

CONTRIBUȚII LA ADAPTAREA UNUI SISTEM DE INJEȚIE PENTRU FOLOSIREA COMBUSTIBILILOR LICHIZI NECONVENȚIONALI LA UN M.A.C. CU INJEȚIE DIRECTĂ

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

Ing. George Daniel Piciora

Conducător științific: prof.univ.dr.ing Dănilă Iorga
Referenți științifici: prof.univ.dr. ing. Niculae Negurescu
prof.univ.dr.ing. Marin Bică
prof.univ.dr.ing. Mihai Nagi

Ziua susținerii tezei: 24.05.2013

Seriile Teze de doctorat ale UPT sunt:

- | | |
|---|--|
| 1. Automatică | 9. Inginerie Mecanică |
| 2. Chimie | 10. Știința Calculatoarelor |
| 3. Energetică | 11. Știința și Ingineria Materialelor |
| 4. Ingineria Chimică | 12. Ingineria sistemelor |
| 5. Inginerie Civilă | 13. Inginerie energetică |
| 6. Inginerie Electrică | 14. Calculatoare și tehnologia informației |
| 7. Inginerie Electronică și Telecomunicații | 15. Ingineria materialelor |
| 8. Inginerie Industrială | 16. Inginerie și Management |

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

Copyright © Editura Politehnica – Timișoara, 2013

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

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

Cuvânt înainte

Lucrarea "**CONTRIBUȚII LA ADAPTAREA UNUI SISTEM DE INECȚIE PENTRU FOLOSIREA COMBUSTIBILILOR LICHIZI NECONVENȚIONALI LA UN M.A.C. CU INECȚIE DIRECTĂ**" are la bază activitatea de cercetare de peste 10 de ani a autorului începută la Universitatea Politehnica din Timișoara, Departamentul de Mașini Mecanice, Utilaje și Transporturi. Ea a putut fi elaborată datorită climatului de cercetare științifică existent în Universitatea din Timișoara și datorită colaborării de peste 8 de ani a autorului cu Departamentul de Autovehicule, Transporturi și Inginerie Industrială, de la Facultatea de Mecanică, din Craiova.

Îmi exprim mulțumirile și considerația față de D-l prof. dr. ing. Dănilă IORGA, conducătorul științific al acestei lucrări pentru întreaga activitate de îndrumare științifică și profesională.

Mulțumesc referenților, d-lui prof. dr. ing. Nicolae NEGURESCU, d-lui prof. dr. ing. Marin BICĂ, d-lui prof. dr. ing. Mihai NAGI, pentru atenția deosebită cu care au lecturat manuscrisul, pentru observațiile și sugestiile făcute.

Mulțumesc pe această cale tuturor colaboratorilor de la I.N.M.A. București și de la Facultatea de Chimie din Craiova, colectivului Departamentului Mașini Mecanice, Utilaje și Transporturi, de la Universitatea Politehnica Timișoara, pentru sugestiile făcute la susținerea referatelor.

Timișoara, mai 2013

George Daniel Picioarea

AUTORUL

Destinatarii dedicației.

Domnul Prof.dr.ing. Dănilă Iorga
Domnul Prof.dr.ing. Mihai Nagi
Domnul Prof.dr.ing. Niculae Negurescu
Domnul Prof.dr.ing. Marin Bică
Conf.dr.ing. Ilie Dumitru
Cercetător dr.ing.INMA Mircea Nicolescu
S.l.dr.ing. Dragoș Tutunea

Picioarea, George Daniel

CONTRIBUȚII LA ADAPTAREA UNUI SISTEM DE INECȚIE PENTRU FOLOSIREA COMBUSTIBILILOR LICHIZI NECONVENȚIONALI LA UN M.A.C. CU INECȚIE DIRECTĂ

Teze de doctorat ale UPT, Seria 9, nr. 137, Editura Politehnica, 2013, 141 pagini, 77 figuri, 37 tabele

ISSN:1842-4937

ISBN:978-606-554-668-4

Cuvinte cheie: pulverizator, biocombustibil

Rezumat:

Schimbările climatice dramatice ce survin la nivel mondial și resursele naturale petrolifere tot mai puține au accentuat necesitatea găsirii urgente a soluțiilor alternative la combustibilii folosiți pentru autovehicule. Întrucât în condițiile actuale piața autovehiculelor se confruntă cu o criză a combustibililor lucrarea de față și-a propus o cercetare teoretică și experimentală în acest domeniu al biocombustibililor, vizând optimizarea condițiilor de inecție a acestora prin adoptarea unor soluții constructive ale pulverizatoarelor.

Teza de doctorat cuprinde 6 capitole în care sunt parcurse pe rând: stadiul actual al utilizării și tehnologiilor biocombustibililor, stadiul actual al adaptării sistemului de inecție pentru alimentarea cu biocombustibili, pulverizarea biocombustibilului B20 di ulei de pește în diferite variante constructive ale pulverizatoarelor , respectiv studiul caracteristicilor de pulverizare pentru cele cu orificii multiple, 4,6,7, 8.Urmează simularea procesului de inecție pentru 2 tipuri de combustibil (motorină și B20 din ulei de pește).Capitolul următor vizează funcționarea la mers în gol forțat a motorului de test în utilizarea variantelor pulverizatoarelor cu orificii multiple și studiul funcționării motorului de test în sarcină cu utilizarea pulverizatoarelor cu 6 orificii pentru diferite presiuni de inecție și 2 temperaturi specific preîncălzirii biocombustibilului.

CUPRINS

CAPITOLUL 1	
Utilizarea cobustibililor neconvenționali la motoarele cu ardere internă	17
1.1. Standarde pentru biocombustibili	17
1.2. Actele normative care definesc dezvoltarea producerii biocombustibililor biodegradabili, biodiesel	18
1.3. Clasificarea generațiilor de biocombustibili	19
1.4. Tehnologii de obținere a biocombustibilului	19
1.5. Emisiile în cazul biocombustibililor	21
1.6. Scurt istoric al biocombustibililor în România	24
1.7. Stadiul cercetărilor actuale în domeniul biocombustibililor în Romania	26
1.8. Necesitatea utilizării biocombustibililor	28
CAPITOLUL 2	
Stadiul actual privind pulverizarea biocombustibililor la motoarele cu aprindere prin comprimare cu injecție directă și adaptarea sistemului de injecție pentru pulverizarea acestora	31
2.1.Noțiuni introductive	31
2.2. Experimente privind stabilitatea la oxidare a biodieselului de pește	35
2.3. Stadiul actual al motoarelor cu aprindere prin comprimare cu injecție directă	40
2.4. Determinarea experimentală a caracteristicilor jetului de combustibil injectat	43
2.5.Considerații teoretice privind oportunitatea adaptării sistemului de injecție în cazul folosirii biocombustibililor la motoarele cu aprindere prin comprimare cu injecție directă	48
CAPITOLUL 3	
Cercetări experimentale ale procesului de injecție în condițiile modificării parametrilor caracteristici	50
3.1. Stadiul actual al cercetărilor privind procesul de injecție cu parametrii modificați	50
3.2. Cercetări experimentale ale procesului de injecție în condițiile modificării parametrilor caracteristici.	52
3.3 Dinamica pulverizării combustibilului. Dinamica jetului	53
3.4. Ridicarea experimentală a caracteristicilor de pulverizare și interpretarea lor	56
CAPITOLUL 4	
Simularea proceselor de injecție în motoarele cu aprindere prin comprimare cu injecție directă alimentat cu biocombustibil	78
4.1. Considerații teoretice privind autoaprinderea și arderea în motorul Diesel cu injecție directă	78
4.2 Considerații teoretice privind modelarea arderii în motoarele cu aprindere prin comprimare	81
4.3 Simularea proceselor de ardere în motorul cu aprindere prin comprimare cu injecție directă D115	82
4.4. Interpretarea rezultatelor	89

6 Cuprins

CAPITOLUL 5	
Cercetări experimentale privind performanțele energetice și nivelul de poluare ale unui motor cu aprindere prin comprimare cu injecție directă alimentat cu biocombustibil în condițiile modificării parametrilor injecției	94
5.1. Componenta standului experimental și a aparaturii folosite	94
5.2. Tehnologia folosită	97
5.3. Date tehnice inițiale ale încercării motorului de test D115	97
5.4. Conținutul încercărilor	97
5.5. Cercetări experimentale cu motorul în sarcină. Ridicarea caracteristicii de turație	102
5.6. Sinteza rezultatelor încercărilor	111
5.7. Concluzii	115
CAPITOLUL 6	116
Concluzii finale și contribuții personale	
6.1. Concluzii finale	116
6.2. Probleme ce apar în cazul operării cu biodiesel	117
6.3 Contribuții personale	118
Bibliografie	120

LISTA ABREVIERILOR

1. γ [m^2/s] - vîscozitatea cinematică;
2. K [mm^2/s^2] - constanta capilarei;
3. τ [s] - timpul măsurat;
4. n [-] - indicele de refracție al lichidului analizat;
5. K [-] - titrul soluției de KOH 0,1N;
6. V [ml] - volumul de hidroxid folosit la titrare;
7. M [g] - masa de biodiesel folosită la titrare;
8. d_{API} [grade API] - densitatea combustibilului;
9. CC [-] - cifra cetanică;
10. T_d [-] - durata întârzierii la autoaprindere;
11. L [mm] - distanța de pătrundere;
12. b [mm] - lățimea jetului;
13. δ [grade] - unghiul de dispersie al jetului;
14. W_m [kg/s] - viteza frontului jetului;
15. C_d [-] - coeficient de descărcare;
16. A_n [m^2] - suprafața orificiului;
17. ρ_l [kg/m^3] - densitatea combustibilului lichid;
18. p_1 [N/m^2] - presiunea comb. în camera de presiune a pulverizatorului;
19. p_2 [N/m^2] - contrapresiunea în care are loc injecția;
20. d_{10} [-] - diametrul mediu aritmetic;
21. d_{20} [-] - diametrul mediu de suprafață;
22. d_{32} [-] - diametrul mediu Sauter;
23. W_i [-] - viteza combustibilului injectat;
24. l_n [m] - lungimea orificiului;
25. d_n [m] - diametrul orificiului;
26. C [-] - nucleul jetului, format din picături de combustibil, a căror mărime descrește spre exterior;
27. A [-] - zona amestecurilor preformate inflamabile;

8 Lista abrevierilor

28. Z [-] - zona amestecurilor sărace neinflamabile, la exteriorul căreia se găsește numai aer ($\lambda = \infty$);
29. t_{aer} [°C] - temperatura atmosferică;
30. p_{aer} [kPa] - presiunea atmosferică;
31. U [%] - umiditatea atmosferică relativă;
32. $P_{e,p}$ [kW] - puterea efectivă a motorului;
33. $M_{e,p}$ [Nm] - este momentul măsurat la priză;
34. n_p [rot/min] - este turația arborelui prizei;
35. c_e [g/kWh] - consumul specific efectiv de combustibil;
36. C [kg/h] - este consumul orar de combustibil;
37. p_s [kPa] - este presiunea atmosferică a aerului uscat;
38. $p_{vs}=p_{vs}(T_{\text{atm}})$ [kPa] - este presiunea vaporilor saturați de apă la temperatura T_{atm} , cu valori extrase din tabele;
39. f_a [-] - factorul atmosferic;
40. m_c [g/ciclu] - doza medie de combustibil injectată în ciclul motor;
41. m_{ccr} [-] - doza de carburant corectată;
42. V_t [l] - este cilindrul totală a motorului;
43. f_m [-] - factorul de motor;
44. α_{cr} [-] - factorul de corecție a puterii;
45. α_{fr} [-] - factorul de corecție a indicelui de fum;
46. P_{ec} [kW] - puterea efectivă, corectată;
47. M_{ec} [daNm] - momentul efectiv, corectat;
48. c_{ec} [g/kWh] - consumul specific efectiv de combustibil, corectat;
49. k_c [m⁻¹] - indicele de fum, corectat;
50. σ [-] - abaterea standard empirică;
51. IP [mEO₂/kg] - indicele de peroxid;
52. V_m [ml] - număr ml soluție tiosulfat de sodiu 0,001 N folosiți la titrarea probei martor;
53. m [g] - masa probei de biodiesel;
54. F [-] - factorul soluției de tiosulfat de sodiu 0,001 N;
55. N [-] - normalitatea soluției de tiosulfat de sodiu 0,001 N;
56. K [-] - titrarea soluției de KOH 0.1 N;
57. V [ml] - volumul de hidroxid folosit la titrare;
58. M [g] - masa de biodiesel folosită la titrare.

LISTA FIGURILOR

Nr. crt.	Denumirea figurii
1	Fig.1.1. Procesul de transesterificare
2	Fig. 2.1. Reacția de obținere a biodieselului din acizi grași
3	Fig. 2.2. Fluxul tehnologic de obținere a biodieselului
4	Fig. 2.3. Mecanismul de oxidare al oleatelor și linoleatelor
5	Fig. 2.4. Instalație pentru determinarea stabilității la oxidare
6	Fig. 2.5. Atacul radicalului peroxid de către β -caroten
7	stabilitatea la oxidare a probelor de biocombustibil tratat ▲sau netratat ■
8	Fig. 2.7. Aciditatea probelor de biocombustibil a probelor de biocombustibil tratat ▲sau netratat ■
9	Fig. 2.8. Valorile indicelui de peroxid la probele de biocombustibil biocombustibil tratat ▲sau netratat ■
10	Fig.2.9. Simularea procesului de injecție
11	Fig.2.10. Imaginile obținute pentru M100 și B25
12	Fig.2.11.Penetrația jetului și unghiul conului de pulverizare
13	Fig 2.12. Variația densității biocombustibilului în timpul folosirii ultrasunetelor
14	Fig. 2.13. Modelul camerei de ardere
15	Fig. 2.14. Simularea ariei de combustie la biodiesel fără utilizarea ultrasunetelor
16	Fig. 2.15. Simularea ariei de combustie utilizând ultrasunetele
17	Fig. 3.1.Standul experimental pentru studiul procesului de injecție
18	Fig. 3.2. Penetrația jetului
19	Fig. 3.3. Unghiul conului
20	Fig. 3.4. Schema camerei de injecție
21	Fig.3.5. Standul experimental
22	Fig. 3.6. Amprenta jetului pentru 6 orificii, $p=230$ bar, $p=250$ bar, $p=280$ bar, poziția orificiului perpendiculară pe placă
23	Fig. 3.7. Detaliul picăturilor de biocombustibil B20 la: $P_0=230$ bar, $L_e=220$ mm, $n_0= 4$ $r_0=10$ mm
24	Fig. 3.8. Detaliul picăturilor de biocombustibil B20 la: $P_0=230$ bar, $L_e=220$ mm, $n_0= 6$ $r_0=10$ mm

10 Lista figurilor

25	Fig. 3.9. Detaliul picăturilor de biocombustibil B20 la: $P_0=230 \text{ bar}$, $L_e=220 \text{ mm}$, $n_0= 7$ $r_0=10 \text{ mm}$
26	Fig. 3.10. Detaliul picăturilor de biocombustibil B20 la: $P_0=230 \text{ bar}$, $L_e=220 \text{ mm}$, $n_0= 8$ $r_0=10 \text{ mm}$
27	Fig. 3.11. Detaliul picăturilor de biocombustibil B20 la: $P_0=250 \text{ bar}$, $L_e=220 \text{ mm}$, $n_0= 6$ $r_0=5 \text{ mm}$
28	Fig. 3.12. Detaliul picăturilor de biocombustibil B20 la: $P_0=250 \text{ bar}$, $L_e=220 \text{ mm}$, $n_0= 7$ $r_0=5 \text{ mm}$
29	Fig. 3.13. Detaliul picăturilor de biocombustibil B20 la: $P_0=250 \text{ bar}$, $L_e=220 \text{ mm}$, $n_0= 8$ $r_0=5 \text{ mm}$
30	Fig.3.14.a Schema injectorului D115 și a pulverizatorului RO - DLLA 145 S 448 Fig.3.14.b Pulverizatorul cu 6 orificii Fig.3.14.c Pulverizatorul cu 7 orificii
31	Fig.3.15. Caracteristica de pulverizare pentru pulverizator cu 4 orificii, $p=230 \text{ bar}$ Tabelul 3.7.Centralizator pentru pulverizator cu 4 orificii , $p=250 \text{ bar}$
32	Fig.3.16. Caracteristica de pulverizare pentru pulverizator cu 4 orificii, $p=250 \text{ bar}$
33	Fig.3.17.Caracteristica de pulverizare pentru 4 orificii, $p=280 \text{ bar}$
34	Caracteristica de pulverizare pentru pulverizator cu 6 orificii , $p = 230 \text{ bar}$
35	Fig. 3.19. Caracteristica de pulverizare pt 7 orificii $p=230 \text{ bar}$
36	Fig. 3.20. Caracteristica de pulverizare pentru pulverizator cu 8 orificii, $p=230 \text{ bar}$
37	Fig. 3.21. Caracteristica de pulverizare la $p=230 \text{ bar}$ pentru pulverizator cu: 4, 6, 7 și 8 orificii
38	Fig. 3.22. Caracteristica de pulverizare pentru pulverizator cu 6 orificii, $p=250 \text{ bar}$
39	Fig. 3.23. Caracteristica de pulverizare pentru pulverizator cu 7 orificii, $p=250 \text{ bar}$
40	Fig. 3.24. Caracteristica de pulverizare pentru pulverizator cu 8 orificii, $p=250 \text{ bar}$
41	Fig. 3.25. Caracteristicile de pulverizare pentru pulverizator cu 4, 6, 7 și 8 orificii la $p=250 \text{ bar}$

42	Fig. 3.26. Caracteristica de pulverizare pentru 6 orificii $p=280$ bar
43	Fig. 3.27. Caracteristica de pulverizare pentru pulverizator cu 7 orificii, $p=280$ bar
44	Caracteristica de pulverizare pentru pulverizator cu 8 orificii, $p= 280$ bar
45	Caracteristicile de pulverizare pentru pulverizator cu 4, 6, 7 și 8 orificii la $p=280$
46	Relarea diagramei de presiune, cu viteza de ardere și jetul de combustibil.
47	Formularea pulverizării combustibilului în interiorul și exteriorul camerei de ardere
48	Fig 4.3 Date intrare tip motor, număr cilindri și sistem de răcire
50	Fig.4.5 Date privind construcția pistonului
51	Fig 4.6. Sistem răcire, valoarea factorului Woschni
52	Fig. 4.8 Dimensiunile cupei din capul pistonului
53	Fig. 4.9 Proprietăți motorină
54	Fig.4.10 Distribuția de motorină în camera de ardere
55	Fig. 4.11 Proprietăți biodiesel de palmier
56	Fig.4.12 Distribuția de biodiesel de palmier în camera de ardere
57	Fig. 4.13 Proprietăți biodiesel de pește
58	Fig.4.14 Distribuția de biodiesel de ulei de pește în camera de ardere
59	Fig.4.15. Jetul secundar proiectat pe suprafața capului pistonului
60	Fig. 4.16.Jetul principal
61	Fig.4.17. Jetul pe pereții pistonului
62	Fig.4.18.Capul pistonului
63	Fig.4.19.Jetul la pereții cilindrului
64	Fig.4.20. Procesul de combustie
65	Fig.4.21. Motorină, biodiesel din ulei de palmier, biodiesel din ulei de pește
66	Fig. 4.22. Simularea arderii
67	Fig. 5.1.a Demontarea și montarea pulverizatoarelor în diferite variante constructive Fig. 5.1.b. Motorul D115 și aparat Stargas utilizat pentru măsurarea noxelor
68	Fig. 5.2. Emisiile de CO în diverse variante constructive ale pulverizatorului
69	Fig. 5.3. Emisiile de HC în diverse variante constructive ale pulverizatorului
70	Fig. 5.4. Emisiile de O_2 în diverse variante constructive ale pulverizatorului

12 Lista figurilor

71	Fig. 5.5.a. Caracteristica externă a motorului în varianta 1 Fig. 5.5.b. Caracteristica externă a motorului în varianta 2 Fig. 5.5.c. Caracteristica externă a motorului în varianta 3
72	Fig. 5.5.d. Caracteristica externă a motorului în varianta 4
73	Fig. 5.5.e. Caracteristica externă a motorului în varianta 5
74	Fig. 5.5.f. Caracteristica externă a motorului în varianta 6
75	Fig. 5.6a. Evoluția momentului funcție de turație Fig. 5.6.b Evoluția puterii funcție de turație
76	Fig.5.7.Evoluția consumului specific de combustibil funcție de turație
77	Fig. 5.8.Evoluția gradului de fum funcție de turație

LISTA TABELELOR

Nr. crt.	Denumirea tabelului
1	Tabelul 1.1. Consumul de energie regenerabilă prevăzut la conferința de la Kyoto
2	Tabelul 1.2. Standardizarea proprietăților chimice ale biocombustibililor
3	Tabelul 1.3. Regimurile de transesterificare a uleiului vegetal
4	Tabelul 1.4. Standardul ONORM C 1190
5	Tabelul 1.5. Specificațiile de calitate pentru biodieselul B 100 conform ASTM D6751-03 comparativ cu motorina
6	Proprietățile comparative fizico-chimice ale combustibililor proveniți din ulei de pește
7	Tabelul 2.1. Compoziția în acizi grași a uleiului de pește, %
8	Tabelul 3.1. Condiții de injecție pentru pulverizator modificat
9	Tabelul 3.2. Caracteristicile geometrice și functionale ale pulverizatorului utilizat
10	Tabelul 3.3. Rezultatele injectiei pentru B20 din ulei de pește și motorină
11	Tabelul 3.4. Caracteristicile combustibilului pulverizat
12	Tabelul 3.5. Centralizator pentru pulverizator cu 4 orificii, $p = 230$ bar
13	Tabelul 3.6. Centralizator pentru pulverizator cu 4 orificii, $p = 250$ bar
14	Tabelul 3.7. Centralizator pentru pulverizator cu 4 orificii, $p = 280$ bar
15	Tabelul 3.8. Centralizator pentru pulverizator cu 6 orificii, $p = 230$ bar
16	Tabelul 3.9. Centralizator pentru pulverizator cu 7 orificii, $p = 230$ bar
17	Tabelul 3.10. Centralizator pentru pulverizator cu 8 orificii, $p = 230$ bar
18	Tabelul 3.11. Centralizator pentru pulverizator cu $n_0 = 4, 6, 7$ și 8 orificii la $p = 230$ bar
19	Tabelul 3.12. Centralizator pentru pulverizator cu 6 orificii, $p = 250$ bar
20	Tabelul 3.13. Centralizator pentru pulverizator cu 7 orificii, $p = 250$ bar
21	Tabelul 3.14. Centralizator pentru pulverizator cu 8 orificii, $p = 250$ bar
22	Tabelul 3.15. Centralizator pentru pulverizator cu 4, 6, 7 și 8 orificii, $p = 250$ bar
23	Tabelul 3.16. Centralizator pentru pulverizator cu 6 orificii, $p_0 = 280$ bar
24	Tabelul 3.17. Centralizator pentru 7 orificii, $p_0 = 280$ bar
25	Tabelul 3.18. Centralizator pentru pulverizator cu 8 orificii, $p_0 = 280$ bar
26	Tabelul 3.19. Centralizator pentru pulverizator cu $n_0 = 4, 6, 7$ și 8 orificii, $p = 280$ bar
27	Tabelul 5.1. Principalele caracteristici ale motorului pe care s-au realizat experimentele
28	Tabelul 5.2. Specificații tehnice tahometru digital
29	Tabelul 5.3. Caracteristicile motorinei folosite
30	Tabelul 5.4. Emisii gaze de ardere B20 (20%Biodiesel pește+80%Motorină) varianta cu 6 orificii
31	Tabelul 5.5. Emisii gaze de ardere B20 (20%Biodiesel pește+80%Motorină) varianta pulverizatorului cu 4 orificii

14 Lista tabelelor

32	Tabelul 5.6. Emisii gaze de ardere B20 (20%Biodiesel pește+80%Motorină) varianta pulverizatorului cu 5 orificii
33	Tabelul 5.7. Emisii gaze de ardere B20 (20%Biodiesel pește+80%Motorină) varianta pulverizatorului cu 7 orificii
34	Tabelul 5.8. Emisii gaze de ardere B20 (20%Biodiesel pește+80%Motorină) varianta pulverizatorului cu 8 orificii
35	Tabelul 5.9. Evoluțiile „indicelui de fum” la funcționarea motorului cu B2
36	Tabelul 5.10. Evoluțiile momentului la funcționarea motorului cu B20
37	Tabelul 5.11. Evoluțiile puterii la funcționarea motorului cu B2

PREFAȚĂ

Schimbările climatice dramatice ce survin la nivel mondial și resursele naturale petrolifere tot mai puține au accentuat necesitatea găsirii urgente a soluțiilor alternative la combustibilii folosiți pentru autovehicule.

Avantajele biocombustibililor sunt certe. Un prim avantaj îl reprezintă cantitatea de dioxid de carbon emisă în urma arderii acestuia, aceasta fiind mult mai mică decât în cazul combustibililor clasici. Un alt avantaj ce poate ajuta la reducerea CO₂ din atmosferă îl reprezintă culturile destinate biocombustibililor care captează dioxidul de carbon și elimină oxigen până în momentul recoltării.

De asemenea, în producerea acestora se folosesc materiale biodegradabile, astfel apa folosită în producția bioetanolului nu va polua mediul. Din punct de vedere al siguranței în exploatare un avantaj al biocombustibililor este acela că au un coeficient de ardere mai scăzut decât combustibilii clasici. Din punct de vedere al impactului asupra mediului, aceștia sunt biodegradabili și nu poluează mediul în cazul unor accidente (deversări).

Microalgele sunt o alternativă interesantă la biocombustibilii obținuți din soia și rapiță. Ele sunt celule individuale sau lanțuri scurte de celule din algele care se găsesc în apă. Apar în aproape orice apă și pot fi cultivate foarte ușor.

Deși cunoscute încă de la apariția motorului cu aprindere prin comprimare, soluțiile combustibililor alternativi au fost mai puțin studiate în ceea ce privește optimizarea condițiilor lor de pregătire pentru injecția în motor întrucât petrolul oferea o soluție la îndemână și studiile s-au canalizat în această sferă de interes.

Existența unui sistem de alimentare dual: motorină și biocombustibil, devine necesar în perioadele reci, moment în care datorita vîscozității ridicate a biocombustibilului, injecția de combustibil se produce inadecvat, creând probleme, mai ales la pornirea motorului.

Întrucât în condițiile actuale piața autovehiculelor se confruntă cu o criză a combustibililor lucrarea de față și-a propus o cercetare teoretică și experimentală în acest domeniu al biocombustibililor, vizând optimizarea condițiilor de injecție a acestora prin adoptarea unor soluții constructive ale pulverizatoarelor.

Lucrarea elaborată ca teză de doctorat este structurată în 6 capitole și bibliografie ce cuprinde 159 titluri cu cele mai reprezentative lucrări publicate în domeniu (inclusiv cele publicate de autor).

În capitolul 1, Utilizarea combustibililor neconvenționali la motoarele cu ardere internă, s-a realizat o sinteză a tipurilor de biocombustibili utilizați la nivel mondial și diverse tehnologii de obținere a acestora.

În capitolul 2, Stadiul actual privind pulverizarea biocombustibililor la motoarele cu aprindere prin comprimare cu injecție directă și adaptarea sistemului de injecție pentru pulverizarea acestora, s-a făcut o analiză și o sinteză documentară a cercetărilor și realizărilor tehnice obținute până în prezent la nivel mondial. Abordarea a fost realizată din perspectiva optimizării sistemului de injecție al motoarelor cu aprindere prin comprimare în cazul injectării biocombustibililor, știut fiind faptul ca aceștia au proprietăți chimice și de ardere diferite de cele ale combustibililor convenționali, soluțiile găsite fiind optime din punct de vedere al construcției geometrice a pulverizatorului și a presiunii de injecție.

În capitolul 3, Cercetări experimentale ale procesului de injecție în condițiile modificării parametrilor caracteristici. Determinarea experimentală a fineții pulverizării prin injectarea pe o placă acoperită cu oxid de titan a biocombustibilului de probă în diverse variante constructive ale pulverizatorului cu 4, 6, 7 și 8 orificii.

În capitolul 4, Simularea proceselor de injecție în motoarele cu aprindere prin comprimare cu injecție directă alimentate cu biocombustibili, s-a simulat procesul de ardere în motorul diesel D115 atunci când este alimentat cu motorină și alternativ cu B20 din ulei de pește respectiv palmier, cu ajutorul softului Diesel RK, pentru un studiu comparativ al performanțelor motorului D115.

În capitolul 5, Cercetări experimentale privind performanțele energetice și nivelul de poluare ale unui motor cu aprindere prin comprimare cu injecție directă alimentat cu biocombustibil în condițiile modificării parametrilor injecției, s-a creat metodologia de măsurare a momentului efectiv, a puterii efective, a indicelui de fum și a consumului de combustibil în funcție de turația la priza de putere. Se realizează efectiv măsurătorile în diverse variante constructive ale pulverizatoarelor la mersul în sarcină se concluzionează cu privire la valorile obținute în comparație cu folosirea clasică a motorinei în aceleași variante constructive.

În capitolul 6, *Concluzii generale și contribuții personale* s-au prezentat concluziile generale, contribuțiile originale și, în final, se expun direcțiile viitoare de cercetare pentru extinderea și aprofundarea cercetărilor privind optimizarea calității injecției de biocombustibil.

CAPITOLUL 1

UTILIZAREA COMBUSTIBILILOR NECONVENȚIONALI LA MOTOARELE CU ARDERE INTERNĂ

1.1. Standarde pentru biocombustibili.

Emisiile de gaze cu efect de seră ale statelor industrializate au înregistrat o creștere marcantă începând cu anul 2000, potrivit cifrelor date spre publicare de secretariatul Convenției ONU privind schimbările climatice.

La conferința internațională de la Poznan (Polonia, 1 decembrie 2008) s-a constatat o creștere cu 2,3% a emisiilor generate de 40 state industrializate. Comunitatea internațională a început negocierea unui tratat din 2013 care să succedă Protocolului de la Kyoto. La Summitul liderilor țărilor membre G8 de la Aquila (Italia, iulie 2009) s-a decis să se reducă cu 50% emisiile de gaze cu „efect de seră” până în anul 2050 și cu 80% emisiile celor mai puternice state industrializate pentru a limita la 2° C creșterea temperaturii la nivel mondial [96].

În anul 2003 în România s-a înființat Asociația „Biocombustibili în România” [92], cu scopul dezvoltării și implementării biocarburanților. Un partener de discuții și conlucrări avizate (simpozioane, expoziții, interviuri, publicații etc.), cunoscător al situației internaționale din acest sector, trebuia să întocmească și să pună la dispoziție rapoarte și studii pertinente în domeniu, să sensibilizeze și să convingă opinia publică românească [52] asupra necesității unui Plan Național de stimulare și de implementare a producției și consumului de biocombustibili.

Tabelul 1.1. Consumul de energie regenerabilă prevăzut la conferința de la Kyoto

Energia, Mtpе (milioane tone de petrol echivalent)	Consumul, Mtpе 1995	Ponderea, %	Prevedere, Mtpе 2010	Pondere, %
Consumul total	1409	100	1633	100
Eoliană	0,9	0,06	17,6	1,1
Hidraulică	67,5	4,8	78,1	4,8
Fotovoltaică	0,006	-	0,7	0,05
Biomasă	44,8	3,12	135	8,3
Geotermală	1,2	0,1	2,5	0,15
Colector termosolar	0,26	0,02	4,0	0,24
Total energie regenerabilă	114,7	8,1	238,1	14,6

1.2. Actele normative care definesc dezvoltarea producerii biocombustibililor biodegradabili, biodiesel.

Conform stasurilor biodieselul este un ester metilic, produs din ulei vegetal sau animal, folosit drept combustibil diesel pentru motoare, a cărui obținere poate fi:

- Amestecare directă: B5, conf EN 590;
- Amestecuri mai complexe: B20, B30, B50 pentru flote de autovehicule.

Biodieselul nu este toxic pentru mediu și nu atacă pielea, reducând aproape toate emisiile de poluare a aerului. Importanță deosebită are faptul că se reduc emisiile componentelor toxice și cancerigene. Biodieselul pur nu conține sulfuri, deci nu provoacă ploii acide. B20 are 20 % din beneficiile biodieselului B100, la fel reduce funinginea și mirosul în comparație cu motorina (EN 14214) - standard internațional ce descrie cerințele minime pe care trebuie să le îndeplinească biodieselul.

Directiva UE 2003/30/CE prevede promovarea utilizării biocombustibililor și a altor combustibili regenerabili, în special în sectorul transporturilor, ca parte a politicii UE de reducere a dependenței de importul de energie și de scădere a emisiilor de gaze ce generează efectul de seră. De asemenea, în directiva menționată sunt prevăzute termene pentru ca statele membre să ia măsuri astfel încât pe piețele lor să fie promovați biocombustibilii care să înlocuiască 2% din energia conținută în benzină și motorină utilizate, până la sfârșitul anului 2005 și circa 20% până în anul 2020.

Hotărârea nr. 1844 din 22 decembrie 2005, privind promovarea utilizării biocarburanților și a altor carburanți regenerabili pentru transport, are ca scop promovarea utilizării biocarburanților și a altor carburanți regenerabili în vederea înlocuirii benzinei sau motorinei, pentru a contribui la unele obiective, cum ar fi: îndeplinirea angajamentelor privind schimbările climatice, asigurarea securității în aprovizionarea compatibilă cu mediul și promovarea utilizării surselor regenerabile de energie.

Tabelul 1.2. Standardizarea proprietăților chimice ale biocombustibililor:

Proprietate	Unitate	Limita min.	Limita max.	Metode de testare
Conținutul de esteri	%(m/m)	96,5	-	EN14103
Densitate la 15C	Kg/m ³	860	900	EN ISO 3675/EN ISO 12185
Vâscozitate la 40° C	mm ² /s	3,5	5,0	EN ISO 3104
Punctul de aprindere	C	>120	-	ISO CD 3679
Conținutul de sulf	mg/kg	-	10	EN ISO 20846/EN ISO 20884
Reziduu de carbon (la 10% din partea inferioară)	%(m/m)	-	0,3	ENISO 10370
Cifra cetanică	-	51,0	-	EN ISO 5165
Conținutul de cenușă sulfată	%(m/m)	-	0,02	ISO 3987
Conținutul de apă	mg/kg	-	500	EN ISO 12397
Contaminare totală	mg/kg	-	24	EN 12662
Coroziune cupru (3 ore la 50°C)	evaluare	grupa 1	grupa 1	EN ISO 2160
Stabilitate termică	-	-	-	-
Stabilitate la oxidare (la 110C)	ora	6	-	EN 14112
Indice de acid	mgKOH/g	-	0,5	EN 14104
Indice de iod	-	-	120	EN 14111
Acid linoleic metilester	%(m/m)	-	12	EN 14103

1.4. Tehnologii de obținere a biocombustibilului 19

Metilester poli-nesaturat (4 legături duble)	%(m/m)	-	1	
Conținutul metanol	%(m/m)	-	0,2	EN 14110
Conținutul de mono-gliceride	%(m/m)	-	0,8	EN 14105
Conținutul de di-gliceride	%(m/m)	-	0,2	EN 14105
Conținutul de tri-gliceride	%(m/m)	-	0,2	EN 14105
Glicerol liber	%(m/m)	-	0,2	EN 14105/EN 14106
Glicerol total	%(m/m)	-	0,25	EN 14105
Metale grupa I (Na + K)	mg/kg	-	5	EN 14108/En 14109
Conținutul de fosfor	mg/kg	-	10	EN 14107
Metale grupa II (Ca + Mg)	mg/kg	-	5	EN 14107

1.3. Clasificarea generațiilor de biocombustibili.

Biocombustibilii de primă generație [69,127] sunt biocombustibili fabricați din zahăr, amidon, ulei vegetal sau grăsimi animale folosind tehnologii convenționale. Materiile prime de bază pentru producția de biocombustibili din prima generație sunt de regulă semințe (soia), cereale (cum ar fi grâul, care produce amidon, fermentat în bioetanol) sau semințe de floarea-soarelui, care sunt presate pentru a obține ulei vegetal care poate fi folosit în biodiesel. Aceste materii prime sunt și resurse alimentare pentru animale sau om și în condițiile în care populația la nivel mondial este în creștere, utilizarea lor în producția de biocombustibili a fost criticată deoarece ar putea să conducă la penuria de alimente. Cei mai comuni biocombustibili din aceasta generație sunt: uleiurile vegetale, biodisel, bioalcooli (etanolul), biogazul.

A doua generație de biocombustibili includ biomasa din paie, coceni, plante nefurajere și nealimentare, deșeuri. Mulți biocarburanți din adoua generație sunt în curs de perfecționare, cum ar fi biohidrogen, biometanolul, DMF, Bio-DME, Fischer-Tropsch, amestec de alcooli etc.

Descoperirea recentă a ciupercii *Gliocladium roseum* conduce spre producția de așa numit myco-diesel din celuloză. Acest organism a fost recent descoperit în pădurile tropicale din nordul Patagoniei și are capacitatea unică de a transforma celuloza în hidrocarburi de lungime medie, care se găsesc de obicei în biodiesel.

A treia generație de biocombustibili. Combustibilul din alge este, de asemenea, încadrat în clasa biocombustibililor de nouă generație. Algele sunt materii prime cu de mare randament de a produce biocombustibil. Ele produc de 30 de ori mai multă energie pe mp decât culturile pe teren.

A patra generație de biocombustibili reprezintă un pas înainte față de biocarburanții de generația a treia. Această generație de biocombustibili include microorganisme modificate genetic pentru a produce combustibil direct din dioxid de carbon la scară industrială.

1.4. Tehnologii de obținere a biocombustibilului

Soluția tuturor problemelor legate de folosirea uleiurilor vegetale pentru ardere în motorul diesel este tratarea uleiului, procedeu numit transesterificare [89,133,137].

Tabelul 1.3. Regimurile de transesterificare a uleiului vegetal

Parametrii	Metoda tradițională	Tehnologia supercritică
Durata reacției	1-8 ore	2-4 min
Catalizator	Bazic sau acid	Lipsește
Condițiile în care se petrece reacția	0,1 MPa; 30-65 0C	>8 Mpa; >2400C
Modificarea acizilor grași	Produse de saponizare	Ester metilic compus
Volumul producției	Obișnuit	Mai ridicat
Produsele care se înlătură	Metanolul, catalizatorul, produsele de saponificare	Metanolul
Schema procesului	Compusă	Simplă

Tehnologia Kansas City. Acest procedeu tehnologic a fost folosit pentru diferite aplicații și diferite cantități de ulei utilizând câteva etape de distilare [19].

Partea funcțională cuprinde două tuburi reactoare urmate de rezervoare de decantare, presiunea de lucru este 0,4-0,5 Mpa și temperatura de 70-80°C. Glicerina este returnată către separatori, iar esterul este purificat prin distilare.

După această metodă astăzi funcționează în Germania două întreprinderi cu o capacitate totală de 170 mii tone/an. Calitatea esterului este foarte bună, de culoare deschisă, puritate înaltă, procent mic de glicerină, iar calitatea glicerinei (92%) este foarte bună.

Procesul tehnologic Canakci – a apărut în 1991 pentru prima dată în Europa (Leer/Germania) ca procedeu de transesterificare de presiune joasă, realizat prin coloană reactor și separator centrifugal, prin un ciclu închis de alcoolizare și al doilea ciclu de apă pentru extragerea glicerinei și spălarea esterului, un procedeu puțin costisitor ce utilizează mijloace cunoscute în industria chimică.

Avantajele procesului dat: investiții scăzute, funcționarea la presiunea atmosferică joasă și temperatură între 65-70°C, capacitatea de producție înaltă, consum mic de energie, calitate înaltă a produsului.

Dezavantaje: nu este adaptat la funcționare cu materie primă acidă (> 2% acizi grași), însă cercetările în acest sens continuă. În funcție de materia primă folosită apare o nuanță galbenă, atunci necesită o decolorare sau distilare.

Standardul ONORM 1190 stabilește cerințele pentru metil esterul de rapiță (RME).

La baza standardului au stat metodele larg folosite pentru stocarea produsului și nivelul de dezvoltare a motoarelor cu aprindere prin comprimare.

Tabelul 1.4. Standardul ONORM C 1190

Metoda de testare	Proprietatea	Unitatea de măsură	Valoarea
ISO 3675: 1976 ASTM D4052: 1991	Densitatea, 15 C	g/cm ³	0,87 – 0,89
ONORM EN 22719: 1994	Punctul de inflamare Pensky-Martens	C	>100
ONORM EN 116	Temperatura de obturare a filtrului	Vara (1,4 – 30,9), C	0
Iarna (1,10-31,3), C			- 15
ISO 3104: 1976 NORM EN 24260: 1994	Vâscozitatea cinematică, 20°C	mm ² /s	6,5 – 8,0

1.5. Emisiile în cazul biocombustibililor 21

ISO 8754: 1992	Totalul de sulfuri	%, masă	0,02
DIN 51551	Reziduuri de carbon Conradson	%, masă	0,05
ONORM C 1134	Cenușă sulfonată	%, masă	0,02
ISO 5165: 1992	Cifra cetanică	min. 48	
ONORM C 1146	Cifra de neutralizare	mg KOH/g	0,8
DIN 51413	Conținutul de alcooli metilici	%, masă	0,2
Analiză enzimatică	Conținutul total de glicerină	%, masă	0,24
ASTM D 3231	Conținutul de fosfor	mg/kg	20

Transesterificarea este cunoscută din anul 1853, când a fost propusă de către cercetătorii E. Duffy și J. Patrik [95-98]. Una din primele încercări de utilizare a esterilor uleiurilor a fost folosirea drept combustibil într-un camion în Africa de Sud. În figura 1.4 se prezintă reacția de transesterificare a uleiului vegetal.

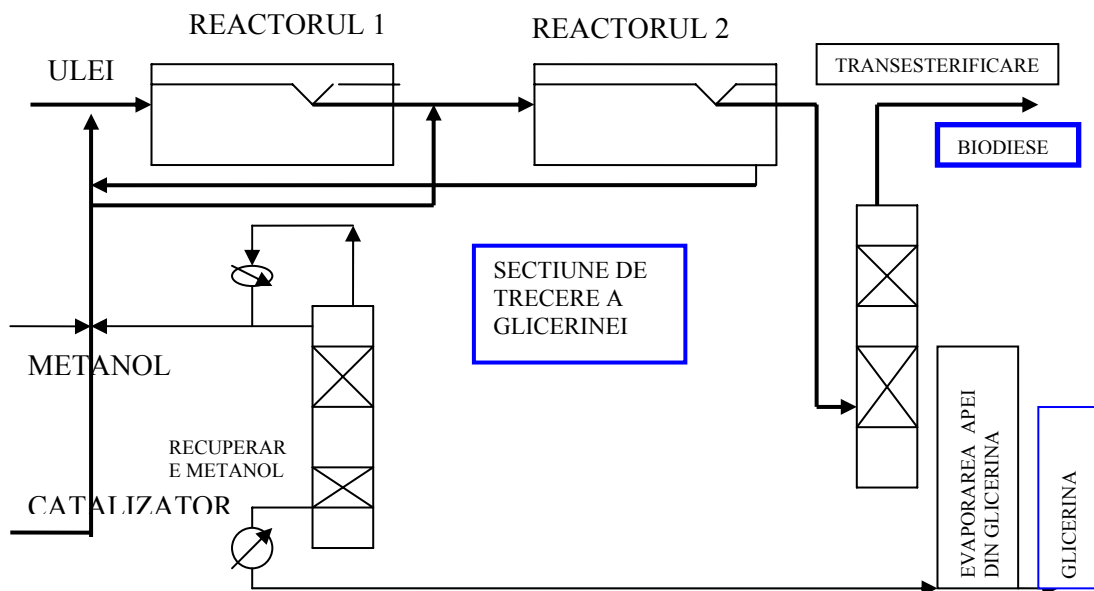


Fig.1.1. Procesul de transesterificare

1.5. Emisiile în cazul biocombustibililor.

Arderea este la fel ca aceea a motorinei,[63, 107,108.] însă nu contribuie la efectul de seră, datorită ciclului închis de reciclare a uleiurilor și gazelor rezultate în urma arderii. Emisiile de eșapament sunt mult mai favorabile decât cele ale motorinei, excepție făcând NOx. Aceasta excepție se datorează conținutului de oxigen molecular în combustibilul vegetal. Biocombustibilul nu produce fum dens și negru în comparație cu motorina, iar puterea motorului scade cu 10% [90]. Acestea se datorează exclusiv naturii biocombustibilului care are în componența sa oxigen.

22 Utilizarea combustibililor neconvenționali la motoarele cu ardere internă - 1

Tabelul 1.5. Specificațiile de calitate pentru biodieselul B 100 conform ASTM D6751-03 comparativ cu motorina

Proprietatea	Unitatea de măsură	Metoda de testare	Limite	
Biodiesel		Motorină		
Punctul de inflamabilitate	oC	D 93	130	38,52
Apă și sedimente	% vol	D 2709	0,05 max.	0,05 max.
Vîscozitatea cinematică la 40°C	mm ² s ⁻¹	D 445	1,9-6	1,3 - 4,1
Cenușă	% (mg kg ⁻¹)	D 482	-	0,01 max.
Cifra cetanică	min	D 613	47	35 max.
Glicerină totală	% masă	D 6584	0,240 max.	-
Temperatura de distilare:	oC	D 1160	360 max.	-
- distilat 90% vol.	oC	D 86	-	282
- distilat 90% vol.				min.-338 max.

