

CERCETĂRI TEORETICE ȘI EXPERIMENTALE PRIVIND COGENERAREA CU MOTOR CU APRINDERE PRIN SCÂNTEIE, FUNCȚIONÂND CU GPL

Teză destinată obținerii
titlului științific de doctor inginer
la
Universitatea "Politehnica" din Timișoara
în domeniul INGINERIE MECANICĂ
de către

Ing. Florin Mihai Iacobescu

Conducător științific: Prof. dr. ing. habil Ioana Ionel
Referenți științifici: Prof. dr. ing. George Darie
Prof. dr. ing. Gheorghe Popescu
Prof. dr. ing. Liviu Mihon

Ziua susținerii tezei: 11.09.2012

Seriile Teze de doctorat ale UPT sunt:

- | | |
|---|--|
| 1. Automatică | 9. Inginerie Mecanică |
| 2. Chimie | 10. Știința Calculatoarelor |
| 3. Energetică | 11. Știința și Ingineria Materialelor |
| 4. Ingineria Chimică | 12. Ingineria sistemelor |
| 5. Inginerie Civilă | 13. Inginerie energetică |
| 6. Inginerie Electrică | 14. Calculatoare și tehnologia informației |
| 7. Inginerie Electronică și Telecomunicații | 15. Ingineria materialelor |
| 8. Inginerie Industrială | |

Universitatea „Politehnica” din Timișoara a inițiat seriile de mai sus în scopul diseminării expertizei, cunoștințelor și rezultatelor cercetărilor întreprinse în cadrul școlii doctorale a universității. Seriile conțin, potrivit H.B.Ex.S Nr. 14 / 14.07.2006, tezele de doctorat susținute în universitate începând cu 1 octombrie 2006.

Copyright © Editura Politehnica – Timișoara, 2012

Această publicație este supusă prevederilor legii dreptului de autor. Multiplicarea acestei publicații, în mod integral sau în parte, traducerea, tipărirea, reutilizarea ilustrațiilor, expunerea, radiodifuzarea, reproducerea pe microfilme sau în orice altă formă este permisă numai cu respectarea prevederilor Legii române a dreptului de autor în vigoare și permisiunea pentru utilizare obținută în scris din partea Universității „Politehnica” din Timișoara. Toate încălcările acestor drepturi vor fi penalizate potrivit Legii române a drepturilor de autor.

România, 300159 Timișoara, Bd. Republicii 9,
tel. 0256 403823, fax. 0256 403221
e-mail: editura@edipol.upt.ro

Cuvânt înainte

Cogenerarea oferă o soluție tehnică și economică bună și în condițiile generării de căldură și/sau frig, cu randamente mari, permițând economii mari de energie primară și reducerea emisiilor poluante, în condiții de iarnă și vară. Conceptul cogenerării este relativ vechi [47],[56].

Avantajele cogenerării sunt cunoscute. Este tehnologia care permite producerea unui kWh electric la un preț mic, fără comparația cu situația din hidrocentrale. Centralele termice clasice cu combustie externă au randamente termice de numai 30 - 35 %, oricare ar fi combustibilul utilizat (lichid, cărbune, gaz). În soluția cu ciclu combinat (asocierea combustiei interne și externe), randamentele cresc aproape spre dublu 50 - 55 %.

În cogenerare (producția de electricitate în ciclu simplu sau dublu, cu producerea simultană de căldură), randamentul global atinge și 80 - 90 %. Dintre toți combustibilii, gazul permite obținerea celor mai bune bilanțuri energetice și ecologice [46].

Pentru îndrumarea profesională și de înaltă competență științifică acordată, pentru ajutorul acordat, pentru aprecierile și căldura sufletească, primite pe parcursul stagiului doctoral, aduc mulțumirile mele și respectul cuvenit, conducătoarei științifice, profesor doctor inginer habil Ioana Ionel.

Alese mulțumiri, adresez membrilor comisiei de doctorat, domnului președinte, prof. dr. ing. Liviu Marșavina, prof. dr. ing. George Darie, prof. dr. ing. Gheorghe Popescu, conf. dr. ing. Liviu Mihon.

În mod deosebit, doresc să-i aduc mulțumiri domnului prof. dr. ing. Gelu Pădure care m-a ajutat cu foarte multe materiale de studiu, dar care din păcate nu se mai află printre noi.

Aduc călduroase mulțumiri și colegilor mei, de la Universitatea „Politehnica Timișoara”, care au răspuns întotdeauna pozitiv solicitărilor mele, în domeniul specific de competență: dr. ing. Nicu Loniș, Delia Călinoiu, Luisa Dungan, Călin Laurențiu.

Îi mulțumesc, de asemenea, soției mele Ioana Iacobescu pentru atașamentul, susținerea, înțelegerea și ajutorul, acordate neîncetat pe parcursul cercetării efectuate pentru această lucrare.

Nu în ultimul rând, mulțumesc celor nenumiți, care în diferite moduri, m-au îndrumat, sprijinit și ajutat pe parcursul elaborării tezei.

Timișoara,
Septembrie 2012

Ing. Florin Iacobescu

Iacobescu, Florin Mihai

Cercetări teoretice și experimentale privind cogenerarea cu motor cu aprindere prin scanteie, funcționând cu GPL

Teze de doctorat ale UPT, Seria 9, Nr. 101, Editura Politehnica, 2012, 210 pagini, 127 figuri, 22 tabele.

ISSN: 1842-4937

ISBN: 978-606-554-350-8

Cuvinte cheie:

Cogenerare, GPL, Benzină, Calcul ardere, Calcul eficiență, Măsurare parametrii.

Rezumat,

Planul de cercetare experimentală aplicat microcentralei de cogenerare a scos în evidență avantajele și dezavantajele folosirii combustibilului lichid (benzină) și gazos GPL.

Instalația de cogenerare s-a putut încălca la valoarea maximă indicată de producător atunci când s-a folosit combustibilul lichid (benzină). La înlocuirea combustibilului lichid cu GPL, instalația de cogenerare s-a putut încălca maxim doar la 70 % (3,5 kW), deoarece la valori peste această încălcare, s-au manifestat instabilități ale motorului termic.

Schimbarea tipului de combustibil a implicat modificarea sistemului de alimentare. Instalația experimentală a fost dotată cu un sistem de stocare a gazului petrolier lichefiat alcătuit din butelie, comutator, vaporizator, sistem adițional de încălzire al vaporizatorului compus dintr-o pompă de recirculare, agent termic, sursă de căldură și schimbător de căldură.

Temperaturile înregistrate în punctele critice ale centralei de cogenerare, prezintă o creștere la înlocuirea combustibilului benzină cu combustibilul GPL

Rezultatele au arătat că, atunci când s-a trecut de la alimentarea cu benzină la alimentarea cu GPL, eficiența globală a crescut:

- Pentru încălcarea de 2 kW în alimentare GPL, eficiența a fost cu 0.6 % mai mare comparativ cu încălcarea de 2 kW în alimentare cu benzină;

- Pentru încălcarea de 3,5 kW în alimentare cu GPL, eficiența a fost cu 3,1 % mai mare comparativ cu încălcarea de 4 kW în alimentare cu benzină.

- Consumul de combustibil a suferit modificări. Comparativ pentru cele două situații apropiate de încălcare electrică, consumul de combustibil GPL a fost mai mic decât cel pe benzină:

- Pentru încălcarea de 2 kW în alimentare GPL, consumul de combustibil orar în medie s-a înregistrat 1,68 kg/h, în contrast cu situația de 2 kW în alimentare cu benzină, unde s-a înregistrat 1,97 kg/h;

- Pentru încălcarea de 3,5 kW în alimentare cu GPL, consumul de combustibil orar în medie s-a înregistrat 1,92 kg/h, în contrast cu situația de 4 kW în alimentare cu benzina, unde s-a înregistrat 2,85 kg/h.

Emisiile poluante au crescut la înlocuirea combustibilului benzină cu GPL. Comparativ cu situațiile similare de încălcare electrică, emisiile poluante cresc în cazul folosiri GPL.

Cuprins	4
NOTAȚII	9
1. INTRODUCERE	13
1.1 De ce cogenerare? Avantaje	13
1.1.1 Scopul și necesitatea cercetării în domeniu.....	13
1.1.2 Obiectivele cercetării	19
1.2 Rezumat capitol 1	19
2. SISTEME DE COGENERARE	21
2.1 Din istoria cogenerării	21
2.1.1 Scheme de centrale de cogenerare	22
2.1.1.1 Centrală de cogenerare cu motor cu ardere internă.....	22
2.2 Cogenerarea cu motoare cu piston (MP)	23
2.3 Cogenerarea cu turbine cu gaze (TG).....	25
2.4 Cogenerarea cu turbine cu abur (TA)	28
2.5 Cogenerarea cu pile de combustie (PC).....	30
2.6 Cogenerarea cu Motor Stirling (MS)	32
2.7 Considerații privind aplicații ale cogenerării în UE.....	35
2.8 Avantaje și dezavantaje ale diferitelor sisteme	38
2.9 Rezumat capitol 2.....	41
3. COGENERARE	44
3.1 Situația actuală a cogenerării în România și Europa.....	44
3.1.1 Încălzirea în România	44
3.1.2 Sistem de Alimentare cu energie Termică produsă Centralizat – Conceptul de Sistem energetic de interes local ...	45
3.2 Metode de reducere a poluării și de creștere a performanțelor la un M.A.I.....	47
3.2.1 Recircularea gazelor de ardere	47
3.2.2 Distribuția variabilă	53
3.2.3 Aprinderea electronică și microcomputerizată.....	56
3.3 Arderea în motoarele cu aprindere prin scânteie	58
3.3.1 Tipurile de ardere	58
3.3.1.1 Procesul de ardere clasica	59
3.3.1.1.1 Perioadele arderii	59
3.3.1.1.2 Structura fluidului motor în timpul arderii. Analiza degajării căldurii	59

3.3.2 Generalități privind formarea amestecului și arderea în motoarele cu aprindere prin scânteie	67
3.3.3 Procesul de vaporizare a combustibilului, factor determinant în formarea amestecului și pentru ardere	67
3.3.3.1 Evaluarea procesului de vaporizare pentru o picătură de combustibil.	68
3.3.3.2 Evaluarea procesului de vaporizare și de ardere a picăturii de hidrocarburi pentru un mediu imobil și regim staționar în ipoteza filmului stagnant.....	75
3.3.3.3 Evaluarea procesului de vaporizare și de ardere a picăturii de hidrocarburi în mediu imobil și regim staționar, pe baza legii diametrelor	76
3.3.4 Stoichiometria arderii	78
3.3.4.1 Aerul necesar arderii.....	78
3.4 Rezumat capitol 3	82
4. Despre Gazul Petrolier Lichefiat (G.P.L) ca și combustibil	83
4.1 Proprietăți ale gazelor petroliere lichefiate – G.P.L	83
4.1.1 Generalități	83
4.1.2 Moduri de obținere a GPL-ului.....	83
4.1.3 Punctul critic și mărimi pseudocritice.....	85
4.1.4 Compresibilitatea gazelor	87
4.1.5 Puterea calorică inferioară și superioară	89
4.1.6 Limitele de explozie ale gazelor și ale amestecurilor.....	89
4.1.6.1 Limitele de explozie ale componentelor	89
4.1.6.2 Limitele de explozie ale amestecurilor.....	90
4.1.7 Temperatura de inflamabilitate	91
4.2 Proprietățile gazelor naturale	91
4.2.1 Stări de referință pentru gazele naturale combustibile ...	92
4.2.2 Trepte de presiuni în instalațiile de gaze.....	92
4.2.3 Densitatea gazelor naturale.....	92
4.2.4 Vâscozitatea gazelor naturale	93
4.2.5 Calitatea gazelor naturale.....	93
4.2.6 Arderea gazelor naturale.....	94
4.2.6.1 Temperatura de aprindere.....	95
4.2.6.2 Limite de amestec.....	95
4.2.6.3 Viteză de ardere	96
4.2.6.4 Autoaprinderea și explozia	97

4.3 Rezumat capitol 4	98
5. CONCEPȚIA STANDULUI DE COGENERARE CU MOTOR CU APRINDERE PRIN SCÂNTEIE (M.A.S)	99
5.1 Prezentarea generală a standului cu motor cu aprindere prin scântei pentru studiul cogenerării.....	99
5.2 Componentele principale.....	100
5.2.1 Grupul generator	100
5.2.2 Schimbătorul de căldură.....	102
5.2.2.1 Generalități	102
5.2.2.2 Componenta schimbătorului de căldură.....	103
5.2.3 Senzorii de măsurare a temperaturii.....	105
5.2.4 Sistemul de achiziție de date	107
5.2.4.1 Convertorul analogic digital Pixsys ATR 243 ABC	108
5.2.4.2 Placa de achiziție de date	110
5.2.4.3 Programul de achiziție de date	113
5.2.5 Sistemul de măsurare a emisiilor poluante. Model de calcul al concentrațiilor	120
5.2.6 Sistemul de măsurare a debitului de combustibil	129
5.2.6.1 Sistemul de măsurare a debitului de combustibil lichid.....	129
5.2.6.2 Sistemul de măsurare a debitului de combustibil gazos.....	130
5.2.7 Sistemul de măsurare a debitului de apă.....	131
5.2.8 Reostatele de încărcare a motorului.....	131
5.3 Stabilirea punctelor de măsură și control pe standul de probă.....	132
5.4 Aspecte referitoare la realizarea unor regimuri de lucru stabile	133
5.5 Rezumat capitol 5	134
6. STUDII TEORETICE ȘI CERCETĂRI EXPERIMENTALE FOLOSIND COMBUSTIBILI ALTERNATIVI.....	135
6.1 Stabilirea planului de măsurători și a parametrilor de lucru.....	135
6.2 Calculul arderii folosind combustibili alternativi.....	136
6.3 Experimentări cu combustibil clasic (benzină)	142
6.3.1 Măsurarea parametrilor efectivi ai centralei de cogenerare și interpretarea rezultatelor.....	142
6.3.1.1 Măsurarea parametrilor efectivi ai centralei de cogenerare pentru treapta de 2 kW	142
6.3.1.2 Măsurarea parametrilor efectivi ai centralei de co- generare pentru treapta de 4 kW	147

6.3.1.3 Măsurarea parametrilor efectivi ai centralei de cogenerare pentru treapta de 5kW	151
6.3.2 Calculul eficienței centralei de cogenerare pentru treptele de încărcare pentru combustibil lichid benzină	156
6.4 Experimentări cu combustibil alterativ gaz petrolier lichefiat (GPL)	158
6.4.1 Măsurarea parametrilor efectivi ai centralei de cogenerare și interpretarea rezultatelor	158
6.4.1.1 Măsurarea parametrilor efectivi ai centralei de cogenerare pentru treapta de 1 kW	159
6.4.1.2 Măsurarea parametrilor efectivi ai centralei de cogenerare pentru treapta de 2 kW	163
6.4.1.3 Măsurarea parametrilor efectivi ai centralei de cogenerare pentru treapta de 3,5 kW.....	167
6.4.2 Calculul eficienței centralei de cogenerare pentru treptele de încărcare pentru combustibil gazos GPL.....	171
6.5 Rezumat capitol 6	173
7. CONTRIBUȚII DESPRINSE DIN CERCETARE	175
7.1 Concluzii generale	175
7.2 Concluziile cercetărilor experimentale	176
7.2.1 Concluzii experimentale legate de eficiența instalației de cogenerare.....	176
7.2.2 Concluzii experimentale legate de consumul de combustibil.....	177
7.2.3 Concluzii experimentale legate de emisia de monoxid de carbon 178	
7.2.4 Concluzii experimentale legate de emisia de NO _x	179
7.2.5 Concluzii experimentale legate de emisia de dioxid de carbon 181	
7.2.6 Concluzii experimentale privind costul de producție al energiei termice și electrice produse în cogenerare	184
7.3 Contribuții experimentale	185
7.3.1 Contribuții teoretice.....	185
7.3.2 Contribuții experimentale	185
7.3.3 Contribuții privind posibilitatea extinderii domeniului de aplicabilitate	186
7.4 Rezumat capitol 7	186
LISTA FIGURILOR	188

LISTA TABELELOR..... 192
BIBLIOGRAFIE..... 193
ANEXE..... 198

NOTAȚII

C_h	[kg/h]	- consum orar;
c_e	[g/kWh]	- consum specific;
P_e	[kW]	- putere efectivă;
P	[W]	- putere la arborele motor;
\dot{Q}_r	[W]	- flux energetic deprins din arderea debitului de combustibil;
\dot{m}_c	[kg/s]	- debit masic de combustibil;
H_j	[J/kg]	- putere calorifică inferioară a combustibilului;
\dot{Q}	[W]	- flux de căldură recuperat prin cogenerare;
E_x	[J]	- exergia;
η_{ter}	[%]	- randament la bornele generatorului microcentralei de cogenerare;
$\eta_{t=}$	[%]	- randament termic al microcentralei de cogenerare;
η_m	[%]	- randament al unității motoare;
η_e	[%]	- randament electric;
η_t	[%]	- randament termic;
η	[%]	- randament al instalației de cogenerare;
η_{exc}	[%]	- randament exergetic;
η_{exct}	[%]	- randament exergetic al unei centrale de cogenerare;
ε_c	[J/kg]	- energia specifică a combustibilului;
\dot{m}_c	[kg/s]	- debitul masic de combustibil;
η_{tex}	[%]	- randamentul exergetic total;
Ψ	[-]	- raport specific reflectând economia de combustibil;
Γ	[-]	- raportul dintre energia electrică și energia termică;

\bullet H_{fs}	[W]	- puterea totală dezvoltată de combustibil pentru producerea separată de energie termică și electrică;
BAT	[-]	- cele mai bune tehnologii;
CHP	[-]	- ciclu combinat gaze abur;
FID	[-]	- aparat detector cu ionizare în flacără;
FFA	[-]	- impurități în ulei;
SCR	[-]	- reducerea catalitică selectivă ;
SNCR	[-]	- reducerea noncatalitică selectivă;
NMHC	[-]	- hidrocarburi non-metanice;
NMOG	[-]	- gaze organice non-metanice;
COV	[-]	- compus organic volatil;
PAH		- hidrocarburi aromatice policiclice;
\bullet H_{fc}	[W]	- putere dezvoltată de sistemul de cogenerare ce generează energie termică și electrică la același consum de combustibil;
P_{ea}	[W]	- puterea electrică (mecanică) generată în cogenerare pe durata unui an;
\bullet Q_a	[W]	- fluxul de căldură folosit pe durata de un an;
\bullet Q_{ra}	[W]	- fluxul de căldură desprins din arderea combustibilului folosit în instalație pe durata unui an;
CO	[-]	- monoxid de carbon;
CO ₂	[-]	- dioxid de carbon;
SO ₂	[-]	- dioxid de sulf;
C _n H _m	[-]	- hidrocarburi;
NO	[-]	- monoxid de azot;
NO _x	[-]	- oxizi de azot;
NO ₂	[-]	- dioxid de azot;
O _{2.ref}	[-]	- oxigen de referință;
O ₂	[-]	- oxigen;
SO ₃	[-]	- anhidrida;
O ₃	[-]	- ozon;
CH ₄	[-]	- metan;
N ₂ O	[-]	- protoxid de azot ;
CO	[mg/m ³]	- concentrație masică de monoxid de carbon;
CO ₂	[%]	- concentrație masică de dioxid de carbon;
SO ₂	[mg/m ³]	- concentrație masică de dioxid de sulf;
C _n H _m	[mg/m ³]	- concentrație masică de hidrocarburi;
NO	[mg/m ³]	- concentrație masică de monoxid de azot;
NO _x	[mg/m ³]	- concentrație masică de monoxid de carbon
NO ₂	[mg/m ³]	- concentrație masică de dioxid de azot;

$O_{2.ref}$	[%]	- concentrație masică de oxigen de referință;
O_2	[%]	- concentrație masică de oxigen;
SO_3	[mg/m ³]	- concentrație masică de anhidrida;
O_3	[%]	- concentrație masică de ozon;
CH_4	[mg/m ³]	- concentrație masică de metan;
N_2O	[mg/m ³]	- concentrație masică de protoxid de azot ;
\dot{m}	[l/s]	- debitul fluidului rece;
\dot{m}'	[l/s]	- debitul fluidului cald;
c_p	[J/kgK]	- căldura specifică la presiune constantă a fluidului rece;
c'_p	[J/kgK]	- căldura specifică la presiune constantă a fluidului cald;
t_1	[°C]	- temperatura fluidului rece la intrare în schimbător;
t_2	[°C]	- temperatura fluidului cald la ieșire din schimbător;
t'_1	[°C]	- temperatura fluidului rece la intrare în schimbător;
t'_2	[°C]	- temperatura fluidului cald la ieșirea din schimbător;
k	[W/m ² K]	- coeficient global de transfer de căldură;
A	[m ²]	- suprafață de transfer termic;
Δt_m	[grd]	- diferență medie logaritmică a temperaturilor;
$\Delta t_{m_{ec}}$	[grd]	- diferență medie logaritmică a temperaturilor a circulației în echicurent;
$\Delta t_{m_{cc}}$	[grd]	- diferență medie logaritmică a temperaturilor a circulației în contracurent;
$\Delta t_{m_{ci}}$	[grd]	- diferență medie logaritmică a temperaturilor a circulației în curent încrucișat;
ε_{ci}	[%]	- eficiență a schimbătorului de căldură;
Φ	[-]	- caracteristica de exploatare a schimbătorului de căldură;
μ	[-]	- criteriu de similitudine pentru transmiterea energiei termice în, schimbătoarele de căldură;
t_g	[°C]	- temperatura gazelor de evacuare din motorul cu aprindere prin scânteie;
t_{apa}	[°C]	- temperatura de intrare a fluidului de răcire în schimbător;
V_g	[m ³]	- volumul de gaze evacuate de motorul cu aprindere prin scânteie;
λ	[-]	- coeficientul excesului de aer;
$CO_{2,max}$	[%]	- valoarea maximă de CO ₂ , specifică combustibilului;
w	[m/s]	- viteza de curgere a gazelor;
p	[Pa]	- presiunea absolută;
Δp	[Pa]	- variația presiunii dinamice;
α	[-]	- factorul adimensional specific tubului Pitot;

12 Notății

c	[%]	- participația procentuală a carbonului;
h	[%]	- participația procentuală a hidrogenului;
o	[%]	- participarea procentuală a oxigenului;
s	[%]	- participarea procentuală a sulfului;
L^{\min}	$[m^3_N/kg]$	- aerul minim necesar arderii;
L	$[m^3_N/kg]$	- cantitatea reală de aer;
V_{CO_2}	$[m^3_N/kg]$	- cantitatea de dioxid de carbon;
V_{SO_2}	$[m^3_N/kg]$	- cantitatea de dioxid de sulf;
V_{O_2}	$[m^3_N/kg]$	- cantitatea de oxigen;
V_{N_2}	$[m^3_N/kg]$	- cantitatea de azot, provenit atât din azotul din combustibil, cât și din azotul din aerul introdus în ardere, în condiții normale;
ρ_{aer}^0	$[kg/m^3_N]$	- densitatea aerului uscat, în condiții normale;
$\rho_{H_2O}^0$	$[kg/m^3_N]$	- densitatea vaporilor de apă, în condiții normale;
d	[g/kg aer uscat]	- conținut de umiditate în aer;
V_{gu}	$[m^3_N/kg]$	- volumul gazelor de ardere uscate;
V_{gt}	$[m^3_N/kg]$	- volumul total al gazelor de ardere;
H_{ice}	[J/kg]	- putere calorică inferioară a combustibilului echivalent;
c_e	[%]	- participarea procentuală masică a carbonului din combustibilul echivalent;
h_e	[%]	- participarea procentuală masică a hidrogenului din combustibilul echivalent;
o_e	[%]	- participarea procentuală masică a oxigenului din combustibilul echivalent;
$C_4H_{10}O$		- formula chimică a butanolului;
Re	[-]	- criteriu de similitudine Reynolds;
j	[-]	- criteriu de similitudine Colburn;
Pr	[-]	- criteriu de similitudine Prandtl;
FSN	[-]	- număr ce indică gradul de fum.

1. INTRODUCERE

1.1 De ce cogenerare? Avantaje

1.1.1 Scopul și necesitatea cercetării în domeniu

Cogenerarea este generarea simultană a energiei electrice și a energiei sub formă de căldură. CHP Combined Heat and Power din engleză - Cogenerarea este tehnica care recuperează această pierdere încât rezultă simultan atât energie electrică cât și căldură [95][98].

De regulă această cogenerarea implică o creștere puternică a randamentului termic și corelat, o reducere a emisiilor specifice de poluare și CO₂ (cogenerarea conduce și la reducerea costurilor pentru energie la consumatorii finali).

Producerea energiei electrice prin metodele cunoscute conduce la disiparea în mediul ambiant sub formă de căldură de nivel termic scăzut a unei mari părți din energia conținută în combustibil [70].

Producerea prin metode clasice a energiei electrice în centrale termoelectrice, o mare parte din energia conținută în combustibili se poate disipa în mediul ambiant sub forma de căldură de nivel termic scăzut (în procesul de condensare a aburului folosit ca agent energetic)[64].

Principiul de bază al cogenerării este că într-un motor termic (motor cu ardere internă) acționează un generator electric care produce energie electrică, iar căldura evacuată (gaze de ardere) este recuperată și conduce la producerea de abur tehnologic sau metode de încălzire[38].

De obicei consumatorii necesită atât energie sub formă de căldură cât și sub formă de electricitate. Necesarul de căldură acoperă sub formă de încălzire spațială (apă fierbinte, aer cald, abur de joasă presiune), pentru apă caldă sanitar-menajeră sau pentru mediul industrial de temperaturi joase și moderate.

În mod frecvent, consumatorii acoperă necesarul de energie transformând energia chimică a combustibilului fosil și prin achiziția de energie electrică [96].

Utilizarea cogenerării pentru livrarea simultană, dintr-o sursă comună a două feluri de energie a fost aplicată în România în cadrul marilor sisteme centralizate de alimentare cu energie și căldură a platformelor industriale și a localităților urbane (cu termoficare). În momentul de față al tehnicii, cogenerarea

este tehnologia cea mai recomandată indiferent de zone. Cogenerarea este foarte economică, iar consumatorului îi permite un avantaj financiar referitor la consumul de combustibil. Atât căldura cât și electricitatea, generate și consumate, cu numai cca. 20 - 15 % pierderi, (comparativ cu cca 65 % pierderi la producerea electricității în centralele electrice din sistem) necesită pe ansamblu cheltuieli mai reduse decât în varianta alimentării separate a cele două feluri de energii [91].

Pentru a reduce mai mult costurile bănești există soluții prioritare. De exemplu, reducerea consumului prin folosirea ciclurilor cu randamente ridicate. Cogenerarea poate fi și o soluție care reduce emisiile poluante și gazele cu efecte de seră [48].

În tabelul 1.1 se exemplifică structura gravifică a noxelor pentru arderea unui kilogram de combustibil. Din tabel rezultă că arderea defavorabilă a benzinei într-un m.a.i. duce la o creștere a CO în mediul înconjurător, iar pentru combustibilul motorină foarte dăunător conținutul de SO₂ din gazele de evacuare [97].

Tabelul 1.1. Structura gravifică a noxelor [2]

Natura poluanților	g/ 1 kg combustibil	
	benzină	motorină
CO	465	21
NO	23	27
HC	4	12
SO ₂	0,8	4,8
Particule	0,1	0,8

Este cunoscut faptul că un automobil generează aproximativ 3 tone de CO₂ pe an. Unui arbore cu durata de viață de circa 60 de ani îi trebuie trei vieți pentru a anihila cantitatea de CO₂ produsă de automobil. O variantă pentru a reduce emisiile de CO₂, este reducerea consumului de combustibil fosil, dar și acoperirea necesarului din surse de energie convenționale [100].

Creșterea continuă a populației, cât și tendința de îmbunătățire a confortului, conduc la un consum mărit de energie. Pentru satisfacerea aceste nevoi, comunitatea științifică a venit cu soluții de îmbunătățire a randamentului energetic, fără să perturbe ecosistemul, prin menținerea unui echilibru și prin diminuarea consumului de combustibil fosil [99].

Un confort sporit și un nivel mare de industrializare și transport, urmate de utilizarea aparaturii moderne de uz casnic, conduc automat la creșterea dependenței de resursele de energie și determină probleme de poluare antropică pentru mediul înconjurător. Se dorește un mediu curat și sănătos, pentru generațiile de azi, dar și pentru cele de mâine. Fenomenele des întâlnite azi: încălzirea globală, distrugerea stratului de ozon, ploile acide și schimbările ireversibile asupra mediului înconjurător sunt rezultatele activităților nocive realizate de om, în procesul global de dezvoltare, fără a se ține cont de impactul acestora asupra mediului înconjurător pentru un câștig financiar.

Energia electrică, de care omenirea este dependentă, este o formă superioară de energie, care rezultă din forme de energie primare. Este de importanță majoră mai ales azi, când prețul combustibilului este în creștere, să se genereze și cogenereze energie prin conversie din combustibili verzi sau din resurse

neconvenționale, cu un randament superior. Nu există o soluție integrală, care să asigure necesarul total de energie electrică, folosind doar resurse alternative, ceea ce conduce la ideea că soluția durabilă va trebui să se bazeze pe un conglomerat de resurse pentru producerea energiei electrice generată prin arderea combustibililor fosili și nefosili, în cicluri termodinamice eficiente, cu randament ridicat, ca al ciclului cu cogenerare.

Scopul acestei lucrări este analiza tehnică și din punct de vedere al poluării a producției de cogenerare cu motor cu aprindere prin scânteie, folosind ca și combustibili benzina și GPL-ul. În lucrare sunt prezentate rezultatele comparative tehnice și de impact asupra mediului, obținute în urma arderii benzinei și a GPL-ului. Transformarea energiei primare în energie termică și electrică reprezintă o succesiune de procese, mai mult sau mai puțin poluante, controlate și realizate în conformitate cu principiile termodinamicii. Inevitabil, dacă se folosește ca și combustibil primar combustibilul fosil, în procesul de conversie a energiilor va rezulta dioxid de carbon. Suplimentar, în gazele de ardere se produc și alți compuși precum oxizii de azot și sulf, hidrocarburi, particule, monoxid de carbon, care dăunează grav mediului înconjurător, dar și sănătății omului, faunei și florei. Acești poluanți distrug ireversibil balanța ecologică a mediului, împiedicând derularea ciclurilor firești, modificând critic ciclul vieții și al climatului.

Tehnic vorbind, reducerea emisiilor din gazele de ardere a combustibililor fosili se poate realiza prin reducerea consumului de combustibil, prin inhibarea mecanismului de producere a poluanților (metode primare) dat și prin metode de epurare a gazelor în evacuare (metode secundare), respectiv prin combinații ale acestor procedee descrise mai sus. Sunt cunoscute și se pot aplica numeroase tehnici, care pot reduce într-o mare măsură emisiile. Puține sunt implementate, în ciuda faptului că limitele naționale și europene impuse de legislația mediului sunt severe și reprezintă și instrumente legale pentru scoaterea din funcțiune a instalațiilor mari de ardere neconforme [32].

Metodele de reducere a emisiei de dioxid de carbon se dezvoltă, dar rezultatele promițătoare, economice și fezabile, se lasă așteptate. În aceste circumstanțe, o direcție majoră în care trebuie să se îndrepte atenția sunt ciclurile termodinamice cu randament ridicat, ce implică o valorificare cu randament mărit a sursei primare de energie. Prin optimizarea acestora se poate reduce consumul de combustibil, deoarece crește eficiența transformării energiei primare în alte forme de energie utile. Automat se reduc și emisiile de CO₂. În timp, pentru a obține un randament maxim de eficiență, centralele termice au devenit complexe. O soluție aplicabilă dar și cu efect sporit în acest moment este cogenerarea (producerea simultană de energie electrică și termică, prin transformare, dintr-o singură sursă primară de combustibil). Protecția mediului este de prioritate actuală, implementarea soluțiilor ecologice nu trebuie amânate sau stopate, sub nici o formă, de prioritățile economice. Prin modificarea centralelor existente și construirea de centrale noi, ce aplică cele mai noi tehnologii, se îndeplinesc reglementările și impunerile legislației Uniunii Europene. Ele se realizează în sprijinul comunității, iar acest proces trebuie proiectat și realizat în armonie deplină cu mediul înconjurător [8].

Tehnologia cogenerării este o soluție bună de generare ieftină și curată a energiei. Cogenerarea a fost inventată ca și tehnologie aproximativ cu o sută de ani în urmă. Prima centrală electrică din SUA a fost o centrală bazată pe cogenerare, fiind proiectată și construită de Thomas Edison în anul 1882, la New York. Ciclul termic poartă denumirea ciclul Clausius –Rankine [45]. Procesul de cogenerare este

prezentat în figura 1.1. iar o comparație între producerea separată de energie electrică și producerea sub formă de căldură și procesul de cogenerare este prezentată în figura 1.2. Principalul avantaj al cogenerării este economia de energie. Deci, conform diagramelor de fluxuri de energie prezentate, în cazul aplicării cogenerării ca tehnologie energetică, în mod curent, 85% din energia conținută în combustibil (uzual, gaze naturale) se transformă în energie utilă (sub formă de electricitate și căldură). Această valoare evidențiază faptul că în cogenerare valorificarea combustibilului, se realizează cu o eficiență energetică aproximativ dublă, în raport cu eficiența în cazul producerii de electricitate prin procedee clasice.

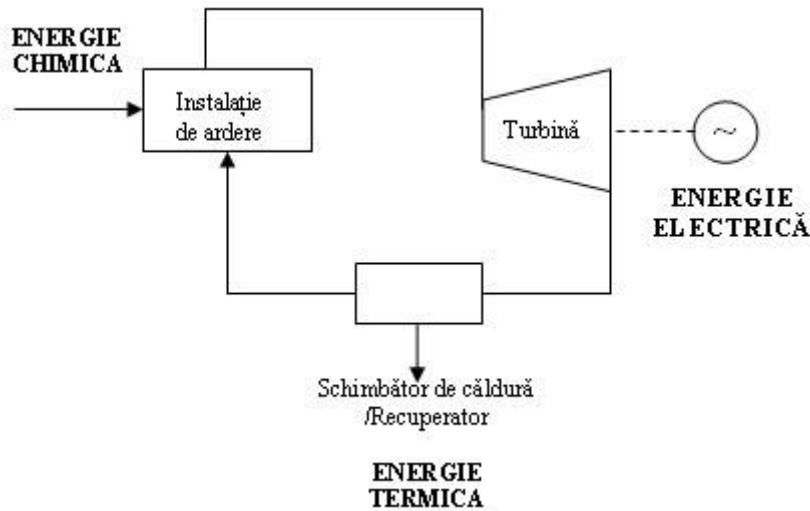


Figura 1.1. Sistem de cogenerare

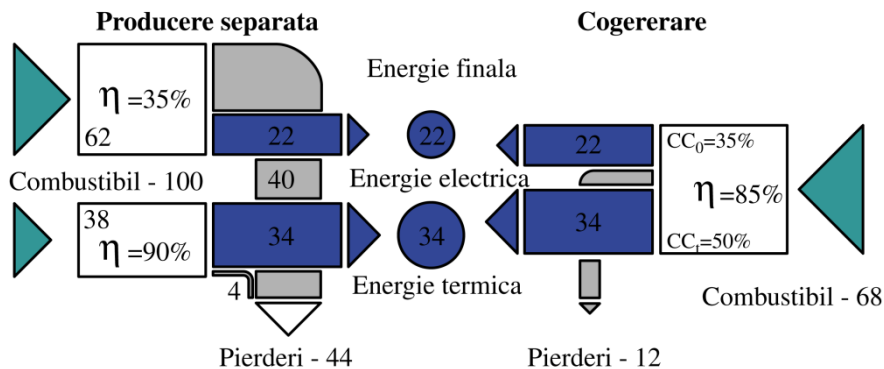


Figura 1.2. Comparație între fluxurile de energie și combustibil la producerea separată a electricității și a căldurii și respectiv, cu cogenerare

η - randament de conversie a energiei combustibilului în energie finală (la producerea separată a energiei electrice, respectiv termice).

Profitul rezultat din reducerea consumului de combustibil cu 32 % (de la 100 unități la 68 unități) se materializează prin diminuarea facturilor pentru energie ale utilizatorilor de energie electrică și termică. Desigur că acest calcul brut trebuie corelat cu calculul economic privind investiția specifică. Chiar în cazul în care cogenerarea intră în concurență cu tehnologiile noi, avansate, de producere a energiei electrice (instalații combinate gaze-abur, cu randamente de ordinul 50 %) economiile realizabile sunt de 15 - 18 % [1].

Maximizarea economiei de energie este plafonată de condițiile de eficiență economică a investiției.

De asemenea, dacă se cunosc caracteristicile consumului, ele determină variații neproporționale, în tranșe din ce în ce mai mici, ale economiei de energie, respectiv ale cheltuielilor pentru această energie, în raport cu tranșele de putere instalată în cogenerare. O dublare a capacității termice nu duce la o dublare a economiei de combustibil.

Ca urmare dimensiunea optimă a capacității termice a instalației cu cogenerare se oprește la un nivel inferior valorii maxime a sarcinii termice. Această limitare este definită în principal și prin următoarele aspecte:

- investiția pentru un spor de capacitate peste o anumită limită nu se mai justifică prin plusul de economii rezultate la cheltuielile cu energia;
- tranșa suplimentară posibilă ar avea o durată de funcționare mai mică decât cea impusă de condițiile de eficiență.

Diferențele la sarcina termică, peste capacitatea disponibilă a cogenerării, se acoperă din cazane de vârf de abur sau de apă caldă.

Diferențele la sarcina electrică, peste puterea disponibilă a cogenerării, (ținând seama și de variația consumului termic care condiționează puterea electrică disponibilă) se acoperă cu energie absorbită din sistemul energetic. În aceste cantități poate fi luată în considerare și energia care ar putea fi preluată din sistem în perioadele în care prețul practicat de furnizor este mai mic decât prețul de producere în instalația locală cu cogenerare (perioadele de tarif redus).

Condițiile de calitate care se impun pentru cogenerare, adică economiile preliminare se realizează numai dacă procesul de cogenerare îndeplinește o serie de condiții de calitate, dintre care sunt menționate:

- 1) Căldura și electricitatea produse în timpul funcționării sunt utilizate total și eficient. Trebuie evitate perioadele de funcționare în care nu există consum de căldură sau livrarea de căldură pentru acoperirea unor pierderi care se pot elimina.
- 2) Valoare ridicată (peste 80...85 %) a randamentului global ($\alpha_e + \alpha_t$)
- 3) indicii de cogenerare ($\gamma = \alpha_e / \alpha_t$). Electricitatea este o formă superioară de energie, care este ușor convertibilă în toate celelalte forme (forță, căldură, lumină, radiații etc.), o valoare mare a acestui indice semnifică o calitate deosebită a conversiei combustibilului.

Notațiile sunt:

α_e este cota din energia combustibilului, transformată în energie electrică, în instalația de cogenerare.

α_t - cota din energia combustibilului, transformată în energie termică, în instalația de cogenerare.

$$\eta_g = \alpha_e + \alpha_t \quad (1)$$

unde: η_g este randament global de conversie a combustibilului, în energie electrică și căldură, (la procesul de cogenerare), definit de relația (1).

$$y = a_e / a_t \quad (2)$$

unde: y este indice de cogenerare (de termoficare); raportul dintre electricitatea și căldura produse în cogenerare [59].

În ultimii 30 de ani prețul energiei a fost într-o continuă creștere . Construirea unui număr tot mai mare de centrale electrice nu a reușit scăderea prețului energiei (nici menținerea lui), ceea ce a condus ca mai multe persoane să se îndrepte spre aplicarea conceptului cogenerării, în centrale termoelectrice cu termoficare.

1.1.2 Obiectivele cercetării

În cazul co-generării se urmărește evaluarea randamentului de generare a celor două forme de energie (termică și electrică).

Planul de măsurători urmărește în consecință monitorizarea parametrilor necesari pentru determinarea eficienței procesului de co-generare.

Se vor analiza următorii parametri:

1. variația concentrației de CO în funcție de încărcare și tipul de combustibil folosit,

2. variația concentrației de NO și NO_x în funcție de încărcare și tipul de combustibil folosit

3. variația procentuală a O₂ și CO₂ în funcție de încărcare și tipul de combustibil folosit,

4. consumul mediu de combustibil în funcție de încărcare și tipul de combustibil folosit,

5. valorile temperaturilor,

6. debitul de apă folosită ca agent de lucru pentru co-generare a energiei termice din combustibilul primar.

Studiul se face în jurul influențelor a doi parametri majori:

- gradul de încărcare a grupului,
- tipul de combustibil folosit.

Simultan alterând acești doi parametri termodinamici, se va determina și impactul asupra mediului a grupului co-generativ.

- Pentru a realiza o simulare cât mai aproape de situația reală, se vor alge trei situații de încărcare: 2, 4 și 5 kW pe benzină și GPL.

Protecția mediului este de prioritate actuală, implementarea soluțiilor ecologice nu trebuie amânate, încetinite sau stopate, sub nici o formă, de prioritățile economice.

Cogenerarea (producerea simultană de energie electrică și termică, prin transformare, dintr-o singură sursă primară de combustibil) este o soluție aplicabilă și cu efect dorit în acest moment, este una din soluțiile pentru reducerea poluării și protejarea mediului înconjurător.

O aplicare practică în societate a acestei lucrări este, de exemplu, implementarea acestei instalații de cogenerare pe benzină și GPL la cabanele din zonele muntoase, schimbătorul de căldură integrându-se într-un sistem cu circuit închis alimentând caloriferele de încălzire și generatorul va produce energia electrică pentru cabana respectivă.

Deasemenea ea poate fi utilizată și în zonele rezidențiale pentru încălzirea și iluminarea caselor sau a grupurilor de apartamente dintr-un bloc.

1.2 Rezumat capitol 1

Scopul lucrării este analiza tehnică și din punct de vedere al poluării a producției de cogenerare cu motor cu aprindere prin scânteie, folosind ca și combustibili benzina și GPL-ul.

În această lucrare sunt prezentate rezultatele comparative tehnice și de impact asupra mediului, obținute în urma arderii benzinei și a GPL-ului. Transformarea energiei primare în energie termică și electrică reprezintă o

sucesiune de procese, mai mult sau mai puțin poluante, controlate și realizate în conformitate cu principiile termodinamicii.

Inevitabil, dacă se folosește ca și combustibil primar combustibilul fosil, în procesul de conversie a energiilor va rezulta dioxid de carbon. Suplimentar, în gazele de ardere se produc și alți compuși precum oxizii de azot și sulf, hidrocarburi, particule, monoxid de carbon, care dăunează grav mediului înconjurător, dar și sănătății omului, faunei și florei. Acești poluanți distrug ireversibil balanța ecologică a mediului, împiedicând derularea ciclurilor firești, modificând critic ciclul vieții și al climatului.

Protecția mediului este de prioritate actuală, iar cogenerarea este o soluție aplicabilă pentru reducerea poluării și protejarea mediului înconjurător.

Planul de măsurători propus urmărește în consecință monitorizarea parametrilor necesari pentru determinarea eficienței procesului de co-generare.

Acești parametri sunt:

- variația concentrației de CO în funcție de încărcare și tipul de combustibil folosit,
- variația concentrației de NO și NO_x în funcție de încărcare și tipul de combustibil folosit
- variația procentuală a O₂ și CO₂ în funcție de încărcare și tipul de combustibil folosit,
- consumul mediu de combustibil în funcție de încărcare și tipul de combustibil folosit,
- valorile temperaturilor,
- debitul de apă folosită ca agent de lucru pentru co-generare a energiei termice din combustibilul primar.

Studiul se face la doi parametri mari ca :

- gradul de încărcare a grupului și tipul de combustibil folosit.

Simultan alterând acești doi parametri termodinamici, se va determina și impactul asupra mediului a grupului co-generativ.

- Încărcarea grupului de cogenerare se va face pentru : 2, 4 și 5 kW pe benzină și GPL.

Aplicarea practică a acestei lucrări este în cabanele de munte sau în zonele rezidențiale unde se poate livra concomitent atât energie electrică cât și termică.

2. SISTEME DE COGENERARE

2.1 Din istoria cogenerării

Avantajele cogenerării sunt cunoscute. Este tehnologia care permite producerea unui kWh electric la un preț mic, fără comparația cu situația din hidrocentrale. Centralele termice clasice cu combustie externă au randamente termice de numai 30 - 35 %, oricare ar fi combustibilul utilizat (lichid, cărbune, gaz). În soluția cu ciclu combinat (asocierea combustiei interne și externe), randamentele cresc aproape spre dublu 50 - 55 %. În cogenerare (producția de electricitate în ciclu simplu sau dublu, cu producerea simultană de căldură), randamentul global atinge și 80 - 90 %. Dintre toți combustibilii, gazul permite obținerea celor mai bune bilanțuri energetice și ecologice. Dar este și un obstacol natural în calea dezvoltării cogenerării, și anume piața de căldură, deoarece utilizatorii, care au nevoi mari și continue de căldură, sunt relativ puțini. O altă limitare a posibilității de mărire a randamentului este cauzată și de temperaturile mari, care ar trebui atinse în ciclu pentru a avea un randament mare, ce presupune folosirea unor materiale rezistente și tehnologii de fabricație eficiente, pentru a face față acestor regimuri [46].

Cogenerarea oferă o soluție tehnică și economică bună și în condițiile generării de căldură și/sau frig, cu randamente mari, permițând economii mari de energie primară și reducerea emisiilor poluante, în condiții de iarnă și vară. Conceptul cogenerării este relativ vechi. La începutul secolului XX, înainte să se creeze o rețea puternică de distribuție de curent electric, multe dintre industrii aveau deja centrale proprii, bazate pe cogenerare. Pe măsură ce au apărut utilitățile și s-au dezvoltat și au crescut ca număr, majoritatea statelor au început să impună regularizarea acestor rețele, astfel încât să limiteze pierderile de curent [47][56].

Există multe tipuri de instalații cu cogenerare. Diferențele între acestea constau în principal în:

1. tehnologia procesului de cogenerare folosită;
2. combustibilul utilizat;
3. agentul purtător și parametrii căldurii livrate;
4. raportul electricitate/căldură generată.

Conform stadiului tehnologic actual, generarea combinată a căldurii și electricității poate fi realizată în mod practic/comercial cu următoarele tipuri de sisteme generatoare de energie electrică (direct sau prin intermediul energiei mecanice):[94].

- a) Motoare cu piston (**MP**), cu scânteie – tip Otto - sau tip Diesel, cu gaze naturale sau cu carburant lichid;
- b) Turbine cu gaze (**TG**);
- c) Turbine cu abur (**TA**);
- d) Pile de combustie (**PC**).
- e) Motor Sterling(**MS**)

2.1.1 Scheme de centrale de cogenerare

Acest subcapitol evidențiază câteva exemple de bune practici și demonstrează succint diferența de complexitate între cinci tipuri diferite de centrale ce funcționează în cogenerare:

2.1.1.1 Centrală de cogenerare cu motor cu ardere internă

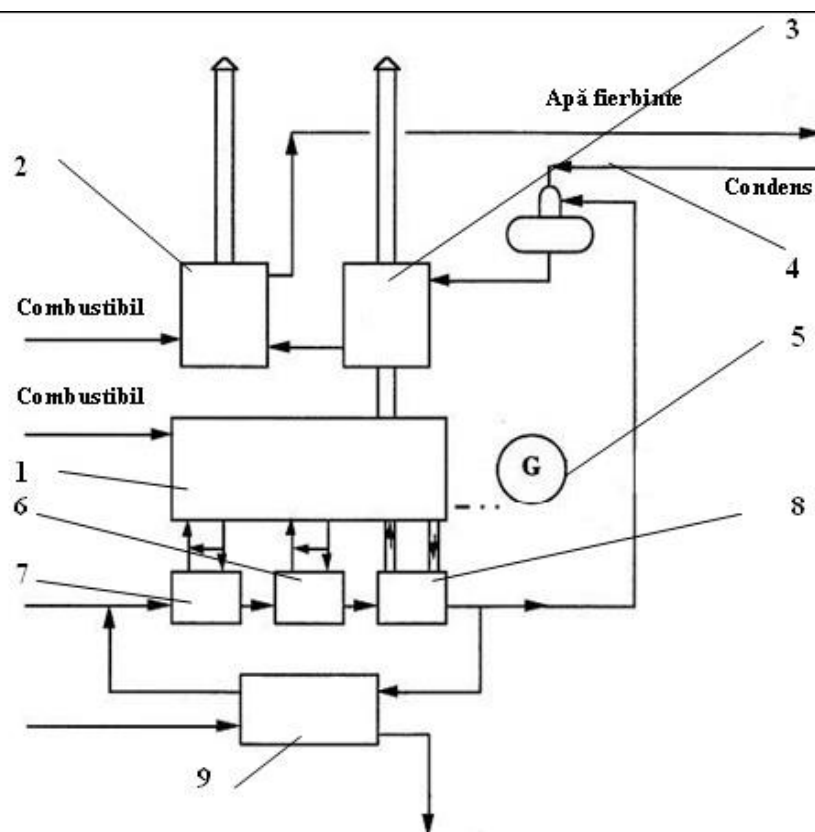


Figura 2.0. Cogenerarea cu motor cu ardere internă cu piston și cazan recuperator [2]: 1- motor cu ardere internă, 2-cazan auxiliar, 3- schimbător de căldură/cazan de abur recuperator, 4- alimentare cu apă, 5-generator electric, 6-schimbător de căldură apă/apă, 7-schimbător de căldură ulei/apă, 8-schimbător de căldură cu turbosulfantă, 9-răcitor suplimentar de căldură.

Figura 2.6 prezintă o schemă de instalație de cogenerare cu motor cu ardere internă și cazan recuperator. Generatorul electric este antrenat de către motorul cu ardere internă. Sunt utilizate patru schimbătoare de căldură care recuperează căldura emisă de motor, ceea ce determină o eficiență termică ridicată a ansamblului. Aceste schimbătoare de căldură sunt pentru uleiul de ungere, respectiv pentru apa de răcire, schimbătorul de căldură pentru gazele de evacuare și răcitorul sulfantelor. Toate generează în principal apă caldă. În practică se folosesc și variante

simple, de exemplu, se renunță la cazanul recuperator, înlocuindu-l cu un simplu schimbător de căldură. Literatura indică că randamentul unei astfel de centrale poate atinge și valori de până la 70 – 80 %.

2.2 Cogenerarea cu motoare cu piston (MP)

Motoarele cu ardere internă sunt o construcție potrivită pentru sistemele de cogenerare. Se folosesc în ansamblul din sectorul instituțional, comercial și rezidențial, dar și în scop industrial, atunci când este nevoie de tensiune electrică mică și de medie putere, pentru ca aceste sisteme oferă o eficiență mare la dimensiuni reduse fiind rapide și acoperind puteri de 5 kW – 50 MW [72].

Combustibilul folosit este fosil și nepretențios, pornind de la combustibilii lichizi, gazoși și chiar amestecuri între cei doi, sau biocombustibili [58].

Motoarele cu ardere internă cu piston funcționează după două cicluri termodinamice clasice: ciclul Otto și ciclul Diesel.

În ciclul Otto, amestecul de aer și combustibil format în exteriorul cilindrilor este comprimat, iar aprinderea este cauzată de către o scânteie externă.

La ciclul Diesel amestecul se formează în interiorul cilindrilor, prin injecția de combustibil, după ce aerul a fost aspirat și comprimat. Temperatura ridicată la care ajunge aerul prin comprimare (800-850 °C) determină autoaprinderea instantanee a combustibilului injectat, la presiune de peste 100 bar.

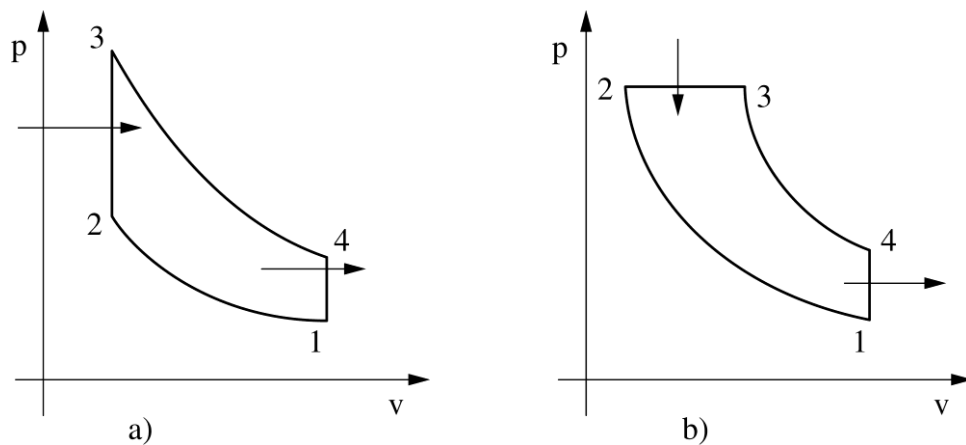


Figura 2.1. a) Ciclul teoretic Otto; b) Ciclul teoretic Diesel [2].

În figura 2.1 este prezentat ciclul teoretic Otto (2.1a) și ciclul teoretic Diesel (2.1b). Ciclul Otto este format dintr-o transformare adiabată de comprimare, o transformare izocoră, care se asimilează cu arderea ce aduce aport de căldură o transformare adiabată, ce constituie o destindere și în final eliberarea căldurii, la volum constant [78].

Ciclul Diesel clasic este similar cu cel Otto, cu diferența că arderea se produce la presiune constantă și la regim termic mai ridicat. La ciclul Diesel, temperaturile ating chiar și 2500 °C, pentru o perioadă foarte scurtă de timp. Eficiența motoarelor diesel este mai ridicată decât la cele Otto, ea fiind cauza pentru

care consumul de carburant este mai redus, raportat la puterea dezvoltată. Mărirea eficienței motoarelor Diesel clasice se poate face prin supraalimentare cu turbosuflyante, răcirea internă a amestecului și creșterea raportului de comprimare [74].

Se exemplifică în următoarele rânduri o clasificare a unităților de cogenerare, în funcție de mărimea puterii dezvoltate de motoare:

- (1) unități de cogenerare de dimensiuni mici:
 - cu motoare Otto de la 15 – 1000 kW,
 - cu motoare Diesel de la 75 – 1000 kW,
- (2) unități de cogenerare de dimensiuni medii, având motoare Diesel și motoare cu aprindere prin scânteie de 1-6 MW
- (3) unități de cogenerare de dimensiuni mari și puteri mai mari de 6 MW, cu motoare Diesel [79].

Instalația are drept componentă principală un motor cu ardere internă (cu aprindere prin scânteie sau tip Diesel) care antrenează un generator pentru producerea energiei electrice [80].

Combustibilii folosiți pot fi: Gaze naturale, Motorină, Biogaz, Biodiesel, Gaz de generator. Căldura din gazele arse evacuate (la 500 °C) poate fi recuperată în proporție de aproximativ 70%, prin răcirea acestora până la 120 °C (motorul m.a.s) și respectiv la 200 °C (motorul Diesel). Căldura din apa de răcire și din uleiul de ungere (la aproximativ 100 °C) poate fi recuperată total [40].

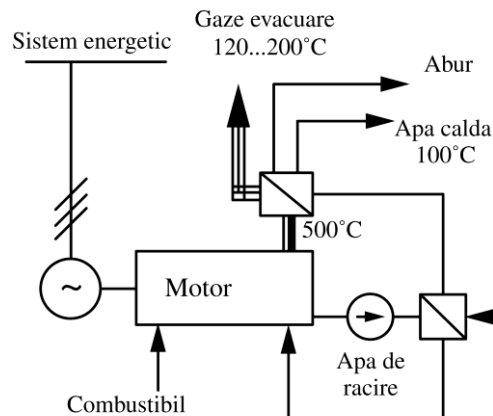


Figura 2.2. Schema cogenerării cu motor cu piston [1]

Tabelul 2.1. Comparatie între motorul cu aprindere prin scânteie și Diesel

	Otto	Diesel
Consum de combustibil	100 %	100%
Producție de electricitate	35%	40%
Producție de căldura	50%	43%
din care: gaze arse	20%	21%
apă răcire	30%	22%
Randament total	85%	83%

Indice de termoficare (de cogenerare, J_e/J_t , kW_e/kW_t , $kWh/Gcal$)	0,6...0,93 700...1082
---	--------------------------

Sunt foarte multe centrale care funcționează în modul de cogenerare, de exemplu, firma **SenerTec DACHS** subdivizie a grupului Baxi, din Olanda, Unitate care livrează 5,5 KW electricitate și 12,5 kW căldură [104].



Figura 2.3. Centrala cu motor cu ardere internă pe gaz [13]

2.3 Cogenerarea cu turbine cu gaze (TG)

În cazul tehnologiei cu Turbine cu Gaz, prin arderea combustibilului, într-o cameră de ardere specială, se produc gaze de presiune și temperatură ridicată care acționează o turbină cu gaze, cuplată la un generator electric. Aceeași turbină antrenează și compresorul care alimentează cu aer camera în care se realizează arderea combustibilului [84].

Puterea electrică unitară este cuprinsă între 0,25 și 0,5 MW, în cazul unităților de mică putere și atingând 50 MW, în cazul grupurilor de puteri mari. Combustibilul folosit poate fi: Gaze naturale, Păcură sau Motorină. Căldura reziduală evacuată cu debitul important de gaze arse fierbinți (la cca. 500°C) poate să fie utilizată pentru acoperirea de consumuri termice (abur sau apă caldă). O eventuală post-combustie a unui supliment de combustibil, utilizând conținutul ridicat de oxigen al acestor gaze poate determina o creștere a cantității de căldură livrate, cu o îmbunătățire corespunzătoare randamentului general [85].

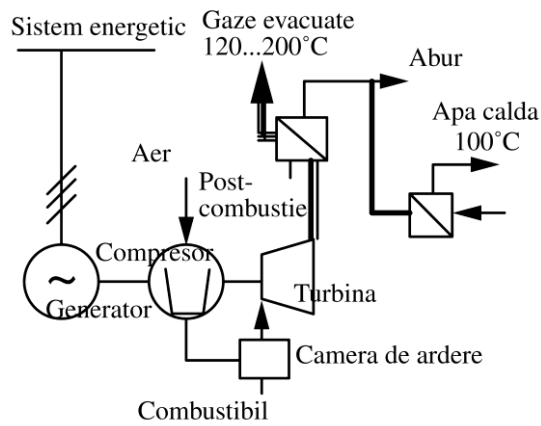


Figura 2.4. Schema cogenerării pentru turbina cu gaze(TG) [1]

În comparație cu tehnologia motoarelor cu piston, turbinele cu gaze sunt mai potrivite pentru acoperirea unor consumuri de abur, fiind posibilă atingerea parametrilor aburului livrat de 110 bar/525°C [86]. Balanța de energie pentru un sistem de tip turbină cu gaze este dată în tabelul 2.2.

Tabelul 2.2. Balanța de energie

	Post-combustie	
	Fără	cu
Consum de energie	100 %	100%
Producție de electricitate	30%	20%
Producție de căldură	55%	68%
Randament total	85%	88%
Indice de termoficare (de cogenerare, J_e/J_t , kW_e/kW_t , kWh/Gcal	0,60 700	0,30 350

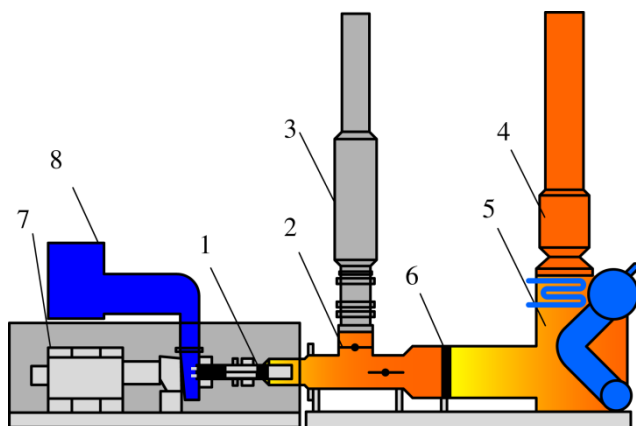


Figura 2.5 Cogenerare cu turbine cu gaz [3]:
 1-turbină cu gaz, 2-valvă de deviere a gazelor de ardere,
 3-amortizor de evacuare a gazelor de ardere bypass, 4-coș antifonic,
 5-schimbător de căldură/generator de abur, 6-arzător,
 7-generator de curent electric, 8-filtru de aer turbină.

Acest sistem de cogenerare este cel mai des folosit. Cele două vane (clapete) sunt reglate automat de unitatea electronică de comandă, funcționând corelat cu necesitățile energetice (de energie termică și energie electrică) care sunt impuse. Aerul atmosferic este filtrat prin filtrul de aer 8 și intră în compresorul turbinei 1, este comprimat și trimis către camera de ardere, unde are loc transformarea energiei chimice a combustibilului în căldură. Turbina 1 este conectată la generatorul de curent electric 7. O dată pusă în mișcare, turbina aceasta învârtă generatorul 7, și se generează energie electrică. O parte din căldura gazelor de ardere este valorificată de schimbătorul de căldură 5. Atunci când energia termică este necesară și sub formă de abur, gazele de ardere din turbina 1 sunt dirijate către arzătorul 6, care furnizează în continuare energia termică necesară în schimbătorul de căldură, respectiv generatorul de abur 5. Centralele cu microturbine, lucrând în cogenerare, au un randament de până la 85 %.

În figura 2.6 a este redat ciclul termodinamic al instalației de turbina cu gaze, în coordonate T-s. Comprimarea izentropă 1-2 are loc în compresor, prin consumul de lucru mecanic l_C , furnizat de turbina cu gaze.

În camera de ardere are loc creșterea entalpiei agentului de lucru de la h_2 la h_3 , prin arderea la presiune constantă a combustibilului.

Căldura:

$$q_{23} = h_3 - h_2 = q_{AC} \text{ [kJ/kg]} \quad (2.1)$$

q_{23} = reprezintă căldura produsă prin arderea unui kg de combustibil.

La destinderea izentropă a gazelor de ardere în turbină se produce lucrul mecanic l_T :

$$l_T = h_3 - h_4 \text{ [kJ/kg]}. \quad (2.2)$$

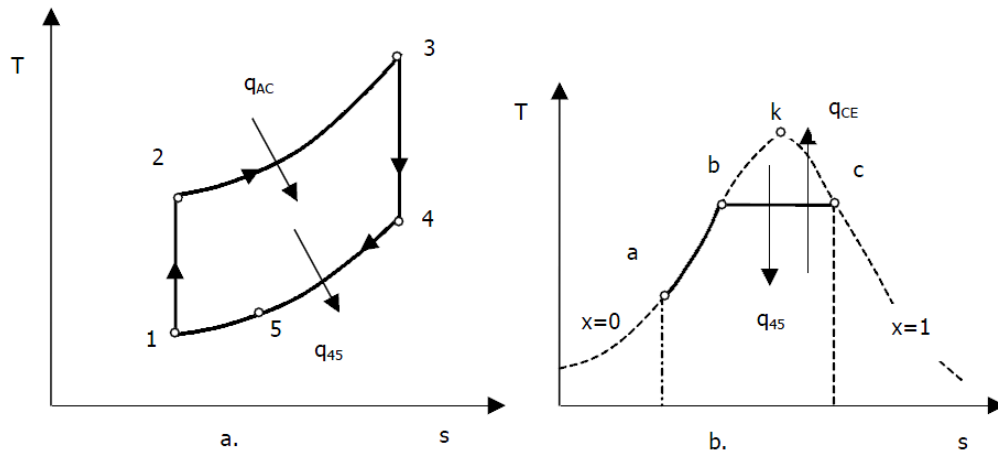


Figura 2.6 Ciclul termodinamic al instalatiei cu turbină cu gaze [3]:

2.4 Cogenerarea cu turbine cu abur (TA)

În aceste turbine energia mecanică, respectiv electrică, se produce prin expandarea aburului de presiune și temperatură înaltă generat de un cazan de abur care poate folosi o gamă variată de combustibili [87].

Puterea electrică unitară este cuprinsă între 3 și 150 MW.

Combustibil: Gaze naturale, Păcură, Cărbune sau Combustibil deșeu.

Căldura reziduală conținută în aburul de 0,7...16 bar evacuat din turbină, la ieșirea din treapta finală sau prin prize, poate să fie utilizată pentru acoperirea unor consumuri termice (abur sau apă caldă).

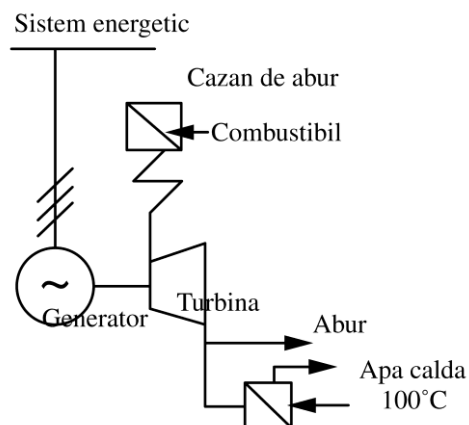


Figura 2.7. Schema cogenerării turbină cu abur(TA) [1]

Indicatorii balanței de energie pentru un sistem de tip turbină cu abur sunt:

Tabelul 2.3. Indicatorii balanței de energie

	Consumatori	
	Abur	Apa caldă
Consum de combustibil	100 %	100%
Producție de electricitate (α_e)	15%	25%
Producție de căldură (α_t)	70%	62%
Randament total	85%	87%
Indice de termoficare – Y- (de cogenerare, J_e/J_t , kW _e /kW _t , kWh/Gcal	0,21 244	0,40..0,47 465..550

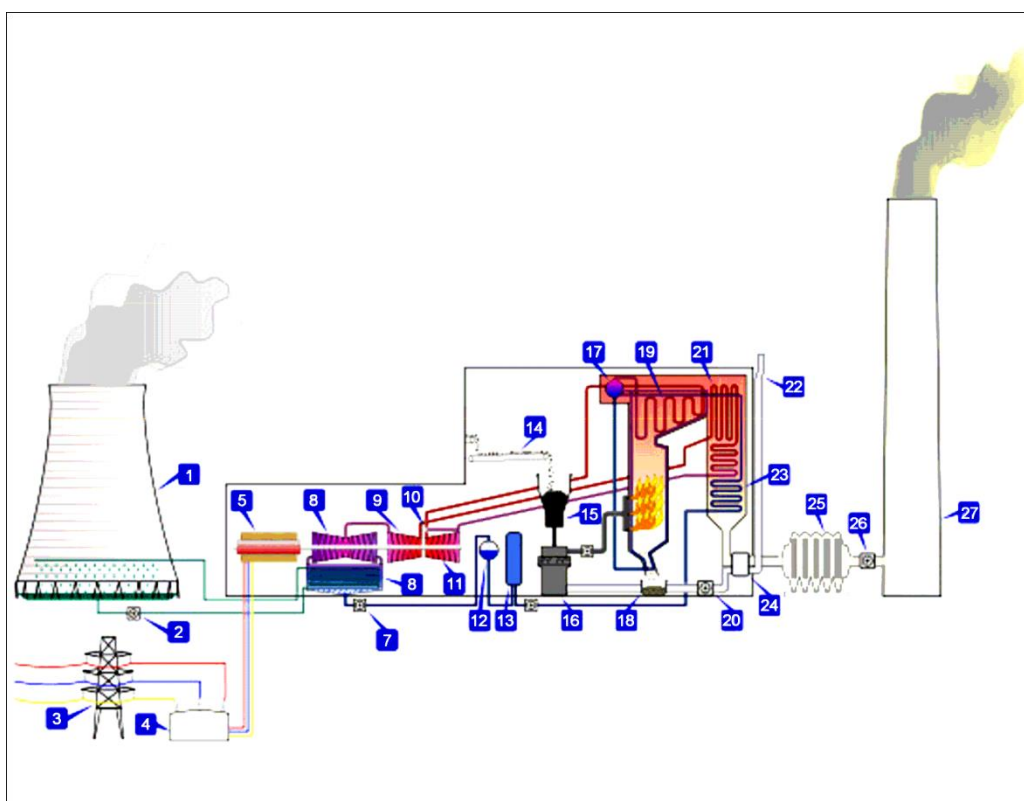


Figura 2.8. Schemă clasică a termocentralei pe cogenerare [4]:
 1-turn de răcire, 2-pompa circuitului de răcire al condensatorului,
 3- linie electrică de înaltă tensiune, 4-transformator ridicător de tensiune,
 5-generator electric de curent alternativ, 6-turbină cu abur de joasă presiune,
 7-pompă de joasă presiune, 8-condensator,
 9-turbină cu abur de medie presiune, 10-ventile de reglare ale turbinei,
 11-turbină cu abur de înaltă presiune, 12-degazor,
 13-preîncălzitor de joasă presiune (PJP), 14-bandă de alimentare cu cărbune,
 15-buncăr de cărbune, eventual cu turn de uscare, 17-tamburul cazanului,
 18-evacuarea cenușii, 19-supraîncălzitor, 20-ventilator de aer,
 21-supraîncălzitor intermediar, 22-priza de aer necesar arderii, 23-economizor,
 24-preîncălzitor de aer, 25-electrofiltru pentru cenușă,
 26-exhaustor (ventilator de gaze arse), 27-coș de fum.

Aceste tipuri de scheme au fost soluția aplicată practic în exclusivitate în România pentru instalațiile cu cogenerare, instalații care totalizau cca 37% din puterea electrică disponibilă a centralelor gestionate de Societatea "Termoelectrică". Ele au constituit sursele generatoare de căldură atât pentru sistemele mari centralizate de alimentare cu căldură la distanță a consumatorilor urbani și a platformelor industriale, cât și pentru alimentarea cu energie la nivel de incintă industrială a proceselor tehnologice și/sau pentru încălzirea clădirilor.

Termocentralele funcționează pe baza unui ciclu Clausius - Rankine. Sursa termică, este introdusă în cazan, încălzește și vaporizează apa. Aburul produs se destinde într-o turbină cu abur producând lucru mecanic. Apoi, aburul este condensat într-un condensator. Apa condensată este pompată din nou în cazan și ciclul se reia (figura 2.8). Prin supraîncălzire intermediară se revitalizează caracteristicile energetice (entalpia) aburului și se pot acționa mai multe turbine (de mică, medie și înaltă presiune). Astfel randamentul ciclului este mărit. Turbina antrenează un generator de curent alternativ (alternator), care transformă lucrul mecanic în energie electrică, de obicei la tensiunea de 6000 V și frecvența de 50 Hz în Europa, respectiv 60 Hz în America de Nord și mare parte din America de Sud. În regim de iarnă, o astfel de centrală poate depăși randamentul de 80 %, în mod curent.

2.5 Cogenerarea cu pile de combustie (PC)

Pila de combustie transformă direct energia chimică a combustibilului în energie electrică, și nu sunt astfel limitate de valoarea maximă a eficienței ciclului Carnot, reversibil, între aceleași limite de temperatură. Reacțiile chimice sunt reversibile și astfel aceste sisteme sunt recomandate ca cele mai eficiente pentru conversia energiei.

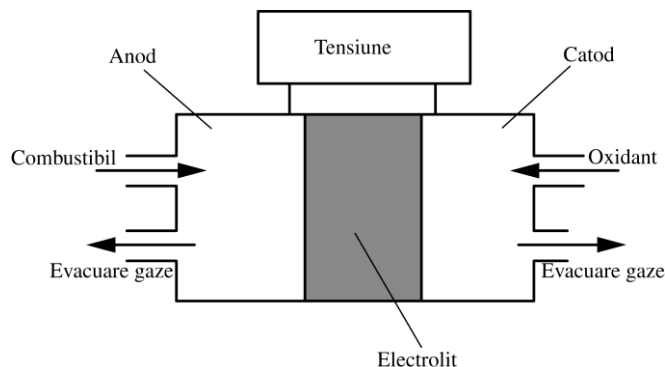


Figura 2.9. Principiul pilei de combustie [10]

Pila de combustie constă dintr-o pereche de electrozi și un electrolit special. Combustibilul (de preferat hidrogenul) este adus la anod, iar oxidantul (aer sau oxigen) pătrunde pe la catod. Reacțiile chimice ce decurg generează ioni, adică curent electric captat ca atare. În locul hidrogenului se poate folosi și metan sau gaze din piroliza cărbunelui, după ce au fost tratate special. Specificitatea celulei (FC de la fuel cell) este dată de tipul electrolitului. Cele mai răspândite sunt pila alcalină (AFC), pila cu polimer solid (SPFC), pe bază de fosfor (PAFC), cu carbon topit (MCFC), cu oxizi solizi (SOFC). În general, pilele de combustie se împart în două

mari categorii, de înaltă (peste 600 °C) și de joasă temperatură (circa 200 °C). Din prima categorie fac parte MCFC și SOFC, iar din cea de-a doua variantele AFC, SPFC și PAFC. Pilele pot juca rol de cicluri superioare sau inferioare în grupaje combinate, fie între ele, fie cu alte cicluri termodinamice. Costul implementării tehnologiei se ridică la 1700 €/kW, gama de puteri în limita (0,1 – 10 MW), dar și eficiențele de 45 – 65 % le fac din ce în ce mai acceptabile și promițătoare, ca obiect de cercetare aplicativă [10].

