

Nr. Inv. 626.096
Culap 181 Lit. E

ing. Fadhil Baker

TEZA DE DOCTORAT

**“Contribuții la studiul și cercetarea alimentării
motoarelor cu aprindere prin comprimare cu
combustibili neconvenționali și cu amestecuri de
motorină și combustibili neconvenționali”**

Conducător științific:
Prof. dr. ing. Virgiliu-Dan Negrea

2000

626.096
181 E

CUVÂNT ÎNAINTE

În condițiile epuizării rapide și al caracterului neregenerabil al resurselor petroliere, găsirea unor înlocuitori ai combustibilului diesel clasic reprezintă un domeniu deosebit de actual. În acest context, lucrarea de față își propune să aducă o modestă contribuție la elucidarea unor probleme legate de alimentarea motorului diesel cu amestecuri de motorină și ulei vegetal de muștar, acesta constituind un produs secundar în procesul de prelucrare al semințelor, deci neimplicând cheltuieli materiale suplimentare pentru obținere.

Inceputul cercetărilor a fost făcut sub conducerea regretatului **prof. dr. ing. Vasile Berindean**, căruia îi voi păstra o veșnică recunoștință. Finalizarea lucrării a fost făcută sub directa conducere și îndrumare a domnului **prof. dr. ing. Virgiliu-Dan Negrea**, căruia îi adresez cele mai calde și profunde mulțumiri pentru sprijinul acordat.

Mulțumesc de asemenea domnului **prof. dr. ing. Traian Raica**, pe care l-am avut mereu aproape pe durata activității de cercetare și de prelucrare a rezultatelor.

Un sprijin deosebit l-am primit din partea domnului **șef de lucrări Radu Roșca** din cadrul catedrei de Motoare și Autovehicule Rutiere de la Universitatea Tehnică din Iași, sub îndrumarea căruia mi-am desfășurat activitatea experimentală, exprimându-mi pe această cale întreaga mea grațitudine pentru ajutorul acordat.

Tin să mulțumesc tuturor cadrelor didactice de la catedra de Temotehnică și Mașini Termice precum și tuturor profesorilor mei de la Facultatea de Mecanică a Universității "Politehnica" Timișoara, toți cei care au contribuit la formarea mea ca inginer, respectiv ca și cercetător.

Trebuie de asemenea amintit efortul domnului **șef de lucrări ing. Gelu Pădure**, cel care m-a ajutat în perioada finală a cercetărilor și care a determinat aspectul final al lucrării.

Nu în ultimul rând trebuie să mulțumesc părinților mei și familiei, cei care au fost în permanență aproape de mine, m-au înțeles și m-au susținut atât moral cât și material pe întreaga perioadă a elaborării tezei.

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

Autorul

CUPRINS

Capitolul 1 • Introducere	6
Capitolul 2 • Stadiul actual al cercetărilor în domeniul alimentării motorului diesel cu combustibili neconvenționali	11
2.1. Alimentarea motorului diesel cu motorină și alcooli	11
2.1.1 Alimentarea motorului diesel cu motorină și alcooli prin emulsionare	11
2.1.2. Alimentarea motorului diesel cu alcool și motorină prin metoda dublei injecții	17
2.1.3. Alimentarea motorului diesel cu motorină și alcool prin metoda fumigării	22
2.2. Alimentarea motorului diesel cu alcooli	24
2.2.1. Alimentarea motorului diesel cu alcooli aditivați	25
2.2.2. Alimentarea cu alcooli a motorului diesel cu bujii incandescente	26
2.2.3. Alimentarea cu alcooli a motorului diesel cu aprindere forțată de la scânteie electrică	28
2.3. Alimentarea motorului diesel cu combustibil binar	29
2.4. Alimentarea motorului diesel cu combustibili gazoși	30
2.4.1. Alimentarea motorului diesel cu motorină și gaze naturale	32
2.4.2. Alimentarea motorului diesel cu motorină și GPL	33
2.4.3. Alimentarea motorului diesel cu motorină și hidrogen	35
2.4.4. Alimentarea motorului diesel integral cu hidrogen	40
2.5. Alimentarea motorului diesel cu uleiuri vegetale	41
2.5.1. Alimentarea motorului diesel cu monoesteri ai uleiurilor vegetale	41
2.5.2. Alimentarea motorului diesel cu uleiuri vegetale pure	46
2.6. Concluzii	49
Capitolul 3 • Combustibili convenționali și neconvenționali pentru motorul diesel	51
3.1. Motorina	51
3.1.1. Structura și compoziția motorinelor auto	51
3.1.2. Evoluția calității combustibililor diesel	52
3.1.3. Specificații și aspecte privind îmbunătățirea calității combustibililor diesel	53
3.2. Alcooli	59

3.3. Uleiurile vegetale	62
3.4. Proprietățile combustibililor care determină procesul de ardere	64
3.4.1. Motorina	64
3.4.2. Combustibili hidrocarbonici gazoși sau lichefiați	68
3.4.3. Uleiurile vegetale	70
Capitolul 4 • Studiul vaporizării și arderii unei picături de combustibil	77
4.1. Determinarea timpului, a masei relative și a vitezei de evaporare și de ardere în ipoteza desfășurării procesului într-un film stagnant - Metoda I	77
4.1.1. Generalități. Ipoteze de calcul	77
4.1.2. Determinarea timpului, a masei și a vitezei de evaporare	78
4.1.3. Determinarea timpului, a masei relative și a vitezei de ardere	79
4.2. Determinarea timpului, a masei relative și a vitezei de vaporizare și de ardere cumulate pe baza legii diametrelor - Metoda II	80
4.2.1. Generalități	80
4.2.2. Determinarea timpului, a masei relative și a vitezei de vaporizare și de ardere cumulate	80
4.3. Determinarea timpului de evaporare, a masei relative și a vitezei medii pe intervale de timp în ipoteza că arderea nu limitează procesul de vaporizare - Metoda III	82
4.3.1. Generalități. Ipoteze de calcul	82
4.3.2. Determinarea timpului de evaporare, a masei relative și a vitezei medii de evaporare pe intervale de timp	83
4.4. Determinarea analitică a unor caracteristici fizico - chimice ale combustibililor	86
4.5. Experimente numerice privind vaporizarea respectiv arderea unei picături de hexadecan	88
4.5.1. Proprietățile fizico - chimice ale hexadecanului după date experimentale și de calcul	88
4.5.2. Date experimentale și de calcul privind vaporizarea unei picături de hexadecan	89
4.5.2.1. Experimente numerice comparative după metoda I	89
4.5.2.1. Experimente numerice comparative după metoda III ..	90
4.6. Studiul vaporizării și arderii unei picături de combustibil petrolier	94
4.6.1. Proprietățile fizico - chimice ale combustibililor petrolieri, după date experimentale	94
4.6.2. Experimente numerice privind vaporizarea și arderea pentru picătura de kerosen, motorină și benzină, după metoda filmului stagnant	95