Conform reglementarilor existente numai produsele prezentate mai jos pot fi considerate ca biocombustibili [117]:

- "bioetanolul": etanol produs prin fermentație din biomasa și/sau din partea biodegradabilă a deșeurilor;
- "biodiesel": un metil-ester produs prin transesterificare din ulei vegetal sau animal, de calitatea dieselului;
- "biogaz": un combustibil gazos rezultat din biomasa și/sau din partea biodegradabilă a deșeurilor care poate fi purificat la calitatea gazului (natural) pur;
- "biometanol": metanol produs prin fermentație din biomasă și/sau din partea biodegradabilă a deșeurilor;
- "biodimetileter": dimetilester produs din biomasă;
- "bio-ETBE (etil-terto-butil-ester)": ETBE este produs pe bază de bioetanol;
- "bio-MTBE (metil-terto-butil-eter)": un combustibil pe bază de biometanol;
- "biocombustibilii sintetici": hidrocarburi sintetice sau amestecuri de hidrocarburi sintetice care au fost produse din biomasă;
- "biohidrogen": hidrogen extras din biomasă și/sau din partea biodegradabilă a deșeurilor, pentru a fi folosit ca biocombustibil;
- "ulei vegetal crud"; ulei vegetal produs din culturile oleaginoase, prin presare, extracție sau proceduri comparabile, brut sau rafinat, dar nemodificat chimic, atunci când este compatibil cu motoarele la care este folosit și când este conform cerintelor normelor privind noxele.

Resursele naturale și utilizarea lor prudentă și rațională conform celor prezentate în Articolul 174 (1) al Tratatului de bază al UE includ petrolul, gazele naturale, combustibilii solizi, care sunt surse esențiale de energie dar și principalele surse de poluare cu bioxid de carbon. Există o mare varietate de biomasă care poate fi folosită pentru producerea de biocombustibil, provenind din produse agricole și forestiere, ca și din reziduuri și deseuri forestiere și din industria forestieră și agroalimentară. Sectorul de transporturi însumează peste 30% din

consumul final de energie al Comunității și dezvoltă un trend expansionist care se referă și la emisiile de dioxid de carbon ceea ce presupune o creștere a emisiilor de CO₂ la un procent de 50% între 1990 și 2010, însumând aproximativ 1.113 milioane de tone, principalul responsabil fiind transportul rutier care însumează 84% din emisiile de CO₂ provenite din transporturi. Din punct de vedere ecologic se militează pentru reducerea dependenței de petrol (care este de aproximativ 98%) în sectorul transporturilor prin folosirea combustibililor alternativi cum ar fi biocombustibilii. Utilizarea pe scară mai mare a biocombustibililor în transporturi constituie doar o parte din pachetul de măsuri ce ar trebui adoptate pentru a se pune de acord cu prevederile Protocolului de la Kyoto și cu orice alte politici viitoare referitoare la acest subiect. Creșterea utilizării biocombustibililor în transport,[153] fără a exclude alți posibili combustibili alternativi pentru industria automobilelor este unul din mijloacele prin care Comunitatea își poate reduce dependența de importul de energie, poate influența piața combustibililor pentru transporturi și poate asigura securitate în furnizarea de energie pe termen mediu și lung. Ca un rezultat al dezvoltării tehnologice, majoritatea vehiculelor aflate în circulație în Uniunea Europeană pot utiliza mici cantități de amestec de biocombustibil fără nicio problemă. Cele mai recente tehnologii fac posibilă utilizarea într-o proporție mai mare a biocombustibilului conținut în amestec. Unele țări folosesc deja biocombustibilul în proporție de 10% și chiar mai mult în amestec. Unele parcuri de mașini utilizează concentrații mai mari de biocombustibili. În anumite orașe ele deja funcționează pe baza de biocombustibil pur iar în unele cazuri acest lucru a dus la îmbunătățirea calității mediului .

Promovarea utilizării biocombustibililor în transporturi [157] constituie un pas înainte în perspectiva unei intense utilizari a biomasei care să permită biocombustibililor să se dezvolte și mai mult în viitor fără a exclude alte opțiuni, în special cea referitoare la hidrogen. Uleiul vegetal pur obținut din plantele uleioase prin presare, extracție sau proceduri asemănătoare, crud sau rafinat dar nemodificat chimic, poate fi folosit ca biocombustibil, în cazuri speciale acolo unde folosirea lui este compatibilă cu tipul de motor folosit și cerințele privind protecția mediului înconjurător. Ar trebui ca noile tipuri de combustibil să se alinieze la standardele tehnice deja recunoscute și în cazul în care vor fi acceptate într-o mai mare măsura de către clienții și constructorii de mașini să se impună pe piață. Standardele tehnice constituie de asemenea baza în stabilirea cerințelor referitoare la emisiile de noxe și monitorizarea lor. Promovând utilizarea biocombustibililor prin subvenționarea practicilor agricole și forestiere stipulate în directive ce stabilesc politica agricolă se pot crea noi oportunități pentru o susținută dezvoltare rurală într-o politică agricolă angrenată mai mult spre piață, o politică orientată spre piața europeană și care să asigure dezvoltarea unei agriculturi multifuncționale care ar putea deschide o piață nouă destinată produselor agricole inovatoare. Cartea Verde a Comisiei [123] intitulată "Spre o strategie europeană pentru securitatea alimentării cu energie" stabilește ca obiectiv înlocuirea până în anul 2020 a combustibililor convenționali în proporție de 20% cu combustibili alternativi în sectorul transportului stradal. Combustibilii alternativi vor reuși să se impună pe piață numai atunci când se vor găsi din abundență pe piață și vor fi competitivi [16].

O creștere a utilizării biocombustibililor ar trebui însoțită de o analiză detaliată a impactului ecologic economic și social pentru a se putea decide dacă este recomandată creșterea cantității de biocombustibili vis-a-vis de combustibilii convenționali. Se caută posibilitatea de adaptare rapidă a listei cu biocombustibili,

24 Utilizarea combustibililor neconvenționali la motoarele cu ardere internă - 1

procentul de combustibil regenerat și schema conform căreia vor fi introduși biocombustibilii pe piața combustibililor destinați transportului, pentru progresul tehnic și pentru a evalua rezultatele impactului asupra mediului înconjurător în prima fază de introducere a acestor combustibili. Ar trebui luate măsuri pentru elaborarea rapidă de standarde de calitate pentru biocombustibili pentru a putea fi folosiți în sectorul autovehiculelor, atât în amestec cât și ca o componentă a combustibililor convenționali. Încurajarea promovării biocombustibililor trebuie să fie susținută și să cuprindă securitate în livrare, obiective privind protecția mediului înconjurător, o politică adecvată și măsuri care să susțină aceste obiective în cadrul fiecărui stat membru.

1.6. Scurt istoric al biocombustibililor în România.

Creșterea utilizării biocombustibililor în transport, fără a exclude alți posibili combustibili alternativi pentru industria automobilelor [17], este unul dintre mijloacele prin care se poate reduce dependența de importul de energie și poate influența piața combustibililor pentru transporturi.

În România, s-au dezvoltat în ultimii ani tot mai multe cercetări (la Cluj-Napoca, Brașov, Timișoara, Iași, București) în ceea ce privește utilizarea combustibililor proveniți din uleiuri vegetale ca și combustibili la motoarele Diesel. Centrul de cercetare de la Cluj-Napoca a obținut o serie de rezultate semnificative, punând în circulație și mijloace de transport în comun alimentate cu biodiesel. Cu dezideratul necesității dezvoltării unei strategii naționale în ceea ce privește biocombustibilii pentru piața Românească și Europeană de profil; au pornit în minte inițiatorii Conferinței Internaționale BIOCOMB 2006.

Biocombustibili și scăderea gradului de poluare.

La nivel planetar, se "consumă" anual prin fotosinteză cca. 770×10^9 t de CO_2 , în timp ce sunt emise în atmosferă cca. 797×10^9 t/an (Klass, 1998). Cantitatea totală de CO_2 din atmosfera terestră este de 2567×10^9 t. Astfel, se poate vedea că fotosinteza utilizează doar cca. 30 % din cantitatea de CO_2 și deci că emisiile de CO_2 exced consumul prin fotosinteză cu 27×10^9 t în fiecare an (cca. 1 %), fapt ce conduce implicit (dacă nu se modifică nivelul absorbției) la dublarea concentrației de CO_2 la fiecare 100 de ani. Aceasta are ca rezultat producerea de schimbări climatice majore concomitent cu creșterea interceptării mării temperaturii cu 2...3° C, a radiațiilor cu lungime de undă mare de pe suprafața solului de către moleculele de CO_2 din atmosferă. Luând în calcul cele aproximativ 3,8 milioane de autovehicule care consumă anual cca. 3,2 Mt carburanți rezultă pentru țara noastră un necesar anual de cca. 180 kt de biocarburanți. În acest moment, în țara noastră utilizarea combustibililor de tip bio la motoarele autovehiculelor rutiere este cu mult sub cerințele impuse de asigurarea unui mediu mai curat [17]. Biocombustibili sunt neutri din punct de vedere al efectului de seră. Se spune despre un combustibil că este neutru atunci când nu se produce un surplus de CO_2 în atmosferă, prin arderea lui. Biocombustibilii sunt neutri pentru că la arderea lor se eliberează în atmosferă cantitatea echivalentă de bioxid de carbon care a fost fixată fotosintetic de plante [12] când s-a produs materia primă vegetală din care s-au obținut biocombustibilii. Extinderea producerii și utilizării biocombustibililor nu se datorează numai aspectelor legate de reducerea efectului artificial de seră. Există și aspecte ale producerii și utilizării biocombustibililor care sunt mai puțin evidente la o analiză

superficială [13]. Prețul petrolului, excedentele agricole, volatilitatea zonei Orientului Mijlociu (principală zonă exportatoare de petrol), atitudinea Rusiei (principalul furnizor de gaze naturale) și dependența (de risipa) de energie au determinat guvernele europene (și ale celorlalte state industrializate) să stimuleze producerea și utilizarea de biocombustibili.

Utilizarea biocombustibililor în motoarele cu aprindere prin comprimare cu injecție directă.

Chiar dacă părintele motoarelor cu aprindere prin comprimare (Rudolf Diesel) a preconizat încă de la început posibilitatea funcționării acestora cu combustibili de origine vegetală (prezentând în acest sens la Expoziția Mondială de la Paris din 1900, un motor cu aprindere prin comprimare ce funcționa cu ulei de arahide), totuși, utilizarea combustibililor proveniți din uleiuri vegetale la motoarele cu ardere internă a devenit prioritară abia în ultimii ani [16] și aceasta din cauze ce țin de reducerea rezervelor de combustibili de origine petrolieră și mai ales din necesitatea reducerii poluării mediului. Degradarea continuă a mediului înconjurător [] precum și schimbările climatice survenite în ultimele decenii au conștientizat omenirea asupra faptului că reducerea poluării mediului trebuie să fie o prioritate mondială. România este parte la Convenția-cadru a Națiunilor Unite asupra schimbărilor climatice, ratificată prin Legea nr. 24/1994 și la Protocolul de la Kyoto la această Convenție, protocol ratificat prin Legea nr. 3/2001. În baza Protocolului de la Kyoto, intrat în vigoare la 16 februarie 2005, România urmează să reducă emisiile de gaze cu efect de seră cu 8% în prima perioadă de angajament (2008-2012) față de anul de bază 1989.

Obiectivele cunoscute în domeniu arată clar tendința de înlocuire în timp a combustibililor clasici cu alții noi. Astfel, Directiva EC/2003/30 a Consiliului și Parlamentului European din 8 mai 2003 prevede obligația asigurării unui procent minim de biocombustibili și alți combustibili regenerabili, [27] stabilind următoarele valori de referință:

- 2%, calculat pe baza conținutului energetic al tuturor combustibililor pe bază de petrol și diesel aflați pe piața pentru a fi folosiți în transporturi la data de 31 decembrie 2005;
- 5,75%, calculat pe baza conținutului energetic al tuturor combustibililor pe baza de petrol și diesel puși pe piață pentru a fi folosiți în transporturi la data de 31 decembrie 2010.

Utilizarea combustibililor proveniți din uleiuri vegetale [67] este posibilă în principal în următoarele variante: ulei vegetal pur, ulei vegetal în amestec cu motorină, conversia uleiurilor vegetale în hidrocarburi, metilester provenit prin esterificarea uleiului vegetal, amestec de metilester cu motorină. Fiind biodegradabil, biocombustibilul se va degrada rapid în resturi organice naturale reducând aproape toate formele de poluare a aerului. În fiecare an, plantele din care se extrag uleiuri pentru realizarea biodieselului preiau CO₂ din atmosferă pentru a se dezvolta. Uleiul folosit pentru biodiesel se arde în motor, iar materialele rămase din plante se descompun. Astfel, carbonul din combustibil și din materialul plantei este restituit în atmosferă sub formă de CO₂ [80]. Acest ciclu al carbonului (atmosferă – materialul plantei – atmosferă) nu duce la acumularea de CO₂ în atmosferă. De aceea biocombustibilul nu contribuie la schimbările climatice globale. Principalele materii prime folosite, pe plan mondial, la producerea biodieselului sunt: rapița (84%), floarea soarelui (13%), soia (1%), palmierul (1%) și altele (1%).

26 Utilizarea combustibililor neconvenționali la motoarele cu ardere internă - 1

Utilizarea biocombustibililor în transport, fără a exclude alți posibili combustibili alternativi pentru industria auto, este unul din mijloacele prin care se poate reduce dependența de importul de energie, se poate influența piața combustibililor pentru transporturi și se poate asigura independența în problema energiei pe termen mediu și lung. Dezvoltarea tehnologică a adus progrese în dezvoltarea de motoare cu ardere internă cu emisii reduse prin utilizarea combustibililor alternativi, majoritatea vehiculelor aflate în circulație putând utiliza (într-o primă fază) mici cantități de amestec de biocombustibil cu motorină fără nicio problemă. Unele țări folosesc deja biocombustibilul în stare pură sau în amestec (Germania, Franța, Anglia, Suedia, etc.). Transportul urban este un exemplu grăitor în acest sens. În o serie de orașe cum ar fi: Paris, Florența, Stockholm, circulă deja autobuze care utilizează drept combustibil biodiesel, gaze naturale sau motorina fără sulf. Se preconizează că în viitorul apropiat și vehiculele utilitare vor utiliza energii alternative.

1.7. Stadiul cercetărilor actuale în domeniul biocombustibililor în România.

Studiile și cercetările Consorțiului BIOCOMB [17] s-au desfășurat în cadrul unui sistem integrat, de la producerea materiei prime, la obținerea biocombustibililor și până la utilizarea acestora în motoarele cu ardere internă. Eficiența economică a producției de biocombustibili este influențată major de nivelul producției agricole ce furnizează materia primă. Cercetările efectuate la Universitatea de Științe Agricole și Medicină Veterinară din Cluj-Napoca au stabilit tehnologiile optime de cultură a plantelor energetice (raپیță, soia, floarea-soarelui), la nivelul potențialului maxim oferit de condițiile pedoclimatice ale țării noastre. Producerea și utilizarea biocombustibililor din uleiuri vegetale se realizează în cadrul unui sistem complex, în cadrul căruia, pe lângă biodiesel se obțin și unele subproduse (turte – utilizabile în hrana animalelor și glicerină – necesară în industria chimică) care au o însemnată pondere în stabilirea eficienței economice a utilizării noului combustibil. În România, Catedra de Autovehicule Rutiere și Mașini Agricole din cadrul Universității Tehnice din Cluj-Napoca [18] este cea care a inițiat în noile condiții și dezvoltat cercetările în privința utilizării combustibililor de origine vegetală la motoarele Diesel. În acest sens, în Laboratorul de Motoare cu ardere internă și în Laboratorul de Biocombustibili al Universității Tehnice (înființat, tocmai pentru dezvoltarea cercetărilor în domeniul noilor combustibili, în anul 2002), s-au efectuat și se efectuează mai multe cercetări privind:

- posibilitățile de utilizare a uleiurilor vegetale (raپیță, floarea soarelui, soia), a metilesterilor, a amestecurilor și a uleiurilor uzate ca și combustibili pentru motoarele Diesel;
- influența acestor combustibili asupra:
 - performanțelor motorului (Pe, Me, Ch, ce);
 - emisiilor poluante ale motorului;
 - durabilității motorului;
 - influențele unor factori asupra proprietăților biocombustibililor;
 - aditivarea biodieselului.

Pentru a evalua posibilitatea de utilizare a uleiurilor vegetale și a derivaților lor în calitate de substituenți ai motorinei, s-au luat în considerare următoarele caracteristici principale: intervalul de distilare, vîscozitatea, densitatea, cifra cetanică, puterea calorică, comportarea la rece, stabilitatea în cursul stocării [12]. Intervalul de distilare condiționează posibilitatea de vaporizare a combustibilului și

1.7. Stadiul cercetărilor actuale în domeniul biocombustibililor în România 27

arderea completă a acestuia în motor. Viscositatea combustibilului influențează alimentarea motorului și pulverizarea acestuia în camera de ardere [69,70]. Cifra cetanică exprimă calitățile de autoaprindere ale combustibililor în camera de ardere. Puterea calorică permite să se prevadă puterea maximă ce se poate dezvolta de către un motor, pentru un anumit debit al pompei de injecție. Analiza comparativă, pe elemente chimice arată avantajul utilizării biocombustibilului provenit din uleiul de rapiță față de combustibilul clasic. Biodieselul este puțin mai sărac decât motorina, din punct de vedere al conținutului de carbon (-8,98 %) și al conținutului de hidrogen (-0,79 %) [90]. S-a remarcat faptul că, în structura biodieselului este prezent oxigenul (cca. 10%) – care favorizează procesul de ardere din motor. De asemenea, se remarcă lipsa totală a sulfului – ceea ce conduce la reducerea poluării chimice (nu contribuie la emisiile de SO₂). Din compararea caracteristicilor fizico-chimice ale combustibilului provenit din ulei vegetal cu cele ale combustibilului clasic (motorina) se remarcă încă o dată calitățile acestui nou combustibil mult superior combustibililor clasici fosili.

Tabelul 1.6. Caracteristicile comparative fizico-chimice ale combustibililor proveniți din ulei vegetal și ale motorinei

Caracteristicile fizico-chimice	Ulei de rapiță	Biodiesel	Motorină
Densitatea la 20°C [kg/dm ³]	0,92	0,88	0,84
C [mm ² /s] ^o Vîscozitatea cinematică la 20°C	74	6,30	4...6
Punctul de inflamabilitate [°C]	317	184	80
Cifra cetanică	40	51	50
Puterea calorică [MJ/kg]	37,6	37	41,8

Pe baza acestor caracteristici, utilizarea uleiurilor vegetale propriu-zise ca și combustibili este posibilă prin realizarea anumitor modificări constructive ale motorului (presiune de injecție mai mare, utilizarea unor sisteme de încălzire în circuitul de alimentare, utilizarea unui distribuitor și a unui rezervor suplimentar de combustibil pentru pornirea pe motorină, funcționarea cu noul combustibil și oprirea pe motorină, înlocuirea garniturilor pe bază de cauciuc din sistemul de alimentare etc.). În schimb, utilizarea monoesterilor (biodiesel) obținuți prin transesterificarea uleiurilor vegetale cu alcooli inferiori (metanol, etanol, etc.) nu implică modificări constructive ale motorului. Ținând cont de toate aceste considerente, la I.C.I.A. Cluj-Napoca, s-au elaborat mai multe rețete de combustibil atât pentru uleiurile vegetale [27], pentru amestecurile lor cât și pentru metilesteri și amestecuri ale acestora cu motorina – rețete care apoi au fost testate pe motoare în cadrul Laboratorului de Biocombustibili al U.T.C.-N. În cadrul experimentelor de laborator efectuate au fost stabilite condițiile și etapele proceselor tehnologice de fabricare și purificare ale biocombustibilului tip diesel obținut din ulei de rapiță nedegumat, respectiv degumat. Rezultatele obținute au indicat faptul că soluțiile tehnologice alese sunt viabile și permit elaborarea tehnologiilor pilot de obținere și purificare a biocombustibilului pentru instalația pilot. Cercetările experimentale întreprinse s-au realizat conform normelor Europene actuale pe standuri de cercetare moderne, utilizând echipamente de achiziție a datelor performante, determinările caracteristicilor motoarelor și a emisiilor poluante realizându-se conform

28 Utilizarea combustibililor neconvenționali la motoarele cu ardere internă - 1

standardelor în vigoare. În cadrul activității de cercetare s-a ajuns și în faza de punere în circulație pe drumurile publice a unui autobuz alimentat cu biodiesel provenit din ulei de rapiță, iar mai apoi și la monitorizarea mai multor autobuze în funcționare.

Rezultatele experimentale obținute de BIOCOMB dovedesc pe deplin calitățile combustibililor proveniți din uleiuri vegetale care, pe viitor promit să fie un concurent serios al combustibilului diesel clasic. Nivelul activității de cercetare la care au ajuns membrii Consorțiului BIOCOMB, a permis elaborarea unei propuneri de standard având ca scop asigurarea condițiilor de calitate noilor combustibili și crearea un cadru propice conectării producției Românești din domeniu la piața Europeană. Pe lângă definirea unei anumite terminologii specifice, acest standard definește și valorile limită pentru parametrii combustibililor de tip biodiesel [120]

1.8. Necesitatea utilizării biocombustibililor.

Una dintre cele mai semnificative surse de poluare atmosferică o reprezintă mijloacele de transport: autovehicule, locomotive, vapoare, avioane. Dintre acestea se remarcă automobilele, datorită numărului mare de pe piață, număr aflat în continuă creștere. De exemplu, în Statele Unite statisticile arată că există o mașină la fiecare al doilea locuitor, iar în Los Angeles, chiar una pentru fiecare persoană. Mai mult, se estimează că populația pe glob va ajunge în 2050 la 8.1 miliarde, iar numărul autoturismelor la 3.4 miliarde. Dacă până atunci nu se vor lua măsuri, Pământul nu va putea furniza suficientă energie pentru acestea.

Din acest motiv este foarte important a avea în vedere elementele poluante, efectele lor distructive și bineînțeles, eventuale soluții la situația de criză în care ne aflăm.

Principalele emisii ale unui motor de autovehicul sunt:

- Azotul (N_2) - reprezintă aproximativ 78 la sută din aer. Cea mai mare parte din acesta trece neschimbată prin motorul mașinii.
- Dioxidul de carbon (CO_2) - este unul dintre produsele combustiei. Carbonul din carburant reacționează cu oxigenul din aer.
- Vaporii de apă (H_2O) - sunt un alt produs al combustiei, rezultat în urma reacției hidrogenului din carburant cu oxigenul din aer.

Aceste emisii sunt în general nedăunătoare, cu toate că dioxidul de carbon joacă un rol important în fenomenul de încălzire globală. Dar, alături de acești compuși, în urma procesului de combustie rezultă, în cantități mai mici, și compuși mult mai toxici:

- Monoxidul de carbon (CO) - este un gaz incolor și inodor.
- Hidrocarburile sau compușii organici volatili (COV) - rezultați datorită carburantului nears care se evaporă. Sub efectul luminii, acești compuși se descompun formând oxidanți care reacționează cu oxizii azotului și crează ozon (O_3) la nivelul solului, unul dintre componentele principale ale smogului.
- Oxizii de azot (NO și NO_2 , denumiți împreună NO_x) - contribuie la formarea smogului și a ploii acide și produc de asemenea iritații ale membranelor mucoase umane.
- Dioxidul de sulf (SO_2) - este un gaz incolor, cu miros înțepător, care prin oxidare dă SO_3 , iar în reacție cu apa formează H_2SO_4 , proces cunoscut sub numele de "ploaie acidă".
- Plumbul (Pb) - este un metal greu, care afectează capacitatea de concentrare, de învățare a copiilor, iar la adulți agravează hipertensiunea, insuficiența renală cronică și anemia.

Fiecare din gazele enumerate mai sus au, de asemenea, efecte nocive asupra sănătății copiilor și adulților. De exemplu, dioxidul de azot intensifică astmul și scade rezistența la infecții, dioxidul de sulf emis de motoarele cu aprindere prin comprimare se face responsabil de ameteți, astm sau bronșita cronică, ozonul irită ochii și căile respiratorii, particulele volatile sunt direct legate de cancer, leucemie, etc.

Având în față aceste date, alături de pronosticurile sumbre, în ceea ce privește consumul accelerat de resurse naturale, este de înțeles de ce marile companii de automobile precum General Motors, Toyota, Ford, sau Honda au început demersuri pentru construcția unor mașini ecologice.

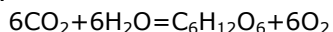
Primul pas în acest sens l-a constituit trecerea la diferiți combustibili mai puțin poluanți, cum ar fi: biocombustibili (biodiesel), combustibil pe baza de hidrogen, sau de etanol, etc. Alături de aceștia s-au introdus diferite filtre al căror rol este de a diminua emisia de gaze toxice, însă a căror eficacitate lasă de dorit.

Dintre toate substanțele enumerate anterior, monoxidul de carbon este cel mai răspândit poluant al aerului. El provine în proporție de aproape 60% de la autovehicule, care folosesc drept combustibil benzina și motorina. S-a estimat că 80% din cantitatea de monoxid de carbon este produsă în primele două minute de funcționare ale motorului și reprezintă 11% din totalul gazelor de eșapament.

Carbonul din materiile energetice primare suferă procesul de oxidare completă, transformându-se în dioxid de carbon (CO₂) sau de oxidare incompletă rezultând monoxidul de carbon (CO). Acesta din urmă se răspândește în atmosferă sau se formează în stratosferă sub efectul razelor ultraviolete.

Monoxidul de carbon este un gaz toxic atât pentru om, cât și pentru animale. Acesta pătrunde în organism prin plămâni și blochează fixarea oxigenului prin atomul central de Fe al hemoglobinei (HbCO): puterea sa de fixare este de 240 de ori mai mare decât cea a oxigenului. Nivelul de otrăvire depinde de saturația sanguină, de cantitatea de CO din aer și de volumul respirat. Efectele nocive sunt: oboseala, amețeala, cefalee, greață, insomnie, tulburări de memorie, boli respiratorii și cardiace.

Dioxidul de carbon (CO₂), [112] spre deosebire de monoxidul de carbon, este toxic numai în concentrații foarte mari (peste 5000 ppm). Acesta este responsabil în mare măsură pentru efectul de seră, contribuția care îi revine fiind apreciată la aproximativ 50%. Procesul de fotosinteză folosește dioxidul de carbon expirat de ființele vii sau eliminat în urma proceselor industriale și a transporturilor, dând naștere glucidelor și oxigenului:



Cu toate acestea, datorită accentuării concentrațiilor de CO₂ din atmosferă, plantele nu mai reușesc să transforme o cantitate suficientă de CO₂ în O₂. Se apreciază că 15% din totalul emisiilor de CO₂ provine de la motoarele cu ardere internă ale automobilelor. Dioxidul de carbon întâlnit în atmosferă în proporție de 0,03% nu produce tulburări manifestate decât în situațiile în care este împiedicată trecerea gazului din sângele venos în alveolă pulmonară și eliminarea lui prin aerul expirat. De fapt fenomenele toxice apar în momentul în care presiunea parțială a CO₂ din aer crește atât de mult încât împiedică eliminarea acestui catabolit. Inițial apare o creștere a CO₂ din sânge (hipercapnie) mai puțin datorită pătrunderii lui din aerul exterior, cât și datorită autointoxicării organismului. Pe măsură ce crește concentrația în aerul atmosferic, intervine și solubilizarea lui în plasma sanguină datorită presiunii parțiale crescute; la autointoxicare se asociază intoxicația exogenă. La fel de toxic este și protoxidul de azot (N₂O), care are efecte nocive

30 Utilizarea combustibililor neconvenționali la motoarele cu ardere internă - 1

asupra mediului. Este un gaz foarte stabil, care se descompune, la 600°C, în N₂ și O₂. Pentru a redresa situația actuală a emisiilor de oxizi de azot s-au luat anumite măsuri primare și secundare, aplicate în industrie, în procesele de ardere. Cu toate acestea, experimentele au demonstrat că aproape întotdeauna aceste măsuri au fost însoțite de emisii secundare nedorite, cum ar fi: N₂O, CO, NH₃. Acest fenomen trebuie privit ca un semnal de alarmă, deoarece procesul aduce o contribuție de până la 10% la creșterea anuală a concentrației de N₂O în troposferă. Alte surse generatoare de N₂O sunt: procesele de nitrificare-denitrificare determinate de îngrășemintele chimice, industria chimică și vehiculele rutiere. Efectul nociv al N₂O este dublu. În primul rând, N₂O este unul dintre gazele care conduc la efectul de seră, contribuind la încălzirea atmosferei terestre cu aproximativ 4%. Al doilea efect este cel al distrugerii păturii protectoare de ozon din stratosferă (10-50 km deasupra pământului). N₂O face parte din categoria gazelor inerte în troposferă, dar nocive în stratosferă, din cauza efectului său catalitic în cadrul unor reacții fotochimice, ce dezvoltă radicali activi care atacă pătura de ozon.

CAPITOLUL 2

STADIUL ACTUAL PRIVIND PULVERIZAREA BIOCOMBUSTIBILILOR LA MOTOARELE CU APRINDERE PRIN COMPRIARE CU INECȚIE DIRECTĂ ȘI ADAPTAREA SISTEMULUI DE INECȚIE PENTRU PULVERIZAREA ACESTORA

2.1. Noțiuni introductive.

Uleiurile vegetale și grăsimile animale reprezintă o sursă importantă de energie, ce posedă, după prelucrare, caracteristici asemănătoare și de nivelul celor deținute de combustibilii de tip motorină. [25,26]. S-a dovedit că produsul final de esterificare și anume esterul acid gras (biodieselul) obținut prin prelucrarea grăsimilor are caracteristici foarte apropiate de cele ale combustibilului de tip clasic. Reacția chimică și fluxul tehnologic de obținere a biodieselului sunt prezentate în fig. 2.1. și 2.2.

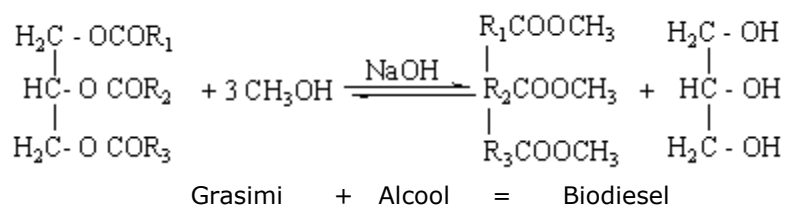


Fig. 2.1. Reacția de obținere a biodieselului din acizi grași

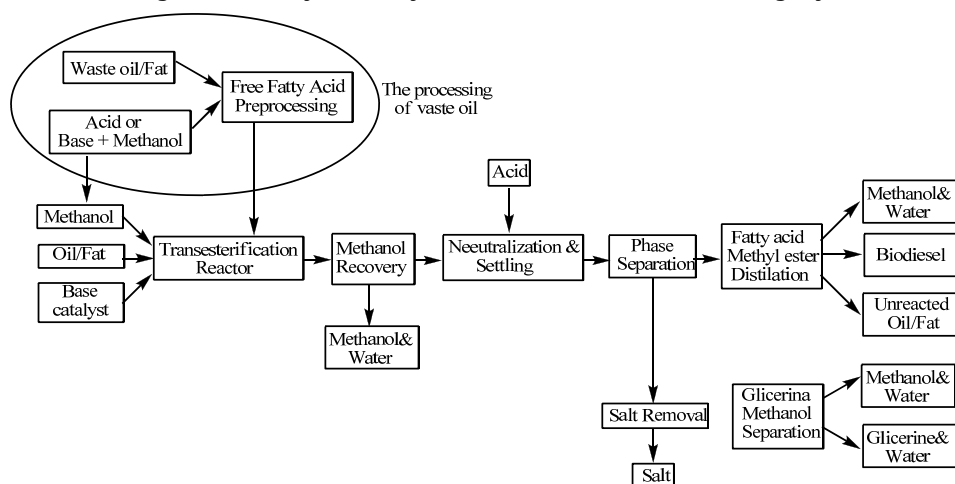


Fig. 2.2. Fluxul tehnologic de obținere a biodieselului

Un dezavantaj destul de important al biodieselului este dat de perioada destul de mică a conservării acestui combustibil datorită acțiunii oxigenului asupra atomilor de carbon nesaturați.

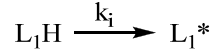
Datorită acestui fapt studiul efectuat în cadrul Facultății de Chimie din Craiova ca parte a prezentei teze, a devenit o necesitate, știut fiind faptul că chimia degradării biodieselului fiind aceeași cu cea a uleiurilor de la care provine. Acest studiu s-a dovedit a fi imperios necesar întrucât pe parcursul efectuării studiilor tezei s-a dovedit că stocarea bicombustibilului este o problemă datorită procesului oxidativ suferit de acesta în timp.

Lanțurile de acizi grași din biodiesel sunt predispuse la oxidare și mecanismul e binecunoscut. Autooxidarea e o reacție în lanț care include 3 pași de bază [24].

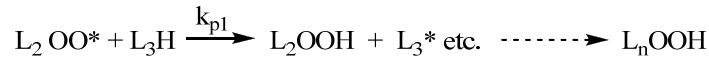
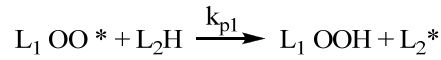
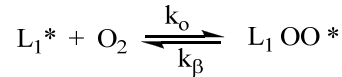
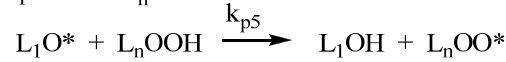
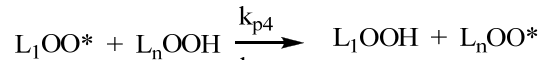
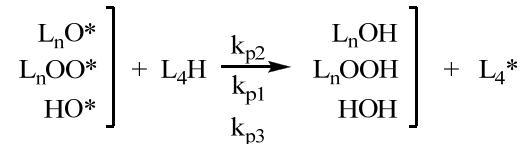
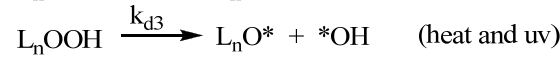
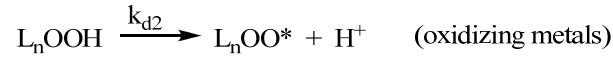
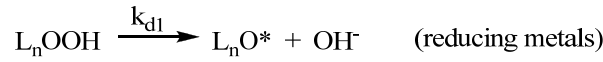
Factorii care influențează stabilitatea la oxidare a biodieselului includ compoziția de acizi grași, conținutul de antioxidanți naturali, nivelul total de glicerină, și condițiile de depozitare precum: temperatura, expunerea la lumină și aer și materialul din care este construit rezervorul.

În fig. 2.3. se prezintă mecanismul de autooxidare a oleatelor, linoleatelor și linolenate:

Initiation

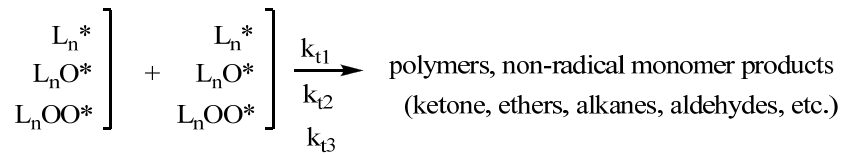


Propagation

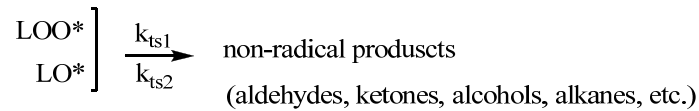
Free radical chain reaction established*Free radical chain branching (initiation of new chains)*

Termination (formation of non-radical product)

Radical recombinations



Radical scissions



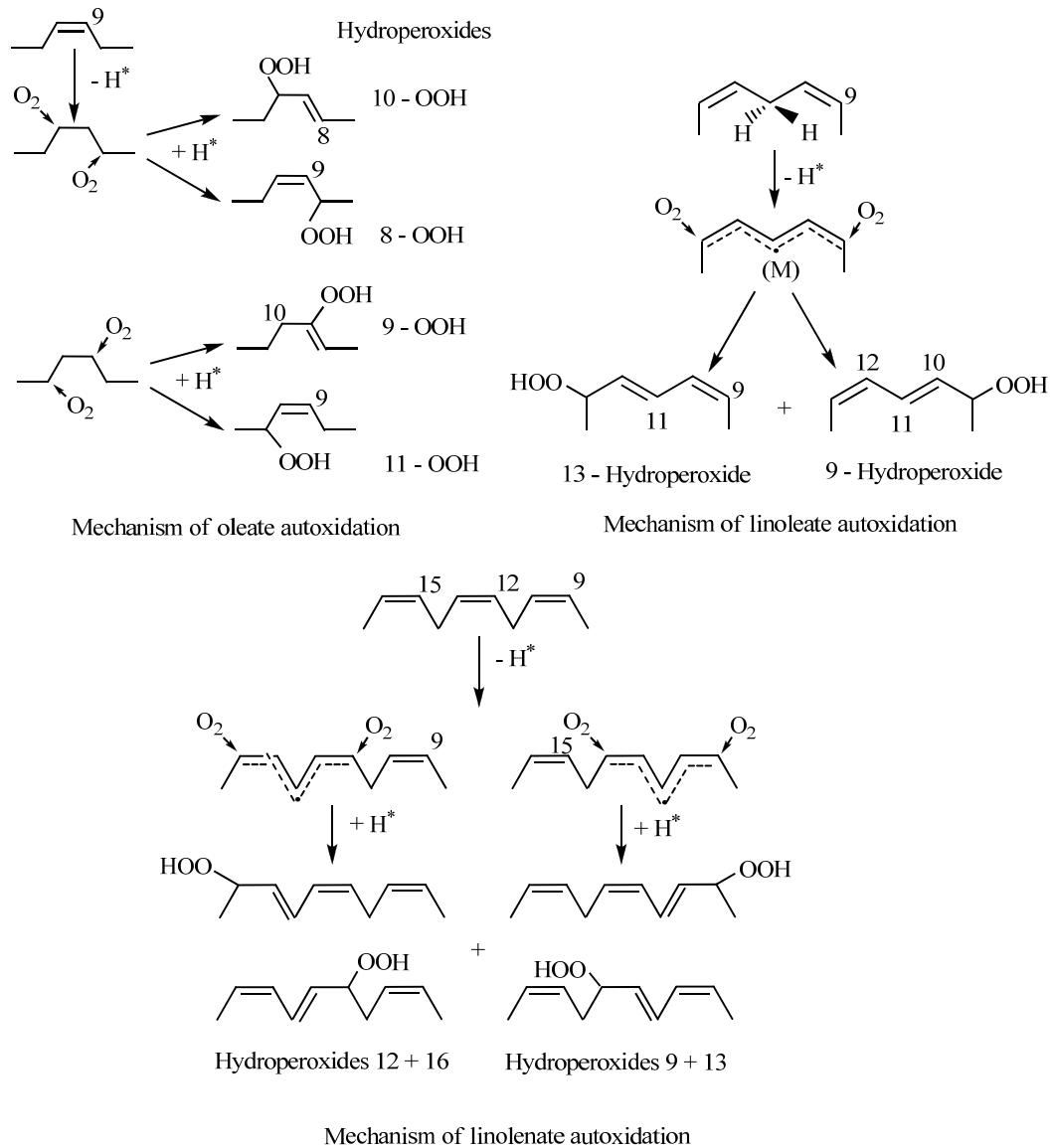


Fig. 2.3. Mecanismul de oxidare al oleatelor și linoleatelor

În studiul efectuat s-a folosit un biodiesel obținut din ulei de pește care prin conținutul lui în acizi grași și în special a acizilor grași nesaturați cu mai mult de trei legături duble, este predispus la o mai mare deteriorare în timpul depozitării.

Pentru a micșora reacțiile de oxidare ce se petrec în timpul depozitării se folosesc antioxidanții.

Într-un sistem, un antioxidant poate fi definit ca orice substanță ce este prezentă în concentrații scăzute în comparație cu cea a unui substrat oxidabil și întârzie sau previne oxidarea substratului. Antioxidanții sunt substanțe naturale

sau sintetice care reacționează cu oxigenul atmosferic sau cu radicalii liberi din mediu, protejând compușii contra autooxidării.

După proveniență, antioxidanții se clasifică în:[29] naturali și sintetici, iar după structură în: fenolici, aminici, endiolici (reductone), heterociclici și izoprenoidici.

După modul de acțiune, ei se clasifică în: primari sau întrerupători de lanț cinetic prin reacție directă cu radicalii liberi și secundari, care acționează prin alte mecanisme de reacție. Antioxidanții primari sunt donori de hidrogen (tocoferoli, acidul ascorbic, acidul galic și esterii săi, flavonele etc.) către radicalii liberi pe care îi stabilizează blocând astfel lanțul cinetic.

Tabelul 2.1. Compoziția în acizi grași a uleiului de pește[%]

Tipuri de grăsimi nesaturate	Structura chimică	Biodiesel din ulei de pește
Myristic acid	C14:0	3.16
Palmitic acid	C16:0	19.61
Palmitoleic acid	C16:1	5.16
Heptadecanoic acid	C17:0	1.82
Stearic acid	C18:0	5.24
Oleic acid	C18:1	20.94
Linoleic acid	C18:2	2.69
Linolenic acid	C18:3	0.90
Arachidic acid	C20:0	4.75
Eicosadienoic acid	C20:2	0.81
Eicosatetraenoic acid	C20:4	2.54
Eicosapentaenoic acid	C20:5	3.70
Behenic acid	C22:0	1.55
Docosaenoic acid	C22:1	0.98
Docosatetraenoic acid	C22:4	3.86
Docosapentaenoic acid	C22:5	2.44
Docosahexaenoic acid	C22:6	15.91
Saturated fatty acids	-	37.06
Mono-unsaturated	-	26.35
Long carbon-chain fatty acid	C20-C22	37.30

În studiu s-a folosit un antioxidant natural obținut din reziduurile rezultate în urma procesului de industrializare a tomatelor (*Lycopersicon esculentum*) și care reprezintă o modalitate eficientă de a furniza substanțe carotenoide în special β -carotenul și licopenul. În principal aceste reziduuri sunt constituite din pielițe și semințe, pielițele conținând de 5 ori mai mult licopen decât pulpa.

2.2. Experimente privind stabilitatea la oxidare a biodieselului de pește.

Întrucât pe parcursul pregătirii cercetării a apărut problema depozitării biocombustibilului de palmier întrucât acesta în contact cu aerul își schimbă proprietățile și implicit calitatea. Astfel a apărut necesitatea stabilizării sale.

Pentru realizarea părții experimentale au fost necesare următoarele etape:

➤ **Extracția substanțelor carotenoidice**

Substanțele carotenoide au fost extrase din pielițe și semințele de *Lycopersicon esculentum* prin extracție cu solvent (hexan) utilizându-se Soxhletul. Extractele obținute au fost evaporate la presiune redusă într-un evaporator pelicular tip RV 05-basic tip below și depozitate la temperatura de -25°C până în momentul utilizării.

Determinarea activității antioxidante a amestecului de 0.1% extract din pielițe și 0.1% extract semințe de *Lycopersicon esculentum*:

➤ **Formarea probelor de biodiesel**

S-au format două seturi de probe:

- un set format din biodiesel obținut din ulei de pește neaditivat;
- un set format din biodiesel obținut din ulei de pește aditivat cu 0.1% amestec de 0.1% extract din pielițe și 0.1% extract semințe de *Lycopersicon esculentum*.

Probele au fost introduse în sticle de culoare închisă și incubate la temperatura de 50°C timp de 4 săptămâni. Analiza principalilor indici calitativi ai probelor de biodiesel (Stabilitate la oxidare, Indice de peroxid și Indice de aciditate) s-a determinat la începutul depozitării, după 2 săptămâni, 3 săptămâni, 4 săptămâni și 5 săptămâni de depozitare.

Stabilitatea la oxidare prin metoda Hadorn și Zurcher (Rancimat).

Această metodă constă în oxidarea biodieselului în condiții accelerate. Metoda permite stabilirea perioadei de inducție care corespunde cu primul pas din cadrul autooxidării biodieselului.

Pentru a determina stabilitatea la oxidare a fost utilizată o instalație din dotarea laboratorului Facultății de Chimie din Craiova care a utilizat 10 g biodiesel B20 din pește la o temperatură de 110°C . În mostrele de biodiesel a fost barbotat aer cu un debit de 8 litri/oră. Ca rezultat al reacțiilor de oxidare care au avut loc în reactor acizii volatili sunt antrenați de curenții de aer și absorbiți în celula de măsurare unde se găsește apă dublu distilată. Măsurarea conductibilității soluției se realizează cu un conductometru de tip Radelkis. La început se observă o ușoară creștere a conductibilității soluției după care o creștere bruscă a acesteia ca rezultat al formării acizilor volatili. Perioada de inducție este considerată intervalul până la schimbarea bruscă a curbei (fig.2.4.).

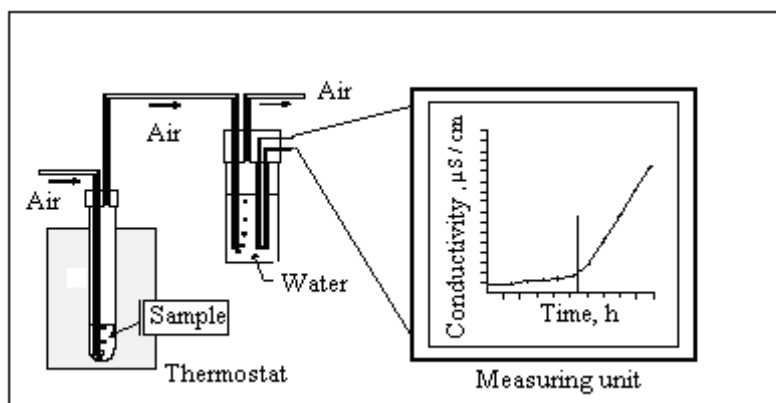


Fig. 2.4. Instalație pentru determinarea stabilității la oxidare.

Determinarea indicele de peroxid prin metoda Hara-Totani.

Indicele de peroxid al probelor de biodiesel s-a determinat la început și după determinarea stabilității la oxidare prin metoda Hara-Totani.

