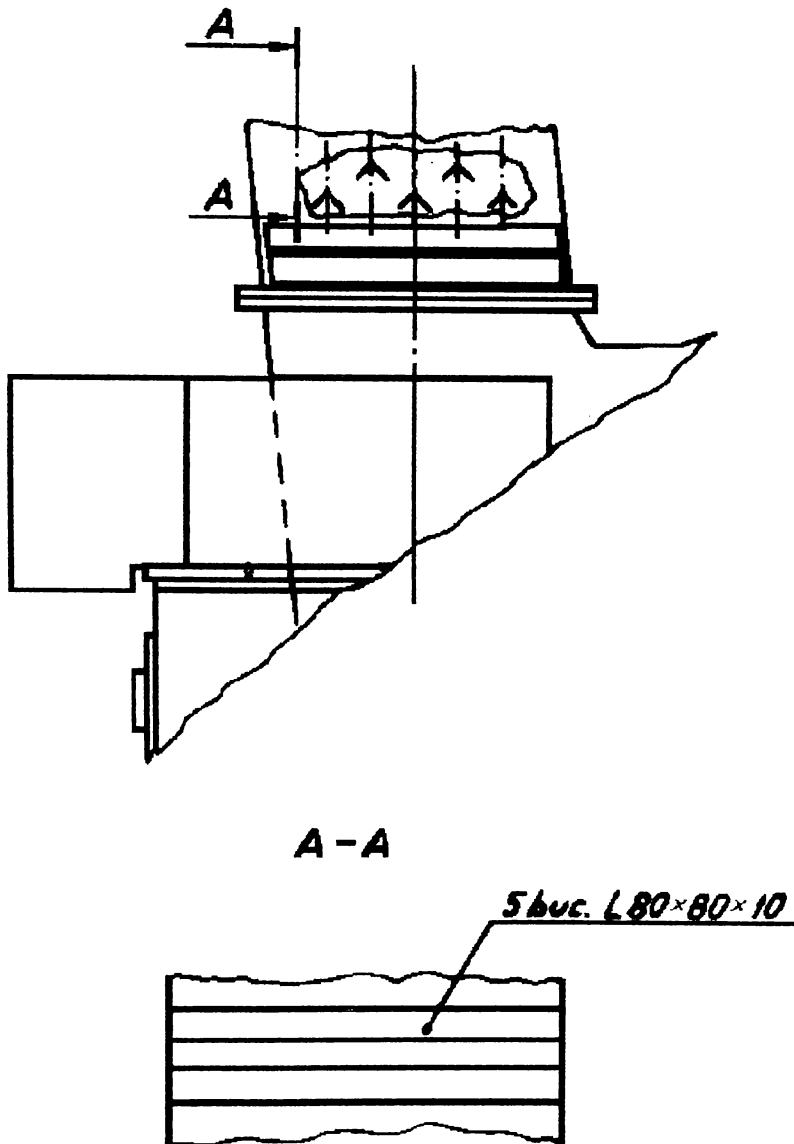


Figura 3.13 : Amplasare șicane la ieșirea din moară

Relatia de calcul pentru debitul de carbune este :

$$B = \frac{(S \times l_B - n_1 \times V_1) \times 3600 \times \gamma}{t} \quad [t/h] \quad (3.3)$$

in care :

B - debitul de carbune [t/h]

l_B - lungimea de banda de alimentator corespunzatoare unei rotatii complete a axului alimentatorului [m]

$$l_B = 1,8 \text{ m}$$

S - sectiunea stratului de carbune pe banda alimentatorului [m²]

$$S = 0,65 \times h$$

h - inaltimea medie a stratului de carbune pe toata latimea alimentatorului, in 5.....6 puncte

n_1 - numarul de racleti la o rotatie

$$n_1 = 4,25$$

V_1 - volumul unui raclet [m³]

$$V_1 = 0,002$$

γ - densitatea carbonului de pe banda de alimentare

$$\gamma = 0,86 \text{ t/m}^3$$

t - timpul in care axul alimentatorului efectueaza o rotatie completa [s]

In timpul experimentarilor s-au citit din 10 in 10 minute valorile indicatoarelor de debit de la panoul de comanda la toate morile in functiune, dupa care, cu ajutorul diagramelor de corespondenta s-au determinat debitele reale.

b) Determinarea debitului de zgura

Se regleaza viteza benzii instalatiei de evacuare functie de sarcina cazanului si de cantitatea de zgura cazuta in pãlnie. Inaintea inceperii incercarii s-au stabilit cele 10 tipuri de incarcare a spatiului dintre doi racleti.

A fost prelevata cantitatea de zgura cuprinsa in patru spatii având acelasi tip de incarcare si s-a determinat cantitatea medie pentru un anumit tip de incarcare. In mod analog s-a procedat si pentru celelalte tipuri de incarcare alese pentru etalonare. S-a determinat umiditatea probelor prelevate si s-a calculat cantitatea de zgura uscata cu urmatoarea relatie :

$$G_{zg.us.}^x = \frac{100 \times G_{zg.um.}^x}{100 - W_{tot}} \quad (3.4)$$

in care :

$G_{zg.us.}^x$, $G_{zg.um.}^x$ - reprezinta cantitatile de zgura umeda cântarita pentru tipul x de incarcare si respectiv cantitatea de zgura uscata calculata pentru acelasi tip x de incarcare [kg]

W_{tot} - umiditatea totala a probei de zgura umeda prelevata in saci [%].

c) Debitele apei de alimentare, a aburului supraincalzit si a apei de injectie au fost determinate cu ajutorul manometrelor diferentiale cu tub U, racordate la diafragmele existente.

Debitul de pacura s-a determinat cu ajutorul debitmetrului ultrasonic

PORTAFLOW, descris in lucrarea [38].

Debitul de gaze recirculate de la fine cazan s-a masurat cu ajutorul unui tub Venturi, la care s-a racordat un manometru diferential.

d) Presiunile apei de alimentare, a aburului supraincalzit si a apei de injectie se determina cu ajutorul manometrelor incadrate in clasa de precizie ceruta (eroarea de masurare nu trebuie sa depaseasca 2 %).

Punctele de masurare a presiunii au fost amplasate in zonele de curgere laminara a fluidului, in locuri usor accesibile si lipsite de vibratii.

e) Temperaturile au fost masurate cu termocuple, amplasate pe conductele de apa de alimentare, abur supraincalzit, apa de injectie, aer de ardere, gaze de ardere la iesirea din PAR si pacura la intrarea in arzator.

Termocuplele sunt prevazute cu cabluri de compensatie corespunzatoare.

f) Analiza gazelor de ardere s-a facut cu ajutorul analizorului de gaze TESTO 33, prezentat in lucrarea [39], in urmatoarele puncte de pe traseul gazelor de ardere : fine focar, intrare PAR, iesire PAR, iesire VG si iesire VGR.

g) Analize de laborator pentru determinarea caracteristicilor carbunelui, a pacurii, a zgurii si a cenusii.

Inainte de incercare, cazanul a functionat un interval de 72 ore, necesar asigurarii unui echilibru corespunzator proceselor care au loc in cazan (arderea, transmiterea caldurii, vaporizarea, etc.). In acest timp, sarcina cazanului s-a mentinut cât mai apropiata de cea la care s-a facut incercarea.

Durata incercarii corespunzatoare sarcinii analizate, a fost de 5 ore, perioada pe care s-au mentinut cât mai constantii parametrii cazanului.

Intervalele de citire a aparatelor au fost urmatoarele:

- 3 minute pentru manometrele diferentiale;
- 10 minute pentru aparatele de masurarea temperaturii si presiunii.
- 20 minute pentru analiza gazelor de ardere.

Masuratorile efectuate sunt prezentate in tabelul 3.9.

Tabelul 3.9

Parametrii masurati pentru trei sarcini de functionare ale cazanului C4 - a II-a etapa de experimentari.

Parametrul masurat	U.M.	Sarcina cazanului		
		56 %	76.2 %	100 %
1. Abur viu				
- presiune st./dr.	bar	132/130	137/135	138/137
- temperatura st./dr.	°C	535/540	540/540	540/540
- debit st./dr.	t/h	115/120	160/160	210/210
- presiune tambur	bar	140	148	150
2. Apa de alimentare				
- presiune	bar	150	158	160
- temperatura	°C	225	230	230
- debit	t/h	230	310	400

Parametru măsurat	U.M.	Sarcina cazanului		
		56 %	76,2 %	100 %
3. Combustibil				
- huila	kg/h	24410	34064	46541
- pacura	kg/h	1164	900	-
- aport caloric pacura	%	7	4	-
- nr. mori in functiune		3	3	4
- nr. injectoare in functiune		1	1	-
4. Temperaturi abur dupa suprafete				
- dupa S I st./dr.	°C	420/430	430/440	435/440
- dupa inj. I st./dr.	°C	395/410	405/415	410/415
- dupa S II st./dr.	°C	445/455	455/465	465/475
- dupa inj. II st./dr.	°C	440/450	450/455	455/465
5. Temperaturi gaze de ardere				
- inainte de S II	°C	870	940	1030
- dupa ECO	°C	290	300	320
- dupa PAR	°C	155	160	180
- dupa VG	°C	140	145	156
- dupa VGR	°C	135	138	150
6. Temperaturi aer de ardere				
- ambiant	°C	25	25	25
- intrare PAR	°C	65	65	70
- iesire PAR	°C	240	250	260
7. Analiza gazelor de ardere				
a) fine focar				
O ₂	%	6.0	5.4	4.4
CO ₂	%	13.1	13.7	14.5
α	-	1.42	1.35	1.27
CO	ppm	61	76	46
NO _x	ppm	190	172	200
b) inainte PAR st./dr.				
O ₂	%	6.3/6.4	5.5/5.8	4.8/4.6
CO ₂	%	12.9/12.8	13.6/13.3	14.2/14.4
α	-	1.44/1.46	1.36/1.39	1.30/1.28
CO	ppm	48/53	80/54	41/47
NO _x	ppm	166/176	145/150	189/201
c) dupa PAR st./dr.				
O ₂	%	8.0/8.2	7.2/7.7	6.7/6.4
CO ₂	%	11.4/11.2	12.1/11.7	12.5/12.8
α	-	1.62/1.66	1.53/1.58	1.48/1.44
CO	ppm	46/48	83/44	33/25
NO _x	ppm	133/124	141/128	111/147
d) excesul de aer dupa VG st./dr.				
α	-	1.98/2.04	1.96/1.84	1.79/1.83
e) excesul de aer dupa VGR				
α	-	2.07	1.98	1.85

Parametru măsurat	U.M.	Sarcina cazanului		
		56 %	76,2 %	100 %
8. Gaze recirculate de la fine cazan				
- debit	m ³ N/h	24000	28000	36000
- proportie recirculate	%	8.35	7.55	7.8
- temperatura	°C	135	138	150
- gazele recirculate sunt distribuite in totalitate la mori				
9. Presiuni pe gaze de ardere si aer de ardere				
- depresiune focar	mmca	-4	-3	-1
- p gaze arse PAR	mmca	40	45	45
- p. aer dupa VA	mmca	180/185	185/190	190/200
- presiune aer total	mmca	120	125	125
10. Parametri combustibil suport - pacura				
- presiune tur/retur	bar	37/34	34/32	-
- temp. tur/retur	°C	130/125	125/120	-
11. Echipamente in functiune				
- ventilatoare de aer		2	2	2
- ventilatoare de gaze de ardere		2	2	2
- ventilatoare de gaze recirc.		1	1	1
- PAR - uri		2	2	2

3.8. FUNCTIONAREA MORILOR DE CARBUNE.

Pentru determinarea performantelor morii MVC 4 modificate pentru functionarea pe huila, a fost conceputa o schema suplimentara de masura, prezentata in fig. 3.14.

Simbolurile literare dispuse in anumite puncte ale schemei indica marimile care se masoara in aceste puncte.

Semnificatia acestor simboluri este urmatoarea :

B_M	- debitul de carbune intrat in moara	[t/h]
E_c	- calitatea carbunelui brut	
t_{ac}	- temperatura aerului cald	[°C]
t_{gr}	- temperatura gaze recirculate fine cazan	[°C]
p_{sa}	- presiune statica aspiratie	[mmca]
p_{sr}	- presiune statica refulare	[mmca]
p_{dr}	- presiune dinamica refulare	[mmca]
t_f	- temperatura fluid refulare	[°C]
A_{ga}	- analiza gaze ardere aspiratie	
A_{gr}	- analiza gaze ardere refulare	
V_M	- debit de fluid vehiculat de moara	[m ³ /s]
R_p	- analiza granulometrica a prafului de carbune	
μ	- concentratia prafului in fluidul purtator	[kg/kg]

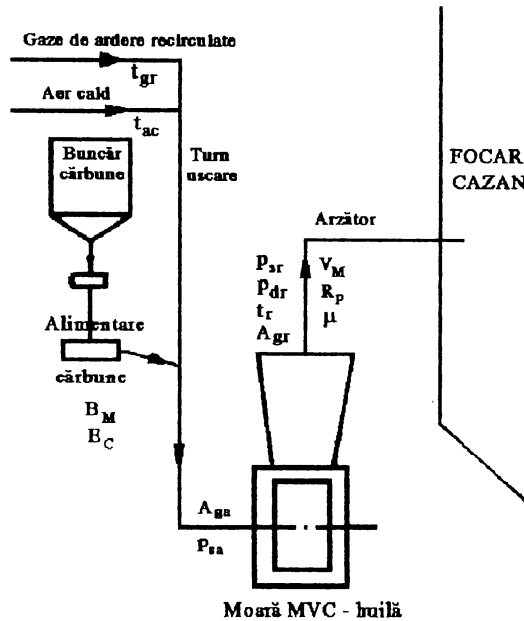


Figura 3.14 - Schema suplimentară de măsură

În vederea determinării calitatii carbunelui brut au fost prelevate probe de pe banda de alimentare.

În perioada efectuării experimentarilor la moara nr.2, cazan nr.3, aceasta a fost alimentată cu carbune în următoarea bandă de calitate :

$C^i = 61,60 \%$	$N^i = 0,44 \%$
$H^i = 4,48 \%$	$W^i = 10,40 \%$
$S^i = 2,11 \%$	$A^i = 11,30 \%$
$O^i = 9,60 \%$	$V^i = 34,60 \%$

$$Q_i^i = 5910 \text{ kcal/kg}$$

Funcționarea corectă a morii de carbune, din punct de vedere al realizării atât a funcției de ventilare, cât și a funcției de macinare, cu un randament optim, are o importanță deosebită în asigurarea parametrilor nominali ai generatorului de abur.

Este impropriu a se spune despre o moară tip ventilator (MV sau MVC) că realizează macinarea unui anumit debit de carbune, fără a se specifica, în primul rând, debitul de fluid vehiculat și în al doilea rând, fără a se analiza funcționarea acesteia în cadrul unei configurații tehnologice precise.

Deci, moara trebuie realizată astfel încât să asigure vehicularea unui anumit debit de fluid, cu o concentrație de praf precizată și să acopere toate pierderile de presiune liniare și locale specifice traseului proiectat.

Pornind de la acest deziderat, calculul corect al unei instalații de preparare

se bazeaza pe urmatoarele sectiuni :

3.8.1. Stabilirea caracteristicii de ventilare a morii

Determinarea caracteristicii de mers in gol a morii, deci a corelatiei debit-presiune s-a realizat prin amplasarea unui organ de reglaj pe refularea morii.

Pentru diferite pozitii ale organului de reglaj din avalul morii s-au masurat urmatorii parametri (fig 3.14) :

- temperatura fluidului pe conducta de refulare ;
- presiunea statica pe conducta de refulare ;
- presiunea dinamica pe conducta de refulare;
- presiunea statica pe conducta de aspiratie.

Temperatura fluidului a fost masurata cu ajutorul unui termometru din sticla cu mercur, caracteristic pentru masurarea temperaturilor sub 300°C , iar pentru masurarea presiunii statice s-a folosit manometrul cu coloana de apa, utilizat pentru presiuni mici, cuprinse intre 1 mbar si 100 mbar.

Presiunea dinamica masurata cu ajutorul tubului Pitot-Prandtl reprezinta diferenta de presiune intre priza de presiune totala si prizele de presiune statica cu care este dotat aparatul de masura. Masuratorile s-au efectuat pe trei directii ale canalului de refulare, in trei puncte pe adancimea canalului, punctele de masura fiind prezentate in fig. 3.15.

Datele primare obtinute in urma masuratorilor au fost prelucrate, rezultatele fiind prezentate in tabelul 3.10.

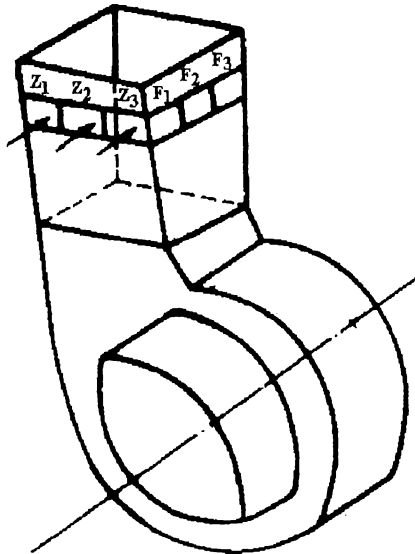


Figura 3.15 - Amplasarea punctelor de măsură pe canalul de refulare al morii

Tabelul 3.10

Parametrii caracteristici functionarii morii

Parametrul	UM	Valoarea					
		1	2	3	4	5	6
Temp fluid refulare t_r	$^{\circ}\text{C}$	105	102	101	96	90	85
Densitate ρ_t	kg/m^3	0,933	0,941	0,943	0,956	0,972	0,986
Presiune statica refulare p_{sr}	mmca	33	53	90	150	160	230
Presiune dinamica refulare p_{dr}	mmca	40	38	32	23	18	8
Viteza refulare fluid W_r	m/s	29	28,3	25,9	21,8	19,7	12,7
Suprafata sectiunii conductei de refulare m^2		0,771	0,771	0,771	0,771	0,771	0,771
Debit Q	m^3/s	22,3	21,8	20	16,8	15,2	9,8
Presiune totala refulare p_{tr}	mmca	73	91	122	173	178	238
Suprafata cond. de aspiratie S_a	m^2	1,963	1,963	1,963	1,963	1,963	1,963
Viteza fluid aspiratie W_a	m/s	11,4	11,1	10,2	8,6	7,7	5
Pres. dinamica aspiratie p_{da}	mmca	6,0	5,8	4,95	3,6	2,9	1,2
Pres. statica aspiratie p_{sa}	mmca	-53	-62	-69	-78	-81	-83
Pres. totala aspiratie p_{ta}	mmca	-47	-56	-64	-74	-78	-82
Inaltime refulare moara H	mmca	130	142	178	230	254	320

Parametrii calculati pe baza celor masurati si formulele de calcul corespunzatoare, folosind simbolurile de mai sus sunt urmatoarele :

$$\rho_t = \rho_a \times \frac{273}{t + 273} \quad (3.5)$$

ρ_a - densitatea aerului în condiții normale [kg/m³N]

$$W_r = K_a \times \sqrt{\frac{2 \times P_{dr} \times g}{\rho_t}} \quad (3.6)$$

K_a - constanta aparatului de masura

$$Q = W_r \times S_r \quad (3.7)$$

$$P_{tr} = P_{sr} + P_{dr} \quad (3.8)$$

$$W_a = \frac{Q}{S_a} \quad (3.9)$$

$$P_{da} = \frac{W_a^2 \times \rho}{2 \times g} \quad (3.10)$$

$$P_{ta} = P_{da} + P_{sa} \quad (3.11)$$

$$H = P_{tr} - P_{ta} \quad (3.12)$$

Curba de funcționare în gol, rezultată în urma măsurătorilor efectuate, este prezentată în fig. 3.16.

3.8.2. Stabilirea caracteristicii de macinare

În instalația de preparare are loc procesul de macinare a carbunelui, care se desfășoară în paralel cu uscarea acestuia.

Praful de combustibil solid este un amestec de particule cu dimensiuni diferite.

Analiza granulometrică se determină prin cernerea unei probe de praf un timp anumit, folosind pentru aceasta un complet de site. Cantitatea de praf rămasă pe o sită oarecare exprimată procentual față de masa inițială supusă cernerii, se numește rest (refuz) parțial. Restul (refuzul) total pe o sită oarecare este egal cu restul parțial al sitei respective, adunat cu resturile parțiale de pe sitele așezate deasupra ei.

Dependența $R_x = f(x)$, unde x este dimensiunea ochiului sitei exprimat în μm se numește caracteristică de macinare sau caracteristică granulometrică integrală.

Pentru praful de carbune, expresia analitică care definește cel mai bine caracteristică granulometrică este dată de relația Rosin-Rammler :

$$R_x = 100 \times \exp(-b \times x^n) \quad [\%] \quad (3.13)$$

unde b este un coeficient care caracterizează finetea de macinare a prafului, iar n un coeficient care caracterizează gradul de uniformitate (omogenitate) a prafului.

Pentru aplicațiile practice, formula Rosin-Rammler se poate transforma

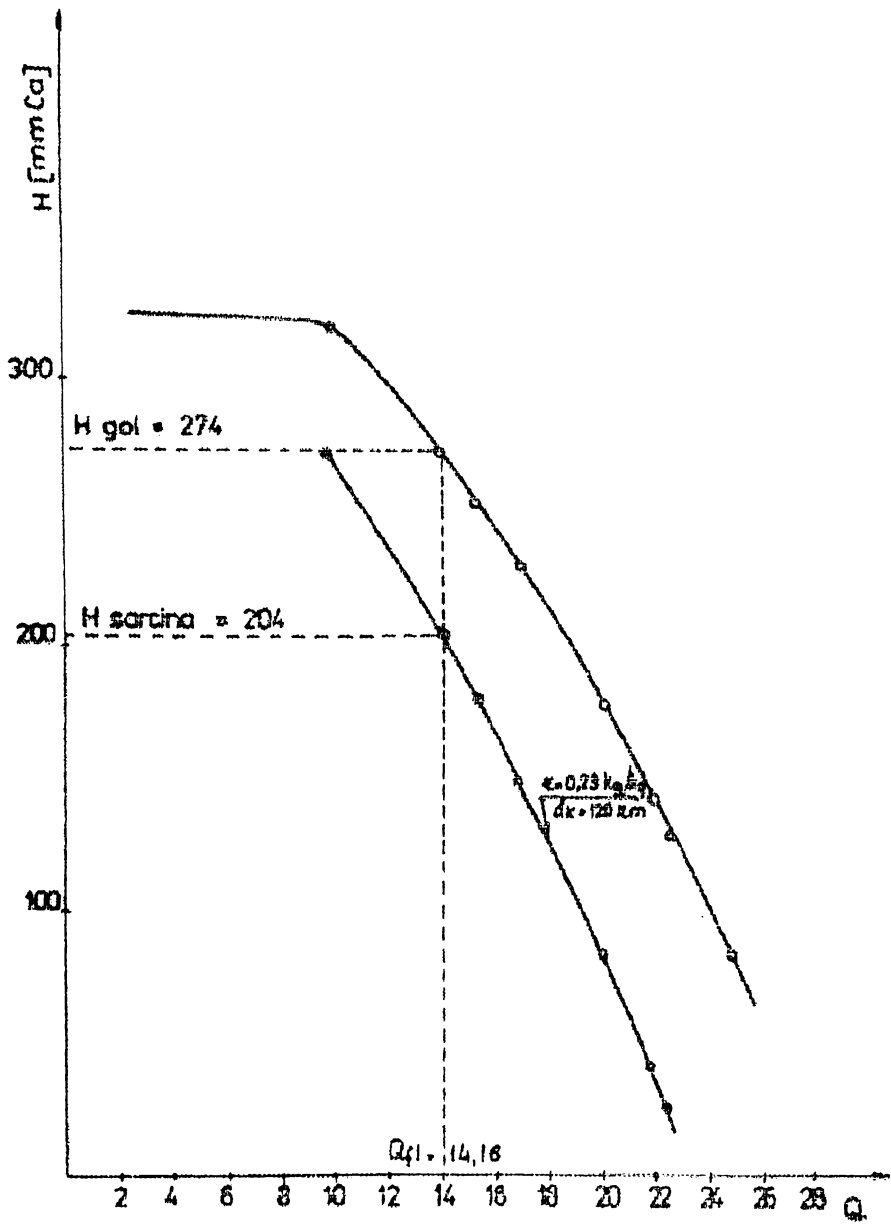


Figura 3.16 - Caracteristica de mers in gol și în sarcină a morii

cu ajutorul logaritmilor într-o expresie reprezentată grafic, în coordonate logaritmice și dublu logaritmice, printr-o dreaptă. Folosirea diagramei dublu logaritmice are avantajul că pentru a trasa caracteristica granulometrică este nevoie să se cunoască resturile pe două site oarecare. Bennet propune să se înlocuiască în formula Rosin-Rammler coeficientul b cu un nou parametru, $b = x_e^n$, astfel ca relația Rosin-Rammler devine:

$$R_x = 100 \times \exp [-(x/x_e)^n] \quad [8] \quad (3.14)$$

Dacă $x = x_e$, rezultă $R = 100/e = 36,8 \%$.

De aici se poate deduce sensul fizic al mărimii x_e , și anume ea reprezintă valoarea ochiului sitei pentru care mărimea procentuală a masei tuturor particulelor cu diametrul mai mare ca x_e este de 36,8 %.

Arderea combustibililor solizi se face la suprafața de contact dintre particula de combustibil și aerul de ardere, adică la suprafața exterioară a acesteia; de aceea, suprafața specifică are o influență mare asupra vitezei și intensității de ardere și este hotărâtoare și pentru durata și gradul de ardere a particulelor de carbune.

Pentru caracterizarea suprafeței specifice se definește diametrul mediu caracteristic - d_{km} , care se găsește la intersecția curbei granulometrice a prafului de carbune cu dreapta lui Bennet, pentru $R_x = 36,8 \%$.

Praful obținut în instalația de macinare, în general, nu este suficient de fin pentru ca procesul de ardere să se desfășoare în condiții satisfăcătoare, fapt pentru care, după organul de macinare se instalează un separator cu rolul de a îmbunătăți finetea de macinare a prafului. În aceste condiții, moara va prelua o cantitate mai mare de carbune, valoare direct proporțională cu valoarea coeficientului de recirculare - K_c .

Curba granulometrică a prafului de carbune colectat după separatorul morii reprezintă caracteristica de macinare a morii, care dictează valoarea diametrului caracteristic al prafului introdus în arzător, precum și valoarea coeficientului de recirculare.

Pentru determinarea calității prafului de carbune s-a folosit o sondă izocinetică de prelevare praf în schema de tub Pitot. Schema de măsurare este aceeași cu cea utilizată pentru determinarea presiunii dinamice, (fig. 3.15), adică măsurătorile s-au efectuat pe trei direcții ale canalului de refulare a morii, în trei puncte pe adâncimea canalului de refulare.

Praful de carbune colectat a fost supus analizelor de laborator, pentru punerea în evidență a calității acestuia, rezultatele obținute fiind prezentate în tabelul nr. 3.11.

Tabelul 3.11

Analiza granulometrica a prafului de huila, colectat la iesirea din separatorul morii.

Dimensiunea sitei [μm]	Restul pe sita [%]
1000	0,7
500	5
200	23
125	36
90	48

Deci, pentru moara de carbune care echepeaza cazanul de 420t/h, functionând pe huila, curba granulometrica reprezentata in fig. 3.17 se caracterizeaza prin $R_{1000} = 0,8 \%$, si $R_{90} = 48 \%$, iar diametrul caracteristic al particulei de carbune are valoarea de $d_{km} = 0,120 \text{ mm}$.

3.8.3. Bilantul termic al morii

In instalatia de preparare a combustibilului solid, in afara procesului de macinare a carbonului este necesara si uscarea acestuia de la umiditatea initiala la o umiditate finala a prafului de carbune corespunzatoare procesului de ardere.

Calculul termic al sistemului de preparare ia in considerare caracteristicile fizice ale combustibilului utilizat, precum si ansamblul de fluide vehiculate, atât din punct de vedere al debitelor, cât si al nivelului termic al acestora.