Pila de combustie are avantajul că prezintă emisii reduse, are o concepție modulară, este compactă și se comportă bine la variații de sarcină și eficiență. Eficiența centralelor ce folosesc aceste pile poate fi crescută până la 70 % prin colectarea gazelor rezultate din reacțiile chimice exotermă și dirijarea lor spre o turbină, transformând o parte de energia lor sensibilă în energie mecanică și apoi în curent electric secundar [38].

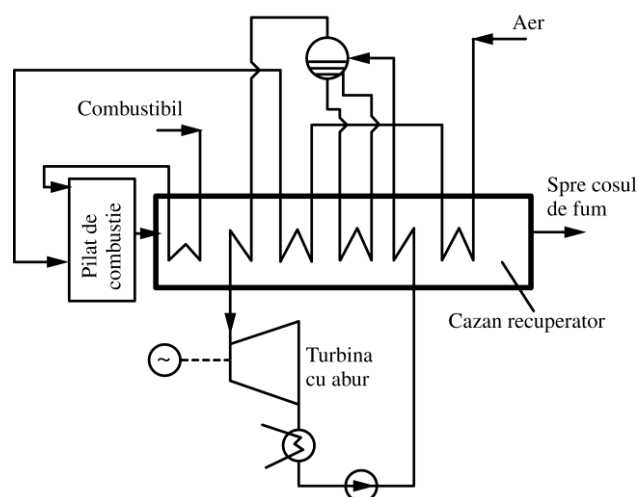


Figura 2.10. Centrală de cogenerare cu pilă de combustie funcționând în circuit Rankine cu turbină cu abur [2]

În figura 2.9 este prezentată o schemă de centrală cu pilă de combustie funcționând în cogenerare. Pila de combustie de 300 MW este cuplată cu o turbină cu abur în ciclul Rankine cu cazan recuperator. Eficiența este de circa 52 %, la sarcina nominală.

Soluțiile constructive noi pot atinge chiar și o valoare de 67 – 75 %.

Pila de combustie transformă direct energia chimică a combustibilului în energie electrică, și nu sunt astfel limitate de valoarea maximă a eficienței ciclului Carnot, reversibil, între aceleași limite de temperatură. Reacțiile chimice sunt reversibile și astfel aceste sisteme sunt recomandate ca cele mai eficiente pentru conversia energiei.

Pila de combustie constă dintr-o pereche de electrozi și un electrolit special. Combustibilul (de preferat hidrogenul) este adus la anod, iar oxidantul (aer sau oxigen) pătrunde pe la catod. Reacțiile chimice ce decurg generează ioni, adică

curent electric captat ca atare. În locul hidrogenului se poate folosi și metan sau gaze din piroliza cărbunelui, după ce au fost tratate special. Specificitatea celulei (FC de la fuel cell) este dată de tipul electrolitului. Printre cele mai răspândite se află pila alcalină (AFC), pila cu polimer solid (SPFC), pe bază de fosfor (PAFC), cu carbon topit (MCFC), cu oxizi solizi (SOFC). În general, pilele de combustie se împart în două mari categorii, de înaltă (peste 600 °C) și de joasă temperatură (200 °C). Din prima categorie fac parte MCFC și SOFC, iar din cea de-a doua variantele AFC, SPFC și PAFC.

Pilele pot juca rol ca de cicluri superioare sau inferioare în grupaje combinate, fie între ele, fie cu alte cicluri termodinamice. Costul implementării tehnologiei se ridică la 1700 € / kW, gama de puteri în limita (0,1 – 10 MW), dar și eficiențele de 45 – 65 % le fac din ce în ce mai acceptabile și promițătoare, ca obiect de cercetare aplicativă [28].

Pila de combustie are avantajul că prezintă emisii reduse, are o concepție modulară, este compactă și se comportă bine la variații de sarcină și eficiență.

Eficiența centralelor ce folosesc aceste pile poate fi crescută până la 70 % prin colectarea gazelor rezultate din reacțiile chimice și dirijarea lor spre o turbină, transformând o parte de energie lor sensibilă în energie mecanică și apoi în curent electric secundar [29].

2.6 Cogenerarea cu Motor Stirling (MS)

Renașterea interesului pentru motoarele Stirling se plasează în deceniul al patrulea al secolului trecut, când inginerii de la firma Philips au început proiectarea unui mic motor termic policarburant silențios destinat pentru antrenarea unor generatoare electrice care să încarce bateriile de acumulare ale stațiilor radio de emisie - recepție din zonele izolate. Utilizând materiale și tehnologii moderne, inginerii firmei Philips au adus motorul inventat de Robert Stirling la performanțe tehnice absolut remarcabile. De exemplu, randamentul efectiv al unui astfel de motor depășea 40%.

După anul 1950 multe firme prestigioase - cum ar fi MAN-MWM, General Motors, Ford, United Stirling A.B. din Suedia dar și altele - au cumpărat licența pentru motoarele Stirling Philips. Ulterior au dezvoltat programe de cercetare în domeniul motoarelor Stirling și alte firme și organizații, între care iese în evidență NASA. Au fost realizate numeroase construcții de motoare Stirling, având ca destinație:

- motorizarea unor iahturi și submarine;
- motorizarea torpilelor;
- motorizarea unor automobile sau autobuze;
- antrenarea unor generatoare de energie electrică;
- antrenarea inimii artificiale (soluție tehnică experimentată pe vaci, motorul fiind răcit de sânge);
- cogenerarea energiei electrice și termice;
- motogeneratoare electrice pentru utilizări cosmice;
- antrenarea unor mașini frigorifice Stirling pentru producerea frigului ecologic, fără folosirea freonilor (sub forma mașinii duplex).

Celelalte utilizări sunt de actualitate chiar și pentru apartamentele de bloc și anume înlocuirea centralelor termice pentru încălzire cu grupuri cogenerative cu

motoare Stirling (care sunt silențioase). Astfel s-ar obține folosirea superioară a căldurii obținute prin arderea gazului metan. Energia electrică produsă (eventual) în exces ar putea fi vândută în sistemul energetic național sau ar putea fi stocată și utilizată ulterior.

Dintre motoarele Stirling moderne cel mai cunoscut este motorul cu două pistoane într-un singur cilindru realizat de inginerii firmei Philips din Olanda conform schemei din fig. 2.10 [103].

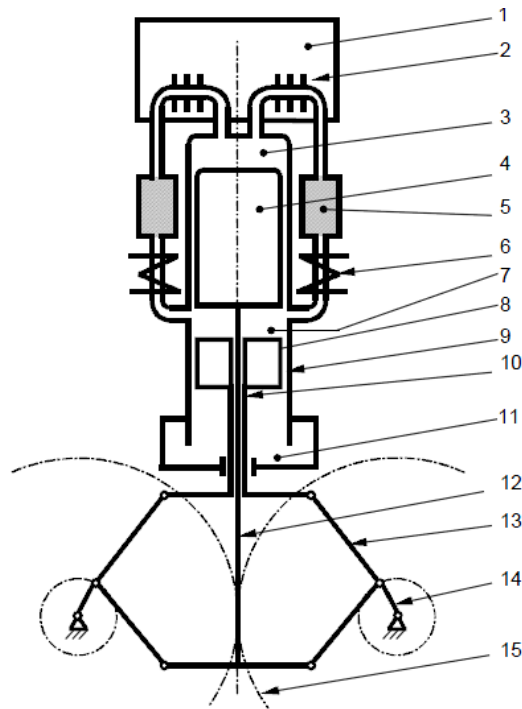


Figura 2.11. Schema constructivă a motorului Stirling Philips: [103]

1 - cameră de ardere; 2 - încălzitor; 3 - cameră de destindere; 4 - piston împingător; 5 - regenerator; 6 - răcitor; 7 - cameră de comprimare; 8 - piston de lucru; 9 - cilindru; 10 - tija pistonului de lucru; 11 - cameră de amortizare; 12 - tija pistonului împingător; 13 - bielă; 14 - arbore cotit; 15 - angrenaj de sincronizare

O unitate funcțională de motor Stirling Philips (care corespunde din punct de vedere termodinamic unui monocilindru de motor cu ardere internă) are în compunerea sa un cilindru 9, trei schimbătoare de căldură și un mecanism motor. În cilindru se află un piston împingător 4 și un piston de lucru 8. Schimbătorul de căldură încălzitor 2 este format dintr-un fascicul de țevi metalice subțiri care pornesc din camera de destindere 3, trec prin camera de ardere 1 și ajung în regeneratorul 5. Regeneratorul este amplasat în jurul cilindrului și are în interior o masă de acumulare a căldurii, de cele mai multe ori formată din straturi de plasă metalică. Schimbătorul de căldură răcitor 6 este compus dintr-un fascicul de țevi răcite la exterior cu apă și face legătura dintre regenerator și camera de

comprimare 7. Mecanismul motor transformă mișcarea de translație a pistoanelor în mișcare de rotație și asigură defazarea necesară între mișcările pistoanelor.

Mecanismul motor al motorului Stirling Philips este compus din patru mecanisme bielă - manivelă, dezaxate puternic (în comparație cu dezaxările uzuale de la motoarele cu ardere internă). Mecanismele sunt plasate simetric față de axa cilindrului. Mecanismul are patru biele, de unde și denumirea de mecanism romboidal. Pistonul împingător 4 este echipat cu o tijă 12 care trece prin pistonul de lucru și prin tija acestuia și se termină cu un jug la capetele căruia sunt articulate bielele inferioare. La fel, pistonul de lucru 8 este echipat cu o tijă 10 care se termină și ea cu un jug la care sunt articulate celelalte două biele (superioare).

Pentru sincronizarea mișcării de rotație a arborilor cotiți 14 s-a introdus angrenajul de sincronizare 15. Mecanismul motor este închis într-un carter. Lucrul mecanic produs poate fi transmis utilizatorului prin oricare dintre arbori.

După aprinderea focului în camera de ardere și după punerea în mișcare a mecanismului motor (cu ajutorul unui demaror) motorul Stirling începe să funcționeze, teoretic realizând la fiecare rotație completă câte un ciclu termodinamic Stirling (fig. 2.10).

Denumirea de „mașini Stirling” se referă la mașinile termice cu pistoane care funcționează după ciclul termodinamic Stirling cu sau fără regenerarea căldurii. Ciclul termodinamic Stirling este ciclul compus din două transformări izoterme. (desfășurate, evident, la temperaturile minimă T_m și maximă T_M între care funcționează mașina) legate între ele prin două transformări izocorice (care au loc la volumele maxim și minim ocupate de agentul de lucru în cilindru), ca pe fig. 2.11, unde indicele „m” se referă la motor iar indicele „f” la mașina frigorifică.

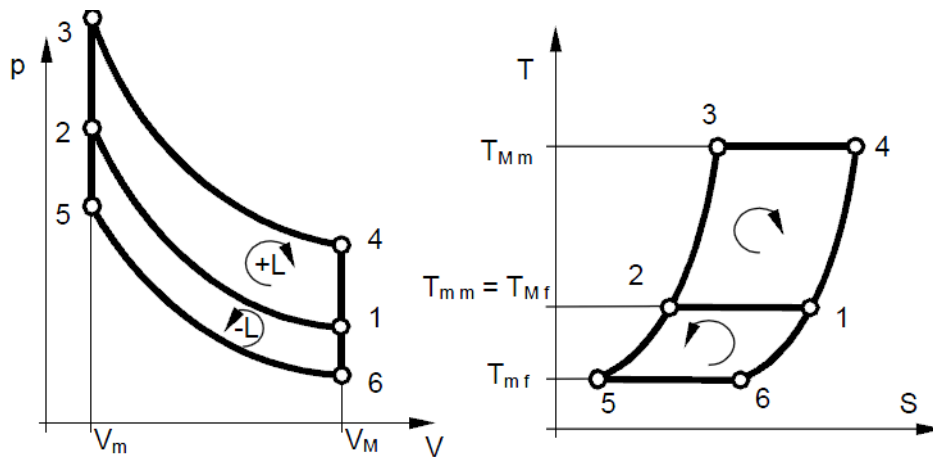


Figura 2.12. Ciclul Stirling direct și inversat [103]

Mașinile Stirling utilizează ca agent de lucru un gaz (aer, heliu, hidrogen) care evoluează într-un sistem închis. Există o singură excepție, motorul Malone, în care ciclul Stirling este realizat de un agent de lucru în stare lichidă.

Mașinile Stirling pot funcționa atât după ciclul termodinamic direct cât și după ciclul termodinamic inversat.

Mașinile Stirling care funcționează după ciclul termodinamic direct – numite motoare Stirling - reprezintă o soluție actuală și în același timp de perspectivă pentru transformarea căldurii în lucru mecanic.

Mașinile care funcționează după ciclul Stirling inversat sunt mașini frigorifice Stirling. Sunt cunoscute mai multe construcții de mașini criogenice Stirling și de asemenea construcții de pompe de căldură Stirling.

În comparație cu mașinile frigorifice clasice, care funcționează după ciclul termodinamic cu vapori Rankine inversat și care folosesc agenți de lucru din clasa compușilor chimici carbofluoroclorurați (CFC sau freoni - a căror prezență în atmosfera pământului are grave efecte poluante), mașinile frigorifice Stirling utilizează agenți de lucru convențional „curați” (aer, hidrogen, heliu), ceea ce le conferă caracterul de mașini nepoluante.

2.7 Considerații privind aplicații ale cogenerării în UE

În România, unitățile de cogenerare au fost dezvoltate încă din 1950, în scopuri exclusiv industriale. În perioada 1960 - 1970 aceste centrale au început să fie utilizate pentru încălzirea și prepararea apei calde de consum. Nivelul tehnologic a rămas însă și până astăzi, la nivelul acelei perioade. În România sunt racordați la sistemul centralizat de încălzire mai puțin de șapte milioane de cetățeni, din care 70 % în mediul urban. Printre producătorii de energie în cogenerare se regăsesc Termoelectrica, Electrocentrale București și mai multe centrale electrotermice aflate în subordinea și administrarea autorităților locale [5].

Sistemul energetic național se bazează în mare parte pe furnizori, constituiți de instalații de cogenerare, amplasate în vecinătatea marilor orașe. Ele deserveau cu energie termică (abur industrial) platformele industriale zonale și prin sistemul de termoficare, rețeaua urbană de distribuție a energiei termice către populație, având un consum variabil de iarnă/vară. Din cauză că în mare parte, platformele industriale s-au restructurat, reducându-se mult consumul industrial, cât și a unei politici greșite de tarifare, unitățile de cogenerare au devenit, mai ales vara, unități de producere numai a energiei electrice, cu randament energetic sub 30 %. În consecința a rezultat creșterea prețului energiei electrice și termice și din mari fluctuații în livrarea ei, ducând în final, pe de o parte la debransări ale consumatorilor de la rețea (pe ansamblul țării 21 %), iar, pe de altă parte, la apariția unei piețe de centrale termice individuale. Instalațiile de cogenerare s-au transformat în instalații de producerea de energie exclusivă, controlată insuficient (prin legislația calității) a curentului electric, având un randament global sub 50 %. [53].

Reabilitarea producerii energiei prin cogenerare poate fi realizată prin modernizarea rețelelor de transport și de distribuție a energiei termice și electrice, și respectiv prin restructurarea, redimensionarea și modernizarea surselor de producere a energiei termice. Promovarea surselor alternative sau regenerabile ca aplicații, în instalațiile mici și medii de cogenerare existente poate fi o altă alternativă [49].

La nivelul țării se estimează, pentru sistemele de termoficare, un necesar anual de 30 milioane Gcal.

În anul 2000, în Uniunea Europeană s-au generat 248,7 TWh prin cogenerare, reprezentând 9,6 % din totalul de energie electrică produsă. Mai mult de jumătate din energie a fost realizată în instalații mari industriale, restul fiind

produse de centrale de cogenerare de dimensiuni medii și mici. De remarcat și faptul că în sectorul chimic și petrolier, cogenerarea generează două treimi din totalul energetic necesar domeniului [93].

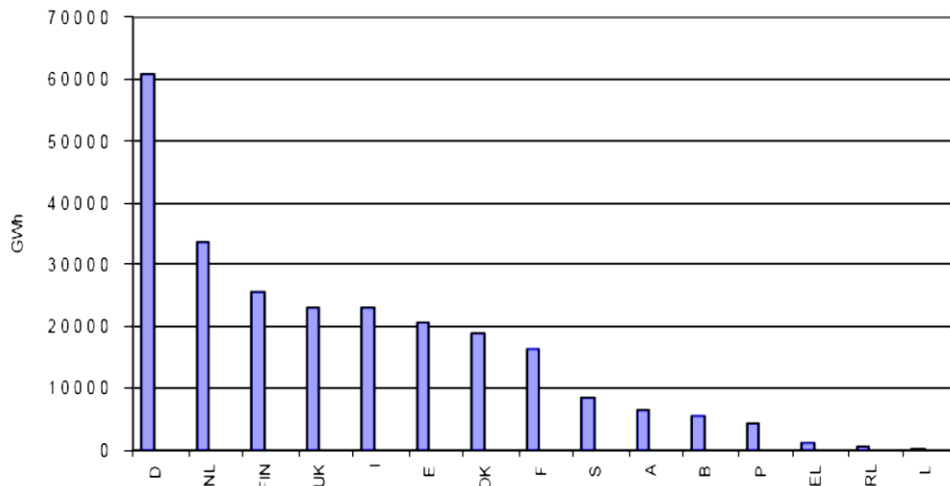


Figura 2.13. Producția de energie electrică prin cogenerare în 15 state ale UE [6]

În figura 2.12 sunt prezentate producțiile de energie electrică în cogenerare în statele Uniunii Europene. Germania a fost detașat statul cu cea mai mare producție de energie electrică, cu o valoare de peste 60000 GWh sau 60 TWh în anul 2000 urmată de Olanda pe al doilea loc cu 33700 GWh sau 33,7 TWh. Finlanda,

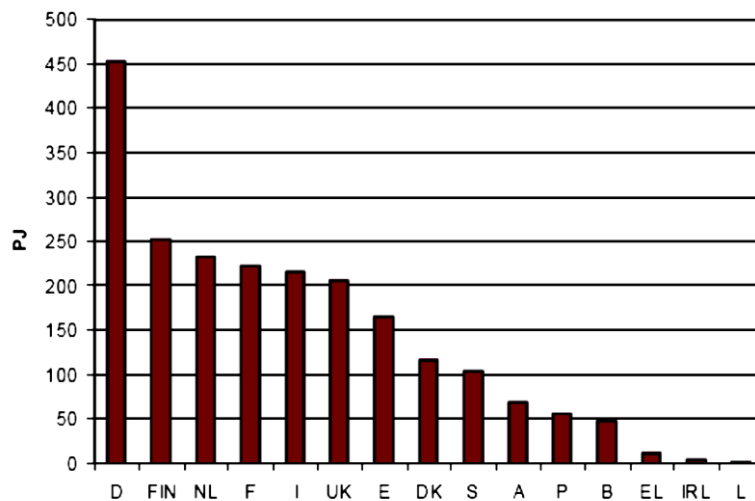


Figura 2.14. Producția de energie termică prin cogenerare în 15 state ale UE [6]

Marea Britanie, Italia Spania sunt, producători mari de energie electrică prin cogenerare, având o valoare de 20 TWh. Din punct de vedere al producției de energie prin cogenerare raportată la întreaga producție mondială, în Danemarca s-a

înregistrat cea mai mare pondere de 52.6%. În Olanda și Finlanda ponderea a fost de 37,6 și respectiv 36,4 %. În alte state au fost înregistrate valori sub 20 % [6].

Statisticile actuale arată o creștere a producției de energie termică și electrică prin cogenerare, în baza tehnologiilor noi. Aceasta reprezintă soluția actuală cea mai modernă, ce respectă protocolul de la Kyoto și limitele emisiilor impuse de Uniunea Europeană.

Tipul și cantitatea emisiilor aferente diferitelor filiere de cogenerare dar și producerii separate: a energiei electrice în centrale termoelectrice (CET) și a căldurii în centrale termice (CT), sunt dependente de etapele ciclului de viață considerate, de elemente caracteristice și transformările care au loc în cadrul acestora.

Ca exemplu, în tabelele de mai sunt prezentate emisiile aferente etapei ciclului de viață anterioare sursei de energie, fazele de: extracție – prelucrare - transport, pentru următoarele tipuri de combustibili:

Tabelul 2.4. Emisii aferente etapei de extracție – prelucrare – transport pentru combustibil gaz metan.

Tip emisie	Valoare emisie g/100kWh energie utilă
CH ₄	0,1
Praf	$5,28 \cdot 10^{-3}$
CO	1,85
SO _x	13,4
NO _x	9,94
CO ₂	671
HC	1,19

În tabelul 2.5 sunt sintetizate principalele tipuri de impact produse de filierele de cogenerare asupra mediului : [102].

Tabelul 2.5. Indicatorii balanței de energie

Tipul de impact	Acțiunea
Epuizarea rezervelor de resurse naturale	Consumul de rezerve neregenerabile
Efectul de seră	Emisia gazelor cu efect de seră: CO ₂ , CH ₄ , N ₂ O, CFC, O ₃ , NO _x , CO, COV
Degradarea stratului de ozon	Emisia gazelor cu efect fotochimic (CFC)
Toxicitate și ecotoxicitate	Emisii de substanțe chimice, căldură, emisii radioactive
	Emisii chimice: SO ₂ , NO ₂ , HCl
	Emisii de elemente ca azot, fosfor în componența apelor uzuale
Factori perturbatori	Emisii sonore
	Emisii mirositoare
	Gradul de ocupare a unei suprafețe și a timpului
	Construcții (înălțime, volum, formă)

Figura 2.13 prezintă producția de energie termică obținută prin cogenerare în statele membre ale Uniunii Europene, raportată în Peta Joule ($1PJ=10^{15}$ J). Energia termică, produsă prin cogenerare în anul 2000 a fost evaluată la 2155 de PJ. Germania a devansat celelalte state cu un maxim înregistrat la 452 PJ, în condițiile în care Finlanda producea 251 PJ, Olanda 233 PJ, Franța 223 PJ, Italia 216 PJ și Marea Britanie 206 PJ [6].

Ca și o concluzie, în acest context lucrarea este de actualitate și demonstrează că, prin cogenerare cu un motor cu aprindere prin scânteie ce poate funcționa atât pe benzina cât și pe GPL, se obține un randament termic bun, că tehnologia(GPL) este mai curată și prezintă avantaje prin reducerea emisiei de CO_2 .

2.8 Avantaje și dezavantaje ale diferitelor sisteme

Caracteristicile instalațiilor care realizează procesul de cogenerare diferă în funcție de tipul și destinația instalației, ceea ce conferă acestora avantaje și dezavantaje determinante pentru definirea zonei de aplicabilitate. O enumerare rapidă și prin comparație a acestor avantaje și dezavantaje este descrisă în tabelul 2.6 [77].

Avantajele cogenerării cu motor cu m.a.i:

-Căldura și energia electrică pot fi generate în apropierea consumatorului, eliminând astfel pierderile în rețelele de transport, așa cum se întâmplă în cadrul marilor sisteme de încălzire centralizată.

-Eficiența totală a unei cogenerări cu motoare cu combustie internă se ridică la peste 85%, având în vedere consumatorul final, aproximativ cu 10% mai mare decât la centrala convențională din sistemul de încălzire centralizată.

-Reducerea consumului de energie primară prin utilizarea cu eficiență ridicată a căldurii din gazele de ardere și din apa de răcire a motorului.

-Reducerea poluării mediului prin căldura reziduală a gazelor de ardere.

Dezavantajele cogenerării cu m.a.i:

- Randamentul scăzut la un m.a.s care este 20 - 25 % (în comparație cu un motor Diesel care poate avea un randament de 40 %) [69].

- Consumul de combustibil care este mai mare decât la un motor Diesel de exemplu.

Referitor la gazele eliminate, din aproximativ 1000 de substanțe chimice distincte identificate în gazele de ardere ale m.a.i, datorită efectului lor nociv dovedit, s-au limitat prin reglementări speciale următoarele specii poluante:

- Hidrocarburile – HC

În această categorie intră produsele gazoase ale arderii incomplete și imperfecte. S-au identificat circa 400 de compuși individuali, care reprezintă majoritatea claselor de compuși organici, incluzând hidrocarburi alifatice saturate și nesaturate, hidrocarburi aromatice și compuși policiclici, compuși oxigenați cum sunt aldehidele, cetonele, alcoolii, eterii, acizii și esterii, precum și compușii azotați, sulfați și organometalici. S-a descoperit că benzopripenul, care este o hidrocarbură ciclică extrasă din gudron, exercită o puternică acțiune cancerigenă. Sunt nocive îndeosebi ca substanțe secundare, deoarece sunt o componentă principală în reacțiile de formare a smogului fotochimic [17].

Hidrocarburile, privite ca un ansamblu numeros de compuși chimici, sunt considerate substanțe primare, care rezultă din procesul de ardere în m.a.i. Au nocivitate foarte diversă, cuprinzând componenți netoxici cum ar fi metanul, dar și componenți foarte toxici cum ar fi 4-hidroxifenil [18]. Unele sunt iritante și au efecte sistemice reduse, în timp ce altele pot avea consecințe toxicologice grave, cum ar fi disfuncționalitatea sistemului nervos central și a căilor respiratorii, sau chiar efecte cancerigene.

- Monoxidul de carbon – CO

Monoxidul de carbon este un gaz incolor, inodor și insipid, care este mai puțin dens decât aerul. Este un compus relativ stabil și participă la reacțiile chimice atmosferice. CO este un produs intermediar, prin care trec toți compușii conținând C, când sunt oxidați. În prezența unei cantități suficiente de O_2 în timpul arderii, se produce CO, care apoi este imediat oxidat, obținându-se CO_2 . Acest lucru nu se întâmplă în cazul funcționării motorului în regim de mers în gol sau de decelerare. Totuși se cunoaște că în condițiile obișnuite de funcționare, motoarele diesel produc cantități mai mici de CO, comparativ cu motoarele cu benzină [18].

Afinitatea CO de a se combina cu hemoglobina este de 220 de ori mai mare decât pentru O_2 , rezultând carboxihemoglobina, ceea ce produce, chiar și pentru doze mici, afecțiuni foarte grave ale sistemului nervos, respirator și cardiovascular. Intoxicația cu CO conduce la dureri de cap, oboseală, amețeli, tulburări de vedere, irascibilitate, palpitații, vomă, leșin, comă și chiar moarte.

Reacția este reversibilă și expunerea persoanelor intoxicate timp de câteva ore la aer curat duce la eliminarea gazului din corp. Produsul dintre concentrația de monoxid de carbon, și timpul de expunere, în ore, este o valoare orientativă indicând toxicitatea gazului [18].

- Oxizii de azot – NO_x (NO, NO_2)

Oxizii de azot se formează prin reacția oxigenului atmosferic cu azotul la temperaturi și presiuni mari, specifice camerei de ardere, în atmosferă bogată de oxigen și la variații de timp de staționare mai mari. Azotul provine fie din combustibil, fie din aerul introdus pentru ardere. Pe măsură ce crește temperatura, crește și ponderea mecanismului de geneză a NO_x și implicit concentrația în gazele de evacuare. NO_x este de fapt un simbol ce include mai multe specii chimice de oxizi de azot [19].

Printre oxizii din gazele de evacuare este prezentă și o anumită cantitate de dioxid de azot (NO_2), cantitate ce sporește la ieșirea gazelor în atmosferă, prin oxidarea suplimentară a monoxidului (NO).

NO_2 este considerat în general ca cel mai nociv oxid de azot pentru sănătatea omului. Astfel statisticile atrag atenția asupra riscurilor de îmbolnăvire în corelație cu concentrațiile ambientale. Limitele admisibile și standardele, sunt exprimate adesea cu referință directă la NO_2 și mai generală la NO_x .

Dioxidul de azot este considerat dăunător, generând efecte toxice în urma inhalării și producând disfuncții pulmonare, afecțiuni respiratorii acute, iritarea ochilor și în general a mucoaselor. NO_2 produce și efecte dăunătoare asupra mediului. Se menționează, ploile acide, cu consecințe nefaste asupra vegetației. NO_x sunt esențiali în formarea ozonului la sol. Atunci când NO_2 este supus radiației ultravioletoare solare, un atom de oxigen se separă de molecula oxidului, se combină cu o moleculă de oxigen și se formează ozonul (O_3) [18].

N_2O (protoxidul de azot), este un oxid care este incriminat ca și gaz cu efect de seră, dar și cu contribuții în distrugerea stratului de ozon. Are extrem de lungă durată de viață. Datorită găurilor generate în stratul de ozon, la mare altitudine, și care din păcate se extind, nu mai este filtrată radiația ultravioletă, ceea ce conduce la creșterea incidenței cancerului de piele în ultimul timp [19].

Emisiile de NO_2 constituie a doua componentă ca pondere, care contribuie la producerea efectului de seră, după CO_2 și, de asemenea, au o contribuție importantă la formarea smogului fotochimic.

Tabelul 2.6. Avantaje si dezavantaje ale diferitelor sisteme

	Avantaje	Dezavantaje
Motor cu Piston (MP)	<ul style="list-style-type: none"> - Combustibili multipli; - recuperarea căldurii nu influențează generarea electricității; - indice de cogenerare mare; - modulabil și adaptabil la sarcini mici și variabile; - sunt mai sigure - costuri accesibile 	<ul style="list-style-type: none"> - neadecvat pentru livrare de aburi; - e nevoie de sistem suplimentar de răcire; - greutate și volum specific ridicat; - întreținere scumpă; - zgomot și vibrații.
Turbină cu gaze(TG)	<ul style="list-style-type: none"> - posibilitatea de livrare de abur; - post combustie pentru preluarea sarcinii de vârf; - randament global bun; - greutate, volum specific reduse; - costuri de investiții și de întreținere mici. 	<ul style="list-style-type: none"> - folosește putini combustibili (gaze, lichid ușor); - indice de termoficare scăzut, la capacități mici; - necesită personal cu calificare superioară.
Turbină cu abur (TA)	<ul style="list-style-type: none"> - combustibili multipli; - randament global bun; - costuri reduse de întreținere; - aplicabile la sisteme centralizate mari. 	<ul style="list-style-type: none"> - indice de cogenerare redus - investiții ridicate - nu permite opriri/porniri frecvente
Pile de combustie(PC)	<ul style="list-style-type: none"> - randamentul cel mai bun - emisii scăzute. 	<ul style="list-style-type: none"> - necesită personal cu calificare superioară; - necesită un electrolit special.
Motor Stirling(MS)	<ul style="list-style-type: none"> - zgomot redus - puțin poluante - utilizează orice sursă de căldură - randament termic ridicat 	<ul style="list-style-type: none"> - necesită componente auxiliare(răcitor)

2.9 Rezumat capitol 2

Cogenerarea oferă o soluție tehnică și economică bună și în condițiile generării de căldură și/sau frig, cu randamente mari, permițând economii mari de energie primară și reducerea emisiilor poluante, în condiții de iarnă și vară. Conceptul cogenerării nu este nou. La începutul secolului XX, înainte să se creeze o rețea puternică de distribuție de curent electric, multe dintre industrii aveau deja centrale proprii, bazate pe cogenerare. Pe măsură ce au apărut utilitățile și s-au dezvoltat și au crescut ca număr, majoritatea statelor au început să impună regularizarea acestor rețele, astfel încât să limiteze pierderile de curent [47][56].

Există multe tipuri de instalații cu cogenerare. Diferențele între acestea constau în principal în: tehnologia procesului de cogenerare folosită; combustibilul utilizat; agentul purtător, parametrii căldurii livrate și raportul electricitate/căldură generată.

Cogenerarea poate fi efectuată cu:

1. Motoare cu piston (MP), cu scânteie – tip Otto - sau tip Diesel, cu gaze naturale sau cu carburant lichid;

Motoarele cu ardere internă sunt o construcție potrivită pentru sistemele de cogenerare. Se folosesc în ansamblul din sectorul instituțional, comercial și rezidențial, dar și în scop industrial, atunci când este nevoie de tensiune electrică mică și de putere medie, pentru ca aceste sisteme oferă o eficiență mare la dimensiuni reduse fiind rapide și acoperind puteri de 5 kW – 50 MW [72].

Combustibilul folosit este fosil și nepretențios, pornind de la combustibilii lichizi, gazoși și chiar amestecuri între cei doi, sau biocombustibili.[58]

Motoarele cu ardere internă cu piston funcționează după două cicluri termodinamice clasice: ciclul Otto și ciclul Diesel.

În ciclul Otto, amestecul de aer și combustibil format în exteriorul cilindrului este comprimat, iar aprinderea este cauzată de către o scânteie externă.

La ciclul Diesel amestecul se formează în interiorul cilindrului, prin injecția de combustibil, după ce aerul a fost aspirat și comprimat. Temperatura ridicată la care ajunge aerul prin comprimare (800-850 °C) determină autoaprinderea instantanee a combustibilului injectat, la presiune de peste 100 bar.

Avantajele acestor motoare sunt:

- funcționează cu combustibili multipli;
- recuperarea căldurii nu influențează generarea electricității;
- indice de cogenerare mare;
- modulabil și adaptabil la sarcini mici și variabile;
- sunt mai sigure
- costuri accesibile

Dezavantajele acestora sunt:

- neadecvat pentru livrare de aburi;
- e nevoie de sistem suplimentar de răcire;
- greutate și volum specific ridicat;
- întreținere scumpă;
- zgomot și vibrații.

2.Turbine cu gaze (TG);

Cogenerarea cu Turbine cu Gaz, se face prin arderea combustibilului, într-o cameră de ardere specială unde se produc gaze de presiune și temperatură ridicată care acționează o turbină cu gaze, cuplată la un generator electric. Aceeași turbină antrenează și compresorul care alimentează cu aer camera în care se realizează arderea combustibilului [84].

Puterea electrică unitară este cuprinsă între 0,25 și 0,5 MW, în cazul unităților de mică putere și atingând 50 MW, în cazul grupurilor de puteri mari.

Ca și combustibili utilizați avem: Gaze naturale, Păcură sau Motorină.

Căldura reziduală evacuată cu debitul important de gaze arse fierbinți (la cca. 500°C) poate să fie utilizată pentru acoperirea de consumuri termice (abur sau apă caldă). O eventuală post-combustie a unui supliment de combustibil, utilizând conținutul ridicat de oxigen al acestor gaze poate determina o creștere a cantității de căldură livrate, cu o îmbunătățire corespunzătoare a randamentului general [85].

Avantajele acestei tehnologii sunt:

- posibilitatea de livrare de abur;
- post combustie pentru preluarea sarcinii de vârf;
- randament global bun;
- greutate, volum specific reduse;
- costuri de investiții și de întreținere mici.

Dezavantajele sunt:

- folosește puțini combustibili (gaze, lichid ușor);
- indice de termoficare scăzut, la capacități mici;
- necesită personal cu calificare superioară.

3.Turbine cu abur (TA);

În cogenerarea cu turbine, energia mecanică, respectiv electrică, se produce prin expandarea aburului de presiune și temperatură înaltă generat de un cazan de abur care poate folosi o gamă variată de combustibili [87].

Puterea electrică unitară este cuprinsă între 3 și 150 MW.

Ca și combustibili putem avea: Gaze naturale, Păcură, Cărbune sau Combustibil deșeu.

Căldura reziduală conținută în aburul de 0,7...16 bar evacuat din turbină, la ieșirea din treapta finală sau prin prize, poate să fie utilizată pentru acoperirea unor consumuri termice (abur sau apă caldă).

Avantaje:

- pot fi folosiți combustibili multipli;
- randament global bun;
- costuri reduse de întreținere;
- aplicabile la sisteme centralizate mari.

Dezavantaje:

- indice de cogenerare redus
- investiții ridicate
- nu permite opriri/porniri frecvente

4.Pile de combustie (PC).

Pila de combustie transformă direct energia chimică a combustibilului în energie electrică, și nu sunt astfel limitate de valoarea maximă a eficienței ciclului Carnot, reversibil, între aceleași limite de temperatură.

Reacțiile chimice sunt reversibile și astfel aceste sisteme sunt recomandate ca cele mai eficiente pentru conversia energiei.

Avantajele cogenerării cu pile de combustie sunt:

- randamentul cel mai bun
- emisii scăzute.

Dezavantaje:

- necesită personal cu calificare superioară;
- necesită un electrolit special.

5.Motor Sterling(MS)

Cogenerarea cu motoare sterling se folosește pentru apartamentele de bloc și anume înlocuirea centralelor termice pentru încălzire cu grupuri cogenerative cu motoare Stirling (care sunt silențioase). Astfel se obține folosirea superioară a căldurii rezultate prin arderea gazului metan. Energia electrică produsă (eventual) în exces ar putea fi vândută în sistemul energetic național sau ar putea fi stocată și utilizată ulterior.

Avantajele acestui sistem sunt:

- zgomot redus
- puțin poluante
- utilizează orice sursă de căldură
- randament termic ridicat(>40%).

Dezavantajele sistemului:

- necesită componente auxiliare(răcitor)

3. COGENERARE

3.1 Situația actuală a cogenerării în România și Europa

3.1.1 Încălzirea în România

România este situată în zona geografică de climă temperat-continentală cu nuanțe excesive. Acest lucru, precum și nivelul de civilizație fac ca circa 40% din energia primară consumată la nivelul țării să fie utilizată sub formă de energie termică pentru încălzirea spațiilor publice și locuințelor personale și pentru producerea apei calde de consum. Această pondere justifică interesul mărit acordat problemei încălzirii în societatea noastră.

Până la sfârșitul secolului 19 lemnul era singurul combustibil folosit în România pentru a se asigura încălzirea. În anul 1938 lemnul mai reprezenta 26% din combustibil. În prezent, toată gama de combustibili fosili, sursele regenerabile (lemn, deșeuri lemnoase, energia geotermală) și, în foarte mică măsură, energia nucleară și electrică concură la asigurarea necesarului de căldură.

Ponderea diverselor metode de încălzire raportate la numărul de locuințe este prezentată în Fig. 3.1. [11].

Temperaturile convenționale ale aerului exterior utilizate pentru calculul instalațiilor de încălzire a clădirilor civile din localitățile cu locuire permanentă sunt cuprinse între -12°C pe coasta Mării Negre sau în sud-vestul extrem și -21°C pe arii largi din estul Transilvaniei și nordul Moldovei. Durata medie a perioadei de încălzire variază între 160 și 232 zile/an, cu un număr mediu anual de grade-zile cuprins între 3000-5000. Toate aceste date conduc la caracterizarea încălzirii ca necesitate vitală în România, cu un impact social foarte puternic [71].

Politica statului în domeniu a urmărit aspectul suportabilității costurilor încălzirii pentru populație, asigurându-se subvenții diverse și, pentru cazuri sociale, ajutoare financiare directe.

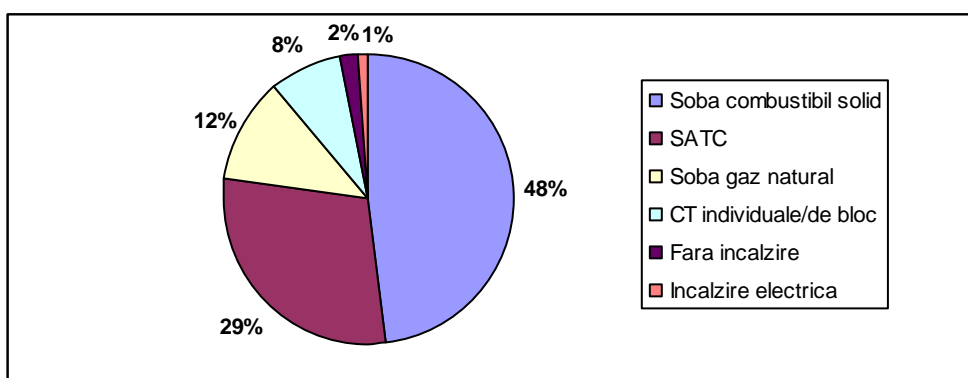


Figura 3.1. Modalități de încălzire a locuințelor în România (2003)

3.1.2 Sistem de Alimentare cu energie Termică produsă Centralizat – Conceptul de Sistem energetic de interes local

Acolo unde energia termică este livrată dintr-o instalație de producere specializată, prin intermediul unui agent termic care lucrează într-o infrastructură de transport și este distribuit către numeroși utilizatori de căldură este cunoscut sub denumirea de sistem centralizat de alimentare cu energie termică [88].

Din perspectiva producției de energie termică, controversa centralizat sau distribuit (aplicabilă pieței energiei electrice) devine controversa centralizat sau individual [81].

Pentru zonele cu grad mare de locuire, de exemplu localitățile urbane cu blocuri, problema a fost de mult rezolvată în favoarea producerii centralizate a căldurii, datorită avantajelor sale numeroase:

- (a) asigurarea unui mediu mai sănătos, nepoluat în zonele locuite, prin reducerea numărului de coșuri de emisie, amplasarea centralelor termice la marginea orașelor și construirea de coșuri foarte înalte pentru dispersarea emisiilor poluante;
- (b) evitarea depozitării și manipulării unor combustibili și a produselor de ardere în zone cu populație ridicată;
- (c) posibilitatea utilizării tehnologiilor cu eficiență termică ridicată (de exemplu cogenerarea), care nu sunt disponibile în mod competitiv la scară individuală;
- (d) posibilitatea utilizării unor combustibili care nu pot fi folosiți individual (cum ar fi deșeuri menajere urbane, biomasă, etc);
- (e) posibilitatea utilizării de resurse alternative la combustibilii fosili: resurse regenerabile disponibile pe plan local, deșeuri menajere urbane, deșeuri lemnoase, din care unele nu pot fi utilizate eficient sau chiar de loc folosite în mod individual.
- (f) evitarea utilizării combustibililor și instalațiilor de ardere de către foarte mulți oameni care nu au cunoștințe necesare în domeniu.

În aceste condiții, întrebarea normală la care specialiștii trebuie să răspundă este nu dacă se va pune în practică, ci până la ce dimensiune se poate extinde în mod economic un sistem ca SATC [89].

Elementul principal al unui SATC este rețeaua de transport (și cea de distribuție). Aceasta este veriga centrală care leagă diverșii consumatori de energie termică cu producătorii bazați pe tehnologii diferite și resurse diferite.

Urmare a evoluțiilor tehnologice, această denumire de **SATC** a devenit deja incorectă, deoarece în UE funcționează deja sisteme centralizate urbane care asigură și răcirea clădirilor în anotimpul cald [90].

Față de alternativa de încălzire individuală, consumatorul racordat la un SATC poate avea o mică limitare a confortului termic legată de posibilitatea sistemului de a satisface în mod economic sarcini sub o anumită limită. În altă ordine de idei, sistemul în sine nu poate funcționa nicăieri în lume fără anumite pierderi inevitabile de căldură (care pot fi menținute în mod economic sub 6-8%) și de agent termic (2-4%). Dar și în aceste condiții, însă, peste tot în societățile dezvoltate bazate pe economia de piață, acolo unde s-a aplicat de mult, soluția SATC, aceasta asigură necesarul de căldură pentru încălzire și apă caldă de consum la prețuri mai mici sau egale cu cele oferite de soluțiile alternative individuale, fiind soluția aleasă (de exemplu) de cartierele cu locuințe sociale.

Toate aceste lucruri fac din **SATC** un factor important în implementarea politicilor energetice locale, care trebuie să urmărească:

- (a) siguranța alimentării cu energie, cu utilizarea pe scară cât mai largă a resurselor locale;
- (b) accesul populației la energie în condiții acceptabile de preț;
- (c) reducerea impactului asupra mediului produs de activitatea de producere a energiei.

În prezent, cogenerarea diminuează cu aproximativ 350 milioane tone emisiile de bioxid de carbon în Europa și reduce dependența de resursele de energie cu 1200 PJ pe an. Cogenerarea este astfel o excelentă opțiune de producere a energiei electrice și termice acolo unde este fezabilă și de aceea este considerată o soluție de bază în atingerea obiectivelor privind reducerea emisiilor poluante și a impactului global asupra mediului [9].

Dezvoltarea în continuare a SATC împreună cu producerea în cogenerare în țările candidate poate conduce la o importantă creștere a eficienței energetice, de economisire a resurselor energetice și de reducere a emisiilor de bioxid de carbon. Producerea căldurii în cogenerare asociată cu SATC este recunoscută de asemenea și ca un factor în creșterea siguranței în alimentarea cu energie și de îmbunătățire a condițiilor de mediu.

În țările din vestul Europei prețurile pentru căldura furnizată în SATC au rămas relativ constante (în comparație cu 1999) în ciuda fluctuațiilor de preț ale gazelor și țițeiului. În țările din estul Europei, prețurile în general au crescut ca urmare a eliminării treptate a subvențiilor, în vederea adaptării la cerințele de integrare în Comunitatea Europeană.

Există accente ușor diferite în politica de utilizare a combustibilului în țările din vestul Europei și țările din estul Europei. Cele din estul Europei se bazează (pe termen mediu) pe o creștere a consumului de gaze, în timp ce țările din vestul Europei promovează tot mai mult utilizarea surselor regenerabile și valorificarea deșeurilor. Pentru viitor este previzibilă o strategie comună care pune accentul pe creșterea eficienței energetice, utilizarea resurselor regenerabile și satisfacerea necesarului de energie utilizând cât mai puțină energie primară [83].

Această tendință va orienta în mod constant trecerea de la folosirea combustibililor fosili la sursele regenerabile în următorii ani, cu folosirea gazelor naturale în faza de tranziție. Se încurajează astfel și descentralizarea alimentării cu energie, incluzând cogenerarea de mică putere amplasată lângă consumator.

În majoritatea țărilor membre UE nu sunt prevăzute legi speciale. Furnizarea căldurii în SATC este considerată ca o componentă a pieței și în consecință reglementată de mecanismele specifice ale pieței libere. Totuși se ține cont că cogenerarea asociată cu SATC îndeplinește niște obiective economice generale, în special legate de politicile privind protecția mediului [36].

Țări ca Olanda și Suedia corelează promovarea cogenerării cu facilități fiscale, în timp ce Germania, Austria și Danemarca acordă un sprijin legislativ instalațiilor de cogenerare cu eficiență ridicată. În același fel sunt susținute și sursele regenerabile atât prin politici fiscale cât și reglementări legislative.

Majoritatea țărilor din estul Europei au elaborat legi privind energia pentru a crea cadrul legislativ general care să susțină liberalizarea pieței și competiția în conformitate cu directivele Uniunii Europene.

Ungaria și Estonia au elaborat legi specifice privind încălzirea sau răcirea centralizată. Croația și Lituania tratează problemele încălzirii centralizate în legea pentru energia termică. În Cehia și România, problema cogenerării asociate cu încălzirea în sisteme centralizate este văzută ca parte componentă a politicilor de

conservare a energiei și un instrument de implementare a măsurilor de eficiență energetică (Legea 199/2000 – Legea Utilizării Eficiente a Energiei) în România [65].

În Bulgaria, Ungaria, România, Letonia și Slovacia, încălzirea centralizată intră în categoria serviciilor publice și este reglementată ca atare.

În final, se poate aprecia că principalele motoare ale dezvoltării cogenerării în Europa au fost:

-Politica energetică a guvernelor, care prin pârghii legislative/financiare favorizează investițiile în cogenerare.

-Angajamentele naționale de reducere a emisiilor de CO₂.

-Necesitatea instalării de capacități noi de producere a energiei electrice ca urmare a creșterii cererii.

-Tendențele de evoluție a prețurilor pe piața energiei, atunci când prețul gazului natural este scăzut și prețul energiei electrice ridicat [66].

3.2 Metode de reducere a poluării și de creștere a performanțelor la un M.A.I

3.2.1 Recircularea gazelor de ardere

Procedeul de recirculare a gazelor arse urmărește să reintroducă în cilindru o parte din gazele arse din conducta de evacuare.

Caracterul inert al gazelor arse implică ca prezența acestora în cilindrul motor să reducă temperatura pe ciclu și conținutul de emisii de oxizi de azot(NO_x).

Acest procedeu nu permite numai scăderea cantității de NO_x, dar are și o foarte mare influență asupra scăderii consumului de combustibil în modul omogen ducând la scăderea pierderilor energetice. De asemenea, scade consumul de combustibil și în modul stratificat contribuind la condiții mai bune de formare a amestecului în camera de ardere [76].

Conținutul de gaze arse poate fi controlat fie prin întârzierea închiderii supapei de evacuare, fie - ceea ce este mai simplu și mai ușor de dozat, prin recircularea unei cote din gazele eșapate, spre cilindru.

Cota volumică prelevată raportată la volumul total de gaze eșapate la motoarele vechi este în general de 3-5 % la m.a.s. și până la circa 30 % la m.a.c. [75].

La motoarele noi aceste cote sunt mult mai mari ajungând de până la 20 % la m.a.s și de până la 50 % la motoarele diesel cu supraalimentare și cu turbosuflante cu geometrie variabilă a suflantei.

Dacă valoarea coeficientul de recirculare este prea mare, se poate stinge flacăra în masa de gaze sau pot apare chiar rateuri de aprindere ceea ce este mai grav, deoarece astfel conținutul de hidrocarburi (HC) și monoxid de carbon(CO) în gazele evacuate cresc considerabil.

Gazele arse prelevate pot fi răcite înainte de a fi introduse în colectorul de aspirație(Intercooler-răcitor intermediar), mai ales pentru a nu se penaliza umplerea, una dintre soluții fiind cea cu comandă mecanică ca în fig. 3.2.

Dezavantajul acestei soluții este că întreaga cantitate de gaze care urmează să fie introdusă în colectorul de admisie nu este atât de bine controlată. De aceea, s-au conceput sisteme de prelevare cu o mai bună precizie în prelevarea gazelor de ardere care sunt descrise în continuare:

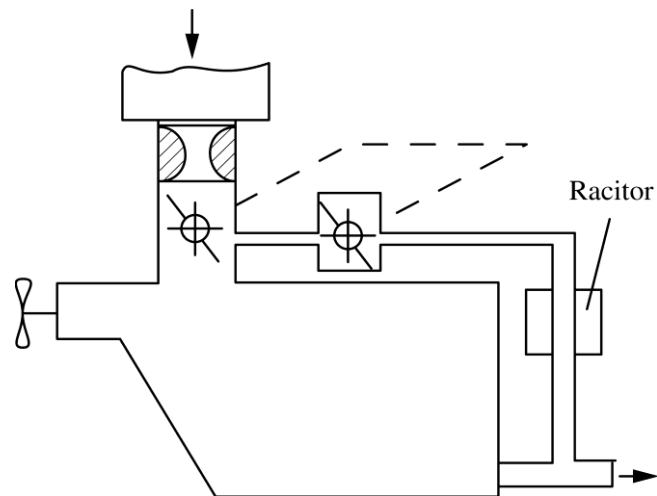


Figura. 3.2. Dispozitiv de prelevare cu comandă mecanică [9]

Un procedeu mai evoluat de prelevare este cel care apelează la un dispozitiv servo-vacuumatic de comandă (vezi fig. 3.3), reglajul cantității de gaze arse făcându-se în raport cu sarcina (după depresiunea în dreptul clapetei obturator și temperatura fluidului de răcire) precum și în raport cu contrapresiunea de pe traseul de evacuare și turația motorului.

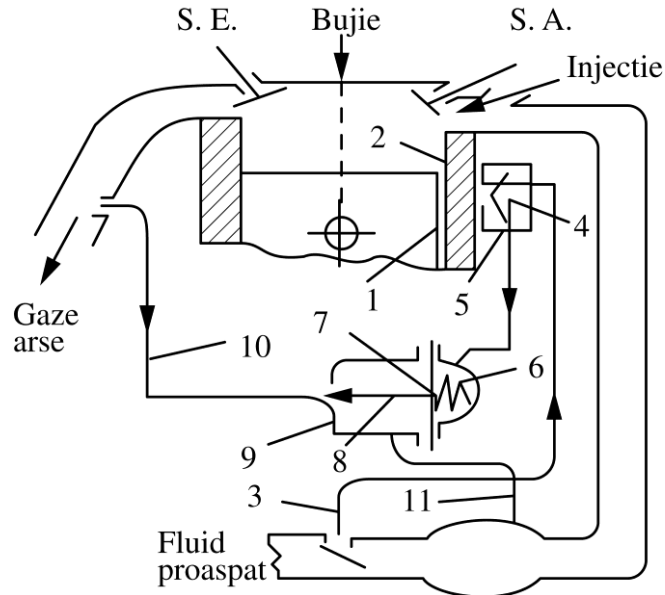


Figura 3.3. Dispozitiv servo-vacuumatic de prelevare [9]
 1-termoventil; 2-plăcuță de comandă; 3-priză de presiune de la obturator; 4-ventil de reglare;
 6-arcul dispozitivului servo-vacuumatic; 7-membrană elastică; 8-tijă și ventil de comandă al
 gazelor prelevate; 9-cameră servo-mecanism; 10-11-conducte de prelevare SA/SE.

Motoarele cu poluare redusă au dispozitive de prelevare cu comandă electronică. Aceasta se realizează printr-un bloc electronic care primește informații în legătură cu sarcina motorului, turația, coeficientul excesului de aer (de la sonda lambda) și temperatura fluidului de răcire. Poziționarea ventilului electromagnetic (fig. 3.4) se realizează utilizând un program de interpolare adecvat, în memoria microprocesorului găsindu-se informații obținute de la standul de probă, pentru a se asigura reglajul de prelevare respectând condițiile de minimizare a emisiilor nocive, concomitent cu asigurarea unui mers uniform și a unui consum specific cât mai mic. În prezent 80% din autoturismele europene diesel sunt supraalimentate și cum standardele pentru emisii devin și mai exigente, recircularea gazelor de ardere (EGR Exhaust Gas Recirculation) va fi cu siguranță o metodă eficientă de reducere a oxizilor de azot (NO_x). Motoarele diesel folosind turbosuflante clasice nu pot însă recircula peste 50% din gaze, fără să se facă mici modificări în sistem care să fie capabile să transfere încărcătura de aer proaspăt.

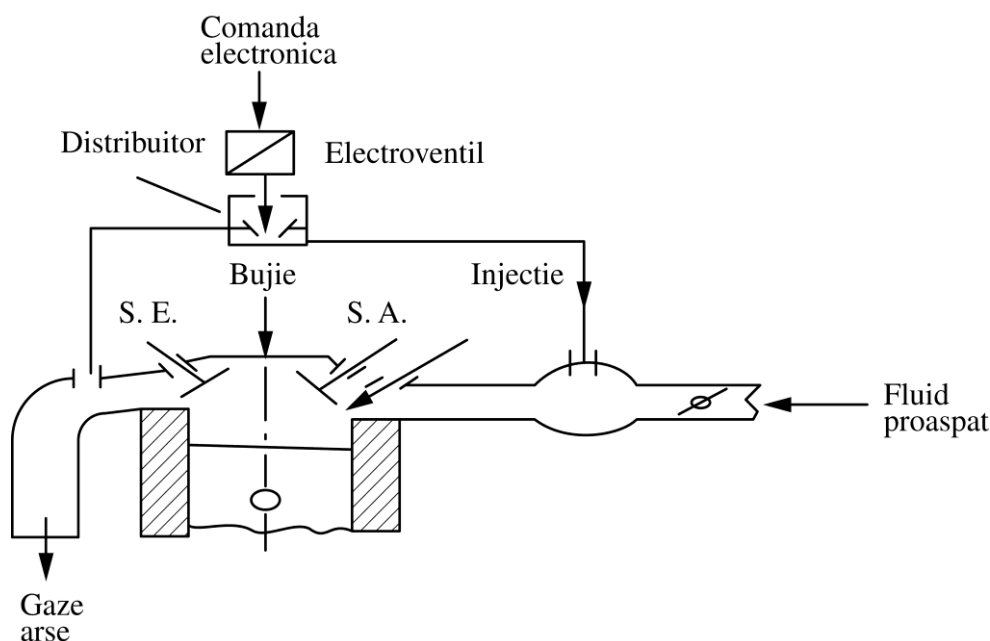


Figura 3.4. Dispozitiv cu control electronic al cantității de gaze prelevate [9]

Această situație a fost demonstrată obturând admisia motorului diesel pentru a reduce presiunea aerului proaspăt din galeria de admisie astfel încât să se genereze un debit mai mare al gazelor recirculate datorită presiunii din exterior produsă de turbosuflantă [60].

Metoda a analizat creșterea debitului gazelor recirculate prin înlocuirea turbosuflantei cu geometrie fixă (FGT), adică indiferent de turația motorului paletelile rămân fixe, cu o turbosuflantă cu geometrie variabilă (VGT), în funcție de turația motorului unghiul paletelor se modifică.

O reducere de NO_x cu până la 45% s-a observat în cazul introducerii turbosuflantei cu geometrie variabilă fără să fie compromis consumul de combustibil

și fumul (smoke). La turbosuflantele convenționale cu geometrie fixă fluxul din aria turbinei nu poate fi modificat în timpul funcționării. Se fac două precizări:

- La turații mici turbosuflantele pot oferi o suprapresiune limitată.
- La turații mari presiunea va fi prea mare și turbosuflanta va necesita o valvă by-pass ca să fie menținută o suprapresiune aproximativ constantă.

Turbosuflanta cu geometrie variabilă (VGT) este un sistem flexibil care este capabil să producă un interval de presiuni pentru o turație dată [44].

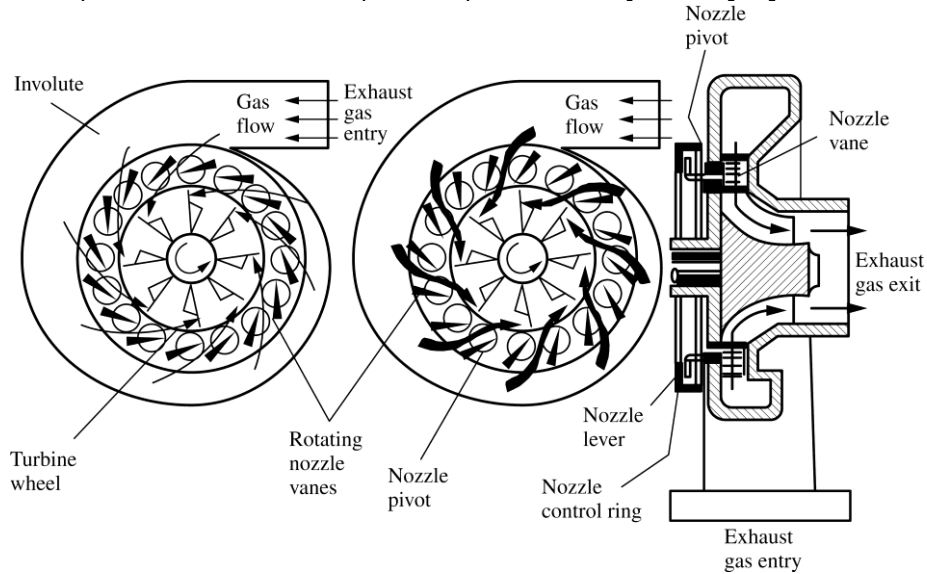


Figura 3.5. Schema unui turbocompresor cu geometrie variabilă (VGT) [10]

Turbocompresorul conține o serie de ajutaje în jurul roții turbinei și cu ajutorul unui segment pivotant aceste ajutaje se modifică schimbând efectele din interiorul turbinei, așa cum se arată în Fig 3.5.

În Fig. 3.6. este evidențiat sistemul mecanic de control al VGT (Variable Geometry Turbocharger).

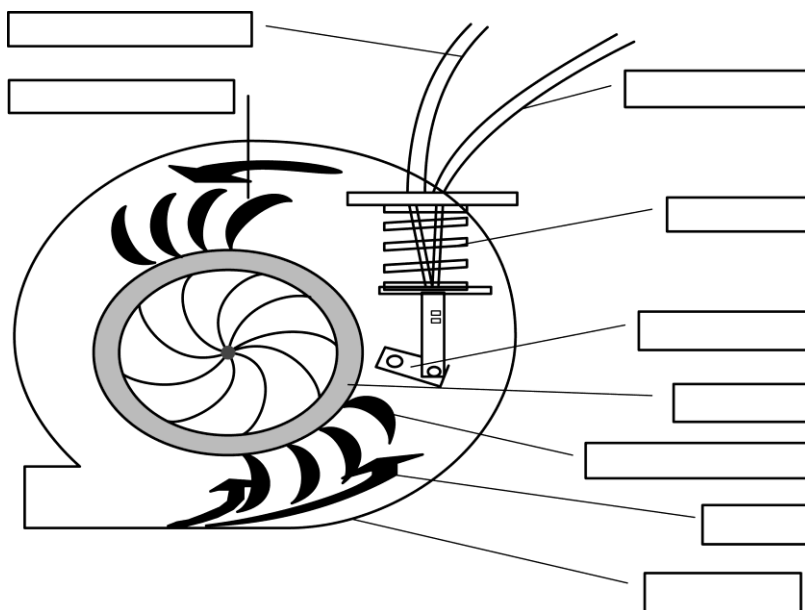


Figura 3.6. Sistemul mecanic de control al VGT [10]

O comparație între sistemul funcționând cu turbosuflantă cu geometrie variabilă și cel corespunzător geometriei fixe este în tabelul 3.1. Din acest tabel se constată importanța turbocompresorului cu geometrie variabilă (VGT).

Tabelul 3.1. Comparație între un FGT și VGT

Modul Nr.	NO _x (g/kWh)			Consum de combustibil (g/kWh)		
	FGT	VGT	%Dif.	FGT	VGT	%Dif.
1.	4,49	4,85	-36	259	259	0
2.	4,36	3,90	-11	547	488	-11
3.	2,68	1,48	-45	332	326	-2
4.	2,35	2,24	-5	285	282	-2
5.	2,79	279	0	242	241	-1
6.	1,73	1,45	-16	264	268	+1
7.	2,36	2,33	-1	242	248	+2
8.	1,93	1,68	-13	463	459	-1
9.	1,42	1,39	-2	280	282	+1
10.	3,37	3,32	-4	239	230	-4
11.	3,36	2,87	-14	271	260	-4

Unul din rolurile cele mai importante ale EGR-ului (**Exhaust Gas Recirculation**) îl are valva acestuia de care depinde exactitatea cantității de gaze prelevată din galeria de evacuare. La motoarele moderne aceasta este o valvă electrică cu un senzor de poziție care transmite informația la ECU (**Electronic Control Unit**) pentru a menține un debit constant al gazelor recirculate [39].

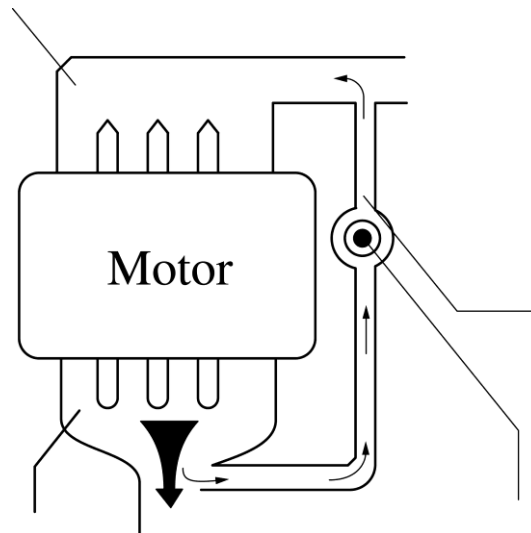


Figura 3.7. Sistemul EGR [10]

Funcția de bază a acestei valve electrice este de a reduce conținutul de NO_x prin recircularea gazelor de evacuare înapoi în sistemul de admisie. Un sistem integrat produce mișcarea valvei.

Poziția valvei electrice este controlată de un sistem în cuplă închisă care folosește răspunsul de la senzorul de poziție pentru a menține un flux constant al gazelor recirculate.

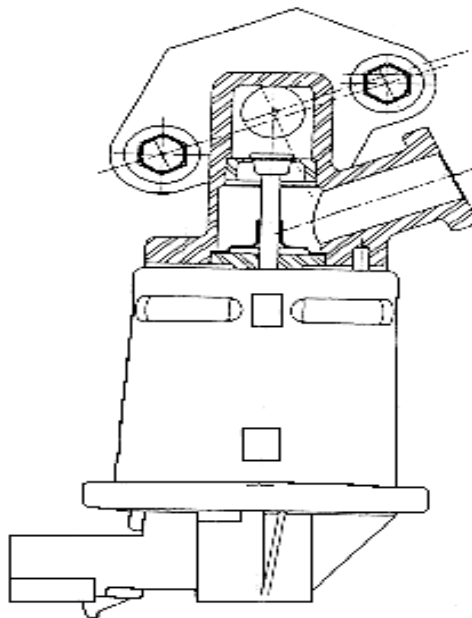


Figura 3.8 Schema unei valve electrice EGR [10].

3.2.2 Distribuția variabilă

Coeficientul gazelor reziduale γ (care prezintă numărul de moli al gazelor reziduale către numărul de moli ai fluidului proaspăt admis în cilindru) poate fi redus prin raționalizarea evacuării, a dimensiunii și a baleiajului. Legea de ridicare a supapelor și în mod deosebit, fazele distribuției se pot optimiza la un anumit regim. Dacă turația crește, este necesară extinderea baleiajului ($\Delta\alpha_s$), adică a suprapunerii deschiderii supapei de admisiune și evacuare, la reducerea turației durata baleiajului trebuind diminuată. Momentele închiderii supapelor, îndeosebi a celei de admisie trebuie realizate mai târziu cu creșterea turației, pentru exploatarea efectelor inerției coloanei de fluid motor, toate acestea cu efecte benefice și asupra noxelor [50].

Dacă pentru turația n_1 (fig.3.9), admisia trebuie să se închidă când efectele inerției coloanei de fluid sunt egale cu creșterea presiunii peste cea atmosferică, în cazul distribuției fixe, pentru turația n_2 admisiunea se închide cu penalizări severe pentru umplere [51].

Situația cea mai favorabilă se obține dacă motorul dispune de distribuție variabilă, soluțiile vizând acest procedeu fiind prezentate în cele ce urmează.

Diminuarea noxelor, maximizarea cuplului motor și a puterii pentru întreaga plajă de turații și la sarcină variabilă se pot rezolva prin asigurarea unor epure de distribuție variabile și prin modificarea cronosecțiunilor [10].

Reducerea consumului specific de combustibil legată univoc și de controlul noxelor poate fi realizată:

- (1) în cazul M.A.S. asigurând diminuarea pierderilor de amestec carburant pe durata baleiajului;
- (2) prin reducerea deplasării supapei și cu aceasta a energiei consumate pentru acționare precum și optimizarea calității amestecului în raport cu regimul de funcționare folosind cursa variabilă (ce o poate asigura și comanda raportului de comprimare, variabil cu bielă articulată);
- (3) prin controlul legii de deplasare a supapei în sensul îmbunătățirii turbulenței, asigurată de intrarea fluidului proaspăt sub formă de jeturi.

Înainte de a prezenta soluțiile tehnice existente, se prezintă principalele elemente de care avem nevoie pentru a realiza o distribuție variabilă modernă:

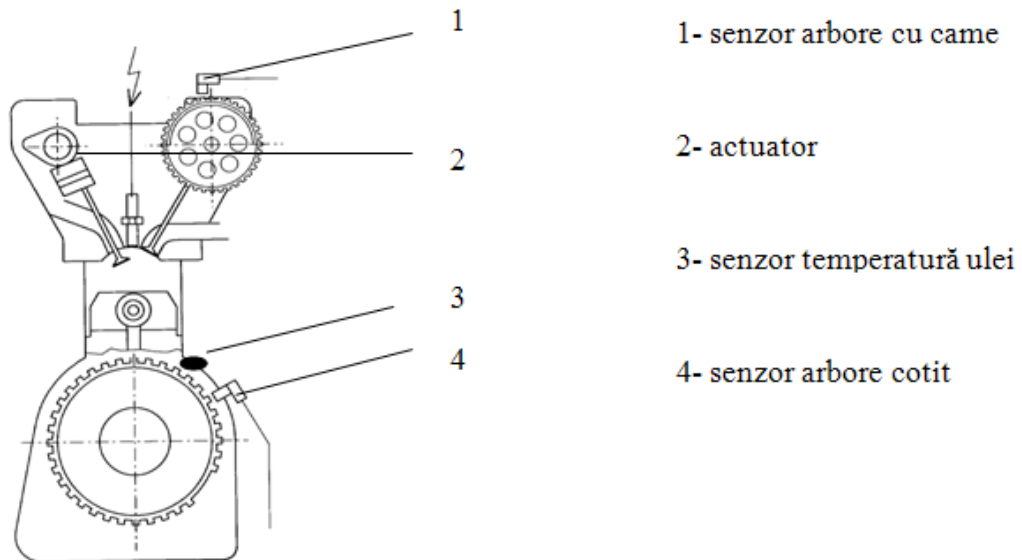


Figura 3.9. Principalele elemente componente ale distribuției variabile[10]

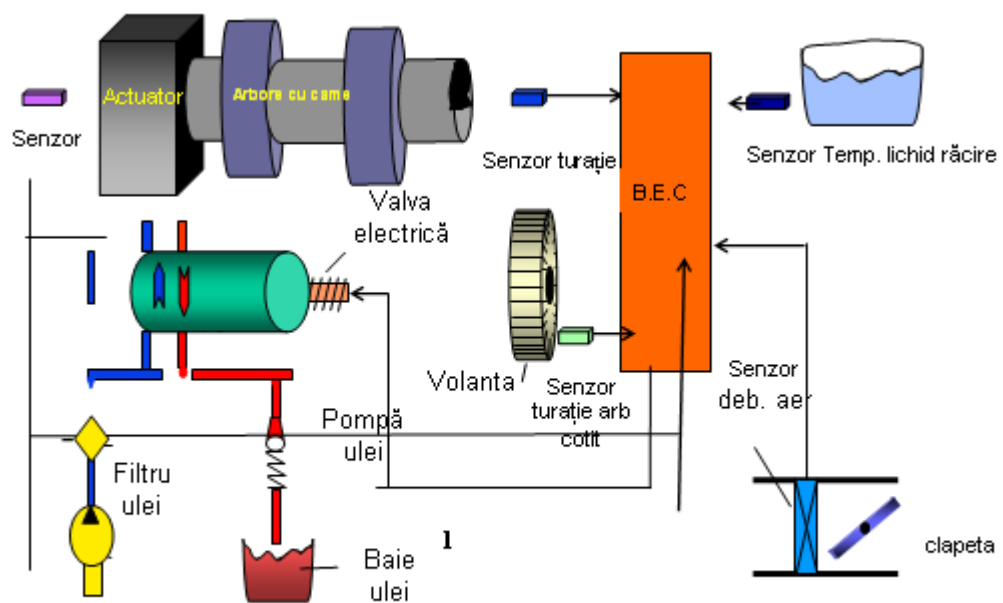


Figura 3.10. Sistem cu distribuție variabilă [10]

În figura 3.10 este prezentată o imagine generală a sistemului distribuției variabile:

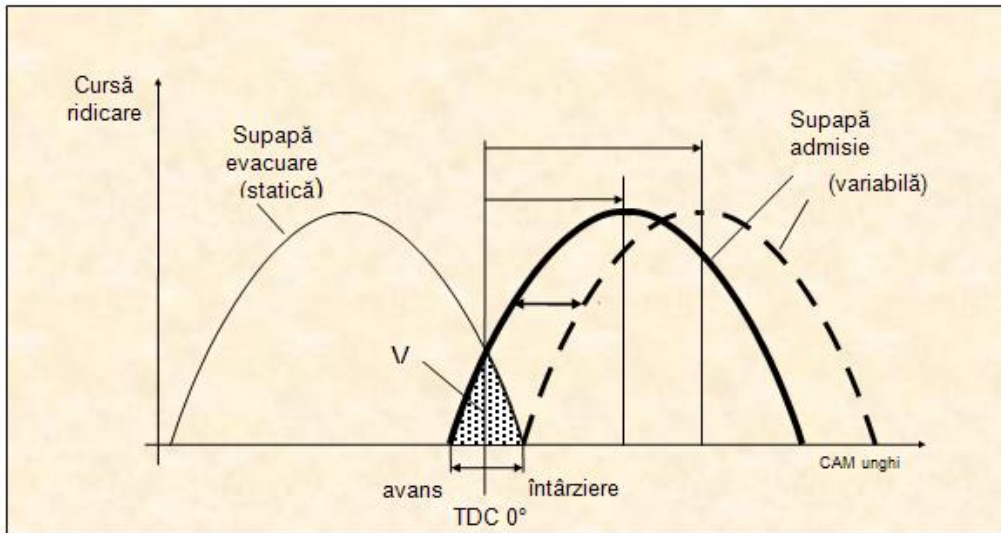


Figura 3.11. Distribuție variabilă pe admisie

În figură 3.11 se poate observa schema distribuției variabile pentru supapa de admisie.