Intr-un flacon conic de 250 ml s-a cântărit la balanța analitică o cantitate fixă de biodiesel (20 mg) și s-au dizolvat în 10 ml cloroform. Se adaugă 15 ml acid acetic glacial și se agită. După înlocuirea aerului cu azot sau CO₂, se adaugă 0,3 ml. soluție saturată de KI și se agită timp de 1 minut, urmată de o răcire în baie de apă cu gheață la întuneric. Se adaugă 100 ml. apă distilată rece și se agită, apoi se titrează potențiomtric cu soluție de tiosulfat de sodiu 0,001 N păstrând flaconul în baia de gheață. În timpul titrării are loc o modificare de potențial care la momentul echivalenței prezintă o scădere bruscă. Paralel se execută o probă martor fără biodiesel unde volumul soluției de tiosulfat de sodiu 0,001 N folosit la titrare până la momentul punctului de echivalență nu trebuie să depășească 0,15 ml. Dacă acest volum este depășit atunci se va prepara altă soluție saturată de KI. Valoarea Indicelui de peroxid se calculează în miliechivalenți de oxigen/Kg lipide cu formula:

$$IP = \frac{(V - V_m) \cdot F \cdot N \cdot 1000}{m} \text{ mE O}_2/\text{Kg} \quad (2.1)$$

unde: V - număr ml soluție tiosulfat de sodiu 0,001 N folosiți la titrarea probei de analizat;

V_m - număr ml soluție tiosulfat de sodiu 0,001 N folosiți la titrarea probei martor;

m - masa probei de biodiesel (g);

F - factorul soluției de tiosulfat de sodiu 0,001 N;

N - normalitatea soluției de tiosulfat de sodiu 0,001 N.

Determinarea acidității probelor de biodiesel.

Valoarea acidității reprezintă numărul de miligrame de hidroxid de potasiu necesar pentru a neutraliza acizii grași liberi dintr-un gram de ulei. Valoarea acidității crește cu timpul. Valoarea acidității se s-a stability cu formula:

$$\text{Valoarea Acidității} = \frac{KV}{M} \quad (2.2)$$

unde: K - titrarea soluției de KOH 0.1 N;

V - volumul de hidroxid folosit la titrate [mL];

M - masa de biodiesel folosită la titrare [g].

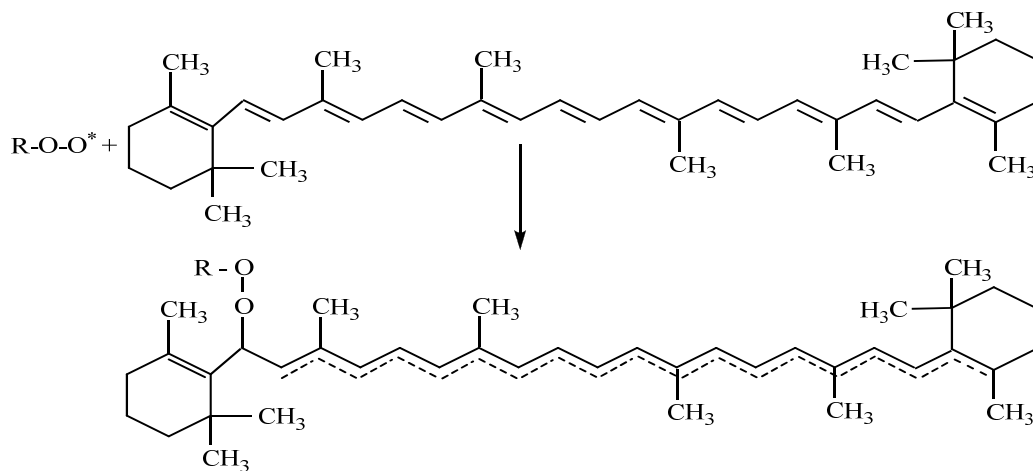
Concluzii:

În urma determinării activității antioxidante a extractului lipofilic din pielețe și semințe de *Lycopersicon esculentum* s-a obținut o valoare a acesteia de 89,7% ceea ce demonstrează capacitatea antioxidantă mărită a amestecului de extracte obținut din pielețe și semințe.

În urma determinării stabilității la oxidare a probelor de biodiesel pe perioada depozitării s-au obținut rezultate ce sunt în concordanță cu prevederile EN 14112 și a altor autori. Potrivit Standardului european (EN 14214), perioada de inducție minimă fiind de 6 ore la 110° C.

Conținutul ridicat de compuși cu duble legături (nesaturați), a uleiului de pește conduce la o degradare mai pronunțată cu formare de compuși secundari în concentrații mai mari. Prezența antioxidantului obținut din pielețe și semințe de *Lycopersicon esculentum* în biodiesel a contribuit la micșorarea procesului de degradare a lui prin acționare asupra radicalilor formați.

Atacul radicalului peroxil R-O-O* având loc după următoarea schemă:

Fig. 2.5. Atacul radicalului peroxid de către β -caroten

Mecanismul acțiunii antioxidante a carotenoizilor fără grupe OH diferă prin urmare de mecanismul acțiunii antioxidantilor cu structura fenolică, în care inactivarea radicalilor $R-O-O^*$ se realizează pe seama grupei OH.

Parametrii determinați prin metoda Hardorn-Zurcher, Fig. 2.6., prezintă o variație vizibilă de-a lungul testului.

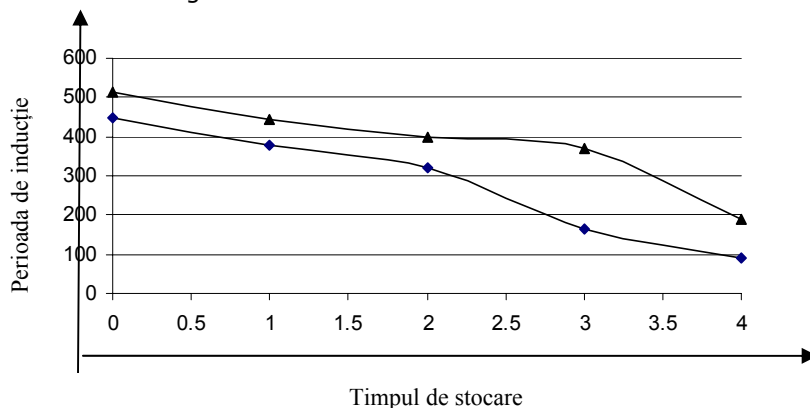


Fig.2.6. Stabilitatea la oxidare a probelor de biocombustibil tratat ▲ sau netratat ■

Se observă o corelare a perioadei de inducție cu degradarea calității. Astfel, probele de biodiesel aditivat prezintă valori ale stabilității la oxidare cuprinse între 187min. și 515 min., valori ce sunt superioare celor neaditivate (90 min-450 min.). Procentul scăderii stabilității la oxidare este cuprins între 13% și 63% pentru probele aditivate și 15% până la 80% pentru cele neaditivate. Se observă o creștere semnificativă a degradării între săptămâna a doua și a treia de depozitare (63,3%) la probele neaditivate față de cele aditivate care prezintă această creștere între săptămâna a treia și a patra (63%). Aceste valori pun în evidență rolul extractului din pielițe și semințe de *Lycopersicon esculentum* în activitatea

antioxidantă asupra biodieselului.

Determinarea acidității probelor de biodiesel.

Aciditatea este una dintre proprietățile [115,128] esențiale pentru verificarea calității biodieselului. Ea ia naștere în urma procesului de formare a peroxizilor care se descompun și interacionează cu formare de numeroase produse secundare de oxidare, inclusiv aldehydele, care sunt oxidate la acizi. În urma determinărilor efectuate la probele de biodiesel rezultă o aciditate a carei valoare este prezentată în fig. 2.7.

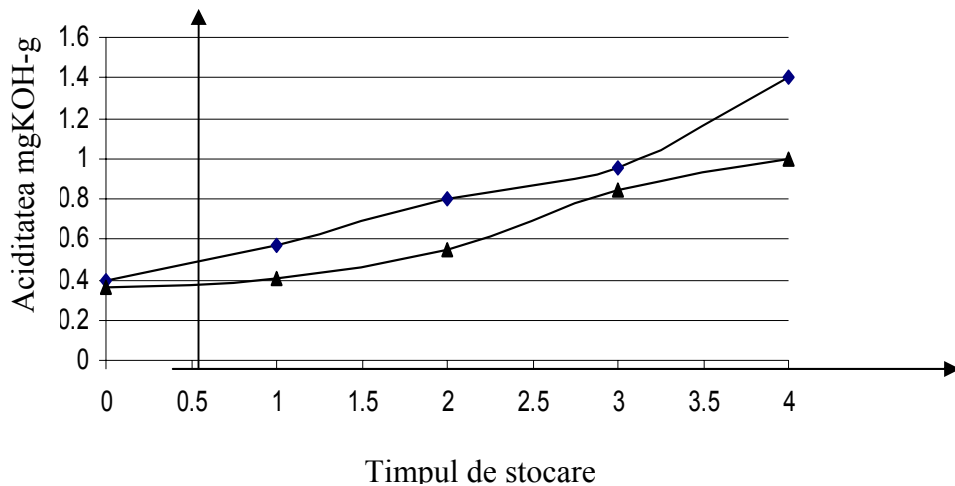


Fig. 2.7. Aciditatea probelor de biocombustibil a probelor de biocombustibil tratat ▲ sau netratat ◆

Se observă că probele de biocombustibil aditivate cu extract obținut din pielice și semințe de *Lycopersicon esculentum* prezintă o variație a acidității pe perioada depozitării cuprinsă între 0.4-1.4 mgKOH/g pentru probele neaditivate și 0.36 – 1.0 mgKOH/g pentru probele aditivate.

Valorile mici ale acidității probelor aditivate sunt puse pe baza influenței antioxidantului care determină o micșorare a numărului de duble legături ce se oxidează conducând astfel la o acumulare redusă de produși de oxidare. Această acumulare redusă a produșilor de oxidare conduce la scădere acidității.

Determinarea Indicelui de peroxid.

Indicele de peroxid este un parametru folosit pentru determinarea nivelului de oxidare al biodieselului. Acesta măsoară numai produsele primare de oxidare, hidroperoxizii.

Deși valoarea Indicelui de peroxid nu este specificată în standardele ce caracterizează biodieselul, el este un parametru ce influențează cifra cetanică, parametru ce este specificat în standarde. O creștere a Indicelui de peroxid implică și o creștere a cifrei cetanice și prin urmare poate reduce aprindere .

Din literatura de specialitate rezultă o valoare a acestuia sub 10 mEq/g.

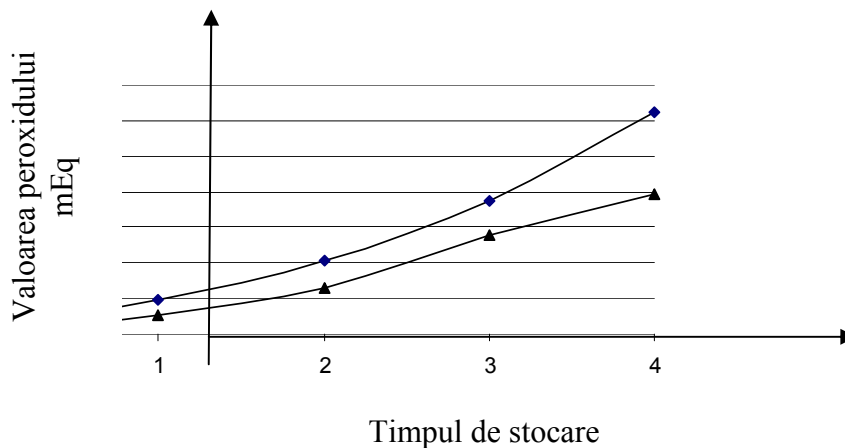


Fig. 2.8. Valorile indicelui de peroxid la probele de biocombustibil biocombustibil tratat ▲ sau netratat ■

Datele experimentale obținute, fig.2.8, prezintă o creștere a Indicelui de peroxid pe perioada de depozitărie cuprinsă între 1.5-62.2 mEqO₂/kg la probele neaditivate și 1.0- 39.4 mEqO₂/kg la probele aditivate.

Valorile mici ale Indicelui de peroxid la probele aditivate sunt determinate de acțiunea extractului utilizat. Are loc o scădere a valorii constantei de viteză pentru procesul de oxidare și a acumulării reduse de produși de oxidare datorată inactivării radicalilor peroxid de către β-caroten.

CONCLUZII:

Efectul antioxidantului natural obținut din pielețele și semințele de *Lycopersicon esculentum* în stabilitatea biodieselului a fost identificat prin rezultatele obținute ca un mijloc viabil de îmbunătățire a stabilității acestuia la oxidare.

Valorile mici ale peroxidizilor, aciditatea scăzută și o stabilitate mai mare a probelor de biodiesel tratate cu extract arată în mod clar potențialul acestora de a fi o sursă alternativă naturală de antioxidanți.

Rezultatele obținute au fost în general în acord cu studiile disponibile în literatura de specialitate. Studiul suplimentar va fi necesar pentru a stabili unele concluzii generale asupra utilizării antioxidantului natural extras din pielețele și semințele de *Lycopersicon esculentum*. Concluziile obținute în această activitate de cercetare sunt valabile pentru reducerea efectului oxidativ ce produce degradarea calității biodieselului pe perioada de depozitărie.

Abundența materiei prime și conținutul ridicat în substanțe cu caracter antioxidant al pielețelor și semințelor de *Lycopersicon esculentum* recomandă utilizarea acestuia în activitatea de protejare a produselor de efectul degradării oxidative.

2.3. Stadiul actual al motoarelor cu aprindere prin comprimare cu injecție directă.

Motorul cu aprindere prin comprimare modern este o îmbinare a creațiilor a doi inventatori. În mare, rămâne fidel conceptului original al lui Rudolf Diesel, adică combustibilul este aprins prin comprimarea aerului din cilindru. Însă, aproape toate

2.3. Stadiul actual al motoarelor cu aprindere prin comprimare cu injecție directă 41

motoarele cu aprindere prin comprimare de azi folosesc așa-numitul sistem de injecție solidă, inventat de Herbert Akroyd Stuart, pentru motorul său cu cap incandescent (un motor cu aprindere prin comprimare care precedase motorul diesel, dar funcționează oarecum diferit). În cazul injecției solide, combustibilul este adus la o presiune extremă cu ajutorul unor pompe și introdus în camera de ardere prin intermediul unor injectoare și a aerului comprimat, într-o stare aproape solidă. La început, combustibilul era injectat în motorul diesel cu ajutorul aerului comprimat care îl pulveriza în cilindru. Mărimea compresorului de aer era atât de mare, încât primele motoare diesel erau foarte grele și voluminoase în raport cu puterea produsă, mai ales datorită antrenării unor astfel de compresoare. Primele motoare montate pe nave aveau un motor auxiliar dedicat antrenării compresorului de injecție[30,31,32]. Sistemul era prea mare și greu pentru a fi folosit în industria auto.

➤ **Injecția controlată mecanic și electronic.**

Motoarele din vechile generații utilizau o pompă mecanică și un mecanism cu supape antrenate de arborele cotit, de obicei prin intermediul unui lanț sau curea dințată. Aceste motoare foloseau injectoare simple, cu supapă și arc, care se deschideau/închideau la o anumită presiune a combustibilului. Pompa consta dintr-un cilindru care comprima motorina și o supapă sub formă de disc care se rotea la jumătate din turația arborelui cotit. Supapa avea o singură deschidere pe o parte, pentru combustibilul sub presiune și o alta pentru fiecare injector. Pe măsură ce se rotea, discul supapei distribuia fiecărui injector o cantitate precisă de combustibil la mare presiune. Supapa injectorului era acționată de presiunea motorinei injectate atât timp cât discul debita combustibilul cilindrului respectiv. Regimul motorului era controlat de un al treilea disc care se rotea doar câteva grade și era acționat de o pârghie. Acest disc controla deschiderea prin care trecea combustibilul, dozând astfel cantitatea de motorină injectată.

Motoarele moderne au o pompă de injecție care asigură presiunea necesară injecției. Fiecare injector este acționat electromagnetic prin intermediul unei unități centrale de control, fapt ce permite controlul precis al injecției în funcție de turație și sarcină, având ca rezultat performanțe mărite și un consum scăzut. Soluția tehnică mai simplă a ansamblului pompă-injector a condus la construcția de motoare mai fiabile și mai silențioase.

➤ **Injecția indirectă.** La motorul diesel cu injecție indirectă, motorina nu este injectată direct în camera de ardere ci într-o antecameră, unde arderea este inițiată și se extinde apoi în camera de ardere principală, antrenată de turbulența creată. Sistemul permite o funcționare liniștită, deoarece arderea este favorizată de turbulență, presiunea de injecție poate fi mai scăzută, deci sunt permise viteze de rotație mari (până la 4000 rpm), mult mai potrivite autoturismelor. Antecamera avea dezavantajul pierderilor mari de căldură, ce trebuiau suportate de către sistemul de răcire și a unei eficiențe scăzute a arderii, cu până la 5-10% mai scăzută față de motoarele cu injecție directă. Aproape toate motoarele trebuiau să aibă un sistem de pornire la rece, ca de exemplu bujii incandescente. Motoarele cu injecție indirectă au fost folosite pe scară mare în industria auto și navală începând din anii timpurii 1950 până în anii 1980, când injecția directă a progresat semnificativ. Motoarele cu injecție indirectă sunt mai ieftine și mai ușor de construit pentru domeniile de activitate unde emisiile poluante nu sunt o prioritate. Chiar și în cazul noilor sisteme de injecție controlate electronic, motoarele cu injecție indirectă sunt încet înlocuite de cele dotate cu injecție directă, care sunt mult mai eficiente.

În perioada de dezvoltare a motoarelor diesel din anii 1930, diferiți constructori au pus la punct propriile tipuri de antecamere de ardere. Unii constructori, precum Mercedes-Benz, aveau forme complexe. Alții, precum Lanova, utilizau un sistem mecanic de modificare a formei antecamerei, în funcție de condițiile de funcționare. Însă, cea mai folosită metodă a fost cea în formă de spirală, concepută de Harry Ricardo ce folosea un design special pentru a crea turbulențe. Majoritatea producătorilor europeni au folosit acest tip de antecamere sau și-au dezvoltat propriile modele (Mercedes Benz și-a menținut propriul design mulți ani).

➤ **Injecția directă.**

Primele motoare diesel cu injecție directă au folosit o pompă de injecție rotativă, cu injectoarele montate în partea superioară a camerei de ardere și nu într-o antecameră. Exemple de vehicule dotate cu astfel de motoare sunt Ford Transit sau Rover Maestro, având ambele motoare fabricate de Perkins. Problemele acestor motoare erau zgomotul excesiv și emisiile de fum. Din această cauză aceste motoare au fost la început montate doar pe vehicule comerciale – excepția notabilă fiind autoturismul Fiat Croma. Consumul era cu 15 - 20 % mai scăzut decât la un motor diesel cu injecție indirectă, îndeajuns să compenseze, pentru unii, zgomotul produs.

Primul motor cu injecție directă de mică capacitate, produs în serie a fost conceput de grupul Rover. Motorul cu 4 cilindri, cu o capacitate de 2500 cmc, a fost folosit de Land Rover pe vehiculele sale din 1989, având chiulasa din aluminiu, injecție Bosch în 2 trepte, bujii incandescente pentru pornire ușoară și un mers lin și economic.

Controlul electronic al pompei de injecție a transformat radical acest tip de motor. Pionierul a fost grupul Volkswagen-Audi cu modelul Audi 100 TDI apărut în 1989. Presiunea de injecție era de circa 300 bar, dar momentul injecției, cantitatea de motorină injectată și turbocompresorul erau controlate electronic. Acest lucru a permis un nivel acceptabil de zgomot și de emisii poluante. Destul de rapid tehnologia a penetrat și la vehiculele de masă precum Golf TDI. Aceste autovehicule erau mai economice și mai puternice decât competitorii pe injecție indirectă.

➤ **Injecția directă cu rampă comună (common rail).**

La vechile motoare diesel o pompă-distribuitor asigura presiunea necesară la injectoare care erau simple diuze prin care motorina era pulverizată în camera de ardere.

La sistemele cu rampă comună, distribuitorul este eliminat. O pompă de înaltă presiune menține motorina la o presiune constantă de 1800 bari într-o rampă comună, o conductă unică care alimentează fiecare injector comandat electromagnetic de mare precizie sau chiar injectoare piezoelectrice (utilizate de Mercedes la motorul diesel cu 6 cilindri în V de 3 L).

Majoritatea constructorilor europeni au în gama lor modele echipate cu motoare diesel common rail, chiar și la vehiculele comerciale. Unii constructori japonezi, precum Toyota, Nissan și, mai recent, Honda, au dezvoltat și ei motoare diesel cu rampă comună.

Diferiți constructori de automobile au denumiri diferite pentru motoarele lor diesel cu rampă comună. Spre exemplu: CDI la DaimlerChrysler, TDCi la Ford, JTD la grupul Fiat, dCi la Renault, CDTi la Opel, CRDi la Hyundai, DI-D la Mitsubishi, HDI la grupul PSA, D-4D la Toyota.

➤ **Injecția directă cu pompă-injector.**

Acest tip de sistem injectează, de asemenea, motorina direct în cilindru. Injectorul și pompa formează un corp comun plasat în capătul cilindrului. Fiecare

2.4. Determinarea experimentală a caracteristicilor jetului de combustibil injectat 43

cilindru are propria pompă care alimentează injectorul propriu, fapt ce exclude fluctuațiile de presiune și asigură o injecție consistentă. Acest tip de injecție, dezvoltat de Bosch, este folosit de către autoturismele grupului Volkswagen AG - denumit sistemul pompă-injector - și de către Mercedes Benz și majoritatea fabricanților de motoare diesel mari (CAT, Cummins, Detroit Diesel). Ultimele realizări asigură o presiune de injecție crescută, de până la 2050 bar [118].

2.4. Determinarea experimentală a caracteristicilor jetului de combustibil injectat.

Optimizarea procesului de injecție de combustibil prin modelare și simulare numerică s-a realizat în cadrul proiectelor BIOCOMB. La acest obiectiv au fost efectuate activitățile:

1. Adaptarea modelelor privind procesul de injecție existente la parametrii combustibililor cercetați;
2. Simularea computerizată a procesului de injecție;
3. Corelarea parametrilor procesului de injecție de combustibil cu arhitectura camerei de ardere.

Calitatea procesului de injecție influențează în mod determinant performanțele unui motor cu ardere internă (putere, economicitate și emisii poluante). Modelarea injecției de combustibil presupune determinarea parametrilor de intrare: debitul masic prin orificiile de pulverizare, presiunea de injecție, presiunea din camera de ardere, proprietățile fizice ale combustibilului, elementele geometrice ale orificiilor de pulverizare și a urmării determinarea parametrilor de ieșire: coeficientul de debit al injectorului (orificiilor injectorului), unghiul de dispersare a jetului de combustibil, viteza efectivă a combustibilului injectat, penetrația jetului, diametrul picăturilor.

Valorile obținute în cazul a doi combustibili, pe baza unui model matematic particularizat, pentru vitezele de injecție, unghiurile conului jetului de combustibil și diametrul mediu al particulei de combustibil sunt prezentate în tabelul care evidențiază și influența presiunii de injecție asupra vitezelor de injecție și a diametrelor particulelor de combustibil injectat. Pentru combustibilii simulați s-au luat în considerare proprietăți precum: căldura latentă de vaporizare, conductivitatea termică, densitatea, presiunea de vapori, tensiunea superficială și viscozitatea pentru intervalul de temperatură de 0...730°K.

Mediul de simulare ales a fost Kiva 3V, soft dezvoltat de către Laboratorul National Los Alamos și Centrul de Cercetare a Motoarelor din cadrul Universității Wisconsin – Madison USA.

Pentru studiul comparativ ale jeturilor s-au efectuat 4 seturi de simulări pentru fiecare tip de combustibil selectat. Datele obținute în urma simulărilor computerizate au fost procesate, iar rezultatele obținute au fost interpretate. Unde era cazul, datele de intrare au fost corijate, iar simularea a fost reluată.

Dispersia jeturilor de combustibil a fost reprezentat grafic în imagini și prin animație în scopul evidențierii diferențelor între caracteristicile jeturilor pentru motorină, biodiesel și amestecurile simulate.

Exemple de rezultate obținute în cazul unui injector cu 4 orificii de pulverizare sunt redată în figura 2.9.

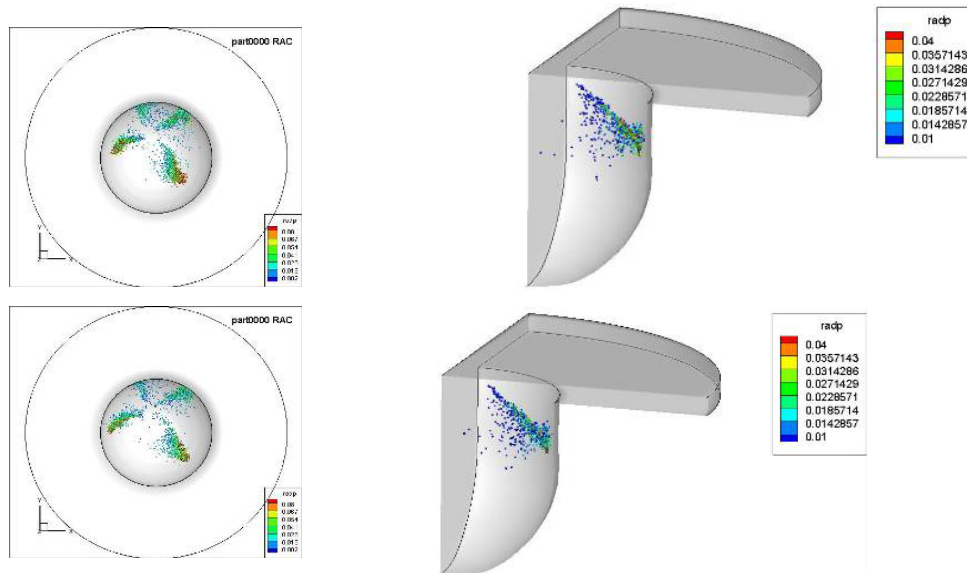


Fig.2.9. Simularea procesului de injectie

Realizarea acestui obiectiv a presupus efectuarea următoarelor activități:

1. Adaptarea și pregătirea aparaturii de cercetare;
2. Determinarea parametrilor principali ai injectiei de combustibil pe stand de încercare;
3. Corelarea prin cercetări experimentale a parametrilor injectiei de combustibil cu rezultatele teoretice;
4. Prelucrarea și evaluarea datelor experimentale, validarea rezultatelor.

Pentru determinarea experimentală a caracteristicilor jetului de combustibil injectat s-a conceput și realizat un stand [99] experimental specializat, care a permis realizarea unor serii de fotografii în fazele succesive ale dezvoltării jetului de combustibil. Pentru aceasta s-a utilizat un timp de expunere mare (2s), iar blițul s-a declanșat cu o întârziere față de începutul injectiei. Condițiile experimentale au fost: presiunea de injectie: 50 MPa, presiunea din camera de presiune 1 MPa, temperatura mediului 300 K.



Fig.2.10. Imaginile obținute pentru M100 și B25.

2.4. Determinarea experimentală a caracteristicilor jetului de combustibil injectat 45

Pentru corelarea cercetărilor experimentale cu cele teoretice s-a urmărit asigurarea unor condiții identice privind desfășurarea procesului de injecție, astfel încât rezultatele obținute să fie cât mai apropiate. Pe durata desfășurării etapei de cercetare procesul de modelare și simulare a fost reluată ori de câte ori se impunea acest lucru pentru asigurarea concordanței dintre rezultatele teoretice și cele experimentale.

Prin prelucrarea imaginilor obținute cu ajutorul unor programe specializate s-au determinat: penetrația jetului, unghiul conului de pulverizare, viteza jetului și timpul de dezintegrare a jetului. Datele experimentale au fost comparate cu cele teoretice, iar cele din urmă au putut fi validate în proporție de 90%.

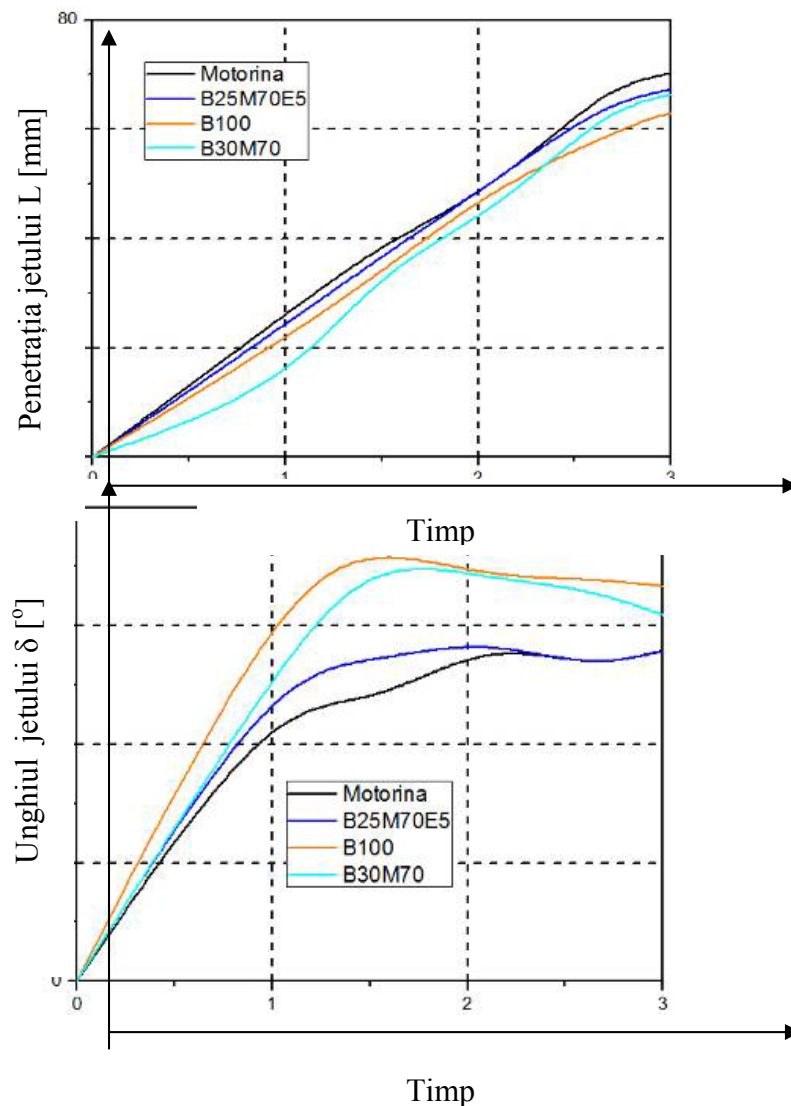


Fig.2.11.. Penetrația jetului și unghiul conului de pulverizare

În cazul utilizării biodieselului [19] în motoarele cu aprindere prin comprimare s-a constatat o scădere a puterii efective a motorului cu 5-15% dar concomitent cu scăderea gazelor poluante (CO , CO_2 , HC). Cercetarile curente și soluțiile propuse în ceea ce privește calitatea injectiei cu ultrasunete țintesc la obținerea performanțelor în general ale motorului, a caracteristicilor de funcționare ale sale, creșterea vitezei reacțiilor chimice, reducerea duratei procesului de ardere pe baza manipulării unor proprietăți fizico-chimice ale combustibilului într-o manieră controlată. Iată simularea injectiei într-un motor diesel folosind un biocombustibil tratat la injectie cu ultrasunete cu un oscilator tip PZT de 35 kHz. Programul de simulare a fost oferit de AVL.

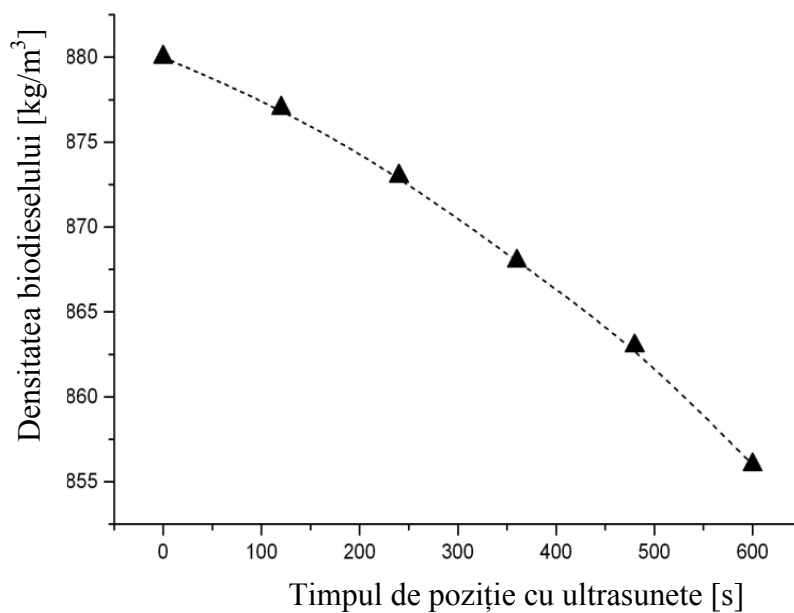


Fig 2.12. Variația densității biocombustibilului în timpul folosirii ultrasunetelor

2.4. Determinarea experimentală a caracteristicilor jetului de combustibil injectat 47

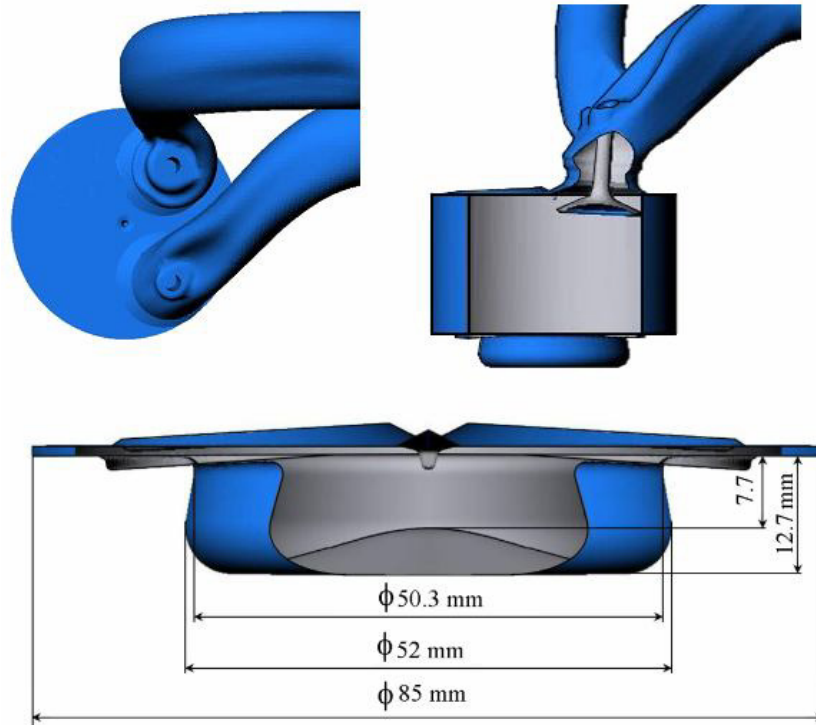


Fig. 2.13. Modelul camerei de ardere

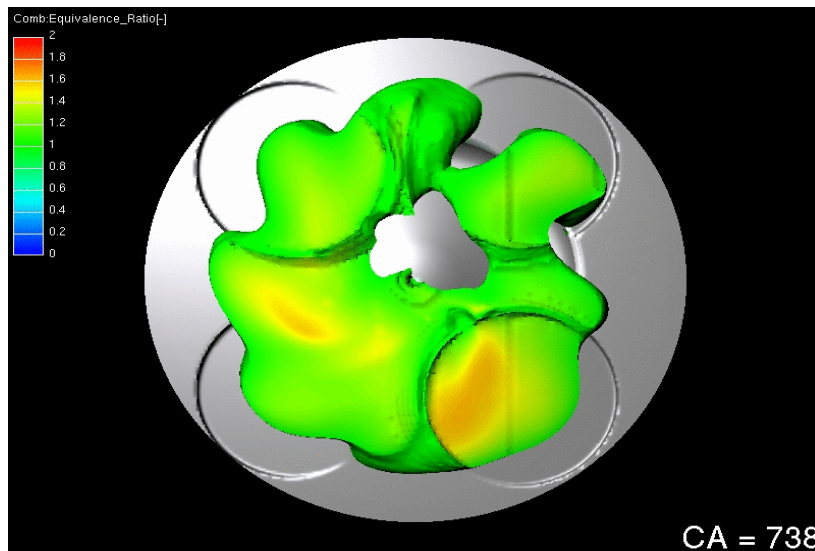


Fig. 2.14.. Simularea ariei de combustie la biodiesel fără utilizarea ultrasunetelor

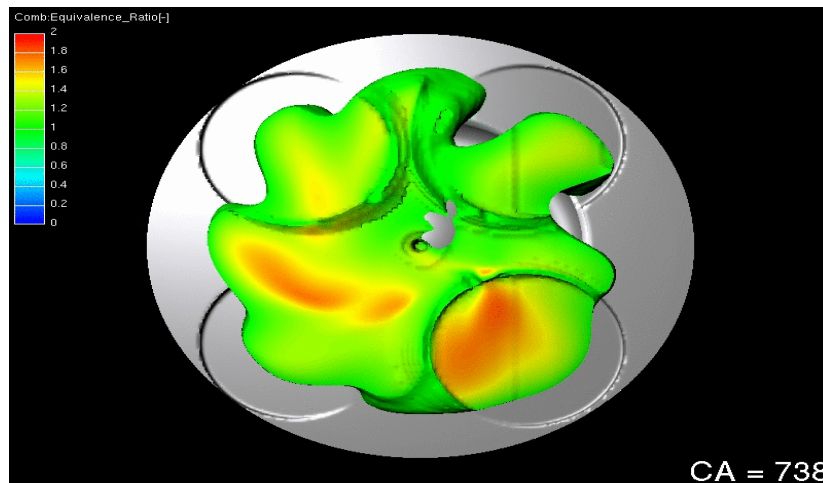


Fig. 2.15. Simularea ariei de combustie utilizând ultrasunetele

Ca și concluzie s-a constatat scăderea densității biodieselului la utilizarea ultrasunetelor cu influență directă asupra parametrilor injecției cu influență directă asupra emisiilor NOx

2.5. Considerații teoretice privind oportunitatea adaptării sistemului de injecție în cazul folosirii biocombustibililor la motoarele cu aprindere prin comprimare cu injecție directă.

Este cunoscut faptul că în cazul motoarelor cu aprindere prin comprimare cu injecție directă cu cupă în piston sau cameră ω , pe lângă organizarea unor mișcări intense ale aerului la aspirație și în timpul comprimării prin efectul de prag al umerilor pistonului trebuie asigurată o singură pulverizare optimă [44,45] a combustibililor.

Pulverizarea optimă înseamnă o finețe la pulverizare ridicată a picăturilor (picături de diametre mici), omogenitatea ridicată a jetului (picăturile să aibă același diametru) dar și o pătrundere și un unghi de dispersie al jetului în concordanță cu dimensiunile camerei de ardere.

De aceea cercetările experimentale ale pulverizării jetului trebuie să cuprindă determinarea tuturor calităților acestuia: finețea de pulverizare, omogenitatea jetului, unghiul conului de pulverizare, distanța de pătrundere.

În lipsa acestor corectări chiar dacă cantitativ se respectă proporția de aer și combustibil, poate să rezulte o ardere incompletă cu scăderea performanțelor motorului și creșterea gradului de poluare.

În acest context s-a dovedit că și în cazul combustibilului clasic, motorina, există rezerve privind calitățile pulverizării care pot influența favorabil pulverizarea optimă care conduce la o vaporizare în timp scurt a picăturilor din jet, scurtarea timpului de ardere și implicit creșterea performanțelor energetice respectiv scăderea unor componente poluante din gazele de ardere.

Astfel pentru un motor de mică putere D115 cercetările sistematice [44] au scos în evidență că numărul optim de orificii ale pulverizatorului este de 6 orificii ceea ce a determinat o creștere de putere cu 5%. Cercetări experimentale s-au

2.4. Determinarea experimentală a caracteristicilor jetului de combustibil injectat 49

făcut și prin încercările la cald, deosebit de complexe și dificile pentru echiparea standard cu 4, 6, 7 și 8 orificii în varianta alimentării cu motorină [85].

În urma încercărilor efectuate pe un motor D110, echipat cu pulverizatoare modificate s-au concluzionat următoarele:

- Pentru fiecare variantă încercată s-a evidențiat dispersia formei și a mărimii jeturilor;
- S-a constatat că o parte din jeturi pătrund mai rapid în camera de ardere, având deci o lungime de pătrundere mai mare decât celelalte. La aceste jeturi unghiul de dispersie este redus;
- Neuniformitatea jeturilor a apărut datorită poziției acului dispus foarte aproape de de intrarea în orificiile de pulverizare;
- Analizând comparativ jeturile în cazul injectoarelor cu 6, 7 și 8 orificii față de cele standard s-a observat o mai bună uniformitate a acestora funcție de presiune;
- A rezultat că varianta cu 7 orificii de injecție la presiunea de injecție de 260 bar poate fi o posibilă soluție optimă care să asigure o îmbunătățire semnificativă a calității jetului de combustibil;
- În ceea ce privește gradul de fum la varianta cu 7 orificii și presiunea de 230 de bari s-a constatat o scădere a acestuia cu 16,7%;
- Pentru varianta pulverizatorului cu 6 orificii reglate la presiunea de injecție mărită de 280 bar se constată o scădere a emisiei de oxizi de azot NO_x .

Cu atât mai mult s-a pus problema în lucrarea de față a efectuării cercetărilor experimentale sistematice privind pulverizarea biocombustibilului pentru identificarea unei construcții optime a pulverizatorului atât ca număr cât și ca diametre ale orificiilor sale. Studiul s-a impus cu atât mai mult cu cât în capitolele anterioare s-au arătat o serie de deosebiri între motorină și biocombustibili în ceea ce privește masa specifică, vâscozitatea, tensiunea superficială, ori tocmai acești parametri determină în esență calitățile de pulverizare ale combustibililor. Cercetările experimentale se vor desfășura în direcția stabilirii tuturor parametrilor pulverizării inclusiv sub aspectul distanței de pătrundere pentru găsirea acelei soluții de pulverizator și presiune care să asigure un optim al jetului de pătrundere. Jetul înseamnă să nu atingă pereții camerei de ardere unde arderea este incompletă cu formare de calamină dar nici jet cu o lungime scurtă care ar însemna o utilizare incompletă a aerului în mișcare în camera de ardere ceea ce înseamnă tot ardere incompletă și apariția negrului de fum la evacuare.

Cercetările teoretice "la rece", care vor confirma varianta optimă de pulverizare la o anumită presiune de injecție se vor încerca apoi "la cald" pe motorul în funcțiune pentru confirmarea performanțelor optime atât energetice cât și emisiile poluante din gazele evacuate în cazul folosirii biocombustibililor.

CAPITOLUL 3

CERCETĂRI EXPERIMENTALE ALE PROCESULUI DE INECȚIE ÎN CONDIȚIILE MODIFICĂRII PARAMETRIILOR CARACTERISTICI

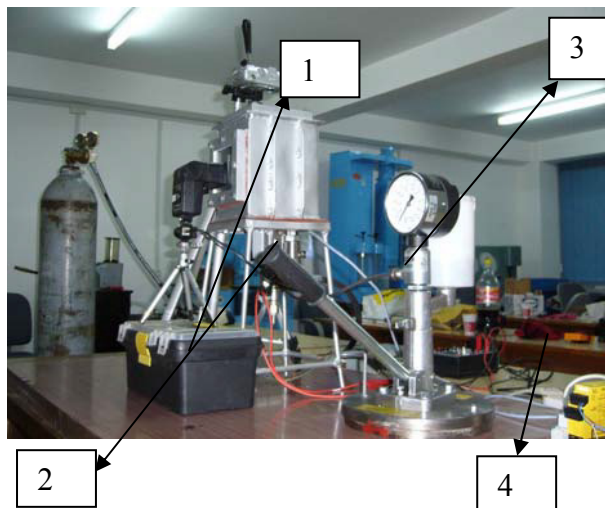
3.1. Stadiul actual al cercetărilor privind procesul de inecție cu parametrii modificați.

Valorile obținute de-a lungul cercetarilor [18] pe baza unui model matematic dezvoltat, pentru vitezele de inecție, unghiurile conului jetului de combustibil și diametrul mediu al particulei de combustibil evidențiază influența presiunii de inecție asupra vitezelor de inecție și a diametrelor particulelor de combustibil inecțat. S-a urmarit determinarea experimentală a caracteristicilor jetului de combustibil inecțat și determinarea parametrilor principali ai inecției de combustibil pe stand de încercare .

Pentru aceasta s-a utilizat un timp de expunere mare (2s), iar blițul s-a declanșat cu o întârziere față de începutul inecției. Condițiile experimentale au fost: presiunea de inecție: 50 MPa, presiunea din camera de presiune 1 MPa, temperatura mediului 300 K.

Fig. 3.1. Standul experimental pentru studiul procesului de inecție

Standul experimental a fost compus din:
1- butelie cu gaz inert (N₂);
2 - inecțor electromagnetic;
3 - cameră de presiune;
4- pompă manuală de combustibil.