In urma efectuarii acestui calcul [32], prezentat in tabelul nr. 3.12 se evidentiaza urmatoarele valori :

- debit de fluid la separator	14,15 m^3/s
- debit aer cald	4,9 m^3/s
- debit gaze recirculate	2,51 m^3/s
- densitate fluid la separator	0,964 kg/m^3
- concentratie masica	0,233 kg/kg

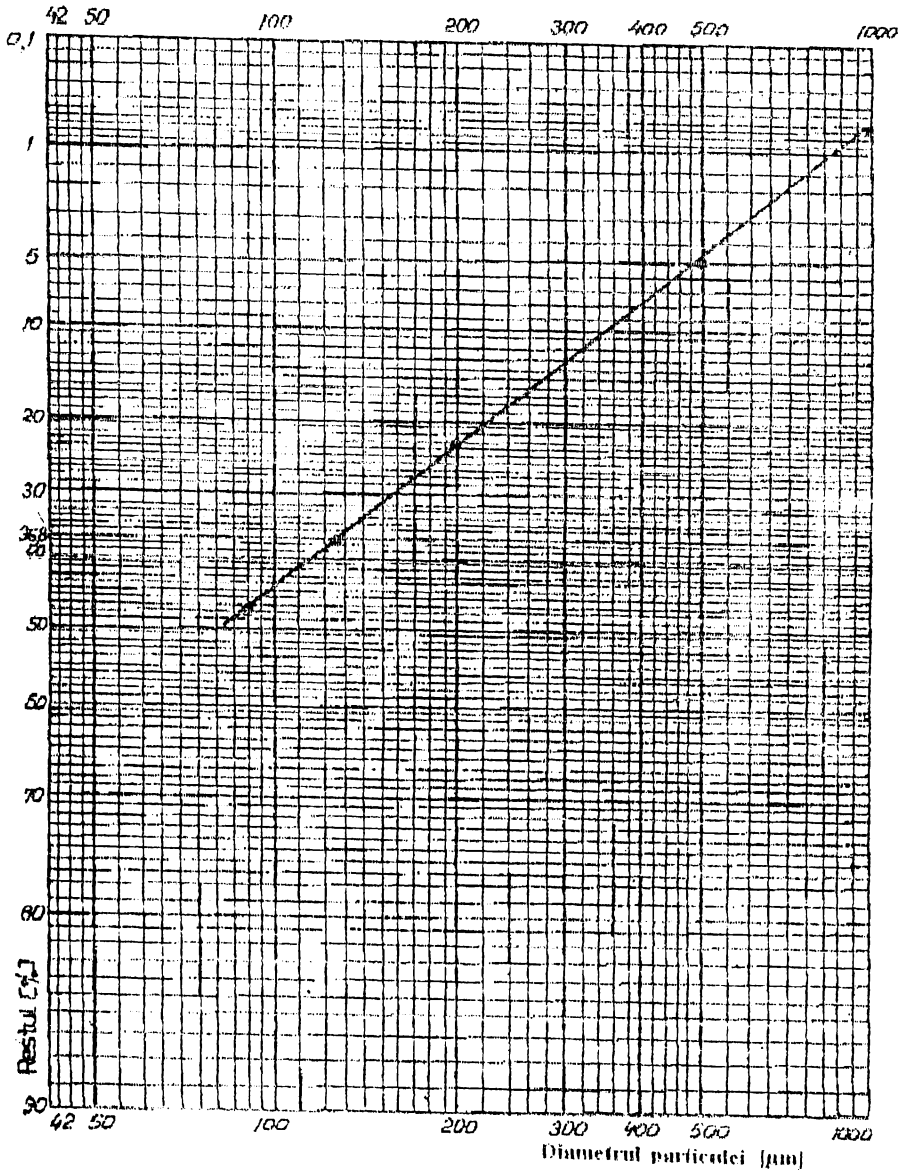


Figura 3.17 - Reprezentarea caracteristicii granulometrice în coordonate dublu logaritmice

1. CALCUL TERMIC MOARA - TIP MVC-huila		
1.1. DATE INITIALE :		
1. Debit de carbune	[t/h]	12.5000
2. Temperatura gaze la separator.....	[grd.C]	90.0000
3. Temperatura mediului	[grd.C]	25.0000
4. Temperatura aerului rece	[grd.C]	25.0000
5. Temperatura aerului cald	[grd.C]	260.0000
6. Temperatura gaze de ardere	[grd.C]	0.0000
7. Temperatura gaze recirculate	[grd.C]	150.0000
8. Proportia de aer rece	[%]	10.0000
9. Proportia de aer cald	[%]	17.1142
10. Proportia de gaze recirculate	[%]	8.8000
11. Exces de aer coresp. gaze de ardere ...	[-]	1.2700
12. Exces de aer coresp. gaze recirculate..	[-]	1.4600
13. Umiditatea finala	[%]	2.2000
14. Puterea calorifica inferioara	[kj/kg]	24744.0000
15. Cenusa initiala	[%]	11.3000
16. Umiditatea initiala	[%]	10.4000
17. Carbon la initial	[%]	61.6700
18. Hidrogen la initial	[%]	4.4800
19. Sulf la initial	[%]	2.1100
20. Oxigen la initial	[%]	9.6000
21. Azot la initial	[%]	0.4400
1.2. REZULTATE FINALE :		
1. Volum aer de ardere	[m3N/Kg]	8.2464
2. Debit carbune brut	[Kg/s]	3.4722
3. Debit carbune uscat	[Kg/s]	3.1111
4. Debit apa antrenata	[Kg/s]	0.2911
5. Debit apa ramasa	[Kg/s]	0.0700
6. Debit aer de ardere	[m3N/s]	28.6334
7. Debit aer rece	[m3N/s]	2.8633
8. Debit aer cald	[m3N/s]	4.9004
9. Debit gaze recirculate	[m3N/s]	2.5197
10. Caldura specif. gaze de ardere [KJ/m3N.K]		1.4680
11. Caldura specif. gaze recirculate[KJ/m3N.K]		1.5128
12. Caldura specifica combustibil ...[KJ/Kg.K]		1.3369
13. Caldura uscare carbune	[KJ/s]	270.3454
14. Caldura apa antrenata	[KJ/s]	738.8665
15. Caldura apa ramasa	[KJ/s]	19.6055
16. Caldura aer rece	[KJ/s]	249.4888
17. Caldura aer cald	[KJ/s]	1177.4258
18. Caldura totala	[KJ/s]	1278.3063
19. Caldura totala reala	[KJ/s]	1406.1370
20. Caldura gaze recirculate	[KJ/s]	228.7122
21. Caldura gaze de ardere	[KJ/s]	-0.0010
22. Debit gaze de ardere	[m3N/s]	0.0000
23. Debit vapori de apa	[m3N/s]	0.3621
24. Debit gaze la separator	[m3N/s]	10.6456
25. Debit real gaze la separator	[m3/s]	14.1532
26. Densitate gaze la separator	[Kg/m3N]	1.2820
27. Densitate reala gaze la separator [Kg/m3]		0.9643
28. Concentratie volumica carbune brut [Kg/m3]		0.2453
29. Concentratie volumica praf carbune [Kg/m3]		0.2248
30. Concentratie masica praf carbune [Kg/Kg]		0.2331
31. Caldura spec. gaze la separator [KJ/Kg.K]		1.0363

3.8.4. Caracteristica de mers in sarcina

Determinarea caracteristicii de functionare a morii in sarcina si deci a punctului optim de functionare, corespunzator debitului de fluid la separator obtinut din bilantul termic se face calculând pierderile de presiune consumate la transportul prafului de carbune in ansamblul moara-separator, valoare care diminueaza inaltimea de refulare la mersul in gol.

Caderea de presiune consumata la transportul prafului este data de urmatoarea relatie :

$$H_p = \zeta_{pr} \times \frac{W_e}{2 \times g} \times \rho_{fl} \times \mu \times K_c \quad [mmca] \quad (3.15)$$

in care : ζ_{pr} - coeficientul de rezistenta hidraulica la ridicarea prafului de carbune;
 w_e - viteza amestecului polidispers la iesirea din carcasa morii (m/s);
 ρ - densitatea fluidului la iesirea din separator (kg/m^3);
 μ - concentratia masica a prafului in fluidul purtator (kg/kg);
 K_c - coeficient de recirculatie.

Coefficientul de rezistenta la ridicarea prafului se obtine dintr-o diagrama, prezentata in fig. 3.18, functie de valorile Fr si Fr^*

Criteriul Froude :

$$Fr = w_e / (d_h \times g)^{1/2} \quad (3.16)$$

Criteriul Froude* :

$$Fr^* = W_s / (d_h \times g)^{1/2} \quad (3.17)$$

in care : d_h - diametrul hidraulic al sectiunii la iesirea din moara (m);
 w_e - viteza de plutire a prafului (m/s), data de relatia :

$$W_s = 1/18 \times (\rho_c / \rho_{fl} - 1) \times g \times d_{km}^2 / \nu \quad [m/s] \quad (3.18)$$

in care : ρ_c - densitatea carbonului (kg/m^3)
 ρ_f - densitatea fluidului la iesirea din separator (kg/m^3);
 ν - vâscozitatea cinematica a fluidului, in functie de temperatura fluidului la separator (m^2/s)

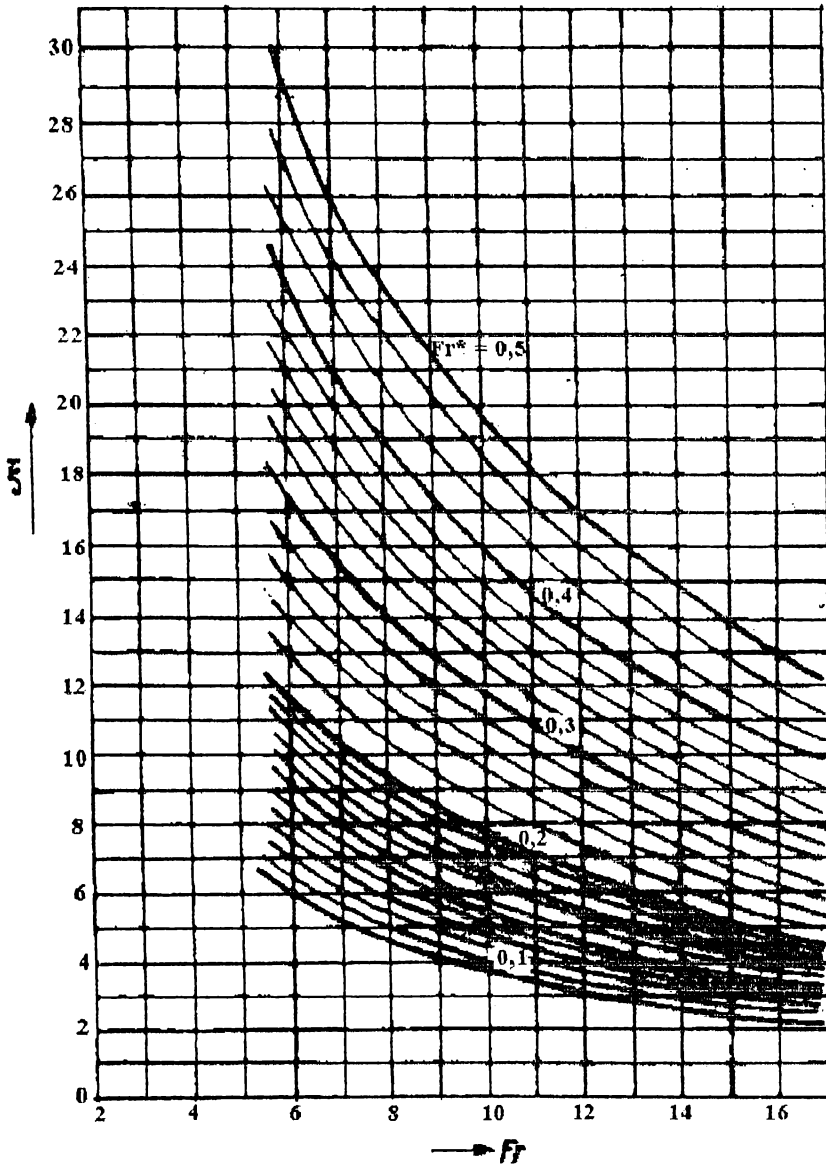


Figura 3.18 - Dependența coeficientului de rezistență la ridicarea prafului, funcție de criteriile Fr' , Fr^*

Inaltimea de refulare in sarcina a morii este data de expresia:

$$H_{sarc} = H_{gol} - H_p \quad [\text{mmca}] \quad (3.19)$$

Calculul curbei de functionare in sarcina, corespunzatoare unei concentratii de 0,233 si unei densitati de 0,964, valori obtinute in urma efectuarii bilantului termic este prezentat in tabelul 3.13.

Tabelul nr. 3.13

Parametrii de functionare in sarcina a morii MVC 4,
modificata pentru functionarea pe huila.

Debit fluid m ³ /s	Vit. iesire m/s	Densit. kg/m ³	Conc. praf kg/kg	Fr	Fr [*]	Pr	H _p mmca	H _{gol} mmca	H _{sarc} mmca
9,8	13,6	0,9639	0,233	4,8	0,18	14,7	47	320	273
14,1	19,6	0,9639	0,233	6,9	0,18	10,3	70	274	204
15,2	21,13	0,9639	0,233	7,45	0,18	9,3	73	254	181
16,8	23,35	0,9639	0,233	8,23	0,18	8,3	80	230	150
20	27,8	0,9639	0,233	9,8	0,18	6,8	93	178	85
21,8	30,3	0,9639	0,233	10,7	0,18	6,2	100	142	42
22,3	31	0,9639	0,233	10,9	0,18	6,0	102	130	28

Punctul de functionare in sarcina al morii se afla la intersectia $D_0 = 14,16$ m³/s cu $H_{sarc} = 274 - 70 = 204$ mmca.

Curba de functionare in sarcina a fost verificata prin masuratorile efectuate pe moara, la functionarea acesteia in sarcina, rezultatele obtinute fiind prezentate in tabelul 3.14.

Tabelul 3.14

Parametrii masurati la functionarea in sarcina a morii

Parametrul	UM	Aspiratie	Refulare
pres.statica	mmca	-76	65
pres.dinamica	mmca	4	23
temperatura	°C	89	89
densitatea	kg/m ³	0,966	0,966
sectiunea	m ²	1,936	0,771
viteza	m/s	8,5	21,2
debit	m ³ /s	16,3	16,3
pres.totala	mmca	-72	88

Punctul de functionare in sarcina al morii la un debit de $D_n = 16,3 \text{ m}^3/\text{s}$ este de $H_{\text{sarc}} = 160 \text{ mmca}$, valoare care verifica caracteristica de functionare in sarcina reprezentata in fig. 3.16.

Tot experimental a fost determinata si concentratia prafului de carbune in fluidul purtator. Astfel, probele de praf colectate pentru determinarea finetii de macinare, inainte de a fi supuse analizelor de laborator, au fost cântarite. Cunoscând debitul de fluid vehiculat de moara, s-a calculat concentratia prafului de carbune in fluidul purtator, obținându-se $0,24 \text{ kg/kg}$.

Valoarea obtinuta in urma masuratorilor experimentale verifica valoarea obtinuta teoretic, in urma efectuării bilantului termic al instalatiei de preparare ($\mu = 0,233 \text{ kg/kg}$).

3.9. DETERMINAREA RANDAMENTULUI TERMIC

Masuratorile termotehnice ale cazanului de abur de 420 t/h s-au efectuat la trei sarcini termice, si anume : 56 %, 76,2 % si 100 % din sarcina nominala. [32]

Masuratorile s-au efectuat cu respectarea tuturor conditiilor impuse de Prescriptiile ISCIR, si anume :

- verificarea prealabila a circuitelor de apa-abur, pentru evitarea pierderilor de fluide in timpul incercarii;
- in perioada de pregatire a incercarii s-a asigurat, pe cât posibil, o calitate a combustibilului cât mai apropiata in buncarele care alimenteaza morile de carbune;
- perioada de stabilizare a regimului de incercare a fost de trei ore;
- durata incercarilor a fost de 5 ore, perioada in care debitul de abur a fost

menținut cât mai constant, pentru a se putea respecta recomandarea privind limita de variație a sarcinii: 3 % ;

- la începutul și sfârșitul încercării s-a urmărit realizarea aceluiași condiții de ardere și valori cât mai apropiate ale parametrilor aburului și ale apei de alimentare;
- în cursul încercărilor s-au menținut în funcțiune același număr de mori și de arzătoare de pacura.

În afara precizărilor de mai sus, s-au stabilit următoarele condiții, specifice încercării cazanului de 420 t/h, pe huila :

- s-a funcționat cu gaze recirculate de la fine cazan, proporția de gaze recirculate fiind cuprinsă între 7.55 - 8.35 % din debitul de gaze de ardere evacuat;
- s-a funcționat cu 4 mori în funcțiune și fără aport de hidrocarburi pe domeniul de sarcini cuprins între 80 - 100 %; sub 80 % sarcina s-a funcționat cu 3 mori și 1 arzător de susținere.

Determinarea randamentului s-a făcut atât pe cale directă, cât și pe cale indirectă, prin calculul pierderilor de căldură.

Având în vedere cantitățile mari de combustibil intrate în cazan și de zgură și cenușă evacuate, ceea ce introduce dificultăți în reprezentativitatea probelor prelevate și în determinarea corectă a debitelor de carbune și zgură, abaterea admisă între valorile randamentului obținute prin cele două metode va fi de 1 %. Valoarea randamentului cazanului a fost determinată prin medierea celor două rezultate.

În fig. 3.19 se prezintă schema funcțională a cazanului, în care s-au inclus punctele de măsură și parametrii corespunzători calculului randamentului și pierderilor de căldură.

Principalele date caracteristice funcționării cazanului în urma experimentărilor efectuate sunt următoarele :

- excesul de aer în focar, la sarcina nominală : 1.27, iar excesul de aer la evacuare (după PAR) : 1.46;
- debitul de fluid la separator 14.15 m³/s la temp. = 90 °C;
- concentrația de praf 0.233 kg/kg;
- macinare $R_{1000} = 0.8\%$; $R_{200} = 19\%$; $R_{90} = 48\%$;
- pierderile q_2 , q_4 și randamentul termic brut al cazanului sunt prezentate în tabelul 3.15.

Tabelul 3.15

Pierderile și randamentul termic brut al cazanului

Parametrul	56 %	Sarcina 76.2 %	100 %
q_2 , in %	7.89	7.86	8.63
q_4 , in %	4.98	4.25	3.43
Randamentul, in %	86.88	87.56	87.52

Variația randamentului termic brut și a pierderii mecanice q_4 în funcție de debitul de abur al cazanului este redată în fig. 3.20.

Pierdere mecanică q_4 are două componente, una corespunzătoare pierderii

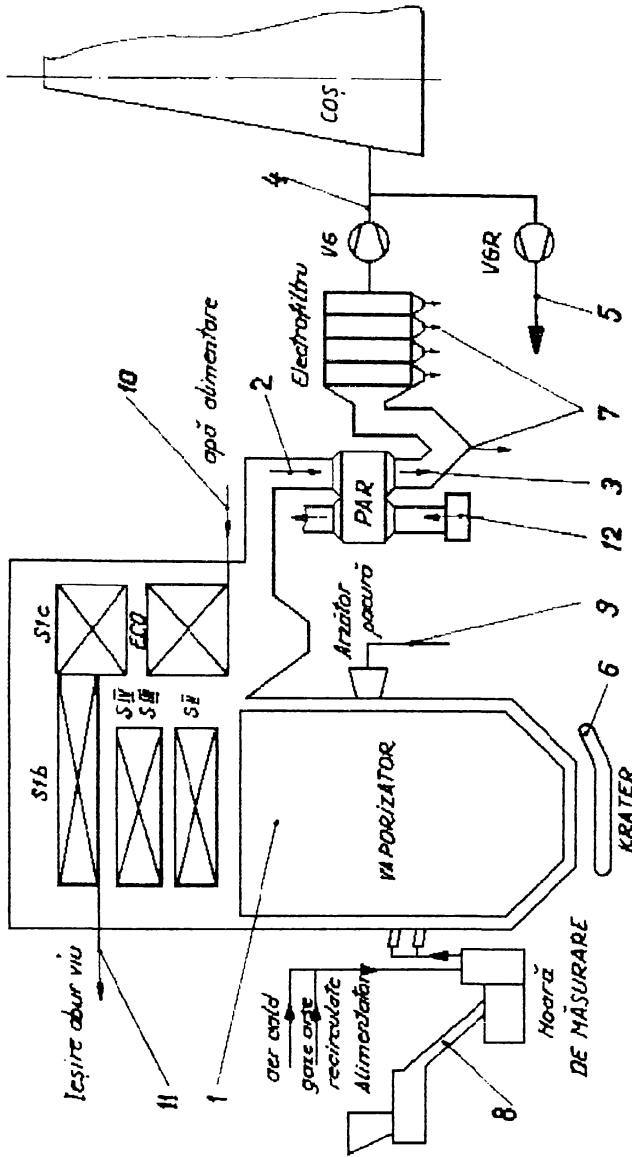
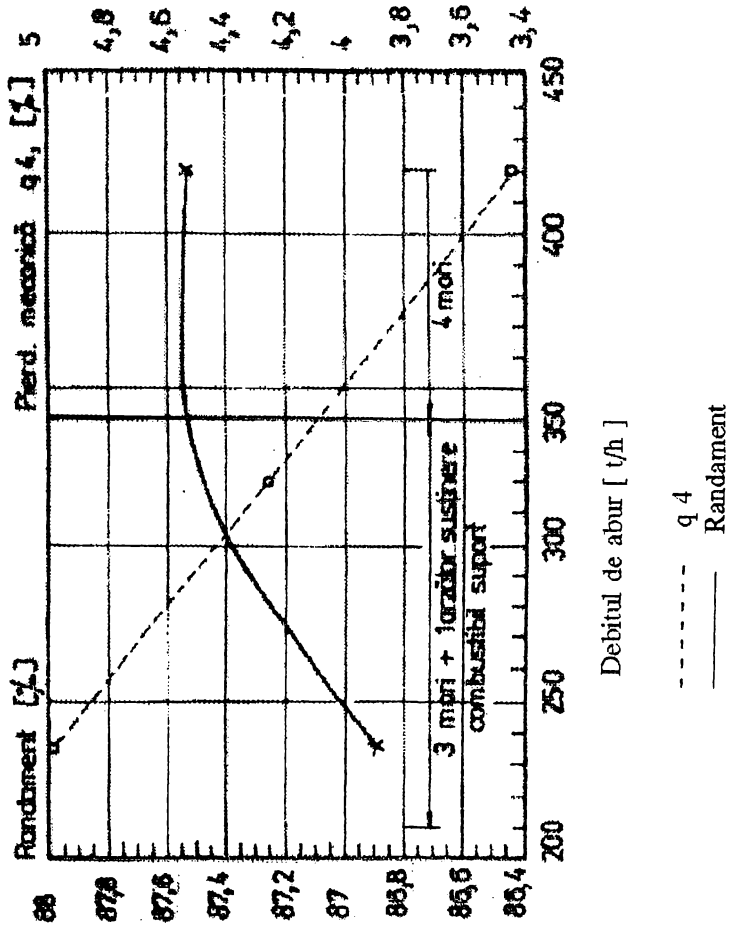


Fig.3.19. SCHEMA AMPLASĂRII PUNCTELOR DE MĂSURĂ

- Analiză gaze de ardere - 1, 2, 3, 4, 5
- Debit și analiză zgură - 6
- Debit și analiză cenușă - 7
- Debit și analiză combustibil - 8
- Debit și analiză păcură - 9
- Parametrii apă alimentare - 10
- Parametrii abur viu - 11
- Temperatura aer - 12

Figura 3.20 - Variația randamentului termic brut cu debitul de abur al cazanului de 420 t/h - combustibil huiă - după a doua etapă de experimentări



prin zgura si alta prin cenusa. In cazul de fata, la sarcina nominala, pentru $q_4 = 3.43$ %, distributia este: $q_{4zgura} = 0.46$ % si $q_{4cenusa} = 2.97$ %.

Schema traseului cenusii in cazanul C4 - CET Giurgiu este prezentata in fig. 3.21.

Caracteristicile fizico-chimice ale probelor de zgura si cenusa sunt prezentate in tabelul 3.16.

Tabelul 3.16

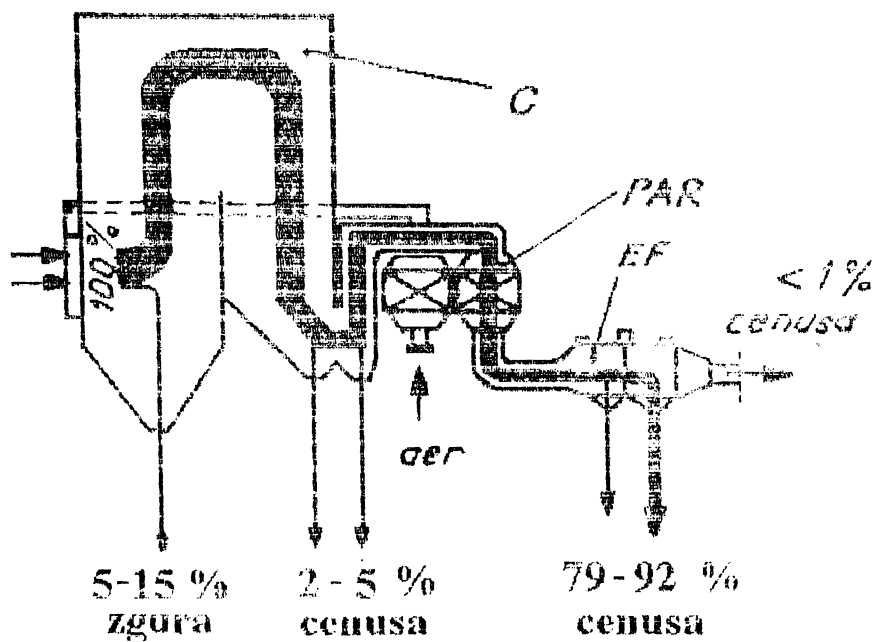
Rezultatele analizei probelor de zgura si cenusa colectate la diferite sarcini ale cazanului C4

Proba	Sarcina	W_t^i	A^i	Q_i^i %	A^{anh} % kcal/kg	Nearse %	Q_i^{nc} kcal/kg
Zgura	420 t/h	2.4	63.8	2510	65.4	34.6	7460
Zgura	320 t/h	2.1	63.9	2515	65.3	34.7	7430
Zgura	235 t/h	2.8	34.0	4700	35.0	65.0	7460
Cenusa	420 t/h	0.7	82.6	1400	83.2	16.8	8400
Cenusa	320 t/h	1.2	75.9	1760	77.3	22.7	7717
Cenusa	235 t/h	1.4	77.9	1677	79.0	21.0	8140

Debitul de zgura umeda masurat la sarcina nominala a fost de 735 kg/h, echivalent a 505 kg zgura uscata. Gradul de retinere in focar se calculeaza cu formula de mai jos:

$$A_{focar} = \frac{D_{zgura} * A_{zgura}}{D_{carbune} * A_{carbune}} * 100 \quad (3.20)$$

La sarcina nominala debitul de carbune este de 46581 kg/h cu un continut de cenusa de 11.3 %, debitul de zgura de 505 kg/h cu un continut de cenusa de 63.8 % rezultand un grad de retinere in focar de 6.12 %.



Legenda :

- C - cazan
- PAR - preincalzitor de aer regenerativ
- EF - electrofiltru

Figura 3.21 - Schema traseului cenuşii în cazanul C4 - CET Giurgiu cu arderea cărbunelui în stare pulverizată

CAPITOLUL 4

MASURI PENTRU FUNCȚIONAREA ECOLOGICA

Prin cosurile de fum, termocentralele emit în atmosfera, continuu și constant, volume imense de gaze de ardere ce conțin concentrații relativ mici de gaze poluante și particole. Ca urmare, în mod justificat, termocentralele clasice cu cazane conventionale sunt considerate surse staționare de emisie antropice importante.

Poluanții prezenti în gazele de ardere în momentul evacuării lor la gura cosului, numiți poluanți primari (de exemplu: SO_2 , SO_3 , NO_2 , NO , CO , CO_2 , etc.) pot rămâne ca atare și deci se regăsesc nemodificați în pana de fum, la distanța mai mică sau mai mare de sursa de emisie (de exemplu: CO_2) sau dimpotriva, se pot transforma în poluanți secundari (NO , NO_2 , SO_4^{2-} , NO_3^- , etc.).

Atât poluanții primari, cât și cei secundari pot intra în lanțuri de reacții cu alți poluanți sau cu gaze ce intra în compoziția naturală a aerului și pot favoriza formarea poluanților terciari.

O primă condiție pentru a se ajunge la reducerea noxelor este aceea de a cunoaște mărimea lor. În acest scop, în țările avansate au fost construite numeroase tipuri de aparate, care permit o măsurare rapidă a elementelor nocive. De asemenea, au fost construite stații pilot pentru a verifica eficacitatea măsurilor preconizate.

4.1 EFECTELE NOCIVE ALE AGENȚILOR POLUANȚI

Din punct de vedere ecologic, există deosebiri destul de importante între diversele categorii de poluanți. Astfel se deosebesc:

- noxe care dăunează direct organismului uman, ca de exemplu oxizii de azot (NO_x), oxizii de sulf (SO_x), oxidul de carbon (CO), precum și unele metale grele;
- noxe care acționează direct asupra vegetației, ca de exemplu dioxidul de sulf (SO_2) și combinațiile dintre Cl_2 și H_2 ;
- noxe care stau la baza formării de acizi ca de exemplu: SO_2 , SO_3 , NO , NO_2 ;
- noxe persistente în soluri, care, în cadrul lanțului biologic plantă-animal-om, se acumulează și devin astfel nocive organismului uman, așa cum este cazul metalelor grele;
- noxe care devin factori de influență ai climei, ca de exemplu CO_2 , și N_2O , precum și factori importanți în declanșarea efectului de seră al pământului, sau contribuie la distrugerea stratului natural de ozon.

