



**UNIVERSITATEA POLITEHNICĂ DIN
BUCUREȘTI**

Facultatea de Inginerie Mecanică și Mecatronică

**Departamentul Termotehnică, Motoare, Echipamente
Termice și Frigorifice**



TEZĂ DE DOCTORAT

**CERCETĂRI PRIVIND UTILIZAREA GPL LA MOTORUL DIESEL DE
AUTOMOBIL**

**RESEARCHES REGARDING THE USE OF LPG TO THE CAR DIESEL
ENGINE**

Autor: ing. Liviu-Alberto NEMOIANU

Conducător științific: prof. univ. emerit dr. ing. Constantin PANĂ

BUCUREȘTI
2022

Universitatea Politehnica din București
Facultatea Inginerie Mecanică și Mecatronică, Departamentul Termotehnică, Motoare,
Echipamente Termice și Frigorifice

Titlul tezei: **Cercetări privind utilizarea GPL la motorul diesel de automobil**

Autor: Ing. Liviu Alberto Nemoianu

Conducător de doctorat: prof. univ. emerit. dr. ing. Constantin Pană

CUVINTE CHEIE: motor diesel; ardere; emisii poluante; modelare; gaz petrolier lichefiat (GPL); oxizi de azot; fum.

REZUMATUL TEZEI:

CUPRINS

CAPITOLUL I	3
1. RELEVANȚA TEMEI DE CERCETARE. OBIECTIVELE LUCRĂRII	3
1.1. INTRODUCERE	3
1.2. RELEVANȚA TEMATICII DE CERCETARE	3
1.3. PROPRIETĂȚILE GPL. IMPLICAȚII ASUPRA FUNCȚIONĂRII MOTORULUI DIESEL ALIMENTAT CU GPL	3
1.4. PROCEDEE DE ALIMENTARE A MOTORULUI DIESEL CU GPL	4
1.5. PROCEDEE DE FABRICAȚIE ALE GPL	4
1.6. OBIECTIVELE TEZEI DE DOCTORAT	4
CAPITOLUL II	4
2. ANALIZA STADIULUI ACTUAL AL CERCETĂRII ÎN DOMENIU	4
2.1. STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRII ÎN DOMENIU	4
2.2. CONCLUZII	5
CAPITOLUL III	5
3. INVESTIGAȚII EXPERIMENTALE ALE MOTORULUI DIESEL ALIMENTAT CU GPL	5
3.1. ECHIPAMENTE ȘI UTILAJE DE LABORATOR. PROCEDURA DE LUCRU	5
3.1.1. Motorul cu aprindere prin comprimare K9K	5
3.1.2. Frâna electrică de curenți turbionari	5
3.1.3. Actuatorul organului de reglare a sarcinii	6
3.1.4. Cuplajul elastic motor-frână electrică	6
3.1.5. Termorezistențe și termocupluri pentru determinarea temperaturilor	6
3.1.6. Manometrul pentru determinarea presiunii de supraalimentare	6
3.1.7. Determinarea consumului de aer	6
3.1.8. Determinarea consumului de combustibil	6
3.1.9. Sistemul de achiziție de date	6
3.1.10. Echipamentul pentru măsurarea nivelului emisiilor poluante și a gazelor cu efect de seră din gazele de evacuare	6
3.1.11. Organizarea standului de încercări experimentale	7
3.1.12. Procedura de lucru	7
3.1.13. Diagnosticarea și repararea frânei electrice HORIBA SCHENCK E90	7
3.2. REZULTATELE INVESTIGAȚIILOR EXPERIMENTALE	8
3.2.1. Stabilirea gradului de substituție al motorinei cu gaz petrolier lichefiat	8
3.2.2. Studiul influenței gradului de substituție asupra consumului specific energetic ..	8
3.2.3. Studiul influenței gradului de substituție asupra solicitărilor mecanice ale motorului. Presiunea maximă. Viteza maximă de creștere a presiunii	10
3.2.4. Studiul influenței gradului de substituție asupra nivelului emisiilor poluante ale motorului diesel de automobil alimentat cu gaz petrolier lichefiat	11
3.2.5. Studiul influenței gradului de substituție asupra variabilității ciclice a procesului de ardere din motorul diesel de automobil alimentat cu gaz petrolier lichefiat ...	13
3.3. CONCLUZII ALE INVESTIGAȚIILOR EXPERIMENTALE	18
CAPITOLUL IV	19

4. MODELAREA PROCESELOR TERMOGAZODINAMICE DIN CILINDRUL MOTORULUI DIESEL ALIMENTAT CU GPL	19
4.1. MODELAREA PROCESELOR TERMOGAZODINAMICE DIN CILINDRUL MOTORULUI - MODEL MUSA	19
4.1.1. Ipoteze	19
4.1.2. Procesele de schimb de gaze	19
4.1.3. Procesul de comprimare	19
4.1.4. Procesul de ardere	19
4.1.5. Procesul de destindere	19
4.1.6. Rezultatele simulării proceselor termogazodinamice	19
4.2. MODELAREA PROCESELOR DE VAPORIZARE A COMBUSTIBILULUI, DE FORMARE A AMESTECULUI ȘI DE ARDERE CU UN MODEL FIZICO-MATEMATIC ZERO DIMENSIONAL UNIZONAL DEZVOLTAT – MODEL SVAP	21
CAPITOLUL V	26
5. ANALIZA COMPARATIVĂ A REZULTATELOR INVESTIGAȚIILOR EXPERIMENTALE ȘI TEORETICE	26
5.1. COMPARAȚIE ÎNTRE REZULTATELE TEORETICE (MODELAREA PROCESELOR TERMOGAZODINAMICE DIN CILINDRUL MOTORULUI DIESEL K9K) ȘI EXPERIMENTALE	26
5.1.1. Presiunea gazelor din cilindru	26
5.1.2. Legea de ardere	27
5.1.3. Concentrația emisiilor de NO_x	27
5.1.4. Concentrația emisiilor de fum	28
5.2. COMPARAȚIE ÎNTRE REZULTATELE OBTINUTE PRIN MODELAREA PROCESELOR TERMOGAZODINAMICE DIN CILINDRUL MOTORULUI K9K CU MODELUL AVL BOOST ȘI REZULTATELE EXPERIMENTALE	28
5.3. CONCLUZII	29
CAPITOLUL VI	29
6. CONCLUZII, CONTRIBUȚII PERSONALE, DIRECȚII VIITOARE DE CERCETARE. DISEMINAREA REZULTATELOR CERCETĂRIILOR EFECTUATE	29
6.1. CONCLUZII	29
6.2. CONTRIBUȚII PERSONALE	30
6.3. DIRECȚII VIITOARE DE CERCETARE	30
BIBLIOGRAFIE SELECTIVA	30

CAPITOLUL I

1. RELEVANȚA TEMEI DE CERCETARE. OBIECTIVELE LUCRĂRII

1.1. INTRODUCERE

Reducerea nivelului emisiilor poluante ale motoarelor cu ardere internă în general, ale motoarelor cu aprindere prin comprimare în special este impusă prin normative tot mai severe emise de Comisia Europeană în contextul global privind protejarea mediului. Gazele de evacuare ale motoarelor diesel conțin produși poluanți cu diverse acțiuni nocive, cele reglementate fiind: hidrocarburile nearchive, (HC), monoxidul de carbon, (CO), oxizii de azot, (NO_x), particulele și fumul și dioxidul de carbon (CO₂), considerat drept gaz cu efect de seră.

1.2. RELEVANȚA TEMATICII DE CERCETARE

Reducerea accentuată a rezervelor de petrol din întreaga lume impune necesitatea utilizării combustibililor alternativi, în special din resurse durabile și regenerabile [6].

1.3. PROPRIETĂȚILE GPL. IMPLICAȚII ASUPRA FUNCȚIONĂRII MOTORULUI DIESEL ALIMENTAT CU GPL

Combustibilii standard utilizați la motoarele cu aprindere prin comprimare pentru autovehicule sunt motorinele, (sunt amestecuri de hidrocarburi cu 12...20 atomi de carbon în moleculă obținute prin distilarea primară a petrolului).

Gazul petrolier lichefiat este un amestec de butan (C₄H₁₀) și propan (C₃H₈). De regulă proporția este de 50% propan și 50% butan; compoziția poate diferi în funcție de anotimp (când temperatura este mai scăzută proporția de propan se mărește datorită temperaturii sale de fierbere mai mici) și zona geografică.

1.4. PROCEDEE DE ALIMENTARE A MOTORULUI DIESEL CU GPL

Se cunosc următoarele procedee de alimentare cu GPL [9], [12], [14]: MAS-GPL; diesel-gaz; injecție directă GPL; dubla injecție.

Procedeul diesel-gaz. GPL injectat în colectorul de admisie se aprinde de la flacăra inițiată de un pilot de motorină. Motorul diesel este echipat cu două sisteme de alimentare: unul standard, care asigură injecția pilotului de motorină și un sistem de alimentare cu GPL prevăzut cu vaporizator și regulator de presiune.

În concluzie, alimentarea cu GPL a motoarelor diesel oferă următoarele avantaje, [9], [21]: reducerea nivelului emisiilor poluante; reducerea consumului specific energetic; reducerea zgomotului motorului; creșterea semnificativă a fiabilității motorului; reducerea costurilor pentru întreținerea motorului; protejarea filtrului de particule.

Dintre toate procedeele de alimentare cu GPL autorul a ales procedeul diesel-gaz datorită avantajelor sale.

1.5. PROCEDEE DE FABRICAȚIE ALE GPL

Gazele petroliere lichefiate sunt un amestec de hidrocarburi gazoase, propanul și butanul fiind principalele componente. În amestec se mai găsesc propilenă și butilenă în proporții reduse. Standardul internațional pentru GPL este EN 589, adoptat și în România ca SR EN 589, [23].

GPL - gazele petroliere lichefiate se obțin din prelucrarea țițeiului, a gazelor naturale, a gazelor de sondă, din prelucrarea cărbunilor, [24].

1.6. OBIECTIVELE TEZEI DE DOCTORAT

Obiectivul principal al tezei de doctorat îl constituie utilizarea GPL la motorul diesel de automobil în vederea creșterii performanțelor energetice și de poluare.

Obiectivele specifice ale lucrării elaborate au fost: *Analiza stadiului de cunoaștere în domeniu; Adaptarea motorului diesel de automobil K9K 792 la funcționarea cu doi combustibili în sistem dual, motorină și GPL; Diagnosticarea și upgradarea frânei electrice Horiba Schenck E90; Modernizarea standului de încercări experimentale ale motorului diesel și efectuarea investigațiilor experimentale; Creșterea performanțelor energetice ale motorului diesel prin alimentarea lui cu GPL în sistem dual; Reducerea nivelului emisiilor poluante din gazele de evacuare ale motorului prin alimentarea lui cu GPL în sistem dual; Modelarea proceselor termogazodinamice din cilindrul motorului diesel alimentat cu GPL în sistem dual; Analiza rezultatelor cercetărilor teoretice și experimentale efectuate pe motorul diesel alimentat cu GPL. Validarea modelului fizico-matematic.*

CAPITOLUL II

1. ANALIZA STADIULUI ACTUAL AL CERCETĂRII ÎN DOMENIU

Utilizarea combustibililor alternativi, fie drept combustibili unici, fie substituenți parțiali ai combustibililor clasici, reprezintă o soluție viabilă de reducere a nivelului emisiilor poluante și a gazelor cu efect de seră ale motorului diesel. Astfel se poate asigura menținerea în exploatarea urbană a autovehiculelor echipate cu motoare diesel, soluție ce răspunde la unele probleme discutate la Summit-ul primarilor C40 desfășurat la Paris în anul 2016.

2.1. STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRII ÎN DOMENIU

Până în prezent, numeroși cercetători au efectuat studii teoretice și experimentale cu privire la utilizarea GPL pentru alimentarea motorului cu aprindere prin comprimare. Potrivit *Institutului Français du Pétrole (IFP)*, pentru 10 automobile europene echipate cu motoare alimentate cu motorină și GPL, nivelul emisiilor de CO, HC, NO_x, PM se reduce cu 30%, comparativ cu funcționarea la alimentarea cu motorină, în condiții similare de testare, [28].

Selim a studiat limitele de inflamabilitate și posibilitatea de apariție a „detonației diesel” la utilizarea GPL-ului la un motor monocilindric Ricardo alimentat în sistem dual cu motorină și GPL. Observând creșterea momentului motor efectiv odată cu creșterea cantității de GPL, debitul de GPL a fost crescut treptat până când motorul a început să funcționeze brutal, trepidant, *figura 2.1*, mai ales la valori mici ale momentului motor, influențele fiind date de valoarea mică a temperaturii mici de autoaprindere a GPL-ului [47], [48]. Doze ciclice mari de GPL pot duce la creșterea duratei întârzierii de autoaprindere a pilotului de motorină ceea ce poate conduce la creșterea vitezei de creștere a presiunii în timpul arderii, *figura 2.1.(b)*, [37], [38], [39], [49], [50].

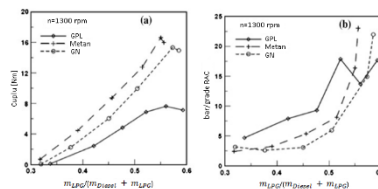


Fig. 2.1. Efectele creșterii cantității masice de GPL asupra momentului motor (a) și vitezei de creștere a presiunii (b); $n = 1300$ rot/min, raport de comprimare 20, avans la injecție = 35° RAC, $Ch_{motorin\grave{a}} = 0,37$ kg/h [49].

Durata întârzierii la autoaprindere a pilotului de motorină este influențată printre altele și de prezența gazului petrolier lichefiat [51], figura 2.2.

La studiul funcționării unui motor diesel cu 4 cilindri alimentat cu motorină și GPL, Stewart a descoperit că pentru motorină, viteza de degajare a căldurii are o alură specifică caracterizată de un prim maxim mai redus, urmat de un al doilea maxim mai important care apare mai târziu pe ciclu, însă la utilizarea propanului 9 (component al GPL) și motorinei, alura vitezei de degajare a căldurii se modifică, figura 2.3. , faza arderii difuzive având o pondere mai importantă.

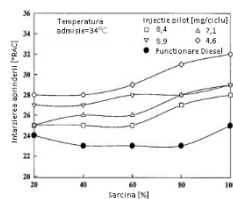


Fig. 2.2. Efectul sarcinii asupra întârzierii la autoaprindere [52].

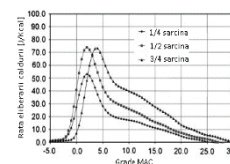


Fig. 2.3. Viteza de degajare a căldurii funcție de unghiul de rotație a arborelui cotit la utilizarea combustibililor propan-motorină, la diferite sarcini și turația de 1500 rot/min [53].

2.2. CONCLUZII

Studiul realizat pe baza rezultatelor obținute de diferiți cercetători în domeniu cu privire la utilizarea gazului petrolier lichefiat drept combustibil alternativ la motorul diesel permite formularea unor concluzii cu caracter general. Astfel, la alimentarea motorului diesel în sistem dual, cu motorină și GPL, față de alimentarea standard cu motorină, apar următoarele influențe: *reducerea randamentului efectiv și la creșterea nivelului de emisii de HC la sarcini parțiale, aspecte ce pot fi ameliorate prin modificarea condițiilor de stare pentru încărcătura proaspătă; creșterea randamentului efectiv la sarcini mari; reducerea nivelului emisiei de NO_x la sarcini parțiale și reducerea semnificativă a nivelului emisiei de particule PM la toate regimurile de sarcină; creșterea vitezei maxime de creștere a presiunii în timpul arderii pe măsură ce crește doza ciclică de GPL, iar doza aferentă pilotului de motorină rămâne constantă; creșterea duratei totale a procesului de ardere, în special la sarcini mici, ca urmare a creșterii duratei întârzierii la autoaprindere; creșterea randamentului efectiv la regimurile de turație mare; reducerea vitezei maxime de creștere a presiunii în timpul arderii la creșterea turației motorului; utilizarea unei doze ciclice de motorină mari asigură reducerea nivelului emisiilor de HC și CO, însă conduce la creșterea nivelului emisiei de NO_x ca urmare a creșterii temperaturii globale din camera de ardere.*

CAPITOLUL III

3. INVESTIGAȚII EXPERIMENTALE ALE MOTORULUI DIESEL ALIMENTAT CU GPL

Activitățile necesare pentru atingerea obiectivelor lucrării au fost: *adaptarea motorului diesel pentru alimentarea cu motorină și GPL; modernizarea standului de încercări experimentale; elaborarea unei metodologii de efectuare a investigațiilor experimentale la standul de încercare a motorului diesel alimentat cu motorină și GPL; efectuarea investigațiilor experimentale; achiziția, prelucrarea și interpretarea datelor experimentale.*

3.1. ECHIPAMENTE ȘI UTILAJE DE LABORATOR. PROCEDURA DE LUCRU

3.1.1. Motorul cu aprindere prin comprimare K9K

Metoda diesel-gaz este utilizată pentru alimentarea în sistem dual cu motorină și GPL a motorului cu aprindere prin comprimare tip K9K 792 1.5 dCi care echipează automobilul Dacia.

Pentru alimentarea în sistem dual cu motorină și GPL, motorul diesel este echipat cu un al doilea sistem de alimentare prin injecție pentru GPL, sistem de alimentare ce este electronic conectat cu sistemul clasic de alimentare cu motorină, fiind conceput astfel un sistem de alimentare dual.

3.1.2. Frâna electrică de curenți turbionari

Pentru stabilirea regimului de funcționare al motorului, standul de încercări este echipat cu o frână electrică de curenți turbionari *Horiba Schenck E90*.