4.6.3. Experimente numerice comparative asupra evoluției picăturii de kerosen, inclusiv pe baza legii diametrelor - metoda II	100
4.7. Evoluția picăturilor de kerosen și nivelul noxelor poluante rezultate prin ardere	101
4.8. Concluzii	105
Capitolul 5 • Instalația experimentală pentru încercarea unui motor diesel funcționând cu motorină și amestecuri de motorină și ulei vegetal ..	108
5.1. Echipamentul pentru încercarea motorului	108
5.2. Echipamentul pentru investigarea procesului de injecție	114
Capitolul 6 • Cercetări experimentale privind funcționarea motorului diesel cu motorină și amestec de motorină și ulei vegetal	117
6.1. Cercetarea comportării echipamentului de injecție	117
6.1.1. Presiunea maximă a combustibilului în timpul injecției	118
6.1.2. Durata totală a injecției	119
6.1.3. Durata și viteza propagării undei de înaltă presiune	120
6.1.4. Doza ciclică	122
6.2. Indicii energetici ai motorului	125
Capitolul 7 • Evaluarea termogazodinamică prin calcul a performanțelor motorului diesel funcționând cu motorină și amestec de motorină și uleiuri vegetale	131
7.1. Evaluarea procesului de ardere în motorul cu ardere internă	132
7.2. Elemente de descriere a programului de calcul utilizat	135
7.3. Rezultate obținute la modelarea ciclului real al motorului D-115 funcționând cu motorină și amestecuri de motorină și uleiuri vegetale	139
7.4. Corespondența rezultatelor teoretice cu cele experimentale	147
Capitolul 8 • Evaluarea prin calcul a oxizilor de azot emiși de motorul diesel funcționând cu motorină și cu amestec de motorină și uleiuri vegetale	150
Capitolul 9 • Concluzii finale și contribuții personale	155
Bibliografie	160

Capitolul 1 • INTRODUCERE

Continua scădere a rezervelor de combustibili petrolieri precum și creșterea necesarului de astfel de combustibili, creșterea costului acestora, caracterul neregenerabil și repartizarea neuniformă a resurselor de petrol pe glob precum și problemele legate de poluarea mediului, au impulsionat cercetările în vederea obținerii și utilizării unor noi surse de combustibili, care să permită substituirea, cel puțin parțială, a combustibililor clasici.

Preocupările existente pe plan mondial au în vedere următoarele căi [52]:

- obținerea benzinelor sintetice prin chimizarea gazelor naturale, a cărbunilor și a biomaselor;
- fabricarea de benzine și motorine din compuși organici oxigenați;
- utilizarea hidrogenului drept combustibil pentru motoarele cu ardere internă;
- utilizarea compușilor organici oxigenați (alcooli, eteri organici, uleiuri vegetale) drept combustibili auto.

Tinând cont de posibilitățile de producție, stocare și distribuție, precum și de necesitatea corelării cu cerințele motorului, se apreciază că dintre toți combustibilii neconvenționali, compușii organici oxigenați au cele mai largi perspective de utilizare. Astfel, potrivit calculelor specialiștilor, compușii organici oxigenați vor putea asigura în viitorul apropiat, cel puțin 5% din cantitatea de combustibili necesară țărilor din Comunitatea Europeană. În vederea stimulării producției de biocarburanți, organul legislativ al Comunității Europene a propus reducerea cu 90% a impozitelor indirecte percepute de la producătorii de biocarburanți.

Principalii compuși organici oxigenați avuți în vedere pentru înlocuirea totală sau parțială a combustibililor petrolieri sunt:

- alcooli inferiori - metanolul, etanolul, terț-butanolul, amestecurile de diferiți alcooli;
- eterii organici - metil-terțiar butil eterul (MTBE), etil-terțiar butil eterul (ETBE), terțiar-amil metil eterul (TAME) - folosiți mai ales în calitate de componenți în octanici pentru benzine;
- esterii naturali - uleiurile vegetale și derivații acestora (monoesteri, hidrocarburi) - folosiți drept componenți sau înlocuitori ai combustibilului diesel.

Interesul pentru utilizarea compușilor organici oxigenați este justificat în primul rând de faptul că aceștia măresc disponibilul de combustibil pentru autovehicule, fiind obținuți din surse regenerabile sau plecând de la componenți rezultați în rafinării, care în mod normal, nu sunt utilizați pentru producerea combustibililor lichizi. În plus, având cifre cetanice și octanice ridicate, acești compuși pot contribui la îmbunătățirea calității combustibililor clasici. În sfârșit, adăugarea compușilor organici în motorine și în benzine permite reducerea poluării mediului (de exemplu prin eliminarea aditivilor pe bază de plumb din benzine). Alegerea unuia sau a altuia dintre acești compuși este dictată de o serie de factori cum ar fi: disponibilitatea materiilor prime, costurile de producție, posibilitățile de adaptare a motoarelor la cerințele impuse de funcționarea cu acești combustibili [66].

În multe din țările lumii există preocupări privind utilizarea compușilor organici oxigenați drept înlocuitori parțiali sau totali ai combustibililor clasici. Astfel, în S.U.A., încă din anul 1979 s-a înființat National Alcohol Fuel Commission, care a elaborat o serie de 12 teme de cercetare privind bilanțurile energetice, producerea de metanol, utilizarea biomasei, etc. De altfel, tot din anul 1979, în S.U.A. se comercializează sub denumirea de "Gasohol", benzină conținând 10% etanol. Producerea acestui combustibil este în continuare subvenționată de către stat. La nivelul anilor '90, circa 25% din benzina livrată pe piața Statelor Unite conținea eteri de tipul MTBE, în concentrație redusă. În cadrul noului plan de luptă

contra poluării atmosferei, materializat prin așa numitul “Clean Air Act”, lansat și aprobat în anul 1990, un rol important revine compușilor organici oxigenați. Utilizarea acestora va impune fabricația unor vehicule care să poată funcționa cu acești carburanți, vehicule care se preconizează a fi vândute în marile orașe, cu grad de poluare ridicat (Los Angeles, Houston, New York, etc).

În Brazilia, programul “Proalcool” constituie una din cele mai cunoscute inițiative privind înlocuirea carburanților clasici cu alcooli, în scopul reducerii dependenței de petrolul din import. Brazilia a fixat obiectivul ca, până la sfârșitul secolului, să producă anual 20 milioane m³ de etanol [66].

În Japonia s-au elaborat numeroase programe ce urmăresc producerea de metanoli și etanol pe bază de biomasă. Interesul față de acești combustibili este justificat atât de lipsa resurselor energetice proprii cât și de grija deosebită pentru protejarea mediului (alimentarea motoarelor diesel cu metanol permite limitarea emisiilor de No_x și eliminarea totală a particulelor solide din gazele de ardere).