4.1.1 Efectele nocive ale oxizilor de azot

Monoxidul de azot - NO este un gaz incolor care întreține arderea, cu tendință marcantă de a se oxida în aer la NO_2 , puțin solubil în apă (9 g/l la 0°C respectiv 273 K)[40] .

Nu este anhidrida unui acid. Soluția sa apoasă este neutră și nu reacționează cu hidroxizii alcalini. Este oxidat de oxidanții puternici în prezența apei, la acid azotic.

Dioxidul de azot (NO_2), numit și hipoazotidă, este un gaz de culoare brună-roșcată la temperatura obișnuită. Culoarea la 150°C este neagră-brună, în timp ce la temperaturi scăzute ea se deschide până la galben pal. Hipoazotida se comportă ca o anhidridă acidă dublă. Cu apa reacționează formând un amestec de acid azotic și acid azotos; dacă este prezent oxigenul, reacția decurge în sensul formării numai a acidului azotic, fără etapa de acid azotos.

Gazele de ardere de la termocentrale, indiferent de combustibilul ars, conțin un amestec de oxizi de azot (notat NO_x) format în general din NO și NO_2 (eventual și N_2O), a căror proporție este variabilă; a fost acceptată - și s-a încetățenit - axioma conform căreia 95 % din NO_x este NO și 5 % NO_2 . În momentul emisie, la coș sunt deci prezenți ambii oxizi, NO însă în concentrație de 19 ori mai mare decât NO_2 [40].

În pana de fum are loc o rapidă oxidare la periferie a NO în NO_2 . NO_2 -ul format în pană este de această dată poluant secundar. Dar cum NO_2 este implicat în reacții de reducere care conduc la formarea NO , acesta va fi și el poluant secundar. Deci în pana de fum atât NO cât și NO_2 sunt atât poluanți primari, cât și poluanți secundari.

Pana de fum se dispersează în mod obișnuit ca urmare a turbulenței atmosferice în interiorul straturilor de graniță sau de amestec al troposferei (care se întind până la circa 1 km de sol).

Viteza cu care se face această dispersare și amestecare cu aerul, distanța de punctul emisie la care ea va fi considerată încheiată și direcția pe care va avea loc mișcarea ei depind de condițiile meteorologice, de stratificarea termică a atmosferei, de caracteristicile sursei de emisie și nu în ultimul rând de amplasament (relief, clădiri, etc.).

Evoluția penei de fum este interesantă din punctul de vedere al soartei poluanților primari și a celor secundari.

Astfel, dacă la emisie, raportul NO/NO_2 este în jur de 19, în pana de fum se stabilește un echilibru între concentrația de NO și NO_2 , echilibru care depinde de:

- intensitatea luminii;
- prezența altor poluanți primari și secundari ce pot interveni în cicluri de reacție;
- concentrația gazului troposferic (poluant terțiar);
- umiditatea atmosferică și prezența precipitațiilor;

Pana de fum, în continuă mișcare și dispersare (diluare) va veni în contact cu solul (parțial), la depărtare de sursa de emisie. O parte din NO și NO_2 se reține prin absorbție și adsorbție la sol, imediat ce pana de fum atinge solul, dar acest proces este relativ lent și are un rol secundar. Tot la contactul cu solul pot avea loc reacții heterogene între cei doi oxizi de azot și peliculele de lichid de pe obiecte sau plante.

Cea mai mare parte din oxizii de azot din pana de fum, însă, iau parte la reacții omogene în fază gazoasă, sau intră în reacții heterogene, producții finali ai acestor reacții fiind acidul azotic (gazos sau în picături) și aerosoli de azotați.

Poluarea cu NO_x produs de termocentrale se face simțită în imediata apropiere a sursei numai când plouă - prin "Wash-out", o parte din NO_2 trece în acid azotic și azotos.

Dacă în cazul dioxidului de sulf creșterea concentrației de SO_2 este pusă

pe seama transportului fizic al acestuia de către picătura de ploaie în cădere, în cazul oxizilor de azot solubilitatea acestora în apă fiind mai mică nu s-a semnalat o creștere a concentrației de NO, respectiv NO₂ când plouă, în imediata vecinătate a sursei.

Modul de acțiune al NO_x și al poluanților secundari solizi sau lichizi care derivă din ei asupra vegetației a fost studiat mai ales de când fenomenul de moarte lentă a podurilor a devenit atât de frecvent.

Există două ipoteze asupra modului în care acești poluanți conduc la moartea plantelor :

1) Ipoteza acidifierii:

Depunerile uscate acide și precipitațiile acide ajung în contact cu foliajul plantelor; ploile chiar curate la origine, când spală depunerile acide uscate depuse pe plante devin la rândul lor acide. Ajunse în sol, crește aciditatea acestuia, se depășește capacitatea naturală de tamponare a acidității și ca urmare, cationii, altfel greu solubili, sunt puși în libertate. Urmarea este moartea rădăcinilor fine ale plantelor (copacilor), o susceptibilitate mai mare a plantelor la stresuri: secetă, atac de insecte, de ciuperci etc.

Ca urmare a capacității reduse de extragere a sevei brute, scade cantitatea de sevă elaborată și planta va fi cronic subnutrită.

2) Ipoteza ozonului și a ceții acide:

Ozonul și ceața acidă (ploaia acidă) eluează elementele nutritive (K⁺, Ca²⁺, Mg²⁺, Zn²⁺) din frunze. Are loc concomitent și afectarea solului de apă cu pH mic, care pătrunde în el. Trece din nou aluminiul în soluție, preferențial. Rădăcinile sunt foarte sensibile la concentrația mare de aluminiu și mor în parte. Cele rămase nu vor fi în stare să absoarbă suficiente nutrienți pentru a compensa pierderile prin eluare și pentru a hrăni în același timp planta. Cantitatea de sevă brută va fi mai mică și mai săracă în elemente minerale utile, ca urmare și sevă elaborată va fi mai puțină și rădăcinile vor fi prost hrănite. Planta devine subnutrită și sensibilă la stres. Finalul este moartea plantei (pădurii).

Efectul oxizilor de azot asupra omului a fost apreciat ca fiind următorul:

- exces de morbiditate bronho-pulmonară;
- exces de mortalitate prin infecții respiratorii;
- creșterea riscului de bronhopatie cronică obstructantă;
- tuse seacă frecventă;
- frecvență crescută a iritațiilor cronice ale mucoaselor nasului, conjunctivită, reducerea capacității respiratorii;
- frecvența crescută a enfizemului pulmonar la grupele de risc;
- risc cancerigen.

Tabelul 4.1

Normele Organizației Mondiale a Sănătății au fixat în anul 1988 următoarele valori pentru concentrația NO_2 din aer din considerente de protecție a vegetației și sănătății umane [41].

concentrație medie anuală (criterii de fitotoxicitate)	30 $\mu\text{g}/\text{m}^3$
concentrație medie pe 4 ore (criterii de fitotoxicitate)	95 $\mu\text{g}/\text{m}^3$
concentrație medie pe 24 ore (protecție umană)	150 $\mu\text{g}/\text{m}^3$
concentrație maximă orară (protecție umană)	400 $\mu\text{g}/\text{m}^3$

Termocentralele, conștiente de răspunderea pe care o au ca surse majore staționare de poluare, au studiat posibilitatea reducerii aportului lor la poluarea cu NO_x prin reducerea emisiilor de oxizi de azot, respectiv prin reducerea concentrațiilor acestor oxizi în gazele de ardere pe care le elimină la coș.

După modul de formare se deosebesc mai multe tipuri de monoxizi de azot:

- NO termic;
- NO prompt;
- NO combustibil.

Din aceste forme de monoxizi de azot, ponderea cea mai mare o reprezintă NO combustibil.

Reducerea emisiilor de NO_x din gazele de ardere se poate face prin:

- măsuri primare;
- măsuri secundare.

Procedeele sau măsurile numite primare, ce țin mai ales de maniera de combustie, dar și de particularitățile constructive ale focarelor și arzătoarelor au permis reduceri ale formării de NO_x în focar cu până la 50 %.

Formarea oxizilor de azot este influențată de următorii factori care țin de geometria și de modul de exploatare al cazanelor energetice [42]:

- coeficientul de exces de aer;
- sarcina cazanului;
- tipul și amplasarea arzătoarelor;
- temperatura din focar.

Prin măsurile primare se acționează direct asupra acestor factori.

Principalele măsuri primare recomandate a fi utilizate sunt:

- arzătoare cu NO_x scăzut;
- arderea nestoechiometrică;
- recircularea gazelor arse.

Măsurile secundare de reducere a concentrației de NO formată în focar

conduce la o reducere suplimentară de 30 % astfel încât reducerea globală poate fi de până la 80 %.

După faza în care se produce reținerea emisiilor de azot, metodele secundare se clasifică în:

- metode umede;
- metode uscate.

Metodele umede se bazează pe două tipuri de secvențe:

- oxidare - absorbție;
- absorbție - reducere.

În cazul proceselor de oxidare - absorbție se practică oxidarea NO la o formă care să poată fi absorbită ușor într-o soluție bazică, de preferință o soluție amoniacală. Se preferă trecerea oxizilor de azot în forma trioxidului de azot, N_2O_3 .

Ca agenți de oxidare se pot folosi acidul sulfuric sau ozonul.[42]

Procedeul de reducere a absorbției reține simultan atât oxizii de sulf cât și pe cei de azot. Reducerea oxizilor de azot este condusă până la azot molecular.

Principalele dezavantaje ale procedeelor umede sunt:

- investițiile mari;
- consumuri mari de chimicale;
- costuri ridicate de operare.

Metodele uscate - aceste metode pot fi grupate în mai multe categorii :

- oxidare NO_x cu fascicul de electroni;
- adsorbție pe adsorbanti solizi;
- reducere necatalitică neselectivă;
- reducere catalitică selectivă.

Dintre măsurile de reducere secundară, cele mai convenabile din punct de vedere al raportului cost / eficiență sunt metodele de reducere catalitică selectivă[42].

Instalațiile de reducere selectivă a NO_x pot fi montate în două variante:

- montarea instalațiilor înainte de precipitarea electrostatică : gazele nu sunt curățate de praf (sistem "high-dust");
- montarea instalațiilor după precipitarea electrostatică (sistem "low-dust").

Depunerile de praf pe catalizator pot fi îndepărtate prin utilizarea suflatoarelor de funingine.

Se recomandă utilizarea a două tipuri de reactoare:

- reactoare în strat fix;
- reactoare în strat mobil.

Principalele avantaje conferite de utilizarea catalizatorilor (zeolitici) se referă la randamentele ridicate de reducerea conținutului de NO_x și a rezistenței remarcabile de otrăvuri.

Costul denoxării este destul de ridicat, iar investițiile pentru instalațiile de denoxare și arzătoare cu formare redusă de NO_x se ridică la 1/6 din costul unei centrale termoelectrice.

Impunerea de norme de emisie obligă toți poluatorii să își reducă emisiile fie din surse mobile, fie din surse fixe.

4.1.2 Efectele nocive ale oxizilor de sulf

Din oxidarea sulfului combustibil, cea mai mare parte (peste 95 %) se transforma in SO_2 , restul in SO_3 . Conversia SO_2 in SO_3 are loc in flacara in cazul unui exces mai mare de oxigen, dar si pe traseul gazelor in prezenta oxizilor de vanadiu si chiar de fier care joaca rol de catalizator, mai ales la temperaturi de peste 800°C .

Evacuat in atmosfera, dioxidul de sulf reactioneaza cu oxigenul sub actiunea radiatiilor ultraviolete solare, dând nastere anhidridei sulfuroase.

Anhidrida sulfuroasa se combina cu vaporii de apa din atmosfera si formeaza acidul sulfuric, atingând in perioadele de ceata sau in zilele foarte umede un grad de transformare de pâna la 15,7 %.

Dioxidul de sulf a fost considerat decenii la rând principalul poluant gazos emis in atmosfera de sursele stationare antropice. Asupra sa s-a focalizat atentia specialistilor ce cautau, pe de o parte, sa stabileasca efectele reale ale prezentei sale in atmosfera (in diferite concentratii, singur sau insotit de alti poluanti gazosi sau solizi) asupra omului si mediului inconjurator si pe de alta parte, sa gaseasca modalitati eficiente de reducere a emisiilor si implicit a concentratiei de SO_2 din aer.

In cazul dioxidului de sulf a fost remarcabil interesul manifestat de publicul larg, nespecialist, sensibilizat si alertat in acelasi timp de asocierea insistenta si tot mai frecventa in informatii oferite cu asiduitate si perseverenta de mass-media intre emisia de SO_2 din surse antropice, concentratia de SO_2 in emisie si cresterea frecventei de semnalare a caderii de ploi acide si extinderea zonelor afectate sistematic de precipitatii acide.

S-a creat o adevarata psihoza in masa in unele tari, urmata de o ofensiva hotarâta, dar care s-a dovedit salutara, a partidelor si gruparilor ecologiste pentru fortarea guvernelor si a factorilor de decizie de a lua masuri imediate si eficiente pentru o cât mai grabnica restabilire a echilibrelor ecosistemelor afectate, pentru insanatosirea mediului aflat in proces lent, dar progresiv, de acidifiere, indiferent de efortul uman, tehnic, economic si financiar pe care l-ar presupune.

Dioxidul de sulf reprezinta o substanta toxica, care atrage atentia prin mirosul si actiunea iritanta asupra mucoaselor, provocând spasm si contractia muschilor cailor respiratorii superioare. La concentratii ridicate, SO_2 -ul provoaca iritatie si senzatie de arsura asupra mucoaselor respiratorii si conjunctivale, tuse, tulburari ale respiratiei senzatie de sufocare etc..

Efectele nocive ale unor agenti poluanti asupra mediului si factorului uman sunt prezentate in tabelele 4.2 si 4.3 [21].

Tabelul 4.2

Efectele nocive ale anhidridei sulfuroase - SO_3 - în aer,
la diferite concentrații

Concentrația [ppm]	Efecte fiziologice	Observații
0,3 - 1,0	Se face simțită prin miros.	Concentrații tolerabile în ateliere și zone de lucru.
1,0 - 10	Este posibilă iritarea nasului și ochilor.	Posibilități de suportare, scăzând până la o oră cu creșterea concentrației.
10 - 100	Iritare accentuată la aceleași organe	Posibilități de suportare, scăzând până la o oră cu creșterea concentrației.
150 - 650	Atac al aparatului respirator	1/2 la o oră expunere poate pune viața în pericol, în funcție de individ
10000 sau 1 %	Paralizie respiratorie progresivă	Concentrație rapid mortală. O iritare vie a părților umede ale pielii ce apare după câteva minute este un indiciu.

Tabelul 4.3

Efectele unor poluanți asupra omului

Poluantul	Efectul	Concentrația [ppm]
SO_2	Suportabil 1 oră	200
	Concentrație pentru 8 ore	5 - 15
	Pragul perceptibil mirosit	2 - 5
	Concentrația maximă pentru ședere permanentă	0,1 - 0,2
H_2SO_4	Moarte rapidă	1500
	Tulburări după 2 - 3 ore	150
	Tulburări după 8 ore	20
	Măsurabil	2

Poluantul	Efectul	Concentrația [ppm]
CO	Simptome grave după 1 oră	2000
	Tulburări după 8 ore	100
	Neglijabil la ședere permanentă	20
NH ₃	Mortal după 30 minute	4000
	Tulburări după 8 ore	100
	Sesizabil olfactiv	26
Hidrocarburi	Tulburări după 8 ore	500
CO ₂	Tulburări după 8 ore	5000

Prezența oxizilor de sulf în mediul ambiant se manifestă atât prin leziuni directe ale plantelor, cât și prin modificarea compoziției apei și solului. Astfel SO₂ în concentrație mare distruge clorofila din frunze, acțiunea sa amplificându-se prin sinergism cu NO₂-ul [21].

Oxizii de sulf, alături de cei de azot sunt considerați principalii vinovați ai ploilor acide, care cauzează distrugerea pădurilor pe suprafețe îngrijorător de mari. Modificările în compoziția apei și a solului au ca rezultat tulburări de dezvoltare ale plantelor, o scădere a producției de masă lemnoasă, respectiv a producției și calității fructelor, cu întreg cortegiul de consecințe economice și de altă natură.

Oxizii de sulf, respectiv acizii sulfuros și sulfuric, care rezultă prin hidratarea acestora, determină fenomene de coroziune, decolorarea materialelor colorate, reducerea elasticității și rezistenței unor compuși organici (amine, polimeri, textile, etc.), a unor materiale de construcție și a unor cabluri electrice.

Termocentralele clasice ce ard combustibil fosil sunt surse staționare importante de emisii de poluanți. Dintre poluanții gazoși emiși de termocentrale, SO₂ are un rol important atât prin afectarea mediului la mică și medie distanță, prin acțiune directă sau depuneri uscate, cât și la mare distanță, prin poluanți secundari pe care-i generează, participând la complexul de fenomene cunoscut sub denumirea de "ploaie acidă".

Problema reducerii emisiilor de SO₂ provenite din surse antropice s-a pus pentru prima dată la scară europeană cu ocazia Conferinței de la Geneva, din 1979, asupra necesității reducerii poluării la mare distanță, transfrontieră. La Conferință, printre cele 34 state participante s-a numărat și România. Protocolul de la Helsinki, din iulie 1985, a fixat detalii referitoare la maniera în care țările semnatare ale Convenției se obligă să-și reducă până în 1993 cu minimum 30 % emisiile naționale de SO₂, emisia anului 1980 fiind luată convențional drept emisie etalon (100 %).

În principiu, reducerea emisiilor de SO₂ de la termocentrale dotate cu cazane clasice se poate face prin:

- utilizarea unor combustibili cu conținut mai mic de sulf la aceeași putere calorică;
- desulfurarea promptă în focar a gazelor de ardere;

- desulfurarea târzie, postcombustie, a gazelor de ardere.

Inlocuirea combustibililor actuali sau de proiect cu alți combustibili superiori mai săraci în sulf, ar fi, de bună seamă, rezolvarea ideală, dar din motive obiective (costuri ridicate, disponibilitate limitată, etc.) ea nu poate fi pusă uneori în practică.

Desulfurarea promptă, intracombustie, a gazelor de ardere se face, fie prin arderea unui combustibil aditivat precombustie, fie prin injecție de aditiv în focar. În primul caz la arzătoare ajunge un amestec omogen de combustibil și aditiv, pe când în al doilea, combustibilul și aditivul ajung simultan în focar dar independent unul de altul și pe căi diferite. Aditivii de combustie uzuali sunt: oxidul de calciu (varul nestins), hidroxidul de calciu (varul hidratat) și carbonatul de calciu (calcar).

Reactivitatea cea mai mare în procesul de desulfurare promptă o are hidroxidul de calciu, dar cel mai utilizat este calcarul dat fiind costul său semnificativ mai mic.

Deși foarte economică, metoda de desulfurare promptă are în instalațiile termoelectrice clasice randamente de reținere a oxizilor de sulf până la maximum 60%.

Desulfurarea târzie, postcombustie, pe traseul gazelor de ardere, constă în contactul acestora cu diferite soluții absorbante care rețin oxizii de sulf și se pot clasifica în:

- procedee de desulfurare umede, în care oxizii de sulf din gazele de ardere sunt reținuți prin tratarea acestora cu diferite soluții absorbante (suspensii de calcar, lapte de var, amoniac, etc.), produșii finali de desulfurare (sulfat de calciu - gipsul, sulfatul de amoniu) fiind obținuți în suspensie și necesitând prelucrări speciale;
- procedee de desulfurare semiuscate, în care oxizii de sulf din gazele de ardere sunt reținuți prin tratarea acestora cu substanțe absorbante (suspensie de calcar sau lapte de var) în absorbere speciale, rezultând produșii finali de desulfurare (sulfat și sulfid de calciu) în stare solidă, care pot fi reținuți împreună cu cenușa zburătoare în instalațiile de desprăfuire ale cazanului.

Activitatea amplă de cercetare desfășurată pe plan mondial de studiere și perfecționare a metodelor de desulfurare a gazelor de ardere (funcție de compușii chimici utilizați și de modul de lucru) s-a concretizat în obținerea unor randamente ridicate de reținere a oxizilor de sulf (mai mari de 95 %).

În alegerea procedurii de desulfurare trebuie să se țină seama de următoarele considerente tehnico-economice:

- mărimea centralei termoelectrice, vârsta ei;
- spațiul disponibil pentru o amplasare a instalației de desulfurare;
- disponibilitatea surselor de apă;
- starea de uzură a cazanelor și centralei termice;
- normele de imisii.

4.1.3. Acțiunea toxică a oxizilor de carbon.

Oxidul de carbon este una dintre substanțele toxice cu mare răspândire atât în mediul industrial, cât și în mediul urban. Oxidul de carbon pătrunde în sânge datorită următoarelor proprietăți fizico-chimice:

- densitatea apropiată de cea a aerului;
- difuzibilitatea mare;
- afinitatea ridicată a hemoglobinei pentru CO.

Dioxidul de carbon este toxic numai în concentrații foarte mari (peste 5000 ppm). Dioxidul de carbon influențează clima prin efectul de seră creat asupra pământului, contribuția care-i revine fiind apreciată la circa 50 %. Până în prezent nu există soluții tehnico-economice de combatere a emisiilor de CO₂. Singura soluție fezabilă este accentuarea creșterii eficienței la producerea, transformarea și utilizarea energiei termice [21].

4.1.4. Efectele nocive ale prafului de cenușă

Cenușa zburătoare, eliminată prin coșul de fum al instalațiilor de ardere, praful de cenușă fin, antrenat de vânt în haldele de depozitare a cenușii și praful de cărbune, provenit din haldele de cărbune sau din transportul și prepararea acestuia, constituie împreună o noxă solidă care se găsește sub formă de aerosoli.

Cenușile murdăresc și degradează mediul ambiant, se depun pe vegetație, clădiri, străzi și dau un aspect neplăcut.

Aerosolii toxici constituie categoria de poluanți care au cele mai nocive efecte. Aerosolii sunt constituiți din hidrocarburi policiclice aromate, rezultate ca produse ale arderii incomplete și imperfecte a combustibililor. Cestea se condensează sub picături foarte fine și plutesc în aer. Asemenea aerosoli sunt foarte periculoși datorită acțiunii cancerigene a hidrocarburii.

4.2 **MASURI LEGISLATIVE PENTRU EVITAREA POLUĂRII MEDIULUI**

Poluarea mediului a devenit o problemă social-economică contemporană care, în special în țările cu grad de industrializare avansat, a luat proporții de așa manieră, încât s-a impus adoptarea unor măsuri legislative pentru limitarea acțiunilor ei nocive.

Statisticile arată că, în ciuda tuturor măsurilor luate de unele țări, poluarea în Europa este mai gravă decât în Statele Unite și în Japonia.

Pretutindeni, industria provoacă poluarea atmosferei, a apei și solului, afectând puternic sănătatea oamenilor.

În Europa nu este convenit între state, la nivel continental, un sistem unic de norme de emisie de poluanți. Singurele norme de emisie poluantă, convenite de un grup de țări europene, sunt cele din 24 noiembrie 1988, când Comisia Economică Europeană a adoptat Directiva Consiliului 88/609/EEC din 28 - 29 iunie 1988 asupra limitării emisiilor de anumiți poluanți în atmosferă, funcție de tipul combustibilului utilizat și puterea termică a cazanului [43], prezentate în tabelul 4.4.

Tabelul 4.4

Norme de emisie
(Directiva Europeană din 28 - 29 iunie 1988 pentru țările CEE)

Tipul de combustibil	Putere termică [MW _t]	Instalații noi puse în funcțiune după 01.07.1987 (concentrații maxime în gazele de ardere uscate)*, mg/m ^{3**}		
		SO ₂	NO _x	Pulberi
Solid	50 - 100	2000	650	100
	100 - 500	variație liniară între 2000 și 400 mg/m ^{3**}	650	100
	> 500	400	650	50
Lichid	50 - 300	1700	450	50
	300 - 500	variație liniară între 1700 și 400 mg/m ³	450	50
	>500	400	450	50
Gazos	> 50	35 (pentru anumite gaze 800)	350 350	5 50

* Se impune procentul de oxigen din gazele de ardere și anume:

- pentru combustibili solizi: 6 %
- pentru combustibili lichizi și gazoși: 3 %

** m³ în condiții normale de presiune și temperatură

În acest context era imperios necesar, din punct de vedere politic și economic, ca România să se alinieze la aceste norme. Prin Ordinul nr. 462 / 01.07.1993, Ministerul Apelor, Pădurilor și Protecției Mediului aprobă "Condițiile tehnice privind protecția atmosferei" și "Norma metodologică privind determinarea emisiilor de poluanți atmosferici produși de surse staționare".

Pentru cazanele energetice noi din cadrul RENEL care vor fi puse în funcțiune după 01.01.1998 se aplică valorile limite de emisie din tabelul 4.5 [43].

Tabelul 4.5

Valori limită de emisie la cazanele energetice noi din cadrul RENEL
(care vor fi puse în funcțiune după 01.01.1998)

Tip combustibil	Putere termică cazan [MW _t]	Concentrație maximă admisă în gaze [mg/m ³]	O ₂ [%]	Data aplicării normei	Observații
a) Norme pentru SO₂ - solid	>150	randament de desulfurare 50 %	6	01.01.98	pentru cazane energetice cu o durată restantă de viață 15 ani la data aplicării
- lichid	>150	1700	3	01.01.98	pentru cazane energetice cu capacitatea mică, din mediul urban, pentru centrale din B u c u r e ș t i , Constanța, stațiuni balneoclimaterice
	>150	3400	3	01.01.98	pentru restul cazanelor
- gaze naturale	>150	50	3	01.01.98	
- gaze industriale	>150	1700	3	01.01.98	
b) Norme pentru NO₂ - solid	>150	800	6	01.01.98	
- lichid	>150	600	3	01.01.98	
- gazos	>150	500	3	01.01.98	
c) Norme pentru pulberi - solid	50 - 500 >500	150 100	6 6	01.01.98 01.01.98	
- lichid	>150	50	3	01.01.98	
- gazos	>150	5	3	01.01.98	

Măsurile privind conservarea energiei și protecția mediului înconjurător sunt strâns legate și au o eficiență cu atât mai mare cu cât sunt gândite să atace cauzele și nu efectele acestor probleme.

Strategia de dezvoltare a energiei românești, bazată pe restricții de ordin ecologic trebuie să includă priorități de genul:

- să se consume energie puțină, dar cu eficiență maximă;
- să se diminueze, cu ocazia re tehnologizării vechilor instalații, pierdute pe parcursul tuturor etapelor de conversie a energiei (producere, transport, distribuție, utilizare);
- să se introducă tehnologii și instalații perfecționate de preparare și ardere a combustibililor;
- să se apeleze la cicluri cu randamente superioare pentru producerea combinată a energiei electrice și termice;
- să se asigure valorificarea cât mai eficientă a resurselor energetice secundare și a resurselor noi de energie în sisteme locale;
- să se stimuleze prin educație, instrucție și prin politici tarifare utilizarea rațională a energiei.

În prețul energiei trebuie introduse și costurile ocazionate de protecția mediului înconjurător, care, printre altele, trebuie să prevadă plata unor eventuale daune, datorate efectelor poluante pe plan local (emisii de pulberi, SO₂, NO_x, hidrocarburi), pe plan regional (ploi acide, oxidant - O₃, metale grele), sau pe plan mondial (efectul de seră, afectarea stratului de ozon).

Societățile producătoare de energie electrică din țările industrializate au realizat programe proprii pentru găsirea de soluții în vederea conservării energiei, coroborată cu utilizarea unor instalații moderne de desprăfuire, desulfurare și denoxare.

Așa după cum se vede din exemplul prezentat în figura 4.1, valoarea măsurilor pentru protecția mediului în cazul unei termocentrale pe cărbune atinge un sfert din investiția totală [44].

4.3 REDUCEREA EMISIILOR POLUANTE LA CAZANUL C4 DIN CET GIURGIU

4.3.1 Situația actuală a emisiilor la cazanul C4

Lucrarea de față își propune să sublinieze ideea că, simultan cu creșterea gradului de valorificare a energiei primare a combustibilului s-a înregistrat și o ameliorare importantă a impactului cu mediul ambiant.

În scopul exemplificării și susținerii acestei afirmații, în tabelul 4.6 sunt prezentate rezultatele unor măsurători efectuate la CET Oradea II, pe cazanul C4, cu funcționare pe lignit, precum și la CET Giurgiu, după conversia acestuia pe huila [26].

Deoarece, în ultimul caz nu s-a măsurat conținutul de SO₂ în gazele de ardere, valoarea acestuia s-a calculat conform [21, 22].

Concentrația emisiilor de noxe din gazele de ardere s-a măsurat cu aparatul TESTO 33. Probele au fost prelevate înaintea ventilatorului de gaze de ardere, iar valorile conținute în tabelul 4.6 reprezintă concentrația noxelor în gazele de ardere uscate, cu un conținut de oxigen liber : O_{2ref} = 6 %.