Pentru controlul frânei electrice de curenți turbionari se utilizează o unitate de putere și o unitate de comandă, de la care se poate alege modul de operare al frânei (turație constantă, moment motor constant) și reglarea regimului de funcționare al motorului. Unitatea de comandă permite vizualizarea în timp real a parametrilor funcționali ai motorului precum turația, momentul motor efectiv, puterea efectivă, dar și a unor parametri auxiliari: poziția organului de reglare a sarcinii [96].

3.1.3. Actuatorul organului de reglare a sarcinii

Pentru reglarea și controlul regimului de funcționare al motorului se folosește un servomotor electric care reglează poziția organului de reglare a sarcinii. Servomotorul electric, model *Horiba – LMF2003* este comandat de la unitatea de comandă a frânei electrice, fiind acționat de o unitate de putere, model *Horiba LFE2003* [3], conectată în circuitul frânei electrice. Prin intermediul unui cablu servomotorul stabilește poziția pedalei de accelerație în concordanță cu regimul de funcționare ales, [96].

3.1.4. Cuplajul elastic motor-frână electrică

Frâna electrică *E90* este cuplată la motorul cu aprindere prin comprimare prin intermediul unui cuplaj de tip elastic model *Voith 190*. Din considerente de siguranță în exploatare, cuplajul este închis într-o carcasă metalică de protecție. La asamblarea cuplajului între motorul diesel și frâna electrică, dificultatea operațiunii de montaj este dată de necesitatea îndeplinirii cu strictețe a abaterilor impuse de constructor astfel încât exploatarea ansamblului motor-cuplaj-frână să se realizeze în condiții de siguranță.

3.1.5. Termorezistențe și termocupluri pentru determinarea temperaturilor

Pentru supravegherea regimului termic al motorului în timpul încercărilor experimentale, în vederea menținerii acestuia în domeniul valorilor normale ale regimului termic care asigură exploatarea în condiții de siguranță și de realizare a performanțelor precizate de uzina constructoare, au fost montate termorezistențe și termocupluri în sistemul de admisie, respectiv în sistemul de evacuare al motorului. Termorezistențele și termocuplele sunt cuplate prin conexiuni electrice la indicatoare de tip digital *Shimaden SR93*, [97].

3.1.6. Manometrul pentru determinarea presiunii de supraalimentare

Presiunea de supraalimentare este determinată prin măsurarea cu un manometru cu burduf elastic *FSE 101-5* care este cuplat prin intermediul unei conducte cu sistemul de admisie al motorului.

3.1.7. Determinarea consumului de aer

Pentru determinarea consumului de aer se folosește un debitmetru de aer montat în secțiunea de intrare a sistemului de admisie al motorului, înainte de rezervorul de aer. Rezervorul de aer are rolul de a amortiza oscilațiile de presiune din sistemul de admisie astfel încât acestea să nu influențeze în mod negativ determinarea consumului de aer al motorului. Volumul minim necesar al rezervorului de aer ($0,5 \text{ m}^3$) este determinat pe baza unei relații de calcul ce ia în considerare capacitatea cilindrică totală a motorului și turația minimă de mers în gol, volumul rezervorului de aer utilizat fiind adecvat motorului *K9K*. Debitmetrul de aer utilizat este de tip rotamtru *Krohne H250*,

3.1.8. Determinarea consumului de combustibil

Determinarea consumului de combustibil se realizează pentru fiecare combustibil în parte, motorină și gaz petrolier lichefiat, prin utilizarea a două debitmetre masice *Krohne* tip *Optimass 3050C* și tip *Optimass 3300C*. Debitmetrul masic *Optimass 3050C* este utilizat pentru determinarea consumului de motorină. Debitmetrul masic *Optimass 3300C* poate fi utilizat pentru determinarea debitelor de fluid atât în stare lichidă cât și în stare gazoasă. Debitmetrul masic *Optimass 3300C* este folosit pentru determinarea consumului de gaz petrolier lichefiat, fiind montat între vaporizator și rezervorul de gaz, gazul petrolier lichefiat fiind admis în stare lichidă în debitmetru.

3.1.9. Sistemul de achiziție de date

Măsurarea și înregistrarea presiunii din cilindrul motorului și a unor parametri asociați acesteia se realizează cu un sistem de achiziție de date. Din punct de vedere constructiv, sistemul de achiziție de date este alcătuit din următoarele elemente componente: traductor de presiune, amplificator de sarcină, traductor de poziție unghiulară, unitate pentru achiziția de date și calculator PC prevăzut cu placă de achiziție.

Sistemul de achiziție de date permite înregistrarea de cicluri individuale consecutive și de cicluri mediate.

3.1.10. Echipamentul pentru măsurarea nivelului emisiilor poluante și a gazelor cu efect de seră din gazele de evacuare.

Pentru măsurarea nivelului emisiilor poluante și a gazelor cu efect de seră din gazele de evacuare ale motorului diesel la standul de încercări este utilizat analizor de gaze AVL DiCom 4000, model ce este echipat cu opacimetru pentru măsurarea emisiei de fum din gazele de evacuare [106].

Analizorul de gaze indică valorile măsurate în timp real pentru următorii parametri: coeficientul de exces de aer, nivelul emisiilor de monoxid de carbon, hidrocarburi nearse, bioxid de carbon, oxizi de azot și oxigen, turația de funcționare a motorului, temperatura uleiului, avansul la producerea injecției de combustibil (pentru motorul cu aprindere prin comprimare) și avansul la declanșarea scânteii electrice (pentru motorul cu aprindere prin scânteie) [106].

Emisia de fum din gazele de evacuare este măsurată cu un opacimetru dinamic care indică simultan valoarea opacității gazelor de evacuare [%] și a cifrei de fum K [m^{-1}]. Camera de măsură a opacimetrului are lungimea 0,215 [m] și este încălzită la temperatura de 100 °C [106].

3.1.11. Organizarea standului de încercări experimentale

Pentru studiul funcționării motorului diesel la alimentarea în sistem dual s-au efectuat încercări experimentale la standul motor, în componența căruia se regăsesc echipamentele prezentate anterior. Schema de organizarea generală a standului de încercări experimentale este prezentată în figura 3.3.:

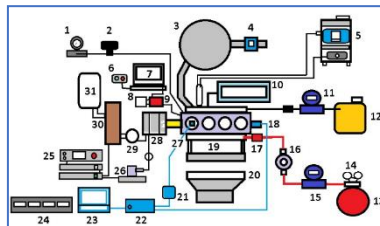


Fig. 3.3. Schema standului de încercări experimentale. 1 – indicator al presiunii de supraalimentare, 2 – manometru cu burduf pentru măsurarea presiunii de supraalimentare, 3 – rezervor de aer, 4 – debitmetru pentru măsurarea consumului de aer, 5 – analizor de gaze și opacimetru, 6 – comandă injectoare de GPL, 7 – calculator de comandă a instalației de alimentare cu GPL, 8 – unitatea de control electronic (UCE) a motorului diesel K9K792, 9 – unitatea de control electronic a injectoarelor de GPL (UG), 10 – sistem răcire motor, 11 – debitmetru masic pentru motorină, 12 – rezervor de motorină, 13 – rezervor de GPL, 14 – reductoare de presiune, 15 – debitmetru masic pentru GPL, 16 – vaporizator de GPL, 17 – bloc injectoare de GPL, 18 – traductor de poziție unghiulară, 19 – motor diesel K9K792, 20 – ventilator electric pentru răcire, 21 – amplificator de sarcină, 22 – unitate de achiziție de date Indimodul 621, 23 – calculator al sistemului de achiziție de date, 24 – indicatoare de temperatură, 25 – panou de comandă frână electrică și unitate de comandă a organului de reglare al sarcinii, 26 – servomotor organ de reglare al sarcinii, 27 – traductor de presiune piezoelectric, 28 – frâna electrică de curenți turbionari, 29 – filtru sistem de răcire frână, 30 – sistem de răcire frână, 31 – rezervor apă pentru sistemul de răcire al frânei.

3.1.12. Procedura de lucru

Pentru fiecare regim de funcționare investigat s-au măsurat: parametrii de stare, puterea efectivă, momentul motor efectiv, turația motorului, presiunea și temperatura aerului în admisia motorului, temperatura gazelor de evacuare, temperatura lichidului de răcire și a uleiului, consumul orar de motorină, consumul orar de gaz petrolier lichiefiat, consumul orar de aer, nivelul emisiilor poluante din gazele de evacuare (CO, HC, NO_x, opacitatea gazelor de evacuare și cifra de fum K), nivelul emisiei de CO₂. Cu ajutorul sistemului de achiziție de date se măsoară și se înregistrează variația presiunii din cilindrul motorului (fiind înregistrate pentru cicluri de funcționare consecutive diagrame indicate în coordonate p-α). Prin prelucrarea datelor achiziționate s-au determinat presiunea maximă pe ciclu, viteza maximă de creștere a presiunii $(dp/d\alpha)_{\max}$, temperatura maximă, presiunea medie indicată, viteza de degajare a căldurii, momentele pe ciclu când se degajă fracțiunile convenționale de 5%, 10%, 50% și 90% din căldura degajată.

3.1.13. Diagnosticarea și repararea frânei electrice HORIBA SCHENCK E90

Funcționarea sistemului motor-frână electrică

La punerea în funcțiune a standului experimental s-a constatat faptul că frâna electrică nu poate intra în modul de lucru și nu permite controlul regimului de funcționare al motorului, iar pentru orice mod de lucru ales de operator este imposibilă reglarea sarcinii și a turației motorului. **In lipsa unei documentații tehnice adecvate pentru operații de reparație și/sau mentenanță, dificultatea diagnosticării frânei electrice este majoră**, cea mai bună soluție în acest caz fiind cea a înțelegerii modului de funcționare a ansamblului frână electrică-servomotor de comandă-panou de comandă.

Diagnosticarea sistemului frână electrică-servomotor

Sistemul motor-frână electrică pornește, dar nu răspunde la comenzi, nefiind posibilă modificarea regimului funcțional al motorului (sarcină și turație). Pentru verificarea sistemului au fost diagnosticate în mod individual toate elementele componente precum: frâna electrică, unitatea de putere a frânei electrice, unitatea de comandă a frânei electrice, servomotorul de acționare a pedalei de accelerație, unitatea de putere a servomotorului, integritatea și continuitatea conexiunilor electrice dintre acestea.

Diagnosticarea frânei electrice și a unității de putere a frânei electrice

Au fost măsurate toate conexiunile electrice de legătură între frâna electrică și unitatea de putere ce comandă frâna. S-a stabilit astfel integritatea celor două bobine inelare din statorul frânei și funcționarea lor, nefiind necesare operații de reparație sau mentenanță.

Diagnosticarea servomotorului și a unității de putere a servomotorului

Servomotorul nu răspunde la nici o comandă trimisă de operator de la panoul de comandă al frânei și nu există nici un mesaj de eroare sau vreun cod de defect afișat pentru operator astfel încât să poată fi identificată o anumită problemă tehnică.

Diagnosticarea unității panoului de comandă al frânei electrice

Pentru nici un mod de lucru posibil (sarcină constantă, turație constantă) comanda impusă de operator de la panoul de comandă nu se transmite mai departe către frâna electrică și servomotorul de acționare al pedalei de accelerație.

Placa electronică cu circuite integrate pentru acționarea servomotorului. Diagnosticare și reparație.

Diagnosticare: Dificultatea etapei este dată de lipsa specificațiilor tehnice și a unei scheme electrice pentru placa cu circuite integrate.

Având în vedere ca integritatea circuitelor electrice ale frânei și unității ei de putere au fost verificate anterior, s-a stabilit că un posibil defect ar fi prezent în a doua placă cu circuite integrate A100KDI interpusă între panoul de comandă al frânei și circuitul electric al statorului frânei.

Placa electronică cu circuite integrate pentru acționarea frânei electrice. Diagnosticare și reparație.

Diagnosticare: Dificultatea etapei este dată de lipsa specificațiilor tehnice și a unei scheme electrice pentru placa cu circuite integrate.

Faptul ca frâna electrică nu produce moment rezistent poate avea drept cauză un defect în placa electronică cu circuite integrate din circuitul de comandă al frânei electrice.

Verificarea funcționării sistemului motor - frână electrică

La sarcină parțială și turație redusă a fost verificată funcționarea frânei electrice prin măsurarea parametrilor de interes, a tensiunilor electrice de intrare și ieșire pentru elementele de comandă.

Frâna electrică funcționează conform caracteristicii de lucru, poate produce moment rezistent în domeniul 10...200 Nm.

Asamblarea și re poziționarea echipamentului

Pentru o mai bună ventilare naturală și izolare electrică statică a echipamentelor de comandă s-a recurs la modificarea sistemelor de așezare prin montarea unor suporturi din poliuretan cu înălțimea de 30 mm.

3.2. REZULTATELE INVESTIGAȚIILOR EXPERIMENTALE

Investigațiile experimentale au fost efectuate la regimuri de funcționare stabilizate, pentru sarcinile de 40%, 55%, 70%, 85% , la turațiile de 2000 rot/min și 3900 rot/min.

3.2.1. Stabilirea gradului de substituție al motorinei cu gaz petrolier lichefiat

Motorul diesel este alimentat cu combustibil în sistem dual, fiind posibilă funcționarea numai cu motorină sau motorină și gaz petrolier lichefiat, în diferite proporții, până la substituția totală a motorinei. Pornirea motorului a fost realizată cu sistemul de alimentare clasic. Gradul de substituție este precizat prin valoarea unui coeficient denumit **coeficient de substituție energetic**, ce ia în considerare valoarea energetică a celor doi combustibili folosiți.

3.2.2. Studiul influenței gradului de substituție asupra consumului specific energetic

La regimul de 40% sarcină și turație 3900 rot/min, față de alimentarea cu motorină, $x_c=0\%$, la alimentarea duală, consumul specific efectiv se reduce cu maxim 3,5% pentru $x_c=8,14\%$, iar la utilizarea gradelor de substituție mai mari reducerea consumului specific efectiv este de 1,88% pentru x_c maxim, *figura 3.16*. Pentru grade de substituție $x_c=20\%...26\%$ consumul specific efectiv se mărește ușor cu circa 5,37%...8,6%

În vederea limitării variației consumului specific energetic cu până la 3%, se poate lua în considerare limitarea gradului de substituție la $x_c=20\%$, *figura 3.17*.

Pentru intervalul $x_c=21,57\%...36,23\%$ randamentul efectiv se reduce cu 7%. La doza ciclică maximă de GPL, $x_c=51,57\%$ randamentul efectiv se păstrează în domeniul aferent funcționării la alimentarea clasică, *figura 3.18*.

Pentru alimentarea duală, în intervalul $x_c=18\%...32\%$ consumul specific efectiv crește cu 2,4%, iar pentru $x_c=37\%...43\%$ consumul specific efectiv se reduce cu 0,6%...1,2% față de $x_c=18\%...32\%$, creșterea fiind de maxim 2,1% la x_c maxim față de alimentarea numai cu motorină, *figura 3.19*.

Și la acest regim, consumul specific energetic efectiv crește cu până la 3,6% la gradul de substituție $x_c=50\%$. Doar în intervalul $x_c=32\%...43\%$ creșterea este de maxim 4,6%, *figura 3.20*. Astfel, randamentul efectiv se reduce cu maxim 2% pentru alimentarea duală, la utilizarea unor doze ciclice de GPL mici, însă creșterea ulterioară a cantității ciclice de GPL asigură refacerea randamentului efectiv la valori similare funcționării la alimentarea cu motorină, diferența fiind de doar 0,3% față de alimentarea clasică, *figura 3.21*.

La regimul de 70% sarcină și turație 3900 rot/min se înregistrează o îmbunătățire continuă a economicității motorului, consumul specific efectiv scăzând la alimentarea duală, în special la toate gradele de substituție mai mari de $x_c=20\%$, în comparație cu alimentarea clasică, *figura 3.22*. Pentru grade de substituție reduse, consumul specific efectiv este cu 0,6...0,7% mai mare față de alimentarea cu motorină, însă la creșterea cantității de GPL din cilindru, consumul specific efectiv începe să scadă cu 0,7% la $x_c=38\%$, cu 0,44% la $x_c=44\%$ și cu 4,5% la $x_c=51\%$, economicitatea motorului fiind îmbunătățită, *figura 3.22*.

La alimentarea duală, la gradul de substituție maxim, consumul specific energetic efectiv se reduce cu 1,4%. Pentru domeniul valorilor lui $x_c=15\%...38\%$, consumul specific energetic efectiv nu depășește cu 2,1% valoarea alocată lui $x_c=0\%$, *figura 3.23*.

Randamentul efectiv, *figura 3.24*, începe să crească odată cu mărirea cantității ciclice de GPL, când x_c depășește valori de 0,3%. Pentru alimentarea duală, unde gradul de substituție variază în intervalul $x_c=38\%...51\%$, randamentul efectiv crește cu până la 4,8% față de alimentarea cu motorină. În comparație cu alimentarea clasică, $x_c=0\%$, la alimentarea duală randamentul efectiv crește cu 0,6% la $x_c=38\%$, cu 2,4% la $x_c=44\%$ și cu 4,8% la $x_c=51\%$, [19]. Informații asemănătoare au fost prezentate și în lucrările [107], [108].