Prin prelucrarea imaginilor obținute cu ajutorul unor programe specializate s-au determinat: penetrația jetului, unghiul conului de inecție, viteza jetului și timpul de dezintegrare a jetului. Datele experimentale au fost comparate cu cele teoretice, iar cele din urmă au putut fi validate în proporție de 90%

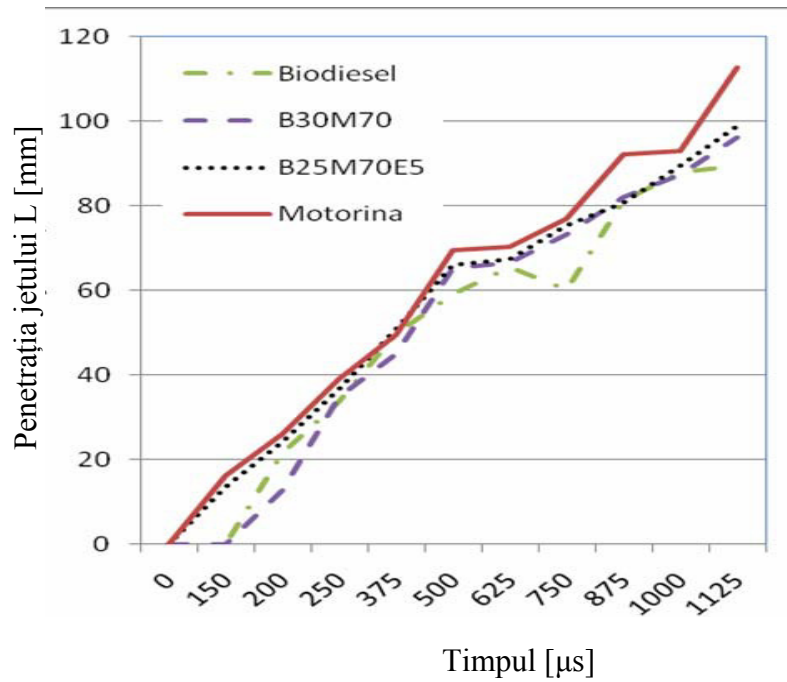


Fig. 3.2. Penetrația jetului

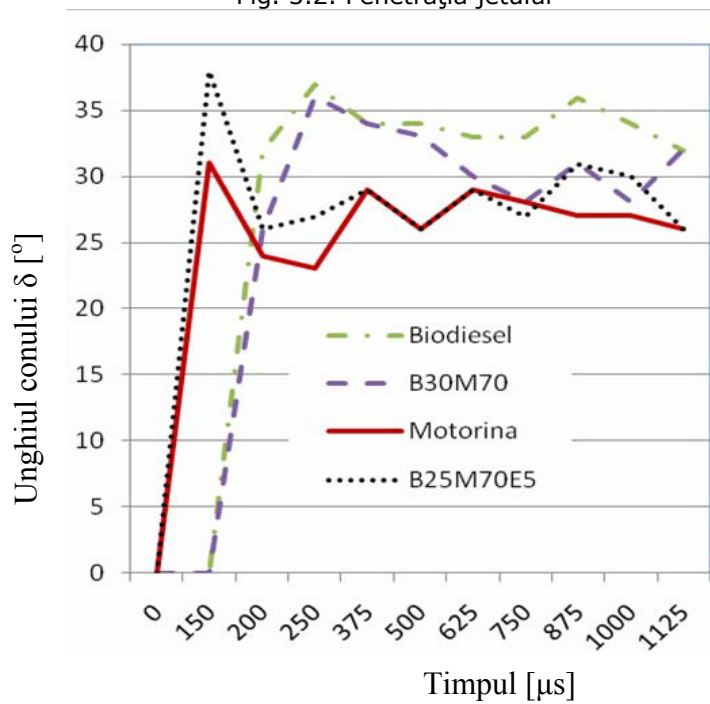


Fig. 3.3. Unghiul conului

Cu privire la **simulările procesului de injecție** s-au constatat următoarele: odată cu creșterea presiunii de injecție cresc și vitezele de injecție, la fel și unghiul pe care îl formează conul jetului, [16] diametrul mediu al particulelor scade (însă depinde și de densitatea combustibilului), dispersia particulelor pentru jetul de biodiesel este mai mare decât dispersia în cazul celorlalte jeturi, vaporizarea particulelor pentru combustibilii cu conținut mai ridicat de etanol, mai rapidă, unghiul conului jetului variază în funcție de tipul de combustibil, cel mai mare fiind în cazul biodieselului, apoi cel al amestecului cu un conținut mai mare de etanol B20M70E10, urmând în ordine descrescătoare B20M75E5 și B25M70E5. Forma jetului pentru amestecuri care conțin etanol se apropie de forma jetului de motorină.

Diferențele calitative în structura sprayului au fost sesizate în cercetările întreprinse în acest sens [47], în testele unde lungimea de pătrundere a jetului este mai mare și cele unde lungimea de pătrundere a jetului e mai mică. Schimbările din structura curgerii prin diuze pot fi cauza acestor diferențe.

Modificarea lungimii de penetrație a jetului de combustibil în timp s-a determinat cu ajutorul unor capturi ale unui aparat care fotografiază multe cadre pe secundă. Comparația s-a făcut între pulverizatoare cu geometrie diferită și diferite presiuni de injecție.

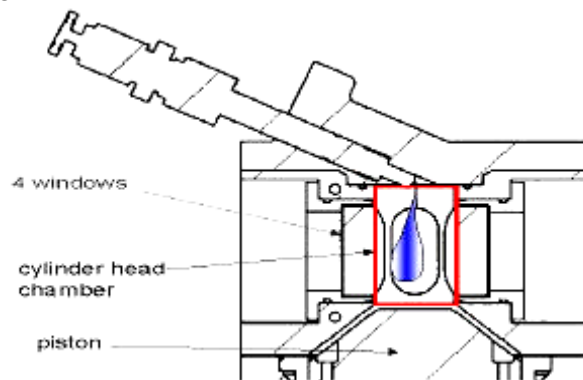


Fig. 3.4. Schema camerei de injecție

Tabelul 3.1. Condiții de injecție pentru pulverizator modificat

Presiunea de injecție [MPa]	Diametrul orificiului diuzei [mm]		
	0,2	0,15	0,1
60	Cantitatea injectată 3-50 mm ³		
100			
140			
160			

3.2. Cercetări experimentale ale procesului de injecție în condițiile modificării parametrilor caracteristici.

Cercetările s-au desfășurat în laboratorul de termotehnică al Facultății de Mecanică din Craiova.

Experimentele au constatat în injectarea cu ajutorul unei pompe a biodieselului B20 din ulei de pește, pe o placă de sticlă acoperită cu oxid alb de titan.

Pulverizatoarele injectoarelor au fost modificate. Astfel s-au utilizat pulverizatoare cu 4 orificii (clasice) , 6, 7 și 8 orificii.

Standul se compune din placă de bază (1) care servește la colectarea motorinei, corpul inferior, în care este ghidat împingătorul elementului de pompă de injecție acționat de manetă (2). În corpul inferior este montat elementul de pompă (3) al cărui piston are canalul de scăpare al combustibilului înfundat. Rezervorul de combustibil este legat de elementul de pompă printr-o conductă la robinet. În partea superioară a corpului este montat manometrul (4) cu trei căi. Injectorul de încercat este fixat pe un trepied iar combustibilul injectat este captat pe o placă de sticlă curată. Placa de sticlă are o poziție perpendiculară pe axa dispozitivului culisant și la 14° față de axa longitudinală a injectorului astfel încât jetul de combustibil să fie injectat perpendicular pe placă.

Pentru efectuarea încercărilor injectorul utilizat s-a fixat la un unghi de 76° față de axa verticală a standului.

Încercările au constat în amprentarea unui jet de B20 din ulei de pește injectat la diferite presiuni și în 2 variante constructive ale pulverizatoarelor: cu 4 orificii, respectiv cu 6 orificii.

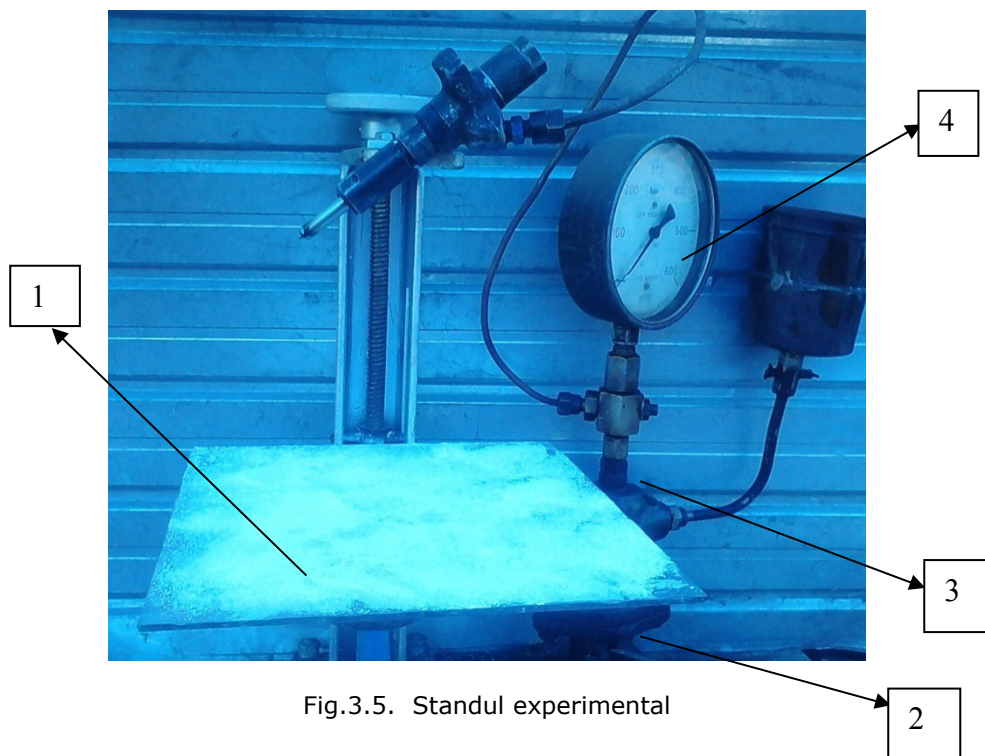


Fig.3.5. Standul experimental

3.3. Dinamica pulverizării combustibilului. Dinamica jetului.

Pentru a putea evalua parametrii caracteristici ai injectiei din punct de vedere a pulverizării combustibilului se vor calcula:

- Viteza frontului jetului de combustibil w_j ;
- unghiul de dispersie al jetului δ ;

- penetrația jetului evaluată prin lungimea de penetrație L ;
- finețea pulverizării evaluată prin diametrul mediu al picăturii;
- diametrul mediu Sauter d_{32} .

Viteza frontului jetului de combustibil.

Presupunând că debitul prin orificiul de injecție este aproape constant, viteza masei debitului combustibilului prin orificiu, w_m este dată de următoarea ecuație:

$$w_m = C_d A_n \sqrt{2\rho_l(\rho_1 - \rho_2)} \text{ [kg/s]} \quad [3.1]$$

unde: C_d - coeficient de descărcare [-];

A_n - suprafața orificiului [m^2];

ρ_l - densitatea combustibilului lichid [kg/m^3];

p_1 - presiunea comb. în camera de presiune a pulverizatorului [N/m^2];

p_2 - contrapresiunea în care are loc injecția [N/m^2].

Viteza combustibilului injectat w_j se poate exprima astfel:

$$w_j = C_d \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho_l}} \text{ [m/s]} \quad [3.2]$$

Coeficientul de descărcare depinde de geometria orificiului și se poate determina astfel:

$$C_d = 0,827 - 0,0085 \frac{l_n}{d_n} \quad [3.3]$$

unde: l_n - lungimea orificiului [m];

d_n - diametrul orificiului [m].

Unghiul de dispersie al jetului

Unghiul de dispersie al jetului (δ) este unghiul conului format din tangentele la conturul jetului, concurente în orificiul pulverizatorului. Experimental s-a constatat că unghiul (δ) este independent de timp numai după o durată de timp relativ mare de la începutul injecției.

Două din corelațiile cele mai utilizate în prezent sunt studii pentru previziunile legate de unghiul de pulverizare.

Modelul HIROYASU&ARAI

Unghiul inițial de pulverizare în corelația Hiroyasu&Arai este:

$$\delta = 0,025 \left(\frac{\rho_g (\rho_1 - \rho_2) d_n^2}{\eta_g} \right)^{0,25} \quad [\text{rad}] \quad [3.4]$$

unde: p_1 - presiunea comb. în camera de presiune a pulverizatorului [N/m^2];

p_2 - contrapresiunea în care are loc injecția [N/m^2];

d_n - diametrul orificiului injectorului [m];

η_g - vîscozitatea ambiantă $\eta_g = 18.1 \cdot 10^{-6}$ [Ns/m^2] sau [$\text{Pa} \cdot \text{s}$].

Penetrația jetului

Penetrația jetului (L) reprezintă drumul parcurs de către partea frontală a jetului într-un interval de timp bine determinat.

Pentru a prezice penetrarea jetului, se utilizează o corelație empirică pentru a descrie în timp pulverizarea. Modelele Hiroyasu&Arai au propus corelații înainte și după momentul dezintegrării:

Pentru $0 < t < t_b$

$$L = C_d \left(\frac{2(\rho_1 - \rho_2)}{\rho_1} \right) t \quad [\text{mm}] \quad [3.5]$$

Pentru $t_b > t$

$$L = 2,95 \left(\frac{\rho_1 - \rho_2}{\rho_g} \right)^{0,25} (d_n t)^{0,5} \quad [\text{mm}] \quad [3.6]$$

unde: t_b - este momentul de dezintegrare.

Pentru a se aproxima penetrația jetului se va realiza un grafic al lungimii de penetrare funcție de timp. Pe abscisă va fi reprezentat timpul (t) iar pe ordonată lungimea de penetrație (L).

Finețea pulverizării

Finețea pulverzării reprezintă gradul de farmițare a jetului în particule, fiind definit prin diametrul mediu al acestora. Întrucât jetul este alcătuit din picături de dimensiuni variate, diametrul mediu al acestora se definește în raport cu cerințele procesului.

Diametrul inițial al picăturii

Deoarece jetul de combustibil este alcătuit din picături cu dimensiuni diferite, diametrul mediu al picăturii s-a definit în raport cu cerințele procesului [34]. Astfel s-au elaborate noțiunile de d_{pi} variabile, diametrul mediu aritmetic este:

$$d_{10} = \frac{\sum n_i d_{pi}}{\sum n_i} \quad [3.7]$$

Dacă se urmărește cunoașterea suprafeței tuturor picăturilor atunci se introduce diametrul mediu de suprafață:

$$d_{20} = \left[\frac{\sum n_i d_{pi}^2}{\sum n_i} \right]^{\frac{1}{2}} \quad [3.8]$$

și analog pentru cunoașterea volumului, diametrul mediu de volum:

$$d_{30} = \left[\frac{\sum n_i d_{pi}^3}{\sum n_i} \right]^{\frac{1}{3}} \quad [3.9]$$

Dacă se admite că suprafața, respectiv volumul jetului real și a celui convențional să fie egale, prin împărțirea relațiilor de calcul a acestora rezultă diametrul mediu Sauter:

$$d_{32} = 6 \frac{\sum n_i d_i^3}{\sum n_i d_i^2} \quad [3.10]$$

sau

$$d_{32} = \frac{1,445 \cdot d_0^{0,6607} \cdot \sigma_c^{0,1927} \cdot \eta_c^{0,1927}}{\rho_a^{0,266} \cdot \rho_c^{0,0723} \cdot w_0^{0,532}} \quad [3.11]$$

unde: w_i [m/s] - viteza de curgere prin orificiul de pulverizare;
 ρ_c [kg/m³] - densitatea combustibilului;
 ρ_a [kg/m³] - densitatea aerului;
 σ_c [N/m] - tensiunea superficială a combustibilului;
 η_c [Ns/m²] - vâscozitatea dinamică a combustibilului.

Încercările au fost efectuate pentru echiparea injectoarelor cu pulverizatoare prevăzute cu 4, 6, 7 și 8 orificii la presiunea standard de deschidere de 230 bar, precum și la 250 bar.

Reglarea presiunii de injecție s-a făcut la standul de încercat și reglat injectoare din fig. 3.5

Ex: Varianta cu 6 orificii la 230 bar;

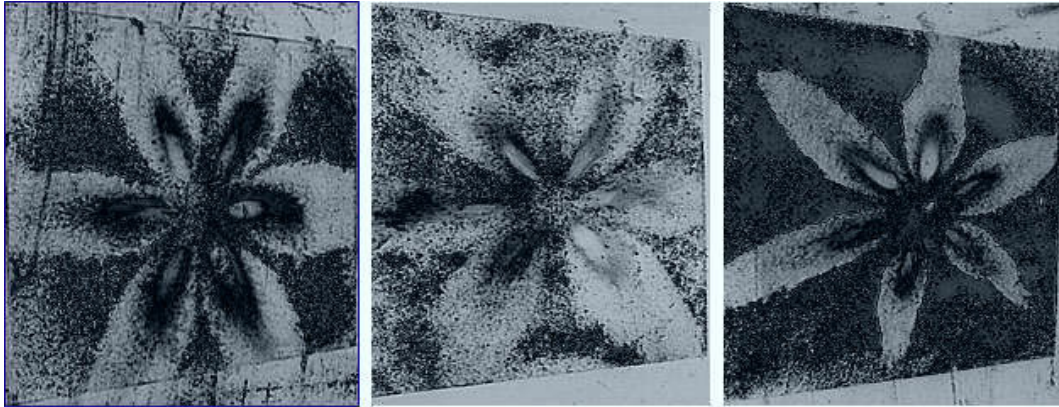
Varianta cu 7 orificii la 250 bar.

3.4. Ridicarea experimentală a caracteristicilor de pulverizare și interpretarea lor.

Din cercetările anterioare s-a constatat că prin mărirea numărului de orificii și micșorarea diametrului acestora, pastrând suprafața de pulverizare constantă, puterea medie efectivă și momentul motor cresc datorită îmbunătățirii arderii [92,156,158,159].

De regulă, diametrul mare al orificiilor de pulverizare asigură o penetrație mai mare a jeturilor datorită creșterii energiei cinetice a picăturilor, orificiile cu diametru redus cresc finețea pulverizării datorită mișcărilor de turbulență produsă de strângerea orificiilor.

În cazul de față jetul de combustibil s-a captat la o distanță de 150 și 220 mm între placa de sticlă și orificiul de injecție



$P_i=230$ bar
 $n=6$ orificii

$p_i=250$ bar
 $n= 6$ orificii

$p_i=280$ bar
 $n= 6$ orificii

Fig. 3.6. Amprenta jetului pentru 6 orificii, $p=230$ bar, $p=250$ bar, $p=280$ bar, poziția orificiului perpendiculară pe placă

Se constată că deși orificiile sunt simetrice jeturile sunt inegale din cauza curgerii combustibilului pe lângă ac.

Acest lucru determină inevitabil pătrunderea diferită a jeturilor și amestecarea neuniformă cu aerul din camera de ardere care rămâne neutilizat în cazul jeturilor mai scurte deci determină o ardere neuniformă în cameră cu eliberare de noxe.

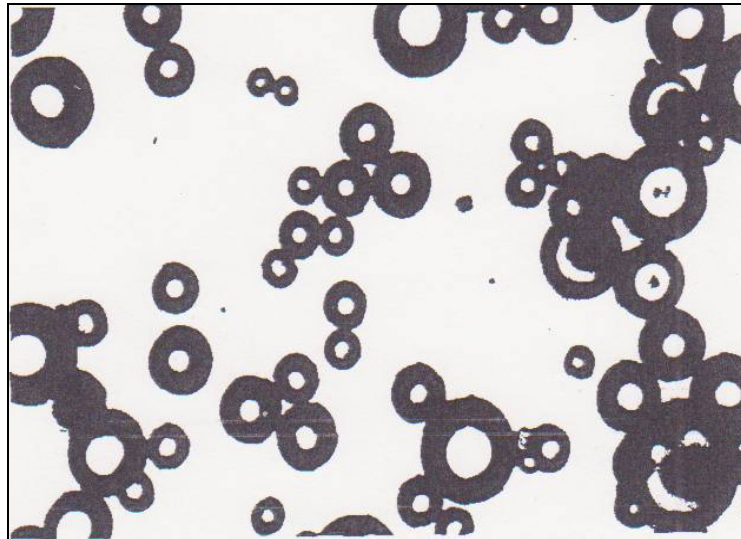


Fig. 3.7. Detaliul picăturilor de biocombustibil B20 la:
 $P_0=230$ bar, $L_e=220$ mm, $n_0= 4$, $r_0=10$ mm

unde : p_0 - presiunea de injecție;
 L_e - distanța de captare;
 n_0 - numărul de orificii ale pulverizatorului;
 r_0 - raza cercului de captare.

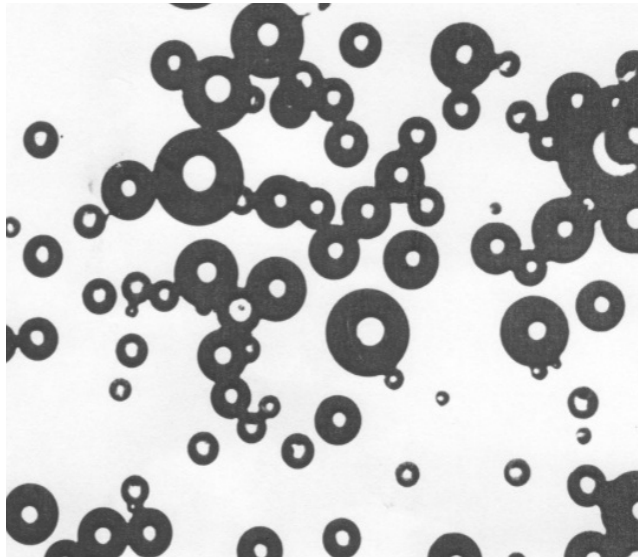


Fig. 3.8. Detaliul picăturilor de biocombustibil B20 la:
 $P_0=230$ bar, $L_e=220$ mm, $n_0= 6$, $r_0=10$ mm

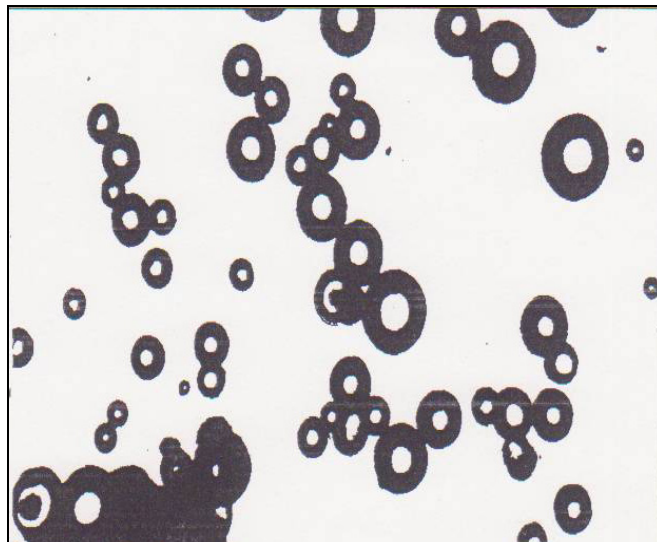


Fig. 3.9. Detaliul picăturilor de biocombustibil B20 la:
 $P_0=230$ bar, $L_e=220$ mm, $n_0= 7$, $r_0=10$ mm

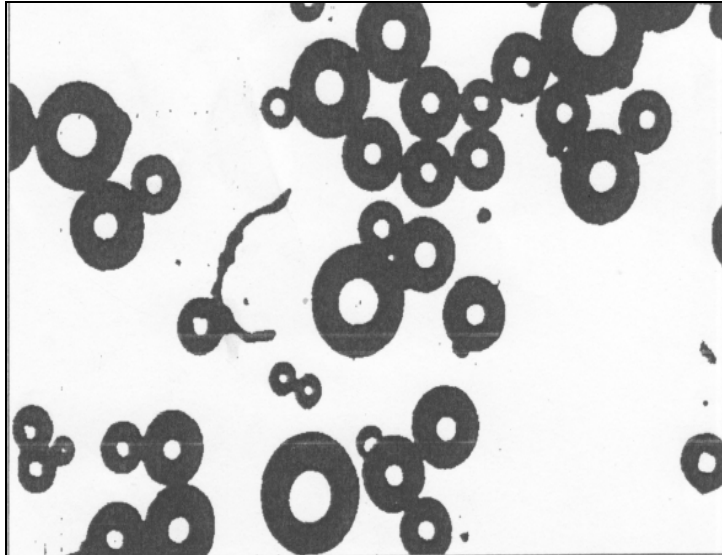


Fig. 3.10. Detaliul picăturilor de biocombustibil B20 la:
 $P_0=230$ bar, $L_e=220$ mm, $n_0= 8$, $r_0=10$ mm

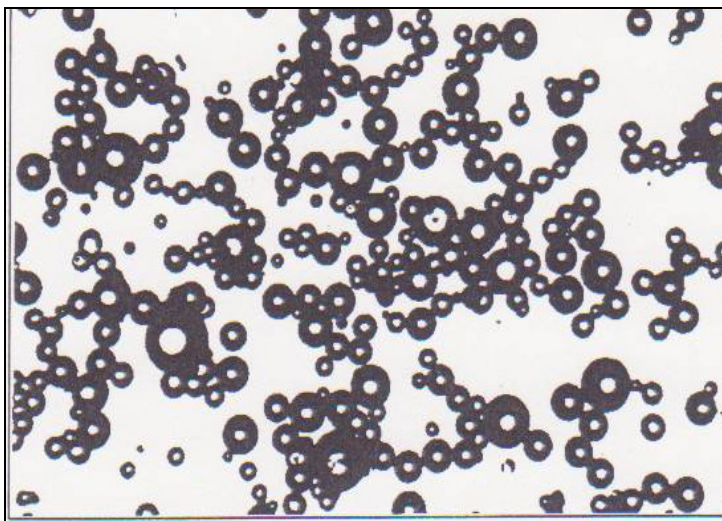


Fig. 3.11. Detaliul picăturilor de biocombustibil B20 la:
 $P_0=250$ bar, $L_e=220$ mm, $n_0= 6$, $r_0=5$ mm

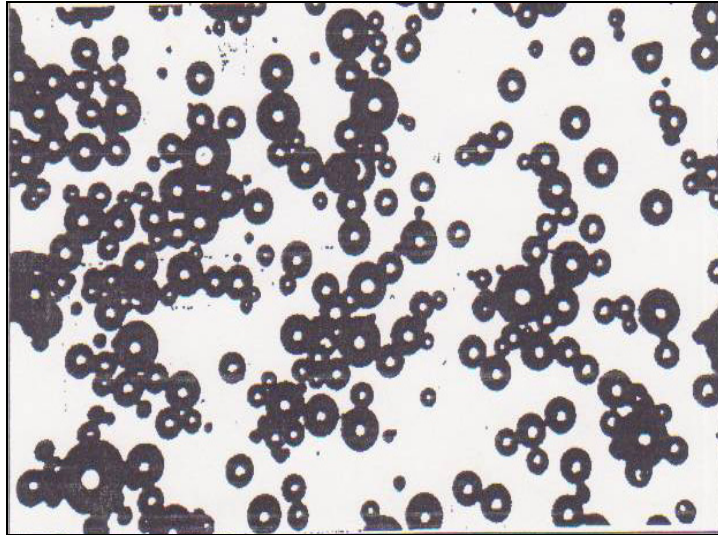


Fig. 3.12. Detaliul picăturilor de biocombustibil B20 la:
 $P_0=250$ bar, $L_e=220$ mm, $n_0=7$, $r_0=5$ mm

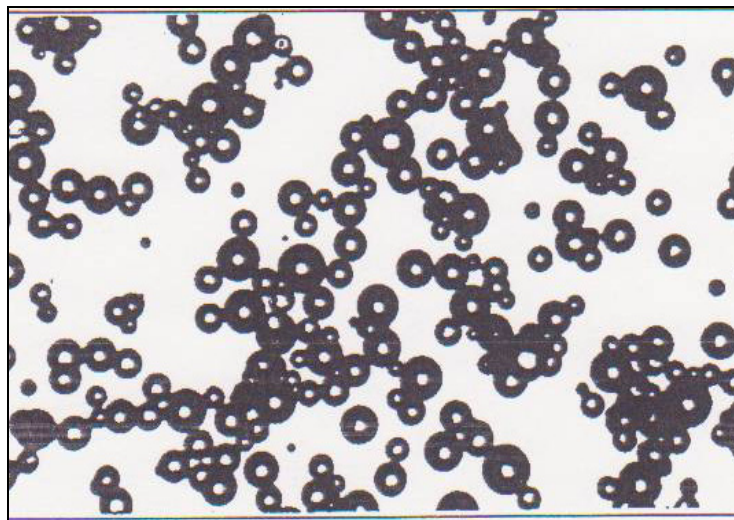


Fig. 3.13. Detaliul picăturilor de biocombustibil B20 la:
 $P_0=250$ bar, $L_e=220$ mm, $n_0=8$, $r_0=5$ mm

În literatura de specialitate se precizează că dimensiunile orificiilor pulverizatorului prin jeturile pe care le determină și prin mărimea picăturilor influențează formarea amestecurilor și arderii optime în M.A.C[119].

Caracteristicile de pulverizare s-au calculat pe baza fotografierii amprentelor jeturilor, ridicate experimental, prin stabilirea numărului n_i de picături de un anumit diametru d_{pi} , raportat la numărul total, adică n_i/n_t , [%], în funcție de diametrul picăturilor d_{pi} , apoi s-au trasat pentru variantele cu pulverizatoare modificate: 6, 7 și 8

orificii, reglate la presiunea nominală de $p=230$ bar și $p=250$ bar.

Valorile măsurate ale diametrelor picăturilor:

➤ **Varianta STANDARD:**

1. $n_0=4$ orificii, $p_0=230$ bar
 raza petei jetului $r_s=21,24$ mm
 suprafața amprentei jetului $S_a=1417,29$ mm²

2. **Varianta Standard P₁**, $p_1=250$ bar
 $n_0=4$ orificii,
 raza petei jetului $r_s=22,24$ mm
 suprafața amprentei jetului $S_a=1553,88$ mm²

3. **Varianta Standard P₂**, $p=280$ bar
 $n_0=4$ orificii,
 raza petei jetului $r_s=24,15$ mm
 suprafața amprentei jetului $S_a=1832,15$ mm²

➤ **Varianta A - orificii modificate la același pulverizator:**

$L_e=220$ mm
 1. $n_0=6$ orificii, $p_0=230$ bar
 raza petei jetului $r_s=23,4$ mm
 suprafața amprentei jetului $S_a=1720,21$ mm²

2. $n_0=7$ orificii, $p_0=230$ bar
 raza petei jetului $r_s=23,7$ mm
 suprafața amprentei jetului $S_a=1764,60$ mm²

3. $n_0=8$ orificii, $p_0=230$ bar
 raza petei jetului $r_s=21,7$ mm
 suprafața amprentei jetului $S_a=1479,34$ mm²

➤ **Varianta B - orificii modificate la același pulverizator:**

$L_e=220$ mm
 1. $n_0=6$ orificii, $p_0=250$ bar
 raza petei jetului $r_s=23,92$ mm
 suprafața amprentei jetului $S_a=1797,51$ mm²

2. $n_0=7$ orificii, $p_0=250$ bar
 raza petei jetului $r_s=23,84$ mm
 suprafața amprentei jetului $S_a=1785,51$ mm²

3. $n_0=8$ orificii, $p_0=250$ bar
 raza petei jetului $r_s=22,47$ mm
 suprafața amprentei jetului $S_a=1586$ mm²

➤ **Varianta C - orificii modificate la același pulverizator:**

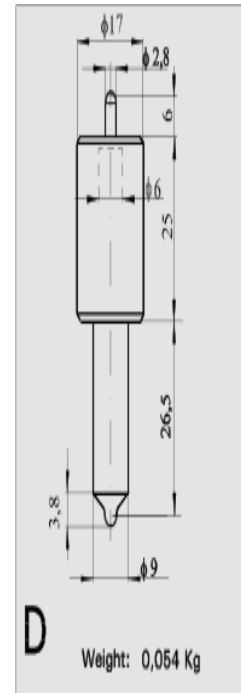
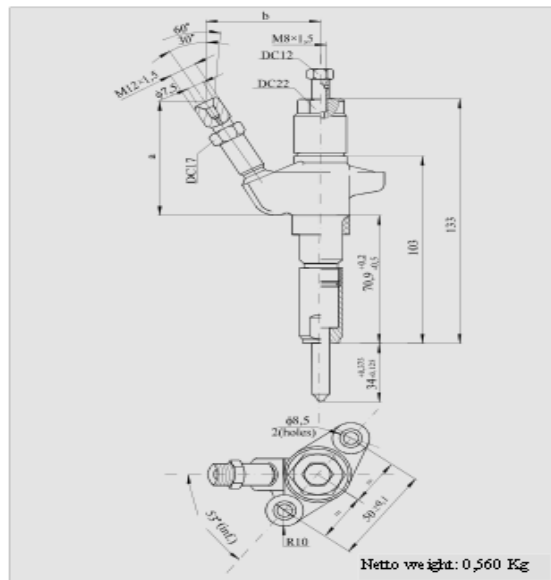
$L_e=220$ mm
 1. $n_0=6$ orificii, $p_0=280$ bar
 raza petei jetului $r_s=23,18$ mm
 suprafața amprentei jetului $S_a=1688,45$ mm²

2. $n_0=7$ orificii, $p_0=280$ bar
 raza petei jetului $r_s=21,9$ mm
 suprafața amprentei jetului $S_a=1506,73$ mm²

3. $n_0=8$ orificii, $p_0=280$ bar
 raza petei jetului $r_s=23,4$ mm
 suprafața amprentei jetului $S_a=1720,21$ mm²

Tabelul 3.2. Caracteristicile geometrice și functionale ale pulverizatorului utilizat

Tip	RO - DLLA 145 S 448
Presiunea de injecție, Pa	$23 \cdot 10^6$
Numarul de orificii ale pulverizatorului	4
Unghiul conului de pulverizare	145°
Lungimea orificiului	0,7



Symbol	Symbol/Icon Injector	Symbol/Icon Nozzle	a mm	b mm	Opening pressure	Use engines
0 832 281 024	RO - EBL 70 S 23 0 831 204 011	RO - DLLA 145 S 448 0 433 271 199	42	37	46 230	D115 D127

Fig.3.14.a Schema injectorului D115 și a pulverizatorului **RO - DLLA 145 S 448**



Fig.3.14.b Pulverizatorul cu 6 orificii



Fig.3.14.c Pulverizatorul cu 7 orificii

Tabelul 3.3. Rezultatele injectiei pentru B20 din ulei de pește și motorină

Caracteristici	Simbol	Motorina	B20 din ulei de pește
Presiunea de injectie, [MPa]	p_1	23	
Presiunea ambientă [MPa]	p_2	1.5	
Temperatura ambientala, [K]	T_a	293	
Densitatea ambientală, [m ³	ρ_g	1.293	
Viscozitatea ambientala, [Pa · s]	η_g	$18.1 \cdot 10^{-6}$	
Masa specifică combustibilului, [kg/m ³	ρ_l	844	864
Viscozitatea cinematică a combustibilului, [m ² /s]	ν_l	2.83	2.83
Tensiunea superficiala, [N/m]	σ	$22.5 \cdot 10^{-3}$	$7,2 \cdot 10^{-3}$
Temperatura combustibilului, [K]	T_f	313	

Tabelul 3.4. Caracteristicile combustibilului pulverizat B 20 din ulei de pește						
t_i , [°C]	p_{inj} , [Mpa]	w_i , [m/s]	δ_i , [°]	t_b , [ms]	L_{tb} , [mm]	SMD, [μm]
20	17	151.22	10.55	$4.063 \cdot 10^{-4}$	0.061	$2.840 \cdot 10^{-8}$
	20	162.34	10.57	$3.786 \cdot 10^{-4}$	0.061	$2.585 \cdot 10^{-8}$
	23	172.69	10.59	$3.559 \cdot 10^{-4}$	0.061	$2.381 \cdot 10^{-8}$
	25	182.46	10.61	$3.368 \cdot 10^{-4}$	0.061	$2.212 \cdot 10^{-8}$
40	17	152.36	10.62	$3.998 \cdot 10^{-4}$	0.061	$1.679 \cdot 10^{-8}$
	20	163.50	10.64	$3.732 \cdot 10^{-4}$	0.061	$1.528 \cdot 10^{-8}$
	23	173.93	10.66	$3.508 \cdot 10^{-4}$	0.061	$1.407 \cdot 10^{-8}$
	25	183.77	10.68	$3.321 \cdot 10^{-4}$	0.061	$1.308 \cdot 10^{-8}$
60	17	153.47	10.70	$3.948 \cdot 10^{-4}$	0.061	$1.114 \cdot 10^{-8}$
	20	164.69	10.72	$3.679 \cdot 10^{-4}$	0.061	$1.014 \cdot 10^{-8}$
	23	175.19	10.74	$3.458 \cdot 10^{-4}$	0.061	$9.338 \cdot 10^{-9}$
	25	185.11	10.76	$3.273 \cdot 10^{-4}$	0.061	$8.678 \cdot 10^{-9}$
80	17	154.69	10.78	$3.885 \cdot 10^{-4}$	0.060	$8.075 \cdot 10^{-9}$
	20	166.00	10.80	$3.621 \cdot 10^{-4}$	0.060	$7.350 \cdot 10^{-9}$
	23	176.59	10.82	$3.404 \cdot 10^{-4}$	0.060	$6.768 \cdot 10^{-9}$
	25	186.58	10.84	$3.221 \cdot 10^{-4}$	0.060	$6.289 \cdot 10^{-9}$
100	17	155.85	10.86	$3.828 \cdot 10^{-4}$	0.060	$6.193 \cdot 10^{-9}$
	23	177.91	10.90	$3.353 \cdot 10^{-4}$	0.060	$5.191 \cdot 10^{-9}$
	25	187.98	10.92	$3.174 \cdot 10^{-4}$	0.060	$4.824 \cdot 10^{-9}$
20	23	158.92	10.95	$3.681 \cdot 10^{-4}$	0.059	$5.209 \cdot 10^{-9}$

Tabelul 3.5. Centralizator pentru pulverizator cu 4 orificii, $p = 230$ bar

d d_i [mm]	.03	.04	.05	.06	.07	.09	.1	.11	.12	.13	.14	.15	.16	.2
n	3	8	1	5	7	8	2	1	7	6	8			
\sqrt{n} [%]	,72	,92	,25	1,0 1	,48	,92	4,0 9	,25	,48	,04	,92	,76	,76	,32

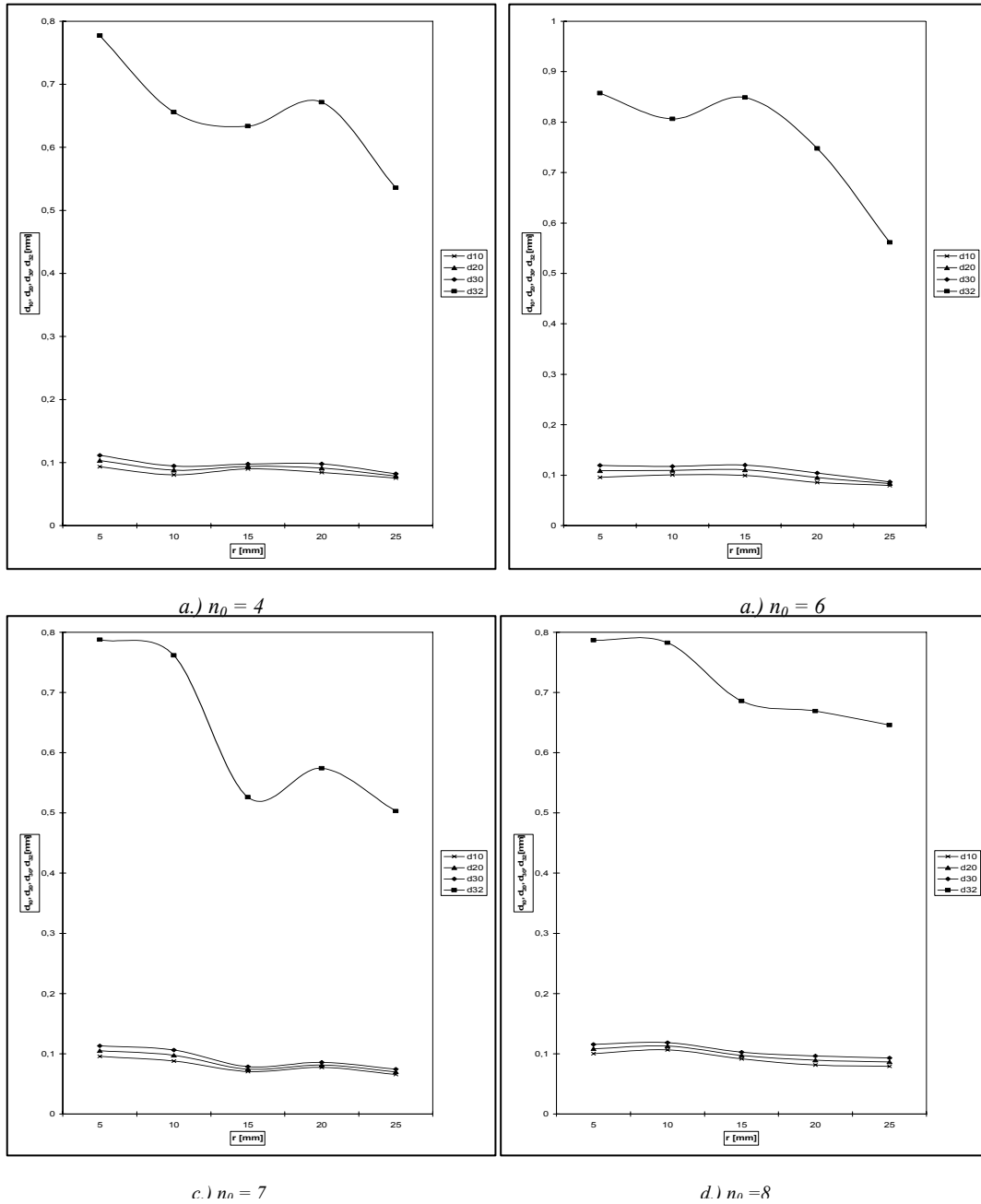


Fig. 3.15 a, b, c, d - Variația diametrelor medii ale picăturilor funcție de raza petei jetului la presiunea de 230 [bar]

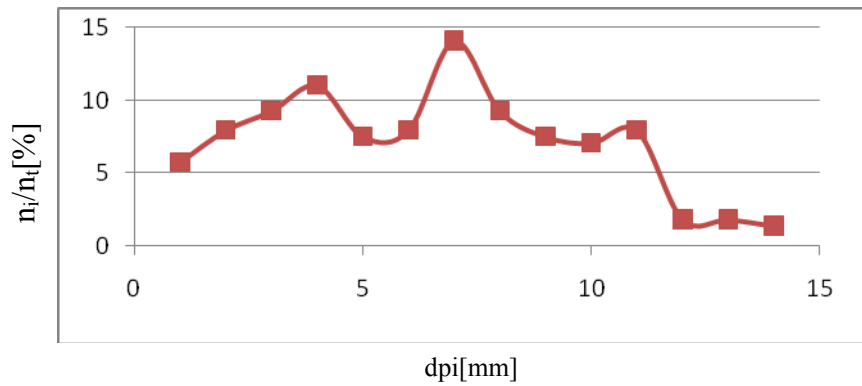


Fig.3.15. Caracteristica de pulverizare pentru pulverizator cu 4 orificii, p=230 bar

Tabelul 3.6. Centralizator pentru pulverizator cu 4 orificii , p=250 bar

d_{pi} [mm]	0,01	0,015	0,020	0,025	0,030	0,035	0,040	0,050	0,060	0,070	0,080	0,090	0,100	0,110	0,120	0,140
n_i	82	0	104	0	159	0	153	142	110	71	42	31	15	3	1	0
n_i/n_t [%]	8,98	0	11,39	0	17,41	0	16,75	15,55	12,04	7,77	4,60	3,39	1,64	0,32	0,10	0

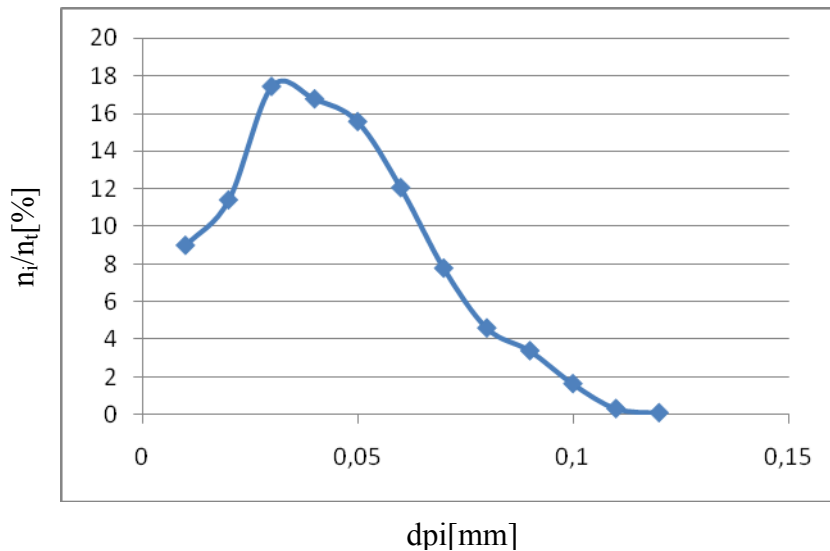


Fig.3.16. Caracteristica de pulverizare pentru pulverizator cu 4 orificii p=250 bar

Tabelul 3.7. Centralizator pentru pulverizator cu 4 orificii, p=280 bar

d_{pi} [mm]	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,1
n_i	598	925	878	401	124	48	9
n_i/n_t [%]	20,04	31,00	29,43	13,44	4,15	1,60	0,30

