

CERCETĂRI TEORETICE ȘI EXPERIMENTALE PRIVIND COGENERAREA CU MOTOR M.A.I., FUNCȚIONÂND CU BIO-COMBUSTIBIL

Teză destinată obținerii
titlului științific de doctor inginer
la
Universitatea "Politehnica" din Timișoara,
în domeniul Inginerie Mecanică
de către

Ing. Nicolae LONTIȘ

Conducător științific:
Referenți științifici:

Prof. dr. ing. habil Ioana Ionel
Prof. dr. ing. Nicolae Apostolescu
Prof. dr. ing. habil Winfried Maria Russ
Prof. dr. ing. Dănilă Iorga

Ziua susținerii tezei: 22.11.2008

Seriile Teze de doctorat ale UPT sunt:

- | | |
|------------------------|---|
| 1. Automatică | 7. Inginerie Electronică și Telecomunicații |
| 2. Chimie | 8. Inginerie Industrială |
| 3. Energetică | 9. Inginerie Mecanică |
| 4. Ingineria Chimică | 10. Știința Calculatoarelor |
| 5. Inginerie Civilă | 11. Știința și Ingineria Materialelor |
| 6. Inginerie Electrică | |

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, 2008

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

Teza de doctorat a fost elaborată în cadrul Catedrei de Termotehnică, Mașini Termice și Autovehicule Rutiere (TMTAR) a Universității „Politehnica” din Timișoara, Departamentul de Mașini Mecanice, Utilaje și Transporturi, în perioada octombrie 2005 – noiembrie 2008. Activitatea s-a desfășurat în cadrul Laboratorului de Analize de Combustibili și Investigații Ecologice și Laboratorului Multifuncțional de Mașini Termice și Energii Neconvenționale.

Lucrarea răspunde scopului general al societății moderne de a dezvolta tehnologii noi de valorificare a resurselor energetice neconvenționale, complementare celor fosile și de a crește ponderea resurselor regenerabile și neutre în emisia de dioxid de carbon în balanța energetică națională.

Ca și concluzie majoră a lucrării se demonstrează teoretic și experimental avantajele cogenerării, în condițiile alimentării duale, cu combustibil (butanol în amestec cu motorina) a grupurilor generatoare cu motor diesel de putere mică și medie și conturează concluzii legate de condițiile de best practice legate de cogenerarea cu motoare diesel, în majoritate bazate pe experimente. Se analizează critic avantajele și limitele folosirii biocombustibililor în amestec cu motorina ca sursă de alimentare în centrale de putere mică, funcționând în cogenerare și bazate pe motoare diesel.

De foarte multe ori, rezultatele obținute și prezentate în cadrul unei teze de doctorat nu ilustrează decât în mică măsură efortul științific, tehnic, activitatea și strădania depusă de autor pentru a obține finalizarea ei. Am speranța că efortul pe care l-am depus va fi apreciat de distinsa comunitate academică și își va găsi utilitate în practica cotidiană, și continuitate pentru viitor.

Mulțumiri deosebite se cuvin doamnei Prof. dr. ing. habil Ioana IONEL, care, în calitate de conducător de doctorat m-a sprijinit cu generozitate și profesionalism și condiții optime pentru a finaliza lucrarea, de asemenea pentru coordonarea competentă și îndrumarea deosebită, care mi-au fost model și sprijin științific.

Mulțumesc, în aceeași măsură, și distinsului domn Prof. dr. ing. Corneliu UNGUREANU, care mi-a oferit sprijin și îndrumare ori de câte ori am avut nevoie.

De asemenea, menționez cu recunoștință numele celor trei referenți științifici, domnul Prof. dr. ing. Nicolae APOSTOLESCU de la Universitatea "Politehnica" din București, domnul Prof. dr. ing. habil Winfried Maria RUSS de la Universitatea Tehnică din München și domnul Prof. dr. ing. Dănilă IORGA de la Universitatea "Politehnica" din Timișoara. Domniile lor mi-au revizuit lucrarea cu atenție, în baza experienței recuoscute, și mi-au oferit șansa de a o perfecționa. Le rămân profund recunoscător.

Curajul abordării unei teme noi, devotamentul față de activitatea de cercetare și puterea de a o finaliza mi-au fost susținute și inspirate de atmosfera din catedră (Termotehnică, Mașini Termice și Autovehicule Rutiere) și de colegi și cadrele didactice, sub a căror îndrumare m-am format și am reușit să ating un nivel profesional competent, care să susțină finalizarea tezei. Pe această cale îmi exprim recunoștința și îi asigur că îi voi sprijini la nevoie.

Din nou țin să mulțumesc D-nei Prof. dr. ing. habil Ioana IONEL, pentru stagiul SOCRATES, pe durata a patru luni de zile la Universitatea Tehnică din München, unde am avut posibilitatea de a lucra cu o echipă de profesioniști. Mulțumiri aduc și domnului Prof. dr. ing. habil Winfried Maria RUSS, pentru sprijinul acordat în cadrul acestui stagiului, în calitate de lider, dar și de oaspete.

Nu în ultimul rând, recunoștința mea se îndreaptă spre familia și prietenii mei ce mi-au oferit dragoste, înțelegere și suport de-a lungul perioade de formare și realizare a tezei.

Timișoara, 19 octombrie 2008

Ing. Nicolae Stelian Lontîș

Familiei și prietenilor mei,

Tuturor colaboratorilor pentru sprijinul acordat în elaborarea acestei lucrări.

LONTIȘ, Nicolae

Cercetări teoretice și experimentale privind cogenerarea cu motor m.a.i., funcționând cu bio-combustibil

Teze de doctorat ale UPT, Seria 9, Nr. 48, Editura Politehnica, 2008, 306 pagini, 245 figuri, 22 tabele.

ISSN:1842-4937

ISBN :978-973-625-766-7;

Cuvinte cheie:

Biocombustibil, Butanol, Cogenerare, Ardere combinată, Instalație de cogenerare, Măsurarea concentrațiilor poluanților din gazele de ardere, Surse regenerabile de energie.

Rezumat,

Tematica generală a acestei teze o constituie studiul unei tehnologii viabile atât din punct de vedere tehnic, cât și economic, de cogenerare cu motor diesel folosind biocombustibili și amestecuri de biocombustibili în motorină. Scopul este de a cerceta diferitele posibilități de variație a aportului biocombustibilului în motorină și efectul asupra variației eficienței procesului în corelație cu gradul de poluare dezvoltat

Lucrarea abordează interdisciplinar o cercetare legată de dezvoltarea cunoașterii într-un domeniu prioritar și anume cel al valorificării surselor complementare și regenerabile de energie. Tehnologia propusă este curată, în sensul limitării emisiilor poluante, concomitent cu generarea controlată și neutră de CO₂. S-a realizat sistematizarea stadiului actual al cunoașterii și evaluarea practicilor actuale, în scopul identificării soluțiilor optime de aplicare a cogenerării cu funcționare pe amestecuri de biocombustibili și motorină. Sunt descrise efectele principalelor noxe și gaze cu efect de seră emise de instalațiile staționare de cogenerare, ce prezintă risc semnificativ pentru om și mediu, precum și metode de diminuarea lor. Teoria a fost aplicată și valorificată pe un stand experimental proiectat și executat integral de către autor. Astfel, s-au experimentat, comparativ, mai multe tipuri de biocombustibili și amestecuri, pentru fiecare set de măsurători fiind întocmite tabele și grafice cu regimul de temperaturi ale gazelor de ardere, debit de apă, debit de combustibil și evoluția concentrațiilor poluanților CO, SO₂, NO_x. Pe lângă prezentarea în detaliu a instalației de cogenerare pilot sunt descrise aparatele folosite la determinarea concentrației noxelor gazoase, echipamente de măsură și control pentru temperaturi, respectiv diferite dispozitive anexe. Se indică și un calcul economic și se completează contribuția și cu perspective legate de potențialul de reducere a emisiilor de gaze cu efect de seră.

CUPRINS

CUPRINS	5
LISTA FIGURILOR	9
LISTA TABELELOR	19
NOTAȚII	20
1. INTRODUCERE	24
1.1. DEFINIREA NOȚIUNII DE COGENERARE	24
1.1.1. Scopul și necesitatea cercetării în domeniu	24
1.1.2. Din istoria cogenerării	27
1.2. PRINCIPII DE COGENERARE	28
1.2.1. Cogenerarea cu turbine cu abur	29
1.2.2. Cogenerarea cu turbine cu gaze.....	30
1.2.3. Cogenerare cu pile de combustie.....	31
1.2.4. Motoare cu ardere internă cu piston folosite în cogenerare	32
1.3. SCHEME DE CENTRALE DE COGENERARE.....	33
1.4. REFERIRE LA APLICAȚIILE COGENERĂRII ÎN ROMÂNIA ȘI CE.....	37
2. COGENERAREA CU MOTOR DIESEL	40
2.1. FUNCȚIONAREA MOTORULUI DIESEL	40
2.2. GENERATORUL DE CURENT ELECTRIC	43
2.3. SCHIMBĂTOARE DE CĂLDURĂ FOLOSITE ÎN COGENERARE	45
2.4. AVANTAJELE COGENERĂRII FAȚĂ DE SISTEMELE CLASICE	48
3. BIOCOMBUSTIBILII	55
3.1. NECESITATEA FOLOSIRII COMBUSTIBILILOR „BIO” CA SURSE CURATE ȘI DE COMPLEMENTARE A CELOR FOSILE	55
3.2. PROCEDEE ȘI INSTALAȚII DE OBTINERE A BIODIESELULUI	58
3.3. PROMOVAREA LEGISLATIVĂ A APLICĂRII BIOCOMBUSTIBILILOR CA SURSĂ ENERGETICĂ	61
3.4. CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND APLICAREA BIOCOMBUSTIBILILOR ÎN MICROCENTRALE DE COGENERARE	62
3.4.1. Descrierea instalației	63
3.4.2. Impactul comparativ asupra mediului folosind trei tipuri de combustibili. Studii de caz	64
3.4.3. Randamentul comparativ al microcentralei funcționând în cogenerare cu trei tipuri de combustibil	72
3.5. AVANTAJELE ȘI DEZAVANTAJELE FOLOSIRII BIODIESELULUI	74

4. NECESITATEA DE LIMITARE A EMISIILOR GENERATE PRIN ARDERE ÎN MOTOARELE DIESEL.....	76
4.1. GENERALITĂȚI.....	76
4.2. LEGISLAȚIA DE MEDIU PRIVIND LIMITAREA EMISIILOR POLUANTE	77
4.2.1. Schema de comercializare în România a certificatelor de emisii pentru gazele cu efect de seră.....	77
4.2.2. Directiva IPPC	78
4.2.3. Tehnicile BAT pentru emisiile specifice procesului de generare a energiei	79
4.2.4. Cu privire la alte avantaje legate de cogenerare, folosind grupuri diesel funcționând cu biocombustibili.....	79
4.3. IMPACTUL EMISIILOR MOTOARELOR CU ARDERE INTERNĂ ASUPRA MEDIULUI	80
4.3.1. Hidrocarburile (HC).....	81
4.3.2. Compușii organici volatili (COV)	82
4.3.3. Oxizii de azot NO _x	83
4.3.4. Monoxidul de carbon	83
4.3.5. Particulele	84
4.3.6. Ozonul și peroxiacetil-nitratul (PAN)	84
4.3.7. Compușii cu sulf	84
4.3.8. Bioxidul de carbon (CO ₂).....	85
4.3.9. Smogul fotochimic	86
4.4. CÂTEVA SOLUȚII PENTRU LIMITAREA EMISIILOR POLUANTE.....	86
5. CONCEȚIA SCHEMEI STRUCTURALE A STANDULUI ȘI ELEMENTE DE CALCUL	91
5.1. PRINCIPIUL ȘI PREZENTAREA GENERALĂ A STANDULUI CU MOTOR DIESEL PENTRU STUDIUL COGENERĂRII	91
5.2. COMPONENTELE PRINCIPALE	92
5.2.1. Grupul generator	92
5.2.2. Schimbătorul de căldură	97
5.2.3. Senzorii de măsurare a temperaturii	109
5.2.4. Sistemul de achiziție de date	113
5.2.5. Sistemul de măsurare a emisiilor poluante. Model de calcul al concentrațiilor	130
5.2.6. Instrumentul de măsurare a vitezei gazelor de evacuare.	138
5.2.7. Sistemul de măsurare a debitului de combustibil	139
5.2.8. Sistemul de măsurare a debitului de apă	141
5.2.9. Reostatele de încărcare a motorului.....	141
5.3. STABILIREA PUNCTELOR DE MĂSURĂ ȘI CONTROL ALE SISTEMULUI.....	142
5.4. ASPECTE LEGATE DE REALIZAREA UNOR REGIMURI DE LUCRU STABILE.	143
6. STUDII TEORETICE ȘI CERCETĂRI EXPERIMENTALE FOLOSIND AMESTECURI DE MOTORINĂ CU BUTANOL ...	145

6.1. STABILIREA PLANULUI DE CERCETARE ȘI A PARAMETRILOR DE LUCRU..	145
6.2. CALCULUL ARDERII ÎN CAZUL UTILIZĂRII UNUI AMESTEC DE COMBUSTIBILI	145
6.2.1. <i>Calculul arderii în cazul clasic al unui singur combustibil (de bază)</i>	146
6.2.2. <i>Calculul arderii pentru un amestec cu compoziție variabilă</i>	149
6.3. EXPERIMENTĂRI CU COMBUSTIBIL FOSIL (MOTORINĂ)	153
6.3.1. <i>Măsurarea parametrilor centralei de cogenerare și interpretarea rezultatelor</i>	153
6.3.2. <i>Calculul eficienței centralei de cogenerare pentru treptele de încărcare</i>	165
6.4. DESPRE N-BUTAN (BUTANOL) CA ȘI COMBUSTIBIL ALTERNATIV	168
6.4.1. <i>Istoric</i>	168
6.4.2. <i>Proprietăți fizice și chimice ale butanolului</i>	170
6.4.3. <i>Avantajele utilizării butanolului ca și combustibil</i>	172
6.4.4. <i>Exemple de posibile aplicații ale butanolului, în spații economice dezvoltate</i>	174
6.5. REZULTATELE ÎNCERCĂRILOR EXPERIMENTALE REALIZATE CU AMESTECURI COMBUSTIBILE CONȚINÂND BUTANOL	176
6.5.1. <i>Rezultatele măsurătorilor pentru combustibilul alternativ cu concentrația de 2 % părți volumice butanol în motorină</i>	176
6.5.2. <i>Rezultatele măsurătorilor pentru cazul folosirii butanolului în concentrație de 5 % părți volumice în motorină</i>	188
6.5.3. <i>Rezultatele măsurătorilor pentru folosirea butanolului în amestec de 7 % părți volumice în motorină</i>	200
6.5.4. <i>Rezultatele măsurătorilor pentru concentrația de 10 % părți volumice butanol în motorină</i>	212
6.6. CALCULUL EFICIENȚEI CENTRALEI DE COGENERARE	225
6.7. CONCLUZII PUNCTUALE LEGATE DE REZULTATELE EXPERIMENTALE	230
6.8. STUDIUL INFLUENȚEI CONCENTRAȚIEI DE BUTANOL ÎN AMESTEC CU MOTORINA ASUPRA PARAMETRILOR MICROCENTRALEI DE COGENERARE	236
6.8.1. <i>Studiul influenței concentrației de butanol în amestecuri cu motorină asupra consumului de combustibil</i>	236
6.8.2. <i>Studiul influenței concentrației de butanol asupra eficienței microcentralei de cogenerare</i>	237
6.8.3. <i>Studiul influenței concentrației de butanol asupra emisiei de NO_x din microcentrala de cogenerare</i>	239
6.9. STUDIUL INFLUENȚEI ADAOSULUI DE BUTANOL LA COMBUSTIBILUL DE BAZĂ (MOTORINĂ) ASUPRA RESPECTĂRII LEGISLAȚIEI	242
7. CONTRIBUȚII PERSONALE DESPRINSE DIN CERCETARE	244
7.1. CONCLUZII GENERALE	244
7.2. CONCLUZII PUNCTUALE	245

7.3. CONCLUZII CU REFERIRE LA EMISIA NEUTRĂ DE CO ₂	247
7.4. CONCLUZII CU PRIVIRE LA COSTURILE ENERGIEI PRODUSE ÎN COGENERARE	248
7.5. CONTRIBUȚII TEORETICE ȘI EXPERIMENTALE	248
7.5.1. <i>Contribuții teoretice</i>	248
7.5.2. <i>Contribuții experimentale</i>	249
7.5.3. <i>Contribuții privind potențiala extindere a domeniului de cercetare</i>	250
7.6. CONCLUZII GENERALE	250
BIBLIOGRAFIE	251
ANEXE	257
ABSTRACT	265
CONTENTS.....	266
INTRODUCTION TO THE THEMATICS OF THE RESEARCH	270
CALCULATION OF THE COMBINED COMBUSTION	270
CALCULATION OF THE TOTAL EFFICACY OF THE SMALL POWER COGENERATION UNIT.....	273
RESULTS AND EXPLANATIONS	274
STUDY OF THE INFLUENCE OF BUTANOL CONCENTRATION IN MIXTURES WITH DIESEL ON THE SMALL COGENERATION PLANT PARAMETERS	284
A) STUDY OF THE INFLUENCE OF BUTANOL CONCENTRATION IN MIXTURES WITH DIESEL ON THE FUEL CONSUMPTION IN THE SMALL COGENERATION PLANT	284
B) STUDY OF THE INFLUENCE OF BUTANOL CONCENTRATION IN MIXTURES WITH DIESEL ON THE EFFICIENCY OF THE SMALL COGENERATION PLANT	286
C) STUDY OF THE INFLUENCE OF BUTANOL CONCENTRATION IN MIXTURES WITH DIESEL ON THE NO _x EMISSION OF THE SMALL COGENERATION PLANT ...	287
CONCLUSIONS	290
1. GENERAL CONCLUSIONS	290
2. PUNCTUAL CONCLUSIONS	291
3. CONCLUSIONS REGARDING THE CO ₂ NEUTRAL EMISSION	292
4. CONCLUSIONS REGARDING THE COSTS OF ENERGY PRODUCED IN COGENERATION.....	293
5. THEORETICAL CONTRIBUTIONS.....	293
6. EXPERIMENTAL CONTRIBUTIONS	294
7. CONTRIBUTIONS REGARDING THE POTENTIAL EXPANSION OF THE APPLICABILITY FIELD	294
MAIN CONCLUSION	295

LISTA FIGURILOR

- Figura 1.1 Sistem de cogenerare
- Figura 1.2 Schemă termică și diagramă T-s pentru CTE și CET
- Figura 1.3 Ciclul Joule-Brayton
- Figura 1.4 Principiul pilei de combustie
- Figura 1.5 a) ciclul Otto; b) ciclul Diesel
- Figura 1.6 Schemă clasică a termocentralei pe cogenerare
- Figura 1.7 Cogenerarea cu motor cu ardere internă cu piston și cazan recuperator
- Figura 1.8 Centrală de cogenerare cu pilă de combustie funcționând în circuit Rankine cu turbină cu abur
- Figura 1.9 Cogenerare cu turbine cu gaz
- Figura 1.10 Producția de energie electrică prin cogenerare în 15 state ale UE
- Figura 1.11 Producția de energie termică prin cogenerare în 15 state ale UE
- Figura 2.1 Ciclul teoretic mixt Diesel
- Figura 2.2 Funcționarea motorului Diesel
- Figura 2.3 Caracteristica de consum în funcție de puterea efectivă pentru motorul Otto Kama KB 65 SI
- Figura 2.4 Caracteristica de consum în funcție de puterea efectivă pentru motorul Diesel
- Figura 2.5 Mașina asincronă
- Figura 2.6 Mașina sincronă
- Figura 2.7 Bilanțul de putere la mașinile electrice
- Figura 2.8 Schimbător de căldură pentru gazele evacuate
- Figura 2.9 Schimbătorul de căldură cu placi
- Figura 2.10 Schimbător de căldură cu fascicul de țevi folosit la răcirea uleiului din motor
- Figura 2.11 Schemă centrală de cogenerare cu motor Diesel
- Figura 2.12 Exemplu de bilanț energetic în sistem clasic și cogenerare
- Figura 3.1 Schemă de producere a biodieselului B100 pornind de la uleiul de Rapiță
- Figura 3.2 Instalație BK 300 SS de producere a biodieselului
- Figura 3.3 Trasesterificarea triglicerinei în metil ester
- Figura 3.4 Instalația de procesare Ageratec
- Figura 3.5 Microcentrală de cogenerare cu motor Diesel
- Figura 3.6 Caracteristica de turație a motorului Lombardini LDW 903
- Figura 3.7 Subansamblul standului experimental cu microcentrală în cogenerare
- Figura 3.8 Variația emisiilor de CO și NO_x pentru biodiesel, motorină și ulei de rapiță, raportate la O_{2,ref} = 5%, la presiunea de injecție p_{inj} = 110 bar
- Figura 3.9 Variația concentrațiilor emisiilor de CO₂, H₂O și O₂ pentru biodiesel, motorină și ulei de rapiță, raportate la O_{2,ref} = 5 %, la presiunea de injecție p_{inj} = 110 bar
- Figura 3.10 Variația concentrațiilor emisiilor de SO₂ și HC₂ pentru biodiesel, motorină și ulei de rapiță, raportate la O_{2,ref} = 5 %, la presiunea de injecție p_{inj} = 110 bar
- Figura 3.11 Variația concentrațiilor emisiilor de particule pentru biodiesel, motorină și ulei de rapiță, raportate la O_{2,ref} = 5 %, la presiunea de injecție p_{inj} = 110 bar

- Figura 3.12 Variația concentrațiilor emisiilor de CO și NO_x pentru biodiesel, motorină și ulei de rapiță, raportate la O_{2.ref} = 5 %, la presiunea de injecție p_{inj} = 125 bar
- Figura 3.13 Variația concentrațiilor emisiilor de CO₂, H₂O și O₂ pentru biodiesel, motorină și ulei de rapiță, raportate la O_{2.ref} = 5 %, la presiunea de injecție p_{inj} = 125 bar
- Figura 3.14 Variația concentrațiilor emisiilor de SO₂ și HC, pentru biodiesel, motorină și ulei de rapiță, raportate la O_{2.ref} = 5 %, la presiunea de injecție p_{inj} = 125 bar
- Figura 3.15 Variația concentrației emisiei de particule pentru biodiesel, motorină și ulei de rapiță, raportate la O_{2.ref} = 5 %, la presiunea de injecție p_{inj} = 125 bar
- Figura 3.16 Variația eficienței microcentralei de cogenerare, în condițiile unei presiuni de injecție de p_{inj} = 110 bar, pentru trei tipuri de combustibili
- Figura 3.17 Variația eficienței microcentralei de cogenerare, în condițiile unei presiuni de injecție de p_{inj} = 125 bar, pentru trei tipuri de combustibili
- Figura 4.1 Cantitatea de CO₂ preconizată de a fi eliminată de diferite țări
- Figura 4.2 Convertor catalitic cu trei căi
- Figura 5.1 Schema instalației de cogenerare
- Figura 5.2 Grupul generator vedere lateral stânga
- Figura 5.3 Motor KD 100 – Diesel
- Figura 5.4 Grupul generator, vedere lateral dreapta
- Figura 5.5 Injector – vedere de sus
- Figura 5.6 Injector – vedere laterală
- Figura 5.7 Caracteristica de turajie
- Figura 5.8 Generatorul de curent electric
- Figura 5.9 Variația temperaturilor celor două fluide într-un schimbător de căldură, cu circulație în echicurent
- Figura 5.10 Variația temperaturilor fluidelor într-un schimbător de căldură cu circulație în contracurent
- Figura 5.11 Variația temperaturilor fluidelor în curent încrucișat
- Figura 5.12 Vedere a schimbătorului de căldură
- Figura 5.13 Dimensiunile caracteristice ale schimbătorului de căldură
- Figura 5.14 Dimensiunile caracteristice ale unui canal de curgere pentru apă în mm
- Figura 5.15 Ajutaj divergent convergent montat pe traseul de curgere a gazelor de evacuare
- Figura 5.16 Wată minerală
- Figura 5.17 Ajutaj divergent convergent izolat cu wată minerală și burete de aluminiu cu folie de aluminiu
- Figura 5.18 Schema termocuplului
- Figura 5.19 Curbele de etalonare a termocuplelor
- Figura 5.20 Termocuplul pentru gaze
- Figura 5.21 Termocuplul pentru apă
- Figura 5.22 Dimensiuni caracteristice ale convertorului
- Figura 5.23 Diagrama cu schema pinilor convertorului analogic-digital tip Pixsys ATR 243 ABC
- Figura 5.24 Sursă de tensiune stabilizată
- Figura 5.25 Exemplu de setarea ieșirii analogice / digitale
- Figura 5.26 Exemplu de vizualizare a temperaturilor cu convertorul Pixsys ATR 243 ABC
- Figura 5.27 Vedere de sus a plăcii de achiziție de date
- Figura 5.28 Traseul semnalului de la blocul cu interconexiuni către placa de achiziție
- Figura 5.29 Legăturile convertoarelor la blocul cu interconexiuni

- Figura 5.30 Schema sistemului de achiziție de date
- Figura 5.31 Meniul principal
- Figura 5.32 Screenshoot privind meniul principal în cazul în care programul este activ
- Figura 5.33 Interfața „Monitorizare – temperaturi”
- Figura 5.34 Fișierul final forma de prezentare a datelor
- Figura 5.35 Schema logică a interfeței MENU PRINCIPAL
- Figura 5.36 Programul în Labview al interfeței „Meniu Principal”
- Figura 5.37 Schema logică a interfeței de monitorizare a temperaturilor
- Figura 5.38 Caracteristica termocuplelor
- Figura 5.39 Punctul de măsurare a noxelor
- Figura 5.40 Celulă electrochimică cu doi electrozi
- Figura 5.41 Celulă electrochimică cu trei electrozi
- Figura 5.42 Unitatea de analiză, vedere laterală
- Figura 5.43 Unitatea de analiză, vedere de sus
- Figura 5.44 Montaj de interconectare a aparatelor tip TESTO, pentru măsurători continue complexe
- Figura 5.45 Unitatea de control a instrumentului TESTO
- Figura 5.46 Sonda de prelevare a gazelor
- Figura 5.47 Screenshoot ce indică momentul de calibrarea la zero a analizorului
- Figura 5.48 Display, Testo 350
- Figura 5.49 Display al ecranului specific bazei de alegere a combustibilului
- Figura 5.50 Display indicând posibilitate de setarea parametrilor și unităților de măsură
- Figura 5.51 Anemometru cu punct cald
- Figura 5.52 Sistemul de măsurare a debitului de combustibil
- Figura 5.53 Cântarul instalației experimentale
- Figura 5.54 Apometru și diagrama erorilor
- Figura 5.55 Radiator și reșou electric nivel de utilizate pentru încărcarea grupului.
- 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 motorină
- Figura 6.3 Variația temperaturii apei de răcire la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 2 kW, folosind motorină
- Figura 6.4 Variația temperaturii aerului ca agent de răcire față de temperatura mediului ambiant, la o încărcare de 2 kW, folosind motorină
- Figura 6.5 Variația debitului de apei de răcire pentru treapta de încărcare 2 kW, folosind motorină
- Figura 6.6 Variația consumului de motorină pentru treapta de încărcare de 2 kW
- Figura 6.7 Variația concentrațiilor de CO și NO, la o încărcare de 2 kW, folosind motorină, raportate la $O_{2,ref} = 5\%$
- Figura 6.8 Variația concentrațiilor de NO_2 și NO_x , la o încărcare de 2 kW, folosind motorină, raportate la $O_{2,ref} = 5\%$
- Figura 6.9 Variația concentrațiilor de O_2 și CO_2 , la o încărcare de 2 kW, folosind motorină, raportate la $O_{2,ref} = 5\%$
- Figura 6.10 Variația temperaturii gazelor de evacuare la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 4 kW, folosind motorină
- Figura 6.11 Variația temperaturii apei de răcire la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 4 kW, folosind motorină
- Figura 6.12 Variația temperaturii aerului ca agent de răcire față de temperatura mediului ambiant, la o încărcare de 4 kW, folosind motorină
- Figura 6.13 Variația debitului apei de răcire pentru treapta de 4 kW, folosind motorină

- Figura 6.14 Variația consumului de motorină pentru treapta de încărcare 4 kW
- Figura 6.15 Variația concentrațiilor de CO și NO, la o încărcare de 4 kW, folosind motorină, raportate la $O_{2.ref} = 5\%$
- Figura 6.16 Variația concentrațiilor de NO_2 și NO_x , la o încărcare de 4 kW, folosind motorină, raportate la $O_{2.ref} = 5\%$
- Figura 6.17 Variația concentrațiilor de O_2 și CO_2 , la o încărcare de 4 kW, folosind motorină
- Figura 6.18 Variația temperaturii gazelor de evacuare la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 5,5 kW, folosind motorină
- Figura 6.19 Variația temperaturii apei de răcire la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 5,5 kW, folosind motorină
- Figura 6.20 Variația temperaturii aerului ca agent de răcire față de temperatura mediului ambiant, la o încărcare de 4 kW, folosind motorină
- Figura 6.21 Variația debitului apei de răcire pentru treapta de 5,5 kW, folosind motorină
- Figura 6.22 Variația consumului de motorină pentru treapta de încărcare 5,5 kW
- Figura 6.23 Variația concentrațiilor de CO și NO, la o încărcare de 5,5 kW, folosind motorină, raportate la $O_{2.ref} = 5\%$
- Figura 6.24 Variația concentrațiilor de NO_2 și NO_x , la o încărcare de 5,5 kW, folosind motorină, raportată la $O_{2.ref} = 5\%$
- Figura 6.25 Variația concentrațiilor de O_2 și CO_2 , la o încărcare de 5,5 kW, folosind motorină
- Figura 6.26 Variația eficienței cogenerării funcție de încărcarea grupului
- Figura 6.27 Bacteria clostridium
- Figura 6.28 Molecula de butanol
- Figura 6.29 Izomerii butanolului
- Figura 6.30 2 - Butanol
- Figura 6.31 tert - Butanol
- Figura 6.32 Testul UDDS-EPA aplicat unui motor Mercedes C-220 funcționând cu amestec butanol motorină
- Figura 6.33 Testul HWFET - EPA aplicat unui motor Mercedes C-220 funcționând cu amestec butanol motorină
- Figura 6.33 Variația gradului emisiilor de NO_x cu gradul de fum FSN
- Figura 6.34 Variația temperaturii gazelor de evacuare la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 2 kW, folosind 2% părți volumice butanol în amestec cu motorină
- Figura 6.35 Variația temperaturii apei de răcire la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 2 kW, folosind 2 % părți volumice butanol în amestec cu motorină
- Figura 6.36 Variația temperaturii aerului ca agent de răcire față de temperatura mediului ambiant, la o încărcare de 2 kW, folosind 2 % părți volumice butanol în amestec cu motorină
- Figura 6.37 Variația debitului apei de răcire pentru treapta de 2 kW, folosind 2 % părți volumice butanol în amestec cu motorină
- Figura 6.38 Variația consumului de amestec combustibil, folosind 2 % părți volumice butanol în motorină, la o încărcare de 2 kW
- Figura 6.39 Variația concentrațiilor de CO și NO, la o încărcare de 2 kW, folosind 2 % părți volumice butanol în amestec cu motorină, raportate la $O_{2.ref} = 5\%$
- Figura 6.40 Variația concentrațiilor de NO_2 și NO_x , la o încărcare de 2 kW, folosind 2 % părți volumice butanol în amestec cu motorină, raportate la $O_{2.ref} = 5\%$

- Figura 6.41 Variația concentrațiilor de O_2 și CO_2 , la o încărcare de 2 kW, folosind 2 % părți volumice butanol în amestec cu motorină
- Figura 6.42 Variația temperaturii gazelor de evacuare la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 4 kW, folosind 2% părți volumice butanol în amestec cu motorină
- Figura 6.43 Variația temperaturii apei de răcire la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 4 kW, folosind 2 % părți volumice butanol în amestec cu motorină
- Figura 6.44 Variația temperaturii aerului ca agent de răcire față de temperatura mediului ambiant, la o încărcare de 4 kW, folosind 2 % părți volumice butanol în amestec cu motorină
- Figura 6.45 Variația debitului apei de răcire pentru treapta de 4 kW, folosind 2 % părți volumice butanol în amestec cu motorină
- Figura 6.46 Variația consumului de amestec combustibil, folosind 2 % părți volumice butanol în motorină, la o încărcare de 4 kW
- Figura 6.47 Variația concentrațiilor de CO și NO , la o încărcare de 4 kW, folosind 2 % părți volumice butanol în amestec cu motorină, raportate la $O_{2.ref} = 5 \%$
- Figura 6.48 Variația concentrațiilor de NO_2 și NO_x , la o încărcare de 4 kW, folosind 2 % părți volumice butanol în amestec cu motorină, raportate la $O_{2.ref} = 5 \%$
- Figura 6.49 Variația concentrațiilor de O_2 și CO_2 , la o încărcare de 4 kW, folosind 2 % părți volumice butanol în amestec cu motorină
- Figura 6.50 Variația temperaturii gazelor de evacuare la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 5,5 kW, folosind 2% părți volumice butanol în amestec cu motorină
- Figura 6.51 Variația temperaturii apei de răcire la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 5,5 kW, folosind 2 % părți volumice butanol în amestec cu motorină
- Figura 6.52 Variația temperaturii aerului ca agent de răcire față de temperatura mediului ambiant, la o încărcare de 5,5 kW, folosind 2 % părți volumice butanol în amestec cu motorină
- Figura 6.53 Variația debitului apei de răcire pentru treapta de 5,5 kW, folosind 2 % părți volumice butanol în amestec cu motorină
- Figura 6.54 Variația consumului de amestec combustibil, folosind 2 % părți volumice butanol în motorină, la o încărcare de 5,5 kW
- Figura 6.55 Variația concentrațiilor de CO și NO , la o încărcare de 5,5 kW, folosind 2 % părți volumice butanol în amestec cu motorină, raportate la $O_{2.ref} = 5 \%$
- Figura 6.56 Variația concentrațiilor de NO_2 și NO_x , la o încărcare de 5,5 kW, folosind 2 % părți volumice butanol în amestec cu motorină, raportate la $O_{2.ref} = 5 \%$
- Figura 6.57 Variația concentrațiilor de O_2 și CO_2 , la o încărcare de 5,5 kW, folosind 2 % părți volumice butanol în amestec cu motorină
- Figura 6.58 Variația temperaturii gazelor de evacuare la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 2 kW, folosind 5% părți volumice butanol în amestec cu motorină
- Figura 6.69 Variația temperaturii apei de răcire la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 2 kW, folosind 5 % părți volumice butanol în amestec cu motorină

- Figura 6.60 Variația temperaturii aerului ca agent de răcire față de temperatura mediului ambiant, la o încărcare de 2 kW, folosind 5 % părți volumice butanol în amestec cu motorină
- Figura 6.61 Variația debitului apei de răcire pentru treapta de 2 kW, folosind 5 % părți volumice butanol în amestec cu motorină
- Figura 6.62 Variația consumului de amestec combustibil, folosind 5 % părți volumice butanol în motorină, la o încărcare de 2 kW
- Figura 6.63 Variația concentrațiilor de CO și NO, la o încărcare de 2 kW, folosind 5 % părți volumice butanol în amestec cu motorină, raportate la $O_{2.ref} = 5\%$
- Figura 6.64 Variația concentrațiilor de NO₂ și NO_x, la o încărcare de 2 kW, folosind 5 % părți volumice butanol în amestec cu motorină, raportate la $O_{2.ref} = 5\%$
- Figura 6.65 Variația concentrațiilor de O₂ și CO₂, la o încărcare de 2 kW, folosind 5 % părți volumice butanol în amestec cu motorină
- Figura 6.66 Variația temperaturii gazelor de evacuare la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 4 kW, folosind 5% părți volumice butanol în amestec cu motorină
- Figura 6.67 Variația temperaturii apei de răcire la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 4 kW, folosind 5 % părți volumice butanol în amestec cu motorină
- Figura 6.68 Variația temperaturii aerului ca agent de răcire față de temperatura mediului ambiant, la o încărcare de 4 kW, folosind 5 % părți volumice butanol în amestec cu motorină
- Figura 6.69 Variația debitului apei de răcire pentru treapta de 4 kW, folosind 5 % părți volumice butanol în amestec cu motorină
- Figura 6.70 Variația consumului de amestec combustibil, folosind 5 % părți volumice butanol în motorină, la o încărcare de 4 kW
- Figura 6.71 Variația concentrațiilor de CO și NO, la o încărcare de 4kW, folosind 5 % părți volumice butanol în amestec cu motorină, raportate la $O_{2.ref} = 5\%$
- Figura 6.72 Variația concentrațiilor de NO₂ și NO_x, la o încărcare de 4 kW, folosind 5 % părți volumice butanol în amestec cu motorină, raportate la $O_{2.ref} = 5\%$
- Figura 6.73 Variația concentrațiilor de O₂ și CO₂, la o încărcare de 4 kW, folosind 5 % părți volumice butanol în amestec cu motorină
- Figura 6.74 Variația temperaturii gazelor de evacuare la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 5,5 kW, folosind 5% părți volumice butanol în amestec cu motorină
- Figura 6.75 Variația temperaturii apei de răcire la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 5,5 kW, folosind 5 % părți volumice butanol în amestec cu motorină
- Figura 6.76 Variația temperaturii aerului ca agent de răcire față de temperatura mediului ambiant, la o încărcare de 5,5 kW, folosind 5 % părți volumice butanol în amestec cu motorină
- Figura 6.77 Variația debitului apei de răcire pentru treapta de 5,5 kW, folosind 5 % părți volumice butanol în amestec cu motorină
- Figura 6.78 Variația consumului de amestec combustibil, folosind 5 % părți volumice butanol în motorină, la o încărcare de 5,5 kW

- Figura 6.79 Variația concentrațiilor de CO și NO, la o încărcare de 5,5 kW, folosind 5 % părți volumice butanol în amestec cu motorină, raportate la $O_{2.ref} = 5 \%$
- Figura 6.80 Variația concentrațiilor de NO₂ și NO_x, la o încărcare de 5,5 kW, folosind 5 % părți volumice butanol în amestec cu motorină, raportate la $O_{2.ref} = 5 \%$
- Figura 6.81 Variația concentrațiilor de O₂ și CO₂, la o încărcare de 5,5 kW, folosind 5 % părți volumice butanol în amestec cu motorină
- Figura 6.82 Variația temperaturii gazelor de evacuare la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 2 kW, folosind 7% părți volumice butanol în amestec cu motorină
- Figura 6.83 Variația temperaturii apei de răcire la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 2 kW, folosind 7 % părți volumice butanol în amestec cu motorină
- Figura 6.84 Variația temperaturii aerului ca agent de răcire față de temperatura mediului ambiant, la o încărcare de 2 kW, folosind 7 % părți volumice butanol în amestec cu motorină
- Figura 6.85 Variația debitului apei de răcire pentru treapta de 2 kW, folosind 7 % părți volumice butanol în amestec cu motorină
- Figura 6.86 Variația consumului de amestec combustibil, folosind 7 % părți volumice butanol în motorină, la o încărcare de 2 kW
- Figura 6.87 Variația concentrațiilor de CO și NO, la o încărcare de 2 kW, folosind 7 % părți volumice butanol în amestec cu motorină, raportate la $O_{2.ref} = 5 \%$
- Figura 6.88 Variația concentrațiilor de NO₂ și NO_x, la o încărcare de 2 kW, folosind 7 % părți volumice butanol în amestec cu motorină, raportate la $O_{2.ref} = 5 \%$
- Figura 6.89 Variația concentrațiilor de O₂ și CO₂, la o încărcare de 2 kW, folosind 7 % părți volumice butanol în amestec cu motorină
- Figura 6.90 Variația temperaturii gazelor de evacuare la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 4 kW, folosind 7 % părți volumice butanol în amestec cu motorină
- Figura 6.91 Variația temperaturii apei de răcire la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 4 kW, folosind 7 % părți volumice butanol în amestec cu motorină
- Figura 6.92 Variația temperaturii aerului ca agent de răcire față de temperatura mediului ambiant, la o încărcare de 4 kW, folosind 7 % părți volumice butanol în amestec cu motorină
- Figura 6.93 Variația debitului apei de răcire pentru treapta de 4 kW, folosind 7 % părți volumice butanol în amestec cu motorină
- Figura 6.94 Variația consumului de amestec combustibil, folosind 7 % părți volumice butanol în motorină, la o încărcare de 4 kW
- Figura 6.95 Variația concentrațiilor de CO și NO, la o încărcare de 4 kW, folosind 7 % părți volumice butanol în amestec cu motorină, raportate la $O_{2.ref} = 5 \%$
- Figura 6.96 Variația concentrațiilor de NO₂ și NO_x, la o încărcare de 4 kW, folosind 7 % părți volumice butanol în amestec cu motorină, raportate la $O_{2.ref} = 5 \%$
- Figura 6.97 Variația concentrațiilor de O₂ și CO₂, la o încărcare de 4 kW, folosind 7 % părți volumice butanol în amestec cu motorină

- Figura 6.98 Variația temperaturii gazelor de evacuare la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 5,5 kW, folosind 7% părți volumice butanol în amestec cu motorină
- Figura 6.99 Variația temperaturii apei de răcire la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 5,5 kW, folosind 7 % părți volumice butanol în amestec cu motorină
- Figura 6.100 Variația temperaturii aerului ca agent de răcire față de temperatura mediului ambiant, la o încărcare de 5,5 kW, folosind 7 % părți volumice butanol în amestec cu motorină
- Figura 6.101 Variația debitului apei de răcire pentru treapta de 5,5 kW, folosind 7 % părți volumice butanol în amestec cu motorină
- Figura 6.102 Variația consumului de amestec combustibil, folosind 7 % părți volumice butanol în motorină, la o încărcare de 4 kW
- Figura 6.103 Variația concentrațiilor de CO și NO, la o încărcare de 5,5 kW, folosind 7 % părți volumice butanol în amestec cu motorină, raportate la $O_{2,ref} = 5\%$
- Figura 6.104 Variația concentrațiilor de NO₂ și NO_x, la o încărcare de 5,5 kW, folosind 7 % părți volumice butanol în amestec cu motorină, raportate la $O_{2,ref} = 5\%$
- Figura 6.105 Variația concentrațiilor de O₂ și CO₂, la o încărcare de 5,5 kW, folosind 7 % părți volumice butanol în amestec cu motorină
- Figura 6.106 Variația temperaturii apei de răcire la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 2 kW, folosind 10 % părți volumice butanol în amestec cu motorină
- Figura 6.107 Variația temperaturii apei de răcire la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 2 kW, folosind 10 % părți volumice butanol în amestec cu motorină
- Figura 6.108 Variația temperaturii apei de răcire la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 2 kW, folosind 10 % părți volumice butanol în amestec cu motorină
- Figura 6.109 Variația debitului apei de răcire pentru treapta de 2 kW, folosind 10 % părți volumice butanol în amestec cu motorină
- Figura 6.110 Variația consumului de amestec combustibil, folosind 10 % părți volumice butanol în motorină, la o încărcare de 2 kW
- Figura 6.111 Variația concentrațiilor de CO și NO, la o încărcare de 2 kW, folosind 10 % părți volumice butanol în amestec cu motorină, raportate la $O_{2,ref} = 5\%$
- Figura 6.112 Variația concentrațiilor de NO₂ și NO_x, la o încărcare de 2 kW, folosind 10 % părți volumice butanol în amestec cu motorină, raportate la $O_{2,ref} = 5\%$
- Figura 6.113 Variația concentrațiilor de O₂ și CO₂, la o încărcare de 2 kW, folosind 10 % părți volumice butanol în amestec cu motorină
- Figura 6.114 Variația temperaturii apei de răcire la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 4kW, folosind 10 % părți volumice butanol în amestec cu motorină
- Figura 6.115 Variația temperaturii apei de răcire la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 4 kW, folosind 10 % părți volumice butanol în amestec cu motorină
- Figura 6.116 Variația temperaturii apei de răcire la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 4 kW, folosind 10 % părți volumice butanol în amestec cu motorină

- Figura 6.117 Variația debitului apei de răcire pentru treapta de 4 kW, folosind 10 % părți volumice butanol în amestec cu motorină
- Figura 6.118 Variația consumului de amestec combustibil, folosind 10 % părți volumice butanol în motorină, la o încărcare de 4 kW
- Figura 6.119 Variația concentrațiilor de CO și NO, la o încărcare de 4 kW, folosind 10 % părți volumice butanol în amestec cu motorină, raportate la $O_{2.ref} = 5\%$
- Figura 6.120 Variația concentrațiilor de NO₂ și NO_x, la o încărcare de 4 kW, folosind 10 % părți volumice butanol în amestec cu motorină, raportate la $O_{2.ref} = 5\%$
- Figura 6.121 Variația concentrațiilor de O₂ și CO₂, la o încărcare de 4 kW, folosind 10 % părți volumice butanol în amestec cu motorină
- Figura 6.122 Variația temperaturii apei de răcire la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 5,5 kW, folosind 10 % părți volumice butanol în amestec cu motorină
- Figura 6.123 Variația temperaturii apei de răcire la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 5,5 kW, folosind 10 % părți volumice butanol în amestec cu motorină
- Figura 6.124 Variația temperaturii apei de răcire la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 4 kW, folosind 10 % părți volumice butanol în amestec cu motorină
- Figura 6.125 Variația debitului apei de răcire pentru treapta de 5,5 kW, folosind 10 % părți volumice butanol în amestec cu motorină
- Figura 6.126 Variația consumului de amestec combustibil, folosind 10 % părți volumice butanol în motorină, la o încărcare de 5,5 kW
- Figura 6.127 Variația concentrațiilor de CO și NO, la o încărcare de 5,5 kW, folosind 10 % părți volumice butanol în amestec cu motorină, raportate la $O_{2.ref} = 5\%$
- Figura 6.128 Variația concentrațiilor de NO₂ și NO_x, la o încărcare de 5,5 kW, folosind 10 % părți volumice butanol în amestec cu motorină, raportate la $O_{2.ref} = 5\%$
- Figura 6.129 Variația concentrațiilor de O₂ și CO₂, la o încărcare de 4 kW, folosind 10 % părți volumice butanol în amestec cu motorină
- Figura 6.130 Evoluția eficienței microcentralei de cogenerare cu încărcarea, folosind ca și combustibil primar motorină
- Figura 6.131 Evoluția eficienței microcentralei de cogenerare cu încărcarea, folosind concentrația de 2 % butanol părți volumice în amestec cu motorină
- Figura 6.132 Evoluția eficienței microcentralei de cogenerare cu încărcarea, folosind concentrația de 5 % butanol părți volumice în amestec cu motorină
- Figura 6.133 Evoluția eficienței microcentralei de cogenerare cu încărcarea, folosind concentrația de 7 % butanol părți volumice în amestec cu motorină
- Figura 6.134 Evoluția eficienței microcentralei de cogenerare cu încărcarea, folosind concentrația de 10 % părți volumice butanol în amestec cu motorină
- Figura 6.135 Eficiența microcentralei de cogenerare funcție de încărcare și concentrația de butanol în procente volumice în motorină
- Figura 6.136 Eficiența microcentralei de cogenerare funcție de încărcare și concentrația de butanol în procente volumice în motorină

- Figura 6.137 Variația concentrației de oxigen cu încărcarea și concentrația de butanol în procente volumice în amestec cu motorină
- Figura 6.138 Variația concentrației dioxidului de carbon, cu încărcarea și concentrația de butanol în procente volumice în amestec cu motorină
- Figura 6.139 Variația concentrației monoxidului de carbon cu încărcarea și concentrația de butanol în procente volumice în amestec cu motorină, raportată la $O_{2,ref} = 5\%$
- Figura 6.140 Variația concentrației monoxidului de azot cu încărcarea și concentrația de butanol în procente volumice în amestec cu motorină, raportată la $O_{2,ref} = 5\%$
- Figura 6.141 Variația concentrației de NO_x la treapta de încărcare de 5,5 kW și concentrație de butanol în procente volumice în amestec cu motorină, raportată la $O_{2,ref} = 5\%$
- Figura 6.142 Consum de combustibil amestec butanol în motorină.
- Figura 6.143 Variația concentrației de NO_x cu încărcarea, raportată la $O_{2,ref} = 5\%$, folosind ca și combustibil primar motorina
- Figura 6.144 Variația concentrației NO_x cu încărcarea, folosind amestecuri de butanol părți volumice în motorina, raportată la $O_{2,ref} = 5\%$
- Figura 6.145 Dependența emisiei de NO_x în funcție de concentrația butanolului, la încărcarea de 5,5 kW
- Figura 6.146 Curba polinomială a variației concentrației NO_x , la încărcarea de 5,5 kW, funcție de gradul de amestec cu butanol
- Figura 7.1 Eficiența microcentralei de cogenerare în funcție de concentrația de butanol în părți volumice în amestec cu motorina

LISTA TABELELOR

- Tabelul 2.1 Valorile emisiilor specifice ale principalelor noxe produse de centralele termoelectrice fără cogenerare
- Tabelul 2.2 Valori admise al concentrațiilor emise pentru motoarele diesel
- Tabelul 3.1 Reducerea emisiilor poluante prin utilizarea combustibililor de tip biodiesel
- Tabelul 3.2 Raportul energie termică/energie electrică
- Tabelul 4.1 Grupe cancerigene
- Tabelul 4.2 Efectele sistemelor de reducere a NO_x
- Tabelul 5.1 Valorile tensiunii electromotoare în mV pentru termocuplele TLM.
- Tabelul 5.2 Valorile tensiunii electromotoare în mV pentru termocuplele TRL.
- Tabelul 5.3 Caracteristici generale ale convertorului analogic-digital tip Pixsys ATR 243 ABC
- Tabelul 5.4 Caracteristicile hardware ale convertorului analogic-digital tip Pixsys ATR 234 ABC
- Tabelul 6.1 Rezultatele calculului arderii pentru combustibilul de bază (motorină) și trei încercări
- Tabelul 6.2 Rezultatele produselor arderii pentru combustibilul Echivalent
- Tabelul 6.3 Specificațiile tehnice ale motorului termic din grupul de cogenerare KDE 5000 CE
- Tabelul 6.4 Rezultatele calculului eficiențelor termice electrice și totale ale microcentralei de cogenerare
- Tabelul 6.5 Caracteristici energetice ale unor combustibili folosiți și „bio”
- Tabelul 6.6 Valorile limită ale concentrațiilor de butanol în mediul ambiant
- Tabelul 6.7 Consumul orar motor diesel KD 100
- Tabelul 6.8 Evoluția eficienței microcentralei de cogenerare cu încărcarea, folosind diferite amestecuri de butanol în proporții volumice.
- Tabelul 6.9 Valorile limită ale concentrațiilor emisiei de NO_x și CO reportate la O_{2,ref} = 5 %
- Tabelul 7.1 Rezultate comparative legate de emisiile de noxe
- Tabelul 7.2 Cantitatea anuală de CO₂ de origine „bio” și fosilă emisă de 1000 microcentrale de cogenerare de tip KD 5000 CE
- Tabelul 7.3 Calculul economic al energiei produse în cogenerare

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_i	[J/kg]	- putere calorică 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 microcentrale de cogenerare;
η_m	[%]	- randament unități motoare;
η_e	[%]	- randament electric;
η_t	[%]	- randament termic;
η	[%]	- randament instalației de cogenerare;
η_{exc}	[%]	- randament exergetic;
η_{exct}	[%]	- randament exergetic al unei centrale de cogenerare;
ε_c	[J/kg]	- exergia 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;
\dot{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 uleiul;
SCR	[-]	- reducerea catalitică selectivă ;
SNCR	[-]	- reducerea noncatalitic selectivă;
NMHC	[-]	- hidrocarburi non-metanice;
NMOG	[-]	- gaze organice non-metanice;
COV	[-]	- compus organic volatil;

PAH		- hidrocarburi aromatice policiclice;
\dot{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;
\dot{Q}_a	[W]	- fluxul de căldură folosit pe durata de un an;
\dot{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 ₂ O	[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 diesel;
t_{apa}	[°C]	- temperatura de intrare a fluidului de răcire în schimbător;
V_g	[m ³]	- volumul de gaze evacuate de motorul diesel;
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;
c	[%]	- participația procentuală a carbonului;
h	[%]	- participația procentuală a hidrogenului;
o	[%]	- participația procentuală a oxigenului;
s	[%]	- participația 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	$[g/kg \text{ aer uscat}]$	- 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 calorifică 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;
$C_{18}H_{32}$		- formula chimică a motorinei;
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. Definirea noțiunii de cogenerare

1.1.1. Scopul și necesitatea cercetării în domeniu

Cheltuiala anuală a fiecărui cetățean din spațiul CE, pentru resursele energetice necesare traiului este de 700 €/an. Pentru a reduce acest efort financiar există o soluție prioritară și anume reducerea consumului (economie) prin folosirea ciclurilor cu randamente ridicate. Un automobil generează într-un an circa 3 tone de CO₂. Unui copac cu viață de circa 60 de ani îi trebuie trei vieți pentru a o anihila. Soluția pentru scăderea emisiei de CO₂, este reducerea consumului de combustibil fosil, și acoperirea necesarului, cu surse neconvenționale de energie.

Creșterea populației și a tendinței de îmbunătățire a confortului determină consum sporit de energie. Pentru a satisface aceste nevoi, comunitatea științifică a căutat și găsit soluții de îmbunătățire a randamentului energetic, fără a perturba ecosistemul din care face parte, prin menținerea unui echilibru și prin reducerea constantă a consumului de combustibil fosil.

Nivelul ridicat al confortului și al calității vieții, susținut prin utilizarea de aparatură complexă de uz casnic conduc la creșterea dependenței de energie electrică și astfel determină probleme de integrare în mediul înconjurător. Se fac eforturi pentru a menține un mediu curat și sănătos, pentru generațiile actuale și viitoare.

Fenomenele precum încălzirea globală, distrugerea stratului de ozon, ploile acide și schimbările ireversibile asupra mediului înconjurător sunt rezultatele activităților necugetate realizate de către om, în procesul de dezvoltare mondială, fără a ține cont de impactul acestora asupra mediului, cu scopul de a câștiga cât mai mult posibil.

Energia electrică, de care depinde întreaga omenire, este o formă superioară de energie, care derivă din forme de energie primare. Este foarte important ca, la acest moment și în contextul creșterii prețului combustibilului fosil, ajunși la limita epuizării fizice, să se genereze energie electrică prin conversie din combustibili verzi sau din surse neconvenționale, cu randament ridicat. În momentul de față, nu există o soluție integrală, care să asigure necesarul total de energie electrică, folosind doar surse alternative, ceea ce înseamnă că soluția durabilă va trebui să se bazeze pe producerea de energie electrică generată prin arderea combustibililor fosili și ai celor nefosili, în cicluri termodinamice eficiente, cu randament superior, precum ciclul cu cogenerare. Cogenerarea constă în producerea simultană de energie sub formă de căldură și energie electrică, și este nu numai o metodă de valorificare superioară a combustibilului primar (dat fiind randamentul crescut al procedurii instalației) dar, în condițiile folosirii biocombustibilului, este și o alternativă de reducere a emisiei de CO₂, gaz cu efect de seră.

Scopul acestei lucrări este analiza cogenerării cu motor diesel, folosind ca și combustibil primar amestecuri de butanol cu motorină, în diferite concentrații volumice. În lucrare sunt prezentate rezultatele tehnice și de impact asupra mediului, obținute în urma variației concentrației de butanol în amestec cu motorina, amestec folosit ca și combustibil primar într-o microcentrală de

cogenerare. Deoarece cogenerarea este considerată o tehnologie de actualitate de tip BAT (Best Available Technology – adică tehnologiile disponibile cele mai avansate), această lucrare prezintă câteva exemple a ceea ce poate determina, ținând cont de tehnologiile actuale de reducere a emisiilor, folosirea biocombustibililor. O scurtă descriere a schemei de comercializare a emisiilor în Uniunea Europeană (EU ETS=EU Emission Trade Scheme) completează și susține teoretic necesitatea utilizării biocombustibililor în sistemul energetic.

Transformarea energiei primare în energie termică și electrică reprezintă o succesiune de procese, mai mult sau mai puțin poluante, controlate și realizate conform 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 atât mediului înconjurător, cât și sănătății omului, faunei și florei. Acești agenți poluanți distrug balanța ecologică a mediului, împiedicând derularea ciclurilor firești modificând brutal circuitul natural al elementelor.

Tehnic vorbind, reducerea emisiilor din gazele de ardere a combustibililor fosili se realizează prin reducerea consumului de combustibil, prin inhibarea mecanismului de producere a poluanților (metode primare) sau prin metode de epurare a gazelor în evacuare (metode secundare), respectiv combinații ale acestor procedee. Sunt cunoscute și se pot aplica numeroase tehnologii, care pot reduce într-o măsură considerabilă aceste emisii. Din păcate puține sunt folosite, cu toate că limitele naționale și europene impuse de legislația mediului sunt riguroase și chiar sunt instrumente legale pentru scoaterea din funcțiune a instalațiilor mari de ardere, în caz de neconformitate.

Metodele de reducere a emisiei de dioxid de carbon sunt pe cale de dezvoltare, dar rezultate promițătoare, deci economice și fezabile, nu sunt așteptate prea repede. Dat fiind aceste circumstanțe, o direcție esențială în care trebuie să se concentreze atenția sunt ciclurile termodinamice cu randament sporit, ce implică o valorificare, cu randament superior, a sursei primare de energie. Prin optimizarea acestora se reduce consumul de combustibil, deoarece crește eficiența transformării energiei primare în alte forme de energie utile. Implicit se reduc emisiile de CO₂. În timp, pentru a obține un randament maxim de eficiență, centralele termice au devenit din ce în ce mai complexe. Una din soluțiile aplicabile și cu efect major în acest moment este cogenerarea, ceea ce înseamnă producerea simultană de energie electrică și termică, prin transformare, dintr-o singură sursă primară de combustibil.

Protecția mediului este o problemă globală, implementarea soluțiilor ecologice nu trebuie să fie amânată sau împiedicată, sub nici o formă, de aspecte economice. Prin modificarea centralelor existente și construirea de centrale noi, ce aplică cele mai avansate tehnologii, se îndeplinesc reglementările și impunerile legislației Europene. Ele se realizează în sprijinul comunității, iar acest proces trebuie conceput și implementat în armonie cu mediul înconjurător [8].

Tehnologia cogenerării este o soluție salvatoare de generare mai ieftină și mai curată de energie. Cogenerarea a fost concepută acum aproximativ o sută de ani. Prima centrală electrică a SUA a fost de fapt o centrală bazată pe cogenerare, fiind proiectată și construită de Thomas Edison în 1882, la New York. Ciclul termic este cunoscut sub denumirea Clausius –Rankine [54].

Procesul de cogenerarea respectiv centrala aferentă sunt prezentate în figura 1.1.

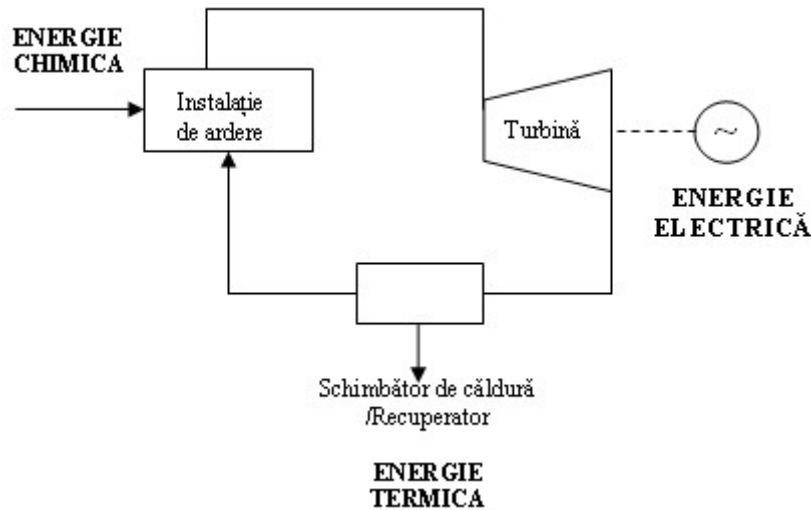


Figura 1.1. Sistem de cogenerare

Combustibilii elementari frecvent utilizați în cogenerare sunt gazele naturale, păcura, petrolul, motorina, propanul, cărbunele, mai rar lemnul, deșeurile lemnoase și agricole de biomasă. Acești combustibili primari sunt utilizați pentru producerea electricității în principal și generarea de căldură înmagazinată în fluidul de lucru (apă-abur, gaze de ardere). Dacă se compară costul de producție al energiei cu costul combustibilului primar se poate obține o economie de 2 – 4 ori, în cazul funcționării în cogenerare. Acest raport este păstrat în general în cazul prețurilor energiei electrice față de energia primară.

În ceea ce privește modul de tratare a problemelor legate de generarea energiei și costul ei, în lume se constată două abordări diferite. Astfel, multe dintre companiile ce activează pe piața energiei sunt depășite și reacționează întârziat (este și cazul României), în timp ce altele își creează propriul destin, recunoscând forțele socio-economice și aplicând tendințele moderne în dezvoltarea tehnologiilor și materialelor. Se vizează reducerea costurilor ca cerință a clientului, în timp ce tendințele tehnologice furnizează căile prin care se pot rezolva aceste impuneri, în contextul dezvoltării durabile.

Companiile care au capacitatea de a recunoaște și de a prevedea aceste tendințe vor fi capabile să-și evalueze poziția, să-și modeleze viitorul, făcând schimbările necesare pentru ca serviciile și produse lor să se adapteze la noile condiții impuse de economia mondială, care este în permanentă evoluție.

Datorită presiunilor generate de legea concurenței, pentru a reduce costurile și emisiile de gaze poluante și cu efect de seră, marii producători de energie termoelectrică și de automobile caută permanent diverse soluții de a valorifica energia cât mai eficient posibil. Una dintre aceste soluții este și cogenerare aplicată în cicluri combinate (CHP = Combined Heat Power). Cogenerarea în acest caz vizează producerea simultană de electricitate și căldură, dar cu două cicluri combinate (legate prin schimb de căldură). Instalațiile ce utilizează sistemele de cogenerare în ciclu combinat își produc propria electricitate și utilizează excesul de căldură nefolosit pentru încălzirea apei, a spațiului și în alte scopuri, utilizând în general două fluide. Cogenerarea este implementată la momentul actual și în

industrie, ce trece prin schimbări structurale majore, care îi pot limita sau extinde aria de aplicare, mai ales din considerente economice.

Un exemplu de cogenerare se poate găsi în ansamblul motor din automobil, în care combustibilul principal (benzină, motorină, GPL) este ars într-un motor cu ardere internă, energia chimică fiind transformată atât în energie mecanică cât și în energie electrică. Aceste două tipuri de energie generate combinat, derivate din procesul de combustie din motorul mașinii, operează diverse sisteme ale automobilului inclusiv trenul de rulare sau transmisia, sistemul de iluminare, instalația de aer condiționat și sistemul de încălzire pentru interiorul mașinii. Căldura generată este parțial recuperată și valorificată.

În România la nivelul anului 1990 existau 251 de localități în care funcționau sisteme staționare, centralizate de producere în cogenerare a energiei termice și a apei calde [55]. Statistica anului 2004 indică faptul că numărul localităților în care mai funcționau sisteme de încălzire centralizată prin termoficare s-a redus la 129 [28]. Motivul acestui efect este costul mare al energiei termice, datorat în special pierderilor. Astfel, în ultimii cinci ani, un număr de 850.000 de apartamente s-au debransat de la sistemul de încălzire centralizată, pentru că s-au instalat surse individuale de încălzire. În lucrarea "De ce cogenerare?" [9] se arată că funcționarea în cogenerare are și efecte benefice asupra reducerii poluării antropice și se consideră o greșeală și iresponsabilitate civică și politică faptul că s-a aprobat această tendință de decuplare de la sistemele centralizate, ce funcționau în cogenerare. Generațiile viitoare vor plăti această nesăbuițură, știut fiind că emisiile emise la nivel redus (joase - precum cele din centralele de apartament) sunt extrem de periculoase.

1.1.2. Din istoria cogenerării

Argumentele în favoarea cogenerării sunt de necontestat. Aceasta este tehnologia care permite în prezent producerea unui kWh electric la cel mai mic preț, excluzând comparația cu situația din hidrocentrale. Centralele termice clasice cu combustie externă au randamente termice de ordinul a 30 - 35 %, oricare ar fi combustibilul utilizat (lichid, cărbune, gaz). În soluția cu ciclu combinat (asocierea combustiei interne și externe), randamentele cresc spre 50 - 55 %. În cogenerare (producția de electricitate în ciclu simplu sau dublu, cu producerea simultană de căldură), randamentul global atinge 80 - 90 %. Dintre toți combustibilii, gazul permite obținerea celor mai bune bilanțuri energetice și ecologice. Există totuși un obstacol natural în calea dezvoltării cogenerării, și anume piața de căldură, deoarece utilizatorii care au nevoi importante și continue de căldură sunt relativ puțini. O altă limitare a posibilității de mărire a randamentului este cauzată și de temperaturile înalte, care ar trebui atinse în ciclu pentru a avea un randament sporit, ce presupun existența unor materiale rezistente și a unor tehnologii de fabricație eficiente, ce fac față acestor regimuri.

Cogenerarea oferă o soluție tehnico-economică favorabilă și în condițiile generării de căldură și/sau frig, cu randamente ridicate, permițând economii de energie primară și reducerea emisiilor poluante, în condiții de iarnă respectiv vară.

Conceptul cogenerării nu este nou. La începutul secolului XX, înainte să se creeze o rețea puternică de distribuție de curent electric, multe industrii aveau 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.

În 1935 legea Public Utilities Holding Act (PUHCA) și legea Federal Power Act, alături de amendamentele aduse acesteia din urmă, au constituit primii pași în protejarea companiilor competitive producătoare de utilități. Aceste legi au sprijinit crearea de utilități integrate vertical, responsabile cu producerea, transmiterea și distribuția energiei electrice. În schimbul obținerii exclusivității și a veniturilor garantate, producătorii de utilități au acceptat reglementările guvernului pentru oferirea serviciilor. În aceste condiții, mai multe investiții în infrastructură însemnau implicit mai mult profit [56].

În 1978, legea PURPA (Public Utilities Regulatory Policies Act) a încurajat utilizarea centralelor de cogenerare. Secțiunea "210" a acestei legi impunea ca utilitățile să folosească excesul de energie generat de "instalațiile calificate" și să ofere energie de rezervă, la un preț rezonabil. Sistemele constau în centrale pe bază de resurse regenerabile și/sau tehnologii de cogenerare, pentru a genera electricitate [57].

Utilităților cu capacitate de producere a unui exces de energie li se permitea deseori, să-și stabilească un cost de producție extrem de mic. Acest lucru a dus la crearea unor bariere artificiale, atât pentru cogenerare cât și pentru generatoarele independente de energie [58].

În 1992 prin EAct (Energy Policy Act) s-a încercat să se creeze o piață mai competitivă pentru generarea electricității. S-a creat astfel o nouă clasă de generatoare de energie numite Exempt Wholesale Generators (EWG). Această clasă este scutită de legea PUHCA și poate vinde energie în regim liber [59].

În ultimii 30 de ani prețul energiei a crescut însă. Construirea unui număr mai mare de centrale electrice nu a reușit să mențină un preț scăzut al energiei, motiv pentru care, din ce în ce mai multe persoane s-au îndreptat spre aplicarea conceptului cogenerării, în centrale termoelectrice cu termoficare.

1.2. Principii de cogenerare

Combustibilii folosiți în cogenerare au, de obicei, origine fosilă sau nefosilă (biocombustibili). Energia chimică a acestor combustibili primari este transformată, prin diferite procese termodinamice, și în baza unor principii generale, generând a doua sursă energetică, energia electrică, care e o formă superioară. Aceasta este explicația prețului de cost mai ridicat al energiei electrice față de cel al energiei primare.

Cogenerarea se bazează pe diverse echipamente, dar întotdeauna există un schimbător de căldură, care valorifică energia termică reziduală, și un generator de curent electric, care produce energie electrică din energia mecanică, obținută din transformarea energiei termice din arderea chimică a combustibilului.

Un ansamblu de bază care pune în mișcare generatorul electric poate fi și motorul cu piston, pe lângă turbina cu abur sau gaze. Schimbătorul de căldură recuperează căldura fie din gazele de ardere (motor cu piston, turbină cu gaze), fie din fluidul de lucru (emulsie cu apă - abur din turbina cu abur), fie din căldura evacuată de către alte agregate. Fluxul de căldură dezvoltat de generatorul electric nu este relevant în procesul de recuperare al căldurii și, de obicei, acesta este evacuat în mediul înconjurător.

1.2.1. Cogenerarea cu turbine cu abur

Dacă o centrală termică produce în exclusivitate numai energie electrică, ea se numește centrală termoelectrică (CTE). Dacă centrala termică produce simultan și energie electrică și energie termică, atunci poartă denumirea de centrală electrică cu termoficare, prescurtat CET [10].

În figura 1.2 este prezentată schema termică și diagrama T-s (ciclul Rankine) pentru CTE și CET, având aceiași parametri ai aburului viu (p_1 și T_1), respectiv aceeași presiune p_2 în condensator, deci la ieșirea aburului din turbina cu contrapresiune.

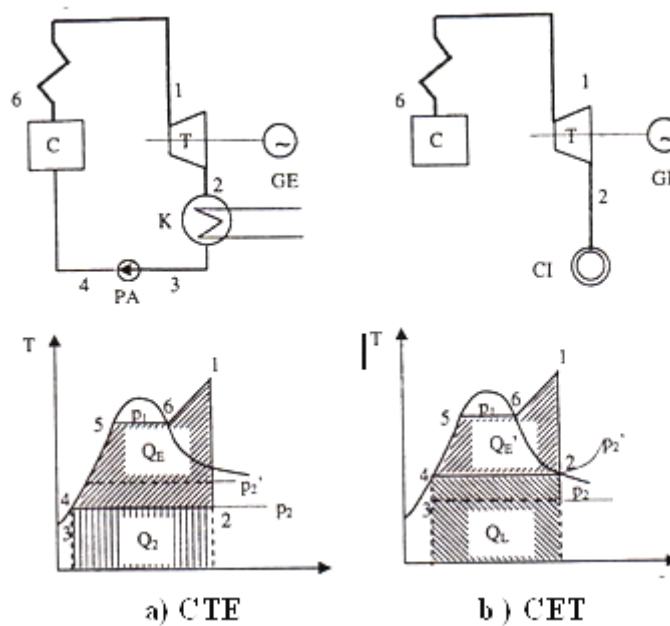


Figura 1.2. Schemă termică și diagramă T-s pentru CTE și CET :
C-cazan, T-turbină, GE-generator electric, K-condensator,
PA-pompă alimentare, CI-consumator industrial sau urban [10].

Dacă tot aburul care iese din turbină este trimis la consumator, atunci randamentul termic de cogenerare este:

$$\eta_t^c = \frac{\dot{Q}_{E'} + \dot{Q}_L}{\dot{Q}_1} = \frac{\dot{Q}_{E'} + \dot{Q}_L}{\dot{Q}_{E'} + \dot{Q}_L} = 1 \quad (1.1)$$

unde:

$\dot{Q}_{E'}$ - este fluxul de căldură folosit pentru producerea energiei electrice la CET, în W

\dot{Q}_L - fluxul de căldură folosit la termoficare, în W

• \dot{Q}_1 – fluxul de căldură introdus cu combustibilul, în W
respectiv al ciclului de condensare :

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = \frac{Q_E}{Q_1} = \frac{Q_E}{Q_E + Q_2} < 1 \quad (1.2)$$

unde:

Q_2 este fluxul de căldură evacuat către mediul ambiant, în W

• \dot{Q}_1 - fluxul de căldură introdus, în W

• \dot{Q}_E - fluxul de căldură folosit pentru producerea energiei electrice la CTE, în W.

Din relațiile (1.1) și (1.2) rezultă că, ori de câte ori există un consumator de energie termică - fie pentru termoficare urbană, fie pentru termoficare industrială, se recomandă aplicarea procedurii de cogenerare, care este mult mai avantajos decât producerea separată a energiei termice sau a energiei electrice [10], [31], [32], [33], [3].

Dezvoltarea la scară largă a centralelor electrice cu termoficare (urbană sau industrială) se explică în primul rând prin economii însemnate de combustibil, și anume circa 90 – 100 kg combustibil convențional (puterea calorică de 7000 kcal/kg), pentru fiecare Gcal livrată din marile CET-uri, care realizează un indice de termoficare $Y = 500-550$ kWh/Gcal [10]. De asemenea, nu trebuie omis nici avantajul ameliorării poluării mediului ambiant în zonele urbane, mai ales în cazul arderii cărbunilor inferiori. Aceasta ar fi justificarea construirii la marginea orașelor a unor centrale termice (CT), care produc apă fierbinte, distribuită prin conducte magistrale spre punctele termice (PT), unde se pregătește apa caldă menajeră pentru încălzirea locuințelor, la prețuri competitive [10].

1.2.2. Cogenerarea cu turbine cu gaze

Cogenerarea cu turbine cu gaze este soluția des folosită în sistemul de generare, simultană a energiei termoelectrice, fiind folosită atât în aplicații de putere medie, cât și la aplicații industriale majore. Puterea electrică, care poate fi produsă de o astfel de turbină, variază de la câteva sute de wați la megawați.

Turbina cu gaze a fost implementată în foarte multe aplicații. Se exemplifică doar la sistemele de producere a energiei electrice în centrale industriale, la motoare pentru avioane și mai nou la sisteme de cogenerare. Soluțiile constructive ale turbinelor cu gaz sunt, de asemenea diversificate, de la clasa industrială grea, la cea ușoară, și recent s-au dezvoltat și sistemele de microturbine de cogenerare. În general, turbinele cu gaz sunt ușor de pus în funcțiune, având un răspuns relativ rapid la schimbarea de încărcare. Principiul de funcționare este cel bazat pe ciclul Joule-Brayton (figura 1.3).

Varianta a este clasică și constă din patru transformări: adiabată de comprimare 1-2, un proces de încălzire la presiune constantă 2-3, o transformare adiabată de destindere 3-4, și în final o răcire la presiune constantă 4-1. Eficiența nominală, obținută în sisteme de cogenerare, care folosesc turbine cu gaze de puteri mici și medii, variază între 25 - 35 %. Folosind turbine de mari dimensiuni, s-au atins chiar și pragul eficienței electrice de 40 - 42 %, în condițiile în care s-au atins nivele ale temperaturii de 1200 – 1400 °C pentru gazele din evacuarea din camera

de ardere. Recuperarea energiei termice este realizată la temperaturi medii și ridicate.

Variantele b și c sunt mai performante, deoarece prin supraîncălzire se mărește temperatura superioară din ciclu, iar, prin răcirea intermediară, se reușește o valorificare superioară a căldurii.

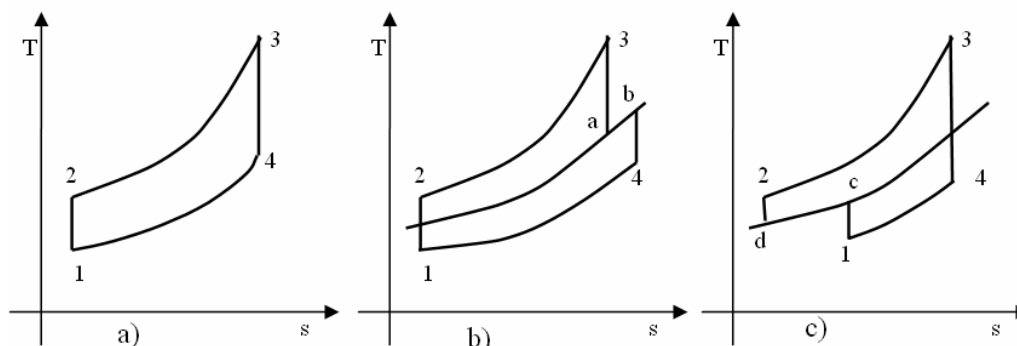


Figura 1.3. Ciclul Joule-Brayton:
a) clasic, b) cu supraîncălzire, c) cu răcire intermediară [10].

Randamentul termic global al sistemului astfel construit ajunge chiar și până la valoarea de 80 % [60]. Aceste sisteme oferă un raport putere electrică/putere termică de 0,5 - 0,8.

1.2.3. Cogenerare cu pile de combustie

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.

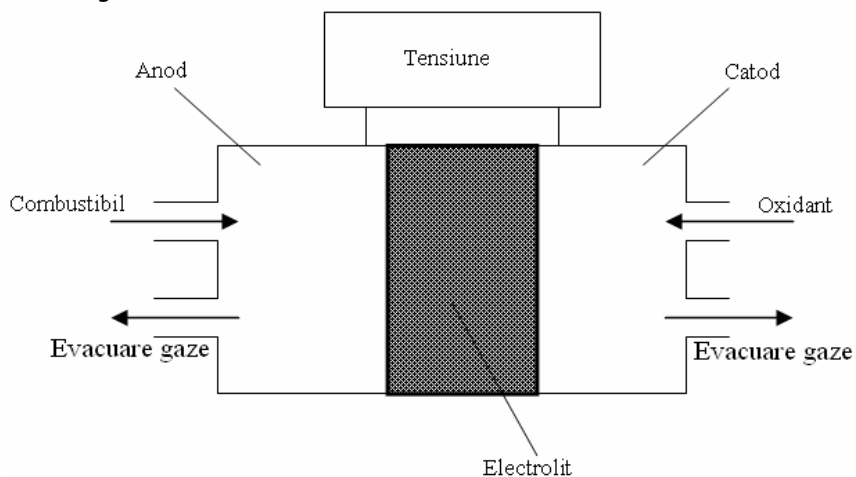


Figura 1.4. Principiul pilei de combustie [10].

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. Cea mai răspândită este 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 [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 și dirijarea lor spre o turbină, transformând o parte de energia lor sensibilă în energie mecanică și apoi în curent electric secundar [38].

1.2.4. Motoare cu ardere internă cu piston folosite în cogenerare

Motoarele cu ardere internă sunt o construcție bună pentru a fi încorporate în 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, deoarece aceste sisteme oferă o eficiență ridicată la dimensiuni mici, sunt rapide și acoperă o gamă accesibilă de puteri (5 kW – 50 MW).

Combustibilul (fossil) folosit este nepretențios, pornind de la combustibilii lichizi, gazoși și chiar amestecuri între cei doi, sau biocombustibili.

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 datorită comprimării (800-850 °C) determină aprinderea instantanee a combustibilului injectat, la presiune de peste 100 bar, realizându-se astfel aprinderea amestecului.

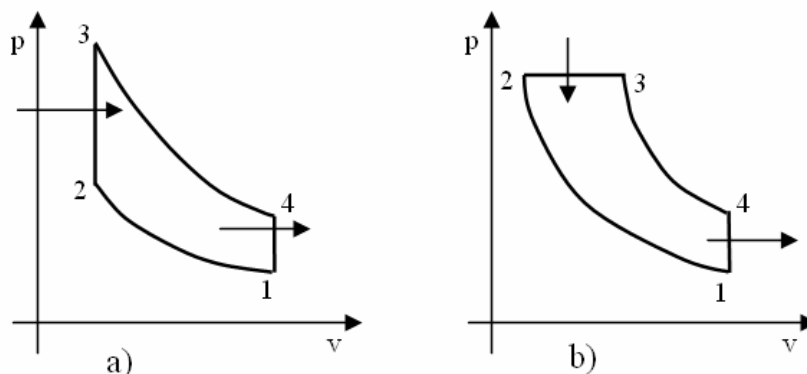


Figura 1.5. a) ciclul Otto; b) ciclul Diesel [45].

În figura 1.5 este prezentat ciclul Otto (1.5a) și ciclul Diesel (1.5b). 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. 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 turbosuflantă, răcirea internă a amestecului și creșterea raportului de comprimare. Acest ciclu permite realizarea unor turații de la 1500 rot/min până la 5000 rot/min.

O clasificare a unităților de cogenerare, în funcție de mărimea puterii dezvoltate de motoare, indică următoarele categorii:

- unități de cogenerare de dimensiuni mici :
 - cu motoare Otto de la 15 – 1000 kW,
 - cu motoare Diesel de la 75 – 1000 kW,
- unități de cogenerare de dimensiuni medii, având motoare Diesel și Otto de 1-6 MW
- unități de cogenerare de dimensiuni mari și puteri mai mari de 6 MW, având motoare Diesel.

1.3. Scheme de centrale de cogenerare

Acest subcapitol este menit să demonstreze succint diferența de complexitate între patru tipuri diferite de centrale ce funcționează în cogenerare

a) Centrală de cogenerare cu turbină cu abur

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 1.6). 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

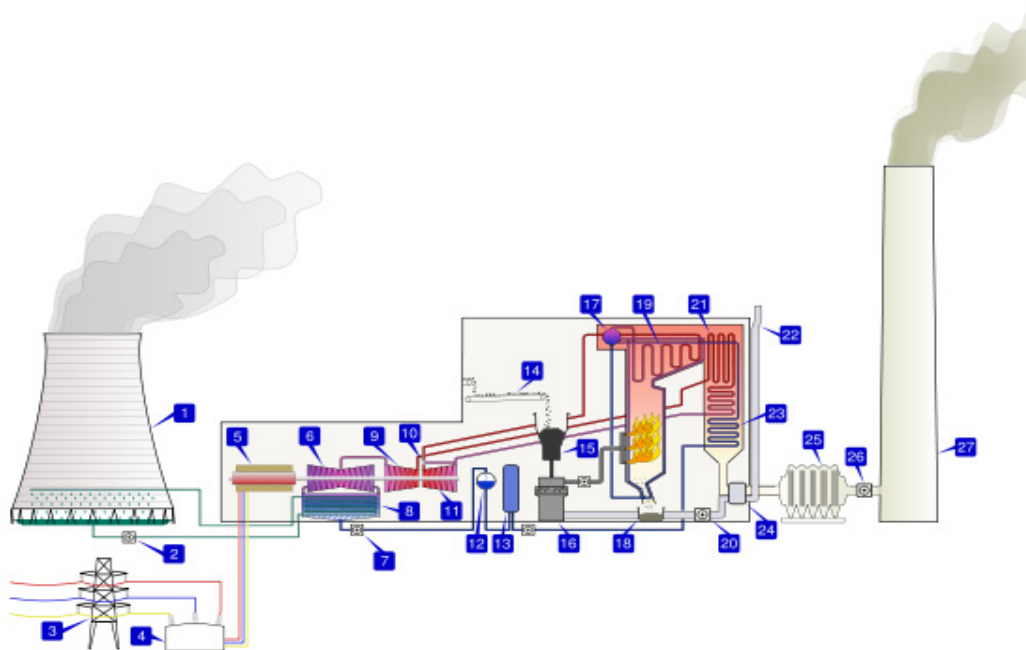


Figura 1.6. Schemă clasică a termocentralei pe cogenerare [61]:

- 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.

b) Centrală de cogenerare cu motor cu ardere internă

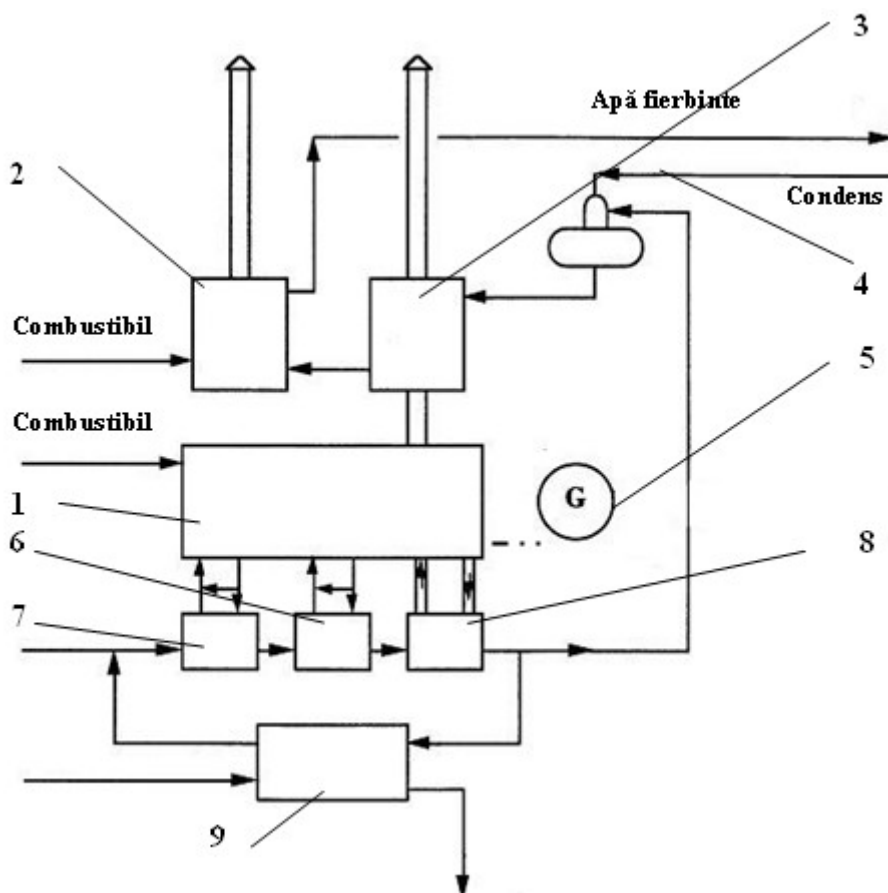


Figura 1.7. Cogenerarea cu motor cu ardere internă cu piston și cazan recuperator [10]:

- 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 turbosuflantă, 9-răcitor suplimentar de căldură.

Figura 1.7 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 sporită 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 suflantelor. Toate generează în general apă caldă. În realitate se folosesc și variante mai 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 %.

c) Centrală de cogenerare folosind pile de combustie

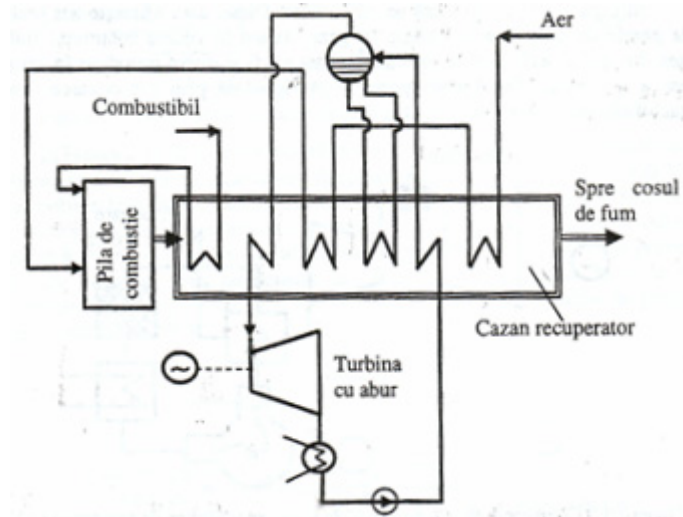


Figura 1.8. Centrală de cogenerare cu pilă de combustie funcționând în circuit Rankine cu turbină cu abur [10].

În figura 1.8 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 %.

d) Centrală de cogenerare cu turbine cu gaz

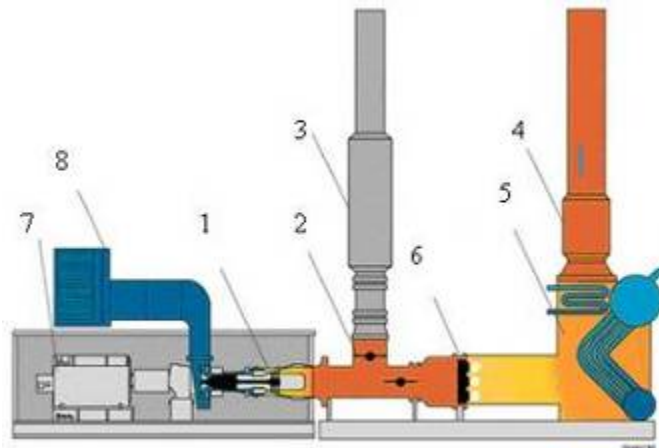


Figura 1.9. Cogenerare cu turbine cu gaz [51]:
 1-turbină cu gaz, 2-valvă de deviere a gazelor de ardere,
 3-amortizor de evacuare a gazelor de ardere bypass, 4-coș antifonic,
 5-schimbător de căldură/generator de abur, 6-arzător,
 7-generator de curent electric, 8-filtru de aer turbină.

Acest sistem de cogenerare este cel mai 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 %.

1.4. Referire la aplicațiile cogenerării în România și CE

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 în zilele noastre, la stadiul acelei perioade. În România sunt racordați la sistemul centralizat de încălzire 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 [52], [18].

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. Datorită faptului, că în mare parte, platformele industriale s-au restructurat, reducându-se drastic consumul industrial, cât și a unei politici greșite de tarificare, unitățile de cogenerare au devenit, mai ales vara, unități de producere numai a energiei electrice, cu randament energetic sub 30 %. Consecința a constat din creșterea prețului energiei electrice și termice și din mari fluctuații în livrarea ei, ducând în final, pe de o parte la debranșări 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 %. Acest fapt a condus la creșterea cu peste 50 % a prețului național de referință plătit de populație pentru energia termică.

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 este o altă alternativă.

La nivelul țării se estimează, pentru sistemele de termoficare, un necesar anual de 30 milioane Gcal. În prezent sunt circa 2,1 milioane de consumatori individuali. În perspectivă peste 75 % din totalul de energie se va produce în instalații de cogenerare. Restul se va prelua prin instalații ce produc numai energie termică.

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.

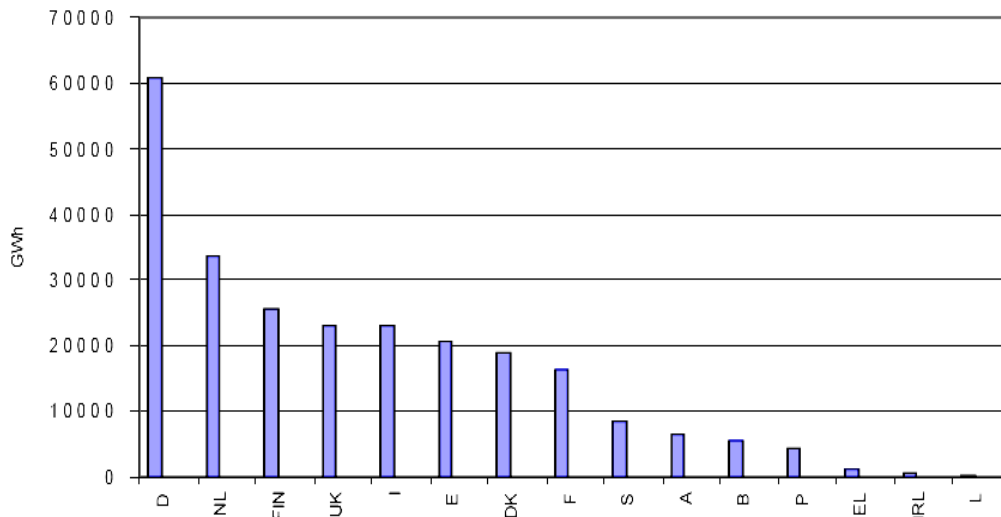


Figura 1.10. Producția de energie electrică prin cogenerare în 15 state ale UE [53].

În figura 1.10 sunt prezentate producțiile de energie electrică în cogenerare în statele Uniunii Europene. Germania a fost pe departe statul cu cea mai mare producție de energie electrică, cu o valoare de peste 60000 GWh sau 60 TWh în anul 2000. Olanda a fost al doilea stat cu 33700 GWh sau 33,7 TWh. Finlanda, Marea Britanie, Italia Spania sunt, de asemenea producători mari de energie electrică prin cogenerare, înregistrând o valoare de 20 TWh, pentru același an. 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 s-au înregistrat valori sub 20 % [53].

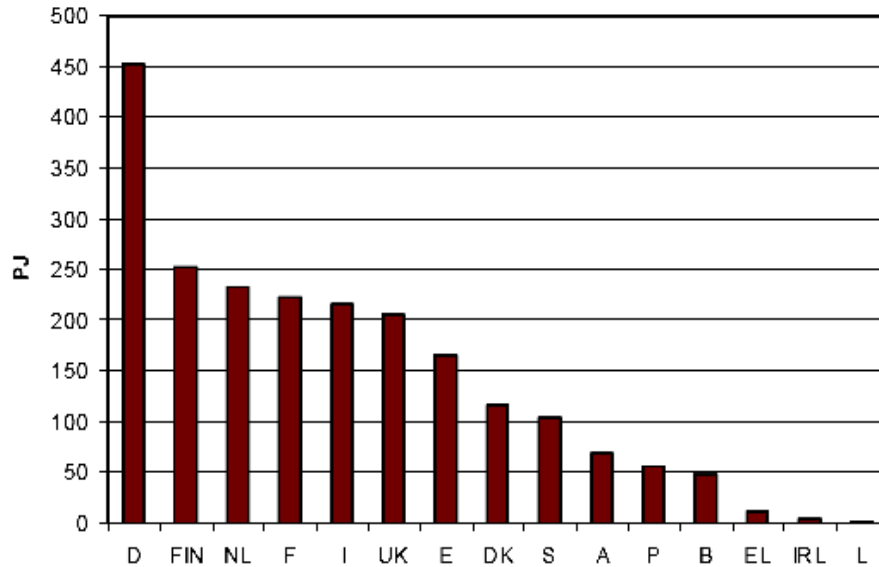


Figura 1.11. Producția de energie termică prin cogenerare în 15 state ale UE [53].

Figura 1.11 prezintă producția de energie termică obținută prin cogenerare în statele membre ale Uniunii Europene, raportă în Peta Joule ($1\text{PJ} = 10^{15}\text{J}$). 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 [53].

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

În concluzie, în contextul actual și depinzând de fluxul de informații și aplicații, prezenta cercetare este corectă în realitate și are drept scop de a demonstra că, prin cogenerare cu un motor diesel ce funcționează cu combustibil fosil în amestec cu biocombustibil, se obține un randament termic bun, că tehnologia este mai curată și prezintă avantaje prin reducerea emisiei de CO_2 .

2. COGENERAREA CU MOTOR DIESEL

2.1. Funcționarea motorului Diesel

Prin definiție, se numește motor cu combustie internă orice dispozitiv care obține energie mecanică direct prin transformare din energie chimică prin arderea unui combustibil într-o camera de combustie închisă, care este parte integrantă a motorului, spre deosebire de motoarele cu ardere externă, pentru care arderea are loc în afara motorului [46].

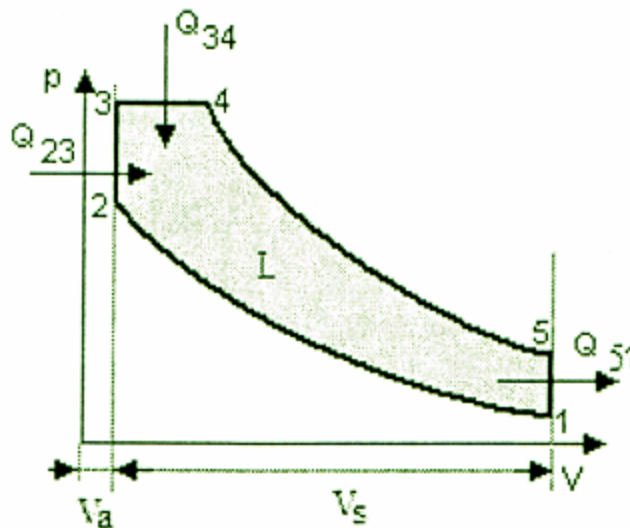


Figura 2.1. Ciclul teoretic mixt Diesel [17].

Dacă în figura 1.5b s-a prezentat ciclul teoretic de funcționare a motorului Diesel, în figura 2.1 se prezintă așa zisul ciclu teoretic mixt caracteristic motoarelor diesel rapide. Față de motorul cu aprindere prin scânteie (motorul Otto), în ciclul mixt arderea se realizează la presiune și respectiv volum constant [17].

Alte particularități pe care motorul Diesel le are față de motorul Otto se referă la:

- raportul de comprimare ϵ , care e mai mare, variind între $18 \div 21$,
- aerul și combustibilul se introduc în cilindru în faze diferite,
- fenomenul de aprindere al amestecului format este inițiat de către temperatura ridicată din cilindru, rezultată în urma comprimării (aproximativ 800°C).

Ca și motorul cu aprindere prin scânteie, motorul Diesel funcționează în 2 sau 4 timpi. În figura 2.2 se prezintă schematic secțiunea prin cilindrul motorului, caracteristică funcționării motorului în 4 timpi.