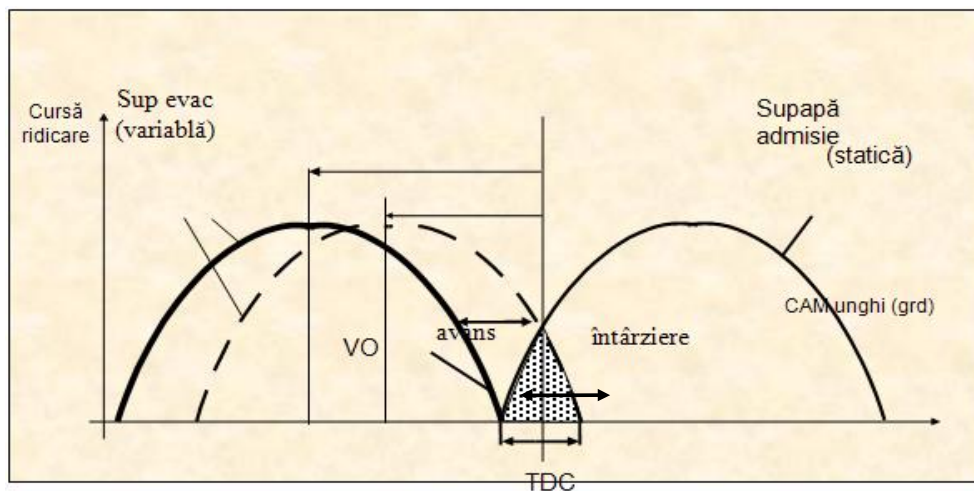


Figura 3.12. Distribuție variabilă pe evacuare

În figura 3.12 se arată distribuția variabilă pentru supapa de evacuare.

Cea mai bună distribuție variabilă este aceea în care ambele supape pot fi controlate în funcție de regimul în care se află motorul [57].

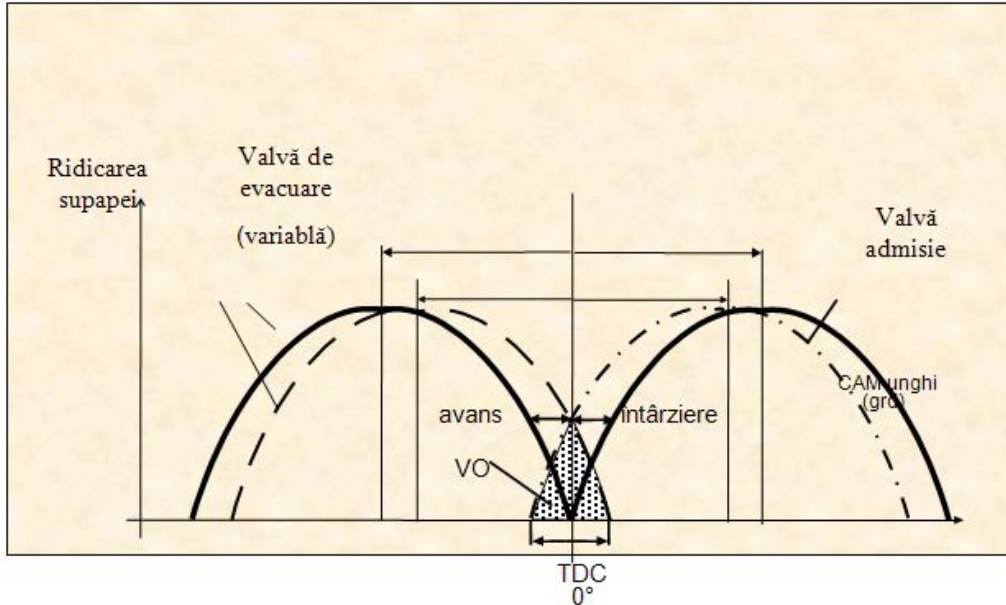


Figura 3.13. Distribuție variabilă pe admisie și evacuare.

3.2.3 Aprinderea electronică și microcomputerizată

Aprinderea electronică folosește tranzistoare și declanșatoare în montaje adecvate care asigură scânteia la momentul optim și de intensitate corespunzătoare folosind o schemă electronică de comutare, ce înfățișează turația motorului cu traductor inductiv sau Hall în delco, sau inductiv la volant, precum și cu sarcina motorului, după presiunea din colectorul de aspirație preluată de la un servomecanism vacuumatic inductiv. Montajul nu are propriu-zis o unitate de calcul, ci doar o unitate electronică de comutare pentru comanda scânteii. Reglajele scânteii se fac electronic, delcoul păstrându-și doar rolul de distribuție [56].

Aprinderea electronică microcomputerizată permite reproducerea cu maximum de fidelitate. Se poate folosi o bobină la doi cilindri dacă numărul de cilindri este par sau o bobină pe fiecare cilindru dacă numărul de cilindri este impar. În lipsa delcoului, unitatea electronică de comandă preia funcțiile de reglaj al scânteii în raport cu regimul funcțional al motorului (n , χ , temperatură, limită de detonație, poziția clapetei de accelerație, etc) [31].

Schema de principiu după care lucrează microprocesorul este redată în figura 3.14. Ea permite cunoașterea în detaliu a funcțiilor pe care le îndeplinește aprinderea electronică precum și celelalte funcționalități.

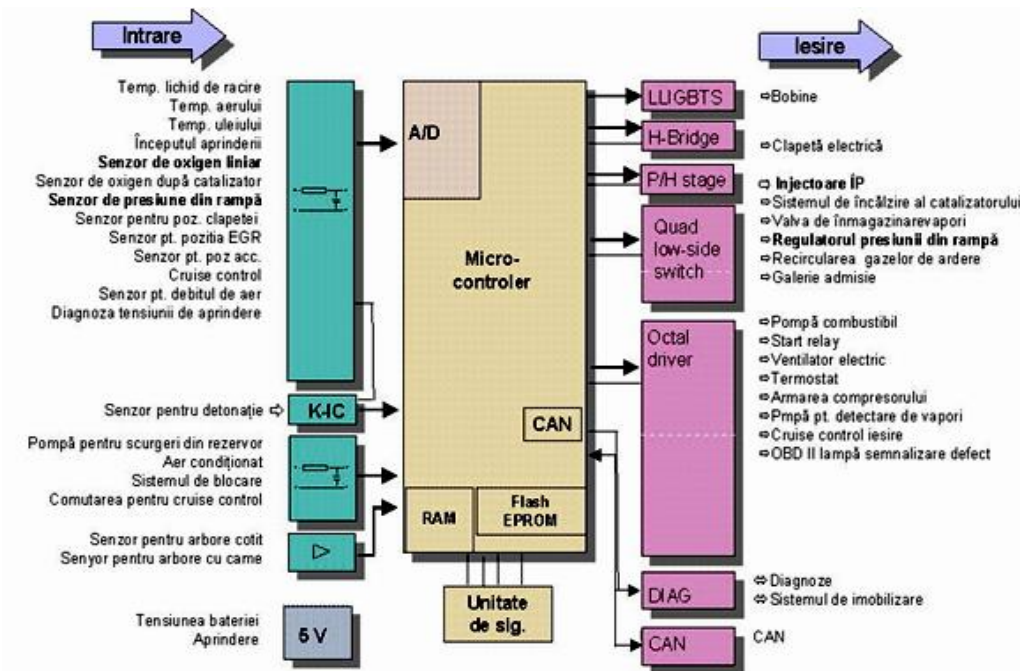


Figura 3.14. Intrările și ieșirile într-un microprocesor [10]

În figura 3.15 se poate observa că majoritatea funcționalităților sunt comandate de B.E.C. [10].

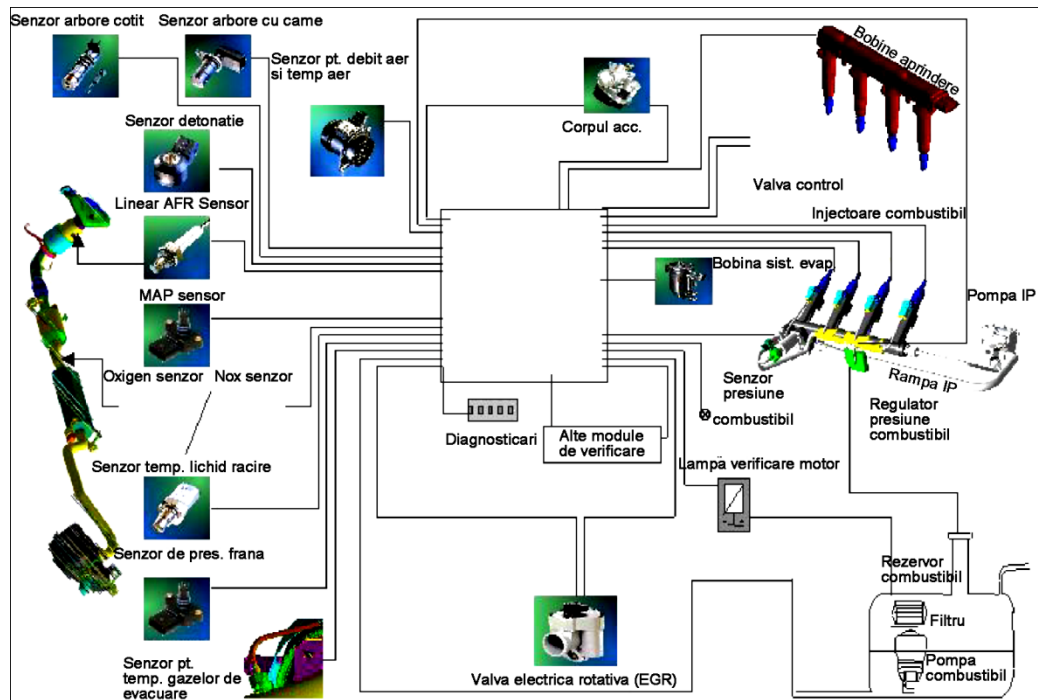


Figura 3.15. Funcționalități comandate de B.E.C.[10]

Funcționalități precum senzorii pentru diferite funcții (arbore cu came, arbore cotit, debit de aer, detonație, presiune și temperatura aerului, oxigen, NO_x, temperatura lichidului de răcire, valva rotativă electrică EGR, corp accelerație, regulatorul presiunii combustibilului, bobine de aprindere, pompa de înaltă presiune, pompa de combustibil, lampa de verificare a motorului, modul de diagnosticare sunt gestionate de BEC. La mașini complex echipate lista este mai mare [37].

3.3 Arderea în motoarele cu aprindere prin scânteie

3.3.1 Tipurile de ardere

La motorul convențional cu aprindere prin scânteie este caracteristică arderea turbulentă a unui amestec omogen de combustibil, aer și gaze arse reziduale. Sistemul de admisie prin carburație sau prin injecție inițiază formarea amestecului combustibilului cu aerul care se încheie în cilindru. Combustibilul este introdus sub forma de jet lichid în curentul de aer și se pulverizează. Picăturile formate se vaporizează și se amestecă cu aerul, restul combustibilului vaporizându-se pe pereții sistemului de admisie. O anumită fracțiune din combustibil rămâne întotdeauna în stare lichidă la admisia în cilindru,. Această fracțiune este maximă în cazul injecției în poarta supapei de admisie. Vaporizarea picăturilor în cilindru se prelungește în acest caz aproape de momentul aprinderii.

În condiții normale, arderea este inițiată înainte de sfârșitul cursei de comprimare, printr-o descărcare electrică. După aprindere se formează o flacără care se propagă cu viteze moderate, de 25... 50 m/s, până la contactul cu pereții camerei de ardere [15].

Arderea anormală este posibilă în anumite condiții speciale. Aceasta poate fi de două tipuri: cu aprinderi secundare sau cu detonație. Dacă desfășurarea normală a arderii este perturbată de apariția unor aprinderi ale amestecului de la suprafețe sau puncte calde din camera de ardere atunci procesul arderii se numește ardere cu aprinderi secundare. Arderea cu detonație presupune autoaprinderea unei părți de amestec din fața flăcării turbulente normale, înainte ca aceasta să aprindă în întregime amestecul inițial. Astfel se accelerează arderea în ultima sa parte [15].

3.3.1.1 Procesul de ardere clasică

3.3.1.1.1 Perioadele arderii

Mijlocul clasic de investigare a arderii în motor constă în măsurarea presiunii p din cilindru în funcție de poziția arborelui cotit (unghiul de rotație a arborelui, α °RA), sau de volumul cilindrului V .

Cele trei faze caracteristice ale arderii sunt: faza inițială, cea a formării flăcării sau întârzierea la aprindere, în care nu există o degajare de căldură cu efect sesizabil asupra variației presiunii; faza intermediară, cea a arderii rapide, datorită creșterii rapide a presiunii pe care o antrenează degajarea căldurii de reacție; faza finală, numită faza arderii moderate, în care degajarea căldurii continuă până la încheierea arderii, în condițiile scăderii presiunii în cursa de destindere.

În prima fază apare nucleul inițial de flacără. Sfarșitul acestei faze se precizează convențional: în afară de punctul de desprindere, se alege momentul în care s-a degajat o anumită fracțiune din căldura totală disponibilă de reacție: 0,5% sau 1%, uneori 5% sau chiar 10%. Faza arderii rapide este faza principală de propagare, cu viteza aproape constantă, a unei flăcări tipic turbulente, până la contactul final cu peretele opus al camerei de ardere. La finalul fazei se degajă 80 – 90% din căldura de reacție disponibilă. Ultima fracțiune a căldurii de reacție este eliberată în faza arderii moderate, de reacțiile care continuă în adâncimea flăcării turbulente [15].

3.3.1.1.2 Structura fluidului motor în timpul arderii. Analiza degajării căldurii

Arderea normală se desfășoară într-un interval de 40... 80 °RA, în care fluidul din cilindru are o structură neuniformă. Cele trei componente ale sale sunt: amestecul inițial cu o temperatură de 600... 1100 K (cu 25... 35% mai mult decât temperatura de la începutul arderii), gazele de flacără cu o temperatură ce depășește de 3... 3,5 ori temperatura amestecului inițial și a treia componentă care constă din gazele arse [15].

Ca rezultat al formării treptate a gazelor de flacără și al evoluției lor ulterioare, există în gazele arse o distribuție spațială de temperatură. Flacăra turbulentă din motor, cu degajarea progresivă a căldurii în adâncimea ei, are efect

asupra neomogenității termice a fluidului. Mișcarea turbulentă a gazelor arse corectează configurația reală a câmpului de temperaturi.

Temperaturile fluidului motor neomogen termic se pot studia împreună cu analiza degajării căldurii de reacție, aplicându-se principiul conservării energiei pentru un sistem deschis în condițiile arderii din motor: [15].

$$\frac{dQ}{d\alpha} = \frac{dU}{d\alpha} + \frac{dL}{d\alpha} + \frac{dQ_w}{d\alpha} + \frac{d}{d\alpha} \left(\sum m_i h_i \right) \quad (3.1)$$

În această ecuație Q este căldura transmisă sistemului prin reacțiile arderii; L – lucrul mecanic transmis în exterior; U – energia internă a gazelor din cilindru; $\sum m_i h_i$ – energia gazelor schimbate la limita sistemului (prin neetanșeitățile dintre piston și cilindru) ; Q_w – căldura cedată peretilor;

Ecuația (3.1) se explicitează cu acceptarea următoarelor ipoteze generale: din punct de vedere chimic, fluidul motor cuprinde numai două componente, gazele arse și amestecul inițial, reacțiile chimice ale arderii având loc instantaneu; pierderile de gaze pe la neetanșeități sunt neglijabile (sistem închis) [15].

Se definesc: $m_{ai\alpha}$ – masa de amestec inițial în momentul curent α ; m_{gaj} – masa de gaze arse a elementului j nou format, la temperatura flăcării; $m_{g\alpha-\Delta\alpha}$ – masa de gaze arse formate până în momentul $\alpha - \Delta\alpha$. Ecuația de conservare a masei fluidului motor este următoarea:

$$m_{g\alpha-\Delta\alpha} + m_{gaj} + m_{ai\alpha} = m_{ai} , \quad (3.2)$$

unde m_{ai} este masa amestecului de la începutul declanșării arderii (egală cu masa m_{ga} a gazelor arse la finalul arderii). În modelul cu gaze arse neomogene termic, masa $m_{g\alpha-\Delta\alpha}$ reprezintă suma a j-1 elemente,

$$m_{g\alpha-\Delta\alpha} = \sum_{i=1}^{j-1} m_{gai\alpha - \Delta\alpha} , \quad (3.3)$$

Se notează cu v_{ca} numărul de moli de combustibil care a reacționat până în momentul curent α ; v_c numărul de moli de combustibil care evoluează pe ciclu; ξ_α – fracțiunea din v_c care a reacționat până în momentul curent α (considerând reacția instantanee),

$$\xi_\alpha = v_{ca} / v_c \quad (3.4)$$

Variația lui ξ_α în raport cu timpul – exprimat în secunde, sau grade de rotație a arborelui cotit – se numește caracteristica normalizată a arderii sau caracteristica normalizată a degajării căldurii. Derivata lui ξ în funcție de timp

$$d\xi_\alpha / d\alpha = d(v_{ca} / v_c) / d\alpha , \quad (3.5)$$

este viteza normalizată de ardere sau viteza normalizată de degajare a căldurii.

Pe baza ecuației de stare se obțin relațiile fundamentale: [15].

$$v_{ai\alpha} = (1 - \xi_\alpha) v_{ai} , v_{g\alpha} = \xi_\alpha v_{ga}$$

$$v_{gaj\alpha} = (\xi_{\alpha} - \xi_{\Delta\alpha})v_{ga} = \Delta \xi_j v_{ga} , \quad (3.6)$$

unde v_{ai} , v_{ga} sunt cantitățile molare de amestec inițial la începutul arderii și respectiv de gaze arse la finele arderii; $v_{gaj\alpha}$ - cantitatea molară de gaze arse din elementul j ; $v_{ai\alpha}$, $v_{ga\alpha}$ - cantitățile molare momentane de amestec inițial și gaze arse. [20]

Energia internă momentană a fluidului motor neomogen termic în ecuația (3.1) se poate defini ca sumă a energiilor interne ale celor trei componente:

$$U = U_{ai\alpha} + U_{gaj\alpha} + U_{ga\alpha} , \quad (3.7)$$

unde $U_{ai\alpha}$, $U_{gaj\alpha}$ și $U_{ga\alpha}$ sunt energia internă a amestecului inițial, respectiv a gazelor arse din elementul j nou format și a gazelor arse formate anterior. Pe baza relațiilor (3.6) rezultă

$$U_{ai\alpha} = (1 - \xi_{\alpha})v_{ai}U_{ai\alpha} , \quad (3.8)$$

$$U_{gaj\alpha} = \Delta \xi_j v_{ga} u_{fa} , \quad (3.8')$$

unde $u_{ai\alpha}$ și u_{fa} sunt energii interne molare sensibile; u_{fa} se determină la temperatura flăcării. Ținând seama că fiecare element are o evoluție independentă în timp:

$$U_{ga\alpha} = \sum_{i=1}^{j-1} \Delta \xi_i v_{ga} u_{gaia} , \quad (3.9)$$

Variația energiei interne este:

$$dU_{\alpha} = (v_{ga} u_{fa} - v_{ai}U_{ai\alpha})d\xi_{\alpha} + \sum_{i=1}^{j-1} \Delta \xi_i v_{ga} du_{gaia} + (1 - \xi_{\alpha})v_{ai}U_{ai\alpha} , \quad (3.10)$$

Energiile interne sensibile sunt definite de temperaturi și de variațiile lor. Acestea din urma depind de natura evoluțiilor fluidului motor.

Pentru evoluțiile termodinamice cu variații de presiune care au loc între momentele $\alpha - \Delta\alpha$ și α , se consideră transformări politropice de exponent mediu $\overline{m_{\alpha}}$ - invariabil pe intervalul $\Delta\alpha$:

$$T_{ai\alpha} = T_{ai\alpha-\Delta\alpha} \left(\frac{p_{\alpha}}{p_{\alpha-\Delta\alpha}} \right)^{\frac{\overline{m_{ai\alpha}}-1}{\overline{m_{ai\alpha}}}} , T_{gaia} = T_{gaia-\Delta\alpha} \left(\frac{p_{\alpha}}{p_{\alpha-\Delta\alpha}} \right)^{\frac{\overline{m_{ga\alpha}}-1}{\overline{m_{ga\alpha}}}} , \quad (3.11)$$

$$dT_{ai\alpha} = \frac{\overline{m_{ai\alpha}}-1}{\overline{m_{ai\alpha}}} \cdot \frac{T_{ai\alpha-\Delta\alpha}}{p_{\alpha-\Delta\alpha}} \left(\frac{p_{\alpha}}{p_{\alpha-\Delta\alpha}} \right)^{\frac{-1}{\overline{m_{ai\alpha}}}} dp_{\alpha} ,$$

$$dT_{gaia} = \frac{\overline{m_{ga\alpha}}-1}{\overline{m_{ga\alpha}}} \cdot \frac{T_{gaia-\Delta\alpha}}{p_{\alpha-\Delta\alpha}} \left(\frac{p_{\alpha}}{p_{\alpha-\Delta\alpha}} \right)^{\frac{-1}{\overline{m_{ga\alpha}}}} dp_{\alpha} , \quad (3.12)$$

unde $m_{ai\alpha}$ și $m_{ga\alpha}$ reprezintă exponenții politropici medii pe interval.[15]

În cazul general, fluidul motor din cilindru înregistrează temporar, în cursul arderii, o evoluție cvasiizobară. Astfel obținem relațiile:

$$T_{ai\alpha} = T_{ai\alpha-\Delta\alpha} + \left(\frac{Q_{wai\Delta\alpha}}{(1-\xi_\alpha)v_{ai}c_{paia}} \right), T_{gai\alpha} = T_{gai\alpha-\Delta\alpha} + \frac{Q_{wga\Delta\alpha}}{\sum_{i=1}^{j-1} \Delta\xi_i v_{ga} c_{pgaia}}, \quad (3.13)$$

$$dT_{ai\alpha} = \left(\frac{dQ_{wai\Delta\alpha}}{(1-\xi_\alpha)v_{ai}c_{paia}} \right), dT_{gai\alpha} = \frac{dQ_{wga\Delta\alpha}}{\sum_{i=1}^{j-1} \Delta\xi_i v_{ga} c_{pgaia}}, \quad (3.14)$$

unde c_{paia} și c_{pgaia} – căldurile specifice corespunzătoare la presiune constantă; $Q_{wai\Delta\alpha}$, $Q_{wga\Delta\alpha}$ reprezintă căldura schimbată respectiv de amestecul inițial și gazele arse cu pereții.

Prin diferențierea relației (3.8) se obține variația elementară a energiei interne a elementului nou

$$dU_{gaj\alpha} = v_{ga} u_{fa} d\xi_\alpha + \Delta\xi_j v_{ga} du_{fa}, \quad (3.15)$$

unde u_{fa} este energia internă molară sensibilă, corespunzătoare temperaturii flăcării T_{fa} . Ultimul termen al ecuației (3.15) apare ca un infinit de ordin superior. Acesta se neglijează, deoarece temperatura flăcării se modifică insensibil pe intervalul de timp $\Delta\alpha$. Pentru determinarea primului termen din membrul drept al ecuației (3.15), se scrie ecuația diferențială de conservare a energiei, aplicată elementului j , pentru un proces presupus izobar – adiabat de degajare a căldurii de reacție:

$$dQ_{ca} = H_{fa} - dH_{ai\alpha}, \quad (3.16)$$

unde $H_{ai\alpha}$, H_{fa} sunt entalpiile amestecului inițial și respectiv gazelor arse în flacăra. Explicitând fiecare termen al ecuației se obține:

$$dQ_{ca} = v_c Q_c d\xi_\alpha,$$

$$dH_{fa} = v_{ga} (u_{fa} + RT_{fa}) d\xi_\alpha,$$

$$dH_{ai\alpha} = v_{ai} (u_{ai\alpha} + RT_{ai\alpha}) d\xi_\alpha.$$

Substituim relațiile anterioare în ecuația (3.15) și obținem:

$$v_{ga} u_{fa} d\xi_\alpha = v_c Q_c d\xi_\alpha + v_{ai} u_{ai\alpha} d\xi_\alpha - v_{ai} R (\mu T_{fa} - T_{ai\alpha}) d\xi_\alpha, \quad (3.17)$$

Se vor calcula variațiile energiilor interne molare, ținând cont că în relația de definiție $du = c_v dT$, căldura specifică la volum constant c_v este o funcție de temperatură [15].

În modelul bizonal, cel cu gaze arse omogene termic, se presupune că la sfârșitul fiecărui interval de timp $\Delta\alpha$, gazele arse se omogenizează amestecându-se

gazele arse formate anterior, cu elementul de gaze arse nou format la temperatura flăcării. Există două etape succesive în evoluția gazelor arse. În prima etapă au loc două procese independente: se formează elementul de gaze arse și gazele arse formate anterior interacționează cu sistemele înconjurătoare. În a doua etapă, gazele arse se amestecă [15].

Considerăm că masa gazelor arse formate până la momentul $\alpha - \Delta\alpha$ rămâne invariabilă. Astfel variația elementară a energiei interne este:

$$dU^*_{gaa} = \xi_{\alpha-\Delta\alpha} v_{ga} du^*_{gaa}, \quad (3.18)$$

unde $du^*_{gaa} = \overline{c_{vga\alpha}} dT^*_{gaa}$. Temperatura gazelor arse omogene termic la finele intervalului $\Delta\alpha$ înainte de amestecare este:

$$T^*_{gaa} = \overline{T_{gaa-\Delta\alpha}} \left(\frac{p_\alpha}{p_{\alpha-\Delta\alpha}} \right)^{\frac{\overline{m_{gaa}}-1}{\overline{m_{gaa}}}} \text{ sau } T^*_{gaa} = \overline{T_{gaa-\Delta\alpha}} + \frac{Q_{wga\Delta\alpha}}{\xi_{\alpha-\Delta\alpha} v_{ga} \overline{c_{pga\alpha}}} \quad (3.19)$$

respectiv evoluțiile termodinamice cu variație de presiune și evoluțiile la presiune constantă. În aceste relații $\overline{c_{vga\alpha}}$ și $\overline{c_{pga\alpha}}$ sunt călduri specifice medii pentru amestecul omogenizat la $\overline{T_{gaa-\Delta\alpha}}$; $\overline{T_{gaa-\Delta\alpha}}$ este temperatura medie a gazelor arse omogenizate la sfârșitul intervalului precedent.

Diferențiind relațiile (3.19) se obține variația elementară de temperatură dT^*_{gaa} . La sfârșitul intervalului $\Delta\alpha$ se obține temperatura gazelor arse $\overline{T_{gaa}}$ pe baza unei ecuații de amestecare:

$$\xi_{\alpha-\Delta\alpha} v_{ga} u^*_{gaa} + \Delta \xi_j v_{ga} u_{fa} = \xi_\alpha v_{ga} \overline{u_{gaa}}, \quad (3.20)$$

Având în vedere faptul că diferențele între căldurile specifice sunt neglijabile, rezultă:

$$\overline{T_{gaa}} = (\xi_{\alpha-\Delta\alpha} T^*_{gaa} + \Delta \xi_j T_{fa}) / \xi_\alpha. \quad (3.21)$$

Pentru modelul cu gaze arse omogen termic, variația elementară totală de energie internă a fluidului motor are forma:

$$dU_\alpha = (v_{ga} u_{fa} - v_{ai} u_{ai}) d\xi_\alpha + \xi_{\alpha-\Delta\alpha} v_{ga} du^*_{gaa} + (1 - \xi_\alpha) v_{ai} du_{ai}, \quad (3.22)$$

Relația generală a schimbului convectiv determină transferul global de căldură: [15].

$$dQ_{wa} = c_{ca} A_\alpha (T_\alpha - T_w) d\alpha, \quad (3.23)$$

unde c_{ca} este valoarea momentană a coeficientului global de transfer convectiv de căldură. O perioadă supapele sunt închise. Pentru această perioadă se adoptă pentru coeficientul de convecție relația:

$$Nu = c_c l / \lambda = Cre^{0,8} = C(\rho v_c l / \mu)^{0,8}, \quad (3.24)$$

unde: λ coeficientul de conductivitate termică; l este lungimea caracteristică; ρ – densitatea gazului; μ – vâscozitatea dinamică; v_c – viteza caracteristică. După explicitarea densității în funcție de legea gazelor ideale și exprimarea dependenței față de temperatură a vâscozității și conductivității, se obține:

$$c_c = Cl^{0,2} p^{0,8} T^{-0,53} v_c^{0,8}, \quad (3.25)$$

unde T este temperatura medie a fluidului din cilindru. Definirea lungimii și vitezei caracteristice a fost rezolvată în moduri variate. Woschni a identificat l cu alezajul cilindrului D , iar viteza echivalentă cu:

$$v_c = 2,21 \left(\bar{v}_p + 3,4 \cdot 10^{-3} \frac{V_S}{V_{ISA}} \frac{p - p_m}{p_{ISA}} T_{ISA} \right), \quad (3.26)$$

unde \bar{v}_p este viteza medie a pistonului, m/s; p_m – presiunea în ciclul fără ardere; V_S – cilindrarea; ISA se referă la momentul închiderii supapei de admisie. Se propune în final în ecuația (3.25), valoarea $C = 131$, pentru c_c în $W/m^2 \cdot K$, p în bar, v_c în m/s, D în m, T în K.

Pentru fluidul motor neomogen termic, trebuie satisfăcută condiția:

$$dQ_{wa} = dQ_{wga} + dQ_{waia}. \quad (3.26)$$

Raportul dintre cantitățile elementare de căldură transferate de cele două componente va fi:

$$q_a = dQ_{waia} / dQ_{wga}, \quad (3.27)$$

unde:

$$dQ_{waia} = \frac{q_a}{1 + q_a} dQ_{wa}, \quad dQ_{wga} = \frac{1}{1 + q_a} dQ_{wa}, \quad (3.28)$$

Raportul q_a are forma:

$$q_a = \frac{c_{caia} A_{aia} T_{aia} - T_w}{c_{cga} A_{gaa} T_{gaa} - T_w}, \quad (3.29)$$

Presiunea fiind uniformă în camera de ardere, se obține: [15]

$$\frac{c_{cai\alpha}}{c_{cga\alpha}} = k_r \left(\frac{T_{ai\alpha}}{T_{ga\alpha}} \right)^{-0,55}, \quad (3.30)$$

În care $k_r = 3 \dots 5$. Raportul suprafețelor va fi:

$$\frac{A_{ai\alpha}}{A_{ga\alpha}} = \left(\frac{V_{ai\alpha}}{V_{ga\alpha}} \right)^{2/3} = \left(\frac{1 - \xi_\alpha}{\mu \xi_\alpha - \Delta\alpha} \right)^{2/3} \left(\frac{T_{ai\alpha}}{T_{ga\alpha}} \right)^{2/3}, \quad (3.31)$$

unde μ este coeficientul de variație molară prin ardere. Ținând cont de faptul că influența raportului temperaturilor este neglijabilă obținem:

$$q_\alpha = k_r \left(\frac{1 - \xi_\alpha}{\mu \xi_\alpha - \Delta\alpha} \right)^{0,67} \frac{T_{ai\alpha} - T_w}{T_{ga\alpha} - T_w}. \quad (3.32)$$

Pe baza vitezelor medii de transfer se calculează căldura transferată pereților într-un interval de timp $\Delta\alpha$. Aceste viteze medii de transfer sunt considerate drept mediile aritmetice ale vitezelor instantanee de transfer, la începutul și sfârșitul intervalului, adică:

$$Q_{wai\Delta\alpha} = 0,5 \left(\frac{dQ_{w\alpha - \Delta\alpha}}{d\alpha} + \frac{dQ_{w\alpha}}{d\alpha} \right) \left(\frac{q_\alpha}{1 + q_\alpha} \right) \Delta\alpha, \quad (3.33)$$

$$Q_{wga\Delta\alpha} = 0,5 \left(\frac{dQ_{w\alpha - \Delta\alpha}}{d\alpha} + \frac{dQ_{w\alpha}}{d\alpha} \right) \left(\frac{1}{1 + q_\alpha} \right) \Delta\alpha, \quad (3.34)$$

În cazul evoluțiilor cu variație de presiune, exponenții politropici medii pe intervalul $\Delta\alpha$ se determină pe baza relației generale:

$$Q_{w\Delta\alpha} = -v \frac{\bar{k} - \bar{m}}{\bar{k} - 1} L_{\Delta\alpha}, \quad (3.35)$$

în care $L_{\Delta\alpha}$ este lucrul mecanic pe interval, iar \bar{k}, \bar{m} sunt exponenții adiabatici, respectiv politropici. Explicitând lucrul mecanic și particularizând pentru cele două componente ale fluidului motor se obține:

$$Q_{wai\Delta\alpha} = -(1 - \xi_\alpha) v_{ai} \frac{\bar{k}_{ai\alpha} - \bar{m}_{ai\alpha}}{\bar{k}_{ai\alpha} - 1} \frac{T_{ai\alpha - \Delta\alpha}}{\bar{m}_{ai\alpha} - 1} \left[1 - \left(\frac{p_\alpha}{p_{\alpha - \Delta\alpha}} \right)^{1 - 1/\bar{m}_{ai\alpha}} \right], \quad (3.36)$$

$$Q_{wga\Delta\alpha} = -\xi_{\alpha} v_{ga} \frac{\bar{k}_{g\alpha\alpha} - \bar{m}_{g\alpha\alpha}}{\bar{k}_{g\alpha\alpha} - 1} \frac{T_{g\alpha\alpha} - \Delta\alpha}{\bar{m}_{g\alpha\alpha} - 1} \left[1 - \left(\frac{p_{\alpha}}{p_{\alpha - \Delta\alpha}} \right)^{1-1/\bar{m}_{g\alpha\alpha}} \right], \quad (3.37)$$

Valorile exponenților politropici medii pe interval se obțin rezolvând ecuațiile (3.36), (3.37). În cazul evoluțiilor la presiune constantă, se substituie direct relațiile (3.33) și (3.34) în ecuațiile respective [15].

În ecuația diferențială (3.1) primul termen din membrul drept are o formă particulară pentru cele două modele prezentate.

În cazul modelului cu elemente distincte de gaze arse, se substituie în ecuația (3.1) ecuațiile (3.8), (3.9) și (3.15).

Având în vedere că $dQ = v_c Q_c d\xi_{\alpha}$, se obține după transformări simple relația:

$$d\xi_{\alpha} = \frac{1}{v_{ai} R (\mu T_{fa} - T_{ai\alpha})} \left[\sum_{i=1}^{j-1} \Delta \xi_i v_{ga} du_{gai\alpha} + (1 - \xi_{\alpha}) v_{ai} du_{ai\alpha} + dL_{\alpha} + dQ_{w\alpha} \right]. \quad (3.37')$$

În cazul evoluțiilor cu variație de presiune, ecuația (3.36) se prelucrează astfel: se substituie variația elementară a energiei interne $du_{gai\alpha} = cv_{gai\alpha} dT_{gai\alpha}$, în care $dT_{gai\alpha}$ este definită de (3.12) și $cv_{gai\alpha}$ este căldura specifică la volum constant a elementului i . Apoi se substituie variația elementară a energiei interne $du_{ai\alpha} = cv_{ai\alpha} dT_{ai\alpha}$, în care $dT_{ai\alpha}$ este definită de (3.12) și $cv_{ai\alpha}$ este căldura specifică la volum constant a amestecului inițial. Diferențiala presiunii se scrie sub forma $dp_{\alpha} = p'_{\alpha} d\alpha$. Rezultă următoarea ecuație:

$$\begin{aligned} \frac{d\xi_{\alpha}}{d\alpha} = & \frac{1}{v_{ai} R (\mu T_{fa} - T_{ai\alpha})} \left[v_{ga} \frac{\bar{m}_{g\alpha\alpha} - 1}{\bar{m}_{g\alpha\alpha}} \frac{p'_{\alpha}}{p_{\alpha - \Delta\alpha}} \left(\frac{p_{\alpha}}{p_{\alpha - \Delta\alpha}} \right)^{-1/\bar{m}_{g\alpha\alpha}} \sum_{i=1}^{j-1} \Delta \xi_i c_{v\,gai\alpha} T_{gai\alpha} - \Delta\alpha + \right. \\ & \left. (1 - \xi_{\alpha}) v_{ai} \frac{\bar{m}_{ai\alpha} - 1}{m_{ai\alpha}} \frac{p'_{\alpha}}{p_{\alpha - \Delta\alpha}} \left(\frac{p_{\alpha}}{p_{\alpha - \Delta\alpha}} \right)^{-1/\bar{m}_{ai\alpha}} c_{v\,ai\alpha} T_{ai\alpha} - \Delta\alpha + p_{\alpha} \frac{dV_{\alpha}}{d\alpha} + \frac{dQ_w}{d\alpha} \right] \end{aligned} \quad (3.38)$$

În cazul evoluțiilor de presiune constantă, ecuația diferențială (3.38) se prelucrează diferit numai în ceea ce privește energiile interne: se substituie creșterile elementare de temperatură din relațiile (3.14) și se obține:

$$\frac{d\xi_{\alpha}}{d\alpha} = \frac{1}{v_{ai} R (\mu T_{fa} - T_{ai\alpha})} \left[\frac{1}{\bar{k}_{g\alpha\alpha} (1 + q_{\alpha})} \frac{dQ_{w\alpha}}{d\alpha} + \frac{q_{\alpha}}{\bar{k}_{ai\alpha} (1 + q_{\alpha})} \frac{dQ_{w\alpha}}{d\alpha} + p_{\alpha} \frac{dV_{\alpha}}{d\alpha} + \frac{dQ_w}{d\alpha} \right] \quad (3.39)$$

În cazul modelului cu gaze arse omogene termic, se efectuează o singură modificare în ecuația (3.36). Se realizează substituția: [15].

$$\sum_{i=1}^{j-1} \Delta \xi_i \overline{C_{vga} T_{ga} - \Delta \alpha} = \xi_{\alpha} - \Delta \alpha \overline{C_{vga} T_{ga} - \Delta \alpha}, \quad (3.40)$$

unde $\overline{C_{vga}}$ este căldura specifică medie a gazelor arse omogene termic, la momentul α .

Modelul bizonal a fost analizat din punct de vedere al sensibilității vitezei calculate de degajare a căldurii $d\xi_{\alpha}/d\alpha$ față de principalii parametri. S-au stabilit următoarele modificări ale valorii $(d\xi_{\alpha}/d\alpha)_{\max}$: $\pm 4...6\%$ la variația masei inițiale măsurate de gaz de $\pm 5\%$; $\pm 5...6\%$, la variații ale presiunii măsurate de $\pm 0,5\%$; $\pm 5\%$ la modificarea temperaturii peretelui T_w cu $\pm 50K$; $\pm 1...4\%$ la modificarea coeficientului c_c din expresia coeficientului convecție gaz-perete cu $\pm 30\%$. Cea mai mare influență o au presiunea măsurată și masa inițială de gaz din cilindru [15].

3.3.2 Generalități privind formarea amestecului și arderea în motoarele cu aprindere prin scânteie

Motorul cu aprindere prin scânteie se caracterizează prin formarea amestecului în exteriorul cilindrului. În trecut era predominantă formarea acestuia în carburator, cu viteze ale aerului de cca. 10 ori mai mari decât ale combustibilului. Acest lucru determină ruperea acestuia prin ejecție în picături fine, picături ce se vaporizează asigurând proprietăți relativ omogene pentru amestec.

Formarea amestecului are loc în exteriorul cilindrului de aceea se numește exterioară.

Injecția de benzină a devenit tot mai populară, indiferent de tipul ei: în colectorul de admisiune (monopunct), în poarta supapei de admisiune (multipunct) sau chiar în cilindru (formarea interioară a amestecului). Aceasta datorită normelor tot mai severe impuse de protecția mediului, necesităților de scădere a consumului de combustibil, precum și datorită progreselor făcute de electronică, în special în ceea ce privește creșterea fiabilității componentelor [15].

3.3.3 Procesul de vaporizare a combustibilului, factor determinant în formarea amestecului și pentru ardere

Formarea amestecului și arderea se raționalizează numai în măsura în care combustibilul, ce inițial se află în fază lichidă, ajunge în faza gazoasă.

În continuare vom studia vaporizarea picăturii de combustibil pe baza a trei tipuri de modele de calcul.

În afara notațiilor cunoscute, se vor utiliza următoarele notații:

- A- suprafața
- M- masa moleculară
- D- constanta de difuzibilitate
- R- constanta universală a gazelor
- Q- flux de căldură
- D_f - diametrul picăturii
- T- temperatura

R_f - raza picăturii
 c_p - capacitatea termică specifică la presiune constantă
 d - coeficient de temperatură
 c_f - capacitatea termică specifică pentru fluid (combustibil)
 L_f - căldura de vaporizare
 m - masa
 α - coeficient de convecție
 β - coeficient de transfer de masă
 λ - coeficient de conducție

Indici:

V_d - vapori de combustibil (proces de vaporizare)
 V_b - pentru proces de ardere
 f - picătura de combustibil (fluid)
 a - aer

3.3.3.1 Evaluarea procesului de vaporizare pentru o picătură de combustibil.

În această evaluare s-a luat în considerare schimbul de masă, schimbul de căldură prin conducție și convecție și difuzabilitatea.

Modelul de calcul dezvoltat are în vedere următoarele principale ipoteze:

- vaporizarea unei picături nu este influențată de cea a picăturilor învecinate
- vaporizarea este strict izotermă
- se are în vedere schimbul de căldură prin convecție și conducție precum și efectele difuzibilității, evaluându-se schimbul de masă.

Ecuția de bilanț termic în procesul de vaporizare pentru o picătura de combustibil este:

$$Q_c = Q_{in} + Q_v + Q_s \quad (3.41)$$

unde fluxul de căldură schimbat prin convecție este:

$$Q_c = \alpha \cdot A_f \cdot (T_a - T_f) \quad (3.42)$$

fluxul de căldură necesar încălzirii picăturii:

$$Q_{in} = m_f \cdot C_f \cdot (dT_f / dt) \quad (3.43)$$

fluxul de căldură ce servește la vaporizare:

$$Q_v = L_f \cdot m_f \quad (3.44)$$

și fluxul de căldură preluat pentru supraîncălzirea picăturii:

$$Q_s = C_{pvd} \cdot m_f \cdot (T_a - T_f) \quad (3.45)$$

Procesul de vaporizare se consideră izoterm deoarece picătura de dimensiuni foarte mici se încălzește rapid și temperatura ei se modifică puțin pe perioada vaporizării, [15].

Temperatura de vaporizare la echilibru se calculează pornind de la (3.41) și nu se ia în considerare termenul ce cuantifică supraîncălzirea:

$$\alpha \cdot A_f \cdot (T_a - T_{fech}) = m_f \cdot [L_{fech} + c_{pVd} \cdot (T_a - T_{fech})] \quad (3.46)$$

Presiunea vaporilor la distanță mare de picătură se consideră nulă, deoarece vaporizarea picăturilor învecinate nu are influență asupra celei în discuție. Astfel putem scrie pentru debitul evaporat p_{Vdech} :

$$m_f = \beta \cdot A_f \cdot \frac{p_{Vdech}}{R_{Vd} \cdot T_m} \quad (3.47)$$

unde:

$$T_m = \frac{T_{fech} + T_a}{2} \quad (3.48)$$

este temperatura medie la periferie. Temperatura de echilibru rezultă din (3.46) și (3.47):

$$T_{fech} = T_a - \frac{L_{fech}}{\left(\left(\frac{\alpha}{\beta} \right) \cdot \frac{R_{Vd} \cdot T_m}{p_{Vdech}} \right) - c_{pVd}} \quad (3.49)$$

Analogia dintre schimbul de căldură și de masă permite ipoteza ca cifra Lewis $L_e = \frac{a}{D} \approx 1$. Astfel:

$$\frac{\alpha}{\beta} = \rho \cdot c_{pm} \cdot k_1 \quad (3.50)$$

Factorul k_1 care vizează schimbul de căldură și masă prin suprafața permeabilă formată de vapori poate fi calculat cu:

$$k_1 = \frac{p_{Vd}}{p_a} \cdot \left[\frac{1}{\ln\left(\frac{p_a}{p_a - p_{Vd}}\right)} + \frac{c_{pVd} \cdot M_{Vd}}{2 \cdot c_{pm} \cdot M_m} \right], \quad (3.51)$$

Pentru temperatura de echilibru obținem folosind (3.49) și (3.51):

$$T_{fech} = T_a - \frac{L_{fech}}{\left(\frac{M_m}{M_{vd}} \right) \left[\frac{c_{pm}}{\ln \left[\frac{p_a}{p_a - p_{vdech}} \right]} \right] - \frac{c_{pvd}}{2}}, \quad (3.52)$$

cu rata de vaporizare:

$$\frac{-\pi}{6} \rho_f \cdot d(D_f^3) = \beta \cdot \pi \cdot D_f^2 \cdot \frac{\rho_{vdech}}{R_{vd} \cdot T_m} \cdot d\tau \quad (3.53)$$

diametrul picăturii:

$$\frac{d(D_f)}{d\tau} = -\frac{2\beta}{\rho_f} \cdot \frac{p_{vdech}}{R_{vd} \cdot T_m} \quad (3.54)$$

Viteza relativă dintre picătura care se vaporizează și aerul ce o antrenează în mișcare este mică. Putem scrie:

$$N_u = \frac{\alpha \cdot D_f}{\lambda} \quad (3.55)$$

Pentru criteriul Nusselt de speta a II-a (care caracterizează schimbul de masă):

$$N_u = \frac{\beta \cdot D_f}{D} \cong 2 \quad (3.56)$$

cu $Le = 1$:

$$D = -a = \frac{\lambda}{\rho \cdot c_p}$$

coeficientul de transfer de masă ținând cont și de difuzibilitate:

$$\beta = \frac{2 \cdot \lambda_m}{\rho_m \cdot c_{pm} \cdot D_f} \cdot k_2 \quad (3.57)$$

cu constanta de corecție:

$$k_2 = \frac{1}{\left[\frac{p_{Vd}}{p_a} \cdot \ln \left(\frac{p_a}{p_a - p_{Vd}} \right) \right] + \frac{\lambda_m \cdot p_{Vd}}{2 \cdot \rho_m \cdot c_{pm} \cdot \eta_m \cdot R_{Vd} \cdot T_m}} \quad (3.58)$$

Folosind (3.57) și (3.58) se obține prin integrarea relației (3.54)

$$D_f = \sqrt{D_{fin} - C \cdot \tau} \quad (3.59)$$

unde D_{fin} este diametrul inițial al picăturii și:

$$C = \frac{8 \cdot p_{dech} \cdot M_{Vd} \cdot \lambda_m \cdot k_2}{\rho_f \cdot p_a \cdot M_m \cdot c_{pm}} \quad (3.60)$$

Pentru principalii parametri se obțin valorile:

$$\lambda_m = \frac{p_{Vdech}}{2 \cdot p_a} \cdot \lambda_{Vd} + \left(1 - \frac{p_{Vdech}}{2 \cdot p_a} \right) \cdot \lambda_a \quad (3.61)$$

$$\rho_m = \frac{p_a \cdot M_m}{R \cdot T_m} \quad (3.62)$$

$$M_m = \frac{p_{Vdech}}{2 \cdot p_a} \cdot M_{Vd} + \left(1 - \frac{p_{Vdech}}{2 \cdot p_a} \right) \cdot M_a \quad (3.63)$$

$$c_{pgm} = \frac{\left(\frac{p_{Vdech}}{2 \cdot p_a} \cdot \frac{M_{Vd}}{M_m} \cdot c_{pVd} \right)}{\left[1 - \left(1 - \frac{p_{Vdech}}{2 \cdot p_a} \right) \cdot \frac{M_a}{M_m} \right]} \quad (3.64)$$

$$\eta_m = \frac{p_{Vdech}}{2 \cdot p_a} \cdot \eta_{Vd} + \left(1 - \frac{p_{Vdech}}{2 \cdot p_a} \right) \cdot \eta_a \quad (3.65)$$

Parametrii fizico-chimici ai combustibilului, în mod special al combustibilului diesel, pot fi calculați cu relațiile:[15].

Căldura de vaporizare:

$$L_j = 465 - 0,5 \cdot T \left[\frac{J}{g} \right] \quad (3.66)$$

Capacitatea termică specifică a vaporilor de combustibil:

$$c_{pvd} = 1,6 + 1,7 \cdot 10^{-3} \cdot T \left[\frac{J}{g \cdot K} \right] \quad (3.67)$$

Capacitatea termică specifică a combustibilului în fază lichidă:

$$c_j = 0,46 + 5 \cdot 10^{-3} \cdot T \left[\frac{J}{g \cdot K} \right] \quad (3.68)$$

Coefficientul de conductivitate termică pentru vaporii de combustibil este:

$$\lambda_{vd} = 1,0 \cdot 10^{-4} \cdot T - 0,024 \left[\frac{W}{m \cdot K} \right] \quad (3.69)$$

Vâscozitatea dinamică a vaporilor de combustibil este:

$$\eta_{vd} = (0,045 \cdot T - 12) \cdot 10^{-6} \left[\frac{N \cdot s}{m^2} \right] \quad (3.70)$$

Presiunea parțială a vaporilor de combustibil în [mbar]:

$$\log p_{vd} = 7,5 - \frac{2127}{T - 86} \quad (3.71)$$

Densitatea combustibilului în fază lichidă:

$$\rho_f = 1,04 - 6,6 \cdot 10^{-4} \cdot T \left[\frac{g}{cm^3} \right] \quad (3.72)$$

Masa moleculară pentru cetan de exemplu, este $M_{vd}=226$.

Coefficientul de conductivitate termică al aerului este:

$$\lambda_a = 3,65 \cdot 10^{-4} \cdot T^{0,75} \left[\frac{W}{m \cdot K} \right] \quad (3.73)$$

Capacitatea termică specifică a aerului este:

$$c_{pa} = 0,7 + 0,1085 \cdot 10^{-3} \cdot T \left[\frac{J}{g \cdot K} \right] \quad (3.74)$$

Vâscozitatea dinamică pentru aer se poate calcula cu:

$$\eta_a = 5,18 \cdot 10^{-7} \cdot T^{0,62} \left[\frac{N \cdot s}{m^2} \right] \quad (3.75)$$

Alte relații pentru calculul proprietăților combustibililor folosiți în m.a.i. sunt:
Căldura de vaporizare:

$$L_f = 820 - 85 \log M \left[\frac{J}{g} \right] \quad (3.76)$$

a cărei variație cu temperatura este:

$$\frac{L_{f1}}{L_{f2}} = \left(\frac{1 - T_{rf1}}{1 - T_{rf2}} \right)^{0,32} \quad (3.77)$$

în care $T_{rf} = T / T_{cr}$ este temperatura redusă la cea critică cu:

$$T_{cr} = 1,045 \cdot 10^3 \cdot T_{50} \cdot \rho_{288} + 259 [K] \quad (3.78)$$

în care ρ_{288} este densitatea combustibilului în $[kg/m^3]$ la 288 [K] și T_{50} este temperatura până la care distilează 50% din combustibil.

Pentru L_f se poate folosi și:

$$L_f = 6,3 \cdot 10^{-4} \cdot M + 54 \left[\frac{J}{g} \right] \quad (3.79)$$

Precizia de calcul este de $\pm 5\%$.

Capacitatea termică specifică se poate calcula cu:

$$c_{pvd} = (136 + 1,17 \cdot T) \cdot (4 - \rho_{288}) \left[\frac{J}{g \cdot K} \right] \quad (3.80)$$

$$c_f = \frac{758 + 3,3T}{\rho_{288}} \left[\frac{J}{g \cdot K} \right] \quad (3.81)$$

precizia fiind de $\pm 10\%$.

Coeficientul de conductivitate pentru combustibil în fază lichidă:

$$\lambda_f = \frac{7}{\rho_{288}} (0,132 - 6,33 \cdot 10^{-4} \cdot T) \left[\frac{W}{m \cdot K} \right] \quad (3.82)$$

Densitatea combustibilului în fază lichidă:

$$\rho_f = \rho_{288} [1 + C(288 - T)] \left[\frac{kg}{m^3} \right] \quad (3.83)$$

Puterea calorică inferioară a combustibilului H_i poate fi calculată cu relația:

$$H_i = 51439 + \frac{5946000}{\rho_{288} - 1529} \left[\frac{kJ}{kg} \right] \quad (3.84)$$

Încălzirea unei picături de combustibil de la mediul în care se găsește, în vederea vaporizării, stabilită prin variația de temperatură, folosește integrala:

$$T_f = \int_0^{\tau} \frac{6 \cdot \alpha}{\rho_f \cdot c_f \cdot D_f} \cdot (T_a - T_f) \cdot d\tau \quad (3.85)$$

Coefficientul de transfer pentru transferul convectiv la picătura sferică este:

$$\alpha = \frac{\lambda_a}{D_f} (2 + 0,33 \sqrt{Re_f}) \quad (3.86)$$

Pentru raportul între coeficienții de transfer termic convectiv și de transfer de masă se folosește tot relația (3.50). Pentru coeficientul transferului de masă avem expresia:

$$\beta = 0,5 \cdot w_a \cdot c_f \cdot k_2 \quad (3.87)$$

în care c_f este coeficientul de turbionare la perete, w_a este viteza relativă a aerului față de filmul de combustibil și k_2 calculat cu (3.58) factorul de corecție pentru difuzia pe o singură parte.[15]

$$c_f = 0,32 R_{e_a}^{-0,2} \quad (3.88)$$

unde $R_{e_a}^{-0,2}$ este cifra Re pentru aer raportată la diametrul camerei de ardere.

Coefficientul de conductivitate pentru combustibil diesel, de exemplu, poate fi:

$$\lambda_f = 0,144 \cdot T \cdot 10^{-4} \left[\frac{W}{m \cdot K} \right] \quad (3.89)$$

Cu ajutorul acestor relații poate fi calculată temperatura filmului de combustibil dacă se cunoaște temperatura peretelui camerei de ardere.

Debitul vaporizat de film m_k pentru o suprafață exterioară A_F a filmului de combustibil va fi folosind (3.47):

$$m_k = A_F \cdot \beta \cdot \frac{p_{vd, Tf}}{R_{vd} \cdot T_m} \quad (3.90)$$

3.3.3.2 Evaluarea procesului de vaporizare și de ardere a picăturii de hidocarburi pentru un mediu imobil și regim staționar în ipoteza filmului stagnant

Pentru modelul de calcul prezentat în continuare se admit următoarele ipoteze:

- se presupune că arderea se desfășoară într-un film stagnant ce aderă pe picătură.
- se are în vedere transferul de căldura prin conductivitate de la flacără la picătură și de la flacără la mediul ambiant și difuzia oxigenului numai de la limita exterioară a filmului la suprafața flăcării.
- raportul combustibil-aer se determină strict pentru acest film.
- viteza tangențială relativă la limita lichid-gaz s-a constatat experimental că este neglijabilă ceea ce permite luarea în considerare numai a componentei vitezei orientată strict după direcția normală la suprafața picăturii.
- se neglijează reacțiile ce implică produși intermediari și căldura aferentă reacțiilor de descompunere a hidrocarburilor.
- în masa combustibilului nu se absorb substanțe. Combustibilul părăsește suprafața picăturii sub formă de vapori sau produse de reacție.
- temperatura și compoziția gazului la suprafața picăturii nu diferă sensibil dintr-un punct în altul. De aceea, ecuațiile difuziei se scriu numai după direcția normală [15].

Cu ipotezele de mai sus durata de existență a picăturii care se evaporă sau arde se determină pe baza relației:

$$\tau_{vd, vb} = \frac{\rho_f \cdot c_f \cdot R_f^2}{2 \cdot \lambda_f \cdot \ln(1 + B_{vd, vb})} \quad (3.91)$$

Pentru procesul de evaporare fără ardere numărul de transfer B_{vd} are expresia:

$$B_{vd} = \frac{c_f (T_M - T_f)}{\Delta I_{vd}} \quad (3.92)$$

cu variația de entalpie a vaporilor de combustibil:

$$\Delta I_{Vd} = L_f + c_f(T_M - T_f) \quad (3.93)$$

Unde T_M este temperatura mediului în care evoluează picătura.
Numărul de transfer pentru ardere este:

$$B_{Vb} = \frac{H_i}{\Delta I_{Vb}} \cdot \frac{m_{O_2}}{\beta} + c_f \cdot \frac{T_M - T_f}{\Delta I_{Vb}} \quad (3.94)$$

în care:

- B este oxigenul necesar pentru arderea unității de masă de combustibil.
- m_{O_2} este concentrația gravifică în oxigen a mediului gazos.

Neavând informații cu privire la temperaturile și capacitățile termice specifice se acceptă:

$$\Delta I_{Vd} \cong \Delta I_{Vb} \quad (3.95)$$

Timpul total de vaporizare și de ardere se calculează din suma:

$$\tau_{TI} = \tau_{Vd} + \tau_{Vb} \quad (3.96)$$

Masa relativă evaporată sau arsă se obține cu relația:

$$\frac{-}{m_{Vd,Vb}} = \frac{m_{fin} - m_f}{m_{fin}} = \frac{\rho_{fin} R_{fin}^3 - \rho_f R_f^3}{\rho_{fin} R_{fin}^3} \quad (3.97)$$

unde indicii au următoarea semnificație:

- f - pentru picătura la un moment dat, pe durata evoluției sale
- fin - pentru picătura inițială

Viteza maximă de evaporare sau de ardere este:

$$w_{Vd,Vb} = \left(\frac{dm}{d\tau} \right)_{Vd,Vb} = 2 \cdot \pi \cdot R_f \cdot \frac{\lambda_f}{c_f} \cdot \ln(1 + B_{Vd,Vb}) \quad (3.98)$$

3.3.3.3 Evaluarea procesului de vaporizare și de ardere a picăturii de hidrocarburi în mediu imobil și regim staționar, pe baza legii diametrelor

Este dificil să folosim relațiile din ultimele două paragrafe pentru stabilirea evoluției picăturii pentru că este necesară cunoașterea parametrilor fizico-chimici ai mediului din apropierea picăturii și ai combustibilului lichid [15].

O metodă de rezolvare directă a problemei se poate folosi dacă se cunoaște, după măsuri experimentale, constanta K de vaporizare și de ardere [15].

Pentru combustibili lichizi volatili, se poate admite că mărimea K este independentă de diametrul inițial al picăturilor pulverizate, dar se mărește cu creșterea temperaturii mediului în care are loc procesul.

Pornind de la relația de bilanț masic:

$$m_{f\tau} = m_{fin} - m_f \quad (3.99)$$

$$\frac{dm_f}{d\tau_{TI}} = -\frac{dm_{f\tau}}{d\tau_{TI}} = K_1 D_f \quad (3.100)$$

Cu $m_{f\tau}$ masa evaporată și arsă până la momentul τ . Se admite că masa consumată este proporțională cu diametrul picăturii.

Pentru picătura sferică:

$$\frac{d}{d\tau_{TI}} \left(\rho_f \frac{\pi D_f^3}{6} \right) = -K_1 D_f \quad (3.101)$$

$$D_f dD_f = -\frac{4K_1}{2\pi\rho_f} d\tau \quad (3.102)$$

unde se notează:

$$K = \frac{4 \cdot K_1}{2 \cdot \pi \cdot \rho_f} \quad (3.103)$$

Pentru momentul $\tau = 0$ și D_f pentru momentul τ ce caracterizează evoluția în timp a picăturii și care devine la terminarea procesului de vaporizare și ardere τ_{TI} vom integra relația (3.102) pentru condițiile la limită $D_f = D_{fin}$ și obținem:

$$D_f^2 = D_{fin}^2 - K \cdot \tau_{TI} \quad (3.104)$$

de unde:

$$\tau_{TI} = \frac{D_{fin}^2 - D_f^2}{K} \quad (3.105)$$

Paramentul K se determină prin măsurarea diametrului la momentul τ și a diametrului inițial.

Viteza de ardere și vaporizare se stabilește cu:

$$w_{Tl} = \frac{dm_{f\tau}}{d\tau_{Tl}} = \rho_f \cdot \frac{d}{d\tau_{Tl}} \cdot \left(\frac{\pi \cdot D_f^3}{6} \right) = \pi \cdot \rho_f \cdot \frac{D_f^2}{2} \cdot \frac{dD_f}{d\tau_{Tl}} \quad (3.106)$$

având în vedere și (3.102):

$$w_{Tl} = -\frac{\pi \cdot \rho_f \cdot D_f}{4} \cdot K \quad (3.107)$$

3.3.4 Stoichiometria arderii

3.3.4.1 Aerul necesar arderii

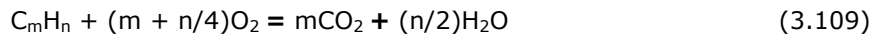
Compoziția compușilor arderii și aerul chimic necesar pentru arderea combustibilului se stabilesc pe baza ecuației care exprimă global reacțiile de oxidare a combustibilului. Pentru fiecare dintre elementele reactanților se respectă principiul conservării masei [15].

Reacția globală de oxidare completă pentru o hidrocarbură cu compoziția generală C_mH_n , este



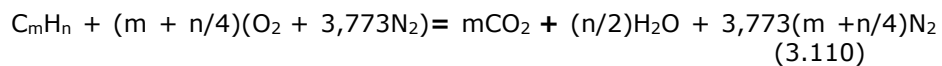
în care coeficienții stoichiometrici (1, a, b, c) sunt exprimați în moli.

Conservarea masei pentru hidrogen se exprimă prin condiția $c = n/2$ și pentru carbon prin condiția $b = m$; conservarea masei oxigenului impune condiția $a = m + n/4$. Ecuația (3.67) se rescrie astfel



Aerul atmosferic uscat cuprinde 20,95% (vol.) oxigen, 0,93% argon, 78,09% azot, ceilalți componenți sunt în proporții neglijabile. În calcule se neglijează și prezența argonului, considerandu-se că aerul constă din 21% (vol.) oxigen și 79% azot; exprimat în moli, pentru fiecare mol de oxigen se consideră prin urmare $(1 - 0,2095)/0,2095 = 3,773$ moli de azot. De asemenea, se consideră că azotul nu participă la reacțiile arderii.

Astfel, ecuația hidrocarbunii C_mH_n a arderii complete, în aerul atmosferic, are forma:



Oxigenul din structura moleculară a combustibilului se eliberează și participă la reacțiile arderii. El trebuie să fie luat în considerare în bilanțul general al oxigenului. Pentru un mol de combustibil cu formula $C_mH_nO_r$, corespunde prin urmare cantitatea de oxigen teoretic necesară pentru arderea completă (cantitatea stoichiometrică)

$$O_r = m + \frac{n}{4} - \frac{r}{2}, \text{ [mol/ mol comb.]} \quad (3.111)$$

Și respectiv cantitatea de aer teoretic necesară (stoichiometrică):

$$A_s = \frac{1}{0,21} \left(m + \frac{n}{4} - \frac{r}{2} \right), \text{ [mol/ mol comb.]} \quad (3.112)$$

De exemplu, pentru arderea etanolului (C_2H_5OH) corespunde $A_s = 3/0,21 = 14,286$ mol/ mol comb și respectiv $O_s = 3$ mol/ mol comb [15].

Cantitatea de aer disponibil pentru ardere A se exprimă cu ajutorul coeficientului de dozaj λ , în funcție de cantitatea stoichiometrică A_s :

$$\lambda = A / A_s \quad (3.113)$$

Se obișnuiește, de asemenea, să se definească raportul dintre masa combustibilului m_c și masa aerului m_a în amestec, numit dozajul combustibilului în aer, d :

$$D = m_c / m_a \quad (3.114)$$

Dacă masele de combustibil și de aer se află într-un raport stoichiometric, rezultă dozajul stoichiometric:

$$D_s = (m_c / m_a)_s \quad (3.115)$$

Raportul de echivalență combustibil/ aer se mai definește în funcție de raportul maselor de combustibil și aer (dozaj) :

$$\Phi = (m_c / m_a) / (m_c / m_a)_s = d / d_s \quad (3.116)$$

Se observă că coeficientul de dozaj λ se poate exprima sub forma $\lambda = (m_a / m_c)_s / (m_a / m_c)$, prin urmare:

$$\lambda = \Phi^{-1} \quad (3.117)$$

Combustibilii comerciali lichizi pentru motoare, de origine petrolieră, ca și gazele naturale, sunt amestecuri complexe de hidrocarburi și alte substanțe organice.

Pentru calculul simplu al aerului necesar arderii și al produșilor arderii se ia în considerare o substanță pură, considerată ca reprezentativă pentru o anumită clasă de combustibili comerciali. Benzinele se pot reprezenta de exemplu prin octan (C_8H_{18}), gazul natural prin metan (CH_4), motorinele prin cetan ($C_{16}H_{34}$), ceten ($C_{16}H_{32}$) sau dodecan ($C_{12}H_{26}$).

Deseori, se consideră însă mai convenabil să se efectueze calcululele pe baza compoziției elementare a combustibilului, exprimată masic: carbon c [kg/kg comb.], oxigen o [kg/kg comb.] și hidrogen h [kg/kg comb.]. Masa atomică a carbonului este 12 (cu exactitate 12,011), masa moleculară a oxigenului este 32 și a hidrogenului 1 (1,008). Deci, cantitatea de oxigen necesară pentru arderea teoretică completă a unui kilogram de combustibil va fi suma cantităților necesare pentru arderea carbonului și hidrogenului ($c/12 + h/4$), micșorată cu cantitatea de oxigen prezentă în combustibil ($o/32$),

$$O_s = \frac{c}{12} + \frac{h}{4} + \frac{o}{32} \quad [\text{kmol/kg}] \quad (3.118)$$

Cantitatea de aer este

$$A_s = \frac{1}{21} \left[\frac{c}{12} + \frac{h}{4} + \frac{o}{32} \right] \quad [\text{kmol/kg}] \quad (3.119)$$

Pentru calculul produşilor arderii şi al aerului necesar se poate caracteriza combustibilul printr-o hidrocarbură echivalentă, C_mH_n , în care m şi n se stabilesc pe baza masei medii moleculare a combustibilului M_c şi a raportului gravimetric carbon/ hidrogen [15].

Relaţiile se pot scrie astfel:

$$c/12h = m/n$$

$$12m + n = M_c$$

de unde rezultă

$$n = M_c / (1 + c/h) \quad (3.120)$$

$$m = (M_c - n) / 12 \quad (3.121)$$

Compoziţia produşilor arderii. Ca rezultat al mecanismului complex al reacţiilor arderii gazele de ardere sunt compuse din numeroase substanţe.

Definirea proprietăţilor termodinamice ale produşilor arderii se poate face dacă se iau în considerare numai produşii reacţiilor globale de oxidare a componentilor combustibilului. Se pot neglija şi echilibrele chimice, caz în care, gazele de ardere sunt formate din CO_2 , H_2O , CO , O_2 , H_2 şi N_2 .

În cazul $\lambda \geq 1$ (amestec cu exces de aer sau dozaj sarac) rezultă CO_2 , O_2 , H_2O , şi N_2 .

În urma ecuaţiei (1.3) şi a relaţiilor (1.4 ... 1.6) pentru un mol de combustibil cu formula chimică cunoscută $C_mH_nO_r$ rezultă cantităţile de produşi $v_{CO_2} = m$, $v_{H_2O} = n/2$, $v_{O_2} = (\lambda - 1)(m + n/4 - r/2)$ şi $v_{N_2} = 3,773\lambda(m + n/4 - r/2)$, [mol/mol comb.].

În cazul în care compoziţia combustibilului este definită gravimetric, sub formă de carbon c , hidrogen h şi oxigen o [kg/ kg comb.], cantităţile corespunzătoare de produşi sunt $v_{CO_2} = c/12$, $v_{H_2O} = h/2$, $v_{O_2} = (\lambda - 1)(c/12 + h/4 - o/32)$ şi $v_{N_2} = 3,773\lambda(c/12 + h/4 - o/32)$, [kmol/kg comb.].

În cazul $\lambda < 1$ (amestec cu lipsă relativă de aer sau dozaj bogat), arderea combustibilului este incompletă. Deci se consideră că produşii arderii cuprind CO_2 , H_2O , CO , H_2 şi N_2 .

La un mol de combustibil cu formula $C_mH_nO_r$, se consideră ca din m moli carbon, m_{CO_2} se oxidează complet şi $m_{CO} = m - m_{CO_2}$ se oxidează parţial; de asemenea, din $n/2$ moli de hidrogen, $n_{H_2O}/2$ se oxidează complet şi restul $n_{H_2}/2 = (n - n_{H_2O})/2$ nu se oxidează. Cantităţile corespunzătoare de produşi sunt $v_{CO_2} = m_{CO_2}$, $v_{H_2O} = n_{H_2O}/2$, $v_{CO} = m_{CO}$, $v_{H_2} = n_{H_2}/2$ şi $v_{N_2} = 3,773\lambda(m + n/4 - r/2)$, [mol/mol comb.].

Cantităţile cunoscute de m_{CO} şi n_{H_2} , (sau n_{H_2O}) se pot determina rezolvând următoarele ecuaţii:

a) ecuaţia conservării oxigenului:

$$m_{CO_2} + m_{CO} / 2 + n_{H_2O} / 4 = \lambda(m + n/4 - o/32) \quad (3.122)$$

b) relația care definește raportul $v_{H_2} / v_{CO} = n_{H_2} / (2m_{CO}) = R_{H_2}$. După datele experimentale, se recomandă valorile $R_{H_2} = 0,30$ pentru hidrocarburile cu $h/c = 0,13$ și $R_{H_2} = 0,45 \dots 0,50$ pentru $h/c = 0,16 \dots 0,18$ [7].

Se obține pe baza celor două ecuații

$$m_{CO_2} = \frac{1}{1+R_{H_2}} [(2\lambda + R_{H_2} - 1)m + 0,5(\lambda - 1)n - \lambda o/16] s \quad (3.123)$$

În continuare, se pot calcula $m_{CO} = m - m_{CO_2}$, $n_{H_2O} = n - n_{H_2}$, $n_{H_2} = 2R_{H_2}m_{CO}$.

În cazul în care combustibilul este definit gravimetric, sub forma c carbon, h hidrogen, o oxigen, [kg/ kg comb.], se consideră, în mod similar: c_{CO_2} cantitatea de carbon care se oxidează complet, h_{H_2O} cantitatea de hidrogen care se oxidează, $c_{CO} = c - c_{CO_2}$ cantitatea de carbon care se oxidează parțial și $h_{H_2} = h - h_{H_2O}$ cantitatea care rămâne neoxidată. Producții arderii sunt, în consecință, $V_{CO_2} = c_{CO_2} / 12$, $v_{CO} = c_{CO} / 12$, $v_{H_2O} = h_{H_2O} / 2$, $v_{H_2} = h_{H_2} / 2$ și $v_{N_2} = 3,773\lambda(c/12 + h/4 - o/32)$. Necunoscutele se calculează prin rezolvarea ecuației conservării oxigenului

$$c_{CO_2}/12 + c_{CO} / 24 + c_{H_2O} / 4 = \lambda(c/12 + h/4 - o/32) \quad (3.124)$$

și a ecuației $v_{H_2} / v_{CO} = 6 h_{H_2} / c_{CO}$.