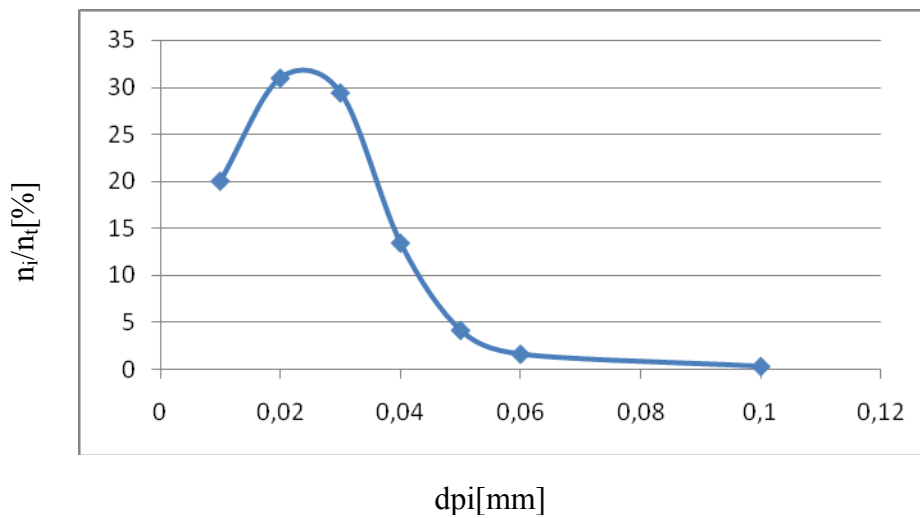


Fig.3.17.Caracteristica de pulverizare pentru 4 orificii la p=280 bar

Tabelul 3.8. Centralizator pentru pulverizator cu 6 orificii, p=230 bar

d_{pi} [m]	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,1	0,11	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16	0,17	0,18
n_i	17	9	7	9	20	27	29	21	18	18	16	12	4	3	3	2
n_i/n_t [%]	7,98	4,18	3,25	4,18	9,30	12,5	13,4	9,76	8,37	8,37	7,44	5,58	1,86	1,39	1,39	0,93
n_{ps} [n_i/mm^2]	0,009	0,005	0,004	0,005	0,001	0,005	0,006	0,002	0,000	0,000	0,009	0,006	0,002	0,001	0,001	0,001

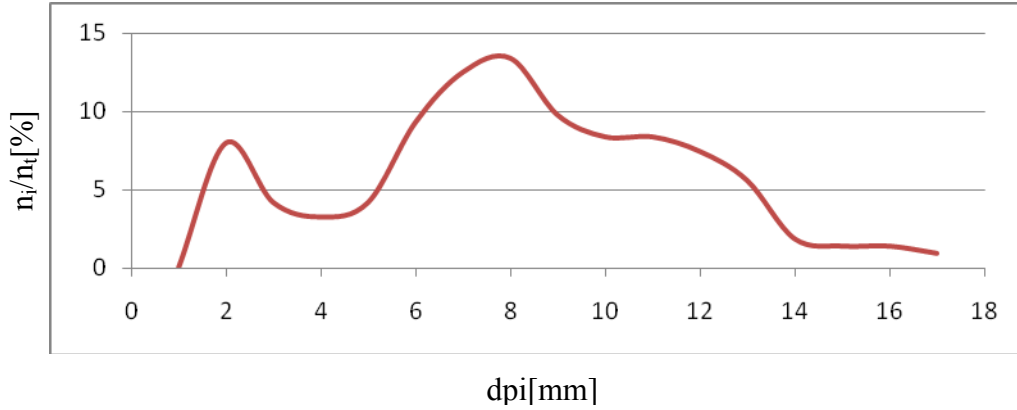


Fig. 3.18. Caracteristica de pulverizare pentru pulverizator cu 6 orificii , p = 230 bar

Tabelul.3.9. Centralizator pentru pulverizator cu 7 orificii, p= 230 bar

d_{pi} [m m]	0, 0 2	0, 0 3	0, 0 4	0, 0 5	0, 0 6	0, 0 7	0, 0 8	0, 0 9	0, 1 1	0, 1 1	0, 1 2	1, 1 3	0, 1 4	0, 1 5	0, 1 6	0, 1 8	0, 2
n_i	1 7	2 1	1 8	2 4	2 5	2 8	3 9	2 0	1 1	1 5	1 1	8	6	9	6	5	1
$\frac{n_i}{n_t}$ [%]	6, 4 3	7, 9 5	6, 8 1	9, 0 9	9, 4 6	1 0, 6 0	1 4, 7 2	7, 5 7	4, 1 6	5, 6 8	4, 6 1	3, 0 3	2, 2 7	3, 4 0	2, 2 7	1, 8 9	0, 3 7 8
$\frac{n_{ps}}{m}$ [m ²]	0, 0 9	0, 0 1	0, 0 0	0, 0 1	0, 0 1	0, 0 1	0, 0 2	0, 0 1	0, 0 0	0, 0 0	0, 0 0	0, 0 0	0, 0 0	0, 0 0	0, 0 0	0, 0 0	0, 0 0 5

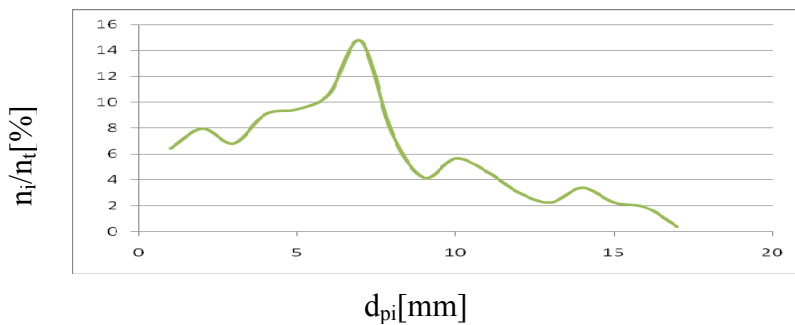


Fig. 3.19. Caracteristica de pulverizare pt 7 orificii p=230 bar

Tabelul 3.10. Centralizator pentru pulverizator cu 8 orificii, p=230 bar

d_{pi} [m]	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,11	0,11	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16	0,18	0,19	0,22
n_i/n_t [%]	4,47	5,69	6,91	4,87	5,28	4,06	1,38	1,13	7,72	6,50	8,53	6,91	4,87	4,47	2,84	1,21	0,40

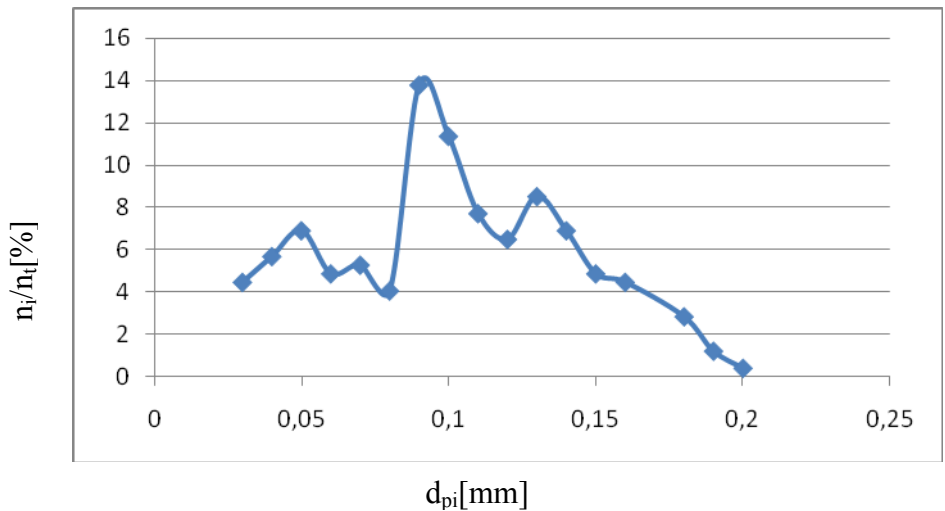


Fig. 3.20. Caracteristica de pulverizare pentru pulverizator cu 8 orificii, p=230 bar

Tabelul 3.11. Centralizator pentru pulverizator cu $n_0=4, 6, 7$ și 8 orificii la, p= 230 bar

d_{pi} [mm]	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,11	0,11	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16	0,18	0,19	0,22
$n_i/n_{t,4}$ [%]	5,72	7,92	9,25	1,11	7,48	7,92	1,40	9,25	7,48	7,74	7,74	1,76	1,76	1,32	0	0	0
$n_i/n_{t,6}$ [%]	7,98	4,18	3,25	4,18	9,30	1,25	1,34	9,76	8,33	8,33	7,44	5,58	1,86	1,39	1,39	0,93	0
$n_i/n_{t,7}$ [%]	6,43	7,95	6,81	9,09	9,46	1,06	1,47	7,57	4,16	5,68	4,61	3,03	2,27	3,40	2,27	1,89	0,37
$n_i/n_{t,8}$ [%]	4,47	5,69	6,91	4,87	5,28	4,06	1,38	1,13	7,72	6,50	8,53	6,91	4,87	4,47	2,84	1,21	0,40

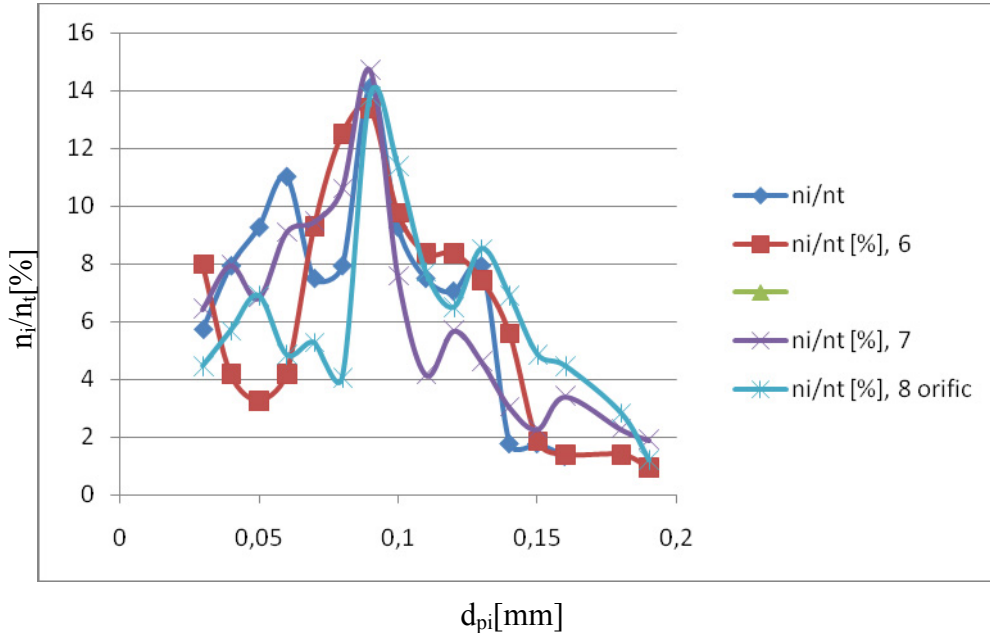


Fig. 3.21. Caracteristica de pulverizare la $p=230$ bar pentru pulverizator cu: 4, 6, 7 și 8 orificii

La analiza comparativă a jeturilor pulverizatoarelor cu orificii multiple se constată, de pe curbele de pulverizare prin observarea omogenității date de deschiderea curbei clopot, că varianta constructivă a pulverizatorului cu 7 orificii la $p=230$ bar este bună în timp ce la varianta constructivă cu 6 orificii omogenitatea e slabă pentru aceeași presiune.

De asemenea, finețea pulverizării dată de diametrul corespunzător maximului clopotului curbei ne indică varianta constructivă a pulverizatorului cu 7 orificii ca fiind optimă, finețea cea mai scăzută la aceeași presiune de injecție fiind pentru varianta constructivă cu 6 orificii a pulverizatorului.

În consecință se așteaptă o ardere optimă în condițiile utilizării pulverizatorului cu 7 orificii la $p=230$ bar cu o scădere a timpului de ardere și deci performanțe energetice ridicate, o creștere a puterii și momentului și o scădere a consumului specific efectiv de combustibil.

Tabloul 3.12. Centralizator pentru pulverizator cu 6 orificii, $p=250$ bar

d_{pi} [mm]	0,0 1	0,0 20	0,0 30	0,0 40	0,0 50	0,0 60	0,0 70	0,0 80	0,0 90	0,1 00	0,1 10	0,1 20	0,1 40
n_i	24	55	12 8	20 2	17 9	12 5	98	67	24	14	5	3	3
n_i/n_t [%]	2,5 1	5,7 5	13, 43	21, 15	18, 74	13, 08	10, 26	7,0 1	2,5 1	1,4 6	0,5 2	0,3 1	0,3 1
n_{ps} [n_i/mm^2]	0,0 15	0,0 34	0,0 8	0,1 27	0,1 12	0,0 78	0,0 61	0,0 42	0,0 15	0,0 08	0,0 03	0,0 01	0,0 01

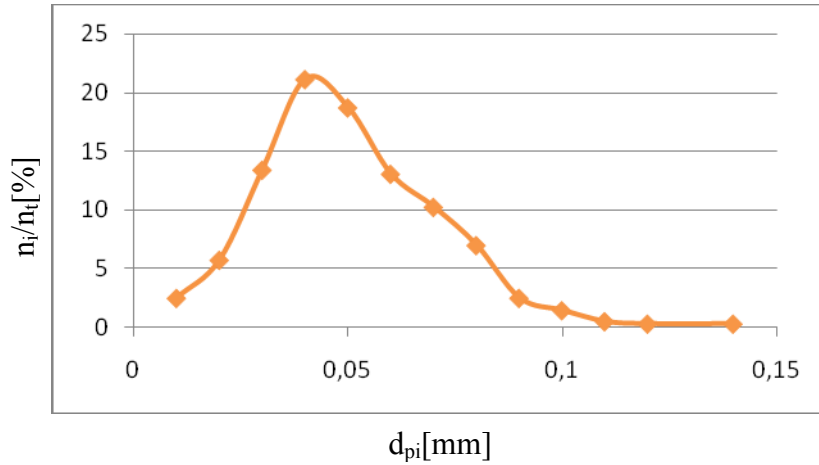


Fig. 3.22. Caracteristica de pulverizare pentru pulverizator cu 6 orificii, p= 250 bar

Tabelul 3.13. Centralizator pentru pulverizator cu 7 orificii la p=250 bar

d_{pi} [m m]	0,0 1	0,0 20	0,0 30	0,0 40	0,0 50	0,0 60	0,0 70	0,0 80	0,0 90	0,1 00	0,1 10	0,1 20
n_i	32	86	150	175	143	96	50	42	14	6	2	1
n_i/n_t [%]	4,0 1	10, 79	18, 82	21, 95	17, 94	12, 04	6,2 7	5,2 6	1,7 5	0,7 5	0,2 5	0,1 2
n_{ps} [n_i/m m^2]	0,0 17	0,0 48	0,0 84	0,0 98	0,0 80	0,0 53	0,0 28	0,0 23	0,0 07	0,0 03	0,0 01	0,0 005

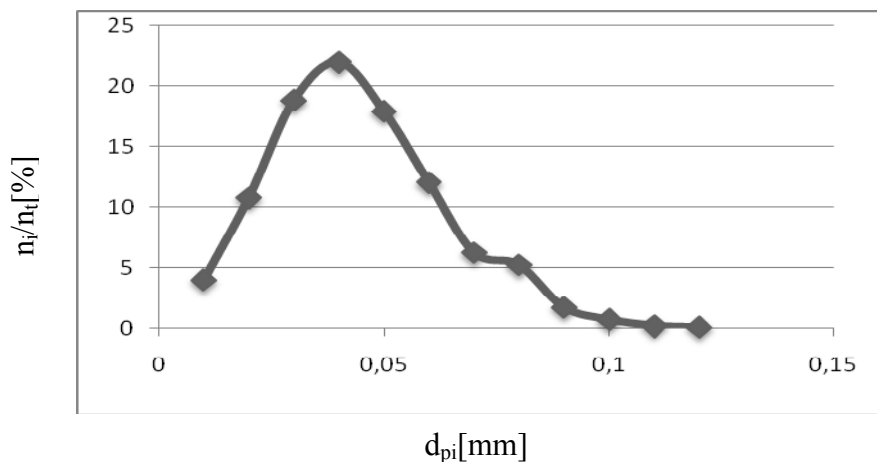
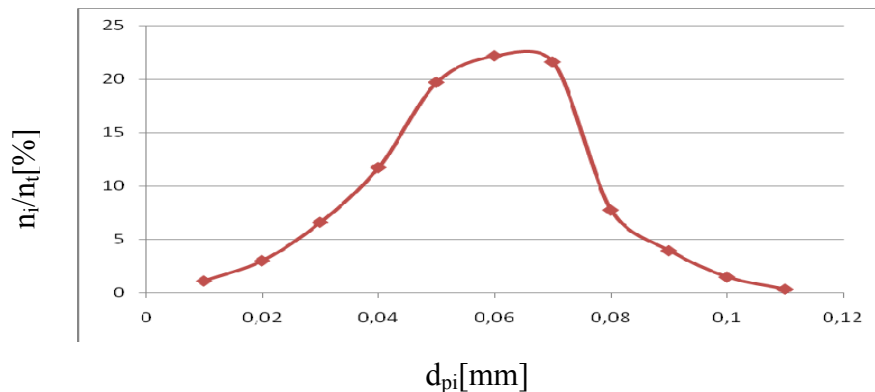


Fig. 3.23. Caracteristica de pulverizare pentru pulverizator cu 7 orificii, p=250 bar

Tabelul 3.14. Centralizator pentru pulverizator cu 8 orificii, $p=250$ bar

d_{pi} [mm]	0,01	0,020	0,030	0,040	0,050	0,060	0,070	0,080	0,090	0,100	0,110
n_i	8	16	35	62	104	117	114	41	21	8	2
n_i/n_t [%]	1,15	3,03	6,62	11,74	19,69	22,15	21,59	7,76	3,97	1,51	0,378
n_{ps} [n_i/mm^2]	0,0050	0,0100	0,0220	0,0390	0,0655	0,0737	0,0718	0,0258	0,0132	0,0050	0,0012

Fig. 3.24. Caracteristica de pulverizare pentru pulverizator cu 8 orificii, $p=250$ barTabelul 3.15. Centralizator pentru pulverizator cu 4, 6, 7 și 8 orificii, $p=250$ bar

d_{pi} [mm]	0,01	0,020	0,030	0,040	0,050	0,060	0,070	0,080	0,090	0,100	0,110	0,120	0,140
n_i/n_t 4	8,98	11,39	17,41	16,75	15,55	12,04	7,77	4,60	3,39	1,64	0,32	0,10	0
n_i/n_t ,6	2,51	5,75	13,43	21,15	18,74	13,08	10,26	7,01	2,51	1,46	0,52	0,31	0,31
n_i/n_t ,7	4,01	10,79	18,82	21,95	17,94	12,04	6,27	5,26	1,75	0,75	0,25	0,12	0
n_i/n_t ,8	1,15	3,03	6,62	11,74	19,69	22,15	21,59	7,76	3,97	1,51	0,378	11,74	0

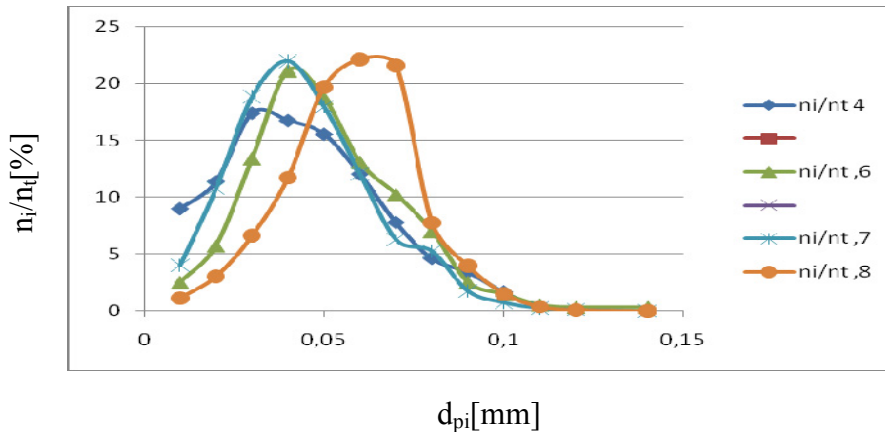


Fig. 3.25. Caracteristicile de pulverizare pentru pulverizator cu 4, 6, 7 și 8 orificii la $p=250$ bar

Comparând jeturile pulverizatoarelor cu orificii multiple se constată, de pe curbele de pulverizare prin observarea omogenității date de deschiderea curbei clopot, că varianta constructivă a pulverizatorului cu 6 orificii la $p=250$ bar este bună în timp ce la varianta constructivă cu 8 orificii omogenitatea e slabă pentru aceeași presiune.

De asemenea, finețea pulverizării dată de diametrul corespunzător maximumului clopotului curbei ne indică varianta constructivă a pulverizatorului cu 6 orificii ca fiind optimă, finețea cea mai scăzută la aceeași presiune de injecție fiind pentru varianta constructivă cu 8 orificii a pulverizatorului.

În consecință se așteaptă o ardere optimă în condițiile utilizării pulverizatorului cu 6 orificii la $p=250$ bar cu o scădere a timpului de ardere și deci performanțe energetice ridicate, o creștere a puterii și momentului și o scădere a consumului specific efectiv de combustibil.

Concluzii:

În urma experimentelor și a ridicării caracteristicilor de pulverizare s-a constatat un optim pentru variant cu 6 orificii de pulverizare la presiunea $p=250$ bar, observându-se o îmbunătățire a fineții de pulverizare, o omogenitate mai bună decât în cazul clasic cu 4 orificii la $p=250$ bar.

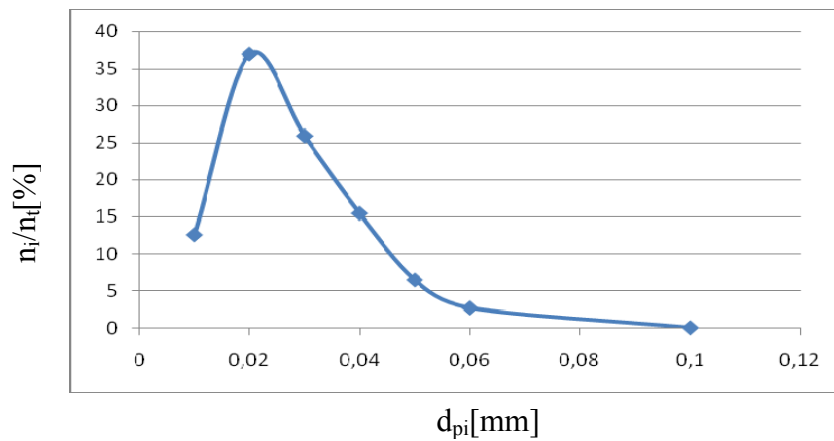
În ceea ce privește variația diametrelor medii caracteristic se constată o scădere uniformă a valorilor acestora odată cu creșterea presiunii de injecție.

Prin creșterea numărului de orificii la 6 și a presiunii de injecție la o valoare intermediară apropiată de 250 bar se constată un optim al omogenității și fineții de pulverizare.

În timp ce varianta cu 6 orificii oferă o finețe mai mare și o omogenitate mai bună la 280 bar, varianta cu 7 orificii ar putea reprezenta o soluție la o presiune intermediară.

Tabelul 3.16. Centralizator pentru pulverizator cu 6 orificii, $p_0=280$ bar

$d_{pi}[\text{mm}]$	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,1
n_i	298	878	615	366	154	63	0
n_i/n_t [%]	12,55	36,98	25,9	15,41	6,41	2,65	0
n_{ps} [n_i/mm^2]	0,1764	0,5200	0,3642	0,2167	0,0912	0,0373	0

Fig. 3.26. Caracteristica de pulverizare pentru 6 orificii, $p=280$ barTabelul 3.17. Centralizator pentru 7 orificii, $p_0=280$ bar

$d_{pi}[\text{mm}]$	0,01	0,01 5	0,02	0,02 5	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08
n_i	171	187	218	251	278	162	121	64	41	5
n_i/n_t [%]	11,4 1	12,4 8	14,5 5	16,7 5	18,5 5	10,8 1	8,07	4,27	2,73	0,33 3
n_{ps} [n_i/m^2]	0,11 34	0,12 41	0,14 46	0,16 65	0,18 45	0,10 75	0,08 03	0,04 24	0,02 72	0,00 33

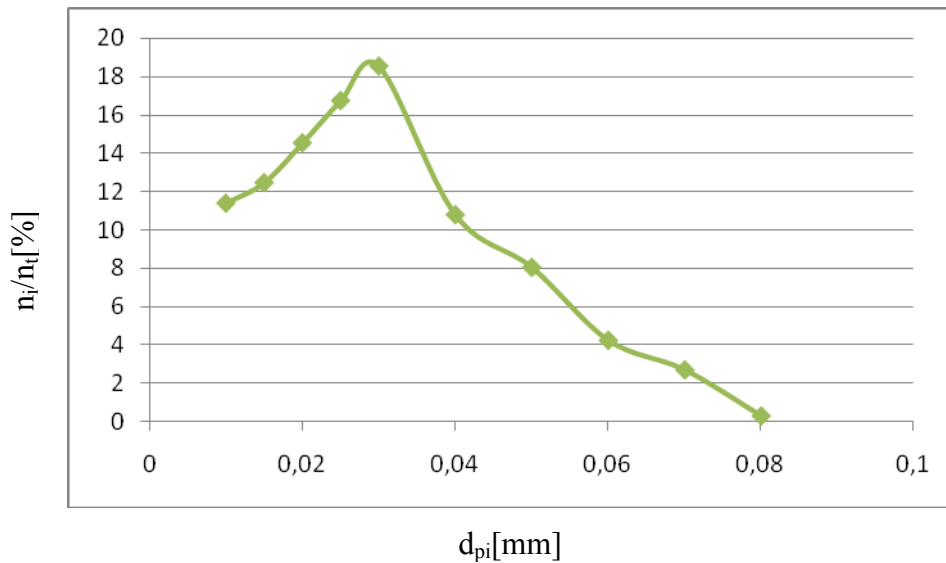


Fig. 3.27. Caracteristica de pulverizare pentru pulverizator cu 7 orificii, $p=280$ bar

Tabelul 3.18. Centralizator pentru pulverizator cu 8 orificii, $p_0=280$ bar

d_{pi} [mm]	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08
n_i	123	210	372	307	182	61	20	9
n_i/n_t [%]	9,432	16,104	28,52	23,54	9,201	4,67	1,53	0,691
n_{ps} [n_i/mm^2]	0.0715	0,0122	0,216	0,1784	0,105	0,0354	0,0116	0,0052

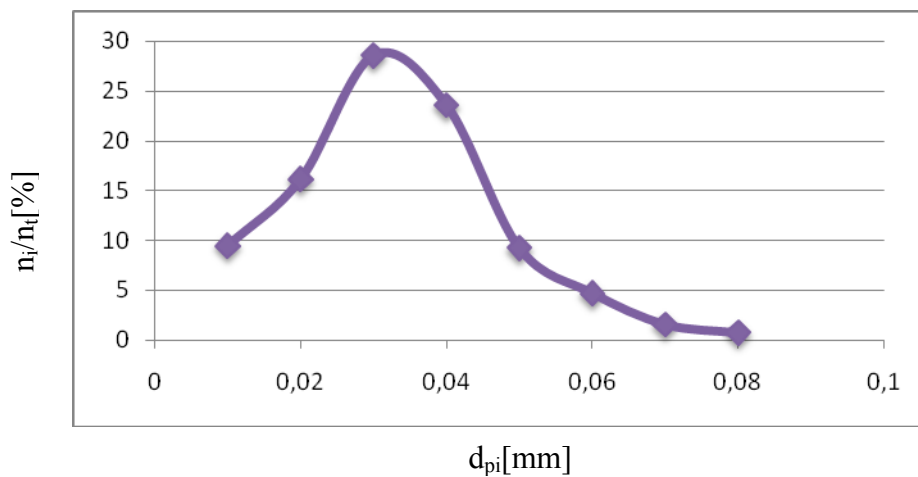
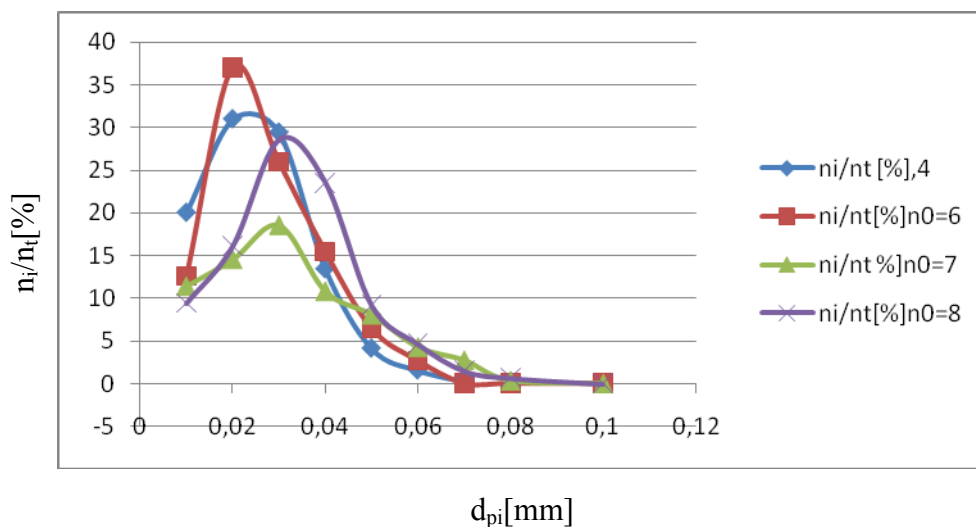


Fig. 3.28. Caracteristica de pulverizare pentru pulverizator cu 8 orificii, $p=280$ bar

Tabelul 3.19. Centralizator pentru pulverizator cu $n_0=4, 6, 7$ și 8 orificii la $p=280$ bar

d_{pi} [mm]	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,1
n_i/n_t [%],4	20,04	31,00	29,43	13,44	4,15	1,60	0,30	0	0
n_i/n_t [%] $n_0=6$	12,55	36,98	25,9	15,41	6,41	2,65	0	0	0
n_i/n_t [%] $n_0=7$	11,41	14,55	18,55	10,81	8,07	4,27	2,73	0,333	0
n_i/n_t [%] $n_0=8$	9,432	16,104	28,52	23,54	9,201	4,67	1,53	0,691	0

Fig. 3.29. Caracteristicile de pulverizare pentru pulverizator cu 4, 6, 7 și 8 orificii la $p=280$

Prin compararea jeturilor pulverizatoarelor cu orificii multiple se constată, de pe curbele de pulverizare prin observarea omogenității date de deschiderea curbei clopot, că varianta constructivă a pulverizatorului cu 6 orificii la $p=280$ bar este bună în timp ce la varianta constructivă cu 7 orificii omogenitatea e slabă pentru aceeași presiune.

De asemenea, finețea pulverizării dată de diametrul corespunzător maximului clopotului curbei ne indică varianta constructivă a pulverizatorului cu 6 orificii ca fiind optimă, finețea cea mai scăzută la aceeași presiune de injecție fiind pentru varianta constructivă cu 8 orificii a pulverizatorului.

În consecință se așteaptă o ardere optimă în condițiile utilizării pulverizatorului cu 6 orificii la $p=280$ bar cu o scădere a timpului de ardere și deci performanțe energetice ridicate, o creștere a puterii și momentului și o scădere a consumului specific efectiv de combustibil.

Concluzii:

Motoarele cu aprindere prin comprimare cu injecție directă prezintă dezavantaje legate de evacuarea fumului și formarea de oxizi de azot, care sunt determinate de caracterul neomogen al amestecului format prin injectarea combustibilului în aerul comprimat din camera de ardere.

La scăderea diametrului picăturii de biocombustibil B20 scade durata de încălzire a picăturii deci se impune o finețe de pulverizare ridicată.

În urma experimentelor se poate concluziona:

• **La presiunea de injecție standard de 230 bar:**

-Varianta cu 4 orificii: curba prezintă ondulații pronunțate la început și sfârșit, picături predominante de diametre mari;

-Varianta cu 6 orificii: deși jetul e mai puțin omogen se observă o ușoară îmbunătățire a fineții pulverizării;

-Varianta cu 7 orificii: are îmbunătățire a omogenității;

-Varianta cu 8 orificii: se observă o tendință de recombinație a picăturilor foarte mici în picături mari.

• **La presiunea de injecție de 250 bar:**

-Varianta cu 4 orificii: are un grafic sub forma de clopot cu deschidere destul de mare ceea ce indică o omogenitate mai scăzută;

-Varianta cu 6 orificii: prezintă o deschidere mai mică față de varianta cu 4 orificii ceea ce înseamnă o omogenitate mai bună;

-Varianta cu 7 orificii: prezintă o omogenitate mai slabă dar cam aceeași finețe față de varianta cu 6 orificii;

-Varianta cu 8 orificii: prezintă o omogenitate și o finețe a pulverizării mai scăzute decât în variantele anterioare.

• **La presiunea de injecție de 280 bar:**

-Varianta cu 4 orificii: are un grafic sub forma de clopot cu deschidere destul de mare ceea ce indică o omogenitate mai scăzută dar finețe relativ bună;

-Varianta cu 6 orificii: prezintă o deschidere mai mică față de varianta cu 4 orificii ceea ce înseamnă o omogenitate mai bună;

-Varianta cu 7 orificii: prezintă o omogenitate foarte scăzută;

-Varianta cu 8 orificii: prezintă o finețe foarte slabă.

Din analiza caracteristicilor de pulverizare se constată că din punct de vedere al raportului finețe-omogenitate în cazul încercărilor la cele 3 presiuni varianta optimă ar fi cea cu 6 orificii.

Prin trasarea caracteristicilor de pulverizare se constată că în urma micșorării diametrelor și a măririi presiunii de injecție crește calitatea pulverizării jetului de combustibil.

Încercările experimentale din acest capitol au demonstrat că prin mărirea concomitentă a numărului orificiilor de injecție ale pulverizatorului, micșorând diametrele cu păstrarea suprafeței totale de injecție constantă și a presiunii de injecție se poate obține o îmbunătățire a fineții de pulverizare a jetului.

În cazul de față cea mai bună variantă de pulverizare pentru biocombustibilul B20 este cea cu $n_0 = 6$ orificii de pulverizare la presiunea de injecție $p_i = 250$ bar și temperatura biocombustibilului de 20°C .

CAPITOLUL 4

SIMULAREA PROCESELOR DE INECȚIE ÎN MOTOARELE CU APRINDERE PRIN COMPRIARE CU INECȚIE DIRECTĂ ALIMENTATE CU BIOCOMBUSTIBILI

4.1. Considerații teoretice privind autoaprinderea și arderea în motorul Diesel cu inecție directă.

În motoarele cu aprindere prin comprimare, autoaprinderea și arderea sunt condiționate de modul de formare a amestecului dintre aer și combustibil. În aceste motoare, combustibilul este injectat în cilindru aproape de sfârșitul procesului de comprimare. În vederea autoaprinderii, combustibilul lichid injectat este necesar să se pulverizeze, să se vaporizeze, apoi vaporii formați să se amestece cu aerul antrenat în jet, prin difuziune turbulentă în proporțiile convenite. Așadar, principala trăsătură a introducerii combustibilului, prin inecție spre sfârșitul comprimării în camera de ardere este formarea unui amestec eterogen. Este evident că, fracțiunile de combustibil injectate către sfârșitul inecției, pătrund într-o atmosferă impurificată puternic de gaze arse, rezultate ca urmare a arderii primelor fracțiuni ale combustibilului injectat. Procesele arderii din m.a.c. au o mare complexitate, ca urmare a neomogenității amestecului aer-combustibil și a cvasisimultaneității formării amestecului cu autoaprinderea și arderea sa. Durata procesului de pregătire fizică este definită, în literatura de specialitate, ca fiind întârzierea fizică la autoaprindere. Durata întârzierii fizice este definită de suma duratelor proceselor de pulverizare a combustibilului injectat, de vaporizare a picăturilor lichide și de amestecare a vaporilor de combustibil cu aerul în proporțiile stabilite și a autoaprinderii. Privind durata pulverizării, aceasta este practic nulă, fiindcă jetul, de la pătrunderea sa în aer, are suficiente picături care să asigure continuarea proceselor.

Vaporizarea are o durată foarte redusă, având în vedere faptul că, pentru autoaprindere se consideră numai o parte din cantitatea de combustibil cuprins într-o picătură. Durata cea mai mare este considerată pentru amestecarea vaporilor de combustibil cu aerul. La finele amestecării în proporțiile necesare, începe pregătirea chimică în vederea autoaprinderii sau întârzierea chimică la autoaprindere. Eterogenitatea și variația rapidă în timp a concentrațiilor locale dau un grad suplimentar de complexitate reacțiilor chimice din m.a.c [8]. Așadar, durata întârzieri la autoaprindere a combustibilului are o componentă fizică σ_{df} și o componentă chimică σ_{dc} :

$$\sigma_d = \sigma_{df} + \sigma_{dc} ; \text{ respectiv}$$

$$\Delta\sigma_d = \Delta\sigma_{df} + \Delta\sigma_{dc} \quad (4.1)$$

Se apreciază că, durata întârzierii la autoaprindere este determinată de următorii factori:

- proprietățile fizice ale combustibilului;
- cifra cetanică (cc) sau indicele Diesel (ID);
- temperatura și presiunea aerului comprimat în momentul injectiei de combustibil;
 - finețea pulverizării;
 - intensitatea și natura mișcărilor de vârtej a fluidului în motor;
 - prezența unor suprafețe calde în camera de ardere.

Stabilirea unor relații de calcul pentru durata întârzierii la autoaprindere T_d , prezintă dificultăți teoretice și experimentale, de aceea în literatura de specialitate sunt date mai multe relații dintre care majoritatea de forma:

$$\tau_d = k \cdot \rho_c^{-m} \cdot e^{\frac{b}{T_c}} \quad (4.2)$$

unde: $k=0,44 \cdot 10^{-3} \Rightarrow$ după H. Wolfer;
 $m=1,19$;
 $b=4650$;

sau după A.I. Serbinov:

$k=0,2 \cdot 10^{-3}$
 $m=0,4$;
 $b=3200$.

p_c [daN / cm^2] - presiunea la sfârșitul comprimării;

T [K] - temperatura la sfârșitul comprimării.

În perioada întârzierii la autoaprindere se injectează în cilindru o fracțiune importantă din doza de combustibil pe ciclu, la motoarele lente această fracțiune este de (15÷30)%, iar la motoarele rapide de (50÷70)%.

Privind durata întârzierii la autoaprindere, sunt evidente două aspecte:

- a) O durată foarte mare a întârzierii la autoaprindere, eventual superioară duratei de injectie, formarea unui amestec omogen, poate genera o ardere extrem de rapidă, cu degajarea unei cantități mari de căldură, care determină o creștere rapidă a presiunii, cu suprasolicitarea termică și mecanică a mecanismului motor;
- b) Durata foarte mică a întârzierii la autoaprindere, conduce la înmagazinarea unei cantități reduse de combustibil injectat în cilindru, până în momentul autoaprinderii, cantitatea degajată rapid de căldură este mică, iar creșterea presiunii este nesemnificativă, motorul nu dezvoltă putere.

Privind faza arderii rapide este caracterizată printr-o creștere rapidă a presiunii și dezvoltarea rapidă a flăcării în amestecurile preformate sau inflamabile, pentru care coeficientului de dozaj variază în limitele de inflamabilitate.

Desfășurarea arderii în această fază este caracterizată prin arderea amestecului preformat, amestec care se formează în perioada întârzierii la autoaprindere. Din prezentarea jetului de combustibil (Fig. 4.1.), se poate evidenția, formarea nucleelor de flacără și modul cum se dezvoltă arderea în m.a.c.

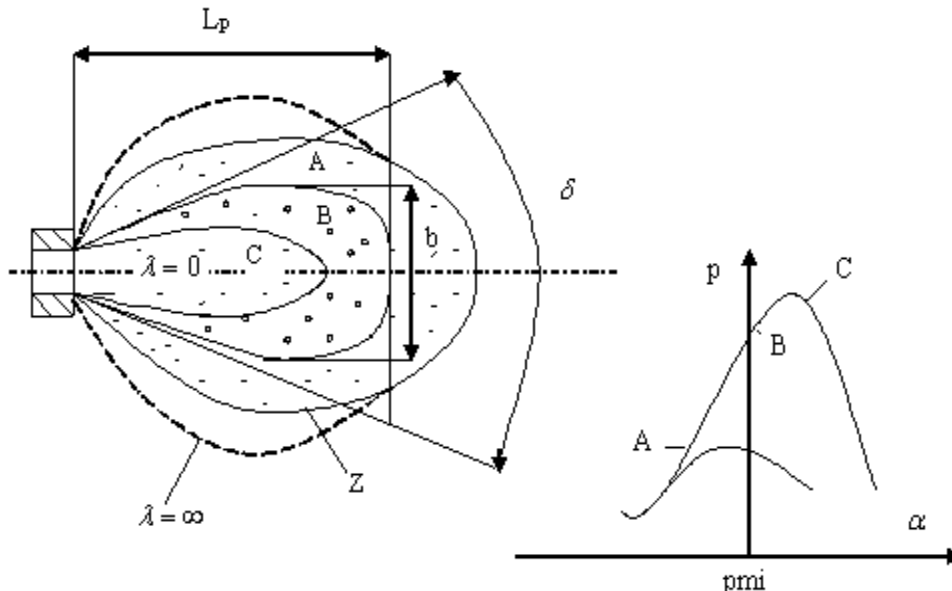


Fig. 4.1 Corelarea diagramei de presiune, cu viteza de ardere și jetul de combustibil.

La jet se disting următoarele elemente:

- L_p - distanța de pătrundere;
- b - lățimea jetului;
- δ - unghiul de dispersie al jetului;
- C - nucleul jetului, formată din picături de combustibil, a căror mărime scade spre exterior;
- A - zona amestecurilor preformate inflamabile;
- Z - zona amestecurilor sărace neinflamabile, la exteriorul căreia se găsește numai aer ($\lambda = \infty$).

Se observă că, de nucleele de flacără formate, arderea se propagă cuprinzând partea exterioară (A) a anvelopei jetului, respectiv în zona amestecurilor preformate. Se înregistrează viteze mari de propagare a fronturilor de flacără ($100 \div 200$) m/s care evidențiază atât caracterul turbulent al propagării cât și fenomenul de accelerare chimică a flăcării. Așadar mecanismul de ardere al amestecurilor preformate se mai numește mecanism de ardere mixtă, adică de flacără turbulentă, accelerată chimic suplimentar.

Faza arderii difuzive (moderate) de durată este determinată de acțiunea mecanismului arderii difuziv-turbulente; viteza de degajare se menține la un nivel redus, respectiv viteza medie de ardere. Este caracterizată de existența a două perioade $\Delta\lambda_{m1} = (3 \div 15)^0 RAC$, în care presiunea se menține aproximativ constantă și $\Delta\lambda_{m2} = (30 \div 60)^0 RAC$, în care presiunea scade. În această fază arde combustibilul care nu a ars în faza anterioară, adică cel situat în zona centrală a jetului, precum și fracțiuni din combustibilul injectat ulterior.

Pentru această fază, un rol important îl are amestecarea combustibilului cu aerul. Formarea amestecului se desfășoară simultan cu reacția de ardere. Din figura 6.2 (c) rezultă că, arde difuziv, zona centrală B a jetului; se presupune că, arderea difuzivă se produce la finele autoaprinderii.

Este evident că, presiunea de injecție influențează hotărâtor viteza de amestecare combustibil-aer și implicit arderea difuzivă în corelație cu caracteristicile constructive ale pulverizatorului injectorului și cu arhitectura camerei de ardere [19]. Dificultățile maxime ale formării amestecului apar pentru ultimele fracțiuni de combustibil, introduse în camera de ardere, la presiuni de injecție mici și, eventual, prin injecția târzie sau postinjecție. Având în vedere influența hotărâtoare a turbulenței asupra microamestecării rezultă că o ardere difuzivă activă se poate asocia cu o intensitate mare a turbulenței.

4.2 Considerații teoretice privind modelarea arderii în motoarele cu aprindere prin comprimare.

Cercetările din literatura de specialitate [23], [25], [28], arată că desfășurarea procesului de ardere din motoarele cu aprindere prin comprimare este un proces cu un grad de complexitate mult mai ridicat decât cel din motoarele cu aprindere prin scânteie cu încărcătură omogenă.

Privind modelarea arderii în m.a.c., aceasta pretinde o activitate mai amplă care să evidențieze următoarele aspecte:

- formarea jetului de combustibil în interiorul camerei de ardere;
- mișcarea vâscoasă a fluidelor compresibile;
- pulverizarea jetului;
- vaporizarea picăturilor;
- antrenarea aerului;
- amestecarea vaporilor de combustibil cu aerul prin difuziune turbulentă;
- cinetica chimică a reacțiilor de oxidare.

Datorită limitărilor și restricțiilor introduse în ecuațiile care descriu forma jetului, pulverizarea turbulentă locală a încărcăturii din cilindru, pentru modelarea procesului arderii în m.a.c. există două categorii de modele:

- termodinamice:
 - unizionale;
 - multizonale;
- dimensionale:
 - unidimensionale;
 - bidimensionale;
 - multidimensionale.

La aceste două categorii principale de modele se adaugă clasa modelelor fenomenologice cvasidimensionale. Modelele unizonale se folosesc în analiza pentru obținerea legii de degajare a căldurii pe baza aplicării primului principiu al termodinamicii, pentru situația în care se dispune de diagrame de presiune determinate experimental. Utilizarea modelelor multizonale presupune existența unor distribuții spațiale și temporale ale temperaturii și concentrațiile substanțelor chimice. Aceste distribuții se determină prin împărțirea jetului de combustibil lichid injectat în cilindru în tranșe de compoziție și temperatură. Privind modelele dimensionale, se aplică aceleași ecuații de conservare a masei, impulsului, energiei și substanțelor care sunt modificate temporal sau masic. Detaliile procesului de pulverizare se aproximează prin funcții de distribuție a picăturilor. Picăturile se

consideră grupate în pachete de același diametru, viteză și temperatură, aceste pachete schimbă cu mediul înconjurător gazos masă, impuls și energie.