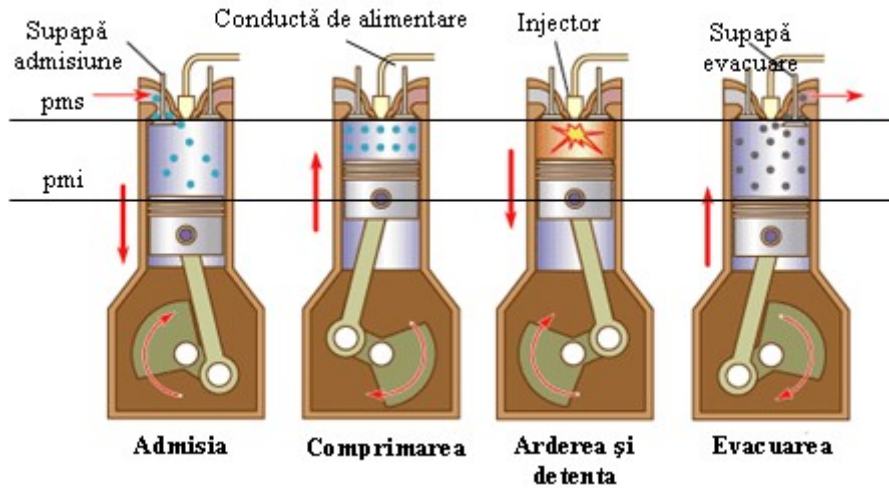


Figura 2.2. Funcționarea motorului Diesel [62].

În timpul de admisie, pistonul se deplasează de la punctul mort superior la punctul mort inferior, aspirând aer proaspăt, în condițiile în care supapa de admisiune fiind închisă. De la punctul mort inferior pistonul se deplasează înspre punctul mort superior. Pe timpul 2 (comprimarea), ambele supape sunt închise. În timp ce pistonul se deplasează înspre punctul mort superior, cu ambele supape închise, are loc și injectia de carburant. În apropierea punctului mort superior (cu 20° înainte de punctul mort superior) se injectează combustibilul, care se aprinde pe măsură ce temperatura din interiorul camerei de ardere crește. Energia dezvoltată prin ardere se transformă în lucru mecanic motor. În timpul 4 se produce golirea cilindrului de gazele arse, prin deschiderea supapei de evacuare [5], [47], [16].

Principalul avantaj al motoarelor Diesel față de cele Otto (motor cu aprindere prin scânteie) este randamentul. Un motor pe benzină în 4 timpi are un randament maxim de 20 – 25 %, pe când un motor Diesel trece de 40 %.

Un alt avantaj al motorului Diesel este consumul considerabil redus față de motoarele Otto, pe lângă diferențele dintre calitatea (uneori și costul) combustibilului primar (motorină față de benzină).

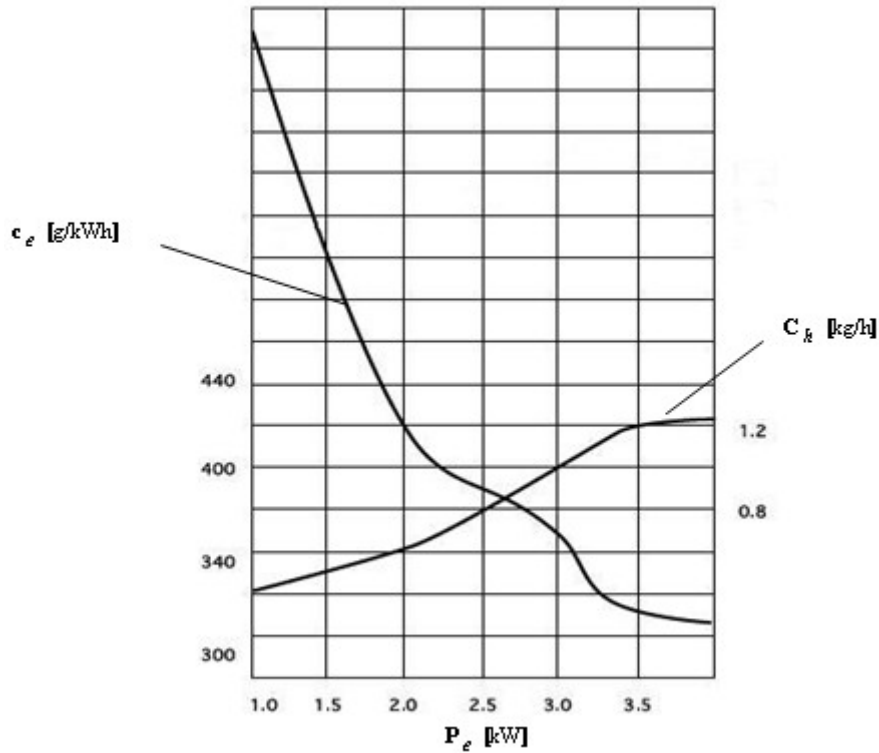


Figura 2.3. Caracteristica de consum în funcție de puterea efectivă pentru motorul Otto Kama KB 65 S1[63]:
 c_e - consum specific, C_h - consum orar, P_e - puterea efectivă.

În figura 2.3 sunt prezentate caracteristicile unui motor pe benzină, producție Kama-Europe, având o cilindree de 196 cm^3 cu un singur cilindru, ce dezvoltă 6,5 CP [63]. Curbele caracteristice sunt obținute după un standard specific, în laboratorul de încercare al producătorului. Din diagramă se observă că pentru acest motor Otto, consumul orar este de 1,2 kg/h, la o putere de 3,5 kW.

Comparativ, în figura 2.4 se indică caracteristica de consum a unui motor Diesel, de la același producător, cu o cilindree de 296 cm^3 cu un singur cilindru, ce dezvoltă 6,7 CP, adică o putere apropiată de cea din exemplul anterior [24].

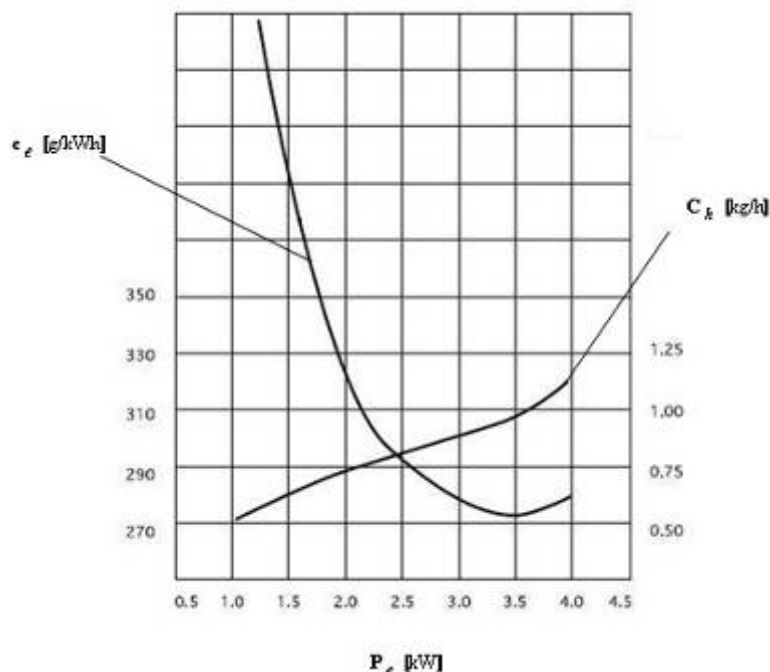


Figura 2.4. Caracteristica de consum în funcție de puterea efectivă pentru motorul Diesel [64]:

c_e - consum specific, C_h - consum orar, P_e - puterea efectivă.

Prin comparație cu motorul Otto, luând drept valoare de referință valoarea de 3,5 kW, deci puterea dezvoltată de motor, consumul orar C_h de combustibil este pentru motorul Diesel mai mic, cu 0,3 kg. Motorul Diesel are o capacitate cilindrică mai mare decât cel Otto și astfel rezultă un cuplu și o putere mai mare. Se menționează și faptul că motorina este un combustibil care are și un cost de producție mai mic.

Temperatura în gazele de ardere evacuate din motorul Otto este mai mare, comparativ cu cea în cazul Diesel. Valoarea mai mare a temperaturii în cilindrul motorului are un aspect esențial, ce determină ca motorul Diesel să prezinte un randament termic superior. Astfel el este mai economic din punct de vedere al costului energiei generate. Motorul Diesel este astfel și o alegere recomandabilă și pentru cogenerare.

2.2. Generatorul de curent electric

Generatorul este componenta din instalația de cogenerare care produce curentul electric, cea de-a doua formă de energie, prin transformare energiei mecanice.

Din punct de vedere constructiv generatoarele se clasifică în:

- generatoare asincrone (figura 2.5), care se folosesc în aplicații ce dezvoltă o putere mai mică de 100 kW,

- generatoarele sincrone (figura 2.6), care se folosesc în aplicații ce dezvoltă puteri mai mari de 100 kW, fiind constructiv mai complicate decât generatoarele asincrone.

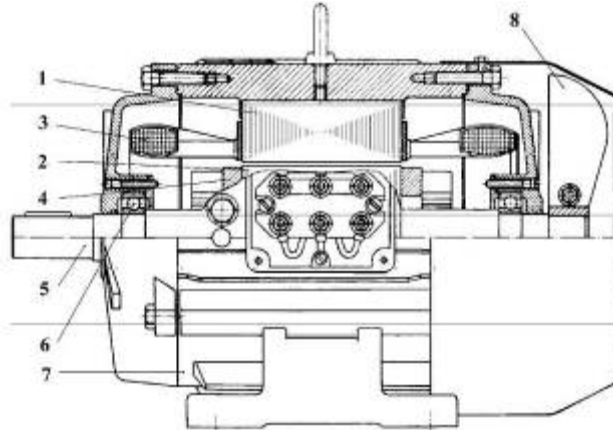


Figura 2.5. Mașina asincronă [75]:
1- miez magnetic stator, 2- miez magnetic rotor, 3- înfășurare statorică,
4- înfășurare rotorică, 5- arbore motor, 6- rulment, 7- carcasă, 8- ventilator.

Deoarece nu are o conexiune electrică între stator și rotor, generatorul inductiv asincron este relativ ieftin din punct de vedere al costului de întreținere [33].

Spre deosebire de mașinile de curent continuu care au inductorul fix și indusul mobil, la mașina sincronă rolurile se inversează: inductorul este mobil și indusul este fix. Această soluție este impusă din considerente:

- electrice, legate de dificultăți de conectare și izolare ale unui indus mobil,
- mecanice, generate de un inductor mobil masiv, care este mai rezistent decât unul de tip lamelar.

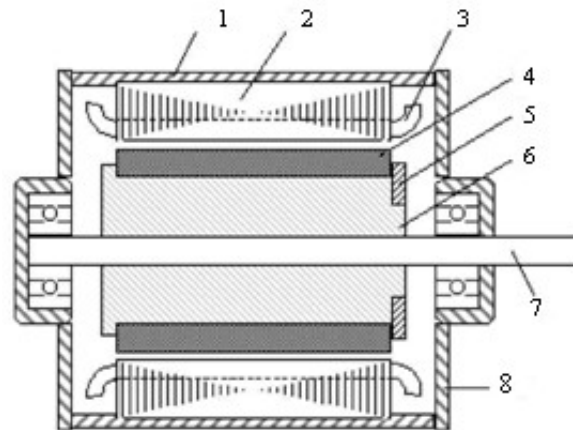


Figura 2.6. Mașina sincronă [24]:
1- carcasă, 2- miez statoric, 3- bobinaj statoric, 4- inel dintr-un material special,
5- rondelă de fixare, 6- miez butuc rotire, 7- ax motor, 8- scuturi portlagăr.

Mașinile electrice descrise pot funcționa atât ca și motoare de antrenare, cât și generatoare. În ambele situații, dacă se aplică un cuplu motor la arborele mașinii electrice, se schimbă sensul deplasării rotorului față de câmpul inductor statoric. Prin urmare, se va schimba și sensul tensiunii electromotoare induse, respectiv al curentului indus și implicit, al cuplului. În această situație, mașina primește putere mecanică pe la arbore, de la motorul auxiliar și cedează putere electrică, pe la bornele înfășurării statorice. Bilanțul de puteri este redat în figura 2.7.

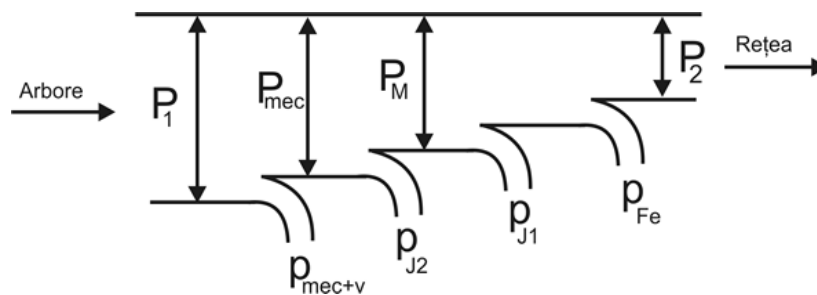


Figura 2.7. Bilanțul de puteri la mașinile electrice [24]:

- P_1 - puterea electrică absorbită pe la bornele înfășurării statorice,
- P_M - puterea electromagnetică transferată în rotor prin intermediul câmpului electromagnetic, P_{mec} - puterea mecanică,
- p_{j1} - pierderile prin efect Joule, din stator,
- p_{j2} - pierderile prin efect Joule, din rotor,
- p_{Fe} - pierderile din miezul feromagnetic,
- p_{mec+v} - pierderile mecanice prin ventilare,
- P_2 - puterea utilă la arbore.

Cu toate pierderile identificate, mașinile electrice oferă cel mai bun randament. Cu unele modificări se pot atinge chiar valori de peste 90 %. La folosirea mașinilor electrice pentru a măsura cuplul motor al unui utilaj în mișcare, precizia de măsurare este afectată de pierderile din miezul de ferită. Ele sunt foarte greu de calculat cu exactitate, din aceste considerente, în calcul, se va considera puterea măsurată la bornele generatorului, care reprezintă consumul electric al reostatelor de încărcare.

2.3. Schimbătoare de căldură folosite în cogenerare

Pentru a valorifica energia termică rezultată din procesul de ardere al combustibilului primar, în centralele de cogenerare se folosesc schimbătoare de căldură. De regulă schimbătoarele de căldură care se folosesc uzual în instalațiile de cogenerare sunt schimbătoare ce funcționează în regim recuperativ.

Într-o instalație de cogenerare cu motor Diesel se folosesc în general două schimbătoare de căldură. Un prim schimbător de căldură asigură recuperarea fluxului de căldură din gazele de evacuare, fiind caracterizat și de o construcție specifică rezistentă la mediile corozive. Un alt fluid care participă indirect la procesul de cogenerare este lubrefiantul motorului Diesel. Acesta atinge în timpul funcționării temperaturi în jurul valorii de 120°C. Instalațiile moderne de cogenerare folosesc și un al doilea schimbător de căldură montat pe traseul presurizat de ungere, al motorului termic.

Tipurile de schimbătoare de căldură, ce se folosesc în instalațiile de cogenerare, sunt:

- a) schimbătoare de căldură cu fascicul de țevi,
- b) schimbătoare de căldură cu plăci,
- c) schimbătoare de căldură cu fascicul de țevi speciale.

Schimbătoarele de căldură cu țevi (figura 2.8) se folosesc la recuperarea căldurii din gazele de ardere, sunt de dimensiuni mari și au un sistem de purjare pentru a reduce timpul de intervenție. Sunt special construite pentru mediile corozive în care sunt montate.

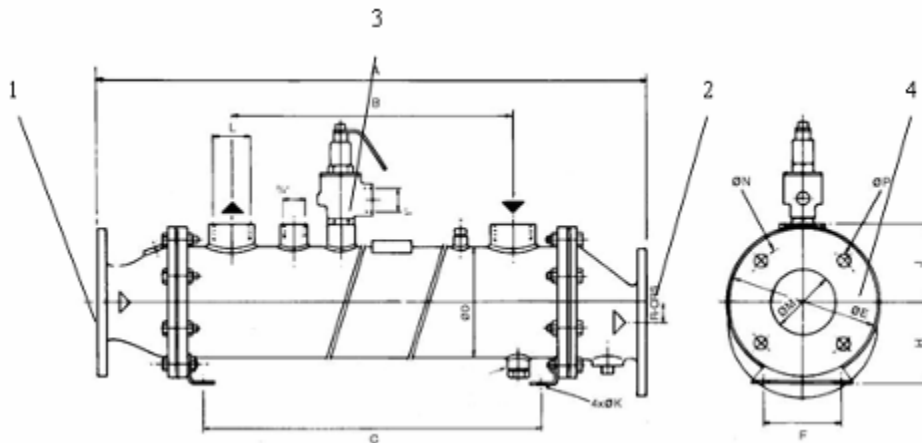


Figura 2.8. Schimbător de căldură pentru gazele evacuate [65]:
1- admisie gaze ardere, 2- admisie fluid răcire (apă),
3- valvă suprapresiune, 4- flanșă de legătură.

În figura 2.8 este ilustrat un model **BOWMAN** de schimbător de căldură ce se folosește în instalațiile de cogenerare [65], [66], [67], [76].

Schimbătoarele de căldură cu plăci (figura 2.9) sunt foarte des folosite în transferul de căldură între două fluide de același fel, de exemplu apă - apă. Funcționarea acestora este în contracurent, asigurând astfel un randament maxim al transferului de căldură.

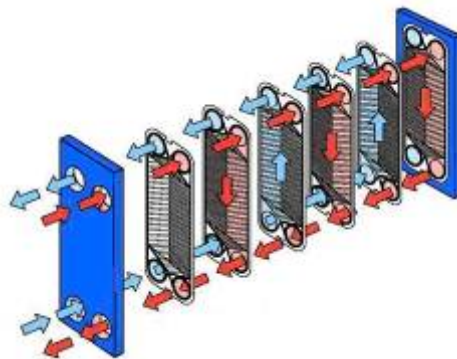


Figura 2.9. Schimbătorul de căldură cu plăci [68].

Figura 2.9 prezintă un schimbător cu plăci, tip **ALFA LAVAL** model T2. Acesta se folosește în instalațiile de cogenerare, ce funcționează și cu combustibili alternativi bio [69], [70], [71], [72].



Figura 2.10. Schimbător de căldură cu fascicul de țevi folosit la răcirea uleiului din motor [73]:

A - capac , B - garnitură oring, C- fascicul de țevi, D – carcasă, E – șuruburi.

Figura 2.10 prezintă schimbătorul de căldură pentru recuperarea fluxului de căldură din lubrefiantul motorului model **BOWMAN** [73]. Construcția este similară cu cea a schimbătorului de căldură cu țevi, diferența față de acesta constând în faptul că funcționează la presiune mai mare.

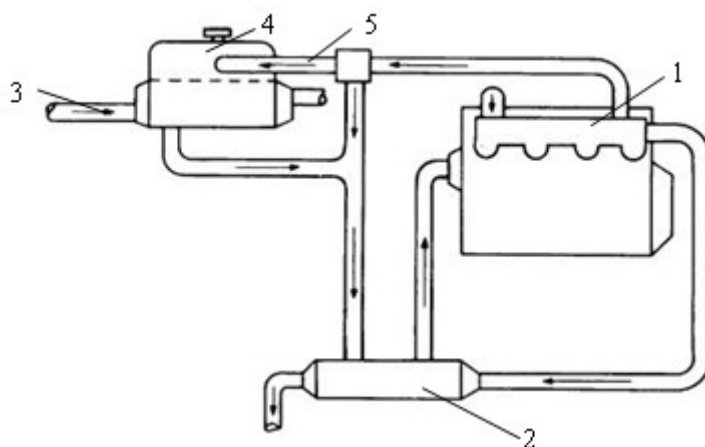


Figura 2.11. Schemă centrală de cogenerare cu motor Diesel [74]:
1-motor termic, 2 – schimbător de căldură pentru gazele de evacuare,
3- schimbător de căldură pentru apă de răcire , 4- vas de expansiune,
5- termostat de bypass.

În figura 2.11 este prezentată schematic o centrală de cogenerare cu motor Diesel, având recuperatoare pentru căldura sensibilă a gazelor de evacuare și a apei de răcire a motorului termic.

2.4. Avantajele cogenerării față de sistemele clasice

Analizând procesul de producere a energiei electrice în centralele convenționale, se poate concluziona că o mare cantitate de căldură este eliberată în atmosferă fie prin gazele de ardere, fie prin circuitul de răcire. Eficiența unei astfel de centrale este cuprinsă între 35 - 50 %. Limitarea acestei valori se datorează principiilor termodinamice, cunoscându-se că valoarea maximă a randamentului unui ciclu reversibil între două surse de temperaturi, este limitat la valoarea randamentului ciclului Carnot, reversibil între aceleași limite și producând același lucru mecanic. Dacă recuperăm căldura cedată mediului înconjurător, se poate ridica eficiența chiar și până la 90 %, producând simultan și căldură și energie electrică.

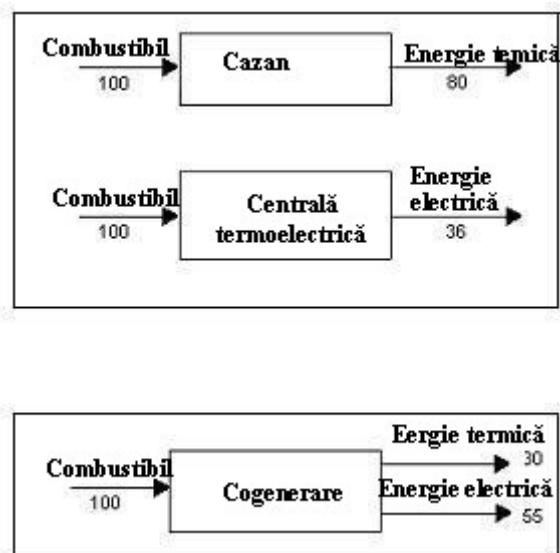


Figura 2.12. Exemplu de bilanț energetic în sistem clasic și cogenerare [20].

Figura 2.12 prezintă schematic și comparativ procesul energetic al producerii energiei termice și electrice, separat în centralele clasice și simultan a energiei electrice în sistem de cogenerare. Din bilanțul exemplificat numeric se observă că prin reducerea simultană a energiei termice și electrice randamentul crește de la circa 58 % până la 85 %:

$$\eta = \frac{30 + 55}{100} = 0,85 \quad (2.1)$$

$$\eta = \frac{80 + 36}{100} = 0,58 \quad (2.2)$$

Sistemul de cogenerare oferă și un avantaj față de sistemele clasice de producere a energiei electrice sau termice, acela al reducerii emisiilor, în special al emisiei de CO₂. Un alt avantaj este reducerea consumului de combustibil raportat la cantitatea de energie produsă.

Pentru a evidenția mai clar avantajele cogenerării s-au definit indici de performanță.

Randamentul unității motoare:

$$\eta_m = \frac{P}{\dot{Q}_r} = \frac{P}{\dot{m}_c \cdot H_i} \cdot 100 \quad [\%] \quad (2.3)$$

unde:

P este puterea la arborele motor, în W ,

\dot{Q}_r - fluxul energetic deprins din arderea debitului de combustibil, în W .

Fluxul energetic generat prin ardere se calculează :

$$\dot{Q}_r = \dot{m}_c \cdot H_i \quad [W] \quad (2.4)$$

unde:

\dot{m}_c este debitul masic de combustibil, în kg/s ,

H_i - puterea calorică inferioară a combustibilului, în J/kg .

Randamentul electric este:

$$\eta_e = \frac{P_e}{\dot{Q}_r} = \frac{P_e}{\dot{m}_c \cdot H_i} \cdot 100 \quad [\%] \quad (2.5)$$

unde :

P_e este puterea electrică netă a instalației, în W .

Randamentul termic:

$$\eta_t = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_r} = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_c \cdot H_i} \cdot 100 \quad [\%] \quad (2.6)$$

unde :

\dot{Q} - fluxul de căldură recuperat prin cogenerare în W .

În acest caz randamentul total al instalației de cogenerare devine:

$$\eta = \eta_e + \eta_t = \frac{P_e + \dot{Q}}{\dot{Q}_r} \cdot 100 \quad [\%] \quad (2.7)$$

unde:

η_e este randamentul electric, în %,

η_t - randamentul termic, în %.

În sistemul de cogenerare, randamentul termic este mai scăzut decât randamentul electric și va scădea odată cu scăderea temperaturii. Cantitatea de căldură recuperată diferă, fiind preluate din apa de răcire în general, spre deosebire de situația când ea este preluată din amestecul la saturație abur - apă. În calculul eficienței totale al instalației de cogenerare se însumează cele două fluxuri de energie (termică și electrică) care, de multe ori, în evaluare, pot cauza erori. Cu toate că analiza instalațiilor în general se rezumă la calculul randamentelor, o mărime mai exactă, care definește eficiența ciclurilor termodinamice, este randamentul exergetic.

Randamentul termic exergetic [11], este definit ca:

$$\eta_c = \frac{\dot{E}_x}{\dot{Q}_{ex}} \quad [-] \quad (2.8)$$

unde:

\dot{E}_x este exergia, energiei generate în J,

\dot{Q}_{ex} – fluxul energetic introdus cu combustibilul, în J.

Randamentul termic exergetic pentru o centrală de cogenerare este:

$$\eta_{ct} = \frac{\dot{E}_x}{\dot{Q}_{ex}} \cdot 100 = \frac{\dot{E}_x}{\dot{m}_c \cdot \varepsilon_c} \cdot 100 \quad [\%] \quad (2.9)$$

unde:

\dot{E}_x este fluxul de exergie al energiei termoelectrice, în W,

\dot{Q}_{ex} - flux exergetic introdus cu combustibilul, în W.

Acesta se definește ca:

$$\dot{Q}_{ex} = \dot{m}_c \cdot \varepsilon_c \quad [W] \quad (2.10)$$

unde:

ε_c este exergia masică a combustibilului, în J/kg,

\dot{m}_c - debitul masic al combustibilului, în kg/s.

Randamentul exergetic total este:

$$\eta_{tex} = \eta_e + \eta_{ct} = \frac{P_e + \dot{E}_x}{\dot{Q}_{ex}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (2.11)$$

unde:

η_e este randamentul electric, în %,

η_{ct} - randamentul exergetic, în %,

P_e - puterea electrică netă a instalației, în W,

\dot{E}_x - fluxul de căldură generat de exergie, în W,

\dot{Q}_{ex} - flux exergetic introdus cu combustibilul, în W.

Se definește raportul dintre energia electrică și energia termică:

$$\Gamma = \frac{P_e}{\dot{Q}} \quad [-] \quad (2.12)$$

unde:

P_e - puterea efectivă netă a instalației, în W

\dot{Q} - fluxul de căldură recuperat din cogenerare, în W.

Raportul de economie a cantității energetice din combustibil :

$$\psi = \frac{\dot{H}_{fS} - \dot{H}_{fC}}{\dot{H}_{fS}} \quad [-] \quad (2.13)$$

unde:

\dot{H}_{fS} este puterea totală dezvoltată prin arderea debitului de combustibil pentru producerea separată de energie termică și electrică, în W

\dot{H}_{fC} - puterea dezvoltată de combustibil în sistemului de cogenerare ce generează aceeași cantitate de energie termică și electrică, în W.

Pentru ca un sistem de cogenerare să fie realizabil din punct de vedere energetic, raportul Ψ trebuie să fie pozitiv.

Din ecuațiile (2.5), (2.6) și (2.12) rezultă randamentul:

$$\eta = \eta_e \left(1 + \frac{1}{\Gamma} \right) \quad [-] \quad (2.14)$$

sau

$$\Gamma = \frac{\eta_e}{\eta_t} = \frac{\eta_e}{\eta - \eta_e} \quad [-] \quad (2.15)$$

Relațiile (2.14) și (2.15) ajută la determinarea limitelor valorilor acceptabile ale raportului energie electrică/termică, atunci când se cunoaște randamentul electric al sistemului. Se cunoaște faptul că randamentul global al instalației nu depășește 90 %. Spre exemplu dacă un sistem de cogenerare are randamentul electric $\eta_e = 0.40$ și o valoare a randamentului total între limitele 0,65 – 0,90, din ecuația (2.15) rezultă o valoare a raportului energie electrică/termică cuprinsă între limitele 0,8 – 1,6. Dacă se consideră că sistemul de cogenerare substituie unitățile de generare a energiei electrice și termice, având randamentul electric η_W , respectiv randamentul termic η_Q relația (2.13) devine:

$$\psi = 1 - \frac{\Gamma + 1}{\eta \left(\frac{\Gamma}{\eta_W} + \frac{1}{\eta_Q} \right)} \quad [-] \quad (2.16)$$

Dacă un sistem de cogenerare având eficiența totală de $\eta = 0,80$ înlocuiește o centrală termoelectrică cu randamentul electric $\eta_W = 0,35$ și cazan recuperator cu randamentul $\eta_Q = 0,35$, aplicând relația 2.16, rezultă un raport de economie de combustibil de 32,5 % prin generarea energiei termice și electrice în cogenerare.

Mărimile (debite, fluxuri de căldură, puteri) din ecuație sunt definite în unitatea de timp, ceea ce înseamnă că indicii sistemelor de cogenerare au valori specifice medii într-o perioadă determinată de timp și la o anumită încărcare. Ca urmare, relația (2.7) se poate determina și prin valori anuale:

$$\eta_a = \frac{P_{ea} + Q_a}{Q_{ra}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (2.17)$$

unde:

P_{ea} - puterea electrică generată în cogenerare cumulată pe durata unui an, în W,

- \dot{Q}_a - fluxul de căldură valorificat pe durata de un an, în W,
- \dot{Q}_{ra} - fluxul de căldură obținut din arderea combustibilului folosit în instalație, pe durata unui an, în W.

Relația 2.17 indică randamentul total al sistemului de cogenerare [35], calculat cu indici anuali.

Performanțele sistemului depind de încărcare și de condițiile mediului înconjurător. Pe de altă parte, gradul de utilizare al formelor de energie este afectat de schema de producere a sistemului, de strategia de cogenerare și compatibilitatea dintre producția și utilizarea formelor de energie. Din aceste motive, indicii obținuți într-o anumită perioadă de timp, de exemplu indicii anuali, sunt de multe ori mai importanți decât indicii nominali sau obținuți periodic, deoarece relevă cu mai multă acuratețe performanța reală a sistemului. Soluțiile tehnice de cogenerare sunt centralele termice cu termoficare urbană sau industrială, sau cu livrarea căldurii la consumator. Se poate realiza cu ajutorul turbinelor cu contrapresiune simplă, cu contrapresiune și acumulator de căldură, respectiv cu contrapresiune și priză reglabilă.

Puterea electrică a centralelor cu termoficare este de 4 - 100 MWe, iar raportul energie electrică/termică este de 3/8. Ciclul combinat cu turbină cu gaze și cazan recuperator (care produce abur) și cu turbină cu abur este soluția alternativă la ciclul clasic sau cu ardere suplimentară (Clausius - Rankine). Puterea instalată în aceste centrale variază între 30 - 100 MWe, iar raportul energie electrică/termică este 0,4/1,6. Există și soluții alternative moderne de centrale, care produc abur (1 sau 2 nivele de presiune), apă caldă sau ambele. Combustibilii folosiți în centralele cu turbină cu gaze sunt: gazele naturale, gaz petrol lichefiat (GPL), benzină sau uleiuri reziduale curate. Puterea electrică uzuală a centralelor cu turbină cu gaze este de 40-50 MWe, raportul energie electrică/termică este de 1,2:1,8.

Motoarele cu ardere internă cu piston și sisteme de recuperare a căldurii din gazele de ardere, uleiul de ungere și apa de răcire ale motorului reprezintă o altă soluție modernă de generare simultană de energie electrică și termică. Puterile electrice pentru aceste sisteme nu depășesc 6 MW_e pe unitate motoare. Raportul energie electrică/termică de 1,25/1,4 cu este foarte bun, cogenerarea cu motoare cu ardere internă cu piston fiind soluția cea mai bună din acest punct de vedere.

Referitor la poluarea mediului, în tabelul 2.1 sunt prezentate valorile experimentale specifice de emisie în g/kWh_e, ale principalelor noxe produse de centralele termoelectrice dotate cu motoare Diesel, turbine cu gaze și turbine cu abur [10].

Tabelul 2.1. Valorile emisiilor specifice ale principalelor noxe produse de centralele termoelectrice fără cogenerare [10].

Echipament de antrenare	Combustibil	Randament [%]	Emisia specifică [g/kWh _e]					
			CO ₂	CO	NO _x	HC	SO _x	Particule solide
Motor Diesel	Motorină 0.2 % S	35	738,15	4,08	15,56 ²⁾	0,46	0,91	0,32
	Dual ¹⁾		593,35	3,81	11,30 ³⁾	3,95	0,09	0,04
Turbine cu gaze	Gaz natural	25	808,16	0,13	2,14	0,10	~ 0	0,07
	Motorină 0.2 % S		1033,41	0,05	4,35	0,10	0,91	0,18
Turbine cu gaze sărace în NO _x	Gaz natural	35	577,26	0,30	0,50	0,05	~ 0	0,05
Turbine cu abur	Cărbune	25	1406,40	0,26	4,53	0,07	7,75	0,65
	Păcură		1100,00	~ 0	1,94	0,07	5,18	0,65
	Gaz natural		808,16	~ 0	1,29	0,26	0,46	0,07

¹⁾ 90 % din energie este produsă de gazul natural și 10 % de motorină

²⁾ motoarele moderne emit (11-12) g NO_x/kWh_e

³⁾ motoarele moderne emit (7-8) g NO_x/kWh_e

Cu toate avantajele oferite de raportul energie electrică/termică, se constată că centralele termice cu motoare diesel în general sunt mai poluante decât cele dotate cu turbine cu gaze, chiar și după introducerea obligativității respectării normelor de poluare (EURO III și IV), așa cum rezultă din tabelul 2.2 [10].

Valorile specifice de emisie prezentate în tabelele 2.1 și 2.2 corespund funcționării motorului la sarcină nominală. La suprasarcină sau la sarcini reduse, valorile acestui indice cresc destul de mult, atingându-se valoarea maximă la mersul în gol. Ca urmare, și din acest punct de vedere, se recomandă ca funcționarea grupurilor electrogene să aibă loc la sarcina nominală sau apropiată de aceasta [10].

Tabelul 2.2. Valori admise al concentrațiilor emise pentru motoarele diesel [47].

Data intrării în vigoare	Poluantul [g/kWh]			
	CO	HC	NO _x	Particule
1.07.1992 (EURO I)	4,5	1,1	8	0,36
1.10.1995 (EURO II)	4,0	1,1	7	0,15
1999 (EURO III)	2,5	0,7	5	0,10
2004 (EURO IV)	1,0	0,5	<3	<0,10

În concluzie, cogenerarea cu motoare cu ardere internă prezintă următoarele avantaje:

1. Sporește eficiența conversiei energetice și a utilizării energiei, adică producerea de energie electrică și căldură în cogenerare este un proces cu randament global ridicat, (75 – 90) %, ceea ce înseamnă ca pentru fiecare kilogram de combustibil consumat numai (10 – 25) % din energia acestuia se pierde.

2. Prezintă debite de emisii de noxe scăzute, în particular se reduce debitul emisiei de CO₂ principalul gaz cu efect de seră caracteristică sistemelor termoelectrice, motivată prin randament termic bun dar și prin posibilitatea valorificării biocombustibililor.

3. Are avantajul că se pot utiliza ca și combustibili pentru scheme de cogenerare și biocombustibilii și rezidurile combustibile (cum ar fi gazele de

rafinărie), ceea ce reduce costul de producție pe suportul financiar rezultat din comerțul cu credite verzi (de CO₂).

4. Oportunitatea de acces la forme descentralizate de producere de energie electrică, deoarece centrala este proiectată să acopere nevoile consumatorilor individuali, asigurând o eficiență ridicată prin micșorarea pierderilor, inclusiv din transportul energiei și crescând flexibilitatea sistemului.

5. Îmbunătățește securitatea locală și generală a livrării, deoarece generarea locală de energie reduce riscul pentru consumator de a rămâne fără energie electrică și/sau energie termică.

6. Micșorează dependența energetică, ceea ce reprezintă o provocare și soluții pentru viitorul energetic al Uniunii Europene.

7. Este o oportunitate pentru creșterea diversității centralelor energetice și asigurarea competiției în general.

8. Aceste sisteme acoperă o plajă largă de puteri, nu sunt dependente de existența unor rețele, pot acoperi vârfuri de sarcină și asigură independența energetică chiar și în zone vitrege.

În concluzie, capitolul doi prezintă avantajele cogenerării cu particularizare spre cele cu motor Diesel. Acest tip de motor poate funcționa cu combustibili rezultați din esterificarea plantelor oleaginoase, numiți biocombustibili sau alți biocombustibili.

3. BIOCOMBUSTIBILII

3.1. Necesitatea folosirii combustibililor „bio” ca surse curate și de completare a celor fosile

Diminuarea rezervelor mondiale valorificabile de hidrocarburi fosile și majorările succesive ale prețului barilului de țiței, ca urmare a crizei petrolului, sunt factorii majori care au creat necesitatea și astfel premise favorabile implementării altor surse pentru obținerea de combustibili. De asemenea, legislația restrictivă referitoare la nivelul de poluare a mediului produsă de gazele de ardere ale combustibililor convenționali fosili joacă rol activ pentru susținerea aplicării surselor alternative de energie. Astfel, au apărut preocupări pentru fabricarea de biocarburanți din materii prime regenerabile (biomasă). Mai mult, în unele țări ale Comunității Europene, s-au legiferat o serie de politici și reglementări ce favorizează dezvoltarea domeniului biocombustibililor reducerea accizelor pentru astfel de carburanți, acordarea de credite fermierilor pentru producerea de biomasă, etc.

Sursele de energie sunt reprezentate de combustibilii fosili (petrol, gaze naturale și cărbuni), combustibilii radioactivi sau de altă origine (soarele, căderile de apă, vântul, marea). Toate permit obținerea de lucru mecanic și căldură prin procese de transformare. Dintre acestea, petrolul și gazele naturale sunt considerate cele mai avantajoase surse energetice ale planetei. Din păcate, aceste surse naturale sunt ireversibil epuizabile. Estimările efectuate pe baza nivelului actual de consum și al evaluărilor privind rezervele certe de combustibili fosili arată că acestea ar ajunge încă 44 de ani pentru petrol, 62 de ani pentru gaze naturale și 280 de ani pentru cărbune [77]. Rezervele de combustibil fosil sunt repartizate neuniform pe glob, iar cantitatea exploatată crește de la an la an. De aceea, trebuie să se acorde o atenție tot mai mare combustibililor obținuți din materii prime regenerabile (biomasă). Biomasă înglobează orice material regenerabil de natură organică, cuprinzând vegetalele terestre (culturi agricole de uz alimentar, pomi și culturi destinate producerii de energie, plante industriale, nutrețuri) și acvatice (alge, ierburile de mare), precum și ansamblul de deșeuri și reziduri organice din agricultură, piscicultură, silvicultură, deșeuri municipale și alte deșeuri.

Plantele agricole ce pot fi utilizate pentru producerea de biocombustibili se pot clasifica în: cereale (grâu, orez, porumb, orz, ovăz, secară etc.), oleaginoase (floarea-soarelui, soia, in, rapiță, arahide, măsline etc.) și zaharoase (sfecla de zahăr și trestia de zahăr). Dintre culturile erbacee destinate producerii de energie se pot menționa cele de sorg, bambus, miscanthus (iarba de elefant), pir etc., iar dintre culturile pomicole, destinate aceluiași scop, se enumără cele de plop, frasin, arțar, salcie, mesteacăn, etc. O cantitate însemnată de biomasă o constituie reziduurile de culturi agricole reprezentate de părțile plantelor cultivate care rămân pe teren după recoltare (coceni, frunze și pănuși de porumb, paie de cereale etc.), precum și reziduurile rezultate din silvicultură, în urma exploatării plantațiilor forestiere, de esență moale sau tare. O importantă resursă regenerabilă de energie o reprezintă deșeurile orașenești, ce conțin cantități însemnate de material organic (hârtie, carton, deșeuri lemnoase, deșeuri din grădini etc.) [29].

Se consideră că, la nivelul anilor 2010-2020, combustibilii neconvenționali se vor putea obține în condiții eficiente, costul estimat pentru astfel de combustibili urmând să atingă valori echivalente cu cele ale carburanților pe bază de petrol [30].

Prin folosirea combustibililor neconvenționali se poate limita dependența țărilor care nu posedă petrol de livrările de materii prime fosile din exterior și, simultan, se poate realiza o scădere a debitelor gazelor cu efect de seră eliminate în atmosferă, în special reducerea emisiei de CO₂. Creșterea ponderii combustibililor alternativi va fi stimulată și de creșterea prețului petrolului, care, chiar într-un viitor apropiat, va fi tot mai agresivă și neprevizibile.

Utilizarea uleiurilor vegetale drept carburanți, ca atare sau sub formă de derivați, constituie o nouă cale care permite, pe de-o parte, acoperirea parțială a necesarului de combustibili al unor țări care nu dispun de petrol, iar pe de altă parte, reducerea emisiei de SO₂ prin diluție, în baza limitelor admise a conținutului total de sulf (sub 350 ppm_v în prezent) [2]. Trebuie subliniată însă reducerea emisiei de CO₂ de origine fosilă. În condițiile folosirii uleiurilor vegetale emisii de CO₂ este „neutră”, deci balansată de fluxul de CO₂ transformat în O₂ prin fotosinteza plantelor.

Interesul deosebit acordat în unele țări reformării combustibililor diesel cu uleiuri vegetale sau derivații lor de tip monoesteri se bazează pe următoarele argumente:

1. Combustibilii bio reprezintă o cale de economisire a motorinelor și de acoperire a necesarului de țiței, în țările care nu dispun de această sursă fosilă, dar dispun de plantele din care se produc, combustibili vegetali.

2. Uleiurile vegetale, derivatele lor de tipul monoesterilor și amestecurile de motorine cu monoesteri sunt comparabile cu combustibilii folosiți curent în motoarele autoturismelor în prezent .

3. În practică se folosesc tot mai mult amestecurile formate din motorină cu monoesteri, datorită faptului că acestea nu ridică probleme deosebite privind separarea și au proprietăți fizico-chimice compatibile.

4. Utilizarea monoesterilor permite și reducerea poluării atmosferei, prin scăderea concentrațiilor de oxid de carbon și de fum, nemaiamintind reducerea emisiei de CO₂.

Valorificarea uleiurilor vegetale în calitate de combustibili diesel, se realizează prin:

- folosirea uleiurilor vegetale ca atare,
- utilizarea monoesterilor obținuți prin transesterificarea uleiurilor vegetale, în stare pură sau în amestec cu motorină,
- conversia uleiurilor vegetale în hidrocarburi, prin procese de descompunere termică, de cracare catalitică, de hidroliză a uleiurilor și decarboxilare a acizilor grași rezultați.

Utilizarea acestor combustibili drept carburanți, ca atare sau sub formă de derivație, constituie pentru, țările care dispun de uleiuri vegetale, o sursă care permite acoperirea parțială a necesarului de combustibili.

Valorificarea uleiurilor vegetale pentru alimentarea motoarelor cu ardere internă are originea cu un secol în urmă. Rudolf Diesel a utilizat uleiul de arahide încă din 1900 [78], [83]. Alte încercări au avut loc în anii 1930 și 1940, după care criza petrolieră din anii '70 a readus în actualitate acest tip de combustibil.

Uleiurile și grăsimile vegetale sunt triesteri ai glicerinei cu acizi monocarboxilici, cu număr par de atomi de carbon, de obicei C₁₂ – C₁₈ [29]. Dintre acizii grași mai importanți, se amintesc acidul lauric, acidul miristic, acidul palmitic, acidul stearic, acidul oleic, acidul linoleic.

Cercetări recente efectuate privind utilizarea de uleiuri de soia, bumbac, arahide, cocos, susan, floarea-soarelui, in, rapiță, palmier etc., au arătat că, la funcționarea motoarelor cu asemenea uleiuri drept combustibil apar o serie de inconveniente. Printre dificultățile evidențiate se menționează: formarea unor depuneri consistente, uzura pieselor metalice, gelificarea uleiurilor în carter, formarea abundentă de fum, consum de combustibil mai ridicat [43], [12].

Din punct de vedere economic, se consideră că varianta, bazată pe conversia uleiurilor vegetale în monoesteri, este cea mai avantajoasă.

Biodieselul reprezintă un combustibil ecologic, alternativ, cu un conținut mai mare de oxigen, nesulfuros, biodegradabil și netoxic. Adăosul de biodiesel este o modalitate de reducere a conținutului de sulf din combustibilii clasici. Prin realizarea de amestecuri biodiesel-motorină se obțin combustibili cu un conținut de sulf mai mic decât combustibilul inițial. Folosirea acestor amestecuri pentru motoarele diesel duce la o reducere considerabilă a emisiilor poluante pe bază de sulf. Acestea sunt evidențiate în tabelul 3.1

Tabelul 3.1 Reducerea emisiilor poluante prin utilizarea combustibililor de tip biodiesel [30].

Noxa emisă în gazele de eșapament	Referință	Variațiile emisiilor de noxe în %, față de referință	
	Motorină petrolieră	Amestec (B20) 20%biodiesel-80%motorină	(B100) 100% biodiesel
Monoxid de carbon	100	-12,6	-43,2
Hidrocarburi nearse	100	-11	-56,3
Particule în suspensie	100	-18	-55,4
Oxizi de azot	100	+1,2	+5,8
Oxizi de sulf	100	-20	-100
Sulfați	100	-20	-100

Arderea biodieselului determină un nivel scăzut al emisiilor, ceea ce recomandă acest combustibil drept combustibil ideal în zone costale, împădurite, în rezervații naturale și în orașele intens poluate. Prin ciclul de producere și utilizare a biodieselului se emite cu 80 % mai puțin CO₂ față de situația folosirii combustibilului clasic și cu 100 % mai puțin SO_x [30]. În literatură se folosește noțiunea de emisie de CO₂ neutru. Prin arderea biodieselului ca și combustibil unic se reduce peste 50 % din nivelul total al emisiei (debitului) de hidrocarburi nearse și cu 75 – 90 % cele de hidrocarburi aromatice. Scade, de asemenea, valoarea debitului de particule în suspensie emise în atmosferă. Singurul agent poluant care nu se reduce este NO_x-ul, a cărui concentrație poate fi chiar mai mare, în funcție de natura motorului și de regimul de funcționare. Se cunoaște că prin utilizarea biodieselului se reduce cu 90 % riscul de îmbolnăvire comparativ cu situația în care s-au folosit același conținut de motorină. Un aspect foarte important este informația din literatura de specialitate, care atestă reducerea riscului de producere a cancerului folosind biodieselul [79], [6], [39]. Combustibilul de origine vegetală a fost analizat complet din punct de vedere al emisiilor rezultate în urma arderii. Comparându-se cu emisiile rezultate în urma arderii unui combustibil clasic fosil, se poate afirma că majoritatea noxelor eșapate scad, în mod apreciabil, cu excepția NO_x [40].

3.2. Procedee și instalații de obținere a biodieselului

Biodieselul este un combustibil ce are caracteristici identice cu ale motorinei dar, spre deosebire de aceasta, nu este un derivat al petrolului, ci este derivat al uleiului vegetal sau animal. În general, uleiurile vegetale sunt uleiurile de floarea soarelui, de soia, sau uleiul de rapiță. Pentru a produce biodiesel din aceste uleiuri, este necesară o reacție chimică numită *transesterificație*. Este reacția chimică care face ca glicerolul prezent în ulei să fie înlocuit de metanol, folosit ca un catalizator. Rezultatul este metil ester. Un exemplu este metil esterul de rapiță. O formă reziduală a transesterificării este glicerina, care poate fi valorificată. Metoda cea mai cunoscută este confecționarea de săpunuri.

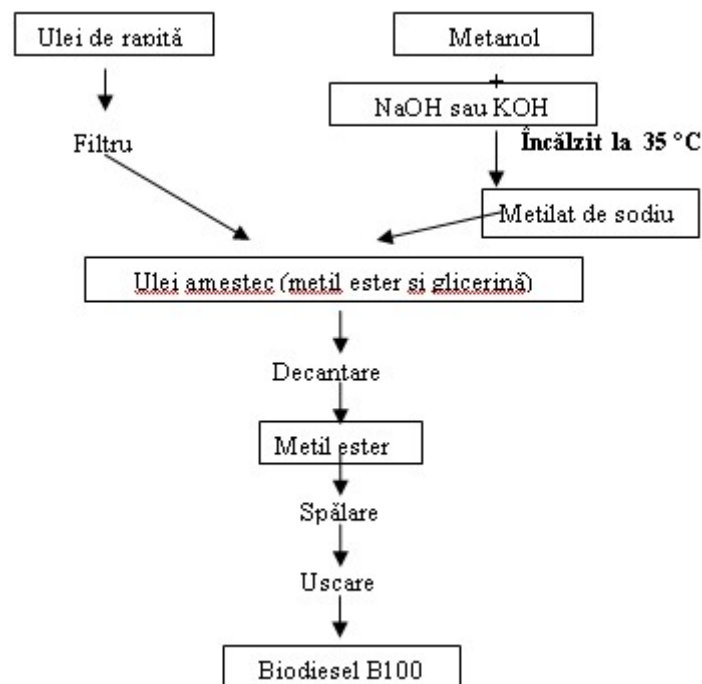


Figura 3.1. Schemă de producere a biodieselului B100 pornind de la uleiul de rapiță [25].

Pentru a produce biodiesel este nevoie de două substanțe chimice primare: metanolul și NaOH (soda caustică) sau KOH (hidroxid de potasiu). Procedeele de obținere a biodieselului, schematic sistematizat în figura 3.1, este accesibil deoarece, este nevoie doar de un singur proces de încălzire, cu o durată de aproximativ 20 de minute. În principiu, o stație de procesare a biodieselului are nevoie de două rezervoare cu o capacitate de 200 l și câteva rezervoare mici pentru filtrare și amestecare (figura 3.2). Două dintre rezervoarele mici trebuie neapărat să fie echipate cu omogenizator, pentru a realiza un amestec uniform de materie primă și agent chimic. Primul pas în producerea biodiesel-ului este filtrarea uleiului vegetal de particulele grosiere. După acest proces se amestecă NaOH sau KOH cu

metanolul, pentru a produce metilat de sodiu ce se și încălzește, pentru a favoriza reacția. Uleiul vegetal filtrat este ulterior amestecat și agitat cu metilatul de sodiu. Derularea reacției este indicată prin schimbarea vizibilă a culorii din maro deschis în culoarea laptelui, într-un timp relativ scurt. După amestecare și agitare pentru uniformizare timp de o oră, amestecul se lasă în repaus circa opt ore. În urma acestui proces se formează două straturi lichide. Stratul superior este format din metil ester, denumirea chimică pentru biodiesel, iar stratul inferior este format din glicerină. Metil esterul este transferat într-un recipient, iar glicerina îndepărtată. Metilesterului i se adaugă apoi apă pentru a fi spălat. După aproape două ore de spălare, în amestec se introduce un agent ce o absoarbe. Procedeele de producere a biodieselului B100 se consideră încheiate atunci când amestecul are o culoare maronie deschisă și transparentă [111].

Biodieselul se folosește încă din 1994, în automobile echipate cu motoare Diesel produse, fără a necesita intervenție majoră în modificarea mecanismului motor sau a sistemului de alimentare. Fiind și un combustibil care contribuie la reducerea emisiilor poluante din gazele de evacuare poate fi folosit și în instalațiile de ardere staționare, chiar și în sistemele de cogenerare cu motoare diesel.

Combustibilul se poate folosi de asemenea, și în amestecuri. Se cunosc :

- B10, care este un amestec format din 10 % părți volumice biodiesel rezultat printr-un procedeu exemplificat anterior și 90 % părți volumice combustibil fosil, adică motorină;
- B20, reprezintă de asemenea un amestec, ce are 20 % părți volumice biodiesel și 80 % părți volumice motorină.

În prezent există multe companii care au depășit stadiul de folosire în producție a unui prototip, realizând instalații industriale de procesare a uleiului, în vederea obținerii biodieselului.



Figura 3.2. Instalație BK 300 SS de producere a biodieselului [80].

Figura 3.2 prezintă o instalație BIODIESEL KING, model BK 300 SS, care procesează o cantitate de 220 l biodiesel într-un ciclu tehnologic (10 ore). În acest scop, în procesul de producție sunt necesari 50 l metanol, iar în funcție de testul de titrare al apei reziduale, NaOH în concentrație de (0,77 - 1,1) %/l [62].

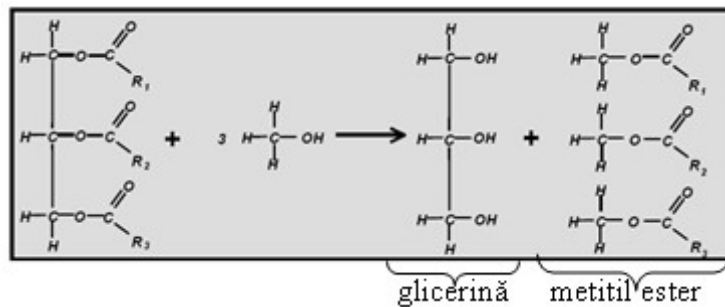


Figura 3.3. Trasesterificarea triglicerinei în metil ester [27].

Figura 3.3 reprezintă schematic procesul de transesterificare a triglicerinei în metil ester. Se obține totodată și glicerină.

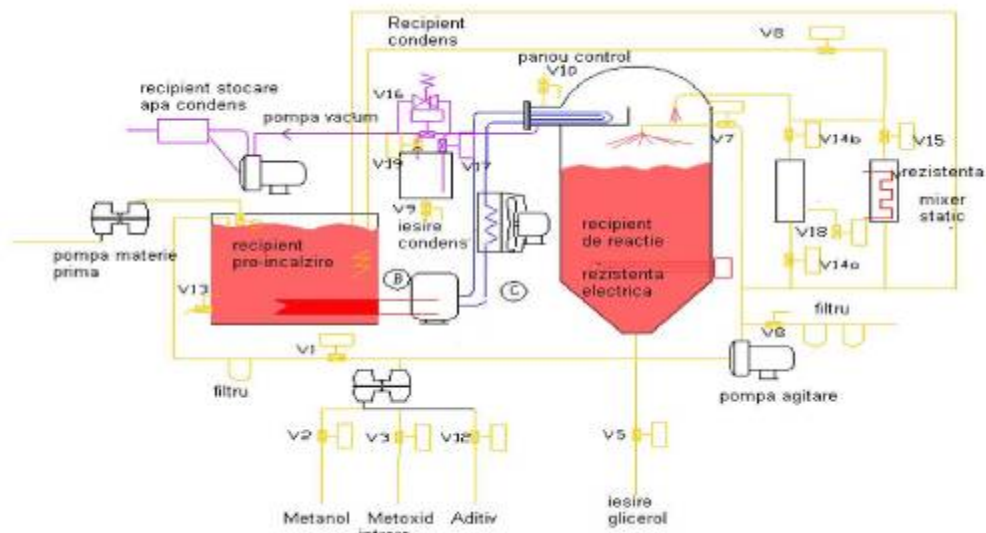


Figura 3.4. Instalația de procesare Ageratec [81].

Instalația de procesare a uleiului de rapiță din figura 3.4 indică un alt mod de procesor al uleiului, în vederea obținerii biodieselului. Din punct de vedere al calității biocombustibilului, această instalație oferă un randament mai bun. Spre deosebire de prima instalație descrisă, instalația Ageratec prezintă mai multe filtre, rezultând un combustibil mult mai rafinat. Dacă în instalația Ageratec se introduce o materie primă (ulei) cu un procent mai mic de 1 % FFA (acizi grași liberi), având fosfo - lipide < 100 mg/kg, și conținutul de apă mai mic de 0,4 %, rețeta presupune

să se folosească pentru 1000 kg ulei, 149 kg metanol cu o concentrație de 99 %, 15 kg catalizator, 2 kg de agent de purificare, și apă. Instalația livrează 1000 kg biodiesel și 166 kg glicerină, la randament foarte bun. Această instalație se poate folosi și la producția în masă [81].

3.3. Promovarea legislativă a aplicării biocombustibililor ca sursă energetică

În cadrul Directivei privind biocombustibilii elaborată în 2003, Europa și-a propus înlocuirea până în 2005, a 2 % din benzina și motorina utilizate în transporturi cu biocombustibili, respectiv 5,75 % până în 2010. Obiectivul pentru 2005 nu a fost atins, dar se speră la progrese substanțiale până în 2010. Conform politicii energetice în 2020 pentru Europa, Comisia a propus consolidarea cadrului legislativ care prevede atingerea a 20 % din necesarul pe piață prin biocombustibili, propunând politici de stimulare a producerii și utilizării biocombustibililor, la nivel european. În acest sens, unele state au introdus scutiri de taxe, pe termen lung, pentru sectorul producerii biocombustibililor, alte state au introdus obligații privind biocombustibilii, în sensul că furnizorii sunt obligați să plaseze pe piață un procent de biocombustibili, oferind investitorilor o rețea sigură și dezvoltând industria combustibililor alternativi. Programul guvernului Republicii Federale Germania care are ca scop, printre altele, sporirea pe scară globală a protecției climei mediului ambiant este conceput în același sens [102].

Un aspect important, pe care România trebuie să îl aplice mai viguros, este acela de reducere a emisiilor de dioxid de carbon și altor gaze cu efect de seră, care generează consecințe devastatoare și ireversibile asupra schimbării climei.

România trebuie să participe activ, alături de toate țările, prin aplicarea de măsuri concrete de înlocuire a combustibililor convenționali cu cei neconvenționali, (printre care și biodieselul). Legislația română se află într-un amplu proces de armonizare cu legislația europeană, urmând să fie promovată și aplicată o politică de stimulare a producției de combustibili neconvenționali. În acest sens au fost adoptate mai multe reglementări legale, care fac referire la biocombustibili:

a) Legea nr. 199/2000, republicată în Monitorul Oficial nr. 954/27.11.2006, privind utilizarea eficientă a energiei, are drept scop crearea cadrului legal necesar pentru elaborarea și aplicarea unei politici naționale de utilizare eficientă a energiei, în conformitate cu prevederile „Tratatului Cartei energiei”, și ale „Protocolului Cartei energiei”, privind eficiența energetică și aspectele legate de mediu, în armonie cu principiile care stau la baza dezvoltării durabile.

b) Legea cuprinde un capitol intitulat „Stimulente fiscale și financiare pentru activități care conduc la creșterea eficienței energetice”, care prevede că, pentru finanțarea investițiilor, care au ca obiectiv principal creșterea eficienței energetice, consumatorii de energie pot beneficia de un sprijin financiar din program de până la 50 % din valoarea proiectului. Se prevede ca autoritățile administrației publice locale și centrale să finanțeze lucrări pentru creșterea eficienței energetice. Acordarea de stimulente financiare pentru promovarea eficienței energetice se face cu respectarea legislației în vigoare, cu privire la acordarea ajutorului de stat [105].

c) O altă hotărâre; cea cu nr. 941/29 din august 2002, privește organizarea și funcționarea Agenției Române pentru Conservarea Energiei (ARCE). ARCE are, printre altele, următoarele atribuții și responsabilități principale: elaborarea politicii naționale de utilizare eficientă a energiei și promovarea surselor

noi, regenerabile, de energie din biomasă, energie eoliană, geotermală, minihidro, solară și altele [107].

d) Hotărârea nr. 443 din 10 aprilie 2003 se referă la promovarea producției de energie electrică din surse regenerabile de energie. A fost publicată în Monitorul Oficial nr. 288 din 24 aprilie 2003 și implementează în legislația românească Directiva 2001/77/EC, privind promovarea producerii de energie electrică din surse regenerabile de energie. Stabilește, de asemenea, cadrul legal necesar promovării programului de creștere a contribuției surselor regenerabile de energie la producția de energie electrică. România își propune în (articolul 3), ca până în 2010, ponderea energiei electrice produse din surse regenerabile de energie să ajungă la 30 % din consumul național brut de energie electrică [108].

e) Hotărârea nr. 1892, din 4 noiembrie 2004, stabilește sistemul de promovare a producerii energiei electrice din surse regenerabile de energie. Prevederile hotărârii se aplică energiei electrice produse din următoarele surse de energie regenerabilă: energie hidro produsă în centrale (cu o putere instalată mai mică sau egală cu 10 MW, puse în funcțiune sau modernizate începând cu anul 2004), energie eoliană, solară, geotermală, biomasă, a valurilor, precum și în bază de hidrogen, produs din surse regenerabile de energie [109].

f) Directiva UE 2003/30/CE (mai 2003) legiferează promovarea și folosirea în transport a biocombustibililor și a altor combustibili regenerabili. România a adoptat directiva UE prin HG 1844 din 2005, asumându-și obiectivul ca până la 1 ianuarie 2007, să înregistreze o cotă de consum de biocarburanți de 2 % din totalul combustibililor, consumați la nivel național. Cota urmează să crească gradual până la 5,75 % pentru 2010 și până la 20 % în 2020.

g) Legea nr. 571/2003 privește Codul fiscal român. Ea prevede la art. 201 scutiri fiscale. Conform art. 201 litera (I) și art. 23.8 din Hotărârea nr. 44/2004, cu modificările la zi, biocarburanții produși în totalitate din biomasă sunt scutiți total de la plata accizelor.

h) În conformitate cu prevederile art. 3 din Hotărârea nr. 1844/2005, biodieselul face parte din categoria biocarburanților, fiind definit de lege ca ester metilic, având calitatea motorinei, indiferent dacă e produs din ulei vegetal sau animal, [106].

3.4. Cercetări experimentale privind aplicarea biocombustibililor în microcentrale de cogenerare

Figura 3.5 prezintă schema funcțională a microcentralei de cogenerare cu motor diesel în 4 timpi, având sistem de răcire cu apă, un sistem de injecție format dintr-o pompă injector tip Lombardini LDW 903, și două schimbătoare de căldură.

Centrala este conectată la rețeaua de energie electrică, spre care generează curent electric. Face parte din laboratorul de energii neconvenționale din cadrul Universității Tehnice din München [82], [26]. Un prim schimbător de căldură apă – gaze de ardere recuperează o parte a căldurii din gazele de evacuare prin trecerea apei de răcire a motorului prin schimbător. Apa este dirijată apoi spre un al doilea schimbător de căldură, unde căldura este cedată apei menajere sau de proces.

Motorul sistemului de cogenerare de tip Lombardini LDW 903 a fost conceput special, din fabricație, pentru condiții grele de lucru cum ar fi pe șantiere, pe ambarcațiuni, chiar și zone izolate, la temperaturi de funcționare critice. Motorul

sistemului de cogenerare de tip Lombardini LDW 903 a fost conceput special, din fabricație, pentru condiții grele de lucru cum ar fi pe șantiere, pe ambarcațiuni, chiar și zone izolate, la temperaturi de funcționare critice.

3.4.1. Descrierea instalației

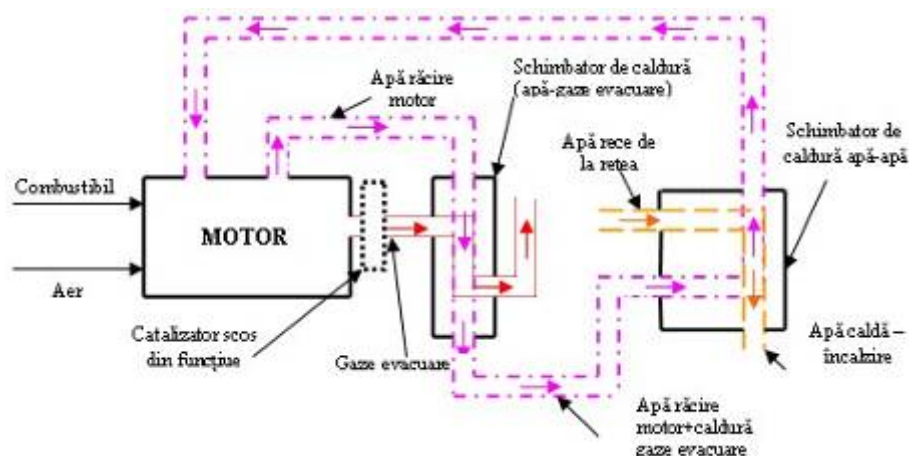


Figura 3.5. Microcentrală de cogenerare cu motor Diesel.

Pe lângă această caracteristică, motorul, poate funcționa și cu combustibili din clase inferioare. Acest avantaj a făcut posibilă folosirea diferitelor tipuri de combustibil, pentru derularea cercetărilor.

În figura 3.6 este prezentată caracteristica de consum și curbele de putere și moment ale motorului Lombardini LDW 903.

Curbele de putere și moment sunt determinate conform standardelor 80/1269/CEE - ISO 1585 (N, NM), ISO 3046/1-IFN (NB, MB) și ISO 3046/1-ICXN (NA, MA)

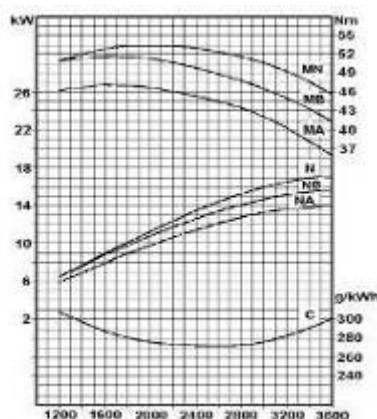


Figura 3.6. Caracteristica de turație a motorului Lombardini LDW 903 [71]:
 c-consum specific, N-puterea efectivă (80/1269/CEE - ISO 1585),
 NM-momentul motor (80/1269/CEE - ISO 1585),
 NB-puterea efectivă (ISO 3046/1-IFN), MB-momentul motor (ISO 3046/1-IFN),
 NA-puterea efectivă (ISO 3046/1-ICXN), MA-momentul efectiv (ISO 3046/1-ICXN).

În figura 3.6 este prezentată caracteristica de consum și curbele de putere și moment ale motorului Lombardini LDW 903. Curbele de putere și moment sunt determinate conform standardelor 80/1269/CEE - ISO 1585 (N, NM), ISO 3046/1-IFN (NB, MB) și ISO 3046/1-ICXN (NA, MA)

3.4.2. Impactul comparativ asupra mediului folosind trei tipuri de combustibili. Studii de caz

Cercetările ce se descriu au fost realizate de autor, pe instalația prezentată în figura 3.5. Emisiile gazoase au fost măsurate cu două fotometre și un detector FID (detector cu ionizare în flacără). Cele două fotometre sunt comandate de către calculatoare, datele fiind salvate în fișiere de tip text, ulterior fiind prelucrate cu ajutorul unui program special conceput.

S-a folosit un fotometru pentru a măsura emisiile din gazele "fierbinți", acestea fiind măsurate direct de la colectorul de evacuare al motorului (figura 3.7). Cu acest fotometru s-au măsurat concentrațiile de NO [mg/m³], CO [mg/m³], HCN [mg/m³], NH₃ [mg/m³], SO₂ [mg/m³], N₂O [mg/m³] și CO₂ [%]. Gazele reci au fost analizate de către cel de-al doilea fotometru, înregistrându-se concentrațiile pentru emisiile de CO [ppm], NO [ppm], H₂O [%], NO_x[mg/m³]. Concentrațiile de hidrocarburi au fost măsurate cu aparat FID, valorile fiind înregistrate manual. Sonda isocinetică a fost folosită pentru a preleva emisia de particule spre analiză.



Figura 3.7. Subansamblul standului experimental cu microcentrală în cogenerare [72]:

1-Sondă isocinetică, 2- instalație de cogenerare, 3- fotometru.

Măsurarea concentrației de particule s-a efectuat prin metoda cântăririi filtrelor de 3 μm și 1 μm în prealabil uscate într-un recipient cu granule de silicagel.

Monitorizarea emisiilor poluante ale microcentralei de cogenerare s-a efectuat în diferite regimuri alimentând motorul cu trei tipuri de combustibili: motorină, ulei de rapiță, biodiesel.

Testele pentru cele trei tipuri de combustibili au fost efectuate în două etape pregătitoare:

1. Calibrarea motorului pentru combustibilul de bază, motorină, la valoarea presiunii de injecție $p_{inj} = 110$ bar,

2. Calibrarea motorului pentru combustibilul de bază, ulei de rapiță, la valoarea presiunii de injecție $p_{inj} = 125$ bar.

Cazul 1: Motor calibrat pentru motorină, $p_{inj} = 110$ bar.

Achiziția de date pentru temperatura apei, temperatura gazelor de evacuare, pentru volumul de apă, și puterea motorului s-a realizat cu placă de achiziție și programul specific ALMEMO. Măsurătorile au decurs după un plan de cercetare special conceput constând în:

1. Pornirea motorului cu combustibilul de bază și menținerea acestuia în sarcină (4 kW), timp de o oră, pentru ca instalația să intre în regim;
2. Măsurarea emisiilor poluante cu ajutorul fotometrelor timp de 2 ore, în regim stabilizat;
3. Măsurarea emisiilor de particule timp de 90 de minute;
4. Măsurarea consumului de combustibil timp de 60 de minute.
5. Raportarea valorilor emisiilor poluante la oxigenul de referință $O_{2.ref} = 5\%$ conform normei TA-Luft [110].

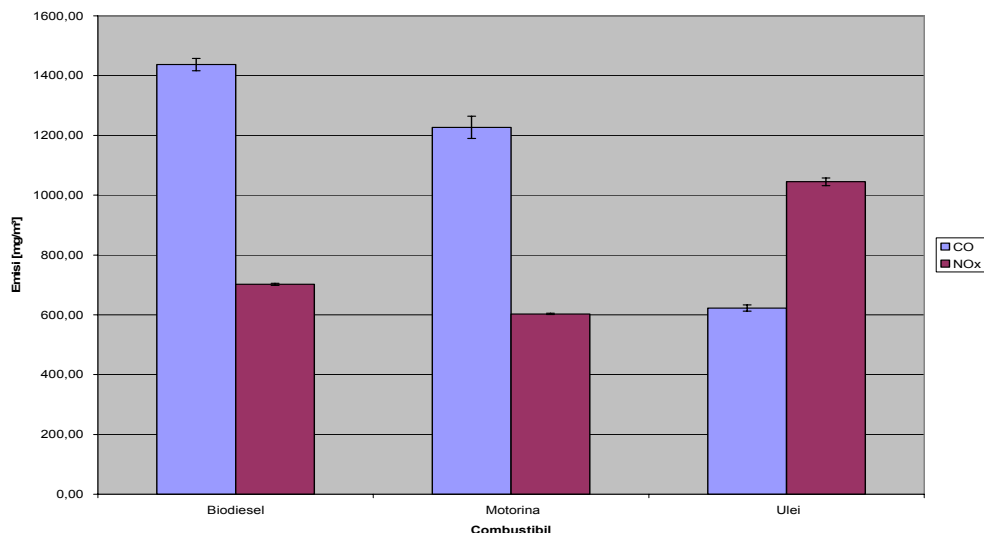


Figura 3.8. Variația emisiilor de CO și NO_x pentru biodiesel, motorină și ulei de rapiță, raportate la $O_{2.ref} = 5\%$, la presiunea de injecție $p_{inj} = 110$ bar.

În funcție de reglajele presiunii de injecție s-au conturat două seturi de rezultate ce se prezintă în :

- a) figurile 3.8 – 3.12 (pentru presiunea $p_{inj} = 110$ bar),
- b) figurile 3.13 – 3.17 (pentru presiunea $p_{inj} = 125$ bar).

Figura 3.8 indică valorile concentrațiilor de CO și NO_x obținute pentru arderea biodieselului, motorina și uleiului de rapiță, raportate la $O_{2.ref} = 5\%$, în procent volumic. Din grafic se observă că valoarea concentrației monoxidului de carbon este de 1400 mg/m^3 pentru cazul biodieselului. Valoarea este mai mare cu aproximativ 200 mg/m^3 față de cazul folosirii motorinei. În comparație cu uleiul de rapiță, aceasta este mai mare cu 800 de unități. Explicația se găsește în formula chimică specială a metil esterului (figura 3.3).

Emisia de NO_x a înregistrat valoarea cea mai mică în cazul folosirii motorinei. Acest fapt se datorează modului de funcționare a motorului. Cu combustibilul clasic, motorul funcționează fără detonații, temperaturile și presiunile pe ciclu sunt normale. La schimbarea combustibilului din motor cu biodiesel, fără a modifica caracteristicile tehnico-funcționale ale acestuia, apar instabilități, ceea ce se reflectă și în valorile emisiilor poluante. Reducerile emisiilor poluate, față de cazul folosirii combustibilului de referință, au fost înregistrate numai pentru cazul folosirii uleiului de rapiță pur.

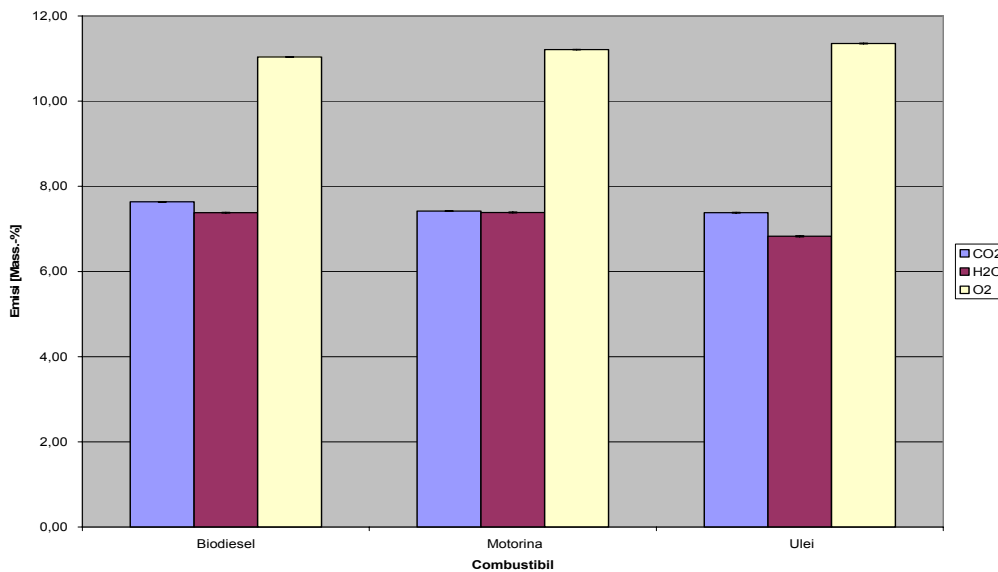


Figura 3.9. Variația concentrațiilor emisiilor de CO_2 , H_2O și O_2 pentru biodiesel, motorină și ulei de rapiță, raportate la $\text{O}_{2,\text{ref}} = 5\%$, la presiunea de injecție $p_{\text{inj}} = 110$ bar.

Un aspect extrem de sensibil este emisia de CO_2 . În figura 3.9 se prezintă variația emisiilor de CO_2 , H_2O și O_2 pentru biodiesel, motorină și ulei de rapiță, raportate la $\text{O}_{2,\text{ref}} = 5\%$.

Se observă în medie că, în toate cazurile, s-au înregistrat valori apropiate. Se remarcă însă că emisia de CO_2 este „neutră” în cazul folosirii biodieselului și a uleiurilor cu origine vegetală și are origine fosilă (deci „neutră” adică „activă”) în cazul motorinei.

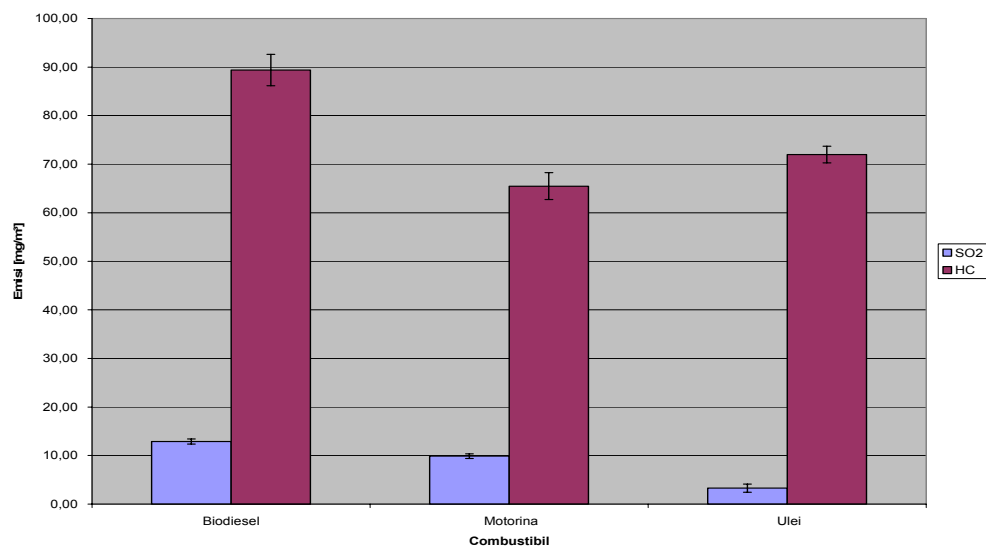


Figura 3.10. Variația concentrațiilor emisiilor de SO₂ și HC₂ pentru biodiesel, motorină și ulei de rapiță, raportate la O_{2,ref} = 5 %, la presiunea de injecție p_{inj} = 110 bar.

Rezultatele demonstrează că în medie pentru hidrocarburile nearse, cele mai mari valori se obțin în cazul folosirii biodieselului. În cazul folosirii uleiului de rapiță pur se observă o valoare cu aproximativ 20 de unități mai mică pentru această emisie. Explicația valorilor mai mari decât în cazul motorinei este aceea că procesul de ardere al uleiului de rapiță pur și al biodieselului nu se realizează perfect ca și în cazul motorinei, rezultând un plus de hidrocarburi nearse. Motivul poate fi legat de lipsa de oxigen și imperfecțiunea amestecului omogen.

În cazul utilizării biodieselului emisia de SO₂ a înregistrat o creștere față de cazul folosirii motorinei, așa cum indică figura 3.10. Explicația constă în conținutul diferit de S din combustibil.

O emisie importantă, ce trebuie luată în analiză, este emisia de particule. Conform studiului actual, particulele dintr-un motor diesel sunt reținute de catalizatoare cu trei căi. Recent, pentru a respecta normele de poluare Euro 5, sunt montate și filtre de particule pe sistemul de evacuare, controlate electronic.

Motorul experimental nu a fost prevăzut cu astfel de sisteme. Sistemul de catalizare a fost eliminat pentru a se permite măsurarea directă a emisiilor produse, fără a înregistra în prealabil influențele chimice ce ar fi avut loc în prezența sa.

Scopul cercetării se referă strict la nivelul emisiilor și nu la studiul eficienței funcționale a catalizatorului.

Astfel, în figura 3.11 se indică valoarea în mg/m³ raportată la oxigenul de referință, a concentrațiilor emisiilor de particule, emise în cazul diferiților combustibili. Au fost măsurate prin metoda gravimetrică, cu ajutorul sondei isocinetice. S-au efectuat trei seturi de măsurări reprezentative de particule, pentru fiecare tip de combustibil, în puncte.

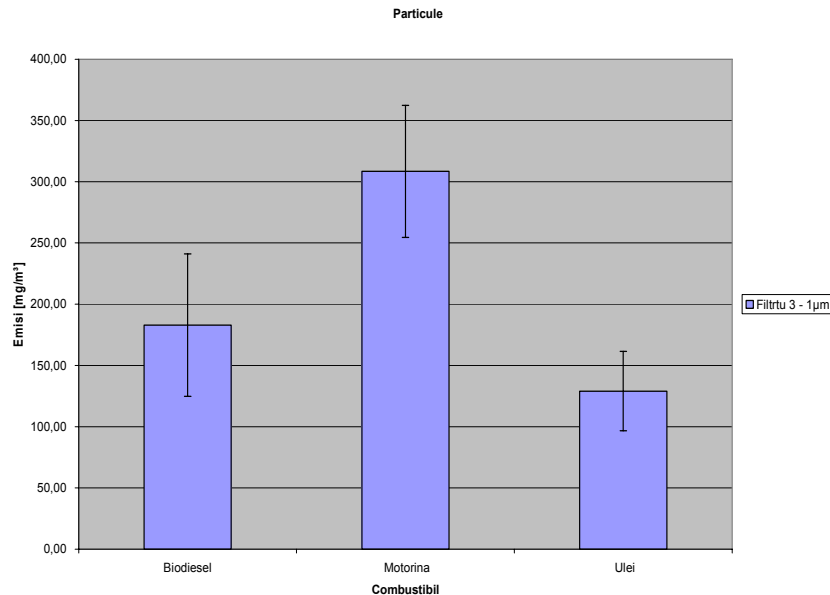


Figura 3.11. Variația concentrațiilor emisiilor de particule pentru biodiesel, motorină și ulei de rapiță, raportate la $O_{2.ref} = 5\%$, la presiunea de injecție $p_{inj} = 110$ bar.

Se observă că dacă emisiile de hidrocarburi sunt mai ridicate în cazul arderii combustibililor bio, concentrațiile particulelor au valori mai mici, în cazul folosirii lor.

Analizând comparativ datele din figurile 3.8, 3.9, 3.10, 3.11 se deduce că uleiul de rapiță este combustibilul care determină impactul cel mai moderat asupra mediului. Un alt avantaj major al rapiței este și prețul, care este aproximativ jumătate din prețul pentru motorină (an 2006, Germania).

Dezavantajul este acela că pentru producerea uleiului de rapiță sunt necesare suprafețe mari agricole și de asemenea, tehnologia de cultivare este specială și trebuie respectată.

Cazul 2 : Motor calibrat pentru uleiul de rapiță pur, $p_{inj} = 125$ bar.

Pentru ca motorul să prezinte aceleași caracteristici tehnice în diferite condiții de cercetare, una din condițiile necesare, este să se păstreze doza ciclică, adică cantitatea de combustibil injectată în cilindru. În cazul în care combustibilul este uleiul, pentru a păstra cantitatea de combustibil, se modifică presiunea de injecție a injectoarelor. Modificarea constă în coborârea presiunii, în funcție de densitatea uleiului.

Figura 3.12 reprezintă valorile înregistrate pentru emisiile de CO și NO_x din gazele de ardere, raportate la $O_{2.ref} = 5\%$. Pentru cazul folosirii biodieselului pentru emisia de monoxid de carbon s-a obținut o valoare medie de 1400 mg/m³. Pentru concentrația de NO_x s-a obținut o valoare cu puțin peste 1000 mg/m³.

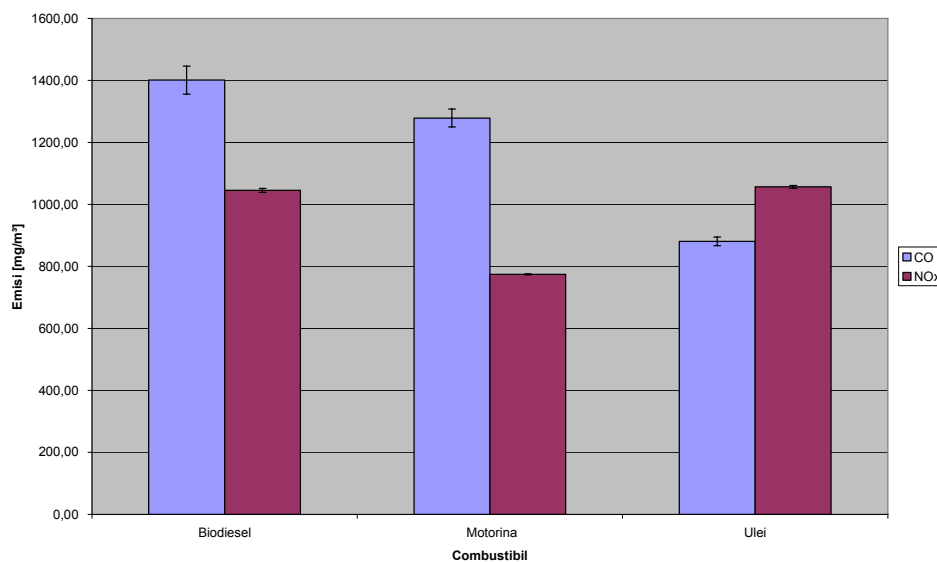


Figura 3.12. Variația concentrațiilor emisiilor de CO și NO_x pentru biodiesel, motorină și ulei de rapiță, raportate la O_{2,ref} = 5 %, la presiunea de injecție p_{inj} = 125 bar .

Rezultatele sunt mai ridicate față de cazul anterior (figura 3.8), cauza fiind modificarea presiunii de injecție.

Concentrația de CO, în cazul folosirii motorinei, a scăzut comparativ cu cazul biodieselului, iar cea de NO_x a înregistrat o creștere cu 200 unități.

Pentru uleiul de rapiță s-a înregistrat o reducere a concentrației emisiei de CO, iar pentru NO_x a rămas la valoare constantă, în comparație cu cazul folosirii biodieselului.

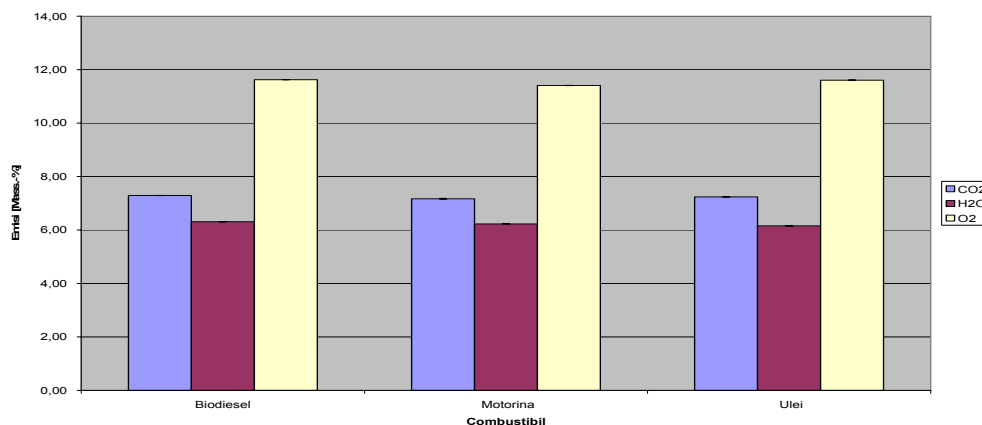


Figura 3.13. Variația concentrațiilor emisiilor de CO₂, H₂O și O₂ pentru biodiesel, motorină și ulei de rapiță, raportate la O_{2,ref} = 5 %, la presiunea de injecție p_{inj} = 125 bar.

În figura 3.13 se prezintă variația emisiilor de CO_2 , H_2O și O_2 pentru biodiesel, motorină și ulei de rapiță, raportate la $\text{O}_{2,\text{ref}} = 5\%$ și presiunea de injecție $p_{\text{inj}} = 125$ bar. Comparativ cu măsurătorile făcute în cazul calibrării motorului pentru combustibilul fosil ($p_{\text{inj}} = 125$ bar), valorile pentru concentrațiile emisiilor de CO_2 , H_2 și O_2 , înregistrate, comparativ cu rezultatele din figura 3.9, se constată a fi puțin mai ridicate.

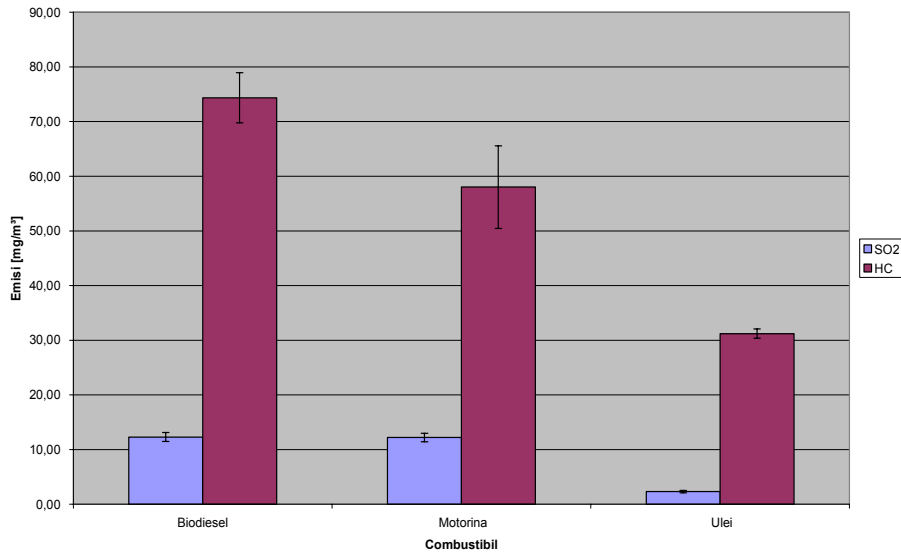


Figura 3.14. Variația concentrațiilor emisiilor de SO_2 și HC, pentru biodiesel, motorină și ulei de rapiță, raportate la $\text{O}_{2,\text{ref}} = 5\%$, la presiunea de injecție $p_{\text{inj}} = 125$ bar.

Graficul din figura 3.14 prezintă rezultatele obținute la măsurarea concentrației emisiilor de SO_2 și HC. În cazul folosirii biodieselului s-au înregistrat valori de 12 mg/m^3 pentru emisia de SO_2 , iar pentru HC valori de 74 mg/m^3 , spre deosebire de rezultatele obținute în primul caz, de 13 mg/m^3 pentru emisia de SO_2 , valoarea de $89,5 \text{ mg/m}^3$ și pentru emisia de HC. Valorile diferite obținute datorate calibrării corecte a motorului pentru această situație. Pentru combustibilul fosil se observă de asemenea o scădere a emisiilor cu 7 unități la HC și o creștere de 2 unități a concentrației de SO_2 . Pentru uleiul de rapiță s-a înregistrat o diferență de 2 unități la emisia de SO_2 și 40 unități pentru HC, față de cazul similar de comparație.

Aparent, cele două seturi de măsurători sunt identice, diferențele fiind nesemnificative. Se trage concluzia că presiunea de injecție a fost corelată și bine reglată, adaptată caracteristicilor combustibilului folosit.

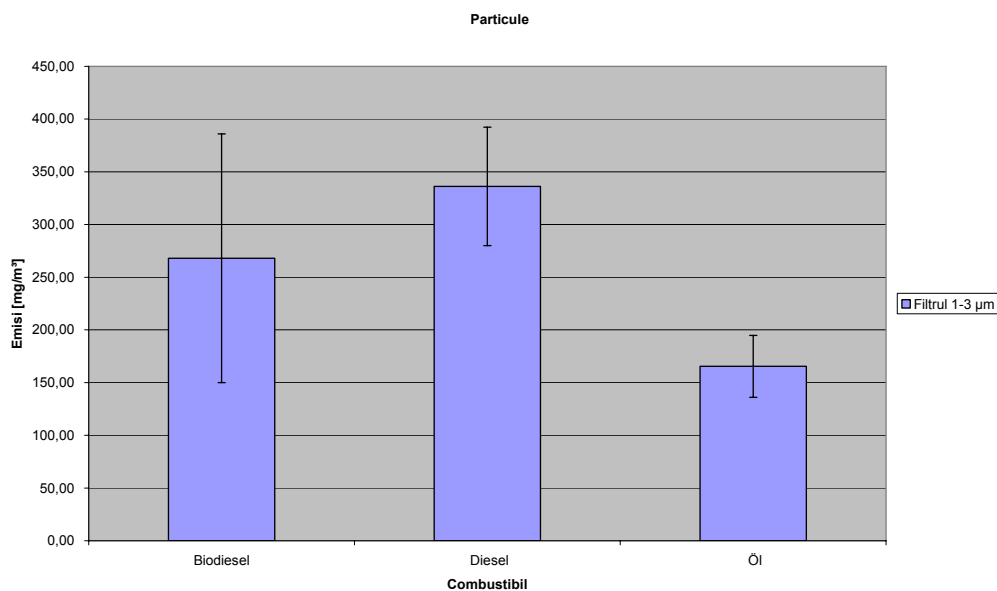


Figura 3.15. Variația concentrației emisie de particule pentru biodiesel, motorină și ulei de rapiță, raportate la $O_{2,ref} = 5\%$, la presiunea de injecție $p_{inj} = 125$ bar.

Graficul din figura 3.15 prezintă valorile concentrațiilor măsurate în mg/m^3 raportate la 5 % procente volumice de O_2 pentru particulele rezultate în urma arderii celor trei tipuri de combustibili.

În cazul biodieselului s-a înregistrat o valoare de $253 mg/m^3$, mai mare decât cea obținută în primul caz. De asemenea și pentru motorină s-a înregistrat o creștere de 39 de unități. Din figură se poate observa ca uleiul de rapiță este și de această dată cel mai bun combustibil în privința emisie mai reduse de particule, având o concentrație de $154 mg/m^3$.

Analizând toate valorile globale, rezultă că uleiul de rapiță pur este cel mai indicat combustibil ce se poate folosi în astfel de agregate.

Această creștere observată din figurile 3.12, 3.13, 3.14, 3.15 se datorează modificării presiunii injectoarelor. Prin această operație performanțele motorului nu s-au modificat foarte mult. Puterea motorului a rămas constantă, consumul de combustibil fiind singurul parametru care a suferit modificări. La puterea de 4 kW s-a obținut un consum orar de combustibil de 1,8 l/h, motorul fiind calibrat pentru a funcționa cu motorină, iar pentru ulei de rapiță pur s-a obținut un consum orar de 2,00 l/h.

În ambele serii de cercetare, combustibilul care a generat emisiile cele mai scăzute a fost uleiul de rapiță pur. Acest combustibil are avantajul: că, este un combustibil regenerabil, ușor de produs. Dezavantajul este că necesită mari suprafețe de teren arabil pe care să se cultive materia primă, iar pentru a obține o producție mare la hectar trebuie implementată o tehnologie specifică producției de rapiță.

Un alt dezavantaj, este necesitatea adaptării și a reglării motorului Diesel pentru a funcționa cu ulei de rapiță. Se impune o modificare în proporție de 35 % a sistemul de alimentare al motorului. În principal e nevoie de încălzirea rezervorului

și a conductelor de alimentare cu ulei pe timp de iarnă, pentru a evita pericolul de coagulare.

3.4.3. Randamentul comparativ al microcentralei funcționând în cogenerare cu trei tipuri de combustibil

Calculul eficienței s-a realizat în baza valorilor măsurate și repetate de două ori, pentru cele două serii de încercări, în care s-au testat pe rând: motorina, biodieselul și uleiul de rapiță. Formulele aplicate sunt indicate și explicate în capitolul șase.

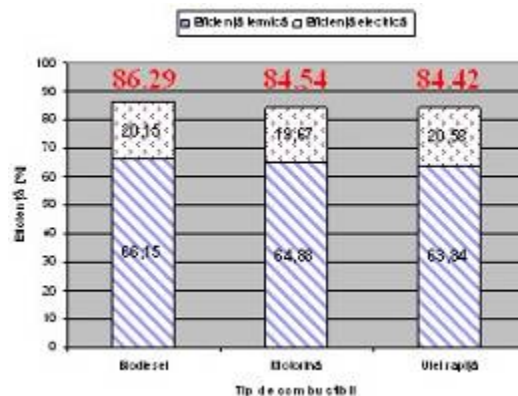


Figura 3.16. Variația eficienței microcentralei de cogenerare, în condițiile unei presiuni de injecție de $p_{inj} = 110$ bar, pentru trei tipuri de combustibili.

Din figura 3.16 se observă că eficiența microcentralei de cogenerare este maximă atunci când se folosește ca și combustibil primar biodieselul. Diferențele între valoarea eficienței obținută în cazul motorinei și a uleiului de rapiță sunt nesemnificative.

Se remarcă faptul că, în cazul biodieselului, valoarea eficienței termice este cea mai mare, ceea ce dovedește că regimul termic este mai ridicat în acest caz, asigurat și determinat de funcționarea m.a.i.

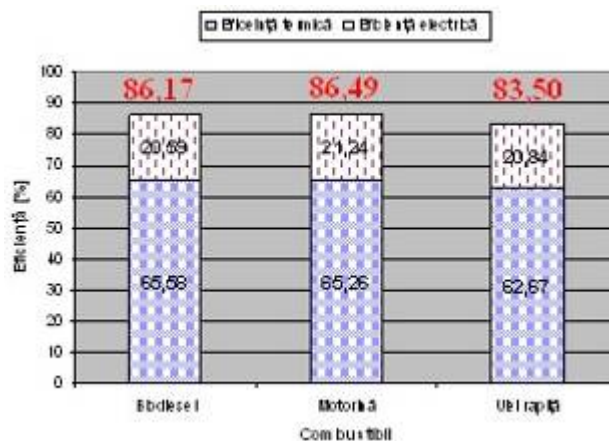


Figura 3.17. Variația eficienței microcentralei de cogenerare, în condițiile unei presiuni de injecție de $p_{inj} = 125$ bar, pentru trei tipuri de combustibili.

Figura 3.17 prezintă valorile eficienței microcentralei de cogenerare, motorul diesel fiind calibrat în această situație pentru combustibilul de bază, uleiul de rapiță ($p_{inj} = 125$ bar). Folosind motorina se atinge o valoare a eficienței de 86,49 %. Folosirea uleiului de rapiță și biodieselul determină o scădere a eficienței, față de situația, când motorul a fost calibrat pentru motorină.

S-a arătat anterior că, din punct de vedere al impactului asupra mediului înconjurător, uleiul de rapiță este combustibilul ce determină poluarea cea mai mică. Din aceste considerente cumulate se recomandă uleiul de rapiță ca și combustibil primar „curat” în microcentralele de cogenerare cu motor diesel, deși eficiența dovedită experimental este cu trei procente mai redusă decât în cazul folosirii combustibilului fosil sau a biodieselului în condiții similare. De remarcat este faptul că reducerea eficienței în cazul folosirii uleiului ca și combustibil primar se datorează în special reducerii puterii termice, obținute în cogenerare. Desigur că nu calculul tehnico –economic este util.