Principalele concluzii care se desprind din datele prezentate în acest tabel sunt:

- debitul masic de dioxid de sulf, de cca. 2,86 t/h, scade la cca. 1,6 t/h, adică de aproximativ 1,75 ori, la trecerea de la arderea lignitului având un conținut de sulf combustibil S_c = 1 %, la utilizarea huilei, cu S_c = 2,11 % ;

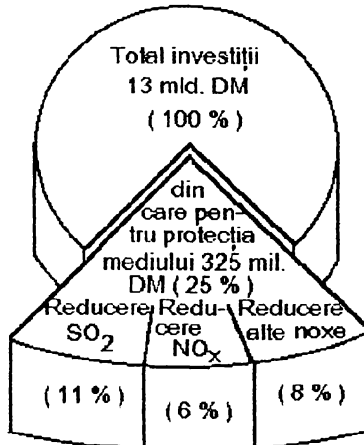


Fig. 4.1 - Ponderea valorii măsurilor pentru protecția mediului în investiția totală, în cazul unei termocentrale pe ulei cu o putere de 750 MW.

- cea mai spectaculoasă scădere o prezintă debitul masic de cenă, care se reduce de la 36,36 t/h la 5,259 t/h, adică de aproximativ 7 ori, ceea ce simplifică transportul și depozitarea acestora în hală, inclusiv măsurile de protecție a mediului;
- debitele masice de oxizi de azot, monoxid de carbon și dioxid de carbon rămân practic aceleași, indiferent dacă se arde lignit sau ulei.

Ordinul 462/93 al M.A.P.P.M. prevede ca obligatorii, începând cu data de 01.01.1998, următoarele concentrații limită pentru instalațiile de ardere a carbonilor în stare pulverizată, cu puteri termice de 320 MW :

- 1100 mg/m³N pentru SO₂ ;
- 400 mg/m³N pentru NO₂ ;
- 250 mg/m³N pentru CO

Comparând aceste valori cu cele din tabelul 4.6, rezultă depășiri față de concentrația limită admisă prin norme, doar în cazul oxizilor de sulf.

Trebuie să subliniez aici, factorii care au determinat încadrarea în norme a emisiilor de NO_x, la cazanul C4 din CET Giurgiu :

- arderea prafului de carbune s-a făcut în interiorul unui focar la care evacuarea cenușii este în stare solidă și unde temperatura de ardere a fost de cca. 1300 - 1400 °C, ceea ce a condus la formarea NO-lui termic în cantități relativ mici;
- conținutul de volatili al uleiului utilizat la CET Giurgiu a fost de 34,6 %, ceea ce a condus la obținerea unei cantități reduse de NO_x;
- o reducere importantă a emisiilor de NO_x s-a obținut prin utilizarea gazelor de ardere recirculate în amestec cu fluidul primar, purtător al prafului de

Tabelul 4.6

Unele rezultate obținute la funcționarea cazanului C4 cu lignit, respectiv cu huilă

Nr crt	Denumire	Simbol	U.M.	Cazanul de 420 t/h, p=138 bar, t _s =540° C	
				CET Oradea II	CET Giurgiu
1	Combustibil	-	-	Lignit	Huilă
2	Putere calorifică inferioară	Q _i	kJ/kg	7050	24744
3	Compoziția elementară raportată la proba inițială: - carbon - hidrogen - sulf combustibil - oxigen - azot - cenușă - umiditate totală	C _i H _i S _{ci} O _i N _i A _i W _{ti}	% % % % % % %	21,13 2,10 1,00 10,77 0,40 21,62 42,98	61,67 4,48 2,11 9,60 0,44 11,3 10,40
4	Consum combustibil la sarcina nominală	B	kg/h	168178	46541
5	Randament termic brut	η _{tb}	%	85,00	87,52
6	Debitul masic de noxe: - dioxid de sulf - oxizi de azot - dioxid de carbon - monoxid de carbon - cenușă căzută în focar - cenușă antrenată	m _{SO2} m _{NO2} m _{CO2} m _{CO} m _{2g} m _{ca}	t/h t/h t/h t/h t/h t/h	2,8588 0,161 130 0,0623 5,45 30,91	1,6335*) 0,130 138,3 0,037 0,505 4,754
7	Concentrația noxelor în gazele de ardere uscate cu un conținut O _{2ref} =6% - dioxid de sulf - dioxid de azot - monoxid de carbon	C _{SO2} C _{NO2} C _{CO}	mg/m3N mg/m3N mg/m3N	4923 328 127	3897*) 310 88

*) - valori calculate conform [21, 22]

carbune, recirculare care a condus totodata si la reducerea concentratiei de oxigen in zona de ardere, atât la nivelul arderii particulei (in zona arzatoarelor), cât si pe inaltimea focarului.

Gradul de recirculare - q_{rec} , definit ca raportul dintre debitul de gaze recirculate si debitul de aer introdus in arzator este de $q_{rec} = 0,4-0,5$ [45]. In felul acesta, temperatura de ardere scade de la cca. 1800 °C la 1400 - 1300 °C, ceea ce reduce emisia de NO_x de la 667,4 mg/m³, la 35 - 25,6 mg/m³.

Scaderea schimbului de caldura in focar, ca urmare a reducerii temperaturii de ardere, este compensata de cresterea schimbului de caldura in drumurile convective, ceea ce in ansamblu face ca temperatura la cos sa aiba o crestere foarte mica, iar variatia randamentului cazanului sa fie nesemnificativa, de la 87,5 %, in functionarea clasica, la 87,2 %, in functionarea cu recirculatie de gaze de ardere ($rec = 0,4-0,5$).

La valori normale de recirculare a gazelor de ardere, consumul suplimentar de energie la ventilatorul de gaze de ardere recirculate si la ventilatorul de gaze de ardere (exhaustorul) este acceptabil si incoparabil mai economic decât pentru alte sisteme de reducere de NO_x .

- arzatoarele fanta tip EVT care au echipat cazanul C4 din CET Giurgiu au permis obtinerea unor emisii reduse de NO_x .

S-a dovedit ca la arderea in sistem tangential [21] cu arzatoare tip fanta, fara sa se ia masuri speciale, se produc cantitati mai reduse de NO_x fata de arderea aceluiasi tip de combustibil, cu ajutorul arzatoarelor turbionare.

La cazanul C4, arzatoarele fanta tip EVT compuse din mai multe blocuri etajate sunt dispuse astfel : patru pe colturile cazanului si doua pe peretii laterali.

Directiile de injectie ale jeturilor de praf de carbune si aer sunt tangente la un cerc imaginar cu centru in axa verticala a focarului.

In lucrarea [21] se arata ca pentru acelasi carbune focarele tangentiale, dotate cu arzatoare tip fanta realizeaza o ardere mai lenta .

Jeturile de praf de carbune si aer secundar sunt paralele si astfel amestecul acestora se face mai incet.

Aceasta situatie favorizeaza crearea unei atmosfere reducatoare in zona de ardere a volatilelor, ceea ce determina frânarea formarii de NO_x .

In cazul arderii combustibililor solizi, gazele rezultate contin importante cantitati de cenusa. Concentratia acesteia in gazele de ardere depinde in principal de continutul de cenusa al combustibilului - A_f [%] si de tehnologia de ardere a acestuia.

Pentru carbunele folosit in cadrul experimentarilor, continutul de cenusa a fost de 11,3 %, iar gradul de antrenare al cenusii a avut valori mari: 0,85 - 0,95.

Separarea unei cantitati mai mari de cenusa in focarele cu arderea carbonului in stare pulverizata si evacuarea cenusii in stare pulverulenta nu este posibila.

La cazanul C4 din CET Giurgiu, gazele de ardere sunt trecute prin electrofiltre, instalatii deosebit de eficiente, cu ajutorul carora se pot obtine grade de separare de peste 99 %, chiar si pentru gazele de ardere ce contin praf foarte fin.

Pentru separarea particulelor de praf dintr-un mediu bifazic sunt necesare urmatoarele faze :

- incarcarea electrica a particulelor din mediu bifazic;

- deplasarea particulelor de praf spre electrozii de depunere;
- separarea prafului pe electrozii de depunere;
- indepartarea materialului de pe electrozi, in vederea evacuarii lui in afara electrofiltrului.

Electrofiltrele prezinta, fata de alte solutii tehnice, urmatoarele avantaje:

- consum specific de energie electrica redus (intre 0,05, pâna la 0,5 KW / 1000 m³ gaz epurat);
- rezistenta hidraulica foarte mica, cuprinsa intre 20 - 150 Pa;
- posibilitatea de a lucra pâna la 500 °C, atât in conditii de depresiune, cât si la suprapresiune;
- grad inalt de desprafuire, indiferent de marimea debitului de gaze, de concentratia prafului si de marimea particulelor;
- posibilitatea automatizarii complete a procesului de desprafuire;
- constructia relativ simpla si usor de reparat si exploatat.

4.3.2 Propuneri pentru re tehnologizarea cazanului in vederea reducerii emisiilor poluante

Procesul de re tehnologizare a cazanului C4 nu trebuie sa se limiteze doar la masurile si transformările necesare asigurării arderii hulei in locul lignitului, ci sa continue, in mod obligatoriu, cu masuri pentru desulfurarea gazelor de ardere.

Reducerea emisiilor de SO_x se poate face printr-o gama larga de procedee cunoscute si aplicate pâna in prezent in strainatate [46], care au fost grupate in metode primare si metode secundare.

Procedeele primare de reducere a concentratiei de SO_x in gazele de ardere sunt mai ieftine, dar din pacate asigura un grad de desulfurare redus, de numai 40 - 50%.

Cele mai eficiente sunt procedeele umede, care asigura un grad de desulfurare de peste 80 %, dar in acelasi timp sunt si procedeele cel e mai costisitoare, atât din punct de vedere al investitiilor, cât si al cheltuielilor de exploatare.

De aceea, propun pentru cazanul C4 din CET Giurgiu variantele imbunatatite, hibride a desulfurării prompte - variantele tip LIFAC sau tip WP care au si o a doua treapta de desulfurare semiuscata post combustie.

Desulfurarea in a doua treapta se bazeaza pe reactivitatea mare a hidroxidului de calciu, ce se formeaza din oxidul de calciu, antrenat de gazele de ardere partial desulfurate in focar si apa pulverizata intr-un reactor de activare intercalat pe traseul gazelor de ardere.

Randamentul global de desulfurare trece de 80 %, situatie in care creste gradul de utilizare al reactivului, raportul molar Ca/S putând fi scazut de la 3,5 la 1,7 [47].

Avantajele procedeeului tip LIFAC sunt urmatoarele :

- randament de desulfurare de pâna la 80 %;
- reactiv ieftin, usor de procurat, netoxic, ce nu ridica probleme speciale la manipulare si depozitare;
- produs final uscat, cu grad redus de pericolozitate pentru mediul inconjurator;

- consum mic de apa;
- din proces nu rezulta ape reziduale sau slam;
- consum mic de energie electrica.

Dezavantajele acestui procedeu sunt :

- intre PAR si electrofiltru trebuiesc amplasate doua utilaje cu dimensiuni mari :

a) un schimbator de caldura gaze neepurate-gaze epurate, care sa asigure scaderea temperaturii gazelor de ardere inainte de intrarea in reactor la valoarea de 130 °C, precum si incalzirea gazelor desulfurate si desprafuite la minim 105 °C, pentru a putea fi evacuate la cos.

b) un reactor de activare, care sa asigure gazelor de ardere un timp de reactie de min.10 secunde, pentru ca desulfurarea in faza umeda sa poata avea loc;

- gazele de ardere desulfurate si desprafuite au la intrarea in electrofiltru o temperatura de max. 85 °C si sunt umede;

- rezistivitatea cenusii amestecate cu produsii de desulfurare si reactivul neconsumat este mai mare decât cea a cenusii originale, separarea sa in electrofiltru ridicând probleme;

- evacuarea cenusii din buncarele electrofiltrelor trebuie facuta pneumatic, in scopul evitarii contactului cu apa (se produc cimentari ale cenusii).

Procedeul tip LIFAC a fost dezvoltat de firma finlandeza Tampella Oy si aplicata initial in Finlanda. In momentul de fata, exista instalatii de acest tip in mai multe tari si pe mai multe continente, atât la cazane pe carbune, cât si pe pacura [48].

Un alt procedeu de desulfurare a gazelor de ardere, care este instalat in lume la peste 80 % din capacitatile dotate cu instalatii de denoxare este "scrubbingul cu suspensie de calcar", tip WS, tehnologie care are perspectiva de a fi si mai mult extinsa in viitor.

Investitia pentru o instalatie tip WS atasata unui cazan nou, reprezinta 12 % din investitia totala. In cazul atasarii instalatiei de desulfurare prin retrofit, investitia creste cu 30 %, ajungând sa reprezinte 15 % din investitia initiala a centralei [47].

Procedeul WS cu suspensie de calcar este o tehnologie dezvoltata intr-o multitudine de variante, unele ajunse la perfectiune (randamente depasind 99 % la consum stoechiometric de calcar, iar gipsul rezultat ca produs al desulfurarii fiind de calitate exceptionala, superioara celei a gipsului de cariera) [49, 50, 51].

Avantajele procedeuului WS sunt urmatoarele :

- procesul tehnologic este condus de un calculator de proces, personalul aferent instalatiei de desulfurare fiind putin numeros;

- reactivul este ieftin, usor de procurat, netoxic, nehigroscopic si usor de manipulat;

- produs final valorificabil;
- consum minim de reactivi;
- instalatia, in ansamblul ei, are o capacitate mare de atenuare a variatiilor debitului de gaze de ardere si a concentratiei de dioxid de sulf [52].

Dezavantajele procedeuului WS sunt urmatoarele :

- este necesar un spatiu liber considerabil pentru amplasarea instalatiei (mai ales a instalatiilor anexe de epurare, recuperare apa);
- trebuie vehiculate debite mari de suspensii;

- consum de energie electrica de 15 - 25 KWh/MW electric produs;
- necesitatea utilizarii in constructia scrubberului si a canalelor de gaze a materialelor rezistente la eroziune si coroziune (otel inox, acoperiri cu rasini sau cauciuc, etc.);
- necesitatea reincalzirii gazelor de ardere desulfurate de la 55 °C la min. 95 - 105 °C, inainte de evacuare la cos;
- necesitatea gasirii unei utilizari a gipsului (pentru a nu deveni deseuri care se haldeaza).

In concluzie, se pot sublinia urmatoarele :

- desulfurarea prin scrubbing cu suspensie de calcar este in prezent si va fi in viitorul apropiat cea mai utilizata tehnologie de desulfurare ce poate garanta, la consum stoechiometric de reactiv, randamente de desulfurare de peste 98 %;
- piata gipsului nu da semne de saturare, exista in continuare posibilitatea comercializarii gipsului pentru fabricarea de pereti pentru interioare, panouri prefabricate, etc.;
- solutia ideala pentru reducerea impactului termocentralelor asupra mediului este utilizarea unor combustibili cu continut cât mai mic de sulf;
- in cazul atasarii unei instalatii de desulfurare la un cazan aflat deja in functiune, investitia pentru instalatia de desulfurare este cu 30 % mai mare decât in cazul unui cazan nou;
- investitia pentru o instalatie de desulfurare variaza in limite largi, de la tara la tara, de la continent la continent, dar de regula, ea este:
 - la desulfurarea prompta (injectie in focar), 1/10 din cea de la WS;
 - la LIFAC este 1/5 - 1/3 din cea de la WS;
 - la SDA (SPRAY-DRY ABSORPTION) este 65 % din cea de la WS;
 - la WS (instalatie atasata unui cazan nou) este 12 % din investitia termocentralei noi (un cazan);
 - la WS (cazan vechi) este 15 % din investitia totala a termocentralei noi (un cazan).
- cheltuielile de exploatare ale instalatiei de desulfurare reprezinta 8 - 14 % din costul total de productie a energiei electrice in cazul WS si 6 - 12 %, in cazul SDA.

Concluzia finala a analizei prezentate in acest capitol, arata ca re tehnologizarea unor centrale energetice trebuie sa includa si masuri de purificare a gazelor de ardere.

Elaborarea strategiei energetice a tarii noastre trebuie sa prevada obiectivele corespunzatoare inscrierii României in prevederile standardelor europene pentru emisiile de SO_x, dar si cele de reducere a cantitatilor de CO₂, NO_x si pulberi.

CAPITOLUL 5

CONCLUZII

5.1 REZULTATE FINALE SI PERSPECTIVE PRIVIND RETEHNOLOGIZAREA CAZANELOR TIP C4

5.1.1 Retehnologizarea cazanelor tip C4

Analiza influenței înlocuirii lignitului cu huila asupra construcției și funcționării cazanului de 420 t/h a fost tratată în capitolul 1, desprinzându-se următoarele trei direcții de abordare :

A. Valorificarea energetică a huilelor în centralele termoelectrice dotate cu echipamente de ardere și preparare a lignitului, fără modificări constructive mari, cu menținerea reversibilității sistemului.

În urma experimentării acestei soluții s-au constatat următoarele:

a) sistemul de preparare dotat cu mori ventilator cu ciocane, tip MVC 4, proiectate pentru funcționare pe lignit a realizat un praf de carbune cu următoarele caracteristici : concentrația $\mu = 0,1916$, diametrul caracteristic $d_{km} = 130 \mu m$ și $R_{90} = 48,5 \%$, $R_{1000} = 2,0 \%$, deci nu a realizat amestecul polidispers corespunzător procesului de aprindere și ardere specifice huilei, ceea ce a condus la o ardere cu pulsații și necesitatea unui aport continuu de hidrocarburi;

b) nu a fost posibilă reglarea parametrilor aburului viu, datorită reducerii la zero a debitului de apă de injecție, reducerea împușca de realizarea parametrilor nominali ai cazanului;

c) randamentul cazanului a fost de 83,2 %.

Aceste experimentări au condus la concluzia că sistemul nu poate fi menținut reversibil și se impune adoptarea unor modificări majore, atât la sistemul de preparare și ardere, cât și la suprafețele de schimb de căldură.

B. Arderea huilelor în cazanele de abur concepute pentru arderea lignitului, realizându-se modificări constructive semnificative, care să conducă la ridicarea eficienței generatorului de abur (diminuare pierderi, costuri de producție scăzute, randamente sporite) și la reducerea poluării mediului înconjurător.

Modificările realizate și rezultatele care s-au obținut prin aplicarea acestora la cazanul C4 de la CET Giurgiu au fost prezentate în capitolul 3.

Pentru realizarea parametrilor aburului viu și obținerea unei arderi stabile în focar s-au făcut modificări constructive la sistemul sub presiune (ECO și SI), la sistemul de preparare al prafului, la instalația de ardere praf și la circuitul de gaze de ardere recirculate.

Prin aplicarea modificărilor prezentate în subcapitolul 3.4, s-au constatat următoarele :

- cazanul de 420 t/h - huila a realizat parametrul de proiect pentru întreg domeniul de sarcini de funcționare și a realizat un randament termic de 87,5 % (calculat conform prescripțiilor ISCIR C10/82) la sarcina nominală.

- sistemul de preparare prevazut cu mori MVC modificate a condus la cresterea concentratiei de praf ($\mu = 0,233 \text{ kg/kg}$), la micșorarea diametrului caracteristic al particulelor prafului de carbune ($d_{50} = 120 \mu\text{m}$) și la micșorarea cantitatii de particole mari ($R_{90} = 48 \%$, $R_{1000} = 0,8 \%$)

- sistemul de ardere, prevazut cu arzatoare de tip EVT a permis realizarea unei arderi stabile și cu pulsatii reduse;

- functionarea cazanului in regim de 4 mori și fara aport de hidrocarburi s-a efectuat pe domeniul de sarcini 80 - 100 % (intre 340 t/h și 420 t/h); sub sarcina de 80 % (intre 210 t/h și 340 t/h) s-a functionat cu trei mori și 1 arzator de sustinere. Aportul caloric al pacurii a fost de maxim 7 % la sarcina minima;

- pierderile mecanice au scazut de la 5,38 % la 3,43 %. Pierderile mecanice prin zgura reprezinta 13,4 % din pierderea mecanica, diferenta de până la 100 % reprezentând pierderile prin cenusa;

- emisiile de noxe maxime realizate au fost de $\text{CO} = 88 \text{ mg/m}^3\text{N}$, $\text{NO}_x = 310 \text{ mg/m}^3\text{N}$ și $\text{SO}_2 = 3897 \text{ mg/m}^3\text{N}$, fata de valorile admisibile de $\text{CO} = 250 \text{ mg/m}^3\text{N}$, $\text{NO}_x = 400 \text{ mg/m}^3\text{N}$ și $\text{SO}_2 = 1100 \text{ mg/m}^3\text{N}$.

Avantajele acestei solutii sunt urmatoarele :

- se reduce consumul de pacura pentru sustinerea flacarii;

- se reduc consumurile energetice datorate depozitarii, transportarii, prepararii și arderii carburului;

- obturarea sectiunii de aspiratie a gazelor de ardere de la fine focar a avut efecte pozitive asupra etansarii cazanului (fine focar = 1,27);

- crește capacitatea de depozitare a carburului, exprimata in unitati de combustibil conventional, pentru acelasi volum util de depozitare din depozitul centralei, fapt care conduce la marirea autonomiei de functionare a centralei cu carbunele stocat in depozitul propriu;

- cheltuielile cu transportul combustibilului de la furnizor la centrala scad, conducând la cresterea eficientei centralei;

- se reduc investitiile, legate de depozitul de zgura și cenusa;

Solutia se preteaza la cazanele aflate in functiune pe lignit, carora li se pot aplica modificarile prezentate in cap.3.

C. Arderea huilelor energetice prin reconstructia definitiva a instalatiilor de preparare și ardere. Modificarile care se impun și rezultatele care se preconizeaza a fi obtinute prin aplicarea acestora au fost prezentate in cap.1.2.3.

Solutia se preteaza la cazanele aflate in constructie.

Conversia cazanelor tip C4, proiectate pentru lignit, pe combustibil superior de tip huila, in aceasta solutie, impune inlocuirea actualelor sisteme de preparare și ardere cu unele noi, recomandate și utilizate pe plan mondial.

Inlocuirea morilor actuale, de tip ventilator (MV sau MVC) cu mori cu strivire (inel și sfera), asigura prafului de carbune o granulatie optima și timp mai indelungat de utilizare al organelor de macinare.

In ceea ce priveste instalatia de ardere, utilizarea arzatoarelor turbionare contribuie la cresterea capacitatii de aprindere, la stabilitatea arderii și la diminuarea emisiilor de NO_x .

Avantajele acestei solutii sunt :

- randament de functionare marit, cca. 90 %;

- eliminarea consumului de hidrocarburi in tot domeniul de functionare, in conditiile mentinerii benzii de calitate a combustibilului;
- consumuri de energie pentru scopuri proprii diminuate cu cca. 66 % fata de cele consumate la functionarea pe lignit;
- diminuarea emisiilor de NO_x in limitele impuse de reglementarile in vigoare, atât prin îmbunătățirea finetii de macinare, cât și prin organizarea corespunzătoare a recirculării gazelor de ardere in focar și arderea in trepte (masuri primare).

5.1.2 Propuneri privind îmbunătățirea in continuare a functionarii cazanului de 420 t/h - combustibil huila

In urma cercetarilor teoretice si experimentale efectuate pe cazanul de 420 t/h, utilizând drept combustibil huila, au rezultat urmatoarele propuneri in vederea cresterii performantelor si fiabilitatii acestuia :

1. Reducerea debitului de gaze recirculate la morile de carbune până la valoarea minima necesara reglajului si introducerea restului de gaze recirculate la sfârșitul focarului, in scopul :

- cresterii temperaturii de ardere in focar cu cca. 60 °C, cu efecte asupra stabilitatii arderii si reducerii pierderilor mecanice;
- cresterii concentratiei de praf, ca urmare a diminuarii cantitatii de fluid vehiculat prin moara (cresterea concentratiei de praf se estimeaza a fi de cca. 20 %);
- asigurarea unui reglaj eficient al morii.

Repartizarea debitului de gaze recirculate de la fine cazan va fi de 45 % la mori si restul de 55 % la sfârșitul focarului.

2. Renuntarea la gratarul de postardere, ca urmare a faptului ca debitul de zgura la functionarea pe huila este foarte mic (cca. 500 kg/h) fata de cel de la functionarea pe lignit. Particulele de carbune nu mai ard pe gratar, gratarul devenind o sursa importanta de aer fals pentru cazan.

Eliminarea gratarului va conduce la reducerea infiltratiilor de aer fals, precum si la eliminarea aerului tertiar de la gratar, care prin redistribuirea ca aer secundar, va conduce la îmbunătățirea functionarii arzatoarelor de praf, prin cresterea vitezelor și marirea cantitatii de aer introdus in zona de ardere efectiva a combustibilului.

3. Inlocuirea integrala a alimentatoarelor de carbune dimensionate pentru transportul a 50 t/h la functionarea pe lignit, cu alimentatoare corespunzatoare unui debit de maxim 14 t/h pentru functionarea pe huila, cu efecte pozitive si asupra etansarii cazanului.

Prin aceasta masura se vor reduce infiltratiile de aer fals in moara si vor fi reduse, de asemenea, consumurile specifice de energie pentru un kilogram de combustibil transportat.

4. Inlocuirea clapetelor de izolare a arzatoarelor (praf si pacura) cu clapete realizate intr-o solutie care sa asigure etansarea circuitului la scoaterea din functiune a arzatoarelor.

Această prevedere va conduce la dirijarea corectă a fluidelor (aer, gaze recirculate) numai la arzatoarele și morile în funcțiune și deci la un control mai strict al procesului de ardere.

5. Echiparea cazanului cu o instalație de suflat funingine cu abur (sufolatoare de tip retractabil), pentru drumul I și II de gaze, în scopul curățirii suprafețelor de schimb de căldură.

6. Dotarea cazanului cu o instalație de desulfurare a gazelor de ardere, de tip LIFAC, sau de tip WS.

Instalația de desulfurare va permite o reducere de SO_2 de la $3897 \text{ mg/m}^3\text{N}$ la valori de sub $1100 \text{ mg/m}^3\text{N}$ (valoare acceptată de legislația internă în vigoare).

7. Modernizarea electrofiltrelor pentru funcționarea pe huila.

Aplicarea acestor măsuri vor crea premisele pentru atingerea următoarelor obiective :

- reducerea la minim a patrunderilor de aer fals;
- îmbunătățirea finetei de macinare și creșterea concentrației de praf de carbune;
- eliminarea la sarcini mai mari de 70 % a adaosului de pacura;
- reducerea consumului de energie electrică pentru serviciile interne ale cazanului.

5.1.3. Propuneri privind valorificarea prin ardere a huilelor energetice, prin reconstrucția definitivă a instalațiilor de preparare și ardere.

Această soluție este aplicabilă la cazanele dotate cu mori MVC 4, la cazanele dotate cu mori MV 50 cât și la cazanele noi care se proiectează pentru funcționarea pe combustibil solid - huilă.

Datorită realizării unei fineți de măcinare mult superioare celei realizate în cadrul soluției de cazan dotat cu mori cu ciocane se preconizează reducerea pierderilor mecanice și ca urmare o creștere de randament cu circa 2%, ajungându-se la un randament de $89 \pm 90 \%$.

5.1.3.1. Instalația de preparare a combustibilului solid

Trecerea cazanelor de 420 t/h, proiectate pentru lignit ($W_{ii} = \text{cca. } 43 \%$) pe combustibil superior de tip huila ($W_{ii} = \text{max. } 15 \%$) impune înlocuirea morilor actuale de tip ventilator (MV50 și MVC4) cu mori cu strivire. Aceste mori realizează uscarea carbonului cu aer preîncălzit până la o anumită umiditate finală ($W_f = \text{cca. } 3 \%$), realizează granulatia optimă a prafului de carbune ($R_{90} = 20-25 \%$), necesară asigurării unei bune stabilități a flacării și unor condiții bune de aprindere și sunt caracterizate de un timp de utilizare a organelor de macinare îndelungat.

Pentru realizarea parametrilor nominali, în condiții de eficiență sporită, cazanul de 420 t/h se va echipa cu mori similare morilor MIS 650, având următoarele caracteristici, rezultate în urma bilanșului termic [36] :

- debit de cărbune.....17,0 t/h

- debit de aer preîncălzit.....	7,53	m ³ N/s
- debit de fluid la separator.....	8,28	m ³ N/s
- debit vapori de apa.....	0,75	m ³ N/s
- temperatură gaze la separator.....	90	°C
- temperatura aer cald.....	300	°C
- umiditate finală praf.....	1,5	%
- densitatea fluidului la separator.....	0,9758	kg/m ³
- concentrație praf.....	0,44	kg/kg
- presiune aer preîncălzit.....	1000	mmca
- putere motor antrenare.....	250	KW

La sarcina nominală a cazanului vor fi în funcțiune trei mori și o moară va fi în rezervă.

Fiecare moară va alimenta 4 arzătoare turbionare.

În figura 5.1 a și b sunt prezentate schemele instalațiilor de preparare și ardere ale huilei, în două variante : cu menținerea actualului preîncălzitor de aer cu două sectoare și cu preîncălzitor de aer nou, în varianta constructivă cu patru sectoare. Preîncălzitorul de aer cu două sectoare (un sector pentru aer și un sector pentru gaze arse) este cel care echipează în prezent cazanul de 420 t/h, funcționând pe huila.