4.3. Simularea proceselor de ardere în motorul cu aprindere prin comprimare cu injecție directă D115.

DIESEL-RK [95] este un software de simulare al întregului ciclu termodinamic al motorului. Acesta este proiectat pentru simularea și optimizarea proceselor de lucru pentru motoarele în doi timpi și patru timpi. Programul poate fi folosit pentru modelarea următoarelor tipuri de motoare:

- motoare diesel cu injecție directă și motoare alimentate cu biocombustibili;
- motoare cu injecție directă pe benzină;
- motoare cu gaz inclusiv sisteme cu antecameră, și motoare alimentate cu diferite gaze: metan, propan, butan, biogaz, gaz de sinteză, etc.

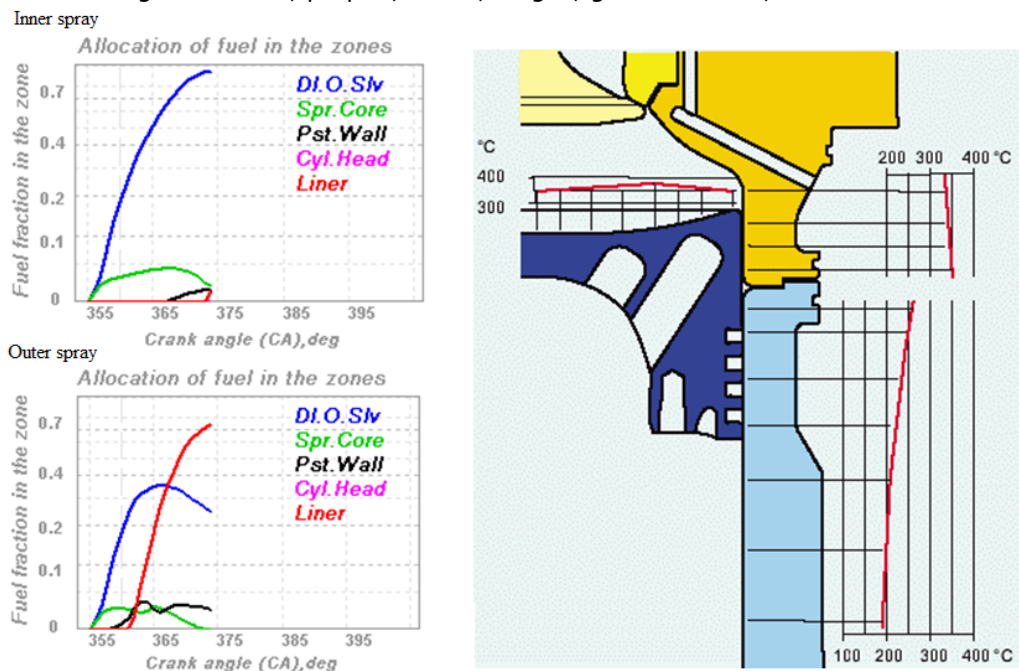


Fig 4.2 Simularea pulverizării combustibilului în interiorul și exteriorul camerei de ardere

DIESEL-RK este un software termo dinamic: cilindrii motorului sunt considerați ca și sisteme termodinamice deschise. Acesta simulează pulverizarea combustibilului în camera de ardere conform fig. 4.2. Programul simulează arderea combustibililor diesel pornind de la compoziția lor elementară și proprietățile lor fizico-chimice.

Sprayul de pulverizare al combustibilului trece prin trei etape:

- formarea inițială a fluxului axial dens;
- etapa principală a evoluției sprayului cumulată;
- perioada de interacțiune a sprayului de combustibil cu pereții camerei de ardere și distribuția combustibilului.

În timpul etapei de formare inițială a sprayului de combustibil se începe din vecinătatea duzei injectorului. Picăturile de combustibil se deplasează cu viteză creându-se un corp de formă conică.

4.3.1 Simularea procesului de ardere în motorul diesel D115 atunci când este alimentat cu motorină.

4.3.1.1 Parametri constructivi.

Conform manualului tehnic al motorului diesel D115 se introduc în programul Diesel RK următorii parametri constructivi:

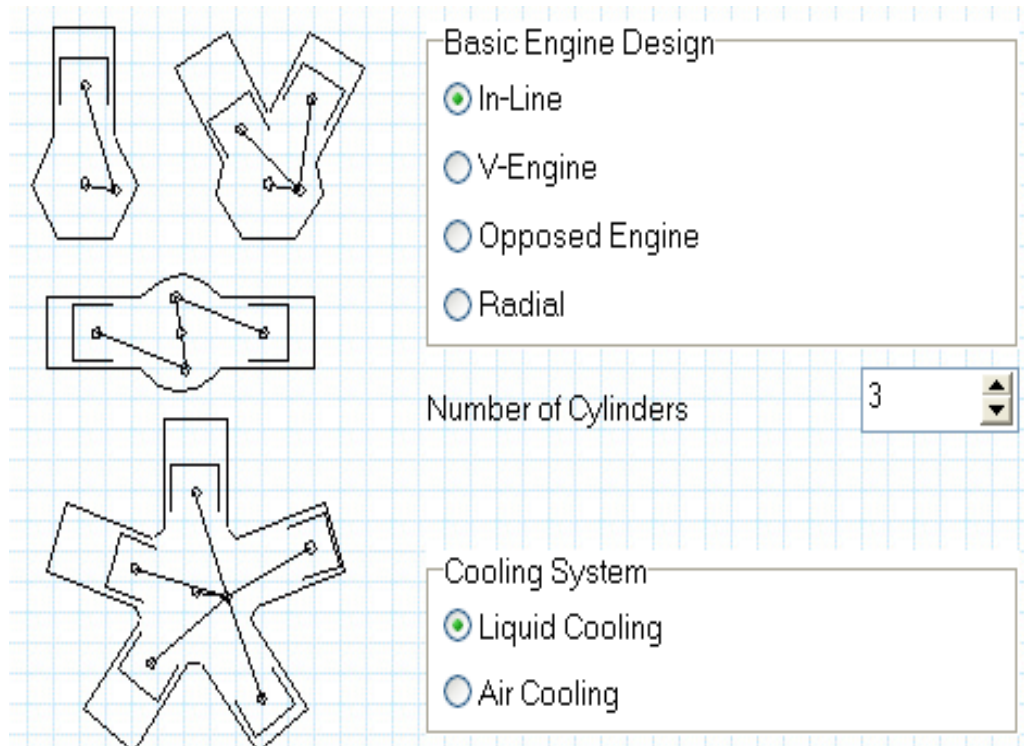


Fig 4.3 Date intrare: tip motor, număr cilindri și sistem de răcire

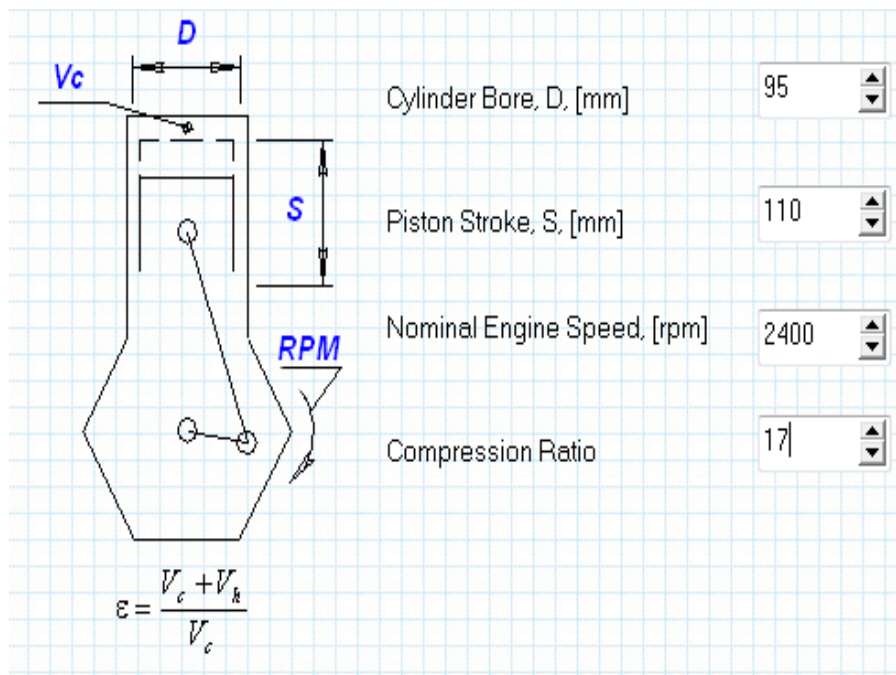


Fig.4.4. Date intrare parametri constructivi ai motorului

Cylinder Bore, D , [mm]	95	Piston Stroke, S , [mm]	110	Compression Ratio	17
Number of Cylinders	3	Nominal Engine Speed, [rpm]	2400		
Cylinder Head		Friction		Heat Transfer and Cooling system	
Geometrical Properties			Piston and Rings *		
Way of Calculation of Mean Piston Wall Temperature (T_{w_pist})					
<input checked="" type="radio"/> Default <input type="radio"/> Set Explicitly <input type="radio"/> Compute under the Formula: $T_{w_pist} = C \cdot T_{w_head}$					
Material of Piston or Piston Head					
<input type="radio"/> Steel <input type="radio"/> Iron <input checked="" type="radio"/> Aluminium					
		Effective Area of Piston Rings Labyrinth for Blow-by simulation, [mm ²]	0.5		
		Number of Rings in Zone I	3		
		Number of Rings in Zone II	0		

Fig.4.5 Date privind construcția pistonului

4.3. Simularea proceselor de ardere în motorul cu aprindere prin comprimare 85

Cylinder Bore, D, [mm]	95	Piston Stroke, S, [mm]	110	Compression Ratio	17
Number of Cylinders	3	Nominal Engine Speed, [rpm]	2400		
Geometrical Properties			Piston and Rings *		
Cylinder Head		Friction	Heat Transfer and Cooling system *		
Factor in the Woschni's Heat Transfer Coefficient Formula				105	
Recommended:					
High Speed Diesel				115 ...135	
Medium Speed Diesel				105 ...110	
Low Speed Diesel				85 ...105	
SI Naturally Aspirated Engine				up to 200	
SI Supercharged Engine				up to 200	
Mean Temperature of Cylinder Liner Wall in the region of piston TDC, [K]				400	
Cooling System					
<input checked="" type="radio"/> Liquid Cooling <input type="radio"/> Air Cooling					
Parameters of a Fur Layer and Casting Skin on a cooled wall of cooling system:					
Thickness, [mm] (0...2)				0.1	
Heat Conductivity, [W/(m K)] (0.1...5)				1	

Fig 4.6. Sistem răcire, valoarea factorului Woschini

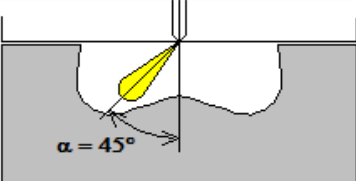
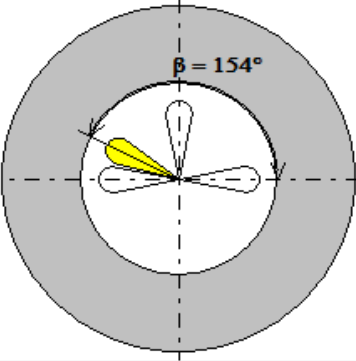
Injection Profile	PM and NOx Emission	RK-model Settings															
General Parameters	Injector Design *	Piston Bowl Design															
	Number of Injectors: 1 Injector Nozzles Bore, [mm]: 0.3 Nozzle Discharge Coefficient obtained as a result of test in atmospheric conditions: 0.77 Number of Nozzles: 4 <input type="checkbox"/> All sprays are identical																
	Distance Between Spray Center and Bowl Axis, Si, [mm]: 0 Distance Between Sprays Center and Cylinder Head Plane, hi, [mm]: 0																
	<table border="1"> <thead> <tr> <th>Spray #</th> <th>Beta, [deg]</th> <th>Alpha, [deg]</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>#1</td> <td>0.00</td> <td>45.00</td> </tr> <tr> <td>#2</td> <td>90.00</td> <td>45.00</td> </tr> <tr> <td>#3</td> <td>180.00</td> <td>45.00</td> </tr> <tr> <td>#4</td> <td>-90</td> <td>45.00</td> </tr> </tbody> </table>	Spray #	Beta, [deg]	Alpha, [deg]	#1	0.00	45.00	#2	90.00	45.00	#3	180.00	45.00	#4	-90	45.00	
Spray #	Beta, [deg]	Alpha, [deg]															
#1	0.00	45.00															
#2	90.00	45.00															
#3	180.00	45.00															
#4	-90	45.00															

Fig.4.7 Date privind construcția injectorului

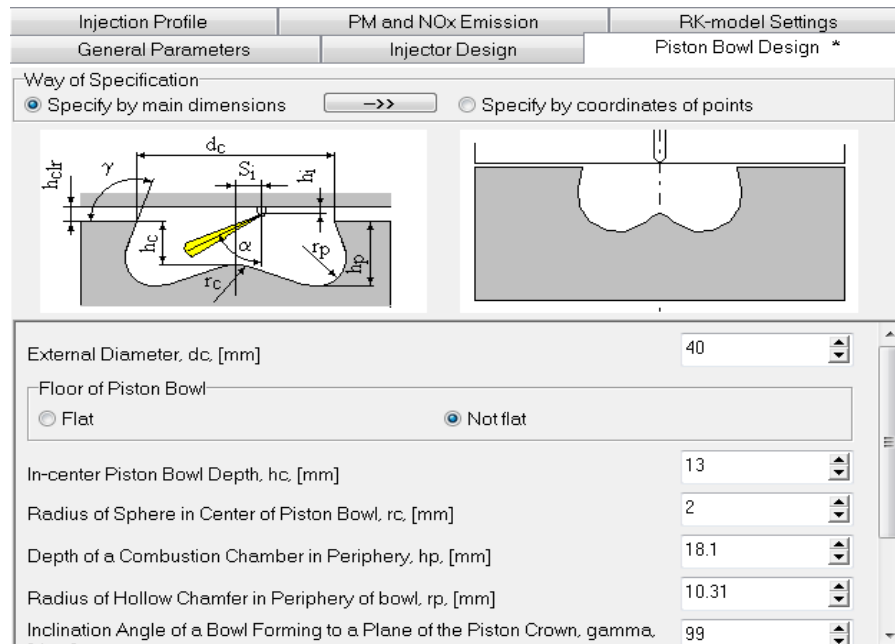


Fig. 4.8 Dimensiunile cupei din capul pistonului

4.3.1.2 Proprietăți fizico-chimice motorină.

Proprietățile fizico-chimice pentru motorină s-au determinat experimental în capitolul 2.

Composition (mass fractions)		
C	H	O
0.87	0.126	0.004
Sulfur fraction in fuel, [%]		0
Low Heating Value of fuel, [MJ/kg]		42.5
Apparent Activation Energy for the fuel Autoignition process, [kJ/mol]		22
Cetane Number		53
Density of fuel at 323 K, [kg/m ³]		830
Surface Tension Factor of fuel at 323 K, [N/m]		0.028
Dynamic Viscosity Coefficient of fuel at 323 K, [Pa·s]		0.003
Specific Vaporization Heat, [kJ/kg]		250
Fuel Thermal Capacity at temperature of injector, [J/(kg·K)]		1853
Molecular Mass of fuel		190
Diffusion factor at atmospheric conditions D_{po} , [s]		3.1E-10
Fuel temperature, [K]		380
Saturated vapour pressure at low T, bar		480 K 0.0477
Saturated vapour pressure P_v at critical temperature, bar		710 K 1.616

Fig. 4.9 Proprietăți motorină

4.3.1.3 Simularea proceselor de ardere pentru motorul diesel alimentat cu motorină.

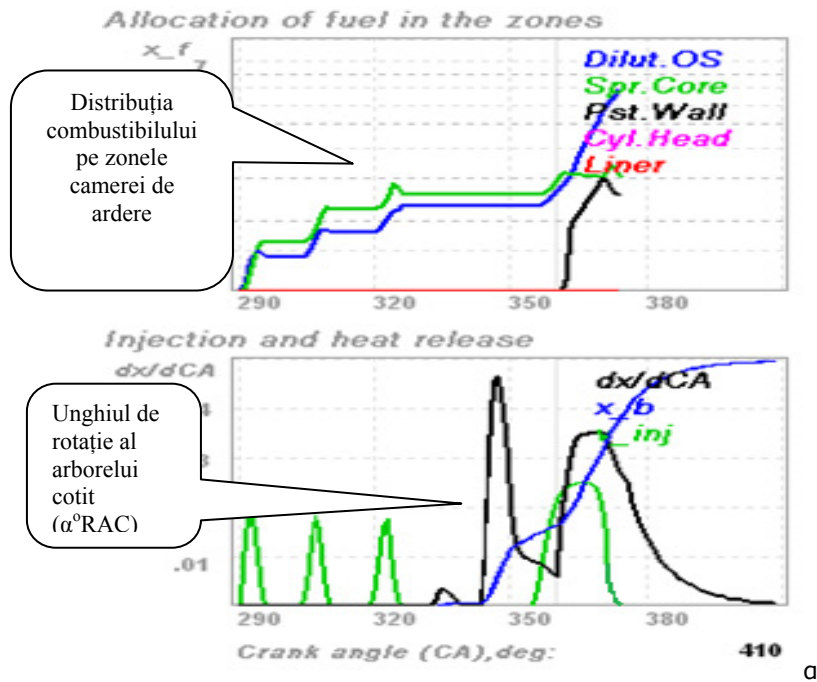


Fig.4.10 Distribuția de motorină în camera de ardere

4.3.2.1 Proprietăți fizico-chimice biodiesel de palmier.

Composition (mass fractions)		
C	H	O
0.77	0.121	0.109
Sulfur fraction in fuel, [%]		0.0015
Low Heating Value of fuel, [MJ/kg]		39.45
Apparent Activation Energy for the fuel Autoignition process, [kJ/mol]		12
Cetane Number		60
Density of fuel at 323 K, [kg/m ³]		874
Surface Tension Factor of fuel at 323 K, [N/m]		0.0315
Dynamic Viscosity Coefficient of fuel at 323 K, [Pa s]		0.00692
Specific Vaporization Heat, [kJ/kg]		325
Fuel Thermal Capacity at temperature of injector, [J/(kg*K)]		1853
Molecular Mass of fuel		296
Diffusion factor at atmospheric conditions Dpo, [s]		3.1E-10
Fuel temperature, [K]		380
Saturated vapour pressure at low T, bar		481 K 0.01

Fig. 4.11 Proprietăți biodiesel de palmier

4.3.2.2 Simularea proceselor de ardere pentru motorul diesel alimentat cu biodiesel de palmier.

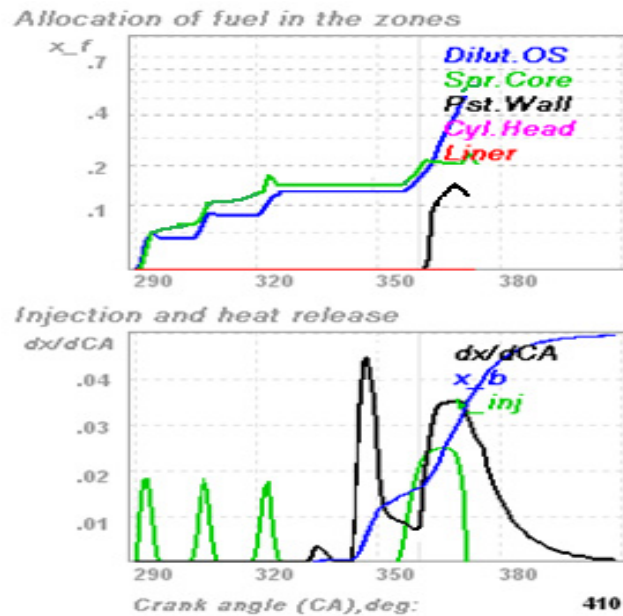


Fig.4.12 Distribuția de biodiesel de palmier în camera de ardere

4.3.3.1 Proprietăți fizico-chimice biodiesel de pește

Proprietățile fizico-chimice pentru biodiesel din ulei de pește s-au determinat experimental.

Composition (mass fractions)		
C	H	O
0.7731	0.1188	0.1081
Sulfur fraction in fuel, [%]		0.005
Low Heating Value of fuel, [MJ/kg]		36.22
Apparent Activation Energy for the fuel Autoignition process, [kJ/mol]		12
Cetane Number		46
Density of fuel at 323 K, [kg/m ³]		885
Surface Tension Factor of fuel at 323 K, [N/m]		0.0433
Dynamic Viscosity Coefficient of fuel at 323 K, [Pa s]		0.00463
Specific Vaporization Heat, [kJ/kg]		325
Fuel Thermal Capacity at temperature of injector, [J/(kg*K)]		1853
Molecular Mass of fuel		292.2
Diffusion factor at atmospheric conditions D _{po} , [s]		3.1E-10
Fuel temperature, [K]		380
Saturated vapour pressure at low T, bar	465	K 0.1

Fig. 4.13 Proprietăți biodiesel de pește

4.3.3.2 Simularea proceselor de ardere pentru motorul diesel alimentat cu biodiesel de pește.

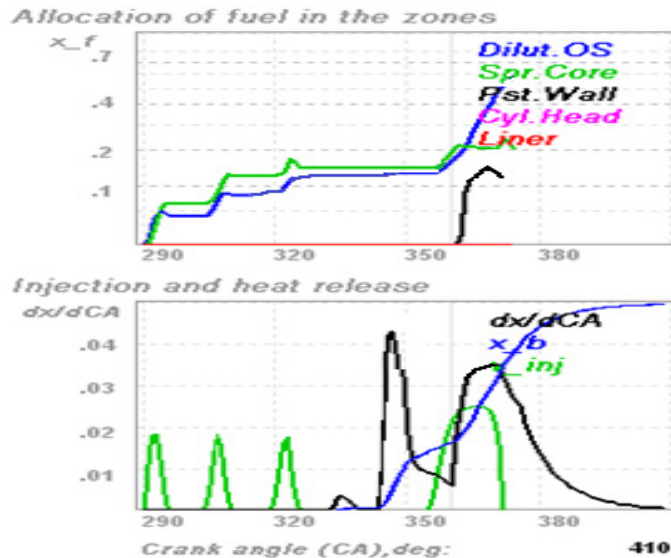


Fig.4.14 Distribuția de biodiesel de ulei de pește în camera de ardere

4.4. Interpretarea rezultatelor.

Modelul teoretic fundamental al modelului se bazează pe metoda dezvoltată în care sprayul de combustibil injectat în camera de ardere a motorului este divizată într-un număr de zone specifice. Acest lucru este necesar pentru a lua în considerare evoluția pulverizării combustibilului:

- diferențe în condițiile de evaporare ale picăturilor de combustibil prezente în zone de pulverizare diferite;
- redistribuirea combustibilului în diferite zone în procesul de mișcare liberă a sprayului și în timpul interacțiuni sale cu un obstacol (cilindru, cupă piston);
- interacțiunea sprayului de combustibil cu pereții cupei pistonului și atunci când combustibilul atinge suprafața cilindrului;
- efectul temperaturii peretelui asupra ratei de evaporare a combustibilului în zonele de lângă perete;
- interacțiunea sprayurilor adiacente.

Fiecare grafic conține alocarea de combustibil într-o singură pulverizare, ponind de la ipoteza că acest spray nu interacționează cu spray-urile adiacente. Dilut. reprezintă fracția de combustibil disipată în exteriorul jetului principal de combustibil, în interiorul cupei pistonului și pe suprafața capului pistonului. Aceste zone sunt prezentate cu albastru "Dilut.OS" în grafic și cu gri deschis în figură.

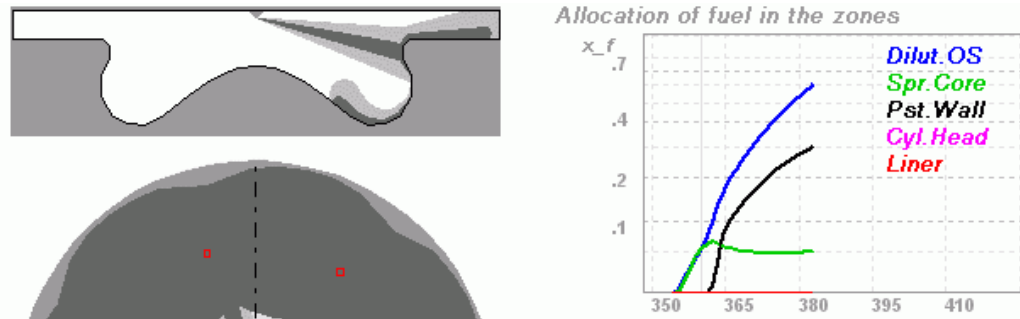


Fig.4.15. Jetul secundar proiectat pe suprafața capului pistonului

S.Core reprezintă fracțiunea de combustibil din nucleul de pulverizare la sfârșitul perioadei de injecție. Aceste zone sunt prezentate cu verde "Spr.Core" în grafic și cu negru în figura 4.16.

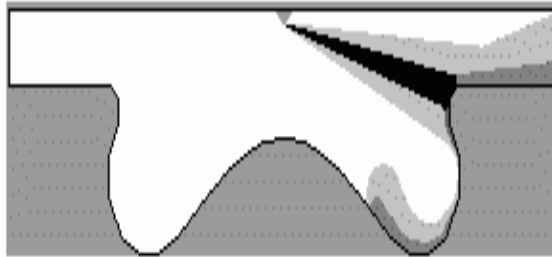


Fig. 4.16. Jetul principal

Piston reprezintă fracția de combustibil la sfârșitul injecției. Acesată zonă este prezentată cu o curbă de culoare neagră "Pst.Wall" în grafic și cu negru în figura alăturată.

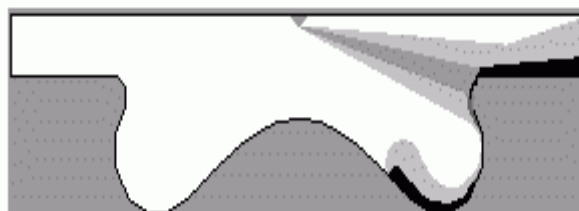


Fig.4.17. Jetul pe peretele pistonului

Head reprezintă fracțiunea de combustibil acumulată pe suprafața capului cilindrului la sfârșitul cursei de injecție a combustibilului. Acesată zonă este prezentată cu o curbă de culoare Magenta în grafic și cu o elipsă în figura 4.18.

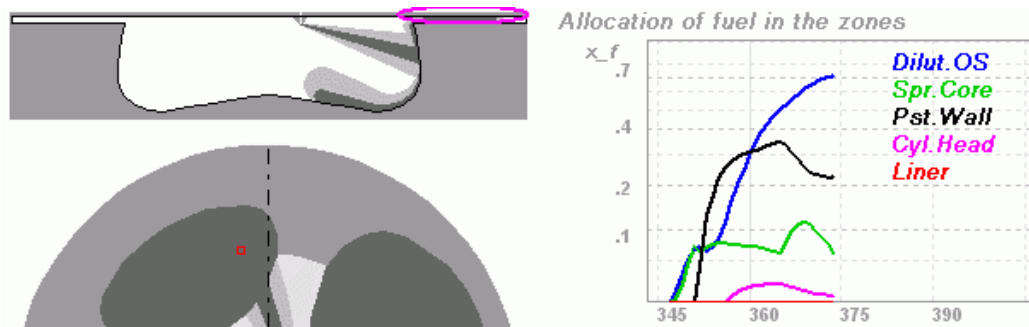


Fig.4.18. Capul pistonului

Liner reprezintă fracțiunea de combustibil în zona dintre capul pistonului și cilindru la sfârșitul cursei de injecție a combustibilului. Acesată zonă este prezentată cu o curbă de culoare roșie în grafic și cu o elipsă roșie în figura 4.19.

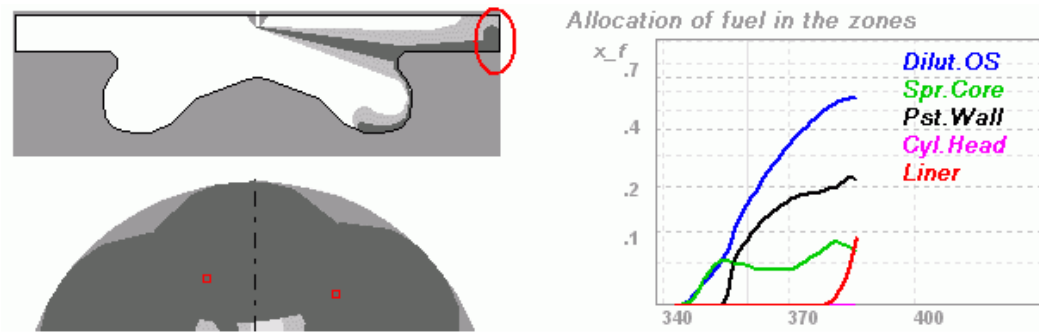


Fig.4.19. Jetul la pereții cilindrului

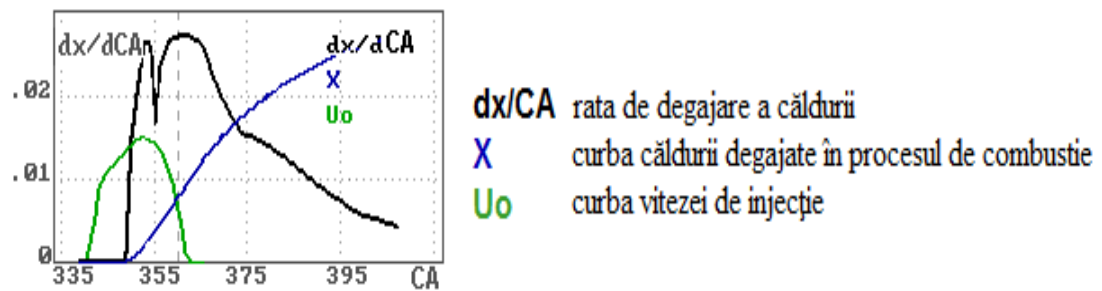


Fig.4.20. Procesul de combustie

Conform datelor obținute se poate realiza o analiză a pulverizării motorinei comparativ cu combustibili de tip biodiesel.

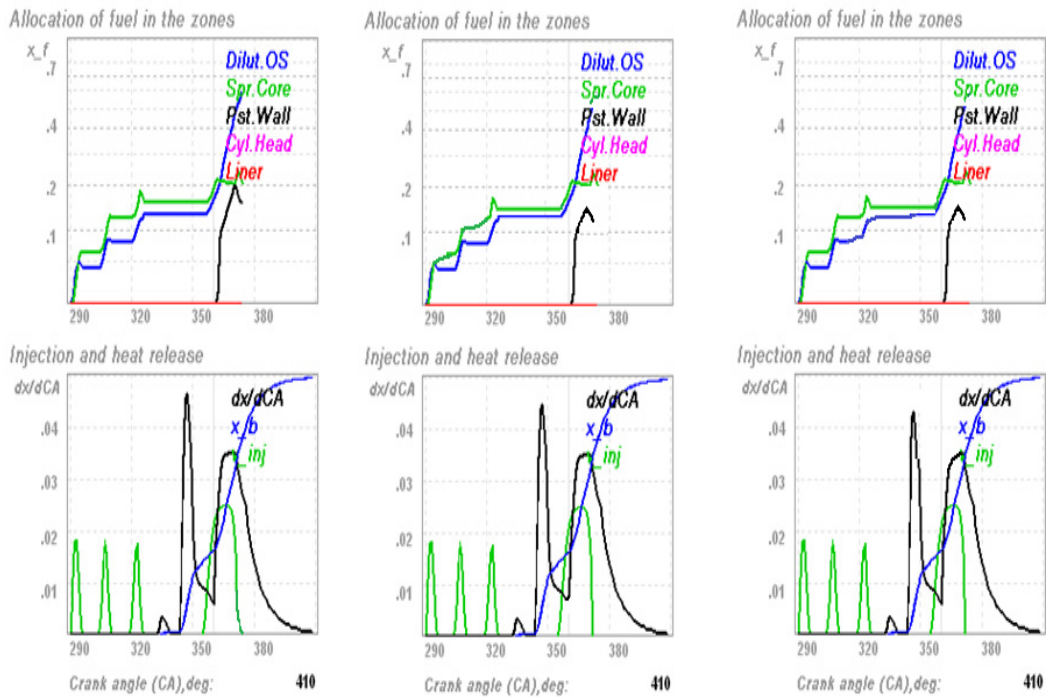


Fig.4.21. Motorină, biodiesel din ulei de palmier, biodiesel din ulei de pește

Programul de simulare Diesel RK permite vizualizarea distribuției combustibilului în camera de ardere. Valorile obținute pentru biodieselul de ulei de palmier și ulei de pește sunt similare cu cele obținute pentru motorină. Se observă modificări în distribuția particulelor de combustibil injectat în camera de ardere datorită vâscozității crescute a biodieselului. De asemenea datorită faptului că biodieselul are o densitate mai mare decât motorina amestecul aer carburant va fi mai dens. Conform figurii de mai sus viteza de injecție în cazul biodieselului este mai redusă decât în cazul motorinei datorită proprietăților fizico-chimice diferite. Prin modificarea temperaturii de injecție a biodieselului prin folosirea unor sisteme de încălzire suplimentare (odată cu creșterea temperaturii se micșorează vâscozitatea la o valoare apropiată de cea a motorinei) se pot obține performanțe comparabile cu petrodieselul clasic.

Pentru simularea schimbului de căldură se presupune că schimbul de căldură se compune din patru faze principale. Aceste faze diferă una față de cealaltă prin procese fizice și chimice și a factorilor care limitează rata acestor procese. Când se modelează procesul de injecție se ține cont masa combustibilului injectat și de raportul aer combustibil în fiecare zonă.

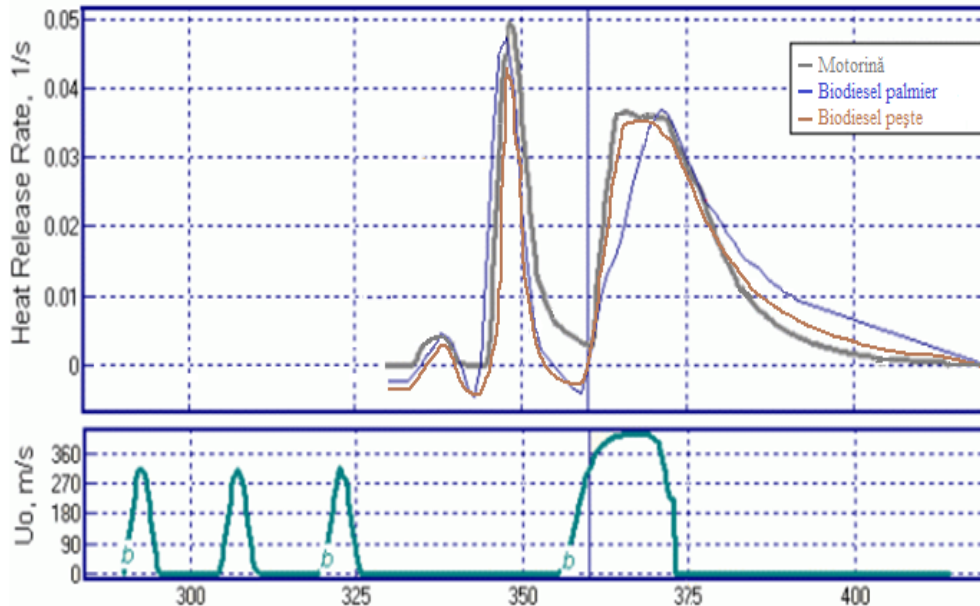


Fig. 4.22. Simularea arderii

Figura 4.22 arată rezultatele formării amestecului și simularea arderii în motorul diesel D115 pentru cele trei tipuri de combustibil analizate. Conform rezultatelor din figură se observă o temperatură de combustie în cazul motorinei comparativ cu biodieselul din ulei de palmier și ulei de pește. Acest lucru se datorează compoziției elementare diferite a motorinei care are un conținut mai mare de hidrogen și carbon față de combustibili de tip biodiesel.

4.5. Concluzii:

Modelul RK prezentat este destinat pentru simularea combustiei diesel luând în considerare forma pistonului, forma injectorului, amplasarea acestuia și legea de injecție. Diesel RK ține de asemenea cont de dimensiunile picăturilor, interacțiunea sparyului cu vârtejurile turbionare de aer, pulverizarea combustibilului pe pereții cilindrului, cupei pistonului și capului pistonului, efectul mișcării pistonului și efectul intensității turbionare. Diesel RK are capacitatea să prezică cu acuratețe rata de căldură eliberată pentru toate regimurile de funcționare.

Simularea combustibililor de tip biodiesel ne arată o temperatură mai mică de combustie decât motorina. Conținutul mai mare de hidrogen și carbon ridică valoarea termică a combustibilului întrucât prin ardere se degajă cea mai mare cantitate de căldură.

Simularea procesului de ardere cu ajutorul programului Diesel RK permite obținerea distribuției combustibilului în camera de ardere, a vitezei de injecției și a procesului de combustie. Valorile obținute în cazul celor trei combustibili analizați ne oferă rezultate comparabile cu motorina ceea ce permite folosirea acestor combustibili în motoarele diesel. Valori mai scăzute sunt în cazul injecției combustibililor biodiesel datorită viscozității și densității mai ridicate decât în cazul motorinei.

CAPITOLUL 5

CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND PERFORMANȚELE ENERGETICE ȘI NIVELUL DE POLUARE ALE UNUI MOTOR CU APRINDERE PRIN COMPRIMARE CU INJEȚIE DIRECTĂ ALIMENTAT CU BIOCOMBUSTIBIL ÎN CONDIȚIILE MODIFICĂRII PARAMETRILOR INJEȚIEI

Obiectivele principale urmărite în cadrul acestor cercetări experimentale au fost urmărirea evoluției turației, puterii efective, a consumului specific efectiv de combustibil și a coeficientului de absorbție a luminii în gazele de evacuare pentru diferite condiții de încercare a motorului de test, presiune atmosferică, temperatură, umiditate la utilizarea biodieselului B20 motorină-metilester din ulei de pește la mers în gol și mers în sarcină în varianta constructivă a pulverizatorului cu 6 orificii.

Pentru comparație la mersul în gol și mersul în gol forțat s-au testat și variantele pulverizatorului cu 4, 5, 6 și 7 orificii.

5.1. Componenta standului experimental și a aparaturii folosite.

Cercetările experimentale s-au efectuat în Laboratorul de Termotehnică al Facultății de Mecanică din Craiova, pe un motor diesel de fabricație românească tip D115. Cercetările au fost făcute folosind ca și combustibil biodieselul B20 din ulei de pește având ca scop final performanțele motorului alimentat cu biocombustibil, atât cele energetice cât și poluarea mediului în cazul utilizării pulverizatorului cu orificii multiple, la diferite presiuni de injecție și variante de preîncălzire în cazul mersului în sarcină.



Fig. 5.1.a Demontarea și montarea pulverizatoarelor în diferite variante constructive

Tabelul 5.1. Principalele caracteristici ale motorului pe care s-au realizat experimentele

Denumirea motorului	D115	Cilindree totală V_t [dm ³]	2,34
Tipul motorului	MAC	Raportul de comprimare ε	17
Puterea nominală P_e [kW;CP]	33;45	Presiunea efectivă p_e [daN/cm ²]	7,05
Turația nominală n_p [rot/min]	2400	Viteza medie a pistonului w_p [m/s]	8,8
Momentul cuplului motor maxim M_e [daNm/kgfm]	14/14, 3	Puterea litrică P_L [$\frac{kW}{l} / \frac{CP}{l}$]	14,1/19,2
Turația la maxim n_M [rot/min]	1200	P_{el} [$\frac{kW}{cil} / \frac{CP}{cil}$]	11/15
Alezaj D [mm]	95	m_p [$\frac{kg}{kW} / \frac{kgf}{CP}$]	7,6/5,6
Cursa S [mm]	110	$i \frac{\pi D^2}{4}$ [dm ²]	2,13
Numarul de cilindrii	3	Ordinea de injecție	1-2-3
Așezarea cilindrilor	linie	Avansul la injecție °RAC	13°
Fazele de distribuție		Procedeul de injecție	Injecție directă
Avans la evacuare °RAC	48°30 ^I	Presiunea de injecție [kgf/cm ²]	230
Întârziere la evacuare °RAC	6	Presiunea uleiului în canalele de ungere [kgf/cm ²] 3-4	
Avans la admisie °RAC	3		
Întârziere la admisie °RAC	23	Masa motorului uscat [kg]	252

Aparatura folosită pentru măsurători .

Aparatura folosită pentru măsurătorile noxelor este de tip STARGAS 898 reprezentat în fig. 5.1.b

Date tehnice ale aparaturii:

- Măsoară simultan 5 componente ale gazului de eșapament:
 - CO - monoxid de carbon; 0 ÷ 15,000 % Vol;
 - CO2 - dioxid de carbon; 0 ÷ 20,00 % Vol;
 - HC - hidrocarburi nearse; 0 ÷ 30000 ppm Vol;
 - O2 - oxigen; 0 ÷ 25,00 % Vol;
 - NOx - oxizi de azot.



Fig. 5.1.b. Motorul D115 și aparat Stargas utilizat pentru măsurarea noxelor

În tabelul 5.2. s-au trecut specificațiile aparatului utilizat pentru măsurarea noxelor.

Tabelul 5.2. Specificații tehnice tahometru digital

Ecran	LCD
Domeniu măsurare	2,5 ...99,999 RPM
Rezoluție	0,1 RPM (2,5 până 9999 RPM) 1 RPM (PESTE 10000 RPM)
Acuratețe	÷ (0,025%+1)
Memorie	Ultima valoare, Valoarea Max., Valoarea Min.
Distanță detectare	50 până la 1000 mm
Circuit	LSI
Baterie	4*1,5V AA
Consum	50 mA
Temperatura de operare	0 până la 50°C

Combustibilii folosiți.

➤ **Combustibilul de referință:** motorină comercială din rețeaua PETROM cu următoarele caracteristici medii:

Tabelul 5.3. Caracteristicile motorinei folosite

MĂRIMEA DETERMINATĂ	UNITATE	SIMBOL	VALOARE
DENSITATE LA 20°C	kg / m ³	ρ_{20}	839,70
VISCOZITATE DINAMICĂ LA 20°C	g x m ⁻¹ x s ⁻¹	η_{20}	2,58
VISCOZITATE CINEMATICĂ LA 20°C	mm ² / s	μ_{20}	3,05
PUTERE CALORICĂ INFERIOARĂ	MJ / kg	q_i	44,743
CONȚINUT DE CENUȘĂ	mg / kg	c	-

- **Combustibilul alternativ:** Biodiesel B20 din ulei de pește.

5.2. Tehnologia folosită.

Ciclul de lucru cu alimentare alternativă secvențială:

- Pornirea motorului și încălzirea acestuia în condițiile alimentării cu biodiesel B20 de pește;
- Funcționarea motorului în condițiile alimentării cu biodiesel preîncălzit.

5.3. Date tehnice inițiale ale încercării motorului de test D115.

Tractorul folosit la încercări a fost pus la dispoziție după o perioadă de funcționare în condițiile alimentării alternative după tehnologia descrisă mai sus. La momentul instalării în standul de încercări, [92] motorul tractorului prezenta o stare tehnică aparentă bună, confirmată și de încercările de referință descrise mai jos.

Încercările de calibrare în stand au evidențiat o stare tehnică precară a transmisiei la priza de putere, ilustrată de incapacitatea acesteia de a transmite la priză întreaga putere dezvoltată de motor (aparitia patinării cuplajului final al prizei la momente de circa 70 daNm). Încercările repetate de înlăturare a acestui defect s-au soldat cu creșterea momentului transmis numai până la valori de circa 90 daNm. În aceste condiții, s-a decis desfășurarea încercărilor numai în zona „vârfului de caracteristică” (această zonă cuprine regimul de putere maximă a motorului și vecinătatea acestuia, dar nu cuprinde regimul de moment maxim dezvoltat de motor, pe care transmisia la priză nu este capabilă să-l transmită).

5.4. Conținutul încercărilor.

Regimul de funcționare de mers în gol și mers în gol forțat:

Aceste încercări au fost efectuate în laboratorul Facultății de Mecanică din Craiova, pe un motor D115 față de încercările în sarcină care s-au efectuat în laboratorul INMA București tot pe același tip de motor.