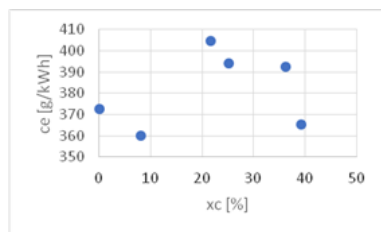


Fig. 3.16. Consumul specific efectiv pentru diferite grade de substituție la regimul de sarcină parțială 40% și turație 3900 rot/min

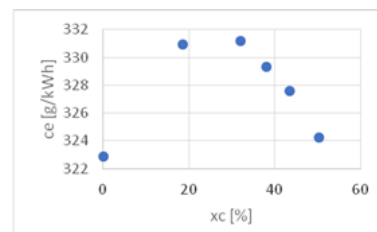


Fig. 3.19. Consumul specific efectiv pentru diferite grade de substituție la regimul de sarcină parțială 55% și turație 3900 rot/min

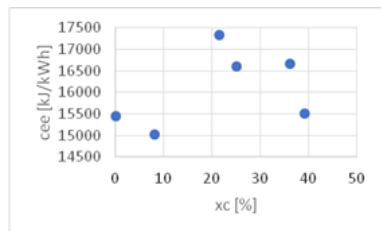


Fig. 3.17. Consumul specific energetic efectiv pentru diferite grade de substituție la regimul de sarcină parțială 40% și turație 3900 rot/min

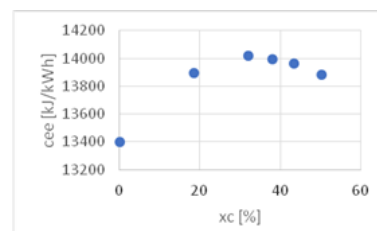


Fig. 3.20. Consumul specific energetic efectiv pentru diferite grade de substituție la regimul de sarcină parțială 55% și turație 3900 rot/min

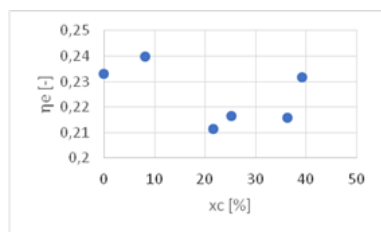


Fig. 3.18. Randamentul efectiv pentru diferite grade de substituție la regimul de sarcină parțială 40% și turație 3900 rot/min

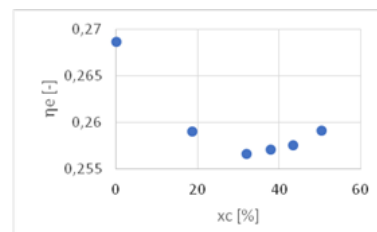


Fig. 3.21. Randamentul efectiv pentru diferite grade de substituție la regimul de sarcină parțială 55% și turație 3900 rot/min

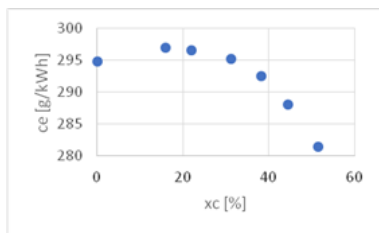


Fig. 3.22. Consumul specific efectiv pentru diferite grade de substituție la regimul de sarcină parțială 70% și turație 3900 rot/min

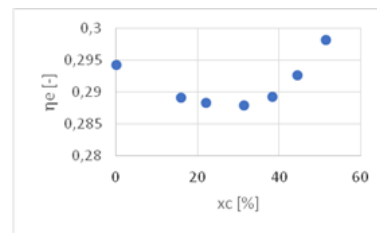


Fig. 3.24. Randamentul efectiv pentru diferite grade de substituție la regimul de sarcină parțială 70% și turație 3900 rot/min

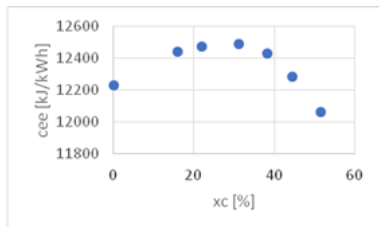


Fig. 3.23. Consumul specific energetic efectiv pentru diferite grade de substituție la regimul de sarcină parțială 70% și turație 3900 rot/min

3.2.3. Studiul influenței gradului de substituție asupra solicitărilor mecanice ale motorului. Presiunea maximă. Viteza maximă de creștere a presiunii

La regimul de sarcină parțială 40% și turație 3900 rot/min, *figura 3.25*, la alimentarea cu motorină și GPL în general presiunea maximă nu depășește cu mult valorile înregistrate la alimentarea cu motorină. La $x_c=21,57\%$ presiunea maximă crește cu 1,9% față de alimentarea clasică, însă valorile înregistrate și în ciclurile individuale nu depășesc valorile uzuale admisibile, fiabilitatea motorului păstrându-se și la alimentarea duală. Unghiul de presiune maximă tinde să se apropie de PMI, presiunea maximă pe ciclu fiind atinsă mai târziu odată cu creșterea dozei ciclice de GPL, *figura 3.26*.

Viteza maximă de creștere a presiunii, *figura 3.27*, tinde să crească odată cu mărirea dozei de GPL, de la 1,88 bar/°RAC la $x_c=0\%$ până la 3,26 bar/°RAC la $x_c=36,23\%$.

La regimul de 55% sarcină, presiunea maximă pe ciclu crește cu maxim 7,6% la alimentarea cu motorină și GPL pentru gradul de substituție maxim, *figura 3.28*.

Odată cu mărirea gradului de substituție, unghiul la care intervine presiunea maximă tinde să se depărteze de valoarea alocată funcționării la alimentarea cu motorină, *figura 3.29*.

Viteza maximă de creștere a presiunii, *figura 3.30*, are valori moderate comparativ cu tendința de creștere de la regimul de 40% sarcină, în concordanță cu faptul că la sarcina de 55% dozele ciclice de GPL sunt mult mai mici, viteza maximă de creștere a presiunii nedepășind 5,91 bar/°RAC, aceasta fiind cu 61% mai mare față de valoarea înregistrată la alimentarea numai cu motorină.

La 70% sarcină, la alimentarea cu motorină și GPL, în domeniul $x_c=38\%\dots 51\%$, presiunea maximă crește cu 5,2%...11,7% față de valoarea regăsită la alimentarea clasică, valorile nedepășind domeniul admisibil care asigură funcționarea normală a motorului, *figura 3.31*.

Unghiul de presiune maximă se atinge mai târziu pe ciclu în cazul alimentării duale în genere, *figura 3.32*, însă la anumite grade de substituție $x_c=15\%$ sau $x_c=38\%$, unghiul de presiune maximă tinde să se apropie de PMI sau să se păstreze în domeniul valorilor alocate funcționării numai cu motorină.

La alimentarea duală, pentru grade de substituție de până la $x_c=31\%$, valorile pentru viteza maximă de creștere a presiunii se mențin în domeniul valorii regăsite la alimentarea clasică, $x_c=0\%$. La creșterea gradului de substituție $x_c=38\%\dots 51\%$ crește și viteza maximă de creștere a presiunii, fiind atinse valori cu 71%, 102% și 156% mai mari față de alimentarea clasică, la $x_c=38\%$, 44% și respectiv 51%, *figura 3.33*.

Tendența de creștere înregistrată pentru presiunea maximă și viteza maximă de creștere a presiunii odată cu mărirea dozei ciclice de GPL poate constitui un criteriu de limitare a valorii lui x_c , la toate regimurile de funcționare investigate, [109], [110], [111].

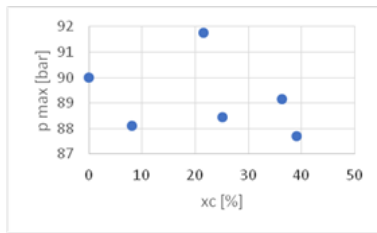


Fig. 3.25. Presiunea maximă pentru diferite grade de substituție la regimul de sarcină parțială 40% și turație 3900 rot/min

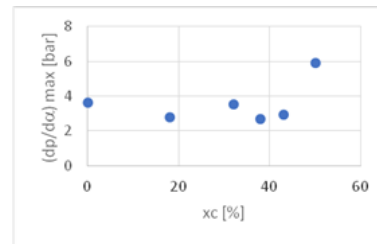


Fig. 3.30. Viteza maximă de creștere a presiunii pentru diferite grade de substituție la regimul de sarcină parțială 55% și turație 3900 rot/min

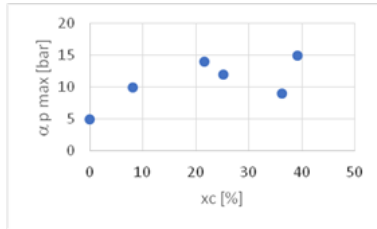


Fig. 3.26. Unghiul de presiune maximă pentru diferite grade de substituție la regimul de sarcină parțială 40% și turație 3900 rot/min

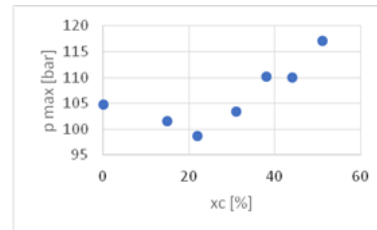


Fig. 3.31. Presiunea maximă pentru diferite grade de substituție la regimul de sarcină parțială 70% și turație 3900 rot/min

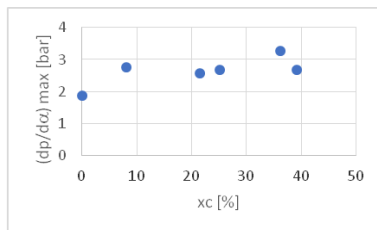


Fig. 3.27. Viteza maximă de creștere a presiunii pentru diferite grade de substituție la regimul de sarcină parțială 40% și turație 3900 rot/min

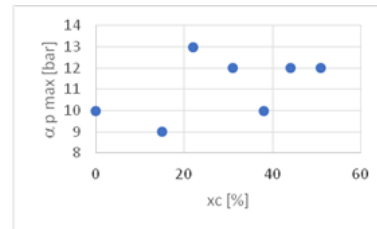


Fig. 3.32. Unghiul de presiune maximă pentru diferite grade de substituție la regimul de sarcină parțială 70% și turație 3900 rot/min

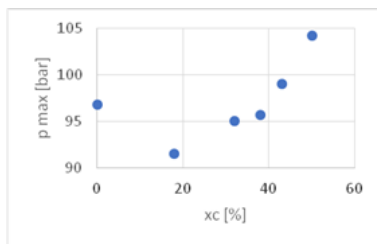


Fig. 3.28. Presiunea maximă pentru diferite grade de substituție la regimul de sarcină parțială 55% și turație 3900 rot/min

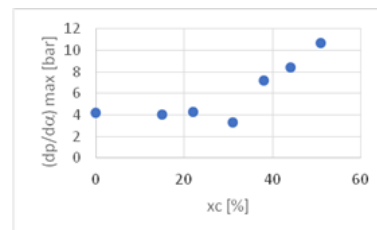


Fig. 3.33. Viteza maximă de creștere a presiunii pentru diferite grade de substituție la regimul de sarcină parțială 70% și turație 3900 rot/min

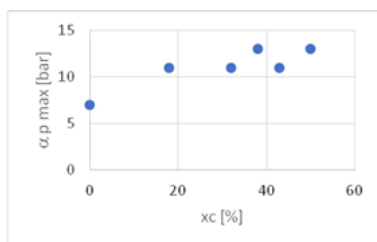


Fig. 3.29. Unghiul de presiune maximă pentru diferite grade de substituție la regimul de sarcină parțială 55% și turație 3900 rot/min

3.2.4. Studiul influenței gradului de substituție asupra nivelului emisiilor poluante ale motorului diesel de automobil alimentat cu gaz petrolier lichefiat

La sarcină parțială 40% și turație 3900 rot/min, *figura 3.39*, nivelul emisiei de NOx se reduce cu maxim 29% la $x_c=21$, 57%. Și la celelalte grade de substituție nivelul emisiei de NOx se reduce cu până la 21,5% comparativ cu nivelul emisiei de NOx măsurat la funcționarea motorului la alimentarea cu motorină. La sarcină de 55% și turație 3900 rot/min, *figura 3.40*, la alimentarea duală nivelul emisiei de NOx se reduce în mod continuu cu până la 17,7% la x_c maxim comparativ cu $x_c=0\%$. La sarcină de 70% și turație 3900 rot/min, *figura 3.41*, nivelul emisiei de NOx se reduce continuu cu până la 22,3% la creșterea gradului de substituție.

La regimul de turație 3900 rot/min, arderea cu viteze ridicate a amestecurilor omogene aer-GPL asigură reducerea emisiei de HC cu până la 52,5% la sarcina de 40%, *figura 3.42*, cu până la 85,7% la sarcina de 55%, *figura 3.43* și respectiv cu 98,3% la sarcina de 70%, *figura 3.44*.

Emisia de fum din gazele de evacuare este apreciată prin opacitatea și cifra de fum K măsurate la regimul de turație 3900 rot/min, la sarcinile de 40%, 55% și 70%, *figurile 3.45...3.50*. La regimul de sarcină 40% opacitatea se reduce cu până la 67,5% , la $x_c=21,57\%$ față de alimentarea clasică, reducerea fiind importantă, de 62,5% și la gradul de substituție maxim, $x_c=39,14\%$, *figura 3.45*.

Cifra de fum K, *figura 3.46*, se reduce cu până la 66,6% la alimentarea duală și grad de substituție maxim comparativ cu alimentarea numai cu motorină, reduceri mai importante fiind înregistrate încă din intervalul $x_c=21,57\%...39,41\%$ al gradului de substituție.

La alimentarea duală, la regimul de 55% sarcină, nivelul de opacitate a gazelor de evacuare se reduce cu 50% ($x_c=50\%$) în comparație cu alimentarea clasică, *figura 3.47*. și cifra de fum K se reduce cu 55,5% la alimentarea duală pentru gradul de substituție maxim, *figura 3.48*.

La regimul de sarcină 70%, comparativ cu alimentarea clasică alimentarea motorului cu motorină și GPL asigură reducerea continuă a nivelului opacității gazelor de evacuare cu până la 39,13% la $x_c=50\%$, reducerile fiind mai semnificative după $x_c=30\%$, în intervalul $x_c=31\%...51\%$, *figura 3.49*. cifra de fum K, *figura 3.50*, se reduce cu până la 45,4% la alimentarea duală, de la $x_c=31\%$ reducerea cifrei de fum fiind mai importantă față de gradele de substituție mai reduse.

La toate regimurile de sarcină investigate se observă o reducere continuă a nivelului emisiei de bioxid de carbon. Nivelul emisiei de CO_2 se reduce cu 9,4% la regimul de 40% sarcină, *figura 3.51*, cu 3,1% la regimul de 55% sarcină, *figura 3.52* și cu 6,58% la regimul de 70% sarcină, *figura 3.53* procente de reducere fiind aferente gradului de substituție maxim utilizat la regimul respectiv.

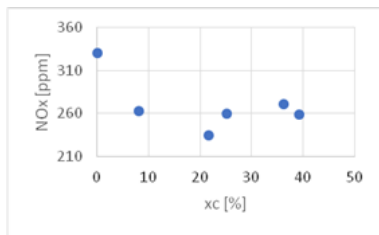


Fig. 3.39. Variația nivelului emisiei de NO_x cu gradul de substituție la sarcină 40% și turație 3900 rot/min

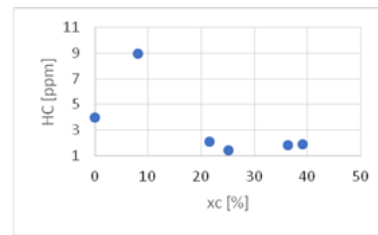


Fig. 3.42. Variația nivelului emisiei de HC cu gradul de substituție la sarcină 40% și turație 3900 rot/min

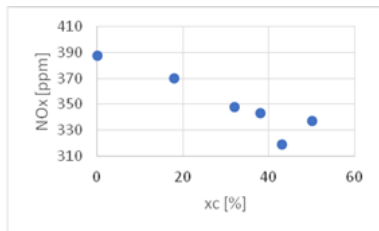


Fig. 3.40. Variația nivelului emisiei de NO_x cu gradul de substituție la sarcină 55% și turație 3900 rot/min

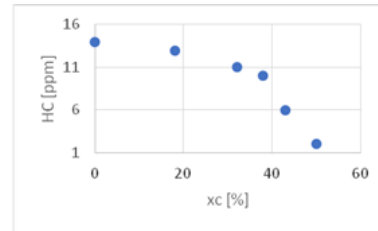


Fig. 3.43. Variația nivelului emisiei de HC cu gradul de substituție la sarcină 55% și turație 3900 rot/min

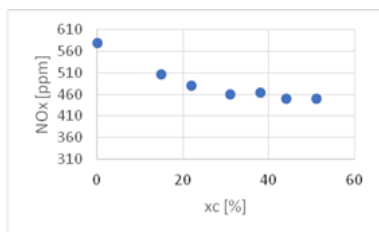


Fig. 3.41. Variația nivelului emisiei de NO_x cu gradul de substituție la sarcină 70% și turație 3900 rot/min

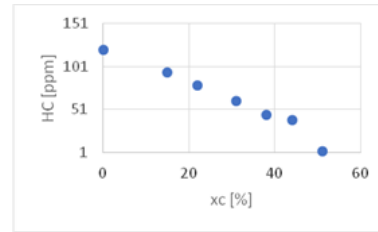


Fig. 3.44. Variația nivelului emisiei de HC cu gradul de substituție la sarcină 70% și turație 3900 rot/min

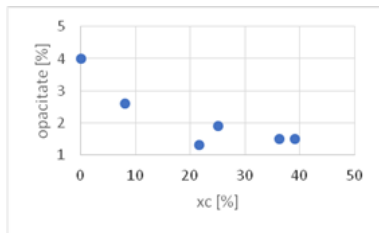


Fig.3.45. Variația nivelului emisiei de fum (apreciată prin valoarea opacității) cu gradul de substituție la sarcină 40% și turație 3900 rot/min