În cadrul țărilor Uniunii Europene, există de asemenea diferite programe de utilizare a compușilor organici oxigenați în calitate de componenți sau substituenți ai combustibililor petrolieri. După anul 1987 se remarcă existența unui interes crescut pentru utilizarea eterilor organici de tipul MTBE, în defavoarea alcoolilor. Conform prognozelor, în anul 2000, consumul de MTBE în țările Europei de Vest va fi de 4,5... 6 milioane de tone.

Încercările privind utilizarea uleiurilor vegetale pentru alimentarea motoarelor cu ardere internă datează încă din anul 1912, când Rudolf Diesel propunea utilizarea folosirea uleiului de arahide. De altfel, Diesel și-a exprimat în particular convingerea că, uleiurile vegetale vor fi utilizate în viitor pe scară largă pentru alimentarea motorului cu aprindere prin comprimare.

Privitor la poluarea mediului înconjurător, alcoolul și uleiurile vegetale oferă unele avantaje față de combustibilii minerali. Lanțul energetic favorabil reduce emisia de noxe în mediul înconjurător. Alcoolii, cu excepția metanolului (toxic), au

un risc de transport redus, pentru că se pot amesteca cu apa în orice proporție și astfel, în caz de accident de mediu, de exemplu dacă au fost vărsați pe sol, sunt ușor de îndepărtat [2], [5].

Datorită oxigenului molecular legat (metanol: 50 %, etanol: 33% și metil ester de ulei de rapiță RME: 10%), emisia de funingine la motoarele diesel acționate de alcool, practic este la limita de supraveghere.

De asemenea, cu RME poate fi redus fumul din gazele eșapate până la 50%.

Emisia de oxizi de azot va fi redusă prin folosirea motoarelor diesel funcționând cu alcool datorită căldurii de vaporizare majorate [32].

Pe de altă parte, trebuie să se ia în considerare o creștere a emisiei de NO_x la folosirea uleiurilor vegetale, datorită conținutului mai mare de molecule de oxigen, așa că este necesară o reglare a sistemului de injecție pentru a reduce emisia la un nivel comparabil cu cel al motoarelor diesel funcționând cu combustibili clasici.

Emisia de oxid de carbon rezultată din arderea incompletă a combustibililor este mai redusă prin folosirea alcoolului față de benzină sau motorină. Mult mai important decât nivelul de poluare cu oxizi de carbon este compoziția combustibililor. Astfel, la motoarele utilizând alcooli drept combustibil, în compoziția acestora se găsesc aproape exclusiv legături simple, care se pot desface rapid.

Legăturile policiclice aromatice și alte legături complexe de acest tip sunt în componenți ce se găsesc în cantități foarte reduse, sau lipsesc în structura alcoolilor, spre deosebire de motorine sau benzine.

În mod relativ ușor, chiar și cu mijloacele tehnice limitate de care se dispune, să se modifice consistența oxizilor de carbon din gazele de ardere, dar și emisia de funingine la motoarele diesel. Chiar și emisiile de aldehide la motoarele funcționând cu alcooli pot fi reduse printr-o tehnică relativ simplă [37].

În acest sens există deja o tehnologie care folosește catalizatori, și se așteaptă să nu apară probleme deosebite.

Ozonul ce ia naștere sub efectul radiațiilor solare este mai redus la folosirea alcoolilor datorită reactivității scăzute a substanțelor rezultate prin ardere. Pentru calcularea potențialului de formare al ozonului se multiplică fiecare componentă cunoscabilă din gazele de ardere cu un factor de reactivitate (*maximum incremental reactivity*). Acest factor arată câte grame de ozon per grame de produs de ardere se produc, și este de 0,33 pentru metanol, 0,79 pentru etanol, 2,1 pentru benzină și circa 1,3 pentru motorină.

Conținutul de oxizi de carbon, care este mai puțin de jumătate la metanol în comparație cu motorina, se așteaptă să producă o reducere a CO₂ cu circa 5%. Prin faptul că folosirea alcoolului duce la o îmbunătățire vizibilă a performanțelor motoarelor, se reduce emisia de CO₂ în timpul funcționării până la 25%. Totuși, trebuie să se țină cont de faptul că pentru obținerea unei echivalențe de benzină sau motorină, la producerea alcoolilor se înregistrează emisii crescute de CO₂, care influențează negativ întrgul bilanț al CO₂ - ului, chiar și dacă metoda de preparare a alcoolilor este prin hidratarea țițeiului, care este o metodă pentru care consumul de energie și emisia de CO₂ este mai redusă.

Astfel, întreaga emisie de CO₂, în cazul utilizării alcoolilor drept combustibili în motoarele cu ardere internă devine sub 10 % față de utilizarea combustibililor convenționali.

În comparație, obținerea etanolului din biomasă se face cu un consum energetic mai ridicat și printr-o emisie de CO₂ și mai ridicată. Emisia globală de CO₂ este mai scăzută ca la combustibilii convenționali (la fel ca și la etanol).

Alte alternative pentru obținerea alcoolului din lemn prin hidroliză sau fermentare, promit pentru viitor un potențial vizibil de reducere a emisiei de CO₂ (cu până la 60%).

Comportări similare celor analizate au și combustibilii de tip uleiuri vegetale.

Capitolul 2 • STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRILOR ÎN DOMENIUL ALIMENTĂRII MOTORULUI DIESEL CU COMBUSTIBILI NECONVENȚIONALI

2.1. Alimentarea motorului diesel cu motorină și alcooli

Funcționarea motorului diesel alimentat cu motorină și alcooli este posibilă datorită controlului aprinderii alcoolului de către doza de motorină. În legătură cu alimentarea motorului diesel cu motorină și alcooli, sunt de reținut următoarele [1]:

Această soluție s-a impus având în vedere cifra cetanică scăzută a alcoolilor (maximum 3 pentru metanol, între 5 și 10 pentru etanol). Aceste valori sunt orientative, datorită impreciziei determinării cifrei cetanice pentru valori mai mici de 30 de unități.

În practică s-au dezvoltat următoarele soluții pentru alimentarea motorului diesel cu motorină și alcooli:

- emulsionarea;
- dubla injecție;
- fumigarea.

2.1.1. Alimentarea motorului diesel cu motorină și alcooli prin emulsionare

Metoda presupune injectarea alcoolului în cilindru în amestec cu motorina. Principala problemă care apare este de instabilitatea amestecului motorină-alcool,

accentuată de prezența apei. Dificultățile legate de separarea alcoolilor din amestec pot fi evitate prin utilizarea emulsiilor alcool-motorină. Acestea pot fi stabilizate sau nestabilizate.