Pe baza ipotezei echilibrului chimic se mai poate obține a doua ecuație, care se stabilește în reacția „gazului de apă” în cursul arderii



Condiția următoare exprimă echilibrul chimic:

$$v_{CO}v_{H_2O} / v_{CO_2}v_{H_2} = c_{CO}c_{H_2O} / c_{CO_2}c_{H_2} = K_C, \quad (3.125)$$

unde K_C este constanta de echilibru.

Pe baza ecuațiilor (3.124) și (3.25) se obține ecuația de gradul II în c_{CO_2}

$$\frac{K_C - 1}{2} c_{CO_2}^2 + [cK_C/2 + 3hK_C - K_1(K_C - 1)] c_{CO_2} + c^2/2 - cK_1 = 0, \quad (3.126)$$

unde s-a notat

$$K_1 = 2,52 \lambda A_s + 3o/8. \quad (3.127)$$

Rezolvând ecuația (3.126) se obține c_{CO_2} (soluția pozitivă), apoi se calculează $c_{CO} = c - c_{CO_2}$ și h_{H_2} din ecuația:

$$h_{H_2} = h \{ c_{CO} / [c_{CO_2}(K_C - 1) + c] \} \quad (3.128)$$

Din următoarea relație se determină constanta de echilibru K_C pentru reacția gazului de apă [5]

$$\ln K_C = 2,743 - 1,761 \cdot 10^3/T - 1,7611 \cdot 10^6/T^2 - 0,2803 \cdot 10^9/T^3, \quad (3.129)$$

unde: T este temperatura, în K.

3.4 Rezumat capitol 3

România este situată în zona geografică de climă temperat-continentală cu nuanțe excesive. Acest lucru, precum și nivelul de civilizație fac ca circa 40% din energia primară consumată la nivelul țării să fie utilizată sub formă de energie termică pentru încălzirea spațiilor publice și locuințelor personale și pentru producerea apei calde de consum.

În prezent, cogenerarea diminuează cu aproximativ 350 milioane tone emisiile de bioxid de carbon în Europa și reduce dependența de resursele de energie cu 1200 PJ pe an. Cogenerarea este astfel o excelentă opțiune de producere a energiei electrice și termice acolo unde este fezabilă și de aceea este considerată o soluție de bază în atingerea obiectivelor privind reducerea emisiilor poluante și a impactului global asupra mediului

În subcapitolul precedent au fost prezentate metodele de reducere a poluării și de creștere a performanțelor unui m.a.i cum ar fi:

Recircularea gazelor de ardere care poate fi făcută prin dispozitive mecanice, servo-vacumatice și electronice.

Turbosuflantele cu geometrie fixă și variabilă sunt descrise și ele în acest capitol.

Este evidențiat și rolul sistemului EGR(Exhaust Gas Recirculation), recircularea gazelor de ardere și a distribuției variabile în reducerea poluării la un m.a.i.

Aprinderea electronică și microcomputerizată este descrisă și sunt prezentate pe larg funcționalitățile care sunt coordonate de BEC(Blocul electronic de comandă): Injecția, senzori arbore cotit, arbore cu came etc.)

În ultimul capitol este prezentat procesul de ardere (Perioadele arderii, Structura fluidului motor în timpul arderii, Analiza degajării căldurii, Formarea amestecului, Procesul de vaporizare a combustibilului, Evaluarea procesului de vaporizare pentru o picătură de combustibil) în motoarele cu aprindere prin scânteie și tipurile de ardere.

Au mai fost studiate și evaluarea procesului de vaporizare și de ardere a picăturii de hidrocarburi pentru un mediu imobil și regim staționar în ipoteza filmului stagnant, Evaluarea procesului de vaporizare și de ardere a picăturii de hidrocarburi în mediu imobil și regim staționar, pe baza legii diametrelor.

Tot în acest capitol a fost abordată și stoichiometria arderii prin aerul necesar arderii.

4. Despre Gazul Petrolier Lichefiat (G.P.L) ca și combustibil

4.1 Proprietăți ale gazelor petroliere lichefiate – G.P.L

4.1.1 Generalități

Prin gaze petroliere lichefiate, prescurtat GPL, se înțeleg acele produse petroliere care sunt constituite din amestecuri variabile de hidrocarburi gazoase (etan, metan, butan) și care în condiții ambiante, sunt în stare de vapori, dar pot fi ușor lichefiate. În România, prin gaz petrolier lichefiat – notat prescurtat GPL și comercializat sub denumirea de ARAGAZ – se înțelege produsul petrolier constituit din amestec de butan (minim 90%) și propan (maxim 9%) [67].

Denumirea de **ARAGAZ** provine din prescurtarea numelui Astra Română Gaz, a gazului petrolier lichefiat (GPL) cu caracteristicile definite în STAS 66 - 78, conținând, în principal max. 12 % C3 și min. 87% C4, cu presiunea de vapori de max. 7,5 bar/500 C. Conform cu prescripțiile ISCIR, amestecurile de hidrocarburi C1 – C4 sunt încadrate în mai multe categorii după presiunea de vapori și masa volumică și anume: amestecuri de tip A, Ao, B și C [20].

Aceste amestecuri au următoarele proprietăți:

- amestecul de tip A: la 700 C are o tensiune de vapori ce nu depășește 11 bari și la 500 C o masă volumică nu mai mică de 0,525 Kg/l;
- amestecul de tip B: la 700 C are o tensiune de vapori ce nu depășește 26 bari și la 500 C o masă volumică nu mai mică de 0,450 Kg/l;
- amestecul de tip Ao: la 700 C are o tensiune de vapori ce nu depășește 16 bari și la 500 C o masă volumică nu mai mică de 0,495 Kg/l;
- amestecul de tip C: la 700 C are o tensiune de vapori ce nu depășește 31 bari și la 500 C o masă volumică nu mai mică de 0,440 Kg/l.

Amestecurile A și Ao se numesc comercial butan.

Amestecurile de hidrocarburi B și C sunt denumite comercial propan.

Gazele se pot depozita și manevra ușor, deoarece în momentul lichefierii lor, volumul se reduce considerabil. Un volum mic de GPL conține un volum considerabil de energie termică potențială. În momentul utilizării, GPL poate reveni în starea sa de vapori, pentru a fi utilizat de client ca un combustibil gazos [68].

4.1.2 Moduri de obținere a GPL-ului

GPL - gazele petroliere lichefiate se pot obține atât din gazele naturale, din gazele de rafinărie precum și din gazele de sondă și cele asociate.

- *Gazele naturale* se extrag din zăcăminte gazeifere și conțin cantități variabile de butan, metan, propan, etan.

- *Gazele de rafinărie* se obțin în instalațiile de distilare atmosferică a țițeiului sau în instalațiile de prelucrare distructivă și în special din procesele termice și termo catalitice (reformarea, coxarea, cracarea), de prelucrare a diferitelor fracțiuni petroliere provenite din țiței [20].

- *Gazele de sondă* și cele asociate provin din zăcămintele de țiței și conțin cantități variabile de hidrocarburi gazoase (metan, etan, butan, propan) cât și hidrocarburi lichide (octan, hexan, pentan și heptan).

Principalele caracteristici ale hidrocarburilor pure, sunt prezentate în tabelul 4.1 [20].

Tabelul 4.1. Principalele caracteristici ale hidrocarburilor pure

Nr crt	Caracteristici	Propan	Propilenă	Izobutan	N butan
1.	Masa moleculară(kg/kmol)	44,09	42,08	58,52	58,52
2.	Greut. specifică la 15,5°C(kg/l)	0,5077	0,522	0,5635	0,5844
3.	Pres. De vapori la 50°C(ata)	17,2	21	7	5
4.	Temperatura de fierbere, °C	-42,07	-44,75	-11,73	-0,5
5.	Temp. de aprindere în aer °C	446	455	490	430
6.	Temp. de autoaprindere °C	446	455	543	430
7.	Limite de expl. % vol. de gaze în amestec cu aerul 760mmHg; 20°C				
	4) limita inferioară	1,9	2,0	1,9	1,6
	5) limita inferioară	9,5	10,3	8,5	8,5
8.	Puterea calorifica (kcal/kg) la 0°C si 760 mmHg.				
	-superioară	12000	11600	11800	11800
	-inferioară	11000	10900	10900	10900

În Uniunea Europeană, peste 90% din gazele petroliere lichefiate se obțin în rafinăriile de petrol.

Gazele de sondă, gazele naturale și cele asociate au un conținut variabil de hidrogen sulfurat, azot, mercaptani, bioxid de carbon precum și de sulf, determinate de zăcămintele din care provin. Gazele petroliere lichefiate sunt supuse unor operațiuni suplimentare de tratare pentru a asigura valorile prescrise privind conținutul în compuși cu sulf precum și conținutul de apă,

Gazele petroliere lichefiate sunt constituite fie din propan-propene (gaze cunoscute sub denumirea de Propan Comercial), fie din butan-butene (cunoscute sub denumirea de Butan Comercial), fie din amestecurile acestor hidrocarburi în proporție aproape egală.

Compoziția chimică a propanului de tip I și II (extras din STAS 8723-70), se poate vedea în tabelul 4.2:

Tabelul 4.2. Compoziția chimică a propanului de tip I și tip II

Caracteristici	Tip I	Tip II
Compoziția chimică, % masa:		
- propan, min	92	93,5
- hidrocarburi(C2), total max.*	5	2,5
- propilena, max.	2	2
- hidrocarburi(C4) total, max.	2	2
Sulf total, mg/m ³ N, max.		100
Apa, %max.**		0,05

În compoziția lor sunt cuprinse și cantități mici de hidrocarburi mai ușoare decât propanul (metanul este practic absent, iar etanul în proporție de sub 2%). Hidrocarburile gazoase sunt incolore și aproape fără miros. Ca atare pentru a fi ușor depistate organoleptic, în cazul scăpărilor din conducte sau recipiente, când sunt folosite drept combustibil casnic sau industrial se odorizează cu un agent puternic mirositor, care să indice prezența gazelor în atmosferă până la concentrații sub o cincime din limita de explozie.

Gazul petrolier lichefiat poate fi livrat și inodorizat în cazul în care este folosit în scopuri tehnologice.

Ca odorant, se folosesc produse cu miros caracteristic, cum sunt compușii sulfului (mercaptanii, disulfurile, sulfurile). Etil mercaptanul asigură un miros pătrunzător și neplăcut de usturoi sau ouă stricate, permițând detectarea olfactivă a celor mai mici scăpări de gaze în mediul înconjurător. El se adaugă în proporție de 0,1 mg la 1 litru de gaz.

Gazele petroliere lichefiate sunt puțin solubile în apă, dar sunt solubile în eter, benzen și cloroform, dizolvă uleiurile, lubrifiantii, lacurile și vopselele, provocând gonflarea apreciabilă a cauciucului natural. Pătrunde prin pori și fisuri mai ușor decât apa având o vâscozitate mai mică decât aceasta. Este un anesteziec puternic, inhalarea în exces cauzând moartea prin aritmie. Nu este toxic [20].

4.1.3 Punctul critic și mărimi pseudocritice

În figura 4.1 este prezentată cu ajutorul unor curbe izoterme, variația presiunii gazului în funcție de volum pentru gaze reale la diferite temperaturi. Se observă o porțiune orizontală izoterma unde presiunea rămâne constantă, în timp ce volumul se micșorează, porțiune care corespunde lichefierii gazului.

Punctul din stânga al fiecărei porțiuni orizontale reprezintă terminarea condensării, iar cel din dreapta reprezintă începutul condensării [20].

Temperatura critică – reprezintă temperatura pentru care porțiunea orizontală a izotermei se reduce la un punct. La temperaturi superioare temperaturii critice, gazul rămâne gaz permanent, nu se mai condensează.

Coordonatele punctului critic sunt:

- presiunea critică, P_c ;
- temperatura critică, T_c ;
- volumul molar critic, V_c .

Punctul critic reprezintă cea mai înaltă temperatură și presiune la care mai este posibilă coexistența în echilibru a fazelor de vapori și de lichid.

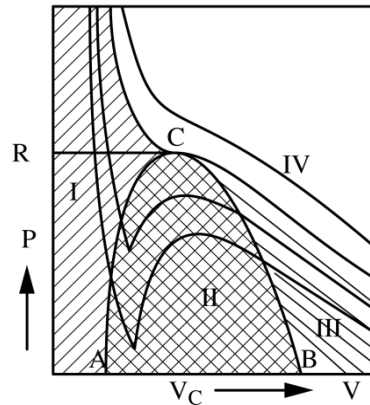


Figura 4.1 Punctul critic [20]
I – lichid; **II** – vapori umezi; **III** – vapori supraîncălziți;
IV – gaz necondensabil; **C** – punctul critic.

Amestecuri de gaze-mărimi pseudocritice

Există gaze care sunt formate din amestecuri de doi sau mai mulți componenți. În aceste cazuri starea critică nu mai coincide cu cea mai înaltă presiune și cea mai înaltă temperatură la care cele două faze pot să coexiste în echilibru.

La amestecuri, și în special la amestecul de hidrocarburi, pe lângă punctul critic real, se mai ia în considerație și punctul pseudocritic, necesar în corelarea mai exactă a proprietăților fizice cu presiunea și temperatura redusă.

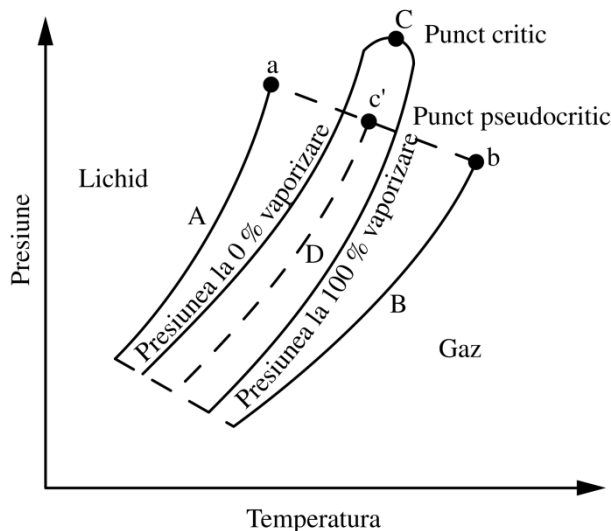


Figura 4.2. Punctul critic și pseudocritic

Punctele a și b reprezintă punctele critice ale componentilor care formează amestecul; C' – punctul pseudocritic; C – punctul critic real al amestecului și se găsește la intersecția dintre

curbele de presiune de vapori ale amestecului, corespunzătoare la 0% și la 100% vaporizate.[20]

În figura 4.2, se prezintă punctul critic și pseudocritic al unui amestec de două hidrocarburi. *A* și *B* reprezintă curbele de presiune de vapori ale hidrocarburilor respective dintr-un amestec, iar curba *D*, reprezintă presiunea medie molară de vapori a amestecului. *a* și *b* reprezintă valorile critice ale hidrocarburilor care formează amestecul.

Se folosesc următoarele relații pentru calculul mărimilor pseudocritice:

– *Temperatura pseudocritică* (T_{cm}):

$$T_{cm} = \sum_i y_i T_{ci} \quad (4.11)$$

– *Presiunea pseudocritică* (P_{cm}):

$$P_{cm} = \frac{R \sum (y_i Z_{ci}) T_{cm}}{\sum y_i V_{ci}} \quad (4.12)$$

4.1.4 Compresibilitatea gazelor

Relația Clapeyron redă starea ideală a gazelor:

$$pV = nRT \quad (4.13)$$

Se numește **factor de compresibilitate** factorul care ține seama de neidealitatea gazelor și este raportul dintre volumul gazului și volumul calculat din ecuația de stare a gazelor ideale:

$$Z = \frac{pV}{RT} \quad (4.14)$$

în care: *V* este volumul molar;

T – temperatura absolută;

R – constanta universală a gazelor.

Pentru gazele ideale, $Z=1$, pentru gazele reale $Z<1$, exceptând cazurile substanțelor cu valori mari pentru T_r și P_r .

Factorul de compresibilitate se reprezintă de cele mai multe ori ca o funcție de T_r și P_r :

$$Z = f(T_r, P_r) \quad (4.15)$$

Numeroși autori au creat diagrame pentru această ecuație. Diagramele pot servi la determinarea cu ușurință a factorului de compresibilitate.

$$V_{ir} = \frac{V}{RT_c / P_c} \quad (4.16)$$

Cu ajutorul temperaturii și presiunii critice pentru un fluid, este posibilă estimarea proprietăților volumetrice ale fluidului, precum și variația acestora cu temperatura și presiunea.

În afara ecuației care ia în considerație temperatura și presiunea, se introduce un al treilea parametru, factorul acentric ω . Valoarea $\omega=0$ arată sfericitatea gazului ideal. Atunci când apar deviații de la sfericitate, $\omega>0$.

În acest caz, rezultă că toate moleculele cu același factor acentric au aceeași funcție: $Z=f(T_r, P_r)$.

Înlocuind cu o expresie lineară funcția s-a obținut ecuația :

$$Z=Z^{(0)}(T_r, P_r)+\omega z^{(1)}(T_r, P_r) \quad (4.17)$$

Unde: T, Tc – temperatura, temperatura critică, K;

p– presiunea, bar;

V– volumul molar, cm³/mol;

Vc– volumul critic, cm³/mol;

ω – factor acentric;

R– constanta universală a gazelor;

Pc– presiunea critică, bar;

Z– factorul de compresibilitate.

În figura 4.3 se determină factorul de compresibilitate Z, Z(0) reprezentând valoarea obținută pentru moleculele sferice, iar Z(1) corecția care ține seama de nesfericitate:

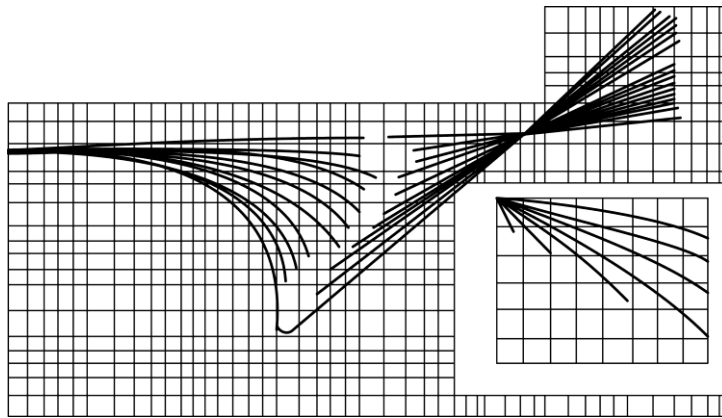


Figura 4.3 Factorul de compresibilitate

La temperatură constantă se definește coeficientul de compresibilitate β , în relația variației volumului:

$$dV=-\beta V dp \quad (4.18)$$

unde semnul minus arată că la o creștere a volumului gazului, are loc o scădere a presiunii acestuia, și invers.

Coeficientul de elasticitate este definit ca inversul lui β :

$$E=1/\beta \quad (4.19)$$

Pentru gaze, β este foarte mare, gazele fiind fluide compresibile, iar pentru lichide, β este foarte mic ($\beta=5,12 \times 10^{-10} \text{m}^2/\text{N}$).

În anumite situații, pentru valori ale criteriului Mach, $M_a < 0,3$, gazele pot fi considerate aproximativ incompresibile.

4.1.5 Puterea calorifică inferioară și superioară

Puterea calorifică este cantitatea de căldură eliberată la arderea unei unități de volum (greutate) de combustibil [20].

Puterea calorifică se măsoară în:

[kcal/mol]; [kcal/kg]; [J/kg]; [J/m³]; [kcal/m²]

Experimental, ea se determină prin metode calorimetrice (cu bomba calorimetrică). Atunci când puterea calorifică nu poate fi determinată experimental, se poate estima prin metode de calcul.

Puterea calorifică superioară (Q_s) la presiune constantă reprezintă căldura dezvoltată prin arderea unei unități de masă (volum) de gaz aflat la aceeași temperatură și presiune cu aerul de combustie și gazele de ardere – apa conținută în gaz și cea rezultată prin ardere fiind în stare lichidă.

Puterea calorifică inferioară (Q_i) la presiune constantă reprezintă căldura dezvoltată prin arderea unei unități de masă (volum) de gaz aflat la aceeași temperatură și presiune cu aerul de combustie și gazele de ardere, apa conținută în gaz și cea rezultată prin ardere fiind în stare de vapori [20].

Pentru estimarea puterii calorifice a combustibililor gazoși se folosesc relații empirice în funcție de masa moleculară :

$$Q_s = (0,5M + 1,57) \cdot 10^3, \text{ kcal/m}^3 \text{ gaz la } 0^\circ\text{C} \quad (4.20)$$

$$Q_i = (0,47M + 1,03) \cdot 10^3, \text{ kcal/m}^3 \text{ gaz la } 0^\circ\text{C} \quad (4.21)$$

Puterea calorifică superioară și inferioară pentru hidrocarburi olefinice este:

$$Q_s = (0,496 + 1,1) \cdot 10^{-3}, \text{ kcal/m}^3 \text{ gaz la } 0^\circ\text{C} \quad (4.22)$$

$$Q_i = (0,463M + 1,04) \cdot 10^{-3}, \text{ kcal/m}^3 \text{ gaz la } 0^\circ\text{C}$$

sau:

$$Q_i = Q_s - (6a + 54H) \quad (4.23)$$

Unde M este masa moleculară a combustibilului gazos.

4.1.6 Limitele de explozie ale gazelor și ale amestecurilor

Domeniul în care se produce explozia unui gaz inflamabil, aflat în amestec cu aerul, la apariția unei scânteii este dat de limitele de explozie inferioară și superioară. Se exprimă în procente volum de gaz inflamabil în amestec cu aerul.

Limitele de explozie prezintă o importanță deosebită în industria chimică și petrochimică; cunoscând limitele de explozie pentru un anumit gaz, pot fi stabilite măsurile ce se impun pentru operarea instalațiilor în siguranță.

4.1.6.1 Limitele de explozie ale componentelor

Limitele de explozie în oxigen și în aer, la temperatură și presiune normală pot fi calculate în funcție de numărul de atomi de oxigen necesari pentru arderea unei molecule de combustibil [20].

Limita inferioară de explozie este:

- pentru gaze sau vapori în oxigen:

$$L_i = \frac{1}{A-1} \times 100 \quad (4.24)$$

- pentru gaze sau vapori în aer:

$$L_i = \frac{1 \times 100}{4,85(A-1)} \times 100 \quad (4.25)$$

Limita superioară de explozie este:

- pentru gaze sau vapori în oxigen:

$$L_s = \frac{4 \times 100}{A} \times 100 \quad (4.26)$$

- pentru gaze sau vapori în aer:

$$L_s = \frac{4 \times 100}{4,85A} \times 100 \quad (4.27)$$

A= numărul de atomi de oxigen necesar arderii unei molecule de combustibil(la dioxid de carbon și apă).

4.1.6.2 Limitele de explozie ale amestecurilor

Limita inferioară de explozie a unui amestec se poate determina în funcție de compoziția molară a amestecului, cu relația:

$$L_i = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{y_i}{L_i}} \quad (4.28)$$

Unde y_i = fracția molară a componentei i din amestec.

Limitele de explozie variază cu presiunea. Intervalul în care poate avea loc explozia crește odată cu creșterea presiunii.

Limitele de explozie sunt modificate și de prezența în amestec a unor gaze inerte (bioxid de carbon, azot) și anume ambele limite sunt mărite în același timp cu reducerea domeniului în care se produce explozia.

Acest lucru se datorează scăderii concentrației de oxigen din amestec.

La un raport mare de gaz inert față de gazul inflamabil și la concentrații crescute de gaz inert explozia nu se mai produce [20].

4.1.7 Temperatura de inflamabilitate

Substanțele organice, pure sau amestecurile lor, pot degaja prin evaporare, la temperaturi inferioare punctului normal de fierbere, vapori care împreună cu aerul înconjurător, formează în anumite condiții, amestecuri explozive [20].

„Temperatura de inflamabilitate”, a unei substanțe este temperatura la care o substanță poate degaja suficienți vapori astfel încât în amestec cu aer și în prezența unei flăcări să facă explozie.

Determinarea experimentală a temperaturii de inflamabilitate se efectuează cu aparatura și în condițiile precizate de STAS 32-80 „Determinarea punctului de inflamabilitate în vas închis Abel - Pensky.

Dacă nu există date experimentale, temperatura de inflamabilitate a unei substanțe pure, pentru care se cunoaște curba presiunii de vapori, se poate calcula cu relația:

$$M P_v^i = 785,3 \text{ torr} \quad (4.29)$$

Unde M este greutatea moleculară a substanței;

P_v^i este presiunea de vapori corespunzătoare temperaturii de inflamabilitate (torr).

În general, valoarea calculată cu relația anterioară este mai mică decât cea experimentală. Acest lucru asigură o marjă de siguranță în proiectare.

Pentru amestecurile cu compoziție cunoscută se recomandă relația:

$$\sum_i M_i X_i P_{vi}^i = 785,3 \text{ torr} \quad (4.30)$$

X_i = fracția molară a componentei i în amestec.

Determinarea temperaturii de inflamabilitate se realizează prin încercări succesive astfel:

Se propune o temperatură t^i , din curbele de presiune de vapori ale componentelor amestecului, se citesc P_v^i la temperatura t^i , valorile M_i , x_i și P_v^i se introduc în relația anterioară.

Dacă suma obținută este diferită de 785.3 torr, se presupune altă temperatură t^i și se reia calculul.

Pentru hidrocarburi (pure sau fracții) se pot obține rezultate bune folosind relația următoare:

$$1/T^i = -0,024209 + 2,84947/T_f + 3,4254 \times 10^{-3} \ln T_f \quad (4.31)$$

T^i = temperatura de inflamabilitate

T_f = temperatura normală de fierbere

4.2 Proprietățile gazelor naturale

Gazele naturale combustibile au câteva proprietăți, de care trebuie să se țină seama la proiectarea, execuția, exploatarea și întreținerea acestor instalații. Proprietățile sunt următoarele: presiunea, densitatea, temperatura, vâscozitatea și puterea calorică [20].

4.2.1 Stări de referință pentru gazele naturale combustibile

Parametrii de stare ai gazelor naturale combustibile se exprimă la o anumită stare de referință, care poate fi: stare normală fizică, starea de referință standard și starea normală tehnică.

Starea normală tehnică, notată cu indicele N, are următoarele caracteristici:

- temperatura normală fizică, $T_N = 20\text{ }^\circ\text{C}$ (sau $T_N = 293,15\text{K}$);
- presiunea normală tehnică: $p_n = 98066\text{N/m}^2 = 0,98066\text{ bar}$.

Starea normală fizică, notată cu indicele N, are următoarele caracteristici:

- temperatura normală fizică, $t_N = 0\text{ }^\circ\text{C}$ (sau $T_N = 273,15\text{K}$);
- presiunea normală tehnică, $p_N = 101325\text{N/m}^2 = 1,01325$

La instalațiile de gaze combustibile naturale se folosește starea de referință standard, deoarece se consideră că temperatura de $15\text{ }^\circ\text{C}$ este aproape egală cu media temperaturilor anuale la care gazele trec prin contoare. Starea de referință standard se notează cu indicele s, definită prin:

- temperatura standard, $t_s = 15\text{ }^\circ\text{C}$ (sau $T_s = 288,15\text{K}$);
- presiunea standard egală cu presiunea normală fizică, $p_s = p_n$.

4.2.2 Trepte de presiuni în instalațiile de gaze

Din cauză că presiunea gazelor naturale combustibile în zăcămintele subterane este variabilă, după captarea și tratarea acestora, gazele sunt comprimate cu compresoare de gaze în sistemul de transport și distribuție.

Datorită necesității de transport și de utilizare, presiunea gazelor în diverse părți ale rețelelor are valori diferite, numite trepte de presiuni.

Prin treaptă de presiune se înțelege intervalul cuprins între limitele maximă și respectiv minimă, a presiunilor admise în rețelele și instalațiile de utilizare a gazelor combustibile naturale.

Treptele de presiuni utilizate sunt:

- presiune joasă, sub 0,05 bari;
- presiune redusă, între 2 și 0,05 bari;
- între 4 și 2 bar, pentru conducte din polietilenă;
- presiune medie, între 6 și 2,00 bari, pentru conducte de oțel;
- presiune înaltă, peste 6 bari;

Criteriile pe baza cărora au fost stabilite valorile treptelor de presiuni sunt: caracteristicile funcționale ale reguletoarelor de presiune, siguranța în funcționare a sistemului de alimentare cu gaze, debitmetrelor (contoarelor) și aparatelor de reglaj și automatizare; presiunile de utilizare a arzătoarelor și a altor aparate care funcționează cu gaze combustibile naturale.

Treptele de presiuni delimitează diferite părți componente ale unui sistem de alimentare cu gaze combustibile naturale [20].

4.2.3 Densitatea gazelor naturale

Densitatea (masa volumică) ρ reprezintă masa unității de volum de gaz omogen, în condiții determinate de temperatură și presiune. Ea se exprimă prin relația:

$$\rho = \frac{m}{v} \text{ [kg/m}^3\text{]} \quad (4.32)$$

În cazul domeniilor uzuale de presiuni și temperaturi de utilizare, gazele naturale combustibile se supun legilor gazelor perfecte. În aceste condiții și ținând seama că densitățile gazelor sunt date în tabele la starea normală fizică, determinarea densității ρ a gazului la o stare oarecare (p, T), se face cunoscând densitatea ρ_N la starea normală, se face cu ajutorul relației:

$$\rho = \rho_N \frac{T_N}{T} \times \frac{p}{p_N} \quad [\text{kg/m}^3] \quad (4.33)$$

În tabelul 4.3 sunt date valorile densității gazului metan pentru câteva temperaturi, la presiune normală:

Tabelul 4.3. Valorile densității gazului metan

T[k]	273,15	283,15	288,15	293,15	313,15	323,15	333,15	373,15
P[kg/m ²]	0,716	0,691	0,679	0,667	0,624	0,605	0,587	0,524

Densitatea relativă δ a gazului în raport cu aerul se definește ca raportul între densitatea ρ a unui anumit volum de gaz și densitatea aceluiași volum de aer ρ_a , în aceleași condiții de temperatură și presiune:

$$\delta = \frac{\rho}{\rho_a} \quad (4.34)$$

gazul și aerul fiind considerate gaze ideale. Densitatea relativă a unui gaz este o mărime adimensională.

La starea de referință normală fizică, densitatea aerului este $\rho_{aN} = 1,293 \text{ kg/m}^3$ astfel că, densitatea gazului va fi $\rho_N = 1,293 \delta$.

4.2.4 Vâscozitatea gazelor naturale

În cazul în care abaterile gazului real de la modelul de calcul al gazului ideal sunt importante, atunci intervine vâscozitatea gazului.

În calcule se utilizează coeficientul cinematic de vâscozitate ν [m²/s] definit ca raportul dintre coeficientul dinamic de vâscozitate μ și densitatea ρ a gazului:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (4.35)$$

Vâscozitatea gazului variază cu temperatura și presiunea:

$$\nu = f(p, T) \quad (4.36)$$

4.2.5 Calitatea gazelor naturale

Se efectuează determinări de laborator pentru stabilirea următoarelor elemente: puterea calorifică inferioară și superioară, compoziția chimică, determinarea hidrogenului sulfurat, a sulfurii total și implicit a sulfurii mercaptanic, punctul de rouă, astfel:

a) **Compoziția chimică** a gazelor naturale, respectiv densitatea relativă se determină cu ajutorul gaz - cromatografului de laborator și/sau cu gaz - cromatograful de linie, conform legislației în vigoare [20].

b) **Puterea calorifică inferioară și superioară** a gazelor naturale livrate se calculează pe baza compoziției chimice determinate cu ajutorul cromatografului de laborator la condițiile metrelui cub, conform standardului ISO 6976.

Buletinele de analiză vor fi transmise Serviciului Calitate Gaze a STGN. Gazele etalon, utilizate la calibrarea gaz - cromatografelor se vor livra în recipiente însoțite de certificate de calitate.

c) **Determinarea hidrogenului sulfurat, a sulfurii total și implicit a sulfurii mercaptanic** se face tot cu ajutorul gaz - cromatografelor de laborator.

Se pot folosi și senzori specifici pentru determinarea conținutului de mercaptan în gazele naturale.

d) **Punctul de rouă** se determină cu ajutorul unor aparate specializate (analizoare) cu senzor specific. Determinările vor fi efectuate lunar sau trimestrial în prezența și cu acordul părților, iar la punctele cu probleme, ori de câte ori este nevoie. Cererile pentru determinări suplimentare se întocmesc în scris, cu justificarea solicitării.

Determinările vor fi efectuate la condițiile de presiune și temperatură din punctul de predare/preluare comercială. Furnizorul va asigura un punct de rouă al apei de cel puțin -5°C , la presiunea de livrare. În 24 de luni furnizorul trebuie să-și monteze echipamente de uscare a gazelor naturale care să asigure -15°C la presiunea din punctul de predare/preluare comercială, la punctele de predare/preluare comercială unde această condiție nu este îndeplinită.

Calitatea unui gaz natural este dată de compoziția sa și de următoarele proprietăți fizice:

- componente principale: putere calorifică, indice Wobbe;
- componente minore: densitate, factor de compresibilitate;
- urme de constituenți: densitate relativă, punct de rouă (preluat din SR ISO 13686, pct. 3.6).

Pentru analiza gazului se prelevează probe, operațiunea trebuind efectuată în conformitate cu SR ISO 10715 – Gaz natural – Prelevare de probe, iar punctele de prelevare vor fi cele amplasate pe sistemul de măsurare. În cazul în care prelevarea probelor se face în scopul soluționării divergențelor, atunci aceasta trebuie să fie efectuată în prezența reprezentanților părților.

4.2.6 Arderea gazelor naturale

Procesul de ardere este o oxidare intensă a substanțelor combustibile, însoțită de degajare de căldură și emisie de lumină.

Elementele care participă la procesul arderii se numesc reactanți iar cele care rezultă sunt produșii arderii în care constituenții principali sunt gazele de ardere. Elementele chimice care prin ardere dezvoltă căldură și emit lumină sunt carbonul, hidrogenul și sulfurii. Emisia de lumină, într-un proces de ardere, se realizează frecvent prin flacără. După valorile vitezei de propagare v a frontului de ardere se disting trei procese de ardere:

- deflagrația, $v < 30$ m/s;
- detonația $30 < v < 200$ m/s;
- explozia, $v > 200$ m/s.

În mod uzual, în instalațiile de ardere a gazelor combustibile naturale se utilizează deflagrația.

Arderea unui combustibil se produce în două stadii: aprinderea și arderea propriu-zisă [20].

Procesul de aprindere se caracterizează printr-o perioadă inițială, când prin reacția de oxidare lentă se acumulează energie termică însoțită de ridicarea temperaturii. În această perioadă, combustibilul și oxigenul trebuie să fie aduși într-o stare de agitație moleculară care să asigure contactul între moleculele lor și, în felul acesta, posibilitatea reacțiilor necesare arderii.

Când se ajunge la un anumit nivel de temperatură, reacția se accelerează brusc și se transformă în ardere propriu-zisă. Pentru ca arderea să poată continua, cantitatea de căldură degajată trebuie să fie suficientă pentru a aduce în stare de reacție o cantitate, cel puțin egală, de amestec din imediata vecinătate.

Arderea este un fenomen exotermic de oxidare care se caracterizează prin necesitatea unui aport termic din exterior în faza inițială și care se desfășoară, în continuare, în condiții naturale, fără aport termic din exterior. În consecință, rezultă că arderea se va produce atunci când temperatura va atinge un anumit punct, numit punct de aprindere, amestecul gaz combustibil – oxigen va fi între anumite limite, iar viteza de ardere va avea o anumită valoare [20].

4.2.6.1 Temperatura de aprindere

Temperatura până la care trebuie încălzit un gaz combustibil pentru a se aprinde se numește temperatură de aprindere. Ea este o caracteristică specifică fiecărui gaz.

În general, temperatura de aprindere este mai coborâtă la arderea în oxigen pur (uscat), decât la arderea în aer sau oxigen umed. Azotul, umiditatea, gazele inerte, impuritățile din gazul combustibil împiedică contactul dintre moleculele gazului și moleculele de oxigen, iar temperatura de aprindere este necesar să fie mai mare decât în oxigen pur (tabelul 4.4).

Tabelul 4.4. Temperatura de aprindere

Gazul combustibil		În aer atmosferic		În oxigen uscat	
Denumire	Simbolul	[K]	[°C]	[K]	[°C]
Hidrogen	H ₂	843	570	833	560
Oxid de carbon	CO	883	610	863	590
Gaz metan	CH ₄	923	650	808	535
Acetilena	C ₂ H ₂	608	335	568	295
Etilena	C ₂ H ₄	813	540	758	485
Etan	C ₂ H ₆	793	520	-	-
Propan	C ₃ H ₈	753	480	743	470
Butan	C ₄ H ₁₀	733	460	553	280

În mod practic, aducerea gazului la temperatura de aprindere se realizează printr-o scânteie sau cu o flacără, astfel încât în punctul unde atinge masa amestecului gaz-oxigen, îl încălzește până la această temperatură [20].

4.2.6.2 Limite de amestec

Dacă volumul mic de gaz aprins inițial nu poate degaja o cantitate suficientă de căldură încât să aducă în starea de ardere gazul din imediata lui vecinătate, arderea nu poate avea loc. Aceasta se poate întâmpla fie din cauză că este prea puțin gaz în amestecul gaz-oxigen, fie că este prea mult gaz și prea puțin oxigen.

Proporția minimă de gaz, în procente de volum, în amestecul gaz combustibil-aer pentru care arderea poate avea loc se numește limită inferioară de amestec, iar proporția maximă de gaz, limită superioară de amestec. Limita de

amestec pentru arderea câtorva gaze combustibile, la temperatura și presiunea normală (în % volum), sunt prezentate în tabelul 4.5: [20].

Tabelul 4.5. Limita de amestec

Gaz combustibil		Limita în aer		Limita în oxigen	
Denumirea	Simbol	Inferioară	Superioară	Inferioară	Superioară
Hidrogen	H ₂	4,0	74,2	4,0	94,0
Oxid de carbon	CO	12,5	74,0	15,5	94,0
Gaz metan	CH ₄	5,1	15,0	5,0	65,0
Acetilenă	C ₂ H ₂	2,3	81,0	2,8	93,0
Etilena	C ₂ H ₄	3,0	33,5	3,0	80,0
Etan	C ₂ H ₆	3,0	14,0	3,9	50,5
Propan	C ₃ H ₈	2,1	9,3	2,2	45,0
Butan	C ₄ H ₁₀	1,7	8,4	1,8	40,0

În afara limitelor de amestec, arderea nu poate avea loc, chiar dacă s-a făcut aprinderea cu aport de căldură din afara sistemului.

4.2.6.3 Viteză de ardere

În procesul arderii există o perioadă inițială, numită perioadă de inițiere, în care reacția dintre gaz și oxigen are loc lent, cu o viteză mică, pentru ca apoi la atingerea temperaturii de aprindere viteza să crească brusc, reacția să devină intensă. Această reacție violentă face ca în punctele inițiale unde s-a aprins amestecul să aibă loc o degajare violentă de căldură, care va aduce în stare de ardere volumele de gaz învecinat, făcând ca arderea să se propage în tot volumul.

Deci, propagarea flăcării în amestecul de gaz combustibil-aer are loc ca rezultat al propagării căldurii prin conducție de la produse calde de ardere la amestecul învecinat. O asemenea ardere este normală. Viteza cu care un volum mic de gaz aduce în stare de ardere amestecul din vecinătatea lui poartă denumirea de viteză de propagare a arderii sau viteză de ardere [52].

Viteza de ardere depinde de compoziția gazului, concentrația lui în amestec, de temperatură, presiune, conductibilitatea termică a amestecului, precum și de căldura specifică medie.

Viteza maximă de ardere se stinge atunci când, după ardere, în gazele arse nu mai rămâne nici gaz combustibil, nici oxigen [20].

Vitezele maxime de ardere în aer pentru câteva gaze combustibile (la 0,098 MN/m² și 293 K) sunt prezentate în tabelul 4.6:

Tabelul 4.6. Viteza de ardere

Gazul combustibil		Viteza maximă de ardere [cm/s]	Concentrația de gaz pentru obținerea vitezei maxime [%volum]
Denumire	Simbolul		
Hidrogen	H ₂	267	42
Oxid de carbon	CO	41,5	43
Gaz metan	CH ₄	37	10
Acetilena	C ₂ H ₂	131	10,2
Etilena	C ₂ H ₄	63	7
Etan	C ₂ H ₆	45	6,3
Propan	C ₃ H ₈	41	4,2

Butan	C ₄ H ₁₀	37	3,3
-------	--------------------------------	----	-----

Pentru amestecuri de gaze combustibile, ca viteză de ardere, se consideră media vitezelor de ardere ale componentelor.

4.2.6.4 Autoaprinderea și explozia

Amestecul de gaz combustibil se poate autoaprinde, fără vreo intervenție din exterior, prin simpla încălzire până la o anumită temperatură.

Temperatura la care amestecul se autoaprinde se numește temperatură de autoaprindere [42].

Temperaturile de autoaprindere și limitele de explozie pentru câteva gaze combustibile sunt prezentate în tabelul 4.7:

Tabelul 4.7. Temperaturile de autoaprindere

Gazul combustibil		Temperatura de autoaprindere		Limita de explozie [%volum în aer]	
Denumire	Simbolul	[K]	[°C]	Inferioara	Superioara
		843	570	4,15	75,00
Oxid de carbon	CO	878	605	12,80	75,00
Gaz metan	CH ₄	923	650	5,00	16,00
Acetilena	C ₂ H ₂	578	305	2,40	82,00
Etilena	C ₂ H ₄	723	450	3,10	32,00
Etan	C ₂ H ₆	743	470	3,00	15,00
Propan	C ₃ H ₈	719	446	1,50	9,50
Butan	C ₄ H ₁₀	703	430	1,60	8,50

Se numește completă, arderea în care toate elementele combustibile, precum și compușii lor care ard s-au oxidat complet, conform ecuațiilor teoretice de ardere. Când gazele arse sunt considerate la temperatura de referință (273 sau 288 K), vaporii de apă sunt condensați, volumul lor este neglijabil, comparativ cu cel ocupat în stare de gaz. În acest caz, gazele de ardere sunt considerate ca fiind compuse numai din CO₂ și N₂ [43].

În practică, se ajunge foarte rar la o ardere completă. În funcție de condițiile de presiune, temperatură și conținutul amestecului, o parte din compuși rămân în stadii intermediare, rezultând compuși care ar mai putea arde. O asemenea ardere este denumită incompletă, fiind caracterizată în special prin apariția oxidului de carbon (CO) în gazele de ardere [54].

Combinarea dintre gazele combustibile și oxigen fiind foarte violentă, în gazele de ardere nu se găsește gaz combustibil complet ners, chiar dacă condițiile de ardere nu sunt complet îndeplinite.

Fiind evacuate incomplet oxidate, o parte din componentele combustibile ale gazului nu sunt complet valorificate, eliminându-se odată cu ele cantitatea de căldură nedevoltată.

Principalele cauze care duc la arderea incompletă sunt:

- aer insuficient sau repartizat neuniform;
- nerealizarea condițiilor de ardere pentru o parte din componenții combustibilului;
- impurități ale gazului combustibil sau ale aerului;
- construcția necorespunzătoare a arzătoarelor;
- neglijențe în reglarea, urmărirea și controlul arderii.

4.3 Rezumat capitol 4

Gazele petroliere lichefiate (GPL), sunt acele produse petroliere care sunt constituite din amestecuri variabile de hidrocarburi gazoase (etan, metan, butan) și care în condiții ambiante, sunt în stare de vapori, dar pot fi ușor lichefiate.

GPL - gazele petroliere lichefiate se pot obține atât din gazele naturale, din gazele de rafinărie precum și din gazele de sondă și cele asociate.

- *Gazele naturale* se extrag din zăcăminte gazeifere și conțin cantități variabile de butan, metan, propan, etan.

- *Gazele de rafinărie* se obțin în instalațiile de distilare atmosferică a țițeiului sau în instalațiile de prelucrare distructivă și în special din procesele termice și termo catalitice (reformarea, coxarea, cracarea), de prelucrare a diferitelor fracțiuni petroliere provenite din țiței.

- *Gazele de sondă* și cele asociate provin din zăcămintele de țiței și conțin cantități variabile de hidrocarburi gazoase (metan, etan, butan, propan) cât și hidrocarburi lichide (octan, hexan, pentan și heptan).

Gazul petrolier lichefiat poate fi livrat și inodorizat în cazul în care este folosit în scopuri tehnologice.

Ca odorant, se folosesc produse cu miros caracteristic, cum sunt compușii sulfului (mercaptanii, disulfurile, sulfurile).

În subcapitolul precedent au fost descrise punctul critic și mărimi pseudocritice ca: (temperatura critica, amestecuri de gaze).

Au fost studiate și alte mărimi ca: compresibilitatea gazelor, puterea calorifică inferioară și superioară, limitele de explozie ale gazelor, amestecurilor și componentelor, temperatura de inflamabilitate.

Proprietățile gazelor naturale au fost deasemenea abordate: stări de referință, densitatea gazelor naturale, vâscozitatea, arderea, temperatura de aprindere, limite de amestec, viteza de ardere, autoaprinderea și explozia.

5. CONCEPȚIA STANDULUI DE COGENERARE CU MOTOR CU APRINDERE PRIN SCÂNTEIE (M.A.S)

5.1 Prezentarea generală a standului cu motor cu aprindere prin scânteie pentru studiul cogenerării

Capitolul cinci prezintă instalația experimentală concepută pentru a derula prezenta cercetare.

Instalația concepută aplică principiul de transformare simultană în două forme de energie distincte a unei singure surse de energie primară. Energia primară este energia introdusă de combustibilul ce alimentează motorul, iar cele două forme de energie, sunt, energia electrică la o tensiune cuprinsă între 215 - 230 V la 50 Hz și o putere de până la 5.5 kWh și energia termică. Combustibilii folosiți sunt benzina și gazul petrolier lichefiat (GPL).

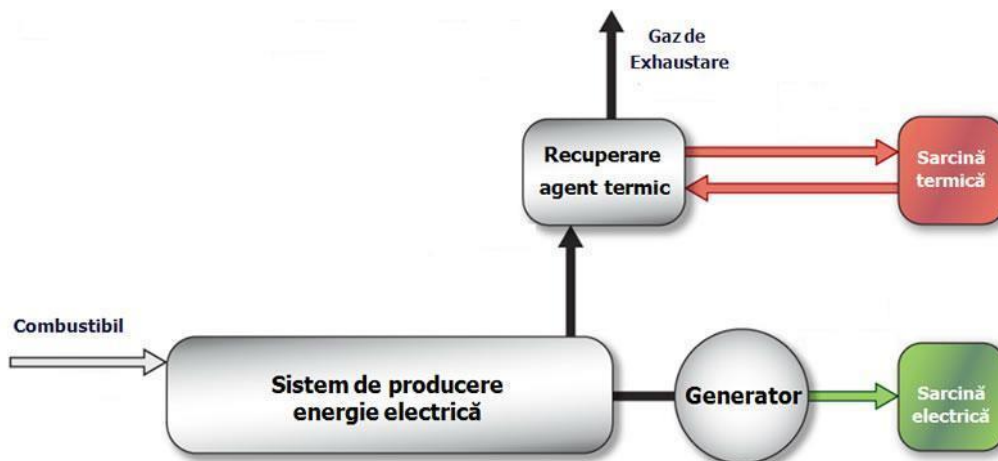


Figura 5.1. Schema instalației de cogenerare cu m.a.s [1]

Figura 5.1 ilustrează schematic componența centralei de cogenerare, montată și în Laboratorul multifuncțional de mașini termice și energii neconvenționale al Facultății de Mecanică, din cadrul Universității "POLITEHNICA" din Timișoara.

Principalele componente ale instalației sunt:

- motorul cu aprindere prin scânteie care, în baza energiei chimice a combustibilului, prin ardere, generează energie mecanică, și de care este legat direct, fără reductor de turație, sistemul de generare a energiei electrice,
- generatorul propriu-zis, care transformă energia mecanică în energie electrică,
- schimbătorul de căldură, ce transformă energia gazelor de ardere din m.a.s în energie termică,

- reostatul de încărcare al grupului generator, care simulează sarcina electrică.

De menționat este și sistemul de achiziție de date, care monitorizează parametrii termodinamici ai instalației continuu pe perioada experimentelor.

5.2 Componentele principale

5.2.1 Grupul generator

Grupul generator reprezintă principala componentă a centralei de cogenerare. Grupul este produs de firma Honda. Modelul generatorului este tip BCS 6000 GE Plus.

Grupul este format din:

- M.A.S.;
- Generator electric.

Motorul cu aprindere prin scânteie este de ultimă generație, producție 2007, de tip monocilindric, cu carburator, aprindere cu efect Hall și răcire cu aer. Pornirea se face exclusiv manual, asemănător cazului motocositoarelor, motofierăstraielelor.

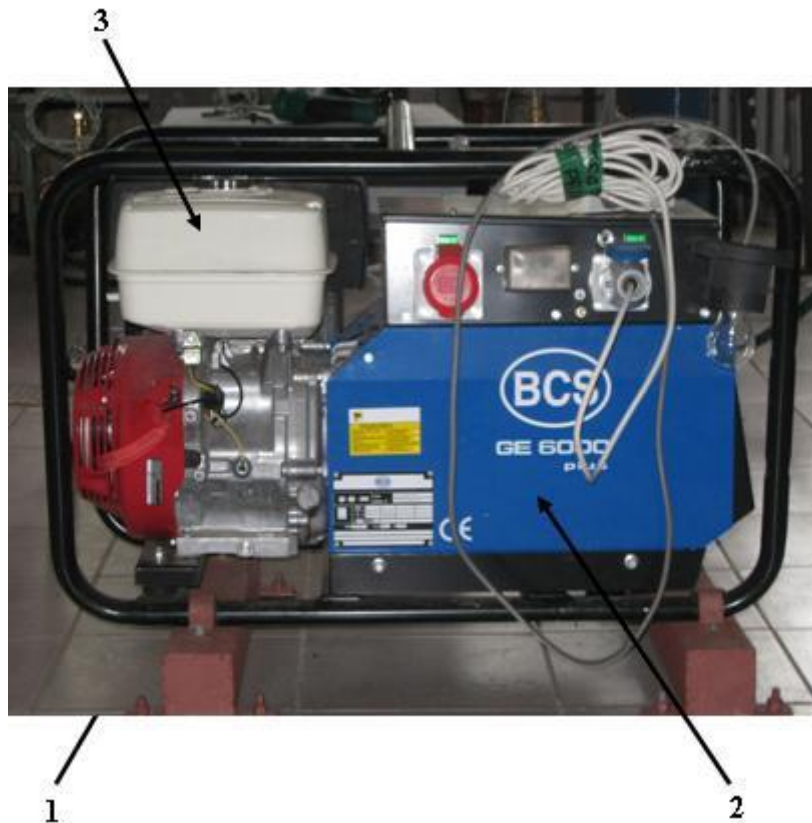


Figura 5.2. Grupul generator vedere lateral stânga:
1-motor, 2-generator, 3-rezervor.

a) Pornirea grupului

Pornirea manuală este asigurată de către un mecanism cu melc, pe care este înfășurată o sfoară. Întregul mecanism este asamblat direct pe arborele motor, fiind necesară o forță pentru a putea învârti întregul ansamblu.

b) Caracteristica de turație

Caracteristica de turație definește variația momentului motorului (M_e) și respectiv a consumului de combustibil (C_h - orar, c_e - specific) în funcție de turația acestuia (n). În literatura de specialitate, consumul specific se definește ca raportul dintre consumul orar și puterea efectivă :

$$c_e = \frac{C_h}{P_e} \quad [\text{g/kWh}] \quad (5.1)$$

unde:

C_h - este consumul orar determinat pe ștand, în g/h,

P_e - puterea efectivă a motorului, în kW.

În figura 5.3 se prezintă caracteristica de turație pentru motorul Honda GX 390. La turația de 3600 rot / min motorul dezvoltă o putere maximă de 8.4 kW. Din curbele caracteristice se observă că motorul dezvoltă 7,8 kW, la turația de 3000 rot/min. Surplusul de putere este folosit în cazuri speciale, când generatorul este suprasolicitat.

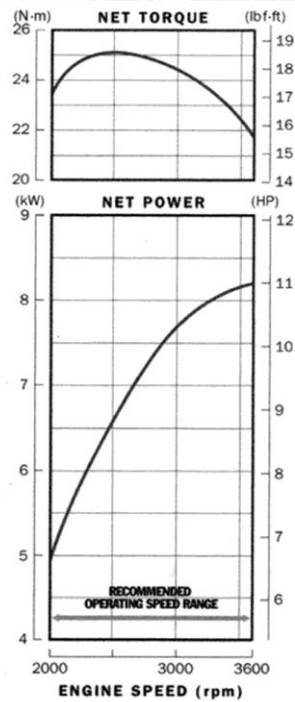


Figura 5.3. Caracteristica de turație [21]:
Net Power - puterea efectivă, Net Torque- momentul motor

c) Aspecte legate de funcționarea și de întreținerea grupului

Pentru a nu i se periclita durata de viață și totodată, cunoscând faptul că se folosește combustibil gazos, motorul a fost special pregătit și încercat, conform specificațiilor impuse de producător.

Astfel primele ore de funcționare ale motorului sunt vitale. Perioada este numită rodaj. Producătorul recomandă ca, în primele ore de funcționare, motorul să nu fie încărcat peste 15 % din puterea de lucru (adică 1 kW). Motorul s-a „rodât” pe perioada celor 20 de ore la sarcina electrică de 2 %. După acest regim, lubrefiantul de ungere a fost înlocuit, purjându-se filtrul de ulei. Doar după aceste pregătiri s-au creat premise favorabile și motorul a putut parcurge fără probleme toate testele cu combustibilul clasic și GPL conform planului de încercări.

d) Generatorul de curent

Cea de-a doua componentă principală a grupului electrogen este generatorul de curent electric, BCS 6000 GE de proveniență. Caracteristici tehnice, sunt indicate, după cum urmează:

Putere activă de 5 kVA, la 3000 rot/min 220V și 50 Hz,

Putere activă de 6 kVA, la 3000 rot/min 400V și 50 Hz

- Clasa de izolare H,
- Curentul de scurt circuit 4 A,
- Protecție tip IP 23.

La toate mașinile electrice standard, deci și generatorul utilizat, este prevăzută o ranforsare, făcând posibilă obținerea curentului monofazic, la 50 % din putere.

5.2.2 Schimbătorul de căldură

5.2.2.1 Generalități

Schimbătoarele de căldură sunt utilaje termice în care energia termică se transmite între două sau mai multe medii fluide, care au temperaturi diferite. În aceste aparate se desfășoară diverse procese termice: vaporizare, condensare, solidificare, procese combinate, complexe, etc. Ele pot funcționa în instalațiile industriale, ca utilaje principale sau ca utilaje secundare. Transferul de căldură și forma aparatului sunt influențate de un număr foarte mare de factori. Rezultă astfel o mare diversitate a tipurilor constructive. În cazul instalațiilor fixe mărimea aparatului nu este totdeauna un factor important. La instalațiile mobile în schimb, se pune problema unor aparate cu volum și masă reduse și cu suprafețe de transfer termic cât mai mari. Aceste proprietăți sunt în prezent condiții de bază și scopuri de proiectare [23].

Schimbătoarele de căldură se clasifică în trei mari categorii:

1. schimbătoare de căldură recuperatoare, în care cele două fluide curg concomitent prin aparat, de-a lungul unor pereți de separare. Ca și exemple în această categorie sunt incluse radiatoarele, schimbătoarele de căldură din cazanele de abur, condensatoarele, etc. [101].

2. schimbătoarele de căldură regeneratoare se caracterizează prin faptul că sunt parcurse, alternativ sau periodic, de cele două fluide, care schimbă între ele căldură, exemple fiind regeneratoarele cuptoarelor Siemens – Martin.

3. schimbătoare de căldură prin amestec, în care căldura este transmisă de la fluidul cald la fluidul rece prin amestecarea celor două fluide [62].

Cel mai ridicat randamentul este cel al schimbătorului de căldură recuperativ, folosit foarte des în aplicațiile industriale. Pentru cercetarea derulată, s-a ales varianta realizării unui schimbător de căldură recuperativ. Fluidul cald (este reprezentat de gazele de evacuare), iar fluidul rece (este apa care circulă prin

schimbător), obținându-se apă caldă, ce înglobează una din formele de energie specifice cogenerării (energia termică) [63].

5.2.2.2 Componenta schimbătorului de căldură

Schimbătorul de căldură este realizat din țevă OL 55, ondulată plasată într-o carcasa metalică, prin care se circulă gazele de ardere (figura 5.4).

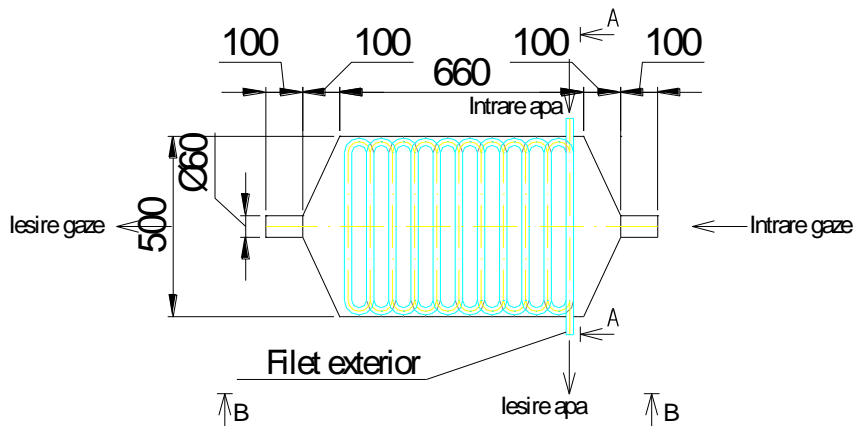


Figura 5.4. Vedere secțiune schimbător de căldură

Întreg ansamblu este racordat exhaustorului motorului cu ardere internă printr-un amortizor de vibrații, de construcție specială. Această soluție e utilizată, la o scară mare pe autovehicule. Soluția a fost adoptată din considerente legate de specificul grupului electrogen, deoarece acesta are un motor termic monocilindric. Echilibrarea motoarelor cu ardere internă monocilindrice este limitată, ele fiind predispușe la instabilitate din punct de vedere al vibrațiilor, care sunt transmise sistemelor atașate acestuia. Grupul este montat pe un cadru metalic, existând intercalate amortizoare de vibrații din cauciuc (figura 5.5).



Figura 5.5. Amplasarea grupului generator

1- amortizor de vibrații metallic, 2- cadru metallic suport, 3- amortizor de cauciuc, 4 - motor

Pentru a proteja pardoseala spațiului de funcționare, grupul a fost montat pe un suport construit din țevă pătrată de 100 mm, de care s-au sudat suportți de fixare în pardoseala. Pentru a împiedica transmiterea vibrațiilor înspre pardoseală, o dată cu montarea suportului generatorului, s-au prevăzut și amortizoare de vibrații din cauciuc. Același principiu s-a aplicat și la suportți schimbătorului de căldură, ținându-se cont de faptul că vibrațiile majore provin de la motor și sunt diminuate, prin amortizorul de vibrații, montat pe exhaustor (figura 5.6).

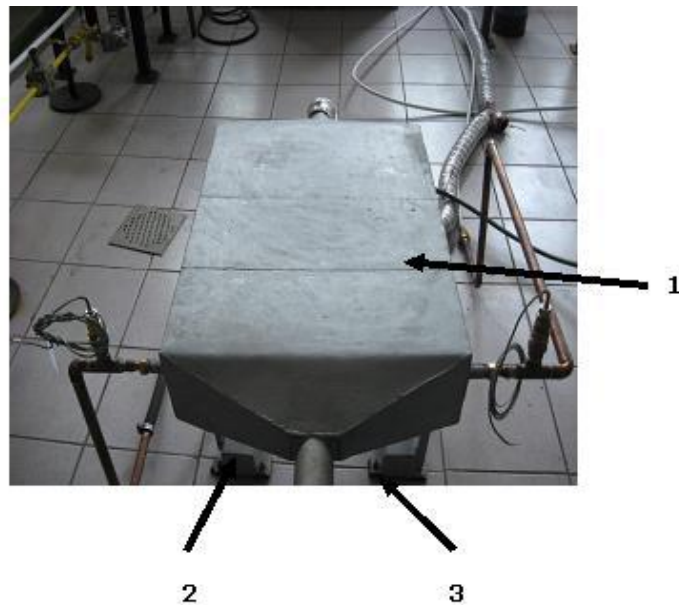


Figura 5.6. Schimbător de căldură asamblat

1- schimbător de căldură, 2 – suport schimbător de căldură, 3 – amortizor de vibrații cauciuc

După primele ore de funcționare s-a observat că o cantitate semnificativă de căldură se transmite peretelui superior al schimbătorului. Din acest considerent s-a realizat izolarea schimbătorului în totalitate. S-a folosit vată minerală cu grosimea de 50 mm. Acest material este indicat în aplicații, pentru care pereții din vecinătatea materialului izolator pot să atingă temperaturi de peste 1000 °C.

Pentru a monitoriza temperaturile în punctele critice ale microcentralei, s-a conceput un sistem de achiziție de date, care are capacitatea de a măsura și afișa valorile temperaturilor în timp real. Sistemul de achiziție implementat pe microcentrale de cogenerare se compune din:

- Termocuple;
- Converteoare digital analogice;
- Placă de achiziție de date;
- Sistem de calcul (Calculator cu sistem de operare Windows 2000).

5.2.3 Senzorii de măsurare a temperaturii

Pentru măsurarea temperaturii s-au folosit termocupluri calibrate. Termocuplul (figura 5.7) se compune din două fire de metale diferite, numite termoelectrozi, sudate la un capăt (1). Capătul sudat (comun) se numește sudură „caldă”. Celelalte capete (2 și 3), numite capete libere ale termocuplului, sau sudura „rece” se leagă prin conductoarele de legătură (c) la instrumentul electric (mV), ce măsoară forța termoelectromotoare generală și proporțională cu diferența de temperatură dintre cele două suduri. Fenomenul se numește Seebeck, după numele celui care l-a descoperit. Temperatura sudurilor reci trebuie menținută la o valoare constantă, de preferat 0 °C. În caz contrar, măsurările sunt puternic distorsionate.

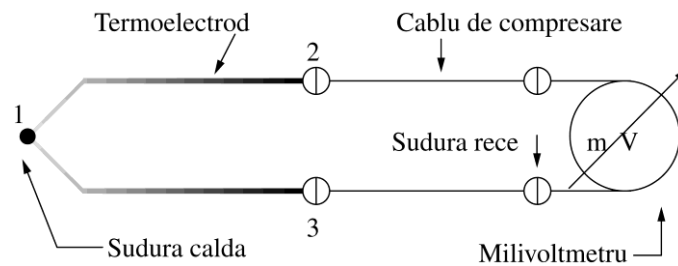


Figura 5.7. Schema termocuplului [22].

Termocupluri se execută din diferite metale sau aliaje. Valoarea tensiunii termoelectromotoare a diferitelor termocupluri depinde atât de materialul din care sunt executați termoelectrozii, cât și de temperatura sudurilor calde și reci. Relația dintre temperatură și forța termoelectromotoare se exprimă printr-o ecuație de gradul al doilea de forma:

$$E = a + bt + ct^2 \quad [\text{mV}] \quad (5.2)$$

unde:

E este forța termoelectromotoare generată, în mV,

t - temperatura sudurii calde, în °C,

a , b și c , trei constantele ale căror valori și unități de măsură se determină prin măsurarea tensiunii termoelectromotoare la temperaturile fixe cunoscute.

Valoarea constantelor a , b și c depinde numai de materialul termoelectrozilor din care este executat termocuplul.

Curbele care reprezintă dependența dintre temperatură și tensiunea termoelectromotoare se numesc curbe de etalonare (figura 5.8). Fiecare tip de termocuplu are o curbă reprezentativă proprie. Pentru a ușura utilizarea acestor curbe ce au valabilitate internațională, se tablează valorile corespunzătoare sau se ridică sub formă de diagrame.

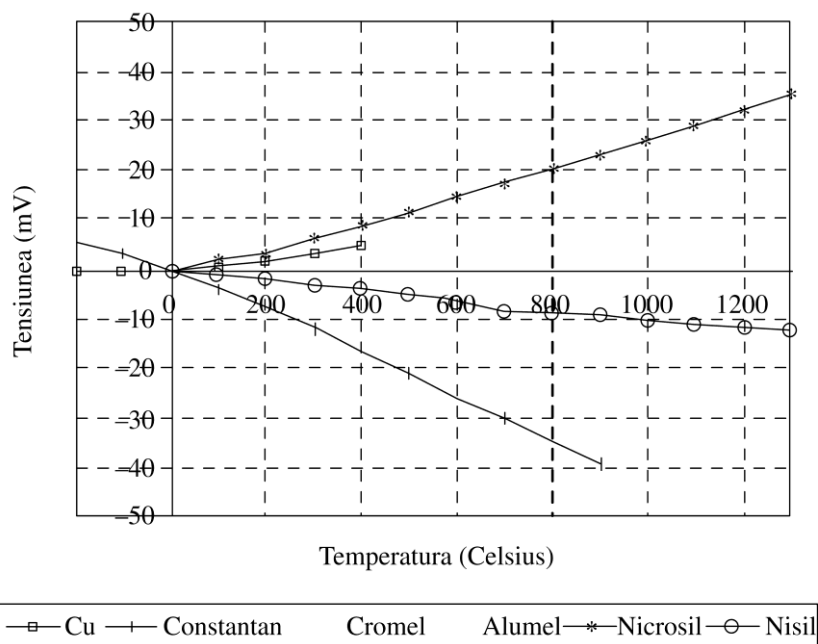


Figura 5.8. Curbele de etalonare a termocuplurilor [22].

Pentru electrozi se utilizează în special metale și aliaje, care, în afară de faptul că satisfac condițiile impuse prin esență principiului termoelectric, dezvoltă, tensiuni termoelectromotoare relativ mari. Se pot utiliza metale sau aliaje care îndeplinesc următoarele condiții:

- au o compoziție omogenă și constantă;
- dezvoltă o tensiune termoelectromotoare stabilă și constantă, chiar la diferențe mici de temperaturi;
- prezintă o curbă a tensiunii termoelectromotoare în funcție de temperatură liniară;
- posedă o bună conductivitate electrică;
- nu prezintă variații semnificative ale proprietăților electrice în urma oxidării;
- sunt accesibile ca raport preț calitate.
- sunt sensibile, și își mențin proprietățile în timp.

Cu cât precizia de măsurare a termocuplurilor crește, cu atât prețul de cost crește. Alegerea termocuplurilor pentru standul de probă s-a făcut în funcție de valoarea temperaturii gazelor de evacuare din motor și valorile temperaturilor apei la intrarea și la ieșirea din schimbătorul de căldură. Valoarea cea mai ridicată a temperaturilor pe standul de probă este în zona gazelor de evacuare la intrarea acestora în schimbătorul de căldură. Apa de răcire are temperatura de până la 100 °C. O altă mărime de care trebuie să se țină cont este temperatura aerului cald, provenit din răcirea cilindrului, deoarece motorul are sistem de răcire cu aer forțat. Această temperatură trebuie monitorizată pentru a analiza în timp util eventualele anomalii ce se pot instala în motor pe durata măsurătorilor.

Pentru a măsura temperatura în punctele critice ale instalației s-au ales cele mai adecvate termocuple de tip Cromel Alumel (tip K). Astfel s-au ales termocuple model K. Numărul necesar al termocuplurilor pentru monitorizarea simultană a

temperaturilor reprezentative din centrala de cogenerare, în vederea calculării eficienței acestora și determinării altor caracteristici, este cinci.

Ambele tipuri termocuple sunt simple și prezintă un singur element sensibil. Termocuplul care măsoară temperatura gazelor de evacuare (modelul TLM - (figura 5.9) are un sistem de ecranare pe toată lungimea de 2000 mm (Lc) prelungitoare a termoelectrozilor. Ecranarea reduce foarte mult perturbațiile provenite din mediul înconjurător sau din proces. Diametrul elementului sensibil de $\varnothing_g = 8$ mm și lungimea de $L_g = 50$ mm permite măsurarea temperaturilor gazelor de evacuare în zona cu vârf de presiune din traseul de evacuare a gazelor.

Spre deosebire de termocuplul ce măsoară temperatura gazelor de evacuare, termocuplul pentru înregistrarea temperaturii apei (model TRL) este prevăzut cu un niplu cu filet 3/8" (figura 5.10). Diametrul elementului sensibil este același ca și la modelul TRL, iar lungimea prelungirii termoelectrozilor este $L_g = 50$ mm. Ecranarea împotriva perturbațiilor este activă pe toată lungimea prelungirii termoelectrozilor, adică pe 2000 mm (Lc).

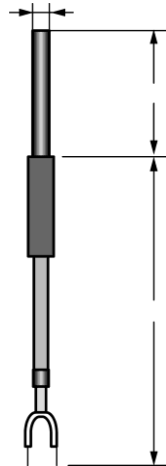


Figura 5.9 Termocuplul pentru gaze de ardere TLM:
Lc- lungimea sudurii reci,
Lg- lungimea prelungirii, termoelectrozilor,
 \varnothing_g - diametrul elementului sensibil.

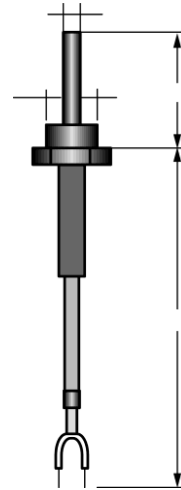


Figura 5.10. Termocuplul pentru apă de răcire TRL:
F- diametrul niplului,
Lg- lungimea prelungirii termoelectrozilor,
Lc- lungimea sudurii reci,
 \varnothing_g - diametrul elementului sensibil.

În concluzie, regimul termic reprezentativ din centrala de cogenerare este monitorizat cu ajutorul a cinci termocuple TLM (3 bucăți) și TRL (2 bucăți), dintre care două acoperă temperaturi în plaja 0 – 200 °C (pentru apa de răcire a schimbătorului de căldură), iar restul (trei) termocuplurilor măsoară în plaja de 0 – 700 °C. Acestea din urmă sunt două termocuple care măsoară temperatura de intrare și ieșire a gazelor de evacuare din tubul evazat și un termocuplu ce va măsura temperatura aerului cald, rezultat din procesul de răcire al motorului.

5.2.4 Sistemul de achiziție de date

Sistemul de achiziție de date are drept scop achiziționarea datelor experimentale. El a fost conceput și realizat pentru a cerceta cogenerarea cu motor Otto.

Se compune din:

- convertorul analogic digital Pixsys ATR 243 ABC,
- placa de achiziție de date,
- programul de achiziție de date.

5.2.4.1 Convertorul analogic digital Pixsys ATR 243 ABC

Convertorul analogic digital este componenta electronică menită să uniformizeze, filtreze și amplifica semnalul transmis de la termocuple (semnal tensiune în mV).

Convertorul Pixsys ATR 243 ABC folosit este un microcontroler, capabil să monitorizeze, memoreze și să conducă un proces, reducând astfel costurile legate cu achiziția unor aparate speciale. Tensiunea de alimentare a convertorului acoperă o plajă între 24 și 265 V (curent alternativ/curent continuu). La acest model de convertor se pot conecta 18 tipuri de senzori, semnalul fiind transmis către placa de achiziție, ca și comandă SSR (releu cu semiconductori), pe intervalul 4 - 20 mA sau 0 - 10 V. S-a ales acest tip de convertor și în funcție de caracteristicile ce le oferă :

1. Facilitatea de a putea memora valorile citite cu ajutorul unui card pe o durată mai mare de timp;
2. Descărcarea directă a datelor din convertor în calculator, prin intermediul portului serial RS-232 Modbus RTU [23].