Tabelul 5.4. Emisii gaze de ardere B20 (20%Biodiesel pește+80%Motorină) varianta 6 orificii

Nr crt	Tip combustibil	Timp [min.]	Turația [rot/min]	CO [%]	CO ₂ [%]	HC [ppm]	O ₂ [%]	Temperatura uleiului [°C]	Temperatura ambiantă [°C]	Umiditate [%]
1	B20	5	1200	0,032	1,63	48	17,92	74	23	30
2	B20	10	1400	0,051	1,68	54	17,80	76	23	30
3	B20	15	1600	0,065	1,91	58	17,71	78	24	30
4	B20	20	1800	0,090	2,03	66	17,42	79	24	30
5	B20	25	2000	0,118	2,11	74	17,12	81	25	30
6	B20	30	2200	0,166	2,31	84	16,91	82	25	30
7	B20	35	2400	0,203	2,54	98	16,66	83	25	30

Tabelul 5.5. Emisii gaze de ardere B20 (20%Biodiesel pește+80%Motorină) varianta pulverizatorului cu 4 orificii

Nr crt	Tip combustibil	Timp [min.]	Turația [rot/min]	CO [%]	CO ₂ [%]	HC [ppm]	O ₂ [%]	Temperatura uleiului [°C]	Temperatura ambiantă [°C]	Umiditate [%]
1	B20	5	1200	0,033	1,64	48	17,95	74	23	30
2	B20	10	1400	0,052	1,69	55	17,85	76	23	30
3	B20	15	1600	0,065	1,91	59	17,76	78	24	30
4	B20	20	1800	0,091	2,04	66	17,48	79	24	30
5	B20	25	2000	0,119	2,13	75	17,18	81	25	30
6	B20	30	2200	0,167	2,32	86	16,98	82	25	30
7	B20	35	2400	0,206	2,56	101	16,71	83	25	30

Tabelul 5.6. Emisii gaze de ardere B20 (20%Biodiesel pește+80%Motorină) varianta pulverizatorului cu 5 orificii

Nr crt	Tip combustibil	Timp [min.]	Turația [rot/min]	CO [%]	CO ₂ [%]	HC [ppm]	O ₂ [%]	Temperatura uleiului [°C]	Temperatura ambiantă [°C]	Umiditate [%]
1	B20	5	1200	0,034	1,65	48	17,94	74	23	30
2	B20	10	1400	0,052	1,69	56	17,83	76	23	30
3	B20	15	1600	0,066	1,92	61	17,75	78	24	30
4	B20	20	1800	0,092	2,05	67	17,46	79	24	30
5	B20	25	2000	0,120	2,15	77	17,16	81	25	30
6	B20	30	2200	0,169	2,34	87	16,96	82	25	30
7	B20	35	2400	0,207	2,57	103	16,70	83	25	30

Tabelul 5.7. Emisii gaze de ardere B20 (20%Biodiesel pește+80%Motorină)
varianta pulverizatorului cu 7 orificii

Nr crt	Tip combustibil	Timp [min.]	Turația [rot/min]	CO [%]	CO ₂ [%]	HC [ppm]	O ₂ [%]	Temperatura uleiului [°C]	Temperatura ambiantă [°C]	Umiditate [%]
1	B20	5	1200	0,035	1,66	49	17,88	74	23	30
2	B20	10	1400	0,054	1,71	58	17,75	76	23	30
3	B20	15	1600	0,068	1,93	63	17,66	78	24	30
4	B20	20	1800	0,094	2,06	68	17,35	79	24	30
5	B20	25	2000	0,121	2,17	79	17,06	81	25	30
6	B20	30	2200	0,171	2,35	89	16,83	82	25	30
7	B20	35	2400	0,209	2,59	105	16,51	83	25	30

Tabelul 5.8. Emisii gaze de ardere B20 (20%Biodiesel pește+80%Motorină)
varianta pulverizatorului cu 8 orificii

Nr crt	Tip combustibil	Timp [min.]	Turația [rot/min]	CO [%]	CO ₂ [%]	HC [ppm]	O ₂ [%]	Temperatura uleiului [°C]	Temperatura ambiantă [°C]	Umiditate [%]
1	B20	5	1200	0,036	1,68	51	17,80	74	23	30
2	B20	10	1400	0,056	1,74	61	17,65	76	23	30
3	B20	15	1600	0,069	1,95	66	17,54	78	24	30
4	B20	20	1800	0,098	2,08	72	17,22	79	24	30
5	B20	25	2000	0,126	2,19	83	16,96	81	25	30
6	B20	30	2200	0,177	2,38	95	16,71	82	25	30
7	B20	35	2400	0,214	2,65	111	16,38	83	25	30

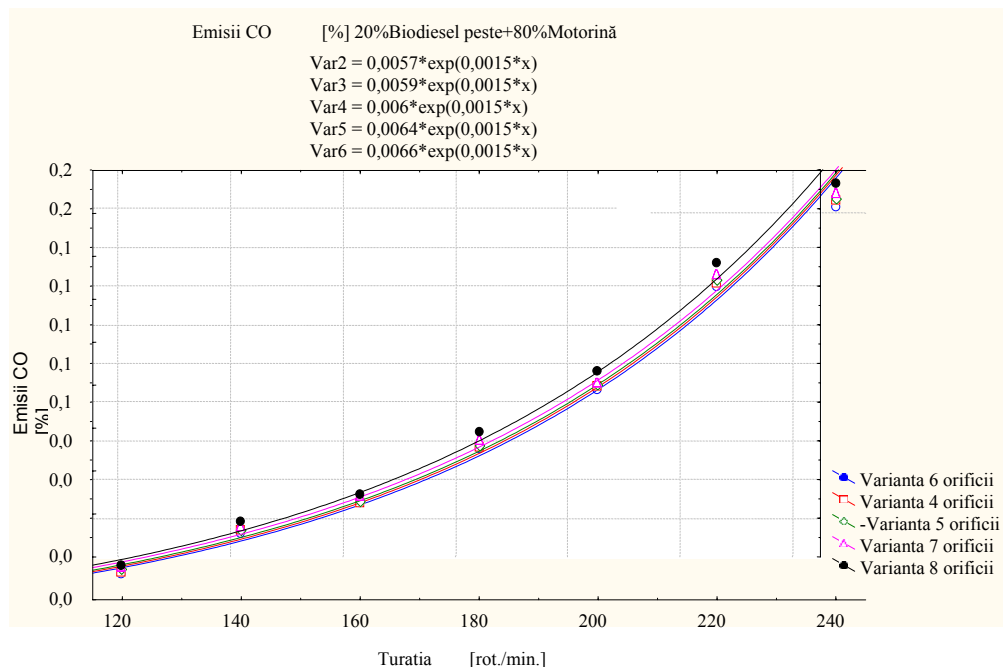


Fig. 5.2. Emisiile de CO în diverse variante constructive ale pulverizatorului

Se constată experimental că valorile cele mai scăzute ale monoxidului de carbon s-au înregistrat în cazul folosirii variantei constructive cu 6 orificii constatându-se o scădere 3% față de varianta cu 8 orificii. Se constată că există un optim al numărului de orificii în cazul de față 6 orificii, pentru care ardere este mai bună dovedind o pulverizare superioară a biocombustibilului în acest caz.

În cazul folosirii variantelor constructive ale pulverizatoarelor cu orificii multiple se constată o scădere a emisiilor de CO în cazul pulverizatorului prevăzut cu 6 orificii față de variantele cu 4, 5, 7 și 8 orificii.

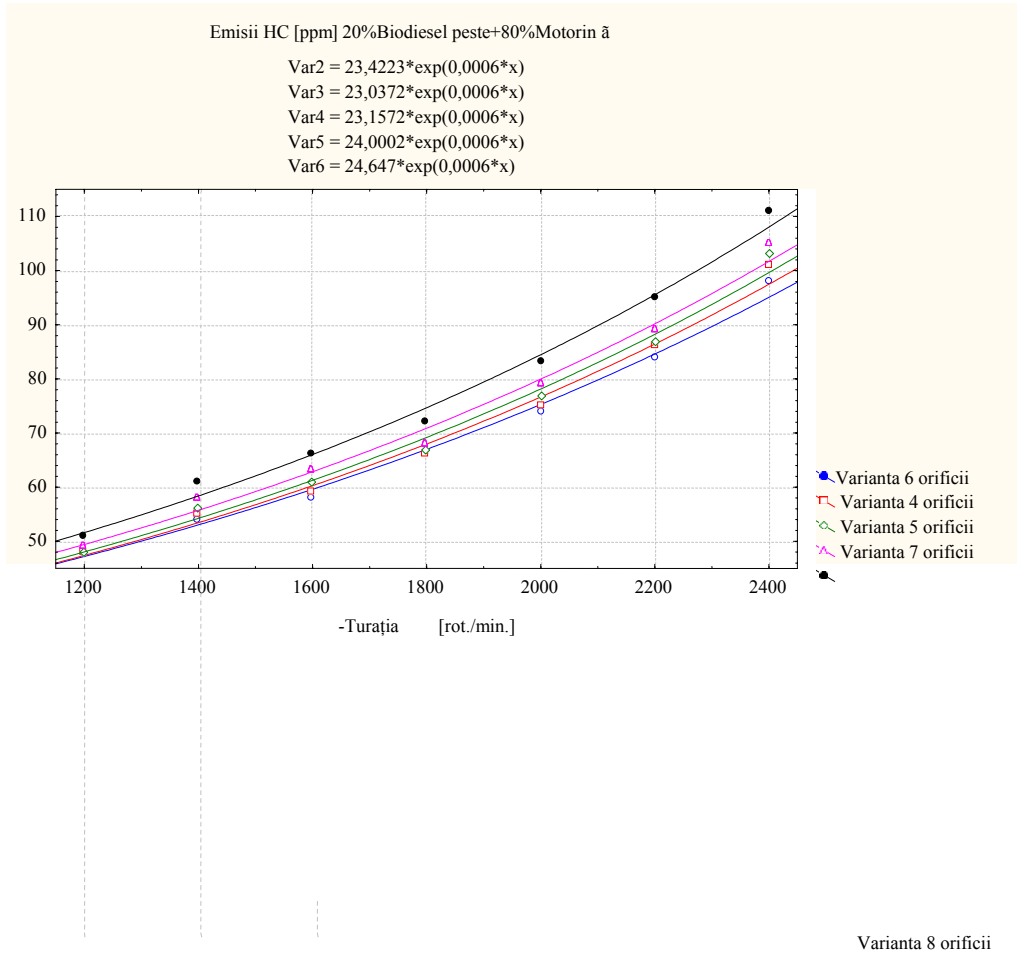


Fig. 5.3. Emisiile de HC în diverse variante constructive ale pulverizatorului

În cazul folosirii variantelor constructive ale pulverizatoarelor cu orificii multiple se constată o scădere a emisiilor de HC pentru varianta constructivă cu 6 orificii, ea constituind de altfel un optim constatându-se o scădere cu 5% față de varianta cu 8 orificii. Varianta nocivă din acest punct de vedere este cea cu 8 orificii.

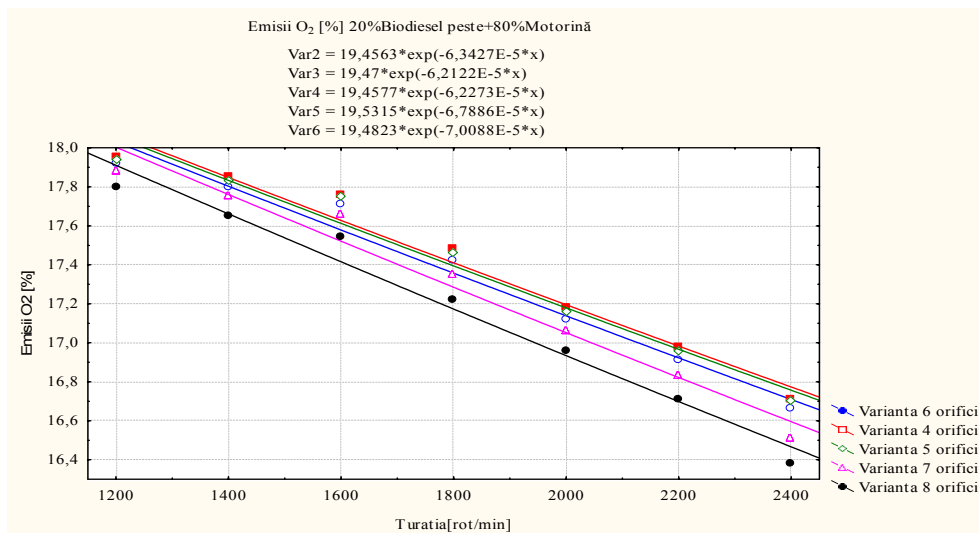


Fig. 5.4. Emisiile de O₂ în diverse variante constructive ale pulverizatorului

Varianta optimă în cazul emisor de O₂ este cea clasică cu 4 orificii.

Din analiza diagramelor noxelor reiese că la mersul în gol forțat varianta optimă constructivă a pulverizatoarelor este cea cu 6 orificii.

5.5. Cercetări experimentale cu motorul în sarcină. Ridicarea caracteristicii de turație.

Încercările au scopul de a evidenția modul de comportare al motorului de test în condițiile alimentării acestuia cu combustibilul alternativ B20 din ulei de pește. Pentru a putea fructifica rezultatele acestor încercări în cadrul unor interpretări riguroase și coerente, este necesar ca acestea să fie comparabile din punctul de vedere al condițiilor generale de desfășurare a încercărilor. Concret, în cadrul încercărilor, singurele variabile au fost temperatura combustibilului folosit și presiunea de injecție asupra eficienței cărora setul de încercări trebuie să producă un set de concluzii clare.

Acest considerent impune drept standard încercarea motorului la sarcină totală, adică în condițiile poziționării organului de reglare a sarcinii (pârghia de comandă a pompei de injecție a motorului, respectiv organul de comandă a accelerației motorului) la extrema corespunzătoare puterii maxime.

De asemenea, trebuie menționat faptul că fiecare încercare va fi precedată de o încălzire corespunzătoare a motorului de test, astfel încât regimul termic al acestuia să fie cel nominal fixat de constructor.

• Tipul de încercare.

Încercările la mersul în sarcină au fost efectuate în laboratorul de încercări motoare al INMA București, pe un motor D115, prevăzut cu pulverizator modificat, în varianta constructivă cu 6 orificii, în sistem comparativ, în sensul că interpretarea rezultatelor se bazează pe compararea directă a performanțelor

5.5. Cercetări experimentale cu motorul în sarcină. Ridicarea caracteristicii de turație 103 motorului în cele două variante de temperatura a biocombustibilului, la diferite presiuni de injecție **și anume:**

- a) 6 orificii: $p=250 \text{ bar}$; $t_{\text{biocombustibil}}=20^\circ$
- b) 6 orificii: $p=230 \text{ bar}$; $t_{\text{biocombustibil}}=20^\circ$
- c) 6 orificii: $p=280 \text{ bar}$; $t_{\text{biocombustibil}}=20^\circ$
- d) 6 orificii: $p=250 \text{ bar}$; $t_{\text{biocombustibil}}=15^\circ$
- e) 6 orificii: $p=230 \text{ bar}$; $t_{\text{biocombustibil}}=15^\circ$
- f) 6 orificii: $p=280 \text{ bar}$; $t_{\text{biocombustibil}}=15^\circ$

- **Etapele de încercare.**

Încercări de durabilitate funcțională, efectuate în varianta constructivă a pulverizatorului cu 6 orificii, în condițiile alimentării alternative cu B20 din ulei de pește, varianta alimentării cu motorină și utilizarea pulverizatoarelor modificate fiind abordată în studii anterioare [119], constând în funcționarea constantă motorului, pe intervale de câte o oră, ridicându-se la finele fiecărei ore de funcționare valorile mărimilor urmărite. În principiu, durata acestei secvențe de încercare se limitează administrativ, prin fixarea unui număr maxim de ore sau este dictată de modificări evidente ale performanțelor motorului de test.

Măsurătorile s-au efectuat relativ la turația arborelui frânei hidraulice.

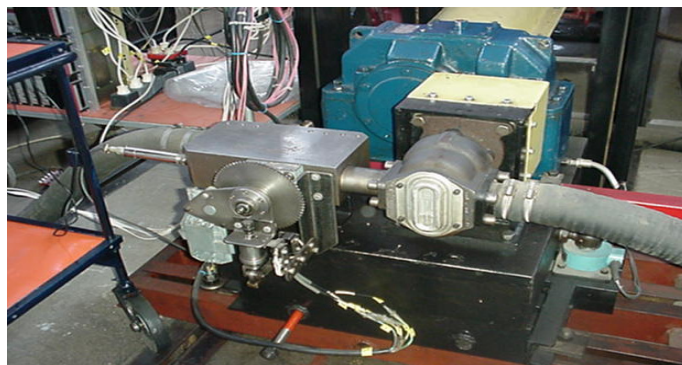


Fig. 5.5. Standul mobil de frânare cu laminare hidraulică



Fig. 5.5.a. Dispozitiv pentru măsurarea consumului orar gravimetric combustibil



Fig. 5.5.b. Opacimetru pentru determinarea opacitatii gazelor de evacuare EUROGAS , 8020, SMOKE MODULE

104 Cercetări experimentale privind performanțele energetice - 5

Dotările auxiliare ale standului conțin echipament pentru determinarea parametrilor de stare ai atmosferei (presiunea atmosferică, temperatura atmosferică și umiditatea atmosferică relativă) în zona prizei de aer a motorului de test.



Fig. 5.5.c. Postul de încercare.

Tabelul 5.8.1. Caracteristicile funcționale ale frânei

Nr.crt.	Denumirea caracteristicii	Valoarea
1	Momentul maxim de frânare $M_{F,max}$	900 Nm
2	Turția maximă de lucru $n_{F,max}$	800 rot/min
3	Puterea maximă absorbită continuu $P_{F,max}$	51kW (69 CP)

Tabelul 5.9. Evoluțiile „indicii de fum” la funcționarea motorului cu B20

n [rot/min]	k_1 [m^{-1}]	k_2 [m^{-1}]	k_3 [m^{-1}]	k_4 [m^{-1}]	k_5 [m^{-1}]	k_6 [m^{-1}]	k [m^{-1}]
720	0,527	0,510	0,478	0,490	0,493	0,504	0,500
700	2,802	2,707	2,779	2,746	2,786	2,719	2,756
680	2,800	2,757	2,701	2,750	2,731	2,755	2,749
660	2,823	2,861	2,892	2,900	2,871	2,873	2,870
640	2,395	2,375	2,350	2,422	2,364	2,389	2,382
620	1,845	1,814	1,836	1,895	1,839	1,838	1,845
600	1,934	1,872	1,945	1,882	1,942	1,875	1,908
580	2,111	2,136	2,191	2,119	2,167	2,131	2,142
560	3,406	3,397	3,417	3,470	3,414	3,419	3,420
540	3,866	3,813	3,899	3,835	3,889	3,820	3,854
520	4,142	4,117	4,120	4,062	4,127	4,101	4,111
500	4,262	4,263	4,232	4,275	4,241	4,267	4,257
480	3,885	3,850	3,926	3,993	3,914	3,893	3,910
460	4,400	4,320	4,353	4,430	4,367	4,353	4,371
440	4,331	4,344	4,363	4,429	4,353	4,370	4,365

5.5. Cercetări experimentale cu motorul în sarcină. Ridicarea caracteristicii de turație 105

420	4,191	4,201	4,111	4,178	4,135	4,194	4,168
400	3,861	3,899	3,827	3,807	3,837	3,871	3,850
380	3,284	3,248	3,217	3,230	3,237	3,243	3,243
360	4,604	4,573	4,523	4,532	4,547	4,561	4,557
340	5,276	5,308	5,263	5,303	5,267	5,307	5,287
320	4,505	4,550	4,523	4,591	4,518	4,562	4,541
300	3,893	3,815	3,837	3,899	3,854	3,840	3,856
280	2,150	2,213	2,166	2,201	2,161	2,209	2,183
260	2,613	2,681	2,650	2,662	2,639	2,675	2,653
240	5,605	5,559	5,578	5,609	5,586	5,574	5,585
220	4,474	4,404	4,474	4,160	4,474	4,331	4,386
200	4,930	4,865	4,920	4,890	4,923	4,873	4,900

Tabelul 5.10. Evoluțiile momentului la funcționarea motorului cu B20

n [rot/min]	M₁ [daNm]	M₂ [daNm]	M₃ [daNm]	M₄ [daNm]	M₅ [daNm]	M₆ [daNm]	\bar{M} [daNm]
720	15,776	15,480	15,382	16,072	15,599	15,865	15,695
700	42,046	42,935	43,033	44,316	42,579	43,931	43,140
680	43,672	44,858	44,561	45,646	44,383	45,320	44,740
660	44,802	45,989	45,593	46,879	45,514	46,493	45,878
640	45,540	46,431	46,431	47,421	46,075	47,124	46,504
620	46,280	46,775	46,973	47,964	46,577	47,667	47,040
600	46,822	47,418	47,120	48,509	47,179	48,092	47,523
580	46,870	47,565	47,267	48,061	47,287	47,823	47,479
560	46,817	47,017	47,414	47,613	46,937	47,553	47,225
540	46,865	46,865	47,362	47,462	46,865	47,432	47,142
520	46,712	46,712	47,410	47,410	46,712	47,410	47,061
500	46,759	46,660	47,358	47,457	46,700	47,427	47,060
480	46,906	46,707	47,305	47,505	46,786	47,445	47,109
460	47,153	46,753	47,453	47,752	46,913	47,662	47,281
440	47,400	47,200	48,000	47,900	47,280	47,930	47,618
420	47,752	47,553	48,851	48,751	47,633	48,781	48,220
400	48,902	48,404	49,900	49,800	48,603	49,830	49,240
380	49,750	48,555	49,950	49,950	49,033	49,950	49,531
360	49,900	49,104	50,199	50,298	49,423	50,268	49,865
340	49,850	48,756	50,348	50,049	49,194	50,138	49,722
320	49,203	48,310	49,901	49,504	48,667	49,623	49,201
300	48,856	47,864	49,254	48,561	48,261	48,769	48,594
280	47,814	47,320	48,516	47,818	47,518	48,027	47,835
260	46,874	46,777	47,576	47,175	46,816	47,295	47,086
240	46,134	46,334	46,738	46,435	46,254	46,526	46,403
220	45,494	45,892	46,000	45,400	45,733	45,580	45,683
200	44,658	44,956	44,672	44,270	44,837	44,390	44,631

Tabelul 5.11. Evoluțiile puterii la funcționarea motorului cu B20

n [rot/min]	P ₁ [kW]	P ₂ [kW]	P ₃ [kW]	P ₄ [kW]	P ₅ [kW]	P ₆ [kW]	\bar{P} [kW]
720	11,894	11,671	11,597	12,117	11,760	11,961	11,833
700	30,819	31,470	31,543	32,483	31,210	32,201	31,621
680	31,096	31,940	31,729	32,502	31,603	32,270	31,857
660	30,963	31,783	31,509	32,398	31,455	32,131	31,706
640	30,519	31,116	31,116	31,780	30,877	31,580	31,165
620	30,046	30,367	30,496	31,139	30,239	30,946	30,539
600	29,417	29,791	29,604	30,477	29,641	30,215	29,858
580	28,466	28,887	28,707	29,189	28,719	29,044	28,835
560	27,453	27,570	27,803	27,919	27,523	27,884	27,692
540	26,500	26,499	26,781	26,837	26,499	26,820	26,656
520	25,435	25,435	25,815	25,815	25,435	25,815	25,625
500	24,481	24,429	24,795	24,847	24,450	24,831	24,639
480	23,576	23,476	23,776	23,877	23,516	23,847	23,678
460	22,712	22,520	22,857	23,001	22,597	22,958	22,774
440	21,839	21,747	22,115	22,069	21,783	22,083	21,939
420	21,001	20,913	21,484	21,440	20,948	21,453	21,207
400	20,483	20,274	20,901	20,859	20,357	20,871	20,624
380	19,796	19,320	19,875	19,875	19,511	19,875	19,709
360	18,810	18,511	18,923	18,961	18,631	18,949	18,797
340	17,748	17,358	17,925	17,818	17,514	17,850	17,702
320	16,487	16,188	16,721	16,588	16,307	16,628	16,486
300	15,347	15,036	15,473	15,255	15,160	15,320	15,265
280	14,019	13,874	14,225	14,020	13,932	14,081	14,025
260	12,762	12,735	12,953	12,844	12,746	12,876	12,819
240	11,594	11,644	11,746	11,670	11,624	11,692	11,662
220	10,480	10,572	10,597	10,459	10,535	10,500	10,524
200	9,352	9,415	9,355	9,271	9,390	9,296	9,347

5.5. Cercetări experimentale cu motorul în sarcină. Ridicarea caracteristicii de turație 107

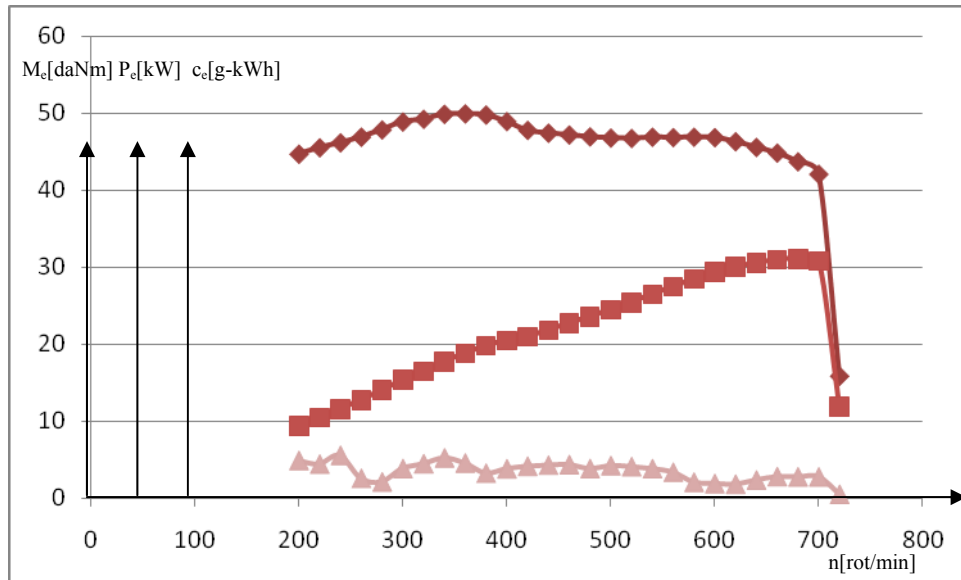


Fig. 5.5.a. Caracteristica externă a motorului în varianta 1

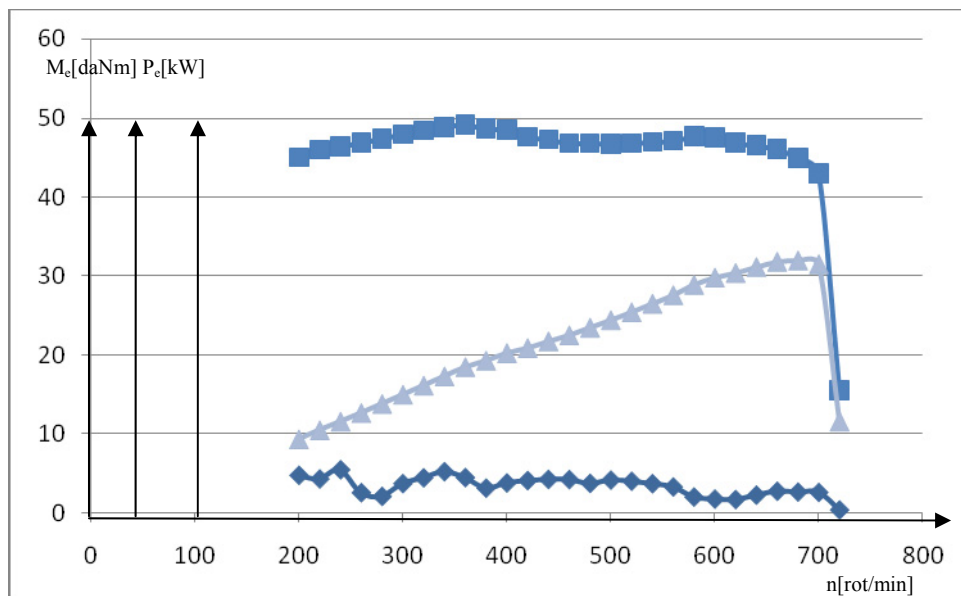


Fig. 5.5.b. Caracteristica externă a motorului în varianta 2

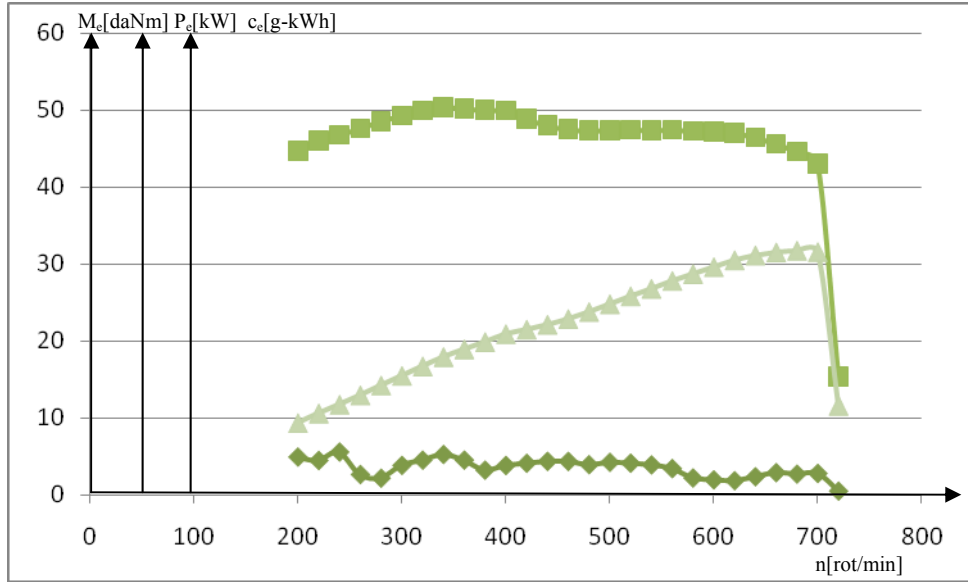


Fig. 5.5.c. Caracteristica externă a motorului în varianta 3

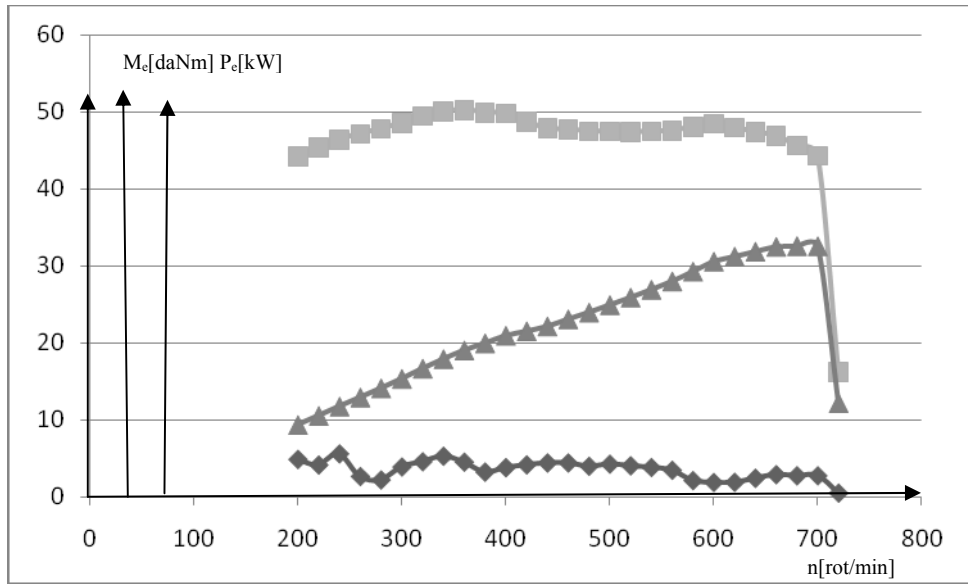


Fig. 5.5.d. Caracteristica externă a motorului în varianta 4

5.5. Cercetări experimentale cu motorul în sarcină. Ridicarea caracteristicii de turație 109

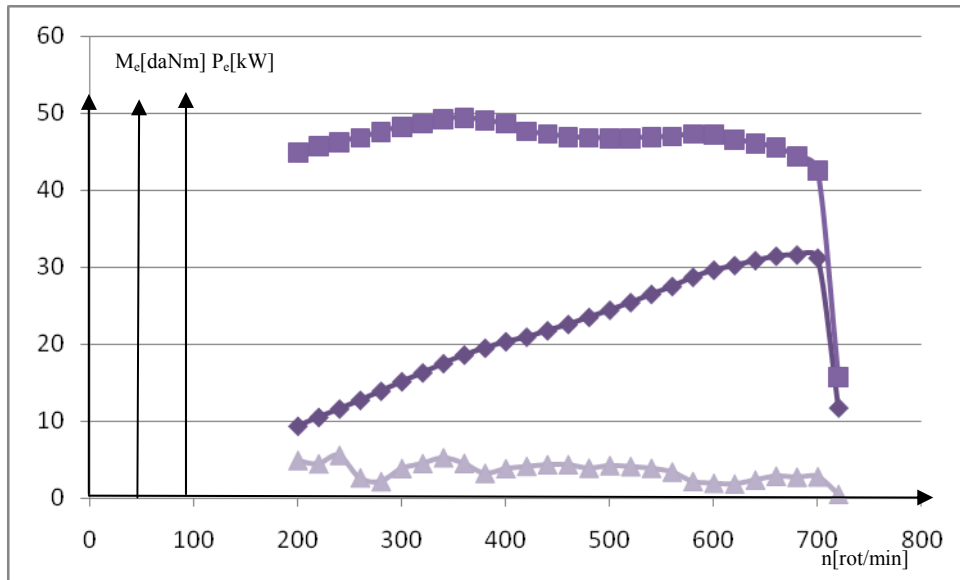


Fig. 5.5.e. Caracteristica externă a motorului în varianta 5

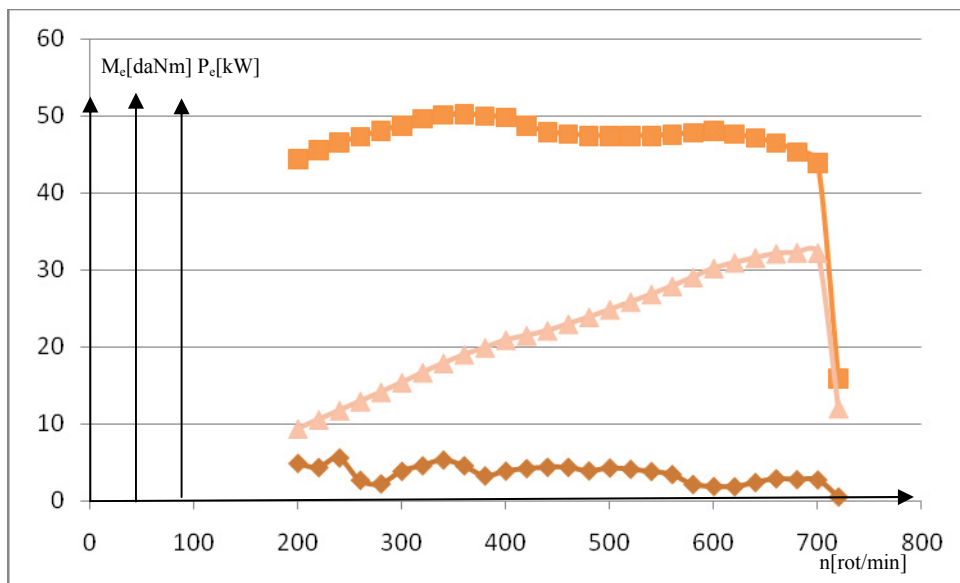


Fig. 5.5.f. Caracteristica externă a motorului în varianta 6

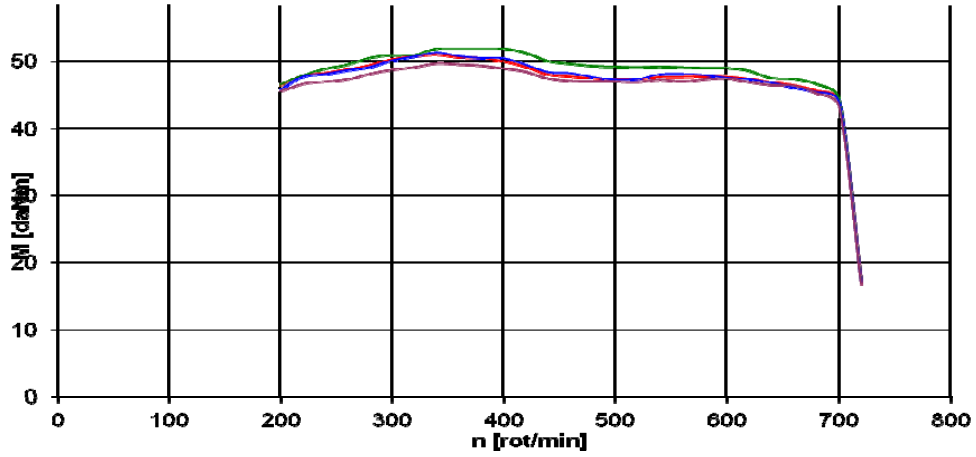


Fig. 5.5. Evoluția momentului funcție de turație

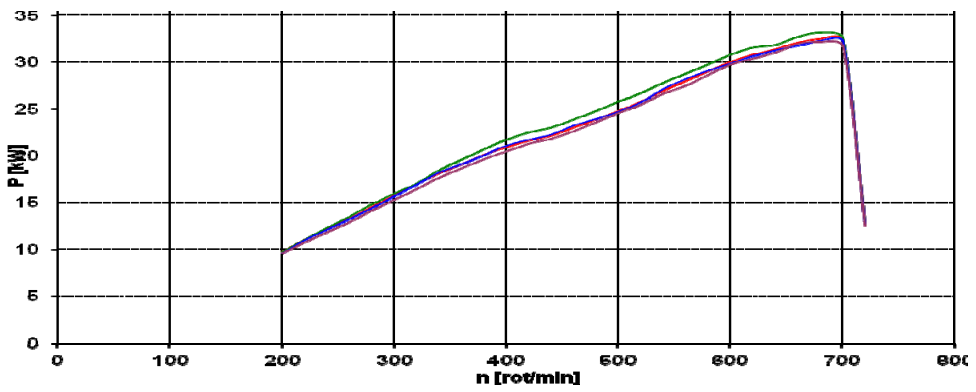


Fig. 5.6. Evoluția puterii funcție de de turație

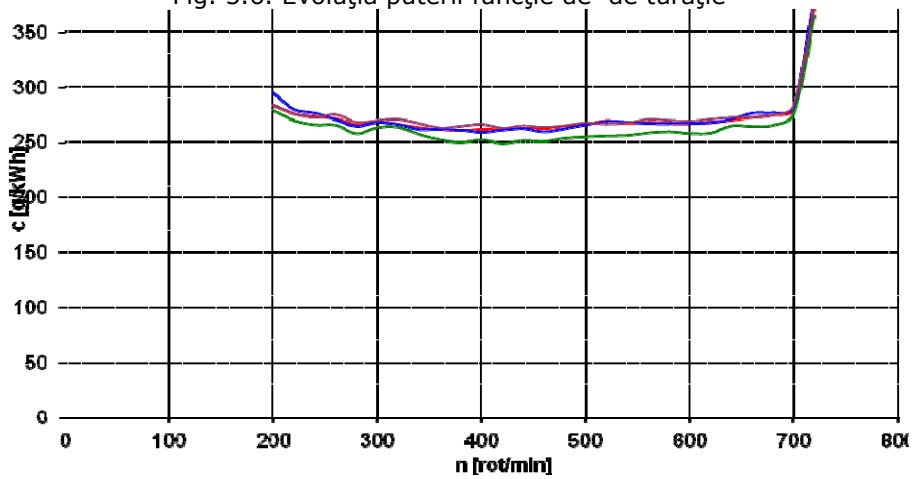


Fig.5.7.Evoluția consumului specific de combustibil funcție de turație

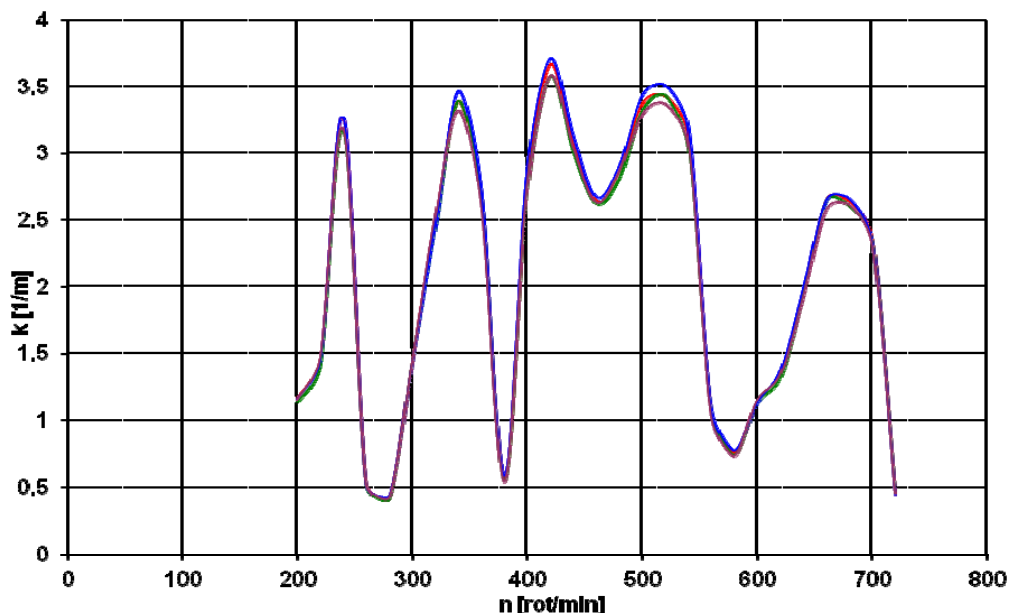


Fig. 5.8. Evoluția gradului de fum funcție de turație

- **Legenda:**

- verde - 6 orificii: $p=250$ bar; $t_{\text{biocombustibil}}=20^\circ$
- albastru - 6 orificii: $p=230$ bar; $t_{\text{biocombustibil}}=20^\circ$
- ciclam - 6 orificii: $p=280$ bar; $t_{\text{biocombustibil}}=20^\circ$
- rosu - 6 orificii: $p=250$ bar; $t_{\text{biocombustibil}}=15^\circ$
- roz - 6 orificii: $p=230$ bar; $t_{\text{biocombustibil}}=15^\circ$
- mov - 6 orificii: $p=280$ bar; $t_{\text{biocombustibil}}=15^\circ$

Se constată o creștere a puterii motorului și o scădere a indicelui de fum în varianta 6 orificii ceea ce indică un optim la utilizarea B20 peste preîncălzit.

- **Încercări de control final al performanțelor remanente.**

Acestea constau într-o ridicare unică de caracteristică, a cărei comparare cu rezultatele încercărilor de referință indică nivelul în care motorul de test a fost afectat, din punct de vedere funcțional, de secvența de încercare de duranță.

5.6. Sinteza rezultatelor încercărilor.

- **Încercările de duranță.**

În principiu, pe parcursul încercărilor de duranță motorul ar fi trebuit să funcționeze în secvențe de câte o oră. Apariția unor defecțiuni ale standului de încercare și înlocuirea pompei hidraulice din componența acesuia au necesitat reducerea posibilităților de încercare pentru pulverizatoare cu orificii multiple la varianta constructivă a pluerizatorului cu 6 orificii, întrucât în capitolul 3 s-a

112 Cercetări experimentale privind performanțele energetice - 5

dovedit a fi varianta optimă constructivă. Încercările au fost oprite după ce motorul s-a oprit spontan din funcționare într-un regim de încărcare mică și a fost repornit cu dificultate în vederea efectuării secvenței de spălare funcțională cu combustibil. În aceste condiții, deși motorul se află în mod evident într-o stare tehnică precară, s-a decis ridicarea unei caracteristici de control pentru evidențierea gradului de deteriorare a performanțelor.

Examinarea comparativă a rezultatelor episoadelor de funcționare „pe caracteristică” a motorului permite următoarele observații.

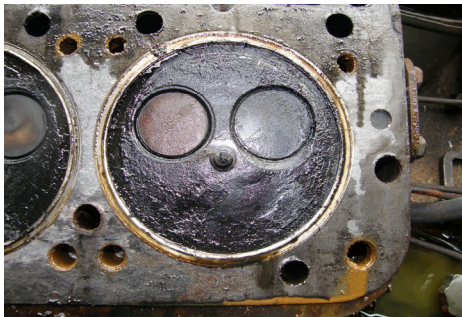
• Constatările stării tehnice ale camerei de ardere

Constatarea tehnică a fost făcută prin demontarea motorului și examinarea componentelor acestuia a evidențiat:

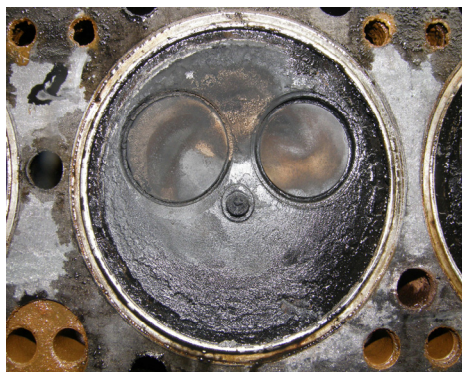
➤ Aspectele generale

Examinarea de ansamblu a chiulasei, a capetelor pistoanelor și a canalelor de evacuare a condus la următoarele constatări:

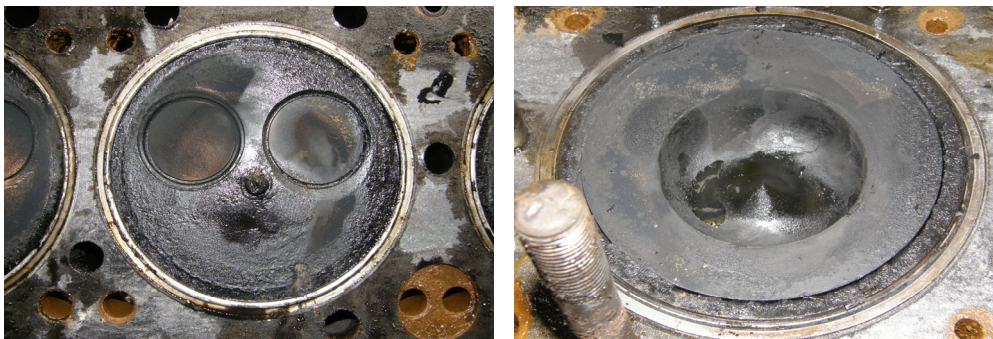
- Existența unor depuneri aderente și dure pe suprafețele chiulasei care închid cilindrii și pe capetele pistoanelor;



CILINDRU1



CILINDRUL 2



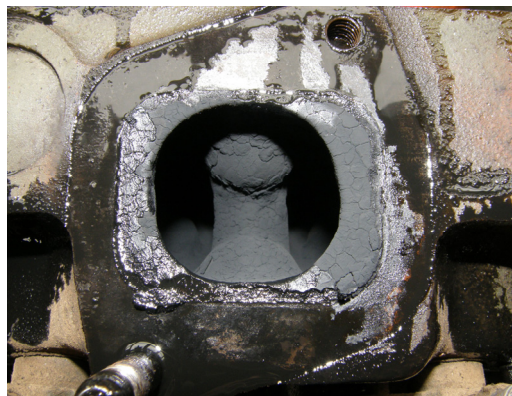
CILINDRUL 3

Este de remarcat și faptul că la nivelul cilindrului există o „stare de umiditate” descrescătoare de la cilindrul 1 către cilindrul 3. Acest aspect sugerează că cilindrul 1, poate chiar și cilindrul 2 sunt zonele de acumulare a uleiului ners pompat în evacuare și scurs în baia de ulei.