Preîncălzitorul de aer cu patru sectoare (un sector pentru gaze de ardere, două sectoare pentru aer secundar și un sector de aer primar) este propus să echipeze cazanul de 420 t/h, funcționând pe huila, în varianta mori cu strivire și arzătoare turbionare. Necesitatea utilizării a două sectoare de aer secundar se impune pentru a reduce infiltratiile de aer în gazele de ardere, deziderat realizat prin flancarea sectorului de aer primar care are o presiune ridicată, în scopul asigurării transportului prafului de carbune.

5.1.3.2. Instalația de ardere a combustibilului solid

Adoptarea soluției de preparare a prafului de carbune cu ajutorul morilor cu strivire permite utilizarea arzătoarelor turbionare cu performanțe ridicate, atât în ceea ce privește randamentul arderii (98,5 - 99,5 %), cât și al reducerii emisiilor de NOx.

Caracteristica arzătoarelor turbionare o constituie existența unuia sau mai multor jeturi aflate într-o mișcare de rotație, ceea ce duce la intensificarea arderii, la stabilizarea aprinderii și scurtarea flacării, avantaje ce conferă o superioritate netă acestor tipuri de arzătoare.

Arzătoarele turbionare cu dubla treaptă de aer secundar prezintă două fluxuri de aer secundar, dintre care fluxul interior prezintă posibilitatea turbionării variabile, iar fluxul exterior este neturbionat.

Utilizarea a două fluxuri de aer secundar mărește posibilitatea de reglare a procesului de ardere, respectiv a unghiului de evazare și a lungimii flacării, atât la sarcina totală, cât și la sarcini parțiale.

Din punct de vedere a măsurilor de protecție a mediului, adică de reducere a cantității de oxizi de azot în gazele de ardere, realizarea procesului de ardere în două etape, prin utilizarea a două fluxuri de aer secundar, este considerată ca una

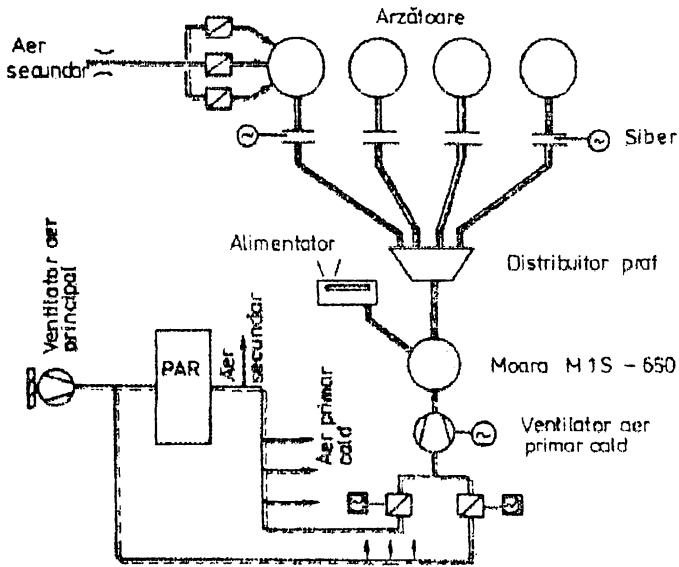


Figura 5.1a - Instalație de ardere huiă cu menținerea preîncălzitorului de aer cu 2 sectoare

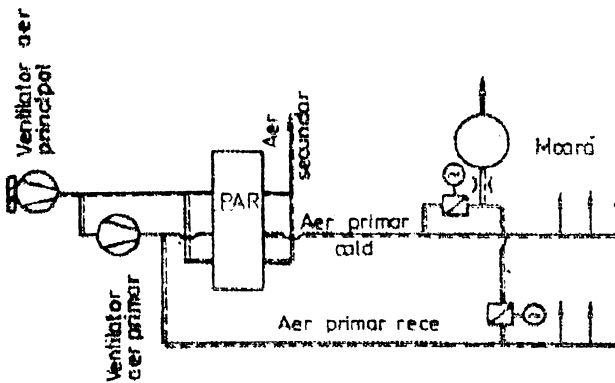


Figura 5.1b - Instalație de ardere huiă cu preîncălzitor de aer cu 4 sectoare

dintre masurile cu rezultate foarte bune , la nivelul metodelor primare.

Instalația de ardere a uleiului pentru cazanul de 420 t/h este compusa din 12 arzătoare turbionare, cu dubla treapta de aer secundar, cu o putere unitară de 28 MWt (fig. 5.2), având următoarele caracteristici, rezultate in urma experimentarilor pe modele de arzatoare de diferite puteri termice [34] :

- debit de combustibil.....	1,143	kg/s
- putere calorifică inferioară.....	5872	kcal/kg
- conținut de cenușă.....	17,8	%
- conținut de umiditate.....	13,0	%
Arzător hidrocarburi		
- debit păcură.....	0,28	kg/s
- debit aer.....	1,07	m ³ /s
- suprafață conductă.....	0,03	m ²
- viteza de insuflare.....	36	m/s
Tronson fluid primar		
- debit fluid primar.....	1,62	m ³ /s
- temperatura.....	80	°C
- suprafața de insuflare.....	0.09	m ²
- viteza de insuflare.....	18	m/s
Tronson aer secundar treapta I (aer turbionat)		
- debit aer secundar treapta I.....	5.365	m ³ /s
- temperatura.....	300	°C
- suprafața de insuflare.....	0,223	m ²
- viteza de insuflare.....	24	m/s
Tronson aer secundar treapta II (aer neturbionat)		
- debit aer secundar treapta II.....	8,25	m ³ /s
- temperatura.....	300	°C
- suprafața de insuflare.....	0,229	m ²
- viteza de insuflare.....	36	m/s

Arzatoarele vor fi amplasate pe doua parti ale focarului, fata in fata, câte sase arzatoare pe o parte, dispuse pe doua rânduri.

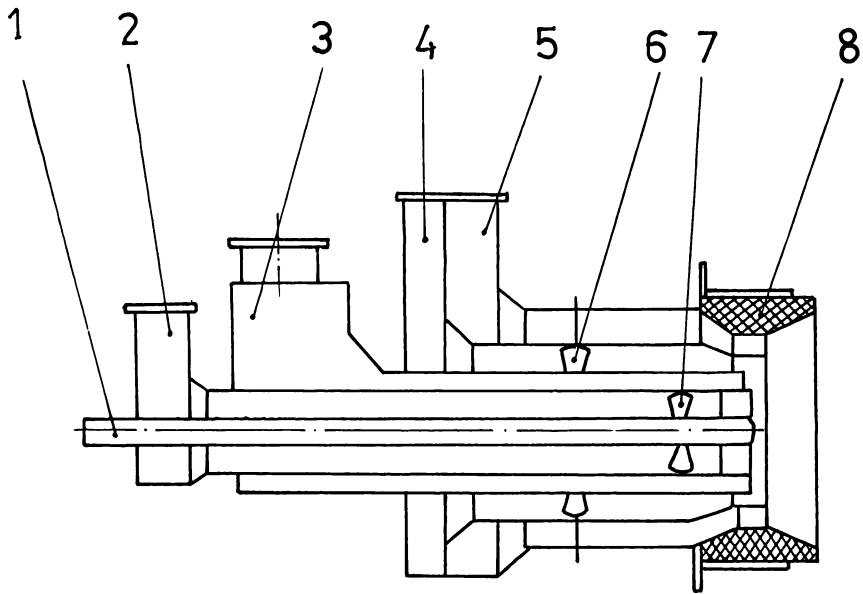
Arzatorul are incorporat injectorul de hidrocarburi.

Viteza de insuflare a aerului primar se va situa in limita 17-19 m/s, cea de insuflare a aerului secundar turbionat va fi de cca. 24 m/s, iar a aerului secundar neturbionat de cca. 36 m/s, valori considerate optime pentru acest tip de combustibil [15], [35].

Aerul necesar arderii prafului de combustibil va fi distribuit astfel :

- debit total de aer de ardere.....	424940	m ³ N/h
- debit de aer primar.....	54000	m ³ N/h
- debit de aer secundar.....	323440	m ³ N/h
- debit de aer terțiar.....	47500	m ³ N/h

In cazul in care gratarul de postardere se desfiinteaza necesitatea lui fiind pusa sub semnul intrebării, aerul terțiar va fi introdus in doua trepte : una amplasata între primul si al doilea rând de arzatoare si cealalta amplasata deasupra sirului de arzatoare superior.



1. Arzător hidrocarburi
2. Tronson aer central
3. Tronson fluid primar
4. Tronson aer secundar treapta I
5. Tronson aer secundar treapta II
6. Sistem de turbionare variabil
7. Sistem de turbionare constant
8. Ambrazură

Figura 5.2 - Arzător turbionar cu două trepte de aer secundar

Aerul terțiar, introdus prin intermediul unor fante va avea următoarele caracteristici :

- debit aer terțiar.....	2,309	m ³ /s
- temperatura.....	300	°C
- suprafața de insuflare.....	0,058	m ²
- viteza de insuflare.....	40	m/s

5.1.3.3. Bilantul termic al cazanului

Calculul termic al cazanului de 420 t/h pe huila, in solutia constructiva cu mori cu strivire si arzatoare turbionare, la o sarcina termica de 100 %, a evidentiati urmatoarele [36] :

- exces de aer in focar :.....	1,35	
- exces de aer fine cazan :.....	1,55	
- pierderi de caldura :.....	q ₂ = 7,83	%
.....	q ₄ = 0,5	%
- recirculare gaze fine cazan :.....	25,6	m ³ N/s (19,4 %)

In tabelul 5.1 sunt prezentate rezultatele calculului termic pe circuitul apa-abur, iar in tabelul 5.2 cele corespunzatoare circuitului gazelor de ardere.

Tabelul 5.1

CIRCUITUL APA - ABUR

ZONA	DEBIT t/h	CALDURA PRIMITA Gcal/h	PARAMETRI IESIRE		
			ENTALPIE Kcal/kg	TEMP °C	PRES ata
Intrare Eco	409,0		237,2	230	165,0
Iesire Eco	409,0	33,45	319,0	300	164,0
Iesire Vapor	401,4	119,20	615,9	348,2	163,5
Iesire Si	420,0	93,37	821,4	541,2	137,0

Tabelul 5.2

CIRCUITUL GAZE DE ARDERE

ZONA	DEBIT IESIRE m ³ N/h	TEMP IESIRE °C	VITEZA MEDIE m/s
Flacara	503,712	1578	
Fine focar	503,712	970	
Supraincalz.	532,692	509	6,17
Economizor	532,692	329	6,81
PAR	540,216	145	
VGA	469,656	145	

Conversia cazanelor de 420 t/h, proiectate pentru lignit, pe combustibil superior de tip huiă, impune înlocuirea actualelor sisteme de preparare și ardere cu unele noi, recomandate și utilizate pe plan mondial.

Astfel, este necesară înlocuirea morilor actuale de tip MVC 4 și MV 50 cu mori cu strivire (inel și sferă), care asigură granulația optimă a prafului de cărbune și sunt caracterizate de un timp de utilizare mai îndelungat al organelor de măcinare.

În ceea ce privește instalația de ardere, utilizarea arzătoarelor turbionare contribuie la creșterea capacității de aprindere, la stabilitatea arderii și la diminuarea emisiilor de NOx.

Efectul utilizării acestei variante se regăsește asupra următorilor parametri tehnico-economici :

- randament mărit : 90 % (în condițiile utilizării morilor cu separatoare centrifugale rotative);

- eliminarea consumului de hidrocarburi, în tot domeniul de reglare, în condițiile menținerii benzii de calitate a combustibilului în limitele prescrise;

- consumuri de energie pentru scopuri proprii diminuate, în raport cu cele ale cazanelor funcționând pe lignit, și anume la cca. 66 % în cazul refolosirii PAR-ului, respectiv la cca. 50 %, în cazul PAR-ului nou, cu 4 sectoare.

- diminuarea emisiilor de NOx în limitele impuse de reglementările în vigoare, atât prin îmbunătățirea fineții de măcinare, cât și prin organizarea corespunzătoare a recirculării gazelor de ardere în focar și arderea în trepte (măsură primară).

5.2 CONCLUZII SI CONTRIBUTII PRIVIND RETEINOLOGIZAREA CAZANELOR TIP CA

Problemele tratate în această teză de doctorat au fost structurate în 5 capitole și chiar dacă tema tezei este generală și vastă, autorul a căutat să găsească răspunsuri la câteva dintre ele. Contribuțiile personale pot fi sistematizate astfel :

1. Realizarea unui studiu privind concepția modelului matematic de ardere, schimb de căldură și masă.

Modelul matematic al procesului de ardere, schimb de căldură și masă, care a fost elaborat în cadrul acestei lucrări, are următoarele particularități :

- desfasurarea amestecării fluxului praf de cărbune - aer cu aerul secundar și cu gazele arse este stabilită pe baza rezultatelor obținute din cercetările pe modele;

- calculul schimbului de căldură prin radiație ia în considerare coeficientul emisiunii radiativei, dependent de grosimea fluxului, temperatura fluxului, gradul de măcinare și gradul de ardere al carbonului;

- în desfasurarea reacțiilor de ardere au fost tratate separat faza degajării și arderii materiilor volatile de faza arderii părții de masă combustibilă, luându-se în considerare, la ieșirea din celule, suprapunerea acestor două faze;

Modelul matematic elaborat discretizeaza focarul in celule, in fiecare secventa calculându-se mai multi parametri ai procesului de ardere, schimb de caldura si masa.

2. Elaborarea unui program de calcul complex pentru rezolvarea ecuatiilor diferentiale care descriu procesele de ardere din focarele cazanelor de abur.

Programul de calcul a fost elaborat pe structura modelului matematic prezentat, având ca rezultate parametrii termohidraulicii si evolutia lor in focar. Programul rezolva ecuatiile matematice ce descriu procesele fizice si chimice care au loc in spatiul de ardere.

O rulare a programului este echivalenta cu un calcul al unei secvente, rezultatele devenind date de intrare pentru urmatoarea secventa.

El necesita un volum de informatii (date de intrare) mare - 51 de valori, rezultând in final 27 de valori specifice fiecarei secvente analizate.

Programul ofera o relativa flexibilitate prin faptul ca permite o secventionare variabila in functie de cererea utilizatorului, dând posibilitatea parcurgerii unui numar de secvente pâna la degradarea jetului si un numar de secvente total pâna la fine focar.

Concluzionând, se poate spune ca modelul matematic, pe baza caruia s-a elaborat programul de calcul, satisface in mare masura necesitatile cercetatorilor in studierea proceselor de ardere, schimb de caldura si masa din focarele cazanelor.

3. Determinarea functiilor de amestec prin modelarea geometrica a arzatoarelor tip fanta.

Cercetarile izotermice pe model a arzatoarelor de praf constau in examinarea separata a modelului hidraulic al arzatorului si a modelului camerei de ardere.

In urma cercetarilor au fost determinate functiile de amestec ale fluxului aer primar - praf carbune cu aerul secundar, respectiv aer primar -praf carbune cu gazele de ardere recirculate.

4. Aplicarea modelului matematic elaborat pe instalatii experimentale, in vederea stabilirii functiilor de amestec.

S-au modelat la scara 1:10 arzatorul fanta tip Babcock, care echipeaza cazanul de 420 t/h pe lignit si arzatorul fanta tip EVT, care echipeaza cazanul de 420 t/h pe huila, rezultând modul de amestec al aerului secundar cu fluidul primar si modul de amestec al gazelor de ardere recirculate cu fluidul primar pentru fiecare tip de arzator.

5. Verificarea si validarea programului de calcul pentru cazanul C4, echipat cu mori MVC si arzatoare fanta tip Babcock.

Calculul zonal, bazat pe modelarea matematica a proceselor de ardere, schimb de caldura si masa din focarul cazanului de 420 t/h lignit, a permis evidentierea evolutiei temperaturilor in fluxul primar pâna la degradarea acestuia si pâna la sfârșitul focarului, a concentrației de oxigen si a gradului de ardere al materialului carbonos.

Rezultatele obtinute demonstreaza valabilitatea programului elaborat pentru calculul zonal al focarului.

6. Aplicarea programului de calcul pentru cazanul C4, dotat cu mori MVC si arzatoare fanta de tip EVT.

In urma rularii programului de calcul, s-au obtinut: debitul, viteza si

temperatura fluidului la fine focar, precum și căldura cedată sistemului vaporizator.

Aceste rezultate, au motivat redimensionarea suprafețelor de schimb de căldură (supraîncălzitor, economizor), precum și modificările constructive și funcționale ale instalațiilor de pregătire și ardere a combustibilului solid, necesare pentru realizarea parametrilor nominali ai aburului.

7. Reducerea emisiilor poluante la cazanul C4 din CET Giurgiu.

Simultan cu creșterea gradului de valorificare a energiei primare a combustibilului, s-a înregistrat și o ameliorare importantă a impactului cu mediul ambiant, rezultatele obținute fiind următoarele:

- debitul masic de dioxid de sulf scade de la 2,86 t/h la 1,6 t/h (de aproximativ 1,75 ori), la trecerea de la arderea lignitului cu un conținut de sulf combustibil $S_c = 1\%$, la trecerea huilei cu $S_c = 2,11\%$;

- debitul masic de cenușă scade spectaculos de la 36,36 t/h, la 5,259 t/h (de aproximativ 7 ori), ceea ce simplifică transportul și depozitarea cenușei în haldă;

- debitele masice de oxizi de azot, monoxid de carbon și dioxid de carbon rămân practic aceleași, indiferent dacă se arde lignit sau huila.

Factorii principali care au contribuit la reducerea emisiilor poluante sunt următorii: utilizarea gazelor de ardere recirculate în amestec cu fluidul primar, dotarea cazanului cu arzătoare fanta tip EVT și o organizare mai bună a arderii.

8. Experimentările efectuate pe parcursul a trei ani de zile au permis găsirea soluțiilor celor mai adecvate, în actuala construcție a cazanului C4 din CET Giurgiu, pentru asigurarea unei stabilități bune a flacării, a reducerii pierderilor mecanice, anularea aportului de hidrocarburi pe domeniul de sarcini 80 - 100 %, precum și creșterea randamentului termic al cazanului.

Valorificarea rezultatelor obținute în urma cercetărilor teoretice și experimentale întreprinse în cadrul acestei lucrări, poate fi extinsă în viitor la verificarea și optimizarea cazanelor care funcționează pe combustibil solid, precum și la elaborarea noilor soluții constructive pentru cazanele ce urmează să fie proiectate și re tehnologizate.

BIBLIOGRAFIE

1. Zelkowski, J Kohleverbrennung-VGB-Kraftwerkstechnik GmbH, Essen, 1. Auflage, 1986
2. Masayasu Sakai, s.a - Tangential Corner Fired Boiler with Low Volatile Matter Content Coals. Mitsubishi Heavy Industries Ltd., 1986
3. Sur, G.N. Design of Coal Fired Boilers. La Rivista dei Combustibili. Fasc.7-8, 1979
4. Reuther, D, Zanner, H, Zelkowski, J - Feuerungstechnische Eigenschaften einiger Steinkohlen. Raport al Universitatii tehnice din Claustral, 1977
5. Leikert, K, Reidick, H, Schuster, H Stabilitat von Flammen in Feuerungen fur Dampferzeuger. VDI Berichte Nr. 286, 1977
6. Reidick, H Neuere Planungskonzepte fur Kohlenfeuerungen. VGB 55, H.7, 1975
7. Seefelds, K, F, Waldmann, H Grenzleistungsprobleme bei fossil gefeuerten Grossdampferzeugern. VGB Kraftwerkstechnik 55, H8 und 9, 1975
8. Zelkowski, J, Avramidis, I, Strugala, A, Ridder, B Zundverhalten fester Brennstoffe: Neue Messmethoden. Ergebnisse. Praktische Bedeutung. VGB Konferenz "Forschung in der Kraftwerkstechnik 1990" - Essen 1990
9. Fehling, W Kohlenstaubbrenner. Zusammenstellung und Beurteilung der verwendeten Konstruktionen. VGB, H.50, Okt.1957
10. Effenberger, H - Grundlagen der Auslegung von Kohlenstaubbrennern. Energietechnik 15, H.9, Sept.1965
11. Chizmaljan, D.N., Kagan, I.A - Teoria gorenia i toptoinic ustroistva. Energhia, Moskva, 1976.
12. Ungureanu, C Generatoare de abur pentru instalatii energetice clasice si nucleare. Editura Didactica si Pedagogica, Bucuresti, 1977
13. Panoiu, N Cazane de abur. Editura Didactica si Pedagogica, Bucuresti, 1977

14. Panoiu, N., s.a. - Instalatii de ardere.
Editura Tehnica, Bucuresti, 1968
15. Mihaescu, L., s.a. - Arzatoare turbionare
Editura Tehnica, Bucuresti, 1986
16. Stămbuleanu, A. - Flacara industrială.
Editura Tehnica, Bucuresti, 1971
17. Panoiu, N., s.a. Instalatii de ardere a combustibililor solizi.
Editura Tehnica, Bucuresti, 1985
18. Knorre, G.F. - Procese de ardere in focare.
Editura Energetica de Stat, 1955
19. Tölle, H. Masurari in instalatiile industriale.
Editura Tehnica, Bucuresti, 1972
20. Apostolescu, N.,
Taraza, D. Bazele cercetarii experimentale a
masinilor termice.
Editura Didactica si Pedagogica, Bucuresti, 1979
21. Ionel, I.,
Ungureanu, C. Arderea si combaterea poluarii la cazane.
Universitatea Tehnica Timisoara, 1994
22. Neaga, C., s.a. Calculul termic al generatoarelor de abur.
Editura Tehnica, Bucuresti, 1988
23. Ilic, G., s.a. Experimentarea solutiilor pentru conversia
pe combustibil hulla a cazanelor de abur
energetice proiectate pentru combustibil
lignit.
Conferinta nationala de energetica, Brasov,
1993.
24. Ilic, G., s.a. Adaptarea cazanului de 420 t/h lignit nr.3 din
CET Giurgiu, pentru functionarea pe hulla.
Conferinta nationala de energetica, Brasov,
1994.
25. Ilic, G., s.a. - Rezultate obtinute si posibilitati de
imbinatire a performantelor cazanului de
420 t/h hulla, de la CET Giurgiu.
Conferinta "Probleme actuale ale exploatarii
si mentenantei cazanelor de abur si apa
fierbinte si ale regimului chimic in
centralele electrice din ROMANIA."
Brasov, 18-20 oct. 1995
26. Ungureanu, C.,
Ilic, G. Noxele rezultate la functionarea cazanului nr.1
cu lignit si hulla.
Conferinta "Creativitate si creativitate universala
in perioada de tranzitie", U.T. Timisoara, 1995
27. Danescu, Al., s.a. Termotehnica si Masini Termice.
Editura Didactica si Pedagogica, Bucuresti, 1995

28. Carabogdan, I.Gh.s.a. - Metode de analiza a proceselor si sistemelor termoenergetice.
Editura Tehnica, Bucuresti, 1989
29. - Modelarea fizico-matematica a proceselor de ardere, schimb de caldura si masa din focarele cazanelor de abur pe combustibil solid pulverizat. Lucrare ICPET SA, Bucuresti 1990
30. - Studii, cercetari si proiectari pentru reducerea emisiilor de noxe din gazele de ardere (NO_x si SO_x) ale instalatiilor termoenergetice.
Lucrare ICPET SA, Bucuresti 1991
31. Stabilirea solutiilor constructive pentru adaptarea instalatiilor de ardere si macinare a cazanelor de 420 t/h echipate cu mori MV si MVC, în vederea utilizarii huilei drept combustibil. Lucrare ICPET SA, Bucuresti 1991
32. - Raport tehnic - Experimentari cazan nr.3 de 420 t/h - huila CET Giurgiu
Lucrare ICPET SA, Bucuresti 1993
33. - Experimentari termotehnice in vederea stabilirii regimurilor optime de functionare a cazanelor de 420 t/h pe huila.
Lucrare ICPET SA, Bucuresti, februarie 1993
34. - Proiect inginerie tehnologica instalatie preparare si ardere cazan 420 t/h, cu functionare pe huila
Lucrare ICPET SA, Bucuresti, decembrie 1993
35. - Experimentari pe instalatii de ardere cu modele experimentale pentru reducerea emisiei de NO_x in focar la arderea carburilor energetici.
Lucrare ICPET SA, Bucuresti, decembrie 1991
36. - Completari proiect inginerie tehnologica si instalatie preparare si ardere cazan 420 t/h, cu functionare pe huila.
Lucrare ICPET SA, Bucuresti, aprilie 1993
37. - Raport tehnic - experimentari cazan nr.3 420 t/h, huila.
Lucrare ICPET SA, Bucuresti, decembrie 1994
38. - Determinari prin calcul si experimentari a coeficientului de transfer termic si a pierderilor de presiune la preincalzitoarele de combustibil lichid.
Lucrare ICPET SA, Bucuresti, noiembrie 1993
39. - Comportarea cazanului de 420 t/h - lignit, transformat pentru functionarea pe huila.
Lucrare ICPET SA, Bucuresti, octombrie 1994

40. Ataman, E. Pana de fum a termocentralelor si poluarea cu NO_x . Energetica, nr.1, 1992, pg.33-37
41. Ataman, E. Consideratii asupra reducerii poluarii cu NO_x . Energetica, nr.2, 1993, pg.75-81
42. Pasculete, E. s.a. Tehnologii moderne pentru indepartarea NO_x din gazele de ardere ale centralelor care folosesc combustibili solizi. Energetica, nr.4, 1994, pg.185-191
43. Hristescu, G. s.a. Tehnologii de desulfurare. Energetica, nr.4, 1994, pg.174-181
44. Tutuianu, O. Conservarea energiei si protectia mediului inconjurator. Energetica, nr.3, 1991, pg.95-99
45. Antonescu, N. Reducerea emisiilor de NO_x prin controlul temperaturii de ardere. Energetica, nr.1, 1994, pg.31-37
46. Dragos, L. s.a. Desulfurarea umeda, cu calcar, a gazelor de ardere provenind de la cazane functionand pe pacura, carbune, sau mixt. Energetica, nr.4, 1994, pg.182-184
47. Ataman, E. Reducerea emisiilor de SO_2 , prin desulfurarea gazelor de ardere. Energetica, nr.5, 1994, pg.242-248
48. Holschumacher, R. s.a. The Use of Advanced SO_2 and NO_x Emission Control Technologies at Large Power Stations in European OECD Countries, CTPGG, 1-3 septembrie 1993, Hamburg.
49. Dietl, R. s.a. Operating Experience with Slurry Tree Operation with Step Free Reheat of the FGD Systems in Bayerwerk AG's Schwandorf Power Station, CTPGE, 1-2 septembrie 1993, Hamburg.
50. Chan, K. s.a. Operation Results of the Advanced FGD Systems for 1000 MW Coal Fired Boiler, CTPGE, 1-3 septembrie 1993, Hamburg.
51. Ambs, E. s.a. Conversion of a Condensing Power for the Production of District Heating, Taking into Account of Measures Relating to the Lifetime, CTPGE, 1-3 septembrie 1993, Hamburg.
52. Strauss, I.H. Long Term Experience with Flue Gas Desulphurisation and NO_x Reduction at Neckarwerke, Elektrizitatsver sorgnungs AG, CTPGE, 1-3 septembrie 1993, Hamburg.
53. Ataman, E. Consideratii asupra reducerii poluarii cu SO_2 , Energetica, nr.5, 1992, pag.207-213.

54. Manea, G. Estimări privind poluarea atmosferei cu SO₂, în România, Energetica nr.4, 1992, pag.200-206.
55. Ioniță, I. Control automat al calității procesului de ardere a combustibilului în termocentrale, Energetica, nr.4, 1991, pag.158-164.
56. Pănoiu, N. Recircularea externă a gazelor de ardere - factor important în reducerea primară a oxizilor de azot (cu aplicație la combustibilii lichizi), Energetica, nr.4, 1993, pag.154-159.
57. Ataman, E. ș.ă. Desulfurarea gazelor de ardere prin aditivarea cărbunilor precombustie, Energetica, nr.3, 1991, pag.121-124.
58. Concepția modelului matematic de ardere, schimb de căldură și masă din focarele cazanelor de abur pe combustibil solid pulverizat, Lucrare ICPET, București, decembrie 1991.
59. - Stabilirea experimentală a funcționării modelelor de mori MV 50 și MVC 50, la funcționarea pe ulei, Lucrare ICPET, București, februarie 1992.
60. - Proiect tehnic modificării instalației de preparare și ardere aferente cazanului de 420 t/h, Lucrare ICPET, București, decembrie 1992.
61. - Arzătoare turbionare cu emisii reduse de NO_x, Lucrare ICPET, București 1989.
62. Diversificarea gamei de arzătoare pentru combustibili solizi tip ulei, cu performanțe ridicate privind randamentul de ardere și emisiile de NO_x, Lucrare ICPET, București, decembrie 1991.
63. - Cercetări privind realizarea de instalații de ardere cu arzătoare turbionare și echipamente anexe, destinate arderii uleiului, Lucrare ICPET, București, decembrie 1990.
64. - Execuție și experimentare model arzător turbionar pentru mixte de Valea Jiului, Lucrare ICPET, București, iunie 1989.