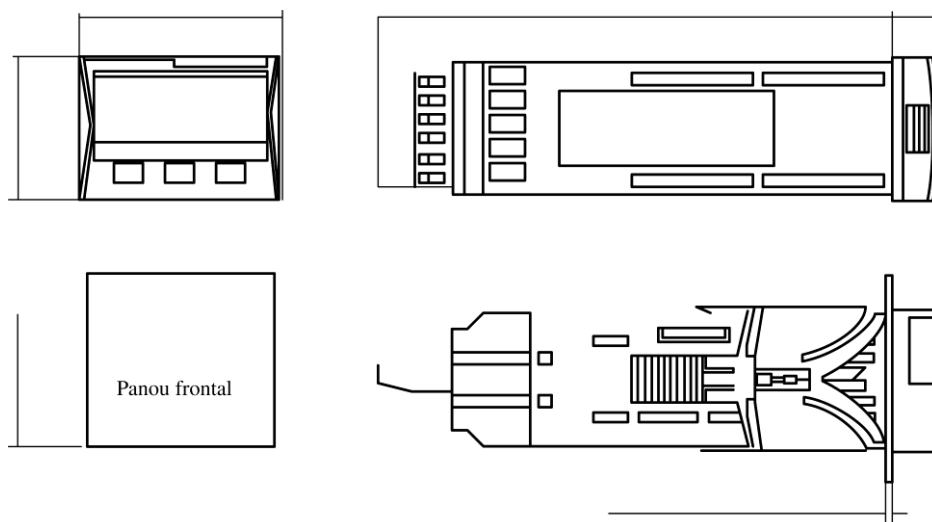


Figura 5.11. Dimensiuni caracteristice ale convertorului [23].

Din figura 5.11 se constată că tipul de convertor Pixsys ATR 243 prezintă o construcție compactă, are dimensiuni mici și astfel se reduce semnificativ gabaritul întregului ansamblu.

Pentru a putea programa convertorul, inițial se realizează legăturile aferente alimentării cu energie electrică, conectarea senzorului și a ieșirii (figura 5.12).

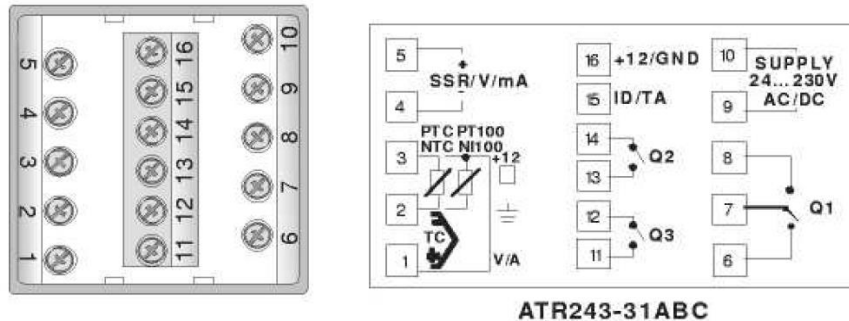


Figura 5.12. Diagrama cu schema pinilor convertorului analogic-digital tip Pixsys ATR 243 ABC [23].

Pentru transmiterea informațiilor către placa de achiziție pe scara 0-10 V, trebuie să se regleze atât parametrii hardware ai convertorului, cât și parametrii software. Primul pas constă în setarea convertorului pentru ieșirea 0-10 V, urmează apoi mutarea poziției jumperului JP3 conform manualului de utilizare (figura 5.13).

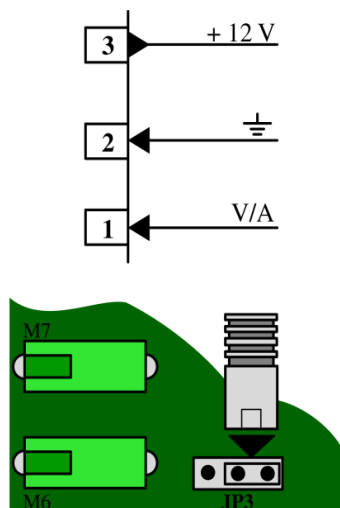


Figura 5.13 Exemplu de setarea ieșirii analogice / digitale [23].

Din această fază, s-a început programarea efectivă a convertorului, direct cu ajutorul tastelor sale funcționale. Se procedează și la inițializarea prin apăsarea butonului SET, timp de cinci secunde.

Se introduce apoi un cod de continuare (setat din fabricație). Primul parametru care trebuie programat este senzorul. Cu ajutorul tastelor funcționale, urmărind procedura din manualul producătorului, se programează parametrul numărul doi, adică se introduce specificația corespunzătoare termocuplului tip K.

În cazul particular parcurs s-a procedat la setarea parametrului 66, pentru a afișa valorile măsurate în grade Celsius. Tot prin soft se activează și modul de transmitere a datelor către placa de achiziție în plaja (0-10 V). Această validare (afereță parametrului 67), se realizează prin mutarea jumperului trei pe placa de circuite a convertorului.

Alți parametri care necesită atenție sunt corespunzători parametrilor 68 și 69, pentru că pot influența măsurătorile, dacă nu sunt programați corespunzător. Parametrul 68 reprezintă limita inferioară a domeniului de măsurare a temperaturii, care se programează în funcție de domeniul specific fiecărui termocuplu (în cazul de față „0” pentru toate termocuplurile). Parametrul 69 este limita superioară a domeniului de măsurare a temperaturii, specifică pentru termocuplurile din gaze. Limita este 400 °C, pentru cazul gazelor, iar pentru termocuplurile de apă limita este 200 °C.

Toți acești parametri au fost reglați pentru toate cele cinci convertoare, care sunt necesare fiecărui termocuplu. Astfel s-a reușit ca pentru standul de probe să se vizualizeze toate valorile temperaturilor în punctele sensibile și totodată să se transmită către placa de achiziție toate valorile temperaturilor, valoare echivalentă în volți, în plaja 0-10 V (figura 5.14). Pentru vizualizarea temperaturilor în grade C s-a determinat și implementat ulterior un factor de conversie.



Figura 5.14. Exemplu de vizualizare a temperaturilor cu convertorul Pixsys ATR 243 ABC.

5.2.4.2 Placa de achiziție de date

Pentru sistemul de achiziție de date s-a folosit o placa de achiziție NI-PCI 6224 (figura 5.15) produsă de firma National Instruments [94].

Factorul principal în alegerea dispozitivului de monitorizare și achiziționare de date este natura semnalului transmis de către senzorii standului de probe. Concret, senzorii folosiți pe instalația de cogenerare sunt termocuple, ale căror indicații pentru temperatură sunt exprimate printr-un semnal, în mV, cu variație liniară, semnalul fiind ulterior filtrat și amplificat în volți, prin convertoarele analogic digitale.



Figura 5.15. Placă de achiziție de date NI-PCI 6224[24].

Placa de achiziție de date funcționează împreună cu un calculator desktop Pentium IV, ce are ca sistem de operare o licență Windows 2000.

Placa de achiziție NI-PCI 6224 face parte din clasa de produse tip M, fiind un produs multifuncțional, având următoarele caracteristici :

- a) 32 canale analogice de intrare (tensiune maximă 12 V),
- b) rezoluția canalelor analogice 16 bit,
- c) capacitate maximă de citire de 250000 citiri pe secundă.

Aceste caracteristici oferă produsului un raport cost/calitate competitiv [94].

Cel mai important factor ce definește calitatea unei achiziții de date este capacitatea dispozitivului de a înregistra cât mai multe citiri într-un interval cât mai scurt de timp. Modelul de placă de achiziție folosit pentru a citi temperaturile în punctele critice ale microcentralei de cogenerare are o capacitate maximă de 250000 citiri pe secundă. Această valoare se repartizează pe fiecare canal analogic sau digital, care se folosește în momentul achiziției. Concret, placa de achiziție va citi câte un semnal electric, în volți, de la cele cinci termocuple, valorificându-se astfel capacitatea de 50000 citiri pe secundă, pentru fiecare canal în parte. Aplicația astfel concepută și realizată este ideală pentru achiziția de temperaturi, adică susține corespunzător scopul cercetării.

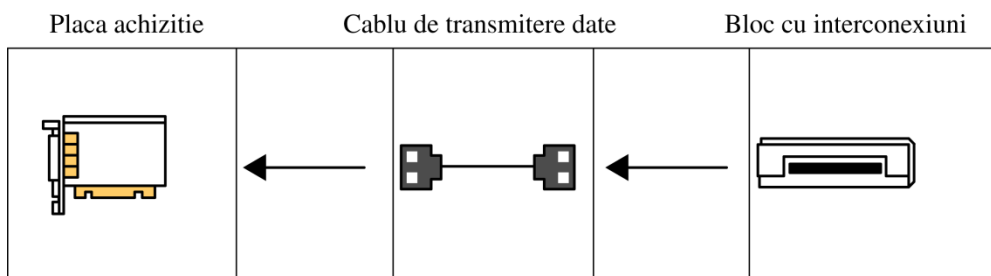


Figura 5.16. Traseul semnalului de la blocul cu interconexiuni către placa de achiziție.

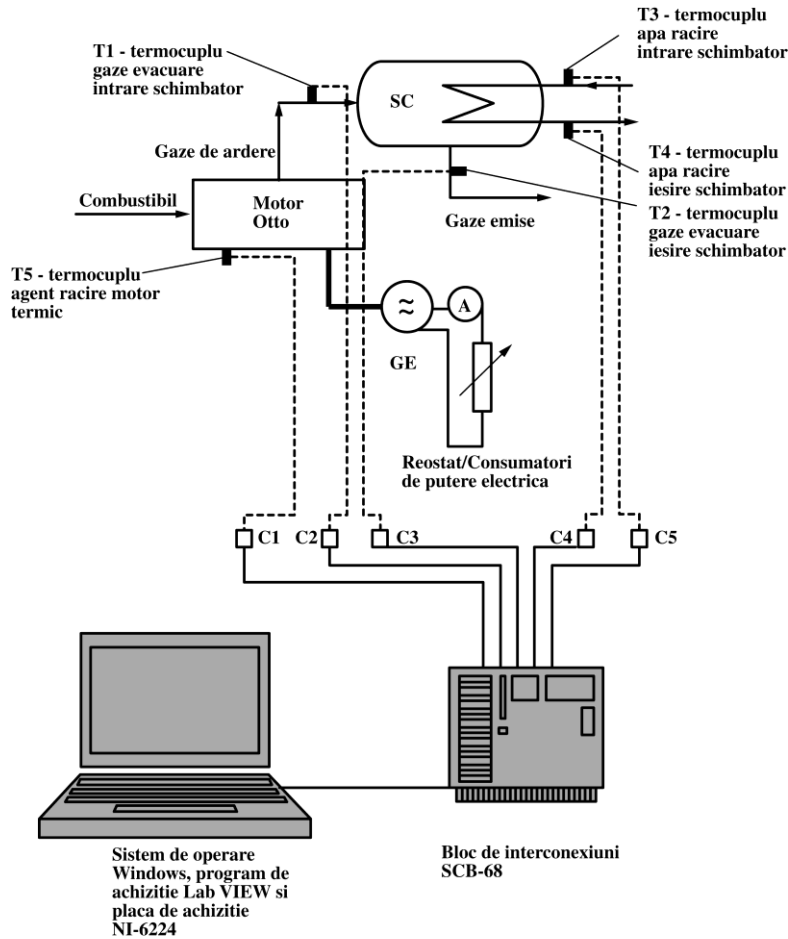
Figura 5.16 prezintă schematic traseul semnalului parcurs de la convertoarele digital analogice până la placa de achiziție. Semnalul ajunge în cutia de interconexiuni a plăcii, denumită în continuare bloc de interconexiuni,



Figura 5.17. Legăturile convertoarelor la blocul cu interconexiuni:
1-bloc de interconexiuni, 2-conexiuni, 3-convertoare digital analogice.

Blocul de interconexiuni a fost ales în concordanță cu placa de achiziție pe de-o parte și pe de altă parte, trebuie să corespundă și cu mediul în care funcționează. S-a achiziționat modelul de bloc de interconexiuni SCB-68 E Series (figura 5.17 poziția 1). Este ecranat și astfel se reduc perturbațiile induse din mediu. Pentru ca semnalul adus în blocul de interconexiuni să ajungă în final, la placa de achiziție se folosește un cablu special, care trebuie achiziționat, împreună cu blocul de interconexiuni.

Schematic în figura 5.18 este prezentat sistemul complet de achiziție de date.



C1 ÷ C5 - Convertoare analogice/digitale

SC - Schimbator de caldura

GE - Generator electric

A - Ampermetru

T1 - T5 - termocuplu tip K

Figura 5.18. Schema sistemului de achiziție de date

5.2.4.3 Programul de achiziție de date

Programul de achiziție de date, conceput în legătură cu placa de achiziție NI - PCI 6224, a fost proiectat și realizat în mediul de programare LabView versiunea 8.5, concepută de către National Instruments. Spre deosebire de alte medii de programare, acesta nu are linii de comandă, folosește o interfață grafică,

în care, în funcție de scopul urmărit, se alege un instrument virtual (VI instrument) corespunzător.

Pentru cercetările întreprinse pe centrala de cogenerare concepută, programul s-a creat special pentru măsurarea temperaturilor, având la bază o logică verificată și în alte aplicații [14], [15], [41], [42].

Programul de achiziție de date are două interfețe grafice:

1. MENIUL PRINCIPAL,
2. ÎNTERFAȚA PENTRU MONITORIZARE TEMPERATURI.

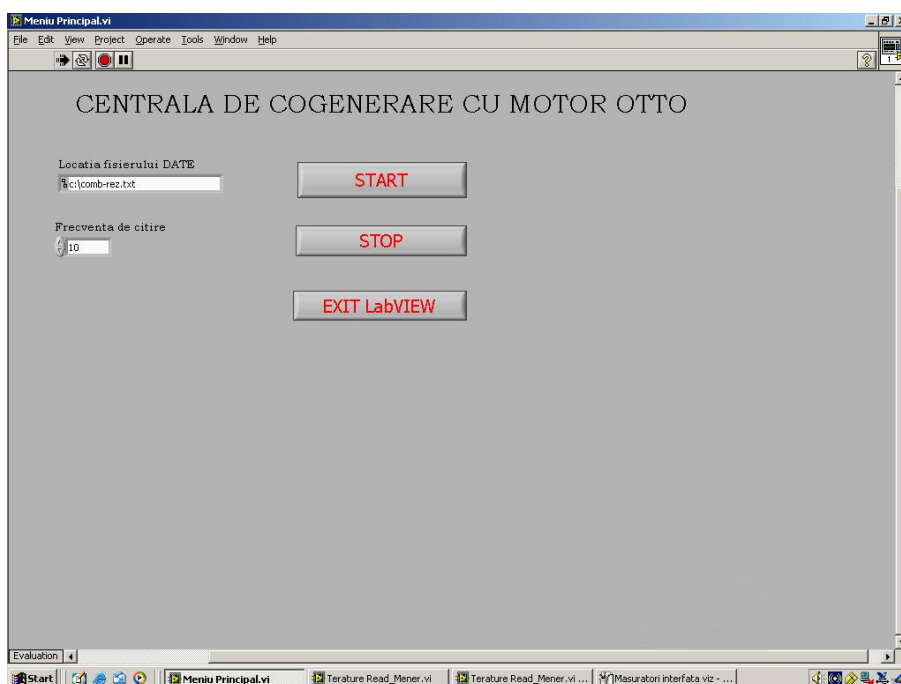


Figura 5.19. Meniul principal

Interfața „MENIUL PRINCIPAL” (figura 5.19) se deschide împreună cu pornirea programului din Windows. Programul nu se inițializează de la sine, deoarece în mediul de programare LabView, pentru pornirea unei aplicații, este necesară, acționarea specială prin săgeata albă, localizată sub meniul de „Edit”, din bara de funcții. După activare, săgeata albă își schimbă culoarea în negru, iar programul rulează instrucțiunile de lucru specifice.

Locația fișierului DATE este situată în primul câmp, care se completează de către operator și în care se indică unde vor fi salvate datele măsurate. Alegerea locației de salvare a datelor este aleatorie, fără nici o restricție, având aceeași comandă de linie ca cea de Windows. Operatorul trebuie să introducă obligatoriu în acest câmp numele fișierului, urmat de extensia „txt”. Acest tip de fișier s-a ales pentru că este un format universal, ce poate fi citit de către orice calculator, având sistemul de operare Windows. De asemenea, așezarea datelor în fișierul text a fost concepută pentru a fi compatibilă și cu aplicația pachetului Microsoft Office, special Microsoft Xcel, unde se vor prelucra datele.

În câmpul următor denumit, „Frecvența de citire”, se introduce o cifră care reprezintă valoarea în secunde, astfel se creează condițiile ca programul să medieze rezultatele și să le afișeze în fișierul final. Spre exemplu, dacă operatorul introduce în acest câmp numărul 10, timp de 10 secunde programul citește toate canalele plăcii de achiziție legate la senzori, după care va face media citirilor pe timp de 10 secunde, pe fiecare canal în parte și le va afișa în fișierul final.

Monitorizarea temperaturilor se face prin acționarea butonului START al programului.

Acționarea butonului de START, va determina deschiderea unei noi ferestre (MONITORIZARE TEMPERATURI - figura 5.20. În momentul în care butonul „IEȘIRE PROGRAM – IEȘIRE” este acționat, programul va închide complet fereastra. Dacă însă se acționează butonul de „Oprire program – STOP”, programul se va opri, în fundal reapărând caroiajul pe interfață. Interfața este prevăzută să afișeze valorile corespunzătoare pentru patru. În dreptul fiecărui grafic s-a plasat un termometru virtual cu indicator, de unde se poate vizualiza temperatura instantanee determinată de fiecare termocuplu, în parte.

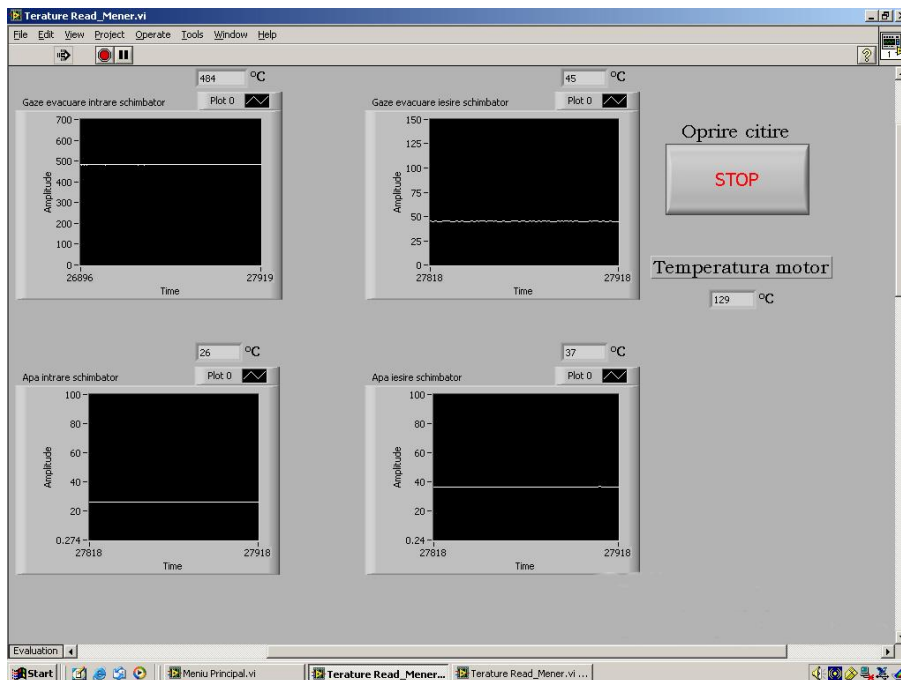


Figura 5.20. Interfața „Monitorizare – temperaturi”.

Interfața de monitorizare a temperaturii este prevăzută la rândul ei cu un buton de „Oprire citiri – STOP”, care are funcția de a opri citirea și de salvare a datelor. Programul trece astfel în interfața de meniu principal. Ca urmare, datele experimentelor sunt salvate în fișierul denumit de către operator și se prezintă ca în figura 5.21.

Time	Gaze înt	SC[°C]	Gaze ies	SC[°C]	Temp Motor[°C]	Apa înt	SC[°C]	Apa ies	SC[°C]
10:44:59	178.970		29.219		83.304	27.360		26.620	
10:45:09	188.051		29.564		86.046	27.393		26.496	
10:45:19	194.177		29.796		87.656	27.408		26.549	
10:45:29	200.132		30.007		89.184	27.338		26.587	
10:45:39	205.886		30.181		90.554	27.317		26.650	
10:45:49	211.559		30.390		91.826	27.346		26.682	
10:45:59	216.874		30.672		92.853	27.371		26.690	
10:46:09	221.909		30.872		93.937	27.384		26.815	
10:46:19	226.778		31.078		94.989	27.317		26.874	
10:46:29	231.571		31.220		95.760	27.269		26.973	
10:46:39	236.398		31.465		96.482	27.333		27.118	
10:46:49	241.075		31.575		97.181	27.377		27.191	
10:46:59	245.742		31.752		97.998	27.395		27.243	
10:47:09	250.270		31.858		98.518	27.367		27.349	
10:47:19	254.477		32.008		99.121	27.376		27.423	
10:47:29	258.259		32.151		99.607	27.304		27.567	
10:47:39	261.943		32.198		100.152	27.317		27.606	
10:47:49	265.228		32.269		100.556	27.340		27.596	

Figura 5.21. Fișierul final forma de prezentare a datelor

Valorile indicate în figura 5.21 sunt valori preliminare indicate orientative, pentru a vizualiza forma fișierului.

Programul are două interfețe de utilizator. Acestea le corespund două programe LabView, în consecință s-au conceput două scheme logice.

În figura 5.22, sub formă de schemă logică, este prezentată interfața de meniu principal.

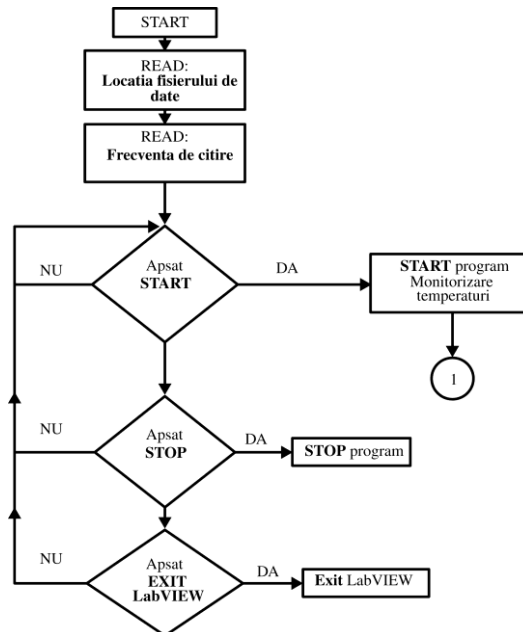


Figura 5.22. Schema logică a interfeței MENU PRINCIPAL

Meniul principal începe să ruleze doar după acționarea cursorului din meniul Labview. Programul creează variabilele globale „Locația fișierului de date” și „Frecvența de citire”. Dacă sunt toate condițiile îndeplinite se apasă butonul „START” și programul deschide automat cea de-a doua fereastră LabView de monitorizare a temperaturilor (figura 5.20). În caz contrar vizualizarea temperaturilor nu este posibilă. Apăsarea butonului „STOP”oprește programul. Acționarea butonului de pornire se realizează obligatoriu prin apăsarea cursorului

alb din bara de funcții Labview, sub meniul „Edit”. Dacă s-ar apăsa butonul „IEȘIRE PROGRAM”, programul ar părăsi mediul de programare LabView. Este recomandat ca după ce măsurătorile au fost terminate să se acționeze butonul „STOP”.

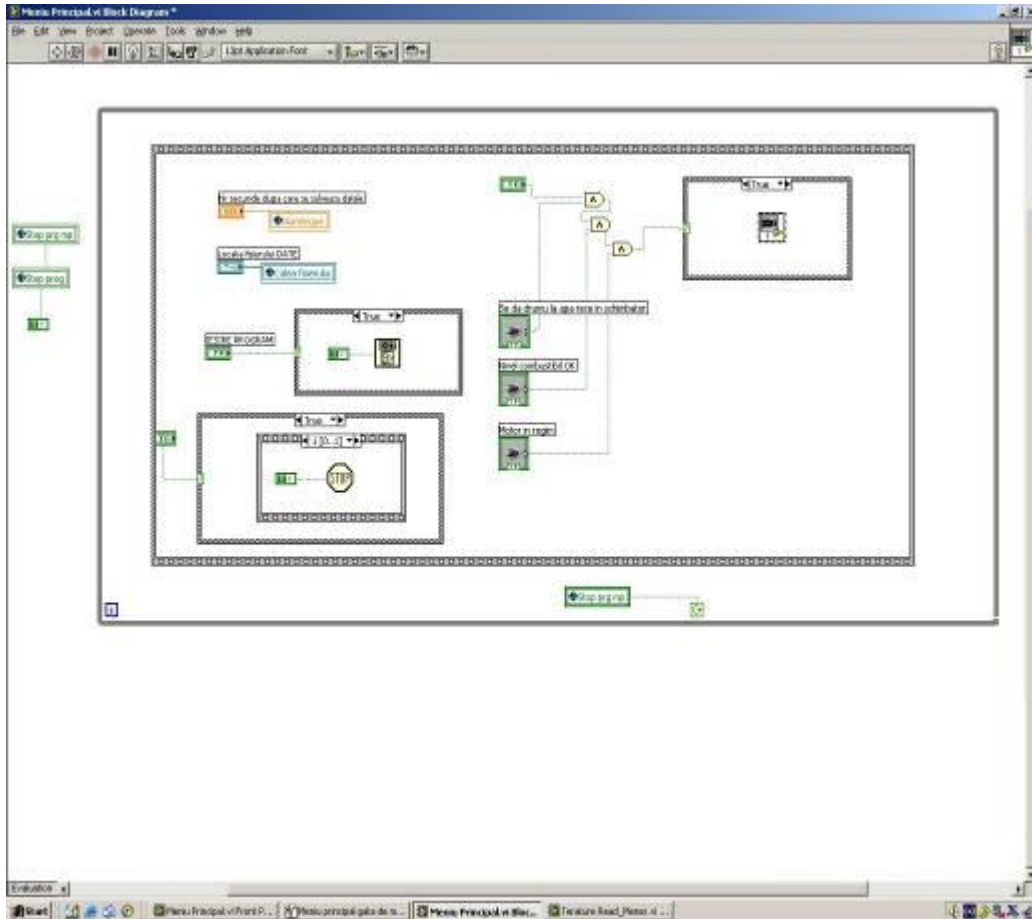
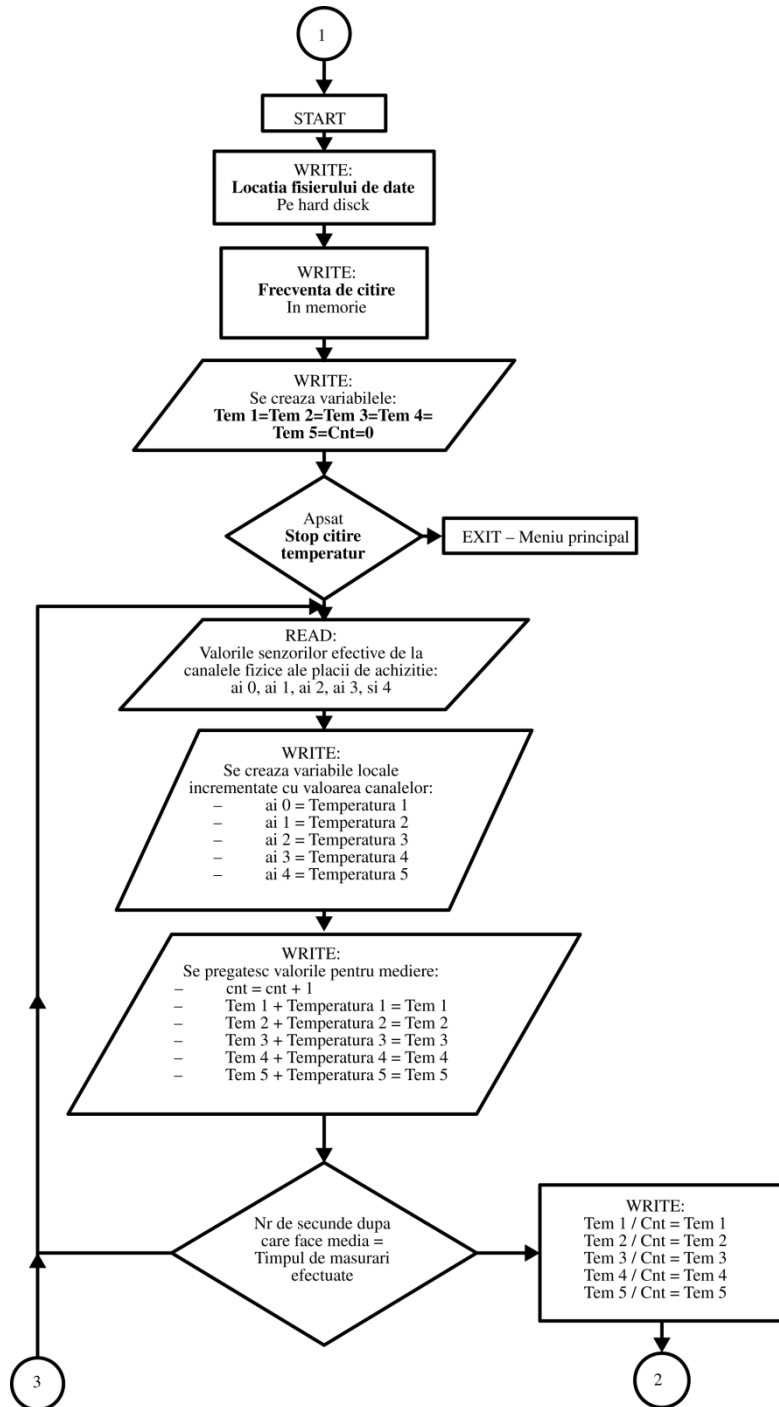


Figura 5.23. Programul în LabView al interfeței „Meniu Principal”.

Figura 5.23 ilustrează programul mediul LabView al interfeței de meniu principal, așa cum a fost el proiectat. Se observă că modul de programare folosește instrumentele virtuale interactive, legate între ele.

Schema logică, pe care se bazează monitorizarea temperaturii, este prezentată în figura 5.24.



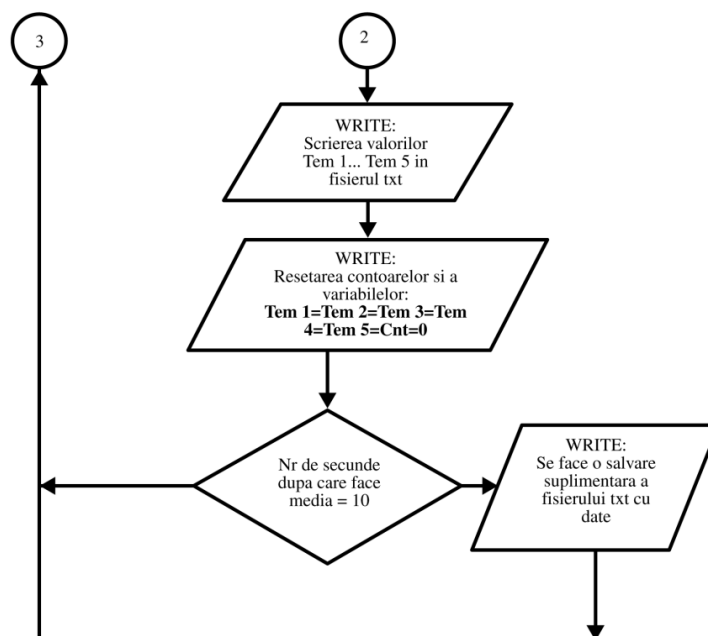


Figura 5.24. Schema logică a interfeței de monitorizare a temperaturilor

Interfața de monitorizare a temperaturii pornește automat după ce au fost îndeplinite condițiile impuse de meniului principal. Programul începe cu scrierea fișierului de date text pe hardisk-ul calculatorului în locația aleasă de către operator. Pasul următor constă din memorarea valorii timpului, după care se mediază valorile temperaturilor citite. Urmează crearea șirului de variabile Tem 1...Tem 5, precum și variabila contorului Cnt. În primă fază aceasta are valoarea 0.

Valorile de temperatură se citesc direct din canalele fizice ale plăcii de achiziție ai0, ai1,...ai4, după care se înscriu rezultatele ca variabile noi. Temperatura 1,...,Temperatura 5 se evidențiază conform recurenței următoare:

$$\begin{aligned}
 ai\ 0 &= \text{Temperatura 1} \\
 ai\ 1 &= \text{Temperatura 2} \\
 ai\ 2 &= \text{Temperatura 3} \\
 ai\ 3 &= \text{Temperatura 4} \\
 ai\ 4 &= \text{Temperatura 5}
 \end{aligned}
 \tag{5.3}$$

Următoarea operație realizată de programul de achiziție este pregătirea valorilor pentru mediere. Astfel se crește cu o unitate variabila Cnt pentru fiecare înscriere a valorii în canalul fizic al variabilei „Tem”, după cum urmează:

$$\begin{aligned}
 Cnt &= Cnt + 1 \\
 Tem\ 1 + \text{Temperatura 1} &= Tem\ 1 \\
 Tem\ 2 + \text{Temperatura 2} &= Tem\ 2 \\
 Tem\ 3 + \text{Temperatura 3} &= Tem\ 3 \\
 Tem\ 4 + \text{Temperatura 4} &= Tem\ 4 \\
 Tem\ 5 + \text{Temperatura 5} &= Tem\ 5
 \end{aligned}
 \tag{5.4}$$

Se verifică și condiția de timp, condiție care a fost impusă la începutul programului și anume ca „Frecvența de citire” să corespundă cu „Timpul de măsurare”. Dacă verificarea este îndeplinită se trece la medierea rezultatelor, astfel:

$$\begin{aligned}
 \text{Tem 1 / Cnt} &= \text{Tem 1} \\
 \text{Tem 2 / Cnt} &= \text{Tem 2} \\
 \text{Tem 3 / Cnt} &= \text{Tem 3} \\
 \text{Tem 4 / Cnt} &= \text{Tem 4} \\
 \text{Tem 5 / Cnt} &= \text{Tem 5}
 \end{aligned}
 \tag{5.5}$$

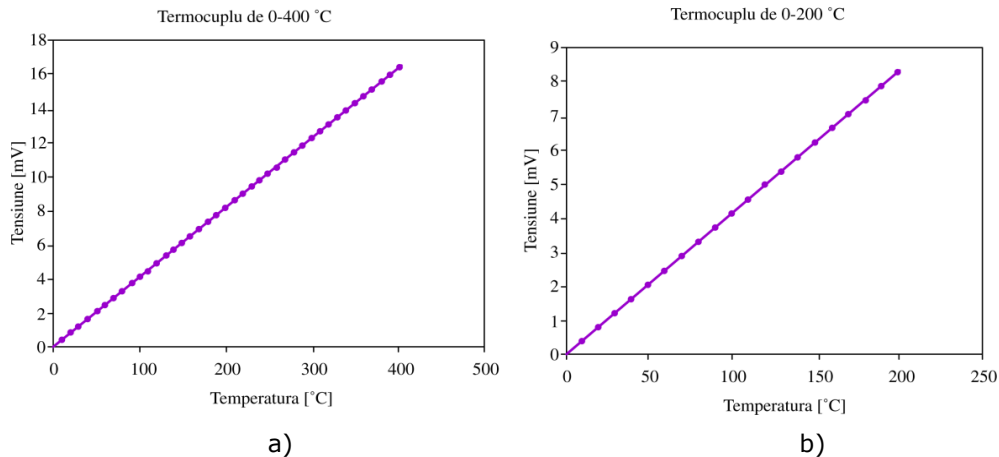


Figura 5.25. Caracteristica termocupurilor:
a) TLM , b) TRL.

Datele rezultate se înșcriu în fișierul text. Variabilele locale de lucru Tem 1...Tem 5 și Cnt se anulează. Ciclul se reia până la acționarea butonului „Oprire citire”. Din motive de siguranță, pentru ca datele rezultate din măsurători să nu se piardă, s-a creat și un fișier de back-up. O dată la 10 secunde programul copiază fișierul de date pe desktop, într-un director Windows creat. Este necesar să se facă o conversie a semnalului din tensiune în temperatură. Variația tensiunii electrice în funcție de temperatură este liniară (figura 5.25). Pentru convertoarele la care sunt conectate termocuplurile 0 – 400 °C factorul de proporționalitate (panta dreptei) de 0,02533 V/°C, iar pentru termocuplurile de 0 – 200 °C factorul de proporționalitate este 0,05 V/°C. Datorită temperaturii mai ridicate a gazelor de ardere decât la aplicațiile anterioare, un convertor a fost conectat la un termocuplu ce are plaja de temperaturi 0 – 700 °C, iar în acest caz panta dreptei este 0,014285 V/°C. Valorile au fost stabilite pentru fiecare convertor în parte.

5.2.5 Sistemul de măsurare a emisiilor poluante. Model de calcul al concentrațiilor

Pentru măsurarea concentrațiilor emisiilor poluante rezultate din procesul de ardere din m.a.i. al microcentralei de cogenerare, s-a folosit analizorul de gaze tip TESTO 350 M/XL. Se analizează gaze uscate și răcite. Speciile pe care analizorul le poate măsura sunt: SO₂, CO, O₂, NO₂, NO și NO_x. Suplimentar, el indică și câțiva parametri termodinamici foarte importanți precum excesul de aer, temperatura, presiunea, viteza gazelor, concentrația de CO₂, etc.



Figura 5.26. Punctul de măsurare a noxelor

În figura 5.26 se indică amplasarea punctului de prelevare a probelor de analiză prin introducerea sondei în orificiul de la ieșirea din tubul evazat, imediat în vecinătatea termocuplului.

Gazoanalizorul TESTO 350 M/XL este un echipament performant pentru determinarea în timp real, „on line” a concentrațiilor emisiilor din gazele de ardere. Funcționează pe principii electrochimice cu celule speciale. În urma unor reacții electrochimice, se generează curent electric de intensitate proporțională cu concentrația speciei măsurate.

Aparatul este format din trei părți principale: unitatea de analiză, unitatea de control și sonda de prelevare a gazelor. Opțional, se pot atașa diferiți senzori de temperatură precum și o sondă Pitôt - Prandtl. Unitatea de analiză este echipată cu două intrări diferite pentru senzorii de temperatură: una pentru determinarea temperaturii gazelor prelevate și una pentru altă utilizare, spre exemplu pentru determinarea temperaturii mediului ambiant.

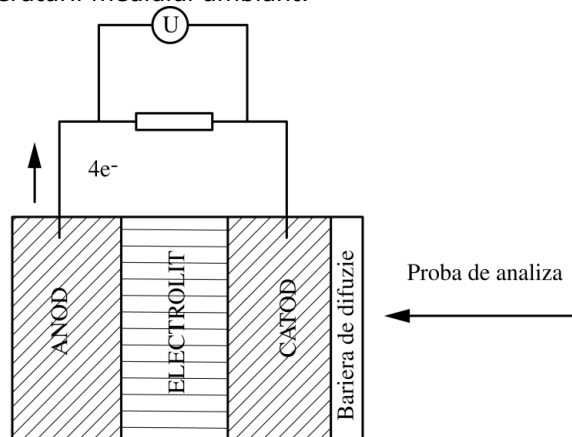


Figura 5.27. Celulă electrochimică cu doi electrozi [17]

Unitatea de analiză conține celulele electrochimice (cu 2 sau 3 electrozi) de reacție, bateria de acumulatori, filtrele pentru reținerea impurităților solide din

gazele de ardere și aer, decantorul pentru condens și conexiuni elector-pneumatice, sistemul Peltier de răcire a gazelor, așa cum reiese din figurile 5.27 , 5.28, 5.29 și 5.31.

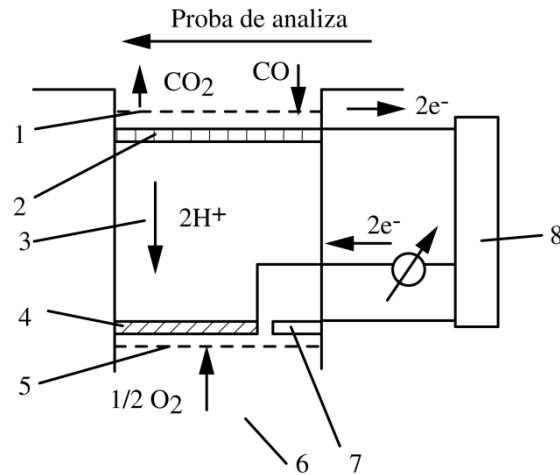


Figura 5.28. Celulă electrochimică cu trei electrozi [17]:
 1-barieră de difuzie, 2 - anod, 3 - electrolit (H_2SO_4), 4 - catod,
 6 - gaz de referință, 7 - electrod de referință,
 8 - regulator de tensiune continuă

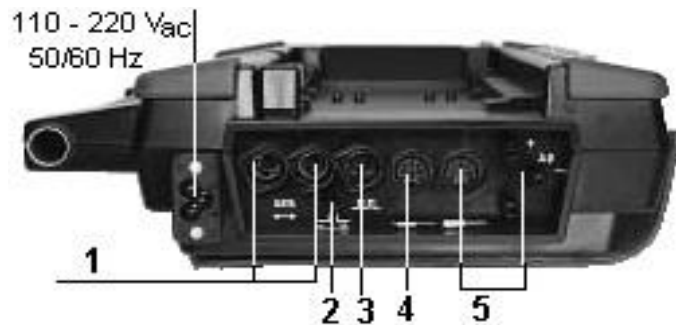


Figura 5.29. Unitatea de analiză, vedere laterală [25]:
 1 - conexiuni pentru transfer de date; 2 - sistem de diluție;
 3 - semnal de alarmă;
 4 - conectare senzor de temperatură; 5 - conectare sondă.

Gazul aspirat prin sondă este introdus în celulele de reacție atunci când pompa de gaz este pornită manual sau automat. În prealabil gazul de analizat este răcit brusc la $4 \div 8 \text{ }^\circ\text{C}$, având loc condensarea vaporilor și separarea lor, pentru a evita reacția cu NO_2 și SO_2 și formarea acizilor. Gazul uscat trece apoi printr-un filtru special, în vederea reținerii particulelor solide. Acest filtru funcționează și ca o capcana pentru apă. În cazul că mai există umiditate în gazele aspirate filtrul ar acționa ca un impermeabil, prin închiderea porilor, în contact cu apa, protejând astfel senzorii și pompa.

În urma reacțiilor celulele emit un semnal electric, prelucrat în unitatea de control, valorile concentrației gazelor analizate fiind afișate. Surplusul de gaz este evacuat continuu.



Figura 5.30. Unitatea de analiză, vedere de sus [25]:
 1 – contactoare electrice; 2 – leduri de control; 3 – filtrul pentru particule solide; 4 – filtre de reținere particule din aerul aspirat;
 5 – colectoare de condens; 6 – celule de analiză; 7 – sistem integrat de determinare a vitezei și presiunii gazelor; 8 – conexiuni.

Unitatea de control (figura 5.32) este un dispozitiv de măsurare independentă de unitatea de analiză. Este echipată cu conexiuni de intrare la care pot fi conectați, pe lângă unitatea de analiză, senzori de temperatură, umiditate, viteză, turbulență, presiune, curent și tensiune, precum și turație. Rezultatele pot fi afișate grafic pe șase canale simultan. Unitatea de control este operată fie cu ajutorul tastaturii, fie cu un creion cu comandă de contact. Pe lângă valorile măsurate mai sunt afișate și informații cum ar fi configurarea sistemului și locația. Instrumentul este echipat cu o sursă de lumină pentru operarea în condiții de întuneric. Prin conectarea unui sistem de achiziție de date se pot extinde intrările pentru senzori. Unitatea este echipată cu memorie proprie, în care se pot stoca până la 250.000 de date, precum și cu o imprimantă încorporată, pentru tipărirea informației. Datele măsurate pot fi transferate și către un PC, printr-o interfață de tip serial.

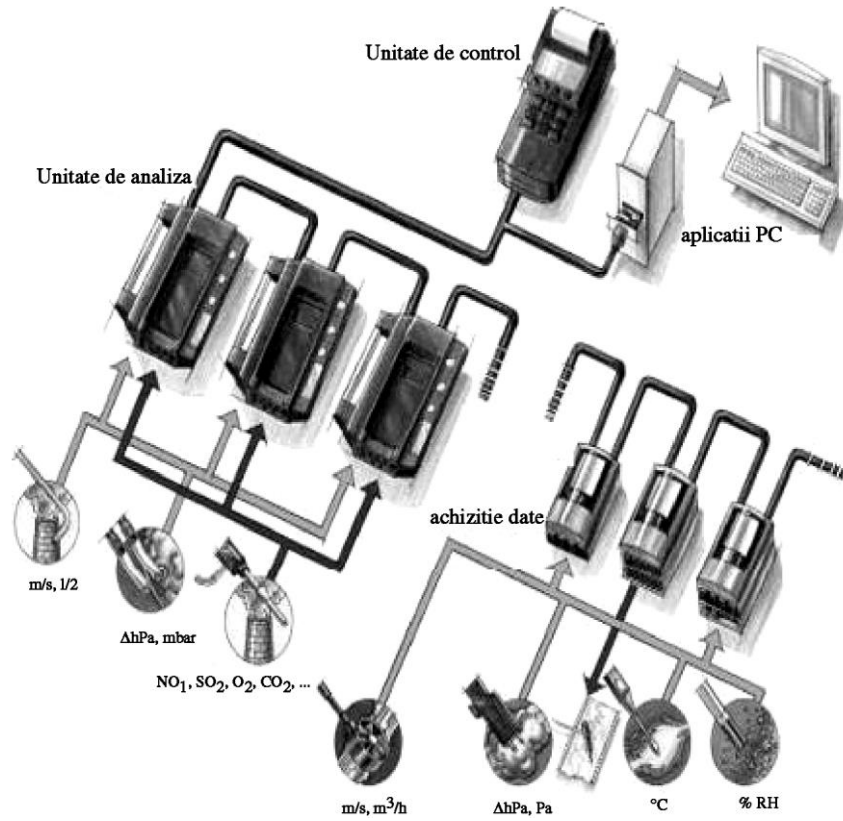


Figura 5.31. Montaj de interconectare a aparatelor tip TESTO, pentru măsurători continue complexe [25]

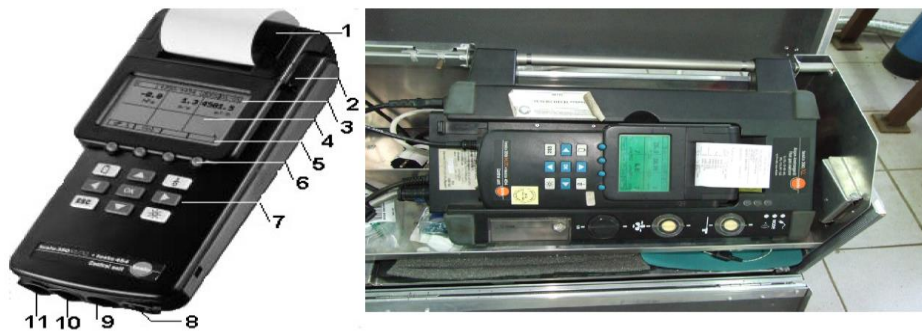


Figura 5.32. Unitatea de control a instrumentului TESTO [25]:
 1 – imprimantă, 2 – touch-pen (creion de contact), 3 – bară pentru informații de sistem, 4 – afișare valori măsurate, 5 – bară pentru informații legate de funcționare, 6 – taste operare funcțiuni, 7 – tastatură, 8 – conectare sondă presiune, 9 – conectare probă, 10 – conectare unitate de analiză, 11 – interfață serială

Gazoanalizorul TESTO 350 M/XL este folosit și la măsurători de lungă durată (săptămâni), fiind controlat de un program special, ComSoft 3. În acest caz se recomandă utilizarea unui calculator de proces separat, la care să fie conectată unitatea de analiză.



Figura 5.33. Sonda de prelevare a gazelor

Aparatul poate fi echipat cu mai multe tipuri de sonde de prelevare a gazelor. Acestea diferă în funcție de caracteristicile gazelor analizate. Astfel există diferențe între sondele destinate prelevării gazelor de eșapament sau gazelor evacuate la coș, între cele destinate măsurătorilor, în intervalul de temperaturi speciale sau continue. Dimensiunile canalului de curgere a gazelor și necesitatea de a fi încălzite sau nu sunt alte două criterii de selectare. În figura 5.33 este prezentată sonda de prelevare a gazelor evacuate, care operează la temperaturi de maxim 1200 °C.

Simultan cu prelevarea și determinarea concentrației noxelor gazoase din gazele de ardere, aparatul calculează următorii parametri:

a) concentrația dioxidul de carbon, CO_2 :

$$CO_2 = \frac{CO_2^{max} \cdot (21 - O_2^{mas})}{21} \quad [\%] \quad (5.6)$$

unde:

CO_2^{max} este valoarea maximă de CO_2 specifică combustibilului, în %, O_2^{mas} - concentrația de oxigen măsurată, în %.

b) coeficientul excesului de aer λ :

$$\lambda = \frac{CO_2^{max}}{CO_2} \quad [-] \quad (5.7)$$

unde:

CO_2^{max} este valoarea maximă de CO_2 , specifică combustibilului, în %, CO_2 - este concentrația de dioxid de carbon măsurată, în %.

c) oxizi de azot, NO_x (se calculează ca și sumă):

$$\text{NO}_x = \text{NO} + \text{NO}_2 \quad (5.8)$$

unde:

NO este concentrația de monoxid de azot măsurată, în ppm,
NO₂- concentrația de dioxid de azot, măsurată, în ppm.

Corect este să se folosească un factor 46/30 transformare a NO în NO₂, conform maselor molare, dar literatura indică această corecție, dat fiind că se poate renunța la acest factor.

d) viteza de curgere a gazelor:

$$w = \frac{575 \cdot \Delta p \cdot (t + 273,15) \cdot \alpha}{p} \quad [\text{m/s}] \quad (5.9)$$

unde:

p este presiunea absolută, în Pa,
Δp – presiunea dinamică, indicată în mbar și transformată în Pa,
α - factorul tubului Pitot, între 0 ÷ 1.50,
t - temperatura gazelor de ardere, în °C,
575 – factor ce ține seama de construcția instrumentului.

Astfel debitul de gaze uscate analizate se calculează:

$$\dot{V}_{gu} = w \cdot \frac{S}{10.000} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (5.10)$$

unde:

S este secțiunea canalului din sondă, în cm²,
w – viteza gazelor, în m/s.

Debitul masic pentru speciile CO, NO, SO₂ se calculează astfel:

$$\dot{m}_{CO} = C_{CO} \cdot \frac{M_{CO}}{22,4} \cdot \frac{T_0}{T} \cdot \frac{p}{p_0} \cdot \dot{V}_{gu} \cdot 10^{-6} \cdot 3600 \quad [\text{kg/h}] \quad (5.11)$$

$$\dot{m}_{NOx} = C_{NOx} \cdot \frac{M_{NOx}}{22,4} \cdot \frac{T_0}{T} \cdot \frac{p}{p_0} \cdot \dot{V}_{gu} \cdot 10^{-6} \cdot 3600 \quad [\text{kg/h}] \quad (5.12)$$

$$\dot{m}_{SO_2} = C_{SO_2} \cdot \frac{M_{SO_2}}{22,4} \cdot \frac{T_0}{T} \cdot \frac{p}{p_0} \cdot \dot{V}_{gu} \cdot 10^{-6} \cdot 3600 \quad [\text{kg/h}] \quad (5.13)$$

unde:

C_{CO}, C_{NO}, C_{SO₂} – concentrațiile volumice măsurate ale speciilor indicate, în ppm,

T – temperatura medie a gazelor prelevate, în K,

T₀ = 273,15 K,

p – presiunea absolută, în Pa,

p₀ = 101325 Pa,

M_{CO}, M_{NOx} și M_{SO₂} – masele molare ale gazelor menționate, în kg/kmol,

\dot{V}_{gu} - debitul de gaze uscate în m³/s, la presiunea p și temperatura T_a.

Se poate realiza automat și conversia unităților de măsură pentru emisiile gazoase, conform relațiilor cunoscute din literatura de specialitate, dar nu este recomandat.

Această conversie urmată de raportare a valorilor măsurate se realizează conform indicațiilor din legislația în vigoare și este foarte importantă. Conversia din ppm (concentrație volumică) în $\text{mg}/\text{m}^3_{\text{N}}$ (concentrație masică) se realizează cu relațiile:

$$C_{\text{CO}} = \frac{M_{\text{CO}}}{22,4} \cdot \frac{21 - O_{2,\text{ref}}}{21 - O_2} \cdot CO_{\text{ppm}} \quad [\text{mg}/\text{m}^3_{\text{N}}] \quad (5.14)$$

$$C_{\text{NO}_2} = \frac{M_{\text{NO}_2}}{22,4} \cdot \frac{21 - O_{2,\text{ref}}}{21 - O_2} \cdot (\text{NO} + \text{NO}_2)_{\text{ppm}} \quad [\text{mg}/\text{m}^3_{\text{N}}] \quad (5.15)$$

$$C_{\text{SO}_2} = \frac{M_{\text{SO}_2}}{22,4} \cdot \frac{21 - O_{2,\text{ref}}}{21 - O_2} \cdot \text{SO}_{2\text{ppm}} \quad [\text{mg}/\text{m}^3_{\text{N}}] \quad (5.16)$$

unde:

21 este concentrația volumică a oxigenului în aer, în %,
 $O_{2,\text{ref}}$ - oxigenul de referință conform legislației în vigoare, în %,
 22,4 - volumul molar în condițiile normale,
 O_2 - valoarea măsurată a concentrației volumice de oxigen, în %
 M_{CO} , M_{NO_x} și M_{SO_2} - masele molare, în kmol/kg
 CO_{ppm} - valoarea măsurată a concentrației de CO, în ppm,
 $(\text{NO} + \text{NO}_2)_{\text{ppm}}$ - valoarea măsurată a concentrației de NO_x , în ppm,
 $\text{SO}_{2\text{ppm}}$ - valori măsurate ale concentrației de SO_2 , în ppm

La motorul cu aprindere prin scânteie s-a considerat $O_{2,\text{ref}} = 5\%$, conform noiei TA Luft 2002.

După interconectarea celor trei elemente ale analizorului (unitate de control, unitate de analiză și sondă) se pornește aparatul, fie prin conectarea acestuia la rețeaua electrică de 220 V, fie prin bateria proprie de acumulatori.

În figura 5.34 se arată o imagine a ecranului aparatului, ce indică cum intră automat în procedura de calibrare la zero și de spălare a celulelor de reacție. Sonda aparatului nu este introdusă în canalul de evacuare a gazelor arse, pe parcursul acestei calibrări.



Figura 5.34. Imagine ce indică momentul de calibrare

la zero a analizorului

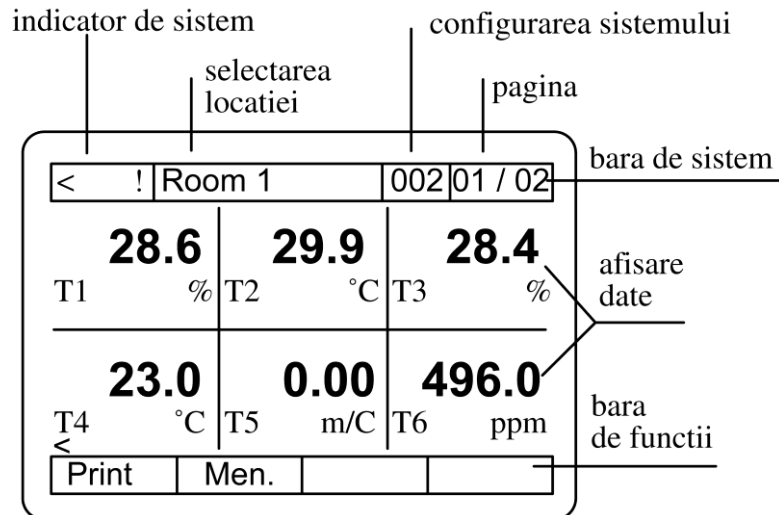


Figura 5.35. Ecran, Testo 350 [114]

După intrarea în regim a aparatului acesta trebuie programat ca să achiziționeze și să afișeze datele care prezintă interes pentru utilizator. În figura 5.35 se prezintă ecranul aparatului, din care rezultă valorile de temperatură măsurate.

Diferitele meniuri sunt afișate în extenso, fie prin atingerea ecranului cu un creion de contact, fie prin apăsarea tastelor specifice din dreptul meniurilor. Fiecărui meniu îi corespund unul sau mai multe submeniuri.

În figura 5.36 se prezintă detaliat fiecare submeniu în parte și parametrii caracteristici fiecăruia. Astfel, se observă că aparatul poate fi programat să pornească automat, pot fi alese unitățile de măsură pentru fiecare parametru în parte, și că se poate seta tipul canalului de curgere a gazelor, etc.

Reglarea aparatului pentru tipul de combustibil corespunzător este obligatorie, acesta fiind ales din baza de date a aparatului (figura 5.36). Dacă combustibilul nu este în baza de date a calculatorului instrumentului, este necesară și indicarea valorii $CO_{2,max}$ specifice.

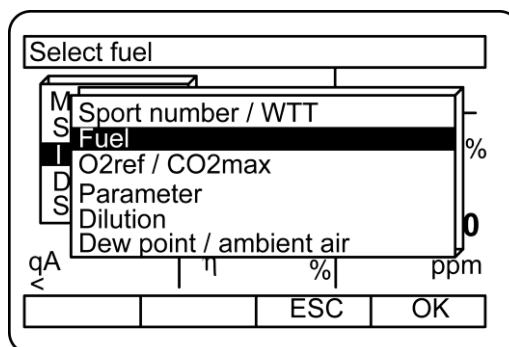


Figura 5.36. Imagine a ecranului specific bazei de alegere a combustibilului [114]

Valoarea corectă a oxigenului de referință se alege cu mult discernământ. După setarea parametrilor de măsurat (figura 5.37) se introduce sonda în canalul de gaze și se parcurg etapele de calibrare și măsurare propriu-zise. Datele măsurate sunt memorate și/sau vizualizate.

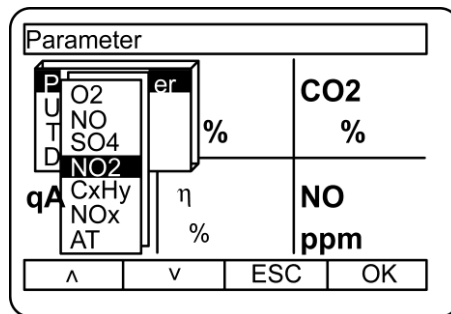


Figura 5.37. Ecran indicând posibilitatea de reglare a parametrilor și a unităților de măsură [114]

5.2.6 Sistemul de măsurare a debitului de combustibil

În calculul eficienței centralei de cogenerare trebuie să se determine consumul orar de combustibil în kg/h. În acest scop s-au realizat două sisteme adiționale de alimentare cu combustibil pentru motorul termic.

5.2.6.1 Sistemul de măsurare a debitului de combustibil lichid

Alimentarea motorului se realizează fără pompă de joasă presiune, prin "cădere" sau alimentare gravitațională. S-a păstrat aceeași distanță de la punctul cel mai jos al nivelului de combustibil până la carburator, pentru a evita situații de generare a unei presiuni mai mari, rezultate prin diferența de nivel decât a celei admise de producător.

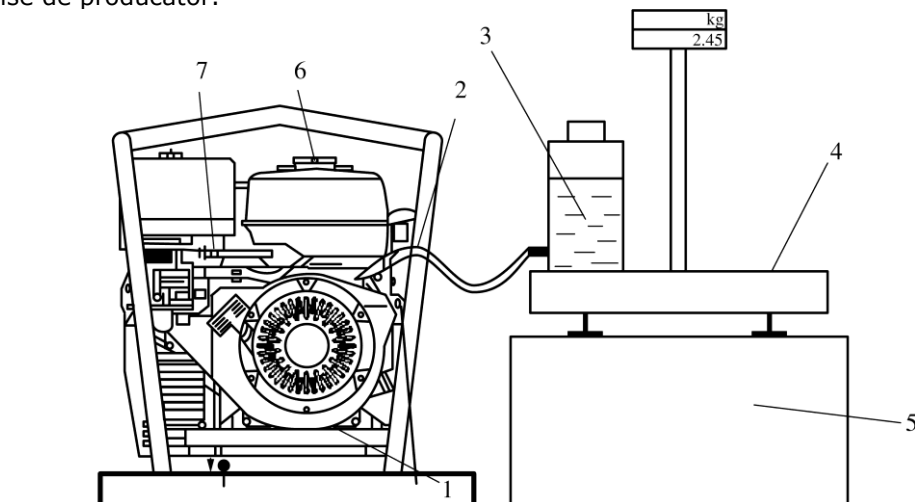


Figura 5.38. Sistemul de măsurare a debitului de combustibil:
1 - motor cu aprindere prin scânteie; 2 - furtun flexibil transparent de combustibil; 3 - rezervor adițional de combustibil; 4 - cântar; 5 - suport cântar; 6-rezervorul motorului termic; 7- sistem de ajustare încărcare

Cântarul digital DIBAL (figura 5.38) măsoară o masă de până la 150 kg. Are o structură robustă din aluminiu, și o eroare de măsurare de ± 0.5 g/kg, valorile citindu-se de pe ecranul digital (model VD-310 ABS) cu leduri, ce facilitează citirea [116].

La pornire, cântarul se calibrează la „0” automat, verificând simultan dacă există greutate tarate. Pentru a obține valoarea directă a masei combustibilului consumat în kg, la pornirea cântarului se procedează la tararea rezervorului. Măsurarea efectivă a debitului de combustibil consumat se realizează în intervalul de timp cronometrat de la pornirea motorului.

5.2.6.2 Sistemul de măsurare a debitului de combustibil gazos

Tema de cercetare a implicat crearea unui nou sistem de alimentare cu combustibil. Standul astfel a fost dotat cu sistemul de alimentare cu GPL Marini 88 Automatic, pilotat de STAG2-G (figura 5.39). Acest sistem de alimentare a fost conceput special pentru autoturismele care au motoare cu ardere internă tip Otto și sistem de alimentare cu combustibil clasic, carburatorul. Pentru soluția constructivă adoptată, standul de probă trebuie modificat. Instalației de cogenerare i s-a montat o pompă de recirculare, care asigură mișcarea unui fluid încălzit prin vaporizatorul instalației, pentru a se asigura temperatura necesară vaporizării gazului petrolier lichefiat, care ulterior este dirijat către motorul termic.

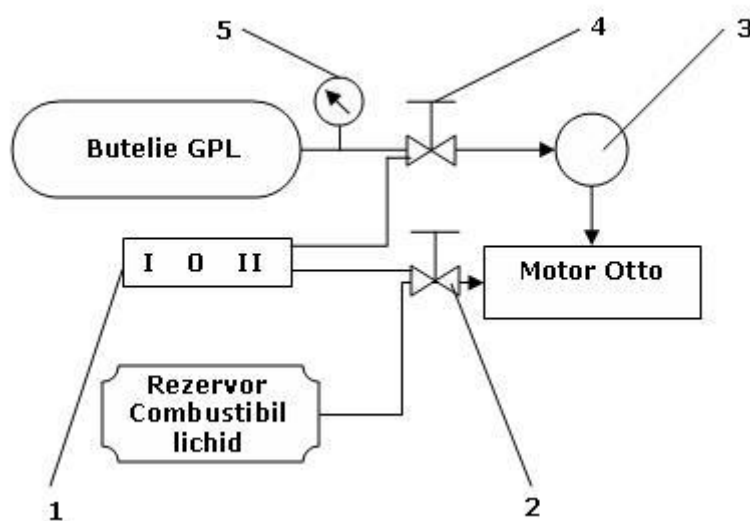


Figura 5.39. Sistemul de alimentare cu combustibil GPL:
1 – comutator, 2 – electrovană combustibil lichid, 3- vaporizator GPL,
4- electrovană combustibil gazos

Trecerea de la un tip de combustibil la celălalt se face exclusiv de către operator prin acționarea comutatorului 1. La punerea comutatorului în poziția „0” sistemul închide alimentarea completă cu combustibil, în poziția 1 se deschide electrovana ce permite alimentarea motorului cu combustibil lichid, iar la punerea comutatorului pe poziția 2 se închide alimentarea cu combustibil lichid al motorului

și se deschide electrovana ce permite trecerea combustibilului gazos în motor, prin diferitele sisteme auxiliare ale instalației de alimentare cu GPL.

Pentru determinarea cantității de GPL în unitatea de timp, s-a folosit același cântar electronic DIBAL, cu care s-a efectuat cântărirea directă în timp (pe durata măsurărilor) a rezervorului de GPL. La determinarea consumului s-a folosit același principiu descris și pentru situațiile realizate atunci când combustibilul primar a fost benzina.

5.2.7 Sistemul de măsurare a debitului de apă

Pentru a calcula eficiența termică a centralei de cogenerare trebuie să se cunoască debitul de apă ce trece prin recuperatorul de căldură. Pentru contorizare s-a folosit un debitmetru cu turbină produs de firma AEM, cu un singur jet, ce a fost racordat la rețeaua de apă rece a laboratorului. Debitmetru cu turbină are o construcție simplă și este realizat din material rezistent la coroziune, în concordanță cu normele OMIL R49, R72 și standardul SR ISO 4064 [117]. Cadranul debitmetrului afișează 5 cifre pentru m^3 și 3 cifre pentru sub diviziuni. Debitmetru cu turbină este prevăzut și cu un cadran rotativ ce indică consumul de apă în litri. Caracteristicile tehnice : debit nominal $Q_n = 1.5 m^3/h$, debit maxim $Q_{max} = 3 m^3/h$, debit tranzitoriu $Q_t = 0,120, \dots, 0,150 m^3/h$, debit minim $Q_{min} = 0,030, \dots, 0,060 m^3/h$, presiunea maximă de lucru $p_{max} = 10 \text{ bar}$, temperatura maximă de lucru $t_{max} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$, valoarea maximă citită $99999,999 m^3$, valoarea minimă citită $0,05 l$.

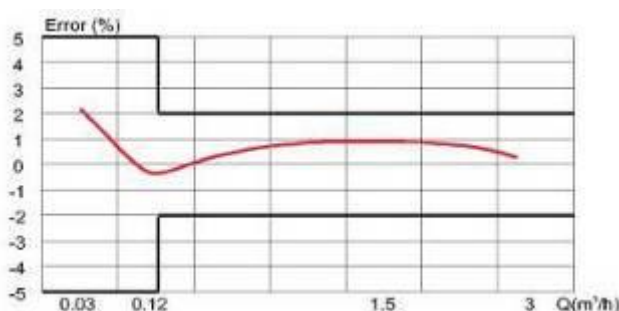


Figura 5.40. Debitmetru cu turbină și diagrama erorilor [26]

Citirea valorii debitului de apă folosită pentru răcire se realizează în concordanță cu citirea debitului de combustibil. Diagrama 1 din figura 5.40 reprezintă curba de etalonare a debitmetrului cu turbină

5.2.8 Reostatele de încărcare a motorului

Pentru a determina randamentul termic al centralei în cogenerare s-a folosit un recuperator de căldură descris în subcapitolul 5.2.2. Determinarea randamentului electric presupune solicitarea generatorului în diferite trepte de încărcare cu dispozitive numite reostate. Reostatele electrice, cu care a fost încărcat motorul, sunt dispozitive care se găsesc pe piață. S-au ales aceste dispozitive pentru a simula cât mai corect încărcarea. Având în vedere că aceste dispozitive nu sunt de precizie mare când este vorba de puterea consumată, în consecință încărcarea totală a motorului termic va trebui recalculată. Pentru a calcula încărcarea electrică

este necesar a se cunoaște tensiunea curentului alternativ produs de către generator și intensitatea. Tensiunea se măsoară cu un voltmetru, iar intensitatea curentului se va măsura cu un ampermetru intercala în circuitul de consumatori. Întreg subsansamblu este figurat schematic în figura 5.41.

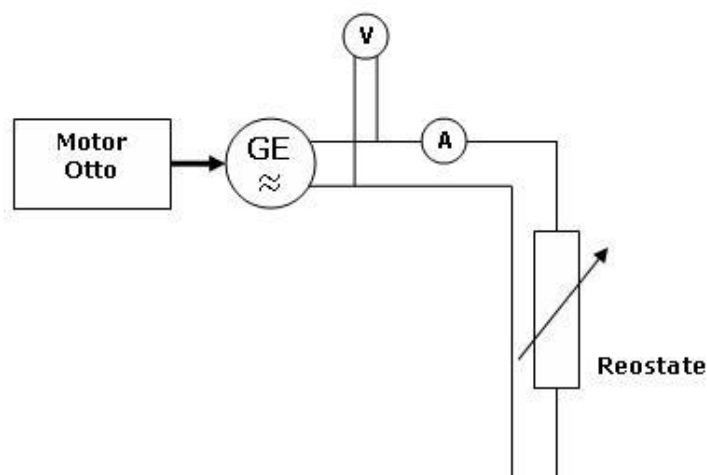


Figura 5.41. Schema subsansamblului încărcare electrică

Prin înmulțirea intensității curentului și a tensiunii se obține puterea electrică consumată, în VA. Se aproximează că 1 VA este egal cu 1 W.

5.3 Stabilirea punctelor de măsură și control pe standul de probă

Pentru determinarea parametrilor efectivi necesari în calculul eficienței centralei de cogenerare s-au măsurat nouă parametri principali:

- cinci valori ale temperaturi,
- o valoare de debit de combustibil,
- o valoare pentru debitul de apă,
- un set de date reprezentând concentrațiile emisiilor poluante.

S-au ales ca și puncte de măsură pentru temperaturile gazelor evacuate zone de la extremitățile schimbătorului de căldură, unde curgerea este uniformă. Transferul de căldură începe la intrarea gazelor de ardere în schimbător, respectiv pentru apă la intrarea în schimbător. Pentru monitorizarea acestor temperaturi s-au folosit patru termocupluri, diferite ca și soluție constructivă și totodată ca domeniu de măsurare.

Se subliniază faptul că măsurarea cu acuratețe sporită a temperaturilor este criteriul dominant în calculul corect al eficienței centralei de cogenerare. De aceea, s-au folosit doar instrumente de măsură calibrate ce folosesc calculatorul ca suport. Pentru instalația de cogenerare s-a prevăzut și folosit, programul LabView 8.5 și o placă de achiziție.

O altă mărime importantă în calculul de eficiență este consumul de carburant. Acesta s-a determinat direct, în grame folosind un cântar și un rezervor adițional, respectiv un manomeru plasat pe conducta de alimentare cu GPL al

motorului termic. Măsurătoarea s-a făcut în unitatea de timp aleasă pentru întreg setul de măsurători.

Debitul de apă de răcire este o altă mărime de care este nevoie pentru calculul eficienței. S-a folosit un debitmetru cu turbină AEM standard calibrat superior, cu un singur jet. Citirea valorilor de consum s-a făcut în aceeași unitate de timp, pentru întreg setul de măsurători, în corelația cu citirea/înregistrarea valorilor de debit de combustibil.

Ultimul aspect esențial rezolvat, este problema legată de punctele de prelevare a noxelor de către analizorul de gaze TESTO 300 XXL. Zona de prelevare pentru măsurarea a concentrațiilor emisiilor este la ieșirea gazelor de ardere din ajutoraj, după ce acestea au trecut prin schimbătorul de căldură. Măsurătorile au fost realizate cu o frecvență mare de citiri, pentru a putea contura complet fenomenele și a le interpreta cât mai corect.

5.4 Aspecte referitoare la realizarea unor regimuri de lucru stabile

Grupul generator ce intră în componența centralei de cogenerare este un generator de curent monofazic 220V-50 Hz, având o aplicabilitate foarte largă, de la diferite procese industriale, până la nevoi personale, chiar în deplasări ocazionale.

Din specificațiile grupului reiese că generatorul de curent este legat direct de motor printr-un cuplaj cu pană de arborele cotit al acestuia. Încărcarea motorului în acest caz depinde direct de încărcarea generatorului electric. În consecință, pentru a încărca centrala de cogenerare este necesar să existe consumatori electrici.

Pentru a determina valorile temperaturilor, debitelor, consumului de combustibil și în final a calcula eficiența centralei de cogenerare s-au cuplat la generatorul electric reostate cu puteri diferite pentru a varia astfel trei trepte de încărcare. Regimurile de lucru reglate pentru microcentrala de cogenerare sunt:

1. Treapta de încărcare 2000W, ce reprezintă 40 % din puterea motorului folosind:

- 1.1 Benzină în proporție de 100 %,
- 1.2 Gaz petrolier lichefiat în proporție de 100 %.