Ca și concluzie, din interpretarea comparativă a rezultatelor, se deduce că:

a) folosirea uleiului de rapiță, în condiții similare comparative cu cazul folosirii biodieselului respectiv a motorinei pure, determină o scădere a eficienței, materializată prin scăderea puterii utile dezvoltate (în special termică),

b) raportul energie termică/energie electrică este situat în limitele indicate în tabelul 3.2

Tabelul 3.2. Raportul energie termică/energie electrică

Presiune injector [bar]	Biodiesel	Motorină	Ulei de rapiță
125	3,2	3	3
110	3,3	3,3	3,1

c) tendința de reducere a concentrației poluanților în cazul folosirii uleiului de rapiță a fost constantă indiferent de valoarea presiunii de injecție reglate,

d) impunerea unuia dintre cei trei combustibili trebuie să fie analizată din punct de vedere al costului, dar și a concentrației de CO_2 emise, și anume, contează foarte mult pentru originea emisiei (fossilă sau neutră).

e) valorile diferite ale eficiențelor folosirii motorinei, obținute pentru cele două serii de teste situații în cazul se explică prin faptul că datorită unei presiuni de injecție mici (110 bar față de 125 bar), procesul de pulverizare este modificat, nefiind corespunzător pentru acest motor, astfel rezultând o ardere imperfectă (emisiile de CO, CH sunt mari), se înregistrează pierderi comparative considerabile. În cazul folosirii biodieselului, se constată că valoarea redusă a presiunii de injecție are un rol major. Prin mărirea ei se îmbunătățește arderea și în consecință regimul termic, obținându-se o valoare îmbunătățită pentru eficiență. Modificarea presiunii de injecție în cazul folosirii uleiului de rapiță nu a produs diferențe considerabile ale valorilor.

3.5. Avantajele și dezavantajele folosirii biodieselului

Biodieselul prezintă, în raport cu motorina, multiple avantaje:

A1. se obține din materii prime regenerabile (plante), în cea mai mare parte;

A2. emisia de CO₂ este neutră în cea mai mare parte;

A3. este ușor biodegradabil în mediu, spre deosebire de alți combustibili rezultați din procesarea hidrocarburilor fosile;

A4. poate asigura independența energetică în ferme precum și în unitățile economice, dar și la nivelul unor țări, pregătite să-și diversifice sursele energetice.;

A5. este mai ieftin și își menține constant prețul pe piață, spre deosebire de prețul combustibililor fosili, ce înregistrează fluctuații;

A6. nu este clasificat ca lichid inflamabil, putând fi transportat și depozitat fără riscuri majore. Se cunoaște că punctul de inflamabilitate este cuprins între 270 și 321 °C, față de 70 - 80 °C, cât este la motorină Această caracteristică îi conferă un avantaj din punct de vedere al transportului. Deși valorile punctului de inflamabilitate sunt mai mari în raport cu cele ale motorinei (și acest fapt este un avantaj legat de transport), pentru funcționarea motorului devine un dezavantaj, necesitând măsuri speciale pentru asigurarea stabilității aprinderii;

A7. nu este accizat în România, conform prevederilor de la art. 20 din Legea 571/2003;

A8. are aproape aceeași valoare a puterii calorifice inferioare ca și motorina și arderea este completă. Arderea este completă și perfectă, atunci când motorul este corect reglat;

A9. este considerat un combustibil curat deoarece, nici înainte și nici după utilizarea drept carburant, nu este mai nociv decât motorina, pentru că nu generează poluarea cantitativ mai semnificativă sau alte efecte în comparație cu combustibilul fosil;

A10. este simplu de folosit, biodegradabil și netoxic;

A11. din procesul de realizare a biodieselului nu rezultă reziduri care să intre în contradicție cu normele de mediu. Glicerina rezultată în urma transesterificării se folosește curent la fabricarea săpunurilor și a detergenților;

A12. mărește eficiența și atractivitatea agriculturii și permite cultivarea tuturor suprafețelor agricole, pe care se pot cultiva plante din care se poate procesa ulei, ce aduce venituri celor care pot valorifica astfel de culturi specifice;

A13. la nivel mondial există suficientă materie primă pentru producția de biodiesel (de exemplu în România, productivitate este de cca 3 - 5 t/ha);

A14. tehnologia de producere este nepretențioasă și accesibilă.

Biodieselul prezintă și câteva dezavantaje, cauzate în special de:

D1. durată de păstrare mai redusă decât a motorinei (cca. 8 luni);

D2. putere mai mică a motoarelor alimentate cu biodiesel, față de cele alimentate cu motorină;

D3. vâscozitate mai mare decât motorina, în anumite perioade ale anului, ceea ce ridică probleme funcționale în motoare;

D4. necesită modificarea unor parametri funcționali ai motorului, pentru ca acesta să funcționeze normal, de exemplu sunt necesare modificarea avansului la injecție și a presiunii în injectoare;

D5. impun des înlocuirea catalizatoarelor și a filtrelor de particule ale motoarelor datorită faptului că biodieselul provoacă depuneri cu compoziție chimică mai agresivă;

D6. Creșterea concentrației emisiei de NO_x față de cazul folosirii combustibililor fosili;

D7. Prezența hidrocarburilor nearse în gazele de ardere.

D8. Pe lângă faptul că inflamabilitatea redusă este un avantaj ea determină și aspecte nedorite legate de energia de activare pentru asigurarea stabilității aprinderii, care e mai importantă față de situația folosirii exclusive a motorinei.

Toate aceste deficiențe pot fi remediate sau atenuate prin diverse procedee tehnice, inclusiv prin adăugarea de aditivi, în condițiile menținerii avantajelor.

Pentru România, introducerea în circuitul economic a biocombustibililor și în special, a biodieselului, constituie un mare avantaj. Există un potențial de producere anuală între 400 000 și 600 000 de tone de biodiesel. Aceste valori reprezintă de 4 – 6 ori mai mult decât necesarul cerut și impus prin reglementările UE, care prevăd un aport de biocombustibil pentru mijloace de transport a, la nivelul anului 2007 și 20 %, la nivelul anului 2020. Aceste cantități sunt cele care s-au realizat la nivelul anului 2007, cu posibilități de creștere. România, prin condițiile pe care le are, chiar în contextul schimbărilor climatice, are șanse majore și se poate afirma pe piața producției de biocombustibil, atât în plan regional cât și european [44].

În concluzie din acest capitol se remarcă următoarele:

- Există cadru legislativ de impunere și susținere a folosirii energiei regenerabile, cu precădere a biocombustibilului;

- S-au făcut progrese în cercetare și aplicații care au atins și nivel industrial privind folosirea biocombustibililor;

- S-au punctat rezultatele obținute prin cercetări originale, exemple legate de folosirea uleiurilor de origine vegetală în motoare diesel, și realizate pe o instalație pilot;

- S-a demonstrat și completat stadiul actual al cunoașterii arătând că există premise avantajoase și rezultate bune în ceea ce privește reducerea emisiilor poluante și a emisiei de CO₂, prin folosirea biodieselului și a uleiului de rapiță;

- Biocombustibilii oferă pe lângă avantaje, și câteva dezavantaje, ce trebuie cunoscute pentru a fi contracarate;

- Procesul de cogenerare folosind biocombustibil este eficient și aplicabil.

4. NECESITATEA DE LIMITARE A EMISIILOR GENERATE PRIN ARDERE ÎN MOTOARELE DIESEL

4.1. Generalități

Ecologia este știința care se ocupă cu studiul interacțiunii dintre ființele vii și dintre acestea și mediul în care trăiesc. Denumirea a fost dată de biologul german Ernest Haeckel, în 1866, prin lucrarea „Morfologia generală a organismului”, denumirea avându-și originea în limba greacă (oikos-casă, logos-știința). Desprinsă din biologia generală, ecologia este o știință care-și dovedește tot mai mult, independența și importanța. Ecologia nu poate fi ruptă nici de științele ingineresti medicale și nici de cele social-umaniste, protecția mediului fiind în simbioză intimă cu acestea [47].

În strânsă legătură cu noțiunea de ecologie este cea de poluare. Poluarea constă în introducerea în mediu a unor substanțe care alterează echilibrul ecologic, dăunează stării de sănătate și confort a ființelor vii și produce pagube economice prin modificarea factorilor naturali sau a celor creați prin activități umane (factori antropici). În esență, poluarea mediului înconjurător reprezintă ansamblul modificărilor defavorabile pe care le suportă calitățile naturale ale acestuia, sub influența activităților antropice. Poluarea nu poate fi considerată ca o caracteristică a societății moderne [48]. Omul a dezvoltat activități cu caracter poluant încă de la descoperirea focului, modul de practicare a agriculturii în antichitate a determinat poluarea treptată a solului, întinse teritoriile din Fenicia, Babilon și Egipt fiind transformate în deșerturi.

Civilizația modernă este caracterizată de două procese fundamentale generatoare de poluare și anume: industrializarea și urbanizarea. Poluarea este caracterizată periculoasă pentru acumularea continuă a poluanților și a deșeurilor industriale sau domestice, prin creșterea nivelului zgomotului în zonele industriale și urbane, și în general prin degradarea peisajului natural. Printre multiplele surse de poluare se numără și mijloacele de transport rutier, aerian și naval, echipate cu motoare cu ardere internă [19]. Acțiunea poluantă a motoarelor prin emisiunile nocive de gaze se manifestă în mod pregnant în marile centre urbane, caracterizate printr-o densitate deosebită a mijloacelor de transport și o situație geografică specială, cum este cazul orașelor Los Angeles, Tokio sau Mexico City de exemplu.

Poluarea atmosferei cu gaze și cu particule determină modificări importante. Identificarea legilor poluării este necesară pentru înțelegerea efectelor ei, dar și pentru identificarea soluțiilor optime. B. Commoner a sintetizat trei legi ecologice, cu enunțuri extrem de generale [87]:

1. Prima lege, enunțată sub forma „toate sunt legate de toate”, tratează ciclurile existente în natură (biochimice, biologice-ecologice), dar care, în esență, arată dependența formelor de viață existente, atât reciprocă, cât și cu mediul ambiant. Această lege permite explicarea oscilațiilor ecologice datorate unor modificări ale mediului ambiant, care sunt reversibile, până la o limită. Depășirea valorii normale a unei componente ecologice determină perturbarea ciclului biologic, de cele mai multe ori fiind un proces cu feed-back, ireversibil, dificil de analizat.

2. A doua lege arată că „totul trebuie să ducă undeva”. Este de fapt o altă enunțare a principiului de conservare „totul se transformă, nimic nu se pierde”,

adaptat la contextul poluării, în sensul că toate deșeurile rezultate din activitățile omului nu dispar și, chiar dacă sunt anihilate, vor reintra, mai devreme sau mai târziu, în circuitele biologice.

3. A treia lege se poate enunța prin conceptul „natura se pricepe mai bine” și indică faptul că, în cursul evoluției vieții, natura este un laborator în care s-au experimentat mii de substanțe, păstrându-se numai compușii utili și nenocivi.

În cazul motoarelor cu ardere internă poluanții chimici sunt determinați de procesul oxidării combustibililor, care este un proces complex, ce generează, pe lângă CO_2 , H_2O , N_2 și O_2 în exces, o serie de substanțe chimice - produși ai arderii incomplete - care se află în cantități mici (urme) în gazele de evacuare (2 % de volum). Aceste substanțe sunt foarte toxice. La scară mondială produc efecte nocive importante asupra mediului înconjurător în general, și asupra sănătății oamenilor, faunei și florei în special.

Dintre cele 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,
- Monoxidul de carbon - CO,
- Oxizii de azot - NO_x (NO, NO_2),
- Particulele - PT (numai pentru motoarele cu aprindere prin comprimare),
- Fumul, măsură a efectului legat de vizibilitatea produsă de gazele de ardere.

Și alte substanțe produc efecte nocive incontestabile, pentru care sunt în discuții unele propuneri de limitări:

- **Bioxidul de carbon. CO_2** nu este o substanță toxică. Este considerată totuși o emisie periculoasă pentru că se elimină în atmosferă, fiind procesat de vegetație. Se apreciază că jumătate din cantitatea de CO_2 eliberată prin ardere între anii 1900 - 1970 se găsește încă în atmosfera liberă. Concentrația de CO_2 a crescut de la 290 ppm în anul 1900, la 322 ppm în anul 1970 și se estimează pentru anul 2000 o concentrație de 368 ppm [1]. Creșterea concentrației de CO_2 are ca efect o mărire a temperaturii aerului, ceea ce produce mai târziu o schimbare a climei [1], generând un lanț de alte efecte dezastruoase.

- **Oxizii sulfului. SO_x (SO_2 , SO_3)** sunt considerați nocivi ca substanțe secundare, producând smogul umed. Combustibilii lichizi pentru motoare au un conținut redus de sulf (câteva procente în motorină, nul în benzină). Combustibilii industriali (cărbunele și păcura) sunt sursă majoră pentru dioxidului de sulf din atmosferă [1].

- **Plumbul și compușii săi** prezintă nocivitate foarte mare. Pentru reducerea poluării cu aceste substanțe, se impune evitarea folosirii tetraetilului de plumb ca aditiv antidetonant în combustibilul folosit în m.a.i. și găsirea unor înlocuitori nepoluantși.

4.2. Legislația de mediu privind limitarea emisiilor poluante

4.2.1. Schema de comercializare în România a certificatelor de emisii pentru gazele cu efect de seră

Directiva 2003/87/CE, privind stabilirea unei scheme de comercializare a certificatelor de emisii pentru gazele cu efect de seră, reprezintă un instrument utilizat de către UE în cadrul politicii referitoare la schimbările climatice, nefiind un mecanism prevăzut de Protocolul de la Kyoto [103]. Face parte din Acquis-ul

comunitar de mediu și amendează Directiva 96/61/CE IPPC, privind prevenirea și controlul integrat al poluării. Prevederile acestei directive se aplică pentru emisiile de dioxid de carbon [104] și gaze echivalente ca efect (CH_4 , N_2O , ș a). Scopul schemei UE privind comercializarea certificatelor de emisii pentru gazele cu efect de seră (EU ETS) reprezintă promovarea unui mecanism de reducere a emisiilor de gaze cu efect de seră de către agenții economici cu activități care generează astfel de emisii, în așa fel încât îndeplinirea angajamentelor asumate de UE sub Protocolul de la Kyoto să fie mai puțin costisitoare.

Fiind primul sistem internațional de comercializare a emisiilor de CO_2 din lume, EU ETS înregistrează 11.500 de instalații mari consumatoare de energie din tot spațiul Uniunii Europene, care emit aproape jumătate din emisiile de CO_2 din Europa. Sunt vizate instalațiile de ardere, combinatele producătoare de oțel și materiale feroase, combinatele de ciment, fabricile de ceramică, hârtie, sticlă și rafinările de petrol. Planurile Naționale de Alocare (NAP) determină cantitatea totală maximă de emisii de CO_2 , pe care Statele Membre le acordă companiilor naționale. Acestea pot fi cumpărate sau vândute de către companii. Fiecare Stat Membru trebuie să decidă câte certificate de emisie pot fi alocate pentru comercializare într-o anumită perioadă de timp și câte certificate să trebuie să realizeze fiecare unitate poluatoare. În caz că unitatea nu are această posibilitatea, trebuie să achiziționeze certificate în număr și valoarea echivalente. Prima perioadă de comercializare a fost 2005 - 2007, cea de-a doua este între 2008 - 2012, iar a treia perioadă va începe din 2013. Astfel, se dorește limitarea emisiilor de CO_2 din sectoarele industrial și energetic, prin acordarea de certificate de emisie [88]. Una din metodele certe de reducere a emisiei de CO_2 este implementarea resurselor regenerabile.

4.2.2. Directiva IPPC

Directiva CE IPPC, referitoare la prevenirea și reducerea integrată a poluării mediului, din 30 octombrie 1996, reglementează autorizarea instalațiilor industriale, relevante pentru mediu, în baza unui concept ce cuprinde toate mediile. În această abordare sunt cuprinse atât emisiile în aer, apă și sol cât și aspectele economice legate de deșeuri, eficiența energetică a resurselor și prevenirea accidentelor. Scopul este atingerea unui nivel înalt de protecție a mediului, în întregul său [104].

Un element esențial al Directivei este cerința aplicării "celor mai bune tehnici disponibile" (BAT) în cadrul tuturor instalațiilor noi și cel târziu, începând cu anul 2007, și în cadrul instalațiilor existente. Directiva definește în articolul 2 cele mai bune tehnici disponibile ca fiind tehnicile cele mai eficiente în atingerea unui nivel general ridicat de protecție a mediului. Se deosebesc:

1. Tehnicile cele mai eficiente și corespunzătoare stadiului prezent de dezvoltare al activităților și al metodelor de funcționare;
2. Tehnicile aplicate, precum și modul în care instalația este proiectată, construită, exploatată și scoasă din funcțiune se bazează pe tehnici "disponibile" adică tehnica, dezvoltată la o scară care, considerând relația costuri / beneficii, face posibilă aplicarea în condiții economice și realizabile tehnic în sectorul industrial respectiv, indiferent dacă aceste tehnici sunt utilizate sau realizate în statul membru respectiv, întrucât sunt accesibile pentru operator în condiții rezonabile.

Scopul tehnologiilor BAT este limitarea emisiilor pentru a preveni și minimiza poluarea. Fiecare tehnică BAT este concretizată în Directiva IPPC. În vederea unei armonizări la nivel european, se prevede un schimb de informații asupra celor mai bune tehnici disponibile [86].

4.2.3. Tehnicile BAT pentru emisiile specifice procesului de generare a energiei

Emisiile de particule

Emisiile de particule rezultate din arderea combustibililor solizi sau lichizi rezultă din fracția minerală a acestuia. O ardere incompletă a combustibililor lichizi conduce la formarea funinginii. Emisia de praf rezultată din arderea combustibililor gazoși este redusă față de emisiile de particule rezultate în urma arderii combustibililor solizi. Valoarea concentrațiilor este sub $5 \text{ mg/m}^3\text{N}$ raportat la 3 % O_2 , fără a implementa tehnici de reducere [86].

Implementarea filtrelor electrostatice sau a filtrelor din material textil sunt considerate BAT. Cicloanele nu sunt considerate BAT, dar pot fi folosite ca precursori la precurățirea gazelor de ardere. După aplicare, concentrațiile particulelor se reduc la $5\text{-}20 \text{ mg/m}^3\text{N}$ raportat la O_2 de referință [86].

2. Emisia de oxizi de azot

Pentru instalațiile mari, reducerea catalitică selectivă (SCR) este considerată BAT. Prin tehnica SCR se reduc emisiile de NO_x în proporție de 80 – 95 %. Pentru centralele de mici dimensiuni se aplică reducerea catalitică neselectivă (SNCR). Se indică și implementarea arzătoarelor sărace în NO_x în combinație cu sistemele secundare de reducere a oxizilor de azot.

Tehnologia de ardere în strat fluidizat este, de asemenea, indicată pentru reducerea nivelului concentrațiilor de NO_x , pe lângă procedee precum injecția de aer (sau abur) sau de recirculare a de gazelor de ardere.

Limitele impuse pentru această tehnologie variază între 20 – 300 $\text{mg/m}^3\text{N}$, raportate la $\text{O}_{2,\text{ref}}$, în funcție de sistemele concrete.

3. Emisia de dioxid de sulf

Oxizii de sulf se formează datorită prezenței sulfului în combustibil. Folosirea în instalațiile de ardere a combustibilului cu un conținut scăzut de sulf este considerată o tehnologie BAT. Scruberele uscate cu pulverizare ce asigură un grad desulfurare până la 92 % și scruberele umede ce asigură un grad de reducere, cu eficiență de 92 – 98 % sunt considerate BAT.

Limitele emisiilor după aplicarea BAT sunt cuprinse între valori de la 20 la 400 $\text{mg/m}^3\text{N}$ raportate la O_2 de referință în funcție de tipul de combustibil și mărimea centralei.

Metalele grele

Emisia de metale grele rezultă din prezența lor ca și compus natural în combustibilii fosili. Majoritatea metalelor sunt eliminate ca și compuși asociați cu particule. În consecință, pentru a reduce emisia de metale grele, este nevoie de acțiunea filtrelor din material textil sau a celor electrostatice, în combinație cu tehnologiile specifice desulfurării și reținerii selective a metalelor din gazele de ardere, dacă e cazul.

4.2.4. Cu privire la alte avantaje legate de cogenerare, folosind grupuri diesel funcționând cu biocombustibili

Motorul cu ardere internă se folosește la scară largă în aplicații de cogenerare. Instalațiile moderne de cogenerare cu motoare cu ardere internă, apelează de obicei la motoare cu piston diesel lente. Deși conceptul general al

sistemele de cogenerare cu motoare cu ardere internă diesel nu diferă de sistemele de cogenerare cu turbine, există totuși diferențe majore care le disting.

a) Motoarele cu piston, spre deosebire de turbinele cu gaz, funcționând în cogenerare determină un randament electric mai ridicat. La motoarele cu piston, pentru a valorifica cât mai mult din energia termică e posibil să se recupereze căldura în mai multe faze, folosind sisteme sofisticate de transfer a căldurii. Căldura este recuperată din sistemul de răcire al motorului și din gazele de evacuare. De obicei sistemele de cogenerare au un raport căldură/putere situat în plaja 0,5/1 până la 2/1. De reținut este că valoarea coeficientul excesului de aer în gazele de evacuare are valori ridicate; o ardere suplimentară mărește acest raport la 5/1. Motoarele diesel care se folosesc în sistemele de cogenerare sunt motoare în patru timpi, cu sistem de injecție directă în camera de ardere (în chiulasă sau în capul pistonului tip omega), turbosupraalimentate și prevăzute cu intercoolere.

b) Avantajele motorului diesel din punct de vedere al alimentării față de cazul turbinelor cu gaze este că, pe lângă combustibilul clasic fosil (motorina) acesta acceptă și amestecuri cu biocombustibili, butanol, biodiesel, uleiul de rapiță, și mai nou sistem "dual fuel" format din motorină și gaz natural, cel din urmă fiind "state of the art" în domeniu. În sistemul "dual fuel", când motorul este alimentat cu gaz natural, trebuie să se intervină și cu o injecție de motorină pentru a se asigura amestecului condițiile de aprindere. Cantitatea de motorină astfel injectată nu depășește valoarea de 5 % din totalul dozei ciclice necesare funcționării motorului. La motorul diesel recuperarea căldurii se face cu sisteme mai sofisticate decât la motoarele pe benzină și deci, se pot atinge randamente termice superioare.

c) Temperatura maximă a gazelor de ardere a ajuns la 850 °C, limitând astfel recuperarea de căldură, comparativ cu situația cogenerării cu turbine cu gaze. Plajele de turație la care lucrează motoarele diesel sunt de la 500 la 1500 rot/min, puterea electrică fiind de 500 kW per grup de cogenerare. Valoarea coeficientului excesului de aer este ridicată, astfel poate fi aplicată postarderea.

4.3. Impactul emisiilor motoarelor cu ardere internă asupra mediului

Emisiile din motoarele cu ardere internă sunt nocive nu numai prin concentrații sau cantități, dar și prin faptul că sunt emise la nivelul solului, deci în iminentă apropiere de habitatul uman.

Compușii care se formează în gazele de evacuare contribuie la poluarea aerului atât global cât și local, direct sau indirect, determinând și reacții chimice înlănțuite în atmosferă. Foarte periculoase sunt și emisiile de CO₂. La nivelul întregii planete, creșterea concentrației de gaze care produc efectul de seră a determinat modificări climatice, cu consecințe imprevizibile asupra mediului, climei și a calității vieții

Se sintetizează în cele ce urmează principalele grupe de substanțe dăunătoare, în baza efectelor pe care acestea le produc asupra sănătății populației, asupra vegetației și asupra mediului înconjurător [19].

Se vor face referiri mai ales asupra poluării chimice a aerului, generate de funcționarea motoarelor cu ardere internă.

4.3.1. 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 alifatic 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 benzpripenu, 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 [1].

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 [4]. 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.

Compușii de tip HC emiși includ și mulți dintre compușii existenți inițial în combustibil și care nu au fost procesați în motor. Există diferențe în compoziția hidrocarburilor din gazele de evacuare ale m.a.s. (motoarelor cu aprindere prin scânteie) și m.a.c. (motoarele cu aprindere prin comprimare). În general, gazele de la m.a.c. conțin o proporție mai mare de hidrocarburi cu masă moleculară mare. Numai prin combustia unui singur compus (izooctanul) rezultă 11 hidrocarburi distincte [49].

Întrucât metanul CH_4 contribuie foarte puțin la formarea rapidă la nivelul solului a ozonului, legislatorii americani au introdus categoria hidrocarburilor fără metan (NMHC), pentru ca restul componentelor să prezinte relevanța sporită în aprecierea tendinței de formare rapidă a ozonului. Această categorie nu include compușii oxigenați, cum ar fi aldehidele, alcoolii, eterii și cetonele. Categoria gazelor organice fără metan (NMOG) include însă acești compuși, având o contribuție mai mare decât NMHC la formarea ozonului [29], [84].

Cercetările biologice privind nocivitatea hidrocarburilor în special și a altor substanțe poluante în general se desfășoară în cadrul a doua categorii de studii biologice:

a) studiul în vitro pe lame de laborator, care se bazează pe corelația dintre efectul cancerigen și mutațiile genetice provocate de bacterii. Cel mai cunoscut este testul Ames (1975), care constă din tratarea cu substanțele considerate cancerigene a unui mamifer care metabolizează substanța, pentru ca, apoi, pe anumite componente ale ficatului, să se aplice culturi de bacterii (*Salmonella*), care evidențiază mutațiile genetice. Acest test este foarte răspândit, iar rezultatele sale sunt considerate relevante [89].

b) studiul "în vivo", care urmărește identificarea capacității de a provoca tumori canceroase pentru substanțele considerate cancerigene, introduse prin piele subcutanat sau prin sistemul respirator al animalelor de testare [89].

Transferarea acestor rezultate asupra oamenilor prezintă un grad vizibil de incertitudine. Totuși, există studii epidemiologice care arată o frecvență mai înaltă a cancerului pulmonar la categoriile profesionale expuse inhalării gazelor de ardere de la m.a.i.

4.3.2. Compușii organici volatili (COV)

Compușii organici volatili cuprind o gamă largă de substanțe:

- hidrocarburi (alcani, alchene, compuși aromatici),
- halocarburi (tricloretilena),
- compuși oxigenați (alcooli, aldehide, cetone).

Toți aceștia sunt compuși organici carbonați, suficient de volatili pentru a exista sub formă de vapori în atmosferă. Majoritatea măsurătorilor de determinare a COV se realizează în funcție de conținutul global (total) de carbon, fără analiza componentelor individuale. Nu se pot face generalizări ale efectelor asupra sănătății produse de aceste substanțe, cu certitudine însă unele sunt toxice și chiar suspectate de a fi cancerigene. Mulți dintre COV contribuie la formarea secundară a poluanților și la reducerea stratului de ozon stratosferic.

Aldehidele reprezintă substanțele cu contribuția cea mai mare la formarea ozonului. Formaldehida și acetaldehida sunt prezente în gazele de evacuare din m.a.c. Ele sunt toxice și posibil cancerigene.

Olefinele sunt compuși nesaturați foarte reactivi, cu mulți atomi de carbon în moleculă și care pot accepta atomi de hidrogen sau de clor. Au tendința de a forma ozon și sunt foarte toxice. Una din olefinele cele mai periculoase este 1,3-butadiena [36].

Compuși aromatici sunt compuși ai carbonului în care atomii de carbon formează inele ciclice hexagonale. Compuși prezintă două sau mai multe inele. Hidrocarburile aromatice policiclice (PAH) se formează ca rezultat al pirolizei, în timpul arderii. Unii compuși aromatici favorizează formarea ozonului și sunt toxici. Benzenul este incontestabil substanța cu efectul cancerigen cel mai agresiv asupra oamenilor, conform aprecierii făcute de IARC (Agenția Internațională de Cercetare a Cancerului), încadrându-se în grupa 1 de risc (conform tabelului 4.1) [89].

Pe baza testelor "în vivo" s-a dovedit că benzo(a)pirenul și dibenz(a,h)antracenu sunt cei mai cancerigeni compuși aromatici care se găsesc frecvent în aer.

Tabelul 4.1. Grupe cancerigene [47].

Grupa	Descrierea categoriei
1	Efect cancerigen dovedit asupra oamenilor. Această categorie include substanțe chimice pentru care există dovezi suficiente din studii epidemiologice pentru a susține în relația cauză-efect între expunere și carcinogeneza.
2	Efect cancerigen posibil asupra oamenilor. Aceasta categorie include substanțe chimice pentru care, la o extremă, dovada caracterului cancerigen este aproape suficientă iar la cealaltă extremă, nu există această dovadă. Pentru a reflecta acest domeniu, categoria este împărțită în două subgrupe, în funcție de gradul de încredere acordat.
2A	Această subgrupă include substanțe chimice pentru care există cel puțin dovezi limitate de carcinogeneză asupra oamenilor și dovezi suficiente de carcinogeneză asupra animalelor.
2B	Această subgrupă include substanțele chimice pentru care sunt dovezi insuficiente de carcinogeneză asupra oamenilor și dovezi suficiente de carcinogeneză asupra animalelor.
3	Substanțe chimice neclasificabile, deci care nu pot fi clasificate în funcție de caracterul lor cancerigen asupra oamenilor.

4.3.3. Oxizii de azot NO_x

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 timpi 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 [48].

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) [99].

N_2O (protoxidul de azot), este un oxid care este învinovat 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 [98].

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

4.3.4. Monoxidul de carbon

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 [99].

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 la intoxicate timp de câteva ore la aer curat duce la eliminarea gazului din corp. Regula lui Henderson și Haggard arată că există o corelație strânsă între concentrația gazului și timpul de

expunere. Produsul dintre concentrația de monoxid de carbon, și timpul de expunere, în ore, este o valoare orientativă indicând toxicitatea gazului [101].

CO participă, ca substanță secundară, la o serie de reacții atmosferice incluzând și formarea ozonului, în mod indirect, prin reacția cu radicalii hidroxili (OH), pe care îi consumă și care ar fi contribuit, în caz contrar, la neutralizarea unor gaze cu potențial mai mare de producere a efectului de seră, cum ar fi metanul [99].

4.3.5. Particulele

Particulele reprezintă un amestec de substanțe organice și anorganice prezente în atmosferă, prezentând atât formă lichidă, cât și solidă. Ele provin majoritatea din gazele de ardere. Definirea particulelor se face implicit prin procedeul de măsurare a acestora, fiind în cazul m.a.c. materia colectată pe un filtru special la trecerea gazelor arse emise de un motor cu aprindere prin comprimare, gazele fiind diluate cu aer curat până la obținerea temperaturii acestora de maximum 52 °C. În cazul m.a.s. este dificil de a defini emisia de particule deoarece nu există o părere definitivă legată de faptul că, toate hidrocarburile cu greutate moleculară ar trebui incluse în noțiunea de particule [19].

După mărime, se consideră particule mari acele particule care au un diametru mai mare de 2,5 μm. Particulele mici sunt cele sub 2,5 μm. Emisia de particule din m.a.c. este mult mai mare decât de la m.a.s., chiar dacă acesta din urmă, utilizează benzine etilate. Raportul acestor emisii variază între 6 și 22 g / l, iar dacă raportarea se face în g/km, valoarea emisiei de particule m.a.c./m.a.s. este 500:1 [19].

Există o îngrijorare crescândă cu referire la efectele pe care le produc particulele asupra sănătății. S-au făcut cercetări asupra fracțiunii de carbon din particule. Carbonul nu este toxic ca atare, dar proprietățile sale fizice particulare afectează funcția celulară a plămânilor. Particulele de carbon emise de motoarele diesel sunt foarte mici și penetrează adânc în plămân, unde se acumulează. În timp, acumularea carbonului determină întârzierea mecanismului de îmbospătare pulmonară.

4.3.6. Ozonul și peroxiacetil-nitratul (PAN)

Ozonul (O₃) este o formă triatomică a oxigenului molecular. Se consideră că, unul dintre agenții oxidanți cei mai puternici, fapt care îl face extrem de reactiv. Ozonul și ceilalți oxidanți produc o serie de efecte cum ar fi iritații ale mucoaselor și a ochilor, insuficiențe respiratorii, tuse, dureri de cap, etc. atunci când se găsește la nivelul solului.

PAN este un agent de oxidare format de reacția compușilor organici cu radicalul OH și apoi cu O₂ și NO₂.

4.3.7. Compușii cu sulf

Petrolul nerafinat (țiteiul) conține o fracțiune de compuși cu sulf. Aceștia sunt concentrați în fracțiunile grele și astfel se regăsesc în cantități mai mari în motorină, decât în benzină. Cantitatea de sulf din motorină depinde de țiteiul din care este extrasă motorina și de măsura în care aceasta este tratată pentru reducerea sulfului. Când combustibilul este ars, majoritatea sulfului se transformă în dioxid de sulf, iar o cantitate mică (2 %) este oxidată până la trioxid de sulf, care se

combină cu apa și cu alți compuși ai gazelor de evacuare, formând acidul sulfuric și sulfat. Astfel contribuie la creșterea emisiei totale de particule dar și la coroziunea acidă a părților finale ale instalațiilor.

Transportul rutier reprezintă o sursă minoră la emisia de compuși de sulf. Totuși s-au făcut eforturi de a reduce conținutul de sulf din motorină, mai mult din necesitatea de a limita emisia de particule, decât din necesitatea de a limita dioxidul de sulf.

4.3.8. Bioxidul de carbon (CO₂)

CO₂ nu joacă un rol semnificativ în mecanismele de producere / distrugere a ozonului și nu este toxic. CO₂ contribuie la instalarea efectului de seră, în proporție de 50 %, deoarece absoarbe energia radiată de suprafața terestră, nepermițându-i să părăsească atmosfera liberă. În figura 4.1 este prezentată evoluția și prognozele pentru această emisie de CO₂ în diferite țări, în timp. Cu toate că nu este noxă, dioxidul de carbon, CO₂ este considerat ca substanța cea mai periculoasă, ce afectează planeta noastră perturbând clima, ducând la topirea ghețurilor eterne și icebergurile, ce determină apoi dispariția zonelor de coastă, determină modificări ale faunei, florei, modului de viață al oamenilor, etc.

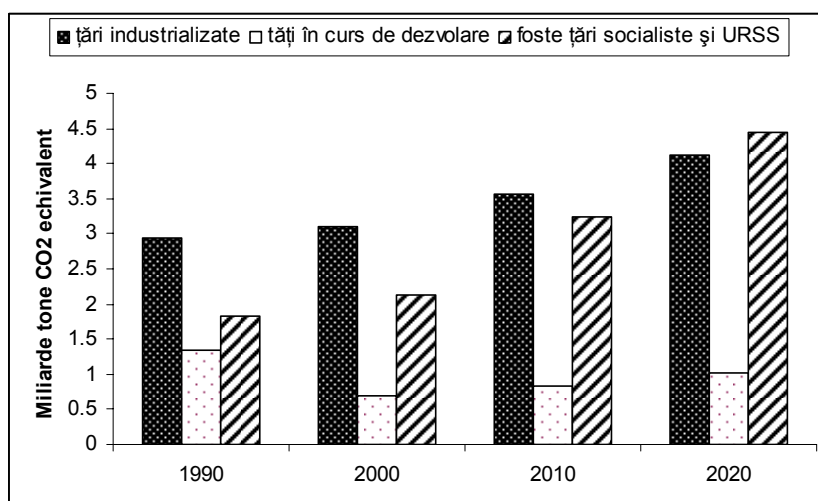


Figura 4.1. Cantitatea de CO₂ preconizată de a fi eliminată de diferite țări [1].

S-a calculat că automobilele au introdus în atmosferă în anul 2000, circa 4 tone CO₂ pe an și km². Fără a se ține seama de rolul dioxidului de carbon în procesul de fotosinteză și de acțiunea clorofilei plantelor, se poate arăta că numai respirația umană introduce anual 300 kg CO₂ pe locuitor, ceea ce pentru o densitate de 100 locuitor pe km² duce la 30 t pe an. Aceasta înseamnă că, în limitele valorilor acceptate, automobilul produce o emisie de dioxid de carbon de 13 % din cea în medie emisă de populația umană, pe aceeași suprafață. Rezultatul nu trebuie interpretat ca o calamitate, dar poate deveni, date fiind tendințele tot mai accentuate de motorizare.

Cantitățile majore de emisie antropică de CO₂ revin și sectorului energetic și industrial, în parte.

4.3.9. Smogul fotochimic

Dintre toate substanțele poluante secundare, care rezultă din interacțiunea dintre substanțele primare sau dintre acestea și aer, în anumite condiții de umiditate, temperatură și radiație solară, cele mai active sunt HC (hidrocarburile). Ele contribuie la formarea smogului fotochimic. Smogul fotochimic, specific unor zone cu circulație verticală redusă a aerului și insolație puternică (Tokio, California), se produce în urma a unui lanț de reacții (13), la care participă peste 200 compuși. Mecanismul acestor reacții nu se cunoaște. Reproducerea în laborator, nu a fost încă posibilă. Smogul (uscat) se instalează brusc, reducând vizibilitatea la zero și este dăunător, mai ales pentru persoanele cu suferințe cardio-respiratorii [57].

Oxizii de sulf contribuie major la formarea smogului (umed). În mediul încărcat cu vapori de apă, oxizi de sulf și oxizi de carbon generează o atmosferă sufocantă, reducând vizibilitatea până la zero. Prima situație catastrofală s-a înregistrat la Londra în 1954, când au decedat 3500 de persoane. Pericolul de producere a smogului umed este frecvent activat și în condițiile din bazinul Ruhr din Germania, zonă industrială cu o densitate foarte mare de populație [98].

4.4. Câteva soluții pentru limitarea emisiilor poluante

Emisiile din gazele de ardere ale m.a.c. sunt limitate valoric prin norme legislative. În această categorie intră monoxidul de carbon (CO), hidrocarburile (HC), oxizii de azot (NO_x) și particulele (PT, PM). Această listă este completată și cu dioxidul de carbon (CO₂), a cărui limitare se impune pentru reducerea efectului de seră. Scăderea consumului specific de combustibil este o soluție tehnică foarte bună pentru a reduce emisiile poluante.

Față de emisiile existente în gazele de evacuare ale m.a.s., gazele produse de m.a.c. cuprind un poluant specific. Este vorba de particule "tip diesel". Astfel se impune determinarea emisiilor solide și lichide din gazele de evacuare printr-un procedeu de măsură mai riguros, decât cel al măsurării opacității fumului.

Metodele de reducere a concentrației particulelor se împart în metode active, care urmăresc combaterea formării acestora la sursă, prin optimizarea combustiei și metode pasive, care au ca scop reținerea și oxidarea particulelor, după ce acestea s-au format în camera de ardere. În categoria metodelor pasive, deci de post-tratarea a gazelor arse, sunt cuprinse filtrele de particule și catalizatorii de oxidare. Alegerea celei mai potrivite metode de post-tratament depinde de analiza compoziției particulelor din gazele arse, constatându-se că filtrele de particule sunt foarte eficiente în neutralizarea fracțiunii insolubile, iar filtrele cu catalizatori de oxidare în cazul neutralizării fracțiunii solubile [91].

Există o părere larg răspândită care afirmă că problema particulelor va fi în cele din urmă rezolvată printr-o serie de măsuri (metode active), care se vor aplica complementar procesului de combustie, supraalimentării și răcirii intermediare a aerului de admisie, precum și măsuri care vor viza reducerea consumului de ulei și a sulfului din combustibil. Măsurile propuse sunt foarte atrăgătoare, dar ele nu satisfac exigențele temporale ale legiuitorilor. Se consideră că filtrele de particule pot constitui o soluție rapidă la această problemă [36].

Metodele pasive de reducere a emisiilor m.a.c. sunt principial identice cu cele aplicate la m.a.s. pentru cazul poluanților CO și HC, dispozitivul utilizat fiind denumit filtru de oxidare sau catalizator de oxidare [75].

Folosirea catalizatorilor de oxidare la m.a.c., ce are ca scop reducerea substanțială a emisiilor de CO și HC, au efect și asupra fracțiunii organice solubile a particulelor. Constructiv, catalizatorii de oxidare sunt fixați pe un suport, ansamblul fiind denumit convertor catalitic sau reactor catalitic, având aceleași particularități. Figura 4.2 prezintă schema unui convertor catalitic cu trei căi de aer (trivalent).

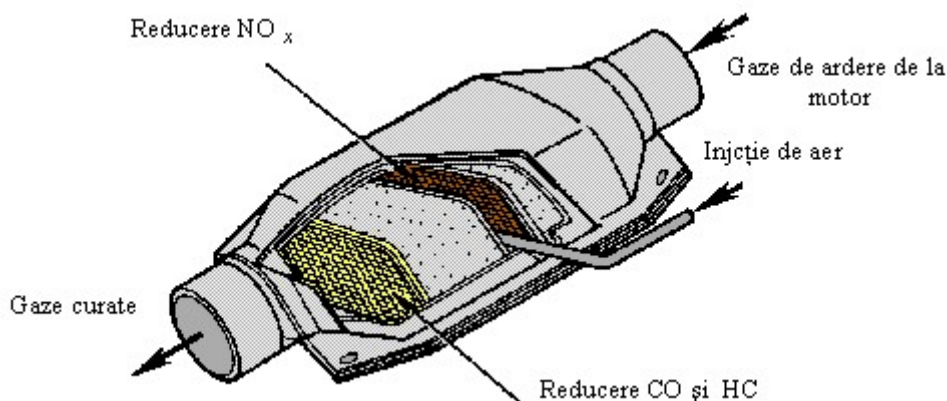


Figura 4.2. Convertor catalitic cu trei căi [91].

Concepția conform căreia scăderea NO_x poate fi realizată numai prin acțiune directă asupra procesului de ardere, având în vedere că se sprijină pe caracteristicile specifice arderii în motoarele diesel, deoarece nu se pot aplica tratări catalitice, ca și în cazul m.a.s.. La m.a.s., valoarea gradului de amestec omogen aer-combustibil are plajă îngustă, în jurul raportului stoichiometric. Gazele arse pot fi trecute prin convertorul catalitic trivalent, fiind posibile, simultan, reacții de oxidare a CO și a HC, și de reducere a NO_x.

La m.a.c., arderea decurge într-un mediu cu exces mare de aer. Astfel nu pot avea loc reacțiile de reducere catalitică a NO_x. De aceea s-au dezvoltat procedeele de prevenire a formării de NO_x (inhibare a mecanismului de geneză), cu prețul creșterii concentrației de CO și HC, care au fost scăzute prin acțiunea catalizatorilor de oxidare.

Recent, s-au dezvoltat metode pasive de tratare (post-tratare) a gazelor de ardere, bazate pe reacții catalitice de reducere a NO_x. Sistemele sunt denumite sisteme pasive de reducere a NO_x [20]. Reducerea NO_x prin metode active este o operație dificilă, care necesită modificări importante în procesul de combustie. În cadrul eforturilor de scădere a NO_x trebuie să se țină seama de cele trei compromisuri pe care acest poluant le generează:

- compromisul reducerii concentrației de NO_x, în corelație cu consumul de combustibil;
- compromisul reducerii concentrației de NO_x, raportat la raportul de CO₂ / CO emisă;
- compromisul reducerii concentrației NO_x cu referire la emisia de particule.

Se iau în considerare și factorii care influențează mecanismul de generare a NO_x: temperatura camerei de ardere și concentrația locală de O₂. Creșterea temperaturii în camera de ardere echivalează cu creșterea temperaturii sursei calde. Conform celui de-al doilea principiu al termodinamicii crește implicit și randamentul termodinamic, pentru un proces considerat ideal. Din punct de vedere calitativ,

creșterea temperaturii în camera de ardere duce la scăderea consumului de combustibil și deci a emisiei CO_2 , dar se favorizează puternic mecanismul de formare a NO_x .

Datorită caracteristicilor procesului de ardere și a compoziției gazelor de ardere ale motoarelor diesel, scăderea NO_x prin metode pasive a fost mult timp considerată inabordabilă. În ultimul timp s-au înregistrat rezultate foarte bune în chimia catalizatorilor ce au condus la tratarea catalitică a NO_x în gazele de evacuare în instalații specializate, mai ales pentru situațiile în care rezultatele aplicării metodelor active nu erau suficiente [34]. Dezvoltarea tehnicilor catalitice au determinat perfecționarea unor metode de tratare catalitică pentru reducerea NO_x din gazele motoarelor diesel. Metodele de reducere se împart în:

- metode de reducere catalitică neselectivă (NSCR),
- metode de reducere catalitică selectivă (SCR).

Pentru scăderea concentrației particulelor se folosesc dispozitive create special pentru atingerea acestui scop, care se numesc filtre de particule [92].

Tabelul 4.2 indică efectele acțiunii dispozitivelor și aplicării tehnologiilor, aplicate cu scopul reducerii emisiilor și a consumului de combustibil, a creșterii durabilității și a reducerii costului suplimentar cu întreținerea motorului [47]. Sistemele de reducere a NO_x au efecte semnificative de scădere și reduc eficient NO_x , uneori cu prețul creșterii emisiei de particule și, într-o măsură mult mai mică, a creșterii consumului de combustibil. Costul suplimentar este comparabil cu cel al catalizatorului de oxidare.

Tabelul 4.2. Efectele sistemelor de reducere a NO_x [47].

Soluție Tehnică / Efect	NO_x	HC	CO	PT	Consum de combustibil	Durabilitate	Cost suplimentar
Catalizator de oxidare	0	++	++	0	0	0	50%
Filtru de particule	0	0	0	+	0	0	100%

Legendă: 0 = fără influență; ++ = foarte eficiente; + = eficiente

Deși efectele reducătoare sunt considerabile, există o serie de rețineri din partea consumatorilor, în ceea ce privește aplicarea tehnicilor pasive datorită prețului ridicat (tabelul 4.2). Pe de altă parte, fabricanții de motoare consideră că nu s-a epuizat încă în totalitate potențialul reducător al metodelor active. Totuși se constată că, gradat, pătrund pe piață și tehnicile pasive, în special pentru aplicațiile rutiere urbane sau interurbane, dar și feroviare.

O mențiune specială trebuie făcută asupra problemei reducerii simultane a NO_x și a particulelor, pentru a se respecta valorile impuse de legislație. Reducerea implică acceptarea unui compromis, dat fiind faptul că metodele de scădere a concentrației unuia din acești poluanți, determină implicit creșterea concentrației celuilalt. Astfel inginerul proiectant alege între aplicarea metodelor pasive de post-tratare a speciei NO_x sau a celor pentru particule. Totuși, o dată cu înăsprirea regulamentelor, este probabil ca să se folosească o combinație a celor două metode. Fără o asemenea combinație este puțin probabil ca motoarele diesel să respecte standardele americane ale anului 2004 [92].

Specialiștii firmei „Johnson Matthey”, firmă specializată în tratamente catalitice au realizat o scurtă trecere în revistă a tehnicilor pasive aplicate la m.a.c. din S.U.A. [93]. Se semnalează, în continuare principalele tendințe ale dezvoltării sistemelor pasive, pe scurt se redau câteva idei semnificative, preluate din literatura americană [93], [94], [96].

a) Controlul particulelor se realizează prin filtre montate în instalația de evacuare, cele mai răspândite fiind filtrele ceramice, care rețin 80 % din particulele din gazele arse. Acestea trebuie regenerare frecvent, după circa 800 km parcurși prin diverse modalități prin care particulele sunt arse, fie prin încălzire electrică, fie în arzătoare. Aceste sisteme de regenerare s-au dovedit însă nefiabile și scumpe [92].

b) Metodele de control catalitic a particulelor folosesc regenerarea catalitică. În acest caz catalizatorul cu platină este montat în amonte iar apoi particulele sunt arse. Sistemul s-a dovedit fiabil pe 4000 de vehicule de pe piața europeană. Un dezavantaj al sistemului este producerea de sulfați. În S.U.A. sistemul nu s-a utilizat, din cauza lipsei combustibilului cu conținut redus de sulf. Controlul NO_x , este dificil la m.a.c. din cauza lipsei agentului reducător, care să transforme NO în N_2 . Catalizatorii cunoscuți au o viteză de reacție prea mică pentru condițiile specifice din m.a.c..

c) Sistemele cunoscute sub denumirea de postarderea gazelor de evacuare sunt sisteme active, în care o cantitate mică de combustibil este injectată în zona de evacuare a gazelor, asigurând astfel agentul reducător necesar catalizatorului. S-au dezvoltat două tipuri de catalizatori: catalizatorul de temperaturi joase, pe bază de platină, și catalizatorul de temperaturi înalte, pe bază de metale, de obicei cu cupru. Acești catalizatori sunt capabili să anihileze NO_x într-o gamă îngustă de temperatură, valorile maxime ale gradului de reducere fiind de 40 %. Catalizatorii cuprind adeseori zeoliți, care acumulează HC la temperaturi joase și îi eliberează la temperaturi înalte, pentru reducerea NO_x . Sistemele SCR reduc emisiile de NO_x de la motoarele staționare, prin injecție de amoniac. Folosirea amoniacului pentru sistemele mobile este considerată nepractică. De aceea s-a înlocuit amoniacul cu ureea. Eficiența obținută a fost de 80 %, aplicabilă într-un interval mult mai larg de temperatură.

d) Filtrul de reținere a NO_x aplică un proces nou de înlăturare a NO_x din gaze. Inițial, NO este transformat în NO_2 și apoi stocat. Urmează reducerea chimică, care este inițiată prin introducerea unui amestec bogat, care înlătură NO_2 format. Catalizatorii folosiți sunt din platina, ce permit trecerea NO în NO_2 . Pentru reținerea NO_2 se folosesc oxizii alcalino - pământoși. Acești catalizatori au fost dezvoltați și verificați pentru motoarele cu injecție de benzină, urmând ca după rezolvarea unor probleme de calibrare să fie folosiți și pentru m.a.c.

e) Reducerea catalitică a NO_x se poate realiza și cu ajutorul plasmelor. Plasma generează electroni de energie înaltă care activează unele substanțe reducătoare din gazele arse. În condiții de laborator din cantitatea de NO o parte este redusă.

f) Conținutul de sulf ridicat din combustibil este un dezavantaj important în folosirea tratamentelor catalitice. În zona catalizatorului SO_2 se transformă în SO_3 . Acesta formează acid sulfuric, în combinație cu apa. Acidul se eliberează în atmosferă sub forma unei cețe de particule. Sistemele catalitice trebuie să evite formarea acidului sulfuric prin micșorarea conținutului de sulf din combustibil și controlul temperaturii. Sistemele pasive au înregistrat în consecință o dezvoltare importantă în condițiile înăsprii prevederilor legislative antipoluare. Pe măsură ce tehnicile active sunt epuizate, tehnicile pasive se perfecționează și pot contribui la de reducerea concentrațiilor poluanților.

În concluzie acest capitol parcurge logic cadrul legal de limitare a emisiilor, și arată că motoarele moderne dispun și aplică sisteme și tehnici de reducere a emisiilor poluante. Acestea nu reduc însă emisia de CO₂ și uneori impun și compromisuri. Soluția de limitare a emisiei antropice de CO₂, rămâne pe lângă reducerea constatată a consumului de combustibil, și folosirea biocombustibililor ca și combustibili de bază sau în amestec.

5. CONCEPȚIA SCHEMEI STRUCTURALE A STANDULUI ȘI ELEMENTE DE CALCUL

5.1. Principiul și prezentarea generală a standului cu motor diesel pentru studiul cogenerării

În acest capitol se prezintă instalația experimentală concepută pentru a derula cercetarea. De asemenea, se prezintă și breviarul de calcul pentru verificarea schimbătorului de căldură.

Ca oricare centrală de cogenerare „clasică”, instalația concepută aplică principiul de funcționare: transformare simultană în două forme de energie distincte a unei singure surse de energie primară. Energia primară este energia combustibilului ce alimentează motorul, iar cele două forme de energie, pe care centrala le furnizează, 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 materializează într-un flux termic de apă caldă [96]. Combustibilul folosit este fosil (motorină), de origine regenerabilă (butanol) sau amestecul, cu concentrații diferite de butanol cu motorină.

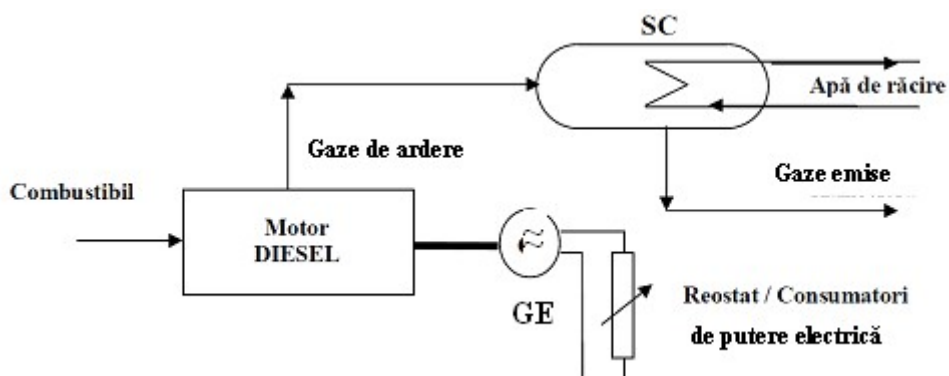


Figura 5.1. Schema instalației de cogenerare:
GE- generator electric, SC - schimbător de căldură.

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 sunt:

- motorul diesel 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, ce transformă energia mecanică în energie electrică,

- schimbătorul de căldură, ce transformă energia sensibilă a gazelor de ardere din motorul diesel în energie termică,
 - reostatul de încărcare al grupului generator, care simulează consumatorul.
- Deși nu e componentă funcțională, se menționează și sistemul de achiziție de date și monitorizare a parametrilor centralei de cogenerare.

5.2. Componentele principale

5.2.1. Grupul generator

Grupul generator reprezintă componenta principală a centralei de cogenerare. Generatorul este produs de firma KAMA-EUROPE SRL ITALIA. Modelul generatorului este tip KDE 5000 CE [96].

Grupul este formată din:

1. Motorul diesel;
2. Generator electric.

Motorul Diesel este de ultimă generație, producție 2006, de tip monocilindric, cu injecție directă de motorină în capul pistonului la presiunea de 150 bar. Pornirea se poate face fie manual, asemănător cazului motocositoarelor, motofierăstraielor, fie automat cu starter.

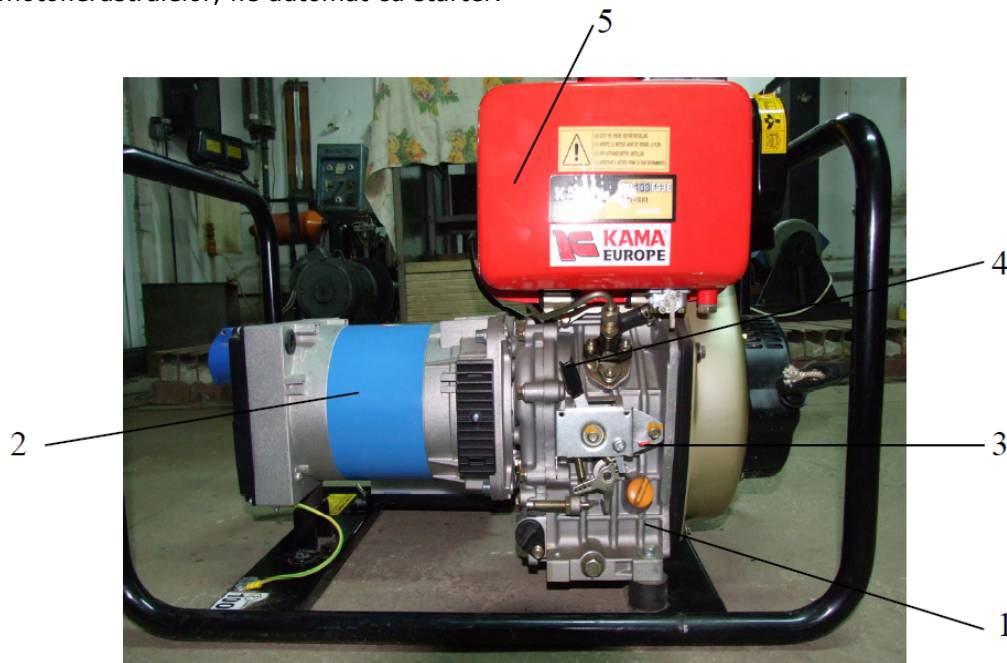


Figura 5.2. Grupul generator vedere lateral stânga:
1-motor, 2-generator, 3-levier de STOP, 4-levier de START, 5-rezervor.

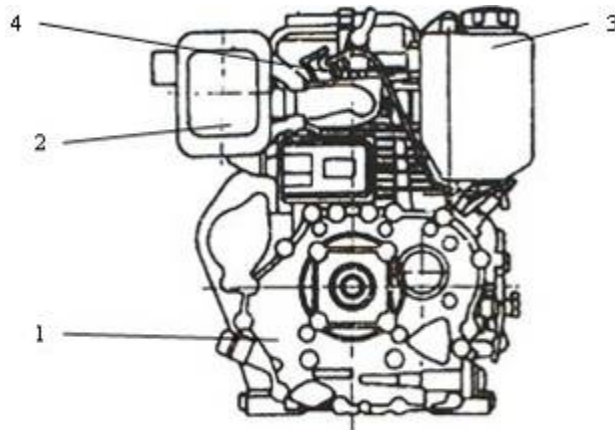


Figura 5.3. Motor KD 100 – Diesel [96]:
1-Motor, 2-Exhaustor de gaze, 3-Rezervor, 4-Injector.

Figura 5.3 reprezintă o secțiune prin motorul KD 100, ce echipează generatorul KDE 5000CE. Generatorul de curent electric este direct cuplat pe arborele motorului, randamentul transmisiei fiind maxim.

a) Pornirea grupului

Pornirea manuală este asigurată de către un mecanism cu melc, pe care este înfășurată o sfoară. Întregul mecanism este montat direct pe arborele motor, fiind necesară o forță destul de mare pentru a putea învârti întregul ansamblu. Din aceste considerente grupul a fost înzestrat și cu un al doilea sistem de pornire cu demaror, acționarea făcându-se cu un contactor electric. De asemenea, generatorul este dotat și cu o baterie de acumulatori cu electrolit, care se încarcă o dată ce motorul a fost pornit. Figurile 5.2 și 5.4 prezintă o vedere a motorului, împreună cu generatorul, în două ipostaze.

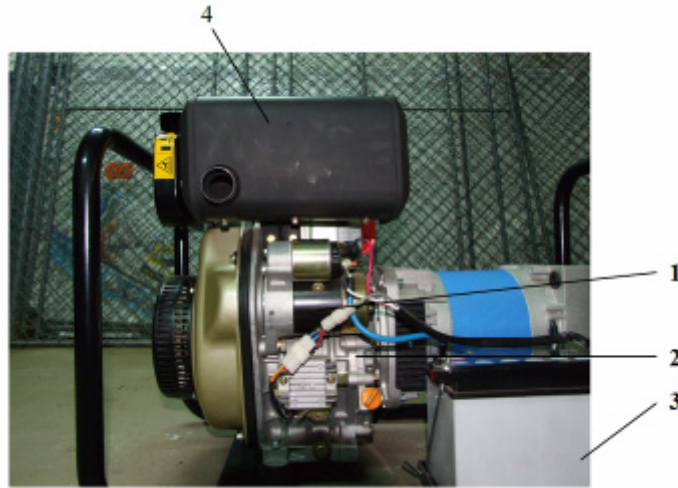


Figura 5.4. Grupul generator, vedere lateral dreapta:
1-Demaror, 2-Motor diesel, 3-Baterie de acumulator cu electrolit,
4-Exhaustor de gaze.

De asemenea, în figura 5.2, sunt indicate pozițiile celor două leviere de comandă, pentru pornirea și respectiv oprirea din funcționare a motorului. Pentru a porni generatorul, nu este suficient ca să se acționeze contactul (pornire automată) sau mânerul de acționare pentru pornirea manuală, trebuie acționat obligatoriu levierul de comandă START și trebuie mutată poziția acestuia înspre dreapta, din poziția inițială. Pentru oprirea ansamblului se apăsă levierul de comandă STOP.

b) Alimentarea motorului

Alimentarea motorului cu combustibil se realizează din rezervorul propriu care o capacitate de 5,5 l (figura 5.2). El este montat la un nivel superior față de pompa de injecție (figura 5.5) și de injectorul de combustibil (figura 5.6). Această soluție constructivă aleasă asigură alimentarea pompei de injecție prin cădere, nefiind necesară montarea suplimentară a unei pompe de combustibil de joasă presiune.

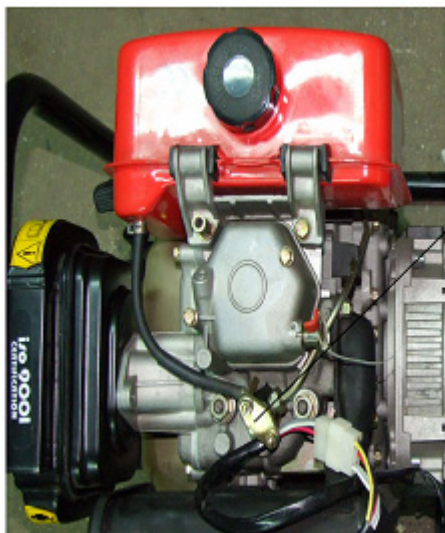


Figura 5.5. Injecor-vedere de sus.
1 - injecor



Figura 5.6. Injecor-vedere laterală.

c) Caracteristica de turație

Caracteristica de turație definește variația momentului motorului (M_e) și respectiv a consumului de combustibil (C_h, c_e) funcție de turația acestuia (n) [96]. Atunci când se ridică caracteristica de turație a unui motor pe standul probă, se măsoară momentul efectiv cu ajutorul unei frâne. Aceasta poate să fie cu apă (metodă veche) sau de tip electric. Ultimul caz prezintă avantajul posibilității conectării la un sistem de achiziție de date, putând fi vizualizate în timp real valorile măsurate și consumul de carburant orar (c_h) sau specific (c_e). 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 5.7 se prezintă caracteristica de turație pentru motorul KD 100. Se observă că motorul dezvoltă maxim 6,6 kW la turația de 3600 rot/min. Din curbele caracteristice se observă că motorul dezvoltă 5,8 kW, la turația de 3000 rot/min. Dispunând deci de o rezervă de putere, pentru eventualele suprasolicitări.

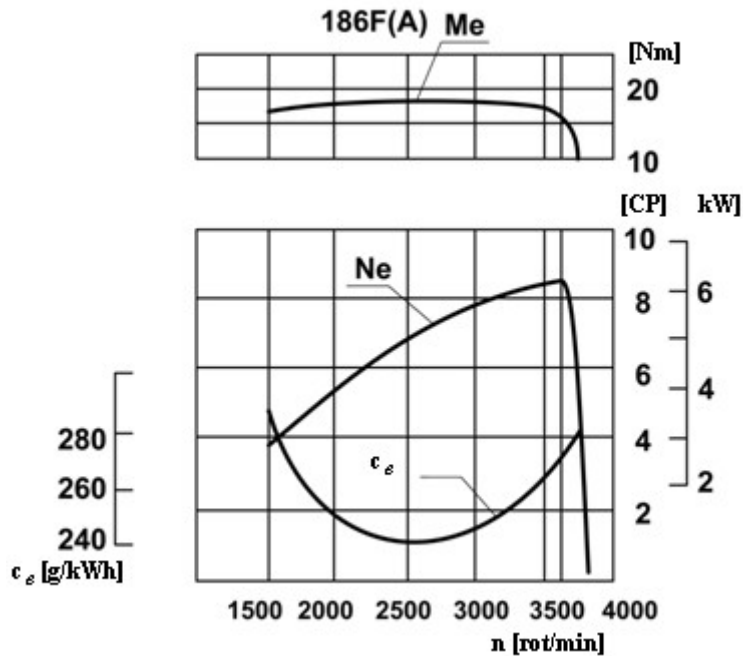


Figura 5.7. Caracteristica de turație [96]:

N_e - puterea efectivă, M_e - momentul motor, c_e - consumul specific.

d) *Caracteristica de putere*

Agregatul a fost conceput pentru a furniza o tensiune de 220V și 50 Hz, pe toată plaja de funcționare. Din diagramă rezultând o putere medie de lucru de 5,5 kW, ceea ce înseamnă că motorul este folosit în permanență la o capacitate de 83,5 %, prelungindu-se astfel numărul de ore de funcționare.

e) *Aspecte legate de funcționarea și de întreținerea grupului*

Pentru a nu i se periclita durata de viață și totodată, cunoscând faptul că se folosesc și amestecuri de biocombustibili, motorul a fost special pregătit și încercat, conform specificațiilor impuse de producător

Astfel primele 20 de 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 20 % din puterea de lucru (adică 1,1 kW). Pentru a-l pregăti și pentru funcționarea cu amestecuri de combustibili clasici și bio, 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 biocarburanți, conform planului de încercări, fără probleme.

În instrucțiunile pentru întreținerea periodică a motorului este prevăzut ca schimbarea uleiului să se realizeze la fiecare 100 de ore de funcționare pentru condiții modice de lucru. Indicațiile sunt valabile pentru funcționare pe stand, în laborator, spații închise, zone cu climat umed. Filtrul de ulei se purjează de fiecare dată când se schimbă uleiul și se curăță după 500 ore de funcționare. După 1000 de ore de funcționare trebuie înlocuit. Elementul de hârtie al filtrului de aer se

înlocuiește la 500 ore de funcționare. Este foarte important că, la fiecare 500 de ore de funcționare, obligatoriu, să se efectueze verificarea și recalibrarea presiunii de injecție a injectorului și a pompei de injecție. Totodată, la același interval, se impune și verificarea și ajustarea jocului la supapele de evacuare și admisie.



Figura 5.8. Generatorul de curent electric [97].

e) Generatorul de curent

Cea de-a doua componentă principală a grupului electrogen este generatorul de curent electric, model T100 de proveniență NSM AC Generators (figura 5.8). Caracteristici tehnice, sunt indicate, după cum urmează:

- Putere activă de 5 – 10 kVA, la 3000 rot/min și 50 Hz,
- Putere activă de 6 – 13 kVA, la 3600 rot/min și 60 Hz,
- Fiabilitate ridicată, fiind un generator trifazic, cu stabilizare proprie, având perii
 - și colector cu 2 poli [96],
 - Distorsiune armonică totală $\leq 6\%$ din totalul curentului produs,
 - Acuratețea tensiunii livrate în general, cu o variație de $\pm 6\%$,
 - Tensiunea generată este de 230/400V la 50 Hz și de 127/220V la 60 Hz, respectând standardele de siguranță pentru protecția utilizatorului și anume:
 - Clasa de izolare H,
 - Curentul de scurt circuit 4 A,
 - Protecție tip IP 23.

La toate mașinile electrice standard deci și generatorul utilizat sunt prevăzute 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.

2. schimbătoare 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 [98].

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. Astfel în corelație și cu posibilitatea practică de execuție a echipamentului de transfer de energie, s-a proiectat. 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).

Daca se neglijează pierderile de căldură către mediul ambiant, prin transferul energiei sub formă de căldură dintre două fluide, fluxul de căldură cedat primului fluid este egal cu fluxul de căldură primit de cel de-al doilea:

$$\dot{Q}_{transf} = \dot{m}_1 \cdot c_{p1} \cdot (t'_1 - t''_1) = \dot{m}_2 \cdot c'_{p2} \cdot (t'_2 - t''_2) \quad [\text{W}] \quad (5.2)$$

unde:

\dot{m}_2 este debitul fluidului rece, în kg/s,

\dot{m}_1 - debitul fluidului cald, în kg/s,

c'_{p2} - căldura specifică, la presiune constantă, a fluidului rece, în J/(kgK),

c'_{p1} -căldura specifică, la presiune constantă, a fluidului cald, în J/(kgK),

t'_1 și t''_1 - temperaturile fluidului cald la intrarea și ieșirea din schimbător, în grad,

t'_2 și t''_2 - temperaturile fluidului rece la intrarea și ieșirea din schimbător, în grad.

Fluxul de căldură care se transmite prin suprafața de schimb de căldură A se exprimă și cu ajutorul relației de mai jos:

$$\dot{Q}_{transf} = k \cdot A \cdot \Delta t_m \quad [\text{W}] \quad (5.3)$$

unde:

k este coeficientul global de trecere a căldurii, în W/m²K,

Δt_m - diferența medie de temperatură, în grad,

A - aria suprafeței totale de transfer termic, în m².

Funcție de circulația fluidului se deosebesc trei categorii de schimbătoare:

- cu circulație în echicurent, caz în care ambele fluide au același sens de curgere, de-a lungul pereților de separare;
- cu circulație în contracurent, caracterizată prin faptul că cele două fluide au sensuri opuse, unul față de celălalt, de-a lungul pereților de separație;
- cu circulație în curent încrucișat, situație în care, în procesul de transfer de căldură cele două fluide circulă perpendicular sau înclinat ca și direcție relativă, unul față de celălalt, pe suprafața de separație.

Variația temperaturii de-a lungul suprafeței de schimb de căldură sunt ilustrate în figurile 5.9 – 5.11.

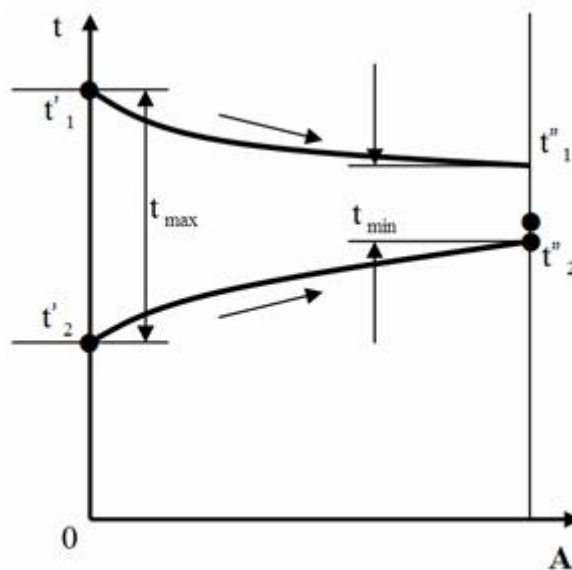


Figura 5.9. Variația temperaturilor celor două fluide într-un schimbător de căldură, cu circulație în echicurent [13].

Diferența medie de temperatură dintre fluidul cald și fluidul rece pentru curgerea în echicurent $\Delta t_{m_{ec}}$ (figura 5.9) este dată de relația [13]:

$$\Delta t_{m_{ec}} = \frac{(t'_1 - t'_2) - (t''_1 - t''_2)}{\ln \frac{t'_1 - t'_2}{t''_1 - t''_2}} \quad [\text{grad}] \quad (5.4)$$

unde:

$\Delta t_{m_{ec}}$ este diferența medie logaritmică, pentru circulația fluidului în echicurent, în grad,

t'_1 și t''_1 - temperaturile fluidului cald la intrarea și ieșirea din schimbător, în grad,

t'_2 și t''_2 - temperaturile fluidului rece la intrarea și ieșirea din schimbător, în grad.

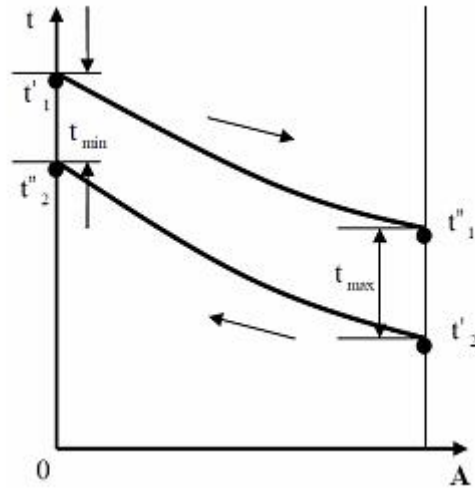


Figura 5.10. Variația temperaturilor fluidelor într-un schimbător de căldură cu circulație în contracurent [13].

Pentru schimbătorul de căldură în contracurent diferența medie de temperatură $\Delta t_{m_{cc}}$ se calculează cu relația (5.5) [13].

$$\Delta t_{m_{cc}} = \frac{(t''_1 - t'_2) - (t'_1 - t''_2)}{\ln \frac{t''_1 - t'_2}{t'_1 - t''_2}} \quad [\text{grad}] \quad (5.5)$$

unde:

$\Delta t_{m_{cc}}$ este diferența medie logaritmică, pentru circulația fluidului în contracurent, în grad,

t'_1 și t''_1 - temperaturile fluidului cald la intrarea și ieșirea din schimbător, în grad,

t'_2 și t''_2 - temperaturile fluidului rece la intrarea și ieșirea din schimbător, în grad.

Figura 5.11 indică variația temperaturilor pentru circulația fluidelor în curent încrucișat.

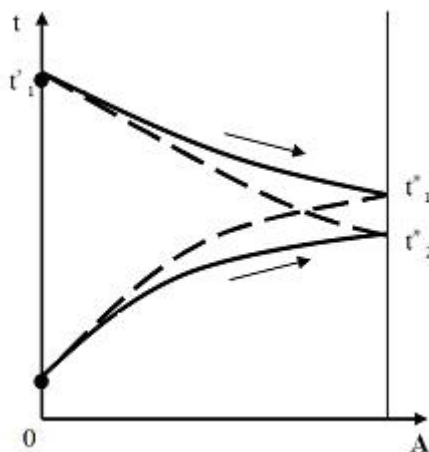


Figura 5.11. Variația temperaturilor fluidelor în curent încrucișat [13].

Relația (5.6) exprimă diferența medie de temperatură a celor două fluide în acest caz (figura 5.11) [13]:

$$\Delta t_{m_{ci}} = \varepsilon_{ci} \cdot \Delta t_{m_{cc}} = \varepsilon_{ci} \cdot \frac{(t'_1 - t'_2) - (t''_1 - t''_2)}{\ln \frac{t'_1 - t'_2}{t''_1 - t''_2}} \quad [\text{grad}] \quad (5.6)$$

unde:

$\Delta t_{m_{ci}}$ este diferența medie logaritmică, pentru circulația fluidului în curent încrucișat, în grad

t'_1 și t''_1 - temperaturile fluidului cald la intrarea și ieșirea din schimbător, în grad,

t'_2 și t''_2 - temperatura fluidului rece la intrarea și ieșirea din schimbător.

ε_{ci} - eficiența schimbătorului, care depinde de mărimile Φ și μ , prin relația :

$$\varepsilon_{ci} = f(\Phi, \mu) \quad (5.7)$$

unde:

Φ este caracteristica de exploatare a schimbătorului de căldură,

μ - criteriul de similitudine de transmitere a energiei termice în schimbătoarele de căldură.

Aceste mărimi specifice se aleg din indicațiile din literatura de specialitate, fiind în general prezentate în formă grafică [23].

5.2.2.2. Calculul coeficientului global de transfer al căldurii pentru schimbătorul de căldură folosit în instalația de cogenerare

Schimbătorul de căldură este componenta majoră care generează cea de-a doua formă de energie (termică), alături de energia electrică dezvoltată de către generatorul electric. Energia termică se obține prin transfer termic în schimbătorul de căldură ce funcționează amplasat într-un tub evazat de formă divergent-convergentă, ce colectează gazele de ardere fierbinți evacuate din motorul diesel. Nivelul termic al gazelor variază în intervalul (180 ÷ 350) °C. Recuperarea căldurii

sensibile valorifică practic parte din energia introdusă cu combustibilul. Schimbătorul de căldură a fost proiectat și apoi comandat (executat) la o firmă specializată.



Figura 5.12. Vedere a schimbătorului de căldură.

Figura 5.12 prezintă schimbătorul de căldură, realizat din oțel inoxidabil, destinat mediilor corozive și cu nivel ridicat a temperaturi de lucru. Este după declarația producătorului RALL Bistrița - primul schimbător de căldură compact cu aripioare realizat din inox, având o destinația specială, în cadrul unui sistem de cogenerare cu m.a.i..

În calculul schimbătoarelor de căldură sunt necesare cunoașterea parametrilor de intrare. Soluția constructivă aleasă pentru schimbătorul de căldură este adaptată acestor parametri și condițiilor de funcționare, extreme impuse:

- t_g este temperatura gazelor evacuate din motorul diesel, și deci temperatura de intrare în schimbătorul de căldură $t_g = 400$ °C,
- t_{apa} este temperatura de intrare a fluidului de răcire în schimbătorul de căldură, adică temperatura apei în cazul de față $t_{apa} = 10$ °C,
- \dot{V}_g - debitul volumului de gaze de evacuare ale motorului diesel m^3/s .

Calculul volumului de gaze arse se bazează pe ipoteza că motorul component a centralei de cogenerare este un motor în 4 timpi, având turația medie de lucru care asigură o frecvență de 50 Hz. Deci $\tau_m = 4$, $n = 3000$ rot/min pentru $i = 1$. Știind că motorul în patru timpi realizează un ciclu motor o dată la două rotații și neglijând pierderile de presiune pe traseul de evacuare, se poate considera că la două rotații complete ale arborelui cotit pe traseul de evacuare, se calculează un debit de gaze de ardere egal cu volumul cilindrului, adică 405 cm^3 .

$$\dot{V}_g = \frac{V_s \cdot n}{2 \cdot 60 \cdot 10^6} \quad [m^3/s] \quad (5.8)$$

unde:

V_s este cilindrul motorului, în cm^3 ,

n - turația, rot/min.

Proiectarea unui schimbător de căldură, se face iterativ. Inițial se aleg pentru început al iterației valori standard de calcul ale dimensiunilor principale ale

nervurile (înălțime, pas, grosime). Caracteristicile constructive se determină având în vedere restricțiile impuse: de secțiunile frontale de curgere, diametrele echivalente, suprafețele de transfer termic, etc. După ce se determină vitezele de curgere, se calculează criteriile de similitudine: Reynolds (Re), Prandtl (Pr), etc. Folosind indicațiile din literatura de specialitate sau bazate pe date experimentale, se determină funcțiile criteriale Nusselt (Nu) sau Colburn (j) astfel se pot calcula coeficienții de transfer termic α_1 (pentru apă), α_2 (pentru gaze) și apoi coeficientul de transfer termic total global k [23], [22].

O altă abordare mult mai simplă, ce permite calculul coeficientului global de transfer termic se bazează pe date experimentale concrete. Calculul este exemplificat pentru încărcare de 5,5 kW a microcentralei de cogenerare, folosind ca și combustibil primar motorina, deoarece valoarea coeficientului global de schimb de căldură este cea mai semnificativă la această încărcare. Folosind relația (5.3) rezultă coeficientul global de transfer termic k:

$$k = \frac{\dot{Q}_g}{A \cdot \Delta t_{mci}} \quad [\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})] \quad (5.9)$$

unde:

\dot{Q}_g este fluxul de căldură al gazelor de evacuare, în kW,

A – suprafața totală de transfer termic, în m^2

Δt_{mci} - diferența medie de temperatură pentru circulație în curent încrucișat, în $^\circ\text{C}$.

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_g \cdot c_{pg} \cdot \Delta t \quad [\text{W}] \quad (5.10)$$

unde:

\dot{m}_g este debitul masic al gazelor de evacuare, în (kg/s),

c_{pg} - capacitatea termică masică a gazelor de evacuare la temperatura măsurată, în J/kgK,

Δt - diferența de temperatură a gazelor de ardere la intrarea și ieșirea din schimbător, în $^\circ\text{C}$.

Debitul masic al gazelor de ardere se calculează cu relația:

$$\dot{m}_g = w_g \cdot S_g \cdot \rho_g \quad [\text{kg/s}] \quad (5.11)$$

unde:

w_g este viteza gazelor de evacuare, în m/s,

S_g - secțiunea de curgere a gazelor de evacuare, în m^2 ,

ρ_g - densitatea gazelor de evacuate, în kg/m^3 .

Viteza gazelor de evacuare s-a măsurat cu anemometrul pe fluxul real de gaze de valoarea înregistrată fiind de 8,78 m/s. Secțiunea de curgere a gazelor în această zonă este de $S_g = 128 \cdot 10^{-4} \text{m}^2$. Densitatea gazelor de evacuare este preluată din tabele de specialitate [10], la temperatura medie a gazelor de evacuare este de $1,2 \text{ kg}/\text{m}^3$. Capacitatea termică masică, de asemenea indicată de literatura de specialitate este, $1,0043 \text{ J}/(\text{kgK})$. Temperatura gazelor la ieșirea din schimbător

este de $t_1'' = 59,17 \text{ }^\circ\text{C}$. Cu aceste valori rezultă fluxul de căldură al gazelor de ardere :

$$\dot{Q}_g = 35,501 \text{ kW}$$

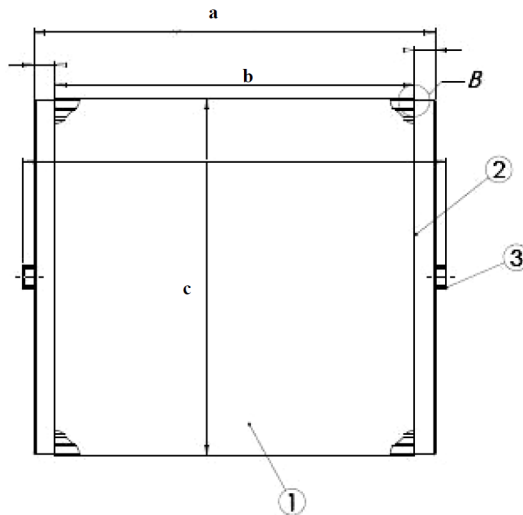


Figura 5.13. Dimensiunile caracteristice ale schimbătorului de căldură:
 $a = 560 \text{ mm}$ (lungime totală), $b = 500 \text{ mm}$ (lungime matrice),
 $c = 560 \text{ mm}$ (lățime matrice)

Matrice de transfer, 2-Colector asamblat, 3- Dop protecție tip G $\frac{3}{4}$ ''.

Din dimensiunile caracteristice ale schimbătorului (figura 5.13) se calculează suprafața totală de transfer termic pe partea gazelor, rezultând:

$$A_g = 3,15 \text{ m}^2$$

Diferența medie logaritmică a temperaturilor pentru cazul concret de curent încrucișat se calculează cu formula (5.6):

$$\text{pentru } \varepsilon = 0,95 \text{ rezultă } \Delta t_{mci} = 78,36 \text{ }^\circ\text{C},$$

Astfel aplicând formula 5.9 rezultă coeficientul global de transfer termic:

$$k = 131,67 \text{ W/m}^2\text{K}.$$

5.2.2.3. Calculul coeficienților de convecție a_1 și a_2

Relația de calcul a coeficientului global de transfer termic este [23]:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{a_2 \cdot \eta_a} + \frac{A_g}{A_a} \cdot \left(\frac{1}{a_1} + \frac{\delta_p}{\lambda_p} \right) \quad [\text{W}/(\text{m}^2\text{K})] \quad (5.12)$$

unde:

k este coeficientul global de transfer de căldură, în $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$

a_2 – coeficient de convecție pe partea gazelor de ardere, în $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$

a_1 – coeficient de convecție pe partea apei, în $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$,

η_a – randamentul de transfer termic a suprafeței nervurate, adimensional,

A_g – suprafața totală de transfer termic, pe partea gazelor de ardere, în m^2 ,

A_a – suprafața totală de transfer termic, pe partea apei, în m^2 ,

δ_p – grosimea peretelui schimbătorului de căldură, în m ,

λ_p – conductivitatea termică, pentru, materialele din care este realizat schimbătorul, în W/(mK).

Se calculează suprafețele totale de transfer termic în baza dimensiunilor caracteristice ale schimbătorului:

- pe partea gazelor $A_g = 3,15 \text{ m}^2$,
- pe partea apei $A_a = 2,67 \text{ m}^2$.

Grosimea peretelui schimbătorului de căldură este:

$$\delta_p = 10^{-3} \text{ m.}$$

Conductivitatea termică a peretelui schimbătorului de căldură (inox) este :

$$\lambda_p = 16 \text{ W/mK.}$$

Randamentul de transfer al suprafeței nervurate [23]:

$$\eta_a = 0,974.$$

Coeficientul de convecție pe partea apei, se calculează cu următoarea relație:

$$a_1 = \frac{Nu \cdot \lambda_a}{de_a} \quad [\text{W/m}^2\text{K}] \quad (5.13)$$

unde:

Nu este criteriu de similitudine, adimensional,

λ_a - conductivitatea termică, în W/m²K,

de_a - diametru echivalent, în mm.

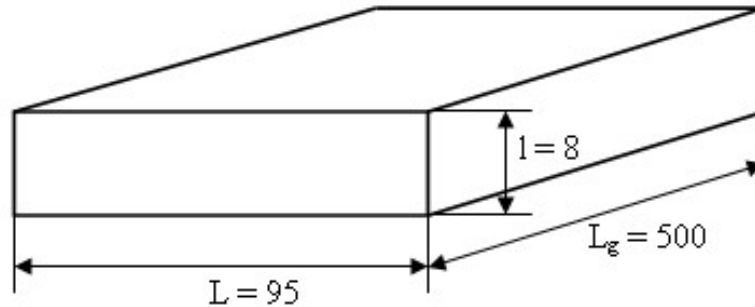


Figura 5.14. Dimensiunile caracteristice ale unui canal de curgere pentru apă, în mm.

Din figura 5.14, se observă că, raportul L/l este mai mare decât 10. În funcție de acest raport se poate exprima criteriul de similitudine Nusselt (Nu) [120]. Se consideră că, curgerea este laminară, și valoarea criteriului de similitudine $Nu = 8,235$ [121].

Conductivitatea termică pentru apă λ_a se alege din tabele termotehnice, pentru temperatura apei înregistrate la ieșirea din schimbătorul de căldură. Astfel temperatura apei de răcire de 59,17 °C, conductivitatea termică este $\lambda_a = 0,642 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Diametrul echivalent se calculează:

$$de_a = \frac{4 \cdot A_c}{U} \quad [\text{mm}] \quad (5.14)$$

unde:

de_a este diametrul echivalent, în mm,

A_c – aria de curgere, în mm^2 ,

U - perimetrul ud, în mm.

$$d_{e_a} = 17,75 \text{ mm}$$

$$\alpha_1 = 297 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}).$$

Din relația 5.12 rezultă coeficientul de convecție de partea gazelor:

$$\alpha_2 = 86,27 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$$

Recalculând k cu formula (5.12) în baza coeficienților de convecție se obține $k = 133 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$.

Acest rezultat este în bună concordanță cu valoarea obținută anterior (paragraf 5.2.2.2) Astfel se atestă că:

- a) alegerea valorilor pentru criteriile de similitudine au fost corecte.
- b) schimbătorul de căldură realizat este bun și înscris în categoria celor care asigură un schimb de căldură intensificat.

5.2.2.4. Alte componente specifice

Plecând de la dimensiunile caracteristice ale schimbătorului de căldură s-a conceput și construcția tubului evazat (ajutaj divergent convergent) de colectare a gazelor de evacuare fierbinți evacuate din motorul diesel (figura 5.14), în care s-a îmbrăcat respectivul schimbător.

Acest ajutoraj este realizat din tablă OL 55 și constă din două componente simetrice egale. S-a ales această soluție constructivă, pentru a facilita demontarea sau accesul facil la schimbătorul de căldură, atunci când este nevoie de o operație de întreținere. Întreg ansamblul este demontabil și accesibil.

Prima piesă care este racordată înglobează și un amortizor de vibrații, de construcție specială. Această soluție e utilizată, la o scară mare pe autovehicule. Soluția a fost adoptată tot din considerente legate de specificul grupului electrogen, care are un motor termic monocilindric. Se știe că echilibrarea pentru astfel de motoare nu este totdeauna perfectă, e foarte probabilă instalarea unui fenomen de vibrație, persistent în întregul ansamblu. Grupul motor este montat pe un cadru metalic, existând intercalate amortizoare de vibrații din cauciuc.

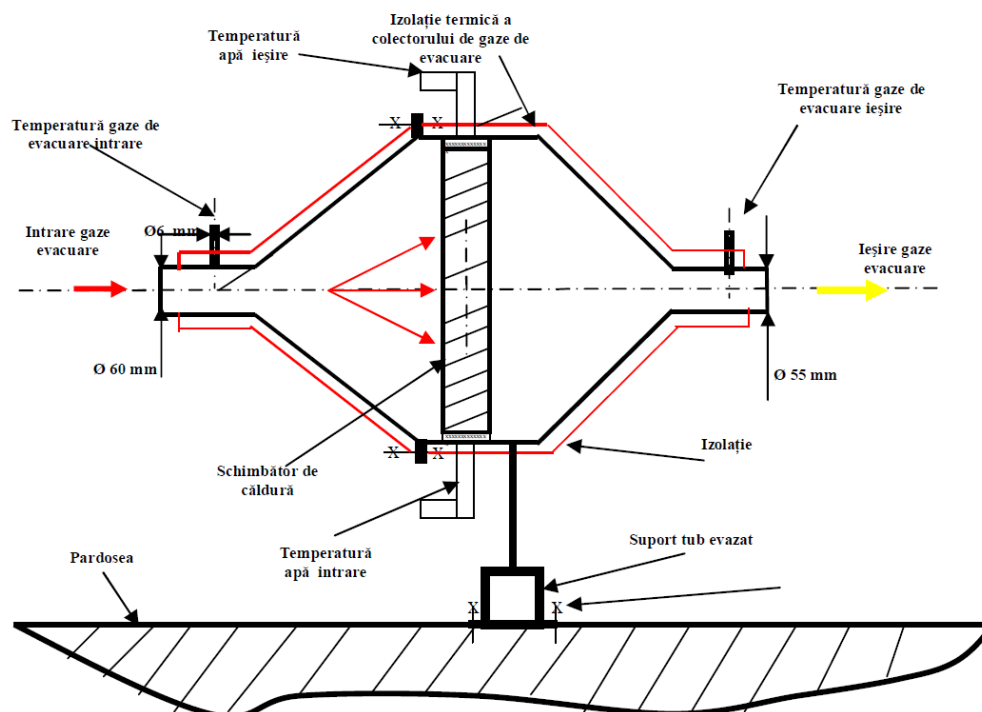


Figura 5.15. Ajutaj divergent convergent montat pe traseul de curgere a gazelor de evacuare.

Pentru a proteja pardoseala spațiului de funcționare, generatorul a fost montat pe un suport construit din țevă pătrată de 100 mm, de care s-au sudat suportii de fixare în pardoseala laboratorului. 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 tubul evazat, ținându-se cont de faptul că vibrațiile majore provin de la motor și sunt diminuate, prin amortizorul de vibrații, montat pe țeava de evacuare a gazelor.

O singură componentă a tubului evazat este demontabilă și anume cea dinspre motor, unde este amplasat amortizorul de vibrații. Cea de-a doua parte a tubului evazat este fixată de suportul tubului prin profile sudate, rigidizând astfel întregul ansamblu.

Pentru măsurarea temperaturilor și a gazelor de evacuare s-au realizat orificii la intrarea și la ieșirea din tubul evazat, iar pentru măsurarea concentrațiilor noxelor s-a executat o gură de prelevare, în vecinătatea termocuplei ce măsoară temperatura gazelor în evacuare, la ieșirea din tubul evazat (figura 5.15).

După primele ore de funcționare s-a observat că o cantitate semnificativă de căldură se transmite peretelui superior al componentei dinspre motor. Astfel s-a dedus că, pentru a obține o eficiență mai mare a centralei de cogenerare, că întregul ansamblu trebuie să fie izolat. S-a realizat izolarea tubului evazat în totalitate. S-a folosit vată minerală cu grosimea de 50 mm (figura 5.16). Acest material este indicat în aplicații, pentru care pereții din vecinătatea materialului izolator pot să atingă temperaturi de peste 1000 °C. Pentru aplicația în cauză vata minerală este deci recomandată acoperitor.



Figura 5.16. Vată minerală

Din motive estetice și pentru a oferi un impact vizual plăcut s-a îmbrăcat izolația de vată minerală cu un strat de burete acoperit cu folie de aluminiu. Vederea laterală a tubului evazat astfel izolat este ilustrată de figura 5.17.



Figura 5.17. Ajutaj divergent convergent izolat cu vată minerală și burete cu folie de aluminiu:

1-Apă intrare schimbător, 2- Apă ieșire schimbător, 3-Furtun flexibil de evacuare a gazelor de eșapament.

După ce toate detaliile constructive au fost implementate (așa cum s-a descris), microcentrala de cogenerare a putut intra în regim de testare reprezentativ. S-au vizat în special funcționarea generatorului de curent electric și a sistemului de recuperare a căldurii din gazele de ardere, deoarece acestea sunt elemente „cheie” într-un sistem energetic funcționând în cogenerare.

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 microcentrala de cogenerare se compune din:

- Termocuple;
- Convertoare 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

S-au folosit termocuple calibrate. Termocuplul (figura 5.18) se compune din doua 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.

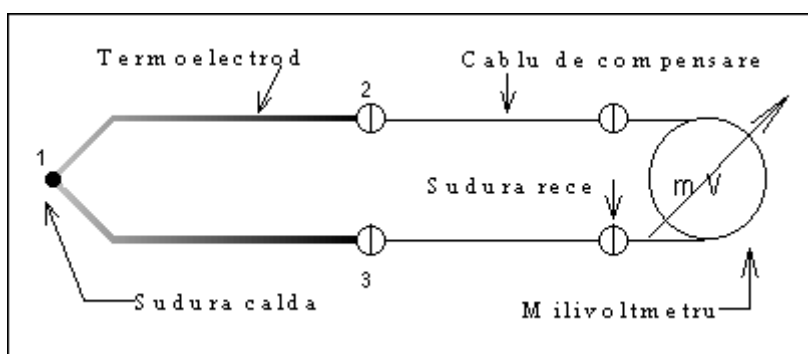


Figura 5.18. Schema termocuplului [99].

Având în vedere că termoelectrozii au o lungime maximă de 200 cm, din care două treimi pătrund în spațiul în care se măsoară temperatura, sudura rece se va găsi întotdeauna în apropierea spațiului ce trebuie monitorizat. Acesta fiind la temperatură ridicată, degajă căldură și creează o temperatură mai ridicată decât a mediului ambiant și variabilă în timp. Din acest motiv, dar și pentru că este incomod să se realizeze sudura rece în imediata apropiere, s-a căutat să se deplaseze sudura rece spre o altă zonă, unde să se poată menține o temperatură constantă. Rezolvarea problemei a constat din prelungirea termoelectrozilor cu alte conductoare de aceeași natură (chiar din același material). În felul acesta, în punctul de contact dintre conductoarele de prelungire și firele termocuplului, nu se formează un termocuplu, deci nu ia naștere forța termoelectromotoare. Aceste fire se numesc cabluri de compensare și sunt complet separate de termocuplu, legătura executându-se la montarea termocuplului. Cablul de compensare are practic rolul de a muta sudura rece într-o zonă cu temperatură constantă. Sudura se formează astfel în zona de legătură dintre cablul de compensare și cablul de legătură.

Termocuplele 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:

$$E = a + bt + ct^2 \quad [\text{mV}] \quad (5.15)$$

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 executată termocuplul.

Curbele care reprezintă dependența dintre temperatură și tensiunea termoelectromotoare se numesc curbe de etalonare (figura 5.19). 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.

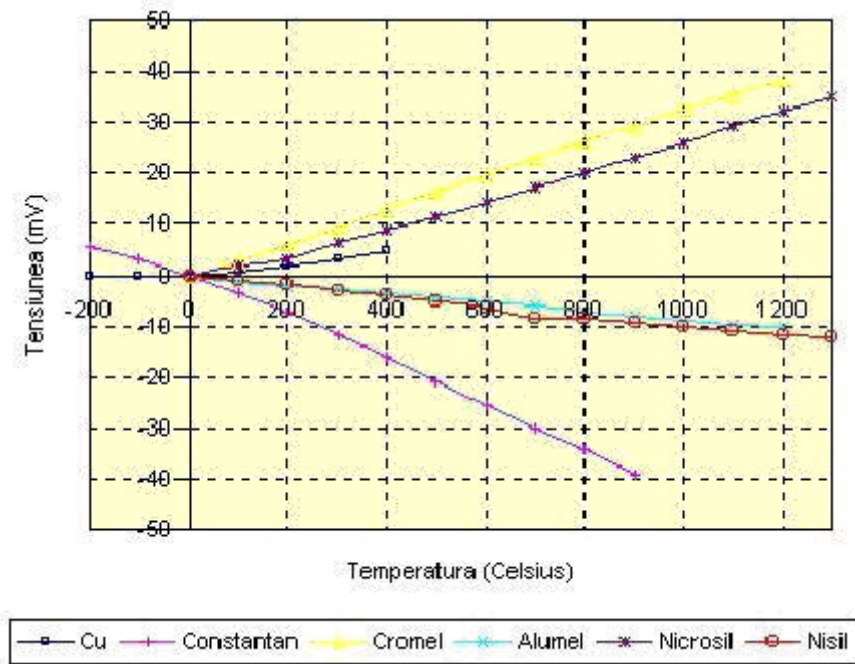


Figura 5.19. Curbele de etalonare a termocuplelor [99].