65. - Stabilirea metodologiei de dimensionare a morii ventilator MV 33101, prin modelare aerodinamică, Lucrare ICPET, București, martie 1990.
66. Experimentări pentru stabilirea parametrilor termodinamici ai sistemului de preparare praf, Lucrare ICPET, București, noiembrie 1991.
67. Experimentări pentru stabilirea caracteristicilor de măcinare ale morilor de tip MV și MVC, pentru diferiți combustibili, Lucrare ICPET, februarie 1992.
68. - Program de calcul privind stabilirea metodologiei de dimensionare și optimizare constructivă a morilor de tip ventilator, Lucrare ICPET, București, septembrie 1992.
69. - Proiecte tehnice tip pentru morile MV și MVC, Lucrare ICPET, București, decembrie 1992.
70. - Stabilirea caracteristicii de măcinare a huilelor pe MV 50 și MVC 50 - cazan 420 t/h, Lucrare ICPET, București, septembrie 1992.
71. - Metoda de calcul pentru stabilirea comportării cazanelor de abur cu variația calității combustibililor solizi, Universitatea "Politehnica", București 1994.
72. - Economic Commission for Europe - NOx Task Force, July 1986.
73. The 3-rd European Coal Utilisation Conference, 11-13 oct. 1983, RAI Halls Amsterdam.
74. Petrescu, S.
Petrescu, V. Metode și modele în termodinamica tehnică, Edit. Tehnică București 1988.
75. Radcenco, V. Criterii de optimizare a proceselor termice, Edit. Tehnică București 1997.
76. Radcenco, V. Termodinamica generalizată, Edit. Tehnică București 1994.
77. Sandru, E.
Mihăilă, C. Termotehnică și aparate termice, Edit. Did. și Pedagogică București 1982.
78. Bejan, A. Advanced Engineering Thermodynamics, John Wiley & Sons, New York, 1989.
79. Vlădca, I. Tratat de termodinamică tehnică și transmiterea căldurii, Edit. Did. și Pedagogică, București, 1974.
80. Kiriliu, V. ș.a. Termodinamică. Edit. Științifică și Enciclopedică, București, 1985.

81. Moisil, G. Termodinamica
Editura Academiei, Bucuresti 1988
82. Tumanov, S. Calitatea aerului.
Editura Tehnica, Bucuresti, 1988
83. Schroder, K. Centrale termoelectrice de putere mare.
Editura tehnica, Bucuresti, 1971
84. - Denoxarea gazelor de ardere de la centralele
termoelectrice.
INID, Bucuresti, 1994
85. - Masuratori la cazanul nr.3 de 420 t/h din
FE Giurgiu, la functionarea pe huila.
Lucrare ICEMENERG, Bucuresti, iunie 1994
86. - Cercetarea procesului de ardere intr-un cazan
echipat cu arzatoare de tip special pentru
combustibili solizi energetici.
Lucrare IPB, Bucuresti 1980
87. - Cercetari asupra arzatoarelor turbionare pentru
cazane cu functionare pe lignit.
Lucrare ICEMENERG, Bucuresti, aprilie 1991
88. - Studii si experimentari in vederea imbunatatirii
unor solutii constructive la cazanele de abur
cu parametrii medii.
Lucrare ICPET, Bucuresti 1981
89. Heitmuller, W. NOx - arme Kohlenstaubfeuerungen und deren
Komponenten.
Babcock, Nr.189, 1991
90. Rawlins, D.C. Solar opts for dry, lean premixed low NOx concept.
MPS, may 1994
91. - Collaborative Programme on NOx Research.
Report No.COAL R025 - Department of Trade
and Industry.
92. - Low NOx Tangential Firing System for Bituminous
Coal. EVT - Register nr.54, 1995
93. - Investigation of Advanced Low - NOx Burners
with Integrated Reburn.
Coal R & D, ETSU - DTI, december 1995
94. - Coal Reactivity and Emissions Reduction in
Pulverised Coal Combustion.
Coal R & D, ETSU - DTI, december 1995
95. Ursu, D.P. Receptia, exploatarea si intretinerea
instalatiilor si aparatelor privind protejarea
aerului atmosferic.
Editura tehnica, Bucuresti, 1981

96. Pascu, Ursu s.a. Protejarea aerului atmosferic. Indrumator tehnic. Editura tehnica, Bucuresti 1978
97. Leca, A. s.a. Proprietati termofizice si termodinamice. (vol. 1, 2 si 3). Editura tehnica, Bucuresti, 1994
98. Romadin, V.P. Prepararea prafului de carbune. Editura energetica de stat, Bucuresti, 1955
99. Cerny, V. Macinarea si uscarea carbunilor. Praha, 1969.
100. Bradcanu, P. Mecanica fluidelor. Editura tehnica, 1975
101. Florea, J. Mecanica fluidelor si hidraulica. Editura I.P.B., 1975
102. Mihaescu, L. Un model matematic de studiu analitic al câmpului de viteze la un arzator de praf de carbune de tip fanta. Sesiunea comunicari IPB, 1978.
103. Mihaescu, L. Cercetari asupra posibilitatilor de ardere a combustibililor solizi inferiori sub forma pulverizata cu arzatoare de tip turbionar. Revista Energetica nr.3, 1980.
104. Mihaescu, L. Contributii asupra influentei parametrilor constructivi si functionali ai arzatorului de combustibil solid pulverizat asupra arderii in focarele cazanelor de abur. Teza de doctorat, IPB, 1980.
105. Zelkowski, J. Analiza arderii în focare pentru praf de cărbune. Prace Instytutu Energetyki, vol.1, 1975
106. ✓ Analiza teoretică și experimentală a instalației de ardere, modelarea matematică a proceselor de ardere, schimb de căldură și masă în focarul cazanului. Lucrare ICPET SA, București, martie 1992.
107. Ilic, G. Dicu, C. Rotilă, F. Concepția modelului matematic de ardere, schimb de căldură și masă în focarele cazanelor de abur pe combustibil solid pulverizat. A 6-a Conferință Națională de Termotehnică, IAȘI, mai 1996.
108. Ilic, G. Dicu, C. Rotilă, F. Verificarea programului complex pentru rezolvarea ecuațiilor diferențiale care descriu procesele de ardere din focarele cazanelor de abur, în cazul cazanului C4. A 6-a Conferință Națională de Termotehnică, IAȘI, mai 1996.

ANEXA 2.1

MARIMI FIZICE CARACTERISTICE COMBUSTIBILULUI

- Debit combustibil	[kg/s]:	13.88
- Puterea calorifica inferioara	[kcal/kg]:	1550
- Volatile la initial	[%]:	60
- Masa combustibila initiala	[%]:	40
- Carbon initial	[%]:	20
- Sulf initial	[%]:	.9
- Oxigen initial	[%]:	8.35
- Hidrogen initial	[%]:	2
- Azot initial	[%]:	1.75
- Umiditatea finala	[%]:	12
- Excesul de aer	[-]:	1.3
- Suprafata specifica	[mp/kg]:	47.6
- Factorul de frecventa (pt. volatile)	[1/s]:	10000
- Energia de activare (pt. volatile)	[cal/mol]:	14000
- Factorul de frecventa (pt. masa comb)	[1/s]:	30000
- Energia de activare (pt. masa comb.)	[cal/mol]:	23000

DATE INITIALE PENTRU FLUIDUL PRIMAR

- Debit aer rece primar	[mcN/s]:	8.5669
- Temperatura aer rece primar	[grd.C]:	160
- Debit aer cald primar	[mcN/s]:	4.28345
- Temperatura aer cald primar	[grd.C]:	160
- Debit gaze de ardere primar	[mcN/s]:	22.551
- Temperatura gaze de ardere primar	[grd.C]:	160
- Proportie CO2 in g.a. primare	[%]:	7.3
- Proportie O2 in g.a. primare	[%]:	2.1
- Proportie N2 in g.a. primare	[%]:	43.09
- Proportie H2O in g.a. primare	[%]:	46.58
- Proportie SO2 in g.a. primare	[%]:	.93
- Debit gaze recirculate primar	[mcN/s]:	0
- Temperatura gaze recirculate primare	[grd.C]:	0
- Proportie CO2 in g.rec. primare	[%]:	0
- Proportie O2 in g.rec. primare	[%]:	0
- Proportie N2 in g.rec. primare	[%]:	0
- Proportie H2O in g.rec. primare	[%]:	0
- Proportie SO2 in g.rec. primare	[%]:	0

DATE INITIALE PENTRU FLUIDUL SECUNDAR SI RECIRCULAT

- A	[-]:	0
- B	[-]:	0
- C	[-]:	0
- Temperatura fluid secundar	[grd.C]:	300
- M	[-]:	0
- N	[-]:	0
- P	[-]:	0
- Temperatura fluid recirculat	[grd.C]:	800
- Proportia CO2 in fluid recirculat	[%]:	10.2
- Proportia O2 in fluid recirculat	[%]:	5.5
- Proportia N2 in fluid recirculat	[%]:	61.2
- Proportia H2O in fluid recirculat	[%]:	22
- Proportia SO2 in fluid recirculat	[%]:	1.1

ALTE MARIMI NECESARE

- Dimensiunea unei secvente de lucru	[m]:	.5
- Nr.secvente pina la degradarea jetului	[-]:	10
- Nr. total de secvente	[-]:	50

```
*****>
          SECVENTA J= 1                      X= .5 m
Suprafata frontala a jetului .....[mp]      9.83300
Suprafata laterala a jetului .....[mp]      8.07050
*****>
```

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA INTRAREA IN SECVENTA:

1. Debitul de fluid total[mcN/s]	39.15135
2. Debitul de fluid secundar[mcN/s]	1.75000
3. Debitul de fluid recirculat[mcN/s]	2.00000
4. Proportia de CO2[%]	4.72582
5. Proportia de O2[%]	9.32189
6. Proportia de N2[%]	57.40671
7. Proportia de H2O[%]	27.95371
8. Proportia de SO2[%]	0.59187
9. Temperatura fluidului[grd.C]	198.95139
10. Debitul de caldura[kcal/s]	2856.93823
11. Viteza fluidului[m/s]	6.88169

CARACTERISTICILE PROCESULUI DE ARDERE:

12. Debitul de volatile ars[kg/s]	0.01166
13. Debitul de volatile ramas[kg/s]	8.31634
14. Aportul caloric al volatilelor[kcal/s]	18.07912
15. Debitul de masa combustibila ars[kg/s]	0.00000
16. Debitul de masa combustibila ramas ...[kg/s]	5.55200
17. Aportul caloric al masei comb.[kcal/s]	0.00238
18. Debitul de caldura radiant[kcal/s]	-14.17537

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA IESIREA DIN SECVENTA:

19. Debitul de fluid[mcN/s]	39.17436
20. Proportia de CO2[%]	4.73409
21. Proportia de O2[%]	9.30355
22. Proportia de N2[%]	57.42179
23. Proportia de H2O[%]	27.94887
24. Proportia de SO2[%]	0.59170
25. Temperatura fluidului[grd.C]	212.77507
26. Debitul de caldura[kcal/s]	2889.19507
27. Caldura specifica[kcal/mcN grd]	0.34662

SECVENTA J= 3 X= 1.5 m
Suprafata frontala a jetului[mp] 14.49400
Suprafata laterala a jetului[mp] 9.06000
*****>

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA INTRAREA IN SECVENTA:

1. Debitul de fluid total[mcN/s]	49.78831
2. Debitul de fluid secundar[mcN/s]	1.75000
3. Debitul de fluid recirculat[mcN/s]	4.00000
4. Proportia de CO2[%]	5.20196
5. Proportia de O2[%]	9.51962
6. Proportia de N2[%]	59.52858
7. Proportia de H2O[%]	25.12890
8. Proportia de SO2[%]	0.62093
9. Temperatura fluidului[grd.C]	321.21643
10. Debitul de caldura[kcal/s]	6014.43115
11. Viteza fluidului[m/s]	7.47467

CARACTERISTICILE PROCESULUI DE ARDERE:

12. Debitul de volatile ars[kg/s]	0.22790
13. Debitul de volatile ramas[kg/s]	8.03068
14. Aportul caloric al volatilelor[kcal/s]	353.23999
15. Debitul de masa combustibila ars[kg/s]	0.00022
16. Debitul de masa combustibila ramas ...[kg/s]	5.55176
17. Aportul caloric al masei comb.[kcal/s]	0.33997
18. Debitul de caldura radiant[kcal/s]	-7.63701

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA IESIREA DIN SECVENTA:

19. Debitul de fluid[mcN/s]	50.23819
20. Proportia de CO2[%]	5.32370
21. Proportia de O2[%]	9.23832
22. Proportia de N2[%]	59.73941
23. Proportia de H2O[%]	25.08041
24. Proportia de SO2[%]	0.61816
25. Temperatura fluidului[grd.C]	358.17404
26. Debitul de caldura[kcal/s]	6375.64795
27. Caldura specifica[kcal/mcN grd]	0.35432

SECVENTA J= 5 X= 2.5 m
Suprafata frontala a jetului[mp] 19.70000
Suprafata laterala a jetului[mp] 10.11800

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA INTRAREA IN SECVENTA:
1. Debitul de fluid total[mcN/s] 65.17043
2. Debitul de fluid secundar[mcN/s] 1.75000
3. Debitul de fluid recirculat[mcN/s] 5.00000
4. Proportia de CO2[%] 6.08212
5. Proportia de O2[%] 8.61218
6. Proportia de N2[%] 61.51070
7. Proportia de H2O[%] 23.14284
8. Proportia de SO2[%] 0.65216
9. Temperatura fluidului[grd.C] 482.73010
10. Debitul de caldura[kcal/s] 12280.36816
11. Viteza fluidului[m/s] 9.15453

CARACTERISTICILE PROCESULUI DE ARDERE:
12. Debitul de volatile ars[kg/s] 1.84310
13. Debitul de volatile ramas[kg/s] 5.46302
14. Aportul caloric al volatilelor[kcal/s] 2856.80151
15. Debitul de masa combustibila ars[kg/s] 0.01027
16. Debitul de masa combustibila ramas ...[kg/s] 5.53981
17. Aportul caloric al masei comb.[kcal/s] 15.92217
18. Debitul de caldura radiant[kcal/s] 25.07023

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA IESIREA DIN SECVENTA:
19. Debitul de fluid[mcN/s] 68.82555
20. Proportia de CO2[%] 6.75736
21. Proportia de O2[%] 6.99211
22. Proportia de N2[%] 62.65574
23. Proportia de H2O[%] 22.96072
24. Proportia de SO2[%] 0.63407
25. Temperatura fluidului[grd.C] 592.93799
26. Debitul de caldura[kcal/s] 15128.02148
27. Caldura specifica[kcal/mcN grd] 0.37070

SECVENTA J= 6 X= 3 m
Suprafata frontala a jetului[mp] 22.52000
Suprafata laterala a jetului[mp] 10.64700

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA INTRAREA IN SECVENTA:

1. Debitul de fluid total[mcN/s]	74.57555
2. Debitul de fluid secundar[mcN/s]	1.75000
3. Debitul de fluid recirculat[mcN/s]	4.00000
4. Proportia de CO2[%]	6.78344
5. Proportia de O2[%]	7.24079
6. Proportia de N2[%]	62.96120
7. Proportia de H2O[%]	22.37039
8. Proportia de SO2[%]	0.64419
9. Temperatura fluidului[grd.C]	597.17004
10. Debitul de caldura[kcal/s]	17853.31445
11. Viteza fluidului[m/s]	10.55130

CARACTERISTICILE PROCESULUI DE ARDERE:

12. Debitul de volatile ars[kg/s]	3.40518
13. Debitul de volatile ramas[kg/s]	2.05784
14. Aportul caloric al volatilelor[kcal/s]	5278.03516
15. Debitul de masa combustibila ars[kg/s]	0.05586
16. Debitul de masa combustibila ramas ...[kg/s]	5.48395
17. Aportul caloric al masei comb.[kcal/s]	86.58632
18. Debitul de caldura radiant[kcal/s]	74.25931

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA IESIREA DIN SECVENTA:

19. Debitul de fluid[mcN/s]	81.40124
20. Proportia de CO2[%]	7.79079
21. Proportia de O2[%]	4.79779
22. Proportia de N2[%]	64.64751
23. Proportia de H2O[%]	22.14761
24. Proportia de SO2[%]	0.61630
25. Temperatura fluidului[grd.C]	745.56995
26. Debitul de caldura[kcal/s]	23143.67578
27. Caldura specifica[kcal/mcN grd]	0.38134

```
*****
                SECVENTA J= 7                                X= 3.5 m
Suprafata frontala a jetului .....[mp]                    25.16000
Suprafata laterala a jetului .....[mp]                    11.17600
*****
```

CHARACTERISTICILE FLUIDULUI LA INTRAREA IN SECVENTA:

1. Debitul de fluid total[mcN/s]	86.15124
2. Debitul de fluid secundar[mcN/s]	1.75000
3. Debitul de fluid recirculat[mcN/s]	3.00000
4. Proportia de CO2[%]	7.71643
5. Proportia de O2[%]	5.15136
6. Proportia de N2[%]	64.81901
7. Proportia de H2O[%]	21.69258
8. Proportia de SO2[%]	0.62062
9. Temperatura fluidului[grd.C]	738.41443
10. Debitul de caldura[kcal/s]	26326.62500
11. Viteza fluidului[m/s]	12.68070

CHARACTERISTICILE PROCESULUI DE ARDERE:

12. Debitul de volatile ars[kg/s]	2.05784
13. Debitul de volatile ramas[kg/s]	0.00000
14. Aportul caloric al volatilelor[kcal/s]	3189.64551
15. Debitul de masa combustibila ars[kg/s]	0.20922
16. Debitul de masa combustibila ramas ...[kg/s]	5.27473
17. Aportul caloric al masei comb.[kcal/s]	324.29358
18. Debitul de caldura radiant[kcal/s]	132.46304

CHARACTERISTICILE FLUIDULUI LA IESIREA DIN SECVENTA:

19. Debitul de fluid[mcN/s]	90.62221
20. Proportia de CO2[%]	8.26309
21. Proportia de O2[%]	3.81706
22. Proportia de N2[%]	65.71953
23. Proportia de H2O[%]	21.59494
24. Proportia de SO2[%]	0.60538
25. Temperatura fluidului[grd.C]	844.16547
26. Debitul de caldura[kcal/s]	29708.10156
27. Caldura specifica[kcal/mcN grd]	0.38834

```
*****
                SECVENTA J= 8                      X= 4 m
Suprafata frontala a jetului .....[mp]          28.54000
Suprafata laterala a jetului .....[mp]          11.70000
*****
```

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA INTRAREA IN SECVENTA:

```
1. Debitul de fluid total .....[mcN/s]          94.37221
2. Debitul de fluid secundar .....[mcN/s]         1.75000
3. Debitul de fluid recirculat .....[mcN/s]        2.00000
4. Proportia de CO2 .....[%]                     8.15091
5. Proportia de O2 .....[%]                      4.17136
6. Proportia de N2 .....[%]                     65.87002
7. Proportia de H2O .....[%]                    21.20308
8. Proportia de SO2 .....[%]                    0.60463
9. Temperatura fluidului .....[grd.C]           833.13867
10. Debitul de caldura .....[kcal/s]             33157.45703
11. Viteza fluidului .....[m/s]                 13.39237
```

CARACTERISTICILE PROCESULUI DE ARDERE:

```
12. Debitul de volatile ars .....[kg/s]          0.00000
13. Debitul de volatile ramas .....[kg/s]         0.00000
14. Aportul caloric al volatilelor .....[kcal/s]   0.00000
15. Debitul de masa combustibila ars .....[kg/s]   0.40989
16. Debitul de masa combustibila ramas ..[kg/s]    4.86484
17. Aportul caloric al masei comb. ....[kcal/s]   635.32770
18. Debitul de caldura radiant .....[kcal/s]      178.11424
```

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA IESIREA DIN SECVENTA:

```
19. Debitul de fluid .....[mcN/s]              95.18056
20. Proportia de CO2 .....[%]                  8.24133
21. Proportia de O2 .....[%]                   3.94999
22. Proportia de N2 .....[%]                   66.01611
23. Proportia de H2O .....[%]                  21.19043
24. Proportia de SO2 .....[%]                  0.60214
25. Temperatura fluidului .....[grd.C]         900.33893
26. Debitul de caldura .....[kcal/s]           33614.67188
27. Caldura specifica .....[kcal/mcN grd]       0.39226
```

```
*****>
                SECVENTA J= 9                      X= 4.5 m
Suprafata frontala a jetului .....[mp]          31.79000
Suprafata laterala a jetului .....[mp]          12.22900
*****>
```

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA INTRAREA IN SECVENTA:

1. Debitul de fluid total	[mcN/s]	97.93056
2. Debitul de fluid secundar	[mcN/s]	1.75000
3. Debitul de fluid recirculat	[mcN/s]	1.00000
4. Proportia de CO2	[%]	8.11406
5. Proportia de O2	[%]	4.27050
6. Proportia de N2	[%]	66.19896
7. Proportia de H2O	[%]	20.82003
8. Proportia de SO2	[%]	0.59647
9. Temperatura fluidului	[grd.C]	888.58643
10. Debitul de caldura	[kcal/s]	37018.08984
11. Viteza fluidului	[m/s]	13.10190

CARACTERISTICILE PROCESULUI DE ARDERE:

12. Debitul de volatile ars	[kg/s]	0.00000
13. Debitul de volatile ramas	[kg/s]	0.00000
14. Aportul caloric al volatilelor	[kcal/s]	0.00000
15. Debitul de masa combustibila ars	[kg/s]	0.64983
16. Debitul de masa combustibila ramas	[kg/s]	4.21501
17. Aportul caloric al masei comb.	[kcal/s]	1007.23895
18. Debitul de caldura radiant	[kcal/s]	234.98044

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA IESIREA DIN SECVENTA:

19. Debitul de fluid	[mcN/s]	99.21213
20. Proportia de CO2	[%]	8.25205
21. Proportia de O2	[%]	3.93252
22. Proportia de N2	[%]	66.41690
23. Proportia de H2O	[%]	20.80573
24. Proportia de SO2	[%]	0.59279
25. Temperatura fluidului	[grd.C]	960.76282
26. Debitul de caldura	[kcal/s]	37790.34766
27. Caldura specifica	[kcal/mcN grd]	0.39646

SECVENTA J= 12 X= 6 m
Suprafata frontala a jetului[mp] 25.50000
Suprafata laterala a jetului[mp] 8.50000

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA INTRAREA IN SECVENTA:

1. Debitul de fluid total[mcN/s]	75.43158
2. Debitul de fluid secundar[mcN/s]	0.00000
3. Debitul de fluid recirculat[mcN/s]	0.00000
4. Proportia de CO2[%]	7.79671
5. Proportia de O2[%]	2.53800
6. Proportia de N2[%]	69.48052
7. Proportia de H2O[%]	19.81367
8. Proportia de SO2[%]	0.37110
9. Temperatura fluidului[grd.C]	1031.98364
10. Debitul de caldura[kcal/s]	33603.18359
11. Viteza fluidului[m/s]	14.13406

CARACTERISTICILE PROCESULUI DE ARDERE:

12. Debitul de volatile ars[kg/s]	0.00000
13. Debitul de volatile ramas[kg/s]	0.00000
14. Aportul caloric al volatilelor[kcal/s]	0.00000
15. Debitul de masa combustibila ars[kg/s]	0.53535
16. Debitul de masa combustibila ramas ...[kg/s]	1.92044
17. Aportul caloric al masei comb.[kcal/s]	829.78479
18. Debitul de caldura radiant[kcal/s]	266.69815

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA IESIREA DIN SECVENTA:

19. Debitul de fluid[mcN/s]	76.48736
20. Proportia de CO2[%]	7.94855
21. Proportia de O2[%]	2.20076
22. Proportia de N2[%]	69.66813
23. Proportia de H2O[%]	19.81229
24. Proportia de SO2[%]	0.37028
25. Temperatura fluidului[grd.C]	1033.73462
26. Debitul de caldura[kcal/s]	34166.26953
27. Caldura specifica[kcal/mcN grd]	0.43211

SECVENTA J= 14 X= 7 m
Suprafata frontala a jetului[mp] 26.50000
Suprafata laterala a jetului[mp] 9.50000

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA INTRAREA IN SECVENTA:

1. Debitul de fluid total[mcN/s]	77.21489
2. Debitul de fluid secundar[mcN/s]	0.00000
3. Debitul de fluid recirculat[mcN/s]	0.00000
4. Proportia de CO2[%]	8.05076
5. Proportia de O2[%]	1.97374
6. Proportia de N2[%]	69.79441
7. Proportia de H2O[%]	19.81136
8. Proportia de SO2[%]	0.36973
9. Temperatura fluidului[grd.C]	1032.19263
10. Debitul de caldura[kcal/s]	34445.13281
11. Viteza fluidului[m/s]	13.92447

CARACTERISTICILE PROCESULUI DE ARDERE:

12. Debitul de volatile ars[kg/s]	0.00000
13. Debitul de volatile ramas[kg/s]	0.00000
14. Aportul caloric al volatilelor[kcal/s]	0.00000
15. Debitul de masa combustibila ars[kg/s]	0.26736
16. Debitul de masa combustibila ramas ...[kg/s]	1.28417
17. Aportul caloric al masei comb.[kcal/s]	414.40988
18. Debitul de caldura radiant[kcal/s]	293.18961

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA IESIREA DIN SECVENTA:

19. Debitul de fluid[mcN/s]	77.74216
20. Proportia de CO2[%]	8.12364
21. Proportia de O2[%]	1.81186
22. Proportia de N2[%]	69.88447
23. Proportia de H2O[%]	19.81070
24. Proportia de SO2[%]	0.36933
25. Temperatura fluidului[grd.C]	1028.84351
26. Debitul de caldura[kcal/s]	34566.35156
27. Caldura specifica[kcal/mcN grd]	0.43216

```
*****
                SECVENTA J= 16                      X= 8 m
Suprafata frontala a jetului .....[mp]           28.00000
Suprafata laterala a jetului .....[mp]           10.40000
*****
```

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA INTRAREA IN SECVENTA:

1. Debitul de fluid total[mcN/s]	78.13942
2. Debitul de fluid secundar[mcN/s]	0.00000
3. Debitul de fluid recirculat[mcN/s]	0.00000
4. Proportia de CO2[%]	8.17790
5. Proportia de O2[%]	1.69134
6. Proportia de N2[%]	69.95151
7. Proportia de H2O[%]	19.81020
8. Proportia de SO2[%]	0.36904
9. Temperatura fluidului[grd.C]	1024.09973
10. Debitul de caldura[kcal/s]	34556.63672
11. Viteza fluidului[m/s]	13.25362

CARACTERISTICILE PROCESULUI DE ARDERE:

12. Debitul de volatile ars[kg/s]	0.00000
13. Debitul de volatile ramas[kg/s]	0.00000
14. Aportul caloric al volatilelor[kcal/s]	0.00000
15. Debitul de masa combustibila ars[kg/s]	0.15890
16. Debitul de masa combustibila ramas ...[kg/s]	0.92384
17. Aportul caloric al masei comb.[kcal/s]	246.29919
18. Debitul de caldura radiant[kcal/s]	310.61908

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA IESIREA DIN SECVENTA:

19. Debitul de fluid[mcN/s]	78.45280
20. Proportia de CO2[%]	8.22032
21. Proportia de O2[%]	1.59713
22. Proportia de N2[%]	70.00392
23. Proportia de H2O[%]	19.80982
24. Proportia de SO2[%]	0.36881
25. Temperatura fluidului[grd.C]	1018.62720
26. Debitul de caldura[kcal/s]	34492.31641
27. Caldura specifica[kcal/mcN grd]	0.43162

```
*****
                SECVENTA J= 18                      X= 9 m
Suprafata frontala a jetului .....[mp]           30.00000
Suprafata laterala a jetului .....[mp]           11.00000
*****
```

```
                CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA INTRAREA IN SECVENTA:
1. Debitul de fluid total .....[mcN/s]           78.70463
2. Debitul de fluid secundar .....[mcN/s]         0.00000
3. Debitul de fluid recirculat .....[mcN/s]       0.00000
4. Proportia de CO2 .....[%]                     8.25416
5. Proportia de O2 .....[%]                      1.52197
6. Proportia de N2 .....[%]                      70.04573
7. Proportia de H2O .....[%]                    19.80951
8. Proportia de SO2 .....[%]                    0.36863
9. Temperatura fluidului .....[grd.C]            1012.53650
10. Debitul de caldura .....[kcal/s]              34357.46094
11. Viteza fluidului .....[m/s]                  12.34846
```

```
                CARACTERISTICILE PROCESULUI DE ARDERE:
12. Debitul de volatile ars .....[kg/s]           0.00000
13. Debitul de volatile ramas .....[kg/s]         0.00000
14. Aportul caloric al volatilelor .....[kcal/s]   0.00000
15. Debitul de masa combustibila ars .....[kg/s]  0.10412
16. Debitul de masa combustibila ramas ...[kg/s]  0.69203
17. Aportul caloric al masei comb. ....[kcal/s]   161.37862
18. Debitul de caldura radiant .....[kcal/s]      315.07928
```

```
                CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA IESIREA DIN SECVENTA:
19. Debitul de fluid .....[mcN/s]                78.90996
20. Proportia de CO2 .....[%]                    8.28160
21. Proportia de O2 .....[%]                    1.46104
22. Proportia de N2 .....[%]                    70.07963
23. Proportia de H2O .....[%]                    19.80926
24. Proportia de SO2 .....[%]                    0.36848
25. Temperatura fluidului .....[grd.C]            1006.04449
26. Debitul de caldura .....[kcal/s]              34203.76172
27. Caldura specifica .....[kcal/mcN grd]         0.43085
```