2. Treapta de încărcare 4000 W, ce reprezintă 80 % din puterea motorului folosind:

- 2.1 Benzină în proporție de 100 %,
- 2.2 Gaz petrolier lichefiat în proporție de 100 %.

3. Treapta de încărcare 5000 W, ce reprezintă 100 % din puterea motorului folosind:

- 3.1 Benzină în proporție de 100 %,
- 3.2 Gaz petrolier lichefiat în proporție de 100 %.

5.5 Rezumat capitol 5

S-a conceput și realizat standul de cogenerare, o instalație experimentală care să permită în funcție de 2 combustibili studiul eficienței procesului de cogenerare.

- s-a calculat și realizat un schimbător de căldură compact special,
- s-a realizat un sistem modern de măsurare continuă a parametrilor termodinamici incluzând un program de achiziții și prelucrare a datelor.

Instalația cu toate dotările permite astfel determinarea eficienței de generare a energiei electrice și termice, în condițiile unei încărcări variabile (2, 4 și 5 kW) în baza folosirii a doi combustibili fosili.

- motorul cu aprindere prin scânteie care, în baza energiei chimice a combustibilului, prin ardere, generează energie mecanică, și de care este legat direct, fără reductor de turație, sistemul de generare a energiei electrice,

- generatorul propriu-zis, care transformă energia mecanică în energie electrică,

- schimbătorul de căldură, ce transformă energia gazelor de ardere din m.a.s în energie termică,

- reostatul de încărcare al grupului generator, care simulează sarcina electrică,

- Senzorii de măsurare a temperaturii.

Este menționat și sistemul de achiziție de date, care monitorizează parametrii termodinamici ai instalației continuu pe perioada experimentelor și este format din: convertorul analogic digital Pixsys ATR 243 ABC, placa de achiziție de date, programul de achiziție de date

Au mai fost descrise : sistemul de măsurare a debitului de combustibil, sistemul de măsurare a debitului de apă, reostatele de încărcare ale motorului.

Au fost stabilite punctele de măsură și control pe standul de probă după cum urmează: cinci valori ale temperaturilor, o valoare de debit de combustibil, o valoare pentru debitul apă, un set de date reprezentând concentrațiile emisiilor poluante.

6. STUDII TEORETICE ȘI CERCETĂRI EXPERIMENTALE FOLOSIND COMBUSTIBILI ALTERNATIVI

6.1 Stabilirea planului de măsurători și a parametrilor de lucru

În funcție de scopul țintă se aleg parametrii de monitorizare ai unei instalații, în care se analizează fenomenele pentru a să se trage concluzii pertinente. În cazul co-generării se urmărește evaluarea randamentului de generare a celor două forme de energie.

Planul de măsurători urmărește în consecință monitorizarea tuturor parametrilor necesari pentru determinarea eficienței procesului de co-generare.

Cu ajutorul programului de achiziție de date se vor înregistra în timp real pe durata măsurătorilor temperaturile instalației de cogenerare. Temperaturile instalației de cogenerare necesare calculului de eficiență sunt:

- temperatura gazelor de ardere la intrare în schimbătorul de căldură;
- temperatura gazelor de ardere la ieșire din schimbătorul de căldură;
- temperatura apei de răcire la intrare în schimbătorul de căldură;
- temperatura apei de răcire la ieșirea din schimbătorul de căldură.

Simultan cu măsurarea temperaturilor se va înregistra și debitul de combustibil, parametru care oferă informația cantității de energie introdusă în instalația de cogenerare.

Pentru a cuantifica cantitatea de energie recuperată din gazele de ardere, simultan cu înregistrările debitului de combustibil și a temperaturilor se va înregistra și debitul apei de răcire.

Studiul s-a conturat în jurul influențelor a doi parametrii majori:

- gradul de încărcare a grupului,
- tipul de combustibil folosit.

Simultan alterând acești doi parametri termodinamici, s-a determinat și impactul grupului co-generativ asupra mediului.

- Pentru a realiza o simulare cât mai aproape de situația reală, s-au ales trei situații de încărcare: 2, 4 și 5 kW pentru ambele tipuri de combustibili.

Însumate s-au analizat 6 situații distincte. Prin metode specifice continue de prelevare a probelor s-au determinat următoarele dependențe:

1. variația concentrației de CO în funcție de încărcare și tipul de combustibil folosit,
2. variația concentrației de NO și NO_x în funcție de încărcare și tipul de combustibil folosit
3. variația procentuală a O₂ și CO₂ în funcție de încărcare și tipul de combustibil folosit,

4. consumul mediu de combustibil în funcție de încărcare și tipul de combustibil folosit,
5. valorile temperaturilor,
6. debitul de apă folosită ca agent de lucru pentru co-generarea a energiei termice din combustibilul primar.

6.2 Calculul arderii folosind combustibili alternativi

Calculul arderii este important în dimensionarea instalațiilor de ardere, dar și pentru a avea un instrument de evaluare a impactului asupra mediului ale acestora.

În opoziție cu sloganul ecologist "un om curat într-o lume curată", se constată că există un impact nedorit al motoarelor cu ardere internă asupra mediului deoarece îl poluează, prin emisii de gaze nocive și prin zgomot în principal, dar și prin alte inconveniente, aparent de o mai mică însemnătate (cum ar fi scurgerile de uleiuri și combustibili, deșeurile din procesul de fabricație sau de reciclare al vehiculelor, perturbațiile electromagnetice induse, etc.) [29].

Efectul poluant cel mai important la motoarele cu ardere internă (termen abreviat m.a.i.) este datorat prezenței emisiilor de gaze dăunătoare în gazele de ardere, emisii care apar datorită arderii incomplete și imperfecte (atestată prin prezența speciilor CO, C_mH_n în gazele de ardere) a combustibilului în m.a.i., dar și ca urmare a unor mecanisme standard de geneză (cazul NO_x).

Arderea ideală a combustibililor în ciclul Otto ar genera doar compuși stabili și netoxici în gazele de ardere, (O₂, N₂, H₂O), alături de prezența CO₂. Totuși, în condiții reale, emisiile conțin și ali poluanți: NO_x, SO₂, CO, CH₄, N₂O, etc. și gaze cu efect de seră (CO₂), așa cum relevă figura 6.1.

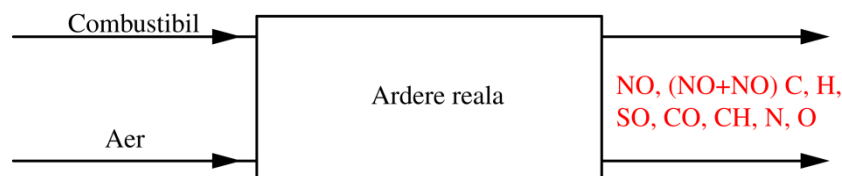


Figura 6.1. Arderea reală a combustibililor

Analizorul de gaze care s-a folosit pentru măsurarea concentrației emisiilor din gazele de ardere ale motorului cu aprindere prin scânteie precum și determinarea unor parametri termodinamici este TESTO 350 M/XL. Acesta permite măsurarea simultană a concentrațiilor emisiei de SO₂, CO, CO₂, O₂, NO, NO₂ și NO_x.

Calculul arderii în cazul unui singur combustibil (benzină), este prezentat pentru cazul celor trei încărcări: 2, 4 și 5 kW.

Un parametru foarte important în calculul arderii este coeficientul excesului de aer λ . Analizorul de gaze nu măsoară direct acest parametru, el este calculat ca și raportul dintre CO_{2max} și CO₂.

$$\lambda = \frac{L_{min}}{L} \quad [-] \quad (6.1)$$

unde:

L_{min} este aerul minim necesar arderii, în m³N/kg,

L - cantitatea reală de aer, în m^3N/kg .

Calculul arderii se realizează în mai multe etape și se bazează pe:

a) compoziția procentuală masică a benzinei:

$$\begin{aligned} c &= 85 \% \\ h &= 14,9 \% \\ s &= 0,05 \% \\ o &= 0,04 \% \\ h &= 0,01 \% \end{aligned}$$

b) puterea calorifică inferioară a benzinei H_i , garantată prin buletinul de analiză și verificată experimental prin testare în bomba calorimetrică:

$$H_i = 43698 \text{ MJ/kg}$$

Astfel oxigenul minim necesar arderii este:

$$O^{\min} = \frac{22,414}{12} \cdot \left[c + 3 \cdot \left(h - \frac{o-s}{8} \right) \right] \quad [m^3 \sim /kg] \quad (6.2)$$

unde:

22,414 este volumul molar în condiții normale, în $m^3/kmol$,
 c - participarea masică a carbonului, în valoare absolută,
 h - participarea masică a hidrogenului, în valoare absolută,
 o - participarea masică a oxigenului, în valoare absolută,
 s - participarea masică a sulfului, în valoare absolută.

Încărcare 2 kW, 4 kW și 5 kW:

$$O^{\min} = \frac{22,414}{12} \cdot \left[0,85 + 3 \cdot \left(0,149 - \frac{0,0004 - 0,0005}{8} \right) \right] = 2,42 \quad [m^3 \sim /kg] \quad (6.3)$$

Aerul minim necesar arderii este:

$$L^{\min} = \frac{O^{\min}}{0,21} \quad [m^3 \sim /kg] \quad (6.4)$$

unde:

O^{\min} este cantitatea de oxigen minimă necesară arderii

$$L^{\min} = \frac{2,42}{0,21} = 11,53 \quad [m^3 \sim /kg] \quad (6.5)$$

Cantitatea reală de aer devine:

$$L = \lambda \cdot L^{\min} \quad [m^3 \sim /kg] \quad (6.6)$$

unde:

L^{\min} este aerul minim necesar arderii, în m^3N/kg ,
 λ - coeficientul excesului de aer, adimensional.

Pentru încărcarea de 2 kW:

$$L = 1,23 \cdot 11,53 = 14,19 \quad [\text{m}^3_N/\text{kg}] \quad (6.7)$$

Valoarea lui λ a fost măsurată la încărcare de 2 kW.

Pentru încărcarea de 4 kW:

$$L = 1,13 \cdot 11,53 = 13,03 \quad [\text{m}^3_N/\text{kg}] \quad (6.8)$$

Valoarea lui λ a fost măsurată la încărcare de 4 kW.

Pentru încărcarea de 5 kW:

$$L = 1,01 \cdot 11,53 = 11,65 \quad [\text{m}^3_N/\text{kg}] \quad (6.9)$$

Valoarea lui λ a fost măsurată la încărcare de 5 kW.

Produsele arderii sunt exprimate prin:

- cantitatea de dioxid de carbon, provenit din carbonul din combustibil:

$$V_{CO_2} = \frac{22,414}{12} \cdot c \quad [\text{m}^3_{\sim}/\text{kg}] \quad (6.10)$$

unde:

c este participarea masică a carbonului, în valoare absolută, în combustibil

Pentru încărcarea de 2 kW, 4 kW și 5 kW:

$$V_{CO_2} = \frac{22,414}{12} \cdot 0,85 = 1,59 \quad [\text{m}^3_N/\text{kg}] \quad (6.11)$$

- cantitatea de dioxid de sulf provenit doar din sulful conținut de combustibil:

$$V_{SO_2} = \frac{22,414}{32} \cdot s \quad [\text{m}^3_{\sim}/\text{kg}] \quad (6.12)$$

unde:

s este participarea masică a sulfului, în valoare absolută, în combustibil.

Pentru încărcarea de 2 kW, 4 kW și 5 kW:

$$V_{SO_2} = \frac{22,414}{32} \cdot 0,0005 = 0 \quad [m^3 N/kg] \quad (6.13)$$

- cantitatea de oxigen, provenit doar din aerul neutilizat în ardere

$$V_{O_2} = (\lambda - 1) \cdot O^{min} \quad (6.14)$$

unde:

λ este coeficientul excesului de aer,

O^{min} - cantitatea de oxigen minim necesar arderii.

Pentru încărcarea de 2 kW:

$$V_{O_2} = (1,23 - 1) \cdot 2,42 = 0,5571 \quad (6.15)$$

Pentru încărcarea de 4 kW:

$$V_{O_2} = (1,13 - 1) \cdot 2,42 = 0,3148 \quad (6.16)$$

Pentru încărcarea de 5 kW:

$$V_{O_2} = (1,01 - 1) \cdot 2,42 = 0,0242 \quad (6.17)$$

- cantitatea de azot, provenit atât din azotul din combustibil, cât și din azotul din aerul introdus în exces pentru ardere (în proporție volumică de 0,79):

$$V_{N_2} = \frac{22,414}{28} \cdot n + 0,79 \cdot L \quad [m^3 N/kg] \quad (6.13)$$

unde:

n este participarea masică a azotului în combustibil, în %

L - cantitatea reală de aer.

Pentru încărcarea de 2 kW:

$$V_{N_2} = \frac{22,414}{28} \cdot 0 + 0,79 \cdot 14,19 = 11,21 \quad [m^3 N/kg] \quad (6.19)$$

Pentru încărcarea de 4 kW:

$$V_{N_2} = \frac{22,414}{28} \cdot 0 + 0,79 \cdot 13,03 = 10,30 \quad [m^3 N/kg] \quad (6.20)$$

Pentru încărcarea de 5 kW:

$$V_{N_2} = \frac{22,414}{28} \cdot 0 + 0,79 \cdot 11,65 = 9,20 \quad [m^3_N/kg] \quad (6.21)$$

- cantitatea de umiditate din gazele de ardere, provenită, din oxidarea hidrogenului și din umiditatea din aerul introdus pentru ardere:

$$V_{H_2O} = \frac{22,414}{2} \cdot h + \frac{\rho_{aer}^0}{\rho_{H_2O}} \cdot \frac{d}{1000} \cdot L \quad [m^3_{\sim}/kg] \quad (6.22)$$

unde:

h este participarea masică a hidrogenului în combustibil, în valoare absolută,

ρ_{aer}^0 - densitatea aerului uscat, în kg/m^3_N ,

$\rho_{H_2O}^0$ - densitatea vaporilor de apă, în kg/m^3_N ,

d - conținutul de umiditate în aer, în g/kg aer uscat.

Pentru încărcarea de 2 kW:

$$V_{H_2O} = \frac{22,414}{2} \cdot 0,149 + \frac{1,293}{0,804} \cdot \frac{10}{1000} \cdot 14,19 = 1,82 \quad [m^3_N/kg] \quad (6.23)$$

Pentru încărcarea de 4 kW:

$$V_{H_2O} = \frac{22,414}{2} \cdot 0,149 + \frac{1,293}{0,804} \cdot \frac{10}{1000} \cdot 13,03 = 1,81 \quad [m^3_N/kg] \quad (6.24)$$

Pentru încărcarea de 5 kW:

$$V_{H_2O} = \frac{22,414}{2} \cdot 0,149 + \frac{1,293}{0,804} \cdot \frac{10}{1000} \cdot 11,65 = 1,79 \quad [m^3_N/kg] \quad (6.25)$$

Volumul gazelor de ardere este exprimat prin:

- cantitatea gazelor uscate:

$$V_{gu} = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{O_2} + V_{N_2} \quad [m^3_{\sim}/kg] \quad (6.26)$$

unde:

V_{CO_2} este cantitatea dioxidului de carbon, în m^3_{\sim}/kg ,

V_{SO_2} - cantitatea dioxidului de sulf, în m^3_{\sim}/kg ,

V_{O_2} - cantitatea oxigenului, în m^3_{\sim}/kg ,

V_{N_2} - cantitatea de azot, în m^3_{\sim}/kg .

Pentru încărcarea de 2 kW:

$$V_{gu} = 1,59 + 0 + 0,5571 + 11,21 = 13,35 \quad [\text{m}^3 \text{N}/\text{kg}] \quad (6.27)$$

Pentru încărcarea de 4 kW:

$$V_{gu} = 1,59 + 0 + 0,3148 + 10,30 = 12,20 \quad [\text{m}^3 \text{N}/\text{kg}] \quad (6.28)$$

Pentru încărcarea de 5 kW:

$$V_{gu} = 1,59 + 0 + 0,0242 + 9,20 = 10,82 \quad [\text{m}^3 \text{N}/\text{kg}] \quad (6.29)$$

- cantitatea totală a gazelor de ardere:

$$V_{gt} = V_{gu} + V_{H_2O} \quad [\text{m}^3 \text{N}/\text{kg}] \quad (6.30)$$

unde:

V_{gu} este volumul gazelor de ardere uscate, în $\text{m}^3 \text{N}/\text{kg}$,

V_{H_2O} cantitatea de umiditate din gazele de ardere, provenită, din oxidarea hidrogenului și din umiditatea din aer, în $\text{m}^3 \text{N}/\text{kg}$.

Pentru încărcarea de 2 kW:

$$V_{gt} = 13,35 + 1,82 = 15,17 \quad [\text{m}^3 \text{N}/\text{kg}] \quad (6.31)$$

Pentru încărcarea de 4 kW:

$$V_{gt} = 12,20 + 1,81 = 14,01 \quad [\text{m}^3 \text{N}/\text{kg}] \quad (6.32)$$

Pentru încărcarea de 5 kW:

$$V_{gt} = 10,82 + 1,79 = 12,61 \quad [\text{m}^3 \text{N}/\text{kg}] \quad (6.33)$$

Tabelul 6.1 prezintă cumulat rezultatele calculelor arderii pentru benzină.

Tabelul 6.1. Rezultatele calculului arderii pentru combustibilul de bază (benzină) și trei încercări.

Combustibil	Încărcare [kW]	λ [-]	O_{min} [$\text{m}^3 \text{N}/\text{kg}$]	L_{min} [$\text{m}^3 \text{N}/\text{kg}$]	L [$\text{m}^3 \text{N}/\text{kg}$]
Benzină	2	1.23	2.42	11.53	14.19
	4	1.13	2.42	11.53	13.03
	5	1.01	2.42	11.53	11.65

Combustibil	Încărcare [Kw]	V_{CO_2} m ³ N/kg	V_{H_2O} m ³ N/kg	V_{SO_2} m ³ N/kg	V_{O_2} m ³ N/kg	V_{N_2} m ³ N/kg	V_{O_2} m ³ N/kg	$V_{...}$ m ³ N/kg
Benzină	2	1.59	1.82	0.00	0.56	11.21	13.35	15.17
	4	1.59	1.81	0.00	0.31	10.30	12.20	14.01
	5	1.59	1.79	0.00	0.02	9.20	10.82	12.61

Valorile pentru coeficienții de exces de aer, sunt reali, determinați cu ajutorul analizorului de gaze.

Valorile concentrațiilor emisiilor poluante trebuie raportate conform legislației în vigoare pentru motoare cu aprindere prin scânteie. Legislația în vigoare pentru motoarele cu ardere internă este dată de TA Luft 2002

6.3 Experimentări cu combustibil clasic (benzină)

6.3.1 Măsurarea parametrilor efectivi ai centralei de cogenerare și interpretarea rezultatelor

Acest set de măsurători este necesar pentru a contura situația de referință pentru toate regimurile, ce vor fi cercetate, în scopul de a determina eficiența procesului de co-generare.

6.3.1.1 Măsurarea parametrilor efectivi ai centralei de cogenerare pentru treapta de 2 kW

Pentru a testa motorul încărcat cu 2 kW s-a folosit un singur reostat, conectat direct la generator prin intermediul prizei. La finalul încercărilor s-au generat prin programul de achiziție de date două fișiere separate. Un fișier redă valorile temperaturilor și cel de-al doilea valorile emisiilor poluante. Debitul de combustibil și debitul de apă au fost înregistrate manual, datorită tipului de senzor, în concordanță cu restul măsurătorilor. Rezultatele se prezintă sub formă grafică, pentru a se putea analiza mai intuitiv măsurătorile.

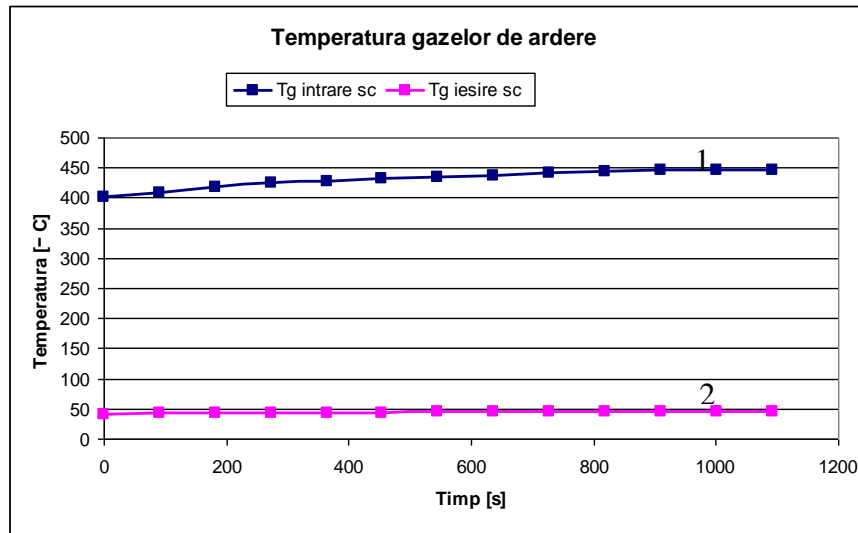


Figura 6.2. Variația temperaturii gazelor de ardere la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 2 kW, folosind benzină

Așa cum evidențiază variațiile din figura 6.2, s-a obținut o temperatură medie la intrarea în schimbătorul de căldură de $t = 431$ °C. Media temperaturilor gazelor la ieșirea din schimbătorul de căldură este $t = 43$ °C.

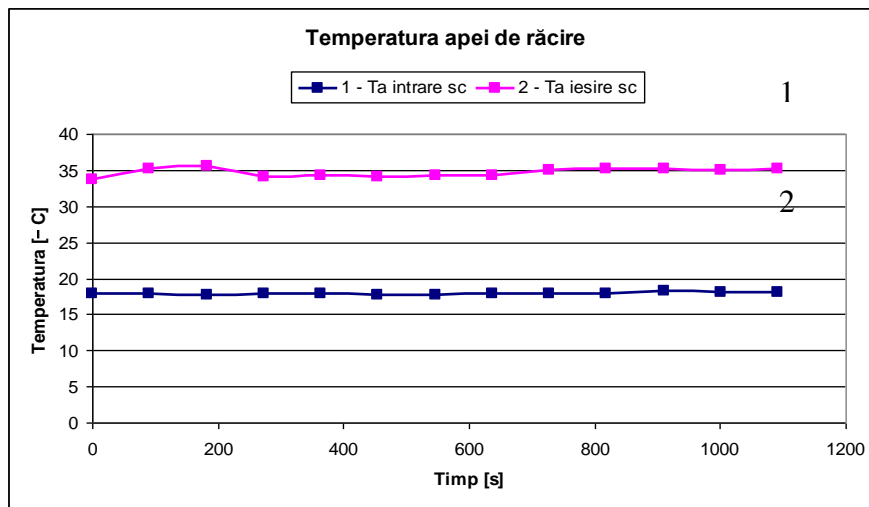


Figura 6.3. Variația temperaturii apei de răcire la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 2 kW, folosind benzină

Figura 6.3 prezintă variația temperaturilor apei de răcire, la intrarea în schimbător. Temperatura medie a apei la intrarea în schimbătorul de căldură este de $t = 17$ °C. Valoarea medie a temperaturii apei la ieșirea din schimbător este de $t = 34$ °C.

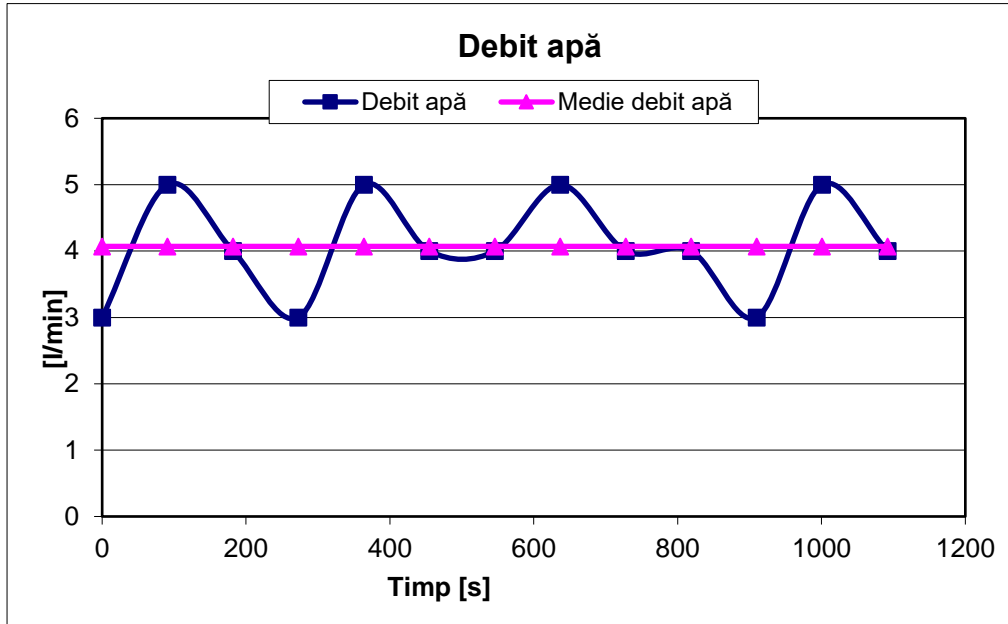


Figura 6.4. Variația debitului apei de răcire pentru treapta de încărcare 2 kW, folosind benzină

S-a încercat menținerea la o valoare constantă a debitului de apă. S-a reușit să se mențină o valoare medie de 4 l/min. În figura 6.45 sunt prezentate valorile acestuia pentru treapta de 2 kW. Abaterea de la o valoare constantă se explică prin fluctuațiile presiunii apei din rețeaua orașului. Acest fapt trebuie considerat real și probabil, mai ales că orice instalație de co-generare va funcționa, în condiții reale și nu artificial constante.

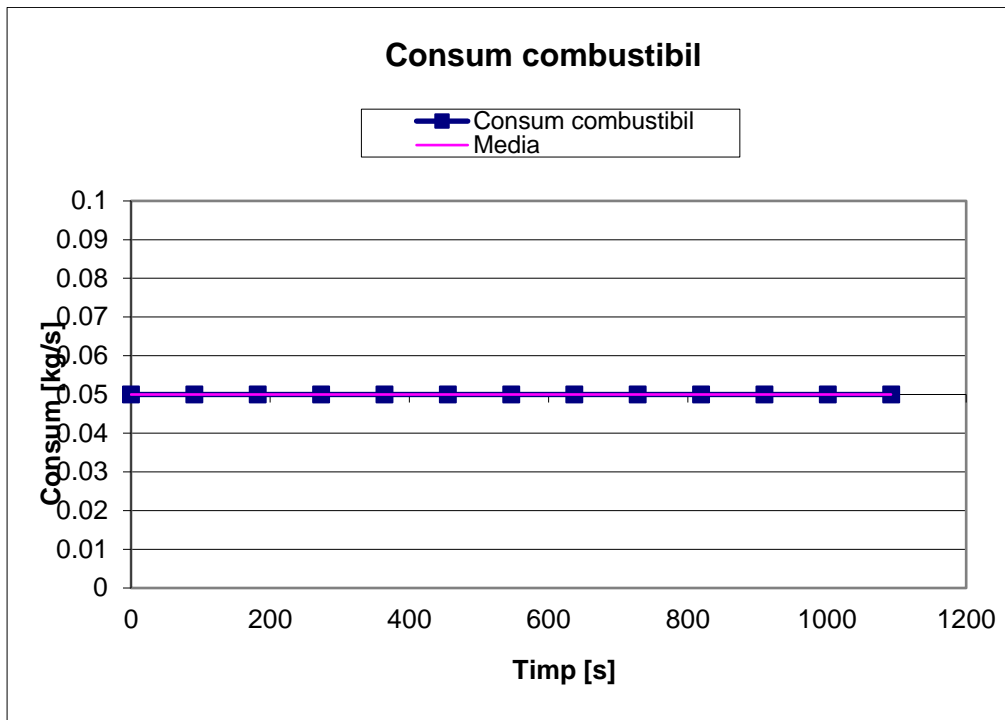


Figura 6.5. Variația consumului de benzină pentru treapta de încărcare de 2 kW

Figura 6.5 reprezintă variația consumului de combustibil pentru intervalul de timp considerat.

Se observă că nu există fluctuații pe curba de consum a instalației de cogenerare. Acestea evidențiază un regim de stabilitate. Se face mențiunea că pentru calcul s-au reținut valorile medii, trasate în graficul de variație. Simultan cu citirile debitelor de apă și de consum de combustibil s-au înregistrat și valorile concentrațiilor emisiilor poluante. Legislația de mediu în vigoare impune ca valorile emisiilor poluante să fie raportate la $O = 5\%$ părți volumice [73].

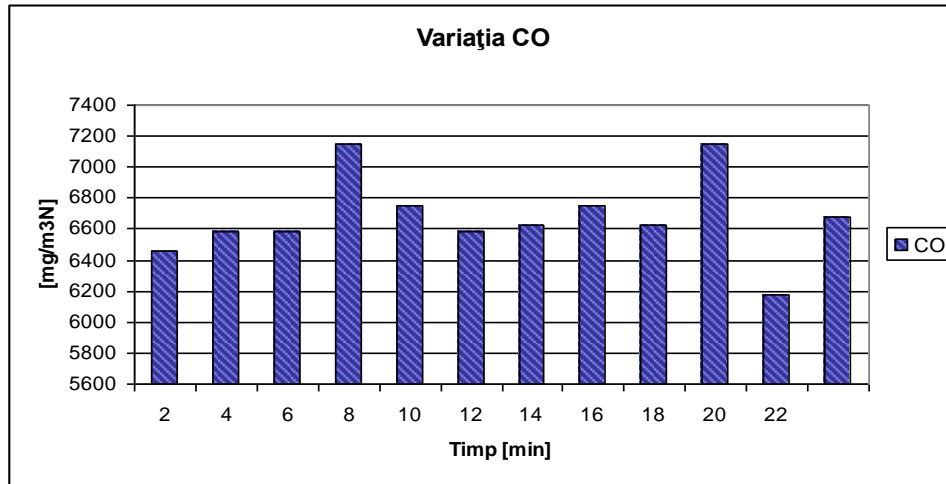


Figura 6.6. Variația concentrațiilor de CO, la o încărcare de 2 kW, folosind benzină, raportate la $O_{2,ref} = 5\%$

Valorile concentrațiilor emisiilor de CO din figura 6.6 obținute la acest regim sunt mari. Valoarea înregistrată pentru această specie este "normală" pentru un motor cu aprindere prin scânteie, răcit cu aer, monocilindric, cu sistem de alimentare prin carburație și funcționare în 4 timpi[26].

Valorile indică faptul că pe de-o parte arderea nu este perfectă, lipsa de oxigen determinând concentrații însemnate de CO. Pe de altă parte arderea este intensificată, intensificarea temperaturii din interiorul camerei de ardere determinând nivele mai mari de concentrații de NO. Din grafic se poate observa că valorile sunt constante.

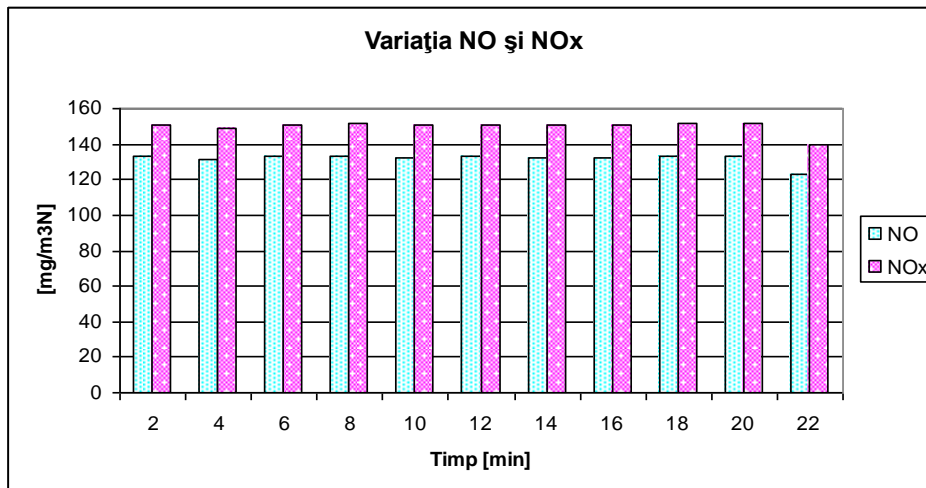


Figura 6.7. Variația concentrațiilor de NO și NO_x, la o încărcare de 2 kW, folosind benzină, raportate la $O_{2,ref} = 5\%$

Aceeași accentuare a valorilor emise se regăsește și pentru concentrațiile de NO_x și NO₂, de asemenea ridicate.

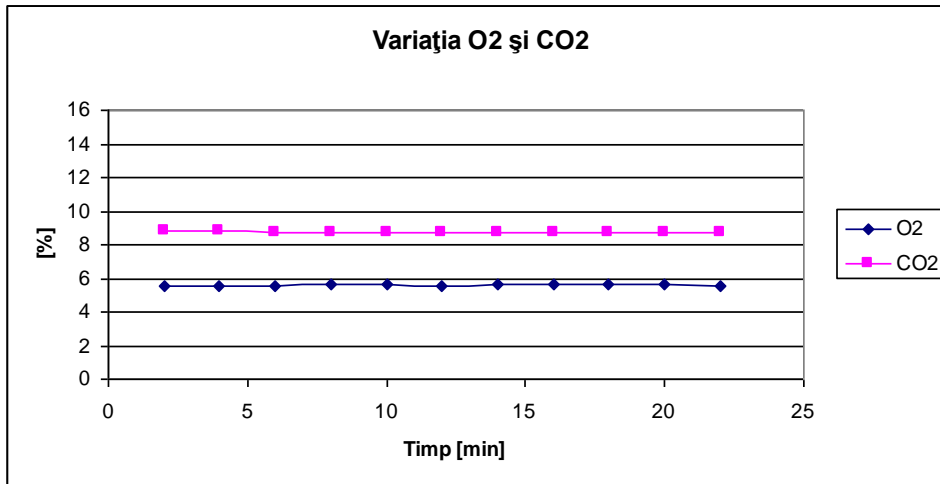


Figura 6.8. Variația concentrațiilor de O₂ și CO₂, la o încărcare de 2 kW, folosind benzină, raportate la O_{2,ref} = 5 %

Pentru O₂ și CO₂ s-au obținut valorile prezentate în figura 6.8. S-a obținut o constanță în jurul valorii de 8.73 % (părți volumice) pentru emisia de CO₂, iar pentru oxigen s-a înregistrat o valoare medie de 5,5 % părți volumice.

6.3.1.2 Măsurarea parametrilor efectivi ai centralei de co-generare pentru treapta de 4 kW

S-au repetat încercările pentru o încărcare de 4 kW. Încărcarea s-a realizat folosind mai multe reostate.

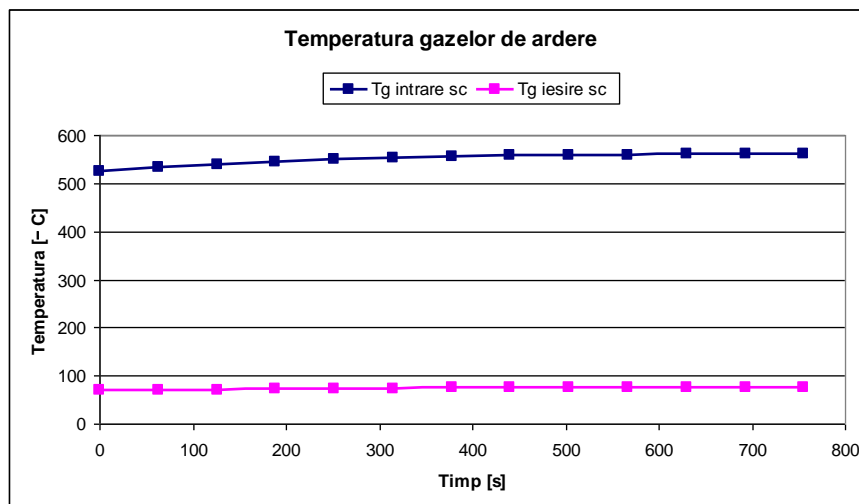


Figura 6.9. Variația temperaturii gazelor de ardere la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 4 kW, folosind benzină

Creșterea temperaturii gazelor de ardere, față de situația, obținută la încărcarea de 2 kW, este normală deoarece a crescut încărcarea. Temperatura medie a gazelor la intrarea în schimbător, determinată experimental, a fost $t = 551 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Valoarea medie obținută pentru temperatura gazelor de ardere, la ieșirea din schimbătorul de căldură pentru acest caz, $t = 73 \text{ }^{\circ}\text{C}$ (figura 6.9).

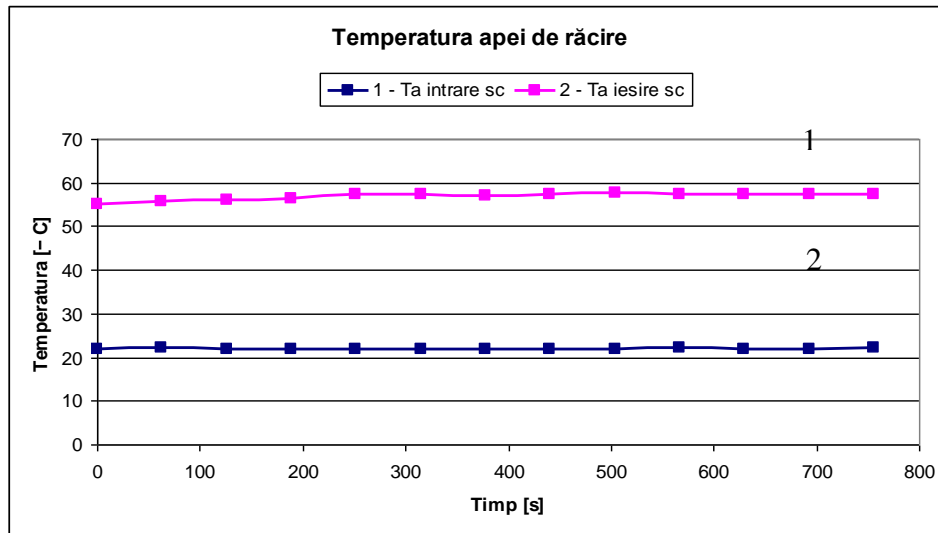


Figura 6.10. Variația temperaturii apei de răcire la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 4 kW, folosind benzină

Din figura 6.10 a rezultat:

- valoarea medie pentru temperatura apei de răcire la intrarea în schimbătorul de căldură $t = 22 \text{ }^{\circ}\text{C}$,
- valoarea temperaturii medii a apei de răcire, la ieșirea din schimbător este mai ridicată: $t = 56 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Această creștere, comparativ cu situația rezultată pentru treapta de încărcare 2 kW, se datorează modificării treptei de încărcare a motorului și e considerată normală.

Ca și în cazul precedent, variațiile temperaturilor obținute pentru mediul ambiant și aerul de răcire al motorului sunt corelate.

Debitul apei de răcire s-a menținut constant pe durata măsurărilor, în jurul valorii de 2 l/min (figura 6.11).

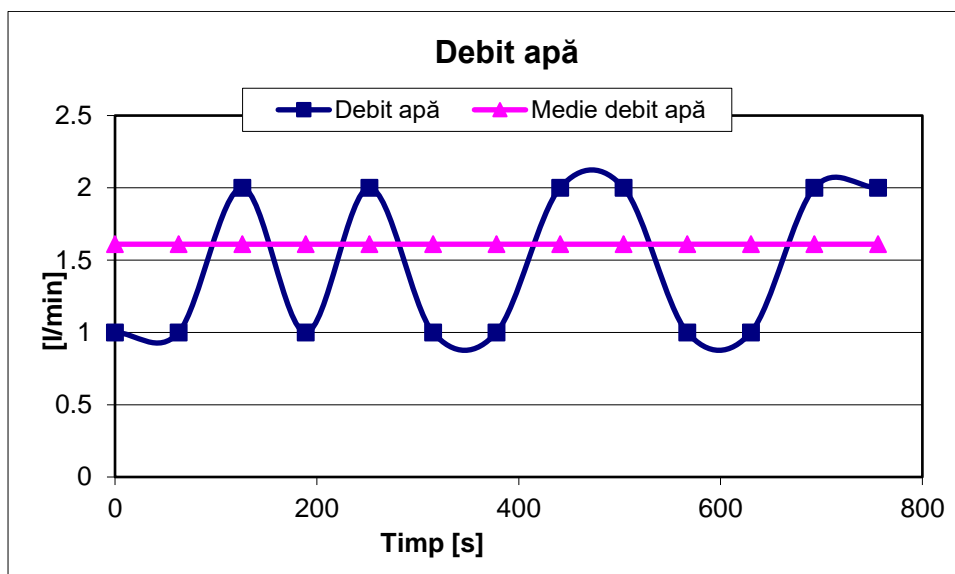


Figura 6.11. Variația debitului apei de răcire pentru treapta de 4 kW, folosind benzină.

În legătură cu figurile 6.12 și 6.13 se menționează ideea deja semnalată și la analiza regimului de încărcare de 2 kW. Generatorul a fost încercat în condiții reale. Este probabilă și o eroare de măsură (acceptabilă totuși), date fiind citirile de pe cadranul cântarului electronic, respectiv ale contorului de apă (ambele instrumente având dovada metrologică de verificare la zi).

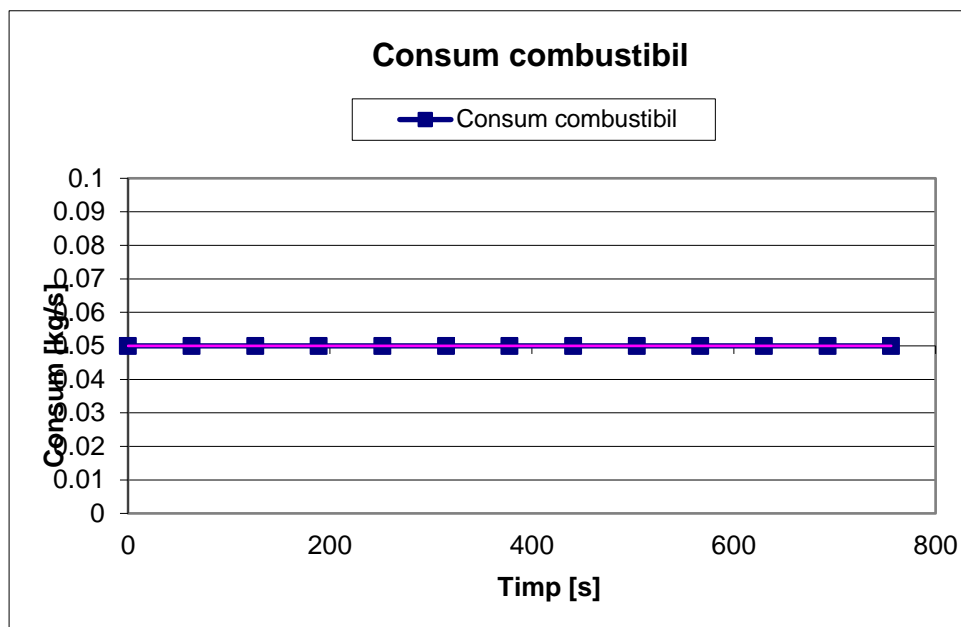


Figura 6.12. Variația consumului de benzină pentru treapta de încărcare 4 kW.

Consumul de carburant crește de la 1,97 kg/h pentru treapta de 2 kW la 2,85 kg/h pentru treapta de încărcare de 4 kW. Acest lucru se datorează creșterii încărcării motorului. Diferențele fiind sensibil vizibile comparativ cu figura 6.6. Valorile pentru concentrațiile emisiilor poluante mediate la treapta de încărcare de 4 kW sunt prezentate în figurile 6.13- 6.15.

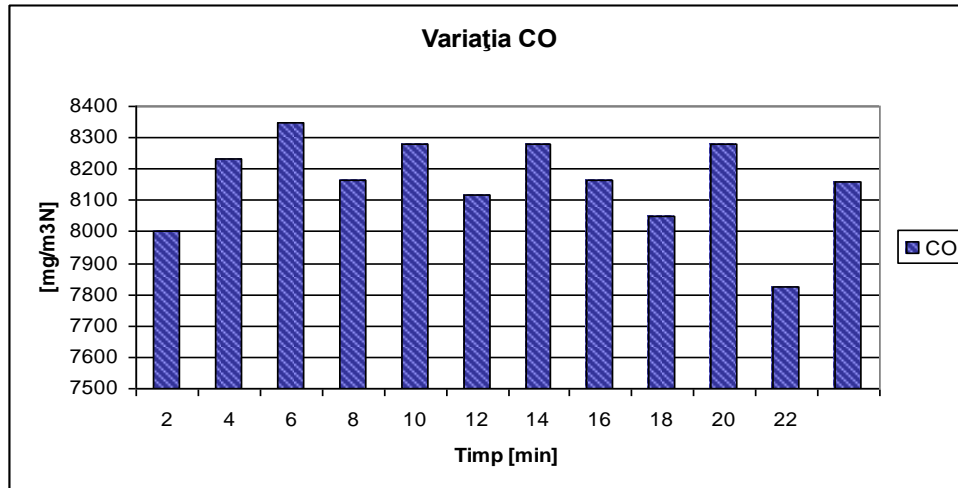


Figura 6.13. Variația concentrațiilor de CO, la o încărcare de 4 kW, folosind benzină, raportate la $O_{2.ref} = 5\%$.

Toate valorile concentrațiilor emisiilor au fost raportate la oxigenul de referință $O_{2.ref} = 5\%$.

Valorile obținute pentru specia de monoxid de carbon pentru treapta de 4 kW sunt prezentate în figura 6.14. Comparativ cu treapta de 2 kW, valorile sunt mai mari. Aceste valori indică o îmbunătățire a arderii, coroborat cu creșterea eficienței grupului de cogenerare.

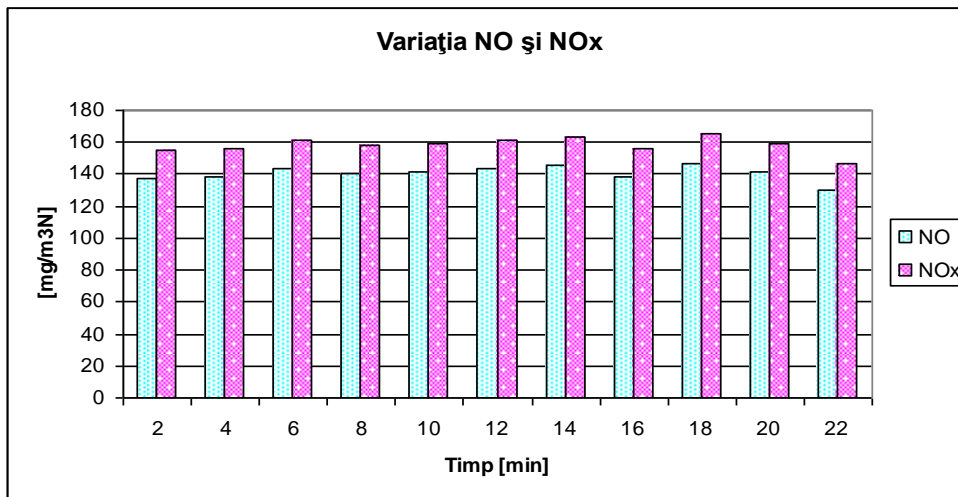


Figura 6.14. Variația concentrațiilor de NO și NO_x, la o încărcare de 4 kW, folosind motorină, raportate la $O_{2.ref} = 5\%$.

Figura 6.15, prezintă evoluția speciei de NO și NO_x. Pentru intervalul de timp adoptat, valorile sunt constante. În comparație cu cazul precedent emisia de NO respectiv de NO_x s-a intensificat, datorită creșterii temperaturilor și presiunilor pe ciclu.

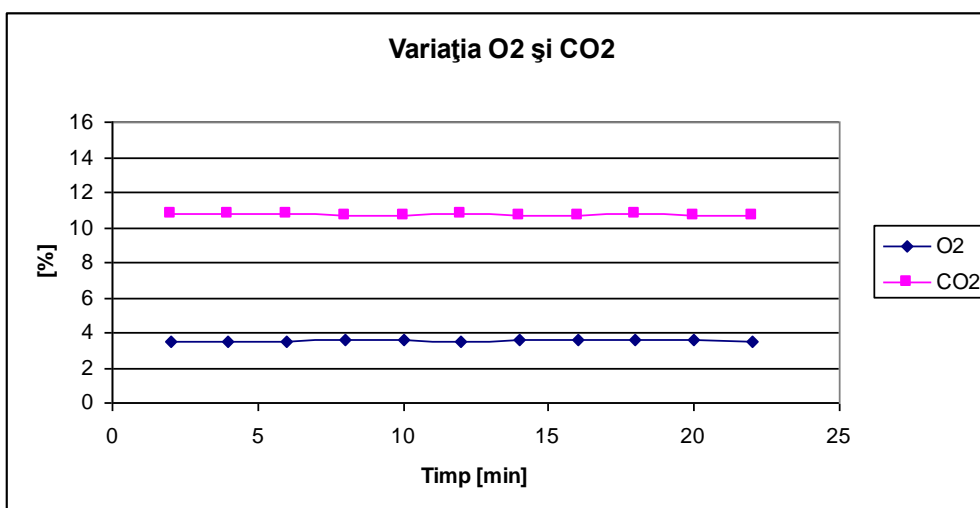


Figura 6.15. Variația concentrațiilor de O₂ și CO₂, la o încărcare de 4 kW, folosind benzină.

Concentrațiile din figura 6.15, au înregistrat valori mai mici (pentru oxigen) și mai mari (pentru dioxidul de carbon) deoarece creșterea sarcinii motorului implică o cantitate de combustibil sporită. Sunt însă constante și evidențiază o stabilitate a regimului.

6.3.1.3 Măsurarea parametrilor efectivi ai centralei de co-generare pentru treapta de 5 kW

Pentru a încărca centrala de co-generare, s-au folosit toate reostatele disponibile. Acestea s-au cuplat direct la bornele generatorului prin intermediul cuplei electrice. Valorile temperaturilor, debitelor și ale emisiilor poluante rezultate și determinate experimental, pe stand, sunt prezentate ca și în cazurile precedente.

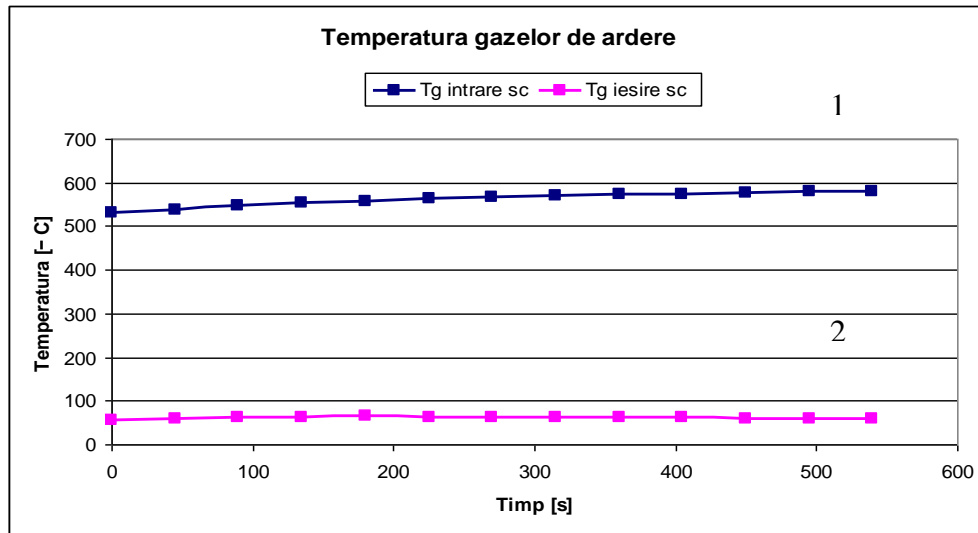


Figura 6.16. Variația temperaturii gazelor de ardere la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 5kW, folosind benzină.

Din figura 6.16 rezultă că valoarea maximă a temperaturii gazelor de ardere la intrarea în schimbătorul de căldură, este de peste 500 °C. Valoarea medie obținută în acest caz este $t = 561$ °C. Această creștere se explică prin creșterea sarcinii pe grupul motor. Valoarea medie obținută în această situație pentru temperatura gazelor la ieșirea din schimbătorul de căldură este $t = 61$ °C.

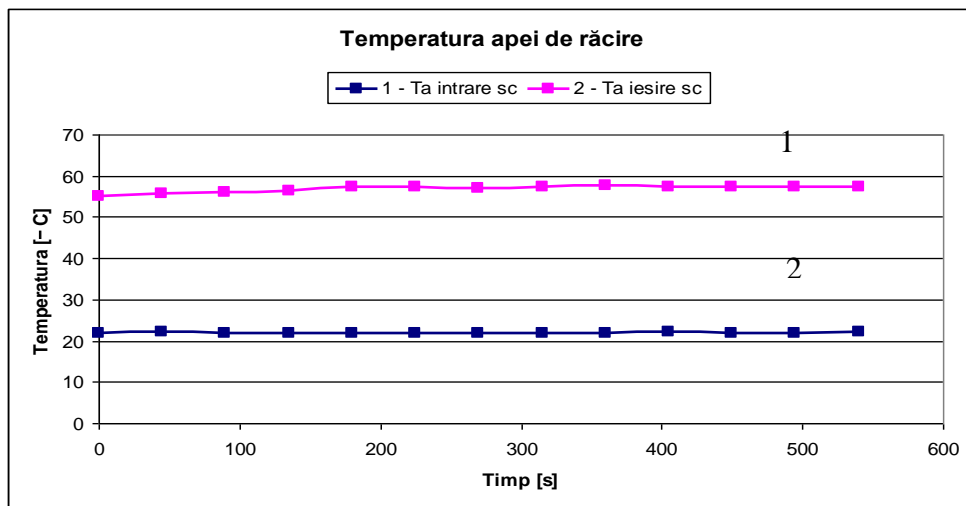


Figura 6.17. Variația temperaturii apei de răcire la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 5 kW, folosind benzină.

Valoarea medie a temperaturii apei de intrare în schimbătorul de căldură obținută este $t = 22$ °C. Temperatura apei la ieșirea din schimbător în valoare

medie, a crescut la valoarea de $t = 57 \text{ }^\circ\text{C}$ (figura 6.17). Valoarea mai ridicată se datorează creșterii temperaturii gazelor de ardere, cauzată de creșterea încărcării.

Debitul apei de răcire s-a menținut aproape constant, în jurul valorii de 3.6 l/min, reprezentarea grafică pentru această valoare măsurată fiind redată în figura 6.18. S-a încercat să se mențină constant debitul de apă de răcire, dar nu s-a putut realiza deoarece au apărut fluctuații ale presiunii în rețea. [33]

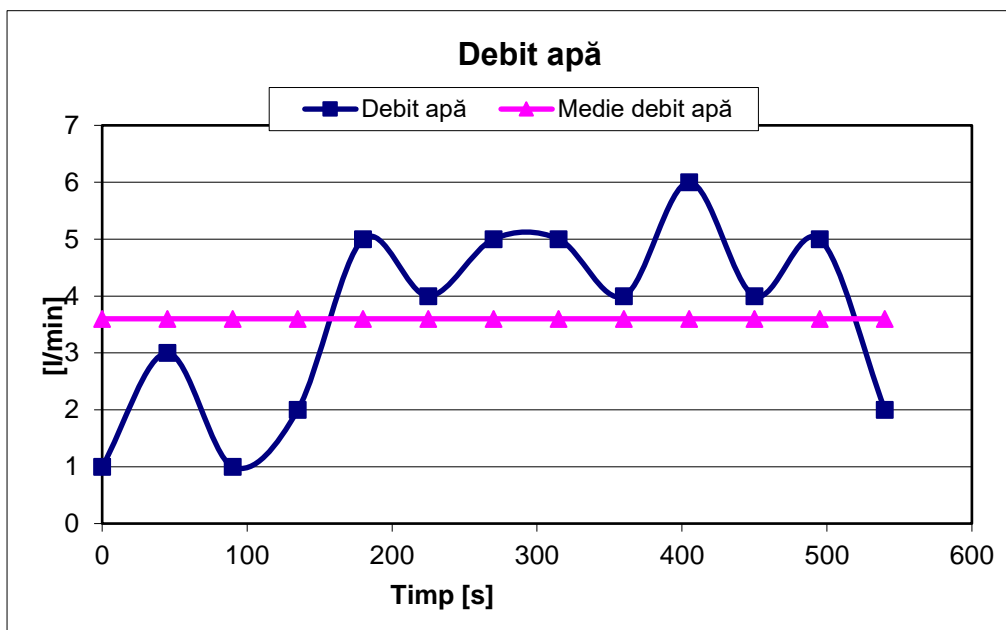


Figura 6.18. Variația debitului apei de răcire pentru treapta de 5 kW, folosind benzină.

Consumul de carburant este constant. Comparat cu testele pentru 2 și 4 kW, acest regim este mai stabil, ca dovadă că reglajul din fabrică al generatorului s-a realizat pentru această situație. Din reprezentarea grafică rezultă un consum mediu aproximativ de 4 kg/h la această încărcare.

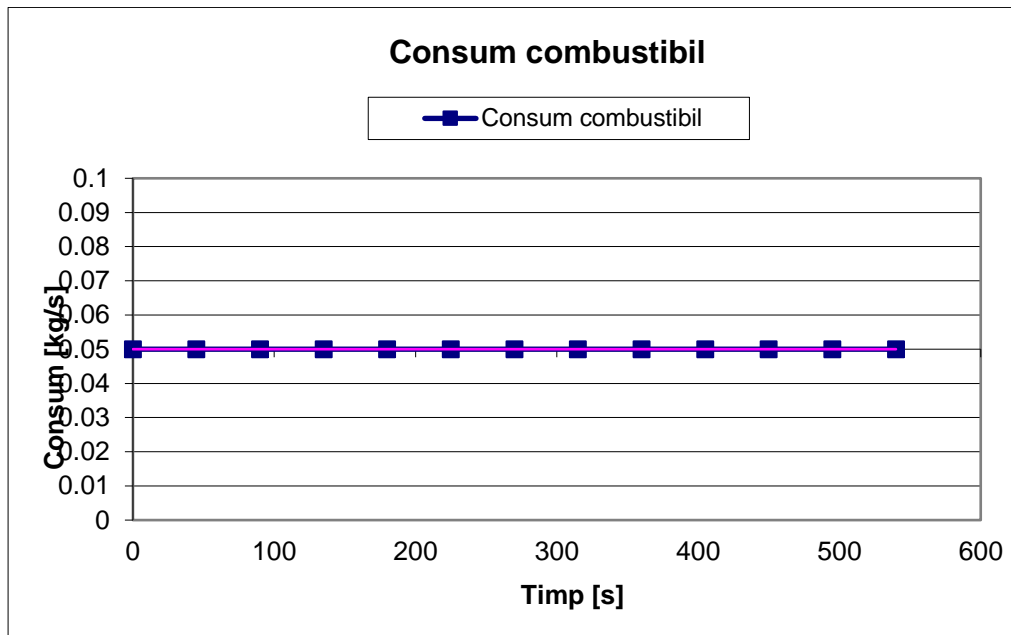


Figura 6.19. Variația consumului de benzină pentru treapta de încărcare 5 kW.

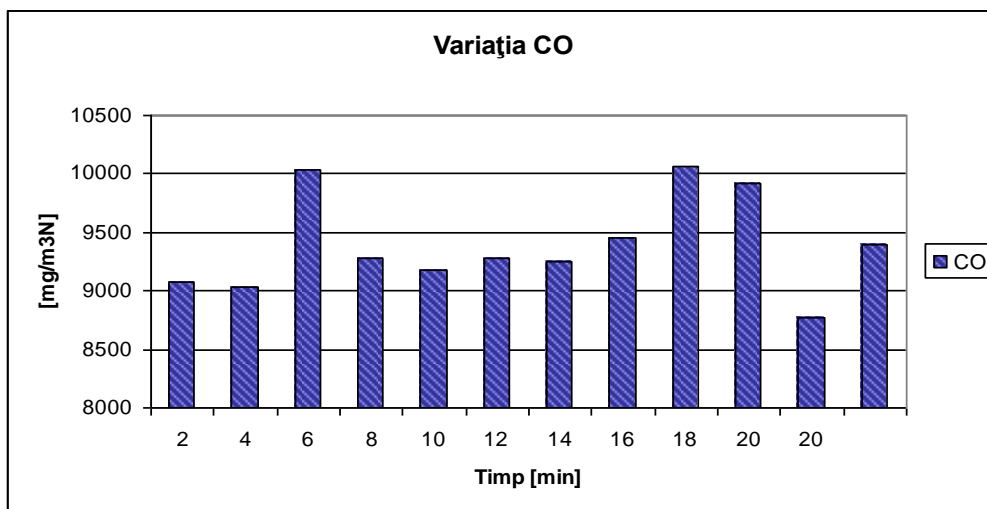


Figura 6.20. Variația concentrațiilor de CO la o încărcare de 5 kW, folosind benzină, raportate la $O_{2,ref} = 5\%$.

O dată cu creșterea încărcării, crește și temperatura gazelor de ardere și doza ciclică a carburantului, față de situația cu încărcare electrică mai redusă, fapt care determină mărirea cantității speciilor de poluanți în gazele de ardere. Acest lucru se observă din graficul de variație a concentrației CO (figura 6.20). Pentru această treaptă de încărcare, pentru emisia de CO, se constată variații cu depășiri peste valorarea de 10000 mg/m^3 .

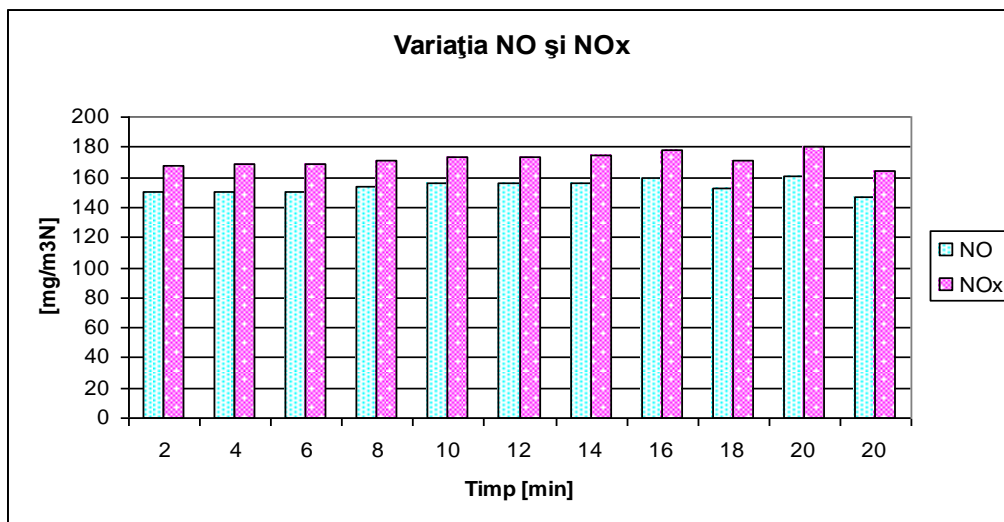


Figura 6.21. Variația concentrațiilor de NO și NO_x, la o încărcare de 5kW, folosind benzină, raportată la O_{2.ref} = 5 %.

La încărcarea de 5 kW, valoarea concentrației de NO_x prezintă valori de peste 160 mg/m³ creșterea fiind datorată măririi dozei ciclice de combustibil, prin încărcarea la sarcină maximă a instalației de cogenerare (figura 6.21). Astfel se intensifică mecanismul de formare a NO_x, se consumă oxigenul și carbonul este oxidat complet.

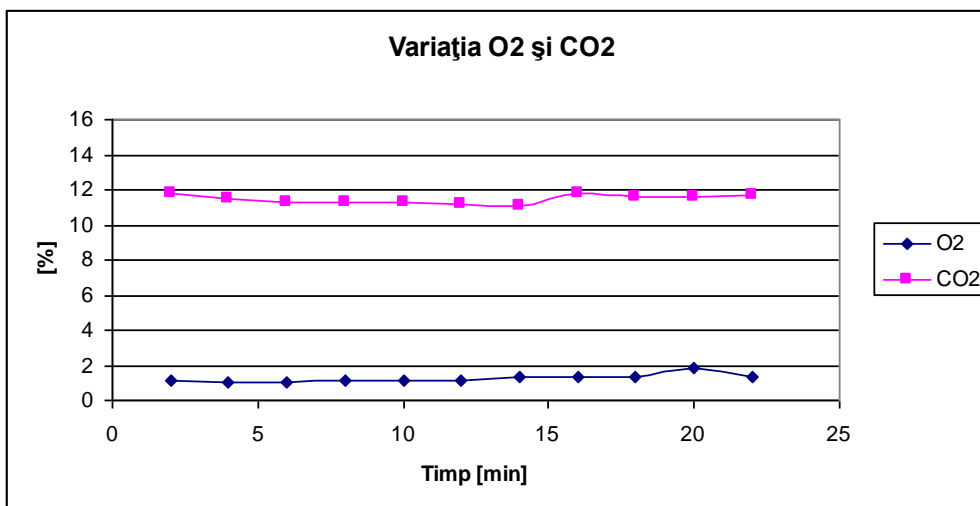


Figura 6.22. Variația concentrațiilor de O₂ și CO₂, la o încărcare de 5 kW, folosind benzină.

Creșterea consumului de carburant și a sarcinii se reflectă și în creșterea valorilor procentelor de dioxid de carbon măsurate. Astfel valoarea concentrației de

oxigen scade în jurul valorii de 1 %, iar concentrația de dioxid de carbon crește la valoarea de 8 % (figura 6.22).

6.3.2 Calculul eficienței centralei de cogenerare pentru treptele de încărcare pentru combustibil lichid benzină

În tabelul 6.2 sunt prezentate specificațiile tehnice ale motorului termic în baza cărora s-au realizat calculele. Toți parametrii au fost menținuți constanți.

Tabelul 6.2. Specificațiile tehnice ale motorului termic din grupul de cogenerare GX 390 OHV

Denumirea parametrului	Simbol	Parametrii, U.M.
Putere nominală	P_n	5 kW la 3000 rot/min
Consum specific de carburant la putere nominală	c_n	784 g/kWh
Consumul orar la putere nominală	C_n	3,98 kg/h
Turația nominală	n	3000 rot/min
Tipul motorului termic	-	Motor în 4 timpi cu aspirație naturală, sistem de alimentare prin carburator
Numărul cilindrilor	i	1
Cilindreea	V_c	389 cm ³
Transmisie generator	-	Direct pe arborele cotit al motorului
Debit de apă	\dot{m}	2 – 4 l/min

Calculul eficienței microcentralei de cogenerare este exemplificat prin următoarea metodologie:

1. Calculul fluxului de căldură dezvoltat prin arderea combustibilului se realizează cu formula (6.12)

$$\dot{Q}_{comb} = C_h \cdot H_i \cdot \frac{10^{-6}}{3600} \quad [\text{kW}] \quad (6.4)$$

unde:

C_h este consumul orar de combustibil, în g/h,

H_i - puterea calorifică inferioară, în J/kg.

Se poate calcula însă și cu formula (6.28):

$$\dot{Q}_{comb} = c_e \cdot P_{ef} \cdot H_i \cdot 10^{-3} \quad [\text{kW}] \quad (6.13)$$

unde:

c_e este consumul specific, în g/(kWh),

P_{ef} - puterea efectivă, în kW,

H_i - puterea calorifică inferioară, în J/kg.

Consumul specific este calculat cu relația:

$$c_e = \frac{C_h}{P_{ef}} \quad [\text{g}/(\text{kWh})] \quad (6.14)$$

unde:

C_h este consumul orar, în kg/h,

P_{ef} - puterea efectivă, în W.

2. Calculul randamentului electric determină următoarea valoare:

$$\eta_{ele} = \frac{P_{ef}}{\dot{Q}_{comb}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (6.15)$$

unde:

\dot{Q}_{comb} este fluxul dezvoltat prin arderea combustibilului, în W,

P_{ef} - puterea efectivă, în W.

3. Calculul fluxului de căldură dezvoltat de schimbătorul de căldură este:

$$\dot{Q}_{schimb} = \frac{\dot{m}_{ap\grave{a}}}{3600} \cdot c_{ap\grave{a}} \cdot (t'' - t') \quad [W] \quad (6.16)$$

unde:

$\dot{m}_{ap\grave{a}}$ este debit masic de apă, în kg/h,

$c_{ap\grave{a}}$ - capacitatea termică masică a apei, în J/(kgK),

t'' - temperatura apei la ieșirea din schimbătorul de căldură, în °C,

t' - temperatura apei la intrarea în schimbătorul de căldură, în °C.

Randamentul termic al schimbătorului de căldură devine:

$$\eta_{ter} = \frac{\dot{Q}_{schimb}}{\dot{Q}_{comb}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (6.17)$$

unde:

\dot{Q}_{schimb} este fluxul de căldură dezvoltat în schimbătorul de căldură, în W,

\dot{Q}_{comb} - fluxul dezvoltat prin arderea combustibilului, în W.

4. Randamentul la bornele generatorului electric:

$$\eta_b = \eta_{ele} \cdot \eta_{tr} \cdot \eta_{gs} \quad [\%] \quad (6.18)$$

unde:

η_{tr} este randamentul transmisiei, în %,

η_{gs} - randamentul generatorului, în %,

η_{ele} - randamentul electric, în %.

5. Randamentul total în cazul cogenerării va fi:

$$\eta_{tot} = \eta_b + (0,6 \cdot q_{ge}) + \eta_{ter} \quad [\%] \quad (6.19)$$

unde:

q_{ge} este fluxul de căldură relativ eliminat cu gazele de ardere, adimensional

η_b - randamentul la bornele generatorului electric, în %,

η_{tr} este randamentul transmisiei, în %.

Se poate accepta să se neglijeze valoarea q_{ge} , fiind o valoare foarte mică. Rezultatele cuprinse în tabelul 6.3.

Tabelul 6.3. Rezultatele determinării eficiențelor (termice și electrice), respectiv totale ale microcentralei de cogenerare.

Combustibil	Încărcare [kW]	Randament termic η_{ter} [%]	Randament electric η_e [%]	Randament total η_{tot} [%]
Benzină	2	13.1	46.3	59.4
	4	9.5	49.6	59.1
	5	25.1	39.8	64.9

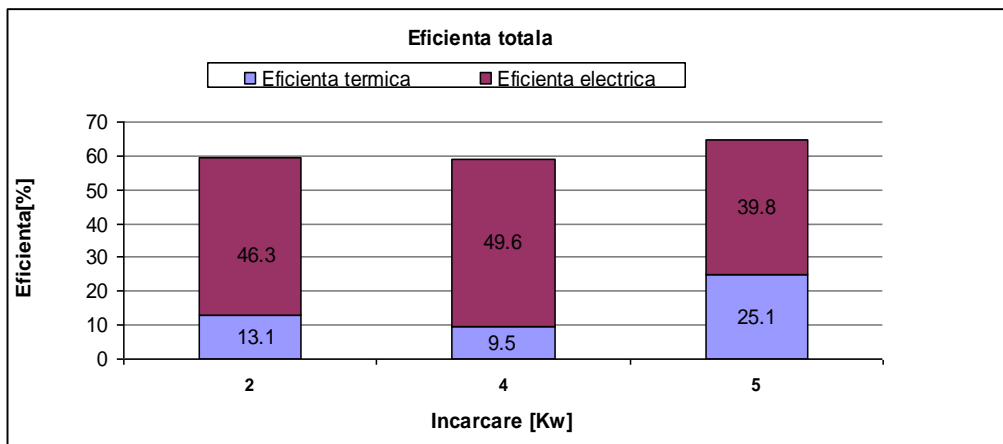


Figura 6.23. Variația eficienței cogenerării funcție de încărcarea grupului pentru cazul alimentării cu benzina

Figura 6.23 indică dependența dintre eficiența cogenerării și încărcarea motorului termic obținute pentru combustibilul de referință. De asemenea, se prezintă și valoarea procentuală a celor două forme de energie rezultate prin procesul de cogenerare. Se constată că prin mărirea încărcării, eficiența totală crește, componenta „termică” fiind sporită. Explicația se găsește în consumul sporit de combustibil, astfel intensificându-se mecanismul arderii. Din figura 6.23 se observă că, eficiențele obținute pentru treapta de 2 respectiv 4 kW sunt de valori foarte apropiate. Acest fapt ne conduce la concluzia că pentru treptele inferioare de încărcare nu este rentabil din punct de vedere al consumului de combustibil, ceea ce va conduce la creșterea costului de producție al celor două energii. Tot din figura 6.23 se desprinde o altă concluzie și anume că, este indicat a se aplica cogenerarea la încărcare maximă.