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.

Cele mai bune termocuple s-au realizat experimental. S-au studiat proprietățile electrice ale diferitelor combinații de metale sau aliaje și s-au selecționat acelea care au satisfăcut cel mai mult condițiile impuse. Trebuie ridicată experimental curba de tensiune electromotoare, în curbe funcție de temperatură. În continuare, sunt prezentate cele mai răspândite materiale, care se întrebuițează la executarea conductoarelor pentru termocuple, așa cum sunt prezentate în literatura de specialitate [99], [101].

Platina. Datorită calităților chimice și electrice, platina (Pt) împreună cu aliajele de platină cu rodiu PtRh (10 % Rh) constituie termocuplul tip S, de mare precizie. Platina, având o mare stabilitate chimică și o temperatură de topire ridicată (1769 °C), se întrebuițează la măsurarea temperaturilor înalte. Termocuplul platină-platină rodiu măsoară temperaturi între 0 și 1600 °C. În practică se folosește și perechea platină cu platină-iridiu (10 % Ir). Trebuie evitat contactul dintre platină și carbon, hidrogen sau vapori de metale, care este dăunător termocuplei. În mod special trebuie evitată utilizarea platinei în atmosfera oxidantă sau reducătoare.

Constantanul este un aliaj care conține 40 % Ni și 60 % Cu. Constantanul se poate obține destul de ușor și are proprietăți electrice suficiente de stabile. El se întrebuițează în combinație cu fierul pur pentru termocuplul fier-constantan. Este recomandat pentru temperaturi de la - 200 °C până la 900 °C. În combinație cu cuprul pur se realizează termocuplul „cupru-constantan”, care e utilizat pentru temperaturi de la - 200 °C până la 600 °C. Termocuplurile rezultate dintr-o astfel de combinație pentru materialele electrozilor se numesc termocuple tip J.

Cromelul este un aliaj având compoziția 89,0 % Ni, 9,8 % Cr, 1,0 % Fe și 0,2 % Mn. Se utilizează în combinație cu alumelul (94 % Ni, 0,5 % Fe, 2 % Al, 2,5 % Mn și 1 % Si) formând un termocuplu activ pentru domeniul de la 0 °C la 1200 °C. Acest termocuplu este foarte des folosit și cunoscut sub denumirea uzuală de termocuplu tip K.

Copelul (45 % Ni, 55 % Cu) împreună cu cromelul realizează un termocuplu tip L, care se folosește la măsurarea temperaturii între 0 și 900 °C. Termocuplul cromel-copel are avantajul că dezvoltă o forță electromotoare mare, ceea ce este o caracteristică valoroasă.

Nichelul este unul dintre cele mai vechi metale utilizate în construcția termocuplului, mai ales în combinație cu nichel-crom (84,6 % Ni, 12,4 % Cr, 3 % Fe) sau cu grafit (cărbune). Aceste termocuple măsoară temperaturi în domeniul 0 - 1200 °C. Nichelul are avantajul că se poate obține sub formă de fire foarte omogene, are același domeniu de măsurare cu termocuplele cromel - alumel, denumirea clasică fiind identică - termocuple tip K.

Nicrosil este un aliaj format din 84 % Ni, 14,2 % Cr, 1,4 % Si și este folosit ca electrod pozitiv la termocuplurile moderne, în combinație cu nisolul (95 % Ni, 4,3 % Si), care formează electrodul negativ în termocuplul de tip N.

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 motorul diesel 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 tubul evazat, adică 400 °C. 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 acesteia și determinării altor caracteristici, este șase.

Furnizorul termocuplelor a livrat pentru toate termocuplurile de tipul K utilizate și curba de etalonare acoperind plajele necesare de temperaturi. Cele mai avantajoase soluții alese pentru intervale caracteristice procesului monitorizat sunt modelul TLM 0–400 °C (figura 5.20) și modelul TRL lucrând pe intervalul 0- 200 °C (figura 5.21).

Ambele tipuri termocuple sunt simple și prezintă un singur element sensibil. Termocuplul care măsoară temperatura gazelor de evacuare (modelul TLM - (figura 5.20) are un sistem de ecranare pe toată lungimea de 2000 mm (L_c) 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 traseului 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 5.21). 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 (L_c).

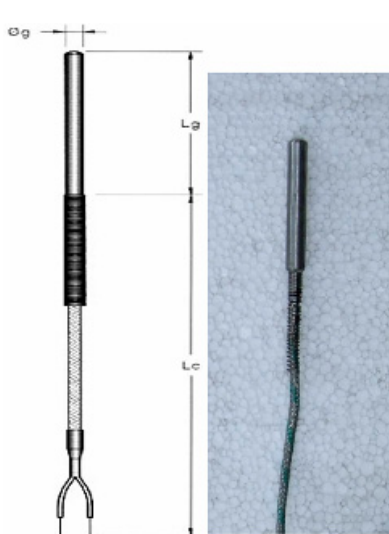


Figura 5.20. Termocuplul pentru gaze:
 L_c - lungimea sudurii reci,
 L_g - lungimea prelungirii, termoelectrozilor,
 \varnothing_g - diametrul elementului sensibil.

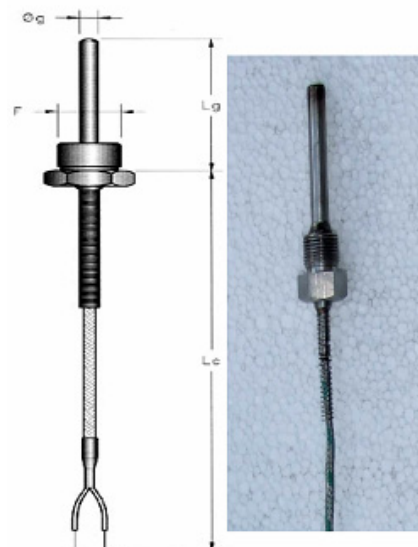


Figura 5.21. Termocuplul pentru apă:
 F - diametrul niplului,
 L_g - lungimea prelungirii termoelectrozilor,
 L_c - lungimea sudurii reci,
 \varnothing_g - diametrul elementului sensibil.

În tabelele 5.1 și 5.2 se prezintă valorile tensiunilor termoelectromotoare, funcție de diferența de temperatură pentru cele două tipuri de termocuple folosite în cercetare.

Tabelul 5.1. Valorile tensiunii electromotoare în mV pentru termocuplele TLM.

Temperatură										
[°C]	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
0	0,000	0,397	0,798	1,203	1,612	2,023	2,436	2,851	3,267	3,682
100	4,096	4,509	4,920	5,328	5,735	6,138	6,540	6,941	7,340	7,739
200	8,138	8,539	8,940	9,343	9,747	10,153	10,561	10,971	11,382	11,795
300	12,209	12,624	13,040	13,457	13,87	14,293	14,713	15,133	15,554	15,975
400	16,397	16,820	17,243	17,667	18,091	18,516	18,941	19,366	19,792	20,218

Tabelul 5.2. Valorile tensiunii electromotoare în mV pentru termocuplele TRL.

Temperatură										
°C	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
0	0,000	0,397	0,798	1,203	1,612	2,023	2,436	2,851	3,267	3,682
100	4,096	4,509	4,920	5,328	5,735	6,138	6,540	6,941	7,340	7,739
200	8,138	8,539	8,940	9,343	9,747	10,153	10,56	10,971	11,382	11,795

Valorile corespund standardului IEC 584-1 (ITS-90) și sunt valori de referință pentru toți furnizorii de astfel de echipamente [112]. Valorile indicate în funcționare sunt de ordinul mV, ceea ce ridică mari probleme dacă sunt achiziționate direct, fără filtru de semnal. Un alt aspect care se semnalează este că valorile măsurate sunt neuniforme, variind de la o secundă la alta. De aceea, atunci când se realizează măsurătoarea, semnalul citit de termocuple trebuie să fie filtrat de perturbații și totodată amplificat, cu o precizie ridicată, pentru a reduce erorile.

În concluzie, regimul termic reprezentativ din centrala de cogenerare s-a monitorizat cu șase termocuple TLM și TRL, dintre care două acoperă temperaturi în plaja 0 – 200 °C (pentru apa de răcire a schimbătorului), iar restul (patru) termocuplelor măsoară în plaja de 0 – 400 °C. Acestea din urmă sunt două termocuple care măsoară temperatura de intrare și ieșire a gazelor de evacuare din tubul evazat și două termocupluri vor măsura temperatura mediului ambiant, respectiv a 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 și sistematizarea datelor experimentale. El a fost special conceput și realizat pentru a cerceta cogenerarea cu motor diesel, ce funcționează cu biocombustibili.

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 uniformizării, filtrării și amplificării semnalului transmis de la termocuple (semnal tensiune în mV). Datele obținute pe cale experimentală se transmit apoi către placa de achiziție.

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 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 [113].

Tabelul 5.3 Caracteristici generale ale convertorului analogic-digital tip Pixsys ATR 243 ABC [113].

Caracteristici	
Afișare	0.40 inch display
Mediu de funcționare	0-45°C, umiditate relativă 35..95%
Protecție	IP65 panou frontal (cu garnituri) IP20 înveliș și terminale
Material	PC ABS UL94VO
Greutate	165 g (-20ABC) /185 g (-21/31 ABC)

Caracteristicile generale ale dispozitivului sunt evidențiate în tabelul 5.3. Construcția este compactă și ușor de montat într-un ansamblu. Prezintă un ecran de vizualizare a valorii temperaturilor de 0,4 ". Poate funcționa pe intervalul de temperatură de 0-45 °C. Există de asemenea o protecție împotriva electrocutării la carcasă și la terminale. Materialul plastic, rezistent la șocuri, din care este executat convertorul, îi conferă robustețe. Tabelul 5.4 indică caracteristicile sistemului hardware, fiind evidențiate posibilitățile oferite și capabile de a fi integrat în monitorizarea proceselor [113]. Caracteristicile hardware ale convertorului permit achiziția datelor de la termocuple, cu o acuratețe mare.

Tabelul 5.3. Caracteristicile hardware ale convertorului analogic-digital tip Pixsys ATR 234 ABC [113].

Funcție	Senzori	Caracteristici	Observații
Intrare analogică	Termocupluri: K, S, R, J	Compensare automată a jonctiunii de la 0°C ..50°C (precizie 0.1 °C/°C)	Precizie (la 25°C) , 0.2 % ± 1 digit. Un convertor are posibilitatea de a măsura o singură intrare.
	Termorezistență: PT100, PT500, PT1000, Ni 100, PTC1K, NTC10K (β 3435K)		
	Semnal linear: 0-10V, 0-20V sau 4-20 mA, 0+40 mA, transformator ampermetric 50 mA,		
	Potențiometre: 6K, 150 K		
Ieșire rele	3 rele de comandă sau alarmă	Configurabile din soft, contacte 5A -250V	
Ieșire SSR	4 – 20 mA	Configurabile din soft cu 4000 de puncte	
	0 – 40 mA		

Modul de programare și de lucru sunt specifice și destul de dificile. De aceea, se insistă în continuare asupra unor detalii, care au fost parcurse și verificate de-a lungul cercetării.

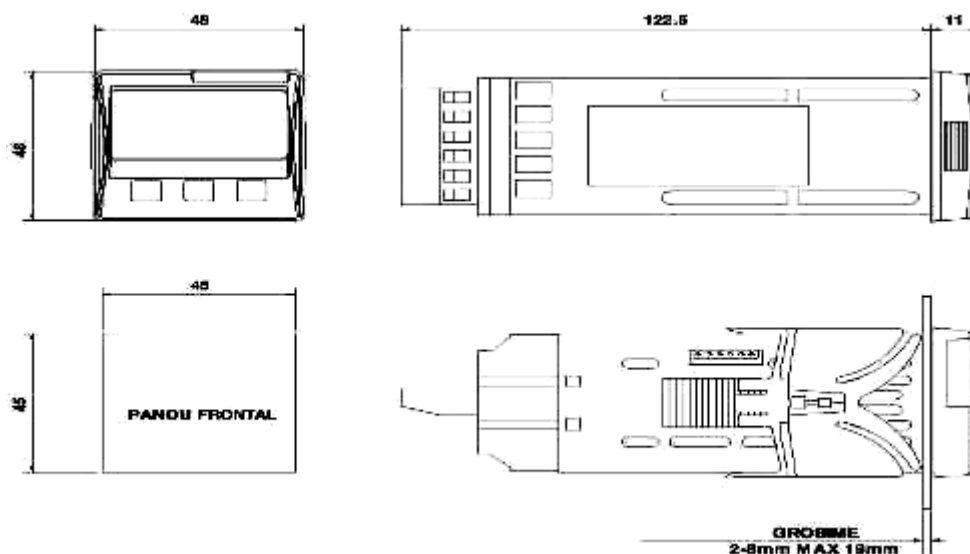


Figura 5.22. Dimensiuni caracteristice ale convertorului [113].

Din figura 5.22 se constată că tipul de convertor Pixsys ATR 234 prezintă o construcție compactă, are dimensiuni mici și astfel se reduce semnificativ gabaritul întregului ansamblu. Dimensiunile caracteristice ale convertorului oferă multitudinea de posibilități de încadrare pe diferite panouri (figura 5.22).

Pentru a putea programa convertorul, inițial se realizează legăturile aferente alimentării cu energie electrică pentru senzorul și ieșirile analogice către placa de achiziție, conform diagramei pinilor, impuse de producător (figura 5.23).

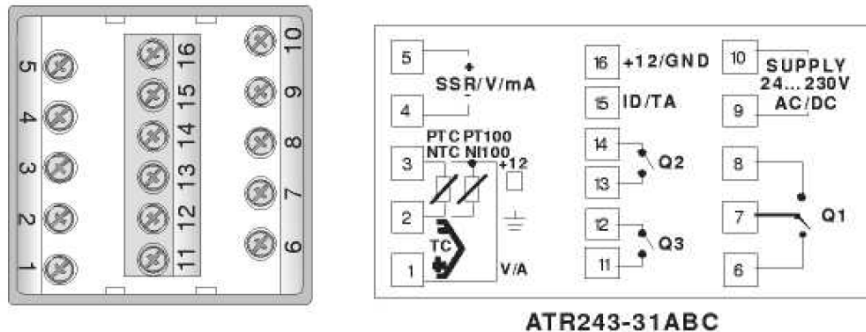


Figura 5.23. Diagrama cu schema pinilor convertorului analogic-digital tip Pixsys ATR 243 ABC [113].

În cazul proiectat, alimentarea convertorului se realizează prin conectarea mufei tensiunii la pinii 9 și 10. Tensiunea de alimentare poate să fie 220 V la 50 Hz sau tensiune stabilizată la 24 Volți. Conform indicațiilor producătorului, pentru a obține valori cât mai stabile, alimentarea convertoarelor a fost realizată de la o sursă de tensiune stabilizată de 24 V c.c. (figura 5.24). Termocuplul se conectează la polaritatea corectă (concret pinii 1 și 2).



Figura 5.24. Sursă de tensiune stabilizată

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 hard pentru ieșirea 0-10 V, urmează apoi mutarea poziției jumperului JP3 conform manualului de utilizare (figura 5.25).

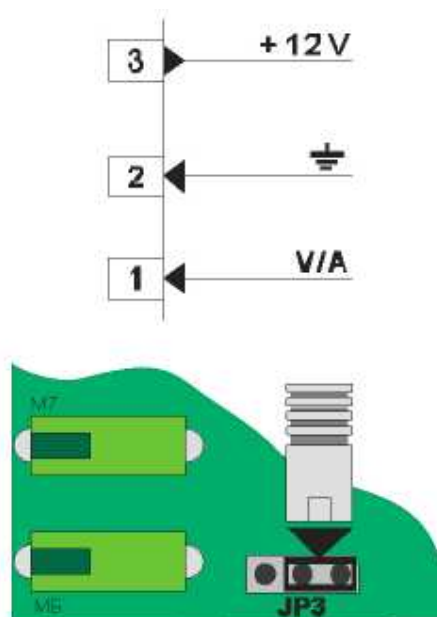


Figura 5.25 Exemplu de setarea ieșirii analogice / digitale [113].

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 (afereată 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 termocuplele). Parametrul 69 este limita superioară a domeniului de măsurare a temperaturii, specifică pentru termocuplele din gaze. Limita este 400 °C, pentru cazul gazelor, iar pentru termocuplele de apă limita este 200 °C.

Toți acești parametri au fost reglați pentru toate cele șase 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 5.26). Pentru vizualizarea temperaturilor în grade C s-a mai determinat și implementat și un factor de conversie.



Figura 5.26. 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 variantă accesibilă produsă de National Instruments Corporation, care este lider mondial în echipamente de măsurare, achiziție de date și control de proces, anume, placa de achiziție NI-PCI 6224 (figura 5.27) [94].

Alegerea dispozitivului de achiziție s-a făcut în baza unei consultanțe oferite de SC CORES DESIGN SRL [95]. Factorul principal în alegerea dispozitivului de monitorizare și achiziționare de date este natura semnalului transmis de către senzorii ștandului 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 digital.



Figura 5.27. Vedere de sus a plăcii de achiziție de date [94].

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. Caracteristicile tehnice sunt:

- a) 32 canale analogice de intrare (tensiune maximă 12 V),
- b) rezoluția canalelor analogice 16 bit,
- c) capacitate maxima 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 șase termocuple, valorificându-se astfel capacitatea de 41666 citiri pe secundă, pentru fiecare canal în parte. Aplicația astfel concepută și realizată este ideală pentru achiziția de temperaturi, adică susține corespunzător scopul cercetării.

Placa de achiziție se montează în calculatorul desktop ca și oricare alt accesoriu gen Tuner TV, placă grafică sau altă componentă, ce necesită un slot PCI. La pornirea calculatorului, sistemul o va recunoaște și solicită în continuare driverele necesare. Instalarea pe sistemul de operare este extrem de simplă.

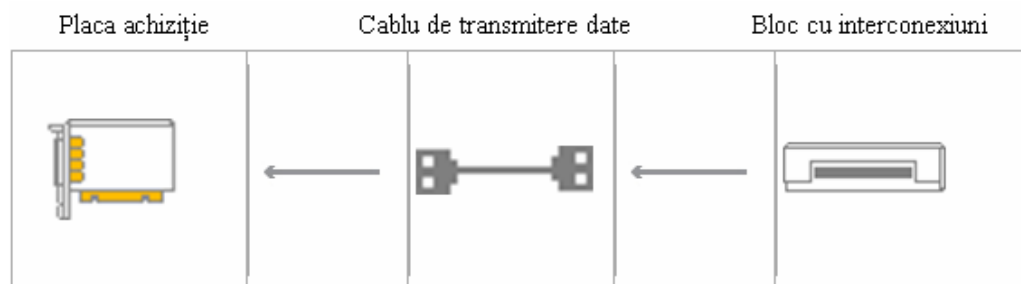


Figura 5.28. Traseul semnalului de la blocul cu interconexiuni către placa de achiziție.

Figura 5.28 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 5.29. 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 5.28- 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 5.30 este prezentat sistemul complet de achiziție de date.

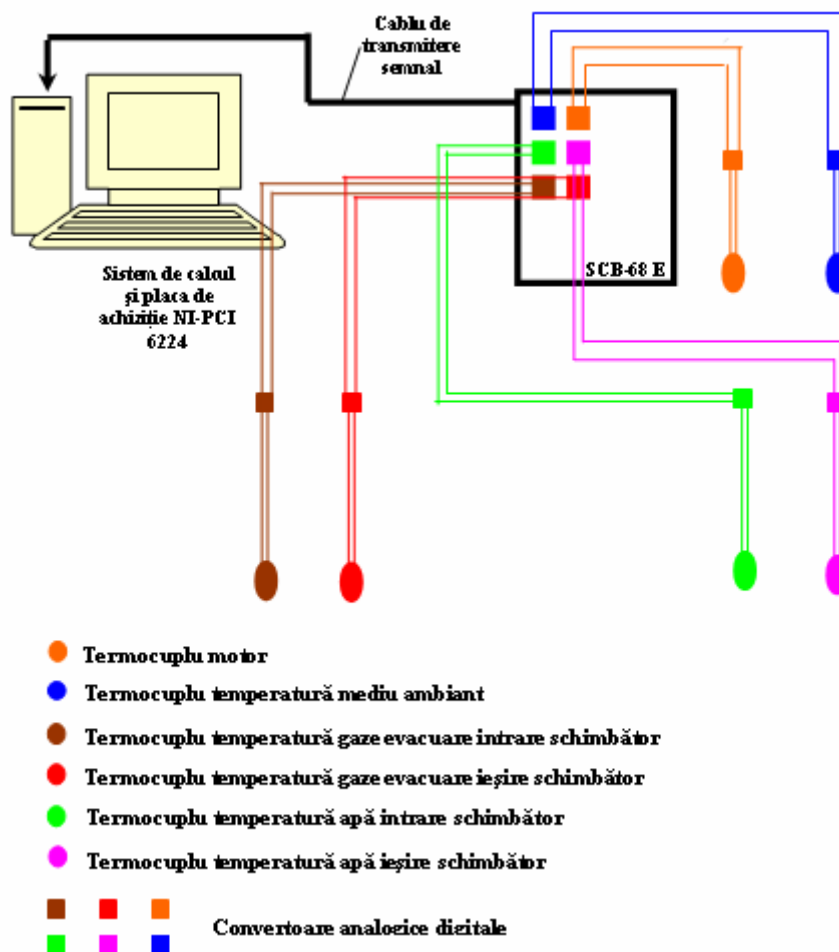


Figura 5.30. Schema sistemului de achiziție de date.

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 pe platforma 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).

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. MENIUL PENTRU MONITORIZARE TEMPERATURI.



Figura 5.31. Meniul principal.

Interfața „MENIUL PRINCIPAL” (figura 5.31) se deschide împreună cu pornirea programului din Windows (iconița CHP_Diesel). 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.

Acest fapt este evidențiat și prin dispariția caroiajului din fundalul interfeței (figura 5.31). Interfața de meniu principal ilustrată (figura 5.31 și 5.32) prezintă două câmpuri care trebuiesc completate, Programul rulează în funcție de necesități prin acționarea a șase butoane de comandă.

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. De exemplu, poate fi „C:\motorina-Butanol 5 %.txt”. 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 Office, Microsoft Xcel, unde se vor prelucra datele.



Figura 5.32. Screenshot privind meniul principal în cazul în care programul este activ.

În câmpul următor denumit, „Nr. de secunde după care se salvează datele operatorul”, 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 15 (exemplu din figura 5.32), timp de 15 secunde programul citește toate canalele legate la senzori, după care va face media citirilor pe timp de 15 secunde, pe fiecare canal în parte și le va afișa în fișierul final.

Monitorizarea temperaturilor se face prin acționarea butonului START al programului. Totuși el nu va porni, deoarece în colțul din dreapta, trebuie parcurse și niște comutatoare, care de fapt reprezintă o listă de verificare, pe care operatorul trebuie să o îndeplinească. Pentru a monitoriza corect temperaturile trebuie pornit motorul termic și apoi așteaptă intrarea în regim stabilizat. Se indică că, de fiecare dată înainte de a se porni motorul, se impune verificarea nivelului combustibilului din rezervorul motorului. Se acționează butonul „Nivel combustibil OK”. Dacă motorul a pornit, pentru a nu distruge schimbătorul de căldură, trebuie simultan deschisă și alimentarea cu apă de răcire. Se acționează butonul corespunzător „Se dă drumul la apă rece în schimbător” din meniu. Doar după instalarea unui regim stabilizat se va acționa butonul corespunzător acestei operații „Motor în regim”. De obicei motoarele cu ardere internă răcite cu aer, au un timp de atingere a regimului stabilizat mai mic față de motoarele termice cu răcire cu apă.

Dacă aceste condiții sunt îndeplinite acționarea butonului de START, va determina deschiderea unei noi ferestre (MONITORIZARE TEMPERATURI - figura 5.33). În momentul în care butonul „IEȘIRE PROGRAM - IEȘIRE” este acționat, programul va închide complet fereastra. Dacă însă se acționează butonul de „Opriri program - STOP”, programul se va opri, în fundal reapărând caroiajul pe interfață. Interfața este prevăzută să afișeze valorile corespunzătoare pentru șase grafice. În dreptul fiecărui grafic s-a plasat un termometru virtual cu indicator, de unde se

poate vizualiza temperatura instantanee determinată de fiecare termocuplă, în parte.



Figura 5.33. Interfața „Monitorizare – temperaturi”.

Interfața de monitorizare a temperaturii este prevăzută la rândul ei cu un buton de „Oprește citiri – STOP”, care are funcția de a opri citirea și de salvare a datelor. Programul trece astfel în interfața de meniu principal. Pentru a salva datele în fișierul creat se acționează fie butonul „STOP”, fie butonul „IEȘIRE”. Ca urmare, datele experimentelor sunt salvate în fișierul denumit de către operator și se prezintă ca în figura 5.34.

Gaze int SC[°C]	Gaze ies SC[°C]	Temp Motor[°C]	Temp Mediu Amb[°C]	Apa int SC[°C]	Apa ies SC[°C]
29.477	28.892	28.189	27.915	28.497	29.095
28.725	28.880	28.387	28.226	28.643	29.154
30.848	30.683	30.031	29.634	29.165	29.722
40.212	30.741	29.809	28.960	28.876	29.510
59.493	30.710	29.658	27.910	28.374	29.086
82.809	32.345	31.870	28.202	28.410	29.138
107.125	35.635	35.948	29.437	28.964	29.662
124.987	35.189	37.023	27.909	28.235	29.059

Figura 5.34. Fișierul final forma de prezentare a datelor.

Valorile indicate în figura 5.34 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 5.35 sub formă de schemă logică este prezentată interfața de meniu principal.

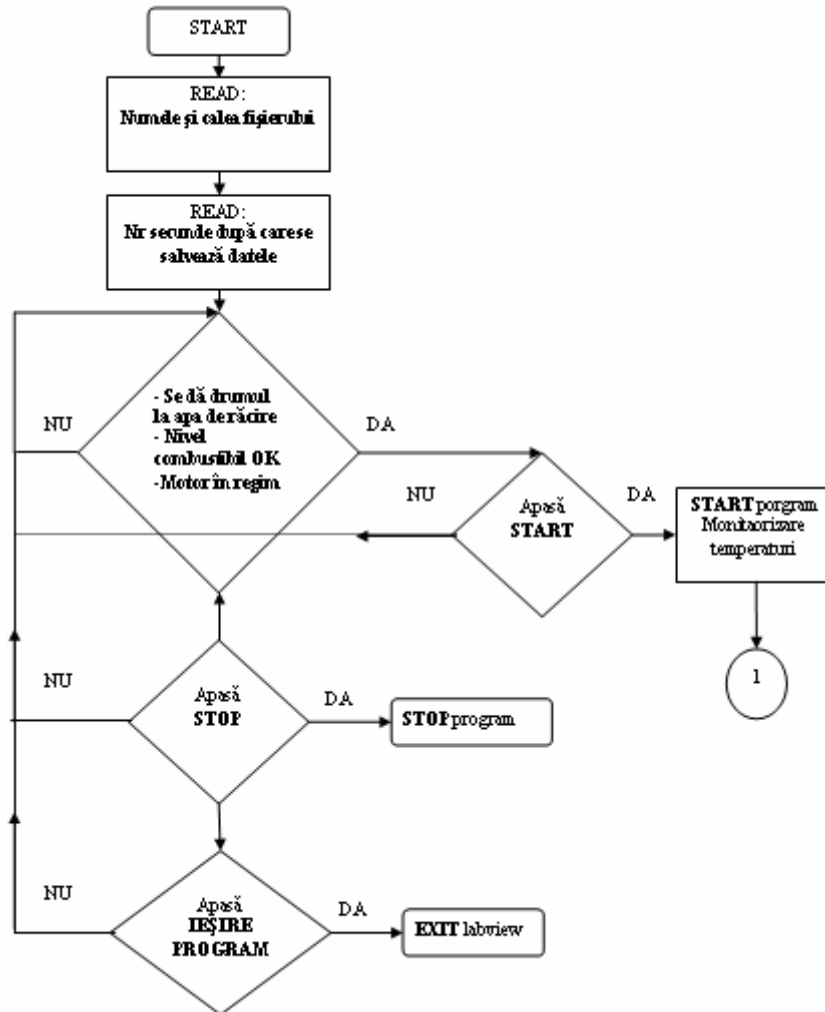


Figura 5.35. Schema logică a interfeței MENU PRINCIPAL

Meniul principal începe să ruleze doar după acționarea cursorului din meniul Labview. Programul creează variabilele globale „Numele și calea fișierului” și „Nr. secunde după care se salvează datele”. În continuare programul verifică condițiile din lista de verificări, pe care operatorul trebuie să o parcurgă și să le îndeplinească înainte ca să pornească motorul. Dacă sunt toate condițiile îndeplinite se apasă butonul „START” și programul deschide automat cea de-a doua fereastră Labview de monitorizare a temperaturilor (figura 5.33). 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”.

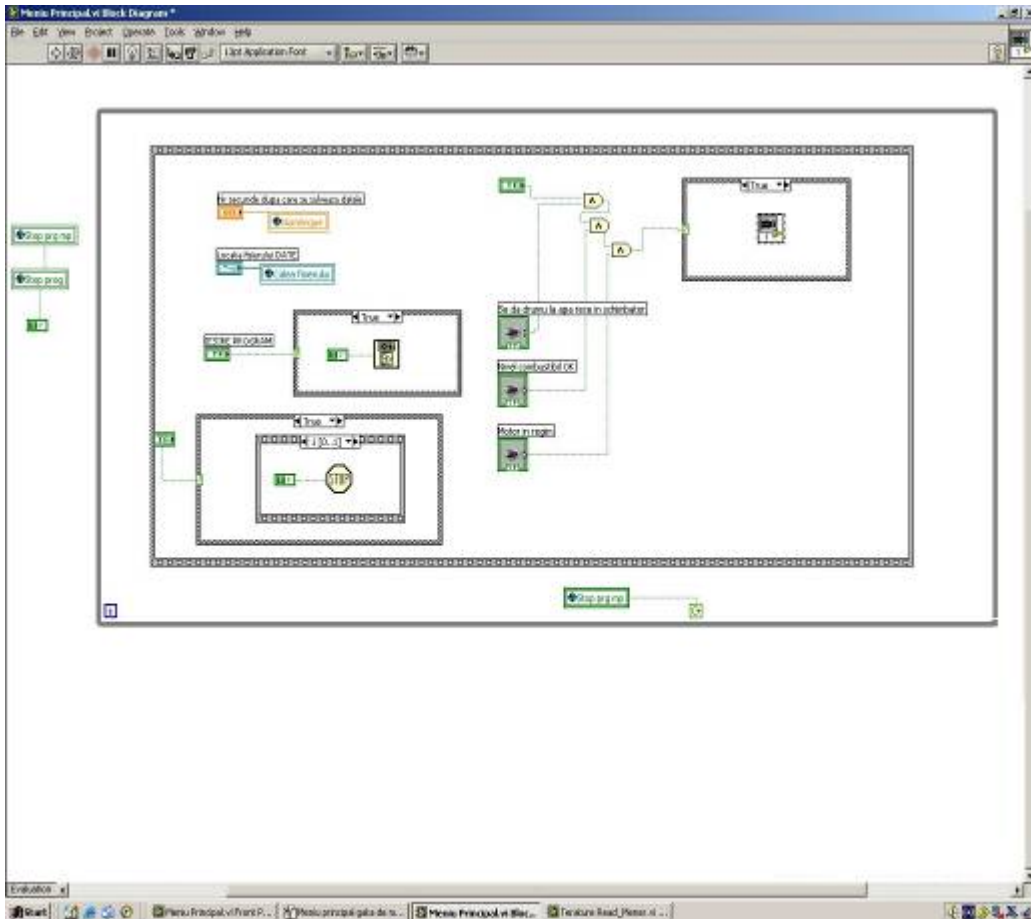
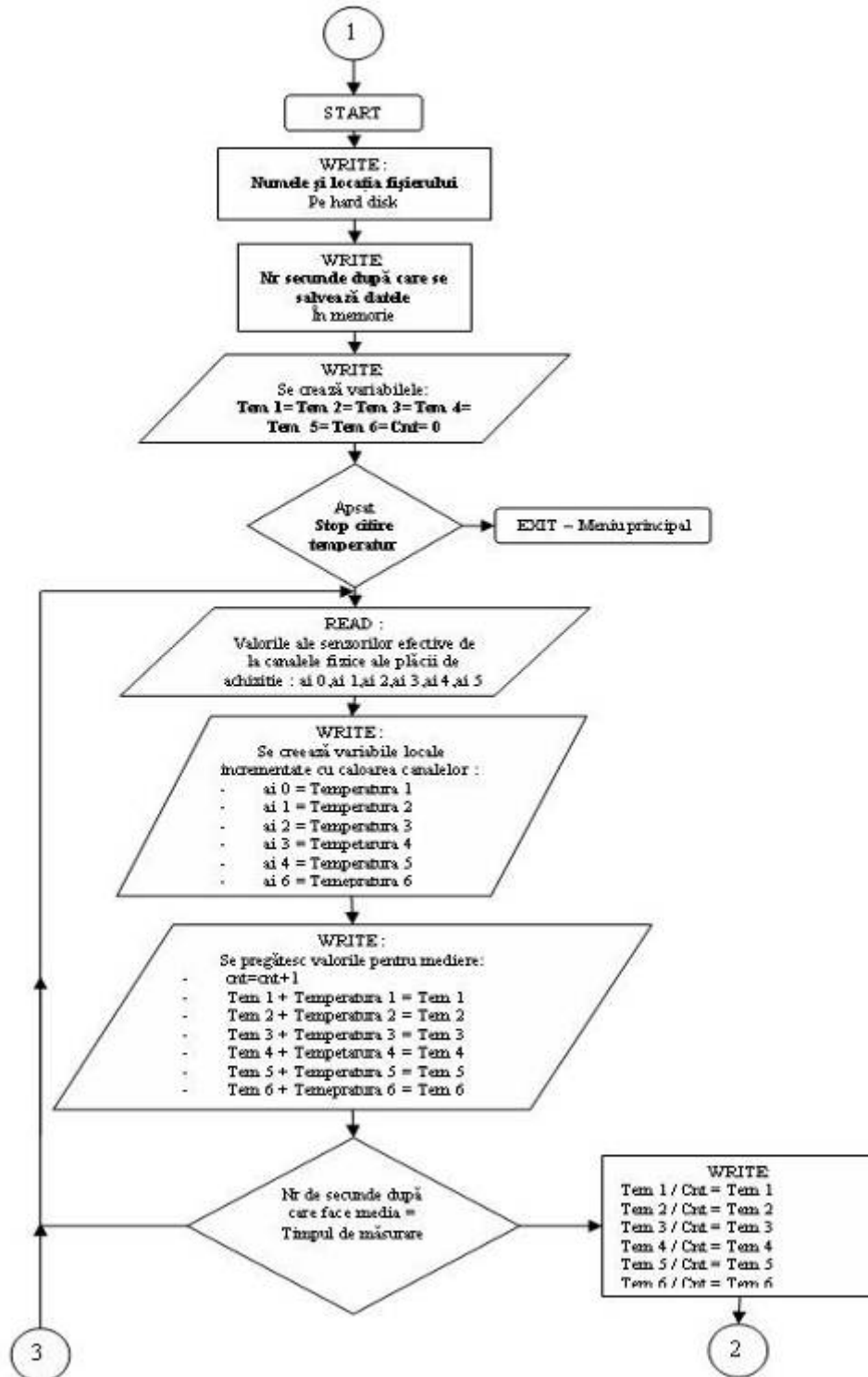


Figura 5.36. Programul în Labview al interfeței „Meniu Principal”.

Figura 5.36 ilustrează programul mediului 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 5.37.



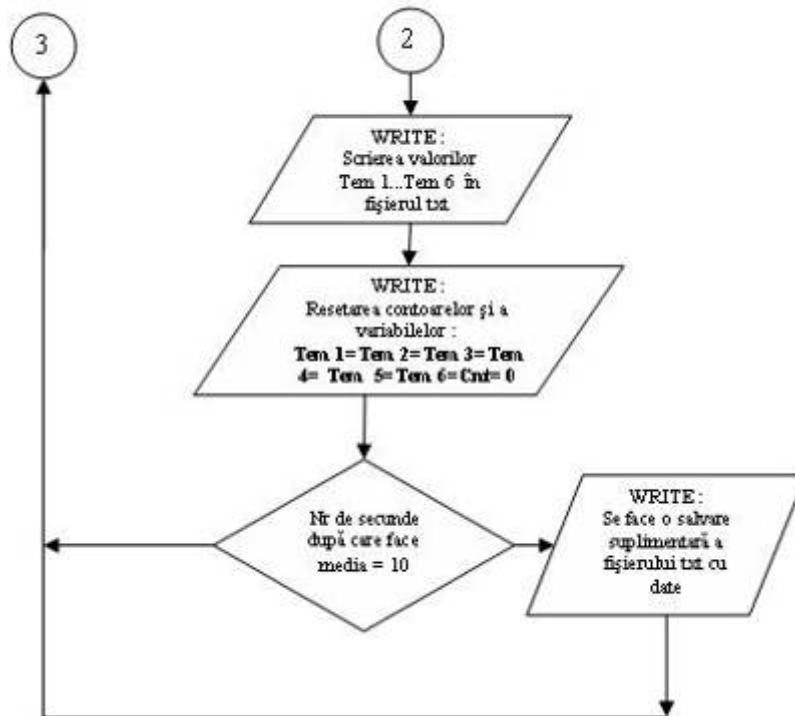


Figura 5.37. Schema logică a interfeței de monitorizare a temperaturilor.

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 harddisk-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 6, 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,...ai5, după care se înscriu rezultatele ca variabile noi. Temperatura 1,...,Temperatura 6 se evidențiază conform recurenței următoare:

$$\begin{aligned}
 ai\ 0 &= \text{Temperatura 1} \\
 ai\ 1 &= \text{Temperatura 2} \\
 ai\ 2 &= \text{Temperatura 3} \\
 ai\ 3 &= \text{Temperatura 4} \\
 ai\ 4 &= \text{Temperatura 5} \\
 ai\ 5 &= \text{Temperatura 6}
 \end{aligned}
 \tag{5.16}$$

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:

$$\begin{aligned}
 Cnt &= Cnt + 1 \\
 Tem\ 1 + \text{Temperatura 1} &= Tem\ 1 \\
 Tem\ 2 + \text{Temperatura 2} &= Tem\ 2
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Tem 3} + \text{Temperatura 3} &= \text{Tem 3} \\
 \text{Tem 4} + \text{Temperatura 4} &= \text{Tem 4} \\
 \text{Tem 5} + \text{Temperatura 5} &= \text{Tem 5} \\
 \text{Tem 6} + \text{Temperatura 6} &= \text{Tem 6}
 \end{aligned}
 \tag{5.17}$$

Se verifică și condiția de timp, condiție care a fost impusă la începutul programului și anume ca „Nr. de secunde după care se face media” să corespundă cu „Timpul de măsurare”. Dacă verificarea este îndeplinită se trece la medierea rezultatelor, astfel:

$$\begin{aligned}
 \text{Tem 1} / \text{Cnt} &= \text{Tem 1} \\
 \text{Tem 2} / \text{Cnt} &= \text{Tem 2} \\
 \text{Tem 3} / \text{Cnt} &= \text{Tem 3} \\
 \text{Tem 4} / \text{Cnt} &= \text{Tem 4} \\
 \text{Tem 5} / \text{Cnt} &= \text{Tem 5} \\
 \text{Tem 6} / \text{Cnt} &= \text{Tem 6}
 \end{aligned}
 \tag{5.18}$$

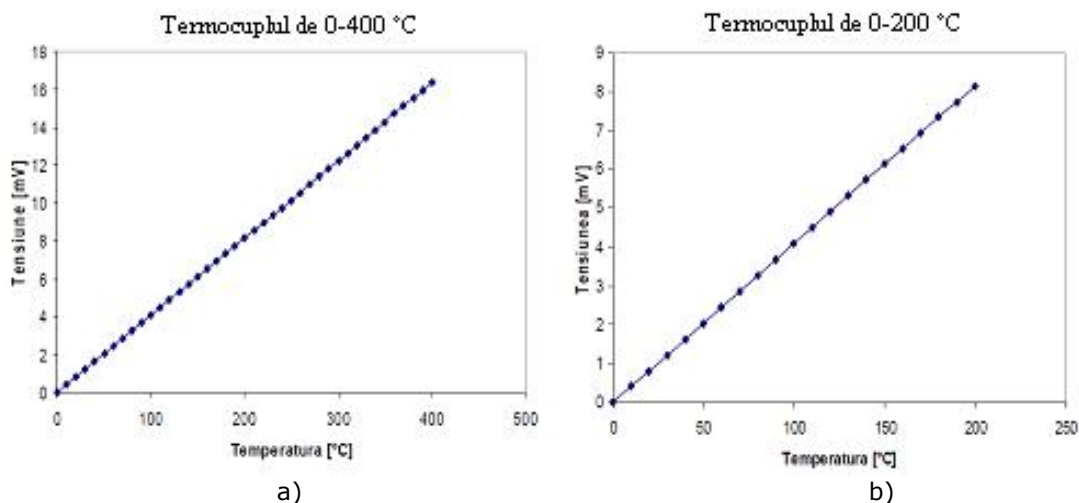


Figura 5.38. Caracteristica termocuplelor:
a) TLM , b) TRL.

Datele rezultate se înscriu în fișierul text. Variabilele locale de lucru Tem 1...Tem 6 și Cnt se anulează. Ciclul se reia până la acționarea butonului „Oprire citire temperaturi”. 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 5.38). Pentru convertoarele la care sunt conectate termocuplele 0 – 400 °C factorul de proporționalitate (panta dreptei) de 0,02533 V/°C, iar pentru termocuplele de 0 – 200 °C factorul de proporționalitate este 0,05 V/°C. Se recomandă determinarea factorului de conversie 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: SO_2 , CO , O_2 , NO_2 , NO și NO_x . Suplimentar, el indică și câțiva parametrii termodinamici foarte importanți precum excesul de aer, temperatura, presiunea, viteza gazelor, concentrația de CO_2 , etc.

Analizorul este certificat metrologic de către Institutul Național de Metrologie din București (Anexa 5).



Figura 5.39. Punctul de măsurare a noxelor.

În figura 5.39 se indică amplasarea punctului de prelevare a probelor de analiză prin introducerea sondei în orificiul de la ieșirea din tubul evazat, imediat în vecinătatea termocuplei.

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.

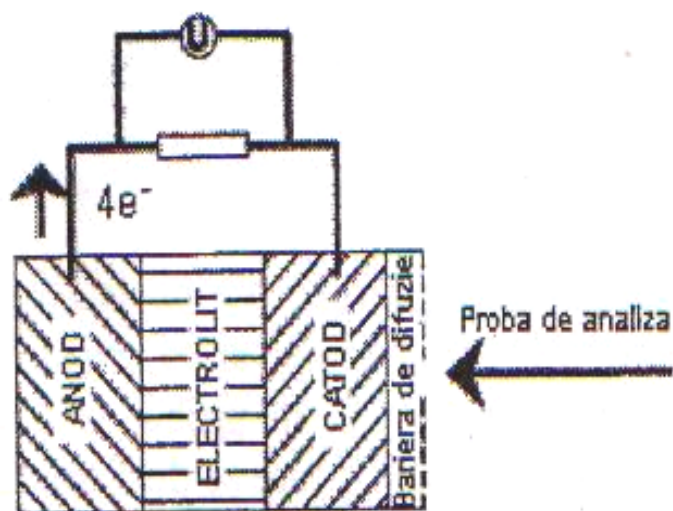


Figura 5.40. Celulă electrochimică cu doi electrozi [1].

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 electro-pneumatice, sistemul Peltier de răcire a gazelor, așa cum reiese din figurile 5.40 , 5.41, 5.42 și 5.43.

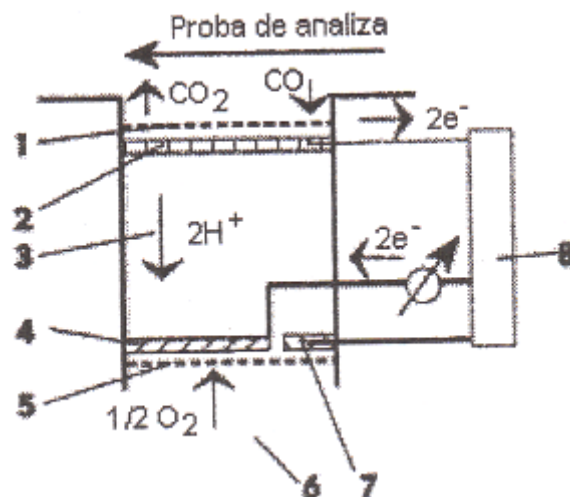


Figura 5.41. Celulă electrochimică cu trei electrozi [1]:
1-barieră de difuzie, 2 - anod, 3 - electrolit (H_2SO_4), 4 - catod,
6 - gaz de referință, 7 - electrod de referință,
8 - regulator de tensiune continuă .

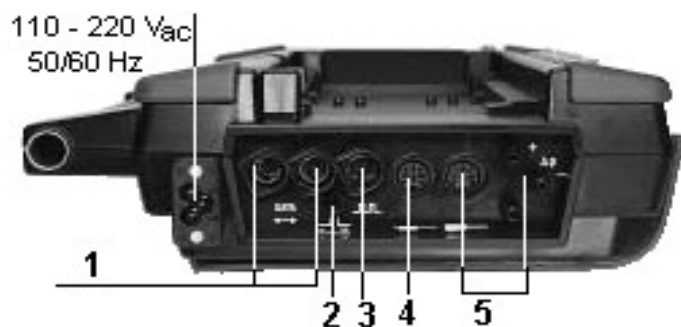


Figura 5.42. Unitatea de analiză, vedere laterală [114]:
 1 - conexiuni pentru transfer de date; 2 - sistem de diluție;
 3 - semnal de alarmă;
 4 - conectare senzor de temperatură; 5 - conectare sondă.

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 $4 \div 8$ °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 5.43. Unitatea de analiză, vedere de sus [114]:
 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 5.43) 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.

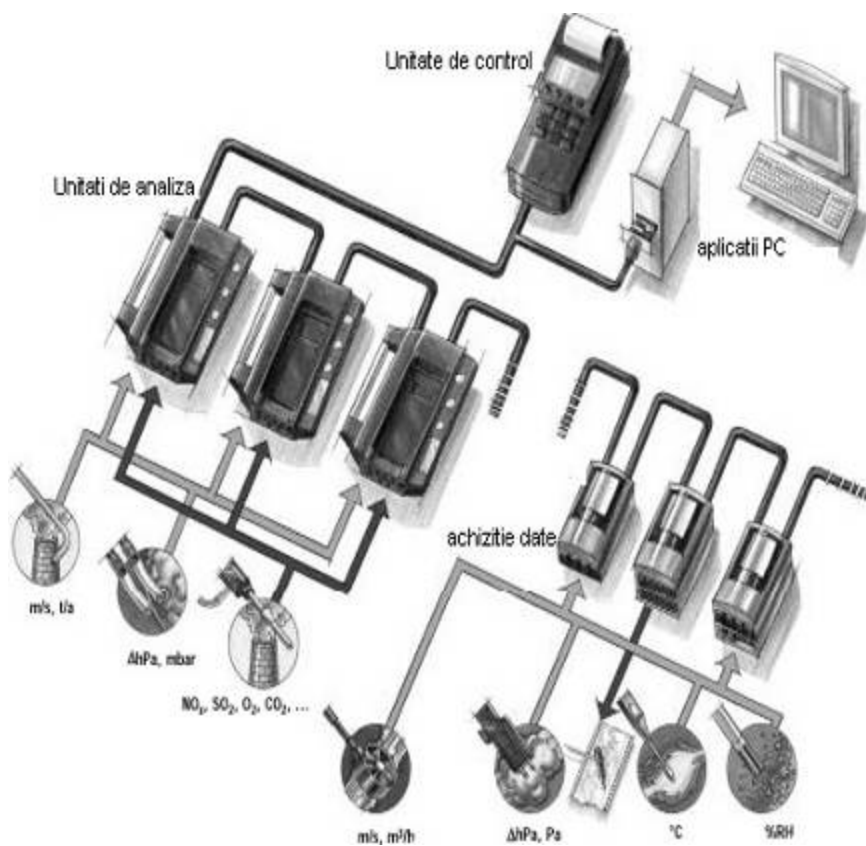


Figura 5.44. Montaj de interconectare a aparatelor tip TESTO, pentru măsurători continue complexe [114].

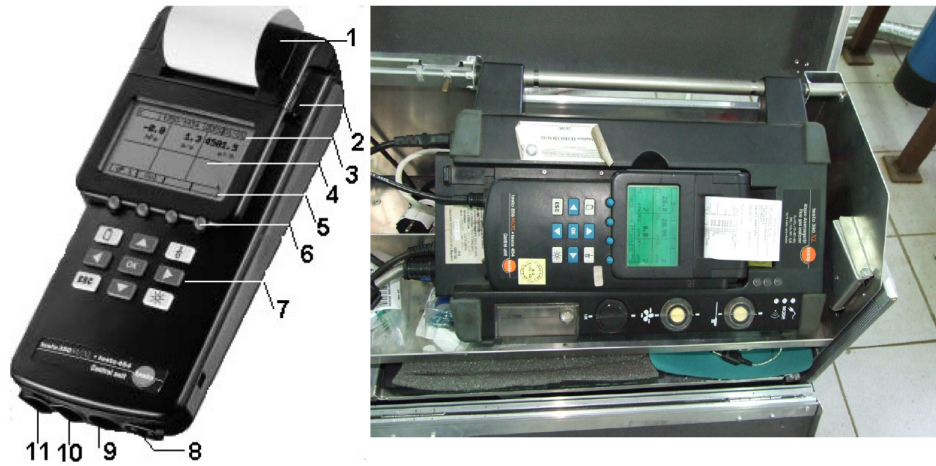


Figura 5.45. Unitatea de control a instrumentului TESTO [114]:
 1 – imprimantă, 2 – touch-pen (creion de contact), 3 – bară pentru informații de sistem, 4 – afișare valori măsurate, 5 – bară pentru informații legate de funcționare, 6 – taste operare funcțiuni, 7 – tastatură, 8 – conectare sondă presiune, 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 5.46. 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 5.46 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 :

$$CO_2 = \frac{CO_2^{max} \cdot (21 - O_2^{mas})}{21} \quad [\%] \quad (5.19)$$

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 :

$$\lambda = \frac{CO_{2,max}}{CO_2} \quad [-] \quad (5.20)$$

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):

$$NO_x = NO + NO_2 \quad (5.21)$$

unde:

NO este concentrația de monoxid de azot măsurată, în ppm,

NO_2 - concentrația de dioxid de azot, măsurată, în ppm.

Corect este să se folosească un factor 46/30 transformare a NO în NO_2 , conform maselor molare, dar literatura indică această corecție, dat fiind că se poate renunța la acest factor.

d) viteza de curgere a gazelor:

$$w = \frac{575 \cdot \Delta p \cdot (t + 273,15)}{p} \cdot \alpha \quad [m/s] \quad (5.22)$$

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:

$$\dot{V}_{gu} = w \cdot \frac{S}{10.000} \quad [m^3/s] \quad (5.23)$$

unde:

S este secțiunea canalului din sondă, în cm^2 ,

w - viteza gazelor, în m/s.

Debitul masic pentru speciile CO, NO, SO₂ se calculează astfel:

$$\dot{m}_{CO} = C_{CO} \cdot \frac{M_{CO}}{22,4} \cdot \frac{T_0}{T} \cdot \frac{p}{p_0} \cdot \dot{V}_{gu} \cdot 10^{-6} \cdot 3600 \quad [\text{kg/h}] \quad (5.24)$$

$$\dot{m}_{NO_x} = C_{NO_x} \cdot \frac{M_{NO_x}}{22,4} \cdot \frac{T_0}{T} \cdot \frac{p}{p_0} \cdot \dot{V}_{gu} \cdot 10^{-6} \cdot 3600 \quad [\text{kg/h}] \quad (5.25)$$

$$\dot{m}_{SO_2} = C_{SO_2} \cdot \frac{M_{SO_2}}{22,4} \cdot \frac{T_0}{T} \cdot \frac{p}{p_0} \cdot \dot{V}_{gu} \cdot 10^{-6} \cdot 3600 \quad [\text{kg/h}] \quad (5.26)$$

unde:

C_{CO} , C_{NO_x} , C_{SO_2} – concentrațiile volumice măsurate ale speciilor indicate, în ppm,

T – temperatura medie a gazelor prelevate, în K,

$T_0 = 273,15$ K,

p – presiunea absolută, în Pa,

$p_0 = 101325$ Pa,

M_{CO} , M_{NO_x} și M_{SO_2} – 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 mg/m³_N (concentrație masică) se realizează cu relațiile:

$$C_{CO} = \frac{M_{CO}}{22,4} \cdot \frac{21 - O_{2.ref}}{21 - O_2} \cdot CO_{ppm} \quad [\text{mg/m}^3_N] \quad (5.27)$$

$$C_{NO_2} = \frac{M_{NO_2}}{22,4} \cdot \frac{21 - O_{2.ref}}{21 - O_2} \cdot (NO + NO_2)_{ppm} \quad [\text{mg/m}^3_N] \quad (5.28)$$

$$C_{SO_2} = \frac{M_{SO_2}}{22,4} \cdot \frac{21 - O_{2.ref}}{21 - O_2} \cdot SO_{2ppm} \quad [\text{mg/m}^3_N] \quad (5.29)$$

unde:

21 este concentrația volumică a oxigenului în aer, în %,

$O_{2.ref}$ - 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,

$(NO+NO_2)_{ppm}$ – valoarea măsurată a concentrației de NO_x, în ppm,

SO_{2ppm} – valori măsurate ale concentrației de SO₂, în ppm

La motorul diesel s-a considerat $O_{2.ref} = 5$ %, conform nomenclurii 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 5.47 se arată un screenshot al displayului aparatului, ce arată 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 5.47. Screenshot ce indică momentul de calibrarea la zero a analizorului.

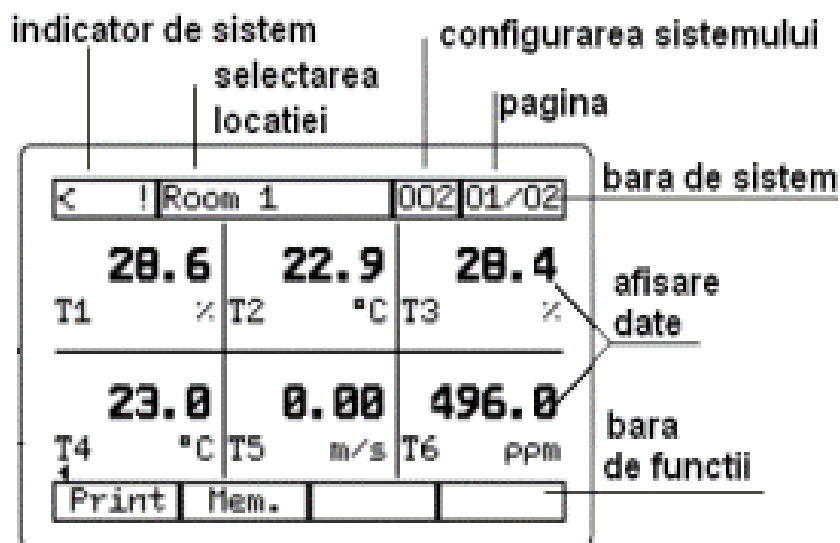


Figura 5.48. Display, Testo 350 [114].

După intrarea în regim a aparatului acesta trebuie programat ca să achiziționeze și să afișeze datele care prezintă interes pentru utilizator. În figura 5.48 se prezintă display-ul 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 5.49 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.

Setarea aparatului pentru tipul de combustibil corespunzător este obligatorie, acesta fiind ales din baza de date a aparatului (figura 5.49). Dacă combustibilul nu este în baza de date a calculatorului instrumentului, este necesară și indicarea valorii $CO_{2,max}$ specifice.

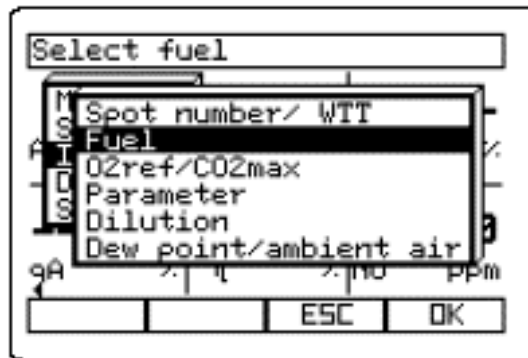


Figura 5.49. Display al ecranului specific bazei de alegere a combustibilului [114].

Valoarea corectă a oxigenului de referință se alege cu mult discernământ. După setarea parametrilor de măsurat (figura 5.50) se introduce sonda în canalul de gaze și se parcurg etapele de calibrare și măsurare propriu-zise. Datele măsurate sunt memorate și/sau vizualizate.

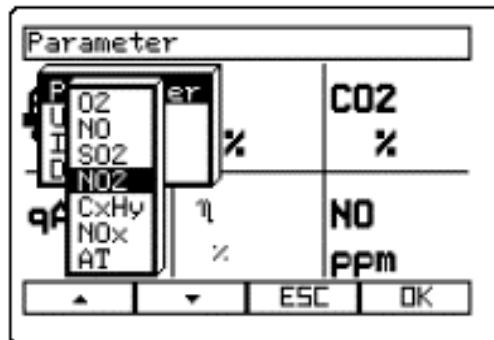


Figura 5.50. Display indicând posibilitate de setarea parametrilor și unităților de măsură [114].

5.2.6. Instrumentul de măsurare a vitezei gazelor de evacuare.

Unul din parametrii care influențează randamentul termic al schimbătorului de căldură este viteza de curgere a fluidului cald (gazele de evacuare ale motorului Diesel). Pentru determinarea acesteia s-a folosit anemometrul cu punct cald TESTO 425 (figura 5.51). Domeniul de măsurare al instrumentului este de 0 - 20 m/s. În medie valorile sunt afișate cu o precizie de $\pm 0,03$ m/s.



Figura 5.51. Anemometru cu punct cald [113].

5.2.7. 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-a realizat un sistem de măsurare format dintr-un cântar electronic și un rezervor adițional sub forma unui recipient de plastic, transparent.

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 pompa de injecție, pentru a evita situații de generare a unei presiuni mai mari, rezultate prin diferența de nivel decât a celei admise de producător.

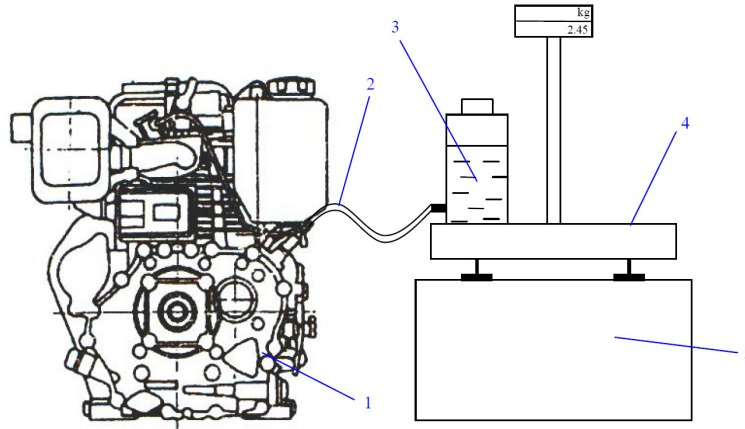


Figura 5.52. Sistemul de măsurare a debitului de combustibil:
 1 - motor termic; 2 - furtun flexibil transparent de combustibil;
 3 - rezervor de combustibil; 4 - cântar; 5 - suport cântar.

Cântarul digital DIBAL (figura 5.52) 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 display-ul 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. Figura 5.53 indică o vedere a cântarului și a rezervorului, ca părți ale standului de probă.



Figura 5.53. Cântarul instalației experimentale:
 1 - rezervor, 2 - cântar.

5.2.8. 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 apometru AEM cu un singur jet, ce a fost racordat la rețeaua de apă rece a laboratorului. Apometrul 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 apometrului afișează 5 cifre pentru m^3 și 3 cifre pentru sub diviziuni. Apometrul 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 maxima citită 99999,999 m^3 , valoarea minimă citită 0,05 l.

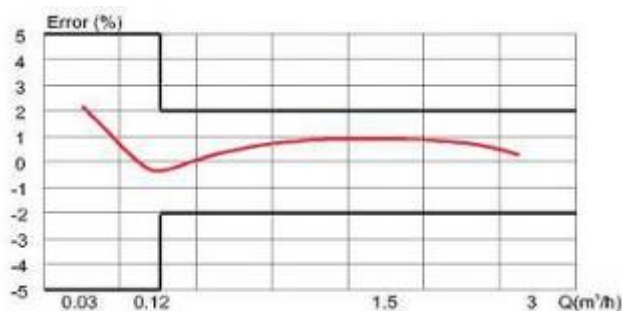


Figura 5.54. Apometru și diagrama erorilor [115].

Citirea valorii debitului de apă folosită pentru răcire se realizează în concordanță cu citirea debitului de combustibil. Diagrama 1 din figura 5.54 reprezintă curba de etalonare a apometrului.

5.2.9. 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 alese sunt de două tipuri: radiator electric de putere 2 kW (figura 5.55 a) și un reșou clasic, de putere electrică 1,5 kW (figura 5.55 b).



a)



b)

Figura 5.55. Radiator și reșou electric nivel de utilizate pentru încărcarea grupului.

Însumate s-a putut balea 2 kW, 4 kW până la valoarea maximă de 5,5 kW încărcare.

5.3. Stabilirea punctelor de măsură și control ale sistemului

Pentru determinarea parametrilor efectivi necesari în calculul eficienței centralei de cogenerare s-au măsurat nouă parametri principali:

- șase valori ale temperaturi,
- o valoare de debit de combustibil,
- o valoare pentru debitul apă,
- un set de date reprezentând concentrațiile emisiilor poluante.

Temperatura mediului ambiant s-a măsurat în punctul cel mai de jos al instalației, de unde motorul aspiră aer pentru răcire.

S-au ales ca și puncte de măsură pentru temperaturile gazelor evacuate zone de la extremitățile ajutorului, unde curgerea este uniformă. Transferul de căldură începe la intrarea gazelor de ardere în ajutor, 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, amplasat în vecinătatea motorului. 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 apometru 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.

Considerăm că nu a fost aleasă cea mai bună soluție combinând metodele de mare acuratețe (achiziția de temperaturi și concentrații prin sisteme performante) cu unele ce sunt susceptibile erorilor (obiective și subiective) precum cele folosite pentru determinarea debitelor s-a ales totuși aceeași variantă de compromis, ea fiind singura posibilă în limita bugetului, și așa destul de mare. Fluctuațiile de debit au putut fi evidențiate și reținute, în calcul folosindu-se însă valorile medii.

Ultimul aspect esențial rezolvat, este problema legată de punctele de prelevare a noxelor de către analizorul de gaze TESTO 350 M/XL. 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 legate de realizarea unor regimuri de lucru stabile

Cogenerarea este un proces ce a fost folosit de mai bine de 100 de ani. Noutatea cercetării este aceea că instalația de cogenerare funcționează cu un amestec de butanol în motorină. Butanolul este un combustibil alternativ care poate fi folosit în motoarele Otto chiar și în proporție de 100 %.

Caracteristicile tehnico-funcționale ale motorului Diesel ce echipează grupul generator folosit în cercetare impun din construcție o concentrație maximă admisibilă de biocombustibil în motorină de maxim 5 %. Din studii bibliografice referitoare la concentrații de butanol în motorină în diferite amestecuri a rezultat că motoarele diesel au putut funcționa și la o concentrație de 30 % butanol în amestec cu motorina [118]. Pentru a nu solicita motorul prin ridicarea concentrației de butanol în motorină a fost experimentată o concentrație maximă de butanol în motorina de 10 % părți volumice. Debitul apei de răcire s-a stabilizat la 2 l/min, prin soluția constructivă concret aleasă pentru grupul electrogen.

S-a ținut cont și de faptul că durata de viață a unui motor este influențată în proporție de 50 % de primele ore de funcționare, perioadă numită și "rodaj". Motorul a fost lăsat să meargă în gol (sarcină zero) conform manualului de utilizare timp de 20 ore. După această perioadă s-a înlocuit lubrefiantul și s-a curățat filtrul de ulei pregătind standul pentru măsurătorile efective.

Concentrația de butanol în motorină până la un procent de 10 % părți volumice a fost variată în 4 trepte:

- concentrație 2 % părți volumice butanol în amestec cu motorina ;
- concentrație 5 % părți volumice butanol în amestec cu motorina ;
- concentrație 7 % părți volumice butanol în amestec cu motorina ;
- concentrație 10 % părți volumice butanol în amestec cu motorina.

Ca referință s-a folosit testul cu motorina (pură) cu care s-au efectuat experimentele de bază.

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 și la camping.

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 calcula eficiența centralei de cogenerare s-au cuplat la generatorul electric trei 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 36.36 % din puterea motorului folosind:

- 1.1 motorină 100 %,
- 1.2 concentrație 2 % părți volumice butanol în amestec cu motorina;
- 1.3 concentrație 5 % părți volumice butanol în amestec cu motorina;
- 1.4 concentrație 7 % părți volumice butanol în amestec cu motorina;
- 1.5 concentrație 10 % părți volumice butanol în amestec cu motorina.

2. Treapta de încărcare 4000 W, ce reprezintă 72.72 % din puterea motorului folosind:

- 2.1 motorină 100 %,
- 2.2 concentrație 2 % părți volumice butanol în amestec cu motorina;
- 2.3 concentrație 5 % părți volumice butanol în amestec cu motorina;
- 2.4 concentrație 7 % părți volumice butanol în amestec cu motorina;
- 2.5 concentrație 10 % părți volumice butanol în amestec cu motorina.

3. Treapta de încărcare 5500 W, ce reprezintă 100 % din puterea motorului folosind:

- 3.1 motorină 100 %,
- 3.2 concentrație 2 % părți volumice butanol în amestec cu motorina;
- 3.3 concentrație 5 % părți volumice butanol în amestec cu motorina;
- 3.4 concentrație 7 % părți volumice butanol în amestec cu motorina;
- 3.5 concentrație 10 % părți volumice butanol în amestec cu motorina.

Ca și concluzie la acest capitol se menționează că:

- s-a conceput și realizat standul de cogenerare, o instalație experimentală care să permită în funcție de 2 parametri (încărcare și procentul de participare a butanolului în combustibil fosil de bază) studiul eficienței procesului de cogenerare,
- s-a calculat și realizat un schimbător de căldură compact special,
- s-a realizat un sistem modern de măsurare on-line a parametrilor reprezentativi incluzând 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 5,5 kW) în baza folosirii unui amestec de combustibil fosil cu butanol în proporții volumice de 0 %, 2 %, 5 %, 7 % și 10 %.

6. STUDII TEORETICE ȘI CERCETĂRI EXPERIMENTALE FOLOSIND AMESTECURI DE MOTORINĂ CU BUTANOL

6.1. Stabilirea planului de cercetare și a parametrilor de lucru

Alegerea parametrilor de monitorizare ai unei instalații, în care se analizează fenomenele pentru a să se trage concluzii pertinente, se realizează în funcție de scopul țintit. În cazul cogenerării se urmărește determinarea eficienței de generare a celor două forme de energie.

Planul de cercetare urmărește în consecință monitorizarea tuturor parametrilor necesari pentru determinarea eficienței procesului de cogenerare. S-a studiat influența a doi parametri majori:

- gradul de încărcare a grupului,
- gradul de amestec (procente volumice) al butanolului în motorină.

Simultan însă se determină și impactul funcționării centralei de cogenerare asupra aerului.

S-au ales trei situații de încărcare: 2, 4 și 5,5 kW.

Cele cinci situații distincte create prin variația pe intervalul 0 – 10 % părți volumice participării biocombustibilului în combustibil sunt descrise astfel:

- 0 % procente volumice butanol, 100 % motorină,
- 2 % procente volumice butanol, restul motorină,
- 5 % procente volumice butanol, restul motorină,
- 7 % procente volumice butanol, restul motorină,
- 10 % procente volumice butanol, restul motorină.

În total s-au cercetat 15 cazuri distincte. Pentru toate aceste s-au determinat on line prin metode specifice continue și prelevări de probe toate mărimile necesare determinării următoarelor dependențe:

1. variația concentrației de CO și NO în funcție de încărcare și participarea volumică a butanolului în amestec cu motorina,
2. variația concentrației de NO₂ și NO_x în funcție de încărcare și participarea volumică a butanolului în amestec cu motorina,
3. variația procentuală a O₂ și CO₂ în funcție de încărcare și participarea volumică a butanolului în amestec cu motorina,
4. consumul mediu de combustibil în funcție de încărcare și participarea volumică a butanolului în amestec cu motorina,
5. regimul de temperaturi,
6. debitul de apă folosită ca agent pentru cogenerarea cu energie termică a butanolului în motorină.

6.2. Calculul arderii în cazul utilizării unui amestec de combustibili

Calculul arderii este important atât pentru a putea dimensiona instalația dar și pentru a avea un instrument de evaluare a impactului asupra mediului.

6.2.1. Calculul arderii în cazul clasic al unui singur combustibil (de bază)

În opoziție cu sloganul ecologist "un om curat într-o lume curată", se constată că există 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 nocive 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 diesel pentru motoare rapide 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 poluanți: NO_x, SO₂, CO, CH₄, N₂O, etc. și gaze cu efect de seră (CO₂), așa cum relevă figura 6.1.

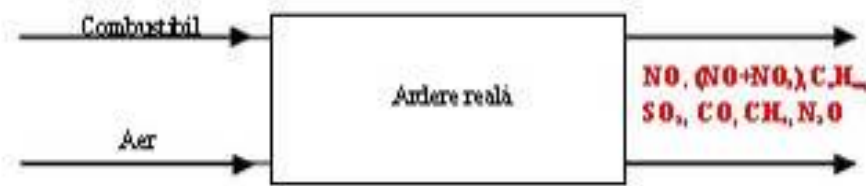


Figura 6.1. Arderea reală a combustibililor.

Analizele elementare ale combustibililor a fost preluată din buletine de analiză emise de distribuitori de combustibili și verificată experimental, prin determinarea puterii calorifice.

Analizorul de gaze care s-a folosit pentru măsurarea concentrației emisiilor din gazele de evacuare ale motorului diesel 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 (motorina), este prezentat pentru cazul celor trei încărcări: 2, 4 și 5,5 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 m³N/kg.

Calculul arderii se realizează în mai multe etape și se bazează pe:

a) compoziția procentuală masică a motorinei :

$$c = 85,7 \%$$

$$h = 13,3 \%$$

$$o = 1 \%$$

b) puterea calorică inferioară a motorinei H_i , garantată prin buletinul de analiză și verificată experimental prin testare în bomba calorimetrică:

$$H_i = 42418 \text{ J/kg}$$

Astfel oxigenul minim necesar arderii este:

$$O^{min} = \frac{22,414}{12} \cdot \left[c + 3 \cdot \left(h - \frac{o - s}{8} \right) \right] \quad [m^3 \text{ N/kg}] \quad (6.2)$$

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.

Aerul minim necesar arderii este:

$$L^{min} = \frac{O^{min}}{0,21} \quad [m^3 \text{ N/kg}] \quad (6.3)$$

unde:

O^{min} este cantitatea de oxigen minimă necesară arderii

Cantitatea reală de aer devine:

$$L = \lambda \cdot L^{min} \quad [m^3 \text{ N/kg}] \quad (6.4)$$

unde:

L^{min} este aerul minim necesar arderii, în $m^3 \text{ N/kg}$,

λ – coeficientul excesului de aer, adimensional.

Produsele arderii sunt exprimate prin:

- cantitatea de dioxid de carbon, provenit din carbonul din motorină:

$$V_{CO_2} = \frac{22,414}{12} \cdot c \quad [m^3 \text{ N/kg}] \quad (6.5)$$

unde:

c este participarea masică a carbonului, în valoare absolută, în combustibil

- cantitatea de dioxid de sulf provenit doar din sulful conținut de combustibil:

$$V_{SO_2} = \frac{22,414}{32} \cdot s \quad [m^3 \text{ N/kg}] \quad (6.6)$$

unde:

s este participarea masică a sulfului, în valoare absolută, în combustibil.

- cantitatea de oxigen, provenit doar din aerul neutilizat în ardere

$$V_{O_2} = (\lambda - 1) \cdot O^{min} \quad (6.7)$$

unde:

λ este coeficientul excesului de aer,

O^{\min} - cantitatea de oxigen minim necesar arderii.

- 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):

$$V_{N_2} = \frac{22,414}{28} \cdot n + 0,79 \cdot L \quad [m^3 N/kg] \quad (6.8)$$

unde:

n este participarea masică a azotului în combustibil, în %

L - cantitatea reală de aer.

- cantitatea de umiditate din gazele de ardere, provenită, din oxidarea hidrogenului și din umiditatea din aerul introdus pentru ardere:

$$V_{H_2O} = \frac{22,414}{2} \cdot h + \frac{\rho_{aer}^0}{\rho_{H_2O}} \cdot \frac{d}{1000} \cdot L \quad [m^3 N/kg] \quad (6.9)$$

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.

Volumul gazelor de ardere este exprimat prin:

- cantitatea gazelor uscate:

$$V_{gu} = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{O_2} + V_{N_2} \quad [m^3 N/kg] \quad (6.10)$$

unde:

V_{CO_2} este cantitatea dioxidului de carbon, în $m^3 N/kg$,

V_{SO_2} - cantitatea dioxidului de sulf, în $m^3 N/kg$,

V_{O_2} - cantitatea oxigenului, în $m^3 N/kg$,

V_{N_2} - cantitatea de azot, în $m^3 N/kg$.

- cantitatea totală a gazelor de ardere:

$$V_{gt} = V_{gu} + V_{H_2O} \quad [m^3 N/kg] \quad (6.11)$$

unde:

V_{gu} este volumul gazelor de ardere uscate, în $m^3 N/kg$,

V_{H_2O} cantitatea de umiditate din gazele de ardere, provenită, din oxidarea hidrogenului și din umiditatea din aer, în $m^3 N/kg$.

Tabelul 6.1 prezintă cumulat rezultatele calculelor arderii pentru motorină.

Tabelul 6.1. Rezultatele calculului arderii pentru combustibilul de bază (motorină) și trei încercări.

Combustibil	Încărcare [kW]	λ [-]	O^{min} [m^3_N/kg]	L^{min} [m^3_N/kg]	L [m^3_N/kg]
Motorină	2	3,50	2,34	11,14	38,98
	4	2,17	2,34	11,14	24,17
	5,5	2,41	2,34	11,14	26,84

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_{gu} [m^3_N/kg]	V_{gt} [m^3_N/kg]
Motorină	2	1,60	1,90	0,00	5,85	30,79	32,39	34,29
	4	1,60	1,74	0,00	2,74	19,09	20,69	22,43
	5,5	1,60	1,77	0,00	3,30	21,20	22,80	24,57

Valorile pentru coeficienții de exces de aer, sunt reali, determinați prin măsurători.

6.2.2. Calculul arderii pentru un amestec cu compoziție variabilă

Calculul arderii pentru un amestec cu compoziție variabilă se bazează pe formulele chimice (compoziția elementară) a celor doi combustibili. Trebuie cunoscută și proporția amestecului, adică participarea volumică în cazul de față a fiecărui combustibil. Combustibilul rezultat din amestecul dintre butanol și motorină este considerat un combustibil echivalent, pentru care se prezintă în continuare breviarul de calcul al arderii:

a) Puterea calorifică inferioară a combustibilului echivalent H_{ice} este:

$$H_{ice} = v_{c1} \cdot H_{ic1} + v_{c2} \cdot H_{ic2} \quad [J/kg] \quad (6.12)$$

unde:

H_{ic1} este puterea inferioară a combustibilului unu, în J/kg,

v_{c1} - participarea volumică în amestec a combustibilului unu,

H_{ic2} - puterea calorifică a combustibilului doi, în J/kg,

v_{c2} - participarea volumică în amestec a combustibilului doi.

b) Compoziția procentuală a combustibilului echivalent se calculează:

- cu referire la carbon:

$$C_e = v_{c1} \cdot C_1 + v_{c2} \cdot C_2 \quad [\%] \quad (6.13)$$

unde:

C_1 este participarea masică a carbonului în combustibilul unu, în %,

C_2 - participarea masică a carbonului în combustibilul doi, în %,

v_{c1} - participarea volumică în amestec a combustibilului unu,

v_{c2} - participarea volumică în amestec a combustibilului doi.

- cu referire la hidrogen:

$$h_e = v_{c1} \cdot h_1 + v_{c2} \cdot h_2 \quad [\%] \quad (6.14)$$

unde:

h_1 este participarea masică a hidrogenului în combustibilul unu, în %,

h_2 - participarea masică a hidrogenului în combustibilul doi, în %,

v_{c1} - participarea volumică în amestec a combustibilului unu,

v_{c2} - participarea volumică în amestec a combustibilului doi.

- cu referire la oxigen:

$$o_e = v_{c1} \cdot o_{c1} + v_{c2} \cdot o_{c2} \quad [\%] \quad (6.15)$$

unde:

o_{c1} este participarea masică a oxigenului în combustibilul unu, în %

o_{c2} - participarea masică a oxigenului în combustibilul doi, în %.

v_{c1} - participarea volumică în amestec a combustibilului unu,

v_{c2} - participarea volumică în amestec a combustibilului doi.

c) Oxigenul minim necesar arderii este:

$$O^{min} = \frac{22,414}{12} \cdot \left[c_e + 3 \cdot \left(h_e - \frac{o_e - s_e}{8} \right) \right] \quad [m^3_N/kg] \quad (6.16)$$

unde:

c_e este participarea masică a carbonului echivalent în amestec, în %,

h_e - participarea masică a hidrogenului echivalent în amestec, în %,

o_e - participarea masică a oxigenului echivalent în amestec, în %,

s_e - participarea masică a sulfului echivalent în amestec, în %.

d) Aerul minim necesar arderii se calculează astfel:

$$L^{min} = \frac{O^{min}}{0,21} \quad [m^3_N/kg] \quad (6.17)$$

unde:

O^{min} este oxigenul minim necesar arderii, în m^3_N/kg

e) Cantitatea reală de aer este:

$$L = \lambda \cdot L^{min} \quad [m^3_N/kg] \quad (6.18)$$

unde:

L^{min} este aerul minim necesar arderii, în m^3_N/kg ,

λ - coeficientul excesului de aer.

f) Produsele arderii sunt:

- cantitatea de dioxid de carbon, provenit din arderea carbonului:

$$V_{CO_2} = \frac{22,414}{12} \cdot c_e \quad [m^3_N/kg] \quad (6.19)$$

unde:

c_e este participarea masică a carbonului în amestecul echivalent, în %,

- cantitatea dioxidului de sulf provenit din sulful din combustibili:

$$V_{SO_2} = \frac{22,414}{32} \cdot s_e \quad [m^3_N/kg] \quad (6.20)$$

unde:

s_e este participarea masică a sulfului în amestecul echivalent, în %,

- cantitatea surplusului de oxigen, aerul neutilizat în ardere

$$V_{O_2} = (\lambda - 1) \cdot O^{min} \quad [m^3_N/kg] \quad (6.21)$$

unde:

λ este coeficientul excesului de aer, adimensional

O^{\min} - cantitatea de oxigen minim necesară arderii, în m^3_N/kg .

- cantitatea de azot, din gazele de ardere:

$$V_{N_2} = \frac{22,414}{28} \cdot n_e + 0,79 \cdot L \quad [m^3_N/kg] \quad (6.22)$$

unde:

n_e - participarea masică a azotului în combustibilul echivalent, în %,

L - cantitatea reală de aer, în m^3_N/kg .

- cantitatea de umiditate din gazele de ardere,

$$V_{H_2O} = \frac{22,414}{2} \cdot h_e + \frac{\rho_{aer}^0}{\rho_{H_2O}} \cdot \frac{d}{1000} \cdot L \quad [m^3_N/kg] \quad (6.23)$$

unde:

h_e este participarea masică a hidrogenului în amestecul echivalent, în %,

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,

L - cantitatea reală de aer, în m^3_N/kg .

g) Volumul gazelor de ardere este:

- cantitatea de gaze uscate:

$$V_{gu} = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{O_2} + V_{N_2} \quad [m^3_N/kg] \quad (6.24)$$

unde:

V_{CO_2} este cantitatea dioxidului de carbon, provenit din arderea carbonului, în m^3_N/kg ,

V_{SO_2} - cantitatea dioxidului de sulf din gazele de ardere, în m^3_N/kg ,

V_{O_2} - cantitatea de oxigen, din gazele de ardere, în m^3_N/kg ,

V_{N_2} - cantitatea de azot din gazele de ardere, în m^3_N/kg .

- cantitatea totală de gaze:

$$V_{gt} = V_{gu} + V_{H_2O} \quad [m^3_N/kg] \quad (6.25)$$

unde:

V_{gu} este volumul gazelor de ardere, în m^3_N/kg ,

V_{H_2O} - cantitatea de umiditate din gazele de ardere, în m^3_N/kg .

În tabelul 6.2 se prezintă tabelar rezultatele calculului arderii pentru toate cele patru situații, când s-au folosit combustibili în amestec.

Tabelul 6.2. Rezultatele produselor arderii pentru combustibilul echivalent (12 situații de caz)

Combustibil	Încărcare [kW]	λ [-]	O_{min} [m^3_N/kg]	L_{min} [m^3_N/kg]	L [m^3_N/kg]
Butanol 2 %	2	3.54	2,33	11,10	39,29
	4	2.30	2,33	11,10	25,53
	5,5	1.95	2,33	11,10	21,64
Butanol 5 %	2	3.38	2,32	11,04	37,32
	4	2.27	2,32	11,04	25,06
	5,5	1.89	2,32	11,04	20,87
Butanol 7 %	2	3.49	2,31	11,00	38,40
	4	2.28	2,31	11,00	25,09
	5,5	1.86	2,31	11,00	20,47
Butanol 10 %	2	3.50	2,30	10,95	38,31
	4	2.28	2,30	10,95	24,96
	5,5	1.97	2,30	10,95	21,56

Combustibil	Încărcare [kW]	V_{CO_2} [m^3_N/kg]	V_{SO_2} [m^3_N/kg]	V_{H_2O} [m^3_N/kg]	V_{O_2} [m^3_N/kg]	V_{N_2} [m^3_N/kg]	V_{gu} [m^3_N/kg]	V_{gt} [m^3_N/kg]
Butanol 2 %	2	1,59	0,00	1,90	5,92	31,04	38,55	40,45
	4	1,59	0,00	1,76	3,03	20,17	24,79	26,54
	5,5	1,59	0,00	1,72	2,21	17,10	20,90	22,62
Butanol 5 %	2	1,58	0,00	1,88	5,52	29,48	36,58	38,46
	4	1,58	0,00	1,75	2,94	19,80	24,33	26,08
	5,5	1,58	0,00	1,71	2,06	16,49	20,13	21,84
Butanol 7 %	2	1,57	0,00	1,89	5,75	30,34	37,66	39,56
	4	1,57	0,00	1,75	2,96	19,82	24,35	26,10
	5,5	1,57	0,00	1,70	1,99	16,17	19,73	21,43
Butanol 10 %	2	1,56	0,00	1,89	5,75	30,27	37,58	39,47
	4	1,56	0,00	1,75	2,94	19,72	24,22	25,97
	5,5	1,56	0,00	1,72	2,23	17,04	20,83	22,54

Valorile concentrațiilor emisiilor poluante trebuie raportate conform legislației în vigoare pentru motoare diesel. Atunci când se arde un amestec format din doi combustibili, oxigenul de referință trebuie să se recalculeze. Formula de recalculare este:

$$O_{2.ref \text{ amestec}} = O_{2.ref \text{ comb } 1} \cdot \theta_1 + O_{2.ref \text{ comb } 2} \cdot \theta_2 \quad (6.26)$$

unde:

$O_{2.ref \text{ comb } 1}$ este oxigenul de referință al combustibilului unu, în %,

θ_1 – participarea volumică a combustibilului unu, în amestec, adimensional

$O_{2.ref \text{ comb } 2}$ - oxigenul de referință al combustibilului doi, în %,

θ_2 - participarea volumică a combustibilului doi, în amestec, adimensional.

Dat fiind faptul că pentru butanol nu există referiri legate de valoarea oxigenului de referință, s-a folosit raportarea emisiilor poluante conform reglementărilor normei TA LUFT 2002, pentru motoarele diesel. Astfel nu s-a impus recalcularea valorii limită.

6.3. Experimentări cu combustibil fosil (motorină)

6.3.1. Măsurarea parametrilor centralei de cogenerare și interpretarea rezultatelor

Acest set de măsurători este necesar pentru a contura situația de referință față de care sporul sau descreșterea să se raporteze la toate celelalte regimuri, ce vor fi cercetate, în scopul de a determina eficiența procesului de cogenerare caracterizate prin adăugarea de butanol la motorină.

6.3.1.1. Măsurarea parametrilor centralei de cogenerare pentru treapta de 2 kW

Pentru a testa motorul încărcat cu 2 kW s-a folosit un singur convector conectat, prin intermediul prizei, direct la generator. 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. Fișierul temperaturilor este generat de programul de achiziție de date. Pe durata celor cinci ore de măsurători, fiecare senzor furnizează 1080 valori. Debitul de combustibil și debitul de apă au fost înregistrate manual, în concordanță cu restul măsurătorilor. Rezultatele se prezintă sub formă grafică, pentru a permite o analiză mai intuitivă.

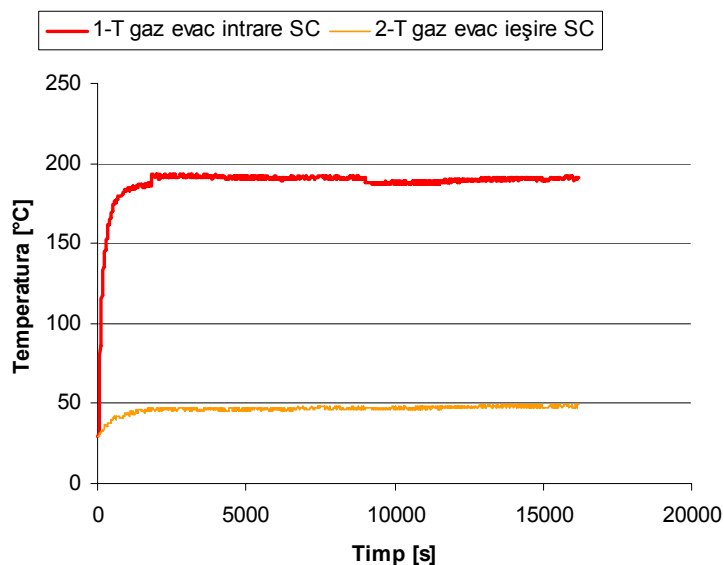


Figura 6.2. Variația temperaturii gazelor de ardere la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 2 kW, folosind motorină.

Așa cum evidențiază variațiile din figura 6.2, s-a obținut o temperatură medie la intrarea în schimbător de $t = 187,917$ °C. Media temperaturilor gazelor la ieșirea din schimbătorul de căldură este $t = 47,56$ °C.

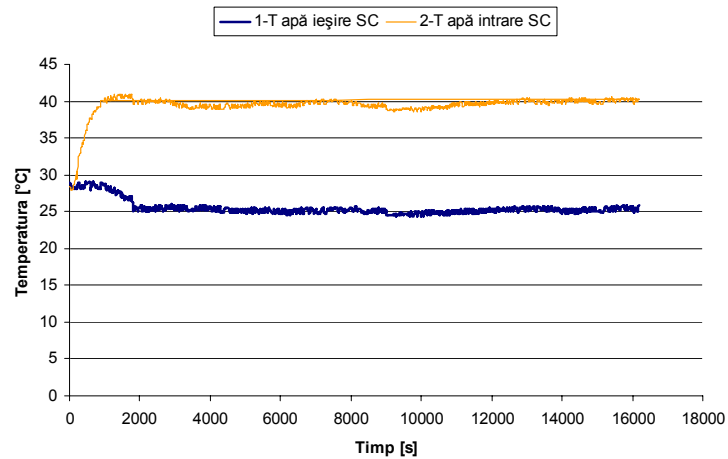


Figura 6.3. Variația temperaturii apei de răcire la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 2 kW, folosind motorină.

Figura 6.3 prezintă variația temperaturilor apei de răcire, la intrarea în schimbător. Temperatura prezintă o medie $t = 24,24$ °C. Valoarea medie a temperaturii apei la ieșirea din schimbător este $t = 40,16$ °C. Această valoare redusă a temperaturii apei a fost obținută datorită construcției speciale a schimbătorului, ce asigură transferul intensificat de căldură.

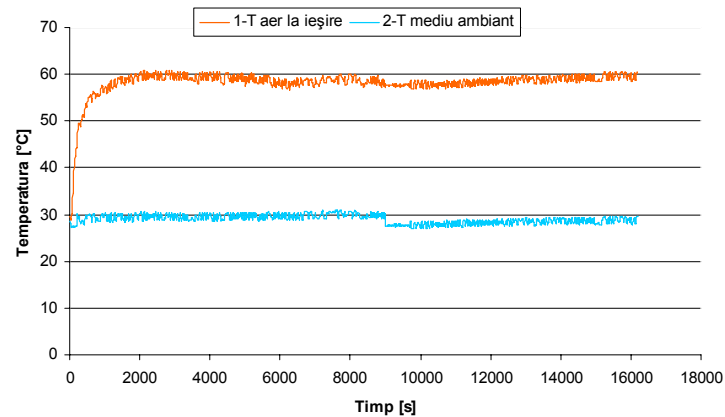


Figura 6.4. Variația temperaturii aerului ca agent de răcire față de temperatura mediului ambiant, la o încărcare de 2 kW, folosind motorină.

Temperatura aerului la părăsirea motorului s-a menținut în jurul valorii de 60 °C, în condițiile unei valori a temperaturii aerului ambiant de 30 °C. Sunt valori normale pentru motoarele răcite cu aer (figura 6.4).

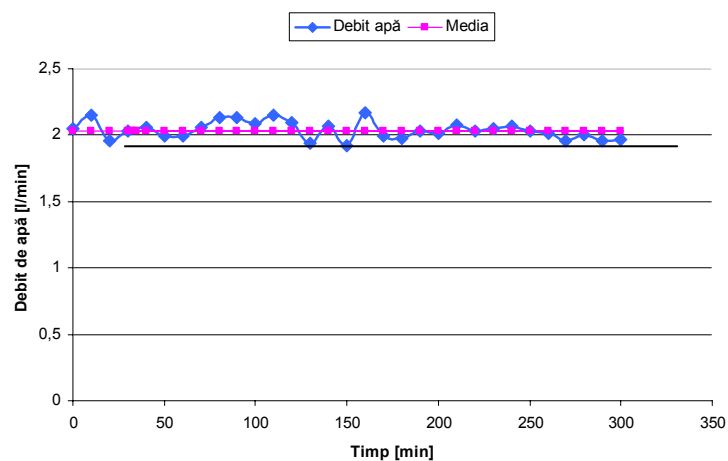


Figura 6.5. Variația debitului apei de răcire pentru treapta de încărcare 2 kW, folosind motorină.

S-a încercat menținerea la o valoare constantă a debitului de apă. S-a reușit să se mențină o valoare medie de 2 l/min. În figura 6.5 sunt ilustrate valorile acestuia pentru treapta de 2 kW. Abaterile de la o valoare constantă se explică prin fluctuațiile inerente a presiunii apei din rețeaua orașului. Acest fapt trebuie considerat real și probabil, mai ales că orice grup generator va funcționa, în condiții reale și nu artificial constante.

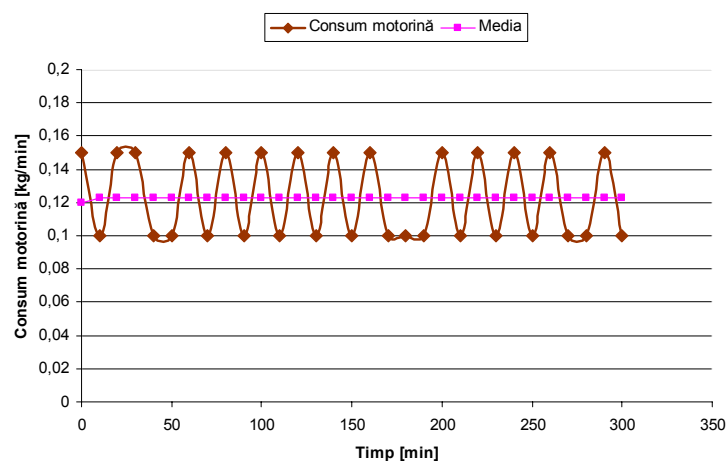


Figura 6.6. Variația consumului de motorină pentru treapta de încărcare de 2 kW.

Figura 6.6 reprezintă variația consumului de combustibil pentru intervalul de timp considerat.

Se precizează că fluctuațiile de circa $\pm 2,5$ g/min față de valoarea medie de 0,12 kg/min ar fi putut fi mai mici. Abaterile înregistrate ce evidențiază un regim de instabilitate nu pot fi apreciate ca foarte grave sau cauzatoare de disfuncții de

interpretare. 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].

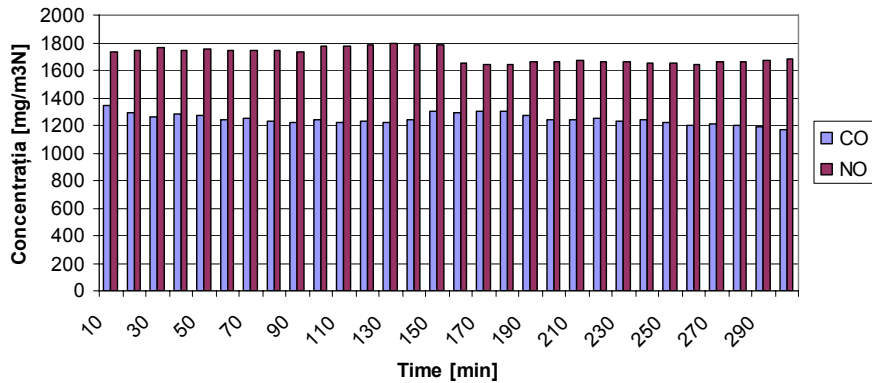


Figura 6.7. Variația concentrațiilor de CO și NO, la o încărcare de 2 kW, folosind motorină, raportate la $O_{2.ref} = 5\%$.

Valorile concentrațiilor emisiilor de CO și NO din figura 6.7 obținute la acest regim sunt relativ mari, comparativ cu emisiile măsurate pentru motoare cu răcire cu apă și cu un număr mai mare de cilindri [26].

Ele 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, temperatura mai mare determinând nivele mai mari de concentrații de NO. Valorile sunt destul de constante.

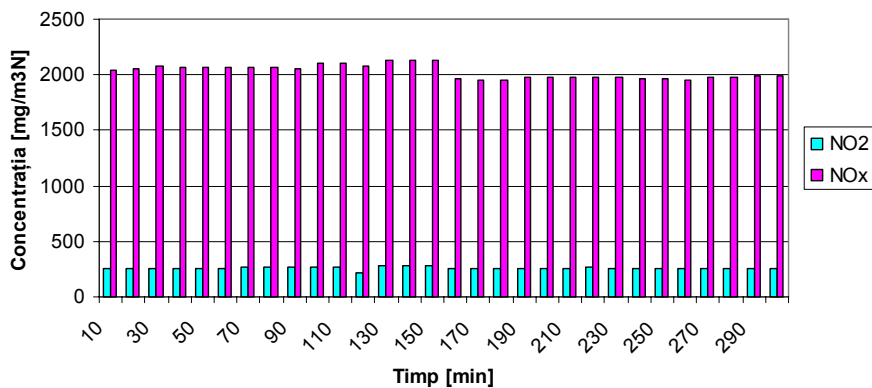


Figura 6.8. Variația concentrațiilor de NO_2 și NO_x , la o încărcare de 2 kW, folosind motorină, raportate la $O_{2.ref} = 5\%$.

Aceeași accentuare a valorilor emise se regăsește și pentru concentrațiile de NO_x și NO_2 , de asemenea ridicate. Se remarcă faptul că partea majoritară a NO_x este totuși NO (figura 6.8).

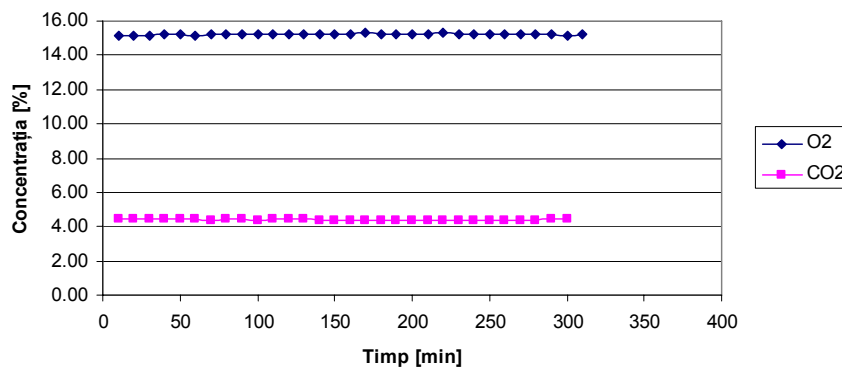


Figura 6.9. Variația concentrațiilor de O₂ și CO₂, la o încărcare de 2 kW, folosind motorină, raportate la O_{2.ref} = 5 %.