SECVENTA J= 20 X= 10 m
Suprafata frontala a jetului[mp] 30.00000
Suprafata laterala a jetului[mp] 11.00000

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA INTRAREA IN SECVENTA:

1. Debitul de fluid total[mcN/s]	79.07401
2. Debitul de fluid secundar[mcN/s]	0.00000
3. Debitul de fluid recirculat[mcN/s]	0.00000
4. Proportia de CO2[%]	8.30341
5. Proportia de O2[%]	1.41259
6. Proportia de N2[%]	70.10658
7. Proportia de H2O[%]	19.80906
8. Proportia de SO2[%]	0.36836
9. Temperatura fluidului[grd.C]	999.64880
10. Debitul de caldura[kcal/s]	34011.18359
11. Viteza fluidului[m/s]	12.28206

CARACTERISTICILE PROCESULUI DE ARDERE:

12. Debitul de volatile ars[kg/s]	0.00000
13. Debitul de volatile ramas[kg/s]	0.00000
14. Aportul caloric al volatilelor[kcal/s]	0.00000
15. Debitul de masa combustibila ars[kg/s]	0.06780
16. Debitul de masa combustibila ramas ...[kg/s]	0.54104
17. Aportul caloric al masei comb.[kcal/s]	105.09357
18. Debitul de caldura radiant[kcal/s]	300.90063

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA IESIREA DIN SECVENTA:

19. Debitul de fluid[mcN/s]	79.20773
20. Proportia de CO2[%]	8.32113
21. Proportia de O2[%]	1.37324
22. Proportia de N2[%]	70.12846
23. Proportia de H2O[%]	19.80890
24. Proportia de SO2[%]	0.36827
25. Temperatura fluidului[grd.C]	993.11169
26. Debitul de caldura[kcal/s]	33815.37500
27. Caldura specifica[kcal/mcN grd]	0.42988

```
*****:
                SECVENTA J= 22                X= 11 m
Suprafata frontala a jetului .....[mp]      30.00000
Suprafata laterala a jetului .....[mp]      11.00000
*****:
```

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA INTRAREA IN SECVENTA:

1. Debitul de fluid total	[mcN/s]	79.31831
2. Debitul de fluid secundar	[mcN/s]	0.00000
3. Debitul de fluid recirculat	[mcN/s]	0.00000
4. Proportia de CO2	[%]	8.33573
5. Proportia de O2	[%]	1.34080
6. Proportia de N2	[%]	70.14651
7. Proportia de H2O	[%]	19.80877
8. Proportia de SO2	[%]	0.36319
9. Temperatura fluidului	[grd.C]	986.46539
10. Debitul de caldura	[kcal/s]	33593.91016
11. Viteza fluidului	[m/s]	12.19239

CARACTERISTICILE PROCESULUI DE ARDERE:

12. Debitul de volatile ars	[kg/s]	0.00000
13. Debitul de volatile ramas	[kg/s]	0.00000
14. Aportul caloric al volatilelor	[kcal/s]	0.00000
15. Debitul de masa combustibila ars	[kg/s]	0.04694
16. Debitul de masa combustibila ramas	[kg/s]	0.43803
17. Aportul caloric al masei comb.	[kcal/s]	72.74980
18. Debitul de caldura radiant	[kcal/s]	287.35532

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA IESIREA DIN SECVENTA:

19. Debitul de fluid	[mcN/s]	79.41087
20. Proportia de CO2	[%]	8.34793
21. Proportia de O2	[%]	1.31372
22. Proportia de N2	[%]	70.16158
23. Proportia de H2O	[%]	19.80866
24. Proportia de SO2	[%]	0.36812
25. Temperatura fluidului	[grd.C]	980.08032
26. Debitul de caldura	[kcal/s]	33379.30469
27. Caldura specifica	[kcal/mcN grd]	0.42888

SECVENTA J= 25 X= 13 m
Suprafata frontala a jetului[mp] 30.00000
Suprafata laterala a jetului[mp] 11.00000

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA INTRAREA IN SECVENTA:

1. Debitul de fluid total[mcN/s]	79.61431
2. Debitul de fluid secundar[mcN/s]	0.00000
3. Debitul de fluid recirculat[mcN/s]	0.00000
4. Proportia de CO2[%]	8.37462
5. Proportia de O2[%]	1.25442
6. Proportia de N2[%]	70.19456
7. Proportia de H2O[%]	19.80841
8. Proportia de SO2[%]	0.36798
9. Temperatura fluidului[grd.C]	960.90576
10. Debitul de caldura[kcal/s]	32703.01367
11. Viteza fluidului[m/s]	11.98957

CARACTERISTICILE PROCESULUI DE ARDERE:

12. Debitul de volatile ars[kg/s]	0.00000
13. Debitul de volatile ramas[kg/s]	0.00000
14. Aportul caloric al volatilelor[kcal/s]	0.00000
15. Debitul de masa combustibila ars[kg/s]	0.02547
16. Debitul de masa combustibila ramas ...[kg/s]	0.30940
17. Aportul caloric al masei comb.[kcal/s]	39.48345
18. Debitul de caldura radiant[kcal/s]	262.37015

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA IESIREA DIN SECVENTA:

19. Debitul de fluid[mcN/s]	79.66455
20. Proportia de CO2[%]	8.38120
21. Proportia de O2[%]	1.23982
22. Proportia de N2[%]	70.20268
23. Proportia de H2O[%]	19.80835
24. Proportia de SO2[%]	0.36794
25. Temperatura fluidului[grd.C]	954.56537
26. Debitul de caldura[kcal/s]	32480.12695
27. Caldura specifica[kcal/mcN grd]	0.42712

```
*****
                SECVENTA J= 28                      X= 14 m
Suprafata frontala a jetului .....[mp]           30.00000
Suprafata laterala a jetului .....[mp]           11.00000
*****
```

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA INTRAREA IN SECVENTA:

```
1. Debitul de fluid total .....[mcN/s]           79.70844
2. Debitul de fluid secundar .....[mcN/s]          0.00000
3. Debitul de fluid recirculat .....[mcN/s]         0.00000
4. Proportia de CO2 .....[%]                       8.38693
5. Proportia de O2 .....[%]                         1.22708
6. Proportia de N2 .....[%]                         70.20978
7. Proportia de H2O .....[%]                       19.80830
8. Proportia de SO2 .....[%]                       0.36791
9. Temperatura fluidului .....[grd.C]              948.27002
10. Debitul de caldura .....[kcal/s]               32239.66797
11. Viteza fluidului .....[m/s]                   11.88084
```

CARACTERISTICILE PROCESULUI DE ARDERE:

```
12. Debitul de volatile ars .....[kg/s]            0.00000
13. Debitul de volatile ramas .....[kg/s]           0.00000
14. Aportul caloric al volatilelor .....[kcal/s]     0.00000
15. Debitul de masa combustibila ars .....[kg/s]     0.01956
16. Debitul de masa combustibila ramas ...[kg/s]     0.26759
17. Aportul caloric al masei comb. ....[kcal/s]     30.32002
18. Debitul de caldura radiant .....[kcal/s]        250.67226
```

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA IESIREA DIN SECVENTA:

```
19. Debitul de fluid .....[mcN/s]                 79.74702
20. Proportia de CO2 .....[%]                      8.39197
21. Proportia de O2 .....[%]                       1.21590
22. Proportia de N2 .....[%]                       70.21600
23. Proportia de H2O .....[%]                      19.80825
24. Proportia de SO2 .....[%]                      0.36788
25. Temperatura fluidului .....[grd.C]             942.03979
26. Debitul de caldura .....[kcal/s]               32019.31641
27. Caldura specifica .....[kcal/mcN grd]          0.42621
```

SECVENTA J= 30 X= 15 m
Suprafata frontala a jetului[mp] 30.00000
Suprafata laterala a jetului[mp] 11.00000

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA INTRAREA IN SECVENTA:

1. Debitul de fluid total[mcN/s]	79.78111
2. Debitul de fluid secundar[mcN/s]	0.00000
3. Debitul de fluid recirculat[mcN/s]	0.00000
4. Proportia de CO2[%]	8.39610
5. Proportia de O2[%]	1.20610
6. Proportia de N2[%]	70.22149
7. Proportia de H2O[%]	19.80821
8. Proportia de SO2[%]	0.36786
9. Temperatura fluidului[grd.C]	936.22253
10. Debitul de caldura[kcal/s]	31790.88867
11. Viteza fluidului[m/s]	11.77437

CARACTERISTICILE PROCESULUI DE ARDERE:

12. Debitul de volatile ars[kg/s]	0.00000
13. Debitul de volatile ramas[kg/s]	0.00000
14. Aportul caloric al volatilelor[kcal/s]	0.00000
15. Debitul de masa combustibila ars[kg/s]	0.01538
16. Debitul de masa combustibila ramas ...[kg/s]	0.23492
17. Aportul caloric al masei comb.[kcal/s]	23.84162
18. Debitul de caldura radiant[kcal/s]	239.92255

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA IESIREA DIN SECVENTA:

19. Debitul de fluid[mcN/s]	79.81144
20. Proportia de CO2[%]	8.40037
21. Proportia de O2[%]	1.19725
22. Proportia de N2[%]	70.22637
23. Proportia de H2O[%]	19.80818
24. Proportia de SO2[%]	0.36784
25. Temperatura fluidului[grd.C]	930.20575
26. Debitul de caldura[kcal/s]	31574.80859
27. Caldura specifica[kcal/mcN grd]	0.42530

SECVENTA J= 34 X= 17 m
Suprafata frontala a jetului[mp] 30.00000
Suprafata laterala a jetului[mp] 11.00000

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA INTRAREA IN SECVENTA:

1. Debitul de fluid total[mcN/s]	79.88457
2. Debitul de fluid secundar[mcN/s]	0.00000
3. Debitul de fluid recirculat[mcN/s]	0.00000
4. Proportia de CO2[%]	8.40988
5. Proportia de O2[%]	1.17611
6. Proportia de N2[%]	70.23813
7. Proportia de H2O[%]	19.80809
8. Proportia de SO2[%]	0.36779
9. Temperatura fluidului[grd.C]	912.91278
10. Debitul de caldura[kcal/s]	30908.77148
11. Viteza fluidului[m/s]	11.56240

CARACTERISTICILE PROCESULUI DE ARDERE:

12. Debitul de volatile ars[kg/s]	0.00000
13. Debitul de volatile ramas[kg/s]	0.00000
14. Aportul caloric al volatilelor[kcal/s]	0.00000
15. Debitul de masa combustibila ars[kg/s]	0.01000
16. Debitul de masa combustibila ramas ...[kg/s]	0.18784
17. Aportul caloric al masei comb.[kcal/s]	15.49448
18. Debitul de caldura radiant[kcal/s]	219.95741

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA IESIREA DIN SECVENTA:

19. Debitul de fluid[mcN/s]	79.90429
20. Proportia de CO2[%]	8.41245
21. Proportia de O2[%]	1.17041
22. Proportia de N2[%]	70.24129
23. Proportia de H2O[%]	19.80807
24. Proportia de SO2[%]	0.36777
25. Temperatura fluidului[grd.C]	907.46698
26. Debitul de caldura[kcal/s]	30704.30859
27. Caldura specifica[kcal/mcN grd]	0.42345


```
*****>
                SECVENTA J= 38                      X= 19 m
Suprafata frontala a jetului .....[mp]           30.00000
Suprafata laterala a jetului .....[mp]           11.00000
*****>
```

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA INTRAREA IN SECVENTA:

1. Debitul de fluid total	[mcN/s]	79.95330
2. Debitul de fluid secundar	[mcN/s]	0.00000
3. Debitul de fluid recirculat	[mcN/s]	0.00000
4. Proportia de CO2	[%]	8.41881
5. Proportia de O2	[%]	1.15627
6. Proportia de N2	[%]	70.24916
7. Proportia de H2O	[%]	19.80801
8. Proportia de SO2	[%]	0.36774
9. Temperatura fluidului	[grd.C]	891.73328
10. Debitul de caldura	[kcal/s]	30099.58008
11. Viteza fluidului	[m/s]	11.36570

CARACTERISTICILE PROCESULUI DE ARDERE:

12. Debitul de volatile ars	[kg/s]	0.00000
13. Debitul de volatile ramas	[kg/s]	0.00000
14. Aportul caloric al volatilelor	[kcal/s]	0.00000
15. Debitul de masa combustibila ars	[kg/s]	0.00689
16. Debitul de masa combustibila ramas	[kg/s]	0.15609
17. Aportul caloric al masei comb.	[kcal/s]	10.68436
18. Debitul de caldura radiant	[kcal/s]	202.70677

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA IESIREA DIN SECVENTA:

19. Debitul de fluid	[mcN/s]	79.96690
20. Proportia de CO2	[%]	8.42058
21. Proportia de O2	[%]	1.15236
22. Proportia de N2	[%]	70.25134
23. Proportia de H2O	[%]	19.80800
24. Proportia de SO2	[%]	0.36773
25. Temperatura fluidului	[grd.C]	886.51019
26. Debitul de caldura	[kcal/s]	29907.55859
27. Caldura specifica	[kcal/mcN grd]	0.42188

SECVENTA J= 40 X= 20 m
Suprafata frontala a jetului[mp] 30.00000
Suprafata laterala a jetului[mp] 11.00000

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA INTRAREA IN SECVENTA:

1. Debitul de fluid total[mcN/s]	79.97935
2. Debitul de fluid secundar[mcN/s]	0.00000
3. Debitul de fluid recirculat[mcN/s]	0.00000
4. Proportia de CO2[%]	8.42219
5. Proportia de O2[%]	1.14877
6. Proportia de N2[%]	70.25333
7. Proportia de H2O[%]	19.80798
8. Proportia de SO2[%]	0.36772
9. Temperatura fluidului[grd.C]	881.51923
10. Debitul de caldura[kcal/s]	29707.59570
11. Viteza fluidului[m/s]	11.26972

CARACTERISTICILE PROCESULUI DE ARDERE:

12. Debitul de volatile ars[kg/s]	0.00000
13. Debitul de volatile ramas[kg/s]	0.00000
14. Aportul caloric al volatilelor[kcal/s]	0.00000
15. Debitul de masa combustibila ars[kg/s]	0.00581
16. Debitul de masa combustibila ramas ...[kg/s]	0.14396
17. Aportul caloric al masei comb.[kcal/s]	9.00705
18. Debitul de caldura radiant[kcal/s]	194.81253

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA IESIREA DIN SECVENTA:

19. Debitul de fluid[mcN/s]	79.99081
20. Proportia de CO2[%]	8.42368
21. Proportia de O2[%]	1.14546
22. Proportia de N2[%]	70.25518
23. Proportia de H2O[%]	19.80797
24. Proportia de SO2[%]	0.36771
25. Temperatura fluidului[grd.C]	876.45959
26. Debitul de caldura[kcal/s]	29521.79102
27. Caldura specifica[kcal/mcN grd]	0.42109

ANEXA 2.2

MARIMI FIZICE CARACTERISTICE COMBUSTIBILULUI

- Debit combustibil	[kg/s]:	3.232
- Puterea calorifica inferioara	[kcal/kg]:	5910
- Volatile la initial	[%]:	34.6
- Masa combustibila initiala	[%]:	65.4
- Carbon initial	[%]:	61.67
- Sulf initial	[%]:	2.11
- Oxigen initial	[%]:	9.6
- Hidrogen initial	[%]:	4.48
- Azot initial	[%]:	.44
- Umiditatea finala	[%]:	2.2
- Excesul de aer	[-]:	1.25
- Suprafata specifica	[mp/kg]:	35.5
- Factorul de frecventa (pt. volatile)	[1/s]:	16000
- Energia de activare (pt. volatile)	[cal/mol]:	16000
- Factorul de frecventa (pt. masa comb)	[1/s]:	16000
- Energia de activare (pt. masa comb.)	[cal/mol]:	26000

DATE INITIALE PENTRU FLUIDUL PRIMAR

- Debit aer rece primar	[mcN/s]:	2.8633
- Temperatura aer rece primar	[grd.C]:	90
- Debit aer cald primar	[mcN/s]:	4.9004
- Temperatura aer cald primar	[grd.C]:	90
- Debit gaze de ardere primar	[mcN/s]:	0
- Temperatura gaze de ardere primar	[grd.C]:	0
- Proportie CO2 in g.a. primare	[%]:	0
- Proportie O2 in g.a. primare	[%]:	0
- Proportie N2 in g.a. primare	[%]:	0
- Proportie H2O in g.a. primare	[%]:	0
- Proportie SO2 in g.a. primare	[%]:	0
- Debit gaze recirculate primar	[mcN/s]:	2.5197
- Temperatura gaze recirculate primare	[grd.C]:	90
- Proportie CO2 in g.rec. primare	[%]:	11.05
- Proportie O2 in g.rec. primare	[%]:	9.66
- Proportie N2 in g.rec. primare	[%]:	71.583
- Proportie H2O in g.rec. primare	[%]:	7.567
- Proportie SO2 in g.rec. primare	[%]:	.14

DATE INITIALE PENTRU FLUIDUL SECUNDAR SI RECIRCULAT

- A	[-]:	0
- B	[-]:	0
- C	[-]:	0
- Temperatura fluid secundar	[grd.C]:	260
- M	[-]:	0
- N	[-]:	0
- P	[-]:	0
- Temperatura fluid recirculat	[grd.C]:	1130
- Proportia CO2 in fluid recirculat	[%]:	12.2
- Proportia O2 in fluid recirculat	[%]:	2.9
- Proportia N2 in fluid recirculat	[%]:	72.56
- Proportia H2O in fluid recirculat	[%]:	4.2
- Proportia SO2 in fluid recirculat	[%]:	.12

ALTE MARIMI NECESARE

- Dimensiunea unei secvente de lucru	[m]:	.5
- Nr.secvente pina la degradarea jetului	[-]:	8
- Nr. total de secvente	[-]:	40

SECVENTA J= 1 X= .5 m

Suprafata frontala a jetului[mp] 5.72400

Suprafata laterala a jetului[mp] 4.94400

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA INTRAREA IN SECVENTA:

1. Debitul de fluid total[mcN/s]	8.92000
2. Debitul de fluid secundar[mcN/s]	0.82000
3. Debitul de fluid recirculat[mcN/s]	1.00000
4. Proportia de CO2[%]	4.74731
5. Proportia de O2[%]	15.93533
6. Proportia de N2[%]	76.18264
7. Proportia de H2O[%]	3.08171
8. Proportia de SO2[%]	0.05300
9. Temperatura fluidului[grd.C]	312.80267
10. Debitul de caldura[kcal/s]	950.42804
11. Viteza fluidului[m/s]	3.34292

CARACTERISTICILE PROCESULUI DE ARDERE:

12. Debitul de volatile ars[kg/s]	0.01001
13. Debitul de volatile ramas[kg/s]	1.10827
14. Aportul caloric al volatilelor[kcal/s]	59.13642
15. Debitul de masa combustibila ars[kg/s]	0.00001
16. Debitul de masa combustibila ramas ...[kg/s]	2.11372
17. Aportul caloric al masei comb.[kcal/s]	0.05248
18. Debitul de caldura radiant[kcal/s]	-14.45614

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA IESIREA DIN SECVENTA:

19. Debitul de fluid[mcN/s]	8.97642
20. Proportia de CO2[%]	4.84500
21. Proportia de O2[%]	15.67916
22. Proportia de N2[%]	76.29788
23. Proportia de H2O[%]	3.12368
24. Proportia de SO2[%]	0.05428
25. Temperatura fluidului[grd.C]	360.50266
26. Debitul de caldura[kcal/s]	1024.07312
27. Caldura specifica[kcal/mcN grd]	0.31646


```
*****
                SECVENTA J= 2                X= 1 m
Suprafata frontala a jetului .....[mp]      7.80660
Suprafata laterala a jetului .....[mp]      5.76900
*****
```

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA INTRAREA IN SECVENTA:

1. Debitul de fluid total[mcN/s]	11.97642
2. Debitul de fluid secundar[mcN/s]	1.00000
3. Debitul de fluid recirculat[mcN/s]	2.00000
4. Proportia de CO2[%]	6.05279
5. Proportia de O2[%]	14.23987
6. Proportia de N2[%]	75.89930
7. Proportia de H2O[%]	3.74732
8. Proportia de SO2[%]	0.06072
9. Temperatura fluidului[grd.C]	459.73969
10. Debitul de caldura[kcal/s]	1952.73340
11. Viteza fluidului[m/s]	4.11625

CARACTERISTICILE PROCESULUI DE ARDERE:

12. Debitul de volatile ars[kg/s]	0.11506
13. Debitul de volatile ramas[kg/s]	0.99321
14. Aportul caloric al volatilelor[kcal/s]	679.99176
15. Debitul de masa combustibila ars[kg/s]	0.00058
16. Debitul de masa combustibila ramas ...[kg/s]	2.11314
17. Aportul caloric al masei comb.[kcal/s]	3.42813
18. Debitul de caldura radiant[kcal/s]	-9.21436

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA IESIREA DIN SECVENTA:

19. Debitul de fluid[mcN/s]	12.62782
20. Proportia de CO2[%]	6.78730
21. Proportia de O2[%]	12.22469
22. Proportia de N2[%]	76.85976
23. Proportia de H2O[%]	4.05747
24. Proportia de SO2[%]	0.07078
25. Temperatura fluidului[grd.C]	625.44641
26. Debitul de caldura[kcal/s]	2645.36768
27. Caldura specifica[kcal/mcN grd]	0.33494

```
*****
                SECVENTA J= 3                      X= 1.5 m
Suprafata frontala a jetului .....[mp]          10.14990
Suprafata laterala a jetului .....[mp]          6.49100
*****
```

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA INTRAREA IN SECVENTA:

```
1. Debitul de fluid total .....[mcN/s]          17.62782
2. Debitul de fluid secundar .....[mcN/s]         2.00000
3. Debitul de fluid recirculat .....[mcN/s]        3.00000
4. Proportia de CO2 .....[%]                      7.32983
5. Proportia de O2 .....[%]                       11.88866
6. Proportia de N2 .....[%]                       76.37083
7. Proportia de H2O .....[%]                      4.33956
8. Proportia de SO2 .....[%]                     0.07113
9. Temperatura fluidului .....[grd.C]             648.86218
10. Debitul de caldura .....[kcal/s]              4246.49805
11. Viteza fluidului .....[m/s]                   5.86236
```

CARACTERISTICILE PROCESULUI DE ARDERE:

```
12. Debitul de volatile ars .....[kg/s]           0.58381
13. Debitul de volatile ramas .....[kg/s]         0.40940
14. Aportul caloric al volatilelor .....[kcal/s]  3450.32178
15. Debitul de masa combustibila ars .....[kg/s]  0.01350
16. Debitul de masa combustibila ramas ..[kg/s]   2.09964
17. Aportul caloric al masei comb. ....[kcal/s]   79.76026
18. Debitul de caldura radiant .....[kcal/s]      28.42720
```

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA IESIREA DIN SECVENTA:

```
19. Debitul de fluid .....[mcN/s]                20.99251
20. Proportia de CO2 .....[%]                    9.40736
21. Proportia de O2 .....[%]                     6.00406
22. Proportia de N2 .....[%]                     79.27953
23. Proportia de H2O .....[%]                    5.20832
24. Proportia de SO2 .....[%]                    0.10072
25. Temperatura fluidului .....[grd.C]           1018.12549
26. Debitul de caldura .....[kcal/s]             7748.15283
27. Caldura specifica .....[kcal/mcN grd]        0.36252
```

SECVENTA J= 4 X= 2 m
Suprafata frontala a jetului[mp] 12.75380
Suprafata laterala a jetului[mp] 7.21300

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA INTRAREA IN SECVENTA:

1. Debitul de fluid total[mcN/s]	27.49251
2. Debitul de fluid secundar[mcN/s]	2.50000
3. Debitul de fluid recirculat[mcN/s]	4.00000
4. Proportia de CO2[%]	9.29286
5. Proportia de O2[%]	7.13432
6. Proportia de N2[%]	78.27646
7. Proportia de H2O[%]	5.20199
8. Proportia de SO2[%]	0.09437
9. Temperatura fluidului[grd.C]	947.45837
10. Debitul de caldura[kcal/s]	10306.46387
11. Viteza fluidului[m/s]	9.63274

CARACTERISTICILE PROCESULUI DE ARDERE:

12. Debitul de volatile ars[kg/s]	0.40940
13. Debitul de volatile ramas[kg/s]	0.00000
14. Aportul caloric al volatilelor[kcal/s]	2419.53711
15. Debitul de masa combustibila ars[kg/s]	0.16106
16. Debitul de masa combustibila ramas ...[kg/s]	1.93859
17. Aportul caloric al masei comb.[kcal/s]	951.84271
18. Debitul de caldura radiant[kcal/s]	82.90762

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA IESIREA DIN SECVENTA:

19. Debitul de fluid[mcN/s]	30.70593
20. Proportia de CO2[%]	10.44391
21. Proportia de O2[%]	3.78965
22. Proportia de N2[%]	79.97620
23. Proportia de H2O[%]	5.67897
24. Proportia de SO2[%]	0.11126
25. Temperatura fluidului[grd.C]	1183.81201
26. Debitul de caldura[kcal/s]	13594.93652
27. Caldura specifica[kcal/mcN grd]	0.37400

```
*****
                SECVENTA J= 5                      X= 2.5 m
Suprafata frontala a jetului .....[mp]          15.61830
Suprafata laterala a jetului .....[mp]          7.93500
*****
```

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA INTRAREA IN SECVENTA:

```
1. Debitul de fluid total .....[mcN/s]          36.70593
2. Debitul de fluid secundar .....[mcN/s]         3.00000
3. Debitul de fluid recirculat .....[mcN/s]         3.00000
4. Proportia de CO2 .....[%]                     9.92183
5. Proportia de O2 .....[%]                       5.24615
6. Proportia de N2 .....[%]                       79.29030
7. Proportia de H2O .....[%]                      5.43885
8. Proportia de SO2 .....[%]                      0.10288
9. Temperatura fluidului .....[grd.C]             1094.10242
10. Debitul de caldura .....[kcal/s]              16287.58789
11. Viteza fluidului .....[m/s]                  11.76386
```

CARACTERISTICILE PROCESULUI DE ARDERE:

```
12. Debitul de volatile ars .....[kg/s]           0.00000
13. Debitul de volatile ramas .....[kg/s]         0.00000
14. Aportul caloric al volatilelor .....[kcal/s]   0.00000
15. Debitul de masa combustibila ars .....[kg/s]   0.28458
16. Debitul de masa combustibila ramas ...[kg/s]   1.65401
17. Aportul caloric al masei comb. ....[kcal/s]    1681.85291
18. Debitul de caldura radiant .....[kcal/s]       114.54523
```

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA IESIREA DIN SECVENTA:

```
19. Debitul de fluid .....[mcN/s]                38.30898
20. Proportia de CO2 .....[%]                     10.35576
21. Proportia de O2 .....[%]                       3.98778
22. Proportia de N2 .....[%]                       79.92752
23. Proportia de H2O .....[%]                      5.71967
24. Proportia de SO2 .....[%]                      0.10928
25. Temperatura fluidului .....[grd.C]             1234.17896
26. Debitul de caldura .....[kcal/s]              17854.89648
27. Caldura specifica .....[kcal/mcN grd]          0.37764
```

SECVENTA J= 6 X= 3 m
Suprafata frontala a jetului[mp] 18.74350
Suprafata laterala a jetului[mp] 8.65700

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA INTRAREA IN SECVENTA:

1. Debitul de fluid total[mcN/s]	44.30898
2. Debitul de fluid secundar[mcN/s]	4.00000
3. Debitul de fluid recirculat[mcN/s]	2.00000
4. Proportia de CO2[%]	9.60796
5. Proportia de O2[%]	5.54217
6. Proportia de N2[%]	79.51124
7. Proportia de H2O[%]	5.23875
8. Proportia de SO2[%]	0.09989
9. Temperatura fluidului[grd.C]	1136.56726
10. Debitul de caldura[kcal/s]	20470.70313
11. Viteza fluidului[m/s]	12.20000

CARACTERISTICILE PROCESULUI DE ARDERE:

12. Debitul de volatile ars[kg/s]	0.00000
13. Debitul de volatile ramas[kg/s]	0.00000
14. Aportul caloric al volatilelor[kcal/s]	0.00000
15. Debitul de masa combustibila ars[kg/s]	0.32961
16. Debitul de masa combustibila ramas ...[kg/s]	1.32440
17. Aportul caloric al masei comb.[kcal/s]	1947.97620
18. Debitul de caldura radiant[kcal/s]	141.84558