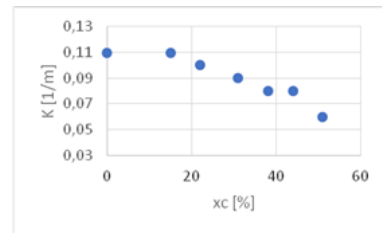


Fig. 3.50. Variația nivelului emisiei de fum (apreciată prin cifra de fum K) cu gradul de substituție la sarcină 70% și turație 3900 rot/min

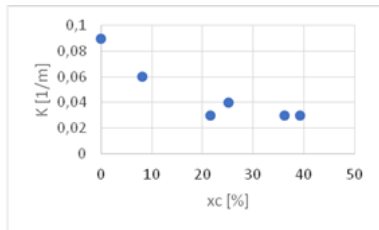


Fig.3.46. Variația nivelului emisiei de fum (apreciată prin cifra de fum K) cu gradul de substituție la sarcină 40% și turație 3900 rot/min

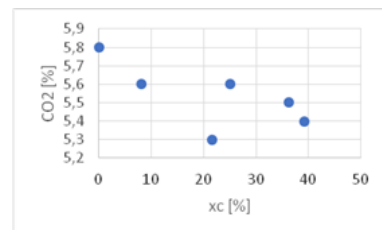


Fig. 3.51. Variația nivelului emisiei de CO₂ cu gradul de substituție la sarcină 40% și turație 3900 rot/min

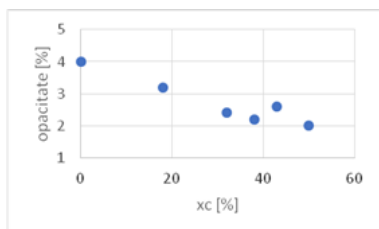


Fig. 3.47. Variația nivelului emisiei de fum (apreciată prin valoarea opacității) cu gradul de substituție la sarcină 55% și turație 3900 rot/min

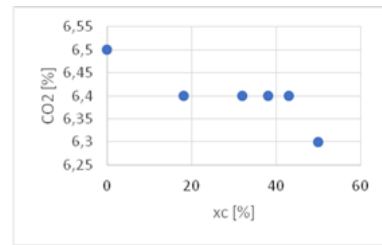


Fig. 3.52. Variația nivelului emisiei de CO₂ cu gradul de substituție la sarcină 55% și turație 3900 rot/min

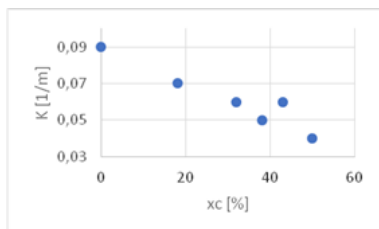


Fig. 3.48. Variația nivelului emisiei de fum (apreciată prin cifra de fum K) cu gradul de substituție la sarcină 55% și turație 3900 rot/min

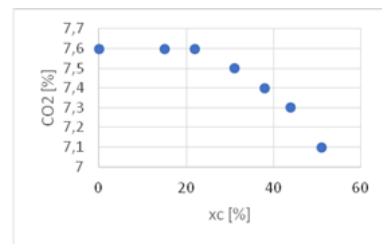


Fig. 3.53. Variația nivelului emisiei de CO₂ cu gradul de substituție la sarcină 70% și turație 3900 rot/min

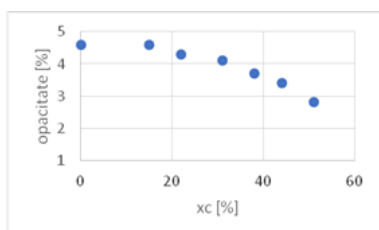


Fig. 3.49. Variația nivelului emisiei de fum (apreciată prin valoarea opacității) cu gradul de substituție la sarcină 70% și turație 3900 rot/min

3.2.5. Studiul influenței gradului de substituție asupra variabilității ciclice a procesului de ardere din motorul diesel de automobil alimentat cu gaz petrolier lichefiat

Coeficientul $(COV)_{p_{max}}$ nu depășește valoarea de 1,44%, dar pentru intervalul $x_c=6,7\% \dots 28\%$, se înregistrează o tendință de creștere clară, valoarea calculată pentru $x_c=28\%$ fiind de ~ 2,5 ori mai mare față de cea a motorului standard, *figura 3.54*.

Față de alimentarea exclusiv cu motorină, la alimentarea duală coeficientul $(COV)_p$ pentru presiunea medie indicată crește de 1,2 ori la gradul de substituție maxim, *figura 3.55*, variabilitatea ciclică a

dezvoltării flăcării la începutul arderii nefiind semnificativ influențată de creșterea gradului de substituție.

Variabilitatea unghiului de presiune maximă se păstrează la aceeași intensitate la alimentarea duală ca și în cazul alimentării clasice, *figura 3.56*, pentru grade de substituție mici, $x_c=2,5\%$, valoarea lui (COV) α_{pmax} este mai scăzută în comparație cu valoarea înregistrată la motorul clasic.

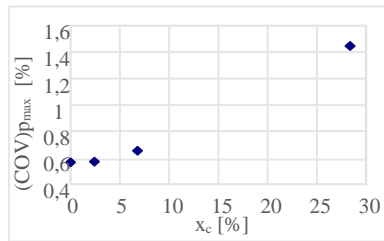


Fig. 3.54. Coeficientul (COV) p_{max} la diferite grade de substituție x_c la turația 2000 rot/min și 85% sarcină

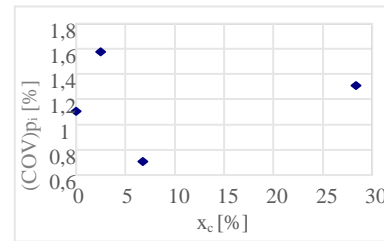


Fig. 3.55. Coeficientul (COV) p_i la diferite grade de substituție x_c la turația 2000 rot/min și 85% sarcină.

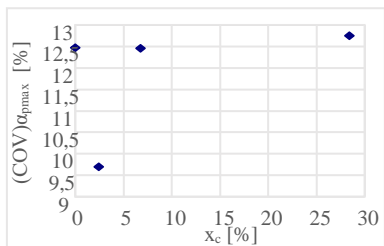


Fig. 3.56. Coeficientul (COV) $\alpha_{p_{max}}$ la diferite grade de substituție x_c la turația 2000 rot/min și 85% sarcină

Creșterea presiunii maxime și a vitezei maxime de creștere a presiunii la alimentarea duală se corelează cu tendința de apropiere a unghiului de presiune maximă de PMI, ce indică o ardere rapidă, mai brutală față de situația alimentării exclusiv cu motorină, *figura 3.57*. Valorile pentru unghiul la care intervine presiunea maximă din ciclurile mediate (indicativ „mediu”) sunt prezentate în comparație cu valorile minime și maxime, indicativ „minim”, respectiv „maxim”, regăsite în ciclurile individuale folosite în mediere.

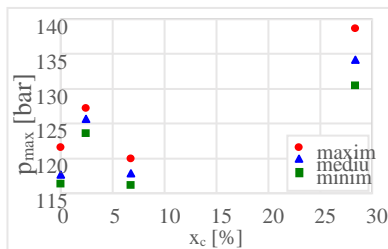


Fig. 3.57. Dispersia ciclică între valorile presiunii maxime la diferite grade de substituție x_c la turația 2000 rot/min și 85% sarcină.

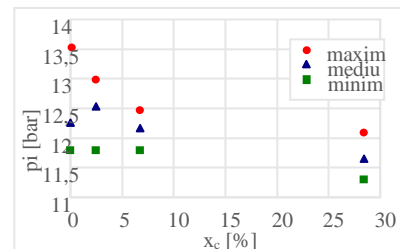


Fig. 3.59. Dispersia ciclică între valorile de presiune medie indicată la diferite grade de substituție x_c la turația 2000 rot/min și 85% sarcină.

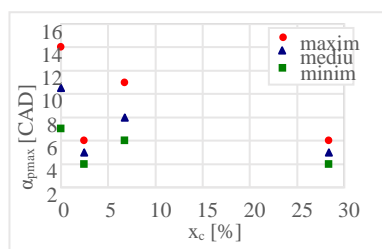


Fig. 3.58. Dispersia ciclică între valorile unghiului de presiune maximă la diferite grade de substituție x_c la turația 2000 rot/min și 85% sarcină.

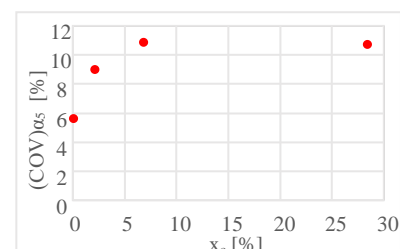


Fig. 3.60. Variația coeficientul (COV) α_5 la diferite grade de substituție x_c la turația 2000 rot/min și 85% sarcină.

În cazul alimentării cu motorină și GPL se remarcă tendința de amplificare a variabilității procesului de ardere la creșterea dozei de GPL, exprimată de variabilitatea unghiurilor α_5 , α_{10} , α_{50} și α_{90} , care stabilesc momentele în care se degajă 5%, 10%, 50% și 90% din căldură. Amestecurile ultra sărace aer-GPL stabilite în cilindru înainte de începerea arderii influențează variabilitatea ciclică a începutului arderii evaluată prin variabilitatea unghiului de 5% din degajarea de căldură. Valoarea lui COV_{α_5}

crește de la 5,6%, în cazul soluției clasice de alimentare, la 10,7%...11% pentru gradele de substituție mai mari, *figura 3.60*. Coeficientul COV pentru 10% fracțiune masică arsă, *figura 3.61*, crește de la 6,6% la 106% la gradul de substituție maxim ca urmare a arderii amestecurilor ultra sărace aer-GPL.

Ca urmare a vitezelor de ardere ridicate ale amestecurilor aer-GPL, accelerarea procesului de ardere conduce la accelerarea procesului de degajare a căldurii, creșterii vitezei de degajare a căldurii și atingerea mai devreme pe ciclu a fracțiunii de 50, respectiv 90 % din căldura degajată, comparativ cu motorina, dispersia între valorile ciclice ale $\alpha_{50\%}$ fiind mai redusă, *figura 3.62*.

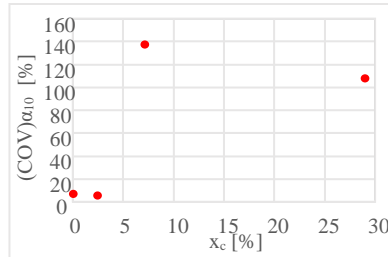


Fig. 3.61. Variația coeficientului (COV) α_{10} la diferite grade de substituție x_c la turația 2000 rot/min și 85% sarcină.

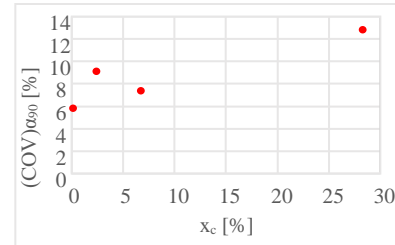


Fig. 3.63. Variația coeficientului (COV) α_{90} la diferite grade de substituție x_c la turația 2000 rot/min și 85% sarcină.

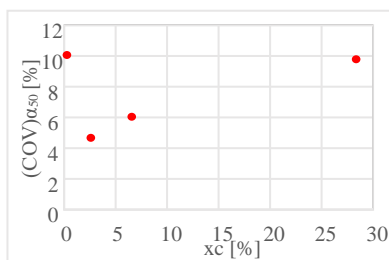


Fig. 3.62. Variația coeficientului (COV) α_{50} la diferite grade de substituție x_c la turația 2000 rot/min și 85% sarcină.

La alimentarea cu GPL, variabilitatea ciclică mai mare de la începutul arderii, exprimată prin valorile coeficienților (COV) $\alpha_{5\%}$, (COV) $\alpha_{10\%}$, conduce la o variabilitate ciclică crescută pentru sfârșitul arderii, precizat prin variabilitatea ciclică a momentul atingerii 90% fracțiune masică arsă, *figura 3.63*.

Chiar dacă valoarea maximă nu depășește 1,76%, fără necesitatea limitării x_c la acest regim și după acest criteriu, tendința de creștere a (COV) p_{max} cu creșterea x_c , în special pentru $x_c > 10\%$, poate fi luată în considerare, *figura 3.64*.

La regimul de 70% sarcină, (COV) p_{max} la $x_c = 12\%$ este de 2,47 ori mai mare față de valoarea alocată alimentării exclusive cu motorină. Valoarea maximă calculată nu depășește 1,72%, dar și la acest regim de sarcină se remarcă tendința de creștere a valorilor (COV) p_{max} cu gradul de substituție, mai ales pentru $x_c > 9\%$, *figura 3.64* și *figura 3.65*. La acest regim de sarcină unghiul de presiune maximă, α_{pmax} , tinde să se apropie de PMI, fapt ce caracterizează un proces de ardere mai rapid, mai “violent”. Variabilitatea ciclică a α_{pmax} tinde să crească ușor la x_c maxim, *figura 3.66* și *figura 3.67*, față de regimul de referință, $x_c = 0\%$. La sarcină de 55%, pentru $x_c = 1,2\% \dots 19\%$ valorile lui (COV) α_{pmax} cresc până la 23%...74% la alimentarea duală, fapt ce semnifică și creșterea variabilității ciclice la începutul arderii.

Pentru turația de 2000 rot/min, valorile lui (COV) p_i sunt de 2 ori mai mari pentru toate gradele de substituție față de alimentarea numai cu motorină și 55% sarcină, *figura 3.68* și *figura 3.69*. La sarcină de 70%, valorile pentru (COV) p_i cresc de 1,5 ori la gradul de substituție maxim. La ambele sarcini, 55% și 70%, creșterea dozei ciclice de GPL conduce la creșterea presiunii maxime și a dispersiei dintre valorile ei regăsite în ciclurile individuale, *figurile: 3.64; 3.65; 3.66; 3.67; 3.68; 3.69*. La $x_c = 9,6\% \dots 12\%$, valorile lui (COV) p_i cresc de 1,7 ori față de gradele mici de substituție $x_c = 5,6\%$, *figura 3.68* și *figura 3.69*. Valorile determinate pentru COV de presiune maximă și presiune medie indicată nu depășesc totuși valoarea maximă admisibilă de 10% [114].

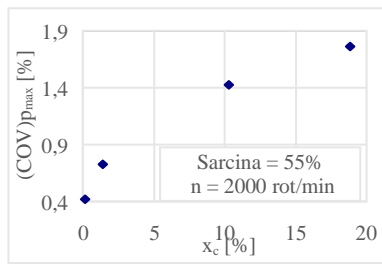


Fig. 3.64. Coeficientul $(COV)_{p_{max}}$ la diferite grade de substituție x_c la turația 2000 rot/min și sarcină 55%.

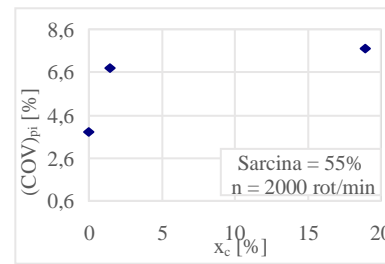


Fig. 3.68. Coeficientul $(COV)_{pi}$ la diferite grade de substituție x_c la turația 2000 rot/min și sarcină 55%.

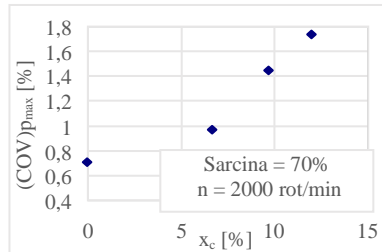


Fig. 3.65. Coeficientul $(COV)_{p_{max}}$ la diferite grade de substituție x_c la turația 2000 rot/min și sarcină 70%.

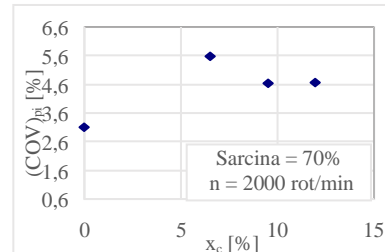


Fig. 3.69. Coeficientul $(COV)_{pi}$ la diferite grade de substituție x_c la turația 2000 rot/min și sarcină 70%.

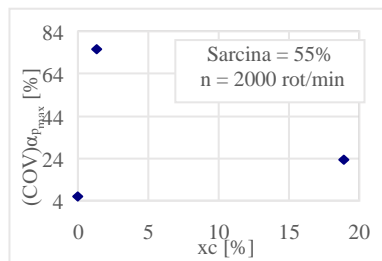


Fig. 3.66. Coeficientul $(COV)_{\alpha_{p_{max}}}$ la diferite grade de substituție x_c la turația 2000 rot/min și sarcină 55%.

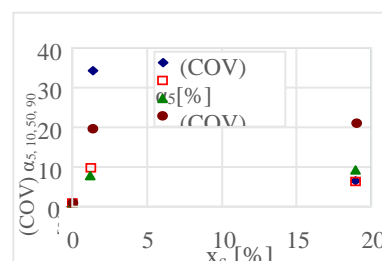


Fig. 3.70. Variația coeficienților $(COV)_{\alpha_5}$, $(COV)_{\alpha_{10}}$, $(COV)_{\alpha_{50}}$ și $(COV)_{\alpha_{90}}$ la diferite grade de substituție x_c la turația 2000 rot/min și sarcină 55%.

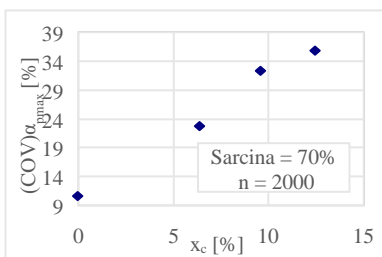


Fig. 3.67. Coeficientul $(COV)_{\alpha_{p_{max}}}$ la diferite grade de substituție x_c la turația 2000 rot/min și sarcină 70%.