Pentru O₂ și CO₂ s-au obținut valorile prezentate în figura 6.9. S-a obținut o constanță în jurul valorii de 4,04 % (părți volumice) pentru emisia de CO₂, iar pentru oxigen s-a înregistrat o valoare medie de 15 % părți volumice.

6.3.1.2. Măsurarea parametrilor centralei de cogenerare pentru treapta de 4 kW

S-au repetat încercările pentru o încărcare de 4 kW. Încărcarea s-a realizat folosind două radiatoare, fiecare de câte 2 kW.

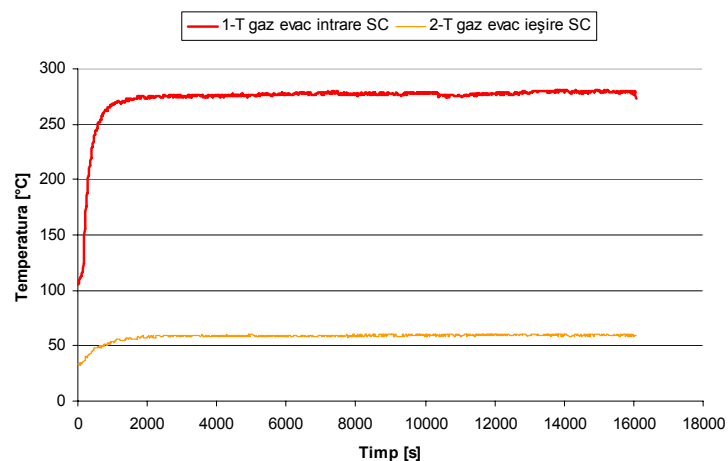


Figura 6.10. Variația temperaturii gazelor de evacuare la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 4 kW, folosind motorină.

Creșterea temperaturii gazelor de ardere, față de situația, obținută la încărcarea de 2 kW, este normală pentru că sarcina a crescut. Temperatura medie a gazelor la intrarea în schimbător, determinată experimental, este $t = 273,22$ °C.

Valoarea medie obținută pentru temperatura gazelor de evacuare, la ieșirea din schimbătorul de căldură este, $t = 58,17 \text{ }^\circ\text{C}$ (figura 6.10).

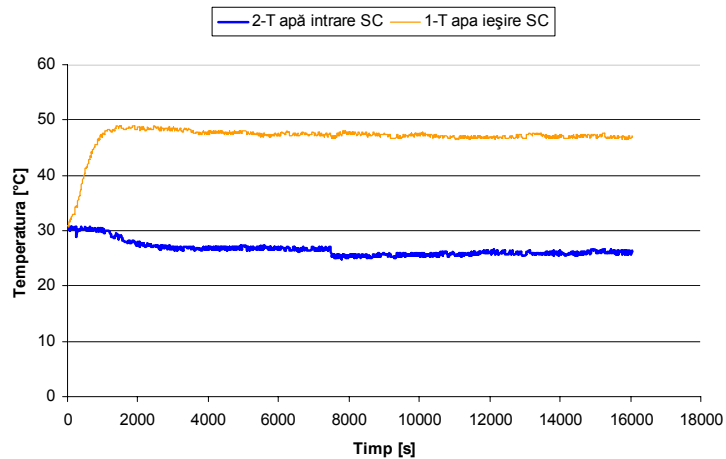


Figura 6.11. Variația temperaturii apei de răcire la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 4 kW, folosind motorină.

Din figura 6.11 rezultă:

- valoarea medie pentru temperatura apei de răcire $t = 26,76 \text{ }^\circ\text{C}$,
- valoarea temperaturii medii a apei de răcire, la ieșirea din schimbător este mai ridicată: $t = 48,58 \text{ }^\circ\text{C}$.

Această creștere față de cazul obținut la încărcarea de 2 kW se datorează modificării treptei de încărcare a motorului și e considerată normală.

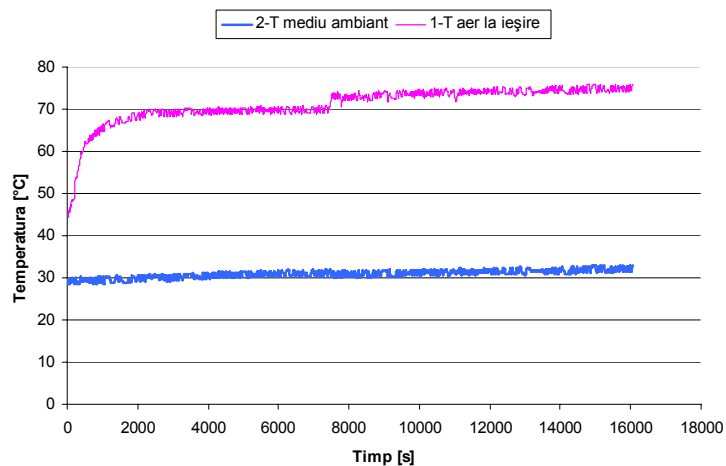


Figura 6.12. Variația temperaturii aerului ca agent de răcire față de temperatura mediului ambiant, la o încărcare de 4 kW, folosind motorină.

Ca și în cazul precedent, variațiile temperaturilor obținute pentru mediul ambiant și aerul de răcire al motorului (figura 6.12) sunt corelate.

Debitul apei de răcire s-a menținut constant pe durata măsurătorilor, în jurul valorii de 2 l/min (figura 6.13).

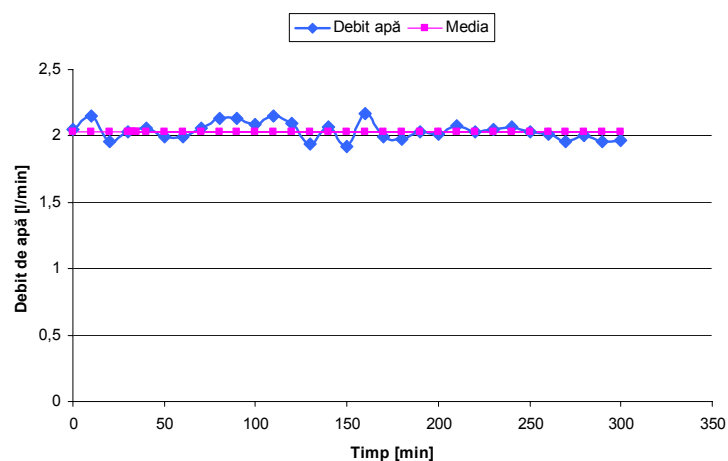


Figura 6.13. Variația debitului apei de răcire pentru treapta de 4 kW, folosind motorină.

În legătură cu figurile 6.13 și 6.14 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).

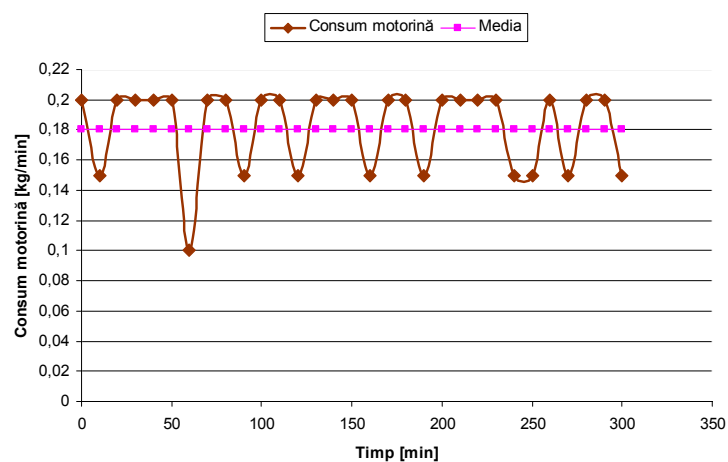


Figura 6.14. Variația consumului de motorină pentru treapta de încărcare 4 kW.

Consumul de carburant crește de la 0,737 kg/h pentru treapta de 2 kW la 1,093 kg/h pentru treapta de încărcare de 4 kW. Acest lucru se datorează creșterii încărcării motorului termic (figura 6.14 în comparație cu figura 6.6). Valorile pentru concentrațiile emisiilor poluante mediate la treapta de încărcare de 4 kW sunt prezentate în figurile 6.15- 6.17.

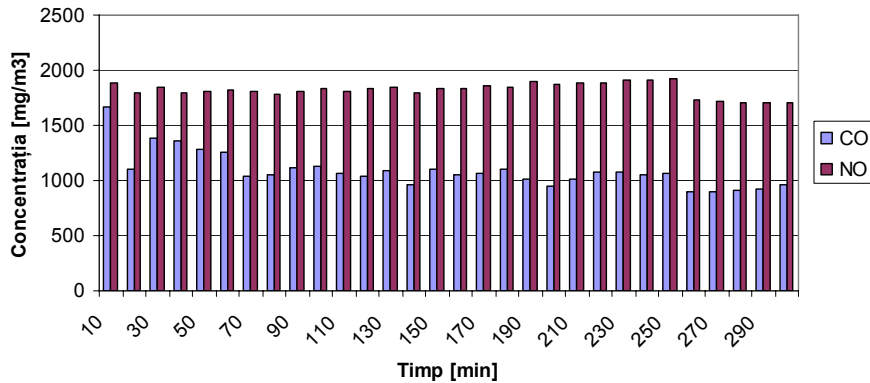


Figura 6.15. Variația concentrațiilor de CO și NO, la o încărcare de 4 kW, folosind motorină, raportate la $O_{2.ref} = 5\%$.

Toate valorile concentrațiilor emisiilor au fost raportate la oxigenul de referință $O_{2.ref} = 5\%$.

Pentru emisia de CO valoarea este aproximativ egală cu cea obținută la încărcare de 2 kW. Concentrația pentru NO este însă peste valoarea de 1500 mg/m^3 datorită creșterii încărcării microcentralei de cogenerare (figura 6.15), care a necesitat un consum sporit de combustibil, care la rândul său a indus un regim termic mai ridicat, comparativ cu situația încărcării la 2 kW a microcentralei.

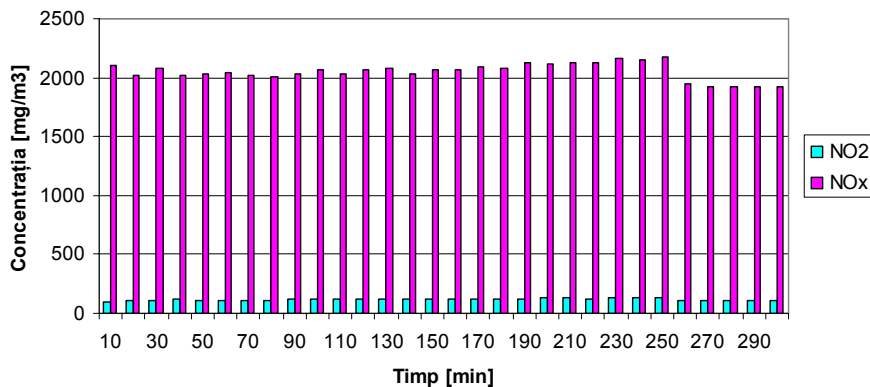


Figura 6.16. Variația concentrațiilor de NO_2 și NO_x , la o încărcare de 4 kW, folosind motorină, raportate la $O_{2.ref} = 5\%$.

Concentrația de NO_x are o variație destul de constantă, totuși depășește valoarea de 2000 mg/m^3 , înregistrată în cazul încărcării de 2 kW (figura 6.16). Reducerea nivelului în ultima parte a experimentului se consideră accidentală, dar poate fi explicată prin faptul că la acel moment s-a completat cu combustibil rezervorul de alimentare. Sunt probabil astfel situații de variație a calității (a gradului de amestec de butanol în motorină).

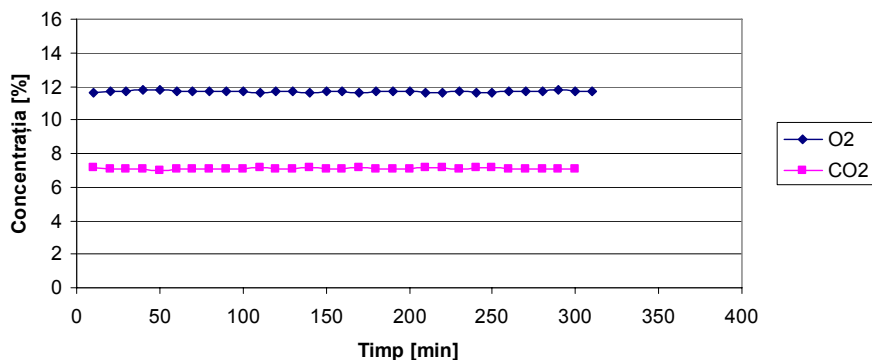


Figura 6.17. Variația concentrațiilor de O_2 și CO_2 , la o încărcare de 4 kW, folosind motorină.

Concentrațiile din figura 6.17 înregistrează valori mai mici (pentru oxigen) și mai mari (pentru dioxidul de carbon) față de cazul de referință deoarece creșterea sarcinii motorului implicit determină o cantitate de combustibil sporită. Sunt însă constante și evidențiază o stabilitate a regimului.

6.3.1.3. Măsurarea parametrilor centralei de cogenerare pentru treapta de 5,5 kW

Pentru încărcarea microcentralei de cogenerare la capacitate maximă, la bornele generatorului s-au cuplat, pe lângă cele două convectoare electrice, încă un reșou de putere 1,5 kW. Astfel microcentrala de cogenerare este încărcată cu 5,5 kW. Valorile temperaturilor, debitelor și ale emisiilor rezultate și determinate experimental, pe ștand, sunt prezentate ca și în cazurile precedente, sub formă grafică.

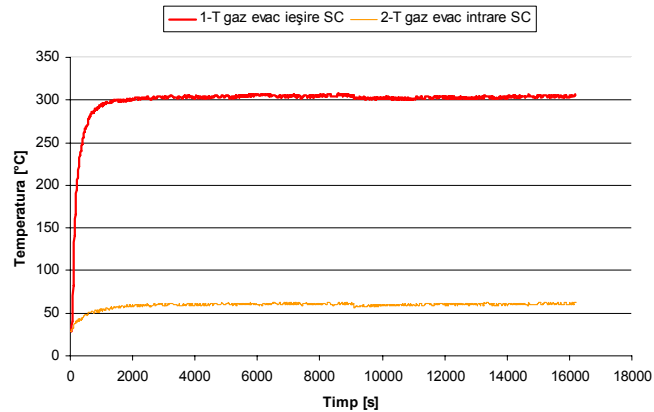


Figura 6.18. Variația temperaturii gazelor de evacuare la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 5,5 kW, folosind motorină.

Din figura 6.18 rezultă că valoarea maximă a temperaturii gazelor de ardere la intrarea în schimbătorul de căldură, este de peste 300 °C. Valoarea medie obținută este $t = 299,14$ °C. Această creștere se explică prin mărirea dozei ciclice, pentru învingerea rezistențelor cauzate de generatorul de curent. Valoarea medie obținută pentru temperatura gazelor la ieșirea din schimbătorul de căldură este $t = 59,17$ °C.

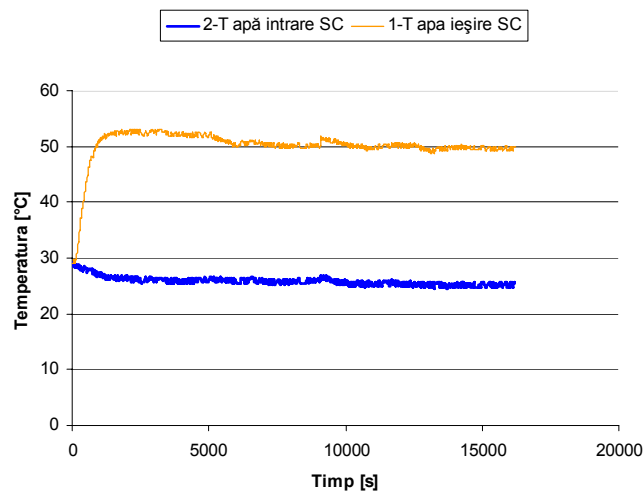


Figura 6.19. Variația temperaturii apei de răcire la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 5,5 kW, folosind motorină.

Valoarea medie a temperaturii apei de intrare în schimbătorul de căldură este $t = 28,53$ °C. Temperatura apei la ieșirea din schimbător în valoare medie, a crescut la valoarea de $t = 53,88$ °C (figura 6.19). Valoarea mai ridicată se datorează creșterii temperaturii gazelor de ardere, cauzată de creșterea încărcării.

Valorile temperaturilor mediului ambiant și a agentului de răcire sunt prezentate în figura 6.20.

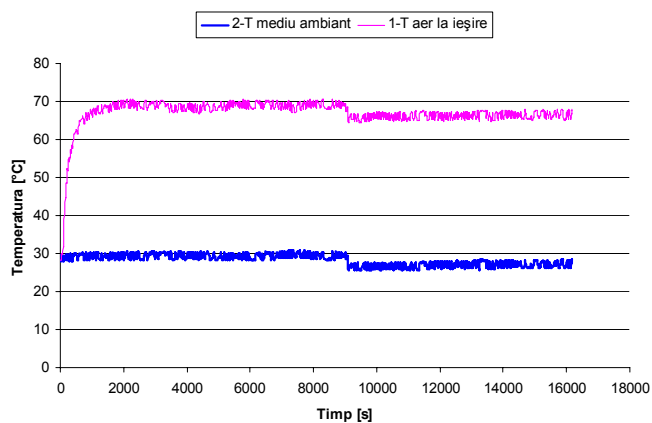


Figura 6.20. Variația temperaturii aerului ca agent de răcire față de temperatura mediului ambiant, la o încărcare de 4 kW, folosind motorină.

Temperatura aerului de răcire a motorului rămâne constantă ca și în cazul încărcării maxime, aproximativ în jurul valorii de 70 °C. Acest lucru indică funcționarea bună a sistemului de răcire a motorului, când acesta este încărcat la sarcina maximă (figura 6.20).

Debitul apei de răcire s-a menținut aproape constant, în jurul valorii de 2 l/min, reprezentarea grafică pentru această valoare măsurată fiind redată în figura 6.21.

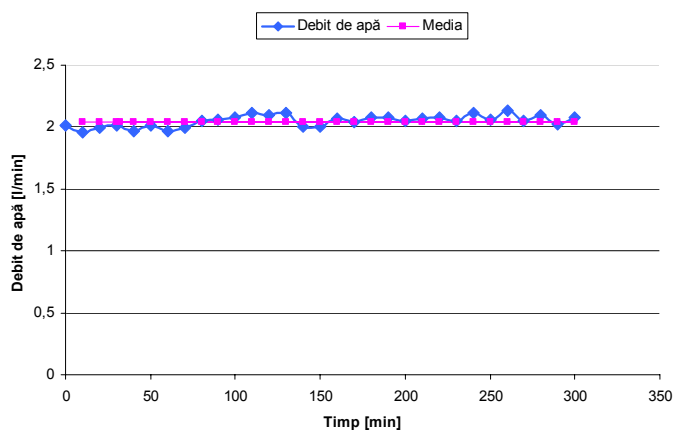


Figura 6.21. Variația debitului apei de răcire pentru treapta de 5,5 kW, folosind motorină.

Consumul de carburant este constant la început. După 200 minute (3,5 ore funcționare) se instalează însă o ușoară instabilitate (consum fluctuant de carburant). 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 0,20 kg la 10 minute de funcționare (la încărcarea de 5,5 kW).

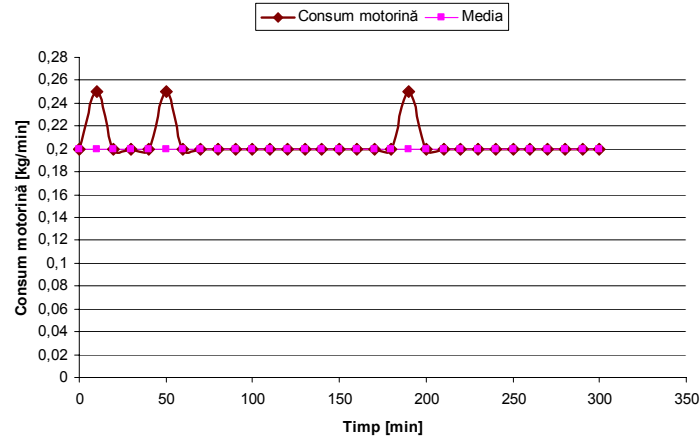


Figura 6.22. Variația consumului de motorină pentru treapta de încărcare 5,5 kW.

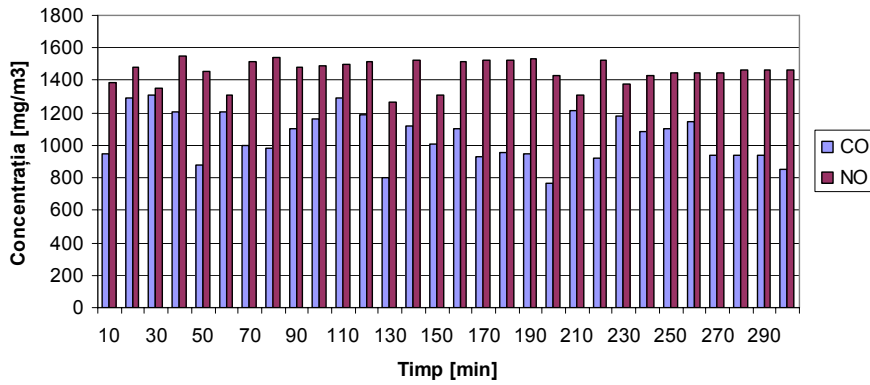


Figura 6.23. Variația concentrațiilor de CO și NO la o încărcare de 5,5 kW, folosind motorină, raportate la $O_{2,ref} = 5\%$.

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 poluanților din gazele de evacuare. Acest lucru se observă din graficul de variație a concentrației CO și NO (figura 6.23). Pentru această treaptă de încărcare, pentru emisia de CO, se constată variații cu depășiri peste valorarea de 1500 mg/m^3 . Variațiile emisiei de NO prezintă ca maxim valoarea de 1590 mg/m^3 . O astfel de fluctuație nu a mai fost înregistrată în celelalte serii de încercări. O posibilă cauză este variația concentrației de oxigen (figura 6.25).

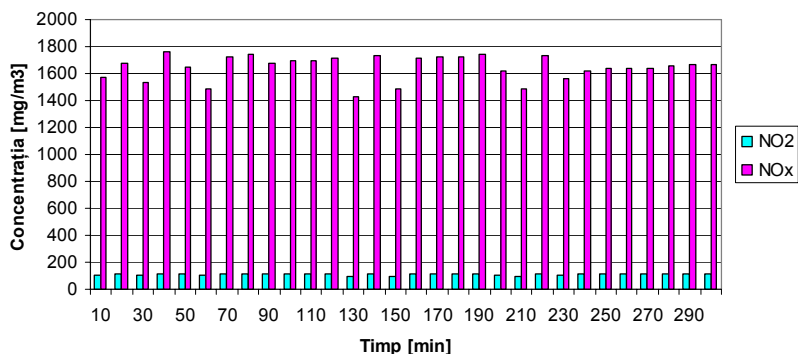


Figura 6.24. Variația concentrațiilor de NO₂ și NO_x, la o încărcare de 5,5 kW, folosind motorină, raportată la O_{2,ref} = 5 %.

Folosind motorina și încărcarea de 5,5 kW, valoarea concentrației de NO_x prezintă valori de peste 1600 mg/m³ creșterea fiind datorată măririi dozei ciclice de combustibil, prin încărcarea la sarcină maximă a instalației de cogenerare (figura 6.24). Astfel se intensifică mecanismul de formare a NO_x, se consumă oxigenul și carbonul este oxidat complet.

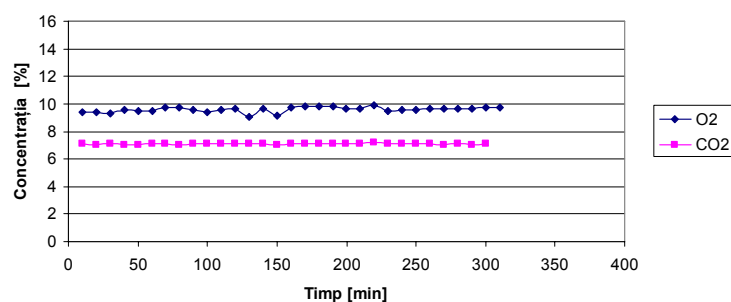


Figura 6.25. Variația concentrațiilor de O₂ și CO₂, la o încărcare de 5,5 kW, folosind motorină.

Creșterea consumului de carburant și a sarcinii se reflectă și în creșterea valorilor procentelor de oxigen și dioxid de carbon măsurate. Astfel valoarea concentrației de oxigen scade în jurul valorii de 10 %, iar concentrația de dioxid de carbon crește la valoarea de 8 % (figura 6.25).

6.3.2. Calculul eficienței centralei de cogenerare pentru treptele de încărcare

În tabelul 6.3 sunt prezentate specificațiile tehnice ale motorului termic în baza cărora s-au realizat calculele. Toți parametrii au fost menținuți constanți.

Tabelul 6.3. Specificațiile tehnice ale motorului termic din grupul de cogenerare KDE 5000CE

Denumirea parametrului	Simbol	Parametrii, U.M.
Putere nominală	P_n	5.5 kW la 3000 rot/min
Consum specific de carburant motorină $H_i = 43040$	c_e	242 g/kWh
Consumul orar	C_h	1.331 kg/h
Turația nominală	n	3000 rot/min
Tipul motorului termic	-	Motor în 4 timpi cu aspirație naturală cu pompă de injecție de presiune medie 150 bar și răcire cu aer
Numărul cilindrilor	i	1
Cilindreea	V_s	405 cm ³
Transmisie generator	-	Direct pe arborele cotit al motorului
Debit de apă	\dot{m}	2 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 (6.27)

$$\dot{Q}_{comb} = C_h \cdot H_i \cdot \frac{10^{-6}}{3600} \quad [\text{kW}] \quad (6.27)$$

unde:

C_h este consumul orar de combustibil, în g/h,

H_i - puterea calorică inferioară, în J/kg.

Se poate calcula însă și cu formula (6.28):

$$\dot{Q}_{comb} = \frac{c_e \cdot P_{ef} \cdot H_i \cdot 10^{-3}}{3600} \quad [\text{kW}] \quad (6.28)$$

unde:

c_e este consumul specific, în g/(kWh),

P_{ef} - puterea efectivă, în kW,

H_i - puterea calorică inferioară, în J/kg.

Consumul specific este calculat cu relația:

$$c_e = \frac{C_h}{P_{ef}} \quad [\text{g}/(\text{kWh})] \quad (6.29)$$

unde:

C_h este consumul orar, în kg/h,

P_{ef} - puterea efectivă, în W.

2. Calculul randamentului electric determină următoarea valoare:

$$\eta_{ele} = \frac{P_{ef}}{\dot{Q}_{comb}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (6.30)$$

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:

$$\dot{Q}_{schimb} = \frac{\dot{m}_{ap\acute{a}}}{3600} \cdot c_{ap\acute{a}} \cdot (t'' - t') \quad [\text{W}] \quad (6.31)$$

unde:

$\dot{m}_{ap\acute{a}}$ este debit masic de apă, în kg/h,

$c_{ap\acute{a}}$ - 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:

$$\eta_{ter} = \frac{\dot{Q}_{schimb}}{\dot{Q}_{comb}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (6.32)$$

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:

$$\eta_b = \eta_{ele} \cdot \eta_{tr} \cdot \eta_G \quad [\%] \quad (6.33)$$

unde:

η_{tr} este randamentul transmisiei, în %,

η_G - randamentul generatorului, în %,

η_{ele} - randamentul electric, în %.

5. Randamentul total în cazul cogenerării va fi:

$$\eta_{tot} = \eta_b + (0,6 \cdot q_{ge}) + \eta_{ter} \quad [\%] \quad (6.34)$$

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 6.4

Tabelul 6.4. Rezultatele calculului eficiențelor termice electrice și totale ale microcentralei de cogenerare.

Combustibil	Încărcare [kW]	Randament termic η_{ter} [%]	Randament la bornele generatorului η_b [%]	Randament total η_{tot} [%]
Motorină	2	20,78	47,82	68,60
	4	28,01	41,66	69,67
	5,5	33,47	39,41	72,88

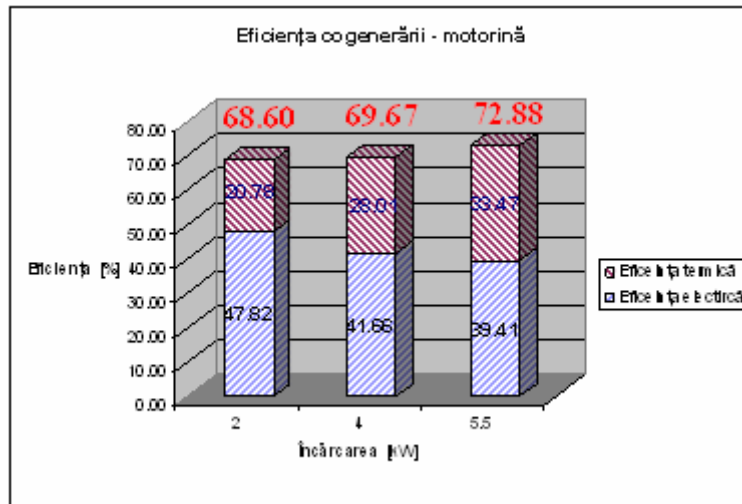


Figura 6.26. Variația eficienței cogenerării funcție de încărcarea grupului pentru cazul motorinei.

Figura 6.26 indică dependența dintre eficiența cogenerării și încărcarea motorului termic. De asemenea, se prezintă și valoarea procentuală a celor două forme de energie rezultate prin cogenerare. Se constată că prin mărirea încărcării, eficiența (randamentul) totală crește, partea ce revine componentei „termice” fiind sporită. Explicația se găsește în consumul sporit de combustibil, care va asigura în urma arderii către același debit de apă de răcire (circa 2 l/min) un aport de energie termică sporit.

Aceste rezultate vor fi valori de comparație în continuare pentru cazurile în care vor fi folosite amestecuri de butanol și motorină, în diferite concentrații, ca și combustibil primar în microcentrala de cogenerare.

6.4. Despre N-Butan (butanol) ca și combustibil alternativ

6.4.1. Istoric

Dicționarul explicativ al limbii române indică faptul că butanolul este o substanță chimică din clasa alcoolilor, folosită ca dizolvant pentru lacuri și ca produs intermediar în sintezele organice. Se mai numește alcool butilic și provine din cuvântul francez *butanol* [119].

Chaim Azriel Weizmann (1874 –1952), președintele Organizației Zioniste Mondiale (și primul președinte al statului Israel) descoperă, în 1916, butanolul, obținut pe atunci prin fermentație cu bacteria *Clostridium acetobutylicum* numit și „organismul Weizmann” [118].

Bacteria face parte din familia Clostridium (figura 6.27), producând endospori în mediul anaerob. Denumirea provine din limba greacă *kloster* (κλωσטר), care în traducere înseamnă baghetă.

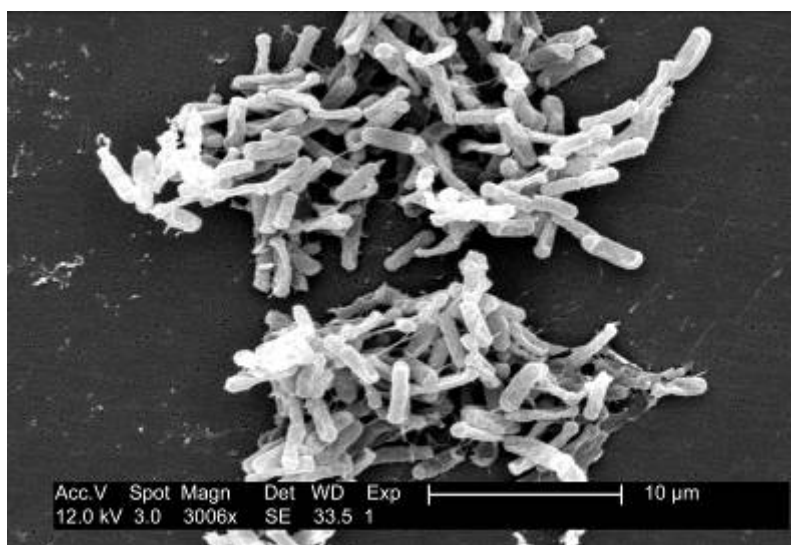


Figura 6.27. Bacteria clostridium [100].

Weizmann a produs prin fermentația anaerobă a amidonului acetonă, butanol și etanol. Procedeul se numește ABE (Acetonă Butanol Etanol). Clostridium acetobutylicum generează, de asemenea, acidul acetic, acidul butiric,

dioxidul de carbon, chiar și hidrogen [100]. Procedeul a fost puternic implementat în industrie până la sfârșitul anilor 1940, fiind folosit și în timpul războiului pentru a produce praful de pușcă necesar la vremea respectivă. Supremația tehnologiei ABE a luat sfârșit în momentul apariției petrolului, care s-a dovedit mult mai ieftin fiind procesat prin cracare sau tehnici de distilare.

Recent, procedeul de fermentație cu Clostridium acetobutylicum a recâștigat interesul pieței pentru producerea de biocombustibili, ca alternativă la combustibilii fosili folosiți în autovehicule. Corporația americană Environment Energy Inc. și Universitatea de Stat Ohio au redeschis studiul mecanismului ABE, construind o nouă bacterie de tip Clostridium trybutyricum. Bacteria produce hidrogen și acid butiric într-o proporție mai mare decât etanolul și acetona. Amestecul este pompat într-un bioreactor fibros, producând astfel butanolul. Din punct vedere economic, procedeul este competitiv [100].

Spre deosebire de drojdie care poate "digeră" zahărul în alcool și dioxid de carbon, Clostridia acetobutylicum și multe alte bacterii din familia clostridia pot "digeră" zerul, zahărul, amidonul, lignina (acid lignisulfonic), fibrele de celuloză și alte categorii de biomase direct în butanol, acid propionic, eter sau glicerină. Cu toate că procedeul de fermentație are nevoie de controlul temperaturii, este un proces simplu. Produsele finale rezultă sub formă de straturi și sunt ușor de separat.

Experimentele au arătat că butanolul se poate folosi în automobilele propulsate de motoare Otto, fără a face nici o modificare din punct de vedere tehnic asupra acestora. S-a dovedit științific că folosirea butanolului a condus la o scădere a noxelor provenite din gazele de eșapament ale vehiculelor și scăderea consumului de combustibil. Această scădere se datorează proprietăților fizico chimice ale butanolului. Cifra octanică, față de benzină clasică, este mai mare. Nu este higroscopic. Un alt avantaj major care îl departajează de alți bio-combustibili este

faptul că nu atacă, din punct de vedere chimic, metalele componente ale motorului cu ardere internă și ale sistemelor auxiliare (rezervor, traseu de alimentare, pompă de alimentare).

6.4.2. Proprietăți fizice și chimice ale butanolului

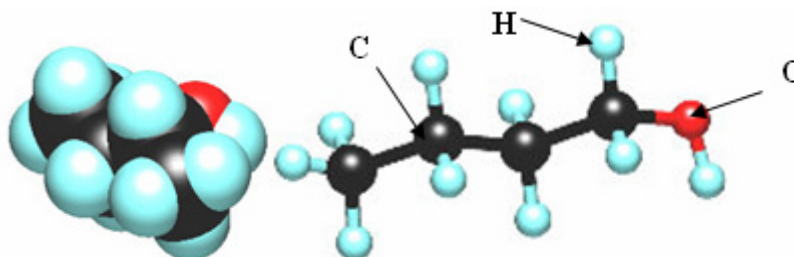


Figura 6.28. Molecula de butanol [100].

Figura 6.47 ilustrează formula moleculară a butanolului: $C_4H_{10}O$. Butanolul sau butil alcoolul (biobutanol – când este produs din biomasă) este un alcool primar cu 4 atomi de carbon. Face parte din familia alcoolilor superiori. În industrie, butanolul este folosit în primul rând ca un bun solvent, un produs intermediar de sinteză pentru diferiți compuși chimici, și, de curând, datorită proprietăților acestuia, ca și combustibil primar în motoarele cu ardere internă.

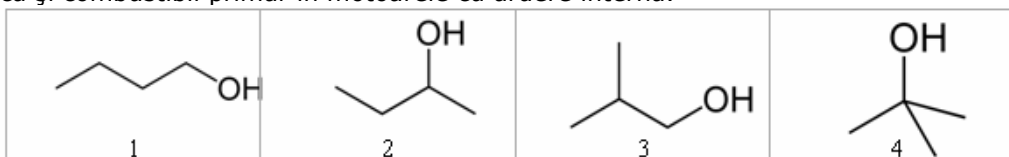


Figura 6.29. Izomerii butanolului [100].

Butanolul are patru izomeri (figura 6.29), aceștia sunt:

- **n-Butanol** (figura 6.29-1) este alcoolul primar cu 4 atomi de carbon.
- **2-Butanol** (figura 6.29-2) este un solvent, dar se mai folosește și ca intermediar, în producerea altor compuși chimici, ca exemplu bunanona. Esterii volatili ai 2-Butanolului sunt folosiți în industria cosmetică la producerea de parfumuri, dar și în industria alimentară ca arome artificiale prin hidrarea a 1-butenei sau a 2-butenei (figura 6.30).

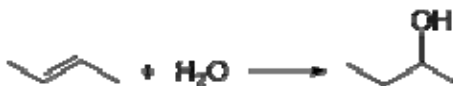


Figura 6.30. 2 - Butanol [100].



- **Isobutanol** (figura 6.29-3), este un produs chimic organic, colorat, inflamabil și cu miros caracteristic. Se folosește pe o scară largă ca și solvent în reacțiile chimice, dar și ca materie primă în sinteza organică, la prepararea acetatului isobutilic, folosit la producerea lacurilor și vopselelor. Acetatul isobutilic este folosit și în industria alimentară ca și "agent aromant" [75].

- **Terț – Butanolul** (figura 6.29-4) este cel mai simplu alcool terțiar. Este un lichid incolor, cu miros asemănător mirosului de camfor, solubil în apă, miscibil cu etanolul și cu dimetil eterul. Caracteristica unică a terț –butanolului este aceea că tinde să fie solid la temperatura camerei, având un punct de topire puțin peste 20 °C. Prin hidrarea catalitică a isobutenei se obține terț-butanolul (figura 6.31).

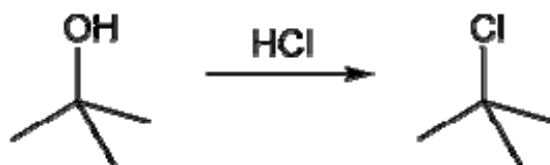


Figura 6.31. terț-Butanol [100].

Din formula moleculară a butanolului rezultă o participare a elementelor C, O, H de 65 % pentru carbon, 13,5 procente pentru hidrogen și 21,5 procente pentru oxigen.

Tabelul 6.5. Caracteristici energetice ale unor combustibili folosiți și „bio”.

Combustibil	Puterea calorifică inferioară H_i [MJ/kg]	Densitatea [kg/m^3]	Densitatea energetică [MJ/l]	Vâscozitatea cinematică la 0 ° [cSt]
Benzină	44,4	702	34,8	0,4-0,8
Butanol	33,1	810	26,8	3,64
Etanol	31,1	789	23,5	1,52
Metanol	19,9	791,5	17,9	0,64
Motorină	43,04	850	36,6	>3

Tabelul 6.5 identifică câteva dintre caracteristicile energetice ale izomerul n-butanol. Acest combustibil este folosit în amestec în diferite procente în motorină, constituind astfel combustibilul primar utilizat în instalația experimentală. O caracteristică fizică deosebită a butanolului este mirosul specific dulce-înțepător. Reacționează cu metalele alcaline eliberând gaze inflamabile, bogate în hidrogen și oxidanți puternici. De reținut este faptul că atacă foarte multe tipuri de materiale plastice. Proprietățile fizice ale butanolului sunt:

- Temperatura de fierbere 118 °C
- Temperatura de topire -89 °C
- Punct de inflamabilitate 29 °C
- Temperatura de autoaprindere 340 °C
- Densitatea relativă a vaporilor 2,6
- Solubilitatea în apă (g/100 ml la 20°C) 8
- Limitele explozive 1.4 – 11.3 % în aer
- Masa moleculară relativă 74,1

Folosirea butanolului în procesele industriale implică un grad sporit de atenție. Trebuie ținut cont că butanolul, în contact direct cu pielea, este absorbit de către organism, producând iritarea (roșeața pielii). Inhalat în cantități mari determină dureri de cap și amețeli. Este un lichid cu un grad de inflamabilitate ridicat, sporind pericolul de explozie în incintele închise neventilate.

Încă din anii 1980, Legislația Comunității Europene a clasificat butanolul ca și *combustibil în clasa II-d* de toxicitate, limitând în diferite țări ale comunității concentrațiile acestuia în mediu ambiant (tabelul 6.6).

Tabelul 6.6. Valorile limită ale concentrațiilor de butanol în mediul ambiant [100].

Țara	Expunerea limită	Valoare
Ungaria	Concentrația maximă admisibilă :	100 $\mu\text{g}/\text{m}^3$
	- valoare medie - expunere pe termen scurt	200 $\mu\text{g}/\text{m}^3$
Italia	Pragul limită de valoare	150 $\mu\text{g}/\text{m}^3$
Japonia	Concentrația maximă admisibilă: - valoarea medie	150 $\mu\text{g}/\text{m}^3$
Olanda	Concentrația maximă permisă: - plafon limită	150 $\mu\text{g}/\text{m}^3$
Polonia	Concentrația maximă permisă: - plafon limită	200 $\mu\text{g}/\text{m}^3$
România	Concentrația maximă permisă:	200 $\mu\text{g}/\text{m}^3$
	- valoarea medie - plafon limită	300 $\mu\text{g}/\text{m}^3$
Suedia	Valoarea limită igienică:	80 $\mu\text{g}/\text{m}^3$
	- media zilnică - plafon limită	150 $\mu\text{g}/\text{m}^3$

6.4.3. Avantajele utilizării butanolului ca și combustibil

Butanolul este un combustibil ce poate fi extras din produsele petroliere dar și din biomasă, cel din urmă numindu-se biobutanol. Biobutanolul poate fi procesat dintr-o gamă largă de biomasă, care este competitivă din punct de vedere al costului de producție. Se poate produce din porumb, amidon, zahăr, zer, iarbă, frunze și alte biomase prin fermentație de tip ABE, în prezența bacteriei din familia Clostridium. Un dezavantaj major, este faptul că biobutanolul se produce din culturi "comestibile", spre deosebire de biodiesel care se produce din rapiță.

Etanolul este un alt biocombustibil ce se obține o dată cu butanolul prin fermentație, din aceleași materii prime. Etanolul a intrat în producția industrială acum 30 de ani în America Latină. De curând, etanolul a fost introdus pe piața europeană, fiind promovat și de General Motors. La salonul auto din Los Angeles din 2006, prin lansarea autoturismului Saab 95 aero, s-a deschis perspectiva dezvoltării vehiculelor funcționând cu bioetanol.

Etanolul este un alcool în lanț simplu, care poate să fie produs, asemenea butanolului, prin fermentație, chiar și din biomasă. Proprietățile fizice și chimice ale butanolului îi permit acestuia să poată fi folosit ca și combustibil alternativ în motoarele cu ardere internă de tipul Otto, dar numai după ce se fac modificări majore ale mecanismului motor și la sistemele auxiliare.

Față de etanol, butanolul prezintă o serie de avantaje care, cu siguranță vor favoriza producția butanolului în detrimentul etanolului. Astfel se menționează:

- Butanolul are conținutul energetic mai mare ca și etanolul (vezi tabelul 6.5);
- Butanolul nu prezintă coroziune în prezența metalelor;

- Amestecul aer - butanol are caracteristici apropiate de amestecul aer-benzină;
- Butanolul prezintă un avantaj major în transportul la distanță. Datorită acțiunii necorozive asupra materialelor metalice poate fi transportat prin infrastructura de conducte existente. Pentru etanol transportul necesită instalații speciale;
- S-a dovedit științific și practic că butanolul poate înlocui benzina chiar și în proporție de 100 %. Datorită proprietăților chimice și a caracteristicilor amestecului aer-combustibil, etanolul poate fi folosit în proporție de maxim 85 %;
- Aceeași cantitate de butanol folosită în loc de etanol permite parcurgerea a mai mulți kilometri;
- Din punct de vedere al stabilității chimice, butanolul oferă condiții mai sigure;
- Butanolul poate fi folosit ca și catalizator în producerea de biodiesel, înlocuind metanolul;
- Butanolul prezintă solubilitate mai redusă în apă, prin comparație cu etanolul.

Bacteria *Clostridium Beijerinckii* (BA 101 ATCC No PTA-1550) este cea mai recentă descoperire aplicată în producerea butanolului. Patentul american constă într-o modificare genetică a bacteriei *Clostridium acetobutylicum*, pentru a crește randamentul producerii butanolului prin fermentația biomasei [119].

Butanolul este produs în loturi în reactoare și recuperat prin distilare. Pentru o rafinărie cu o capacitate de producție de 150 000 tone de acetona, butanol și etanol având ca materie primă porumbul a fost investită suma de 33,74 mil \$ pentru echipamentele de producție, iar costurile necesare pentru personal și menținerea în funcțiune a rafinării s-au ridicat la suma de 110,46 mil \$. Luând ca și referință prețul de achiziție al porumbului de 79,23 \$ /t , un randament ABE de 0,42 g, prețul de producție al butanolului ajunge la valoarea de 0,34 \$/kg. O creștere a randamentului ABE la 0,50 g ar reduce prețul de producție al butanolului la 0,29 \$/kg. O creștere a prețului porumbului per tonă de 40,2 % ar ridica costul final de producție al butanolului la 0,47 \$/kg. Dacă se folosește ca și materie primă biomasa în iarbă, prețul final al butanolului poate ajunge la 0,73 \$/kg [101]. Aceste exemple valorice demonstrează pe de-o parte posibilitatea reducerii prețului, pe de alta parte necesitatea unor mari costuri de investiție.

Pentru a obține etanol pur este nevoie de o cantitate suplimentară de energie, spre deosebire de tehnologia de producere a butanolului, pentru că acesta trebuie separat de apă. Un alt aspect de reținut este prețul final de producție al etanolului, care ajunge la 0,58 \$/kg prin același procedeu, folosind aceeași biomasa.

Pentru a acoperi "necesarul" total, deci înlocuirea completa a combustibililor fosili, sunt necesare cantități foarte mari de biomasa, ceea ce afectează un sector foarte important al vieții hrana de zi cu zi a oamenilor. Un studiu făcut de expertul în științe agricole David Pimental din cadrul Universității Cornell arată că pentru a produce necesarul de etanol (produs prin procedeul ABE din porumb) folosit în amestec cu benzina, pentru un autovehicul obișnuit din SUA, pe durata unui an de zile, este necesar să se cultive o suprafață de 44515 m² cu porumb. La numărul de autovehicule care sunt înmatriculate în SUA, și care au ca propulsie motorul cu ardere internă tip Otto, ar trebui ca întreaga suprafață arabilă de teren de care dispune statul american să fie cultivată numai cu porumb destinat producției de etanol [101].

Procesul ABE poate fi aplicat și altor biomase (amidon, zer, zahar, secla de zahăr și trestie de zahar). Un randament bun și preț redus se obțin dacă se extrage butanolul din fibrele trestiei de zahăr. De curând, două mari companii (British Petroleum și Du Pont) și-au manifestat interesul pentru a produce butanol, datorită avantajelor sale care-l propulsează în fața etanolului. Prin construcția unei rafinării

în Marea Britanie, la Hull, se va întări producția de butanol extras din fibrele de trestie de zahăr.

6.4.4. Exemple de posibile aplicații ale butanolului, în spații economic dezvoltate

Recent, aplicabilitatea butanolului s-a extins și spre motoarele cu ardere internă diesel. În motorul diesel nu poate fi folosit în proporție de 100 % deci și combustibil singular, dar poate fi folosit în amestecuri. Studiul realizat de Argonne National Laboratory din Statele Unite ale Americii ridică gradul de încredere acordat butanolului ca și alternativă pentru înlocuirea combustibililor fosili [101].

Testele s-au realizat pe un autovehicul marca Mercedes C-220 Turbodiesel produs în anul 1999, la rece și la cald conform cu două tipuri de cicluri de încărcare variabilă a autovehiculului, standardizate EPA.

Figura 6.32 prezintă rezultatul obținut pentru ciclul testat (UDDS-Urban dynamometer driving schedule) și la viteze constante de 56 km/h și respectiv 88 km/h și încărcare variabilă. Adicional autovehiculul s-a testat. S-au folosit pe rând două concentrații de amestecuri butanol cu motorină, în proporție de 20 % și de 40 % participări volumice.

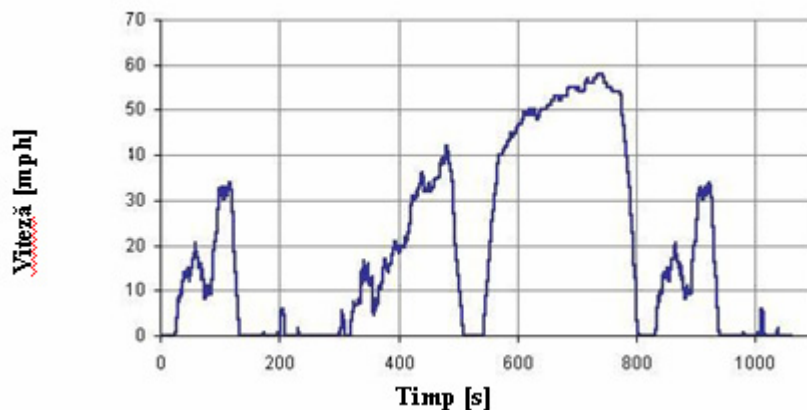


Figura 6.32. Testul UDDS-EPA aplicat unui motor Mercedes C-220 funcționând cu amestec butanol motorină [101].

Pentru ambele amestecuri concentrațiile de hidrocarburi nearse HC și monoxidul de carbon CO au crescut o dată cu mărirea concentrației de butanol în motorină. Emisia de hidrocarburi a crescut semnificativ la testul UDDS pentru pornirea la rece. La pornirea la cald s-a observat o ușoară creștere pentru aceiași poluanți. Emisia de azot NO_x a fost redusă prin folosirea ca și combustibil primar concentrația de 40 % butanol în motorină, amestecul de 20% nu a produs efecte semnificative de reducere pentru această emisie.

Manevrabilitatea autovehiculului a înregistrat modificări semnificative atunci când s-a folosit amestecul de 40 %, în special la pornirea la rece în testul UDDS. Creșterea consumului de combustibil o dată cu creșterea concentrației de butanol se datorează densității energetice mai mici a butanolului față de motorină, în consecință pentru a face față încărcărilor, este necesar un surplus de energie, realizat prin creșterea consumului. Cea mai mare scădere a consumului de combustibil, cu aproximativ 30 % s-a observat la pornirea la rece, în cazul testului

UDDS, atunci când s-a folosit amestecul cu 40 % participare volumică a butanolului în motorină.

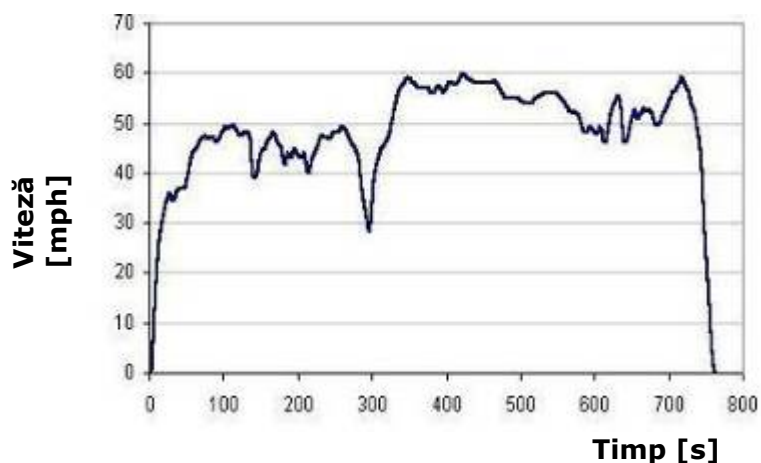


Figura 6.33 – a. Testul HWFET – EPA aplicat unui motor Mercedes C-220 funcționând cu amestec butanol motorină [101].

Testele HWFET (figura 6.33-a) indică o creștere a emisiei de NO_x o dată cu creșterea concentrației butanolului amestecat, concentrația de CO și HC nu a crescut semnificativ.

Pentru testele la viteză constantă și încărcare variabilă s-a obținut o scădere a gradului de fum, măsurat în unități FSN. FSN este Filter Smoke Number, definit după standardul ISO 10054 și reprezintă pierderea reflectivității unui filtru de hârtie, înnegrirea hârtiei, după prelevarea unei coloane de gaz de lungime 405 mm. Unitățile definite sunt de la 1 la 10, 10 fiind cazul cel mai defavorabil. Pentru testele la viteză constantă și încărcare variabilă s-a obținut o scădere de 80 % a limitărilor FSN-ului,

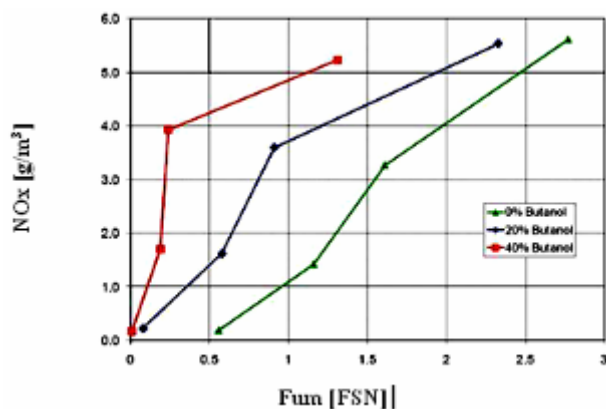


Figura 6.33 - b Variația gradului emisiilor de NO_x cu gradul de fum FSN [101].

Rezultatele anterioare arată că butanolul folosit ca adaos la motorină în concentrații de 20 %, dovedesc că el poate fi folosit, fără nici o problemă în motoarele diesel, calibrate pentru motorină. Mai mult, are un efect benefic în

reducerea emisiilor de particule fără a crește NO_x -ul folosit în concentrații mai mari de 20 %. Măsurătorile au fost făcute pe autovehiculul „stoc” (nemodificate), s-a observat o pierdere a manevrabilității atunci când s-a folosit concentrația de 40 % butanol în motorină. Printr-o calibrare a sistemului de injecție și a parametrilor, sistemului de management electronic de injecție se poate folosi, fără nici o problemă, și cu acest amestec de butanol în motorină [101].

Cu referire la alte aplicații în afara domeniului de „biocombustibili”, se menționează că butanolul poate fi folosit și în industria chimică ca și un puternic solvent. Totuși aplicabilitatea cu cea mai mare șansă de desăvârșire, rămâne domeniul energetic, considerat ca cea mai mare sursă generatoare de CO_2 . Butanolul este un combustibil „neutru” din acest punct de vedere poate fi o soluție aplicabilă pentru îndeplinirea strategiei și țintelor de reducere a CO_2 .

6.5. Rezultatele încercărilor experimentale realizate cu amestecuri combustibile conținând butanol

Capitolul 6.5 prezintă grafic rezultatele măsurătorilor parametrilor microcentralei de cogenerare, folosind ca și combustibil primar amestecuri de butanol în motorină, în diferite concentrații. Valorile concentrațiilor emisiilor poluante prezentate sunt raportate la oxigenul de referință $\text{O}_{2,ref} = 5\%$, conform normei TA Luft 2002. În toate cazurile s-a realizat comparația rezultatelor fie cu situația folosirii exclusive a motorinei, fie cu una dintre diferitele situații experimentale.

6.5.1. Rezultatele măsurătorilor pentru combustibilul alternativ cu concentrația de 2 % părți volumice butanol în motorină.

6.5.1.1. Încărcarea constantă a motorului la 2 kW

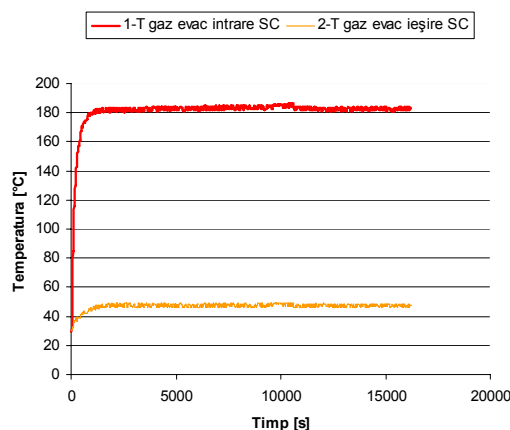


Figura 6.34. Variația temperaturii gazelor de evacuare la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 2 kW, folosind 2 % părți volumice butanol în amestec cu motorină.

Din figura 6.34 rezultă că temperatura gazelor de ardere, la intrare în schimbător, este mai mică, iar la ieșire este situată în aceeași plajă cu cea măsurată, în cazul când s-a folosit ca și combustibil primar doar motorina (figura 6.2). Concentrația de 2 % părți volumice butanol în motorină nu a condus la creșterea temperaturii gazelor de evacuare, față de cazul de referință. Analizând aceste rezultate în corelație și cu rezultate din figura 6.33 se poate afirma că regimul termic nu este sensibil influențat de gradul de amestec al butanolului, deoarece este prea mic.

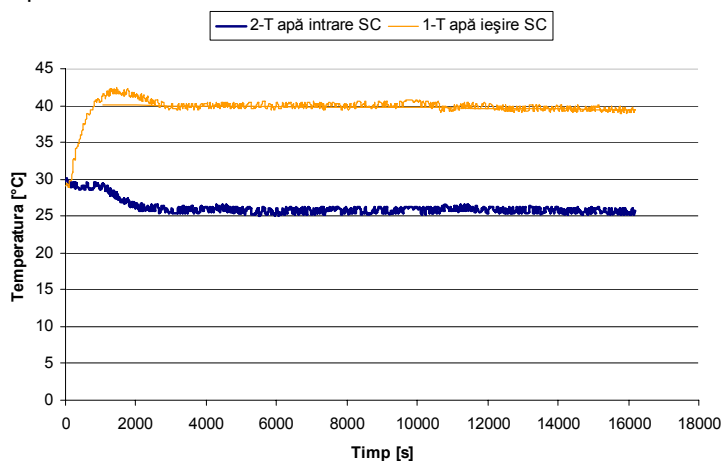


Figura 6.35. Variația temperaturii apei de răcire la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 2 kW, folosind 2 % părți volumice butanol în amestec cu motorină.

Valorile obținute pentru temperatura fluidului de răcire (figura 6.35) sunt aproximativ egale cu valorile obținute în cazul când s-a folosit ca și combustibil primar doar motorina (figura 6.3), temperatura apei de alimentare este însă mai scăzută.

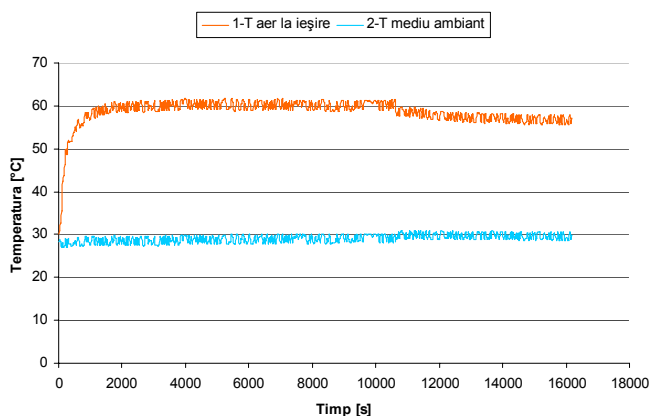


Figura 6.36. Variația temperaturii aerului ca agent de răcire față de temperatura mediului ambiant, la o încărcare de 2 kW, folosind 2 % părți volumice butanol în amestec cu motorină.

Deoarece temperatura gazelor la evacuarea din motor s-a menținut în jurul valorilor obținute pentru cazul în care s-a folosit doar motorina (fig 6.4), se consideră că prin folosirea amestecului (cu 2 % butanol) regimul termic al motorului nu se schimbă. Valorile temperaturii aerului ca agent de răcire (figura 6.36) sunt aproximativ egale cu cele obținute pentru cazul în care s-a folosit doar motorina. Totuși, datorită faptului că temperatura apei (agent de cogenerare) la intrarea în sistem este cu circa 1-2 grade mai redusă (față de cazul de referință) restul parametrilor rămân constanți și se apreciază că randamentul termic va fi mai bun.

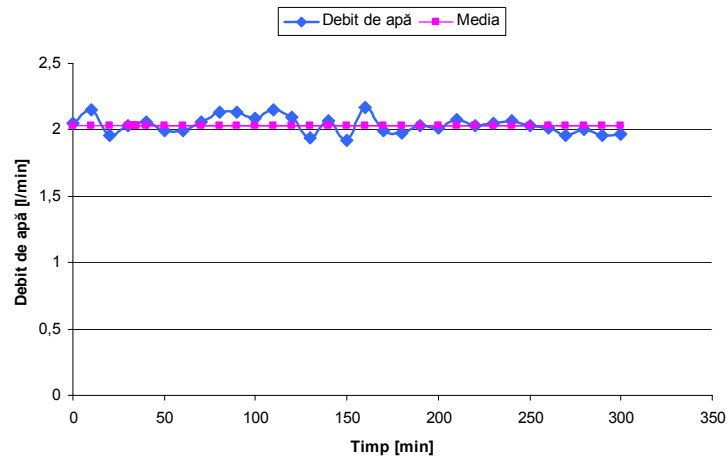


Figura 6.37. Variația debitului apei de răcire pentru treapta de 2 kW, folosind 2 % părți volumice butanol în amestec cu motorina.

Figura 6.37 indică valorile obținute pentru debitul apei de răcire. S-a menținut la valoarea medie de 2 l/min, deși există fluctuații și abateri de la medie, considerabile.

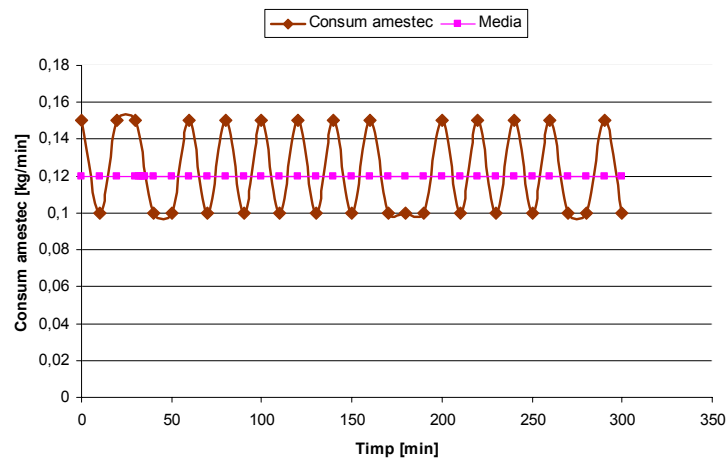


Figura 6.38. Variația consumului de amestec combustibil, folosind 2 % părți volumice butanol în motorină, la o încărcare de 2 kW.

Comparând valorile consumului orar de combustibil din figura 6.38 cu cele obținute, atunci când s-a folosit ca și combustibil primar exclusiv motorina (figura 6.6), se observă ca acestea sunt egale. Practic concentrația de butanol folosită are o influență redusă asupra consumului de combustibil, la această treaptă de încărcare. Teoretic însă, trebuie subliniat că, înlocuirea cuantumului de 2 % din combustibilul fosil cu combustibil alternativ, prezintă avantajele reducerii emisiei de CO_2 de origine fosilă, prin mărirea cuantumului de CO_2 „neutru” Se regăsește la această încărcare „redușă” (mai puțin de 50 % din valoarea de regim nominal), instabilitate identificată experimental. Cauzele sunt legate de lipsa unei capacități de autoreglare a grupului la sarcini parțiale. Variațiile sunt însă reduse ($\pm 2,5$ g/min).

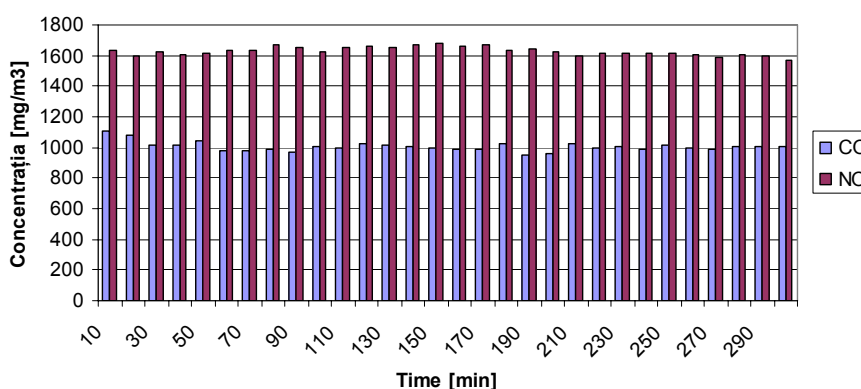


Figura 6.39. Variația concentrațiilor de CO și NO, la o încărcare de 2 kW, folosind 2 % părți volumice butanol în amestec cu motorină, raportate la $\text{O}_{2,\text{ref}} = 5\%$.

Așa cum rezultă din figura 6.39 pentru concentrația de 2 % părți volumice butanol, se constată că în amestec valorile mediate ale emisiei de monoxid de carbon cresc cu 17,2 %, iar concentrația de monoxid de azot a înregistrat o scădere cu 5 %, comparativ cu cazul de referință (figura 6.7).

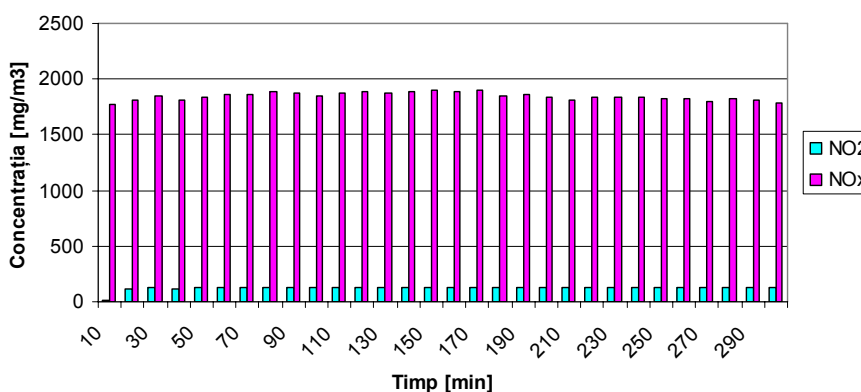


Figura 6.40. Variația concentrațiilor de NO_2 și NO_x , la o încărcare de 2 kW, folosind 2 % părți volumice butanol în amestec cu motorină, raportate la $\text{O}_{2,\text{ref}} = 5\%$.

Pentru emisia de NO_2 și NO_x (figura 6.40) se înregistrează o scădere cu 21,2 % și cu respectiv 6,3 %, în comparație cu cazul folosirii motorinei (figura 6.8). Se constată experimental că la această încărcare redusă, concentrația de butanol în motorină în procent de 2 % părți volumice influențează (reduce) concentrațiile de NO_x . Valorile obținute sunt suficient de constante, și a condus la scăderea emisiilor.

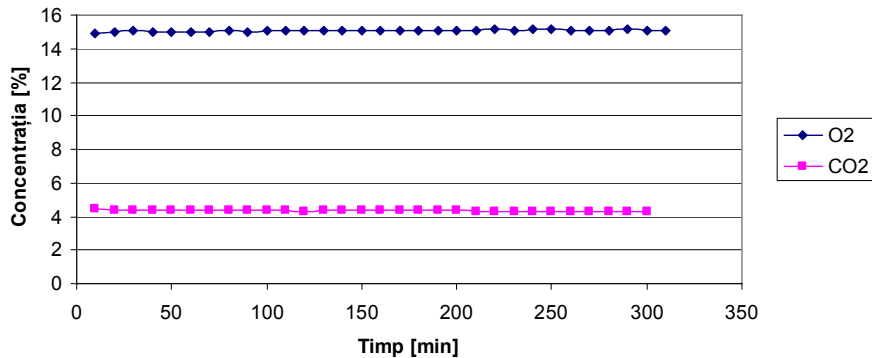


Figura 6.41. Variația concentrațiilor de O_2 și CO_2 , la o încărcare de 2 kW, folosind 2 % părți volumice butanol în amestec cu motorină.

Pentru această treaptă de încărcare (2 kW) cantitatea de oxigen și dioxid de azot din gazele de ardere a rămas neschimbată (figura 6.41), comparativ cu cazul folosirii motorinei în proporție de 100 % (figura 6.9).

Practic aditivarea cu 2 % părți volumice de butanol nu se soldează cu variații care să poată fi sesizabile experimental, la această încărcare redusă a grupului de cogenerare. Singurul parametru modificat (favorabil) este temperatura.

6.5.1.2. Încărcare constantă a motorului la 4 kW

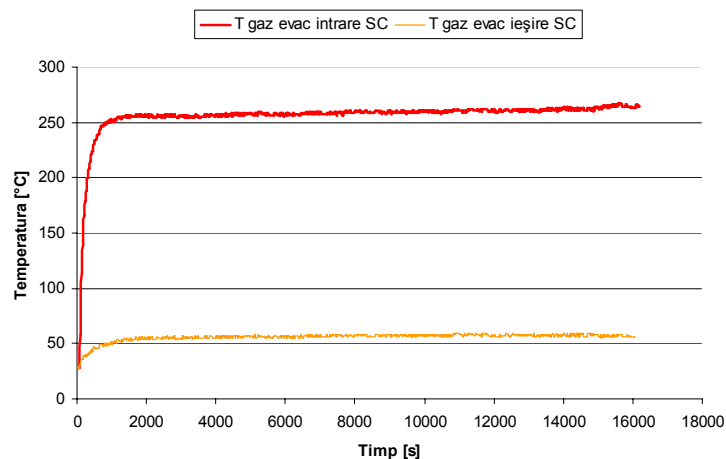


Figura 6.42. Variația temperaturii gazelor de evacuare la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 4 kW, folosind 2 % părți volumice butanol în amestec cu motorină.

În figura 6.42 se prezintă valoarea variației temperaturii gazelor la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură. Se constată că ecartul de temperatură este mai mare decât în cazul folosirii motorinei pure ca și combustibil, pentru această treaptă de încărcare (figura 6.10).

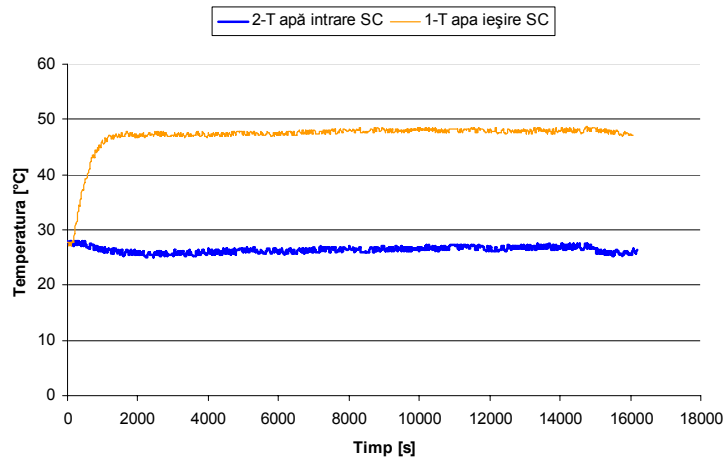


Figura 6.43. Variația temperaturii apei de răcire la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 4 kW, folosind 2 % părți volumice butanol în amestec cu motorină.

Din figura 6.43 rezultă că valoarea pentru diferența dintre temperatura de intrare și de ieșire din schimbător se menține la limitele valorii înregistrate pentru cazul analizat regimului de funcționare cu motorină (figura 6.11). Nici pentru această treaptă de încărcare (cu concentrația de 2 % părți volumice butanol în motorină) nu se schimbă comportamentul microcentralei de cogenerare, în ansamblul ei.

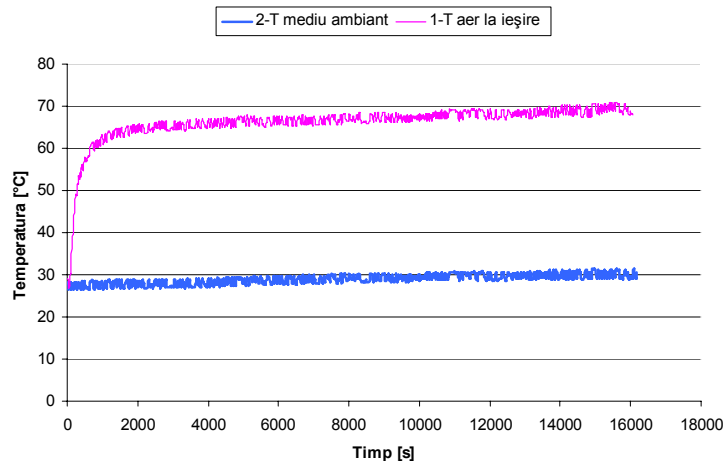


Figura 6.44. Variația temperaturii aerului ca agent de răcire față de temperatura mediului ambiant, la o încărcare de 4 kW, folosind 2 % părți volumice butanol în amestec cu motorină.

Dat fiind că temperaturile pentru gazele de evacuare la intrare și ieșire din schimbător rămân constante, deviațiile față de valorile temperaturilor agentului de răcire obținute la folosirea motorinei sunt minore. Acest fapt rezultă din figura 6.13 comparată cu figura 6.44.

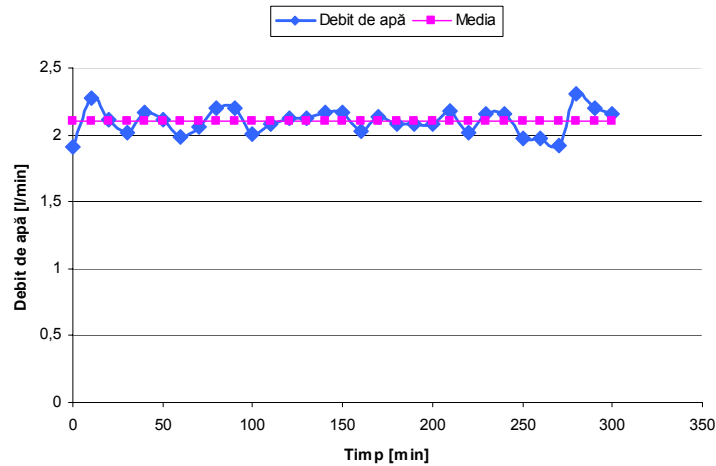


Figura 6.45. Variația debitului apei de răcire pentru treapta de 4 kW, folosind 2 % părți volumice butanol în amestec cu motorină.

Figura 6.45 prezintă valorile debitelor de apă măsurate pentru treapta cu 4 kW încărcare și concentrația de 2 % părți volumice butanol în motorină. Conform planului de cercetare debitul apei de răcire s-a menținut în jurul valorii de 2 l/min. Din grafic rezultând o ușoară abatere de la această valoare ce se datorează sistemului de măsurare a debitului de apă de răcire și a variației presiunii apei de la rețea.

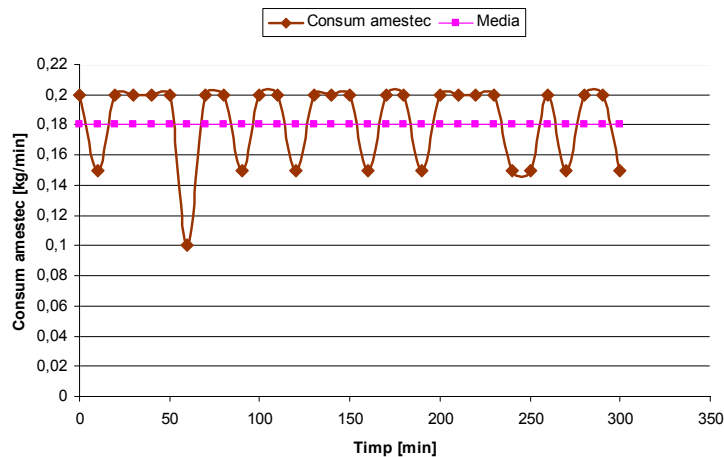


Figura 6.46. Variația consumului de amestec combustibil, folosind 2 % părți volumice butanol în motorină, la o încărcare de 4 kW.

Comportarea motorului nu s-a modificat semnificativ din punct de vedere termic, ceea ce înseamnă că și consumul de carburant trebuie să se mențină în

limite constante. Comportamentul din figura 6.46, cu situația în care s-a folosit motorină (figura 6.14), se poate vedea că această prezumție este verificată. Nu s-a înregistrat o creștere de consum mediu de combustibil.

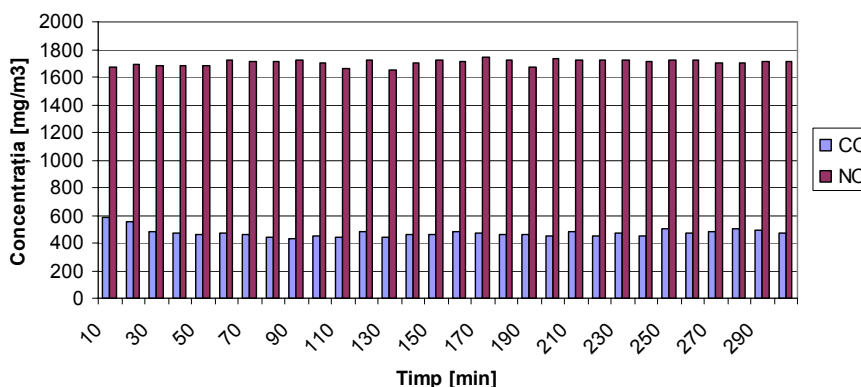


Figura 6.47. Variația concentrațiilor de CO și NO, la o încărcare de 4 kW, folosind 2 % părți volumice butanol în amestec cu motorină, raportate la $O_{2,ref} = 5\%$.

Din analiza parametrilor înregistrați experimental și din punct de vedere al evaluării impactului emisiilor CO și NO asupra mediului se concludă că, microcentrala de cogenerare la încărcarea de 4 kW și folosind amestec de combustibil cu 2 % părți volumice butanol în concentrație cu motorină se comportă asemănător ca și la o treaptă de încărcare inferioară. Se remarcă totuși două aspecte semnificative față de cazul când s-a folosit motorina pură (6.15):

- media concentrației de CO a scăzut cu 57 %,
- concentrația medie de NO a scăzut cu 8,2 %.

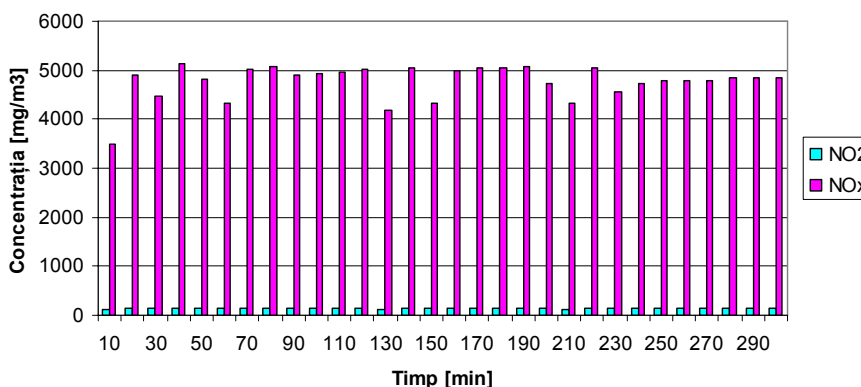


Figura 6.48. Variația concentrațiilor de NO₂ și NO_x, la o încărcare de 4 kW, folosind 2 % părți volumice butanol în amestec cu motorină, raportate la $O_{2,ref} = 5\%$.

Aceeași tendință s-a înregistrat și pentru concentrația speciei de NO_x. Față de cazul folosirii motorinei pure (figura 6.16) se constată o scădere cu 7,5 %.

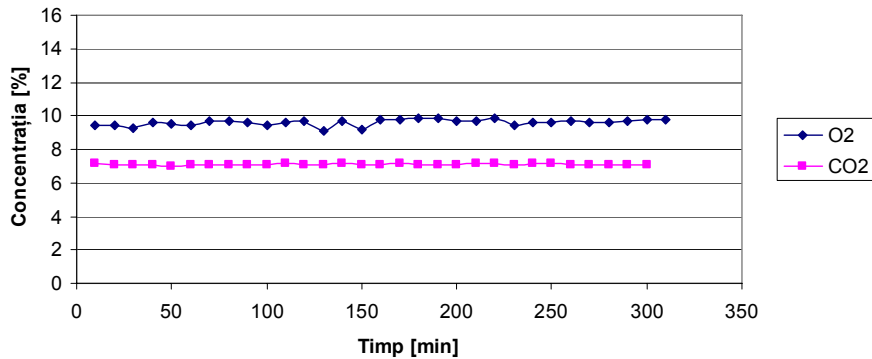


Figura 6.49. Variația concentrațiilor de O_2 și CO_2 , la o încărcare de 4 kW, folosind 2 % părți volumice butanol în amestec cu motorină.

Din figura 6.49 se constată că valoarea procentuală a oxigenului s-a menținut constantă pe parcursul măsurătorilor în condițiile menționate, dar față de cazul folosirii motorinei (figura 6.17) s-a modificat, coborând la o valoare sub 10 %. Valoarea medie pentru concentrația de dioxid de carbon nu prezintă variație notabilă față de cazul de referință.

6.5.1.3. Încărcarea constantă a motorului la 5,5 kW

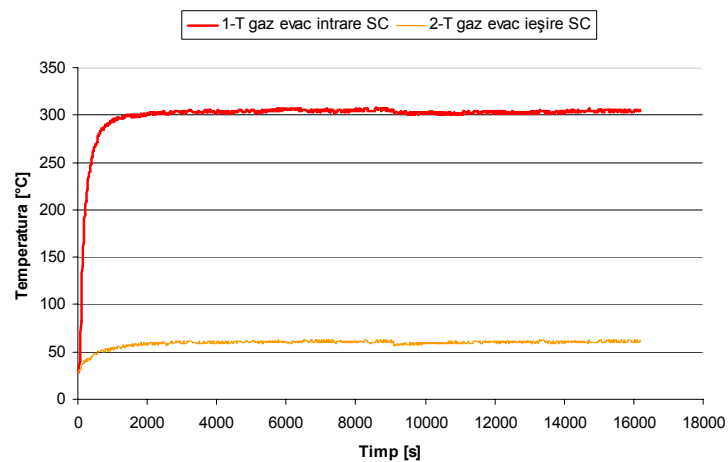


Figura 6.50. Variația temperaturii gazelor de evacuare la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 5,5 kW, folosind 2 % părți volumice butanol în amestec cu motorină.

Încărcarea motorului la treapta de 5,5 kW a condus la creșterea temperaturilor gazelor de ardere la intrarea în schimbător (la 300 °C) (figura 6.50). Aceeași valoare s-a obținut în cazul motorinei (figura 6.18). Pentru temperatura gazelor de evacuare la ieșirea din schimbător se regăsește aceeași valoare. Aceste valori determină conturarea concluziei că gradul de aditivare redus a butanolului în motorină nu influențiază spectaculos regimul termic.

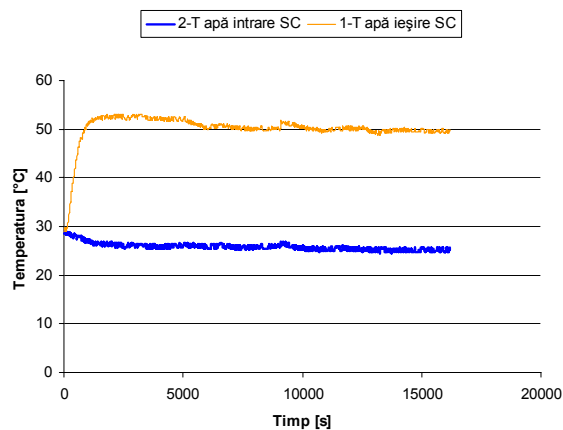


Figura 6.51. Variația temperaturii apei de răcire la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 5,5 kW, folosind 2 % părți volumice butanol în amestec cu motorină.

Din figura 6.51 rezultă că, din punct de vedere termogazodinamic, la această încărcare, motorul nu își schimbă comportarea. Regimul termic este identic ca și în cazul folosirii motorinei drept combustibil primar (figura 6.19).

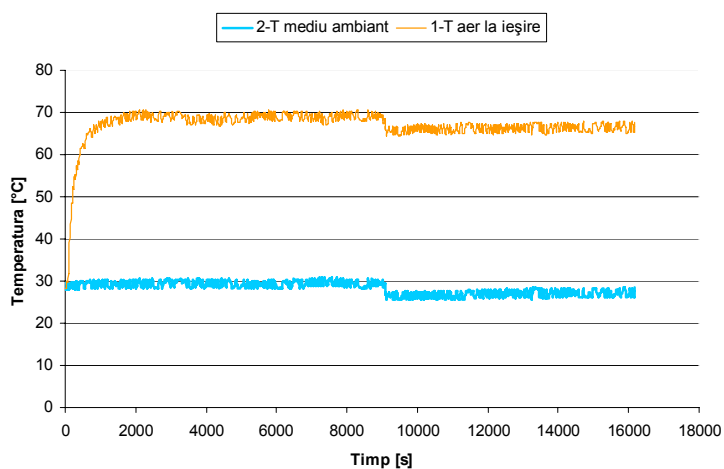


Figura 6.52. Variația temperaturii aerului ca agent de răcire față de temperatura mediului ambiant, la o încărcare de 5,5 kW, folosind 2 % părți volumice butanol în amestec cu motorină.

Rezultatele obținute sunt redată în grafic în figura 6.52, cu privire la diferența de temperatură dintre aerul la ieșirea din motor și temperatura mediului ambiant. Nu se înregistrează abateri față de cazul folosirii ca și combustibil primar a motorinei pure (figura 6.20).

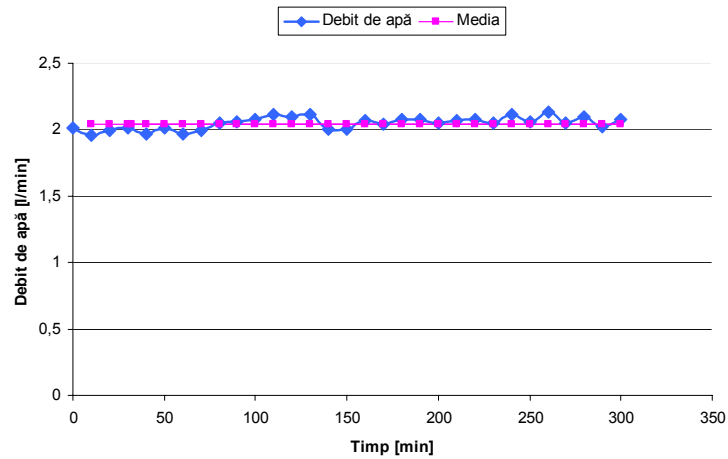


Figura 6.53. Variația debitului apei de răcire pentru treapta de 5,5 kW, folosind 2 % părți volumice butanol în amestec cu motorină.

Figura 6.53 prezintă rezultatele variației debitului al apei de răcire. Abaterea medie patritică în jurul valorii de 2 l/min este mică.

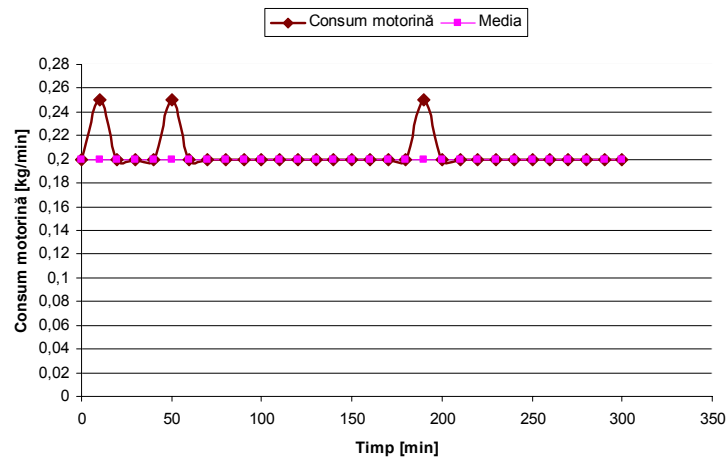


Figura 6.54. Variația consumului de amestec combustibil, folosind 2 % părți volumice butanol în motorină, la o încărcare de 5,5 kW.

Consumul de combustibil pentru încărcarea de 5,5 kW este în medie de 1,224 kg/h valoare care este comparabilă cu cea măsurată la motorină (figura 6.22). Această concluzie se poate desprinde și din analiza graficelor 6.54 și 6.22 prin comparație

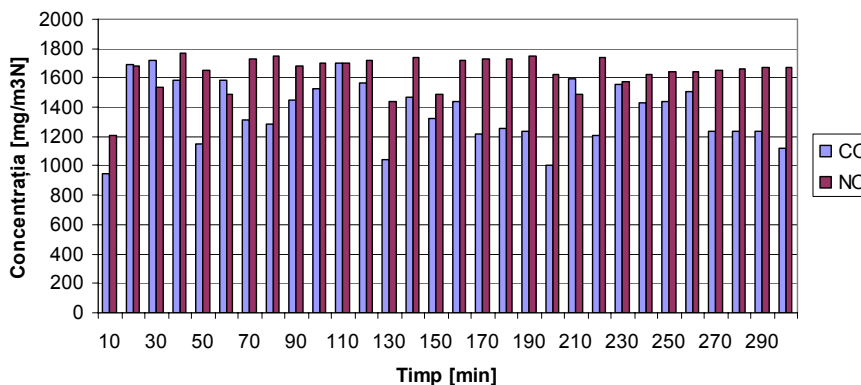


Figura 6.55. Variația concentrațiilor de CO și NO, la o încărcare de 5,5 kW, folosind 2 % părți volumice butanol în amestec cu motorină, raportate la $O_{2.ref} = 5\%$.

Prin mărirea sarcinii de încărcare, se regăsește explicația tendinței de scădere a emisiilor înregistrate. Concentrația de CO a scăzut cu 57 %, față de situația în care s-a folosit motorina (figura 6.23 în comparație cu figura 6.55). Monoxidul de azot înregistrează o scădere cu 8,2 % comparativ cu, cazul de bază. Acest lanț de scăderi ale valorilor emisiilor s-a preconizat încă de la prima treaptă de încărcare. Scăderea se datorează modificării structurii chimice a combustibilului „amestec”.

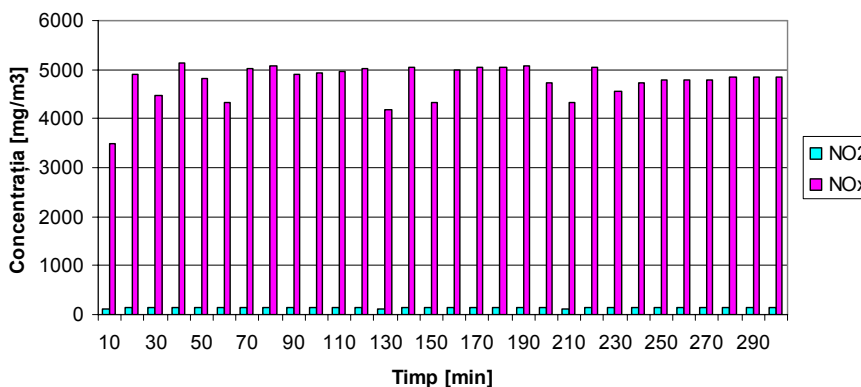


Figura 6.56. Variația concentrațiilor de NO₂ și NO_x, la o încărcare de 5,5 kW, folosind 2 % părți volumice butanol în amestec cu motorină, raportate la $O_{2.ref} = 5\%$.

S-au înregistrat scăderi ale valorii emisie de NO_x cu un procent de 7,5 %, comparativ cu combustibilul de bază (figura 6,24). Explicația este legată tot de concentrația butanolului în motorină.

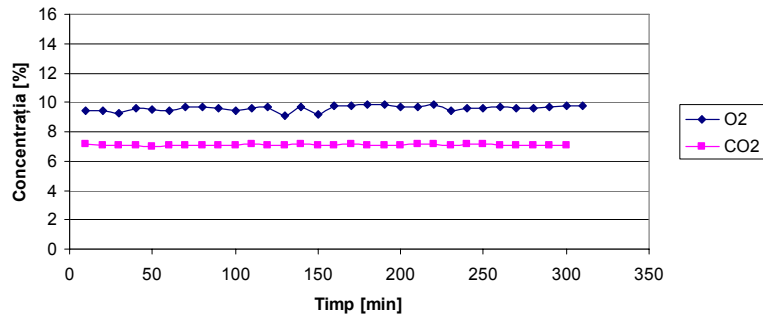


Figura 6.57. Variația concentrațiilor de O_2 și CO_2 , la o încărcare de 5,5 kW, folosind 2 % părți volumice butanol în amestec cu motorină.

Din figurile 6.57 rezultă că valoarea concentrației de oxigen și dioxid de azot, comparativ cu valorile obținute pentru combustibilul de referință rămân nemodificate.

Concluzionând, analiza rezultatelor arată că aditivarea cu 2 % părți volumice butanol în motorină prezintă unele avantaje pentru toate treptele de încărcare. Cele mai semnificative rezultate sunt constatate la treapta maximă de încărcare. Față de combustibilul de referință, pentru același consum de combustibil, se crează premise pentru a se obține aceeași putere electrică, același regim termic și reducerea simultană a concentrațiilor emisiilor. Aceste avantaje sunt argumente majore ce recomandă folosirea pe scară largă a butanolului în concentrație cu motorina în proporție de 2 % procente volumice. Se va arăta în continuare că există și regimuri de ucru mai bune.

6.5.2. Rezultatele măsurătorilor pentru cazul folosirii butanolului în concentrație de 5 % părți volumice în motorină

6.5.2.1. Încărcarea constantă a motorului la 2 kW

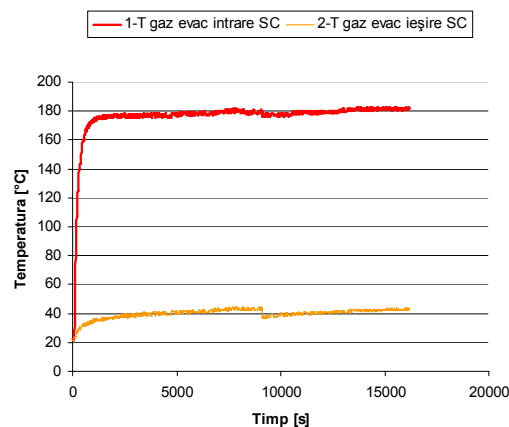


Figura 6.58. Variația temperaturii gazelor de evacuare la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 2 kW, folosind 5 % părți volumice butanol în amestec cu motorină.

Creșterea concentrației butanolului în motorină la 5 % părți volumice determină modificarea temperaturilor gazelor de evacuare. Se înregistrează valori medii de 180 °C, față de temperatura gazelor de evacuare măsurată la folosirea motorinei, când nivelul mediu este mai mic cu 7 °C (figura 6.2). Cauza trebuie găsită în aportul adus de butanol. Se crează astfel premise favorabile creșterii fluxului termic, ce ar putea fi preluat în schimbătorul de căldură, pentru a fi transformat în putere termică, prin cogenerare.

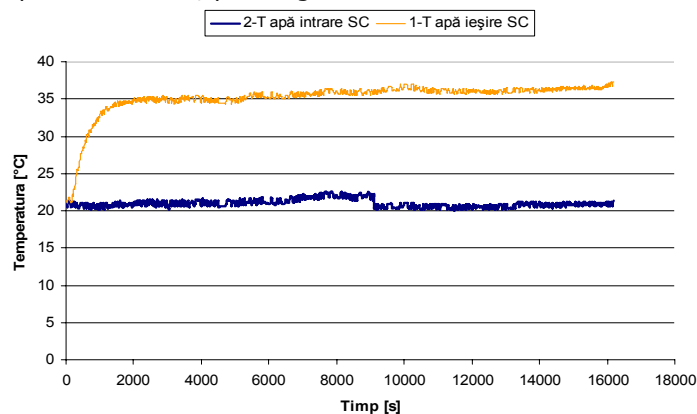


Figura 6.59. Variația temperaturii apei de răcire la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 2 kW, folosind 5 % părți volumice butanol în amestec cu motorină.

Mărirea concentrației de butanol în motorină nu afectează sensibil transferul de căldură de la gazele de evacuare spre apă. Diferența de temperatură măsurată este de aproximativ 15 °C, valoare obținută și pentru cazul folosirii motorinei (figura 6.3). Această egalitate de temperatură în ambele cazuri este ceea ce a permis menținerea constantă a regimului de transfer de căldură de la gazele de evacuare spre apa din schimbătorul de căldură.