Emulsiile stabilizate presupun utilizarea unor organici emulgatori, care participă în emulsie cu o pondere comparabilă cu cea a alcoolului. Utilizarea acestor soluții suprimă necesitatea existenței a două rezervoare de combustibil și nu implică modificări ale instalației de alimentare. În schimb, datorită prezenței aditivilor, prețul combustibilului crește.

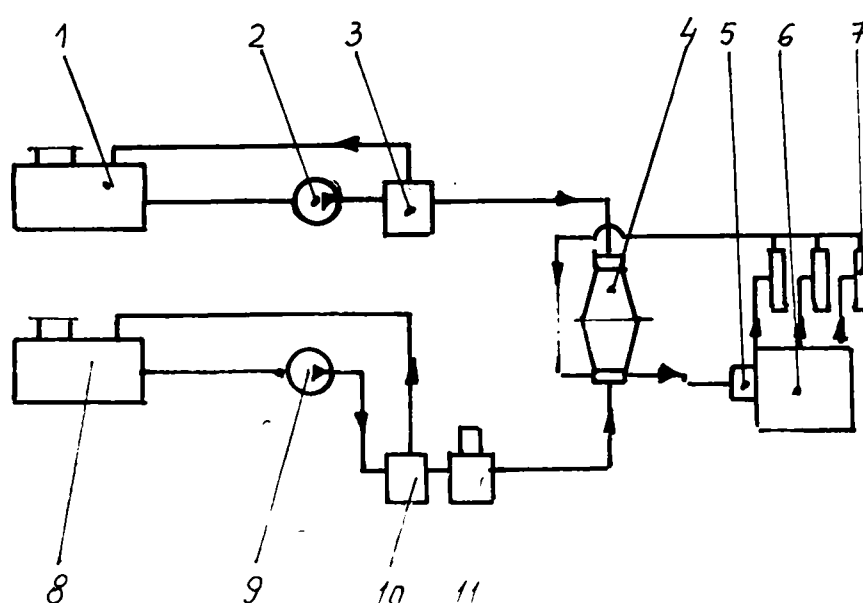


Fig. 2.1 Schema instalației de alimentare cu emulsie motorină-alcool

1 - rezervor motorină; 2 - pompă alimentare cu motorină; 3, 10 - supape reglare presiune;
4 - dozator; 5 - emulsor; 6 - pompă alimentare alcool; 7 - injector; 8 - rezervor alcool; 9 - pompă alimentare alcool; 11 - electroventil

Utilizarea emulsiilor nestabilizate presupune prepararea pe cale mecanică a emulsiei, imediat înainte de intrarea combustibilului în pompa de injecție. În fig. 2.1. se prezintă schema unui sistem de alimentare ce asigură formarea unei emulsii nestabilizate. Se observă necesitatea existenței a două rezervoare de combustibil - unul pentru motorină și al doilea pentru alcool - precum și modificările aduse

sistemului de alimentare clasic prin adăugarea pompei de alimentare pentru alcool, a supapei de reglare a presiunii, a electroventilului, a dozatorului și a emulsorului [2].

Dozatorul are rolul de a regla proporția de alcool, asigurându-se astfel un raport optim între debitul de motorină și debitul de alcool pentru toate regimurile de funcționare ale motorului. Schema

de principiu a dozatorului este prezentată în fi. 2.2. Funcționare

acestui are loc astfel: motorina intrată în compartimentul superior al dozatorului acționează asupra membranei, pe care o deplasează în jos. Astfel se deschide supapa pentru motorină, permițând trecerea acesteia în compartimentul inferior.

Deplasarea membranei este proporțională cu diferența de presiune dintre cele două compartimente, deci cu debitul de

motorină. Simultan cu deplasarea membranei are loc și deschiderea supapei de metanol, care permite accesul alcoolului în compartimentul inferior al dozatorului, unde are loc amestecul cu motorina. Debitul de alcool este proporțional cu secțiunea de trecere oferită de supapa pentru alcool și deci depinde de deplasarea membranei, respectiv de debitul de motorină.

Emulsorul a fost realizat în racordul de intrare al combustibilului în pompa de injecție, fiind materializat sub forma unor site montate în serie. Ventilul electromagnetic este acționat de la bordul autovehiculului și permite funcționarea motorului doar cu motorină.

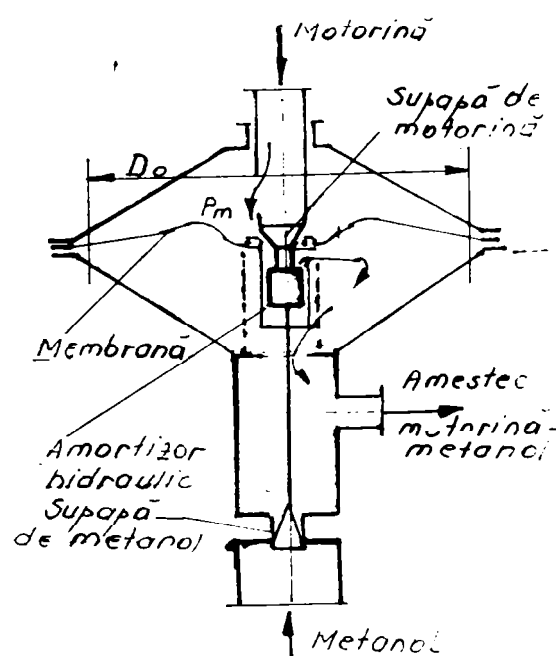


Fig. 2.2 Schema de principiu a dozatorului

Aplicarea alimentării cu emulsie motorină-alcool a fost făcută atât la motoarele diesel cu injecție directă cât și cu injecție indirectă.

a. Motorul diesel cu injecție directă, cu formarea amestecului în volum

Cel mai important efect al prezenței alcoolului în motorină este datorat reducerii cifrei cetanice a combustibilului, ceea ce duce la creșterea întârzierii la autoaprindere, influențând astfel viteza maximă de creștere a presiunii și presiunea maximă de ardere. Astfel, alimentând un motor diesel semirapid de locomotivă ($S/D = 216/254$ mm, $n = 835$ rot/min, $\varepsilon = 16$) cu emulsie motorină - metanol - după mărirea prealabilă a debitului pompei de injecție, scăderea cifrei cetanice a determinat mărirea întârzierii la autoaprindere cu 50 ... 100 %, în funcție de sarcina motorului, pentru o proporție de metanol de 30 %. Viteza maximă de creștere a presiunii în timpul arderii a crescut de 3 ... 4 ori, în timp ce presiunea maximă de ardere a variat doar cu maximum 15%. Vitezele mari de creștere a presiunii au determinat o funcționare brutală a motorului, ceea ce a impus limitarea proporției maxime de metanol la 30 % pentru sarcină plină și la 50 % pentru sarcini parțiale. Randamentul indicat relativ a înregistrat variații sub 3 % pentru sarcinile mari, ca urmare a acțiunii contrare a doi factori: pe de-o parte promovarea arderii rapide, datorită creșterii întârzierii la autoaprindere și pe de altă parte deplasarea arderii în destindere. La sarcini reduse, creșterea randamentului relativ a fost sensibilă - 11 % la o proporție de 38 % metanol. Această creștere a randamentului împreună cu mărirea de aproape 4 ori a vitezei de creștere a presiunii sugerează tendința de trecere spre arderea la volum constant.