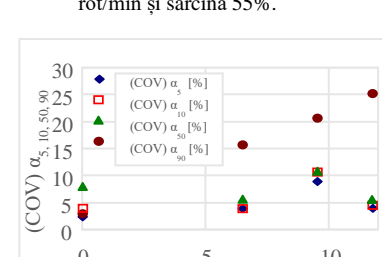


Fig. 3.71. Variația coeficienților $(COV)_{\alpha_5}$, $(COV)_{\alpha_{10}}$, $(COV)_{\alpha_{50}}$ și $(COV)_{\alpha_{90}}$ la diferite grade de substituție x_c la turația 2000 rot/min și sarcină 70%.

Față de alimentarea cu motorină, la alimentarea duală începutul arderii este caracterizat de variabilitate ciclică mai mare, valoarea lui $COV_{\alpha_5\%}$, crescând de 6,15 ori la sarcina de 55% și de 1,7 ori la sarcină de 70%, figura 3.70 și figura 3.71. Sfârșitul procesului de ardere este caracterizat de o variabilitate ciclică mai mare, la alimentarea duală valoarea lui $COV_{\alpha_{90\%}}$ crescând de 24,5 ori la sarcina de 55% și de cca 8 ori pentru sarcină de 70%, comparativ cu $x_c=0\%$, figura 3.70 și figura 3.71.

În figura 3.72 este prezentată variația presiunii maxime pentru 300 de cicluri consecutive, pentru alimentarea cu motorină ($x_c=0\%$) și pentru alimentarea duală, cu motorină și gaz petrolier lichefiat, pentru doza ciclică maximă de GPL ($x_c=51,57\%$).

Dispersia ciclică a presiunii maxime începe să crească ușor pentru gradele de substituție $x_c=25,11\% \dots 51,57\%$ așa cum arată figura 3.72 și figura 3.73. Coeficientul de variabilitate al presiunii maxime $(COV)_{p_{max}}$ nu depășește valoarea de 2,28 % pentru $x_c=51,57\%$. Pentru valori ale lui COV ce nu depășesc 10% se consideră că funcționarea normală a motorului este asigurată.

Se înregistrează o tendință similară de variație a COV pentru presiunea medie indicată, figura 3.74. La alimentare duală, $(COV)_{pi}$ crește de la 0,59%, pentru alimentarea cu motorină, până la 0,98% pentru $x_c=51,57\%$.

Pentru alimentarea cu GPL și motorină, fracțiunea masică arsă (FMA) de 5% apare mai târziu pe ciclu, comparativ cu alimentarea clasică, unghiul aferent 5% FMA fiind cu cca. 1 °RAC mai depărtat față de PMI, domeniul de variație fiind 0,5...1,5 °RAC, *figura 3.75*.

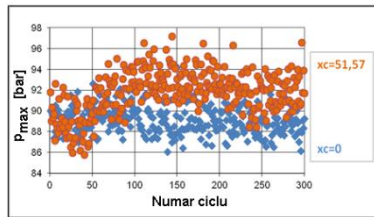


Fig. 3.72. Dispersia între valorile de presiune maximă pentru alimentarea cu motorină ($x_c=0\%$) și motorină și GPL ($x_c=51,57\%$), la regimul de 40% sarcină și turație 3900 rot/min

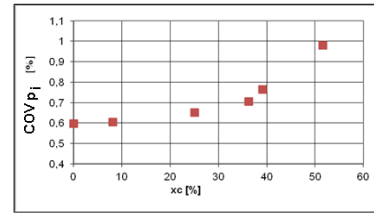


Fig. 3.74. Coeficientul COV pentru presiunea medie indicată la diferite grade de substituție x_c , la regimul de 40% sarcină și turație 3900 rot/min

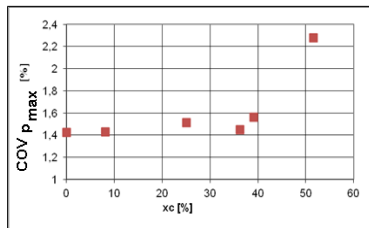


Fig. 3.73. Coeficientul COV pentru presiunea maximă la diferite grade de substituție x_c , la regimul de 40% sarcină și turație 3900 rot/min

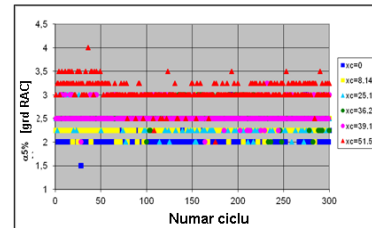


Fig. 3.75. Unghiul corespunzător 5% fracțiune masică arsă la diferite grade de substituție x_c , la regimul de 40% sarcină și turație 3900 rot/min

Primul stadiu aferent degajării de căldură se realizează mult mai târziu pe ciclul de funcționare, pentru toate gradele de substituție x_c , dar dispersia ciclică între valorile unghiurilor de 5% FMA este ușor redusă prin creșterea dozei ciclice de GPL, COV pentru 5%-FMA reducându-se de la 8,16% ($x_c=0\%$) la 7,02% ($x_c=51,57\%$), *figura 3.76*. La alimentarea duală, în unele cicluri individuale, fracțiunea masică arsă de 5% este atinsă în aceleași intervale de unghi ca și la alimentarea cu motorină.

Pentru 10% fracțiune masică arsă se păstrează o tendință de variație similară, astfel odată cu creșterea gradului de substituție valoarea lui $\alpha_{10\%}$ începe să se îndepărteze de față de PMI, cu valori în domeniul 1...1,5 grade, *figura 3.77*, însă și pentru alimentarea cu motorină, în câteva cicluri individuale 10% din fracțiunea masică arsă se atinge în momente similare pe ciclu ca și la alimentarea duală, pentru toate gradele de substituție.

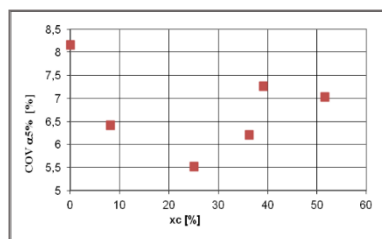


Fig. 3.76. Valoarea coeficientului COV pentru $\alpha_{5\%}$ la diferite grade de substituție x_c , la regimul de 40% sarcină și turație 3900 rot/min

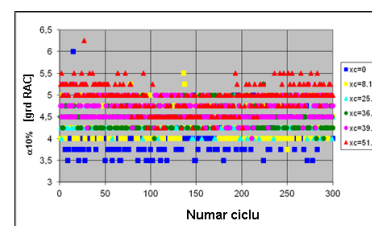


Fig. 3.77. Unghiul corespunzător 10% fracțiune masică arsă la diferite grade de substituție x_c , la regimul de 40% sarcină și turație 3900 rot/min

Scăderea dozei ciclice de motorină, odată cu creșterea cantității de GPL, conduce la atingerea mai târziu pe ciclu a procentelor de 5% și 10% din căldura de reacție. De asemenea, în acest caz dispersia ciclică între aceste valori este scăzută la creșterea lui x_c , $(COV)_{\alpha_{10\%}}$ scade de la 8,7% ($x_c=0\%$) la 6,46% la x_c maxim, *figura 3.78*.

Valorile pentru $COV_{\alpha_{50\%}}$ și $COV_{\alpha_{90\%}}$ încep să crească pentru $x_c=36,23\% \dots 51,57\%$, dar nu depășesc valoarea admisibilă de 10%, *figura 3.80* și *figura 3.82*.

Valoarea pentru coeficientul $(COV)_{\alpha_{50\%}}$ crește de la 2,61% ($x_c=0\%$) la 3,69% ($x_c=51,57\%$), *figura 3.81*, iar valoarea pentru $(COV)_{\alpha_{90\%}}$ crește de la 5,04% la 9,58% la gradul de substituție maxim, *figura 3.83*.

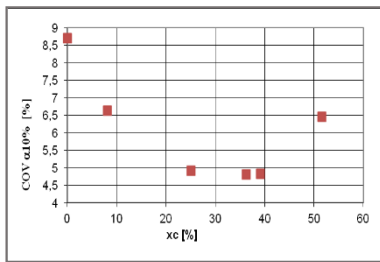


Fig. 3.78. Valoarea coeficientului COV pentru $\alpha_{10\%}$ la diferite grade de substituție x_c , la regimul de 40% sarcină și turație 3900 rot/min

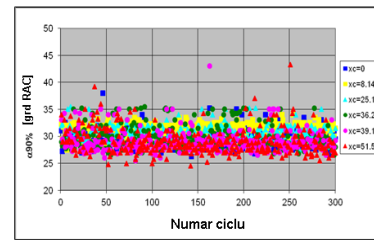


Fig. 3.81. Unghiul corespunzător 90% fracțiune masică arsă la diferite grade de substituție x_c , la regimul de 40% sarcină și turație 3900 rot/min

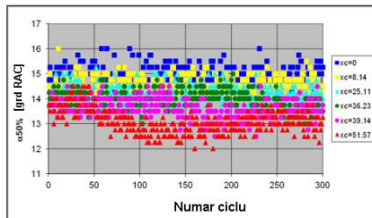


Fig. 3.79. Unghiul corespunzător 50% fracțiune masică arsă la diferite grade de substituție x_c , la regimul de 40% sarcină și turație 3900 rot/min

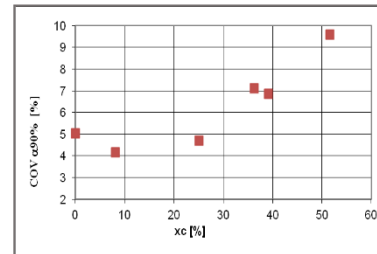


Fig. 3.82. Valoarea coeficientului COV pentru $\alpha_{90\%}$ la diferite grade de substituție x_c , la regimul de 40% sarcină și turație 3900 rot/min

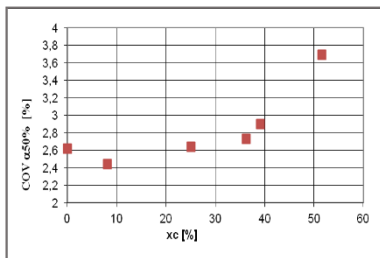


Fig. 3.80. Valoarea coeficientului COV pentru $\alpha_{50\%}$ la diferite grade de substituție x_c , la regimul de 40% sarcină și turație 3900 rot/min

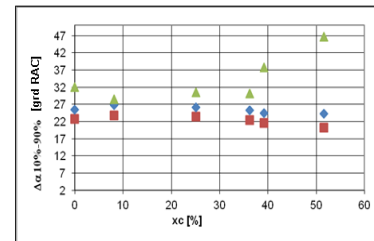


Fig. 3.83. Tendința de variație a duratei de ardere $\Delta\alpha_{10\%-90\%}$ pentru diferite grade de substituție x_c , precizată prin valorile minime (în culoare roșie), medii (în culoare albastră) și maxime (în culoare verde) ale acestora din ciclurile individuale, la regimul de 40% sarcină și turație 3900 rot/min

Tendința generală de creștere a variabilității ciclice a arderii la alimentarea cu GPL este reflectată de valorile coeficienților de variabilitate ciclică determinați pentru presiunea maximă, presiunea medie indicată, momentele în care se degajă 50% și 90% din căldura de reacție, valori care cresc odată cu mărirea dozei ciclice de GPL, însă fără a depăși valoarea admisibilă de 10%.

3.3. CONCLUZII ALE INVESTIGAȚIILOR EXPERIMENTALE

Principalele concluzii ale investigațiilor experimentale ale motorului diesel de automobil alimentat cu gaz petrolifer lichefiat sunt următoarele: *consumul specific efectiv se reduce cu maxim 3,5% la regimul de 40% sarcină, crește cu 2,4% la regimul de 55% sarcină și se reduce cu până la 4,5% la regimul de 70% sarcină. Consumul specific energetic efectiv se reduce cu 2,86% la sarcina de 40% și cu 1,4% la sarcina de 70%. Cum influențele gradului de substituție depind de regimul de sarcină, valoarea gradului de substituție x_c utilizat poate fi limitată din considerentul limitării înrăutățirii economicității motorului la creșterea dozei ciclice de GPL și a menținerii randamentului efectiv în domeniul valorilor uzuale; tendința de creștere a valorilor de presiune maximă și viteză maximă de creștere a presiunii odată cu mărirea dozei ciclice de GPL, tendința de creștere care poate fi limitată prin limitarea valorii lui x_c , la toate regimurile de funcționare investigate; nivelul emisiei de NO_x scade cu 42% datorită reducerii cantității de oxigen disponibil și reducerii temperaturii gazelor la creșterea gradului de substituție al motorinei cu GPL, la regimul de 85% sarcină și turație 2000 rot/min; la sarcină parțială 40% și turație 3900 rot/min, nivelul emisiei de NO_x se reduce cu maxim 29% la $x_c=21, 57\%$. La celelalte grade de substituție nivelul emisiei de NO_x se reduce cu până la 21,5% comparativ cu nivelul emisiei de NO_x măsurat la funcționarea motorului la alimentarea cu motorină. La sarcină de 55% și turație 3900 rot/min, la alimentarea duală nivelul emisiei de NO_x se reduce în mod continuu cu până la 17,7% la x_c maxim comparativ cu $x_c = 0\%$. La sarcină de 70% și turație 3900 rot/min, nivelul emisiei de NO_x se reduce continuu cu până la 22,3% la creșterea gradului de substituție. Reducerea nivelului de oxizi de azot poate fi explicată de reducerea oxigenului disponibil în cilindru odată cu mărirea dozei de GPL*

injectate în admisia motorului și prin accelerarea procesului de ardere la arderea cu viteză mai ridicată a amestecurilor omogene aer-GPL, prin reducerea timpului disponibil pentru formarea oxizilor de azot.

Valorile calculate pentru coeficienții de variabilitate ciclică pentru presiunea maximă, presiunea medie indicată și pentru unghiurile $\alpha_{5\%}$, $\alpha_{10\%}$, $\alpha_{50\%}$ și $\alpha_{90\%}$ nu depășesc limita admisă de 10%, ceea ce indică faptul că funcționarea normală a motorului diesel este asigurată și la alimentarea duală cu motorină și GPL, cu utilizarea unui grad de substituție de până la $x_c=51,57\%$.

CAPITOLUL IV

4. MODELAREA PROCESELOR TERMOGAZODINAMICE DIN CILINDRUL MOTORULUI DIESEL ALIMENTAT CU GPL

Pentru simularea proceselor termogazodinamice din cilindrul motorului se folosesc modele fizico-matematice elaborate pe baza unor ipoteze. Autorul a simulat procesele termogazodinamice din cilindrul motorului cu un model fizico-matematic zerodimensional unizonal pe care l-a dezvoltat, model numit **MUSA** (Model Unizonal pentru Studiul Arderii).

Pentru aprofundarea analizei influențelor gradului de substituție a motorinei cu GPL asupra funcționării motorului diesel la alimentarea în mod dual cu motorină și GPL, autorul a dezvoltat un model termodinamic unizonal pentru studiul vaporizării, formării amestecului și arderii picăturii de motorină, model numit de autor **SVAP** (Studiul Vaporizării și Arderii Picăturii). La acest model fizico-matematic a atașat submodele pentru simularea formării și arderii funinginii și formării monoxidului de azot.

4.1. MODELAREA PROCESELOR TERMOGAZODINAMICE DIN CILINDRUL MOTORULUI - MODEL MUSA

4.1.1. Ipoteze

Amestecul de gaze este considerat omogen din punct de vedere chimic și termic. Se consideră că amestecul de gaze are proprietățile gazelor perfecte. Curgerea gazelor în evacuare și admisie se consideră în regim permanent. Curgerea gazelor prin orificiile controlate de supape se consideră adiabatică. Energia internă și entalpia gazelor se determină folosind călduri specifice reale, considerând amestecuri de gaze, [9], [114], [116], [117].

4.1.2. Procesele de schimb de gaze

Calculul proceselor de schimb de gaze presupune cunoașterea parametrilor de stare ai gazelor din interiorul cilindrului la deschiderea supapei de evacuare evaluați în prealabil prin calculul aproximativ al ciclului motor.

4.1.3. Procesul de comprimare

Calculul comprimării începe din momentul închiderii supapei de admisie. Cantitatea de gaze din interiorul cilindrului și compoziția acestora nu se modifică în timpul procesului de comprimare.

4.1.4. Procesul de ardere

Procesul de ardere este simulat cu ajutorul unor legi formale dublu Vibe, [1].

4.1.5. Procesul de destindere

Cantitatea de gaze din interiorul cilindrului și compoziția acestora nu variază în timpul procesului de destindere. Calculul destinderii se efectuează până în momentul deschiderii supapei de evacuare.

4.1.6. Rezultatele simulării proceselor termogazodinamice

Gradul de substituție a motorinei cu GPL este precizat prin valoarea **coeficientului de substituție energetic**, x_c , definit în capitolul 3. În *figura 4.2* sunt prezentate legile de ardere pentru diferite valori ale coeficientului de substituție a motorinei cu GPL.

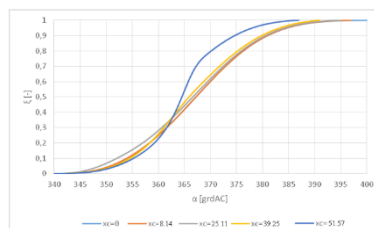


Fig. 4.2. Legea dublă Vibe pentru diferite valori ale gradului de substituție

Presiunea maximă. Temperatura maximă

Figurile 4.3...4.7 prezintă variația presiunii și temperaturii din interiorul cilindrului la alimentarea standard și la alimentarea în mod dual a motorului.