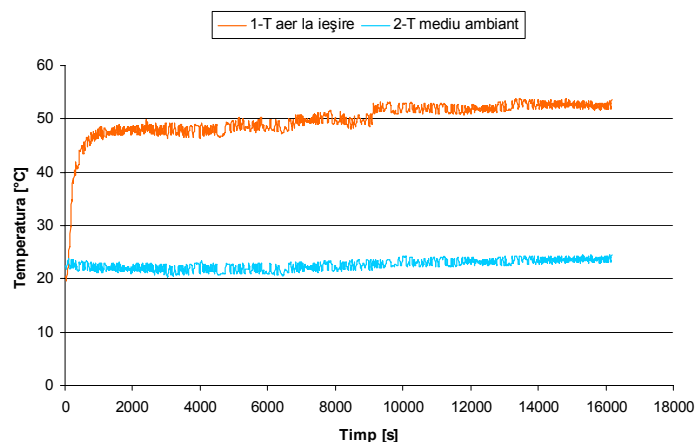


Figura 6.60. Variația temperaturii aerului ca agent de răcire față de temperatura mediului ambiant, la o încărcare de 2 kW, folosind 5 % părți volumice butanol în amestec cu motorină.

Din figura 6.60 rezultă că, stabilitatea motorului nu a fost sensibil afectată, deoarece debitul de apă de răcire în condițiile stipulate nu au variat prea mult (figura 6.61), anticipând că regimul termic și funcțional va rămâne constant. Temperatura medie a aerului de răcire este de 30 °C, mai mare decât temperatura mediului ambiant.

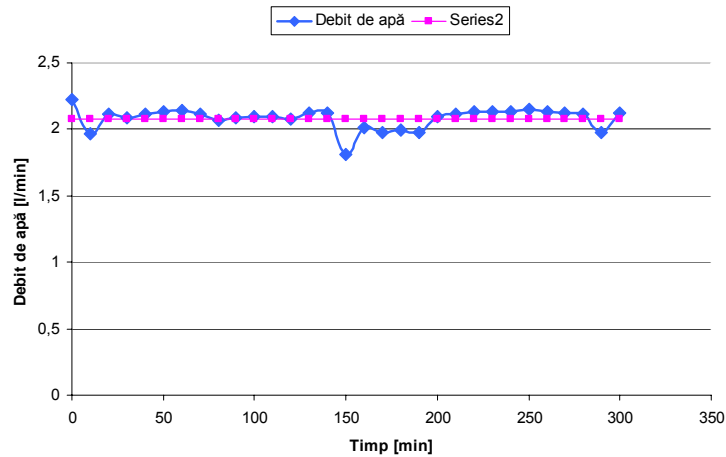


Figura 6.61. Variația debitului apei de răcire pentru treapta de 2 kW, folosind 5 % părți volumice butanol în amestec cu motorină.

Rezultatele consemnate de figura 6.61 indică faptul că valorile măsurate pentru debitul apei de răcire se menține la aceeași valoare medie de 2 l/min, ceea ce permite compararea rezultatelor.

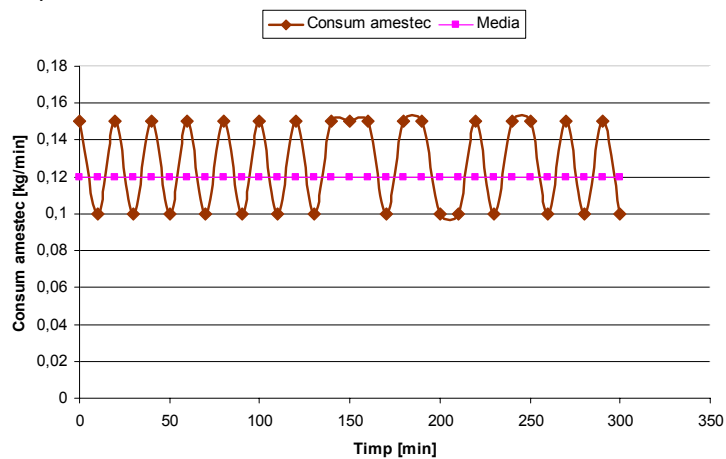


Figura 6.62. Variația consumului de amestec combustibil, folosind 5 % părți volumice butanol în motorină, la o încărcare de 2 kW.

Consumul orar mediu măsurat pentru treapta de 2 kW și concentrație de 5 % părți volumice butanol în motorină este $C_{hb5\%} = 0,762$ kg/h. Pentru aceeași încărcare dar folosind ca și combustibil primar motorina, valoarea devine $C_{hmot} =$

0,737 kg/h. Diferența dintre cele două măsurători este nesemnificativă, dar totuși se motivează prin modificarea compoziției combustibilului folosit. Se regăsește instabilitatea de funcționare măsurată prin fluctuația (nesemnificativă valoric) a debitului de combustibil.

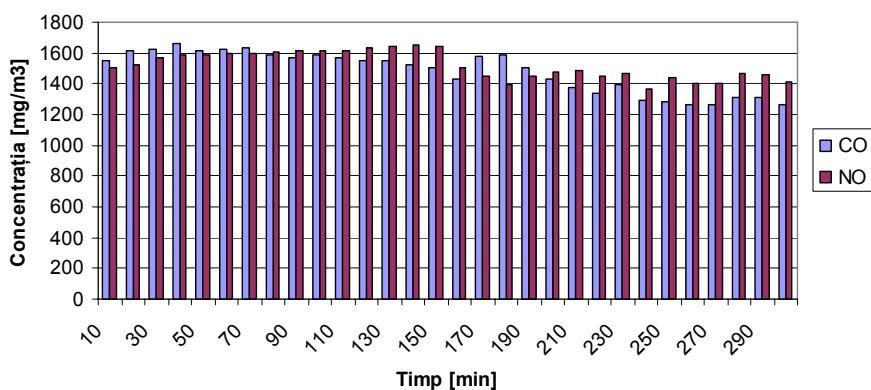


Figura 6.63. Variația concentrațiilor de CO și NO, la o încărcare de 2 kW, folosind 5 % părți volumice butanol în amestec cu motorină, raportate la $O_{2,ref} = 5\%$.

Prin reprezentarea grafică din figura 6.63, se demonstrează că, în medie se înregistrează o scădere și în acest caz, 2 kw încărcare 5 % părți volumice butanol în amestec cu motorină, a emisiei de NO cu 14,5 %, iar emisia de CO a înregistrat de asemenea o scădere cu 3,6 %, comparativ cu cazul ales ca etalon (figura 6.7). Explicația este clar legată de variația consumului de combustibil.

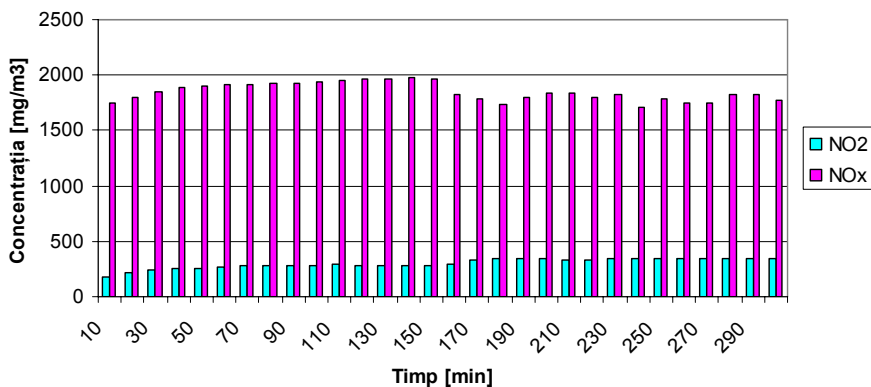


Figura 6.64. Variația concentrațiilor de NO_2 și NO_x , la o încărcare de 2 kW, folosind 5 % părți volumice butanol în amestec cu motorină, raportate la $O_{2,ref} = 5\%$.

Valorile prezentate în figura 6.64 pentru concentrațiile emisiilor de oxizi de azot NO_2 comparate cu cele obținute la măsurătorile pentru motorină (figura 6.8), demonstrează o scădere procentuală se arată o scădere procentuală cu 9,5 %.

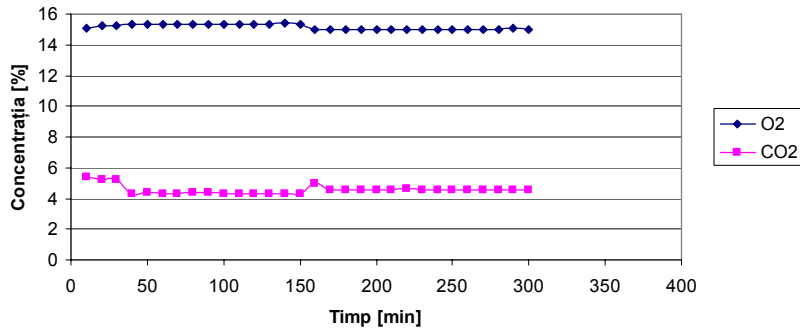


Figura 6.65. Variația concentrațiilor de O₂ și CO₂, la o încărcare de 2 kW, folosind 5 % părți volumice butanol în amestec cu motorină.

Pe parcursul măsurărilor concentrațiile de oxigen și dioxid de carbon (figura 6.65) nu se modifică, comparativ cu rezultatele obținute la motorină (figura 6.9). Nu se înregistrează vârfuri sau fluctuații pe toată durata măsurărilor, regimul de funcționare al motorului fiind normal.

6.5.2.2. Încărcarea constantă a motorului la 4 kW

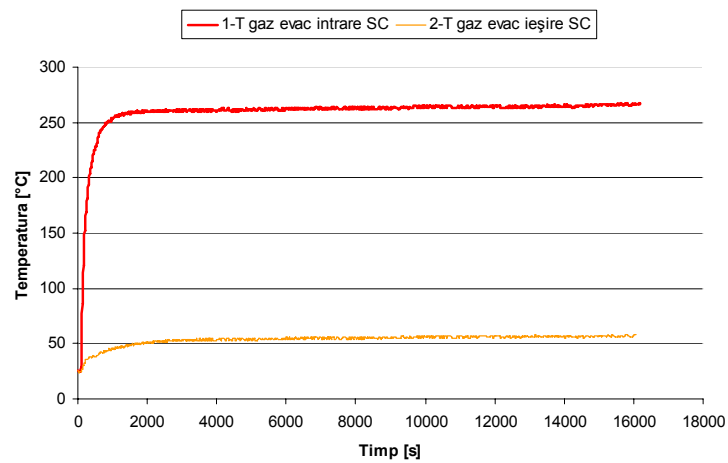


Figura 6.66. Variația temperaturii gazelor de evacuare la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 4 kW, folosind 5 % părți volumice butanol în amestec cu motorină.

Scăderea temperaturii gazelor de evacuare este consemnată și în cazul acestei trepte de încărcare. Diferența nu este semnificativă; schimbarea proprietăților combustibilului amestecului necauzând un efect sesizabil (figura 6.66).

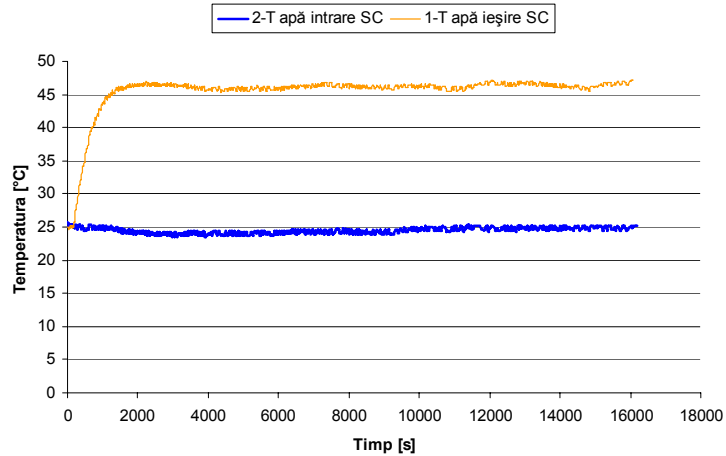


Figura 6.67. Variația temperaturii apei de răcire la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 4 kW, folosind 5 % părți volumice butanol în amestec cu motorină.

Cu toate că se înregistrează o scădere a nivelului de temperatură al gazelor de ardere evacuate, transferul termic între cele două fluide (gaze și apă) se face corespunzător, diferența fiind de 20 °C (figura 6.67).

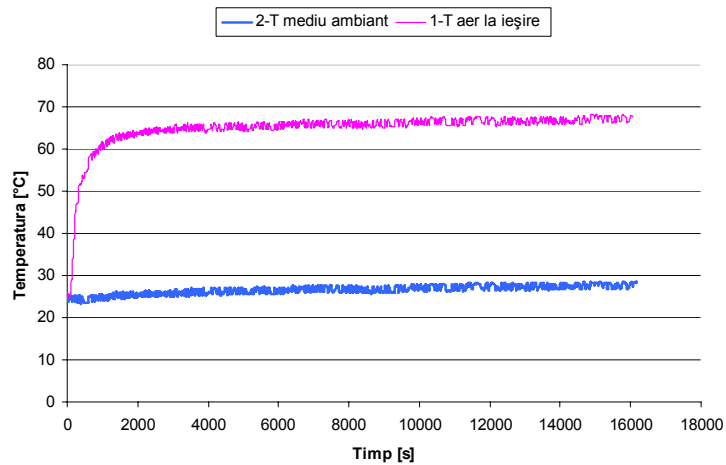


Figura 6.68. Variația temperaturii aerului ca agent de răcire față de temperatura mediului ambiant, la o încărcare de 4 kW, folosind 5 % părți volumice butanol în amestec cu motorină.

Graficul variației temperaturii aerului de răcire al motorului (figura 6.68) confirmă, încă o dată că, la această concentrație, gazodinamica din interiorul motorului nu se schimbă, regimul termic înregistrat fiind asemănător ca și atunci când se folosește ca și combustibilul primar motorina clasică (figura 6.14).

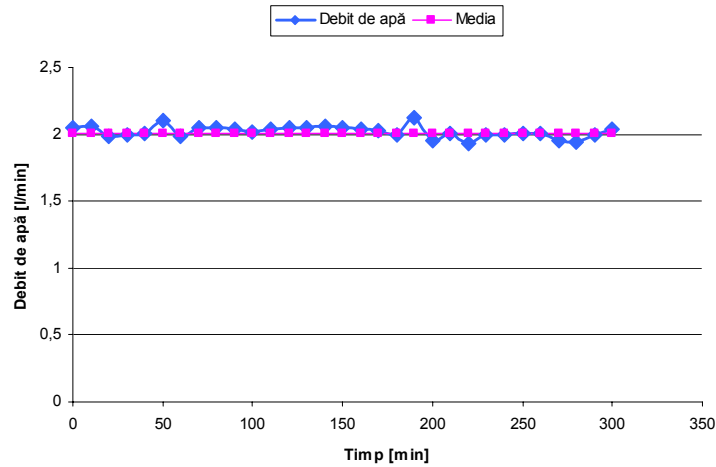


Figura 6.69. Variația debitului apei de răcire pentru treapta de 4 kW, folosind 5 % părți volumice butanol în amestec cu motorină.

La această treaptă de încărcare se menține valoarea debitului apei de răcire în plaja de 2 l/min în medie, ca și în toate celelalte cazuri (figura 6.69).

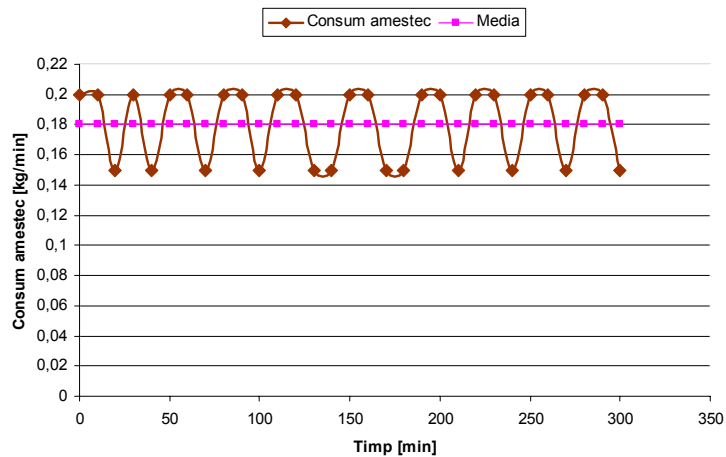


Figura 6.70. Variația consumului de amestec combustibil, folosind 5 % părți volumice butanol în motorină, la o încărcare de 4 kW.

În medie, pentru această treaptă de încărcare s-a obținut și o scădere a debitului de combustibil de ordinul gramelor. Pentru cazul folosirii motorinei se înregistrează un consum mediu de $C_{hmot} = 1,093$ kg/h (figura 6.14), iar pentru concentrația de 5 % părți volumice butanol în amestec se înregistrează un consum mediu de $C_{hb5\%} = 1,080$ kg/h (figura 6.70).

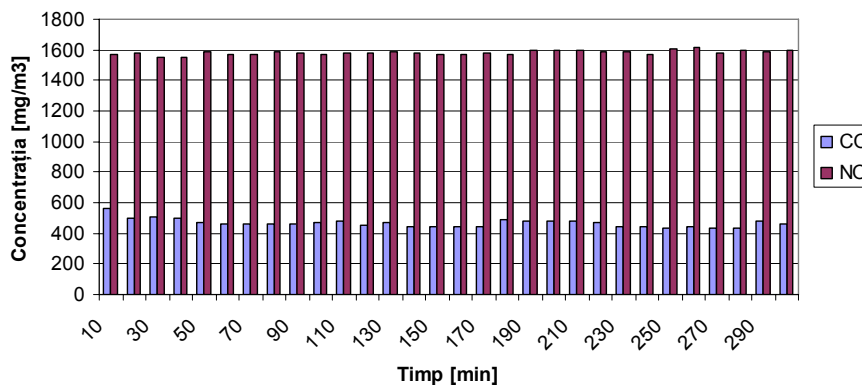


Figura 6.71. Variația concentrațiilor de CO și NO, la o încărcare de 4kW, folosind 5 % părți volumice butanol în amestec cu motorină, raportate la $O_{2.ref} = 5 \%$.

Pentru valoarea monoxidului de carbon se înregistrează mari reduceri de concentrații de noxe (figura 6.71). Reducerea este semnificativă în cazul CO (cu 57 %). Concentrația monoxidului de azot înregistrează o reducere procentuală cu 13,8 %. Motivul acestor reduceri este legat tot de compoziția benefică a amestecului combustibil.

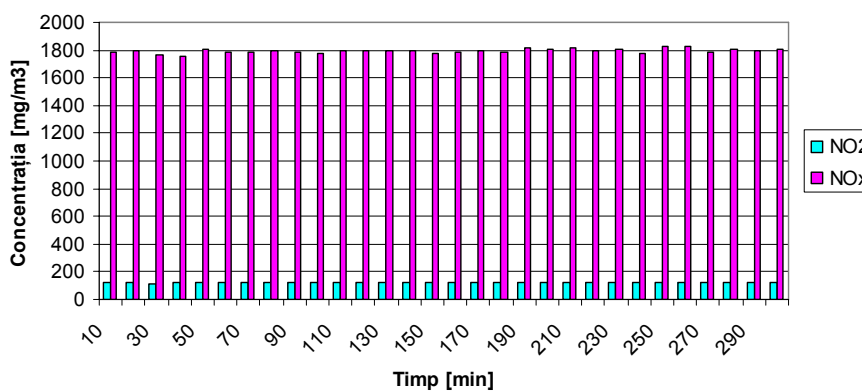


Figura 6.72. Variația concentrațiilor de NO_2 și NO_x , la o încărcare de 4 kW, folosind 5 % părți volumice butanol în amestec cu motorină, raportate la $O_{2.ref} = 5 \%$.

Mărind sarcina la 4 kW, pentru amestecul folosit se înregistrează de asemenea și o scădere a valorii emisiei de NO_x . Este o reducere mai mică ca și în cazul precedent dar, totuși se apreciază a fi benefică. Concentrația de NO_x este redusă cu valoarea de 13,1 % (figura 6.72), față de cazul de referință (figura 6.16).

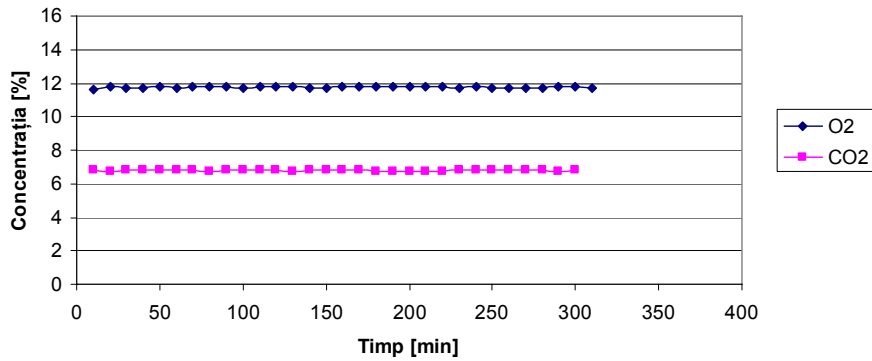


Figura 6.73. Variația concentrațiilor de O_2 și CO_2 , la o încărcare de 4 kW, folosind 5 % părți volumice butanol în amestec cu motorină.

Graficul variației concentrației de oxigen și dioxid de carbon (figura 6.73) arată că aceste emisii sunt influențate de gradul de amestec al butanolului în motorină. Practic față de cazul de referință (figura 6.17) se înregistrează o scădere cu 4,5 % pentru emisia de CO_2 , iar valoarea oxigenului rămâne constantă.

6.5.2.3. Încărcarea constantă a motorului la 5,5 kW

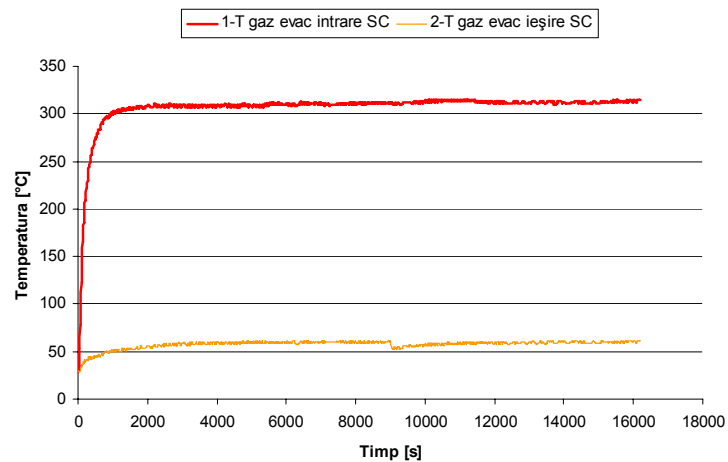


Figura 6.74. Variația temperaturii gazelor de evacuare la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 5,5 kW, folosind 5 % părți volumice butanol în amestec cu motorină.

Mărirea încărcării determină și modificarea regimului termic (figura 6.74), datorită modificărilor intervenite în mecanismul arderii, cu referire față de cazul de bază folosit în analiză. La pornirea motorului se înregistrează chiar și bătăi de avans. Treptat după încălzire, regimul se stabilizează.

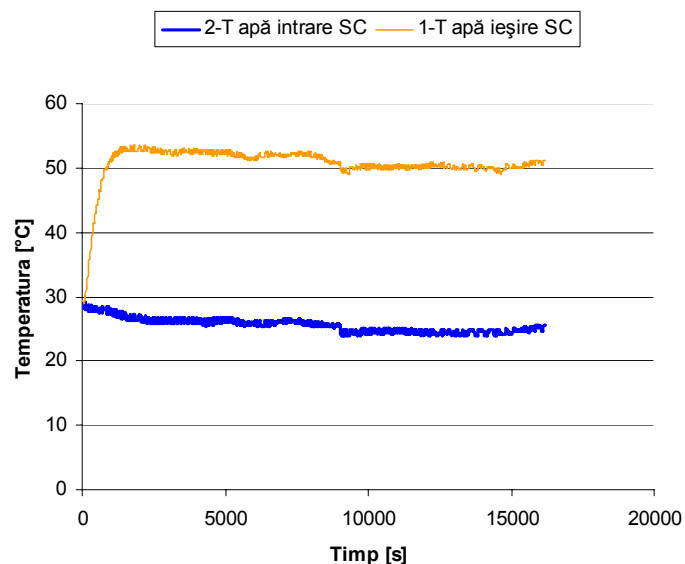


Figura 6.75. Variația temperaturii apei de răcire la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 5,5 kW, folosind 5 % părți volumice butanol în amestec cu motorină.

Modificările menționate determină efecte benefice în transferul de căldură la nivelul schimbătorului. Se înregistrează o intensificare, comparativ cu cazul folosirii exclusive a motorinei, ca și combustibil primar (figura 6.19).

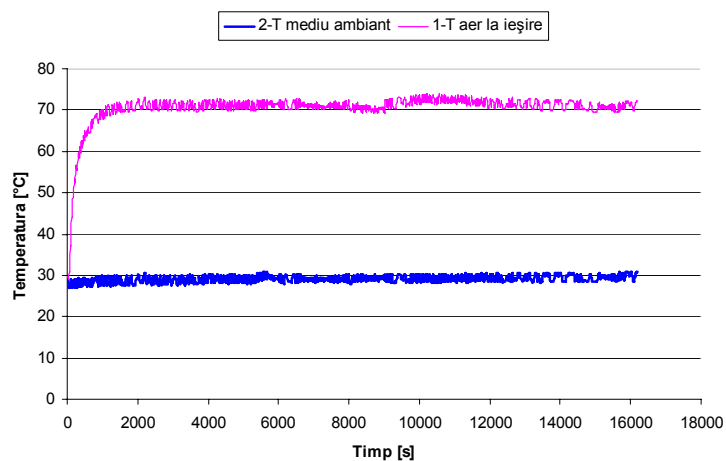


Figura 6.76. Variația temperaturii aerului ca agent de răcire față de temperatura mediului ambiant, la o încărcare de 5,5 kW, folosind 5 % părți volumice butanol în amestec cu motorină.

Astfel așa cum reiese graficul de variația a temperaturii aerului de răcire (figura 6.76), se constată o creștere cu câteva grade peste valoarea de 70 °C.

Această mărire este considerată a se situa în limitele admisibile pentru motoarele cu răcire cu aer.

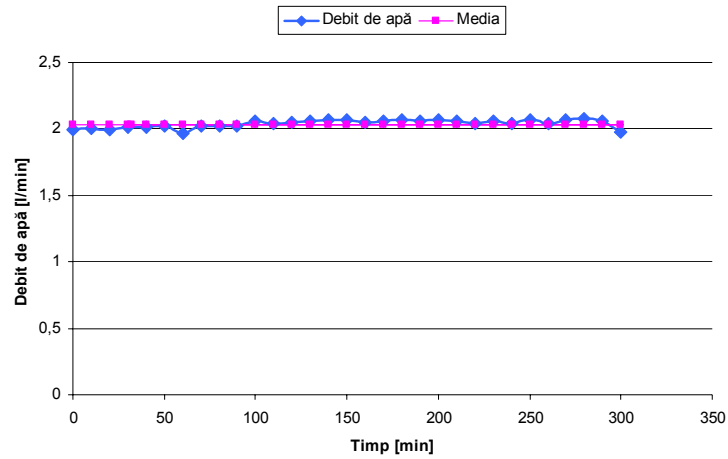


Figura 6.77. Variația debitului apei de răcire pentru treapta de 5,5 kW, folosind 5 % părți volumice butanol în amestec cu motorină.

Graficul de variație a debitului apei de răcire (figura 6.77) indică o valoarea medie și continuă foarte apropiată de valoarea debitului de apă reglat în toate cazurile experimentate.

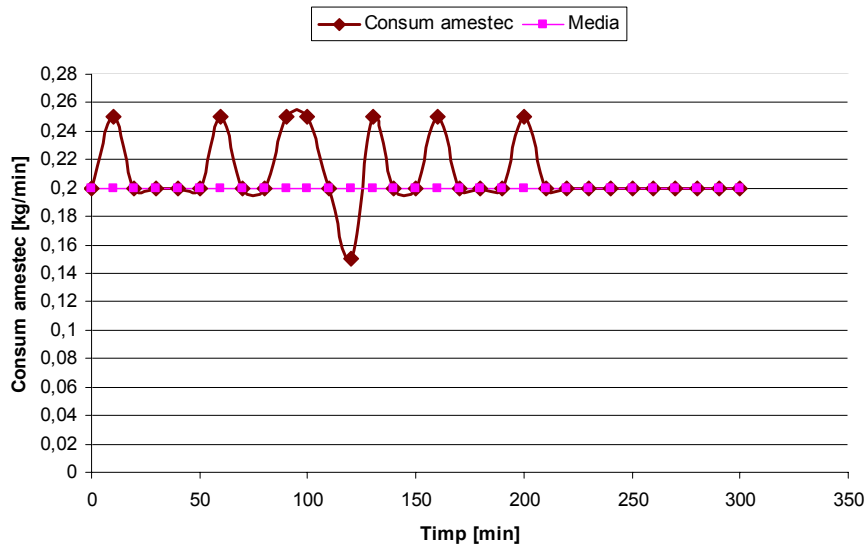


Figura 6.78. Variația consumului de amestec combustibil, folosind 5 % părți volumice butanol în motorină, la o încărcare de 5,5 kW.

În medie pentru treapta de 5,5 kW s-a obținut o valoare a consumului orar de $C_{hb5\%} = 1,254$ kg/h (figura 6.78). Consumul orar de combustibil obținut în cazul de referință pentru aceeași sarcină este de $C_{hmot} = 1,258$ kg/h, diferența fiind neglijabilă.

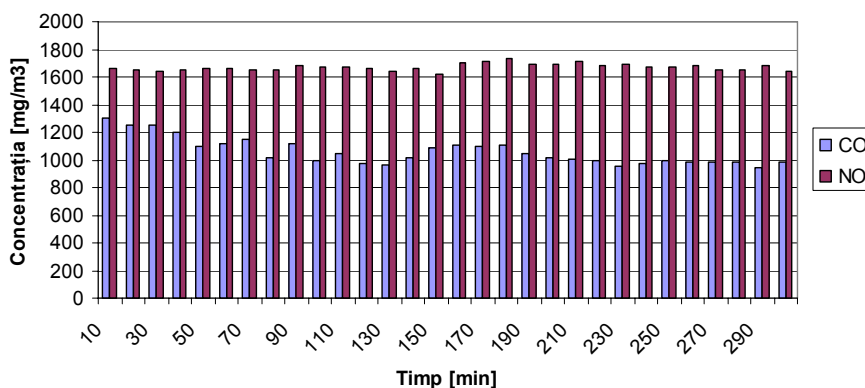


Figura 6.79. Variația concentrațiilor de CO și NO, la o încărcare de 5,5 kW, folosind 5 % părți volumice butanol în amestec cu motorină, raportate la $O_{2.ref} = 5$ %.

O dată cu creșterea temperaturilor sunt înregistrate modificări ale nivelului de concentrații al emisiilor de monoxid de azot, care crește cu 7,5 % (figura 6.79), față de cazul de referință (figura 6.23). Emisia de monoxid de carbon înregistrează o scădere cu 4,69 % față de cazul de bază.

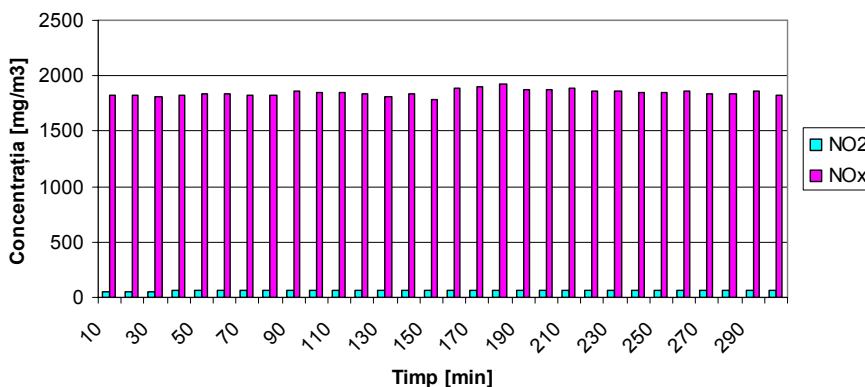


Figura 6.80. Variația concentrațiilor de NO_2 și NO_x , la o încărcare de 5,5 kW, folosind 5 % părți volumice butanol în amestec cu motorină, raportate la $O_{2.ref} = 5$ %.

Așa cum rezultă din figura 6.80, valorile mai ridicate ale temperaturilor conduc la creșterea concentrației emisie de NO_x . Datorită modificării concentrației de butanol în motorină se observă o creștere a nivelului concentrației de NO_x cu 7,5 %, clar evidențiată experimental, față de situația etalon (6.24).

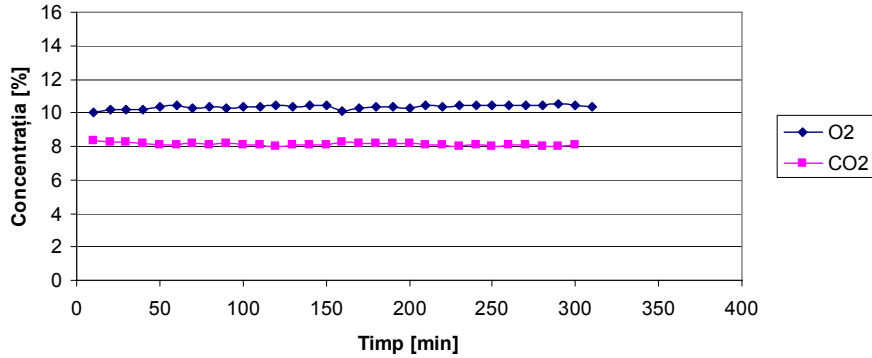


Figura 6.81. Variația concentrațiilor de O_2 și CO_2 , la o încărcare de 5,5 kW, folosind 5 % părți volumice butanol în amestec cu motorină.

Din figura 6.81 se observă că emisia de dioxid de carbon a crescut situându-se în jurul valorii de 8 %, față de valoarea înregistrată în cazul folosirii motorinei, notată cu 6,4 % (figura 6.25). Valoarea concentrației de oxigen a rămas practic nemodificată.

6.5.3. Rezultatele măsurătorilor pentru folosirea butanolului în amestec de 7 % părți volumice în motorină

6.5.3.1. Încărcarea constantă a motorului la 2 kW

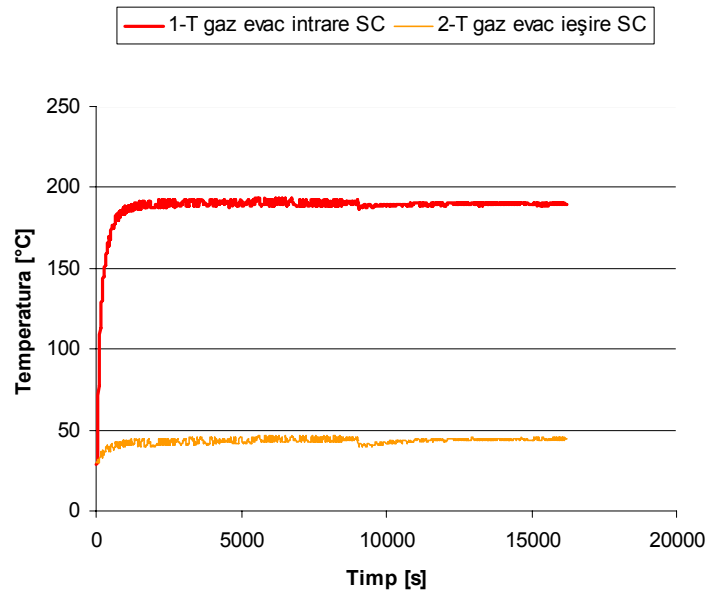


Figura 6.82. Variația temperaturii gazelor de evacuare la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 2 kW, folosind 7 % părți volumice butanol în amestec cu motorină.

Creșterea concentrației butanolului la 7 % părți volumice în motorină nu modifică semnificativ nivelul de temperatură al gazelor de evacuare. Valorile prezentate în figura 6.82, comparativ cu cele obținute la folosirea exclusiv a motorinei, la aceeași sarcină, sunt aproximativ egale (figura 6.2).

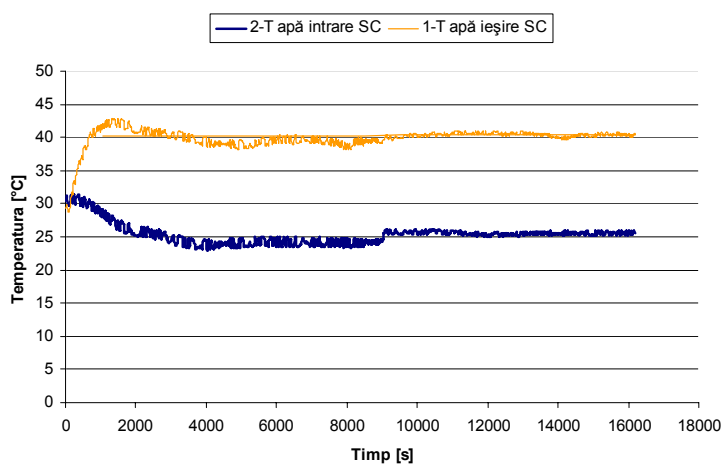


Figura 6.83. Variația temperaturii apei de răcire la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 2 kW, folosind 7 % părți volumice butanol în amestec cu motorină.

Din figura 6.83 rezultă că nu se înregistrează modificări ale nivelului temperaturii lichidului de răcire, comparativ cu situația de referință (figura 6.3).

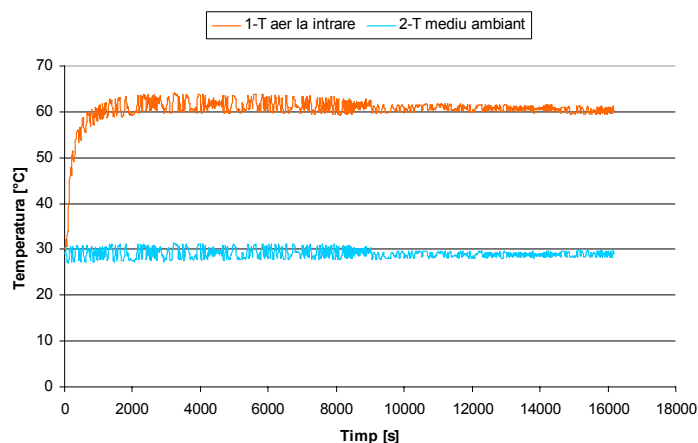


Figura 6.84. Variația temperaturii aerului ca agent de răcire față de temperatura mediului ambiant, la o încărcare de 2 kW, folosind 7 % părți volumice butanol în amestec cu motorină.

De asemenea se știe că în comparație cu măsurătorile realizate pentru cazul cu combustibil fosil (motorină – figura 6.4) , nu se înregistrează modificări ale temperaturilor agentului de răcire.

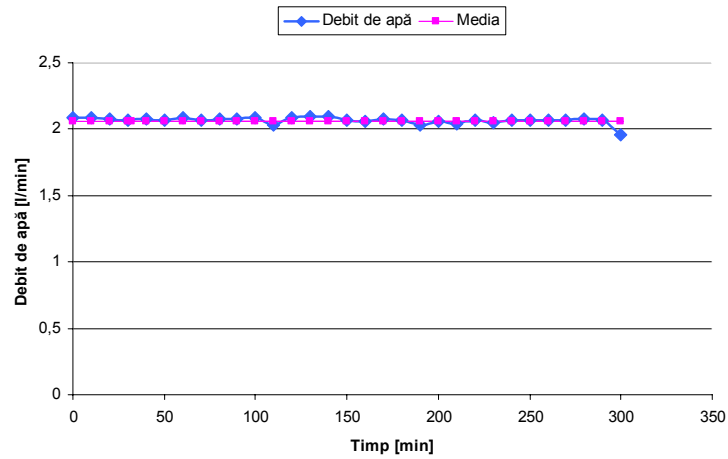


Figura 6.85. Variația debitului apei de răcire pentru treapta de 2 kW, folosind 7 % părți volumice butanol în amestec cu motorină.

Valorile înregistrate pentru debitul apei de răcire (figura 6.85) sunt în medie de 2.1 l/min.

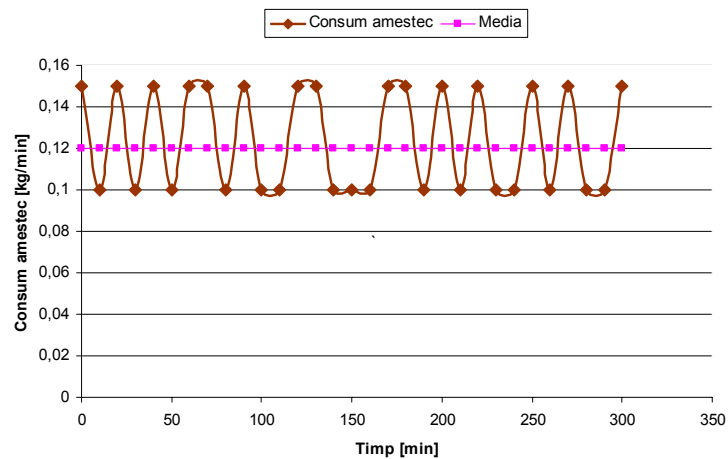


Figura 6.86. Variația consumului de amestec combustibil, folosind 7 % părți volumice butanol în motorină, la o încărcare de 2 kW.

În medie, consumul mediu de combustibil pentru acest regim rămâne constant, egal cu cel din situația de bază ($C_{hb7\%} = C_{hmot} = 0,737$ kg/h).

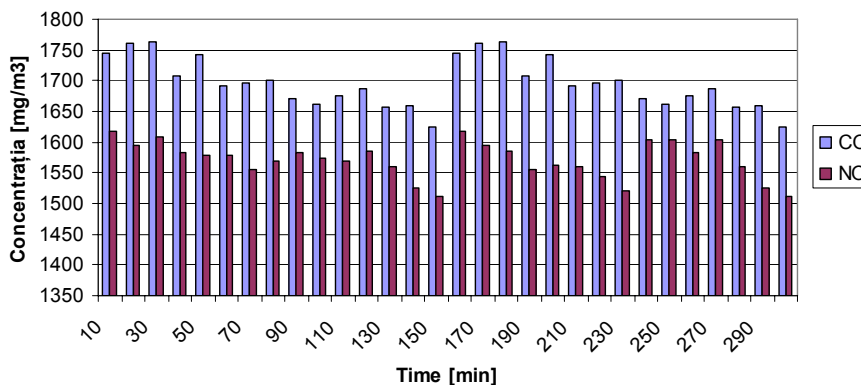


Figura 6.87. Variația concentrațiilor de CO și NO, la o încărcare de 2 kW, folosind 7 % părți volumice butanol în amestec cu motorină, raportate la $O_{2.ref} = 5\%$.

Prin creșterea concentrației la 7 % părți volumice butanol în motorină, se înregistrează o creștere a emisiei de monoxid de carbon cu 36 %, față de situația de bază. Valoarea concentrației emisiei de monoxid de azot a scăzut cu 7,3 % în comparație cu situația de referință (figura 6.7).

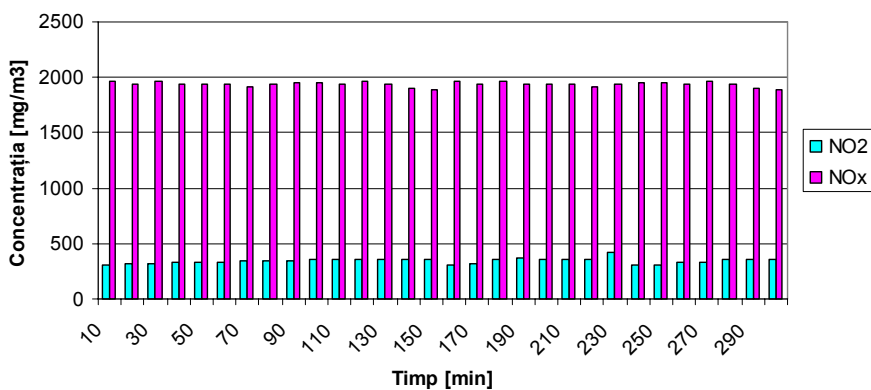


Figura 6.88. Variația concentrațiilor de NO_2 și NO_x , la o încărcare de 2 kW, folosind 7 % părți volumice butanol în amestec cu motorină, raportate la $O_{2.ref} = 5\%$.

Concentrația de NO_x rămâne sub valoarea de 2000 mg/m^3 (figura 6.88), ceea ce înseamnă o diminuare a emisiei cu 3,5 %, comparativ cu valoarea de referință.

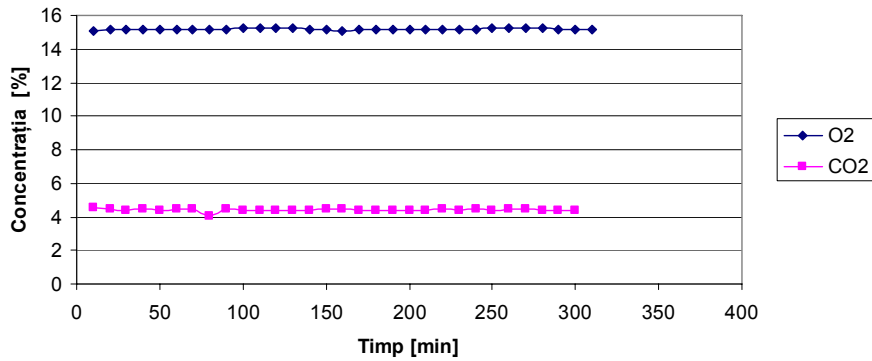


Figura 6.89. Variația concentrațiilor de O₂ și CO₂, la o încărcare de 2 kW, folosind 7 % părți volumice butanol în amestec cu motorină.

Valorile din figura 6.89, comparativ cu cele obținute la încercările cu combustibil fosil (figura 6.9), se păstrează la același nivel.

6.5.3.2. Încărcarea constantă a motorului la 4 kW

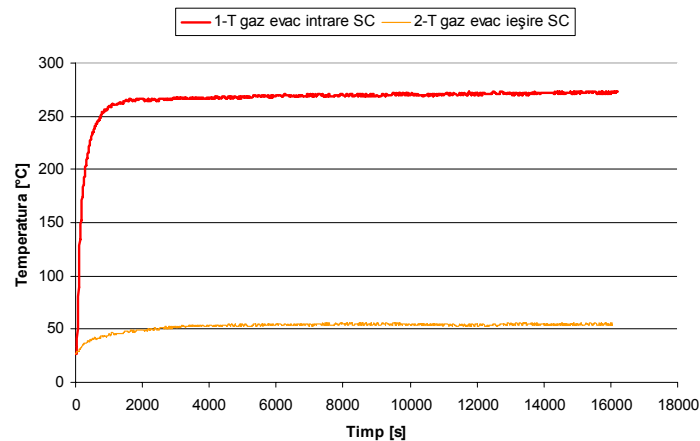


Figura 6.90. Variația temperaturii gazelor de evacuare la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 4 kW, folosind 7 % părți volumice butanol în amestec cu motorină.

Încărcarea la 4 kW și concentrația mărită de butanol nu determină modificări ale procesului de ardere din motorul termic. Acest fapt este evidențiat de figura 6.90. Se observă că temperaturile în medie își păstrează valoarea, comparativ cu situația de referință (figura 6.18).

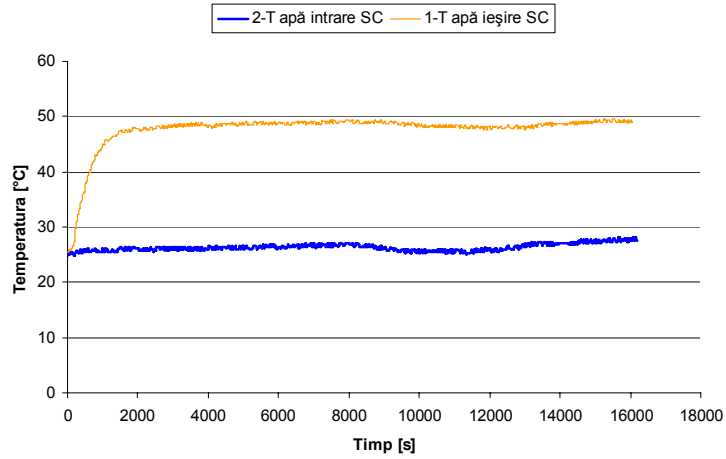


Figura 6.91. Variația temperaturii apei de răcire la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 4 kW, folosind 7 % părți volumice butanol în amestec cu motorină.

Diferența temperaturilor între intrare și ieșire pentru apa ce circulă în schimbătorul de căldură are valori constante, în raport cu încercările consumate pentru combustibilul fosil, realizate în aceleași condiții de încărcare (figura 6.11).

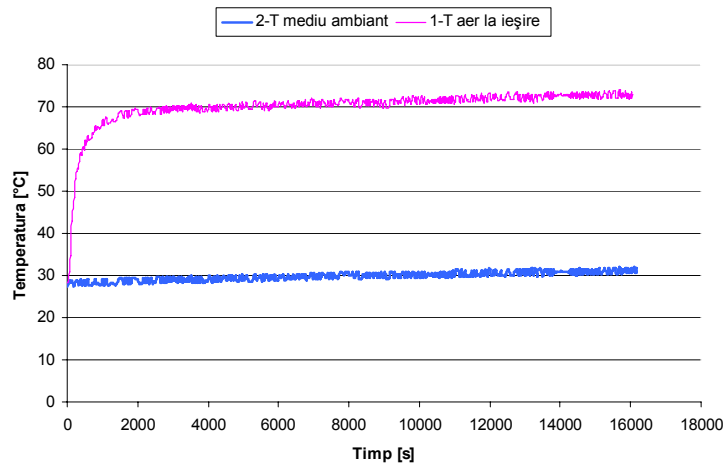


Figura 6.92. Variația temperaturii aerului ca agent de răcire față de temperatura mediului ambiant, la o încărcare de 4 kW, folosind 7 % părți volumice butanol în amestec cu motorină.

Din figura 6.92 rezultă că valoarea temperaturii agentului termic, comparată cu valoarea temperaturii obținute în cazul combustibilului de referință (figura 6.12), este aceeași. Acest lucru atestă, că regimul motorului termic nu a suferit modificări semnificative.

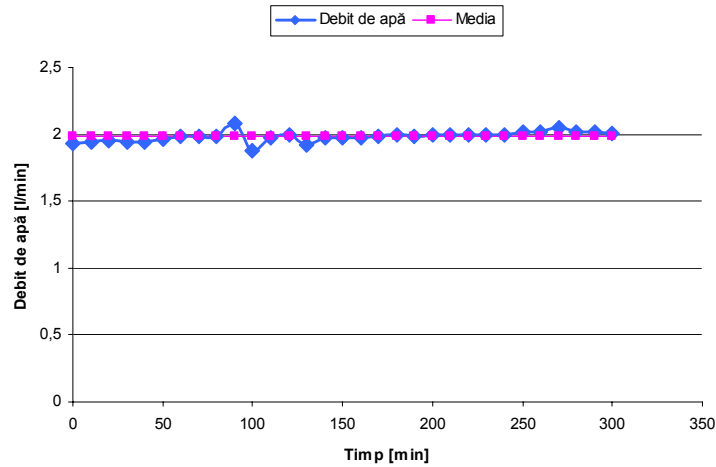


Figura 6.93. Variația debitului apei de răcire pentru treapta de 4 kW, folosind 7 % părți volumice butanol în amestec cu motorină.

Debitul de apă de răcire se înregistrează la valoarea de 2 l/min și pentru această situație (figura 6.93).

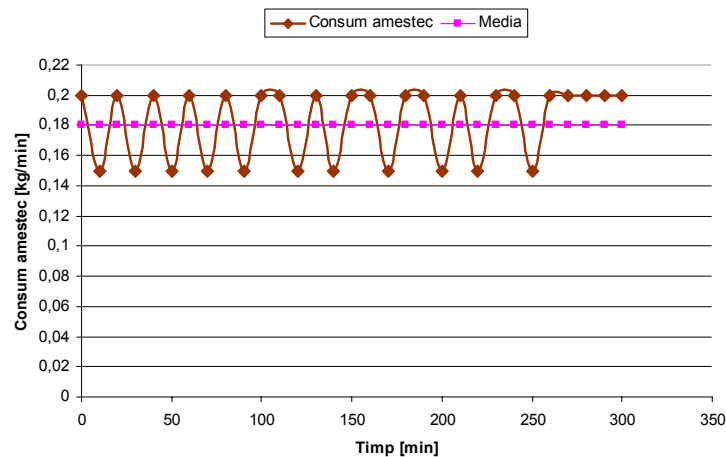


Figura 6.94. Variația consumului de amestec, folosind 7 % părți volumice butanol în motorină, la o încărcare de 4 kW.

Din figura 6.94 rezultă faptul că nici în acest caz, consumul de combustibil nu a înregistrat o modificare față de consumul măsurat pentru cazul utilizării exclusive a combustibilului fosil. Nici mărimea concentrației de butanol la 7 % părți volumice nu a avut drept efect o diminuare a puterii calorifice inferioare a amestecului într-un astfel de grad care ar fi necesitat injectarea unei cantități mai mari de combustibil.

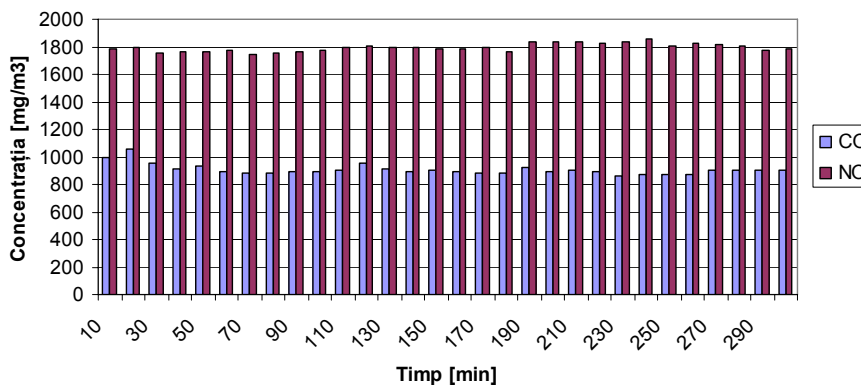


Figura 6.95. Variația concentrațiilor de CO și NO, la o încărcare de 4 kW, folosind 7 % părți volumice butanol în amestec cu motorină, raportate la $O_{2.ref} = 5\%$.

La treapta de încărcare reglată se înregistrează de asemenea o scădere a concentrației de monoxid de azot și a concentrației de monoxid de carbon. Valorile procentuale de scădere sunt 6,5 % pentru emisia NO și respectiv 20,3 % pentru emisia CO, în raport cu situația de referință (figura 6.14).

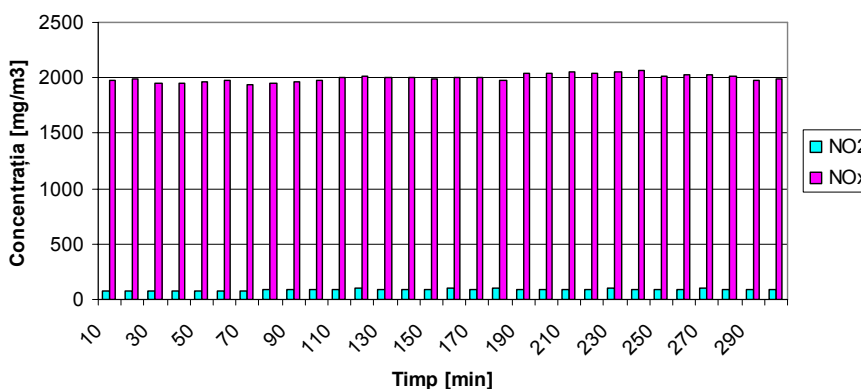


Figura 6.96. Variația concentrațiilor de NO_2 și NO_x , la o încărcare de 4 kW, folosind 7 % părți volumice butanol în amestec cu motorină, raportată la $O_{2.ref} = 5\%$.

Utilizând un aport de 7 % butanol părți volumice în motorină se constată că se determină o scădere a emisie de NO_x cu un procent de 7,1 %, comparativ cu situația pentru care s-a folosit doar alimentarea cu motorină (figura 6.16).

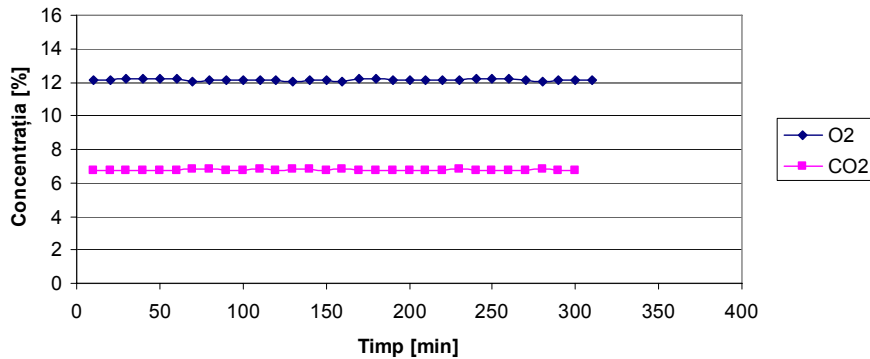


Figura 6.97. Variația concentrațiilor de O₂ și CO₂, la o încărcare de 4 kW, folosind 7 % părți volumice butanol în amestec cu motorină.

Concentrația de oxigen și concentrația de dioxid de carbon sunt de asemenea, comparate cu situația în care s-a folosit exclusiv motorină (figura 6.17). Valoarea de 12 % a oxigenului a rămas constantă. Nici emisia de CO₂, nu înregistrează modificări, măsurabile, valoarea acesteia rămânând constantă.

6.5.3.3. Încărcarea motorului constantă la 5,5 kW

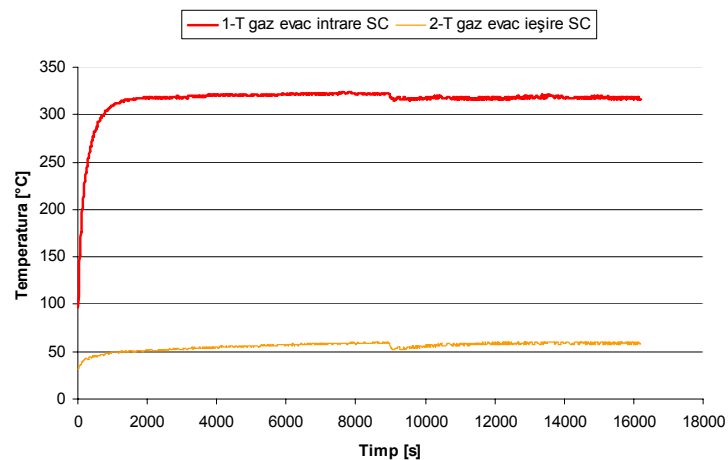


Figura 6.98. Variația temperaturii gazelor de evacuare la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 5,5 kW, folosind 7 % părți volumice butanol în amestec cu motorină.

La o încărcare de 5,5 kW (figura 6.98) procesul de ardere al motorului prezintă schimbări. Temperaturile gazelor de evacuare cresc în medie cu 10 unități Celsius. La treapta de 5,5 kW și concentrație de 5 % părți volumice butanol în combustibil, la pornirea la rece, se observă ușoare instabilități ale motorului, acestea dispărând atunci când se atinge regimul stabil de lucru. La concentrația de 7 % părți volumice butanol în combustibil, acest fenomen se prelungește în timp, și

este mai intens, apar băți de avans mai pronunțate. Aceste concluzii rezultă din figura 6.98.

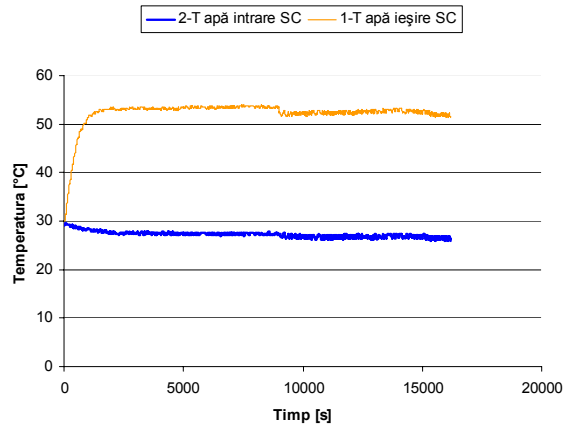


Figura 6.99. Variația temperaturii apei de răcire la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 5,5 kW, folosind 7 % părți volumice butanol în amestec cu motorină.

Figura 6.99 prezintă variația temperaturii apei de răcire la intrarea și la ieșirea din schimbător. Regimul transferului termic este îmbunătățit, generând o temperatură a gazelor de evacuare mai mare. Diferența dintre temperaturile apei de răcire la intrarea și la ieșirea din schimbător este mai mare în acest caz, cu (2 °C) față de aceeași diferență măsurată pentru cazul de referință (figura 6.19).

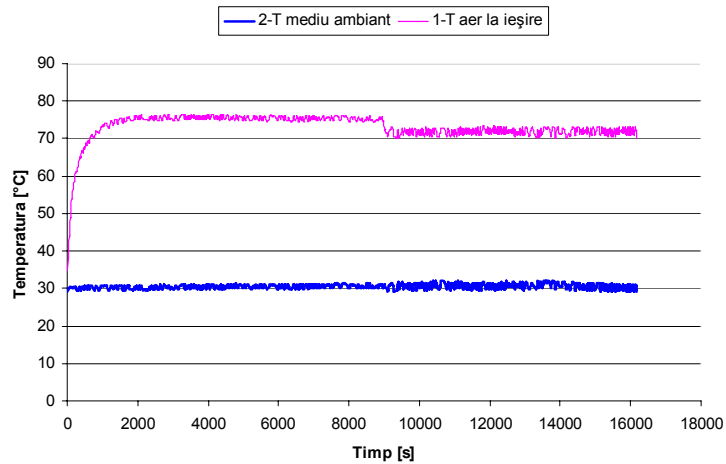


Figura 6.100. Variația temperaturii aerului ca agent de răcire față de temperatura mediului ambiant, la o încărcare de 5,5 kW, folosind 7 % părți volumice butanol în amestec cu motorină.

Această idee se regăsește și este și cauza modificării regimului termic al motorului așa cum arată graficul din figura 6.100. Temperaturile înregistrate sunt în limitele normale, valorile obținute fiind comparabil egale cu cele obținute în cazul de referință.

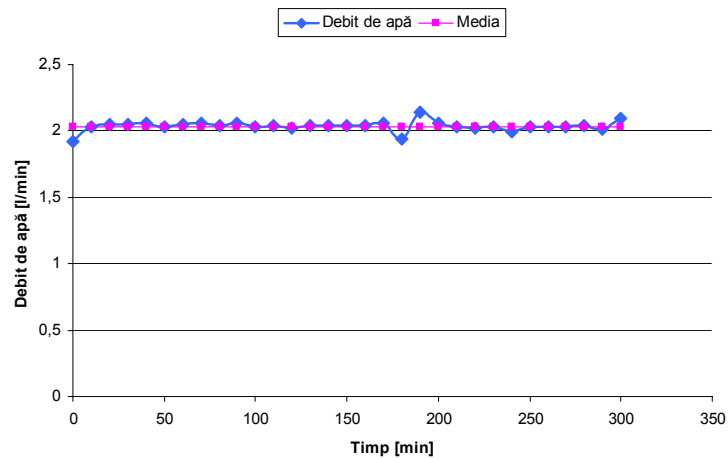


Figura 6.101. Variația debitului apei de răcire pentru treapta de 5,5 kW, folosind 7 % părți volumice butanol în amestec cu motorină.

În figura 6.101 se prezintă valorile variației debitului apei de răcire obținute pentru măsurătorile treptei de încărcare de 5,5 kW. S-a menținut și măsurat o valoare medie de 2 l/min.

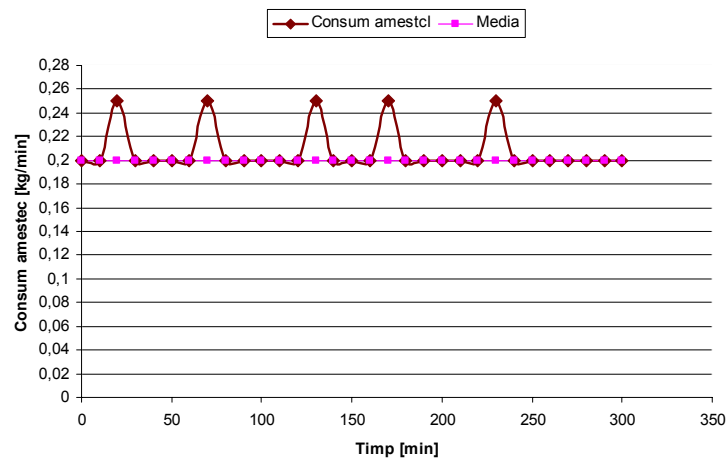


Figura 6.102. Variația consumului de amestec combustibil, folosind 7 % părți volumice butanol în motorină, la o încărcare de 4 kW.

Din figura 6.102 rezultă că valoarea consumului de combustibil a rămas și ea destul de constantă neschimbată în comparație cu cea măsurată pentru motorină. Cu toate că au crescut temperaturile pe ciclu, datorită modificării

proprietăților fizicochimice ale amestecului, nu se înregistrează o creștere a consumului de combustibil. Valoarea rămâne în medie de 1,2 kg/h.

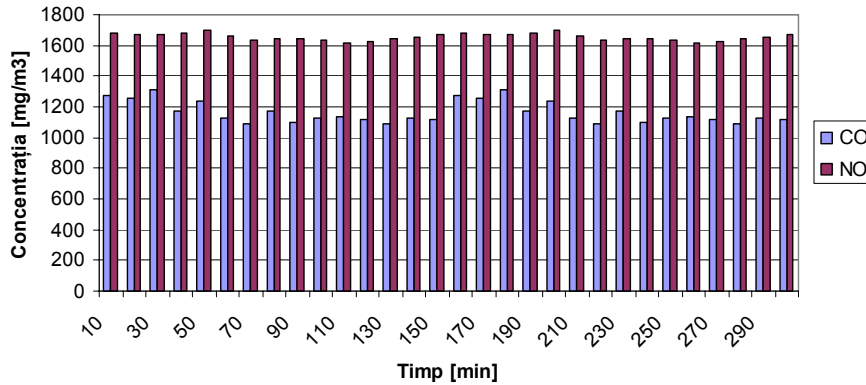


Figura 6.103. Variația concentrațiilor de CO și NO, la o încărcare de 5,5 kW, folosind 7 % părți volumice butanol în amestec cu motorină, raportate la $O_{2.ref} = 5\%$.

Din figura 6.103 reiese că modificarea regimului de lucru a motorului conduce la o creștere procentuală cu 7,9 % pentru emisia de monoxid de azot și 6,4 % pentru emisia de monoxid de carbon, față de situația de referință.

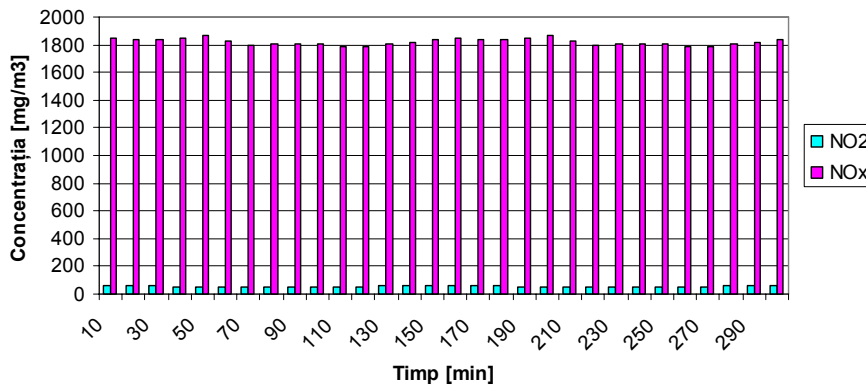


Figura 6.104. Variația concentrațiilor de NO_2 și NO_x , la o încărcare de 5,5 kW, folosind 7 % părți volumice butanol în amestec cu motorină raportate la $O_{2.ref} = 5\%$.

În cazul NO_x creșterea este de doar cu 5 %. Se consideră că această creștere nu este mare dacă se raportează la câștigul în ceea ce privește puterea termică și electrică dezvoltate (figura 6.104)

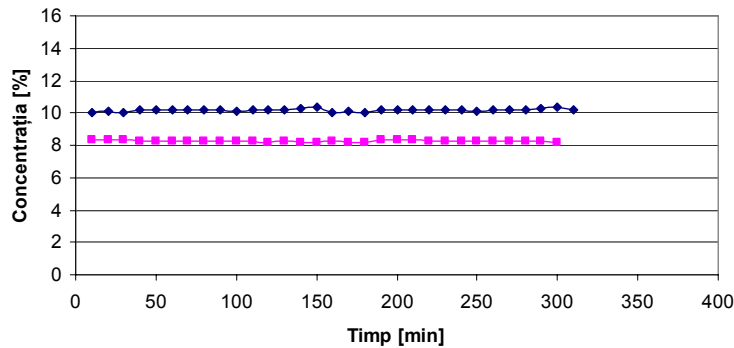


Figura 6.105. Variația concentrațiilor de O_2 și CO_2 , la o încărcare de 5,5 kW, folosind 7 % părți volumice butanol în amestec cu motorină.

Pentru încărcarea de 5,5 kW și concentrație de 7 % părți volumice butanol în motorină se înregistrează o creștere a conținutului de oxigen. Dioxidul de carbon rămâne constant (figura 6.105).

Măsurătorile demonstrează că pentru treptele de încărcare inferioare există preponderent avantaje față de dezavantaje, cel mai mare câștig este reducerea cu 7 % a părții de combustibil fosil, în condițiile producerii aceleiași cantități de energie electrică și termică. Impactul asupra mediului (nivelul concentrației de poluanți) nu are efect negativ major, concentrațiile fiind în limitele admise cu unele excepții. Din punct de vedere al impactului asupra motorului termic, aditivarea cu butanolul nu a determinat regimuri termice diferite, care să cauzeze de exemplu supraîncălzirea sau calarea. Doar emisiile de NO_x au sporit, motivată de un regim termic intensificat. În concluzie înlocuirea a 7 % din combustibilul fosil cu resurse alternative este o soluție corectă dovedită experimental.

6.5.4. Rezultatele măsurătorilor pentru concentrația de 10 % părți volumice butanol în motorină

6.5.4.1. Încărcarea constantă a motorului la 2 kW

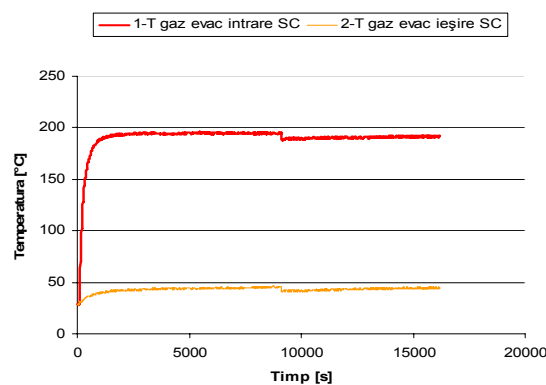


Figura 6.106. Variația temperaturii apei de răcire la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 2 kW, folosind 10 % părți volumice butanol în amestec cu motorină.

Concentrația de 10 % părți volumice butanol în motorină nu a produs creșteri de temperatură pentru gazele de ardere, comparativ cu valorile măsurate pentru combustibilul de referință (figura 6.2 comparată cu figura 6.106). Pentru această încărcare construcția motorului a permis mărirea concentrației de butanol în motorină, fără s-ă fie afectat procesul arderii, cu toate că au apărut semne de instabilitate și la această treaptă de încărcare.

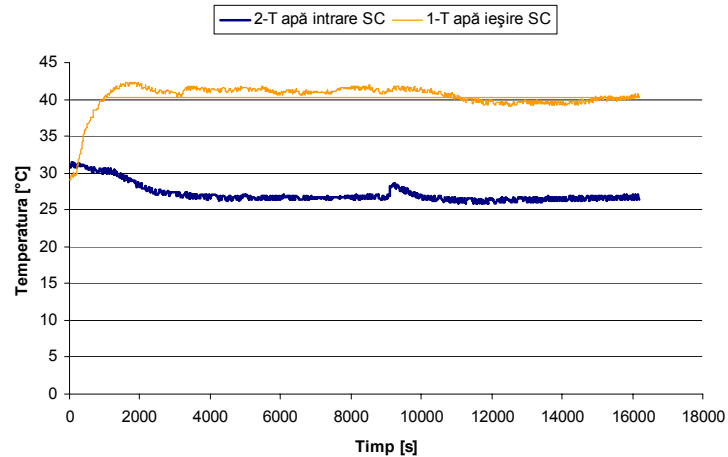


Figura 6.107. Variația temperaturii apei de răcire la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 2 kW, folosind 10 % părți volumice butanol în amestec cu motorină.

Figura 6.107 prezintă variația temperaturii apei de răcire la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 2 kW, folosind 10 % părți volumice butanol în amestec cu motorină. Se constată că după circa 2000 secunde se instalează un regim constant, caracterizat de o valoare medie de 27 °C pentru apa la ieșirea din schimbătorul de căldură, respectiv 40 °C la intrare. Neexistând modificări semnificative ale regimului termic al motorului, se consideră că transferul de căldură s-a realizat în aceleași limite ca și în cazul combustibilului de referință.

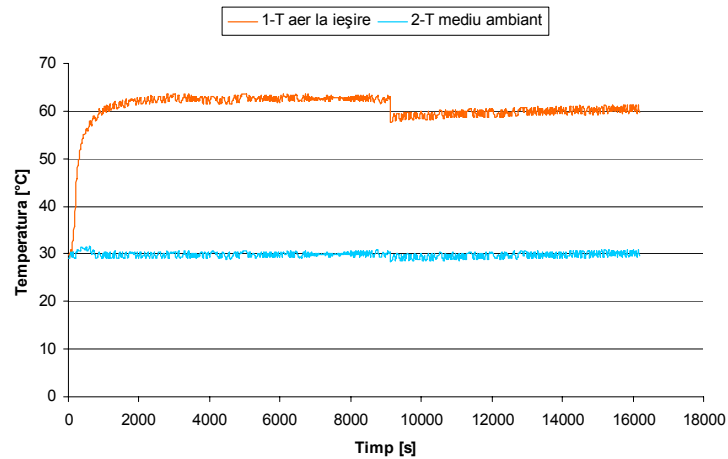


Figura 6.108. Variația temperaturii apei de răcire la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 2 kW, folosind 10 % părți volumice butanol în amestec cu motorină.

Figura 6.108 dovedește că nu se înregistrează modificări ale regimului termic în motor, atunci când s-a crescut concentrația de butanol la valoarea de 10 % părți volumice în motorină, comparat cu cazul de referință (figura 6.3).

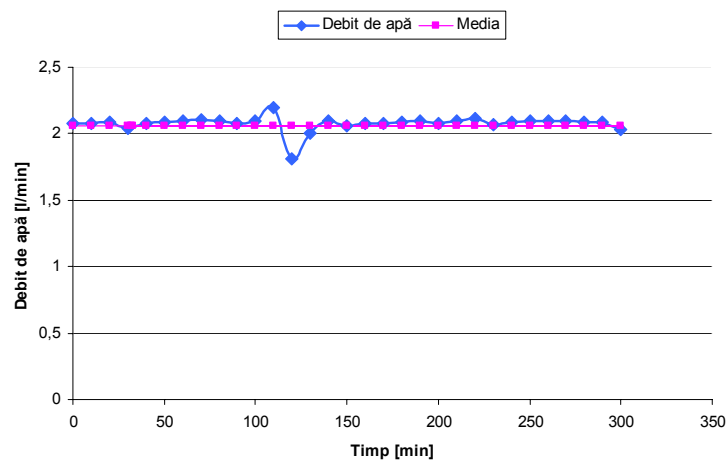


Figura 6.109. Variația debitului apei de răcire pentru treapta de 2 kW, folosind 10 % părți volumice butanol în amestec cu motorină.

Variația debitului apei de răcire înregistrat pentru această treaptă de încărcare este prezentată în figura 6.109. Este menținut în jurul valorii medii de 2 l/min, fiind aproximativ egal cu debitul pentru aceeași încărcare, folosind ca și combustibil primar motorina (figura 6.4).

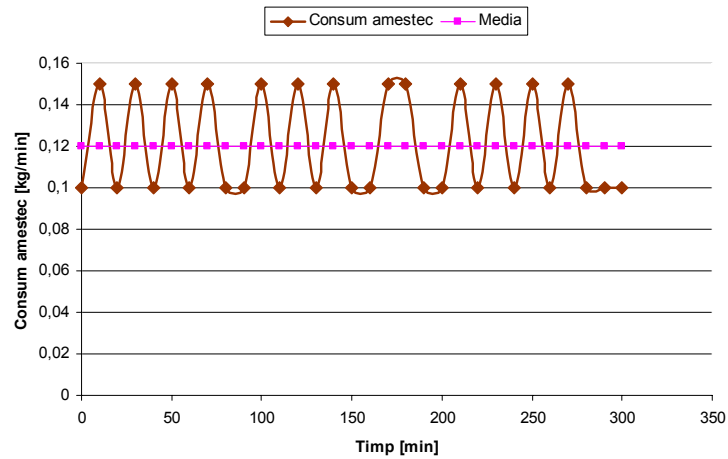


Figura 6.110. Variația consumului de amestec combustibil, folosind 10 % părți volumice butanol în motorină, la o încărcare de 2 kW.

S-a înregistrat o valoare a consumului orar de $C_{hb10\%} = 0,720$ kg/h (figura 6.110). Valoarea consumului orar pentru cazul folosirii exclusive a motorinei este de $C_{hmot} = 0,737$ kg/h. Se observă chiar o scădere de circa 17 g/h a consumului de combustibil. Instabilitatea a cauzat intrarea în funcțiune a regulatorului, care a încercat înlăturarea bățăilor de avans, reducând astfel doza ciclică.

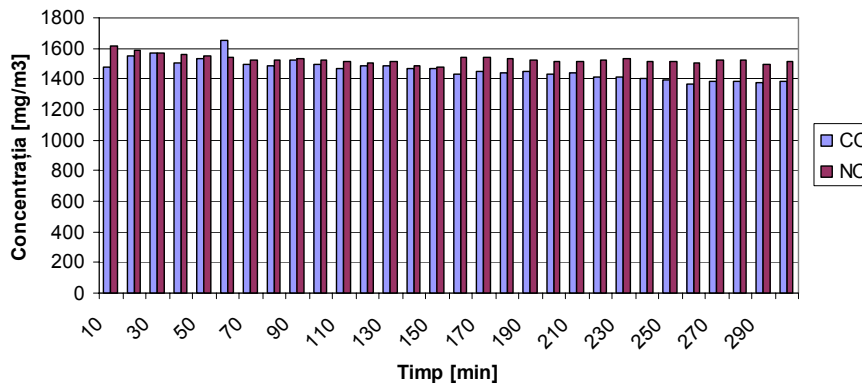


Figura 6.111. Variația concentrațiilor de CO și NO, la o încărcare de 2 kW, folosind 10 % părți volumice butanol în amestec cu motorină, raportate la $O_{2,ref} = 5\%$.

Instabilitatea la pornirea la rece a motorului diesel din microcentrala de cogenerare are consecințe asupra intensificării impactului emisiilor către mediul înconjurător. Creșterea concentrației de părți volumice butanol în motorină determină emisii de monoxid de carbon și monoxid de azot modificate, față de cazul cu combustibilul de referință. S-a înregistrat o creștere a monoxidului de carbon cu 17 %, iar emisia de NO a scăzut cu 10 unități procentuale față de cazul de referință (figura 6.7 în comparație cu figura 6.111). Cauza este modificarea mecanismului

arderii din motorul diesel, în urma măririi concentrației de butanol, cauzată în special de prezența oxigenului activat.

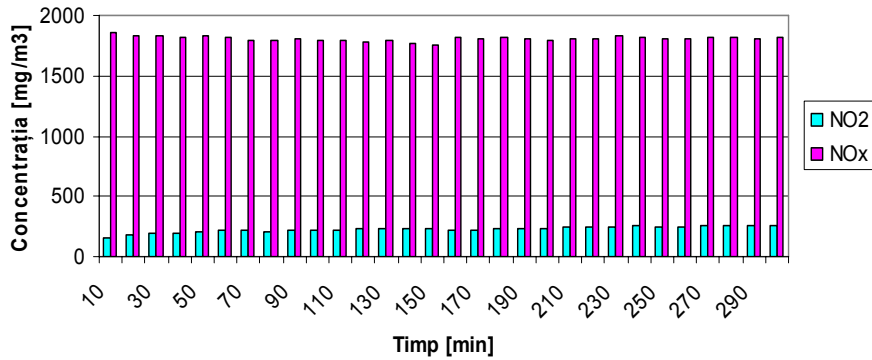


Figura 6.112. Variația concentrațiilor de NO₂ și NO_x, la o încărcare de 2 kW, folosind 10 % părți volumice butanol în amestec cu motorină, raportate la O_{2,ref} = 5 %.

Concentrația emisiei de NO_x înregistrează o scădere cu 10 % față de folosirea exclusivă a motorinei. Cu toate că temperaturile pe ciclu nu se modifică prin creșterea concentrației butanolului din amestec cu motorina totuși se constată o reducere a nivelului, concentrațiilor emisiilor poluante (figura 6.112).

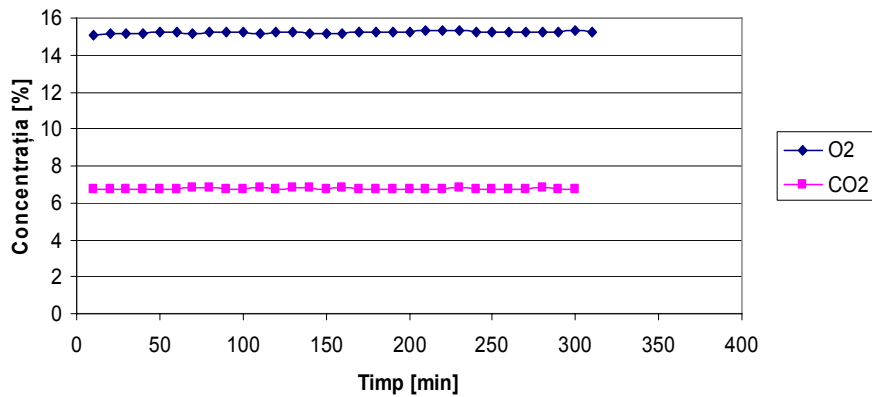


Figura 6.113. Variația concentrațiilor de O₂ și CO₂, la o încărcare de 2 kW, folosind 10 % părți volumice butanol în amestec cu motorină.

Din punct de vedere al valorii concentrației emisiei de CO₂, mărirea aportului de butanol introduce un avantaj. Valoarea înregistrată (figura 6.113 este în medie egală cu cea obținută în cazul combustibilului de referință (figura 6.9).

6.5.4.2. Încărcarea constantă a motorului la 4 kW

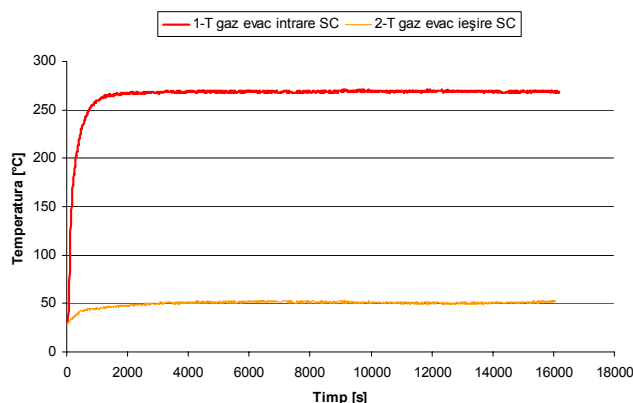


Figura 6.114. Variația temperaturii apei de răcire la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 4 kW, folosind 10 % părți volumice butanol în amestec cu motorină.

Din figura 6.114 se observă că se înregistrează, comparativ cu cazul de bază o creștere a temperaturii gazelor de evacuare cu aproximativ 10 °C. Această valoare nu afectează din punct de vedere termic componentele motorului. Creșterea temperaturilor gazelor de evacuare, pentru încărcarea de 4 kW și concentrația de 10 % părți volumice butanol în motorină, nu este mare. Explicația poate fi găsită în construcția motorului, care se știe că a fost dimensionat și proiectat pentru o posibilă modificare a calității motorinei, prin aditivarea cu un alt combustibil.

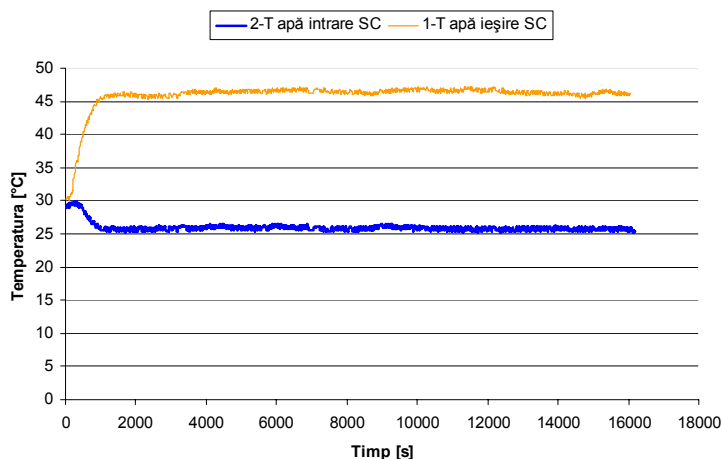


Figura 6.115. Variația temperaturii apei de răcire la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 4 kW, folosind 10 % părți volumice butanol în amestec cu motorină.

Creșterea temperaturii modifică șansele transferului termic dintre gazele de ardere și apă, fapt dovedit experimental prin valorile temperaturilor apei la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură (figura 6.115).

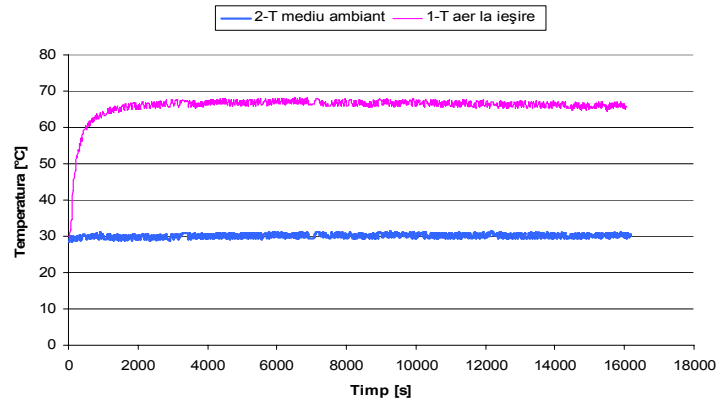


Figura 6.116. Variația temperaturii apei de răcire la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 4 kW, folosind 10 % părți volumice butanol în amestec cu motorină.

Prin modificarea concentrației de butanol în motorină (figura 6.116), se înregistrează o ușoară creștere a temperaturii aerului de răcire.

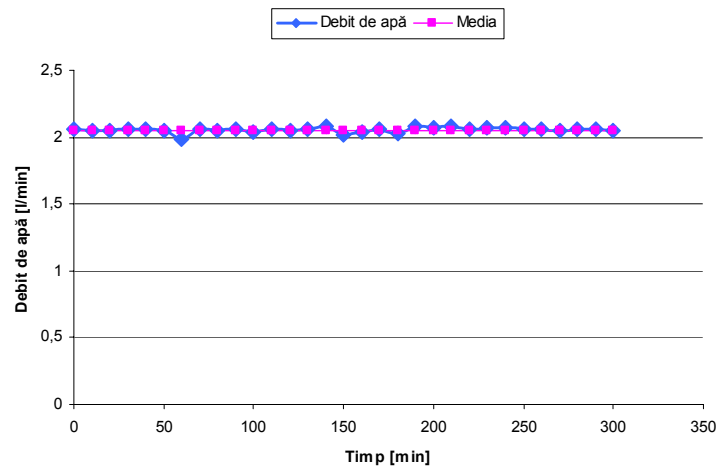


Figura 6.117. Variația debitului apei de răcire pentru treapta de 4 kW, folosind 10 % părți volumice butanol în amestec cu motorină.

Și în acest regim testat, se constată că debitul apei de răcire ce alimentează schimbătorul de căldură se menține constant în jurul valorii de 2 l/min (figura 6.117).

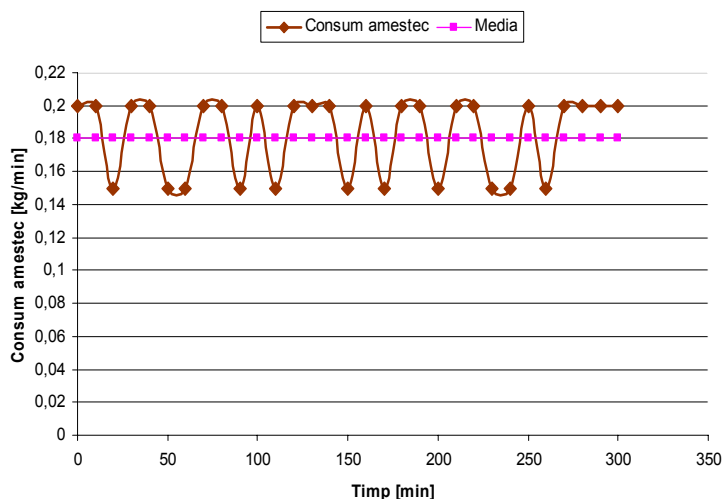


Figura 6.118. Variația consumului de amestec combustibil, folosind 10 % părți volumice butanol în motorină, la o încărcare de 4 kW.

Și pentru această treaptă de încărcare s-a regăsit un avantaj oferit de aditivarea cu butanol. Consumul de combustibil, este aproximativ egal cu cel de referință (motorină exclusiv; figura 6.14). Variația acestuia este prezentată în figura 6.118.

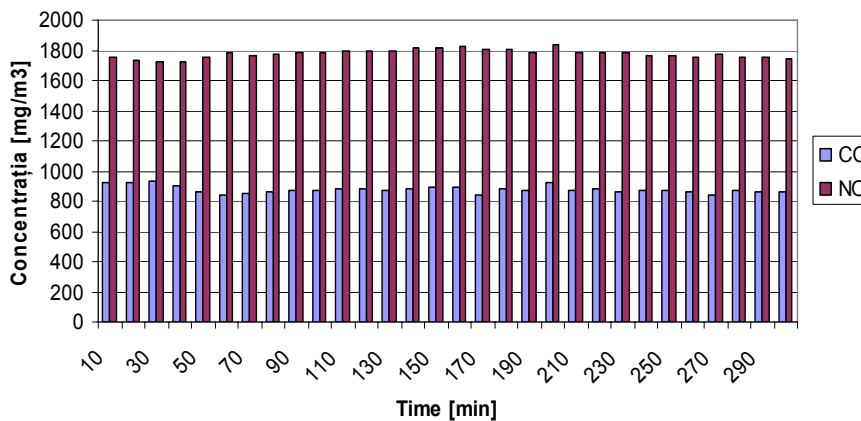


Figura 6.119. Variația concentrațiilor de CO și NO, la o încărcare de 4 kW, folosind 10 % părți volumice butanol în amestec cu motorină, raportate la $O_{2.ref} = 5\%$.

Un alt avantaj se înregistrează și în cazul emisiilor de monoxid de azot și carbon. Emisia de monoxid de azot este cu 7,4 % mai redusă. Monoxidul de carbon a înregistrat o valoare cu 23,6 % mai mică. Ambele concluzii se exprimă față de cazul folosirii combustibilului de referință motorina (figura 6.15).

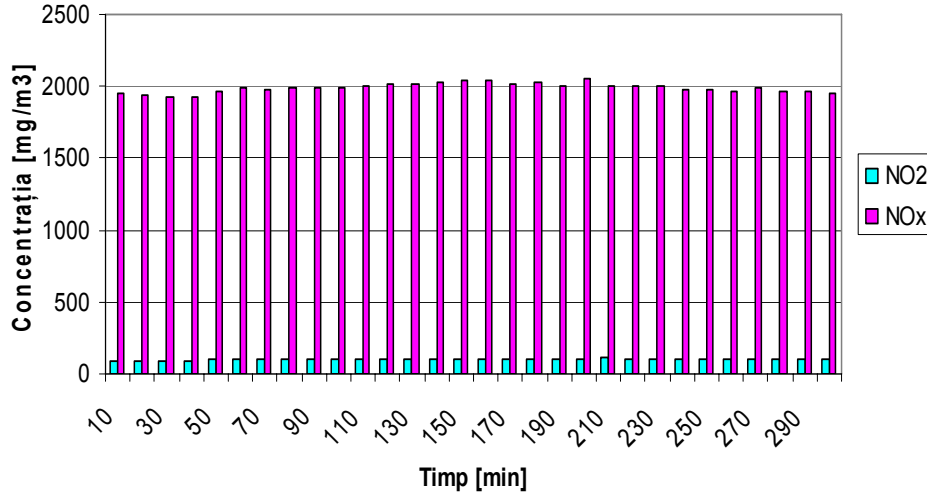


Figura 6.120. Variația concentrațiilor de NO₂ și NO_x, la o încărcare de 4 kW, folosind 10 % părți volumice butanol în amestec cu motorină, raportate la O_{2,ref} = 5 %.

Valoarea concentrației de NO_x scade cu 7,8 %. Se observă tot mai evident, că prin creșterea concentrației de butanol în motorină, emisiile poluante pot scădea, în comparație cu combustibilul de referință.

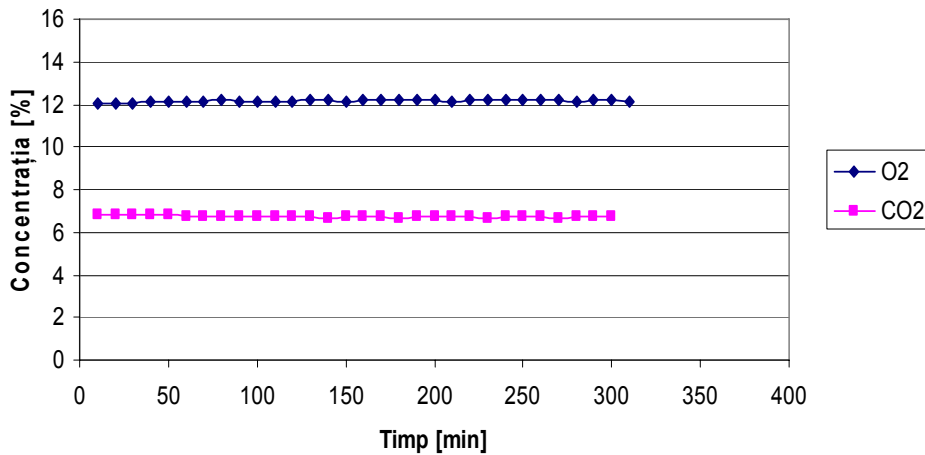


Figura 6.121. Variația concentrațiilor de O₂ și CO₂, la o încărcare de 4 kW, folosind 10 % părți volumice butanol în amestec cu motorină.

Din figura 6.121 deducem că în comparație cu valorile obținute în cazul folosirii motorinei pure ca și combustibil primar (figura 6.17) rezultă că oxigenul din gazele de ardere crește cu 4 %.

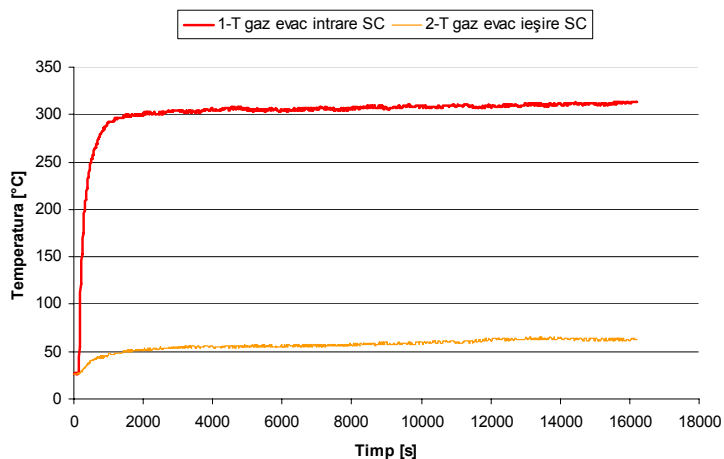
6.5.4.3. Încărcarea constantă a motorului la 5,5 kW

Figura 6.122. Variația temperaturii apei de răcire la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 5,5 kW, folosind 10 % părți volumice butanol în amestec cu motorină.

Pentru această treaptă de încărcare nu s-a modificat valoarea temperaturilor pentru gazele de evacuare față de temperaturile măsurate în cazul combustibilului primar motorina (figura 6.18). Se poate trage concluzia că motorul diesel suportă și o concentrație de 10 % părți volumice butanol în motorină, în condițiile de încărcare la sarcina maximă.