Incercările efectuate pe același motor cu emulsii motorină-etanol au condus la rezultate apropiate.

b. Motorul diesel cu injecție directă, funcționând după procedeul M

Incercările efectuate pe un motor MAN 2156 - HMN8, în condițiile

alimentării cu emulsie motorină-alcool, au evidențiat scăderea puterii efective, creșterea excesului de aer și coborârea nivelului temperaturii gazelor de evacuare și a gradului de fum, la mărirea proporției de metanol, cu păstrarea nemodificată a debitului pompei de injecție. Astfel, la o proporție de 30 % metanol, puterea nominală a motorului a scăzut cu 30 % iar coeficientul excesului de aer s-a mărit cu 40 %, ceea ce indică existența unor rezerve pentru creșterea dozei injectate pe ciclu în scopul restabilirii puterii motorului [4].

Prin deplasarea suplimentară a cremalierii pompei de injecție, s-a asigurat mărirea dozei injectate până la revenirea la puterea nominală a motorului. Coeficientul excesului de aer a devenit aproape invariabil față de modificarea concentrației de metanol.

S-a constatat că, până la o proporție de 38 % metanol, motorul funcționează normal, fără modificări importante în ceea ce privește viteza de creștere a presiunii și presiunea maximă de ardere, a vibrațiilor și a zgomotului în funcționare. Randamentul efectiv a înregistrat valori mai mari cu până la 10 % față de cazul funcționării cu motorină.

La depășirea limitei de 38 % metanol, s-a înregistrat o scădere accentuată a puterii, care nu a mai putut fi compensată prin deplasarea suplimentară a cremalierii pompei de injecție. De asemenea, a apărut tendința de creștere a temperaturii gazelor evacuate și a gradului de fum, fenomene ce indică înrăutățirea procesului de ardere.

Probele efectuate la sarcini parțiale au condus la rezultate similare, observându-se scăderea proporției limită de metanol odată cu reducerea sarcinii. În aceste condiții, s-a încercat creșterea proporției limită de metanol pe două căi:

- recircularea gazelor de ardere;
- mărirea raportului volumetric de comprimare.

Recircularea parțială a gazelor de evacuare se poate aplica doar la sarcini mici și mijlocii, când excesul de aer este suficient de mare. Astfel, la sarcina de 25

% și turația de 2150 rot/min, proporția limită s-a deplasat de la 31,5 % la 37 %. Prin aplicarea recirculării parțiale a gazelor de ardere, la aceeași sarcină dar la turația de 1350 rot/min, proporția limită de metanol a crescut de la 27 % la 43 %. Influența negativă pe care o exercită prezența gazelor de ardere recirculate impune necesitatea stabilirii unei corelații optime între proporția de metanol, de gaze arse recirculate, avansul la injecție, sarcina și turația motorului.

Mărirea raportului de comprimare de la 17 la 19 a condus la rezultate contradictorii:

- la sarcina de 20 %, proporția limită de metanol s-a mărit de la 22 la 32 %;
- la sarcina de 70 % și turația de 2150 rot/min, randamentul efectiv a cescut cu 10 % la o proporție limită de 32 % metanol;
- la sarcina de 40%, randamentul a fost mai mare pentru $\varepsilon = 17$ la proporții reduse de metanol, la proporții ridicate, s-a obținut o creștere a randamentului pentru $\varepsilon = 19$.

S-au evidențiat și posibilități de intervenție asupra proporției de metanol prin orientarea convenabilă a jetului de combustibil.

c. Motorul diesel cu injecție indirectă

Acest tip de motoare se caracterizează printr-o toleranță mai mare față de modificările proprietățile combustibilului, datorită condițiilor mult mai bune de formare a amestecului în camera auxiliară.

Asfel, încercările efectuate pe un motor de autoturism Volkswagen, la care au fost utilizate amestecuri stabilizate (formate din 20 % metanol, 15 % stabilizator, 65 % motorină sau 25 % etanol, 5 % stabilizator, 70 % motorină) au arătat o tendință de scădere a cifrei de fum a gazelor evacuate. La menținerea constantă a cifrei de fum, se înregistrează o creștere a puterii cu 5 % în cazul utilizării metanolului și de 2 % în cazul etanolului. Experiențele nu au pus în evidență existența unor proporții limită, impuse de funcționarea deosebit de brutală a motorului. În schimb, scăderea

cifrei cetanice, datorată prezenței alcoolului, conduce la apariția unor dificultăți la pornirea motorului rece, impunându-se utilizarea bujiilor incandescente.

Autoaprinderea amestecurilor și a emulsiilor de alcool și motorină poate fi controlată eficient prin utilizarea unor elemente din materiale ceramice în construcția camerei de ardere, asigurându-se astfel ridicarea temperaturii în zona în care se produce aprinderea.

Incercările efectuate pe un motor rapid ($S/D = 120/105$ mm, $\varepsilon = 21,6$, $n = 2000$ rot/min) au arătat că se obține o creștere a temperaturii în zona superioară a canalului de legătură de $100 - 180$ °C, comparativ cu construcția standard a camerei de ardere. Creșterea întârzierii la autoaprindere datorită scăderii cifrei cetanice a devenit în acest caz neglijabilă.

2.1.2 Alimentarea motorului diesel cu alcool și motorină prin metoda dublei injecții

Metoda prevede injecția separată a combustibilului principal, adică alcoolul, și a combustibilului de aprindere - motorina. Soluția introduce complicații tehnice legate de realizarea celor două circuite de alimentare precum și de plasare în chiulasă a celor două injectoare. O primă variantă constructivă necesită prezența a două pompe de injecție, una pentru injecția pilot de motorină, iar a doua pentru injectarea alcoolului. Schema unei astfel de instalații de alimentare este prezentată în fig. 2.3 - [1],[3].

Pompa de injecție pentru motorină asigură o doză constantă de combustibil, indiferent de regimul de funcționare al motorului, reglarea sarcinii făcându-se prin varierea dozei de alcool.

Datorită calităților de ungere necorespunzătoare ale alcoolilor, apar uzuri intense ale pompei de injecție pentru alcool. Pentru evitarea acestui fenomen, se poate folosi una din următoarele metode:

- utilizarea unei pompe de injecție cu element separator - fig. 2.4 - [5].
- utilizarea unei pompe de injecție la care se iau măsuri constructive speciale pentru asigurarea ungerii ansamblului pistonăș - cilindru.
- adăugarea de ulei de ricin în proporție de 1 ... 2 %.