La alimentarea standard, $x_c=0\%$, presiunea din cilindru atinge un maxim de 87,8 bar, la $\alpha=366$ °RAC (1080 °RAC este echivalentul a 360 °RAC), iar temperatura atinge un maxim de 1635 K, la 29 °RAC după PMI, *figura 4.3*.

La alimentarea în mod dual, cu motorină și GPL, pentru gradul de substituție $x_c=8,14\%$, presiunea din cilindru atinge un maxim de 87,1 bar, la $\alpha=368$ °RAC, iar temperatura atinge un maxim de 1710,6 K, la 29 °RAC după PMI, *figura 4.4*.

La alimentarea în mod dual, pentru gradul de substituție $x_c=25,11\%$, presiunea din cilindru atinge un maxim de 87 bar, la 6 °RAC după PMI, iar temperatura atinge un maxim de 1721,8 K, la 28 °RAC după PMI, *figura 4.5*.

Pentru gradul de substituție $x_c=39,25\%$, presiunea din cilindru atinge un maxim de 85,8 bar, la 5 °RAC după PMI, iar temperatura atinge un maxim de 1781,3 K, la 29 °RAC după PMI, *figura 4.6*.

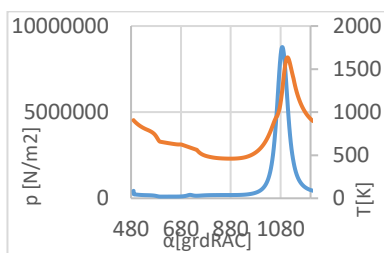


Fig. 4.3. Presiunea și temperatura din interiorul cilindrului pentru cazul alimentării cu motorină, $x_c=0\%$.

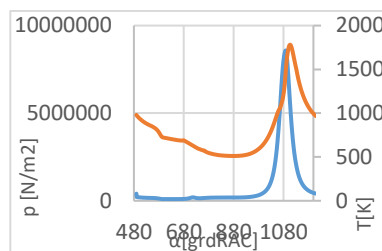


Fig. 4.6. Presiunea și temperatura din interiorul cilindrului pentru cazul alimentării duale la gradul de substituție $x_c=39,25\%$.

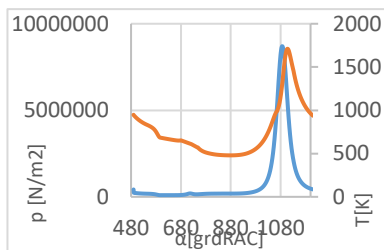


Fig. 4.4. Presiunea și temperatura din interiorul cilindrului pentru cazul alimentării duale la gradul de substituție $x_c=8,14\%$.

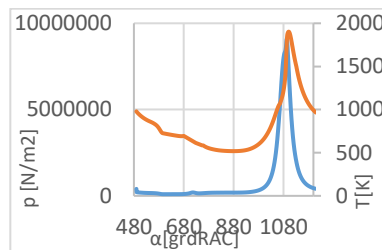


Fig. 4.7. Presiunea și temperatura din interiorul cilindrului pentru cazul alimentării duale la gradul de substituție $x_c=51,57\%$.

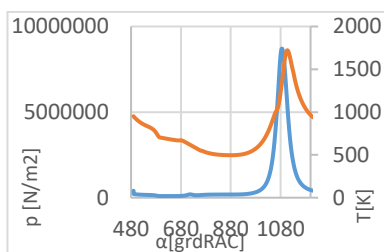


Fig. 4.5. Presiunea și temperatura din interiorul cilindrului pentru cazul alimentării duale la gradul de substituție $x_c=25,11\%$.

Pentru gradul de substituție maxim, $x_c=51,57\%$, presiunea din cilindru atinge un maxim de 91 bar la 4 °RAC după PMI, iar temperatura atinge un maxim de 1902 K, la 21 °RAC după PMI, *figura 4.7*.

Figurile 4.8...4.10 prezintă variația presiunii maxime, a vitezei maxime de creștere a presiunii în timpul arderii și a temperaturii maxime cu coeficientul x_c de substituție a motorinei cu GPL.

Viteza maximă de creștere a presiunii este ușor mai mică la alimentarea cu GPL (cu excepția $x_c=25,11\%$), *figura 4.9*.

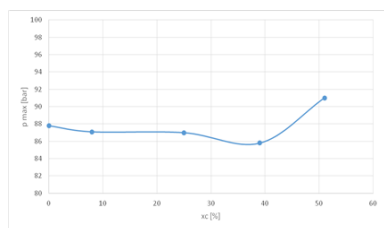


Fig. 4.8. Variația presiunii maxime în funcție de gradul de substituție a motorinei cu GPL

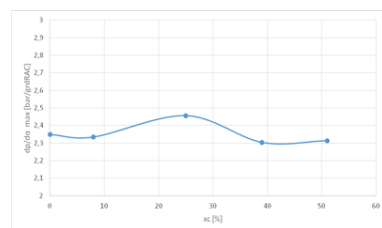


Fig. 4.9. Variația vitezei maxime de creștere a presiunii în funcție de gradul de substituție a motorinei cu GPL

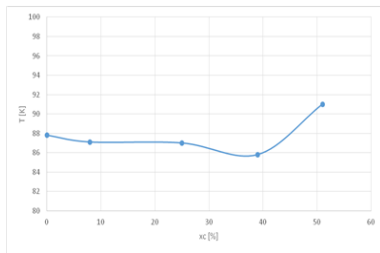


Fig. 4.10. Variația temperaturii maxime în funcție de gradul de substituție al motorinei cu GPL.

Viteza de degajare a căldurii

Viteza de degajare a căldurii determinată cu modelul MUSA este prezentată în figura 4.11. La alimentarea cu motorină și GPL se remarcă tendința de creștere a vitezei de degajare a căldurii pentru toate gradele de substituție utilizate în comparație cu alimentarea numai cu motorină, $x_c=0\%$.

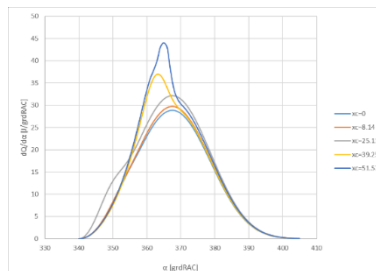


Fig. 4.11. Viteza de degajare a căldurii pentru alimentarea clasică, $x_c=0\%$, și pentru alimentarea duală la diferite grade de substituție.

Pentru grade de substituție $x_c=8,14\%...25,11\%$, viteza de degajare a căldurii atinge o valoare maximă mai mare cu $6\%...17,5\%$ comparativ cu alimentarea clasică, iar pentru $x_c=39,25\%$ viteza maximă de degajare a căldurii crește cu $33,9\%$ comparativ cu $x_c=0\%$. La gradul de substituție maxim, $x_c=51,57\%$, viteza maximă de degajare a căldurii crește cu $56,7\%$ față de $x_c=0\%$. Se remarcă o tendință de apropiere cu $3...4\text{ }^\circ\text{RAC}$ mai aproape de PMI a unghiului rotație arbore cotit la care intervine viteza maximă de degajare a căldurii față de PMI la $x_c=39,25\%...51,57\%$ pe măsură ce doza ciclică de GPL este mărită, tendință corelată cu creșterea presiunii maxime și a temperaturii maxime. Tendința de creștere a vitezei maxime de degajare a căldurii cu coeficientul x_c de substituție a motorinei cu GPL și a atingerii acesteia mai devreme pe ciclu, se datorează creșterii ponderii arderii rapide și a creșterii puterii calorifice inferioare a amestecului aer-combustibil pe măsură ce motorina este substituită cu GPL.

4.2. MODELAREA PROCESELOR DE VAPORIZARE A COMBUSTIBILULUI, DE FORMARE A AMESTECULUI ȘI DE ARDERE CU UN MODEL FIZICO-MATEMATIC ZERO DIMENSIONAL UNIZONAL DEZVOLTAT – MODEL SVAP

Modelul termodinamic unizonal folosit la studiul vaporizării și arderii picăturii de motorină, model numit de autor SVAP, permite estimarea influenței gradului de substituție a motorinei cu GPL asupra unor procese precum vaporizarea, formarea amestecului și arderea, în vederea aprofundării analizei procesului de ardere din cilindru motorului diesel alimentat cu motorină și GPL în sistem dual. Modelul SVAP a fost dezvoltat pentru același regim de funcționare definit de 40% sarcină și 3900 rot/min.

Modelul folosește diagrame de presiune achiziționate experimental la regimul de funcționare precizat, figura 4.13, fiind utilizate diagrame mediate din 250 de diagrame de presiune individuale înregistrate pentru cicluri consecutive.

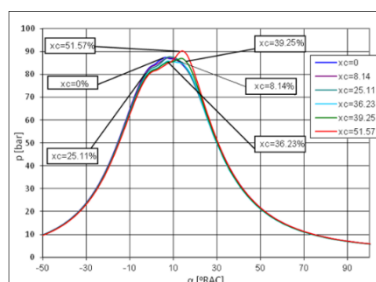


Fig. 4.13. Diagrame de presiune achiziționate experimental, mediate, la regimul de 40% sarcină și turație 3900 rot/min

Pentru aprecierea nivelului momentan de temperaturi din camera de ardere, s-a determinat la fiecare grad de substituție valoarea temperaturii globale convenționale a gazelor de ardere, cu rezoluția aferentă achiziționării datelor de presiune, 1°RAC.

Temperatura globală convențională din cilindru, estimată pe baza ecuației de stare pentru fiecare grad de substituție utilizat, este prezentată în *figura 4.14*.

Și în acest caz se remarcă tendința de creștere a valorilor maxime a temperaturii la creșterea gradului de substituție, x_c , *figura 4.15*, tendință remarcată și la rezultatele determinate prin modelare pentru temperatura din cilindru.

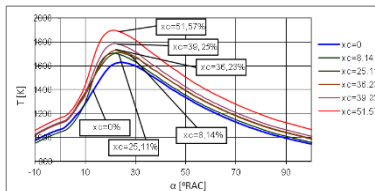


Fig. 4.14. Temperatura globală de ardere la regimul de 40% sarcină și turație 3900 rot/min

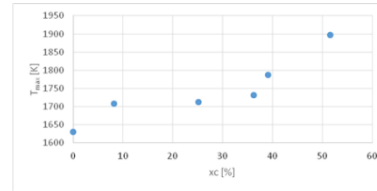


Fig. 4.15. Variația temperaturii maxime cu gradul de substituție la regimul de 40% sarcină și turație 3900 rot/min

În comparație cu alimentarea numai cu motorină, viteza de degajare a căldurii (VDC), *figura 4.16*, crește cu până la 46% la alimentarea în mod dual pentru gradul de substituție maxim.

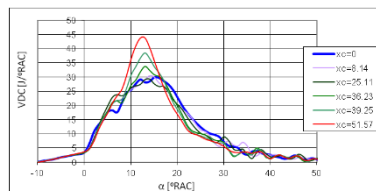


Fig. 4.16. Viteza de degajare a căldurii la regimul de funcționare 40% sarcină, 3900 rot/min turație.

Pentru studiul proceselor de vaporizare, amestecare cu aerul și ardere la nivelul jetului de combustibil lichid, se consideră cazul unei picături cu diametrul de 10 μm , valoare specifică pentru sistemul de alimentare cu motorină al motorului diesel K9K 1.5 dCi unde presiunea de injecție ajunge la 1600 bar, iar diametrul orificiului de pulverizare este de 0,15 mm.

Calculul timpului de fragmentare (pulverizare) a jetului de motorină

Variația timpului de fragmentare a jetului de motorină în picături cu diametrul de 10 μm , la diferite grade de substituție a motorinei cu GPL este prezentată în *figura 4.17*. La alimentarea în mod dual cu motorină și GPL, fragmentarea jetului de motorină în picături se face mai repede ca urmare a reducerii cantității ciclice de motorină, timpul de fragmentare a jetului de motorină (TFJ) în picături reducându-se cu circa 18,2% la $x_c=51,57\%$ față de alimentarea numai cu motorină.

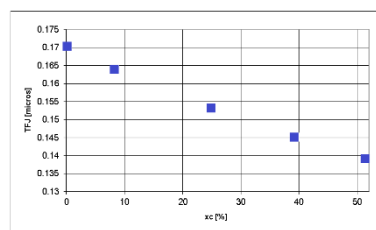


Fig. 4.17. Timpul de fragmentare a jetului de motorină în picături cu diametrul de 10 μm .

Și la celelalte grade de substituție se înregistrează valori mai reduse cu 4,11% la $x_c=8\%$, cu 10,5% la $x_c=25\%$ și cu 14,7% la $x_c=39\%$ pentru timpul de fragmentare a jetului de motorină.

Calculul timpului de vaporizare al picăturilor de motorină în amestecul aer-GPL

Timpul de vaporizare a picăturii de motorină se reduce cu 3,3% la $x_c=51,57\%$, *figura 4.18*, însă și la celelalte grade de substituție timpul necesar vaporizării picăturii de motorină este mai mic comparativ cu valorile stabilite la alimentarea clasică, arderea amestecurilor aer-GPL favorizând vaporizarea picăturilor de motorină aflate în imediata vecinătate, *figura 4.19*.

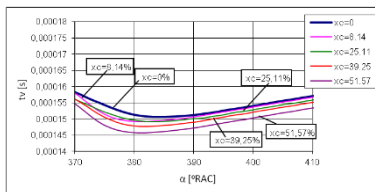


Fig. 4.18. Timpul de vaporizare a picăturii de motorină în prezența arderii amestecului aer-GPL, la diferite grade de substituție.

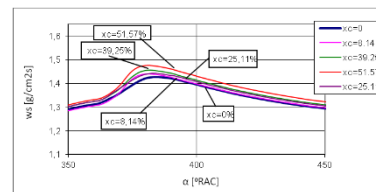


Fig. 4.19. Viteza de vaporizare a picăturii de motorină în prezența arderii amestecului aer-GPL, la diferite grade de substituție.

Fluxul de vapori de motorină formați la suprafața picăturii considerate, crește cu până la 4,2% alimentarea în mod dual, la gradul de substituție $x_c=51\%$, comparativ cu alimentarea standard. Arderea amestecurilor aer-GPL în vecinătatea picăturilor de motorină accelerează vaporizarea picăturii de motorină rezultând reducerea timpului de vaporizare a picăturii și creșterea fluxului de vapori de combustibil la suprafața picăturii.

Calculul vitezei de formare a amestecului

Viteza de formare a amestecului crește în cazul alimentării în mod dual comparativ cu alimentarea standard, *figura 4.20*, ca urmare a reducerii cantității de motorină pe ciclu o dată cu creșterea dozei ciclice de GPL, dar și ca urmare a reducerii timpului de fragmentare a jetului de combustibil în picături, *figura 4.17* și a reducerii timpului necesar pentru vaporizarea unei picături de motorină, *figura 4.18*. Spre exemplu, pentru gradul de substituție maxim, viteza de formare a amestecului dintre aer și picătura vaporizată crește cu 20,8% comparativ cu alimentarea numai cu motorină, *figura 4.20*.

Masa finală de amestec din cilindru, formată din aer-GPL-vapori de motorină, se formează într-un timp mai scurt, *figura 4.21*, iar într-un timp considerat, aceasta este cu 15% mai mare comparativ cu valoarea alocată funcționării la alimentarea numai cu motorină, *figura 4.21*.

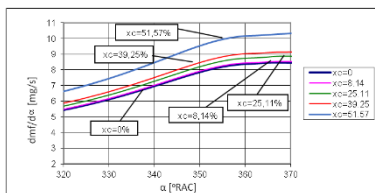


Fig. 4.20. Viteza de formare a amestecului dintre aer și picătura de motorină vaporizată, la diferite grade de substituție

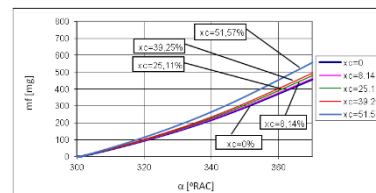


Fig. 4.21. Masa de amestec aer-vapori de motorină-GPL formată la diferite grade de substituție

Calculul timpului de ardere a picăturilor

În *figura 4.22* se prezintă variația timpului de ardere a picăturilor de motorină în amestecul aer-GPL din cilindru, pentru diferite grade de substituție. Prezența amestecurilor omogene aer-GPL favorizează arderea picăturilor de motorină, la gradul de substituție maxim timpul de ardere al unei picături de motorină fiind cu 3,9% mai redus comparativ cu alimentarea standard.

Reducerea timpului alocat pentru arderea picăturilor de motorină este în concordanță cu creșterea vitezei de ardere a picăturii de motorină, la alimentarea în mod dual, *figura 4.23*.

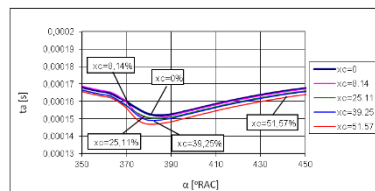


Fig. 4.22. Timpul de ardere a picăturilor de motorină în amestecul aer-GPL, la diferite grade de substituție

Calculul vitezei de ardere

Creșterea debitului masic de vapori de motorină la suprafața picăturii, *figura 4.21*, conduce la creșterea vitezei de ardere a picăturii de motorină cu până la 2,7% la alimentarea duală pentru gradul de substituție maxim, *figura 4.23*.