- Aspectul umed al canalului jumelat de evacuare ce corespunde cilindrilor 1 și 2.



EVACUARE CILINDRII 1 ȘI 2



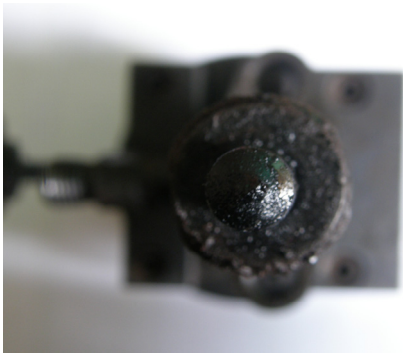
EVACUARE CILINDRUL 3

➤ **Aspectele privind starea injectoarelor**

Examinarea vizuală a injectoarelor după demontare a evidențiat depuneri consistente pe vârfurile pulverizatoarelor acestora.



PULVER . 1



PULVER.2

Aspectul depunerilor indică un proces anormal de formare de depozite solide, aspectul normal fiind acela al unui strat relativ uniform de funingine întărită. În plus, consistența și duritatea depunerilor este ridicată, curățarea duzelor realizându-se prin acționare insistentă cu perie de sârmă rotativă.

Verificarea injectoarelor pe stand a permis următoarele constatări:

INJECTOR / CILINDRU	PRESIUNEA DE DESCHIDERE	ASPECTUL JETURILOR
	[BAR]	
Injector cilindrul 1	230⁻	6 jeturi
Injector cilindrul 2	228⁺	6 jeturi, un jet deformat
Injector cilindrul 3	230⁺	6 jeturi normale

Cauza dispariției jeturilor la injectorul cilindrului 1 și a deformării unui jet la injectorul cilindrului 2 este, cel mai probabil, înfundarea cu depuneri a orificiilor de injecție din pulverizator. Această ipoteză este sprijinită de faptul că aspectele menționate, constatate înaintea îndepărtării depunerilor, s-au menținut neschimbate și după curățare.

- **Alte constatări:**

Aspectul general al pistoanelor și cilindrilor, după îndepărtarea mecanică a depunerilor, este bun. Segmentii prezintă aspect de uzură avansată, evidențiată printr-un rost de dilatare cel puțin dublu față de valoarea nominală „la rece”.

5.7. CONCLUZII:

➤ Constatările din timpul încercărilor descrise și cele oferite de ancheta tehnică sugerează că există o afectare a motorului cauzată de depunerile de gume acumulate în timpul funcționării cu ulei vegetal (fără tratament de degumare și filtrare). Este dificil să se tragă o concluzie în privința ritmului în care astfel de afectări produc efecte sensibile la nivel funcțional, deoarece încercările nu au fost precedate de o anchetă tehnică inițială, ipoteza de stare tehnică inițială bună a motorului bazându-se numai pe comportarea bună a acestuia la încercările de referință.

➤ Din analiza depozitelor carbonice apărute pe piesele studiate s-a constatat că 52% din masa totală a depunerilor a fost pe suprafața chiulasei în special în zona dintre supape și în jurul injectorului, 46% au fost depuneri pe suprafața pistonului, 1,1% pe injector, și 0,9% pe cilindru.

➤ Datorită viscozității și densității mai ridicate a biodieselului și implicit și a amestecurilor acestuia cu motorina, diametrul mediu al picăturilor precum și masa acestora sunt mai mari în cazul jetului de biodiesel fapt care influențează în mod favorabil formarea depozitelor carbonice. Hidrocarburile folosite drept combustibili au în compoziție atât fracții ușoare și fracții grele. Cele dintâi au o volatilitate mai mare, favorizând procesul de autoaprindere și faza arderii rapide a amestecului carburant. Frațiile grele dezvoltă viteze mai mari de deplasare în interiorul jetului de combustibil, ceea ce asigură o penetrație mai bună a acestuia, însă o parte dintre particule ajung pe pereții camerei de ardere, determinând o ardere difuzivă și totodată formarea depunerilor.

➤ Datorită unor fracții ușoare și prezenței sensibil mai mari a oxigenului este favorizată dispersia rapidă cu unghi mare și autoaprinderea accelerată a particulelor combustibile, formând frontul de flacără într-o zonă mai apropiată de orificiile pulverizatorului oxidând parțial fracțiile medii printr-o ardere difuzivă, fapt care conduce la formarea unor depozite considerabile în jurul pulverizatorului.

CAPITOLUL 6

CONCLUZII FINALE ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE

6.1. Concluzii finale:

1. Reduce emisiile de dioxid de carbon în atmosferă cu până la 8%, față de motorină;
2. Reduce emisiile de CO₂ cu până la 5,00 % față de motorină nepreîncălzită;
3. Reduce emisiile de hidrocarburi HC cu până la 28,00 % față de motorină nepreîncălzită;
4. Reduce emisiile de dioxid de sulf față de motorina clasică;
5. Reduce emisiile de particule emise în atmosferă cu până la 12,5%;
6. Nu este produs petrolier dar poate fi amestecat, în orice proporție, cu motorina.
7. Este mai puțin inflamabil, ceea ce îi conferă avantaje la stocare și transport (punctul de aprindere la biodiesel este la 150 grade Celsius, față de 70 grade Celsius în cazul motorinei);
8. Se obține din resurse regenerabile, din uleiuri vegetale;
9. Mirosul emanațiilor de la biodiesel este mai plăcut decât cel de la dieselul bazat pe petrol. Are un miros de popcorn sau gogoși, dacă este produs din ulei vegetal;
10. Este biodegradabil și se degradează de patru ori mai repede decât dieselul obișnuit. În cazul unei deversări, biodieselul este degradabil în maximum 28 de zile;
11. Datorită efectului de lubrifiere, superior dieselului, motoarele funcționează mai bine și rezistă mai mult, iar cu aditivii potriviți se pot mări performanțele motorului;
12. Prin folosire, reduce zgomotul de funcționare al motorului;
13. Poate fi depozitat în orice rezervor și nu implică schimbări în infrastructura de depozitare existentă;
14. Permite țării bazate pe agricultură sau cu potențial agricol mare să fie mai puțin dependente de petrol;
15. Produce mult mai puține noxe toxice decât motorina obișnuită;
16. Nu necesită schimbări în sistemul de distribuție (pompe, bazine, locații etc.);
17. Nu afectează în mod substanțial consumul de combustibil sau turația motorului;
18. Reduce semnificativ fumul rezultat la pornirea autovehiculului;
19. Poate fi folosit de orice autovehicul fără a fi modificat în vreun fel. B100 - biodiesel pur (100%), B20: biodiesel 20%-motorină 80%, B5: biodiesel 5%-motorină 95%;
20. Pe timp de vară, biodieselul poate fi utilizat fără nicio problemă. Adăugarea aditivilor îl face folosibil până la -17, -20 grade Celsius;
21. Nu sunt necesare modificări ale autovehiculelor dar sunt necesare preîncălzirea sa și înlocuirea garniturilor de cauciuc cu cele din cauciuc silconic, pentru a folosi drept combustibil biodiesel-ul;
22. Performanțele energetice ale motorului sunt mai mici (cu 10...11%) comparabile cu ale motorinei clasice:
 - motoarele trebuie să funcționeze la capacitate maximă cât mai mult posibil, evitarea perioadelor de inactivitate pe perioade lungi;

- intervale de schimbare a uleiului cât mai scurte;
- depozitarea adecvată a combustibilului.

6.2. Probleme ce apar în cazul operării cu biodiesel

Din analiza rezultatelor experimentale și a demontării motorului se constată în cazul folosirii biodieselului pot să apară:

- înfundarea pompelor de injecție și a pulverizatorului;
- valve lipicioase datorită depunerilor;
- filtre îmbâcsite;
- depuneri de reziduuri.

Dezvoltarea motoarelor Diesel cu injecție directă și formarea amestecului în volum este strâns legată pe de o parte de mișcările aerului din camera de ardere și pe cealaltă parte de performanțele sistemului de injecție; ambele sisteme sunt interdependente, deci trebuie studiate simultan.

La motoarele Diesel cu cameră unitară, impactul jet-perete este aproape inevitabil, datorită faptului că, picăturile mai mari rezultate din pulverizarea jetului, având o inerție mai mare, ajung în contact cu pereții camerei de ardere, aspect care generează în permanență depuneri de combustibil pe perețele camerei și ca urmare, o formare peliculară a amestecului.

Mișcările aerului în camera de ardere au un rol extrem de important la frânarea jetului și direcționarea lui pentru a nu ajunge în contact cu pereții camerei de ardere, precum și la promovarea proceselor de vaporizare, amestecare și ardere a picăturilor de combustibil injectat prin spălarea continuă a suprafețelor acestora, alimentarea cu aer proaspăt și îndepărtarea produselor arderii. De aceea este necesar ca intensitatea mișcărilor aerului să fie controlată, deoarece o creștere necontrolată ar putea duce la o turbulență de mare intensitate, aceasta fiind dăunătoare pentru procesul de propagare a flăcării în timpul arderii.

Studiul experimental al jeturilor de combustibil se realizează în instalații experimentale numite bombe, studiile pe motor fiind imposibil de realizat. Imaginea jeturilor din bombă diferă de cea din motor datorită vaporizării și arderii, ca urmare nu a fost posibilă stabilirea unor corelații general valabile între configurația jetului în bombă și în motor.

Se evidențiază rolul hotărâtor al fineții și omogenității pulverizării la desfășurarea procesului de pulverizare, precum și importanța deosebită a penetrației și unghiului de dispersie a jetului pentru amestecare.

Penetrația jetului crește proporțional cu diametrul pulverizatorului, cu viteza jetului prin orificiul pulverizatorului, cu densitatea combustibilului și cu timpul și scade la mărirea tensiunii superficiale a combustibilului și a densității aerului. Compoziția chimică a combustibilului (în special conținutul de oxigen și cifra de iod, precum și legăturile duble ce pot fi formate) influențează – fie în sens pozitiv fie în sens negativ – comportamentul biodieselului, ca și combustibil în ce privește autoaprinderea la finele cursei de comprimare, prin valoarea cifrei cetanice, iar aceasta influențează, prin intermediul duratei de întârziere la autoaprindere, variația presiunii, temperaturii și acaldurii degajate, pe parcursul procesului de ardere în MAC.

Utilizarea biodieselului în vederea alimentării motoarelor cu aprindere prin comprimare influențează de asemenea semnificativ procesul de apariție și formare a depunerilor de tip carbonic – măbind cantitatea acestora și influențând în cele din urmă funcționarea optimă a motorului.

Performanțele energetice ale unui motor Diesel cu injecție directă se pot îmbunătăți. Gradul de poluare se poate limita prin modificări posibile ale unui sistem de injecție existent. Cercetările anterioare arată că, mărirea numărului de orificii ale pulverizatorului concomitent cu reducerea corespunzătoare a diametrului acestora, cu condiția păstrării constante a suprafeței totale de pulverizare, determină o creștere a fineții de pulverizare și o utilizare mai bună a volumului camerei de ardere; prin aceasta se compensează într-o oarecare măsură, intensitatea mică a mișcărilor turbulente ale aerului din cilindru în momentul injecției.

Depunerile carbonice apar datorită ineficienței arderii fracțiilor grele din combustibil, care sunt caracterizate prin densitate mai mare, volatilitate scăzută și tensiune superficială ridicată și care nu participă în totalitate sau chiar deloc la procesul de oxidare pe durată scurtă a arderii în MAC.

Prin folosirea biodieselului în funcționarea motorului cu aprindere prin comprimare se îmbunătățește totuși într-o oarecare măsură procesul de lubrifiere a pieselor componente, în special a pompei de injecție, care este un subsansamblu de înaltă precizie.

6.3. Contribuții personale:

Contribuțiile aduse la limitarea poluării în cazul folosirii combustibililor neconvenționali precum și îmbunătățirea calităților injecției:

1. Lucrarea sistematizează informațiile recente din domeniul din literatura de specialitate privind pulverizarea biodieselului din pește B20, cercetări experimentale asupra motorului alimentat cu B20 atât la mersul în gol forțat cât și în sarcină pentru evidențierea performanțelor energetice și a scăderii poluării;
2. Efectuarea unui studiu teoretic și practic privind stabilitatea la oxidare a B 20 din pește, studiu reieșit din necesitatea păstrării B20 din pește, acesta manifestând o tendință pregnantă spre oxidare;
3. Găsirea unei soluții de stabilizare a procesului de oxidare cu ajutorul pielețelor din roșii;
4. Analiza și sistematizarea cercetărilor privind influența modificărilor parametrilor constructivi și funcționali ai injectoarelor multijet;
5. Prin mărirea concomitentă a numărului orificiilor de injecție ale pulverizatorului, micșorând diametrele cu păstrarea suprafeței totale de injecție constatată și a presiunii de injecție se poate obține o îmbunătățire a fineții de pulverizare a jetului;
6. Simularea procesului de ardere cu ajutorul programului Diesel RK permite obținerea distribuției combustibilului în camera de ardere, a vitezei de injecției și a procesului de combustie. Valorile obținute în cazul celor trei combustibili analizați ne oferă rezultate comparabile cu motorina ceea ce permite folosirea acestor combustibili în motoarele diesel. Valori mai scăzute sunt în cazul injecției combustibililor biodiesel datorită viscozității și densității mai ridicate decât în cazul motorinei;
7. Realizarea unui stand experimental pentru captarea amprentelor jetului, fotografierea sa, interpretarea fineții pulverizării cu ajutorul microscopului E – Microscpe, cu capacitate de mărire de 100 ori;
8. S-au experimentat efectele combinate ale modificării unor parametri constructivi și funcționali ai injectoarelor (numărul și diametrul orificiilor de pulverizare, presiunea de injecție) asupra performanțelor energetice și limitării gradului de fum al unui motor Diesel de mare putere, în cazul utilizării biocombustibililor;

9. Stabilirea influenței presiunii ridicate de injecție asupra distribuției diametrelor de biodiesel;
10. S-a stabilit prin încercări experimentale că varianta constructivă a pulverizatorului cu 6 orificii la $p = 250$ bar dă rezultate de pulverizare superioare celei clasice iar emisiile de CO sunt mai mici față de motorină;
11. S-a stabilit ca emisiile de HC, la utilizarea variantei constructive cu 6 orificii a diuzei injectorului, scad în comparație cu variant standard, cu 4 orificii;
12. De asemenea în încercările la cald s-a reconfirmat utilizarea variantei constructive cu 6 orificii a pulverizatorului la $p = 250$ bar prin emisii de HC scăzute față de variant clasică;
13. Cercetările experimentale din prezenta lucrare deschid noi direcții de cercetare în domeniul modificării parametrilor injecției în cazul folosirii biocombustibilului B20 de palmier și pește;
14. Încercările la cald cu motorul în sarcină au confirmat că varianta constructivă cu 6 orificii a pulverizatorului este superioară variantei standard cu 4 orificii, la presiunea de injecție de 250 bar, la o temperatură de preîncălzire a biocombustibilului de 20°C atât în ceea ce privește performanțele energetice cât și de reducere a gradului de fum;
15. S-a obținut creșterea puterii motorului cu 11,5%, față de varianta standard, pentru varianta cu 6 orificii de pulverizare reglate la presiunea mărită de 250 bar, precum și scăderea de 2,17% a gradului de fum, iar consumul specific efectiv de combustibil are o creștere medie de 1,85%;
16. S-a evidențiat (prin demontarea cilindrilor) influența utilizării biocombustibilului B20 din ulei de pește asupra calității suprafețelor din camera de ardere. Din analiza depozitelor carbonice apărute pe piesele studiate s-a constatat că 52% din masa totală a depunerilor a fost pe suprafața chiulasei în special în zona dintre supape și în jurul injectorului, 46% au fost depuneri pe suprafața pistonului, 1,1% pe injector și 0,9% pe cilindru;
17. S-a stabilit prin experimentări la mersul în sarcină că este necesară analiza teoretică-experimentală a sistemului de injecție-pulverizare a combustibilului care determină esențial arderea biocombustibilului.

BIBLIOGRAFIE

1. Agarwal, D., Avinash K., Performance and emissions characteristics of Jatrophaoil (preheated and blends) in a direct injection compression ignition engine, *Applied Thermal Engineering*, 27, 2314–2323., 2007
2. Agarwal, D., Lokesh,K., and Agarwal, K. 2008. Performance evaluation of a vegetable oil fuelled compression ignition engine. *Renewable Energy*, 33: 1147-1156.
3. Ahouissoussi N., Wetzstein M., Comparative cost analysis of biodiesel, compressed natural gas, methanol, and diesel for transit bus systems. *Resour Energy Econ* 1999; 17(1):1.
4. Ambros T. ș. a. Surse regenerabile de energie. Chișinău, Editura Tehnica Info, 1999.
5. Anghelache I.,Noi combustibili pentru automobile. București, 1993.
6. Avinash Kumar Agarwal, Biofuels (alcohols and biodiesel) applications as fuels for internal combustion engines, *Progress in energy and combustion science* 33 ,2007,p. 233 – 271.
7. Barănescu, R., Engine Warranty Policy, in *Commercialization of B100: Establishment of Engine Warranties*, National Center for Advanced Transportation, University of Idaho, Moscow, Idaho 83844-1026. 1994, p.125-180.
8. Beșleagă, Ig., Rezultatele încercării la stand a unui motor diesel alimentat cu ulei de rapiță. In: *Realizări și perspective în horticultură, viticultură, vinificație și silvicultură. Materialele Simpozionului științific internațional*, Chișinău, 2007, p. 480-484.
9. Bica, M., Filipaș T., *Mediul ambiant si exergia*, Editura Academiei, București, 2005.
10. Bobescu, G., ș.a. Motoare pentru automobile și tractoare: Manual pentru instituțiile de învățământ superior. Chișinău, Editura „Tehnica”, 1997. 238p. ISBN 9975-910-17-3.
11. Borha, M.V., Segal B., *Alcoolul etilic carburant*. București, 1988. 240 p.
12. Buculei, M.,E., **Picioarea,D.**, Nagi,M., Iorga D., “ The comparative analysis of palm and fish biofuels properties” *Revista Termotehnica* , Anul XV, nr. 1S/2011, ISSN 2247-1871 site: <http://www.revistatermotehnica.agir.ro/>, indexata in BDI: INDEX COPERNICUS INTERNATIONAL, pp 19, 2011.
13. Buculei, M.,E., **Picioarea, D.**, Biodiesel standard characteristics that affect the engine functioning, Conferinta ICOME 2010, Craiova,2010.
14. Buculei, M.,E., Craciunoiu, N., Dumitru, N., Marghitu, D., B., **Picioarea, D.**, Velocity field for epicyclic gear trains, International Congress SMAT 2008, 2008
15. Burnete, N., Barabas, I, Todoruț, A.,Varga B, Uleiurile vegetale-combustibilii viitorului ? în vol: *Știința din inginerie - A patra Conferinta Nationala cu participare internationala “Profesorul Dorin Pavel”*, Sebeș, 2004.
16. Burnete, N., Cordos N.,.Filip, N., Coman, G., Codlea, C., Research concerning the Diesel engine using vegetal oil as fuel, In vol.: *FISITA, World Automotive Congress, Barcelona, Spain, 23-27 may, 2004*, Paper Reference Number: F2004V047.

17. Burnete, N., ,Naghiu A.,Varga B., Biocombustibilul o necesitatea a Romaniei ca stat membru UE, CENTI, 2011
18. Burnete, N., Evaluation of the performance and fuel consumption parameters of theD-118 engine that uses as fuel used oil from food industry, In vol.: CONAT 2004 - The 10th International Congress, Brasov, Romania, 20-22 october, 2004, 4 pag., 5 fig, 7 ref. biblio.,Paper Code: 20042104.
19. Cursaru D., L.,Procedeul separării de glicerină a biodieselului sintetizat din triglyceride în prezența bioetanolului, OSIM A00852-31.08.2011
20. Chang, D., J. Gerpen: Determination of particulate and unburned hydrocarbon
21. Connemann, J., Modern Production of Diesel Fuels based on Vegetable Oils. D-26789 Leer (Ostfriesland), Germany, 1997.
22. Crookes, RJ, Kiannejad F, Nazha MAA. Systematic assessment of combustion characteristics of biofuels and emulsions with water for use as diesel engine fuels. Energy Convers Manag, 1997.
23. Di Cruza., et al. Oil Chemists Society, 530p, 2007.
24. Dumitru, M.G., Grecu, R., Tutunea, D., Popescu, A., Bică M., „Modificări fizico-chimice la biodiesel pe perioada depozitării”, Revista de Chimie, București,nr. 61, p. 882-885, 2010
25. Dumitru, M.G. , Stanciu. T., Nagi M. , Buculei,M., **Picioarea , D.**, “Use of skin and seed extract from the Lycopersicum Esculentum for increasing biodiesel oxidation stability-First Part”, Revista de Chimie, nr. 64/2013,indexata ISI conform CNCISIS, 2013
26. Dumitru, M.G. , Stanciu. T., Nagi M. , Buculei,M., **Picioarea , D.**, “Use of skin and seed extract from the Lycopersicum Esculentum for increasing biodiesel oxidation stability”, Bulgarian Journal of Agricultural Sciencenr. Nr.6-2013, Indexată ISI conform Thomson Reuters
27. Emissions from Diesel Engines fueled with Biodiesel, SAE Tech. Pap. Ser. 1998, No982527.
28. Gabroski, M., S, R., McCormick, T., L., Alleman, A., M., Effect of Biodiesel Composition on Nox and PM Emissions from a DDC Series 60 Engine, Final Report, National Renewable Energy Laboratory,1999.
29. Gog,A., Roman,M,Toșa M., Csaba, P., Irimie, F.D.,Biodiesel Production Using Enzymatic Transesterification - Current State And Perspectives, Renewable Energy, 2012, 39(1), p.10-16.
30. Grunwald, B., Apostolescu, N., Cercetari privind formarea amestecului de ardere în camera unitară pentru motorul Diesel rapid. Bul. I.P.G.Gheorghiu-Dej, nr.4, Bucuresti 1981
31. Grunwald, B., Despre conceptul de macromixtura la motoarele Diesel cu camera unitara cu mișcare de rotație a fluidului motor, Nr.8, 1987.
32. Grunwald, B.,Teoria, calculul si construcția motoarelor pentru autovehicule rutiere. Editura didactica si pedagogica, Bucuresti 1980.
33. Hass, M.,J, Improving the economics of biodiesel production through the use of low value lipids as feed stocks: Vegetable oil soap stock, Fuel Processing Technology 86, 2005.
34. Hiticas,I. Iorga,D. Mihon, L. Uricanu, N., **Picioarea,D.**, “The influence of the intake manifold system concerning the performances of the internal combustion engine”, Jurnalul Fiabiliy & Durability, Targu Jiu
35. Hiroyasu H., Kadota T – Models of Combustion and Formation of Nitric Oxide and Soat in Direct Injection Diesel Engines, SAE Paper 760129, 1976.

36. Hubca, Gh. și a. Biocombustibili: biodisel - bioetanol, sun diesel. București, ed. Matrix Rom, 503p. ISBN 978-973-755-381-2., 2008
37. Iorga, D., Motoare cu ardere internă, vol I, , Centrul de multiplicare al Institutului Politehnic Traian Vuia Timisoara, 1988
38. Iorga, D., Alimentarea și reglarea motoarelor cu ardere internă,, vol II, , Centrul de multiplicare al Institutului Politehnic Traian Vuia Timisoara, 1988
39. Iorga V., Jora B., și alții – Programare numerică, Editura Tora, București, 1996.
40. Iorga D. – Alimentarea și reglarea motoarelor cu ardere internă, vol. II, I.P.T.V.T. Facultatea de Mecanică, Timișoara, 1986.
41. Iorga D. – Motoare cu ardere internă, vol I, I.P.T.V.T. Facultatea de Mecanică, Timișoara, 1989.
42. Iorga D. - Dispositif de declanchement electromagnetique pour la levée de la loi d'injection, Buletinul științific și tehnic al U.T.T., 37 (51) Fascicola 1-2, 1992.
43. Iorga D., Jădăneanț M. – La levée de la loi d'injection a l'aide d'un dispositif a declanchement électronique, Buletinul științific și tehnic al U.T.T., 38 (52) Fascicola 1-2, 1993.
44. Iorga D., Iorga Dan – Cercetări experimentale privind modificarea legii de injecție la pompele cu piston-sertar, în funcție de sarcina și turația motorului, E.F.F.A., vol II, București, 1995.
45. Iorga D., Pădure G., Iorga Dan - Considerații privind legea de injecție ridicată cuun dispozitiv de captare cu declanșare electro-magnetică, a-IV-a Conferință națională de termodinamică, vol. III, Timișoara, iunie 1994.
46. Iorga D., Iorga Dan – Stabilirea unor parametri ai injecției prin ridicarea experimentală a legii de injecție cu un dispozitiv de declanșare electromagnetice, a VIII-a Conferință internațională, CONAT-96, Brașov, România, noiembrie, 1996.
47. Iorga D., Negrea V.D., Mekki C. – Cercetări experimentale privind distribuția combustibilului pulverizat la un injector destinat distribuției combustibilului în volum, INGMEC, Craiova, 1998.
48. Iorga D., Negrea V.D., Mekki C. – Posibilități de adaptare a sistemului de injecție la motoarele Diesel rapide cu injecție directă și distribuție a combustibilului în volum, INGMEC, Craiova, 1998.
49. Iorga D., Negrea V.D., Mekki C. – Stand pentru determinarea parametrilor pulverizării. Cerere de brevetare a propunerii de invenție C/23, Ianuarie 1999.
50. Iorga D., Negrea V.D., Pădure G. – Injectarea combustibilului la diferite unghiuri în volumul camerei de ardere, a-IX-a Conferință Națională de Termotehnică, 27-30.05.1999, Craiova.
51. Iorga D., Negrea V.D., Pădure G. – Correlation between the Fuel Jet Distribution and Diesel Engine Pollution, JUMV, 1999, Constanța.
52. Iorga D., Negrea V.D., Pădure G. – Îmbunătățirea amestecării unui jet grosolan în vederea arderii sale în motorul Diesel cu injecție directă, A XXVIIIa Sesiune de comunicări științifice, Academia Tehnică Militară București, 21 22 octombrie 1999.
53. Iorga D., Pădure G. Modelarea arderii cu ajutorul procesului de injecție, A XXVIIIa Sesiune de comunicări științifice , Academia Tehnică Militară București, 21 22 octombrie 1999.

54. Iorga D., Negrea V.D., Pădure G. Încercări privind îmbunătățirea funcționării motorului Diesel prin mărirea numărului orificiilor pulverizatorului, A IX a Conferință națională de Termotehnică, Craiova, 27 30.05.1999.
55. Iorga D., Negrea V.D., Pădure G. Cercetări privind limitarea presiunii maxime de injecție la un motor Diesel cu injecție directă, A IX a Conferință națională de Termotehnică, Craiova, 27 30.05.1999.
56. Iorga D., Negrea V.D., Pădure G. Injectoare cu ac de pulverizare rotitor pentru motoarele Diesel, A IX a Conferință națională de Termotehnică, Craiova, 27 30.05.1999.
57. Iorga D., Mekki C. – Verificarea mișcărilor aerului din cilindrul unui motor Diesel cu injecție directă și camera de ardere unitară cupă în piston prin modificarea unghiului de pulverizare al jeturilor de combustibil, A XI a Conferință națională de Termotehnică, Galați, 2001.
58. Iorga D., Mekki C. – Fenomene de vaporizare nestaționare și traiectoriile picăturilor de combustibil injectate într-un vârtej de aer, A XXIX a Sesiune de comunicări științifice cu participare internațională, Tehnologii moderne în secolul XXI, București, 15 16 XI 2001
59. Iorga D., Mekki C., Ostoia D. – Asupra posibilității de încălzire a motorinei cu apă din sistemul de răcire pentru îmbunătățirea performanțelor unui motor Diesel cu injecție directă, Cluj, 2000.
60. Iorga D., Mekki C., Ostoia D. – Dezvoltarea performanțelor motorului Diesel, prin utilizarea unor pulverizatoare cu ac rotitor, Al IV lea Simpozion Internațional – Cercetarea Multidisciplinară Regională, Reșița, 16-18 noiembrie 2000.
61. Iorga D., Mekki C., Ostoia D. – Dezvoltarea performanțelor motorului Diesel, prin modificarea combinată a temperaturii combustibilului și a presiunii de injecție, Al IV lea Simpozion Internațional – Cercetarea Multidisciplinară Regională, Reșița, 16-18 noiembrie 2000.
62. Iorga D., Mekki C., Ostoia D. – Dezvoltarea performanțelor motorului Diesel, prin injecție de motorină preîncălzită, Al IV lea Simpozion Internațional – Cercetarea Multidisciplinară Regională, Reșița, 16-18 noiembrie 2000.
63. Iorga D., Mekki C., Ostoia D. – Evaluarea experimentală a unui model matematic pentru calculul mișcărilor aerului în cilindrul unui motor Diesel cu cameră cupă în piston, cu ajutorul unui monocilindru transparent, A XXIX a Sesiune de comunicări științifice cu participare internațională, Tehnologii moderne în secolul XXI, București, 15 16 XI 2001
64. Iorga D., Mekki C., Ostoia D. – Dezvoltarea performanțelor motorului Diesel, prin modificarea pompei de injecție, Al IV lea Simpozion Internațional – Cercetarea Multidisciplinară Regională, Reșița, 16-18 noiembrie 2000.
65. Iorga D., Vrabie I., Pădure G. – Cercetări privind construcția optimă a pulverizatorului injectorului unui motor Diesel de mare putere, vizând îmbunătățirea pulverizării combustibilului, A-XV-a Conferință Națională de Termotehnică, 27-30.05.2005, Craiova.
66. Iorga D., Vrabie I., Ostoia D. – Improving possibilities of the spraying qualities of the injection system of a high power diesel engine with unitary combustion chamber, The Conference International Stability pact for South Eastern Europe Sustainability for humanity environment in the extended connection, field science-economy-policy , 24-25 februarie 2005, Timișoara, pg. 409-412.
67. Iorga D., Vrabie I., Pădure G. – "Cercetări experimentale privind influența combinată a modificării presiunii de injecție și a numărului orificiilor

- pulverizatorului asupra caracteristicilor pulverizării”, Zilele Academice Timișene, Ediția a IX-a, Simpozion Omul și Mediul, 26-27 mai 2005, Timișoara.
68. Kannan, K., Udayakumar, M., Experimental study of the effect of fuel injection pressure on diesel engine performance and emission, ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences, Vol. 5, NO. 5, pp. 42-45, 2010.
 69. Knothe, G., H., Vegetable oil-based diesel fuels: Overview and current trends. Journal of Air and Waste Management Association. p. 20-23, 2010.
 70. Lee, C., S., Park S. W., Kwon, S., I., An Experimental Study on the Atomization and Combustion Characteristics of Biodiesel-Blended Fuels, Energy & Fuels, S. 2201 – 2208, 2005
 71. Manea, Gh.,Georgescu, M. Metanolul combustibil neconvențional, București, Editura Tehnică, p. 256, 1992..
 72. Marincaș, D. ș. a., Combustibili, lubrifianți și materiale speciale pentru automobile. București, 340 p,1983..
 73. Masjuki, H., Abdulmuin, M.Z., Sii, H.S., Indirect injection diesel engine operation on palm oil methyl esters and its emulsions. Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers, Part D;211:291–9, 1997
 74. Maurer, K., Buzogany, A., Tractoare echipate cu motoare care folosesc carburant de origine vegetală. Univ. Hohenheim, Stuttgart,. 375 p., 1999.
 75. Mhia, Zaglul Shahadat, Emdadul Hoque, MAKING BIODIESEL AND PERFORMANCE TEST OF A DIESEL ENGINE USING DIESEL -BIODIESEL BLENDS AS A FUEL WITH ,INLET AIR PREHEATING ATTACHMENT, International Conference on Mechanical Engineering 2007 (ICME2007) December, Dhaka, Bangladesh, 2007
 76. Mhia, Zaglul Shahadat, Nurun Nabi and Md. Shamim Akhter, DIESEL NOX REDUCTION BY PREHEATING INLET AIR, International Conference on Mechanical Engineering 2005 (ICME2005) 28- 30 December 2005, Dhaka, Bangladesh,2005.
 77. Mekki, C.. Contribuții la cercetarea influenței organizării mișcărilor aerului asupra repartiției combustibilului în camerele de ardere unitare ale motoarelor cu aprindere prin comprimare rapide , Teză de doctorat , Universitatea Politehnica Timișoara , Facultatea de Mecanică, Timișoara 2000
 78. Micu, V. Argumente pentru cultivarea rapiței de toamnă în Moldova. În: Seceta și metode de minimalizare a consecințelor nefaste. Chișinău, p. 24-28., 2007
 79. Moisescu, V. și a. Biocarburanții în România. București, ed. S.C. Chiminform Data S.A., 2004. 219p. ISBN 973-87023-2-1, 2004
 80. Moraru, Ș., A., Puntea, D. Rapița de toamnă. Tehnologia de cultivare. Chișinău, p. 20 2001.
 81. Morgan, R.,Wray, J., Kennaird, D.A., Crua C., Heikal M.R., The Influence of Injector Parameters on the Formation andBreak-Up of a Diesel Spray [SAE 2001-01-0529
 82. Nabi, M. N., Akhter A.S., Improvement of engine emissions with conventional diesel fuel and diesel-biodiesel blends, Bio-resource Technology 97 372–378, 2006.
 83. Nagi, M., Buculei, M. E., **Picioarea D.**, Influenta unui camp de temperaturi aleatoriu asupra vibratiilor elementelor cinematice ale mecanismelor plane, Conferinta Nationala de termotehnica Resița 2003.
 84. Nagi, M., Ilies P., Sucilă, M., Enea, M., Buculei M. E.,The effect of the separation zone on the compressed air dryer,2008

85. Nagi, M., Negoitescu, A., Calculation and construction of thermic installations, E.Murgu 1998.
86. Nagi, M., Negoitescu A., Variation of pressure and speed of fluids flow inside the channels. The annuaries of E.Murgu University from Resita, year 1, No.1, 120-134 p, 1997,
87. Neagoe, D., Simniceanu, L., Buculei, M.E., Dinamica sistemului mechanic, conducator auto, autovehicul, cale de rulare, Conferinta nationala de termotehnica cu participare internationala, Facultatea de Mecanica , Craiova, 2006.
88. Neagoe, D., Constantinescu A, Trotea M., Dumitru I., Buculei M.,E.,Optimization solutions for the transport of persons in Dolj County, ICOME 2010 Craiova,, 2010.
89. Nistor, I.D., Modelarea si optimizarea procesului de obtinere a biodieselului cu capacitate de 500l/sarja, 2010
90. Nwafor, O.M.I., Emission characteristics of diesel engine running on vegetable oil with elevated fuel inlet temperature, Biomass and Bioenergy 27 (5) 507–511, 2004.
91. Nwafor, O.,M.,I., Rice G. Performance of rapeseed oil blends in diesel engines. Journal of Applied Energy, 1996.
92. **Picioarea, D.**, Buculei, M., , Hiticaş I., Nicolescu ,M., "Studies of Fish Oil Biodiesel in Diesel Engines", Proceedings of International Conference MVT 2012 , Timisoara, 2012
93. **Picioarea,D.**, Buculei, M., Nagi, M., Iorga, D., Otat,V. "Studies on multiple nozzle injectors in biodiesel injection", ICOME 2013 Procceedings, Craiova, 2013, ISBN 978-606-14-0692-0
94. Popa, Gh., Buculei M., E., Ungureanu A., Sutru N., Determination of drive performance for tractors equipped with supplementary hydrostatic transmissions, ICOME 2010 Craiova, 2010
95. Popa, V. Cercetări în legătură cu folosirea metanolului drept combustibil pentru motorul cu aprindere prin comprimare. Teză de doctorat. Institutul Politehnic Bucureşti. 1982.
96. Popescu Ana Maria, Bioetanol de generația a 2a , Teya de doctorat, Universitatea Politehnica Bucuresti, 2011
97. Prasad, C., M., V, Krishna, M., Reddy C., P, Mohan K., R., Performance evaluation of non-edible vegetable oils as substitute fuels in low heat rejection diesel engines. Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers, Part D 2000;214:181–8,2000.
98. Raghul, R. , Ramadoss G., Optimization of injection timing and injection pressure of a DI diesel engine fueled with preheated rice bran oil, International journal of energy and environment, Volume 2, Issue 4, pp.661-670, 2011.
99. Revista "Univers Ingineresc nr 1/2010"
100. Ryan, T.,W., Callaham, T.,J., Dodge, L.,G., Characterization of vegetable oils for use as fuels in DieselEngines. ASAE, 49085, 1982.
101. S K0070-1992 Test method for Acid value, Saponification number, Ester number, Iodine number, Hydroxyl value of Chemical products and Unsaponifiable matter,1992.
102. Schumacher, L., G., C., L., Peterson, J., V. Gerpen, Engine Oil Analysis of Diesel Engines Fueled with Biodiesel Blends, ASAE, Annual International Meeting, Sacramento, Paper No. 01-6053, 2001.

- 103.** Schumacher, L., G., William, G., Hires, Steven C., Fueling Diesel Engine with Methyl- Ester of Soybean Oil. Department of Agricultural Engineering, University of Missouri Columbia, MO. 1994.
- 104.** Senthil, K. M, Ramesh. A, Nagalingam. B, An experimental comparison of methods to use methanol and jatropa oil in a compression ignition engine, Biomass and Bioenergy 25, 2003.
- 105.** Shailendra, S., Avinash K., A., Combustion Characteristics of Rice Bran Oil Derived Biodiesel in a Transportation Diesel Engine, SAE, 2005-26-354,2005.
- 106.** Shaine, T., Biomass Oil Analysis Research needs and Recommendation. National Renewable Energy laboratory. Operated for US Department of Energy, 2004.
- 107.** Sharp, C., A., Howell, S. A. , Jobe, J., The Effect of Biodiesel Fuels on Transient Emissions from Modern Diesel Engines, Part I Regulated Emissions and Performance, SAE Tech. Pap. Ser. 2000, No 2000-01-1967,2000.
- 108.** Sharp, C., A., Howell, S. A. , Jobe, J., The Effect of Biodiesel Fuels on Transient Emissions from Modern Diesel Engines, Part II Unregulated Emissions and Chemical Characterization, SAE Tech. Pap. Ser. 2000, No 2000-01-1968,2000
- 109.** Shibassachi-Kitakawa, N., et al., Bioresource tehnology. In: Chemical Engineering and Tehnology. nr. 416, 2007,
- 110.** Stănescu, M.M., Bolcu, D. Ciuca, I., Buculei, M., E., Study of some elastic properties for sandwich bars with symmetrical distribution of layers, Revista Materiale Plastice nr. 4/2011.Starodub V. Tehnologii în fitotehnie. Chișinău: UASM, 2008.
- 111.** Stănescu, R.C., Cercetări privind tehnologiile de producere și performanțele carburanților pentru automobile, Teză dedoctorat, Brașov, 2012
- 112.** Singuran Alexandru, Biocombustibilii o șansă pentru scăderea poluării atmosferice, proiect Managementul mediului , Universitatea Politehnica București, 2011
- 113.** Strayer, R.,C, Craig, W.,K., Zoerb, G.,C., Engine deposit and pour point studies using canola oil as aDiesel fuel. ASAE, 49085, 1982.
- 114.** Sukumar, P., Vedaraman. N, Ramabrahamam. B.V, Nagarajan.G, Mahua (Madhuca indica)seed oil: A source of renewable energy in India, Journal of Scientific and Industrial Research 64, 2005.
- 115.** Tutunea, D., Folosirea combustibililor neconvenționali la motoarele cu ardere internă, Teză de doctorat, Craiova, 2009
- 116.** Van Gerpen J. Biodiesel Production and Fuel Quality. Accesibil pe internet: Email: jonvg@uidaho.edu.
- 117.** Van Gerpen J., Shanks B.,et al.Biodiesel Production Technology, 2004.
- 118.** Vander, G., Feldman, M., and Peterson, C. L. Modeling Combustion of Alternate Fuels in a DI Diesel Engine using KIVA. Transactions of the ASAE, ASAE, St. Joseph, MI., 1988.
- 119.** Vrabie I., Contribuții privind îmbunătățirea performanțelor energetic și limitării poluării unui motor diesel cu injecție direct de putere mijlocie-mare prin perfecționarea calităților injecției, Ed. Politehnica Timișoara, seria 9, Inginerie Mecanică , 2006
- 120.** Vronschin, M. ș.a. Sistemul de mașini pentru protecția culturilor de câmp. Chișinău, 2003.
- 121.** Wagner, L., Stanley E., Clark J., Mark, D., Effects of Soybean Oil Ester on the Performance, Lubricating Oil and Wear of Diesel Engines. SAE Technical Paper 841385. SAE, Warrendale, PA 15096-0001, 1985.

122. Yamane, K., A. Ueta, Y. Shimamoto: Influence of Physical and Chemical Properties of Biodiesel Fuel on Injection, Combustion and Exhaust Emission Characteristics in a DI-CI-Engine, COMODIA 2001, Nagoya.,2001.
123. ***http://en.wikipedia.org/wiki/Kyoto_Protocol
124. ***Bioethanol as a fuel. Accesibil pe internet: <http://www.biogasol.dk/3me2.htm>.
125. ***Bioethanol in UK. Accesibil pe internet: <http://sabbioenergy.co.uk/bioethanolUK/>
126. ***Biofuels Program –www.cdep.ro/pls/legis/legis_pck . Biomass Feedstock Development Program, at bfdp@ornl.gov or 865-576-5132
127. ***Biomass Energy Data Book, edition 1, 2006 <http://www.osti.gov/bridge>
128. ***Biomass Program. Draft for Review. U.S. Department of Energy, Energy Efficiency and Renewable Energy-
129. ***Biomass Program. June 2006 U.S. Department of Energy, Energy Efficiency and Renewable Energy, [www_biodiesel_org](http://www.biodiesel.org)
130. ***Cultivarea rapiței de toamnă. Recomandări. În: Agricultura Moldovei. 2005, nr. 9, p. 8 -9.
131. ***DIN EN 14214: Kraftstoffe für Kraftfahrzeuge – Fettsäure – Methylester (FAME) für Dieselmotoren – Anforderungen und Prüfverfahren, Deutsche Fassung EN 14214, 2003.
132. ***DIN EN 590: Kraftstoffe für Kraftfahrzeuge – Dieselmotoren – Anforderungen und Prüfverfahren, Deutsche Fassung EN 590, 2004.
133. ***Green energy for Europe. European Commission EUR 21350-BIOMASS Luxembourg: Office for Official Publications of the European Communities 2005 – 46 p.
134. ***Handbook for Handling, Storing, and Dispensing E85, Prepar. by the National Renewable Energy Laboratory, 2006, www.eere.energy.gov/
135. ***http://www.eere.energy.gov/biomass/sugar_biorefineries.
136. <http://www.asociatia-biocombustibili.ro/>
137. ***http://facultate.regielive.ro/referate/energetica_agronomie_ecologie/proc_ede-de-obtinere-a-biodielului.
138. ***<http://utcnrapita.wz.ro/rapita.php>; www.yellow/pages.md.
139. ***International Energy Outlook 2007, May 2007, DOE/EIA-0484 (2007) U.S. Department of Energy, Washington/ Energy Information Administration - [www.eia.doe. ov/oiarf/ieo.html](http://www.eia.doe.gov/oiarf/ieo.html)
140. ***Kyoto protocol to the united nations framework convention on climate change.Third session Kyoto, 1-10 December 1997.
141. ***Legislation, <http://europa.eu.int/comm/energy/res/legislation/biofuels/>
142. ***S K0070-1992 Test method for Acid value, Saponification number, Ester number, Iodine number, Hydroxyl value of Chemical products and Unsaponifiable matter.[selului-9414.html](http://www.selului-9414.html)
143. ***Univers Ingineresc nr.1/2010
144. ***Utilaj pentru producerea uleiului vegetale S.A. «Alimentarmaș». Chișinău, 2009, p. 22.
145. ***2010 Sustainability report, www.albemarle.com
146. ***Energie nouă pentru un aer sănătos, www.biodiesel.ro
147. ***Products, www.biodieseltechnologies.com
148. ***Biodiesel analisys, www.biodisel.org
149. ***Bioenergy Insight, vol.2, issue 4,2011, www.bioenergy-news.com
150. ***Industry news, www.biofuels-news.com
151. ***Diesel Therm fuel preheater, www.diesel-therm.com

- 152.** ***http://ro.wikipedia.org/wiki/Motor_diesel
- 153.** ***Știință și tehnologie, www.ec.europa.eu
- 154.** ***Brazeed plate heat exchanger, www.kaori-taiwan.com
- 155.** ***FCI biofuels in general, www.poyry.com
- 156.** ***Calculul termic al motoarelor cu aprindere prin comprimare, www.scribub.com/tehnica-mecanica
- 157.** .***Etanolul.[<http://www.etanolrfa.org/resource/made>];
.***<http://www.solidworks.com/sw/products/cfd-flow-analysis->
- 158.** <http://www.scribub.com/tehnica-mecanica/Biocombustibili55479.php>"
target="_blank" title="Biocombustibili -
<http://www.scribub.com>">Biocombustibili
- 159.** <http://rudolf.blog.com/biocombustibilul>