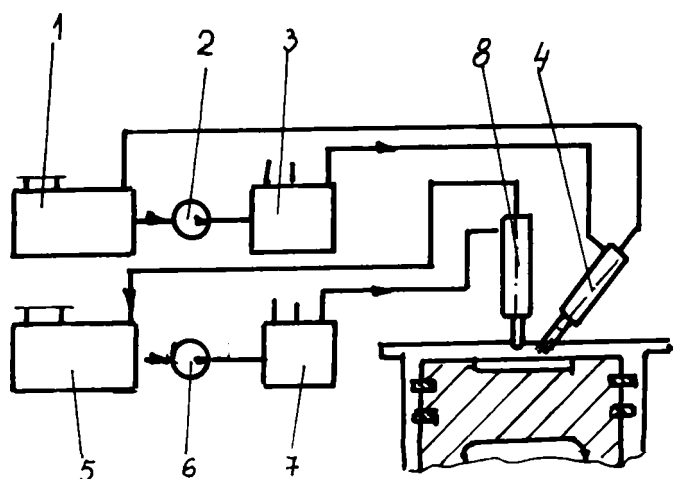


Fig. 2.3. Schema instalației de alimentare prin dublă injecție

1-rezervor motorină; 2-pompă alimentare motorină; 3-pompă injecție motorină; 4-injector motorină; 5-rezervor; 6-pompă alimentare alcool; 7-pompă injecție alcool; 8-injector alcool

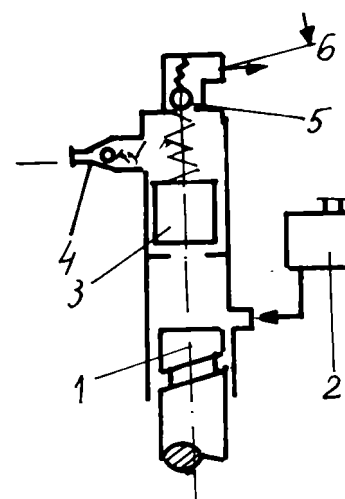


Fig. 2.4. Schema pompei de injecție cu element separator

1-piston plonjor; 2-rezervor motorină; 3-piston separator; 4-racord admisie alcool; 5-supapă refulare alcool; 6-racord refulare alcool

Instalația de alimentare poate fi simplificată prin utilizarea unei singure pompe de injecție, atât pentru motorină cât și pentru alcool. În fig. 2.5 se prezintă schema unei astfel de sistem de alimentare

Pompa de alimentare pentru motorină (6) preia combustibilul din rezervorul (7) și îl trimite prin supapa de admisie (5) deasupra pistonului din cilindru (4). Datorită presiunii mari a motorinei, pistonul coboară, spațiul de deasupra sa fiind umplut cu motorină. La începerea procesului de injecție a alcoolului, o cantitate mică de alcool intră în cilindru (4), ridică pistonul și determină astfel injecția pilot

de motorină prin injectorul (9). în continuare are loc injecția alcoolului în cilindru prin injectorul (8).

Pentru a obține o funcționare corespunzătoare a motorului, o mare importanță o prezintă dispunerea injectoarelor în camera de ardere. Modul de amplasare al acestora depinde de tipul camerei de ardere cu care este echipat motorul.

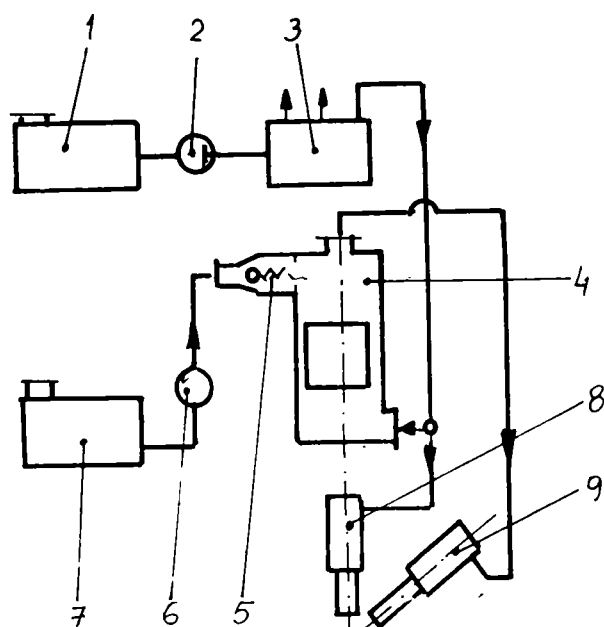


Fig. 2.5. Schema instalației de alimentare prin dublă injecție folosind o singură pompă de injecție
1-rezervor alcool; 2-pompă alimentare alcool;
3-pompă injecție alcool; 4-cilindru; 5-supapă admisie; 6-pompă alimentare motorină; 7-rezervor motorină; 8-injector alcool; 9-injector motorină

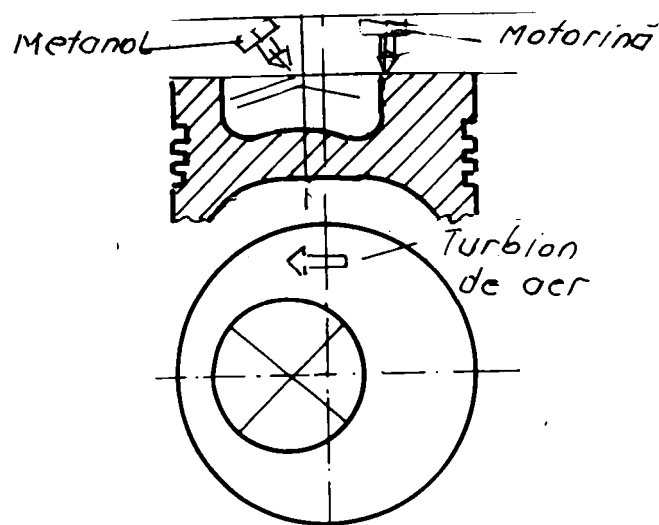


Fig. 2.6. Amplasarea injectoarelor în camera de ardere plată

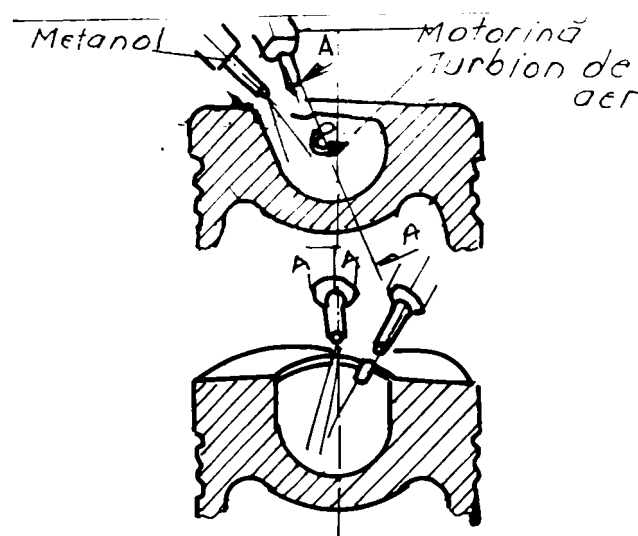


Fig. 2.7. Amplasarea injectoarelor în camera de ardere tip cupă

Astfel, la camera plată se utilizează un injector pentru alcool cu patru orificii plasat în centrul camerei de ardere - fig. 2.6. Injectorul pentru motorină are un

singur orificiu și se plasează lateral, pulverizând combustibilul într-un plan diametral ce trece printre jeturile de alcool. Astfel, aprinderea motorinei este influențată la minimum de prezența alcoolului; ulterior trecerea amestecului aer-alcool prin flacăra de motorină permite micșorarea întârzierii la autoaprindere.