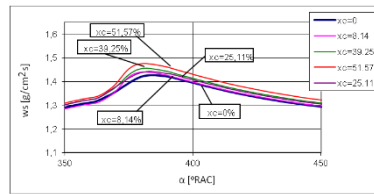


Fig. 4.23. Viteza de ardere a picăturii de motorină în amestecul aer-GPL, la diferite grade de substituție

Calculul razei flăcării la arderea picăturilor de motorină în amestecul aer-GPL

În figura 4.24 se prezintă valorile determinate pentru raza flăcării la alimentarea cu motorină și respectiv la alimentarea cu motorină și GPL în sistem dual

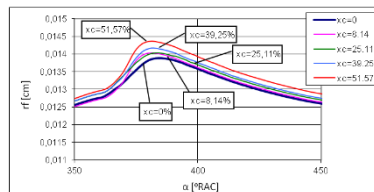


Fig. 4.24. Raza flăcării la arderea picăturilor de motorină în amestecul aer-GPL, la diferite grade de substituție

Creșterea razei flăcării și a vitezei de ardere a picăturilor de motorină la alimentarea în mod dual se corelează cu tendința de creștere a vitezei de degajare a căldurii, a presiunii și temperaturii globale de ardere constatate anterior. Modelul SVAP este calibrat cu date experimentale, obținându-se legea de ardere, figura 4.25, respectiv diagrama indicată alocată funcționării la alimentarea numai cu motorină, figura 4.26, stabilite în cazul considerării arderii celor 5 (cinci) jeturi de motorină din camera de ardere, în cazul alimentării clasice și respectiv în sistem dual, cu motorină și GPL.

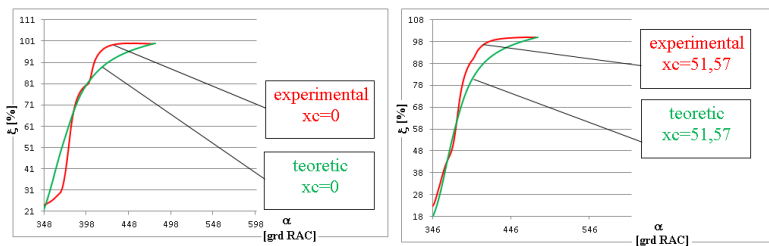


Fig. 4.25. Compararea legilor de ardere determinate teoretic și experimental, la alimentarea clasică ($x_c=0\%$) și în sistem dual pentru doza ciclică maximă de GPL ($x_c=51,57\%$), la regimul de funcționare 40% sarcină și turație 3900 rot/min.

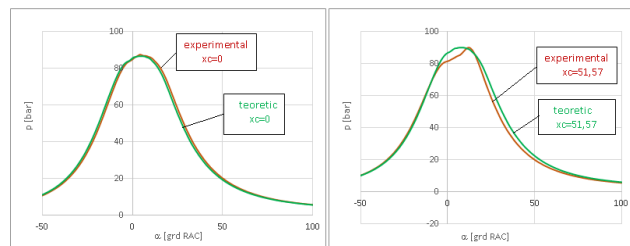


Fig.4.26. Compararea diagramelor de presiune determinate teoretic și experimental la funcționarea în cazul alimentării cu motorină ($x_c=0\%$) și în sistem dual pentru doza ciclică maximă de GPL ($x_c=51,57\%$), la regimul de funcționare 40% sarcină și turație 3900 rot/min.

Pe baza relației anterioare a fost determinată viteza masică de formare a fumului, figura 4.27. În cazul alimentării numai cu motorină, $x_c=0\%$, viteza masică de formare înregistrează cea mai ridicată valoare. Pentru interpretarea rezultatelor, prin integrarea vitezelor de formare s-au determinat legile masice de formare a funinginii, figura 4.28.

Viteza globală masică de ardere pe unitatea de suprafață, definită ca viteza de oxidare a funinginii (VOF) determinată pentru regimul 3900 rot/min și 40% sarcină este prezentată pentru fiecare grad de substituție în figura 4.29.

La alimentarea cu motorină și GPL, pentru gradul de substituție maxim viteza globală masică de oxidare a funinginii atinge valoarea maximă cea mai ridicată, fiind cu 112,6% mai mare comparativ cu $x_c=0\%$. Chiar de la utilizarea unor doze ciclice mai reduse de GPL, $x_c=8,14\%$, viteza de oxidare a funinginii atinge un maxim mai mare cu 52,4% față de alimentarea standard, figura 4.29.

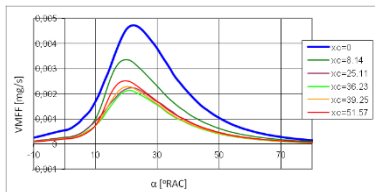


Fig. 4.27. Viteza masică de formare a fumului la turația 3900 rot/min, sarcină 40%.

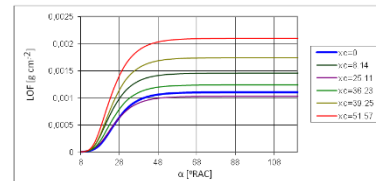


Fig. 4.30. Legea globală masică de ardere pe unitatea de suprafață la regimul de turație 3900 rot/min și sarcină 40%.

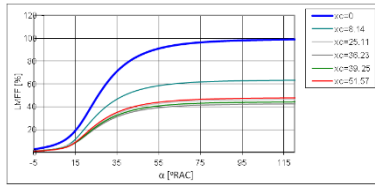


Fig. 4.28. Legea masică de formare a funinginii la turația 3900 rot/min, sarcină 40%, raportată la condiția $x_c=0\%$.

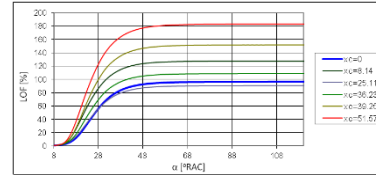


Fig. 4.31. Legea globală masică de ardere pe unitatea de suprafață la regimul de turație 3900 rot/min și sarcină 40%, raportată la condiția $x_c=0\%$.

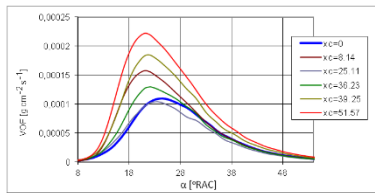


Fig. 4.29. Viteza globală masică de ardere pe unitatea de suprafață la regimul de turație 3900 rot/min și sarcină 40%.

La alimentarea standard, $x_c=0\%$, oxidarea funinginii este stabilită ca valoare de referință. La alimentarea în mod dual, crește cantitatea de funingine oxidată pe unitatea de suprafață, comparativ cu situația alimentării clasice, pentru majoritatea gradelor de substituție, figura 4.30 și figura 4.31.

În condițiile alimentării cu GPL în mod dual, când cantitățile de funingine formate se reduc, iar oxidarea acestora se face mult mai eficient comparativ cu motorina, rezultă că funinginea regăsită în gazele de evacuare se reduce cu 28,7% la $x_c=8,14\%$, cu 55% la $x_c=25,11\%$, cu 71,7% la $x_c=36,26\%$, cu 56% la $x_c=39,11\%$ și cu 58% la $x_c=51,57\%$ comparativ cu alimentarea clasică, $x_c=0\%$, figura 4.32.

Figurile 4.32 și 4.33 prezintă emisia relativă de fum din gazele de evacuare pentru regimul de 3900 rot/min și sarcină 40%. Valorile determinate teoretic pe baza modelului sunt prezentate comparativ cu rezultatele experimentale ale cifrei de fum K, valorile fiind raportate la condiția $x_c=0\%$.

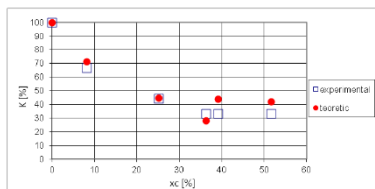


Fig. 4.32. Emisia relativă de fum la regimul de sarcină 40% și turație 3900 rot/min.

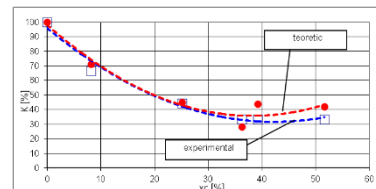


Fig. 4.33. Tendința de variație a emisie relative de fum la regimul de sarcină 40% și turație 3900 rot/min.

Între valorile determinate teoretic și cele determinate experimental se înregistrează o dispersie relativ mică. Studiul teoretic completează valorile experimentale în sensul validării tendinței de variație a emisie de fum din gazele de evacuare, la mărirea gradului de substituție a motorinei cu GPL.

Calculul nivelului emisie de oxizi de azot

La alimentarea cu motorină și GPL, utilizarea unor grade de substituție relativ reduse, $x_c=8\%$, 14, $x_c=25,11\%$, $x_c=36,23\%$ conduce la atingerea unor valori maxime ale vitezei de formare a NO mai reduse cu 23%, 29,2% și respectiv 22,1% comparativ cu situația alimentării clasice, figura 4.34.

În figura 4.35 se prezintă tendința de variație a nivelului relativ al emisie de oxizi de azot, NO, raportat la condiția $x_c=0\%$, în funcție de valoarea gradului de substituție folosit la regimul de 40% sarcină și turație 3900 rot/min, experimental.

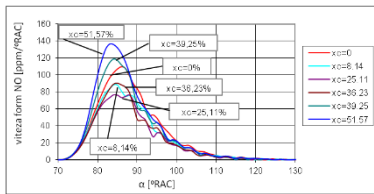


Fig. 4.34. Viteza de formare a NO, la diferite grade de substituție, la regimul de funcționare de 40% sarcină și turație 3900 rot/min.

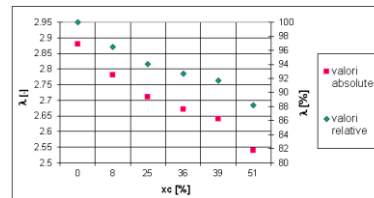


Fig. 4.36. Tendința de variație a coeficientului de exces de aer la creșterea gradului de substituție al motorinei cu GPL, la regimul de funcționare 40% sarcină și turație 3900 rot/min

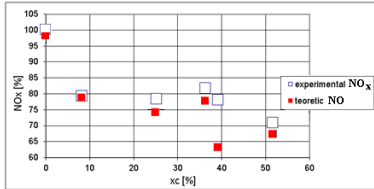


Fig. 4.35. Comparație între valorile determinate teoretic și experimentale ale oxidului de azot, la diferite grade de substituție pentru regimul de funcționare de 40% sarcină și turație 3900 rot/min.

La creșterea gradului de substituție al motorinei cu GPL, crește cantitatea de gaz petrolier lichefiat injectată în colectorul de admisie, ceea ce conduce la reducerea coeficientului de exces de aer, figura 4.36, comparativ cu valoarea de referință regăsită la $x_c=0\%$, cu până la 11,8% pentru gradele de substituție mai mari ($x_c=40\%\dots 50\%$), pentru că se reduce cantitatea de aer aspirată în cilindrul motorului, astfel formarea oxidurilor de azot este frânată de reducerea relativă a oxigenului disponibil în cilindru.

CAPITOLUL V

5. ANALIZA COMPARATIVĂ A REZULTATELOR INVESTIGAȚIILOR EXPERIMENTALE ȘI TEORETICE

5.1. COMPARAȚIE ÎNTRE REZULTATELE TEORETICE (MODELAREA PROCESELOR TERMOGAZODINAMICE DIN CILINDRUL MOTORULUI DIESEL K9K) ȘI EXPERIMENTALE

5.1.1. Presiunea gazelor din cilindru

În figura 5.1. sunt prezentate diagramele indicate determinate teoretic și experimental la funcționarea motorului alimentat cu motorină ($x_c=0\%$), respectiv cu motorină și GPL la diferite grade de substituție a motorinei cu GPL. Modelul fizico-matematic utilizat a fost calibrat astfel încât să existe o concordanță între rezultatele teoretice și cele determinate experimental.

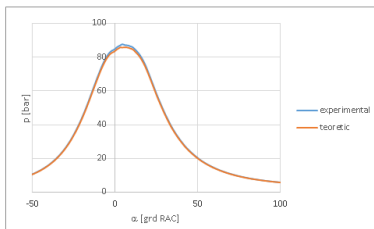


Fig. 5.1.a. Compararea diagramelor de presiune determinate teoretic și experimental la funcționarea motorului alimentat cu motorină ($x_c=0\%$)

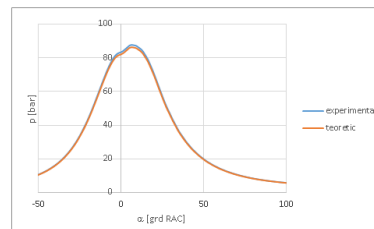


Fig. 5.1.c. Compararea diagramelor de presiune determinate teoretic și experimental la funcționarea motorului alimentat cu motorină și GPL, $x_c=25,11\%$

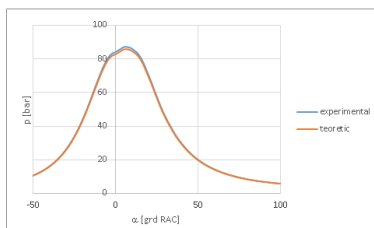


Fig. 5.1.b. Compararea diagramelor de presiune determinate teoretic și experimental la funcționarea motorului alimentat cu motorină și GPL, $x_c=8,14\%$

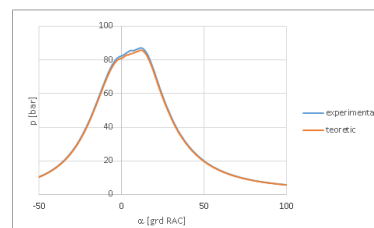


Fig. 5.1.d. Compararea diagramelor de presiune determinate teoretic și experimental la funcționarea motorului alimentat cu motorină și GPL, $x_c=39,25\%$

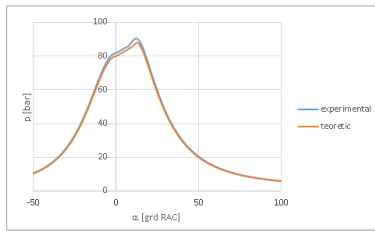


Fig. 5.1.e. Compararea diagramelor de presiune determinate teoretic și experimental la funcționarea motorului alimentat cu motorină și GPL, $x_c=51,57\%$

Se remarcă apropierea între valorile experimentale și teoretice pentru presiunea maximă, viteza maximă de creștere a presiunii și a unghiului de presiune maximă.

5.1.2. Legea de ardere

Valorile aferente 5%, 10%, 50% și 90% FMA sunt exprimate în °RAC și sunt comparate cu valorile determinate experimental, *figurile 5.2., 5.3., 5.4., 5.5*, observându-se o bună corelație între valorile calculate și cele determinate experimental atât din punct de vedere al domeniului valorilor obținute, dar și al tendinței lor de variație cu gradul de substituție x_c , [9].

Pentru 5% și 10% fracțiuni masică arsă, dispersia dintre valorile determinate teoretic și cele determinate experimental este relativ mai mare la unele grade de substituție. Însă studiul completează valorile experimentale din punctul de vedere al validării tendinței de variație al momentului de început al degajării de căldură (al procesului de ardere) la creșterea gradului de substituție a combustibilului clasic cu gaz petrolier lichefiat, *figura 5.2* și *figura 5.3*.

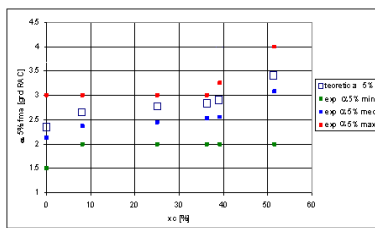


Fig.5.2. Comparatie între 5% FMA calculate cu modelul termodinamic pe baza diagramelor de presiune mediate și determinate experimental pentru diferite grade de substituție a motorinei cu GPL

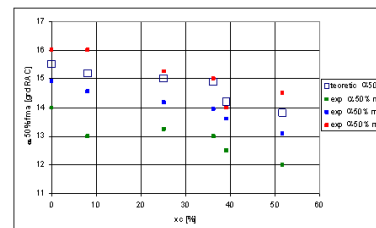


Fig. 5.4. Comparatie între 5% FMA calculate cu modelul termodinamic pe baza diagramelor de presiune mediate și determinate experimental pentru diferite grade de substituție a motorinei cu GPL

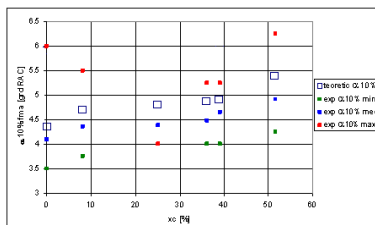


Fig. 5.3. Comparatie între 5% FMA calculate cu modelul termodinamic pe baza diagramelor de presiune mediate și determinate experimental pentru diferite grade de substituție a motorinei cu GPL

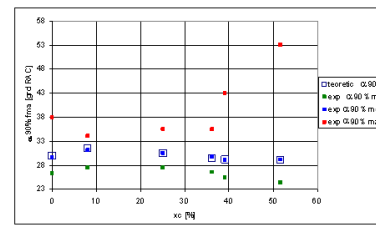


Fig. 5.5. Comparatie între 5% FMA calculate cu modelul termodinamic pe baza diagramelor de presiune mediate și determinate experimental pentru diferite grade de substituție a motorinei cu GPL

Pentru 50% și 90% fracțiuni masică arsă se obțin cele mai bune corelații între valorile calculate cu modelul unizonal utilizat și valorile determinate experimental, dispersia între valorile calculate și cele experimentale fiind extrem de redusă, *figura 5.4.* și *figura 5.5*. Frațiunea de 50% din căldura degajată pe ciclu calculată se regăsește mai aproape de valorile maxime din ciclurile individuale, *figura 5.4.*, însă tendința de variație cu gradul de substituție x_c este similară. Momentul final al arderii, precizat prin valorile calculate pentru 90% FMA, *figura 5.5.*, se regăsește aproape identic între valorile medii măsurate în ciclurile individuale, la care și tendința de variație este identică.