6.4 Experimentări cu combustibil alternativ gaz petrolier lichefiat (GPL)

6.4.1 Măsurarea parametrilor efectivi ai centralei de co-generare și interpretarea rezultatelor

În această situație combustibilul de referință a fost înlocuit cu combustibil alternativ. Combustibilul alternativ folosit în determinarea parametrilor comparativi

este gazul petrolier lichefiat. Din literatura de specialitate se știe că un motor cu ardere internă ce folosește gazul petrolier lichefiat că regimul termic se intensifică. Luând acest aspect în considerare, s-au realizat niște încercări preliminare, pentru a se putea stabili treptele de încărcare.

Pentru a se putea realiza o comparație între parametri termodinamici pentru cele două situații, s-au încercat în simularea încărcărilor realizate și pentru situația când motorul a fost alimentat cu benzină [34].

Timpu de intrare în regim a instalației de cogenerare a fost mai scăzut ca și în cazul benzinei, dat la treapta de încărcare maximă de 5 kW, s-a constatat că după aproximativ 30 minute intensitatea curentului scade. Aceasta se datorează tocmai intensificării regimului de funcționare al motorului. Fiind un motor cu răcire cu aer, supraîncălzirea conduce la dilatarea anormală a pieselor metalice ale mecanismului motor, realizând uzuri pronunțate, în cele din urmă distrugerea acestora.

Luând acest aspect în considerare, s-au realizat trei trepte de încărcare, dar mai reduse ca și în primul caz, din considerentul de a proteja motorul termic și a nu afecta buna desfășurare a testelor experimentale. Astfel, ca și în cazul precedent s-au realizat trei trepte de încărcare, pentru care s-au realizat experimentări. Prima treapta de încărcare s-a stabilit la 1 kW, cea de-a doua la 1,8 kW și ultima la 3,5 kW.

6.4.1.1 Măsurarea parametrilor efectivi ai centralei de co-generare pentru treapta de 1 kW

Pentru a se analiza parametrii efectivi ai instalației, motorul termic a fost încărcat cu sarcina de 1 kW. La finalul încercărilor din programul de achiziție de date, s-au generat două fișiere separate. Un fișier redă valorile temperaturilor și cel de-al doilea valorile emisiilor poluante. Debitul de combustibil și debitul de apă au fost înregistrate manual, datorită tipului de aparatură utilizată, în concordanță cu restul măsurătorilor. Rezultatele obținute se prezintă sub formă grafică și în concordanță cu legislația în vigoare, pentru a se putea analiza intuitiv măsurătorile (figura 6.24).

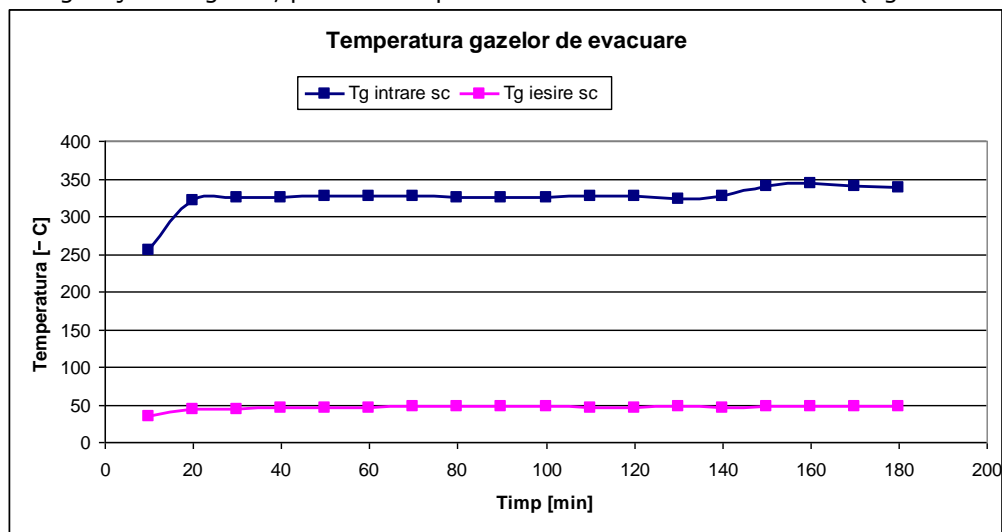


Figura 6.24. Variația temperaturii gazelor de ardere la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 1 kW, folosind GPL.

Pentru această încărcare, temperatura gazelor de ardere la intrarea în schimbător a fost în jurul valorii de 320 °C, pe durata măsurătorilor. La ieșirea din schimbătorul de căldură s-a obținut o valoare a temperaturii gazelor de ardere de aproximativ 50 °C.

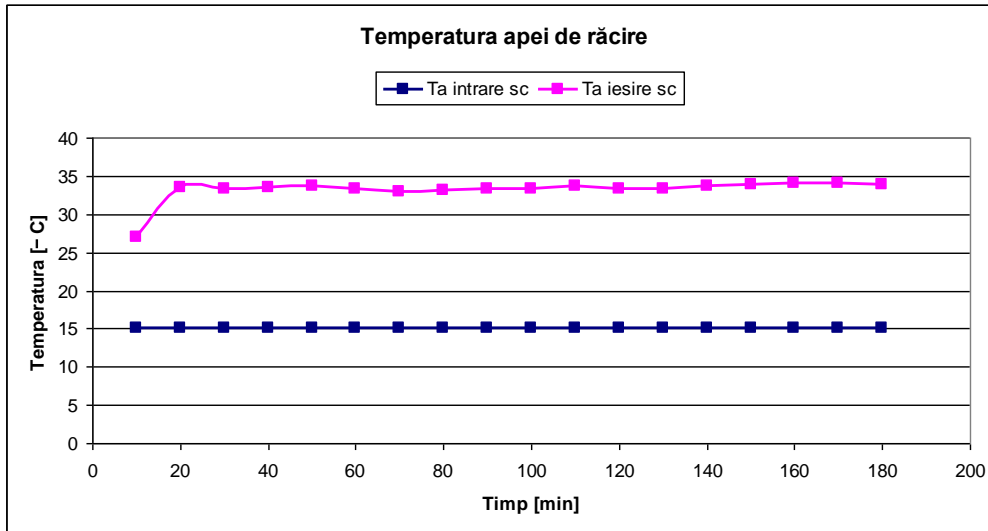


Figura 6.25. Variația temperaturii apei de răcire la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 1 kW, folosind GPL.

Rezultatele valorilor temperaturilor apei de răcire la intrarea în schimbătorul de căldură pentru încărcarea de 1 kW sunt prezentate în figura 6.25. Valoarea medii a temperaturii apei de răcire la intrarea în schimbător a fost de 15 °C. Valoarea temperaturii la ieșire a fost în medie de 33 °C.

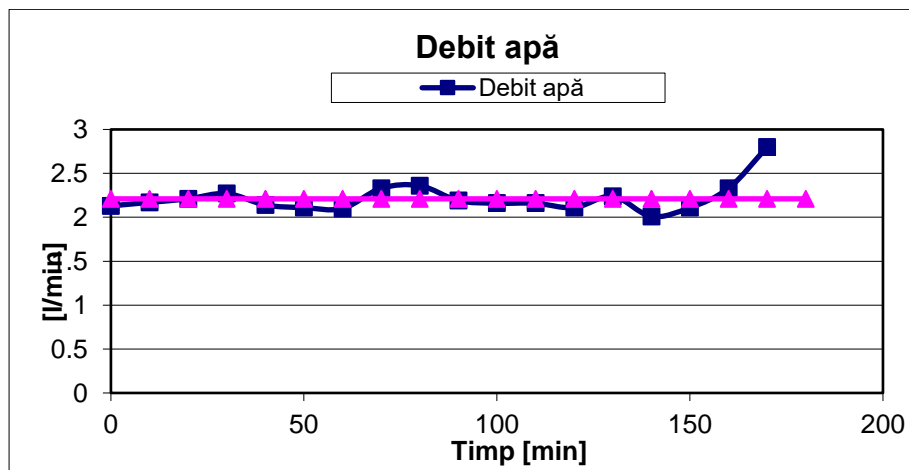


Figura 6.26. Variația debitului apei de răcire pentru treapta de 1 kW, folosind GPL.

În figura 6.26 se prezintă valorile debitului de apă exprimat în litri/min obținute pentru treapta de 1 kW. Debitul de apă s-a menținut în jurul valorii de 2,2 [l/min].

Pentru treapta de 1 kW debitul de combustibil exprimat în [kg] și înregistrat pe durata măsurărilor este prezentat sub formă grafică în figura 6.27. La această treaptă de încărcare, pentru consumul de combustibil, s-a înregistrat o valoare medie de 0,26 kg. Valorile s-au înregistrat cu o frecvență de citire de 10 minute.

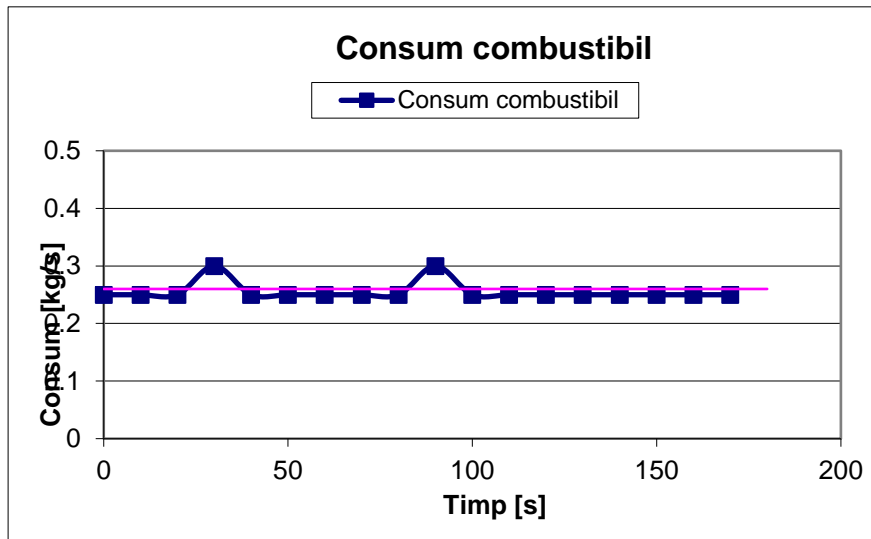


Figura 6.27. Variația consumului de GPL pentru treapta de încărcare 1 kW.

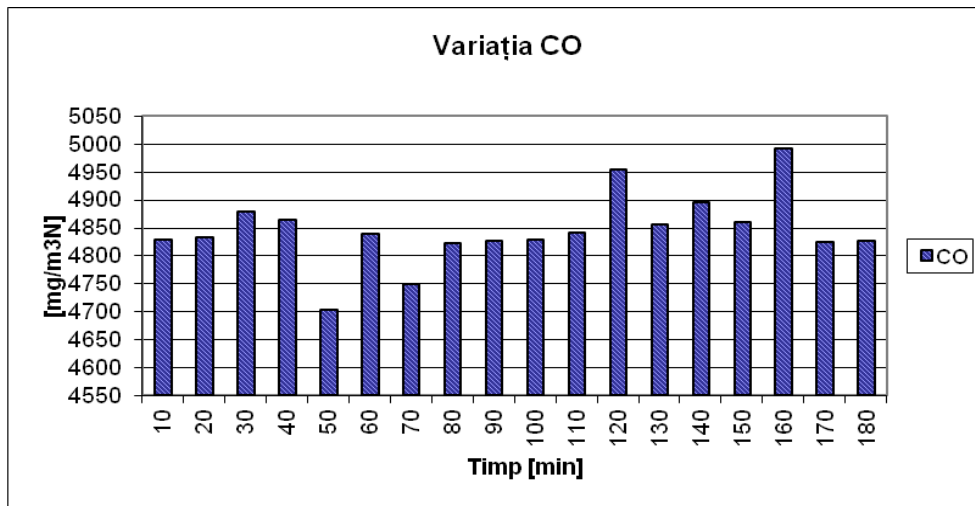


Figura 6.28. Variația concentrațiilor de CO la o încărcare de 1 kW, folosind GPL, raportate la $O_{2,ref} = 3\%$

În figura 6.28 sunt prezentate rezultatele obținute pentru emisia de CO, raportate la oxigenul de referință de 3%. Valoarea oxigenului de 3% este impusă de

legislația în vigoare, datorită tipului de combustibil folosit, fiind aplicată pentru toate speciile poluante. Media speciei de monoxid de carbon a fost înregistrată în jurul valorii de 4800 [mg/m³N].

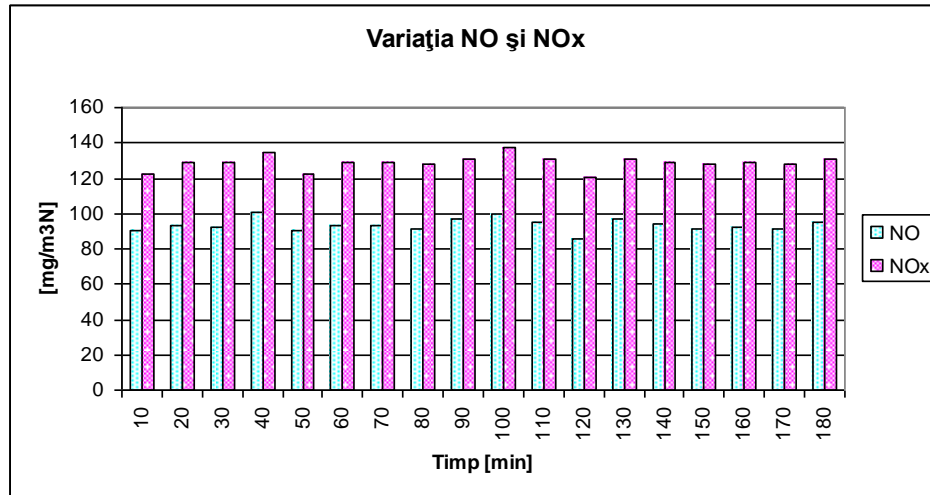


Figura 6.29. Variația concentrațiilor de NO și NO_x, la o încărcare de 1kW, folosind GPL, raportată la O_{2,ref} = 3 %

Valorile speciilor poluante de NO și NO_x, exprimate în [mg/m³N] sunt prezentate în figura 6.29. În medie, pe durata măsurătorilor s-au înregistrat valori de 93 [mg/m³N] pentru emisia de NO și 128 [mg/m³N] pentru emisia de NO_x.

În figura 6.30 sunt prezentate valorile înregistrate pentru specia de oxigen și dioxid de carbon.

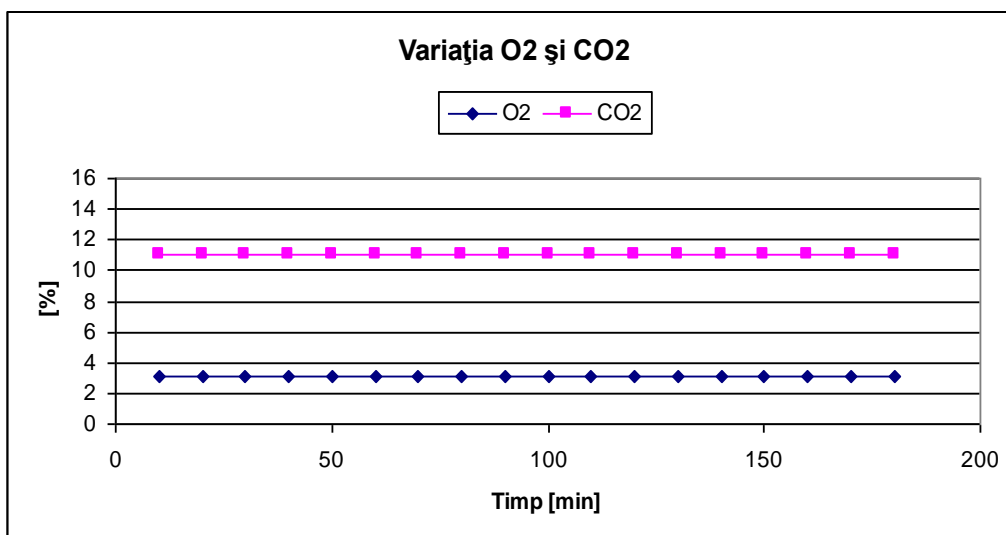


Figura 6.30. Variația concentrațiilor de O₂ și CO₂, la o încărcare de 1 kW, folosind GPL

În medie valorile pentru specia de oxigen s-a înregistrat valoarea de 3,05 [%], iar pentru specia de dioxid de carbon 11,04 [%].

6.4.1.2 Măsurarea parametrilor efectivi ai centralei de co-generare pentru treapta de 2 kW

Treapta de 2 kW a rezultat în urma conectării mai multor consumatori la bornele generatorului. Pentru această treaptă de încărcare, ca și în cazul precedent s-au măsurat parametrii termodinamici ai instalației cu ajutorul programului de achiziție de date continuu, debitul de combustibil respectiv s-a înregistrat cu ajutorul manualului prin citirea în unitatea de timp a cântarului digital (pentru combustibil), respectiv debitmetru cu turbină (pentru agentul termic - în cazul nostru apa); emisiile din gazele de ardere au fost monitorizate continuu cu ajutorul analizorului de gaze de ardere TESTO 350 M/XL.

Creșterea încărcării electrice a instalației de cogenerare, implică intensificarea mecanismului de ardere din interiorul motorului cu ardere internă. Intensificarea regimului termic se traduce în creșterea temperaturilor gazelor de ardere. O cantitate sporită de căldură ce părăsește motorul termic se va regăsi și în agentul termic ce este vehiculat simultan cu gazele de ardere în schimbătorul de căldură. Deci, cu alte cuvinte va crește componenta termică din eficiența globală a instalației. Totodată va crește și consumul de combustibil respectiv gradul de nocivitate al acesteia. În continuare sunt prezentate rezultatele sub formă grafică a măsurătorilor.

Figura 6.31 prezintă temperatura gazelor de ardere la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură.

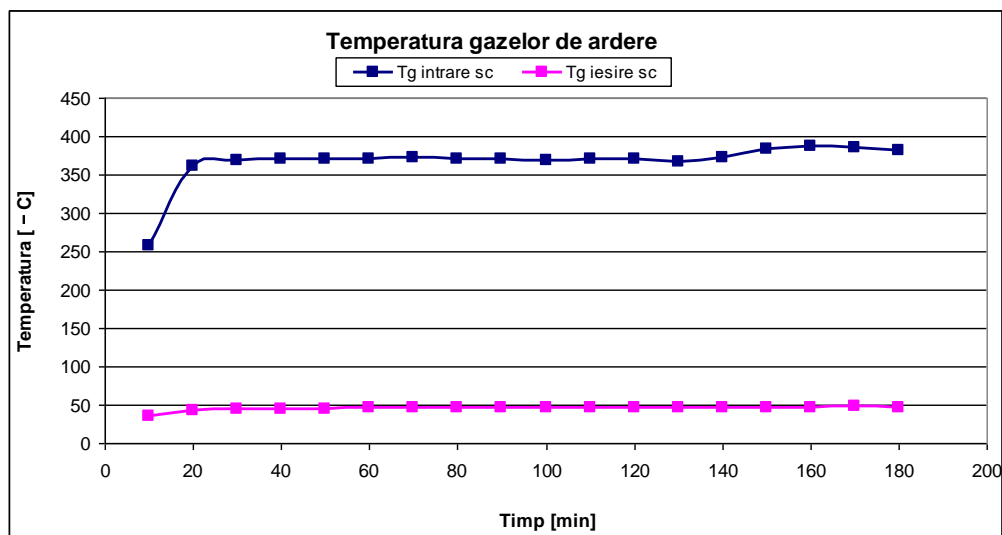


Figura 6.31. Variația temperaturii gazelor de ardere la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 2 kW, folosind GPL

Se observă că odată cu încărcarea grupului cogenerativ, temperatura gazelor de ardere a crescut, media temperaturii la intrarea în schimbătorul de

căldură situându-se în jurul valorii de 382 °C. La ieșirea din schimbătorul de căldură, media temperaturilor gazelor de ardere a fost înregistrată în jurul valorii de 50 °C.

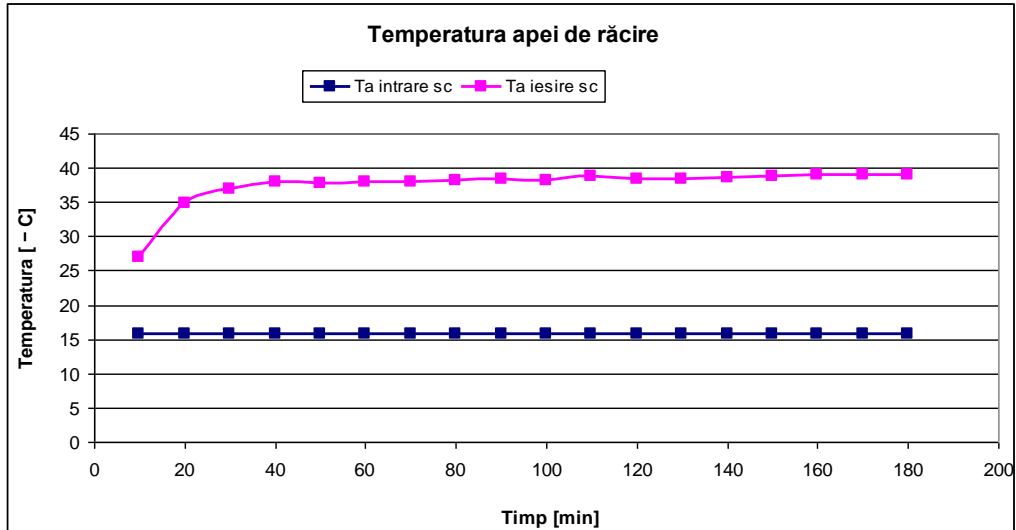


Figura 6.32. Variația temperaturii apei de răcire la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 2 kW, folosind GPL

În figura 6.32 sunt prezentate rezultatele măsurătorilor temperaturilor apei de răcire la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură. Pentru temperatura apei la intrarea în schimbătorul de căldură s-a obținut o medie de 16 °C, iar pentru temperatura apei la ieșirea din schimbători a rezultat o valoare medie de 39 °C.

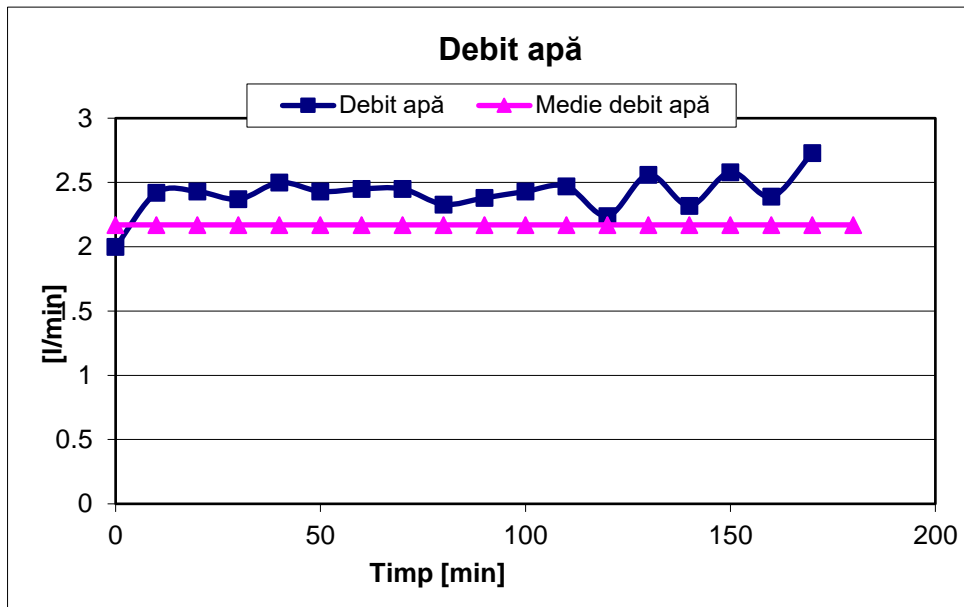


Figura 6.33. Variația debitului apei de răcire pentru treapta de 2 kW, folosind GPL

În figura 6.33 sunt prezentate valorile măsurătorilor debitului apei de răcire. În medie debitul s-a menținut în jurul valorii de 2,42 [l/min].

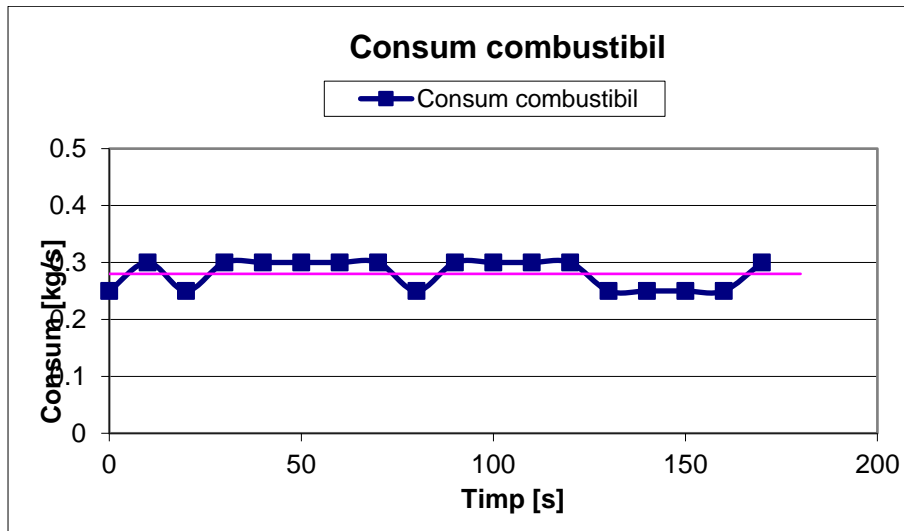


Figura 6.34. Variația consumului de GPL pentru treapta de încălzire 2 kW

Figura 6.34, prezintă sub formă grafică valorile înregistrate pentru consumul de combustibil, valoarea medie înregistrată pe durata măsurătorilor a fost de 0,28 kg. Citirile s-au efectuat odată la 10 minute.

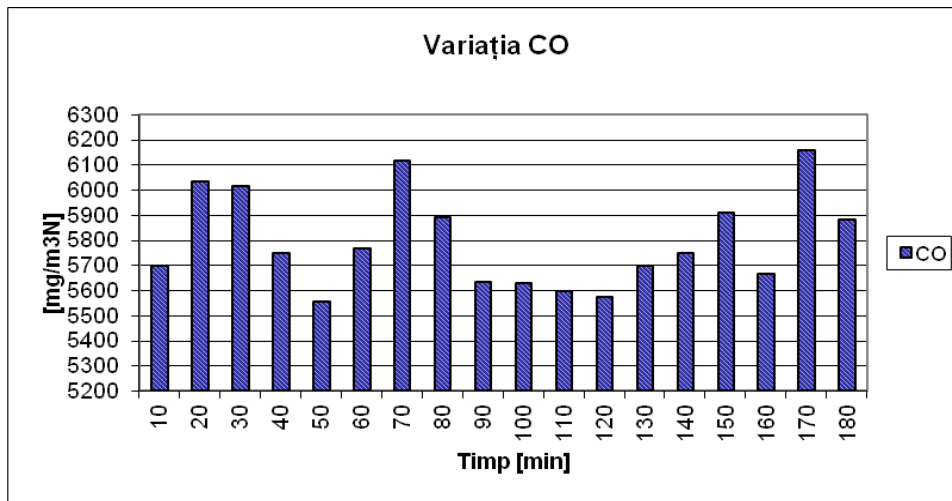


Figura 6.35. Variația concentrațiilor de CO la o încălzire de 2 kW, folosind GPL, raportate la $O_{2,ref} = 3\%$

În figura 6.35 sunt prezentate rezultatele măsurătorilor pentru emisia de CO, exprimată în mg/m^3N și raportată la oxigenul de referință. Valoarea medie

înregistrată a fost de 5700 [mg/m³N]. Se observă o creștere a valorii emisiei de monoxid de carbon, afirmație făcută la începutul acestui subcapitol.

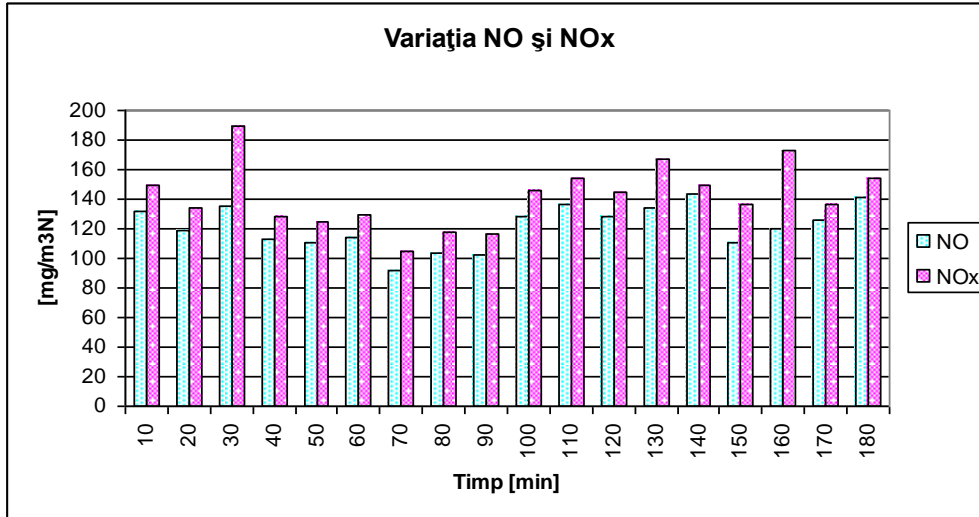


Figura 6.36. Variația concentrațiilor de NO și NO_x, la o încărcare de 2 kW, folosind GPL, raportată la O_{2,ref} = 3 %

Figura 6.36 prezintă valorile măsurătorilor pentru emisia de NO și NO_x exprimate în mg/m³N și raportate la oxigenul de referință de 3%. Intensificarea mecanismului arderii din interiorul motorului cu ardere internă, se reflectă și în creșterea emisiei de NO și NO_x. Valorile în medie obținute pentru aceste specii poluante de 121 mg/m³N pentru NO și respectiv 142 mg/m³N pentru NO_x fiind mai mari ca și în cazul încărcării de 1 kW.

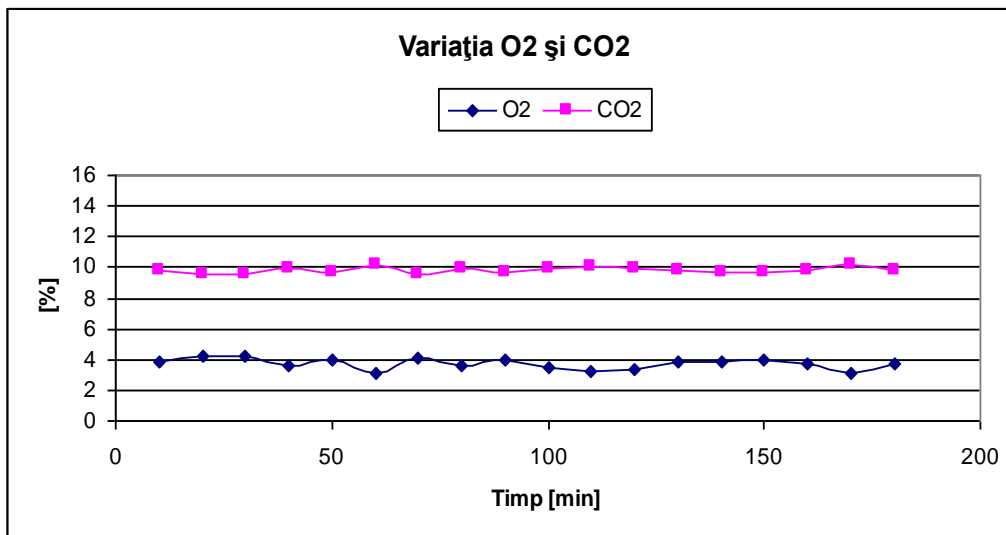


Figura 6.37. Variația concentrațiilor de O₂ și CO₂, la o încărcare de 2 kW, folosind GPL

Figura 6.37 prezintă valorile obținute pentru oxigen și dioxid de carbon exprimate în procente. În medie valorile obținute pentru aceste specii, au fost de 3% pentru oxigen și 9,8 % pentru dioxid de carbon.

6.4.1.3 Măsurarea parametrilor efectivi ai centralei de co-generare pentru treapta de 3,5 kW

Treapta de încărcare de 3,5 kW reprezintă ultima treaptă de încărcare la care a fost încărcat motorul termic. S-a încercat o încărcare a motorului termic identică cu cea realizată atunci când combustibilul lichid alimenta motorului termic, dar după 30 de minute, temperaturile gazelor de ardere au depășit 550 °C, iar comportamentul unității de cogenerare s-a degradat. Intensitatea curentului electric a început să scadă, implicit puterea motorului. Această comportare a motorului termic a condus la ideea că, temperaturile ridicate la care motorul termic a fost supus a dilatat piesele mecanismului motor anormal, crescând astfel frecările interne. Acest aspect a fost amplificat și de faptul că motorul termic este răcit cu aer, schimbul de căldură dintre camera de ardere din interiorul cilindrului și mediul înconjurător fiind îngreunat.

În acest considerent, pentru această treaptă de încărcare, s-au măsurat parametrii termodinamici ai instalației cu ajutorul programului de achiziție de date continuu, debitul de apă și combustibil (înregistrare manuală în timp pe durata măsurărilor cu frecvență de 10 minute) și emisiile din gazele de ardere cu ajutorul TESTO 350 M/XL.

Figura 6.38 prezintă valorile măsurate pentru treapta de 3,5 kW a temperaturilor gazelor de ardere la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură.

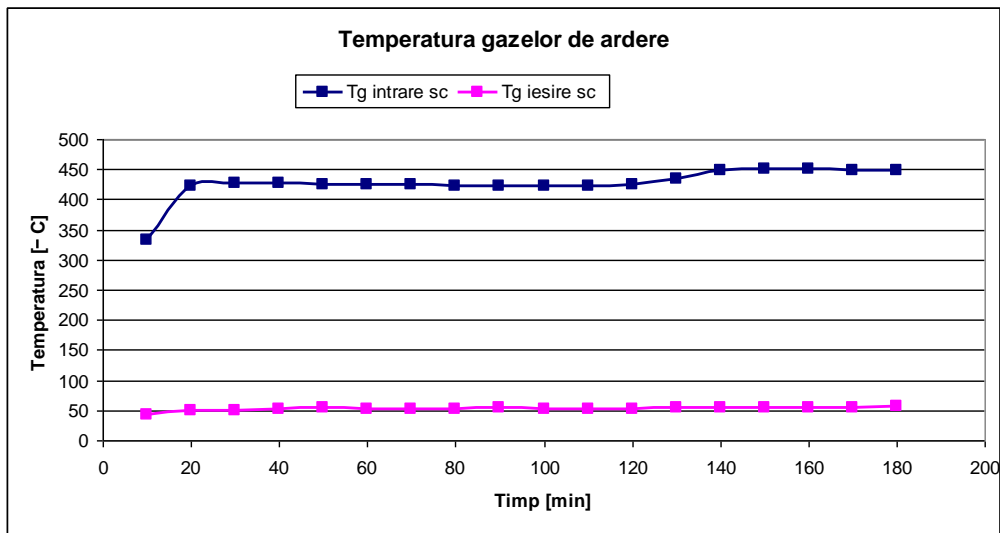


Figura 6.38. Variația temperaturii gazelor de ardere la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 3,5 kW, folosind GPL

Media temperaturilor gazelor de ardere la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură a fost de 448 °C pentru temperatura de intrare și 55 °C pentru temperatura de ieșire. Se observă o creștere a acesteia, anticipată de la început.

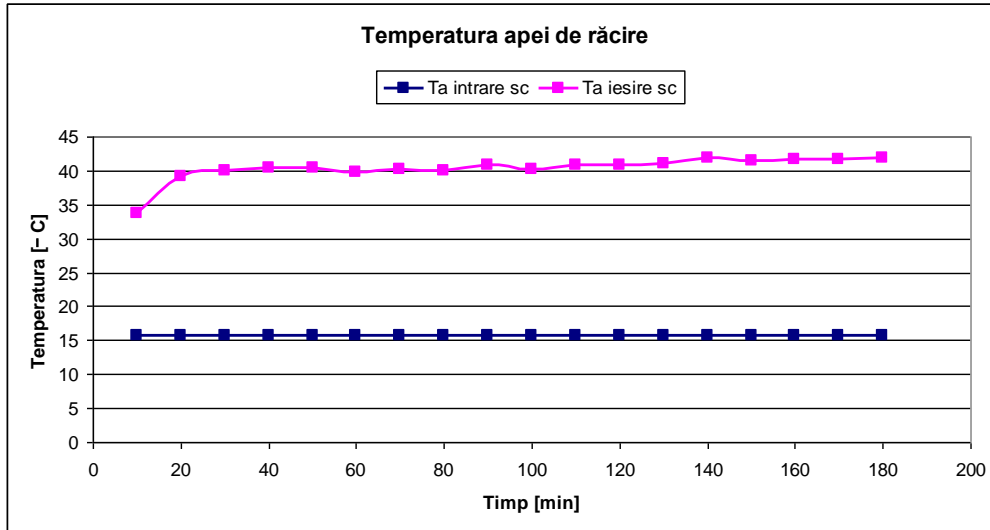


Figura 6.39. Variația temperaturii apei de răcire la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 3,5 kW, folosind GPL

Figura 6.39 prezintă variația temperaturilor apei de răcire la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură. În medie a rezultat o valoare de 42 °C pentru temperatura apei la ieșire, iar pentru temperatura apei la intrare 16 °C. Se observă o creștere a regimului de transfer termic față de situațiile precedente și în acest caz.

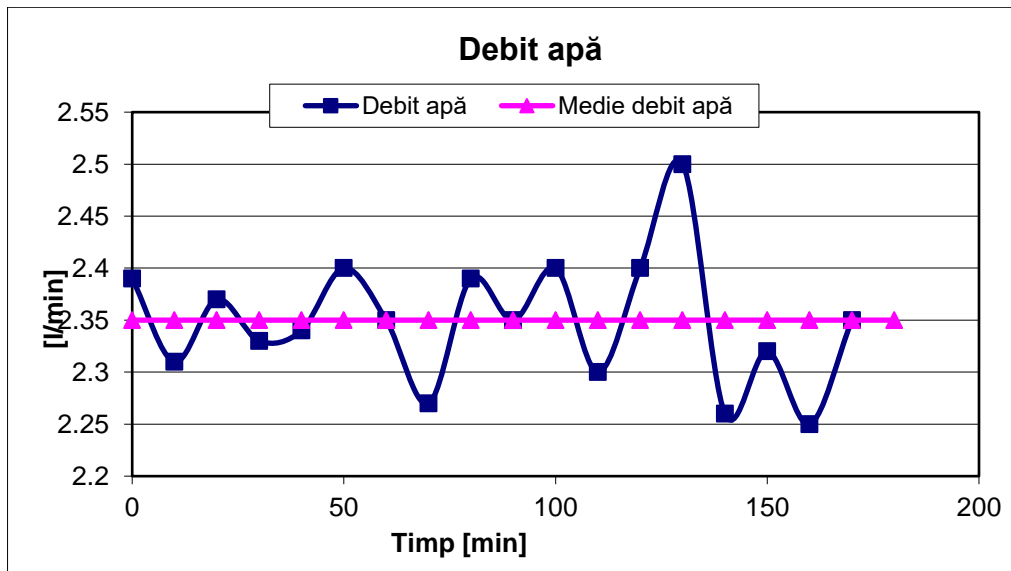


Figura 6.40. Variația debitului apei de răcire pentru treapta de 3,5 kW, folosind GPL

Figura 6.40 prezintă valorile măsurate pentru debitul apei de răcire. S-a reușit menținerea debitului apei de răcire în jurul valorii de 2,35 [l/min], pentru a putea avea o comparație referitoare la situațiile anterioare.

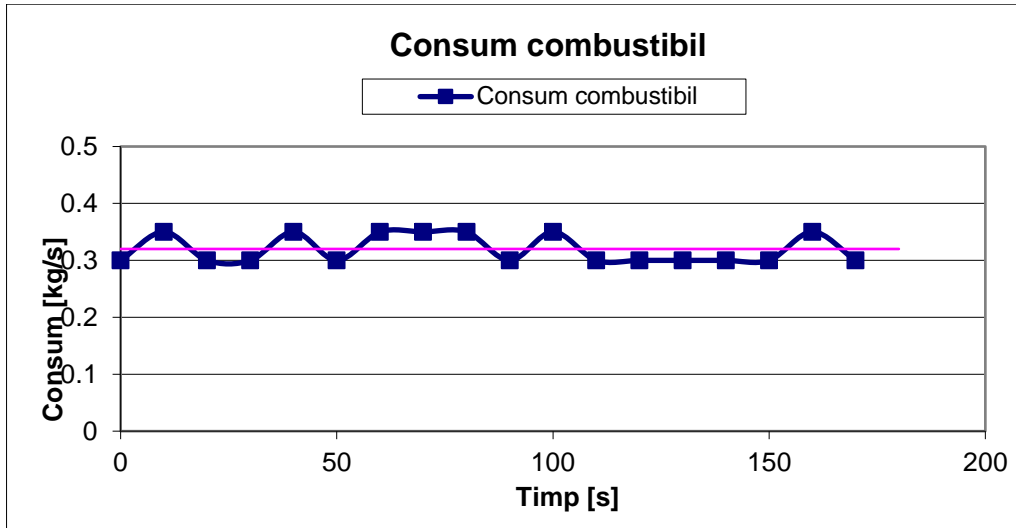


Figura 6.41. Variația consumului de GPL pentru treapta de încărcare 3,5 kW

Figura 6.41 prezintă valorile măsurate pentru treapta de 3,5 kW a consumului de combustibil. Ca și în cazul precedent, măsurătoarea s-a efectuat pe durata încercărilor, cu o frecvență de 10 minute. Valoarea medie obținută pentru acest parametru a fost de 0,32 kg.

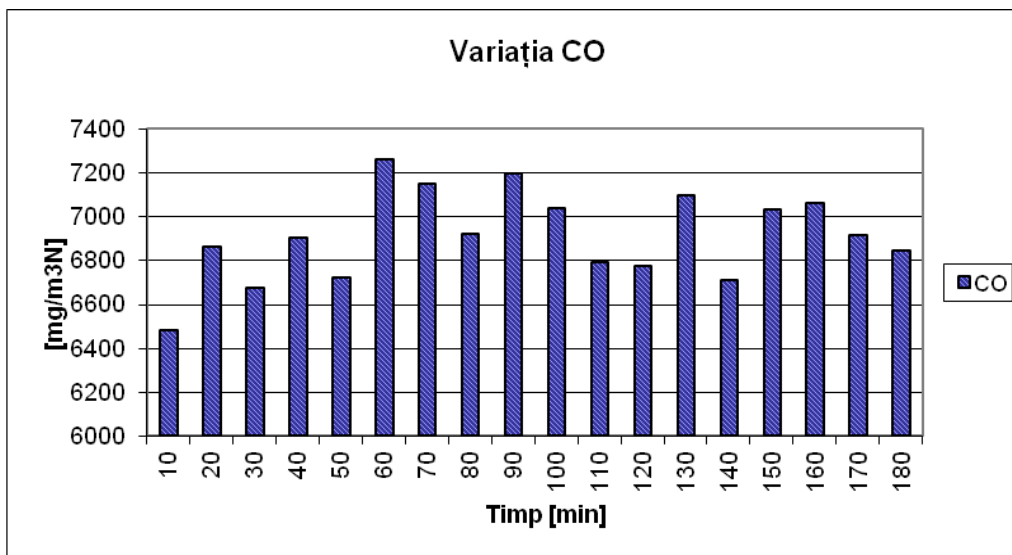


Figura 6.42. Variația concentrațiilor de CO la o încărcare de 3,5 kW, folosind GPL, raportate la $O_{2.ref} = 3\%$

Figura 6.42 indică valorile obținute pentru emisia de monoxid de carbon, raportate la oxigenul de referință de 3%, exprimate în mg/m^3N . Pentru această situație s-au înregistrat valori maxime în comparație cu celelalte situații. În medie valoarea monoxidului de carbon a înregistrat $6900 [mg/m^3N]$.

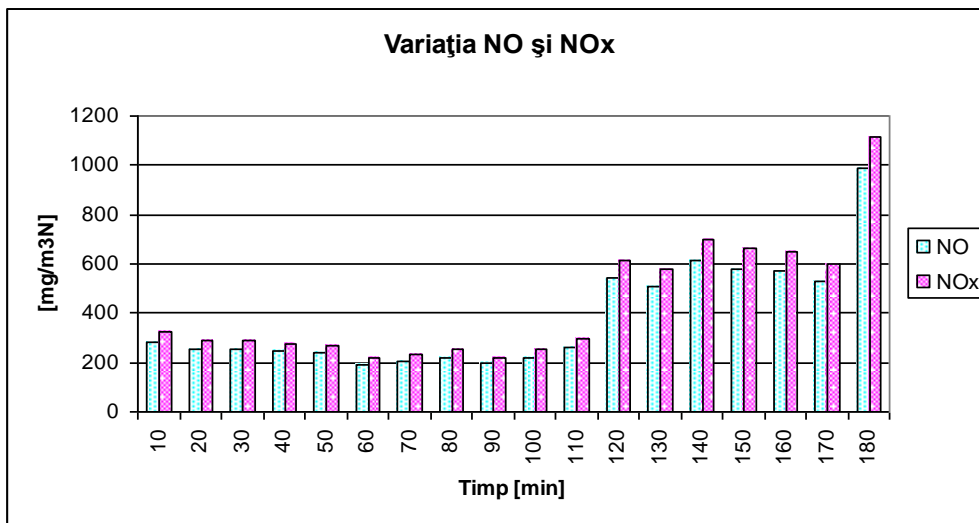


Figura 6.43. Variația concentrațiilor de NO și NO_x , la o încărcare de 3,5 kW, folosind GPL, raportată la $O_{2.ref} = 3\%$

În figura 6.43, sunt prezentate valorile emisie de NO și NO_x raportate la oxigenul de referință de 3%, exprimate în mg/m^3N . Creșterea temperaturilor gazelor de ardere, se reflectă în valorile înregistrate pentru emisia de NO și NO_x , care sunt mai mari ca și în cazul încărcării de 1 kW și 2 kW. În medie s-a obținut o valoare de $384 [mg/m^3N]$ pentru specia de NO și $486 [mg/m^3N]$ pentru specia de NO_x .

În figura 6.44 sunt prezentate valorile pentru oxigen și dioxid de carbon în procente înregistrate pe durata măsurărilor când instalația de cogenerare a fost supusă la o treaptă de încărcare de 3,5 kW.

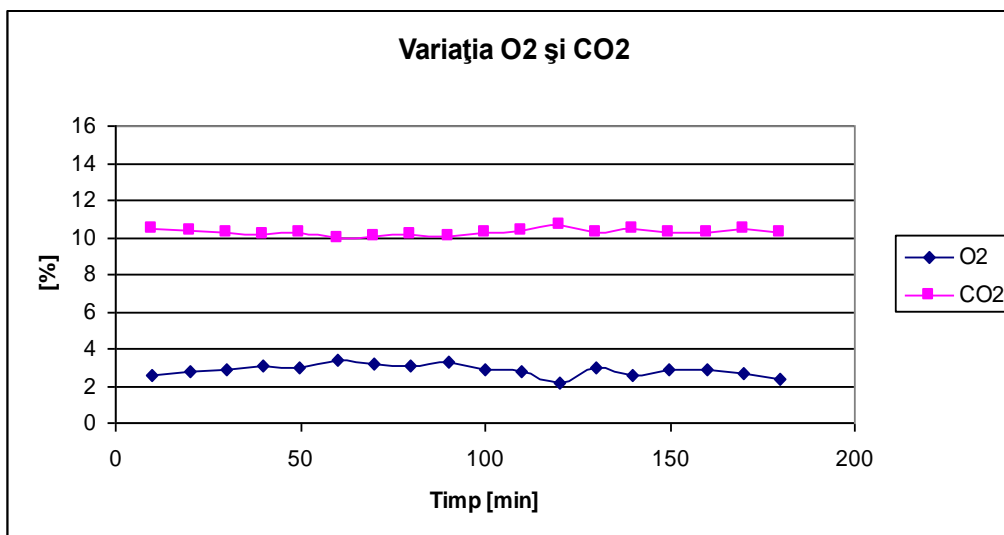


Figura 6.44. Variația concentrațiilor de O₂ și CO₂, la o încărcare de 3,5 kW, folosind GPL

În medie s-a obținut o valoare de 2,8 % pentru specia de oxigen și 10, 27 % pentru specia de dioxid de carbon.

6.4.2 Calculul eficienței centralei de cogenerare pentru treptele de încărcare pentru combustibil gazos GPL

Pentru a se determina eficiența totală a instalației de cogenerare, s-a realizat bilanțul termic și electric pentru fiecare încărcare la care s-au analizat parametri termodinamici. Aplicând principiul descris la punctul 6.3.2, în tabelul 6.4 sunt prezentate rezultatele eficiențelor pentru fiecare treaptă de încărcare.

Tabelul 6.4. Rezultatele determinării eficiențelor (termice și electrice), respectiv totale ale microcentralei de cogenerare.

Combustibil	Încărcare [kW]	Randament termic η_{ter} [%]	Randament electric η_e [%]	Randament total η_{tot} [%]
GPL	1	20.6	40.9	61.5
	2	16.7	44.3	61.0
	3.5	15.9	46.3	62.2

În figura 6.45 sunt prezentate rezultatele și sub formă grafică.

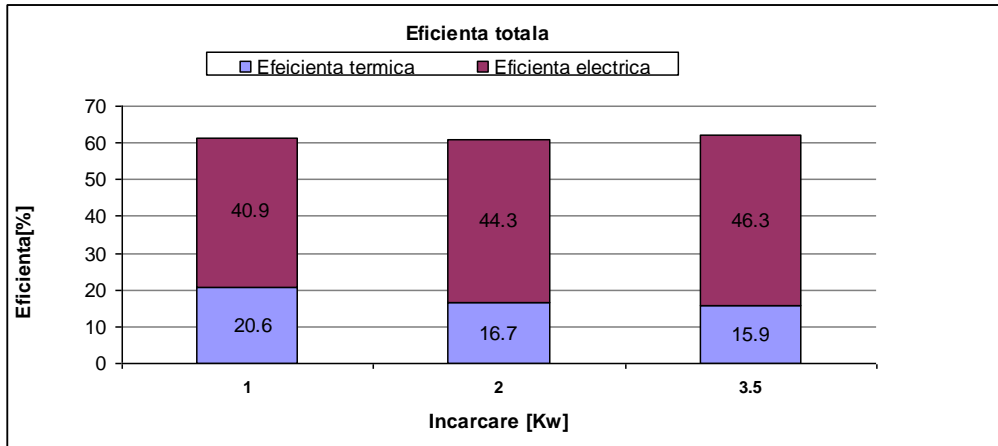


Figura 6.45. Variația eficienței cogenerării funcție de încărcarea grupului la alimentarea cu combustibil gazos GPL

Eficiența maximă s-a obținut în cazul încărcării instalației de cogenerare la 3,5 kW. Studiul comparativ între cele două situații se poate realiza doar pentru două încărcări, deoarece, datorită tipului de combustibil folosit în cel de-al doilea caz, comportamentul instalației s-a modificat atunci când s-a încercat încărcarea acesteia la sarcina de 5 kW.

O primă concluzie care se deprinde din acest studiu, este aceea că, pentru situațiile de încărcare 2 kW – benzină, 2 kW – GPL și 4 kW – benzină, 3,5 kW -GPL s-a obținut o eficiență totală aproximativ egală. O ușoară creștere s-a înregistrat pentru combustibilul GPL.

Un dezavantaj constatat în cazul folosirii GPL este acela că, instalația de cogenerare în cauza nu se poate încărca la sarcina maximă datorită soluției constructive.

Un al aspect ce trebuia avut în vedere este acela al prețului de achiziție al combustibilului, care GPL mult mai ieftin.

6.5 Rezumat capitol 6

În acest capitol a fost stabilit planul de măsuratori și planul parametrilor de lucru. Acest plan de măsuratori urmărește în consecință monitorizarea tuturor parametrilor necesari pentru determinarea eficienței procesului de co-generare.

Cu ajutorul programului de achiziție de date se vor înregistra în timp real pe durata măsurărilor temperaturile instalației de cogenerare. Temperaturile instalației de cogenerare necesare calculului de eficiență sunt:

- temperatura gazelor de ardere la intrare în schimbătorul de căldură;
- temperatura gazelor de ardere la ieșire din schimbătorul de căldură;
- temperatura apei de răcire la intrare în schimbătorul de căldură;
- temperatura apei de răcire la ieșire din schimbătorul de căldură.

Pentru a realiza o simulare cât mai aproape de situația reală, s-au ales trei situații de încărcare: 2, 4 și 5 kW pentru ambele tipuri de combustibili.

Însumate s-au analizat 6 situații distincte. Prin metode specifice continue de prelevare a probelor s-au determinat următoarele dependențe:

1. variația concentrației de CO în funcție de încărcare și tipul de combustibil folosit,
2. variația concentrației de NO și NO_x în funcție de încărcare și tipul de combustibil folosit
3. variația procentuală a O₂ și CO₂ în funcție de încărcare și tipul de combustibil folosit,
4. consumul mediu de combustibil în funcție de încărcare și tipul de combustibil folosit,
5. valorile temperaturilor,
6. debitul de apă folosită ca agent de lucru pentru co-generarea energiei termice din combustibilul primar.

A fost calculată arderea pentru combustibilul benzină pentru o încărcare de 2kw, 4kw și 5kw după care au fost făcute experimentări atât cu combustibilul benzină cât și GPL.

Au fost mășurați parametrii efectivi ai centralei de cogenerare pentru treapta de 2 kw, 4kw, 5 kw benzina (temperatura gazelor de ardere, temperatura apei de răcire, debitul de apă, consumul de combustibil, variația concentrațiilor de CO, NO, NO_x, O₂, CO₂).

În final, pentru benzină a fost calculată eficiența centralei de cogenerare pentru treptele de încărcare:

- pentru încărcarea de 2 kw eficiența termică a fost de 13.1%, iar cea electrică de 46.3%
- pentru încărcarea de 4 kw eficiența termică a fost de 9.5 %, iar cea electrică de 49.6%
- pentru încărcarea de 5 kw eficiența termică a fost de 25.6 %, iar cea electrică de 39.8%.

În partea finală a capitolului 6 au fost mășurați parametrii efectivi ai centralei de cogenerare pentru treapta de 1 kw, 2 kw, 3.5 kw GPL (temperatura gazelor de ardere, temperatura apei de răcire, debitul de apă, consumul de combustibil, variația concentrațiilor de CO, NO, NO_x, O₂, CO₂).

În final, pentru GPL a fost calculată eficiența centralei de cogenerare pentru treptele de încărcare:

- 1 kw eficiența termică a fost de 20.6.1%, iar cea electrică de 40.9%

- pentru încărcarea de 2 kw eficiența termică a fost de 16.7 %, iar cea electrică de 44.3%
- pentru încărcarea de 3.5 kw eficiența termică a fost de 15.9 %, iar cea electrică de 46.3%.

Un dezavantaj constatat în cazul folosirii GPL este acela că, instalația de cogenerare în cauză nu se poate încărca la sarcina maximă din cauza soluției constructive.

Un alt aspect este acela al prețului de achiziție al combustibilului, care pentru GPL este aproximativ la jumătate față de prețul benzinei.

7. CONTRIBUȚII DESPRINSE DIN CERCETARE

7.1 Concluzii generale

1. Planul de cercetare experimentală aplicat microcentralei de cogenerare a scos în evidență avantajele și dezavantajele folosirii combustibilului lichid (benzină) și gazos GPL.

2. Folosirea instrumentelor de măsură de ultimă generație pentru măsurarea parametrilor termodinamici în timp real ai instalației de cogenerare, oferă rezultatelor un plus de încredere.

3. Instalația de cogenerare s-a putut încărca la valoarea maximă indicată de producător atunci când s-a folosit combustibilul lichid (benzină). La înlocuirea combustibilului lichid cu GPL, instalația de cogenerare s-a putut încărca maxim doar la 70 % (3,5 kW), deoarece la valori peste această încărcare, s-au manifestat instabilități ale motorului termic.

4. Schimbarea tipului de combustibil a implicat modificarea sistemului de alimentare. Instalația experimentală a fost dotată cu un sistem de stocare a gazului petrolier lichefiat alcătuit din butelie, comutator, vaporizator, sistem adițional de încălzire al vaporizatorului compus dintr-o pompă de recirculare, agent termic, sursă de căldură și schimbător de căldură.

5. Temperaturile înregistrate în punctele critice ale centralei de cogenerare, prezintă o creștere la înlocuirea combustibilului clasic cu cel alternativ.

6. Rezultatele au arătat că, atunci când s-a trecut de la alimentarea clasică la alimentarea cu combustibil alternativ, eficiența globală a crescut:

- Pentru încărcarea de 2 kW în alimentare GPL, eficiența a fost cu 0.6 % mai mare comparativ cu încărcarea de 2 kW în alimentare cu benzină;

- Pentru încărcarea de 3,5 kW în alimentare cu GPL, eficiența a fost cu 3,1 % mai mare comparativ cu încărcarea de 4 kW în alimentare cu benzină.

7. Consumul de combustibil a suferit modificări. Comparativ pentru cele două situații apropiate de încărcare electrică, consumul de combustibil gazos a fost mai mic decât cel lichid:

- Pentru încărcarea de 2 kW în alimentare GPL, consumul de combustibil orar în medie s-a înregistrat 1,68 kg/h, în contrast cu situația de 2 kW în alimentare cu benzină, unde s-a înregistrat 1,97 kg/h;

- Pentru încărcarea de 3,5 kW în alimentare cu GPL, consumul de combustibil orar în medie s-a înregistrat 1,92 kg/h, în contrast cu situația de 4 kW în alimentare cu benzina, unde s-a înregistrat 2,85 kg/h.

8. Emisiile poluante au crescut la înlocuirea combustibilului clasic cu GPL. Comparativ cu situațiile similare de încărcare electrică, emisiile poluante cresc în cazul folosirii GPL.

7.2 Concluziile cercetărilor experimentale

Datorită faptului că nu s-a putut realiza aceleași încărcări pentru ambele tipuri de combustibili, studiile comparative se vor realiza doar pentru situațiile de încărcare egale sau cu valori apropiate. Analizând situația de față, studiul comparativ se va realiza doar pentru încărcarea de 2 kW (benzină) – 2 kW (GPL) și 4 kW (benzină) – 3,5 kW (GPL).

7.2.1 Concluzii experimentale legate de eficiența instalației de cogenerare

Un prim aspect ce trebuie scos în evidență este acela al randamentului global determinat pentru cele două situații. În figura 7.1 se prezintă sub formă grafică eficiența globală a instalației de cogenerare.

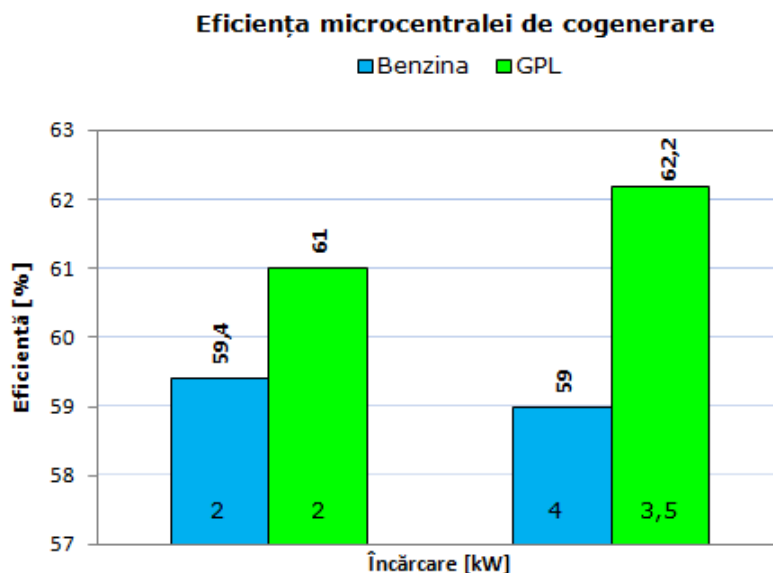


Figura 7.1. Eficiența globală a instalației de cogenerare

Analizând figura 7.1 se observă că pentru situația de 2 kW, combustibilul benzină, comparativ cu situația de 2 kW, combustibilul GPL, eficiența globală a instalației de cogenerare este mai mică cu 0,6 %. Sporul de eficiență obținut pentru combustibilul alternativ este pus pe seama consumului de combustibil. Pentru această treaptă de încărcare s-a înregistrat un consum de combustibil mai mic pentru situația în care instalația de cogenerare a fost alimentată cu combustibil gazos GPL, valoarea acestuia înregistrată în medie fiind de 1,67 kg/h, comparativ cu situația de 2 kW (benzină) unde consumul a înregistrat o valoare în medie de 1,97 kg/h.

De asemenea se observă că, pentru situația de 4 kW, combustibilul benzină, și situația de 3,5 kW combustibil GPL, există o creștere a eficienței globale cu 3,2 %. Și în acest caz creșterea eficienței este pusă pe seama consumului de

combustibil, deoarece temperaturile gazelor de ardere la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură au fost aproximativ egale în medie. Valoric, consumul de combustibil a înregistrat o valoare în medie de 2,85 kg/h pentru combustibilul lichid benzină și 1,97 kg/h pentru combustibilul alternativ.

O altă concluzie care se desprinde din cercetare este randamentul din punct de vedere economic. Datorită faptului că prețul de cost al unui kg de GPL este mai ieftin cu $\frac{1}{4}$ mai ieftin ca și benzina, trebuie analizată producția de energie termică și electrică produsă în cogenerare și din punct de vedere al costului. Aceasta fiind o altă concluzie punctuală la prezenta cercetare.

7.2.2 Concluzii experimentale legate de consumul de combustibil

Unul din factorii care determină cantitativ valoarea eficienței reprezintă consumul de combustibil, care în calculul determinării acesteia se transpune în cantitatea de energie care intră în motorul cu ardere internă. Ca și în cazul studiului comparativ privind eficiența globală a instalației de cogenerare, și în acest caz consumul de combustibil este relevant doar pe încărcarea de 2 kW-benzină, 2 kW-GPL și respectiv 4 kW-benzină, 3,5 kW-GPL.

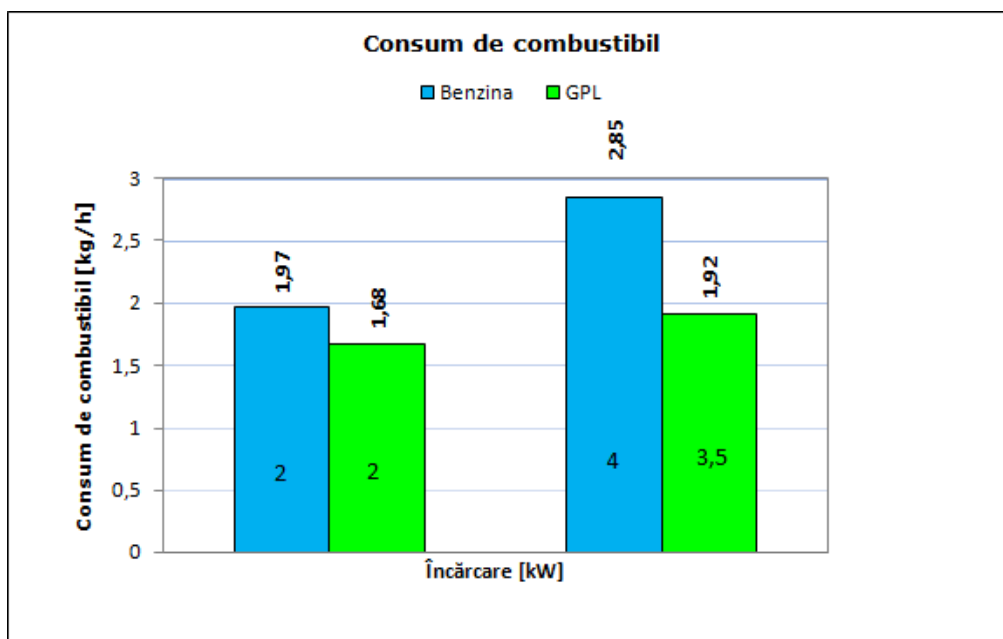


Figura 7.2. Consum de combustibil

În figura 7.2 sunt prezentate valorile în medie înregistrate pentru consumul de combustibil exprimate în kg/h. Pentru treapta de încărcare electrică de 2 kW la folosirea combustibilului lichid, consumul de combustibil s-a înregistrat la valoarea de 1,97 kg/h. Pentru combustibilul gazos consumul de combustibil a fost de 1,68 kg/h. O explicație este aceea că avem o diferență de încărcare electrică de 160 W. O altă explicație ar fi comportamentul motorului cu ardere internă. Față de funcționarea acestuia pe combustibil lichid s-a observat că la schimbarea tipului de combustibil dispersia ciclică este considerabil redusă. O dispersie ciclică redusă se traduce într-un mers regulat al motorului, oscilațiile consumului reducându-se

considerabil. Un alt aspect ce trebuie luat în considerare este acel al sistemului de alimentare inițial. Producătorul unității electrice a folosit ca și sistem de alimentare al motorului termic carburatorul. Carburatorul este de mici dimensiuni și are o construcție rudimentară. Pe de altă parte transportul fluidului se face gravimetric, iar în funcționare unitatea vibrează, creând astfel valuri în rezervor, respectiv camera de nivel constant al carburatorului, împiedicând astfel trecerea fluidului în mod regulat prin acesta.

Sistemul de alimentare cu GPL este amplasat pe cadrul grupului, vibrațiile motorului fiind amortizate de acesta. Un alt aspect esențial este acela că, GPL-ul ajunge în carburatorul motorului termic vaporizat, amestecul dintre GPL și aer fiind mult mai omogen ca și cel benzina aer. Din punct de vedere energetic GPL-ul este mai consistent decât benzina.

Toate aceste avantaje care sunt evidențiate au dus la mărirea eficienței globale pentru treapta de încărcare electrică de 2 kW cu 0,6%. O comparație între treapta de 4 kW și 3,5 kW din punct de vedere al consumului nu ar fi elocventă, deoarece sunt diferențe mari de putere electrică obținută, care se reflectă implicit în consumul de combustibil.

7.2.3 Concluzii experimentale legate de emisia de monoxid de carbon

Una din speciile emisiilor poluante care stă la baza determinării gradului de poluare a motoarelor cu ardere internă este emisia de monoxid de carbon. Emisia de monoxid de carbon are efecte nocive asupra sănătății omului, iar dacă este inhalată în cantități mari poate fi fatală, provocând moartea prin axfixiere.

În figura 7.3 sunt reprezentate valorile medii ale emisie de monoxid de carbon exprimate în $[mg/m^3N]$ raportate la oxigenul de referință. Valorile au fost înregistrate cu o frecvență de 10 minute, datorită regimului constant la care instalația a fost supusă. Oxigenul de referință are două valori în acest caz, deoarece instalația a fost alimentată cu două tipuri de combustibil [30].

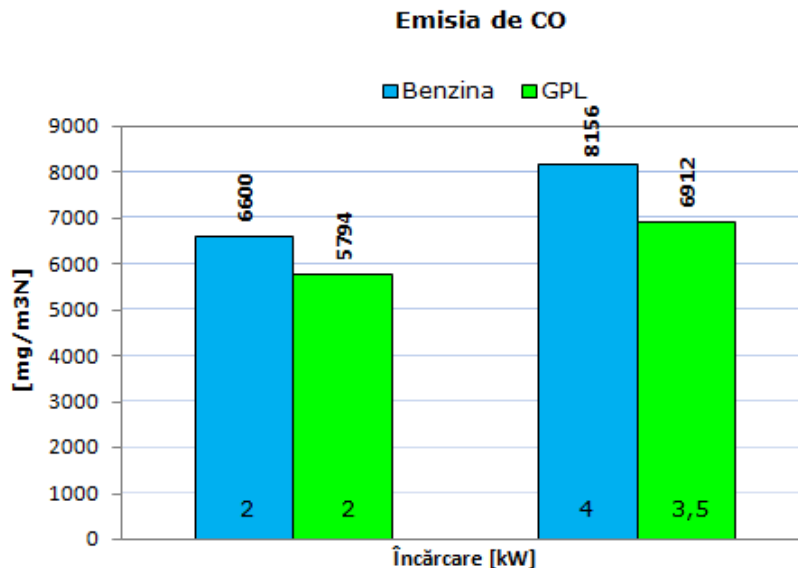


Figura 7.3. Variația emisiei de monoxid de carbon cu încărcarea electrică și tipul de combustibil

Pentru combustibilul lichid valoarea oxigenului de referință este de 5 %, iar pentru combustibilul gazos este de 3 %. Din figură se observă că pentru treapta de 2 kW încărcare electrică emisia speciei de monoxid de carbon este de 6600 mg/m³N, care este mai mare comparativ cu valoarea obținută pentru încărcarea electrică de 2 kW (5794 mg/m³N). Cu toate că diferența puterii electrice există, în termeni de evaluare a gradului de poluare putem afirma că, pentru specia de monoxid de carbon, instalația de cogenerare încărcată la valoare de 2 kW este mai puțin poluantă în cazul folosirii gazului petrolier lichefiat. Reducerea gradului de poluare este pus pe seama compoziției elementare a gazului petrolier lichefiat care este alcătuit doar din propan și butan în diferite proporții volumice, în funcție de anotimpul în care este livrat către beneficiari.

Aceiași situație este obținută și în cazul celei de-a doua încărcare, pentru fiecare combustibil în parte. Valoarea obținută pentru încărcare de 4 kW combustibil benzină a fost de 8156 mg/m³N, iar pentru încărcarea de 3,5 kW combustibil gazos a fost de 6912 mg/m³N, considerabil mai mică.

7.2.4 Concluzii experimentale legate de emisia de NO_x

Studiu comparativ se va efectua și din punct de vedere al emisiei de NO și NO_x.

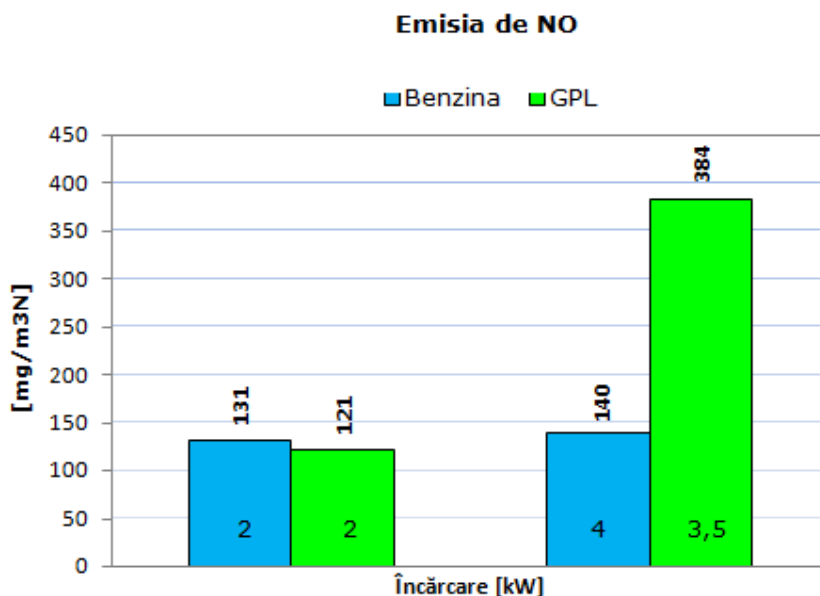


Figura 7.4. Variația emisiei de NO cu încărcarea electrică și tipul de combustibil

În figura 7.4 sunt prezentate valorile emisiei de NO, raportate la oxigenul de referință și exprimate în [mg/m³N] pentru încărcarea electrică 2 kW – benzină, 2 kW-GPL și 4 kW-benzină, 3,5 kW – GPL.