La camera adâncă tip cupă - fig. 2.7, pulverizatorul pentru metanol dirijează două jeturi paralele cu peretele și aflate în apropierea acestuia. Astfel, în prezența vârtejului de aer se realizează o stratificare a amestecului. Pulverizatorul de motorină asigură un singur jet, a cărui dispunere în camera de ardere determină separarea inițială de jeturile de alcool și ulterior, prezența motorinei la periferia inelului de amestec alcool-aer.

Probleme deosebite apar la motoarele cu cameră de ardere divizată. În acest caz, pentru îmbunătățirea aprinderii alcoolului se poate utiliza o bujie incandescentă.

La adaptarea unui motor conceput pentru funcționarea cu motorină la alimentarea cu amestec alcool - motorină după procedeul dublei injecții, trebuie ca sistemul de injecție pentru alcool să fie adaptat pentru furnizarea unor debite ciclice mai mari, corespunzător puterii calorifice mai mici a alcoolilor (19665 kJ/kg - pentru metanol și 26780 kJ/kg - pentru etanol, față de 42000 kJ/kg - pentru motorină).

Pentru ca durata injecției să nu crească, trebuie mărită viteza de injecție a alcoolului, prin utilizarea unor came mai abrupte în pompa de injecție.

În general, durata totală a arderii celor doi combustibili și caracteristica de degajare a căldurii trebuie să rămână aproximativ neschimbată față de situația funcționării doar cu motorină. Aceste condiții pot fi respectate doar prin corelarea următorilor factori:

- momentele de început al injecției celor doi combustibili;
- întârzierea la autoaprindere a motorinei

- intensitatea arderii alcoolului, care depinde de decalajul dintre începutul injecției motorinei și începutul injecției alcoolului, de caracteristica de injecție și de intensitatea mișcării aerului în camera de ardere.

Rezultatele experimentale par să arate că injecția celor doi combustibili trebuie să înceapă cu avans egal față de PMI sau chiar cu avans mai mare pentru combustibilul principal.

Astfel, la încercarea unui motor de camion Deutz, în varianta monocilindrică, ($S/D = 130/125$ mm, $\varepsilon = 18,2$, $n = 2400$ rot/min) cu cameră de ardere tip cupă, s-au obținut următoarele rezultate: păstrând constant debitul de motorină, corespunzător cu regimul de mers în gol, pentru a se obține o funcționare liniștită a motorului, injecția metanolului a trebuit să înceapă cât mai târziu, cu deplasarea corespunzătoare a arderii în destindere. Au rezultat astfel valori ale avansului la injecția metanolului de 15°RAC la 2400 rot/min și de 10°RAC la 1000 rot/min, obținându-se valori minime pentru consumul de combustibil. Optimizând avansul la injecția motorinei, s-a ajuns la condiția declanșării aproximativ simultane a injecției celor doi combustibili [10].

Alte încercări, efectuate pe un motor de tractor MWM ($S/D = 120/105$ mm, $\varepsilon = 16,5$, $n = 2350$ rot/min) au arătat că, la regimul de sarcină plină, consumul de combustibil se obține prin declanșarea injecției alcoolului înaintea motorinei (45°RAC înainte de PMI pentru alcool față de 37°RAC pentru motorină).

Pe de altă parte, cu cât avansul la injecția alcoolului este mai mic, cu atât presiunea maximă de ardere și viteza maximă de creștere a presiunii în timpul arderii sunt mai mari. Experiențele efectuate pe același motor au arătat că, prin optimizarea raportului de comprimare, se poate obține o reducere a masei pilotului de motorină și atenuarea variației avansului optim la injecția alcoolului în funcție de sarcină.

Utilizarea dublei injecții permite atingerea unui grad de substituire a motorinei de $80\text{...}90\%$.

2.1.3. Alimentarea motorului diesel cu motorină și alcooli prin procedeul fumigării

Metoda prevede injecția clasică a motorinei în camera de ardere, în timp ce alcoolul este introdus odată cu aerul admis în cilindru. Sistemul de alimentare clasic al motorului diesel se completează fie cu un carburator pentru prepararea amestecului aer-alcool, fie cu un sistem care să permită injecția alcoolului în galeria de admisiune. În fig. 2.8 se prezintă schema unui carburator pentru alcool -[1],[6].

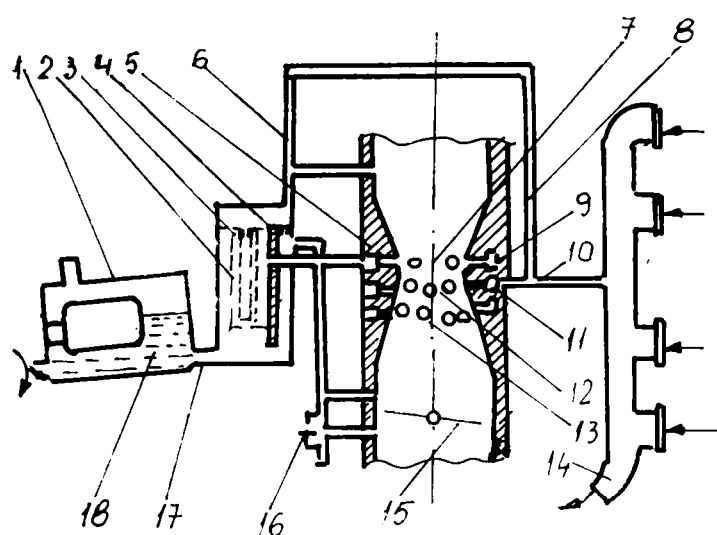


Fig. 2.8. Schema carburatorului pentru alcool

1-cameră de nivel constant; 2-emulsor; 3-jiclor principal de aer; 4-jiclor de aer de mers în gol; 5-difuzor; 6, 10-canale; 7-orificii de pulverizare; 8-jiclor; 9, 11-canale circulare; 12, 13-orificii; 14-galerie de evacuare; 15-obturator; 16-șurub de reglaj mers în gol; 17-jiclor principal de combustibil; 18-ac filetat.