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA IESIREA DIN SECVENTA:

19. Debitul de fluid[mcN/s]	46.16570
20. Proportia de CO2[%]	10.03764
21. Proportia de O2[%]	4.32082
22. Proportia de N2[%]	80.11480
23. Proportia de H2O[%]	5.42058
24. Proportia de SO2[%]	0.10616
25. Temperatura fluidului[grd.C]	1269.77576
26. Debitul de caldura[kcal/s]	22276.83398
27. Caldura specifica[kcal/mcN grd]	0.38002

SECVENTA J= 7 X= 3.5 m

Suprafata frontala a jetului[mp] 25.77570

Suprafata laterala a jetului[mp] 10.10100

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA INTRAREA IN SECVENTA:

1. Debitul de fluid total[mcN/s]	50.16570
2. Debitul de fluid secundar[mcN/s]	3.00000
3. Debitul de fluid recirculat[mcN/s]	1.00000
4. Proportia de CO2[%]	9.52632
5. Proportia de O2[%]	5.31984
6. Proportia de N2[%]	79.89754
7. Proportia de H2O[%]	5.15621
8. Proportia de SO2[%]	0.10009
9. Temperatura fluidului[grd.C]	1204.60962
10. Debitul de caldura[kcal/s]	24735.04688
11. Viteza fluidului[m/s]	10.52929

CARACTERISTICILE PROCESULUI DE ARDERE:

12. Debitul de volatile ars[kg/s]	0.00000
13. Debitul de volatile ramas[kg/s]	0.00000
14. Aportul caloric al volatilelor[kcal/s]	0.00000
15. Debitul de masa combustibila ars[kg/s]	0.45036
16. Debitul de masa combustibila ramas ...[kg/s]	0.87404
17. Aportul caloric al masei comb.[kcal/s]	2661.62451
18. Debitul de caldura radiant[kcal/s]	209.02280

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA IESIREA DIN SECVENTA:

19. Debitul de fluid[mcN/s]	52.70261
20. Proportia de CO2[%]	10.04453
21. Proportia de O2[%]	3.00000
22. Proportia de N2[%]	80.60133
23. Proportia de H2O[%]	5.37781
24. Proportia de SO2[%]	0.10758
25. Temperatura fluidului[grd.C]	1340.19641
26. Debitul de caldura[kcal/s]	27187.64844
27. Caldura specifica[kcal/mcN grd]	0.38492


```
*****
                SECVENTA J= 9                      X= 4.5 m
Suprafata frontala a jetului .....[mp]          30.00000
Suprafata laterala a jetului .....[mp]          11.00000
*****
```

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA INTRAREA IN SECVENTA:

```
1. Debitul de fluid total .....[mcN/s]          41.06873
2. Debitul de fluid secundar .....[mcN/s]         0.00000
3. Debitul de fluid recirculat .....[mcN/s]         0.00000
4. Proportia de CO2 .....[%]                      8.40994
5. Proportia de O2 .....[%]                       2.84285
6. Proportia de N2 .....[%]                       84.45799
7. Proportia de H2O .....[%]                      4.18317
8. Proportia de SO2 .....[%]                      0.10604
9. Temperatura fluidului .....[grd.C]             1418.16675
10. Debitul de caldura .....[kcal/s]              23990.26758
11. Viteza fluidului .....[m/s]                   8.47645
```

CARACTERISTICILE PROCESULUI DE ARDERE:

```
12. Debitul de volatile ars .....[kg/s]           0.00000
13. Debitul de volatile ramas .....[kg/s]          0.00000
14. Aportul caloric al volatilelor .....[kcal/s]    0.00000
15. Debitul de masa combustibila ars .....[kg/s]    0.31152
16. Debitul de masa combustibila ramas ..[kg/s]     0.14248
17. Aportul caloric al masei comb. ....[kcal/s]     1841.09131
18. Debitul de caldura radiant .....[kcal/s]        379.72015
```

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA IESIREA DIN SECVENTA:

```
19. Debitul de fluid .....[mcN/s]                42.82356
20. Proportia de CO2 .....[%]                     8.89683
21. Proportia de O2 .....[%]                       1.70904
22. Proportia de N2 .....[%]                       84.87025
23. Proportia de H2O .....[%]                      4.41169
24. Proportia de SO2 .....[%]                      0.11218
25. Temperatura fluidului .....[grd.C]             1435.27112
26. Debitul de caldura .....[kcal/s]              25451.63867
27. Caldura specifica .....[kcal/mcN grd]          0.41409
```



```
*****
                SECVENTA J= 10                      X= 5 m
Suprafata frontala a jetului .....[mp]           30.00000
Suprafata laterala a jetului .....[mp]           11.00000
*****
```

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA INTRAREA IN SECVENTA:

```
1. Debitul de fluid total .....[mcN/s]           42.82356
2. Debitul de fluid secundar .....[mcN/s]         0.00000
3. Debitul de fluid recirculat .....[mcN/s]       0.00000
4. Proportia de CO2 .....[%]                     8.89683
5. Proportia de O2 .....[%]                       1.70904
6. Proportia de N2 .....[%]                       84.87025
7. Proportia de H2O .....[%]                      4.41169
8. Proportia de SO2 .....[%]                      0.11218
9. Temperatura fluidului .....[grd.C]             1435.27112
10. Debitul de caldura .....[kcal/s]              25459.81836
11. Viteza fluidului .....[m/s]                   8.92802
```

CARACTERISTICILE PROCESULUI DE ARDERE:

```
12. Debitul de volatile ars .....[kg/s]           0.00000
13. Debitul de volatile ramas .....[kg/s]          0.00000
14. Aportul caloric al volatilelor .....[kcal/s]   0.00000
15. Debitul de masa combustibila ars .....[kg/s]   0.06046
16. Debitul de masa combustibila ramas ...[kg/s]   0.08203
17. Aportul caloric al masei comb. ....[kcal/s]    357.29898
18. Debitul de caldura radiant .....[kcal/s]       363.54263
```

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA IESIREA DIN SECVENTA:

```
19. Debitul de fluid .....[mcN/s]                 43.16412
20. Proportia de CO2 .....[%]                      8.98674
21. Proportia de O2 .....[%]                       1.49986
22. Proportia de N2 .....[%]                       84.94637
23. Proportia de H2O .....[%]                      4.45389
24. Proportia de SO2 .....[%]                      0.11331
25. Temperatura fluidului .....[grd.C]             1424.22156
26. Debitul de caldura .....[kcal/s]              25453.57422
27. Caldura specifica .....[kcal/mcN grd]          0.41405
```

SECVENTA J= 14 X= 7 m
Suprafata frontala a jetului[mp] 30.00000
Suprafata laterala a jetului[mp] 11.00000

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA INTRAREA IN SECVENTA:

1. Debitul de fluid total[mcN/s] 43.47851
2. Debitul de fluid secundar[mcN/s] 0.00000
3. Debitul de fluid recirculat[mcN/s] 0.00000
4. Proportia de CO2[%] 9.06848
5. Proportia de O2[%] 1.30933
6. Proportia de N2[%] 85.01559
7. Proportia de H2O[%] 4.49225
8. Proportia de SO2[%] 0.11434
9. Temperatura fluidului[grd.C] 1381.81689
10. Debitul de caldura[kcal/s] 24803.27344
11. Viteza fluidului[m/s] 8.78095

CARACTERISTICILE PROCESULUI DE ARDERE:

12. Debitul de volatile ars[kg/s] 0.00000
13. Debitul de volatile ramas[kg/s] 0.00000
14. Aportul caloric al volatilelor[kcal/s] 0.00000
15. Debitul de masa combustibila ars[kg/s] 0.00677
16. Debitul de masa combustibila ramas ...[kg/s] 0.01945
17. Aportul caloric al masei comb.[kcal/s] 39.98509
18. Debitul de caldura radiant[kcal/s] 312.80042

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA IESIREA DIN SECVENTA:

19. Debitul de fluid[mcN/s] 43.51662
20. Proportia de CO2[%] 9.07831
21. Proportia de O2[%] 1.28644
22. Proportia de N2[%] 85.02392
23. Proportia de H2O[%] 4.49687
24. Proportia de SO2[%] 0.11447
25. Temperatura fluidului[grd.C] 1367.62695
26. Debitul de caldura[kcal/s] 24530.45898
27. Caldura specifica[kcal/mcN grd] 0.41218

SECVENTA J= 16 X= 8 m
Suprafata frontala a jetului[mp] 30.00000
Suprafata laterala a jetului[mp] 11.00000

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA INTRAREA IN SECVENTA:

1. Debitul de fluid total[mcN/s]	43.54277
2. Debitul de fluid secundar[mcN/s]	0.00000
3. Debitul de fluid recirculat[mcN/s]	0.00000
4. Proportia de CO2[%]	9.08504
5. Proportia de O2[%]	1.27076
6. Proportia de N2[%]	85.02962
7. Proportia de H2O[%]	4.50003
8. Proportia de SO2[%]	0.11455
9. Temperatura fluidului[grd.C]	1353.77673
10. Debitul de caldura[kcal/s]	24274.66406
11. Viteza fluidului[m/s]	8.64493

CARACTERISTICILE PROCESULUI DE ARDERE:

12. Debitul de volatile ars[kg/s]	0.00000
13. Debitul de volatile ramas[kg/s]	0.00000
14. Aportul caloric al volatilelor[kcal/s]	0.00000
15. Debitul de masa combustibila ars[kg/s]	0.00329
16. Debitul de masa combustibila ramas ...[kg/s]	0.01152
17. Aportul caloric al masei comb.[kcal/s]	19.42315
18. Debitul de caldura radiant[kcal/s]	290.49988

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA IESIREA DIN SECVENTA:

19. Debitul de fluid[mcN/s]	43.56128
20. Proportia de CO2[%]	9.08981
21. Proportia de O2[%]	1.25967
22. Proportia de N2[%]	85.03365
23. Proportia de H2O[%]	4.50226
24. Proportia de SO2[%]	0.11461
25. Temperatura fluidului[grd.C]	1340.10510
26. Debitul de caldura[kcal/s]	24003.58789
27. Caldura specifica[kcal/mcN grd]	0.41118

SECVENTA J= 20 X= 10 m
Suprafata frontala a jetului[mp] 30.0000
Suprafata laterala a jetului[mp] 11.0000

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA INTRAREA IN SECVENTA:

1. Debitul de fluid total[mcN/s]	43.59226
2. Debitul de fluid secundar[mcN/s]	0.00000
3. Debitul de fluid recirculat[mcN/s]	0.00000
4. Proportia de CO2[%]	9.09777
5. Proportia de O2[%]	1.24113
6. Proportia de N2[%]	85.04039
7. Proportia de H2O[%]	4.50600
8. Proportia de SO2[%]	0.11471
9. Temperatura fluidului[grd.C]	1301.80371
10. Debitul de caldura[kcal/s]	23251.01563
11. Viteza fluidului[m/s]	8.37828

CARACTERISTICILE PROCESULUI DE ARDERE:

12. Debitul de volatile ars[kg/s]	0.00000
13. Debitul de volatile ramas[kg/s]	0.00000
14. Aportul caloric al volatilelor[kcal/s]	0.00000
15. Debitul de masa combustibila ars[kg/s]	0.00103
16. Debitul de masa combustibila ramas ...[kg/s]	0.00499
17. Aportul caloric al masei comb.[kcal/s]	6.10072
18. Debitul de caldura radiant[kcal/s]	252.03830

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA IESIREA DIN SECVENTA:

19. Debitul de fluid[mcN/s]	43.59807
20. Proportia de CO2[%]	9.09926
21. Proportia de O2[%]	1.23766
22. Proportia de N2[%]	85.04166
23. Proportia de H2O[%]	4.50670
24. Proportia de SO2[%]	0.11473
25. Temperatura fluidului[grd.C]	1289.93909
26. Debitul de caldura[kcal/s]	23005.07813
27. Caldura specifica[kcal/mcN grd]	0.40906

SECVENTA J= 22 X= 11 m
Suprafata frontala a jetului[mp] 30.00000
Suprafata laterala a jetului[mp] 11.00000

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA INTRAREA IN SECVENTA:

1. Debitul de fluid total[mcN/s]	43.60262
2. Debitul de fluid secundar[mcN/s]	0.00000
3. Debitul de fluid recirculat[mcN/s]	0.00000
4. Proportia de CO2[%]	9.10043
5. Proportia de O2[%]	1.23494
6. Proportia de N2[%]	85.04264
7. Proportia de H2O[%]	4.50725
8. Proportia de SO2[%]	0.11474
9. Temperatura fluidului[grd.C]	1278.24084
10. Debitul de caldura[kcal/s]	22780.02734
11. Viteza fluidului[m/s]	8.25489

CARACTERISTICILE PROCESULUI DE ARDERE:

12. Debitul de volatile ars[kg/s]	0.00000
13. Debitul de volatile ramas[kg/s]	0.00000
14. Aportul caloric al volatilelor[kcal/s]	0.00000
15. Debitul de masa combustibila ars[kg/s]	0.00064
16. Debitul de masa combustibila ramas ...[kg/s]	0.00355
17. Aportul caloric al masei comb.[kcal/s]	3.77126
18. Debitul de caldura radiant[kcal/s]	235.85252

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA IESIREA DIN SECVENTA:

19. Debitul de fluid[mcN/s]	43.60621
20. Proportia de CO2[%]	9.10135
21. Proportia de O2[%]	1.23279
22. Proportia de N2[%]	85.04343
23. Proportia de H2O[%]	4.50768
24. Proportia de SO2[%]	0.11476
25. Temperatura fluidului[grd.C]	1266.99182
26. Debitul de caldura[kcal/s]	22547.94531
27. Caldura specifica[kcal/mcN grd]	0.40812

SECVENTA J= 26 X= 13 m
Suprafata frontala a jetului[mp] 30.0000
Suprafata laterala a jetului[mp] 11.0000

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA INTRAREA IN SECVENTA:

1. Debitul de fluid total[mcN/s] 43.61333
2. Debitul de fluid secundar[mcN/s] 0.00000
3. Debitul de fluid recirculat[mcN/s] 0.00000
4. Proportia de CO2[%] 9.10318
5. Proportia de O2[%] 1.22854
6. Proportia de N2[%] 85.04497
7. Proportia de H2O[%] 4.50854
8. Proportia de SO2[%] 0.11478
9. Temperatura fluidului[grd.C] 1235.56787
10. Debitul de caldura[kcal/s] 21923.75195
11. Viteza fluidului[m/s] 8.02981

CARACTERISTICILE PROCESULUI DE ARDERE:

12. Debitul de volatile ars[kg/s] 0.00000
13. Debitul de volatile ramas[kg/s] 0.00000
14. Aportul caloric al volatilelor[kcal/s] 0.00000
15. Debitul de masa combustibila ars[kg/s] 0.00028
16. Debitul de masa combustibila ramas ...[kg/s] 0.00200
17. Aportul caloric al masei comb.[kcal/s] 1.65590
18. Debitul de caldura radiant[kcal/s] 208.06052

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA IESIREA DIN SECVENTA:

19. Debitul de fluid[mcN/s] 43.61491
20. Proportia de CO2[%] 9.10358
21. Proportia de O2[%] 1.22759
22. Proportia de N2[%] 85.04531
23. Proportia de H2O[%] 4.50873
24. Proportia de SO2[%] 0.11478
25. Temperatura fluidului[grd.C] 1225.68933
26. Debitul de caldura[kcal/s] 21717.34766
27. Caldura specifica[kcal/mcN grd] 0.40625

SECVENTA J= 28 X= 14 m
Suprafata frontala a jetului[mp] 30.00000
Suprafata laterala a jetului[mp] 11.00000

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA INTRAREA IN SECVENTA:

1. Debitul de fluid total[mcN/s]	43.61623
2. Debitul de fluid secundar[mcN/s]	0.00000
3. Debitul de fluid recirculat[mcN/s]	0.00000
4. Proportia de CO2[%]	9.10392
5. Proportia de O2[%]	1.22681
6. Proportia de N2[%]	85.04560
7. Proportia de H2O[%]	4.50889
8. Proportia de SO2[%]	0.11479
9. Temperatura fluidului[grd.C]	1216.15247
10. Debitul de caldura[kcal/s]	21533.75586
11. Viteza fluidului[m/s]	7.92699

CARACTERISTICILE PROCESULUI DE ARDERE:

12. Debitul de volatile ars[kg/s]	0.00000
13. Debitul de volatile ramas[kg/s]	0.00000
14. Aportul caloric al volatilelor[kcal/s]	0.00000
15. Debitul de masa combustibila ars[kg/s]	0.00020
16. Debitul de masa combustibila ramas ...[kg/s]	0.00157
17. Aportul caloric al masei comb.[kcal/s]	0.15870
18. Debitul de caldura radiant[kcal/s]	196.01248

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA IESIREA DIN SECVENTA:

19. Debitul de fluid[mcN/s]	43.61733
20. Proportia de CO2[%]	9.10420
21. Proportia de O2[%]	1.22615
22. Proportia de N2[%]	85.04584
23. Proportia de H2O[%]	4.50902
24. Proportia de SO2[%]	0.11479
25. Temperatura fluidului[grd.C]	1206.72058
26. Debitul de caldura[kcal/s]	21338.90234
27. Caldura specifica[kcal/mcN grd]	0.40354

SECVENTA J= 30 X= 15 m
Suprafata frontala a jetului[mp] 30.00000
Suprafata laterala a jetului[mp] 11.00000

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA INTRAREA IN SECVENTA:
1. Debitul de fluid total[mcN/s] 43.61827
2. Debitul de fluid secundar[mcN/s] 0.00000
3. Debitul de fluid recirculat[mcN/s] 0.00000
4. Proportia de CO2[%] 9.10444
5. Proportia de O2[%] 1.22559
6. Proportia de N2[%] 85.04604
7. Proportia de H2O[%] 4.50913
8. Proportia de SO2[%] 0.11479
9. Temperatura fluidului[grd.C] 1197.66797
10. Debitul de caldura[kcal/s] 21162.58984
11. Viteza fluidului[m/s] 7.82897

CARACTERISTICILE PROCESULUI DE ARDERE:
12. Debitul de volatile ars[kg/s] 0.00000
13. Debitul de volatile ramas[kg/s] 0.00000
14. Aportul caloric al volatilelor[kcal/s] 0.00000
15. Debitul de masa combustibila ars[kg/s] 0.00014
16. Debitul de masa combustibila ramas ...[kg/s] 0.00127
17. Aportul caloric al masei comb.[kcal/s] 0.83453
18. Debitul de caldura radiant[kcal/s] 184.99681

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA IESIREA DIN SECVENTA:
19. Debitul de fluid[mcN/s] 43.61906
20. Proportia de CO2[%] 9.10465
21. Proportia de O2[%] 1.22512
22. Proportia de N2[%] 85.04621
23. Proportia de H2O[%] 4.50923
24. Proportia de SO2[%] 0.11480
25. Temperatura fluidului[grd.C] 118.75964
26. Debitul de caldura[kcal/s] 20978.42773
27. Caldura specifica[kcal/mcN grd] 0.40458

```
*****
                SECVENTA J= 32                      X= 16 m
Suprafata frontala a jetului .....[mp]           30.00000
Suprafata laterala a jetului .....[mp]           11.00000
*****
```

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA INTRAREA IN SECVENTA:

```
1. Debitul de fluid total .....[mcN/s]          43.61974
2. Debitul de fluid secundar .....[mcN/s]         0.00000
3. Debitul de fluid recirculat .....[mcN/s]        0.00000
4. Proportia de CO2 .....[%]                     9.10482
5. Proportia de O2 .....[%]                       1.22462
6. Proportia de N2 .....[%]                       85.04636
7. Proportia de H2O .....[%]                      4.50931
8. Proportia de SO2 .....[%]                      0.11480
9. Temperatura fluidului .....[grd.C]             1180.27673
10. Debitul de caldura .....[kcal/s]              20813.64063
11. Viteza fluidului .....[m/s]                   7.73667
```

CARACTERISTICILE PROCESULUI DE ARDERE:

```
12. Debitul de volatile ars .....[kg/s]           0.00000
13. Debitul de volatile ramas .....[kg/s]          0.00000
14. Aportul caloric al volatilelor .....[kcal/s]    0.00000
15. Debitul de masa combustibila ars .....[kg/s]   0.00010
16. Debitul de masa combustibila ramas ...[kg/s]   0.00104
17. Aportul caloric al masei comb. ....[kcal/s]    0.61706
18. Debitul de caldura radiant .....[kcal/s]       175.04340
```

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA IESIREA DIN SECVENTA:

```
19. Debitul de fluid .....[mcN/s]                43.62033
20. Proportia de CO2 .....[%]                     9.10947
21. Proportia de O2 .....[%]                       1.44246
22. Proportia de N2 .....[%]                       85.04649
23. Proportia de H2O .....[%]                      4.50938
24. Proportia de SO2 .....[%]                      0.11480
25. Temperatura fluidului .....[grd.C]             1171.98926
26. Debitul de caldura .....[kcal/s]              20639.21484
27. Caldura specifica .....[kcal/mcN grd]         0.40372
```

```
*****
                SECVENTA J= 34                      X= 17 m
Suprafata frontala a jetului .....[mp]           30.00000
Suprafata laterala a jetului .....[mp]           11.00000
*****
```

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA INTRAREA IN SECVENTA:

```
1. Debitul de fluid total .....[mcN/s]           43.62084
2. Debitul de fluid secundar .....[mcN/s]          0.00000
3. Debitul de fluid recirculat .....[mcN/s]         0.00000
4. Proportia de CO2 .....[%]                       9.10510
5. Proportia de O2 .....[%]                         1.22405
6. Proportia de N2 .....[%]                         85.04659
7. Proportia de H2O .....[%]                        4.50944
8. Proportia de SO2 .....[%]                        0.11480
9. Temperatura fluidului .....[grd.C]              1163.91418
10. Debitul de caldura .....[kcal/s]                20485.64844
11. Viteza fluidului .....[m/s]                    7.64976
```

CARACTERISTICILE PROCESULUI DE ARDERE:

```
12. Debitul de volatile ars .....[kg/s]            0.00000
13. Debitul de volatile ramas .....[kg/s]           0.00000
14. Aportul caloric al volatilelor .....[kcal/s]     0.00000
15. Debitul de masa combustibila ars .....[kg/s]    0.00008
16. Debitul de masa combustibila ramas ...[kg/s]    0.00087
17. Aportul caloric al masei comb. ....[kcal/s]     0.46692
18. Debitul de caldura radiant .....[kcal/s]        165.90434
```

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA IESIREA DIN SECVENTA:

```
19. Debitul de fluid .....[mcN/s]                 43.62128
20. Proportia de CO2 .....[%]                      9.10522
21. Proportia de O2 .....[%]                       1.22379
22. Proportia de N2 .....[%]                       85.04670
23. Proportia de H2O .....[%]                      4.50950
24. Proportia de SO2 .....[%]                      0.11480
25. Temperatura fluidului .....[grd.C]             1156.07007
26. Debitul de caldura .....[kcal/s]                20320.21094
27. Caldura specifica .....[kcal/mcN grd]           0.40294
```

```
*****
                SECVENTA J= 36                      X= 18 m
Suprafata frontala a jetului .....[mp]           30.00000
Suprafata laterala a jetului .....[mp]           11.00000
*****
```

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA INTRAREA IN SECVENTA:

```
1. Debitul de fluid total .....[mcN/s]          43.62168
2. Debitul de fluid secundar .....[mcN/s]         0.00000
3. Debitul de fluid recirculat .....[mcN/s]       0.00000
4. Proportia de CO2 .....[%]                     9.10532
5. Proportia de O2 .....[%]                      1.22355
6. Proportia de N2 .....[%]                      85.04780
7. Proportia de H2O .....[%]                    4.50954
8. Proportia de SO2 .....[%]                    0.11481
9. Temperatura fluidului .....[grd.C]            1148.19775
10. Debitul de caldura .....[kcal/s]             20170.96289
11. Viteza fluidului .....[m/s]                  7.56624
```

CARACTERISTICILE PROCESULUI DE ARDERE:

```
12. Debitul de volatile ars .....[kg/s]           0.00000
13. Debitul de volatile ramas .....[kg/s]         0.00000
14. Aportul caloric al volatilelor .....[kcal/s]   0.00000
15. Debitul de masa combustibila ars .....[kg/s]  0.00006
16. Debitul de masa combustibila ramas ...[kg/s]  0.00074
17. Aportul caloric al masei comb. ....[kcal/s]   0.35997
18. Debitul de caldura radiant .....[kcal/s]      157.42943
```

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA IESIREA DIN SECVENTA:

```
19. Debitul de fluid .....[mcN/s]                43.62202
20. Proportia de CO2 .....[%]                    9.10541
21. Proportia de O2 .....[%]                     1.22335
22. Proportia de N2 .....[%]                    85.04685
23. Proportia de H2O .....[%]                    4.50958
24. Proportia de SO2 .....[%]                    0.11481
25. Temperatura fluidului .....[grd.C]           1140.57166
26. Debitul de caldura .....[kcal/s]             20013.89258
27. Caldura specifica .....[kcal/mcN grd]         0.40226
```

SECVENTA J= 38 X= 19 m
Suprafata frontala a jetului[mp] 30.00000
Suprafata laterala a jetului[mp] 11.00000

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA INTRAREA IN SECVENTA:

1. Debitul de fluid total[mcN/s]	43.62232
2. Debitul de fluid secundar[mcN/s]	0.00000
3. Debitul de fluid recirculat[mcN/s]	0.00000
4. Proportia de CO2[%]	9.10548
5. Proportia de O2[%]	1.22317
6. Proportia de N2[%]	85.04692
7. Proportia de H2O[%]	4.50962
8. Proportia de SO2[%]	0.11481
9. Temperatura fluidului[grd.C]	1133.21509
10. Debitul de caldura[kcal/s]	19871.34180
11. Viteza fluidului[m/s]	7.48660

CARACTERISTICILE PROCESULUI DE ARDERE:

12. Debitul de volatile ars[kg/s]	0.00000
13. Debitul de volatile ramas[kg/s]	0.00000
14. Aportul caloric al volatilelor[kcal/s]	0.00000
15. Debitul de masa combustibila ars[kg/s]	0.00005
16. Debitul de masa combustibila ramas ..[kg/s]	0.00064
17. Aportul caloric al masei comb.[kcal/s]	0.28242
18. Debitul de caldura radiant[kcal/s]	149.62883

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA IESIREA DIN SECVENTA:

19. Debitul de fluid[mcN/s]	43.62259
20. Proportia de CO2[%]	9.10555
21. Proportia de O2[%]	1.22301
22. Proportia de N2[%]	85.04697
23. Proportia de H2O[%]	4.50965
24. Proportia de SO2[%]	0.11481
25. Temperatura fluidului[grd.C]	1126.15515
26. Debitul de caldura[kcal/s]	19721.99609
27. Caldura specifica[kcal/mcN grd]	0.40146

```
*****
                SECVENTA J= 40                      X= 20 m
Suprafata frontala a jetului .....[mp]           30.00000
Suprafata laterala a jetului .....[mp]           11.00000
*****
```

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA INTRAREA IN SECVENTA:

```
1. Debitul de fluid total .....[mcN/s]           43.62283
2. Debitul de fluid secundar .....[mcN/s]          0.00000
3. Debitul de fluid recirculat .....[mcN/s]         0.00000
4. Proportia de CO2 .....[%]                       9.10561
5. Proportia de O2 .....[%]                         1.22286
6. Proportia de N2 .....[%]                         85.04703
7. Proportia de H2O .....[%]                        4.50968
8. Proportia de SO2 .....[%]                        0.11481
9. Temperatura fluidului .....[grd.C]              1119.14661
10. Debitul de caldura .....[kcal/s]               19590.37305
11. Viteza fluidului .....[m/s]                   7.41179
```

CARACTERISTICILE PROCESULUI DE ARDERE:

```
12. Debitul de volatile ars .....[kg/s]            0.00000
13. Debitul de volatile ramas .....[kg/s]           0.00000
14. Aportul caloric al volatilelor .....[kcal/s]     0.00000
15. Debitul de masa combustibila ars .....[kg/s]     0.00004
16. Debitul de masa combustibila ramas ...[kg/s]     0.00056
17. Aportul caloric al masei comb. ....[kcal/s]      0.22537
18. Debitul de caldura radiant .....[kcal/s]         142.44513
```

CARACTERISTICILE FLUIDULUI LA IESIREA DIN SECVENTA:

```
19. Debitul de fluid .....[mcN/s]                 43.62304
20. Proportia de CO2 .....[%]                      9.10567
21. Proportia de O2 .....[%]                       1.22274
22. Proportia de N2 .....[%]                       85.04708
23. Proportia de H2O .....[%]                      4.50971
24. Proportia de SO2 .....[%]                      0.11481
25. Temperatura fluidului .....[grd.C]             1112.18530
26. Debitul de caldura .....[kcal/s]               19448.15234
27. Caldura specifica .....[kcal/mcN grd]           0.40085
```