5.1.3. Concentrația emisiilor de NO_x

Cu ajutorul modelului de ardere unizonal utilizat se poate estima tendința de variație a monoxidului de azot, NO, din gazele de evacuare, iar tendința de variație stabilită astfel poate fi comparată cu tendința de variație determinată experimental pentru NO_x; concentrația emisiei de monoxid de azot calculată este mai redusă decât a celei măsurate, deoarece analizorul de gaze a măsurat emisia de oxizi de azot în ansamblu (monoxid de azot, dioxid de azot etc).

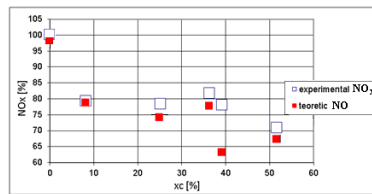


Fig. 5.6. Comparație între valorile determinate teoretic și experimental ale oxizilor de azot, la diferite grade de substituție a motorinei cu GPL

În figura 5.6 se prezintă tendința de variație a nivelului relativ al emisiilor de oxizi de azot, NO, și NO_x raportat la condiția $x_c=0\%$, în funcție de valoarea gradului de substituție folosit la regimul de 40% sarcină și turație 3900 rot/min, determinate teoretic (NO) și experimental (NO_x).

Valorile determinate teoretic arată aceeași tendință de variație la creșterea gradului de substituție. Dispersia dintre valorile determinate teoretic și cele determinate experimental este relativ redusă, 6,8%.

5.1.4. Concentrația emisiilor de fum

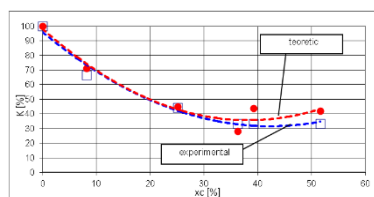


Fig.5.7. Comparație între valorile determinate teoretic și experimental ale emisiei de fum, la diferite grade de substituție a motorinei cu GPL

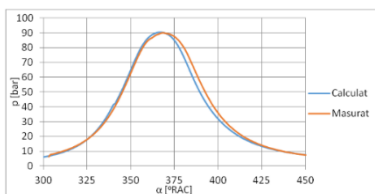
Între valorile determinate teoretic și cele determinate experimental se înregistrează o dispersie relativ mică fiind validată tendința de variație a emisiei de fum din gazele de evacuare la mărirea gradului de substituție a motorinei cu GPL stabilită prin modelare.

5.2. COMPARAȚIE ÎNTRE REZULTATELE OBTINUTE PRIN MODELAREA PROCESURILOR TERMOGAZODINAMICE DIN CILINDRUL MOTORULUI K9K CU MODELUL AVL BOOST ȘI REZULTATELE EXPERIMENTALE

Diagramele de presiune determinate individual corespunzătoare cu modelul AVL Boost sunt prezentate comparativ cu diagramele de presiune experimentale, în coordonate $p-\alpha$.

În figura 5.14. este prezentată variația presiunii din cilindru în cazul alimentării clasice, cu motorină, la regimul de 39,25% sarcină și 3900 rot/min. Se poate observa o bună apropiere între datele experimentale și cele teoretice, diferențele înregistrate fiind sub 1%.

Pentru gradele de substituție $x_c=8,14\%$, $25,11\%$, $39,25\%$ și $51,57\%$ diferențele între variația presiunii determinate experimental și teoretic nu depășesc 0,5%, figurile de la 5.15 la 5.18.



Fi g.5.14. Presiunea din cilindru pentru cazul alimentării cu motorină, determinată experimental și prin calcul cu modelul AVL, la regimul de 40% sarcină și 3900 rot/min.

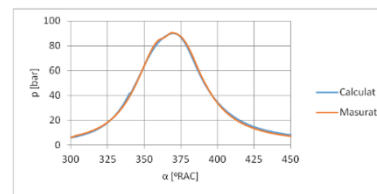


Fig. 5.16. Presiunea din cilindru pentru cazul alimentării duale, pentru gradul de substituție 25,11%, determinată experimental și prin calcul cu modelul AVL, la regimul de 40% sarcină și 3900 rot/min.

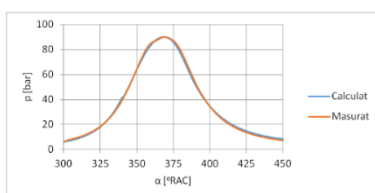


Fig. 5.15. Presiunea din cilindru pentru cazul alimentării duale, pentru gradul de substituție 8,14%, determinată experimental și prin calcul cu modelul AVL, la regimul de 40% sarcină și 3900 rot/min.

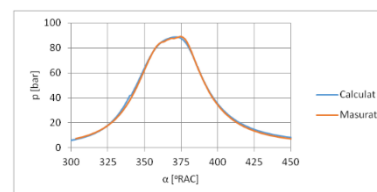


Fig. 5.17. Presiunea din cilindru pentru cazul alimentării duale, pentru gradul de substituție $x_c=39,25\%$, determinată experimental și prin calcul cu modelul AVL, la regimul de 40% sarcină și 3900 rot/min.

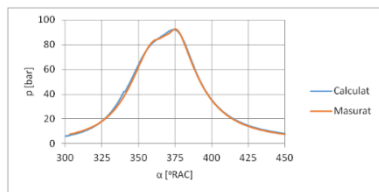


Fig. 5.18. Presiunea din cilindru pentru cazul alimentării duale, pentru gradul de substituție $x_c=51,57\%$, determinată experimental și prin calcul cu modelul AVL, la regimul de 40% sarcină și 3900 rot/min.

5.3. CONCLUZII

Din analiza comparativă a rezultatelor teoretice obținute prin modelare și rezultatele investigațiilor experimentale pot fi formulate următoarele concluzii: *Fracțiunea masică arsă, stabilită la valorile convenționale de 5%, 10%, 50% și 90% din căldura degajată pe ciclu, determinată teoretic cu modelul unizonal, se regăsește în domeniul stabilit între valorile de minim și maxim determinate experimental, valorile teoretice urmărind tendința de variație a valorile medii experimentale, remarcându-se o dispersie relativ redusă între acestea; Utilizând viteza de degajare a căldurii se poate stabili ulterior variația presiunii din cilindru, valorile stabilite cu modelele unizonale concepute apropiindu-se semnificativ de valorile experimentale, corelații similare fiind obținute și cu modelul cvasi dimensional AVL, cu erori sub 1%; Tendința înregistrată experimental de scădere a fumului și a emisiilor de oxizi de azot, într-un domeniu limitat de variație a gradului de substituție, poate fi explicată cu ajutorul modelelor unizonale concepute, prin efectul combinat al presiunii și temperaturii gazelor de ardere, tendință care se regăsește și la valorile stabilite cu modelul cvasi dimensional AVL; Între rezultatele investigațiilor teoretice și rezultatele investigațiilor experimentale există o dispersie extrem de mică, fiind astfel validate modelele termodinamice utilizate.*

CAPITOLUL VI

6. CONCLUZII, CONTRIBUȚII PERSONALE, DIRECȚII VIITOARE DE CERCETARE. DISEMINAREA REZULTATELOR CERCETĂRILOR EFECTUATE

6.1. CONCLUZII

Concluziile generale: *Nivelul emisiei de NO_x scade cu 42% datorită reducerii cantității de oxigen disponibil și reducerii temperaturii gazelor la creșterea gradului de substituție a motorinei cu GPL, la regimul de 85% sarcină și turație 2000 rot/min; la sarcină parțială 40% și turație 3900 rot/min, nivelul emisiei de NO_x se reduce cu maxim 29% la $x_c=21,57\%$. La celelalte grade de substituție nivelul emisiei de NO_x se reduce cu până la 21,5% comparativ cu nivelul emisiei de NO_x măsurat la funcționarea motorului la alimentarea cu motorină. La sarcină de 55% și turație 3900 rot/min, la alimentarea duală nivelul emisiei de NO_x se reduce în mod continuu cu până la 17,7% la x_c maxim comparativ cu $x_c=0\%$. La sarcină de 70% și turație 3900 rot/min, nivelul emisiei de NO_x se reduce continuu cu până la 22,3% la creșterea gradului de substituție. Reducerea nivelului de oxizi de azot poate fi explicată prin reducerea oxigenului disponibil în cilindru odată cu mărirea dozei de GPL injectate în admisia motorului și prin reducerea duratei de ardere și de atingere a temperaturii maxime a gazelor, durată mult mai mică decât cea necesară formării oxizilor de azot datorită creșterii vitezei de ardere a amestecurilor omogene aer-GPL; Nivelul emisiei de HC scade cu 63% datorită vitezei ridicate de ardere a amestecurilor omogene aer-GPL, la regimul de 85% sarcină și turație 2000 rot/min; la regimul de turație 3900 rot/min, arderea cu viteze ridicate a amestecurilor omogene aer-GPL asigură reducerea emisiei de HC cu până 52,5% la sarcină de 40%, cu până la 85,7% la sarcină de 55% și respectiv cu 98,3% la sarcină de 70%. La reducerea nivelului emisiei de HC contribuie și reducerea cantității de carbon din amestecul final odată cu creșterea gradului de substituție al motorinei cu gaz petrolier lichefiat; Nivelul emisiei de fum, evaluat prin cifra de fum K, se reduce cu 30% datorită reducerii conținutului de carbon și vitezei ridicate de ardere a amestecurilor omogene aer-GPL, la regimul de 85% sarcină și turație 2000 rot/min; La regimul de sarcină 40% opacitatea se reduce cu până la 67,5%, la $x_c=21,57\%$ față de alimentarea clasică, reducerea fiind importantă, de 62,5% și la gradul de substituție maxim, $x_c=39,14\%$. Cifra de fum K se reduce cu până la 66,6% la alimentarea duală și grad de substituție maxim comparativ cu alimentarea numai cu motorină, reduceri mai importante fiind înregistrate încă din intervalul $x_c=21,57\%...39,41\%$ al gradului de substituție. La alimentarea duală, la regimul de 55% sarcină, nivelul de opacitate a gazelor de evacuare se reduce cu 50% ($x_c=0,5\%$) în comparație cu alimentarea clasică. La acest regim de sarcină cifra de fum K se reduce cu 55,5% la alimentarea duală pentru gradul de substituție maxim. La regimul de sarcină 70%, comparativ cu alimentarea clasică alimentarea*

motorului cu motorină și GPL asigură reducerea continuă a nivelului opacității gazelor de evacuare cu până la 39,13% la $x_c=0,5\%$, reducerile fiind mai semnificative după $x_c=0,3\%$, în intervalul $x_c=0,31\%...0,51\%$. Cifra de fum K , se reduce cu până la 45,4% la alimentarea duală.

Scăderea accentuată a nivelului emisiilor poluante, a emisiei de dioxid de carbon și reducerea consumului specific energetic la creșterea gradului de substituție a motorinei cu GPL, confirmă realizarea obiectivelor lucrării elaborate și subliniază astfel premisele utilizării motorului diesel de automobil în condițiile noii politici de *green deal*.

6.2. CONTRIBUȚII PERSONALE

Contribuțiile personale ale autorului la întocmirea tezei de doctorat sunt: *Actualizarea stadiului prezent al cercetării în domeniul utilizării GPL la motoarele diesel prin sintetizarea informațiilor din domeniu; Modernizarea standului de investigații experimentale ale motorului. Upgradarea unității de comandă a frânei electrice; Stabilirea procedurii de efectuare a investigațiilor experimentale ale motorului diesel de automobil alimentat cu GPL în sistem dual; Adaptarea unui model fizico-matematic unizonal pentru simularea proceselor din cilindrul motorului diesel de automobil alimentat cu GPL în sistem dual; Modelarea proceselor de pulverizare, de vaporizare a picăturilor de motorină și formarea amestecului aer-combustibil; Validarea modelului fizico-matematic folosit prin analiza comparativă a rezultatelor investigațiilor experimentale și teoretice efectuate.*

6.3. DIRECȚII VIITOARE DE CERCETARE

Direcții viitoare de cercetare sunt următoarele: *Implementarea soluției de alimentare cu GPL a motorului la bordul automobilului și efectuarea unor investigații experimentale în condiții reale de cale, la regimuri de sarcini și turații utilizate frecvent în exploatare; Utilizarea injecției directe a GPL-ului în cilindrul motorului; Stabilirea soluțiilor optime de reglaj ale motorului - avans injecție motorină, mărime pilot motorină, consum GPL, dozaj etc, la diferite regimuri de funcționare; Ecologizarea motorului diesel de automobil alimentat cu GPL prin utilizarea unor soluții de neutralizare a CO_2 și a NO_x .*

BIBLIOGRAFIE SELECTIVA

- [1] *D.P. von Rosenstiel, D.F. Heuermann, S. Hüsigg*, Why has the introduction of natural gas vehicles failed in Germany?—lessons on the role of market failure in markets for alternative fuel vehicles, *Energy Pol.*, 78 (2015), pp. 91-101, [10.1016/j.enpol.2014.12.022](https://doi.org/10.1016/j.enpol.2014.12.022)
- [2] *M.E.J. Stettler, W.J.B. Midgley, J.J. Swanson, D. Cebon, A.M. Boies*, Greenhouse gas and noxious emissions from dual fuel diesel and natural gas heavy goods vehicles, *Environ. Sci. Technol.*, 50 (2016), pp. 2018-2026, [10.1021/acs.est.5b04240](https://doi.org/10.1021/acs.est.5b04240)
- [4] *Liviu Nemoianu, Alexandru Cernat, Constantin Pană, Nicolae Negurescu, Cristian Nuțu*, Study of the Diesel Cycle Variability at LPG Fuelling-MATEC Web of Conferences 2017;112:10006, DOI: 10.1051/mateconf/201711210006.e10006
- [8] *C. Pană, N. Negurescu, M. G. Popa, A. Cernat*, Experimental Aspects of the Use of LPG at Diesel Engine, *Scientific Bulletin of UPB, Seria D*, 1, 2010
- [9] *Marcel Ginu Popa, Niculae Negurescu, Constantin Pană*, Motoare Diesel. Procese, vol I, II, Editura Matrix Rom Bucuresti, 2003
- [10] *Niculae Negurescu, Constantin Pană, Marcel Ginu Popa*, Motoare cu ardere internă, vol II, Litografia I.P.B.. 1985
- [11] *Constantin Pană, Niculae Negurescu, Marcel Ginu Popa, Alexandru Cernat, Dorin Soare*, Sistem dual de alimentare cu combustibili alternativi pentru ecologizarea motoarelor diesel de automobil, Contract nr. 3812
- [12] *Pana, C., Negurescu, N., Popa, M. G., Cernat, Al., Despa, P., Bujgoi, Fl.*, „Aspects of the LPG Use in Diesel Engine by Diesel-Gas Method”, FISITA World 2008, Munchen, 2008.
- [13] *Cernat Alexandru*, Contribuții la studiul funcționării unui motor diesel la alimentarea cu motorină și gaz petrolier lichiefiat, Teza doctorat, UPB, 2010
- [16] *Pischinger F., Menne R.*, Dieselizeinstoffbetrieb mit Flussigeinspritzung von Propan/Butan ins Ansaugrohr, *MTZ* 40 (1979), nr.3
- [18] *Goto S, Lee D., Wakao Y., Honma H., Mori M., Akasaka Y., Hasimoto K., Motohashi M., Konno M.*, Development of an LPG DI Diesel Engine Using Cetane Number Enhancing Additives – SAE Paper 1999-01-3602, *Alternative Fuels 1999*, SP-1482
- [19] *Kajitani S., Chen C.L., Oguma M., Alam M., Rhee K.T.*, Direct injection Diesel Engine Operated with Propane – DME Blended Fuel, SAE Technical Paper Series 982536

- [20] *Negurescu N., Pana, C., Popa, M. G., Racovitză Al.*, Research on LPG Fuelling Diesel Engine, AMMA 2002, Cluj-Napoca
- [21] *Pana C., Negurescu N., Popa M. G., Cernat Al.*, Cercetari privind utilizarea GPL la motorul diesel, contract de cercetare UPB – MASTER SA, nr 24-01-03/2001
- [25] *Fujimoto, K., Congming, L., Xingdong, Y., Muroi, T., Yoshino, K.*, Production of Liquefied Petroleum Gas (LPG) from Biomass or Biogas, Japan Gas Synthesis Co. LTD., Japan 9 th Biomass Asian Workshop 2012.12.3-4
- [26] ***<http://www.instalatii/gplpitesti.ro/instalatii-auto-de-gaz-gpl/injectie-mecanica>
- [27] *L. Nemoianu, C. Pana, N. Negurescu, A. Cernat, D. Fuiiorescu si C. Nutu*, On LPG use at diesel engine: pollutant emissions level and cycle variability aspects, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, <http://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/444/7/072002> -.
- [28] *Pedessac J and Dagnas F X*, GPL Carburant: un carburant propre d'aujourd' hui et pour demain, Comite Francais du Butane et du Propane (France),2004
- [29] *Bielaczyc P, Szczotka A and Brodzinski H*, Analysis of the Exhaust Emissions from Vehicles Fuelled with Petrol or LPG and CNG Alternatively, Journal of Kones. Combustion Engines 1-2 B pp 363-369, 2001
- [116] *Negurescu N., Pană C., Popa M.G.*, Motoare cu ardere internă. Procese, Volumul I, II, MatrixRom, București, 1996
- [117] *Ramos J.L.*, Internal combustion engine modelling, Hemisphere Publishing Corporation, 1989.
- [118] *Hohenberg G.*, Berechnung des gaseitigen Warneubertganges in Dieselmotoren-MTZ 41(1980), nr 7/8.
- [119] *Apostolescu N, Chiriac R*, Procesul arderii în motorul cu ardere internă, Editura Tehnică, București, 1998