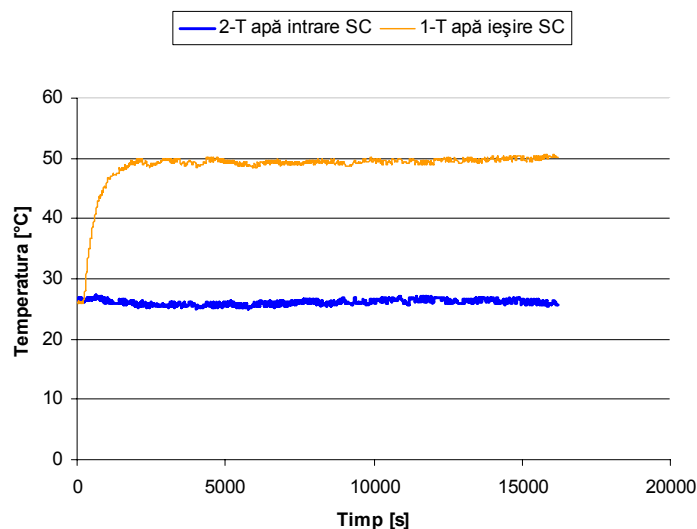


Figura 6.123. Variația temperaturii apei de răcire la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 5,5 kW, folosind 10 % părți volumice butanol în amestec cu motorină.

S-a obținut același transfer termic pentru apa de răcire, prezumție făcută în figura 6.123.

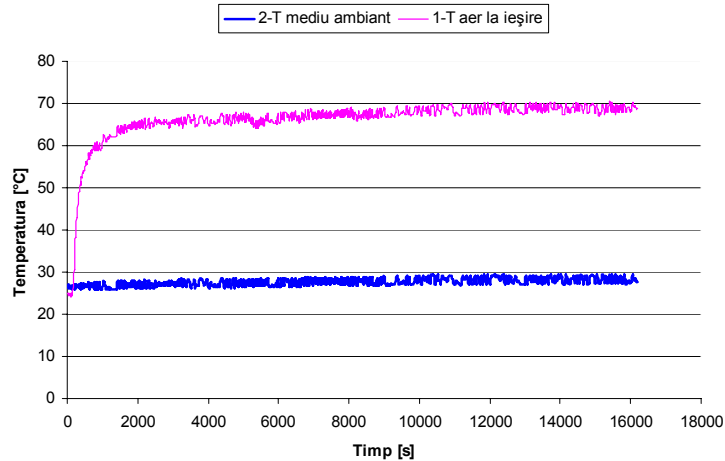


Figura 6.124. Variația temperaturii apei de răcire la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură, la o încărcare de 4 kW, folosind 10 % părți volumice butanol în amestec cu motorină .

Graficul variației agentului de răcire față de temperatura mediului ambiant al motorului (figura 6.124) confirmă stabilizarea regimului termic al motorului diesel, valorile înregistrate fiind mai ridicate decât cele măsurate pentru combustibilul fosil (motorină exclusiv) primar folosit în instalația de cogenerare (figura 6.20).

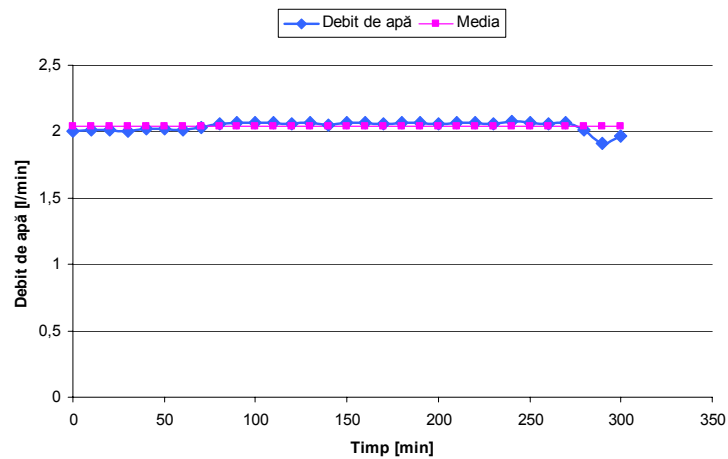


Figura 6.125. Variația debitului apei de răcire pentru treapta de 5,5 kW, folosind 10 % părți volumice butanol în amestec cu motorină.

Debitul apei de răcire (figura 6.125) este menținut în jurul valorii medii de 2 l/min, în concordanță, cu scopul din planul de cercetare, pentru a permite crearea unor condiții de comparație și interpretare.

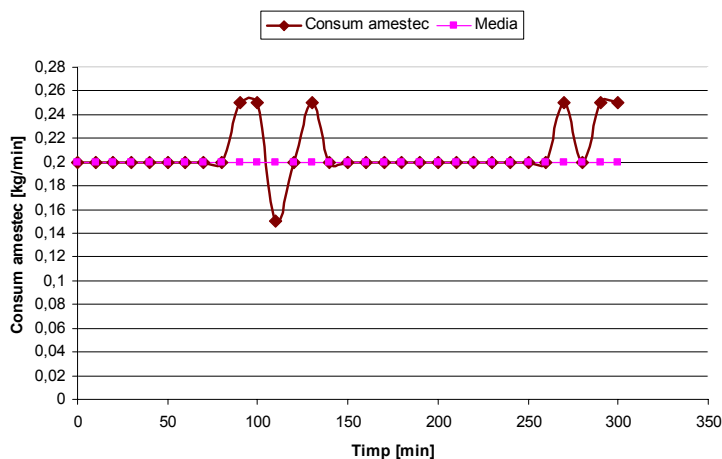


Figura 6.126. Variația consumului de amestec combustibil, folosind 10 % părți volumice butanol în motorină, la o încărcare de 5,5 kW.

Consumul mediu orar de combustibil pentru această treaptă de încărcare este de 1,258 kg/h, valoare egală cu cea obținută pentru consumul orar realizat în cazul motorinei (figura 6.22). Practic la această treaptă de încărcare (nominală) se constată că variația debitului este cea mai redusă față de toate celelalte cazuri experimentale.

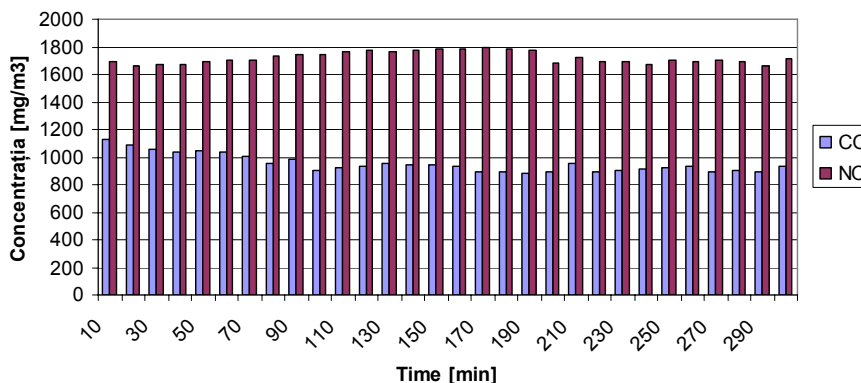


Figura 6.127. Variația concentrațiilor de CO și NO, la o încărcare de 5,5 kW, folosind 10 % părți volumice butanol în amestec cu motorină, raportate la $O_{2,ref} = 5\%$.

Concentrația de 10 % părți volumice butanol în motorină modifică „negativ” emisia de monoxid de azot, în sensul că se constată o creștere cu 6 % față de cazul de referință. Simultan s-a înregistrat o scădere a emisie de monoxid de carbon (cu 17,7 %) în comparație cu valorile pentru emisiile înregistrate în cazul folosirii în microcentrală a motorinei (6.23). Acest rezultat comparativ este explicabil deoarece N are o afinitate mai mare pentru O_2 decât C. De asemenea este cunoscută și tendința (clasică) de variație în oglindă a concentrațiilor CO și NO.

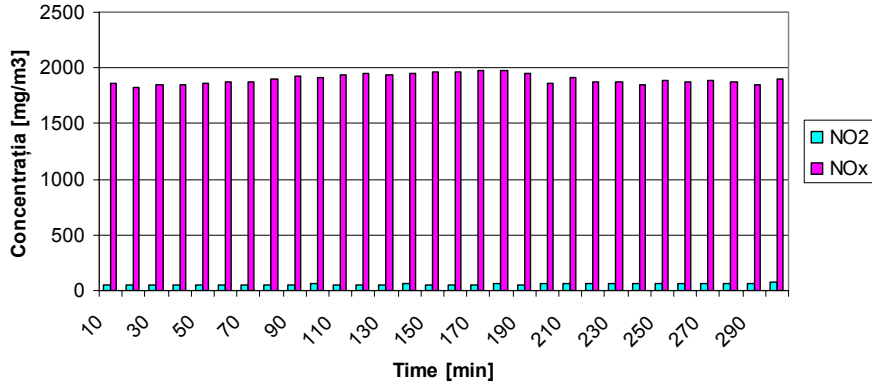


Figura 6.128. Variația concentrațiilor de NO₂ și NO_x, la o încărcare de 5,5 kW, folosind 10 % părți volumice butanol în amestec cu motorină, raportate la O_{2.ref} = 5 %.

Comparativ cu cazul de referință, pentru concentrațiile emisiilor de NO_x și NO₂, s-a înregistrat o creștere cu 3,5 %, comparativ cu valorile emisiilor obținute la folosirea exclusivă a motorinei.

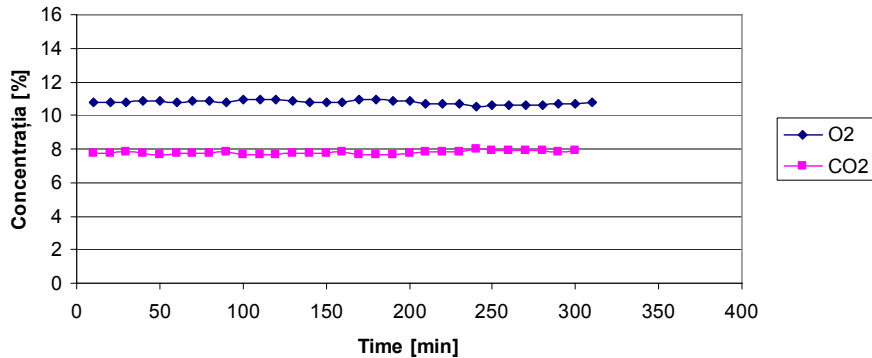


Figura 6.129. Variația concentrațiilor de O₂ și CO₂, la o încărcare de 4 kW, folosind 10 % părți volumice butanol în amestec cu motorină.

Pentru dioxidul de carbon se înregistrează experimentul abateri semnificative. Valoarea medie pentru această treaptă de încărcare este cu 21 % mai mare, comparativ cu rezultatele obținute folosind motorina (figura 6.25).

Comportarea microcentralei de cogenerare evaluată prin interpretarea măsurătorilor on line, arată că mărirea concentrației butanolului în motorină este o soluție viabilă din punct de vedere al promovării combustibililor alternativi. Se observă că mărirea concentrației de butanol în motorină are efecte benefice asupra:

- Consumului de combustibil, care se conservă în toate cele trei trepte de încărcare, deși prezintă fluctuații (de ordinul max 0,5 g/min);
- Puterea electrică nu se modifică, microcentrala furnizând puterea de 2, 4 și 5,5 kW pe toată durata măsurătorilor, ca și cum combustibilul primar ar fi exclusiv motorină;

- Randamentul termic nu scade pe tot parcursul măsurătorilor în regimurile testate;

- La încărcările reduse nu au fost înregistrate creșteri semnificative ale emisiilor poluante cu excepția CO. La încărcarea maximă a microcentralei se constată o valoare mai redusă care poate fi însă acceptată, având în vedere că este vorba de o centrală de cogenerare de putere mică și cu un cilindru pe de-o parte, iar pe de altă parte s-a înlocuit 10 % procente volumice din combustibilul fosil cu biocombustibil.

- Din punct de vedere tehnic motorul a rezistat solicitărilor impuse prin planul de cercetare ales, a funcționat cu concentrații de până la 10 % părți volumice combustibil alternativ. Nu s-au înregistrat probleme tehnice și funcționale grave la motor și nici la generator. Instabilitățile constatate nu se datorează prezenței butanolului, ele existând și la funcționarea pe motorină (deși puțin mai redusă).

6.6. Calculul eficienței centralei de cogenerare

Calculul eficienței centralei de cogenerare pentru combustibilul cu o concentrație volumică de butanol de 0, 2, 5, 7 și 10 % în motorină a fost realizat folosind aceeași metodă de calcul ca și pentru combustibilul de referință, motorina, prezentată în subcapitolul 6.3.2. Acest caz constituie situația de referință pentru comparație (figura 6.130).

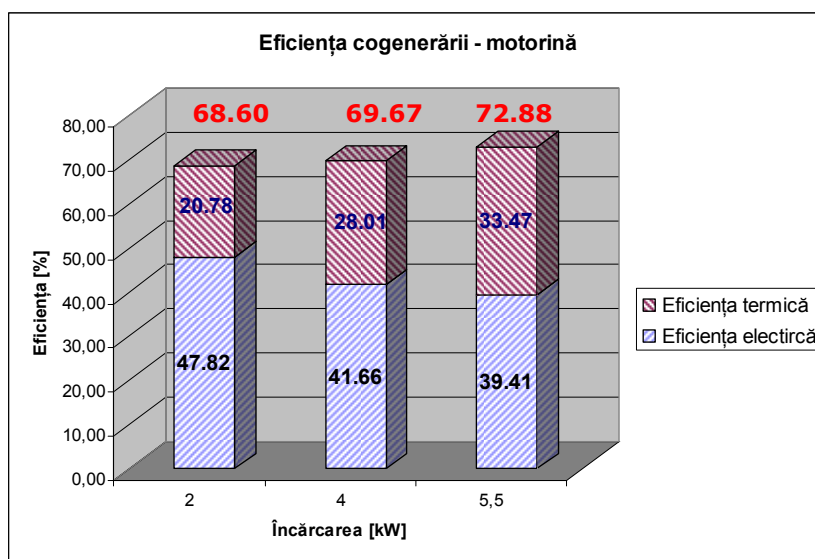


Figura 6.130. Evoluția eficienței microcentralei de cogenerare cu încărcare, folosind ca și combustibil primar motorină.

Pentru o concentrație de butanol de 2 % părți volumice în amestec cu motorină, la treptele de încărcare de 2, 4 și 5,5 kW, s-au obținut valori diferite pentru eficiența grupului, așa cum rezultă din figura 6.131.

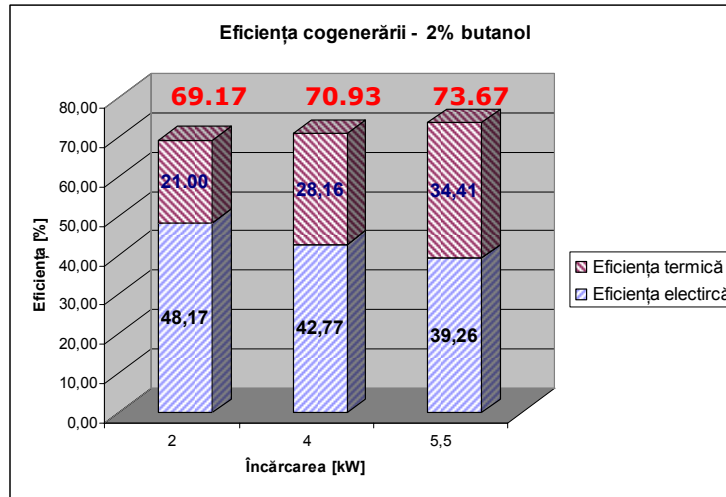


Figura 6.131. Evoluția eficienței microcentralei de cogenerare cu încărcare, folosind concentrația de 2 % butanol părți volumice în amestec cu motorină.

De asemenea, din grafic poate fi vizualizat în procente ponderea din totalul eficienței microcentralei de cogenerare ce revine energiei termice și respectiv celei electrice. Se observă că, practic valorile eficienței nu se modifică sensibil prin aditivarea cu 2 % butanol, deși componenta „termică” este mai mare cu circa o unitate. Explicația este legată prin faptul că apa de răcire preia un flux termic superior față de cazul de bază (fiind mai rece la intrare).

Rezultatele eficienței obținute pentru concentrația de 5 % părți volumice butanol în motorină sunt prezentate în figura 6.132.

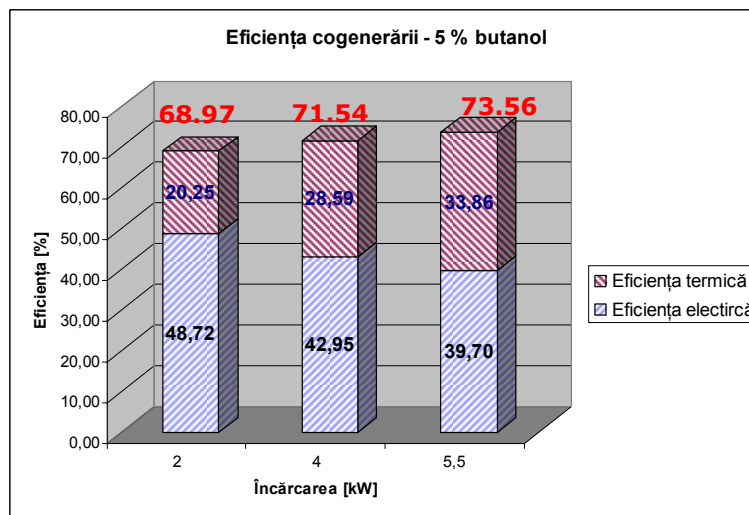


Figura 6.132. Evoluția eficienței microcentralei de cogenerare cu încărcare, folosind concentrația de 5 % butanol părți volumice în amestec cu motorină.

Pentru această concentrație s-au înregistrat valori ale eficienței microcentralei de cogenerare pe treptele de încărcare de 2 kW, 4kW și 5,5 kW mai

mari decât în cazul folosirii motorinei (și față de cazul cu 2 % butanol). În medie acestea nu depășesc 1 %, dar totuși există o creștere. Practic s-a reușit înlocuirea a 5 % din combustibilul fosil cu combustibil alternativ și realizarea unei creșteri a eficienței. Această îmbunătățire s-a putut observa pe parcursul măsurătorilor parametrilor, prezentate în subcapitolul 6.5.

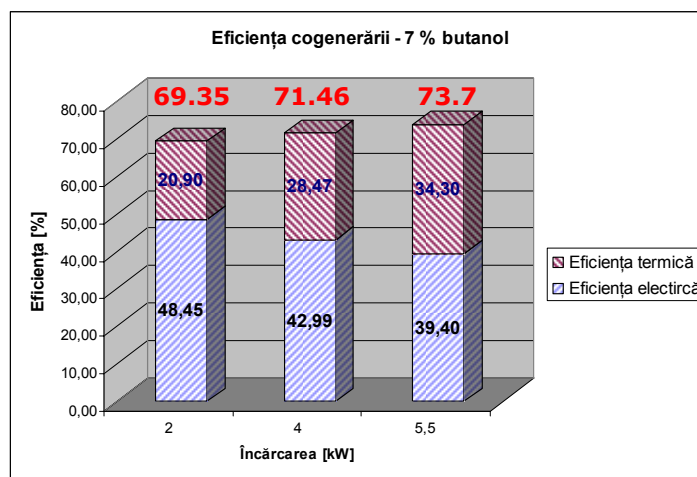


Figura 6.133 Evoluția eficienței microcentralei de cogenerare cu încărcare, folosind concentrația de 7 % butanol părți volumice în amestec cu motorină.

Și pentru concentrația de 7 % părți volumice butanol s-a înregistrat o creștere a eficienței microcentralei de cogenerare. Figura 6.133 prezintă valorile randamentului termic și electric pentru fiecare treaptă de încărcare. Această creștere se datorează îmbunătățirii transferului de căldură de la gazele de evacuare la apă prin intermediul schimbătorului de căldură, dar și prin ușoara modificare a consumului de combustibil, rezultând un randament electric mai bun.

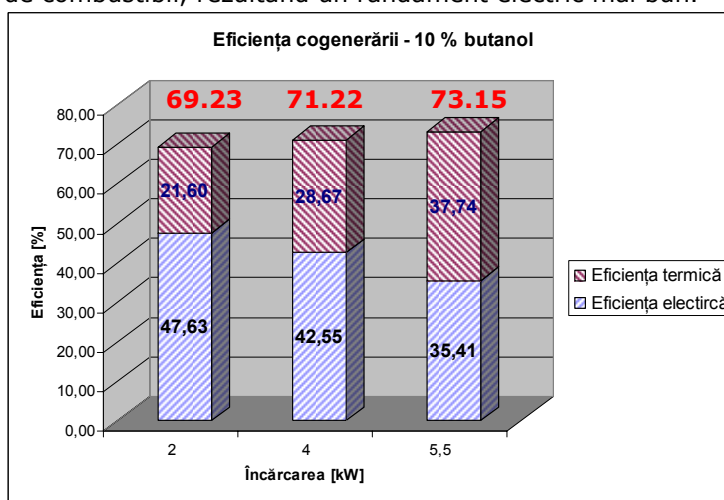


Figura 6.134. Evoluția eficienței microcentralei de cogenerare cu încărcare, folosind concentrația de 10 % părți volumice butanol în amestec cu motorină.

Pentru ultima concentrație de 10 % părți volumice butanol în amestec cu motorină, rezultatele valorilor pentru eficiența centralei de cogenerare sunt prezentate în figura 6.119. De asemenea, în acest caz, s-a înregistrat o creștere a eficienței microcentralei de cogenerare.

Se observă că în toate cazurile eficiența centralei de cogenerare crește odată cu creșterea încărcării. Analiza emisiilor poluante realizată în corelație (și prezentată în subcapitolul 6.5) arată că și din punct de vedere al impactului asupra mediului înconjurător, înlocuirea unei părți din combustibilul clasic cu butanol nu modifică mult valoarea concentrațiilor emisiilor. Acest aspect constituie un avantaj major și recomandă folosirea butanolului ca și combustibil alternativ în motoarele diesel staționare.

Figura 6.135 *a, b, c* prezintă variația eficienței determinate prin calcul, în baza valorilor măsurate experimental, conform metodologiei prezentate la subcapitolul 6.3.2. Se constată că mărirea încărcării determină o sporire a randamentului, indiferent de natura combustibilului folosit (motorină pură sau amestec cu butanol). Cea mai favorabilă influență o are cea de 7 % procente volumice (figura 6.135-c).

Analizând cele cinci situații experimentale din punct de vedere al influenței concentrației volumice de butanol în amestec cu motorină, se constată că fereastra optimă ce limitează valoarea de amestec de butanol pentru a menține valoarea eficienței la un maxim cât mai înalt este cuprinsă între 5 și 7 procente volumice (figura 6.136).

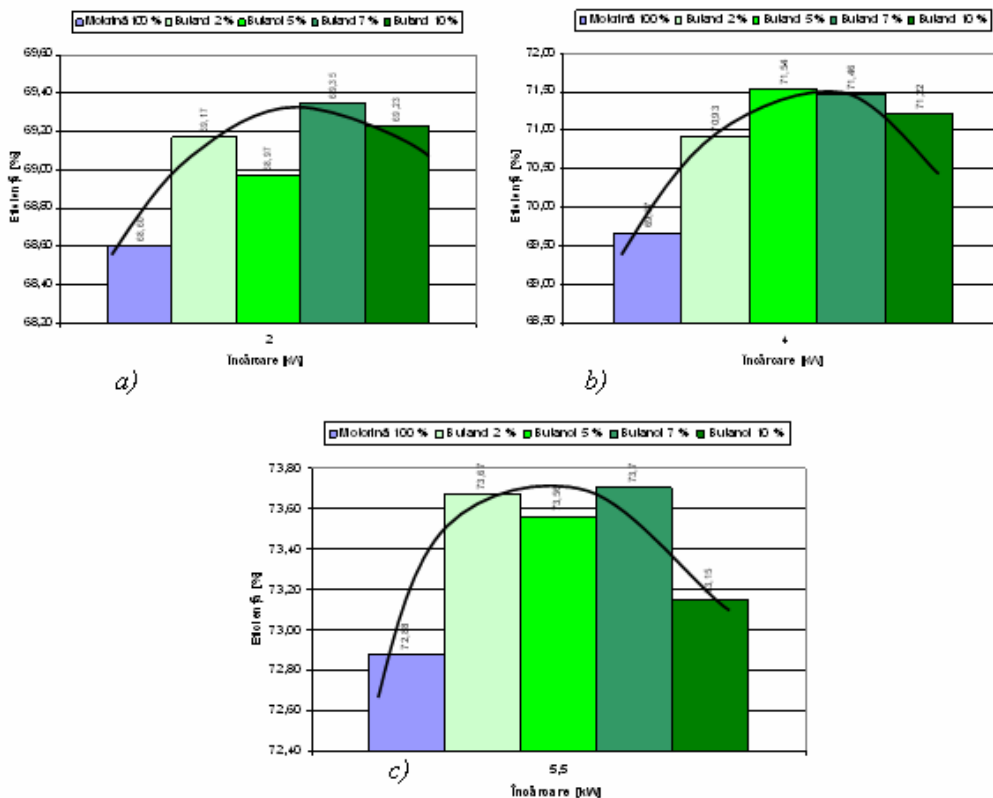


Figura 6.135. Eficiența microcentralei de cogenerare funcție de încărcare și concentrația de butanol în procente volumice în motorină:
a - încărcare 2 kW, b - încărcare 4 kW, c - încărcare 5.5 kW .

Există pentru fiecare încărcare o valoare maximă a eficienței și astfel un interval favorabil (fereastra de amestec) în care se situează cele mai bune valori ale eficienței. Această concluzie se repetă la fiecare încărcare (figura 6.135 a,b,c) și este cu atât mai evidentă cu cât crește încărcarea (la valoarea nominală).

6.7. Concluzii punctuale legate de rezultatele experimentale

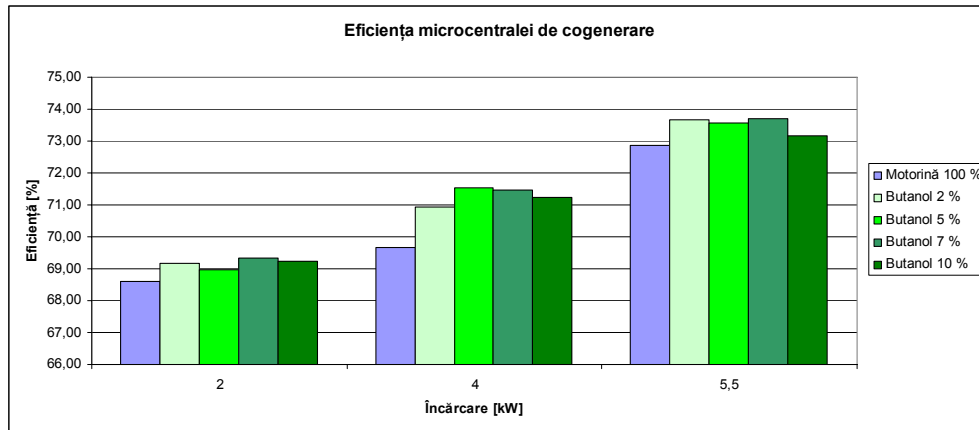


Figura 6.136. Eficiența microcentralei de cogenerare funcție de încărcare și concentrația de butanol în procente volumice în motorină.

Figura 6.136 prezintă valorile calculate ale eficienței instalației de cogenerare folosind ca și combustibil primar motorina, și apoi diferite concentrații de butanol în amestec cu motorină. Aceste rezultate au fost obținute la o încărcare variabilă pornind de la treapta de 2 kW, apoi 4 kW și în final 5,5 kW. Debitul apei de răcire s-a menținut aproape constant în jurul valorii medii de 2 l/min în toate cazurile.

Analizând figura 6.136 se desprind următoarele concluzii:

- Se observă că la folosirea butanolului în concentrație mică (de 2% în amestec cu motorină) s-a obținut o eficiență mai mare. Efectul a fost multiplicat pentru încărcarea de 4, respectiv 5,5 kW, față de cazul în care s-a folosit ca și combustibil primar doar motorină.

- Concentrația de 5 și 7 % părți volumice butanol în amestec cu motorină conduce la o creștere de eficiență încă de la încărcarea microcentralei de cogenerare la sarcina redusă. De fapt, la toate treptele de încărcare, s-au obținut valori comparabile ale eficienței, dar mai mari ca și în cazul folosirii combustibilului fosil.

- Concentrația de 10 % părți volumice butanol în amestec cu motorină determină o creștere a eficienței microcentralei de cogenerare, începând cu treapta de încărcare 2 kW comparativ cu valorile obținute în cazul folosirii combustibilului de referință motorina. Pentru debite de apă, aproximativ egale, se obține totuși o valoare inferioară a eficienței comparativ cu cazul folosirii ca și combustibil primar a unui amestec cu concentrație de butanol de 5, respectiv 7 % părți volumice.

- Comportamentul motorului diesel nu se modifică mult atunci când se introduce ca și combustibil amestec de butanol și motorină. Totuși, se remarcă o funcționare instabilă, vizualizată în special prin fluctuații (mici) ale consumului de combustibil ($\pm 2,5$ g/min). Începând cu valoarea aportului de 7 % părți volumice de butanol în motorină se constată că la pornirea la rece, la sarcină redusă, motorul manifestă instabilități mai accentuate. Ele însă nu afectează caracteristicile curentului electric (220V-50Hz) pentru consumator. Instabilitatea a scăzut o dată cu creșterea temperaturii motorului, determinată de mărirea concentrației de butanol în amestec și creșterea încărcării.

- În subcapitolul 6.5 s-au indicat rezultatele variației temperaturilor în punctele critice ale instalației. O dată cu creșterea concentrației de butanol în motorină cresc și temperaturile pe ciclu, deoarece butanolul modifică proprietățile fizice și chimice ale amestecului. Pentru aceeași încărcare, valorile temperaturilor gazelor de evacuare se modifică, iar schimbătorul de căldură recuperează o cantitate mai mare de căldură. Aceasta este explicația pertinentă pentru motivarea creșterii eficienței termice. Se remarcă faptul că acest rezultat se consemnează cu toate că puterea calorică inferioară a amestecului scade, față de situația folosirii exclusive a motorinei pure.

- Un alt avantaj este acela că, în general, consumul de carburant a rămas constant pentru aceeași treaptă, nu a fost necesar un surplus de combustibil pentru a compensa diferența de putere calorică, diminuată prin adaosul butanolului în motorină.

Concluzionând aspectele de mai sus se constată că prin aditivarea cu butanol a motorinei s-a reușit să se reducă consumul de carburant fosil cu diferite proporții (până la 10 % părți volumice), înlocuindu-l cu combustibil „bio”. Pentru un consum de combustibil și un debit de apă aproximativ egale s-a obținut o mai mare valoare a eficienței termice ca și în cazul folosirii exclusiv a motorinei, ca și combustibil primar.

Valoarea emisiilor poluante este un criteriu esențial de analiză. Nivelul emisiilor poluante din gazele de ardere ale motorului diesel poate depăși limitele maxime admise.

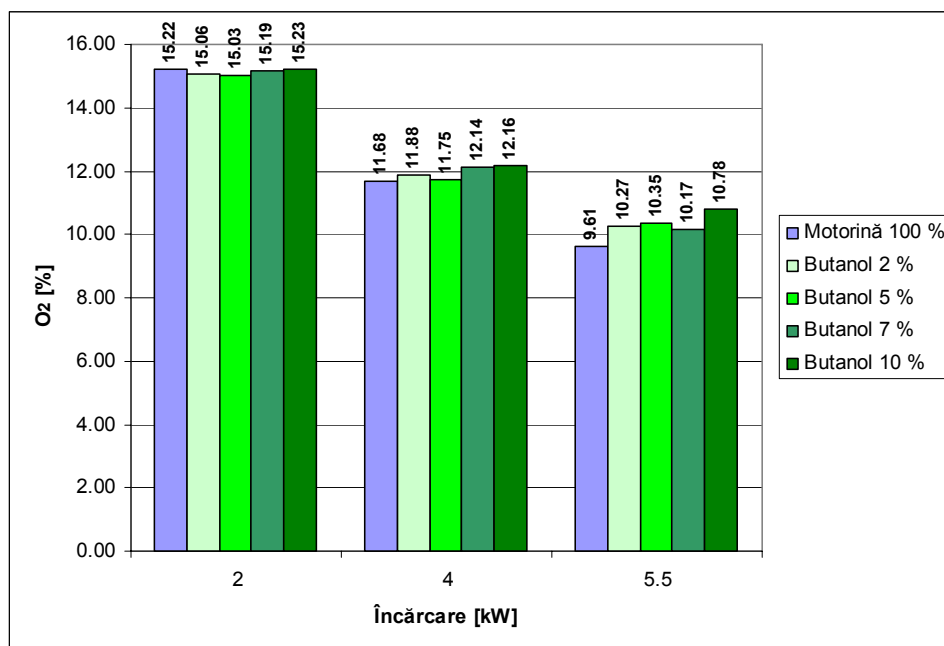


Figura 6.137. Variația concentrației de oxigen cu încărcare și concentrația de butanol în procente volumice în amestec cu motorină.

Figura 6.137 indică variația oxigenului în funcție de încărcarea motorului și concentrațiile de butanol, în procent volumic în amestec cu motorină. O dată cu creșterea concentrației de butanol, la o încărcare constantă, se reduc concentrațiile

oxigenului în gazele de ardere, fapt care se explică prin formula chimică a butanolului. Prin creșterea sarcinii, deși consumul de combustibil crește, totuși emisia de O_2 se reduce, ceea ce denotă că și acel radical de oxigen adus de butanol nu mai are suficient efect în contextul unei cantități sporite de componente combustibile (C, N) în spațiul de ardere. Se precizează că nu s-a intervenit asupra procesului din motor, de exemplu prin modificarea cantității aerului admis.

Microcentrala de cogenerare are randament maxim la treapta de încărcare maximă. Atenția trebuie deci îndreptată spre această zonă de funcționare. Reducerea concentrației de oxigen în gazele de ardere prin creșterea sarcinii poate fi un avantaj în plus la folosirea amestecului de butanol în instalațiile de ardere, deși fenomenul se întâmplă și în cazul motorinei. Acest aspect poate deveni și un dezavantaj dacă se face legătura cu emisiile mari (chiar peste limitele admise) de CO.

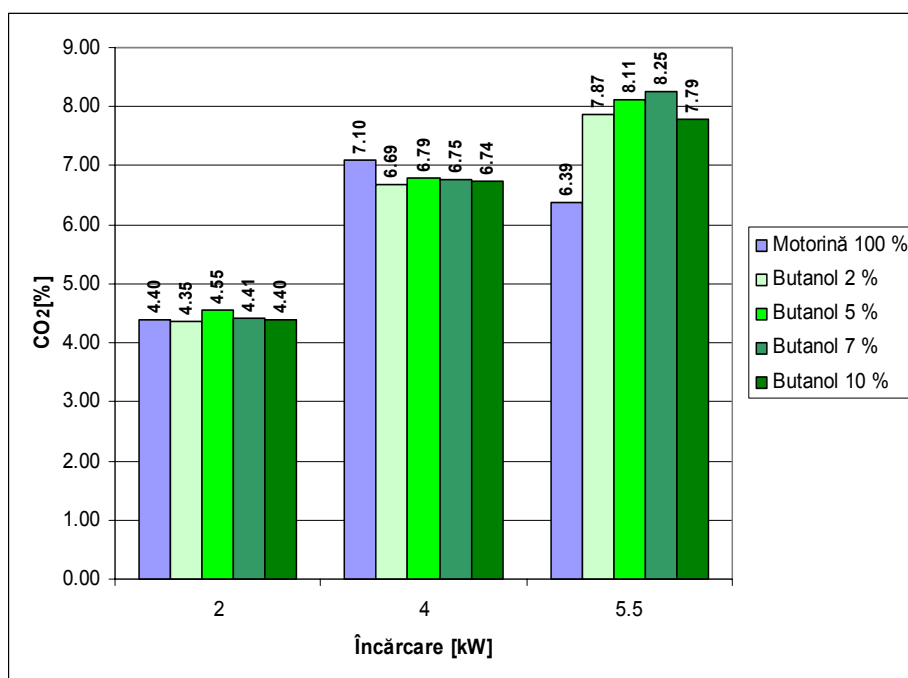


Figura 6.138. Variația concentrației dioxidului de carbon cu încărcare și concentrația de butanol în procente volumice în amestec cu motorină.

Rezultatele întregistrărilor experimentale pentru emisia de dioxid de carbon, în funcție de încărcare și concentrația de butanol în diferite proporții în motorină, sunt prezentate în figura 6.138. Pentru treapta de 5,5 kW se observă o creștere de peste 2 unități de procente pentru această emisie. Această creștere se datorează neadaptării din punct de vedere tehnic a unității motoare pentru un astfel de combustibil, dar se explică logic și prin creșterea consumului de combustibil (figura 6.143)

Cea mai mare emisie de CO_2 se regăsește în concordanță cu teoria la sarcini maxime. Se subliniază însă că o parte din emisia de CO_2 sporită pe măsura creșterii raportului de amestec butanol în motorină este neutră.

Pentru treptele inferioare se observă o scădere a emisiei (desigur motivată de consum redus), dar așa cum se va motiva și din calcul (subcapitolul 7.4), nu este

rentabil din punct de vedere al costului producției de energie, ca o centrală de cogenerare să funcționeze la o încărcare sub capacitatea maximă.

Din rezultatele prezentate în figura 6.140 se observă că o dată cu creșterea concentrației de butanol în motorină, emisia de CO₂ favorizează oxidarea carbonului, înregistrând fluctuații de concentrație. În general, scade cu creșterea sarcinii. De fapt acest aspect este în context cu figura 6.138, demonstrând că arderea consumă o parte din oxigen.

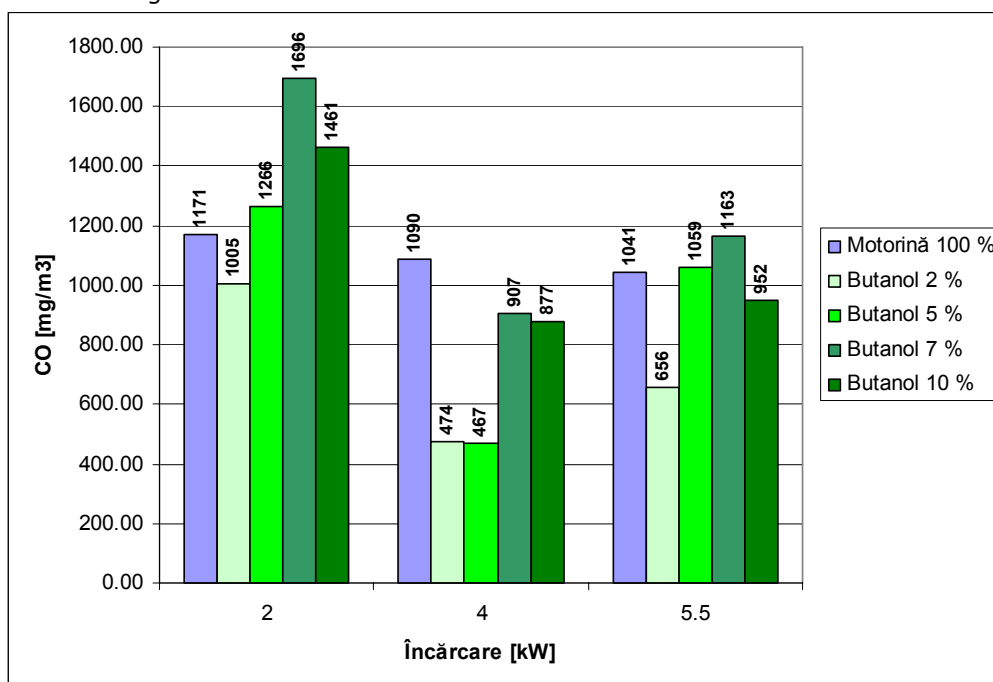


Figura 6.139. Variația concentrației monoxidului de carbon cu încărcare și concentrația de butanol în procente volumice în amestec cu motorină, raportată la $O_{2,ref} = 5\%$.

Analizând situația în care se folosește, ca și combustibil primar, amestecul de 2 % părți volumice butanol în motorină și treapta de încărcare la eficiență maximă se observă o scădere a emisie concentrației de CO. Acest rezultat se respectă și pentru treptele superioare

Studiul evidențiază avantajele sau dezavantajele folosirii în combustibilul primar de amestecuri de butanol în motorină. Din acest punct de vedere, cel mai benefic amestec este cu concentrația mai redusă de butanol în motorină la toate încărrările, deoarece emisiile de CO, ce dovedesc imperfecțiunea arderii sunt mai mici.

Prin mărirea temperaturii de ardere, o dată cu creșterea sarcinii, se intensifică mecanismul de formare a NO_x (fenomen atestat experimental), fapt ce determină scăderea radicalilor de oxigen în zona de reacție. Astfel se poate deduce că, din lipsă de oxidant consumat de mecanismul intensificat de generare a NO_x, este foarte probabil ca să se instaleze mici disfuncții în procesul de ardere completă și perfectă a carbonului. Se crează șanse de emisie a unor hidrocarburi nense (CH și CO). Acest fenomen nu a putut fi regăsit experimental în totalitate în seriile de teste cu butanolul mai ales din lipsa aparaturii adecvate pentru măsurarea CH

nearse. În cazul folosirii altor biocombustibili (ulei de rapiță, biodiesel) s-a constatat experimental prezența unor hidrocarburi nearse în gazele emise. Astfel se poate explica parțial corelația variației reale de CO (figura 6.139) și CO₂ (figura 6.138). Se sugerează că explicația poate fi legată de posibilitatea emiterii de hidrocarburi nearse în concentrații diferite.

Cu siguranță că încercarea întocmirii unui bilanț material al C în baza măsurătorilor de concentrații CO₂, CO, HC din gazele emise nu ar avea puterea de corelare, dat fiind erorile de măsură (obiective, legate de repetabilitate) și lipsa unor aparate mult mai selective (de exemplu pentru toate speciile de C_mH_n și nu numai CH₄ sau TOC), dar s-ar putea identifica totuși o tendință.

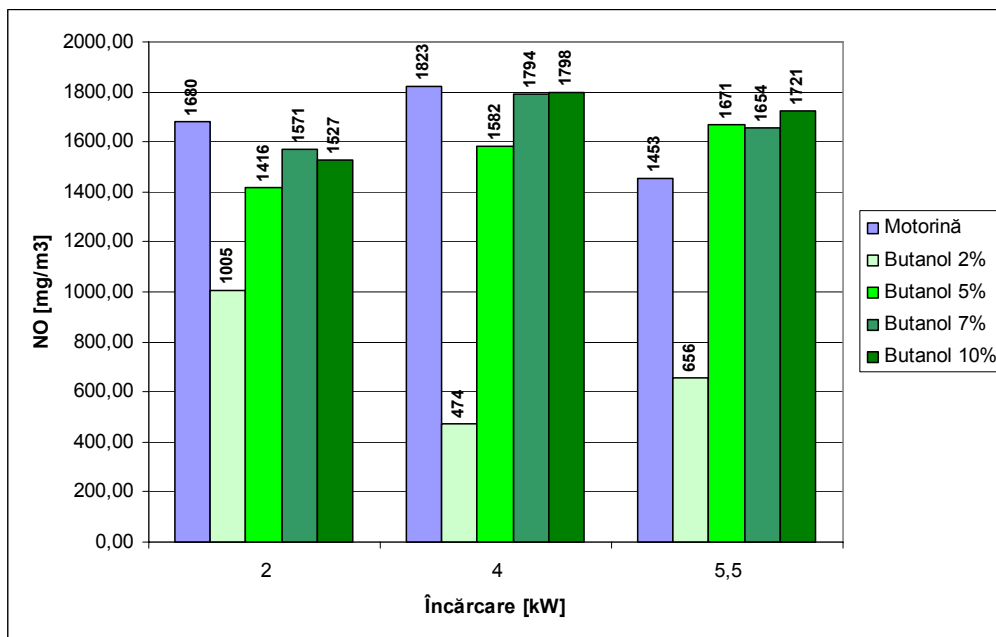


Figura 6.140. Variația concentrației monoxidului de azot cu încărcare și concentrația de butanol în procente volumice în amestec cu motorină, raportată la $O_{2,ref} = 5\%$.

Concentrația monoxidului de azot în emisie se modifică în comparație cu situația de bază (figura 6.140). Valoarea concentrației monoxidului de azot măsurată pentru amestecuri de butanol în motorină a crescut peste valoarea combustibilului de referință, atunci când concentrația a fost mărită la 7 și 10 % părți volumice. În opoziție cu tendința de descreștere a CO dovedită experimental, în cazul emisie de NO și în conformitate și cu teoria de geneză ce atestă un comportament „opus” al celor doi poluanți, se constată o intensificare. Excepție este cazul amestecului cu 2 % butanol, și poate fi explicat prin faptul că, în acest caz, indiferent de încărcare, conținutul de O₂ (figura 6.137) este de același ordin de mărime, indiferent de gradul de activare cu butanol în amestec.

Motorul termic care face parte din instalația de cogenerare este un motor „clasic”, dar nu este prevăzut cu un catalizator pentru reducerea emisie de NO și NO_x din gazele de ardere. Nici nu a fost calibrat pentru a funcționa cu alte tipuri de combustibili sau la sarcini parțiale și aceste argumente servesc la interpretare a

faptului că emisiile de NO cresc. Considerând emisia de monoxid de azot ca factor important de care trebuie ținut cont la implementarea de amestecuri de combustibili alternativi în motorină, variantă cu concentrație de 10 % părți volumice butanol la sarcină maximă, nu este cea mai bună soluție. Ca un leitmotiv se amintesc din nou că, atunci când se folosesc amestecuri de biocombustibili în diferite concentrații se reduce consumul de combustibil fosil cu o cantitate egală cu valoarea concentrației de biocombustibili introdusă.

De asemenea, se remarcă faptul că studiul a fost realizat pe o microcentrală de cogenerare, în care concomitent cu producerea de curent electric de consum, s-a produs și energie termică. În concluzie cogenerarea în sine reduce debitele emisiilor poluante și a gazele cu efect de seră, deoarece se mărește randamentul de funcționare, și deci se reduce consumul de biocombustibil, determinând reducerea emisiei de CO₂ și alte implicații favorabile.

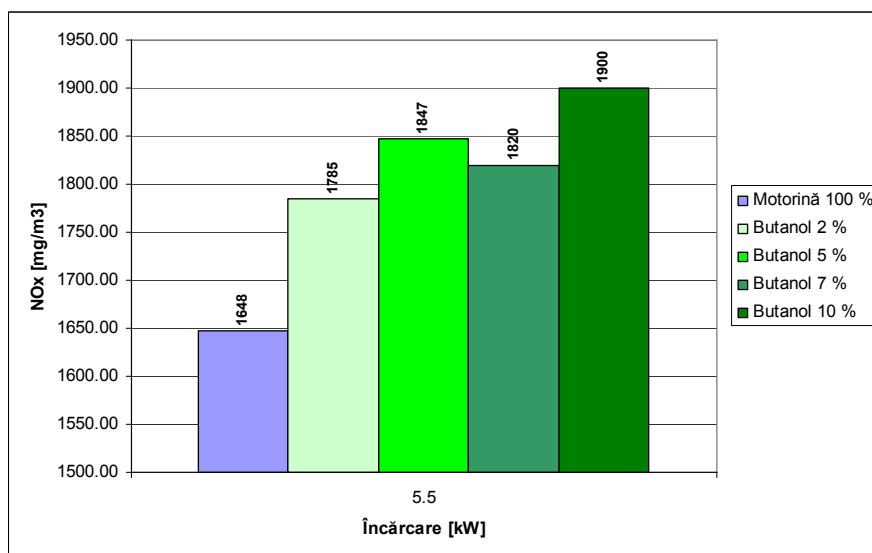


Figura 6.141. Variația concentrației de NO_x la treapta de încărcare de 5,5 kW și concentrație de butanol în procente volumice în amestec cu motorină, raportată la O_{2,ref} = 5 %.

Această creștere a concentrației NO_x semnalată prin măsurători și nivelul atins se datorează lipsei catalizatorului pe traseul de evacuare al gazelor de ardere ale motorului pe care s-au realizat măsurătorile. Accentuarea emisiilor de NO_x analizate în raport cu reducerea consumului de combustibil nu trebuie privită neapărat ca un dezavantaj, atât timp cât nu se depășesc limitele maxime admise la emisie. Dacă s-a folosit numai combustibil fosil, se obține o valoare mai mică a emisiei de NO_x, comparativ cu valoarea obținută în cazul folosirii a 10 % părți volumice butanol în amestec cu motorină, dar rezultă dezavantajul major al folosirii combustibilului fosil cu implicații de sporire a emisiei de CO₂. Un alt dezavantaj este acela că eficiența microcentralei de cogenerare este mai mică în acest caz (motorină), fapt care se răsfrânge asupra prețului de cost al unității de energie generate (1 MWh, respectiv 1 Gcal). Toate aceste aspecte sunt detaliate în cele ce urmează.

6.8. Studiul influenței concentrației de butanol în amestec cu motorina asupra parametrilor microcentralei de cogenerare

Cogenerarea reprezintă transformarea unei singure surse de energie în două forme simultane de energie distincte. Sursa de energie primară este combustibilul folosit în motorul diesel. Cele două forme de energie produse de instalația de cogenerare sunt: energia electrică și energia termică neglijându-se pierderile relative de căldură spre mediul exterior. Randamentul instalației se calculează ca fiind suma dintre randamentul electric și randamentul termic.

Randamentul electric este relativ simplu de calculat, având în vedere soluția constructivă pe care o are generatorul de curent electric.

Problema se pune la determinarea randamentului termic. Pentru a determina randamentul termic al instalației este necesar să se cunoască temperaturile în punctele critice unde acționează transferul de căldură dintre gazele de ardere și schimbător și debitele de fluid. În capitolul 5 s-a arătat modul cum se înregistrează aceste temperaturi. O altă mărime importantă în determinarea eficienței centralei de cogenerare este debitul de apă de răcire (agentul termic) și a consumului mediu de combustibil. Tot în capitolul 5 s-a prezentat metoda de înregistrare pentru aceste mărimi.

Ambele randamente se raportează la fluxul de energie introdus ce depinde direct de consumul de carburant al motorului.

6.8.1. Studiul influenței concentrației de butanol în amestecuri cu motorină asupra consumului de combustibil

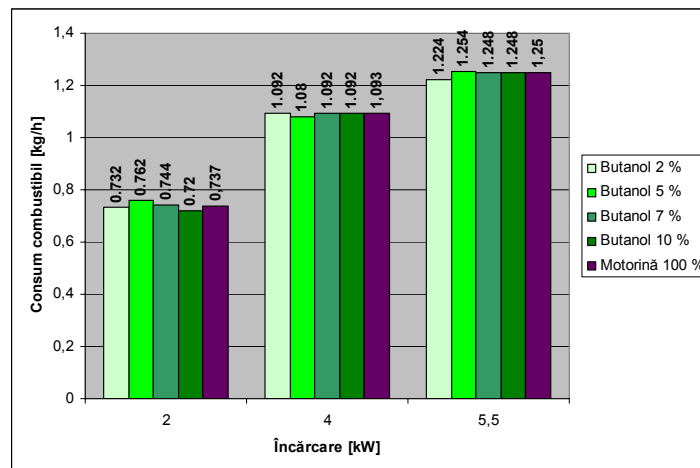


Figura 6.142. Consum de combustibil amestec butanol în motorină.

Adăugarea de butanol în amestec cu motorină a condus, cu referire la consumul de combustibil, la rezultatele din figura 6.142. O dată cu creșterea

concentrației de butanol în motorină se observă modificări ale consumului de amestec, pe cele 3 trepte de încărcare. Variațiile consumului de combustibil pentru toate situațiile sunt de ordinul gramelor. În general creșterea sarcinii impune un

consum sporit de combustibil și acest fapt este corect regăsit din interpretarea măsurărilor.

Pentru a fi riguroși în interpretarea rezultatelor s-a folosit în calcul de fiecare dată valoarea medie a consumului. De exemplu pentru un debit mediu de 0,012 kg/min, valorile maxime și minime înregistrate sunt 0,015 kg/min și 0,010 kg/min. Este evident că eroarea de măsură a masei combustibilului (cu cântarul ce permite citirea zecimilor de grame) se transferă inevitabil spre valorile calculate ale consumurilor. Contactând firma constructoare s-au primit asigurări, că această minivariație se datorează răspunsului puțin întârziat al regulatorului de turație. Acesta din urmă este cuplat la generatorul de curent electric, care funcționează în joncțiune electrică cu consumatorul. Fluctuațiile de combustibil s-au transpus și regăsit în funcționarea puțin instabilă a motorului termic, comanda regulatorului de turație fiind permanent ajustată de către generatorul de curent electric pe tot parcursul măsurărilor.

Variația reală a consumului de combustibil o dată cu creșterea concentrației de butanol (părți volumice în motorină), la aceeași sarcină, se motivează prin creșterea reactivității amestecului, care este favorizată de prezența oxigenului sub forma de radicali liberi, în spațiul de ardere.

Valoarea indicată de specificația tehnică a motorului, la încărcarea de 5,5 kW, este de 1,337 kg/h (Anexa 6). Valoarea verificată experimental este mai mică decât aceasta (tabelul 6.7).

Tabelul 6.7. Consumul orar motor diesel KD 100.

Încărcare [kW]	2	4	5,5
Consum orar conform cu specificație tehnică [kg/h]	-	-	1,337
Consum orar mediu determinat experimental [kg/h]	0,737	1,09	1,25

Acest fapt poate explica variația, deși ne semnificativ valoric, în condiții reale, atestată în toate regimurile experimentale. Firma constructoare a reglat sistemul de injecție pentru un singur regim (cel maxim), urmărind comercializarea produselor la prețul minim, fără a ține cont de raportul preț/calitate/performanță, pentru această situație.

Pentru concentrația de 10 % părți volumice butanol în motorină, consumul de carburant nu a fluctuat ceea ce reprezintă un avantaj economic. Deoarece prin înlocuirea a 10 % de combustibil fosil se constată că nu s-a modificat consumul de combustibil, în contextul unei eficiențe totale a instalației cel puțin egală cu cea obținută prin arderea de combustibil fosil, se poate afirma că acest regim este bun (fără valoare de generalizare însă).

Corelat se menționează că s-au înregistrat valori egale ale puterii electrice și respectiv ale diferenței de temperatură dintre apa de răcire de la ieșirea din schimbător și apa de intrare în schimbător, ca și în cazul de bază. Acest fapt accentuează și mai mult influența pozitivă a prezenței butanolului în amestecul combustibil.

6.8.2. Studiul influenței concentrației de butanol asupra eficienței microcentralei de cogenerare

Primul combustibil pentru care s-a determinat eficiența microcentralei de cogenerare a fost combustibilul clasic (fosil), motorina. Valorile eficienței microcentralei de cogenerare s-au considerat valori de referință, pe tot parcursul studiului.

Figura 6.130 prezintă valorile eficienței calculate folosind motorina ca și combustibil primar în microcentralele de cogenerare. Celelalte valori au fost prezentate în figurile 6.131, 6.132, 6.133, 6.134.

Aceste valori au fost obținute pentru un debit de apă a cărui valoare medie s-a menținut constant la 2 l/min. Consumul de combustibil crește o dată cu încărcarea motorului, dar în același timp se produce mai multă energie termică și electrică, creșterea de consum de combustibil nefiind direct proporțională cu creșterea cantităților celor două forme de energie rezultate prin cogenerare. Această constatare este exemplificată concret prin următoarele :

- la o încărcare de 2 kW, eficiența totală este de 68,60 %, iar consumul de combustibil este 0,737 kg/h;
- la o încărcare de 4 kW, eficiența totală este de 69,67 %, iar consumul de combustibil este 1,093 kg/h;
- la o încărcare de 5,5 kW, eficiența totală este de 72,88 %, iar consumul de combustibil este de 1,250 kg/h;

Tabelul 6.8. Evoluția eficienței microcentralei de cogenerare cu încărcare, folosind diferite amestecuri de butanol în proporții volumice.

Combustibil	Încărcare [kW]	Eficiență totală [%]
Motorină	2	68,60
	4	69,67
	5,5	72,88
Butanol 2%	2	69,17
	4	70,93
	5,5	73,67
Butanol 5%	2	68,97
	4	71,54
	5,5	73,56
Butanol 7%	2	69,35
	4	71,46
	5,5	73,7
Butanol 10%	2	69,23
	4	71,22
	5,5	73,15

O dată cu mărirea concentrației de butanol în motorină a crescut și eficiența microcentralei de cogenerare. Rezultatele sunt sistematizate în tabelul 6.8. Cel mai bun rezultat s-a obținut la treapta de încărcare maximă, pentru o concentrație de 2 % părți volumice butanol în amestec cu motorină.

Pentru concentrația de 10 % părți volumice butanol se remarcă o scădere a eficienței cu 0,6 unități pentru treapta de 5,5 kW, dar valoarea este mai mare ca și în cazul folosirii motorinei, ca și combustibil primar singular.

Concluzionând se poate spune că s-a reușit o înlocuire a 10 % din combustibilul fosil cu un combustibil alternativ și s-a obținut totodată, și un randament mai bun.

6.8.3. Studiul influenței concentrației de butanol asupra emisiei de NO_x din microcentrala de cogenerare

Rezultatele au demonstrat că, dacă se folosește amestecul cu 5 – 7 % părți volumice butanol cu motorină, se înregistrează un maxim de creștere a eficienței la un consum de carburant constant. Folosirea amestecului de 10 % părți volumice butanol în motorină este soluția cea mai bună din punct de vedere economic (tabel 7.3) dat fiind în special raporturile între prețurile de combustibili. Figura 6.143 prezintă rezultatele pentru concentrația emisiei de NO_x , folosind ca și combustibil primar motorina. Trebuie însă urmărit și intensitatea emisiei celorlalți poluanți. În această categorie NO_x are un rol major.

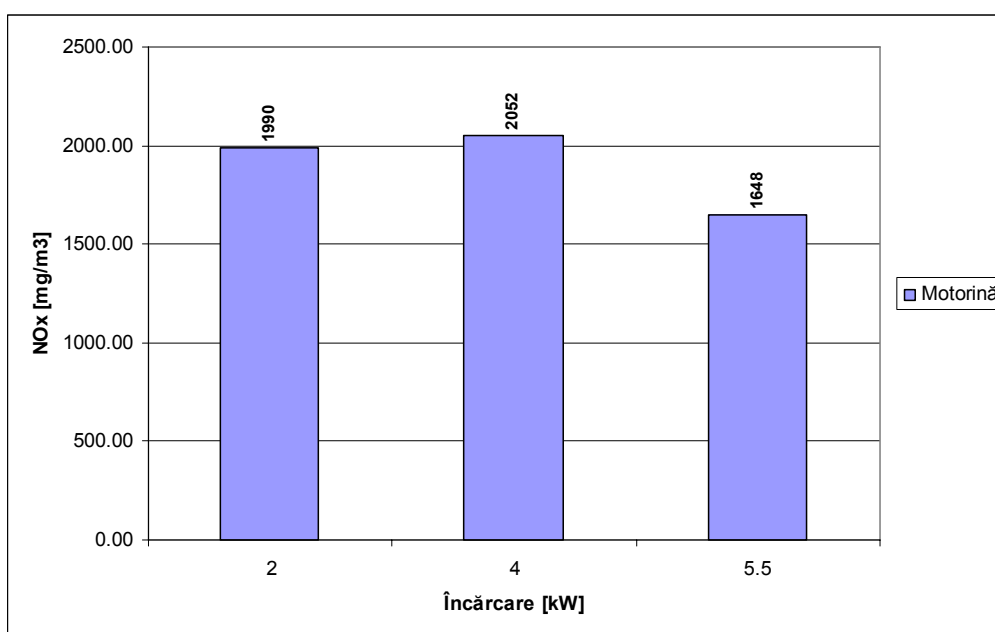


Figura 6.143. Variația concentrației de NO_x cu încărcare, raportată la $\text{O}_{2,\text{ref}} = 5\%$, folosind ca și combustibil primar motorina.

Se observă că o dată cu creșterea sarcinii motorului valoarea emisiei de NO_x scade. Explicația poate fi găsită în faptul că, din fabrică, generatorul a fost reglat pentru funcționare optimă (deci inclusiv emisie redusă de NO_x) la încărcarea de 5,5 kW. La folosirea ca și combustibil primar a amestecurilor de butanol în motorină valorile emisiei de NO_x variază comparativ cu rezultatele de referință.

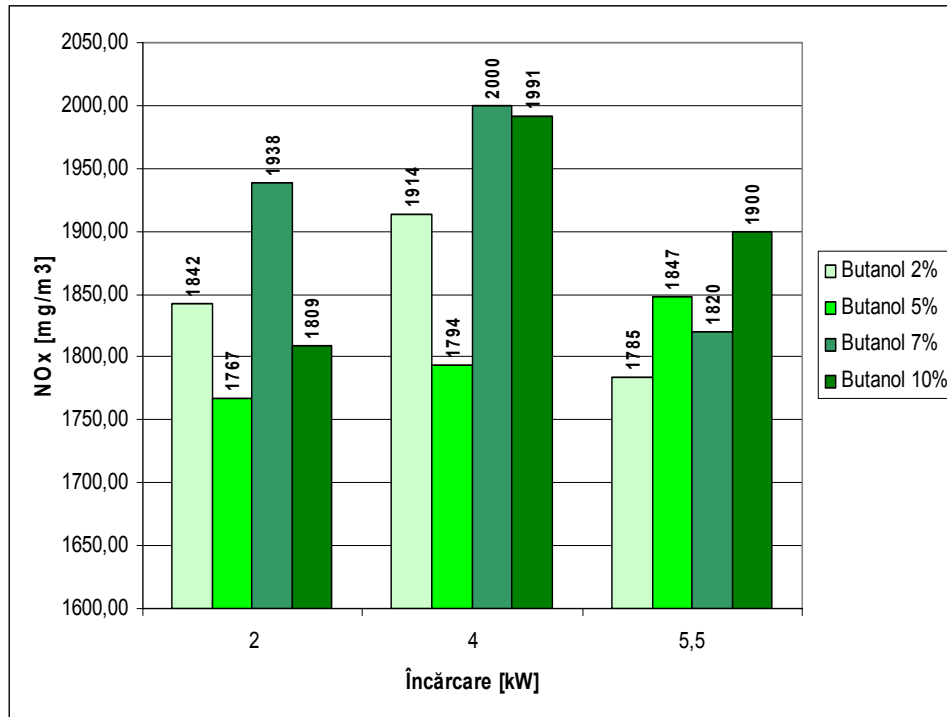


Figura 6.144. Variația concentrației NO_x cu încărcare, folosind amestecuri de butanol părți volumice în motorina, raportată la $\text{O}_{2,\text{ref}} = 5\%$.

Figura 6.144 prezintă variația emisiei determinate experimental de NO_x în dependență cu încărcarea motorului și concentrația de butanol. Pentru încărcare constantă, se constată că mărind concentrația de butanol în amestec cu motorină, se obține o creștere a emisiei dacă se lucrează la regimuri parțiale, care în cele mai multe cazuri sunt majorări.

Variațiile concentrației de NO_x (chiar între 0 și 2000 mg/m^3) raportată la $\text{O}_{2,\text{ref}}$ sunt relativ mari și neuniforme. Totuși, se remarcă faptul că regimul generat la încărcarea maximă, care este de fapt regim nominal, este cel mai favorabil. Datorită proprietăților fizico-chimice ale butanolului, se favorizează procesul de vaporizare și stabilitate a aprinderii și astfel se explică mărirea concentrației de NO_x . Se mărește practic timpul de staționare al moleculei de azot, în zone cu temperaturi înalte, față de cazul de referință.

În figura 6.145 se prezintă în detaliu rezultatul experimental pentru studiul variației concentrației de NO_x , în dependență cu gradul de amestec (butanol cu motorină) la încărcarea nominală a grupului.

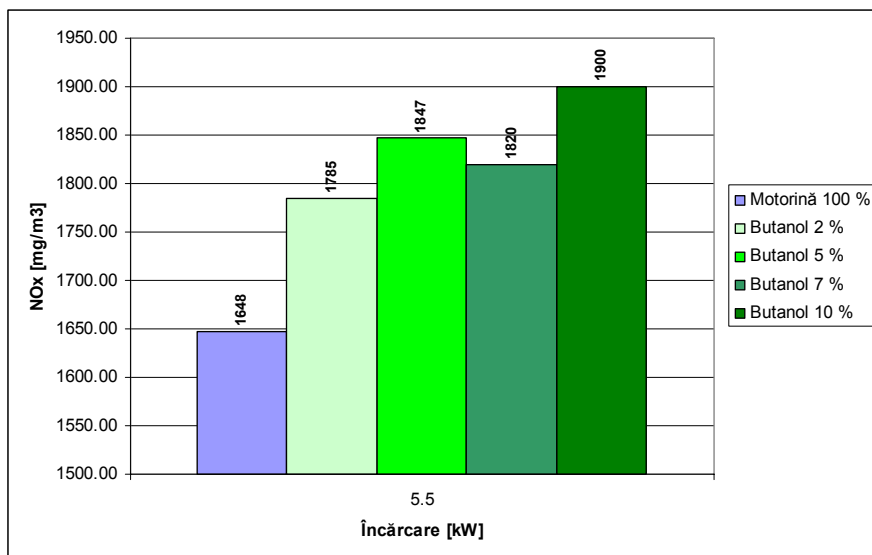


Figura 6.145. Dependența emisiei de NO_x în funcție de concentrația butanolului, la încărcarea de 5,5 kW.

Se constată tendința de creștere a concentrației de NO_x, în deplină concordanță cu teoria. Totuși valoarea mai redusă pentru cazul a 7 % părți volumice butanol deviază de la această concluzie. Mai mult rezultatul experimental este total contrar de rezultatele pentru sarcinile nenominale (mai mici). Se conturează totuși în legătură cu figura 6.146 și 6.147 că, pentru fiecare grad de amestec, există o situație favorabilă (pentru care concentrația de NO_x este mai redusă).

Analizând și cumulând situațiile experimentale pentru valorile concentrației de NO_x s-a obținut o curbă polinomială din figura 6.148. Aceasta prezintă tendința de creștere, apoi descreștere, odată cu creșterea concentrației de butanol în amestec cu motorina. Legea de variație este :

$$y = -2,2042x^2 + 43,235x + 1670,9.$$

unde:

y este cocentrația de NO_x, în mg/m³ raportat la O_{2,ref} = 5 %.

x – procentul volumic de butanol, în valori absolute

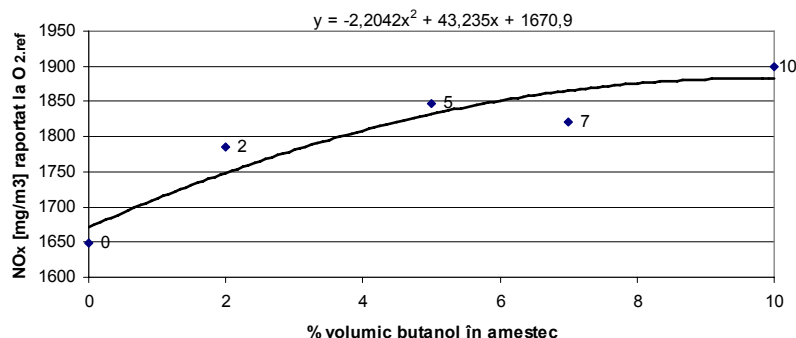


Figura 6.146. Curba polinomială a variației concentrației NO_x, la încărcarea de 5,5 kW, funcție de gradul de amestec cu butanol.

Este evident că se contorează un „optim” pentru care concentrația de NO_x scade. S-a ales cazul încărcării maxime, deoarece rezultatele sunt cele mai relevante și reprezentative în această situație și dublate și de o potențială tendință de reducere a emisiei de NO_x .

În general se pot contura următoarele concluzii:

1. Concentrația de oxizi de azot în gazele emise variază prin mărirea procentului volumic de participare a butanolului în amestecul combustibilului, cea mai favorabilă situație fiind la sarcina nominală.
2. Legea de variație în cazul unei încărcări maxime este polinomială
3. Concluzii similare se obțin și pentru încărcarea de 2 și 4 kW, dar puțin mai estompate valoric.
4. Un optim pentru emisia de NO_x s-a înregistrat la concentrația de 2 și 7 % butanol procent volumic în motorină, la sarcină maximă.

6.9. Studiul influenței adaosului de butanol la combustibilul de bază (motorină) asupra respectării legislației

Tabelul 6.9. Valorile limită și reale ale concentrațiilor emisiei de NO_x și CO raportate la $\text{O}_{2,\text{ref}} = 5\%$ [120].

Concentrație Butanol [%]	Încărcare	NO_x măsurat [mg/m^3] *	NO_x limită [mg/m^3]	CO măsurat [mg/m^3] *	CO limită [mg/m^3]
0	2	2026	1000	1248	300
	4	2051		1089	
	5,5	1647		1041	
2	2	1842		1005	
	4	1913		474	
	5,5	1784		655	
5	2	1766		1266	
	4	1793		467	
	5,5	1847		1059	
7	2	1937		1696	
	4	2000		906	
	5,5	1820		1116	
10	2	1808		1461	
	4	1990		877	
	5,5	1899		952	

* Măsurătorile s-au efectuat în lipsa unui catalizator, pe un motor monocilindru.

Valorile măsurate și limitele stabilite pentru concentrația emisiei de NO_x și CO sunt prezentate în tabelul 6.7. Limitele sunt indicate pentru motoarele standard.

Se constată depășiri curente atât pentru concentrația de NO_x cât și pentru cea de CO. Motoarele diesel concepute pentru a funcționa în centrale electrice de cogenerare sunt prevăzute în mod curent, obligatoriu, cu sisteme de epurare a gazelor de ardere. Motorul diesel al microcentralei de cogenerare încercate nu este prevăzut cu un astfel de sistem. În plus, motoarele uzuale, pentru care se indică limitele de funcționare, sunt din construcție cu mai mulți cilindrii.

Dat fiind că eficiența de reducere a NO_x și CO prin trecerea gazelor peste catalizator este de peste 50 %, se poate spune că în condiții reale (deci cu catalizator), la limită, emisia de NO_x ar deveni acceptabilă. Emisia de CO rămâne însă prea mare (chiar de 2,8 ori) decât valoarea maximă admisibilă. Se impune deci dezvoltarea unei cercetări mai amănunțite în acest sens, realizate în special asupra arderii, cu implicații și necesități de modificare a geometriei camerei de ardere și a sistemului de injecție.

În concluzie, în acest capitol cu precădere în subcapitolele 6.6, 6.7, 6.8 și 6.9 s-a studiat experimental și interpretat comparativ, efectul aditivării cu butanol în amestec cu motorina la trei sarcini asupra:

- valorii eficienței centralei de cogenerare
- nivelului de concentrații (CO , NO , NO_x , CO_2 , O_2) în gazele de ardere,
- consumului de combustibil.

7. CONTRIBUȚII PERSONALE DESPRINSE DIN CERCETARE

7.1. Concluzii generale

Cercetările s-au concentrat spre argumentarea teoretică și indicarea pe cale experimentală a avantajelor obținute prin utilizarea biocombustibililor în microcentrale, funcționând în cogenerare, și s-au valorificat în două etape derulate la:

1. Universitatea Tehnică din München (descrise la capitolul 3)
2. Universitatea "POLITEHNICA" din Timișoara (descrise în capitolul 5 și 6).

Planul de cercetare experimental conceput scoate în evidență avantajele și dezavantajele folosirii amestecurilor de butanol în motorină, respectiv a biodieselului.

Astfel avantajele sunt:

1. Concentrațiile de butanol, respectiv biodiesel, nu au afectat integritatea microcentralei de cogenerare pe toată durata măsurărilor.

2. S-au înregistrat regimuri de instabilitate la pornirea la rece a motorului termic, începând de la o concentrație de 5 % părți volumice butanol în motorină. În general regimul nu a fost perfect stabil la sarcini mici, excepție fiind situația cu încărcare maximă, reglată ca sarcină nominală din fabricație.

3. Valoarea temperaturilor înregistrate în punctele critice ale microcentralei de cogenerare pentru diferitele concentrații de amestec cu motorină cresc prin mărirea cantității de butanol în motorină. Astfel regimul termic este îmbunătățit și favorizează creșterea eficienței termice, care trebuie analizată și din punct de vedere al variației consumului de combustibil.

4. Consumul total de combustibil a fost relativ constant pentru toate situațiile conturate de concentrațiile diferite de butanol în motorină, cu toate că butanolul are puterea calorică inferioară (mai redusă) decât a motorinei. Explicația este legată de prezența radicalului liber de oxigen ce favorizează intensificarea arderii și aprinderii.

5. Variația randamentului microcentralei este funcție de încărcarea electrică a centralei și de procentul de amestec butanol în motorină, înregistrând un maxim. Se conturează astfel o posibilitate de optimizare a condițiilor de funcționare. Există o fereastră optimă (amestec 5 - 7 % procente volumice butanol) pentru care se obține randament maxim la sarcină maximă, în contextul în care și emisiile poluante au fost monitorizate și analizate.

6. Prezența butanolului în amestec, în proporții relativ modeste – de până la 10 % - este favorabilă pentru randamentul total al instalației; creșterile de randament compensează în bună parte diferențele de putere calorică între butanol și motorină, astfel încât consumul orar de amestec, la același grad de încărcare, să se mențină aproape constant.

Această influență este în primul rând rezultatul ușoarei creșteri, până la o anumită limită de concentrație de butanol, a randamentului efectiv al motorului; se confirmă astfel concluziile similare stabilite mai demult pentru un alt alcool, metanolul.

Randamentul termic al instalației este la rândul său influențat pozitiv de prezența butanolului în amestec, ca urmare a modificării temperaturii gazelor de evacuare.

7. Păstrarea concentrațiilor emisiilor poluante pentru speciile CO, HC în limitele normale, fără a fi afectate semnificativ de gradul de amestec cu biodieselul (potențial și a butanolului).

8. În condițiile menținerii constante a puterii electrice dezvoltate s-a reușit valorificarea energiei termice, în condițiile unui debit mediu constant, indiferent de gradul de amestec.

9. Reducerea emisiei antropice de CO₂ este evidențiată, detaliată și argumentată în tabelul 7.2 (paragraful 7.3).

10. Concentrația de NO_x în gazele de ardere crește odată cu proporția de butanol în amestec, în legătură în primul rând cu ridicarea regimului termic al gazelor.

11. Demonstrarea implementării a acestor microcentrale în diferite locații (izolate, cu consumatori mici, etc.), datorită avantajelor pe care le oferă.

12. Costul pentru 1 MWh și 1 Gcal rezultat în urma cogenerării cu butanolul este puțin mai mare decât cel plătit de populație (nivelul anului 2008), dar trebuie analizat și în contextul avantajelor asigurate de astfel de centrale, disponibilitate, accesibilitate și independență (Tabelul 7.3).

Dezavantajele sunt:

1. Folosirea butanolului, respectiv a biodieselului în concentrații diferite în motorină implică modificări la sistemul de alimentare a motorului. Astfel trebuie înlocuite conductele de alimentare din material plastic sau cauciuc cu conducte de metal, butanolul fiind un compus chimic care afectează compoziția materialelor plastice și din cauciuc.

2. Variația emisiei de NO_x (creșterea concentrației) este rezultat al temperaturii mai mari și a reactivității îmbunătățite prin prezența butanolului.

3. Intrarea în regim constant, cu mers uniform și fără bătăi de avans sau alte disfuncții, este mai lentă și chiar imposibilă în cazul folosirii butanolului la amestecurile limită.

4. Concentrații importante ale CO, chiar și la sarcină nominală și combustibilul de bază.

5. Cost al energiei puternic dependent de prețul materiei prime în contextul creșterii prețului combustibililor.

7.2. Concluzii punctuale

A) În tabelul 7.1 se prezintă rezultatele comparative legate de emisiile de noxe pentru motorină și respectiv concentrație de 2, 5, 7 și 10 % butanol părți volumice în amestec cu motorina. Legenda indică ponderea efectului generat de variația concentrației de butanol în motorină. Ca și situație de raportare (de bază) se consideră cea pentru care se folosește exclusiv motorina.

Tabelul 7.1. Rezultate comparative legate de emisiile de noxe.

Combustibil	Încărcare [kW]	t _{ginsc} [°C]	Δ _t [°C]	C _h [kg/h]	CO [mg/m ³]	NO [mg/m ³]	NO ₂ [mg/m ³]	NO _x [mg/m ³]	O ₂ [%]
Motorină	2	187	15,92	0,73	1248	1679	250	1990	15,2
	4	273	20,34	1,093	1089	1823	117	2051	11,6

	5,5	299	24,29	1,2	1041	1452	111	1647	9,6
Butanol 2 %	2	X	X	X	+	X	--	X	X
	4	X	X	X	--	X	-	X	X
	5,5	X	X	X	--	X	X	X	+
Butanol 5 %	2	X	X	X	X	-	-	-	X
	4	X	X	X	--	-	X	X	X
	5,5	X	X	X	X	-	--	+	X
Butanol 7 %	2	X	X	X	+	+	+	+	X
	4	X	X	X	-	X	-	X	+
	5,5	X	X	X	X	+	--	-	X
Butanol 10 %	2	X	-	-	+	-	X	X	X
	4	X	X	X	-	+	X	+	+
	5,5	X	X	X	X	+	--	X	X

Legendă: - scade între 10 - 20 %,
 -- scade între 50 - 70 %,
 X se modifică nesemnificativ pozitiv sau negativ ($\pm 1-2\%$)
 + crește cu 10 - 20 %,
 ++ crește cu 50 - 80 %.

Se concluzionează că aditivarea cu butanol, în mare, nu modifică semnificativ nivelul de emisie (parametrii majori s-au menținut constanți pentru a asigura posibilitatea comparației). Cu referire la emisia de CO se afirmă că trebuie continuate cercetările și dirijate spre aprofundarea mecanismului de ardere corelat cu emisia de NO_x . Temperatura gazelor de ardere la intrarea în schimbătorul de căldură (t_{ginsc}) variază în limitele $\pm (1-2)\%$, dar în general cresc. Aceste constatări trebuie corelate cu consumul de combustibil orar (C_n), care de asemenea poate fi considerat destul de constant doar cu tendința firească de creștere prin mărirea sarcinii. Desigur că este foarte greu să se respecte în practică condițiile ce fac posibile interpretări pertinente comparative și să se asigure respectabilitatea perfectă a experimentelor. Touși se trag concluzii clare legate de intensificarea emisie de NO_x (chiar dacă este procentual redusă) prin aditivarea cu butanol.

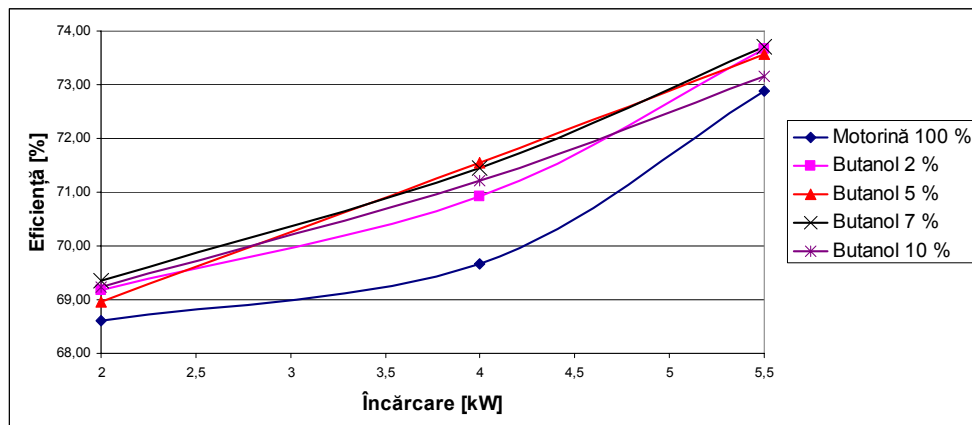


Figura 7.1. Eficiența microcentralei de cogenerare în funcție de concentrația de butanol în părți volumice în amestec cu motorina.

B) Figura 7.1 prezintă eficiența microcentralei de cogenerare în funcție de concentrația de butanol în părți volumice în amestec cu motorina. Se consideră că această creștere a eficienței cu procentul volumic de butanol în motorină se datorează creșterii temperaturii în cilindru, care se manifestă prin creșterea temperaturii gazelor de evacuare. Implicat acest fapt conduce la obținerea unui randament sporit al centralei. Se constată însă că și acest adaos de butanol are limitele sale, remarcându-se că participarea volumică între 5 și 7 % determină efectele cele mai mari. Astfel din figura 7.1 rezultă că eficiența crește spre o valoare maximă, apoi descrește prin mărirea procentului volumic de aport de butanol. Plaja de „dispersie” valorică este maximă la încărcarea medie (4 kW) și minimă pentru cea nominală.

7.3. Concluzii cu referire la emisia neutră de CO₂

Tabelul 7.2. *Cantitatea anuală de CO₂ de origine „bio” și fosilă emisă de 1000 centrale identice de cogenerare de tip KD 5000 CE.*

Combustibil	V _{CO₂}	Debit CO ₂ [kg/s]	Emisia de CO ₂ pentru 1000 de microcentrale de cogenerare, identice cu instalația de studiu		
			Debit CO ₂ [t/an]	CO ₂ de origine "bio" [t/an]	CO ₂ de origine fosilă [t/an]
Motorină	1,60	0,00109	34348,80	0.00	34348,80
Butanol 2%	1,59	0,00106	33551,29	512,71	33038,58
Butanol 5%	1,58	0,00108	34126,98	1313,03	32813,95
Butanol 7%	1,57	0,00107	33651,86	1823,65	31828,21
Butanol 10 %	1,56	0,00106	33437,52	2605,22	30832,30

În tabelul 7.2 se prezintă cantitatea anuală de CO₂ (obținută din calcul) pentru 1000 centrale identice (tipul KDE 5000 CE). Este un scenariu ipotetic, care prin concluziile sale, amplifică certitudinea faptului că prin utilizarea butanolului (în general a unui biocombustibil), chiar și în proporții mici, în sisteme de cogenerare și nemodificate constructiv, creează posibilități de reducere a cantității de CO₂ de origine fosilă și apoi în favoarea celei de origine „bio”, adică cea considerată „neutră” (nepericuloasă), fiind cu atât mai accentuat cu cât funcționarea grupului este la sarcini mai mari.

Prin generalizarea soluției de cogenerare cercetate, se pot obține semnificative reduceri ale cantității de CO₂ emise din surse fosile. Interpretarea se bazează pe valori calculate ale emisiei de CO₂, pentru debitul maxim de combustibil și ține cont de bilanțul material al carbonului (introdus cu motorina C₁₈H₃₂, respectiv butanol C₄H₁₀O). Arderea se consideră perfectă (fără CO, C_mH_n în gazele de ardere). Reducerea de emisii de CO₂ având origine fosilă se explică prin creșterea ponderii „bio” în amestecul combustibil. Practic, anual reducerea este de 2605 t de CO₂ (cazul încărcării maxime și folosind 10 % părți volumice butanol în amestecul combustibil). Emisia „neutră” de CO₂ este considerată de literatura de specialitate că nu ar avea influență de suplimentare/agravare a efectului de seră, fiind practic compensată prin procesul de fotosinteză de către plantele din care se procesează biocombustibilul.

7.4. Concluzii cu privire la costurile energiei produse în cogenerare

Tabelul 7.3. Calculul economic al energiei produse în cogenerare.

Cost Combustibil	ROMÂNIA									
	Preț combustibil [RON/kg]	Preț energie electrică		Preț energie termică		Preț combustibil [RON/kg]	Preț energie electrică		Preț energie termică	
		RON / kWh	€/ MWh	RON /Gcal	€/ Gcal		RON/ kWh	€/ MWh	RON /Gcal	€/ Gcal
Motorină	4,67	0,35	97,2	349,2	97	4,67	0,35	97,2	349,2	97
Butanol 2 %	4,79	0,41	113,8	367	102	4,62	0,42	116,6	351	97,5
Butanol 5 %	4,73	0,42	116,6	366	101,6	4,57	0,41	113,8	347	96,8
Butanol 7 %	4,8	0,42	116,6	365	101,5	4,54	0,4	111,11	345	95,8
Butanol 10 %	4,82	0,38	105,5	367	101	4,49	0,36	100	343	95,2

În tabelul 7.3 se prezintă rezultatele calcului (în două variante) a prețului rezultat pentru energia electrică, respectiv energia termică, în condițiile folosirii microcentralei tip KD analizate, funcționând în cogenerare. Calculul s-a realizat în două ipostaze, în corelație cu prețurile din România (mai mari) și din CE. Se observă valori rezonabile dacă se compară cu prețul mediu pe care populația îl plătește (în prezent 2008) pentru 1 MWh (circa 85 €), respectiv 1 Gcal (50 – 55 €), acest prețuri conținând și componenta „hidro” conform „coșului” de energie.

Cu cât ponderea butanolului este mai mare (la prețul din CE), cu atât valoarea unității de energie (electrică, termică) se reduce. Chiar și în condițiile din România, unde butanolul încă nu este procesat industrial, deci nu are un punct accesibil, rezultă un preț acceptabil de exemplu de 105,5 €/MWh respectiv 101 €/Gcal (la încărcarea maximă).

Trebuie luate spre analiză și alte considerente ce reprezintă avantaje incontestabile ale cogenerării, dintre acestea amintind doar independența de rețea, autonomie, etc.

7.5. Contribuții teoretice și experimentale

7.5.1. Contribuții teoretice

1. Parcurgerea critică a literaturii de specialitate din domeniul analizat, cu mențiunea că literatura română este destul de săracă pentru domeniul cercetat în această lucrare și astfel au trebuit valorificate numeroase surse web, tratatele de bază pentru completarea informației disponibile considerate clasice.

2. Stabilirea și respectarea unui program de experimente care să permită studiul influențelor unor parametri esențiali asupra performanțelor grupurilor generatoare din cogenerare.

3. Adaptarea metodologiei calculului eficienței microcentralei de cogenerare cu motor diesel, pentru cazul concret.

4. Realizarea unui model matematic pentru calculul arderii combinate dintre motorină și butanol.
5. Conceperea standului pentru a răspunde scopului cercetării
6. Concepția programului de lucru și stabilirea parametrilor funcționali ai microcentralei de cogenerare, monitorizați pe durata măsurărilor.
7. Elaborarea unei tehnologii de best practice pentru monitorizarea grupurilor diesel cu biocombustibili folosite în cogenerare.
8. Proiectarea unui sistem original de gestiune a datelor (culegere, transmitere, stocare, prelucrare).
9. Argumentarea avantajelor și dezavantajelor folosirii butanolului ca adaos în comparație cu cazul utilizării exclusive a motorinei și argumentarea lor.
10. Sistematizarea datelor experimentale și generalizarea spre concluzii corecte legate de efectele introducerii butanolului în procente de ardere în centralele de cogenerare.
11. Editarea unor concluzii în legătură cu posibilitatea de optimizare a procesului de cogenerare, atât din punct de vedere energetic dar și a nivelului de concentrații.

7.5.2. Contribuții experimentale

1. Construirea standului format din:
 - grupul diesel,
 - tubulatura de racord în formă de trunchi de piramidă,
 - cadru de montaj,
 - traseul de alimentare cu apă pentru schimbătorul de căldură,
 - sistemul de achiziții de date în timp real (pentru temperaturi și concentrații),
 - programul de achiziție de date în mediul de programare labview 8.5,
 - sistemul de monitorizare a emisiilor din gazele de evacuare ale motorului diesel
 - cu funcționare continuă,
 - prize pentru monitorizarea parametrilor (temperatură, debite, concentrații)
2. Reglarea funcțională a parametrilor standului pentru a permite realizarea programului de cercetare, deci dovedirea viabilității și funcționării sale, cu generalizare spre practică și concretizarea pertinentă în soluțiile de alimentare cu biocombustibil în amestec cu motorina.
3. Determinarea efectului generat de ponderea de butanol în amestecuri față de soluția exclusivă bazată pe motorină asupra:
 - a) emisiei de poluanți,
 - b) funcționării în general a motorului,
 - c) randamentului microcentralei,
 - d) emisiei de CO₂,
 - e) prețului unității de energie termică și electrică.

7.5.3. Contribuții privind potențiala extindere a domeniului de cercetare

Se indică mai multe direcții și căi de continuare a cercetărilor:

1. Extinderea studiului conceptului de cogenerare, prin modificare în trepte a debitului de apă de răcire și folosind simultan concentrații mai mari de butanol în motorină;
2. Conectarea microcentralei de cogenerare la un circuit închis al apei de răcire, (consumator real), simulând regimuri de lucru extreme.
3. Monitorizarea comportamentului funcțional al motorului corelat cu sarcina grupului, folosind diferite amestecuri de butanol în motorină.
4. Extinderea analizei concentrațiilor emise de microcentrală (în special de tipul CH, CO, NO_x), în dependență cu concentrațiile de butanol sau alți biocombustibili în amestec cu motorina;
5. Efectul general de creștere a concentrației de butanol în motorină, în corelație cu determinarea eficienței, a consumului de combustibil și a nivelului de emisie poluantă de CO₂, pentru a obține o reducere mai substanțială a emisiei de CO, fără a afecta însă funcționarea motorului;
6. Studiul corelat al emisiilor concentrațiilor de NO_x, CO, CO₂ și O₂ și al hidrocarburilor nearse (CH) și interpretarea lor;
7. Bilanțul elementar pentru speciile de C.

7.6. Concluzii generale

Capitolul 7 evidențiază în completarea celor conturate la capitolul 6 și alte concluzii:

- concluzii generale sub forma unor avantaje și dezavantaje,
- concluzii punctuale cu referire la intensitatea de acțiune a parametrilor variației asupra funcționării centralei, din punct de vedere tehnic și al impactului asupra mediului,
- concluzii cu referire la emisia de CO₂,
- concluzii cu privire la costurile energiei produse prin cogenerare, în cazul particular al folosirii amestecurilor de butanol.

Astfel au fost posibile, în final, conturarea contribuțiilor.

În concluzie lucrarea parcurge o tematică actuală din domeniul energetic cu conotații de protecție a mediului, demonstrează teoretic și experimental avantajele cogenerării, în condiții alimentare duale cu combustibil butanol în amestec cu motorina pentru grupul generator cu motor diesel de putere mică și medie și conturează concluzii legate de condițiile de best practice legate de cogenerarea cu motoare diesel, în majoritate bazate pe experimente. S-au demonstrat critic avantajele și limitele folosirii biocombustibililor în amestec cu motorina ca sursă de alimentare în centrale de putere mică, funcționând în cogenerare și bazate pe motoare diesel.