Pentru situația intermediară în care instalația a fost încărcată electric la 2 kW , pentru cele două tipuri de combustibil, valoarea emisiei de NO este în favoarea combustibilului gazos, obținându-se o valoare cu 10 unități mai mică. Pentru situația de 4 kW și respectiv 3,5 kW avem o creștere semnificativă a emisiei în cazul folosirii combustibilului gazos. Eficiența maximă se obține la o încărcare maximă a instalației de cogenerare, în acest caz este foarte dejavantajos a se folosii acet tip de combustibil. Trebuie de asemenea menționat că, grupul nu a fost dotat de către producător cu un sistem de tratare post ardere a gazelor eșapate, astfel că valorile prezentate sunt rezultatele efective.

În continuare, în figura 7.5 se prezintă concluzii punctuale cu referire la emisia de NO_x.

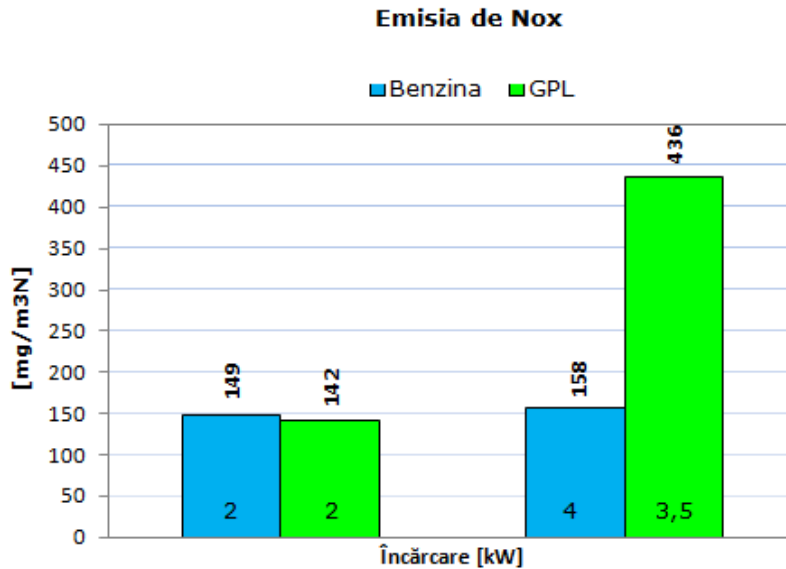


Figura 7.5. Variația emisiei de NO_x cu încărcarea electrică și tipul de combustibil

Pentru situația de încărcare electrică de 2 kW - benzină și 2 kW - GPL, valoarea emisiei de NO_x este situată în aceeași plajă, diferențele între cele două încărcări fiind minore, de aproximativ 7 unități. Diferențe mari sunt însă pentru situația de 3,5 kW - GPL și 4 kW - benzină.

Motivul creșterii bruște a valorilor pentru treapta de încărcare electrică 3,5 kW - GPL, se pune pe seama mecanismului arderii. Local în interiorul camerei de ardere temperaturile fluctuează în plaja 2800 - 3000 °C. Mecanismul de formare a oxizilor de azot începe de la 1400 °C, oxizii formându-se ușor datorită prezenței azotului în aer.

7.2.5 Concluzii experimentale legate de emisia de dioxid de carbon

Emisia de CO₂ este una din speciile poluante care necesită control strict din partea oricărei activități fie ea industrie sau sector energetic. Dioxidul de carbon nu este un gaz toxic, el contribuie la instalarea efectului de seră pe Terra. Singura metodă de anihilare a acestei specii este prin fotosinteză.

Procedeul de obținere a energiei termice și electrice în cogenerare, reduce emisia de CO₂ prin scăderea consumului de combustibil care ar fii necesar producerii energiei termice și electrice separat.

Pentru ca și comparația să fie plauzibilă în funcție de încărcarea electrică aplicată instalației de cogenerare, se aplică același principiu prezentat anterior pentru celelalte specii poluante.

Un alt aspect care trebuie reținut este acela că, cantitatea de CO₂ se va reduce direct proporțional cu procentul volumic de combustibil folosit în ardere de natură bio. Spre exemplu, dacă combustibilul primar folosit la producere a energiei electrice și termice în cogenerare, ar fii în proporție de 100% de natură bio, emisia de CO₂ ar fii nulă. Cercetările efectuate pe instalația de cogenerare în cauză au scos

în evidență până acum avantajele și dezavantajele folosirii drept combustibil primar benzina și GPL, ambele fiind de natură fosilă. Cercetările viitoare vor studia în viitor posibilitatea alimentării a grupurilor de cogenerare de mici dimensiuni cu biogaz, principiul reducerii emisiei de CO₂ fiind aplicat integral în acest sens.

În figura 7.6 se prezintă valorile emisiei de CO₂ exprimate în [mg/m³N] și raportate la oxigenul de referință pentru fiecare tip de combustibil folosit [30].

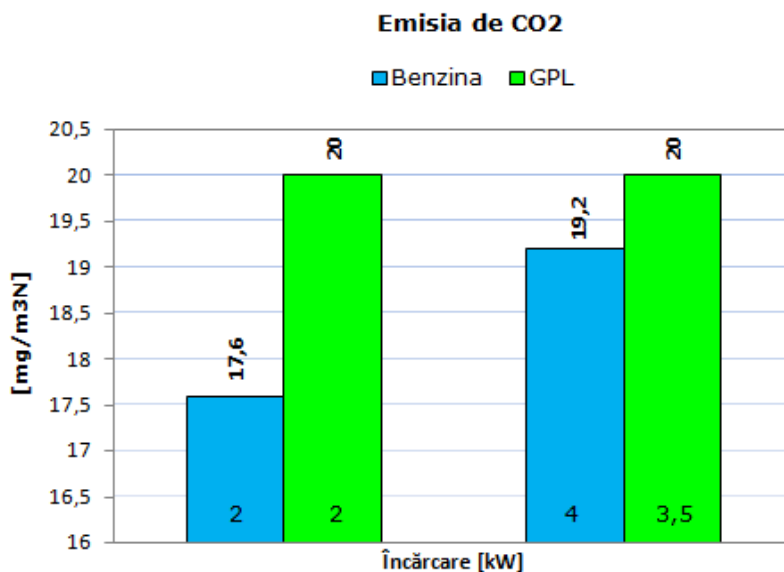


Figura 7.6. Variația emisiei de CO₂ cu încărcarea electrică și tipul de combustibil

Din figură se observă că, pentru ambele încărcări electrice, combustibilul alternativ are emisia de CO₂ mai mare. Pentru cazul 2kW –benzină și 2 kW-GPL, diferența de 2,4 % în emisie de CO₂ este în detrimentul combustibilului alternativ. La încărcarea electrică de 4 kW – benzină, 3,5 kW – GPL, diferența obținută este doar de 0,8 %.

Aceste diferențe se pun pe seama funcționării motorului cu ardere internă. Ideal ar fii indicat a se realiza o ardere ce are coeficientul excesului de aer $\lambda = 1$. Abaterile de la această valoare indică modificări pentru cantitatea de oxigen în gazele de ardere, respectiv dioxid de carbon. O valoare mai mare a oxigenului implică o valoare mai mică a dioxidului de carbon. Acest parametru indică de fapt funcționarea motorului cu ardere internă din punct de vedere al amestecului. Cu alte cuvinte un coeficient al excesului de aer peste valoarea unitară, indică o funcționare a motorului cu amestec sărac. Acest lucru se traduce într-o cantitate de oxigen mărită în gazele de ardere respectiv o valoare scăzută pentru emisia de dioxid de carbon, acest caz este întâlnit în cazul 2kW – benzină. Pentru situația de încărcare electrică de 2 kW și 3,5 kW GPL, emisia de CO₂ este egală și mai mare decât în celelalte cazuri pentru că, coeficientul excesului de aer prezintă o valoare foarte aproape de 1. Acest aspect reflectă încă odată buna funcționare a motorului cu ardere internă.

În tabelul 7.1 sunt prezentate valorile emisiei de CO₂ pentru cei doi combustibili analizați atunci când se produce energie termică și electrică în cogenerare. S-a

determinat cantitatea de dioxid de carbon exprimată în tone pe an pentru o singură unitate similară cu cea realizată în laboratorul multifuncțional al Facultății de Mecanică, și s-au prezentat de asemenea un scenariu pentru 1000 de astfel de instalații de cogenerare de dimensiuni mici, similare cu cea din laborator, pe care s-au realizat experimentele. De menționat este faptul că perioada anuală de funcționare a fost stabilită la 365 zile.

Tabelul 7.1. Emisia de CO₂ rezultată în urma producerii energiei electrice în cogenerare folosind combustibil fosil și alternativ

Combustibil	Încărcare [kW]	CO ₂ [mg/m ³ N]	Wg [m/s]	Diametru [m]	Debit CO ₂ /unitate [t/an]	Debit CO ₂ /1000 unități [t/an]
Benzină	2	17,66	5,9	0,053	7,25	7245,54
	4	19,22	6,1	0,053	8,15	8152,88
	5	18,12	5,9	0,053	7,43	7434,27
GPL	1	21,75	5,8	0,053	8,77	8772,34
	2	20,04	5,9	0,053	8,22	8222,00
	3,5	20,01	5,8	0,053	8,07	8070,55

Din tabel se observă că, la producerea energiei termice în cogenerare pentru încărcarea electrică de 2 kW, atunci când combustibilul primar utilizat în producerea energiei termice și electrice în cogenerare a fost benzina, emisia de CO₂ rezultată pentru o singură instalație de cogenerare a fost de 7,25 tone. Pentru celelalte cazuri de încărcare electrică, emisia de CO₂ rezultată ar fi de 8,15 tone pentru treapta de 4 kW, iar pentru treapta de 5 kW este de 7,43 tone. Din punct de vedere al rentabilității producerii energiei, este necesar să folosim instalația de cogenerare la treapta de încărcare electrică maximă, dar acest lucru va provoca creșterea gradului de poluare asupra mediului înconjurător, comparativ cu celelalte trepte.

Pentru combustibilul alternativ, situația producerii energiei electrice în cogenerare privind emisia de CO₂ se modifică negativ. Aplicând același raționament ca și în cazul folosirii benzinei, pentru combustibilul alternativ GPL, emisia de CO₂ crește. Pentru încărcarea electrică de 1 kW emisia de CO₂ transferată mediului este de 8,77 tone. Treapta electrică de 2 kW transferă mediului doar 8,22 tone, iar ultima treaptă de încărcare electrică (3,5 kW) produce anual 8,07 tone. Se observă cu cât încărcarea electrică a instalației crește cu atât, emisia de CO₂ scade. Acest lucru ne îndeamnă a folosi încărcarea maximă a instalației de cogenerare și din punct de vedere al gradului de poluare.

Dacă analizăm treptele de încărcare electrice maxime și comparabile (4kW – benzină, 3,5 kW – GPL), diferența anuală de emisie de CO₂ produsă este 0,8 tone între cei doi combustibili. Combustibilul alternativ este mai puțin poluant pentru această treaptă de încărcare. Aportul este mai mare când se face simularea pentru cele 1000 de unități identice.

7.2.6 Concluzii experimentale privind costul de producție al energiei termice și electrice produse în cogenerare

Se va analiza din punct de vedere economic producerea energiei electrice și termice în cogenerare cu instalații de dimensiuni mici.

În tabelul 7.2 și 7.3 sunt prezentate rezultatele calculului efectuate pentru încercările realizate pe instalația de cogenerare cu motor cu aprindere prin scânteie.

Tabelul 7.2. Prețul de cost al energiilor obținute pentru combustibilul benzină

Preț de cost al energiei termice și electrice pentru combustibil benzină					
Preț RON/litru	Consum orar [kg/h]	Putere electrică produsă [kW]	Putere termică [kWh]	Preț energie electrică RON/kWh	Preț energie termică RON/Gcal
5,07	1,97	2	3,15	4,97	2973,07
5,07	2,85	4	3,28	3,66	4045,69
5,07	4	5	12,18	3,90	1626,77

Analizând valorile calculate pe baza măsurătorilor efectuate din tabelul 7.2, se observă că cea mai rentabilă situație este în cazul producerii energiei termice și electrice în cogenerare în cazul 3, adică la treapta de încărcare electrică maximă de 5 kW. Acest lucru se observă și din tabelul 7.2, valoarea energiei termice exprimate în Gcal fiind cea mai mică. De asemenea se observă că și costul energiei electrice este cel mai mic, în consecință se recomandă a se folosi instalația în regim maxim de producere a celor două forme de energie în cogenerare.

Tabelul 7.3. Prețul de cost al energiilor obținute pentru combustibilul GPL

Preț de cost al energiei termice și electrice pentru combustibil GPL					
Preț RON/litru	Consum orar [kg/h]	Putere electrică produsă [kW]	Putere termică [kWh]	Preț energie electrică RON/kWh	Preț energie termică RON/Gcal
2,92	1,53	1	4,04	4,33	1070,68
2,92	1,68	2	3,6	2,43	1285,61
2,92	2	3,5	4,11	1,68	1311,23

Tabelul 7.3 prezintă rezultatele calculate pentru combustibilul alternativ. În toate cazurile, comparativ cu utilizarea combustibilului lichid, costurile de producție sunt mai reduse. Trebuie reținut faptul că, încărcările electrice sunt mai mici. De asemenea, și pentru această situație s-a înregistrat cele mai reduse valori ale costurilor de producție pentru situația de încărcare maximă. Pentru sarcina de încărcare electrică maximă s-a obținut o valoare a costului de producție a energiei electrice de 1,68 RON/kWh, fiind cea mai mică. Pentru încărcarea electrică de 2 kW costul de producție al energiei electrice este cu 56 % mai redusă ca și în cazul combustibilului lichid. Valoarea costului de producție a energiei termice, în cazul GPL este cu 20 % mai redusă față de combustibilul de referință.[35]

Rezultatele prezentate în tabelul 7.2 și 7.3 indică faptul că din punct de vedere economic, producere energiei electrice în cogenerare cu motor cu aprindere prin scânteie, este foarte scumpă, în considerentul că locuitorii României plătesc în momentul de față pentru un kW consumat 0,4 RON, iar pentru apă caldă și căldură prețului unei Gcal a fost stabilită la 184 RON/Gcal.

Aceste aspecte sunt puse pe seama a doi factori decisivi în procesul de cogenerare cu motor cu aprindere prin scânteie și anume:

- Consumul de combustibil datorat principiului de funcționare;
- Prețul de cost al energiei primare.

S-a demonstrat în nenumărate rânduri, că utilizarea combustibilului gazos este soluția optimă în producerea de energie electrică și termică în cogenerare. Pentru a reduce costurile de producție ale energiilor, este necesar să se reducă costul energiei primare, fiind singura componentă care poate fi modificată. O astfel de soluție de cogenerare va fi fezabilă în zonele friguroase și izolate, folosindu-se combustibili fosili. De reținut este faptul că, motorul cu aprindere prin scânteie funcționează și cu biogaz. Astfel de instalații sunt foarte des utilizate în zonele unde se produce biogaz, cu acestea asigurându-se astfel o parte din utilitățile instituției unde este implementat.

Ca și concluzie generală pentru instalațiile de cogenerare cu motor Otto se recomandă a se folosi combustibil alternativ (GPL- gaz petrolier lichefiat), cu precizarea că încărcarea electrică la care se încarcă instalația este maximă.

Trebuie menționat faptul că aceste valori au fost obținute fără a avea un catalizator ce tratează gazele de ardere. De asemenea trebuie amintit că, combustibilul alternativ folosit în această cercetare este de natură fosilă, fapt pentru care componentele poluante nu se reduc. Viitoarele direcții de cercetare vor lua în considerare înlocuirea combustibilului alternativ fosil cu un combustibil gazos de natură bio.

7.3 Contribuții experimentale

7.3.1 Contribuții teoretice

1. Studiul literaturii de specialitate în vederea stabilirii metodologiei calculului eficienței microcentralei de cogenerare cu motorul cu aprindere prin scânteie.

2. Parcurgerea literaturii de specialitate din domeniul analizat, cu mențiunea că foarte puține date din literatura română au fost obținute pentru combustibilul ce a fost analizat în microcentrala de cogenerare.

3. Stabilirea parametrilor termodinamici-funcționali ai microcentralei de cogenerare care s-au monitorizat pe durata măsurătorilor.

4. Elaborarea unui plan de măsurători în vederea determinării eficienței globale și a impactului asupra mediului înconjurător.

7.3.2 Contribuții experimentale

1. Construirea schimbătorului de căldură în curent încrucișat de dimensiuni reduse din țevă tubulară plasat într-o carcasă prin care se circulă gazele de ardere;
2. Construirea traseului de alimentare cu apă de răcire a schimbătorului de căldură construit;
3. Construirea sistemului de achiziție de date al debitului de combustibil lichid;
4. Construirea sistemului de achiziție de date al consumului de combustibil gazos;
5. Adaptarea pe standul de proba a sistemului de alimentare cu GPL;
6. Construirea sistemului de încălzire al vaporizatorului instalației de alimentare cu GPL – s-a montat pompă de recirculare electrică adițională, care alimenta cu apă preîncălzită vaporizatorul, fiind

- asigurate în acest mod condițiile optime de funcționare ale vaporizatorului;
7. Construirea sistemului de achiziție de date în timp real pentru înregistrarea temperaturilor în punctele critice ale instalației experimentale de cogenerare;
 8. Realizarea unui program de achiziție de date în timp real în mediul de programare LabView 8.5;
 9. Monitorizarea emisiilor din gazele de evacuare ale motorului cu aprindere prin scânteie cu analizorului de gaze TESTO 350 M/XL.

7.3.3 Contribuții privind posibilitatea extinderii domeniului de aplicabilitate

1. Înlocuirea combustibilului alternativ cu biogaz.
2. Extinderea studiului instalației de cogenerare prin modificare în trepte a debitului de apă circulat prin schimbătorul de căldură.
3. Conectarea instalației de cogenerare la un circuit închis al apei de răcire, simulând astfel încălzirea unei locuințe. Monitorizarea comportamentului instalației de cogenerare .
4. Realizarea unui sistem de monitorizare la distanță a parametrilor tehnico funcțional ai instalației de cogenerare.
5. Realizarea unui sistem de gestiune electronic al alimentării motorului cuardere internă.
6. Realizarea unui sistem de tratarea catalitică a gazelor de ardere la ieșirea acestora din motorul cu ardere internă .
7. Realizarea unui plan de măsurători privind monitorizarea gradului de reducere a poluării prin tratarea gazelor de ardere la ieșirea acestora din motorul cu ardere internă.
8. Înlocuirea sistemului manual de determinare a consumului de combustibil lichid și gazos cu senzori electronici de înregistrare ale debitelor.

7.4 Rezumat capitol 7

Din cauza faptului că nu a fost posibil sa se realizeze aceleași încărcări pentru ambele tipuri de combustibili, studiile comparative se vor realiza doar pentru situațiile de încărcare egale sau cu valori apropiate. Analizând situația de față, studiul comparativ se realiza doar pentru încărcarea de 2 kW (benzină) – 2 kW (GPL) și 4 kW (benzină) – 3,5 kW (GPL).

Se prezinta eficienta globala a instalatiei de cogenerare pentru incarcare de 2 kw benzina si GPL si incarcarea 4 kw benzina si 3.5 kW GPL.

Analizând figura 7.1 (din capitolul 7.2 Concluziile cercetarilor experimentale) se observă că pentru situația de 2 kW, combustibil benzină, comparativ cu situația de 2 kW, combustibil GPL, eficiența globală a instalației de cogenerare este mai mică cu 0,6 %. Sporul de eficiență obținut pentru combustibilul alternativ este pus pe seama consumului de combustibil. Pentru această treaptă de încărcare s-a înregistrat un consum de combustibil mai mic pentru situația în care instalația de cogenerare a fost alimentată cu combustibil gazos GPL, valoarea acestuia înregistrată în medie fiind de 1,67 kg/h, comparativ cu situația de 2 kW (benzină) unde consumul a înregistrat o valoare în medie de 1,97 kg/h.

De asemenea se observă că, pentru situația de 4 kW, combustibil benzină, și situația de 3,5 kW combustibil GPL, există o creștere a eficienței globale cu 3,2 %. și în acest caz creșterea eficienței este pusă pe seama consumului de combustibil, deoarece temperaturile gazelor de ardere la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură au fost aproximativ egale în medie. Valoric, consumul de combustibil a înregistrat o valoare în medie de 2,85 kg/h pentru combustibilul lichid benzină și 1,97 kg/h pentru combustibilul alternativ.

Consumul de benzină pentru încărcarea de 2 kW benzină este de 1.97 [kg/h], iar pentru încărcarea de 2kW GPL consumul de GPL este de 1.68 [kg/h]. Pentru încărcarea de 4 kW benzină consumul de benzină este de 2.85 [kg/h], iar pentru încărcarea de 3.5 kW GPL consumul de GPL este de 1.92 [kg/h].

Emisiile de CO pentru încărcarea de 2 kW benzină sunt de de 6600 [mg/m³N], iar pentru încărcarea de 2kW GPL emisiile de CO sunt de 5794 [mg/m³N]. Pentru încărcarea de 4 kW benzină GPL emisiile de CO sunt de 8156 [mg/m³N], iar pentru încărcarea de 3.5 kW GPL emisiile de CO sunt de 6912 [mg/m³N].

Emisiile de NO pentru încărcarea de 2 kW benzină sunt de de 131 [mg/m³N], iar pentru încărcarea de 2kW GPL emisiile de NO sunt de 121 [mg/m³N]. Pentru încărcarea de 4 kW benzină GPL emisiile de NO sunt de 140 [mg/m³N], iar pentru încărcarea de 3.5 kW GPL emisiile de NO sunt de 384 [mg/m³N].

Emisiile de NO_x pentru încărcarea de 2 kW benzină sunt de de 149 [mg/m³N], iar pentru încărcarea de 2kW GPL emisiile de NO_x sunt de 142 [mg/m³N]. Pentru încărcarea de 4 kW benzină GPL emisiile de NO_x sunt de 158 [mg/m³N], iar pentru încărcarea de 3.5 kW GPL emisiile de NO_x sunt de 436 [mg/m³N].

Emisiile de CO₂ pentru încărcarea de 2 kW benzină sunt de de 17.6 [mg/m³N], iar pentru încărcarea de 2kW GPL emisiile de CO₂ sunt de 20 [mg/m³N]. Pentru încărcarea de 4 kW benzină GPL emisiile de CO₂ sunt de 19.2 [mg/m³N], iar pentru încărcarea de 3.5 kW GPL emisiile de CO₂ sunt de 20 [mg/m³N].

LISTA FIGURILOR

- Figura 1.1 Sistem de cogenerare
Figura 1.2 Comparație între fluxurile de energie și combustibil la Producere separată a electricității și a căldurii și respectiv, cu Cogenerare
Figura 2.0 Cogenerarea cu motor cu ardere internă cu piston și cazan recuperator
Figura 2.1. a) Ciclul teoretic Otto; b) Ciclul teoretic Diesel
Figura 2.2. Schema cogenerării cu motor cu piston
Figura 2.3. Schema cogenerării turbina cu gaze(TG)
Figura 2.4. Schema cogenerării turbină cu abur(TA)
Figura 2.5 Cogenerare cu turbine cu gaz
Figura 2.6 Ciclul termodinamic al instalației cu turbina cu gaze [3]:
Figura 2.7. Schema cogenerării turbină cu abur(TA) [1]
Figura 2.8. Schemă clasică a termocentralei pe cogenerare
Figura 2.9. Principiul pilei de combustie
Figura 2.10. Centrală de cogenerare cu pilă de combustie funcționând în circuit Rankine cu turbină cu abur
Figura 2.11. Schema constructivă a motorului Stirling Philips:
Figura 2.12. Ciclul Stirling direct și inversat
Figura 2.13. Producția de energie electrică prin cogenerare în 15 state ale UE
Figura 2.14. Producția de energie termică prin cogenerare în 15 state ale UE
- Figura 3.1. Modalități de încălzire a locuințelor în România
Figura 3.2. Dispozitiv de prelevare cu comanda mecanică
Figura 3.3. Dispozitiv servo-vacuumatic de prelevare
Figura 3.4. Dispozitiv cu control electronic al cantității de gaze prelevate
Figura 3.5. Schema unui turbocompresor cu geometrie variabilă
Figura 3.6. Sistemul mecanic de control al VGT
Figura 3.7. Sistemul EGR
Figura 3.8. Schema unei valve electrice EGR
Figura 3.9. Principalele elemente componente ale distribuției variabile
Figura 3.10 Sistem de distribuție variabilă
Figura 3.11 Distribuție variabilă pe admisie
Figura 3.12 Distribuție variabilă pe evacuare
Figura 3.13 Distribuție variabilă pe admisie și evacuare.
Figura 3.14 Intrările și ieșirile într-un microprocesor
Figura 3.15 Funcționalități comandate de B.E.C
Figura 4.1 Punctul critic
Figura 4.2. Punctul critic și pseudocritic
Figura 4.3. Factorul de compresibilitate
Figura 5.1. Schema instalației de cogenerare cu m.a.s
Figura 5.2. Grupul generator vedere lateral stânga:
Figura 5.3. Caracteristica de turație
Figura 5.4. Vedere secțiune schimbător de căldură

- Figura 5.5. Amplasarea grupului generator
Figura 5.6. Schimbător de căldură asamblat
Figura 5.7. Schema termocuplului
Figura 5.8. Curbele de etalonare a termocuplurilor
Figura 5.9. Termocuplul pentru gaze de ardere TLM
Figura 5.10. Termocuplul pentru apă de răcire TRL
Figura 5.11. Dimensiuni caracteristice ale convertorului
Figura 5.12. Diagrama cu schema pinilor convertorului analogic-digital tip Pixsys ATR 243 ABC [23].
Figura 5.13. Exemplu de setarea ieșirii analogice / digitale
Figura 5.14. Exemplu de vizualizare a temperaturilor cu convertorul Pixsys ATR 243 ABC
Figura 5.15. Placă de achiziție de date NI-PCI 6224
Figura 5.16. Traseul semnalului de la blocul cu interconexiuni către placa de achiziție
Figura 5.17. Legăturile convertoarelor la blocul cu interconexiuni
Figura 5.18. Schema sistemului de achiziție de date
Figura 5.19. Meniul principal
Figura 5.20. Interfața „Monitorizare – temperaturi”.
Figura 5.21. Fișierul final forma de prezentare a datelor
Figura 5.22. Schema logică a interfeței MENIU PRINCIPAL
Figura 5.23. Programul în LabView al interfeței „Meniu Principal”.
Figura 5.24. Schema logică a interfeței de monitorizare a temperaturilor
Figura 5.25. Caracteristica termocuplurilor: a) TLM , b) TRL.
Figura 5.26. Punctul de măsurare a noxelor
Figura 5.27. Celulă electrochimică cu doi electrozi
Figura 5.28. Celulă electrochimică cu trei electrozi
Figura 5.29. Unitatea de analiză, vedere laterală
Figura 5.30. Unitatea de analiză, vedere de sus
Figura 5.31. Montaj de interconectare a aparatelor tip TESTO, pentru măsurători continue complexe
Figura 5.32. Unitatea de control a instrumentului TESTO
Figura 5.33. Sonda de prelevare a gazelor
Figura 5.34. Imagine ce indică momentul de calibrarea la zero a analizorului
Figura 5.35. Ecran, Testo 350
Figura 5.36. Imagine a ecranului specific bazei de alegere a combustibilului
Figura 5.37. Ecran indicând posibilitate de reglare parametrilor și unităților de măsură
Figura 5.38. Sistemul de măsurare a debitului de combustibil:
Figura 5.39. Sistemul de alimentare cu combustibil GPL
Figura 5.40. Debitmetru cu turbină și diagrama erorilor
Figura 5.41. Schema subansamblului încărcare electrică
Figura 6.1. Arderea reală a combustibililor
Figura 6.2. Variația temperaturii gazelor de ardere la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 2 kW, folosind benzină
Figura 6.3. Variația temperaturii apei de răcire la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 2 kW, folosind benzină
Figura 6.4. Variația debitului apei de răcire pentru treapta de încărcare 2 kW, folosind benzină

- Figura 6.5. Variația consumului de benzină pentru treapta de încărcare de 2 kW
- Figura 6.6. Variația concentrațiilor de CO, la o încărcare de 2 kW, folosind benzină, raportate la $O_{2.ref} = 5\%$
- Figura 6.7. Variația concentrațiilor de NO și NO_x , la o încărcare de 2 kW, folosind motorină, raportate la $O_{2.ref} = 5\%$
- Figura 6.8. Variația concentrațiilor de O_2 și CO_2 , la o încărcare de 2 kW, folosind benzină, raportate la $O_{2.ref} = 5\%$
- Figura 6.9. Variația temperaturii gazelor de ardere la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 4 kW, folosind benzină
- Figura 6.3. Variația temperaturii apei de răcire la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 4 kW, folosind benzină
- Figura 6.4. Variația debitului apei de răcire pentru treapta de 4 kW, folosind benzină.
- Figura 6.5. Variația consumului de benzină pentru treapta de încărcare 4 kW.
- Figura 6.13. Variația concentrațiilor de CO, la o încărcare de 4 kW, folosind benzină, raportate la $O_{2.ref} = 5\%$.
- Figura 6.14. Variația concentrațiilor de NO și NO_x , la o încărcare de 4 kW, folosind motorină, raportate la $O_{2.ref} = 5\%$.
- Figura 6.15. Variația concentrațiilor de O_2 și CO_2 , la o încărcare de 4 kW, folosind benzină
- Figura 6.16. Variația temperaturii gazelor de ardere la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 5kW, folosind benzină.
- Figura 6.17. Variația temperaturii apei de răcire la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 5 kW, folosind benzină.
- Figura 6.18. Variația debitului apei de răcire pentru treapta de 5 kW, folosind benzină.
- Figura 6.19. Variația consumului de benzină pentru treapta de încărcare 5 kW
- Figura 6.20. Variația concentrațiilor de CO la o încărcare de 5 kW, folosind benzină, raportate la $O_{2.ref} = 5\%$.
- Figura 6.21. Variația concentrațiilor de NO și NO_x , la o încărcare de 5kW, folosind benzină, raportată la $O_{2.ref} = 5\%$.
- Figura 6.22. Variația concentrațiilor de O_2 și CO_2 , la o încărcare de 5 kW, folosind benzină.
- Figura 6.23. Variația eficienței cogenerării funcție de încărcarea grupului pentru cazul alimentării cu benzina
- Figura 6.24. Variația temperaturii gazelor de ardere la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 1 kW, folosind GPL
- Figura 6.25. Variația temperaturii apei de răcire la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 1 kW, folosind GPL.
- Figura 6.26. Variația debitului apei de răcire pentru treapta de 1 kW, folosind GPL.
- Figura 6.27. Variația consumului de GPL pentru treapta de încărcare 1 kW
- Figura 6.28. Variația concentrațiilor de CO la o încărcare de 1 kW, folosind GPL, raportate la $O_{2.ref} = 3\%$
- Figura 6.29. Variația concentrațiilor de NO și NO_x , la o încărcare de 1kW, folosind GPL, raportată la $O_{2.ref} = 3\%$
- Figura 6.30. Variația concentrațiilor de O_2 și CO_2 , la o încărcare de 1 kW, folosind GPL
- Figura 6.31. Variația temperaturii gazelor de ardere la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 2 kW, folosind GPL

- Figura 6.32. Variația temperaturii apei de răcire la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 2 kW, folosind GPL
- Figura 6.33. Variația debitului apei de răcire pentru treapta de 2 kW, folosind GPL
- Figura 6.34. Variația consumului de GPL pentru treapta de încărcare 2 kW
- Figura 6.35. Variația concentrațiilor de CO la o încărcare de 2 kW, folosind GPL, raportate la $O_{2.ref} = 3\%$
- Figura 6.36. Variația concentrațiilor de NO și NO_x , la o încărcare de 2 kW, folosind GPL, raportată la $O_{2.ref} = 3\%$
- Figura 6.37. Variația concentrațiilor de O_2 și CO_2 , la o încărcare de 2 kW, folosind GPL
- Figura 6.38. Variația temperaturii gazelor de ardere la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 3,5 kW, folosind GPL
- Figura 6.39. Variația temperaturii apei de răcire la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 3,5 kW, folosind GPL
- Figura 6.40. Variația debitului apei de răcire pentru treapta de 3,5 kW, folosind GPL
- Figura 6.41. Variația consumului de GPL pentru treapta de încărcare 3,5 kW
- Figura 6.42. Variația concentrațiilor de CO la o încărcare de 3,5 kW, folosind GPL, raportate la $O_{2.ref} = 3\%$
- Figura 6.43. Variația concentrațiilor de NO și NO_x , la o încărcare de 3,5 kW, folosind GPL, raportată la $O_{2.ref} = 3\%$
- Figura 6.44. Variația concentrațiilor de O_2 și CO_2 , la o încărcare de 3,5 kW, folosind GPL
- Figura 6.45. Variația eficienței cogenerării funcție de încărcarea grupului la alimentarea cu combustibil gazos GPL
- Figura 7.1. Eficiența globală a instalației de cogenerare
- Figura 7.2. Consum de combustibil
- Figura 7.3. Variația emisiei de monoxid de carbon cu încărcarea electrică și tipul de combustibil
- Figura 7.4. Variația emisiei de NO cu încărcarea electrică și tipul de combustibil
- Figura 7.5. Variația emisiei de NO_x cu încărcarea electrică și tipul de combustibil
- Figura 7.6. Variația emisiei de CO_2 cu încărcarea electrică și tipul de combustibil

LISTA TABELELOR

- Tabelul 1.1. Structura gravifică a noxelor
- Tabelul 2.1. Comparatie între motor cu aprindere prin scânteie și Diesel
- Tabelul 2.2. Balanța de energie
- Tabelul 2.3. Indicatorii balanței de energie
- Tabelul 2.4. Emisii aferente etapei de extracție – prelucrare – transport pentru combustibil gaz metan.
- Tabelul 2.5. Indicatorii balanței de energie
- Tabelul 2.6. Avantaje și dezavantaje ale diferitelor sisteme
- Tabelul 3.1. Comparație între un FGT și VGT

- Tabelul 4.1. Principalele caracteristici ale hidrocarburilor pure
- Tabelul 4.2. Compoziția chimică a propanului de tip I și tip II
- Tabelul 4.3. Valorile densității gazului metan
- Tabelul 4.4. Temperatura de aprindere
- Tabelul 4.5. Limita de amestec
- Tabelul 4.6. Viteza de ardere
- Tabelul 4.7. Temperaturile de autoaprindere
- Tabelul 6.1. Rezultatele calculului arderii pentru combustibilul de bază (benzină) și trei încercări.
- Tabelul 6.2. Specificațiile tehnice ale motorului termic din grupul de cogenerare GX 390 OHV
- Tabelul 6.3. Rezultatele determinării eficiențelor (termice și electrice), respectiv totale ale microcentralei de cogenerare
- Tabelul 6.4. Rezultatele determinării eficiențelor (termice și electrice), respectiv totale ale microcentralei de cogenerare.
- Tabelul 7.1. Emisia de CO₂ rezultată în urma producerii energiei electrice în cogenerare folosind combustibil fosil și alternativ
- Tabelul 7.2. Prețul de cost al energiilor obținute pentru combustibilul benzină
- Tabelul 7.3. Prețul de cost al energiilor obținute pentru combustibilul GPL

BIBLIOGRAFIE

- [1] Cogenerarea de mica si medie capacitate - ENERO-Centru pentru promovarea energiei curate si eficiente în Romania-Responsabil lucrare Ing. Alexandru Florescu –Mai 2002
- [2] Evan, Murdock ș.a. Use in Madison’s Fleet: Charting a Path to a Sustainable Future
- [3] Tyson, Shaine, K. Biodiesel Handling and Use Guidelines, National Renewable Energy Laboratory, USA, September
- [4] <http://epp.eurostat.ce.compa.en/ITYoffpub/KS-NQ-03-021/EN/KS-NQ-03-21EN.pdf>
- [5] Lontis Nicolae- Teza de doctora
- [6] V., D., Negrea. Procese în motoarele cu ardere internă. Economicitate. Combaterea poluarii - Vol I, Ed. Politehnica, 2001.
- [7] <http://en.wikipedia.org/wiki/cogeneration>
- [8] Iorga, Dănilă. Alimentarea și reglarea motoarelor cu ardere internă, Ed.Politehnica, 1995
- [9] V., D., Negrea. Motorate cu ardere internă Vol I, Ed. Politehnica, Timișoara, 2001
- [10] <http://auto.howstuffworks.com/turbo.htm>
- [11] Vasilescu, C., A. Combaterea poluării prodse de motoarele cu ardere internă, Ed. Academiei, 1975
- [12] Steve, Howell, Weber, J., Alan. Biodiesel Use in Underground Metal and Nonmetal Mines
- [13] (***)Cogeneration at Small Scale, Simultaneous Production of Electricity and Heat, EUROPEAN BIOMASS INDUSTRY ASSOCIATION, Bruxelles)
- [14] V., D., Negrea. Procese in motoare cu ardere interna, Economicitate, Combaterea poluarii. Vol. I , Ed. Politehnica, Timisoara, 2001
- [15] V., D., Negrea. Procese in motoare cu ardere interna, Economicitate, Combaterea poluarii. Vol. II , Ed. Politehnica, Timisoara, 2001
- [16] Ionel, I., Lontis, N. Biodiesel in public transportation, Ed. Politehnica Tomul 52(66), Fascicola 7, 2007, ISSN 1244-6077
- [17] Apostolescu N., Aramă, C., Grunwald, B. Poluarea aerului de către motarele cu ardere internă, Ed. Tehnică, București, 1975
- [18] Bejan, A. Termodinamică tehnică avansată, Ed. Tehnică, București, 1996
- [19] Schwab, A.W., Bagby, M.O. Preparation and properties of diesel fuels from vegetable oils,., Fuels, 66, 1987, 1372-1378
- [20] CAVAROPOL D.V - ELEMENTE DE DINAMICA GAZELOR

- INSTALAȚII DE GPL ȘI GNL- EDITURA MINISTERULUI INTERNELOR ȘI REFORMEI ADMINISTRATIVE, 2008
- [21] [http://patentados.com/invento/procedimientopara- preparar-acido-4-4hidroxidifenilpiperidinil. Html](http://patentados.com/invento/procedimientopara-preparar-acido-4-4hidroxidifenilpiperidinil.html)
- [22] <http://images.google.ro/imgres?imgurl=>
- [23] Legea nr. 199/2000 republicată în Monitorul Oficial nr. 954/27.11.2006 privind utilizarea eficientă a energiei
- [24] www.unpm.ro/content.aspx?id=91
- [25] Legea nr. 571/2003
- [26] Hotărârea nr.941 din 29 august 2002
- [27] www.ejbowman.co.uk/pdf/exhaustgas.pdf
- [28] Evan, Murdock ș.a. Use in Madison's Fleet: Charting a Path to a Sustainable Future
- [29] Onuțu I., ș.a. Asigurarea specificațiilor de calitate și ecologice prin reformularea combustibililor de tip motorină diesel auto
- [30] **F. Iacobescu**, I. Ionel, Experimental comparative results of main pollutants monitoring for a spark ignition cogeneration engine fuelled with LPG and petrol, Optoelectronics and advanced materials- Rapid communications, Vol. 5, No. 12, December 2011, p. 1364 – 1369
- [31] **F. Iacobescu**, Dr. Ing. Nicolae Stelian LONTIȘ, "Diagnosis of automotive sensors using microcontrollers", ISSN 1222-4057, Termotehnica, Bucuresti, Decembrie 2011
- [32] L. Dungan, I. Ionel, M. Dungan, **F. Iacobescu**, "Research concerning thermal stress of bandages on block braking in case of braking stop", 6th WSEAS Int. Conf. on Cellular and Molecular Biology, Biophys. and Bioeng., BIO'10, 8th WSEAS Int. Conf. on Environ., Ecosystems and Dev., EED'10, Int. Conf. on Biosci. and Bioinformatics, ICBB'10 , Vouliagmeni Beach , , ISBN: 978-960-474-261-5 ISSN: 1792-7374,Athens, pp. 168-171, 2010
- [33] **F. Iacobescu**, "Data acquisition for engine control and measurement system", Proceedings of the International Conference "Ecology of urban areas", 30 september 2011, Zrenjanin, Serbia
- [34] **F. Iacobescu**, "Monitoring of main pollutants by burning LPG fuel in a generator with a spark ignition engine", Proceedings of the International Humboldian session "KNOWLEDGE, CULTURE, SCIENCE THE FUNDAMENT OF QUALITY OF LIFE IN SOCIETY", 23-28 november 2010, Timișoara, Romania
- [35] **F. Iacobescu**, "Monitoring of main pollutants by burning petrol fuel in a generator with a spark ignition engine", Proceedings of the International Humboldian session "KNOWLEDGE, CULTURE, SCIENCE THE FUNDAMENT OF QUALITY OF LIFE IN SOCIETY", 23-28 november 2010, Timișoara, Romania
- [36] **F. Iacobescu**, "The diagnosis of automotive sensors", Scientific Bulletin of University of Timisoara, Romania, Transactions on Mechanics, ISSN 1224-6077, Fascicola 2, Timișoara, pp. 85 – 89, September 2008.
- [37] **F. Iacobescu**, I. Ciama "Exhaust Gas Recirculation System", 13th Termotehnice Conference, pp. 181 – 186, May 2003, Resita, Romania

- [38] Ioana, C. Ungureanu , D. Popescu, D. Maxim, **F. Iacobescu**, C. Gruescu , "Cercetări privind funcționarea ecologică a cazanului de apă fierbinte GIAF 3 DLM funcționând pe deșeuri lemnoase", *Analele Universității din Oradea, Fascicola de Energetică*, ISSN 1224-1261, vol. II, pp. 300 – 307, 2001
- [39] R. Bosch GmbH: – Automotive handbook, Stuttgart, (2000).
- [40] Tyson, K. Shaine, Bio-diesel Handling and Use Guidelines, National Renewable Energy Laboratory, USA, September (2001).
- [41] T. Tasic, P. Pogorevc, T. Brajilic, *APEM Journal* **62**, 87 (2011).
- [42] M. Lpoulton Alternate Fuels for road vehicles Computational Mechanics publications, Ashurst, Southampton, UK, 84-85 (1990).
- [43] R. R. Saraf, Dr. S. S. Thipse, Dr. P. K. Saxena, Experimental Performance Analysis of LPG/Gasoline bio-fuel Paanger Car engines, SAE, 01-2132 (2007)
- [44] R. Li Voti, G. L. Liakhov, S. Paoloni, C. Sibilica, M. Bertolotti, Thermal waves physics, *J. Optoelectron. Adv. Mater.* **3**(4), (2001).
- [45] M. A. Korobitsyn, New and advanced energy conversion technologies. Analysis of cogeneration, Combined and Integrated cycles, Febodruk BV, Enschede, (1998).
- [46] R. M. Balogh, I. Ionel, *Optoelectron. Adv. Mater. – Rapid Commun.* **5**(10), 1123 (2011).
- [47] A. E. Cioabla, I. Ionel, F. Popescu, *Environmental Engineering And Management Journal*, **9**(10), 1411.
- [48] F. Popescu, N. Lontis, I. Ionel, Conference Information: 3rd International Conference on Energy and Development – Environment - Biomedicine, DEC 29-30, 2009 Vouliagmeni Greece Source: Proceedings Of The 3rd International Conference On Energy And Development - Environment – Biomedicine (Edeb'09).
- [49] F. Popescu, I. Ionel, C. Ungureanu, *Journal of Environmental Protection And Ecology*, **10**(1), 1, 13, (2009).
- [50] *** Motorola Center: *Sensors for Auto Apps R1*, 1998
- [51] *** Motorola Center: *Intelligent Sensor Solution*, 1998
- [52] *** *SAE Technical Paper Series*, 1999, Detroit
- [53] Randy Frank, *Understanding Smart Sensors*,.: Artech House, Boston, MA, 1996
- [54] Dragan Mladenovic, Rajan Verma, and Randy Frank: *EMC Consideration for Automotive Sensors*, Motorola Center, 1997
- [55] <http://www.hc11.demon.nl/thrsim11/68hc11/about1.htm>
- [56] http://www.diydoctor.com/cam_sensor.htm
- [57] Bertucci, W., Grappe, F., Girard, A., Betik, A. and Rouillon, J.D. (2005b) Effects on the crank torque profile when changing pedalling cadence in level ground and uphill road cycling. *Journal of Biomechanics* **38**, 1003-1010.
- [58] Simon A. Jobson , James Hopker, Andrew Galbraith , Damian A. Coleman and Alan M. Nevill, Effect of the Rotor crank system on cycling performance, ©*Journal of Sports Science and Medicine* (2009) **8**, 463-467
- [59] Patent, 1974, CRANK SYSTEM, United States,3808897, <http://www.freepatentsonline.com/3808897.html>

- [60] Maverik, H. Diesel Vehicle Emission and Urban Air Quality QUARG, 1993
- [61] Moțoiu, C. Centrale termo și hidroelectrice, EDP București, 1974
- [62] Nagi, M., Negoșescu, A. Calculul și construcția instalațiilor termice Vol. I, ISBN 973-97754-9-7, E. MURGU/1998
- [63] Nagi, M., ș.a. Schimbătoare de căldură Vol II-Calculul, construcția și încărcarea, Ed. Mirton, Timișoara, 2007
- [64] Bichir, N., ș.a. Mașini, aparate, acționări și automatizări, Ed. Tehnica București, 2001
- [65] Loniș, N., Ionel, I., ș.a. Alternative fuels the energy of the future, International Conference HME 2008, Ed. Politehnica, ISSN 1224-6077, pp 493-498.
- [66] Nils, Winthuis. Practical course for the lecture Energy Technology, TU München
- [67] N., Simescu. Perspectiva dezvoltării industriei gaziere din România în contextul resurse producție-transport-magazinare- distribuție gaze naturale, între anii 2000-2010-2020, Ed. Universității "Lucian Blaga", Sibiu, 1998
- [68] Onuțu, I., Fabricarea combustibililor petrolieri ecologici. Scheme complexe de rafinării, Editura Universității din Ploiești, 2001
- [69] Onuțu I., ș.a. Asigurarea specificațiilor de calitate și ecologice prin reformularea combustibililor de tip motorină diesel auto
- [70] Panait, T., ș.a. Cogenerarea, strategie a dezvoltării durabile , Travaux du Colloque Franco-Roumain COFRET 04, Nancy, France, avril 2004, pp.208-212
- [71] Panait, T., ș.a. Exergoeconomie și protecția mediului, Termotehnică, Nr. 2, 2002, pp 12-21
- [72] Panait, T., ș.a. Application de l'analyse d'exergie à l'étude des systèmes thermoelectrotechnique complexes, Travaux du Colloque Franco-Roumain COFRET 04, Nancy, France, avril 2004, pp. 68-71
- [73] Popa, M., ș.a. Motoare Diesel. Procese Vol I și II, Ed. Matrixrom, București, 2003
- [74] Rolle, K., C. Thermodynamics and heat power, Sixth Edition, Pearson/Presidency Hall, 2005
- [75] Pădure, G. Studii și cercetări privind evaluarea noxelor produse de către motoarele cu ardere internă, Teză de doctorat, 2000
- [76] Pădure G., ș.a. Cercetări privind perfecționarea constructiv funcțională a m.a.i. în 4 și 2 timpi prin controlul proceselor termogazodinamice, a noxelor, și raționalizarea. unor soluții constructive, CNSCU, Grant A., contr. 36, tema 25/98
- [77] Lerson, S., ș.a. Performance assessment of a 5 kW SOFC cogeneration fuel cell, International Journal of Environmental Technology and Management 2008 - Vol. 9, Nr.4 pp. 426 - 433
- [78] Steve, Howell, Weber, J., Alan. Biodiesel Use in Underground Metal and Nonmetal Mines
- [79] Schwab, A.W., Bagby, M.O. Preparation and properties of diesel fuels from vegetable oils,., Fuels, 66, 1987, 1372-1378

- [80] Tyson, Shaine, K. Biodiesel Handling and Use Guidelines, National Renewable Energy Laboratory, USA, September 2001
- [81] Tabără, V. Ce sunt biocombustibilii?, Buletin AGIR nr.3/2007
- [82] V., D., Negrea. Procese în motoarele cu ardere internă. Economicitate. Combaterea poluării - Vol I, Ed. Politehnica, 2001
- [83] V., D., Negrea. Motoare cu ardere internă i Vol II, Ed. Politehnica, Timișoara, 2003
- [84] Vladimir, E. Motoare pentru automobile și tractoare, Vol I, Vol II și Vol III. Ed. Tehnică Chișinău, 1996, 1998 și 2000.
- [85] William, W., Kennerly. Useful chemistry, Department of Chemistry and Chemical Biology Cornell University, 2004
- [86] Wilhelm, Müller, ș.a. Selective Catalytic Reduction - EuropeS Nox reduction Technology
- [87] http://en.wikipedia.org/wiki/Combined_cycle
- [88] <http://epp.eurostat.ce.compa.en/ITYoffpub/KS-NQ-03-021/EN/KS-NQ-03-21EN.pdf>
- [89] <http://epp.eurostat.ce.compa.en/ITYoffpub/KS-NQ-03-021/EN/KS-NQ-03-21EN.pdf>
- [90] <http://epp.eurostat.ce.compa.en/ITYoffpub/KS-NQ-03-021/EN/KS-NQ-03-21EN.pdf>
- [91] http://www.agir.ro/univers-ingineresc/conversia_energieicogenerarea_1218.html
- [92] <http://ro.wikipedia.org/wiki/Termocentral%C4%83>
- [93] www.kama-europe.com/otto
- [94] <http://www.ejbowman.co.uk/pdf/engine.pdf>
- [95] <http://www.directindustry.com/prod/wartsila/combined-heat-and-power-chp-plant-22655-52198.html>.
- [96] www.eu-ets.ro
- [97] http://en.wikipedia.org/wiki/Energy_Policy_Act_of_1992
- [98] <http://en.wikipedia.org/wiki/cogeneration>
- [99] <http://www.biodieselmagazin.ro/revista/analize/132/resurse-regenerabile-si-biocombustibili>
- [100] <http://wapedia.mobi/ro/Benzen>
- [101] <http://www.valutechinc.com/>
- [102] (***) Législation communautaire en matière d'environnement, Volume 2, Air CCE, Bruxelles, 1998).
- [103] C.A. Homutescu, G. Savitescu, E. Jugureanu, V. M. Homutescu. Introducere în mașini Stirling, Ed. Cerami, Iași 2003

ANEXE

ANEXA 1



A1.1 Instalația experimentală

ANEXA 2



A2.1 Reostat folosit pentru încărcarea generatorului

ANEXA 3



PETROM
Member of OMV Group

Petrom LPG SA-MF-003
Fisa Tehnica de Securitate Autogas

1. IDENTIFICAREA SUBSTANTEI / SOCIETATEA PRODUCATOARE SAU IMPORTATOARE

Denumirea produsului: Autogas
Tipul produsului: Gaz petrolier lichefiat (GPL)
Utilizari recomandate: GPL-ul poate fi utilizat ca si combustibil pentru uz casnic, comercial, industrial, carburant auto, materie prima in industria petrochimica si ca aerosol. In cazul in care doriti sa utilizati GPL in alt scop, va rugam sa contactati producatorul.
Utilizari gresita / abuzuri cunoscute : Inhalare din aerosoli, brichete si butelii de catre persoane tinere.
Producator: Petrom LPG SA
Adresa: Bucuresti, Blvd. Ion Ionescu de la Brad nr 2B, Sector 1
Numere de contact
Telefon: 021 203 51 00
Fax: 021 203 51 05
Telefon de urgenta: 0244 552 652
 021 232 55 17

2. COMPOZITIE / INFORMATII ASUPRA COMPONENTELOR

Sinonime: Gaz petrolier lichefiat, GPL
Descrierea continutului: Amestec complex de hidrocarburi constand in primul rand din propan (C₃) si butan (C₄), plus mai putine hidrocarburi inalte. Pot fi prezente concentratii mici de sulf, hidrogen sulfurat si mercaptani. Poate contine in concentratii extrem de reduse 1,3-butadiena
Componente periculoase/constituenti:
Denumire (general) **Concentratie (procent)**
 Gaze petroliere lichefiate >99 % (m/m)
 1,3-butadiena <0.1 % (m/m)
 Etil mercaptan < 0.01 % (m/m)
Alte informatii: Numerele CAS pentru substantele mentionate mai sus sunt dupa cum urmeaza: Gaze Petroliere lichefiate - 68476-85-7; 1,3-butadiena - 106-99-0; Etil mercaptan - 75-08-1.
 In Directiva Europeana referitoare la substantele periculoase, 67/548/EEC, Anexa I Numerele substantelor de mai sus sunt: Gaze petroliere, lichefiate - 649-202-00-6; 1,3-butadiena - 601-013-00-X; Etil mercaptan - 016-022-00-9.

Amestecuri specifice

Constituenti	Carburant A (amestec de vara)	Carburant B (amestec de iarna)
Hidrocarburi C3, % (v/v)	40	60
Hidrocarburi C4, % (v/v)	echilibru	echilibru
Hidrocarburi <C3, % (v/v) max.	2	2
Hidrocarburi >C4, % (v/v) max.	2	2
Hidrocarburi >C4, % (v/v) max.	9±3	9±3
Total olefine, din care:	0,5	0,5
Diene, % (v/v), max.	50	50
Sulf total ppm (m/m), max.	25	25
Sulf mercaptanic, ppm (m/m), min.		

3. IDENTIFICAREA PERICOLELOR

Clasificarea UE: Extrem de inflamabil
Riscuri de sanatate: Expunerea la concentratii mari de vapori poate produce ameteala, dureri de cap, iar in cazuri extreme, pierderea cunostintei si moarte datorita lipsei oxigenului. Expunerea prelungita la vapori poate afecta sistemul nervos central. Contactul pielii cu GPL in stare lichida poate provoca degeraturi ale suprafetei expuse.

Publicat:2008/01

Pagina 1 din 6

A3.1 Fişa tehnică a combustibilului GPL folosit 1/6



PETROM
Member of OMV Group

Petrom LPG SA-MF-003
Fisa Tehnica de Securitate Autogas

Riscuri de siguranta:	Gaz lichiefiat extrem de inflamabil, care poate exploda in prezenta unei surse de aprindere sau in cazul incalzirii cu flacara a buteliilor. Vaporii sunt mai grei decat aerul si se imprastie pe sol, facand posibila aprinderea de la distanta.
Riscuri de mediu:	Nu exista riscuri specifice in conditii normale de utilizare. Gazele Petroliere Lichiefiate sunt lichide extrem de volatile care in cazul ajungerii in atmosfera reactioneaza rapid cu radicalii hidroxil si cu ozonul.
4. MASURI DE PRIM AJUTOR	
Simptome si efecte:	Produsul lichid poate provoca arsuri ale tegumentului si ochilor. Expunerea prelungita la concentratii ale vaporilor mai mari decat concentratiile maxime admise (CMA) pot cauza dureri de cap, ameteli, slabiciune, confuzie, vedere neclara, asfixiere, iregularitati ale ritmului cardiac, inconstienta si chiar moarte.
Protectia echipelor de prim-ajutor:	Luati toate masurile necesare pentru a evita riscurile de foc, explozie si inhalarea.
Primul ajutor - Inhalare:	Mutati persoana afectata la era curat. Asigurati caldura si starea de repaus. Daca victima este in stare de inconstienta, ajutor fizic poate fi necesar pentru a evita o ranire accidentala. Daca victima respira dar este inconstienta, puneti in pozitie de recuperare. Daca nu mai respira, se va face respiratie artificiala. Daca inima s-a oprit, aplicati masaj cardiac. SOLICITATI IMEDIAT ASISTENTA MEDICALA.
Primul ajutor - Tegument:	Spalati portiunile afectate cu apa pentru a normaliza temperatura. Indepartati hainele contaminate, inele, ceasuri, daca este posibil, dar nu insistati daca sunt lipite de piele. Nu incercati sa reincalziti rapid partile afectate – incalziti treptat. Acoperiti cu materiale sterile. Nu aplicati unguente sau pudre. Atentie la hainele contaminate care pot fi risc de aprindere. Hainele contaminate trebuie inmuiate in apa inainte de a fi indepartate si trebuie spalate inainte de refolosire.
Primul ajutor - Ochi:	NU AMANATI. Spalati ochii cu cantitati abundente de apa pentru a normaliza temperatura. Acoperiti ochiul cu un bandaj steril. SOLICITATI IMEDIAT ASISTENTA MEDICALA.
Primul ajutor - Ingestie:	In cazul improbabil al ingestiei, solicitati imediat asistenta medicala.
Nota pentru medic:	In caz de degeraturi se procedeaza la reincalzire treptata; nu se procedeaza la operatia respectiva pana nu sunt asigurate conditiile pentru efectuarea ei completa; in caz de necesitate se folosesc perfuzii.
5. MASURI DE PREVENIRE A INCENDIILOR	
Riscuri specifice:	Compusii periculosi care pot rezulta din ardere sunt: monoxid de carbon, oxizi de azot, oxizi de sulf, hidrocarburi neare. Vaporii sunt mai grei decat aerului, se imprastie pe suprafete intinse si este posibila aprinderea de la distanta.
Mediu de stingere:	Se va inchide sursa de gaz. Daca acest lucru nu poate fi facut in siguranta si nu exista nici un risc de afectare a vecinatatilor, lasati focul sa se stinga de la sine. Focurile puternice pot fi atacate doar de catre pompieri. Pulberea uscata si monoxidul de carbon pot fi folosite pentru focurile mici. Perdeaua de apa ar trebui folosita pentru asistarea apropierea de sursa de foc.
Medii de stingere improprii:	Apa in jet. Folosirea stingatoarelor cu haloni trebuie evitata din motive ecologice.
Alte informatii:	Mentineti reci containerele alaturate prin stropirea cu apa. Toate zonele de depozitare trebuie dotate cu facilitati adecvate de lupta contra incendiilor. Depozitele mari trebuie dotate cu sisteme de racire cu perdea de apa.
6. MASURI IN CAZ DE SCAPARI ACCIDENTALE	
Precautuni individuale:	Vaporii de gaz se pot deplasa pe sol pe distante considerabile. Indepartati orice sursa posibila de aprindere din zona si evacuati personalul. Opriti scaparile, daca acesta se poate face fara risc personal. NU intrati in spatii inchise. Aerisiti intens zona contaminata. Nu respirati: vapori. Evitati contactul cu pielea, ochii si hainele. Indepartati imediat toate hainele contaminate – dar nu incercati sa faceti acest lucru daca hainele sunt lipite de piele. Hainele contaminate prezinta pericol de aprindere, deci vor trebui imbibate cu apa inainte de a fi indepartate.
Protectia individuala:	Purtati: ochelari, manusi si panti de protectie.
Precautii ecologice:	Nu exista masuri specifice.

Publicat:2008/01

Pagina 2 din 6



PETROM
Member of OMV Group

Petrom LPG SA-MF-003
Fisa Tehnica de Securitate Autogas

Metode de curatare – scapari minore:	Permiteti evaporarea. Nu dispersati lichidul cu apa.
Metode de curatare – scapari majore:	Incercati sa dispersati vaporii sau sa-i directionati spre o zona sigura, pre exemplu folosind ceata de apa. Daca nu se poate, actionati ca in cazul unei scapari minore.
Alte informatii:	Verificati concentratia de vapori in atmosfera pentru asigurarea conditiilor de lucru inainte de intoarcerea personalului in zona. Se va contacta producatorul pentru recomandari detaliate.

7. MANIPULARE SI STOCARE

Manipulare:	Acest produs este destinat utilizarii in exclusivitate in sisteme inchise. Nu folositi produsul in spatii inchise/neaerisite. Nu inspirati vaporii. Sursele de aprindere trebuie folosite cu grija acolo unde GPL-ul este utilizat in echipamente speciale. Luati masuri de precautie pentru incarcarea electrostatica. Utilizati buteliile doar in pozitie verticala.
Stocare:	Depozitati numai in rezervoare sau butelii special concepute pentru acest scop. Depozitati afara sau in depozite ventilate adecvat. Rezervoarele si buteliile vor fi depozitate la departare de orice sursa de aprindere sau de caldura. Nu depozitati langa butelii de oxigen comprimat sau alti oxidanti puternici. Toate zonale de depozitare trebuie dotate cu facilitati de lupta contra incendiilor adecvate. Nu lasati la indemana copiilor.
Utilizari specifice:	Combustibil destinat utilizarii in echipamente casnice si industriale special concepute pentru acest scop. Acest produs nu poate fi folosit pentru alte aplicatii decat cele mentionate mai sus fara confirmarea producatorului.
Transferul produsului:	Sarcini electrice pot fi generate in timpul pomparii. Asigurati continuitatea electrica prin impamantarea fiecarui echipament. Evitati contactul cu echipamentul datorita riscurilor de degerare a tegumentului. Nu folositi aer comprimat pentru umplere, incarcare sau manipulare.
Curatarea rezervoarelor:	Curatarea, verificarea si intretinerea rezervoarelor de stocare sunt operatiuni speciale care necesita urmarea unor proceduri si luarea unor masuri de precautie speciale si extrem de stricte. Acestea includ eliberarea permiselor de lucru, de-gazarea rezervoarelor, folosirea corzilor de asigurare si echipamente individuale de respiratie. Inainte de intrare si in timpul curatarii rezervoarelor, atmosfera din interiorul rezervorului trebuie monitorizata prin folosirea unui oxigenometru si/sau explozimetru.
Materiale recomandate:	Pentru containere, folositi otel. Pentru etansari si gamituri folositi materiale din fibre de azbest comprimat sau alte materiale aprobate pentru folosirea cu acest produs. Se pot folosi si ganituri spiro-metalice.
Materiale incompatibile:	In ceea ce priveste metalele, aluminiul nu ar trebui folosit daca exista riscul contaminarii cu soda caustica a acestuia. Anumite tipuri de fonta sunt nepotrivite. Dintre materialele ne-metalice, cauciucul natural nu trebuie folosit. Cauciucurile nitrilice si anumite materiale plastice pot fi incompatibile, in functie de specificatiile materialului si de utilizarea dorita.
Alte informatii:	In locatiile unde sunt depozitate cantitati mari de GPL, planuri de urgenta si de dezastru trebuie agreate impreuna cu autoritatile locale.

8. CONTROLUL NIVELULUI DE EXPUNERE/PROTECTIA INDIVIDUALA

Masuri de control pentru proiectare:	Folositi doar in spatii bine ventilate. Asigurati o ventilatie corespunzatoare in zonele de depozitare.
Masuri de control pentru expunerea profesionala:	Valorile limita de expunere profesionala sunt prezentate mai jos.

Denumire component	Valoare limita	Valoare	Unitate masura	Alte informatii
Propan	8 h	1400	mg/m3	
Propan	15 min	1800	mg/m3	
1,3-butadiena	8 h	22	mg/m3	
Hidrogen sulfurat	8 h	10	mg/m3	
Hidrogen sulfurat	15 min	15	mg/m3	
Mercaptan (metil si etil)	15 min	1	mg/m3	

Nota: 'Valori limita de expunere profesionala pentru agenti chimici', NIOSH GUIDE 2005; HG 1218/2006



PETROM
Member of OMV Group

Petrom LPG SA-MF-003
Fisa Tehnica de Securitate Autogaz

Protectia respiratorie:	Nu este necesara in mod normal. Inhalarea de vapori de GPL trebuie minimizata. Daca exista riscul expunerii la concentratii mari trebuie folosita protectie respiratorie si/sau aparat de respirat.
Protectia mainilor :	Purtati maniri din neoprene sau cauciuc nitrilic. Manusile trebuie sa-si pastreze flexibilitatea la punctul de fierbere al produsului. Poate fi necesara cresterea frecventei de inlocuire a manusilor in cazul in care exista un contact prelungit cu produsul.
Protectia ochilor:	Daca exista probabilitatea producerii de stropiri, trebuie purtati ochelari de protectie sau viziera pentru intreaga fata.
Protectia corpului:	La manipularea buteliilor trebuie purtata incaltaminte de protectie – bocanci cu bombeu metallic. Daca este posibila producerea de stropiri, purtati imbracaminte cu maneci lungi fabricate din bumbac (100%) sau din alte fibre naturale.
Protectia mediului inconjurator:	Nu sunt masuri specifice. Datorita volatilitatii sale mari, este putin probabil ca GPL-ul sa produca poluarea solului sau a apei.

9. PROPRIETATI FIZICE SI CHIMICE

Stare de agregare:	Gaz lichefiat
Culoare:	Incolor
Miros:	Distinct si neplacut daca este odorizat, fara miros daca este neodorizat
Punct de fierbere:	circa - 20°C
Presiunea de vapori:	circa 660 kPa la 20°C
Densitate:	circa 540 kg/m ³ la 15°C
Densitatea de vapori (aer=1):	circa 1.75 la 15°C
Punct de inflamabilitate:	-60°C
Limita inferioara de explozie:	1.8 % (V/V)
Limita superioara de explozie:	9.5 % (V/V)
Temperatura de auto-aprindere:	> 430°C
Proprietati explozive:	In timpul utilizarii poate forma amestecuri inflamabile/explozive vapori-aer
Proprietati oxidante:	Nu are
Solubilitate in apa:	Nu exista date
Rata de evaporare:	Nu exista date

10. STABILITATE/REACTIVITATE

Stabilitate:	Stabil
Conditii care trebuie evitate:	Caldura, flacara si scantei
Materiale care trebuie evitate:	Agenti oxidanti puternici
Produsi periculosi de descompunere:	Substantele rezultate din descompunerea termica a acestor produsi vor depinde in mare masura de conditiile de ardere. Urmatoarele substante pot fi generate din arderea normala: dioxid de carbon, monoxid de carbon, hidrocarburi policiclice aromatice, hidrocarburi nearse, compusi organici si anorganici neidentificati, materii particulare, oxizi de azot.

11. INFORMATII TOXICOLOGICE

Baza de evaluare:	Datele de toxicitate nu au fost determinate special pentru acest produs. Informatiile furnizate se bazeaza pe datele existente pentru componentii produsului si ai produsilor similari.
Toxicitate acuta - ingerare:	Nu exista date
Toxicitate acuta – tegument:	Nu exista date
Toxicitate acuta – inhalare:	LC50 >5 mg/l (Gaz).
Iritarea ochilor:	Nu este iritant. Lichidul cauzeaza degeraturi.
Iritarea tegumentului:	Nu este iritant. Lichidul cauzeaza degeraturi.
Iritarea respiratorie:	Nu este iritant (gazul)
Carcinogeneza:	Acest produs nu a fost evaluat in testari de expunere de lunga durata. Poate contine 1,3-butadiena, clasificata ca produs din Categoria 1 la o concentratie mai mica de 0,1% (m/m). Nu sunt cunoscuti alti componente cu actiune cancerogena.

Publicat:2008/01

Pagina 4 din 6

A3.1 Fișa tehnică a combustibilului GPL folosit 4/6



Petrom LPG SA-MF-003
Fisa Tehnica de Securitate Autogas

Mutageneza:	Acest produs nu a fost evaluat in testari de expunere de lunga durata. Poate contine 1,3-butadiena, clasificata ca produs mutagen din Categoria 2 la o concentratie mai mica de 0,1% (m/m). Nu sunt cunoscuti alti componente cu actiune mutagenica.
Efecte asupra oamenilor:	Vezi Sectiunea 4 pentru informatii referitoare la efectele acute asupra organismului uman.

12. INFORMATII ECOLOGICE

Baza de evaluare:	Datele ecotoxicologice nu au fost determinate specific pentru acest produs. Informatiile furnizate se bazeaza pe datele referitoare la componentii produsului si la alte substante similare.
Ecotoxicitate:	Toxicitate acuta scazuta asupra mamifereleor.
Mobilitate:	Se evapora extern de rapid din apa si de pe sol. Se disperseaza rapid in aer.
Persistenta/degradabilitate:	Este oxidat rapid prin reactii fotochimica in aer
Potentialul de bioacumulare:	Nu se bioacumuleaza
Epurare:	Nu este cazul
Alte informatii:	Din perspectiva ratei mari de evaporare din solutie, este putin probabil ca produsul sa reprezinte risc pentru viata acvatica.

13. CONSIDERATII REFERITOARE LA EVACUARE

Precautuni:	Vezi Sectiunea 8
Eliminare/depozitare definitiva:	Avand in vedere natura si utilizările acestui, este rara necesitatea eliminării/depozitării. Dacă este necesar, eliminați prin ardere controlată in echipamente speciale. Dacă nu este posibil, contactați furnizorul.
Eliminarea ambalajului:	Returnati buteliile total sau partial golite la furnizor.
Legislatie locala:	

14. INFORMATII REFERITOARE LA TRANSPORT

Se transporta numai in butelii special destinate acestui produs, construite conform prescriptiilor tehnice IS CIR PT C3-2003.

Numar UN :	1965
Clasa/ Grup de ambalaje UN :	2.1, Grup de ambalaje : nu se aplica
Nume transport UN :	Hydrocarbon Gas Mixture, Liquefied, n.o.s. (Butane Mixture)
Numar UN (transport maritim, IMO):	1965
Clasa/ Grup de ambalaje IMO:	2.1, Grup de ambalaje : nu se aplica
Simbol IMO:	Gaz inflamabil
Poluant maritim IMO:	Nu
Nume transport IMO:	Hydrocarbon Gas Mixture, Liquefied, n.o.s. (Butane Mixture)
Clasa/produs ADR/RID:	2F
Simbol ADR/RID:	Gaz inflamabil A se manevra cu atentie (numai RID)
Numar Kemler ADR/RID:	23-1965
Nume transport ADR/RID :	Hydrocarbon Gas Mixture, Liquefied, n.o.s. Mixture AO1, Mixture AO2 and Mixture AO (Trade name: butane)
Clasa/produs ADN R :	
Numar UN (transport aerian, ICAO):	1965
Clasa/produs IATA/ICAO:	2.1, Grup de ambalaje : nu se aplica
Simbol IATA/ICAO:	Gaz inflamabil
Nume transport IATA/ICAO:	Hydrocarbon Gas Mixtures, Liquefied, n.o.s. (Butane Mixture)
Reglementari locale:	
Alte informatii:	Transportul acestui produs in avioane cu pasageri este interzis.



Petrom LPG SA-MF-003
Fisa Tehnica de Securitate Autogaz

15. INFORMATII LEGISLATIVE

Indicatii EU:	Contine gaz petrolier
Clasificare EU:	Extrem de inflamabil
Simbol EU:	F+
Identificare risc EU:	R12 Extrem de inflamabil
Atentionari de siguranta EU:	S2-A nu se lasa la indemana copiilor; S9- A se pastra recipientul intr-un loc bine ventilat; S16-A se pastra departe de orice flacara sau sursa de scantei – Fumatul interzis.
EINECS (EU):	Toate componentele listate.
Legislatie nationala:	SR 66 2001
Alte informatii:	Buteliile mobile de gaz continand butan, propan sau gaze de petrol lichefiate nu intra sub incidenta marcarilor pentru protectia sanatatii ale directivei Comisiei Europene 67/548/EEC.

16. ALTE INFORMATII

Restricții recomandate la utilizare:	Abuzul implicand inhalarea voluntare repetata si prelungita a vaporilor in concentratii mari poate cauza moartea prin asfixiere sau stop cardiac. Abuzul implicand ingerarea de gaz lichefiat poate cauza moarte prin inghetarea laringelui si prin umplerea plamanilor cu lichid – un efect similar cu inecul.
Istoria FTS:	Numarul editiei: 2 Prima tiparire:1998 Nu este cazul
Revizii :	Nu este cazul
Distributia documentului :	Acest document contine informatii importante pentru a asigura depozitarea, manipularea si utilizarea in siguranta a acestui produs. Informatiile continute in acest document vor fi aduse la cunostinta persoanelor care sunt utilizatori profesionisti ai acestui produs.
Referinte:	The Institute of Petroleum, London, 'Model Code of Safe Practice', Part 9, current edition. The UK LP Gas Association Codes of Practice. CONCAWE, Brussels, 'Liquefied petroleum gas'. Product Dossier No 92/102, 1992.