BIBLIOGRAFIE

- [1] Apostolescu N., Aramă, C., Grunwald, B. Poluarea aerului de către motarele cu ardere internă, Ed. Tehnică, București, 1975
- [2] Apostolescu N., Chiriac, R. Procesul arderii]n motorul cu ardere internă. Economia de combustibil. Reducerea emisiilor poluante, Ed. Tehnică București-1998
- [3] Anghelache, I. Noi combustibili pentru automobile, Editura Tehnică București, 1993
- [4] Bejan, A. Termodinamică tehnică avansată, Ed. Tehnică, București, 1996
- [5] Vasilescu, C., A. Combaterea poluării prodse de motoarele cu ardere internă, Ed. Academiei, 1975
- [6] Călin, L., **Lontiş, N.** Consideration upon the cooling preservation method of grains storage using the granifrigor technology, A IV Conferință Internațională privind Sistemele Integrate din producția Agro – Alimentară, SIPA – 05, 24 – 26. 11. 2005, Timișoara, ISBN: 973 - 638 - 225 -7
- [7] Considerations regarding the mathematical model for the grain drying process – Simpozion ,, Transport logistică – dezvoltare postaderare, 16-17 octombrie 2008, Buletinul Științific al UPTimișoara, Seria MECANICĂ, Tomul 53(67), Fascicola 2, Editura Politehnica, Timișoara, 2008, ISSN: 1224-6077
- [8] Călin, L., Jădăneanț, M., **Lontiş, N., ș.a.** Consideration sur l'échange de chaleur et de masse pendant le stockage des cereales - Simpozion ,Transport logistică – dezvoltare postaderare, 16-17 octombrie 2008, Buletinul Științific al UPTimișoara, Seria MECANICĂ, Tomul 53(67), Fascicola 2, Editura Politehnica, Timișoara, 2008, ISSN: 1224-6077
- [9] Damian, V., ș.a. Termotehnică, Editura Academică, Galați, 2005.
- [10] Evan, Murdock ș.a. Use in Madison's Fleet: Charting a Path to a Sustainable Future
- [11] Frangoponlos, N. The European Educational Tool on Cogeneration, Second edition, National Technical University of Athens, December, 2001
- [12] Ionel, I., Ungureanu, C., ș.a. Termoenergetica și mediul, Ed. Politehnica, Timișoara, 2006
- [13] Ionel, I. Poluarea antropica redusă prin cogenerare
- [14] Ionel, I., Ungureanu, C. Centrale termoelectrice. Cicluri termodinamice avansate, Ed. Politehnica, Timișoara, 2004
- [15] Ionel, I., Popescu, F. Introducere în termotehnică, Ed. Politehnica, Timișoara, 2007

- [16] Ionel, I.,
Lontiş, N. Biodiesel in public transportation, Ed. Politehnica Tomul 52(66), Fascicola 7, 2007, ISSN 1244-6077
- [17] Ionel, I.,
Popescu, F. Introducere în termotehnică, Ed. Politehnica, Timișoara, 2004
- [18] Ionel, I. NETBIOCOF (Network of biomass cofiring), Proiect FP6 – CT SES6-CT-020007, 2005-2006
- [19] Ionel, I., Greenenergy (Energy optimisation in European greenhouses), Proiect FP6 - CT 2005-2007 , Contract COLL CT
- [20] Ionel, I.,
Ungureanu, C.,
Lontiş, N., ș.a. Co-combustion of Waste in a Romanian Fluidized Bed Combustion Facility, World Renewable Energy Congress, WREC 2006 ISBN -13:978-0-08-045056-8 ; 10:0-08-045056-3 Florenta 2006, pp. 269-275 Printed and bound in Great Britain 06 07 08 09 10 987654321; Edited by Ali A.M. Sayigh; Edit. Elsevier, Amsterdam, The Netherlands
- [21] Ionel, I.,
Ungureanu, C.,
Lontiş, N., ș.a. Co-combustion of biomass in a Romanian fluidised bed combustion facility, Fluidised bed combustion, Vienna, May 2006, www.fbc2006.org Editor Prof. Franz Winter Review committee coordinated by Prof. Michele Miccio 21-24 May 2006, ISBN 3 200 00645 5 Pp 1200-1210, Vol (Part) 1
- [22] Ionel, I.,
Ungureanu, C.,
Lontiş, N., ș.a. Alternative fuels the energy of the future, SCIENTIFIC BULLETIN of the "POLITEHNICA" University of Timișoara, România, Transactions on Power Engineering, Tom 52(66), PROCEEDINGS OF THE 7 th INTERNATIONAL POWER SYSTEMS CONFERENCE, November 22-23, 2007, Timișoara, Romania. Pp. 311- 314, ISSN 1582 – 7194
- [23] Ionel, I.,
Ungureanu, C.,
Lontiş, N., ș.a. Experimental achievements concerning the biomass co-combustion in an experimental test facility - The Sixth World Energy System Conference (WESC 2006), Torino, Italy, July 10-12, 2006 ISBN10: 88- 87380-51-1 and ISBN13: 978-88-87380-51-4, pp 753, Editor G. Chicco
- [24] Ionel, I.,
Ungureanu, C.,
Lontiş, N., ș.a. Results concerning a clean co-combustion technology of waste biomass with fossil fuel, in apilot fluidised bed combustion facility, Künfitges Brennstoff-und Technologieporofolio in der Kraftwerkstechnik, 40. Kraftwerkstechnisches Kolloquium 2008 14. und 15 Oktober im Congress Cnter Dresden, pp386-378, ISSN 1863-5822- ISBN-978-3-00-025948-7
- [25] Iorga, Dănilă. Alimentarea și reglarea motoarelor cu ardere internă, Ed. Politehnica, 1995
- [26] Jădăneanț, M. Termotehnică și mașini termice, Editura Eurostampa, 2006
- [27] Korobitsyn, M.A. New and advanced energz conversion technologies. Analzsis of cogeneration, Combined and Integrated cycles, Febodruk BV, Enschede, 1998

- [28] Maverik, H. Diesel Vehicle Emission and Urban Air Quality QUARG, 1993
- [29] Moțoiu, C. Centrale termo și hidroelectrice, EDP București, 1974
- [30] Nagi, M., Negoiteșcu, A. Calculul și construcția instalațiilor termice Vol.I, ISBN 973-97754-9-7, E. MURGU/1998
- [31] Nagi, M., ș.a. Schimbătoare de căldură Vol II-Calculul, construcția și încărcarea, Ed. Mirton, Timișoara, 2007
- [32] Bichir, N., ș.a. Mașini, aparate, acționări și automatizări, Ed. Tehnica București, 2001
- [33] **Lontîș, N.**, Ionel, I., ș.a. Alternative fuels the energy of the future, International Conference HME 2008, Ed. Politehnica, ISSN 1224-6077, pp 493-498
- [34] **Lontîș, N.** Referat II .Cercetări teoretice ș experimetales privind cogenerarea cu motor cu ardere internă, ce funcționează cu Bio-combustibil.
- [35] Nils, Winthuis. Practical course for the lecture Energy Technology, TU München
- [36] N., Simescu. Perspectiva dezvoltării industriei gaziere din Romania in contextul resurse-productie-transport-inmagazinare-distributie gaze naturale, între anii 2000-2010-2020, Ed. Universitatii "Lucian Blaga", Sibiu, 1998
- [37] Onuțu, I., Fabricarea combustibililor petrolieri ecologici.Scheme complexe de rafinării, Editura Univertății din Ploiești, 2001
- [38] Onuțu I., ș.a. Asigurarea specificațiilor de calitate și ecologice prin reformularea combustibililor de tip motorină diesel auto
- [39] Panait, T., ș.a. Cogenerarea, strategie a dezvoltării durabile , Travaux du Colloque Franco-Roumain COFRET 04, Nancy, France, avril 2004, pp.208-212
- [40] Panait, T., ș.a. Exergoeconomie și protecția mediului, Termotehnică, Nr. 2, 2002, pp 12-21
- [41] 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
- [42] Popa, M., ș.a. Motoare Diesel. Procese Vol I și II, Ed. Matrixrom, București, 2003
- [43] Rolle, K.,C. Thermodynamics and heat power, Sixth Edition, Pearson/Presidency Hall, 2005
- [44] Pădure, G. Studii și cercetări privind evaluarea noxelor produse de către motoarele cu ardere Internă, Teză de doctorat, 2000
- [45] 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

- [46] 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
- [47] Steve, Howell, Weber, J., Alan. Biodiesel Use in Underground Metal and Non-metal Mines
- [48] Schwab, A.W., Bagby, M.O. Preparation and properties of diesel fuels from vegetable oils,., Fuels, 66, 1987, 1372-1378
- [49] Jenchea, A. Contribuții privind cercetarea arderii în strat fluidizat a biomasei, Teză de Doctorat, Timișoara, 2008
- [50] Tordai, T. Contribuții privind cercetarea arderii în strat fluidizat a biomase cu cărbune, Teză de Doctorat, Timișoara, 2008
- [51] Tyson, Shaine, K. Biodiesel Handling and Use Guidelines, National Renewable Energy Laboratory, USA, September 2001
- [52] Tabără, V. Ce sunt biocombustibilii?, Buletin AGIR nr.3/2007
- [53] V., D., Negrea. Procese în motoarele cu ardere internă. Economicitate. Combaterea poluării - Vol I, Ed. Politehnica, 2001
- [54] V., D., Negrea. Procese în motoarele cu ardere internă. Economicitate. Combaterea poluării - Vol II, Ed. Politehnica, 2003
- [55] V., D., Negrea. Motoare cu ardere internă Vol I și Vol II, Ed. Politehnica, Timișoara, 2001 și 2003
- [56] Vladimir, E. Motoare pentru automobile și tractoare, Vol I, Vol II și Vol III. Ed. Tehnică Chișinău, 1996, 1998 și 2000
- [57] William, W., Kennerly. Useful chemistry, Department of Chemistry and Chemical Biology Cornell University, 2004
- [58] Wilhelm, Müller, ș.a. Selective Catalytic Reduction - EuropeS Nox `reduction Technology
- [59] http://en.wikipedia.org/wiki/Combined_cycle
- [60] www.stirimondene.com/index.2.php?option=com_content&do_pdf=1&id=26611
- [61] <http://epp.eurostat.ce.compa.en/ITYoffpub/KS-NQ-03-021/EN/KS-NQ-03-21EN.pdf>
- [62] <http://en.wikipedia.org/wiki/cogeneration>
- [63] http://www.agir.ro/univers-ingineresc/conversia_energieicogenerarea_1218.html
- [64] http://en.wikipedia.org/wiki/Public_Utility_Holding_Company_Act_of_1935
- [65] <http://en.wikipedia.org/wiki/PURPA>
- [66] http://en.wikipedia.org/wiki/Energy_Policy_Act_of_2005
- [67] http://en.wikipedia.org/wiki/Energy_Policy_Act_of_1992
- [68] http://en.wikipedia.org/wiki/Fuel_cell#PAFC
- [69] <http://ro.wikipedia.org/wiki/Termocentral%C4%83>
- [70] <http://www.myrc toys.com/engines/diesel.jpg>

- [71] www.kama-europe.com/otto
- [72] www.kama-europe.com/diesel
- [73] www.ejbowman.co.uk/pdf/exhaustgas.pdf
- [74] <http://www.mesamarine.com/Bowman.html>
- [75] <http://www.dometrics.com/bowman2.htm>
- [76] www.alfalaval.com
- [77] <http://www.valutechinc.com/applicationsalternativeenergy.htm>
- [78] <http://www.valutechinc.com/applicationspharma.htm>
- [79] <http://www.valutechinc.com/applicationschem.htm>
- [80] <http://www.valutechinc.com/applicationsfood.htm>
- [81] <http://www.directindustry.com/prod/bowman/marine-oil-cooler-14017-84029.html>
- [82] <http://www.ejbowman.co.uk/pdf/engine.pdf>
- [83] http://www.tungstar.ro/Site2007Aug/images/uploaded/produse/produsesisisteme/motor_ro/107.jpg
- [84] <http://www.directindustry.com/prod/wartsila/combined-heat-and-power-chp-plant-22655-52198.html>
- [85] <http://www.biodieselmagazin.ro/revista/analize/132/resurse-regenerabile-si-biocombustibili>
- [86] http://en.wikipedia.org/wiki/Rudolf_Diesel
- [87] http://www.camden.nsw.gov.au/files/environment/biodiesel/what_is_biodiesel.pdf
- [88] www.biodiesel-king.ro
- [89] <http://www.mangus.ro/pdf/Biodiesel%20introduction%20to%20omania%20-%20public.pdf>
- [90] <http://www.hafog.dk/data/files/Work%20Shop%20Manual%20FOCS%20matr%201-5302-351.pdf>
- [91] <http://www.biodieselmagazin.ro/revista/features/131/legatura-dintre-petrodiesel-uileiul-de-arahide-si-biodiesel>
- [92] http://en.wikipedia.org/wiki/Barry_Commoner
- [93] www.eu-ets.ro
- [94] www.unpm.ro/content.aspx?id=91
- [95] <http://eureuropa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=COM:2007:0851:FIN:RO:HTML>
- [96] <http://patentados.com/invento/procedimiento-para-preparar-acido-4-4-hidroxidifenil-piperidinil.html>
- [97] <http://wapedia.mobi/ro/Benzen>
- [98] http://www.dcl-nc.com/partners.php?option=com_content&task=view&id=29&gclid
- [99] <http://images.google.ro/imgres?imgurl=http://www.aa1car.com/library/converter>
- [100] <http://www.dieselnet.com/standards/us/hd.php#y2004>

- [101] <http://www.matthey.com>
- [102] [www.ni.com/NI-PCI 6224.pdf](http://www.ni.com/NI-PCI_6224.pdf)
- [103] http://www.cores.ro/contact_en.htm
- [104] [www.kama-urope.com/
KDE5000CE/Usermanual.pdf](http://www.kama-urope.com/KDE5000CE/Usermanual.pdf)
- [105] [http://www.nsmgenerators.com/
en/products/tr100.htm](http://www.nsmgenerators.com/en/products/tr100.htm)
- [106] [http://en.wikipedia.org/wiki/
Open_hearth_furnace](http://en.wikipedia.org/wiki/Open_hearth_furnace)
- [107] [www.thermocouple-
characteristics.com/php/Ktype.pdf](http://www.thermocouple-characteristics.com/php/Ktype.pdf)
- [108] <http://en.wikipedia.org/wiki/butanol>
- [109] [http://www.greencarcongress.com/2008/
08/argonne-investi.html](http://www.greencarcongress.com/2008/08/argonne-investi.html)
- [110] Directiva 2003/30/CE-promovarea utilizării biocombustibililor și altor combustibili regenerabili pentru transport
- [111] Directiva 2003/87/CE - privind stabilirea unei scheme de comercializare a certificatelor de emisii de gaze cu efect de sera
- [112] Directiva 96/61/CE IPPC privind prevenirea și controlul integrat al poluării
- [113] Legea nr. 199/2000 republicată în Monitorul Oficial nr. 954/27.11.2006 privind utilizarea eficientă a energiei
- [114] Legea nr. 571/2003
- [115] Hotărârea nr.941 din 29 august 2002
- [116] Hotărârea nr.443 din 10 aprilie 2003
- [117] Hotărârea nr. 1892 din 4 noiembrie 2004
- [118] Technische Anleitung zur Reinhaltung der Luft – TA luft. 2002, Bundesumweltministerium
- [119] Comparing Heating Fuels.” Energy Efficiency and Renewable Energy, 3rd December, 2004. U.S. Department of Energy. 2nd April 2005
- [120] Standardul ICE 584-1 (IIS-90)
- [121] Manualul de utilizare convertor Digital Pixisys ATR 243 ABC
- [122] Manual de utilizare TESTO 350 M/XL
- [123] Manual de utilizare TESTO 425
- [124] Manual de utilizare cântar Dibal
- [125] Caracteristicile apometrului AEM
- [126] [https://shop.sae.org/technical/papers/2008-01-
2381](https://shop.sae.org/technical/papers/2008-01-2381)
- [127] <http://dexonline.ro>
- [128] Exhaust Emission Legislation Diesel and Gas Engines, September 2008
- [129] Heat Transfer Handbook. Adrian Bejan, Allan D. Kraus
- [130] [http://www.oltchim.ro/uploaded/specificatii/n-
butanol.pdf](http://www.oltchim.ro/uploaded/specificatii/n-butanol.pdf)

ANEXE

ANEXA 2



Figura A2.1. Instalația experimentală.

ANEXA 3

Nr.Crt.	Timp [ora:min]	Temperatură [°C]	O ₂ [%]	CO [ppm]	CO ₂ [%]	NO [ppm]	NOx [ppm]	SO ₂ [ppm]	Exces aer [%]	Temp mediu amb [°C]
1	17:40	43.1	14.93	335	4.45	462	465	0	3.46	28.6
2	17:50	45.8	14.99	325	4.4	449	471	0	3.5	29
3	18:00	45.7	15.04	303	4.37	452	475	0	3.53	29.2
4	18:10	45.3	15.02	304	4.38	447	463	0	3.51	29.3
5	18:20	45.1	15.02	313	4.38	450	473	0	3.51	29.5
6	18:30	45	15.02	293	4.38	457	481	0	3.51	29.5
7	18:40	45	14.99	293	4.41	459	482	0	3.49	29.4
8	18:50	45.1	15.05	293	4.37	463	486	0	3.53	29.7
9	19:00	45.2	15	291	4.4	462	485	0	3.5	30
10	19:10	45.1	15.05	290	4.36	451	474	0	3.53	29.9
11	19:20	45.1	15.05	297	4.36	458	481	0	3.53	30.1
12	19:30	45.1	15.09	304	4.33	459	482	0	3.55	30
13	19:40	45.5	15.05	302	4.36	460	483	0	3.53	30.3
14	19:50	45.5	15.06	298	4.36	462	485	0	3.54	30.3
15	20:00	45.5	15.06	295	4.36	466	483	0	3.53	30.3
16	20:10	45.6	15.05	293	4.37	461	484	0	3.53	30.2
17	20:20	45.3	15.06	293	4.36	463	487	0	3.53	30.2
18	20:50	42.9	15.04	306	4.37	454	477	0	3.52	30.2
19	21:00	44.7	15.06	283	4.36	456	473	0	3.53	30.1
20	21:10	45.5	15.05	205	4.36	450	473	0	3.53	30.1
21	21:40	42.1	15.1	302	4.33	440	462	0	3.56	29.6
22	21:50	43.5	15.12	293	4.31	444	467	0	3.57	29.6
23	22:00	44.4	15.11	295	4.32	445	468	0	3.57	29.5
24	22:10	45	15.13	299	4.31	443	465	0	3.57	29.6

Figura A3.1 Forma finală a rezultatelor măsurătorilor pentru concentrații emisiilor poluante și a paramtrilor termodinamici diferiți.

ANEXA 4

Gaze int SC[°C]	Gaze ies SC[°C]	Temp Motor[°C]	Temp Mediu Amb[°C]	Apa int SC[°C]	Apa ies SC[°C]
298.729	51.131	64.524	27.325	26.167	48.705
299.651	51.003	64.24	26.726	26.009	48.576
299.051	51.048	64.594	27.111	26.245	48.732
299.344	50.52	64.025	26.431	25.898	48.782
299.957	51.567	65.072	27.482	26.253	49.227
298.958	50.366	63.975	26.521	25.854	48.944
300.56	51.785	65.145	27.308	26.187	49.3
298.564	50.327	63.868	26.327	25.819	48.987
300.016	52.335	65.659	27.845	26.456	49.66
300.125	51.579	64.695	26.838	25.985	49.287
298.469	50.467	63.877	26.337	25.825	49.13
300.388	52.484	65.686	27.852	26.449	49.652
299.703	51.057	64.047	26.335	25.768	49.018
298.908	51.041	64.335	26.714	25.898	49.127
300.542	52.657	65.864	27.933	26.386	49.533
300.93	52.258	65.224	27.25	26.038	49.272
298.873	50.696	63.86	26.194	25.579	48.904
300.007	52.378	65.542	27.687	26.221	49.534
300.982	52.232	65.254	27.227	25.917	49.345
299.613	50.652	63.895	26.079	25.453	49.067

Figura A4.1 Forma finală a fișierului cu rezultatele măsurătorilor înregistrate pentru temperaturi.

ANEXA 5

Biroul Român de Metrologie Legală
 Laboratorul 5.03 - Gaze

*ord. 191
2004*

Buletin de verificare metrologică
 Nr. 0101099 data 6.05.2008

Mijlocul de măsurare aparținând TEST UME SRL (str. Universității "POLITEHNICA" din Timișoara)

prezentate la verificarea metrologică au obținut următoarele rezultate

Nr. buc.	Mijloc de măsurare - denumire, tip, producător, nr. AM ¹⁾ , caracteristici, seri de fabricație	Codul din I.T.	NML, NTA, alte normative	Etalonul utilizat - denumire, serie, RE, CE	Rezultatul verificării	Cost (lei)
1	Analizor pt. gaze de ardere Model TESTO 350 XL, fabr. TESTO - Germ. dom. 1000, O ₂ (0...25)% vol, CO (H ₂) (0...10.000) ppm, NO (0...3000) ppm, SO ₂ (0...5.000) ppm, CH ₄ (0...4)% vol, valoare calculată CO ₂ n.d., s. sp. 0060074/110, 4M/33/02		NML 053-05	Et. CE 1414 Et. CE 5.03 10.46.97/2007 2.26/2008	AM/15	12,70 12,20 (20,70) 6.00 dupla
Locul efectuării verificării metrologice: IHM						Totul 189,03
Costul total al verificării metrologice în valoare de (zile și lire) 220,03 lei						TVA 35,13
In contul _____ (titl) a fost achitat cu numărul Contului de debit _____ la Trezoreria _____						Totul general 220,03
Verificator metrolog Nume, prenume Semnătura		INSTITUTUL NAȚIONAL DE METROLOGIE Căminul laborator Numărul Semnătura				
Nume, prenume: <i>Todor Elena</i>		Căminul laborator: <i>Ytun-Jirăzești Nr. 11</i>				
Semnătura: <i>[Signature]</i>		Semnătura: <i>[Signature]</i>				
Prezentul buletin de verificare, împreună cu mijlocul de măsurare verificat, a fost datat responsabilului competent (nr. impunitoare)				Data: 6.05.2008 Semnătura: <i>[Signature]</i> RK 229176		

* Nu se completează în cazul mijloacelor de măsurare pentru care, conform legislației în vigoare, aprobarea de model nu este obligatorie.
¹⁾ Dacă instrumentul este "RESPONS" se prezintă acestuia ca fiind respingător din rezultatul este "ADMS" și se înlocuiește etalonul cu menționarea și nr. CE.
²⁾ Se vor indica numele în cazul mijloacelor de măsurare verificate după reținerea sau revizuirea.

Figura A5.1 Certificat metrologic TESTO 350 M/XL.

ANEXA 6

DIESEL	KD 50	KD 70	KD 100	KM 2V 80
		Monocilindru Diesel Răcit cu aer	Monocilindru Diesel Răcit cu aer	Monocilindru Diesel Răcit cu aer
CURSĂ (mm)	70x55	78x62	88x70	80x79
CILINDREE (cm cubi)	211	296	406	794
RAPORT DE COMPRESIE	20:1	20:1	19:1	23:1
PUTERE CONTINUĂ cp/rot/min	3,8/3000 - 4,2/3600	5,5/3000 - 6,0/3600	7,7/3000 - 9,0/3600	16,4/3000 - 19,2/3600
PUTEREA MAXIMĂ cp/rot/min	4,2/3000 - 4,7/3600	5,1/3000 - 6,7/3600	8,8/3000 - 10/3600	16,4/3000 - 19,2/3600
rot / min	3000 - 3600	3000 - 3600	3000 - 3600	3000 - 3600
PORNIRE	MANUALĂ/ELECTRICĂ	MANUALĂ/ELECTRICĂ	MANUALĂ/ELECTRICĂ	ELECTRICĂ
SENS DE ROTIRE	ORAR	ORAR	ORAR	ORAR
COMBUSTIBIL	MOTORINĂ	MOTORINĂ	MOTORINĂ	MOTORINĂ
CAPACITATEA REZERVORULUI	2,5	3,5	5,5	-
ULEI	MULTIGRAD SAE 10W30	MULTIGRAD SAE 10W30	MULTIGRAD SAE 10W30	MULTIGRAD SAE 10W30
CAPACITATEA ULEIULUI (litri)	0,8	1,1	1,65	2,7
CONSUMUL SPECIFIC g/kWh	280,2	376,1	242	275,1
DIMENSIUNI DE GABARIT (mm)	332x384x416	383x421x450	417x470x494	610x486x528
GREUTATE (kg)	31	38	53	57,5

Figura A6.1 Specificațiile tehnice ale motoarelor Kama Diesel.

Motorul Diesel component al microcentralei de cogenerare este modelul KD 100, . Specificațiile acestuia sunt prezentate în figura a.6.1.

ANEXA 7

FISA TEHNICA



N-BUTANOL

(NORMAL BUTANOL)

Ultima actualizare 2007

Natura chimica : Formula moleculara: C₄H₁₀O
NR.CAS: 71-36-3
Abreviere: NB

Descriere generala :

N-butanol este un lichid limpede, incolor, cu miros caracteristic. N-butanolul este incompatibil cu oxidantii puternici (permanganate, perhidrol). Reactioneaza cu acizii minerali puternici.

Produsul este miscibil cu toti solventii obisnuiti (alcooli, cetone, aldehide, eteri, glicoli si hidrocarburi aromatice si alifatic), insa foarte putin solubil in apa.

Conditii tehnice de calitate :

Caracteristici	UM	Limite	Metode de incercare
N-butanol, min.	%	99,0	ILL-033/1-01-68
Interval de distalare (95% vol.)	°C	116,0-118,5	ASTM D 1078-01
Aciditate (CH ₃ COOH), max.	%	0,005	ASTM D 1613-96
Apa (Karl-Fischer), max.	%	0,2	ASTM E 203-01
Culoare, max.	unitati Hazen	10	SR ISO 2211-94

Proprietati specifice:

Densitate la 20°C, g/cm ³	0,801
Temperatura de fierbere, °C	106-108
Temperatura de aprindere, °C	28 (cupa inchisa)
Inflamabilitate	inflamabil

Proprietatile tipice prezinta valori aproximative si informatii cu caracter general; proprietatile tipice nu fac parte din conditiile tehnice de calitate.

Domenii principale de utilizare:

- industria maselor plastice si cauciucului;
- solvent in industria lacurilor pe baza de nitroceluloza si rasini alchidice;
- solvent pentru fabricarea pielii artificiale, la extractia uleiurilor, a drogurilor, a parfumurilor;
- materie prima la fabricarea hormonilor, vitaminelor, in industria plastifiantilor (dibutilftalat);
- solvent pentru lacuri cu uscare in cuptor pe baza de uree si rasini fenolice.

Figura A7.1 Fişa tehnica a butanolului.

ABSTRACT

CONTENTS

CONTENTS	5
FIGURE LIST	9
TABLE LIST	19
ABBREVIATIONS	20
1. INTRODUCTION TO THE PAPER’S THEMATIC	24
1.1. THE DEFINITION OF COGENERATION	24
1.1.1. <i>The purpose and need for research in the field</i>	24
1.1.2. <i>From the history of cogeneration</i>	27
1.2. COGENERATION PRINCIPLES	28
1.2.1. <i>Steam turbine cogeneration system</i>	29
1.2.2. <i>Gas turbine cogeneration system</i>	30
1.2.3. <i>Fuel cell cogeneration system</i>	31
1.2.4. <i>Reciprocating internal combustion engines cogeneration system</i>	32
1.3. COGENERATION POWER PLANTS SCHEMES	33
1.4. COGENERATION APPLICATIONS IN ROMANIA AND CE.....	37
2. COGENERATION WITH DIESEL ENGINE	40
2.1. DIESEL ENGINE OPERATION, ARGUMENTS SUPPORTING THE APPLICATION	40
2.2. ELECTRIC POWER GENERATOR	43
2.3. HEAT EXCHANGERS USED IN COGENERATION SYSTEMS	45
2.4. THE ADVANTAGES OF DIESEL COGENERATION SYSTEM OVER THE CLASSIC COGENERATION SYSTEM	48
3. BIOFUELS	55
3.1. . THE NEED TO USE BIOFUELS AS CLEAN AND COMPLEMENTARY SOURCES TO FOSSIL ONES.....	55
3.2. PROCESSES AND FACILITIES FOR BIODIESEL PRODUCTION	58
3.3. PROCESSES AND FACILITIES FOR BIODIESEL PRODUCTION	61
3.4. EXPERIMENTAL RESEARCH CONCERNING THE USE OF BIOFUELS IN SMALL COGENERATION PLANTS	62
3.4.1. <i>Plant description</i>	63
3.4.2. <i>Environmental impact of biofuels. Case study</i>	64
3.4.3. <i>Efficiency comparison in a small power cogeneration plant using biofuels</i>	72
3.5. THE ADVANTAGES AND DISADVANTAGES OF USING BIOFUELS	74

4. THE LEGAL FRAME FOR EVALUATING AND LIMITING THE EMISSIONS GENERATED BY COMBUSTION IN DIESEL ENGINES	76
4.1. OVERVIEW	76
4.2. ENVIRONMENTAL LAW ON LIMITING POLLUTANTS' EMISSIONS	77
4.2.1. <i>Trading Scheme of certificates for the greenhouse gas emissions in Romania</i>	77
4.2.2. <i>IPPC Directive</i>	78
4.2.3. <i>BAT for emissions specific to the process of generating energy</i>	79
4.2.4. <i>Advantages regarding cogeneration using diesel generators fueled with biofuels</i>	79
4.3. ENVIRONMENTAL IMPACT OF THE INTERNAL COMBUSTION ENGINES.....	80
4.3.1. <i>Hydrocarbons (HC)</i>	81
4.3.2. <i>Volatile organic compound (VOC)</i>	82
4.3.3. <i>Nitrogen oxides NO_x</i>	83
4.3.4. <i>Carbon monoxide</i>	83
4.3.5. <i>Particles</i>	84
4.3.6. <i>Ozone and peroxyacetyl-nitrate(PAN)</i>	84
4.3.7. <i>Sulfur compounds</i>	84
4.3.8. <i>Carbon dioxide (CO₂)</i>	85
4.3.9. <i>Photochemical smog</i>	86
4.4. SOLUTIONS TO LIMIT THE POLLUTING EMISSIONS.....	86
5. STRUCTURAL SCHEME CONCEPT OF THE STAND AND CALCULATION ELEMENTS	91
5.1. THE PRINCIPLE AND GENERAL PRESENTATION OF THE DIESEL ENGINE STAND FOR THE COGENERATION STUDY	91
5.2. MAIN COMPONENTS.....	92
5.2.1. <i>Generator group</i>	92
5.2.2. <i>Heat exchanger</i>	97
5.2.3. <i>Sensors for measuring the temperature</i>	109
5.2.4. <i>The data acquisition system</i>	113
5.2.5. <i>Polluting emissions measurement system. Model for calculating the concentrations</i>	130
5.2.6. <i>The instrument for measuring the speed of exhaust gas</i>	138
5.2.7. <i>The system for measuring the fuel flow</i>	139
5.2.8. <i>The system for measuring the cooling water flow</i>	141
5.2.9. <i>Rheostats for engine load</i>	141
5.3. ESTABLISHING THE CONTROL AND MEASUREMENT POINTS OF THE SYSTEM	142
5.4. ISSUES RELATED TO THE STABILITY OF OPERATING CONDITIONS.....	143

6. THEORETICAL STUDIES AND EXPERIMENTAL RESEARCH BASED ON THE USE OF DIESEL-N-BUTAN MIXTURES (BUTANOL)	145
6.1. SETTING THE WORKING PARAMETERS AND THE RESEARCH PLAN.....	145
6.2. COMBUSTION CALCULATION IN THE CASE OF A MIXTURE OF FUELS.....	145
6.2.1. <i>Combustion calculation in the classical case of a single fuel (basic fuel).....</i>	<i>146</i>
6.2.2. <i>Combustion calculation for a mixture with variable mass composition.....</i>	<i>149</i>
6.3. EXPERIMENTS WITH FOSSIL FUELS.....	153
6.3.1. <i>Cogeneration plant parameters measurement and interpretation of results.....</i>	<i>153</i>
6.3.2. <i>Cogeneration plant efficiency calculation for 2, 4, 5,5 kW </i>	<i>165</i>
6.4. ABOUT N-BUTAN (BUTANOL) AS ALTERNATIVE FUEL.....	168
6.4.1. <i>History.....</i>	<i>168</i>
6.4.2. <i>Physical and chemical properties of butanol.....</i>	<i>170</i>
6.4.3. <i>Butanol advantages over other biofuels.....</i>	<i>172</i>
6.4.4. <i>Applications.....</i>	<i>174</i>
6.5. THE RESULTS OF EXPERIMENTAL TESTS.....	176
6.5.1. <i>The results of measurements for the alternative fuel with the concentration of 2 % butanol by volume parts in diesel.</i>	<i>176</i>
6.5.2. <i>The results of measurements for the alternative fuel with the concentration of 5 % butanol by volume parts in diesel.....</i>	<i>188</i>
6.5.3. <i>The results of the concentration of 7 % butanol by volume parts in diesel.....</i>	<i>200</i>
6.5.4. <i>The results of measurements for the concentration of 10 % butanol by volume parts in diesel.....</i>	<i>212</i>
6.6. COGENERATION PLANT EFFICIENCY CALCULATION.....	225
6.7. PUNCTUAL CONCLUSIONS RELATED TO THE RESULTS OF THE EXPERIMENT	230
6.8. STUDY OF THE INFLUENCE OF BUTANOL CONCENTRATION IN MIXTURE WITH DIESEL OVER THE COGENERATION PLANT PARAMETERS	236
6.8.1. <i>Study of the influence of butanol concentration in mixture with diesel, over the fuel consumption in the cogeneration plant.....</i>	<i>236</i>
6.8.2. <i>Study of the influence of butanol concentration over the cogeneration plant efficiency.....</i>	<i>237</i>
6.8.3. <i>Study of the influence of butanol concentration over the cogeneration plant NOx emissions.....</i>	<i>239</i>
6.9. DEVELOPING A BEST AVAILABLE TECHNOLOGY (BAT) RELATED TO COGENERATION, BY USING DIESEL GROUPS OPERATING WITH BIOFUELS	242

7. PERSONAL CONTRIBUTIONS EMERGED FROM THE RESEARCH.....	244
7.1. GENERAL CONCLUSIONS	244
7.2. PUNCTUAL CONCLUSIONS	245
7.3. CONCLUSIONS WITH REFERENCE TO THE CO ₂ EMISSION	247
7.4. CONCLUSIONS REGARDING THE POWER PRODUCED IN COGENERATION	248
7.5. EXPERIMENTAL AND THEORETICAL CONTRIBUTIONS.....	248
7.5.1. <i>Theoretical contributions</i>	248
7.5.2. <i>Experimental contributions</i>	249
7.5.3. <i>Contribution regarding the extension of the research field.</i>	250
7.6. GENERAL CONCLUSIONS	250
BIBLIOGRAPHY	251
ANNEX	257
ABSTRACT IN ENGLISH	265
INTRODUCTION TO THE THEMATICS OF THE RESEARCH	270
CALCULATION OF THE COMBINED COMBUSTION	270
CALCULATION OF THE TOTAL EFFICACY OF THE SMALL POWER COGENERATION UNIT.....	273
RESULTS AND EXPLANATIONS	274
STUDY OF THE INFLUENCE OF BUTANOL CONCENTRATION IN MIXTURES WITH DIESEL ON THE SMALL COGENERATION PLANT PARAMETERS.....	284
A) STUDY OF THE INFLUENCE OF BUTANOL CONCENTRATION IN MIXTURES WITH DIESEL ON THE FUEL CONSUMPTION IN THE SMALL COGENERATION PLANT ...	284
B) STUDY OF THE INFLUENCE OF BUTANOL CONCENTRATION IN MIXTURES WITH DIESEL ON THE EFFICIENCY OF THE SMALL COGENERATION PLANT	286
C) STUDY OF THE INFLUENCE OF BUTANOL CONCENTRATION IN MIXTURES WITH DIESEL ON THE NO _x EMISSION OF THE SMALL COGENERATION PLANT	287
CONCLUSIONS	290
1. GENERAL CONCLUSIONS	290
2. PUNCTUAL CONCLUSIONS.....	291
3. CONCLUSIONS REGARDING THE CO ₂ NEUTRAL EMISSION	292
4. CONCLUSIONS REGARDING THE COSTS OF ENERGY PRODUCED IN COGENERATION	293
5. THEORETICAL CONTRIBUTIONS.....	293
6. EXPERIMENTAL CONTRIBUTIONS	294
7. CONTRIBUTIONS REGARDING THE POTENTIAL EXPANSION OF THE APPLICABILITY FIELD	294
MAIN CONCLUSION.....	295

INTRODUCTION TO THE THEMATICS OF THE RESEARCH

The dissertation presents the results of an experimental investigation into two small power cogeneration plants using biofuels. The first results were obtained using biodiesel and rapeseed oil in a small power cogeneration plant with diesel engine at the Chair for Energy and Environmental Technologies of the Food Industry Technische Universität München. Based on this model, at University "POLITEHNICA" from Timișoara, a new small power cogeneration plant was built, and tested mixtures of butanol in diesel. The behavior of the small cogeneration plant was studied during 100 hours conducting 15 test situations. In the beginning was established the reference values using pure diesel, and then the tests were conducted with butanol mixtures in diesel comparing the results with the reference values. The dissertation is written in 304 pages, in 7 chapters, with 245 figures (including graphs), 22 tables and 130 bibliographic titles. The investigation is comprehensive and methodical, incorporating a systematic series of on line measurements over a range of the relevant controlling parameters such as temperatures, water flow, fuel consumption and emissions.

In the following one will present a short description of the mathematical method of the calculation of the combined combustion and total thermal efficiency, results and conclusions.

CALCULATION OF THE COMBINED COMBUSTION

The calculation for the combustion of a mixture of variable composition is based on chemical formulas (elementary composition) of the two fuels. It must be known and the proportion of the mixture, by volume percentage of each fuel. Fuel result of the mixture of butanol and diesel is considered an equivalent.

a) Lower calorific power of the equivalent fuel H_{ice} is:

$$H_{ice} = v_{c1} \cdot H_{ic1} + v_{c2} \cdot H_{ic2} \quad [\text{J/kg}]$$

where:

H_{ic1} is the lower calorific power for the first fuel, in J/kg,

v_{c1} - participation by volume in the blend of the first fuel,

H_{ic2} - lower calorific power for the second fuel, in J/kg,

v_{c2} - participation by volume in the blend of the second fuel.

b) Percentage composition of the equivalent fuel is calculated:

- with reference to carbon:

$$c_e = c_1 \cdot c_1 + c_2 \cdot c_2 \quad [\%]$$

where:

C_1 is the mass participation of carbon for the first fuel in blend, in %,

C_2 - mass participation of carbon for the second fuel in blend %,

v_{C1} - participation by volume in the blend of the first fuel,

v_{C2} - participation by volume in the blend of the second fuel.

- with reference to hydrogen:

$$h_e = c_1 \cdot h_1 + c_2 \cdot h_2 \quad [\%]$$

where:

h_1 is the mass participation of hydrogen for the first fuel in blend, in %,

h_2 - mass participation of hydrogen for the second fuel in blend, in %,

v_{C1} - participation by volume in the blend of the first fuel,

v_{C2} - participation by volume in the blend of the second fuel.

- with reference to oxygen:

$$o_e = c_1 \cdot o_{C1} + c_2 \cdot o_{C2} \quad [\%]$$

where:

o_{C1} is the mass participation of oxygen for the first fuel in blend, in %

o_{C2} - mass participation of oxygen for the second fuel in blend, in %.

v_{C1} - participation by volume in the blend of the first fuel,

v_{C2} - participation by volume in the blend of the second fuel.

b) The minimum necessary oxygen for combustion is:

$$O^{min} = \frac{22,414}{12} \cdot \left[c_e + 3 \cdot \left(h_e - \frac{o_e - s_e}{8} \right) \right] \quad [m^3_N/kg]$$

where:

c_e is the mass participation of carbon of the equivalent fuel in blend, in %,

h_e - mass participation of hydrogen of the equivalent fuel in blend, in %,

o_e - mass participation of oxygen of the equivalent fuel in blend, in %,

s_e - mass participation of sulfur for of the equivalent fuel in blend, in %

c) The minimum air necessary for combustion:

$$L^{min} = \frac{O^{min}}{0,21} \quad [m^3_N/kg]$$

where:

O^{min} is minimum necessary oxygen for combustion, in m^3_N/kg ,

d) The real quantity of air :

$$L = \lambda \cdot L^{min} \quad [m^3_N/kg]$$

where:

L^{min} is, in m^3_N/kg ,

λ - excess air coefficient.

e) Combustion products:

- Quantity of carbon dioxide :

$$V_{CO_2} = \frac{22,414}{12} \cdot c_e \quad [m^3 N/kg]$$

where:

c_e is the mass participation of carbon of the equivalent fuel in blend, in %,

- Quantity Sulfur dioxide:

$$V_{SO_2} = \frac{22,414}{32} \cdot s_e \quad [m^3 N/kg]$$

where:

s_e – mass participation of sulfur for of the equivalent fuel in blend, in %

- The quantity of surplus oxygen, derived only from the unused air in the combustion

$$V_{O_2} = (\lambda - 1) \cdot O^{min} \quad [m^3 N/kg]$$

where:

λ - excess air coefficient,

O^{min} - is minimum necessary oxygen for combustion, in $m^3 N/kg$,

- Quantity of nitrogen:

$$V_{N_2} = \frac{22,414}{28} \cdot n_e + 0,79 \cdot L \quad [m^3 N/kg]$$

where:

n_e – mass participation of nitrogen for of the equivalent fuel in blend, in %

L – the real quantity of air, in $m^3 N/kg$.

- The amount of moisture from the combustion gases

$$V_{H_2O} = \frac{22,414}{2} \cdot h_e + \frac{\rho_{aer}^0}{\rho_{H_2O}} \cdot \frac{d}{1000} \cdot L \quad [m^3 N/kg]$$

where:

h_e – mass participation of hydrogen of the equivalent fuel in blend, in %,

- ρ_{aer}^0 - air density, in $kg/m^3 N$,
- $\rho_{H_2O}^0$ - water-vapor density, in $kg/m^3 N$,
- d- moisture content in the air, in g/kg dry air,
- L – the real quantity of air, in m^3 /kg .

f) Volumes of the flue gas :

- Quantity of dry flue gases:

$$V_{gu} = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{O_2} + V_{N_2} \quad [m^3 N/kg]$$

- Total quantity of the flue gases:

$$V_{gt} = V_{gu} + V_{H_2O} \quad [m^3 N/kg]$$

CALCULATION OF THE TOTAL EFFICACY OF THE SMALL POWER COGENERATION UNIT

1. The calculation flow of heat developed by the chemical burning of the fuel

$$\dot{Q}_{comb} = C_h \cdot H_i \cdot \frac{10^{-6}}{3600} \quad [\text{kW}]$$

where:

C_h is fuel consumption, in g/h,

H_i - Lower calorific heat, in J/kg.

It can be calculate also with:

$$\dot{Q}_{comb} = \frac{c_e \cdot P_{ef} \cdot H_i \cdot 10^{-3}}{3600} \quad [\text{kW}]$$

where:

c_e is specific fuel consumption, in g/kWh,

P_{ef} - effective power, in kW,

H_i - Lower calorific power, in J/kg.

Specific fuel consumption is calculated as:

$$c_e = \frac{C_h}{P_{ef}} \quad [\text{g/kWh}]$$

where:

C_h is fuel consumption, in g/h,

P_{ef} - effective power, in kW

2. Electrical efficiency:

$$\eta_{ele} = \frac{P_{ef}}{\dot{Q}_{comb}} \cdot 100 \quad [\%]$$

where:

\dot{Q}_{comb} is flow of heat developed by the chemical burning of the fuel, in W,

P_{ef} - effective power, in W

3. Heat flow calculation developed by the heat exchanger is:

$$\dot{Q}_{schimb} = \frac{\dot{m}_{ap\check{a}}}{3600} \cdot c_{ap\check{a}} \cdot (t'' - t') \quad [\text{kW}]$$

where:

$\dot{m}_{ap\check{a}}$ is the mass flow of water, in kg/h,

c_{apa} - thermal mass capacity of water, in J/kgK,

t'' - water temperature living the heat exchanger, in °C,

t' - water temperature entering the heat exchanger, in °C.

Thermal efficiency of the heat exchanger is:

$$\eta_{ter} = \frac{\dot{Q}_{schimb}}{\dot{Q}_{comb}} \cdot 100 [\%]$$

where:

\dot{Q}_{schimb} - heat flow is developed in the heat exchanger, in W,

\dot{Q}_{comb} - flow developed by the chemical burning of the fuel, in W,

4. Electrical efficiency at the electric general terminals:

$$\eta_b = \eta_{ele} \cdot \eta_{tr} \cdot \eta_G \quad [\%]$$

where:

η_{tr} is the transmission efficiency, in %,

η_G - electric generator efficiency, in %,

η_{ele} - electrical efficiency, in %.

5. Total efficiency of the small power cogeneration plant is:

$$\eta_{tot} = \eta_b + \eta_{ter} \quad [\%]$$

RESULTS AND EXPLANATIONS

The efficiency calculation of the cogeneration plant for the fuel with a concentration of 0, 2, 5, 7 and 10 % by volume butanol in diesel, has been made using the same principle as for the reference fuel - diesel. These are the reference values for the comparisons.

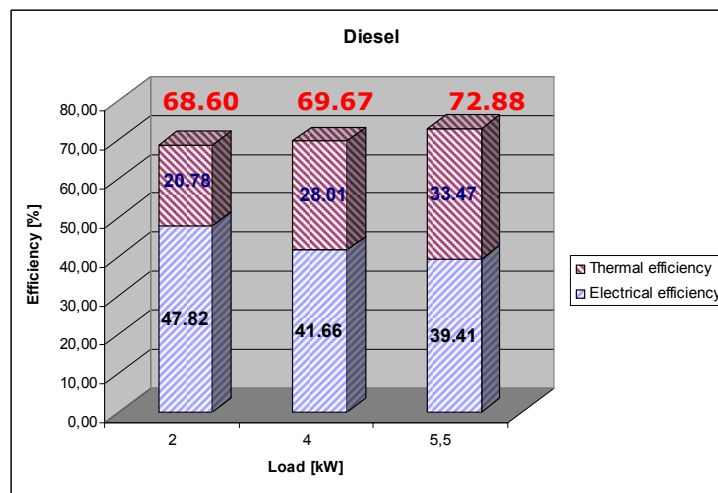


Figure A1. Efficiency of the cogeneration plant efficiency using diesel as primary fuel (similar to figure 6.131 from the main text).

For a concentration of 2% butanol in diesel, for the loading steps of 2, 4 and 5,5 kW the values in Fig A2. have been obtained:

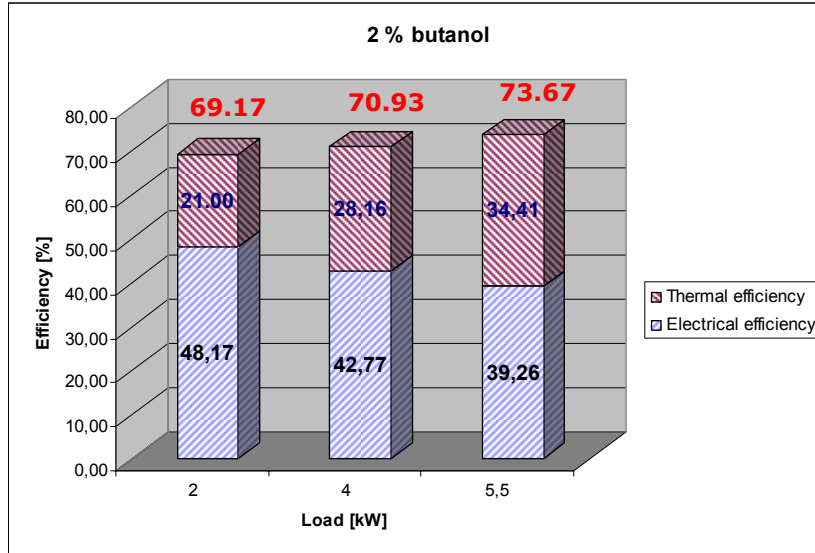


Figure A2. Efficiency of the cogeneration plant for the concentration of 2 % butanol in diesel (similar to figure 6.132 from the main text)

Figure A.2 indicates the calculation results for the cogeneration plant efficiency for the concentration of 2% butanol in diesel. Also the figure shows the percentage for the electrical and thermal power from the total efficiency of the cogeneration plant. As compared to the efficiency of the cogeneration plant, obtained by using diesel as a fossil fuel, in average it has increased with 1 percent at each loading step.

The results for the concentration of 5 % by volume butanol in mixture with diesel, are presented in Figure A.3.

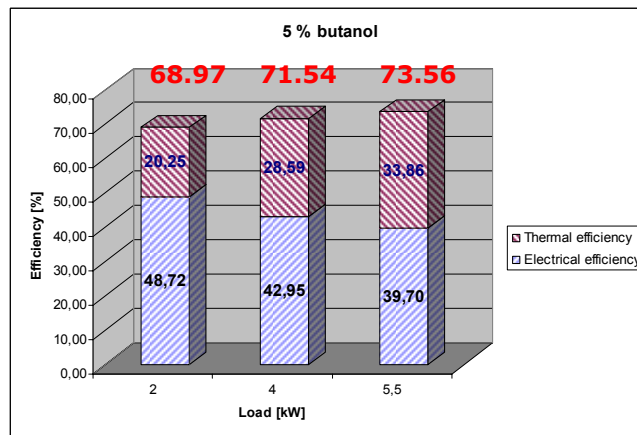


Figure A3. Efficiency of the cogeneration plant for the concentration of 5% butanol in diesel (similar to figure 6.133 from the main text).

For the concentration of 5 % by volume butanol in mixture with diesel, one has recorded higher values of the cogeneration plant efficiency for the loading steps of 2 kW, 4kW and 5.5kW, than in the case of using only diesel. In average these do not exceed values of 1 % but there is still a difference. 5 % by volume of the fossil fuel has been replaced by alternative fuel and it has been obtained an efficiency increase. This growth has been observed already since the moment of starting with the preliminary parameters measurements.

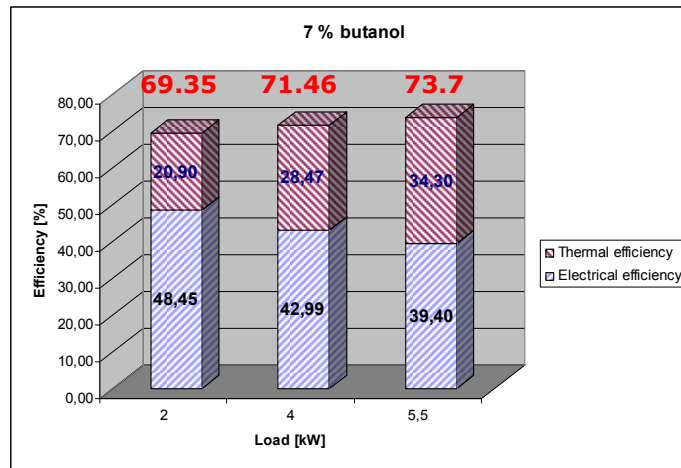


Figure A4. Efficiency of the cogeneration plant efficiency for the concentration of 7 % butanol in diesel (similar to figure 6.134 from the main text).

Also for the concentration of 7 % by volume of butanol in diesel it has been registered an increase of the cogeneration plant efficiency. Figure A.4, presents the values of thermal and electrical efficiency for each loading step. This increase was due to the improvement of heat transfer from the exhaust gases to water, through the heat exchanger, but also through a slight change of fuel consumption, resulting a better electrical efficiency.

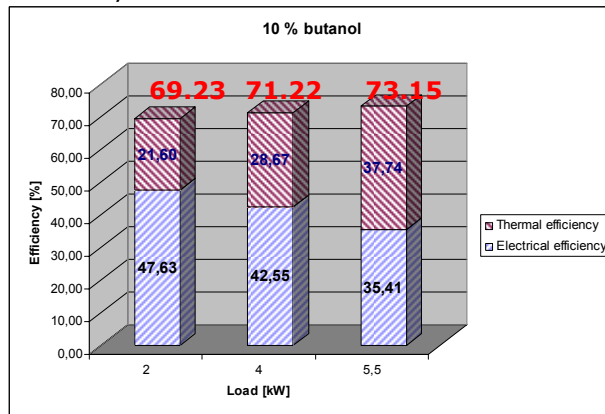


Figure A5. Efficiency of the cogeneration plant for the concentration of 10 % butanol in diesel (similar to figure 6.135 from the main text).

For the last concentration of 10 % butanol in diesel, the results of the values for the cogeneration plant efficiency are presented in Figure A.5. In this case it has been also registered an increase of the small cogeneration plant efficiency. One can observe that in all cases, that the cogeneration plant efficiency increases.

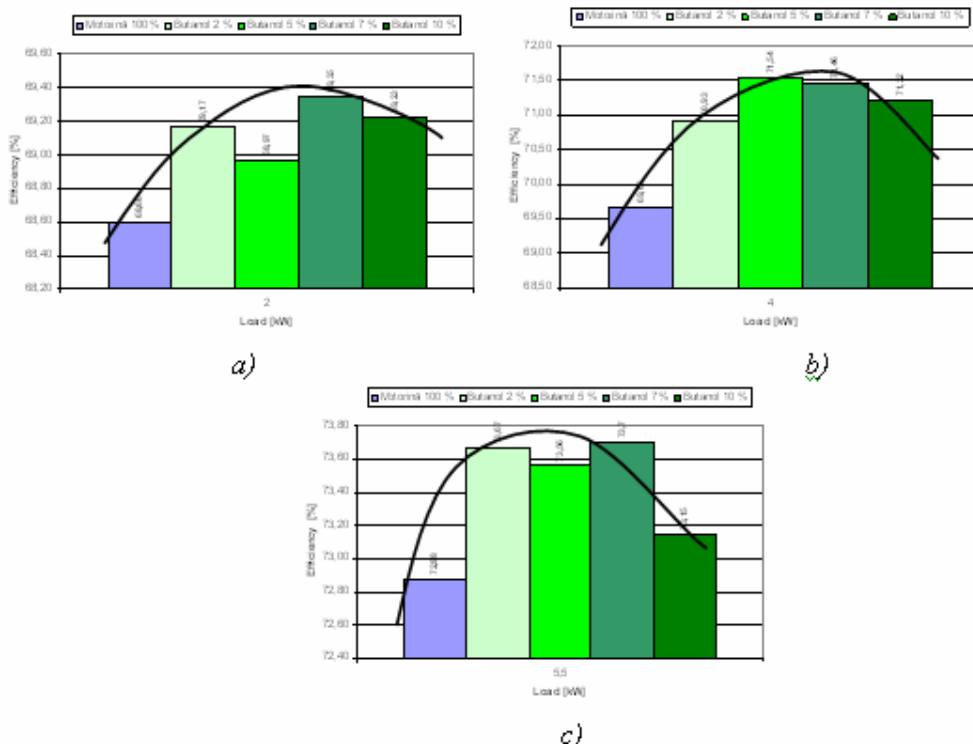


Figure A6. Efficiency of the cogeneration plant (similar to figure 6.136 from the main text): a - 2 kW load, b - 4 kW load, c - 5.5 kW load.

The analysis of polluting emissions from the previous section shows that from the environmental point of view, replacing 10 % of the classic fuel with butanol does not modify much the emissions value. This is a major advantage in using butanol as an alternative fuel in stationary diesel engines operating in a stable regime.

By analyzing the 5 situations, from the point of view of butanol concentration in diesel, the optimum window which limits the value of butanol mixture, for maintaining the maximum value of efficiency is determined polynomial in Figure A6 a, b, c.

For each load there is a bigger value and therefore a favorable interval (the mixture window) in which the biggest efficiency values are achieved. This conclusion is repeated at each load (Figure A.6 a, b, c).

The efficiency increases with the increase of load, which confirms that the company building the group opted for this variant of initial adjustment, Figure A.7.

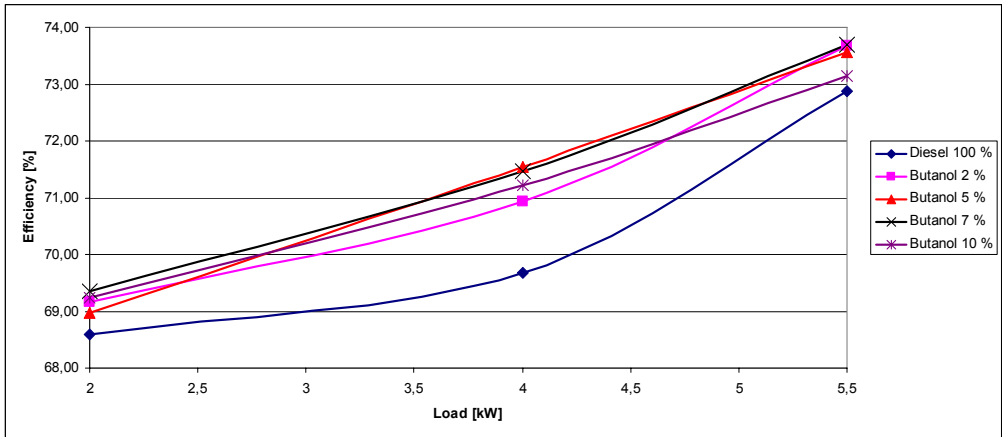


Figure A7. Efficiency of the cogeneration plant, according to butanol percentage in diesel by volume (similar to figure 6.137 from the main text).

The values are between 68 and 73 %. Are considered acceptable if compared with the thermoelectric plants (CET) and if are taken into account the advantages such as availability, accessibility, independence, etc.

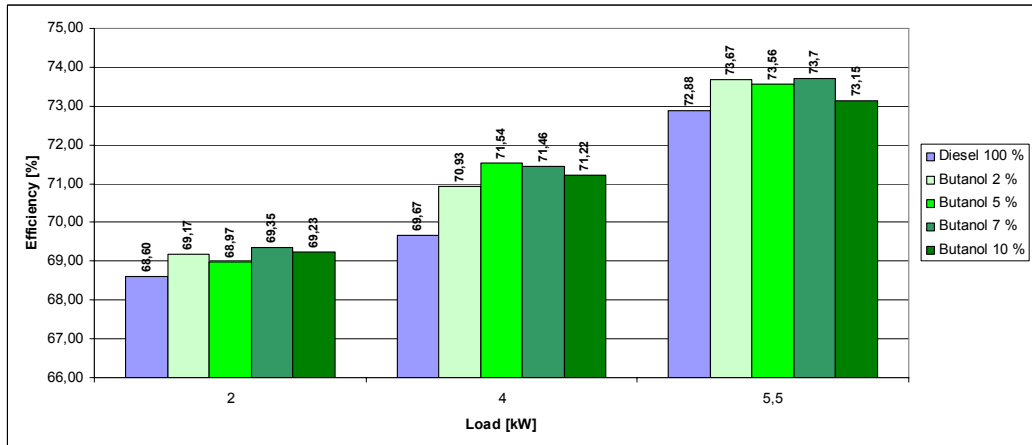


Figure A8. Efficiency of the cogeneration plant based on the load and butanol concentration by volume in diesel (similar to figure 6.138 from the main text).

Figure A.8 presents the calculated values of the cogeneration plant efficiency using only diesel and then using concentrations of butanol mixed with diesel, as primary fuels. These values have been obtained at a different load starting with the 2 kW loading step then 4 kW, and finally 5.5 kW loading step; the cooling water flow has maintained almost constant around the value of 2 l/min, in all cases.

By analyzing Figure A.8 the following conclusions can be drawn:

- starting with the use of a 2% concentration of butanol in diesel it has been obtained a higher efficiency for the loading step of 4 and 5 kW as compared to the case of using only diesel as primary fuel.
- the concentration of 5 and 7% butanol in diesel leads to an increase of efficiency starting with the load of 2 kW of the small cogeneration plant.

For these concentrations, used for each loading step, we have obtained approximately equal values of efficiency but much higher as compared to the case of using fossil fuel.

- the concentration of 10% butanol mixed with diesel leads to an increase of the small cogeneration plant efficiency, starting with the loading step of 2 kW, as compared to the case of using diesel as reference fuel. For the approximately equal water flows, it has been obtained a lower efficiency as compared to the case where the primary fuel is composed of concentrations of 5 and 7% butanol by volume parts in diesel.
- the diesel engine behavior does not modify much when introducing as fuel a mixture of butanol and diesel. Starting with the value of 7% butanol by volume parts in diesel, from the cold starting of the engine in instant load, the engine shows some instabilities; these instabilities have not affected the features of the electrical power (220V-50Hz) for the consumers. The instability degree has decreased along with the engine temperature.
- section 6.5 The loading results, presents the temperature results in all critical points of the plant. Along with the increase of butanol concentration in diesel the temperatures per cycle increases, because the butanol modifies the physical and chemical properties of diesel. For the same loading step the values of exhaust gases temperature increase, the heat exchanger in this case will recover a higher amount of heat. This is the explanation for the efficiency increase, although the inferior calorific power of diesel decreases.
- another advantage is that the fuel consumption has remained constant, a surplus of fuel was not necessary to compensate the calorific power difference, which was reduced by adding butanol in diesel.
- to conclude the above mentioned facts, it has been managed to reduce the fossil fuel consumption with 10% by replacing the fossil fuel with bio-butanol. For the same fuel consumption rate and an approximately constant water flow it was obtained a higher efficiency value as compared to the case of using only diesel as primary fuel.

Another important aspect taken into consideration at the beginning of this study was the analysis of polluting emissions from the diesel engine exhaust gases.

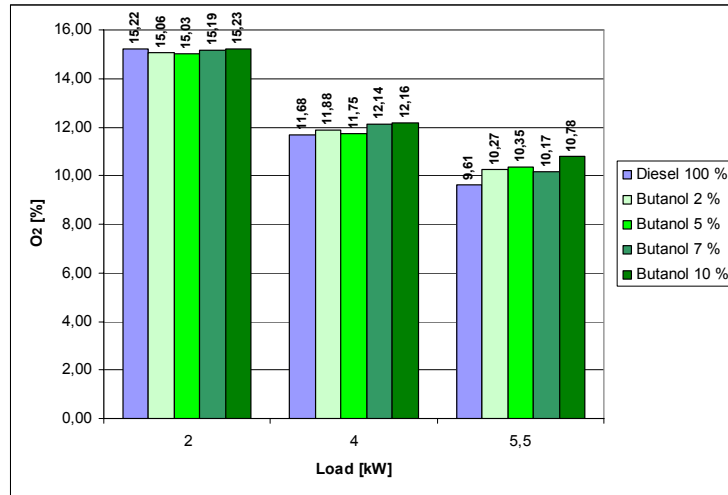


Figure A9. Changes in the concentration of oxygen with load and butanol percentage by volume in diesel (similar to figure 6.139 from the main text).

Figure A.9 shows the oxygen changes related to the engine load and to butanol by volume percentage concentrations in diesel. Along with the increase of butanol concentration in diesel in the superior loading steps it can be noticed a visible increase of oxygen, due to butanol's chemical formula. The cogeneration plant has a maximum efficiency at the maximum loading step. This is the area on which we should focus. It can be noticed that at the 5,5 kW loading step the oxygen percentage increases along with the concentration of butanol in diesel. The advantages are given by the chemical formula of butanol. For these reasons there is a clear advantage in using a mixture of butanol and diesel in large cogeneration plants.

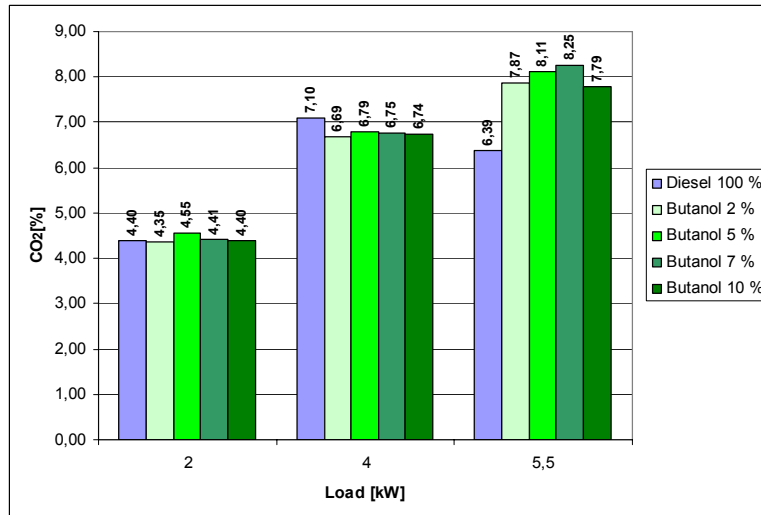


Figure A10. Changes in the concentration of carbon dioxide emission with load and butanol percentage by volume in diesel (similar to figure 6.140 from the main text).

The results for the carbon dioxide emission related to a certain load and concentration of butanol in diesel are presented in figure 6.10.

For the 5,5 kW loading step it can be observed an increase of over 2 units for this „emission“. This increase of the carbon dioxide is due to the fact that the engine is not technically adapted for this type of fuel. Regarding the carbon dioxide, the maximum butanol concentration reached, leads to the 5,5kW power.

For the lower loading steps it can be observed a decrease of the emission but, it is not profitable from the fuel cost point of view for a cogeneration plant to operate at a loading below the maximum capacity.

From the result presented in Figure 6.10 it can be observed that along with the increase of butanol concentration in diesel, for the values of 2 kW and 5,5 kW there is a decrease of the CO emission, for all the loading steps. Along with the increase of butanol percentage in the primary fuel, with over 5 % by volume parts, the carbon monoxide increases in the combustion gases for a 2 kW maximum power; the trend is decreasing when the thermal engine power increases.

By analyzing the situation in which it is used, as primary fuel, a concentration of 10% butanol by volume parts in diesel and the loading step is at maximum efficiency, it can be noticed an emission decrease. The present study wishes to highlight the advantages or disadvantages of using mixtures of butanol and diesel in the primary fuel. The most profitable mixture in this case is the concentration of 10 % by volume parts butanol in diesel, for all loadings.

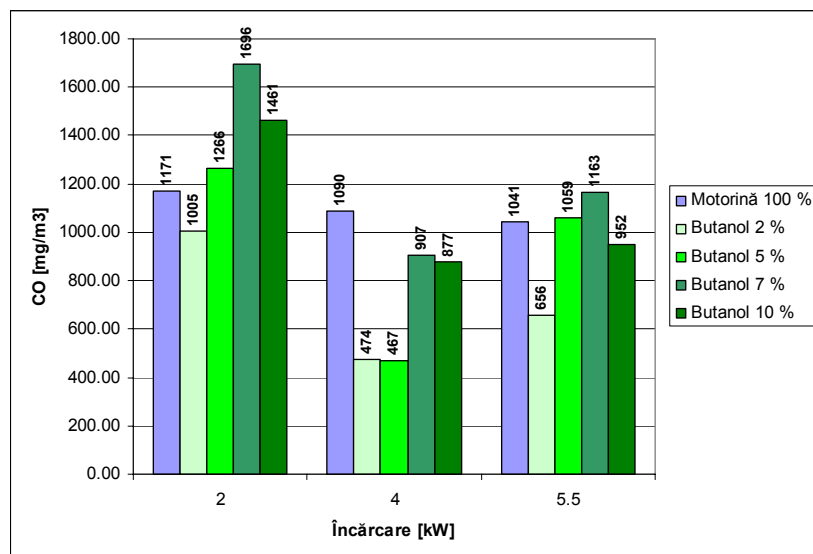


Figure A11. Changes in the concentration of carbon monoxide with load and butanol percentage by volume in diesel (similar to figure 6.141 from the main text).

Because through the increase of the combustion temperature it enhances the mechanism of formation of NO_x (a phenomenon confirmed experimentally), causes the decrease of oxygen radicals in the reaction. Therefore it can be concluded that, for lack of oxidizer, consumed by the intensified mechanism used to generate NO_x , it is likely to appear small malfunctions in the process of complete and perfect combustion of carbon.

By this way some unburned hydrocarbons and CO emissions can be created. This phenomenon could not be confirmed totally through experiments, in the series of tests with butanol. Yet, it can be observed that in the case of use of other biofuels (rape oil, biodiesel) has been experimentally proved the presence of some unburned hydrocarbons in the gases emitted.

This may partially explain the correlation of the real variation of CO, CO₂ and hydrocarbons concentrations from the combustion gases. The explanation can be linked with the possibility of emitting, in different concentrations of unburned hydrocarbons.

Certainly the attempt of making a material balance of C based on the measurements of CO₂, CO and HC concentrations, in the gases emitted, would not have the correlated effect, given the errors of measurement (objectives relating to repeatability) and lack of a much more selective equipment (for example all the C_nH_m and not only CH₄ or TOC).

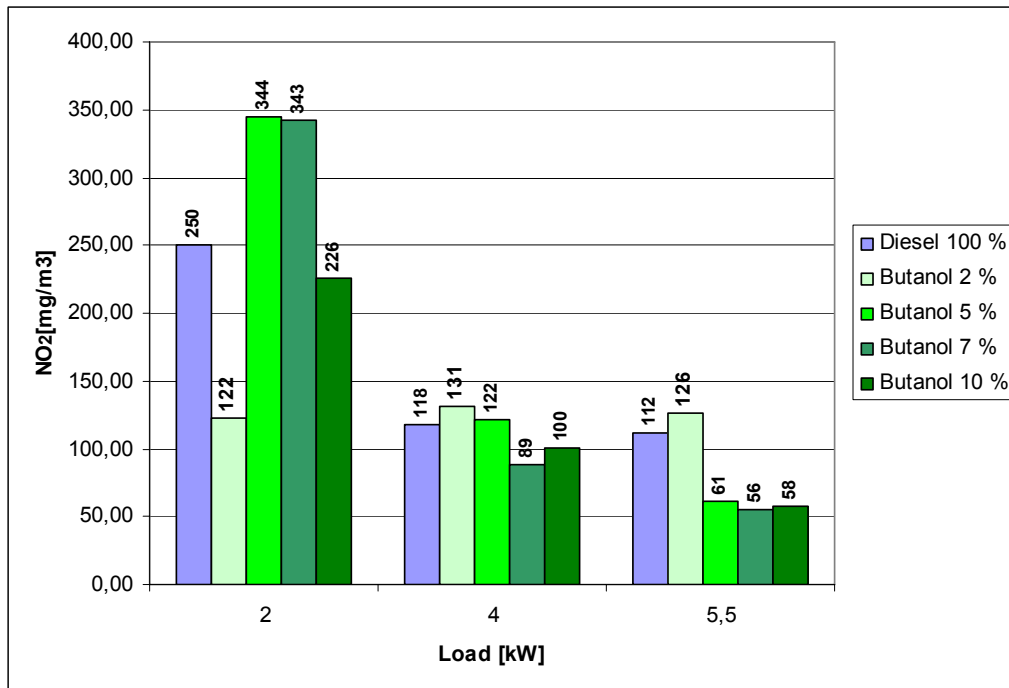


Figure A12. Changes in the concentration of nitrogen monoxide with load and butanol percentage by volume in diesel (similar to figure 6.142 from the main text).

The nitrogen monoxide has also suffered modifications compared to the fossil fuel, when this is replaced with mixtures of butanol and diesel (Figure 6.142). As for the carbon monoxide, the value of nitrogen monoxide, measured for butanol and diesel mixtures, has increased above the value of the reference fuel, when the concentration was increased to 7 % and 10 % by volume parts.

The thermal engine of the cogeneration plant is a „classic“ engine, and it is not provided with a catalyses for reducing the NO and NO_x emissions from the

combustion gases and it has not been calibrated to operate with other types of fuels. This is the reason for the increase of NO emissions.

Considering the emission of nitrogen monoxide a decisive factor, for implementing the use of mixtures of alternative fuels in diesel, the concentration of 10 % by volume parts butanol, maybe it is not the best solution. It should not be forgotten that, when using mixtures of biofuels in different concentrations it is reduced the fossil fuel consumption by an equal amount to the concentration introduced.

Also, the study has been done on a small cogeneration plant, where along with the production of electrical power it is produced thermal power. The cogeneration itself reduces the polluting emissions and the greenhouse effect gases, because these two forms of power are produced simultaneously from a single source of primary fuel.

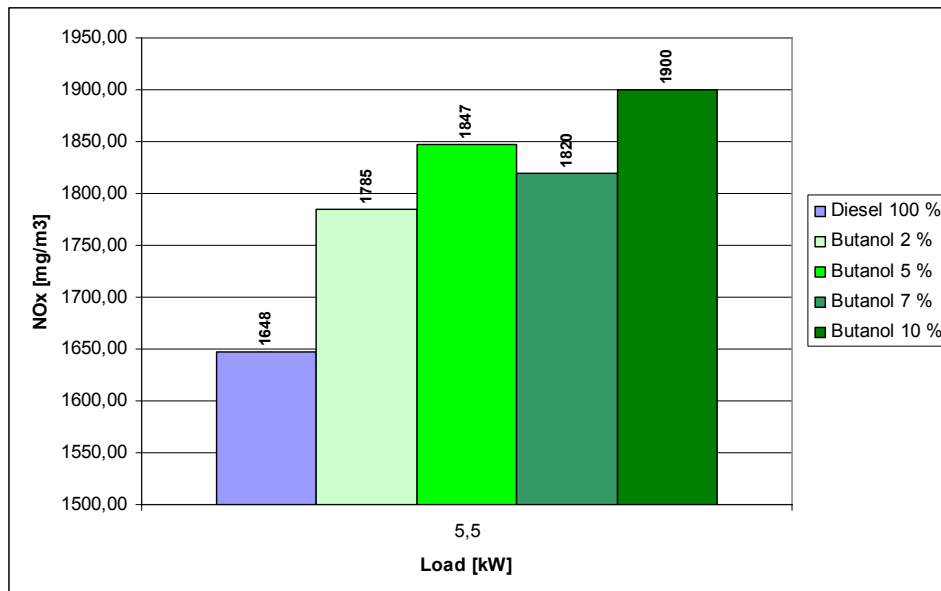


Figure A13. Changes in the concentration of NO_x with load and butanol percentage by volume in diesel (similar to figure 6.143 from the main text).

Anticipated earlier, this increase of the NO_x is due to the lack the catalyses on the combustion exhaust gases route of the engine on which the measurements have been made. The increase of NO_x emissions in relation to the reduction of fuel is profitable from the economic point of view. If we would use only fossil fuel, we would have a lower NO_x emission value, compared to the value obtained in the case of using 10% by volume parts of butanol in diesel, but there is the major disadvantage of using fossil fuel.

Another disadvantage is that we would have a decrease of efficiency of the small cogeneration plant, presented in Figure A.13, and the increase of other emissions.

STUDY OF THE INFLUENCE OF BUTANOL CONCENTRATION IN MIXTURES WITH DIESEL ON THE SMALL COGENERATION PLANT PARAMETERS

a) Study of the influence of butanol concentration in mixtures with diesel on the fuel consumption in the small cogeneration plant

The cogeneration represents the simultaneous production of two different forms of power from a single source of primary energy. The primary source of energy, in our case is the fuel used in the diesel engine (diesel). The two forms of power produced by the cogeneration plant are: electrical and thermal power.

The plant efficiency is calculated as being the sum of the electrical and thermal efficiency. The electrical efficiency is relatively simple to calculate, considering the constructive solution of the electrical power generator. The problem appears when determining the thermal efficiency. In order to determine the thermal efficiency of the plant is necessary to know the temperature in the critical points of the heat transfer from the exhaust gases and heat exchanger.

In chapter 5, presenting the description of the experimental plant, it has been shown how these temperatures are recorded. Another significant aspect in determining the cogeneration plant efficiency is the cooling water flow for the heat exchanger. In this chapter it was also presented the method for recording the flow values.

Both efficiencies need to be related to the engine's fuel consumption, parameter that needs to be also recorded during the measurements. Also in this chapter it has been presented the way in which these values must be read.

The fuel consumption is the main factor to which we must relate in determining the small cogeneration plant efficiency.

The first type of fuel, used as primary fuel in the small cogeneration plant was the diesel. Figure A.14 presents the fuel consumption variation for the three loading steps to which the engine was tested.

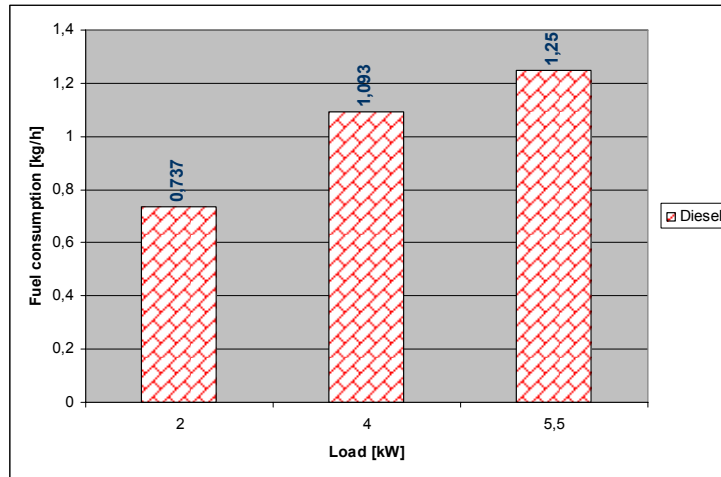


Figure A14. Fuel consumption – diesel (similar to figure 6.144 from the main text).

The results of fuel consumption, for the case when diesel was used, are presented in Figure 6.144.

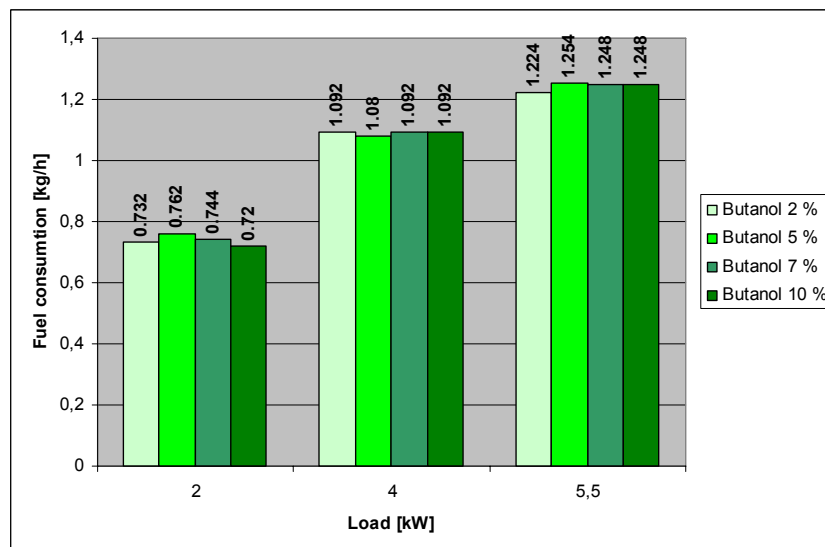


Figure A15. Fuel consumption, mixture of butanol and diesel (similar to figure 6.145 from the main text).

By increasing the butanol percentage in diesel, for the three loading steps the fuel consumption is showed in the figure A.15. The fuel consumption for all situations varies in a matter of grams.

In calculations to be accurate the values obtained during the measurements were averaged and used. For example for a 0,012 kg/min fuel flow, the minimum and maximum values are 0,015 and 0,010. It is obvious that the measurement

error for the weight of the fuel provided by the weight device will be transferred to the calculations.

According to the producer the fuel variations recorded for this engine are normal, because of the short delay of the rpm regulator. The engine is coupled with the electric generator, who works in junction with the consumer. The small inelastic fuel consumption was transposed to the behavior of the diesel engine, by the generator. The generator adjusted the rpm all the time during the measurements. The fuel consumption reduction recorded when the concentration of butanol (by volume parts) was increased in diesel it can be explained with the increased reactivity of the mixture, witch is favored by the presence of the oxygen as free radical, in the combustion space (chamber).

Tabel A1. Consumption for the KD 100 diesel engine.

Load [kW]	2	4	5,5
Fuel consumption from the engine specifications [kg/h]	-	-	1,337
Fuel consumption measured [kg/h]	0,737	1,09	1,25

The value for the fuel consumption indicated in the technical specifications of the engine is 1,337 kg/h (Annex 6). The value obtained during the measurement is smaller, indicated in table A1.

This fact can explain the variation, although insignificant, in all situations. The main company adjusted the fuel injection system for one duty (maximum load). The company policy is selling the product regarding the price/quality/performance factor.

When 10 % butanol is used as primary fuel in the cogeneration plant the fuel consumption is preserved that is big advantage form the economic point of view and not only. 10 % of the fossil fuel is replaced, and the fuel consumption is preserved, in this way the total efficiency of the cogeneration plant will be alt least equal with the one obtained when it was used diesel as primary fuel, in case the electric power and the temperature difference (between the temperature of the water that exist and enters the heat exchanger).

b) Study of the influence of butanol concentration in mixtures with diesel on the efficiency of the small cogeneration plant

The firs fuel that was tested in order to determine the total efficiency of the small cogeneration plans was diesel. The values obtained for the total efficiency using as primary fuel diesel are used as reference values in all cases during the following tests.

Figure 6.131 presents the values obtained for the total efficiency using as primary in the cogeneration plant diesel.

For the 2 kW load the value for the efficiency is 68,60 %, at 4 kW the calculate value is 69,67 %, and for the final load (5,5 kW) 72,88 % is obtained. This values ware obtained for a constant water flow of 2 l/min. From the economic point of view the cogeneration plant must be loaded at 5,5 kW. The fuel consumption raises with the cogeneration load, but in the same time the thermal power and electric power rises as well, and it has no linearity with the plant's load.

A real example for this plant is presented:

- at 2 kW load, the total efficiency is 68.60 % at 0,737 kg/h;
- at 4 kW load, the total efficiency is 69,67 %, at 1,093 kg/h;
- at 5,5 kW load, the total efficiency is 72,88 % at 1,250 kg/h.

With 0,514 kg/h rise of the fuel consumption it is obtained a greater efficiency, which means a rise in the thermal power. When the concentration of butanol is increased in diesel, the total efficiency increased again in comparison with the reference values, the results are presented in figure 6.146.

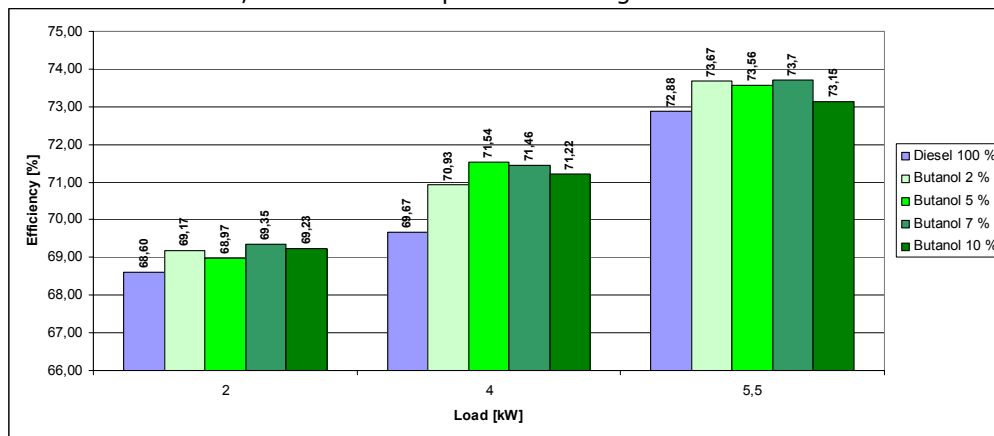


Figure A16. Efficiency of the cogeneration plant using butanol blends in diesel (similar to figure 6.146 from the main text).

When the concentration of butanol is increased in diesel the cogeneration plant efficiency increases (figure A.16). For the 2 % concentration butanol in diesel by volume parts and 5,5 kW load the maximum efficiency is reached (73,67 %).

For the concentration of 10 % butanol by volume parts in diesel the value of the efficiency drops with 0,6 units at the same load, but it is a higher then the efficiency obtained when diesel was used.

In conclusion it was possible to replace 10 % of fossil fuel with biofuels and increase efficiency of the cogeneration plant.

c) Study of the influence of butanol concentration in mixtures with diesel on the NO_x emission of the small cogeneration plant

The results demonstrated that if it used 10 % butanol by volume parts in diesel a rising of the efficiency and a preservation of the fuel consumption is experienced. The result showed that when is using 10 % butanol by volume parts in diesel it is a gain from the economic point of view. Another aspect that must be investigated and that is the environmental impact of the cogeneration plant used mixtures of butanol in diesel. The figure 6.132 presents the results for the NO_x emission using as primary fuel diesel

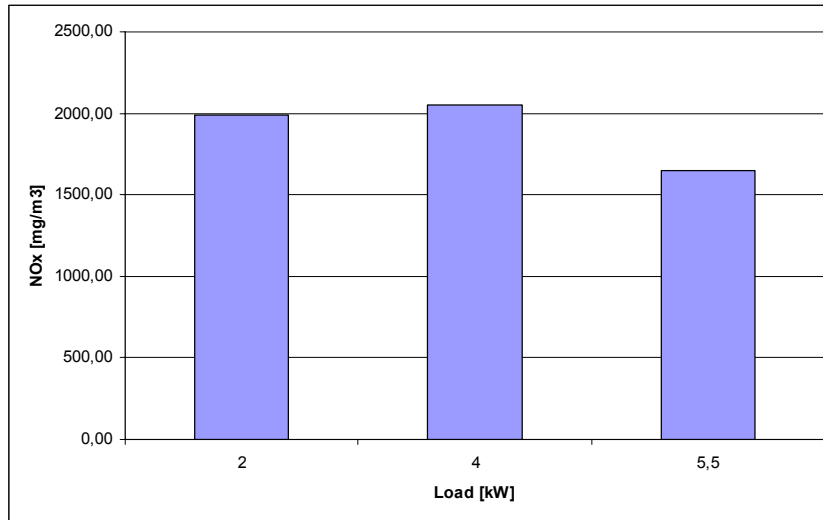


Figure A17. The variation of NO_x concentration – diesel (similar to figure 6.147 from the main text).

These values have been obtained after relating to the reference oxygen of 5 %, the recorded values with the TESTO 350 X/ML gas analyzer. It can be noticed that along with the increase of the power of engine the NO_x emission value decreases.

At the use of a mixture of butanol and diesel as primary fuel, the NO_x emission values vary compared with the results of reference.

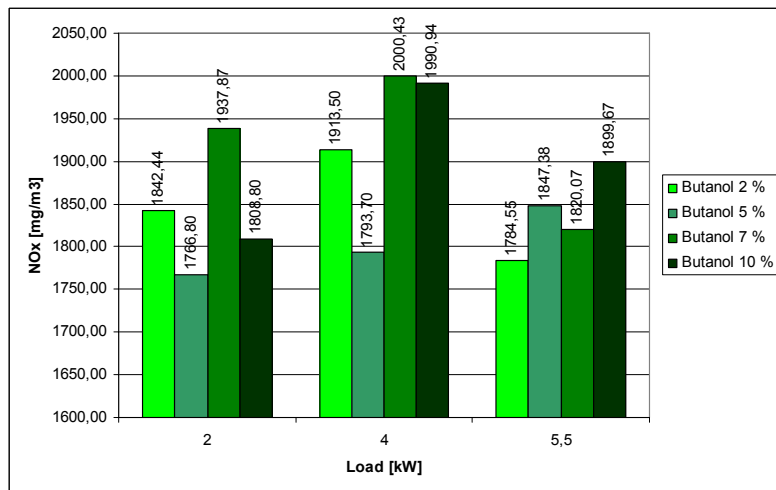


Figure A18 The variation of NO_x concentration – in mixtures with butanol (similar to figure 6.148 from the main text).

Figure A.18 presents the NO_x emission variation with the engine loading and the butanol concentration. With the same type of fuel and a constant loading,

increasing the butanol concentration in diesel, it has been obtained an increase of the emission presented in Figure A.18.

Because of the physical and chemical properties of butanol, that is, the increased time of the vaporization process, it can be explained the increase of NO_x concentration, because the stationary time of the oxygen molecule increases, in areas with high temperatures.

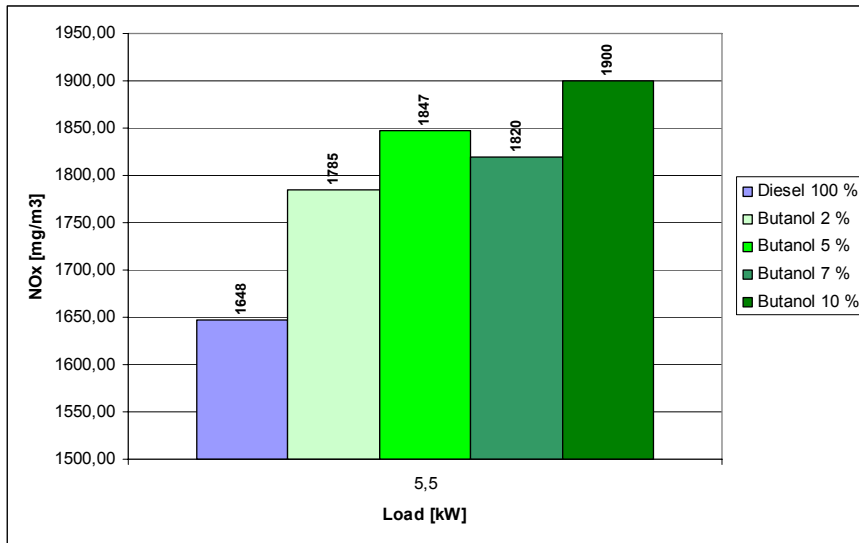


Figure A19. NO_x emission dependency based on the concentration (similar to figure 6.149 from the main text).

By analyzing the experimental situations, for the values of NO_x concentration (Figure 6.149) it has been obtained a logarithmic curve. This increases with the increase of butanol concentration in diesel (Figure A.19).

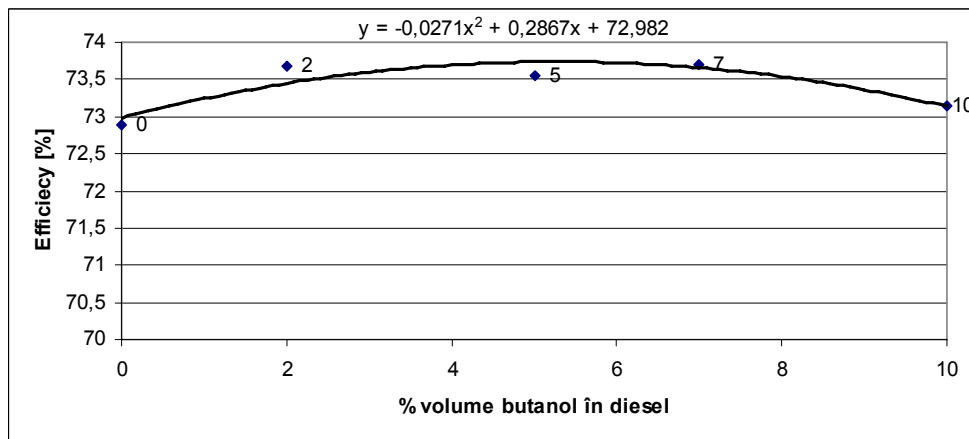


Figure A20. The polynomial curve of the variation of NO_x concentration (similar to figure 6.150 from the main text).

Conclusions:

1. The concentration of nitrogen oxides in the emitted gases increases, increases with the concentration of butanol in diesel.

2. The variation law is the following :

$$C_{\text{NO}_x} = y = -0,0271x^2 + 0,2867x + 72,982 \quad [\text{mg}/\text{m}^3_{\text{N}}]$$

Where:

y is the concentration of NO_x, in mg/m³_N

x - the rate of mixture of butanol, by volume, in absolute values.

3. Similar grids (for the loading of 2 and 4 kW) demonstrates the same effect, but less as values.

An optimal point for the emission has been recorded for the concentration of 7 % butanol in diesel.

CONCLUSIONS

1. General conclusions

The research has focused towards the use of biofuels in a small cogeneration plant and was divided in two stages:

1. At Technical University of Munich, described in Chapter 3;
2. At University "POLITEHNICA" from Timișoara, described in Chapter 5 and 6.

The experimental research highlights the advantages and disadvantages of using mixtures of butanol in diesel, biodiesel respectively.

The advantages are as follows:

1. The concentrations of butanol and biodiesel did not affect the integrity of the cogeneration plant throughout the measurements (over 300 operating hours). There has been recorded instability of the engine at cold start, starting with a concentration of 5 % by volume parts butanol in diesel.

1. The temperatures recorded in the critical points of the cogeneration plant, for the different concentrations of mixtures with the diesel, present a growth along with the increase of butanol quantities in diesel.

2. The total fuel consumption has been constant for all the situations outlined by the different concentrations of butanol in diesel, although the butanol has the lower calorific value than the diesel.

3. The plant efficiency variation is depending of the electrical power and the degree of mixture, registering a maximum.

4. It is possible to optimize the operating conditions.

5. The pollutant emissions levels for the species CO, HC, can be kept in normal limits, without being significantly affected by the mixture with butanol;

6. The electrical power is kept constant and the thermal energy is recovered, for a constant flow of fuel, regardless of the degree of mixture.

7. The CO₂ atrophic emission reduction.

8. Cost for 1 MWh and 1 Gcal resulting from the cogeneration with butanol is slightly higher than that paid by the population (the 2008), but should be examined in the context of the benefits provided by such centers, availability, accessibility and independence (Table 7.3).

The disadvantages are:

1. At the use of butanol, respectively biofuels, in different concentrations in diesel, some changes in the engine fuel system become necessary. Therefore the plastic or rubber fuel pipes must be replaced by metal pipes because the butanol is a chemical compound that affects the plastic and rubber materials.
2. The NO_x concentration increase is the result of a higher temperature and of reactivity, enhanced by the presence of butanol.
3. In the case of using butanol in limit mixtures, it takes longer for the engine to get into a constant running, at a low knock level.
4. Significant concentrations levels of CO, even at nominal load for diesel.
5. The cost of energy is dependent with the price of raw materials and the fuel.

2. Punctual conclusions

Table A2. Comparative results regarding emmissions.

Fuel	Load [kW]	t _{ginsc} [°C]	Δ _t [°C]	C _h [kg/h]	CO [mg/m ³]	NO [mg/m ³]	NO ₂ [mg/m ³]	NO _x [mg/m ³]	O ₂ [%]
Diesel	2	187	15,92	0,73	1248	1679	250	1990	15,2
	4	273	20,34	1,093	1089	1823	117	2051	11,6
	5,5	299	24,29	1,2	1041	1452	111	1647	9,6
Butanol 2 %	2	X	X	X	+	X	--	X	X
	4	X	X	X	--	X	-	X	X
	5,5	X	X	X	--	X	X	X	+
Butanol 5 %	2	X	X	X	X	-	-	-	X
	4	X	X	X	--	-	X	X	X
	5,5	X	X	X	X	-	--	+	X
Butanol 7 %	2	X	X	X	+	+	+	+	X
	4	X	X	X	-	X	-	X	+
	5,5	X	X	X	X	+	--	-	X
Butanol 10 %	2	X	-	-	+	-	X	X	X
	4	X	X	X	-	+	X	+	+
	5,5	X	X	X	X	+	--	X	X

Legend:- falls between (10 – 20) %,
 -- falls between (50 – 70) %,
 X modifies slightly positive or negative (± 1- 2) %
 + increases with (10 – 20) %,
 ++ increases with (50 – 80) %.

The table A2 presents comparative results are related to noxious emissions for diesel fuel and respective concentration of 2, 5, 7 and 10% butanol by volumetric parts mixed with diesel. Legend indicates the weight effect generated by changes in the concentration of butanol in diesel. As event reporting (basic) is considered one that uses only diesel fuel.

The increase of efficiency along with the by volume percentage of butanol in diesel is due to the temperature increase in the cylinder, which is manifested by increasing the temperature of exhaust gases. Implicitly this leads to higher plant

efficiency. The mixture with the butanol has its limits, the 5% and 7% by volume percentage having the biggest effects. Therefore in figure 7.1 the efficiency increases to a maximum value, than decreases through the increase of butanol by volume percentage.

3. Conclusions regarding the CO₂ neutral emission

It concludes that adding butanol in diesel, largely does not modify significantly the level of emission (major parameters have remained constant in order to ensure the possibility comparison). With reference to the emission of CO states that the research should be continued and directed towards deepening the combustion mechanism related to emission of NO_x. The temperature of the combustion gases to enter the heat exchanger ($t_{g_{in\text{sc}}}$) varies within \pm (1-2) %, but generally increase. These findings should be linked to the consumption (C_h). Of course it is very difficult to observe in practice the conditions that make possible interpretations relevant comparative of the experiments. Thus conclusions draw are clear about the intensification of emission of NO_x (even if the percentage is reduced) it's is experienced by adding butanol in diesel.

Table A3 The annual amount of CO₂ of „bio” and fossil origin, emitted by 1000 small cogeneration plants of KD type.

Table A3. Annual amount of CO₂ produced by 1000 KD 5000 CE cogeneration plants using bio and fossil fuels.

Fuel	V _{CO2}	Flow CO ₂ [kg/s]	Amount of CO ₂ produced by 1000 identical cogeneration plants with the facility tested		
			Flow CO ₂ [t/year]	"Bio" CO ₂ [t/year]	Fossil CO ₂ [t/year]
Diesel	1,60	0,00109	34348,80	0.00	34348,80
Butanol 2 %	1,59	0,00106	33551,29	512,71	33038,58
Butanol 5 %	1,58	0,00108	34126,98	1313,03	32813,95
Butanol 7 %	1,57	0,00107	33651,86	1823,65	31828,21
Butanol 10 %	1,56	0,00106	33437,52	2605,22	30832,30

The data analysis from Table A3 shows that by generalizing the researched cogeneration solution can be obtained significant reductions of CO₂ emitted from fossil sources. The interpretation is based on calculated values of the CO₂ emission, for the maximum fuel flow, and takes into consideration the material balance of carbon (introduced with assimilated diesel as C₁₈H₃₂, butanol with the formula C₄H₁₀O). Combustion is considered perfect (no CO, C_nH_m in the combustion gases).

The CO₂ emission reduction, of fossil origin, is explained by the increase of „bio” fuel percentage in the fuel mixture. Basically, the annual reduction is 2605 t of CO₂ (the case of maximum load and using 10% butanol by volume percentage in the fuel mixture). This value is determined by the „bio” presence, so it is a neutral emission and is considered to have no worsening influences on the greenhouse effect.

4. Conclusions regarding the costs of energy produced in cogeneration

Table A4 shows the calculation results in two variants, of the price resulted for the electrical power respectively thermal power, by using a small plant of KD type, operating in a cogeneration system. There can be observed reasonable values if compared with the average price paid by the population (in 2008) for 1 MWh (about 85€), respectively 1 Gcal (50 - 55 €) (this price contains the neutral component „hydro“). Other considerations are also analyzed (network independence, autonomy, etc).

The higher the butanol percentage is, at the CE price, the lower it gets the power value (electrical and thermal). Even in the conditions of Romania, where butanol is not yet processed at industrial level, so it dose not have an accessible point, results an acceptable price (for example at a maximum load, the price is 105,5 €/MWh, 143 €/Gcal).

Table A4. Economic calculation of the energy produced in cogeneration.

Cost Fuel	ROMANIA					Fuel price [RON/kg]	Electrical energy		Thermal energy	
	Fuel price [RON/kg]	Electrical energy		Thermal energy			RON/ kWh	€/MWh	RON /Gcal	€/Gcal
		RON / kWh	€/MWh	RON /Gcal	€/Gcal					
Diesel	4,67	0,35	97,2	349,2	97	4,67	0,35	97,2	349,2	97
Butanol 2 %	4,79	0,41	113,8	367	102	4,62	0,42	116,6	351	97,5
Butanol 5 %	4,73	0,42	116,6	366	101,6	4,57	0,41	113,8	347	96,8
Butanol 7 %	4,8	0,42	116,6	365	101,5	4,54	0,4	111,11	345	95,8
Butanol 10 %	4,82	0,38	105,5	367	101	4,49	0,36	100	343	95,2

5. Theoretical contributions

1. Critical study of the scientific literature in the field examined, mentioning that the Romanian literature in this field is quite poor.
2. The study of scientific literature for establishing the methodology of efficiency calculation of the small cogeneration plant with diesel engine.
3. Establishing a mathematical model for calculating the combined combustion of diesel and butanol.
4. Designing the stand which consists of:
 - a small cogeneration plant that includes all the measurement points
 - a real time management system of the technical and functional parameters of the small cogeneration plant.
5. Conceiving the working program and establishing the functional parameters of the cogeneration plant, monitored during the measurements.
6. Elaborating a best practice technology for paying off the diesel facilities used in cogeneration with biofuels.
7. Designing an original data management software (collection, transmission, storage, processing).

8. Case advantages and disadvantages of using butanol added in comparison with the use of diesel and their reasoning.

9. Collate experimental data and conclusions are correct to generalize about the effects of the introduction of butanol as a percentage in small power cogeneration plants.

10. Editing some conclusions about the possibility of optimizing the process of cogeneration, both in terms of energy and the level of concentration.

6. Experimental contributions

1. Building the stand consisting of:

- the engine,
- convergent – divergent nozzle shaped as trunk of pyramid.
- water supply route for the heat exchanger,
- a real time data acquisition system,
- a data acquisition program in LabView 8.5,
- monitoring the emissions of the exhaust gases of the diesel engine with continuous operating,
- measuring the exhaust gas speed.

2. Adjusting functional parameters of the test stand to enable the achievement of the research program, thus proving its viability and reliability, with generalization to concrete and practical solutions relevant to supply with biofuels mixed with diesel.

. Determining the effect generated by the weight of butanol sand to the exclusive solution based on diesel:

- A) emission of pollutants,
- B) the general operation of the engine,
- C) cogeneration plant's yield,
- D) CO₂ emissions,
- E) the unit price of heat and electricity.

7. Contributions regarding the potential expansion of the applicability field

In this respect it has been proved that:

1. Expanding the concept of cogeneration study by modifying in steps the cooling water flow and by using different concentrations of butanol in diesel.

2. Connecting the small cogeneration plant at a closed circuit of the cooling water, using different mixtures of butanol and diesel.

3. Monitoring the practical behavior of the engine and facility, using different mixtures of butanol and diesel.

4. Expanding the analysis of the emission issued by the cogeneration plant (especially the type CH, CO, NO_x), depending on the concentrations of butanol and other biofuels blended with diesel;

5. The effect of general increase in concentrations of butanol in diesel, in line with the efficiency, fuel consumption and emission levels of CO₂ emissions, to obtain a substantial reduction of CO, but without affecting the functioning of the engine.

6. The analysis of the small cogeneration plant efficiency depending on the mixture of butanol with diesel hydrocarbons (CH) and their interpretation.

7. Elementary balance for Carbon species.

Thus were possible, ultimately, shaping contributions.

Main conclusion

In conclusion the paper through a thematic current energy with connotations of environmental protection, demonstrates the theoretical and experimental advantages of cogeneration, using blends of butanol diesel fuel in the generator powered by diesel engine. Conclusions regarding the best practice related to cogeneration with diesel engines, mostly based on experiments, are presented. It is demonstrated the critical advantages and limits, when biofuels used in blends with diesel are use as a primary fuels on small power generators operating in cogeneration and based on diesel engines.