Carburatorul posedă calități foarte bune de pulverizare a combustibilului, datorită creșterii suprafeței de pulverizare prin prezența orificiilor (7); datorită aportului suplimentar de căldură asigurat de gazele de ardere prin orificiile (12) și (13), vaporizarea este intensificată. Motorul poate funcționa și numai cu motorină, prin închiderea secțiunii jiclorului principal (17) cu ajutorul acului (18).

Experiențele efectuate au demonstrat că, atunci când alimentarea motorului se face cu alcool și motorină după procedeul fumigării, apar tendințe de majorare a

vitezei maxime de creștere a presiunii și în mai mică măsură a presiunii maxime de ardere. Cauza acestei comportări o constituie mărirea duratei întârzierii la autoaprindere, datorată prezenței alcoolului din amestec. Se poate ajunge astfel la nivele de presiune și temperaturi care caracterizează detonația diesel, cu influențe negative asupra zgomotului și vibrațiilor din timpul funcționării motorului. În plus, datorită admisiei alcoolului odată cu aerul, este posibil ca, în locul aprinderii datorate propagării flăcării turbulente în masa de amestec, să se ajungă la autoaprinderea amestecului final, după un proces similar arderii cu detonație din motorul cu aprindere prin scânteie.

Cercetările efectuate pe un motor cu injecție directă supraalimentat ($S/D = 111 / 98,4$ mm, $\varepsilon = 16$, $n = 1800$ rot/min), la care alcoolul a fost introdus prin injecție în galeria de admisiune a suflantei, au arătat că, la un raport alcool-motorină de 50 %, viteza maximă de creștere a presiunii a crescut cu 50 % față de cazul funcționării cu motorină iar presiunea maximă de ardere a crescut cu 15 %. Nu s-a semnalat o creștere sensibilă a zgomotului în timpul funcționării. Randamentul efectiv al motorului s-a modificat doar în domeniul sarcinilor mici, când datorită creșterii proporției de alcool, s-a semnalat o tendință de scădere a acestuia. În plus, la sarcini mici, raportul alcool - motorină se apropie de 90 ... 95 %, iar pe carcasa suflantei au apărut picături de alcool, datorită faptului că încălzirea prin comprimare nu a fost suficient de intensă pentru a asigura vaporizarea completă a alcoolului. A rezultat astfel necesitatea reglării proporției de alcool în funcție de sarcină, alimentarea cu alcool întrerupându-se la sarcini mici și la mersul în gol. La sarcinile medii și mari, proporția de alcool trebuie astfel reglată încât să se evite apariția unor valori inadmisibil de mari pentru viteza maximă de creștere a presiunii sau pentru presiunea maximă de ardere, valori care ar putea conduce la scăderea durabilității motorului [7].

Practic, la alimentarea motorului diesel cu alcool și motorină prin metoda fumigării, se poate atinge un grad de substituire a motorinei de 50 ... 70 %.

2.2. Alimentarea motorului diesel cu alcoolii

Utilizarea alcoolilor ca unic combustibil pentru motorul diesel pune probleme deosebite, legate de cifra cetanică scăzută a acestora. În practică, s-a constatat că aceștia au în motorul cu aprindere prin comprimare o comportare adesea mult diferită de cea care corespunde cifrei lor cetanice. Din acest motiv, s-a introdus noțiunea de cifră cetanică echivalentă CC_e , care reprezintă valoarea cifrei cetanice a combustibilului diesel clasic care asigură aceeași întârziere la autoaprindere ca și combustibilul neconvențional. Incercările se efectuează fie pe un motor din fabricația de serie, fie într-o bombă experimentală.

În fig. 2.9 se prezintă variația întârzierii la autoaprindere în funcție de temperatură, pentru diferiți alcoolii. Se observă creșterea întârzierii la autoaprindere odată cu scăderea temperaturii.

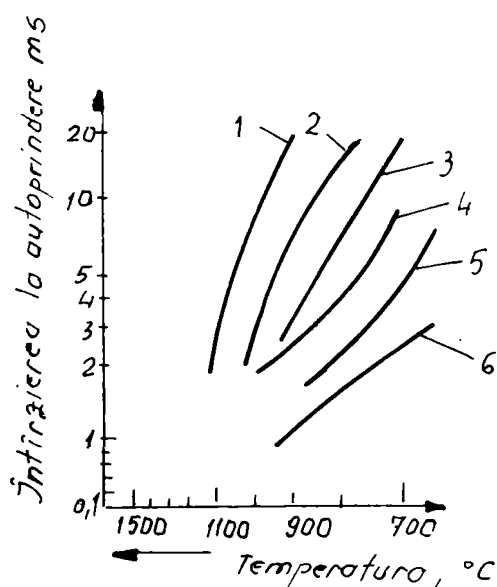


Fig. 2.9. Variația întârzierii la autoaprindere

1 - etanol; 2 - izooctan; 3 - benzen; 4 - n-heptan; 5 - n-dodecan; 6 - n-hexadecan

În plus, în cazul alcoolilor, căldura latentă de vaporizare mare contribuie la accentuarea fenomenelor de scădere a temperaturii încărcăturii și deci la creșterea suplimentară a întârzierii la autoaprindere. Această comportare a alcoolilor impune utilizarea unor metode de ușurare a autoaprinderii. Incercările efectuate pe plan mondial au fost orientate în următoarele direcții:

- folosirea unor aditivi

acceleratori de reacție, în scopul modificării favorabile a proprietăților de autoaprindere;

- folosirea bujiilor cu incandescență;
- aprinderea forțată cu ajutorul unei scânteii electrice.

2.2.1. Alimentarea motorului diesel cu alcooli aditivați

Autoaprinderea compușilor organici oxigenați (alcooli) poate fi ușurată prin aditivarea lor cu anumite substanțe acceleratoare de reacție, aparținând în primul rând clasei nitraților organici. Amestecul format, în care aditivul accelerator poate deține o pondere de până la 25 % poate avea aceeași cifră cetanică echivalentă ca și un combustibil diesel clasic. Dintre acești aditivi, pot fi amintiți următorii:

- izopropil nitrat;
- n-butil nitrat;
- izoamil nitrat;
- 2-etil hexil nitrat;
- ciclohexil nitrat;
- dietilen - glicol dinitrat;
- trietilen - glicol dinitrat.

În cazul utilizării alcoolului pur drept combustibil, este necesară și introducerea uleiului de ricin în proporție de 1 - 3 %, pentru îmbunătățirea proprietăților de ungere.

Cantitatea de aditiv ce trebuie introdusă în alcool depinde de tipul combustibilului neconvențional folosit. Astfel, s-a stabilit experimental că, la utilizarea aditivului hexil nitrat, la proporții de aditiv mai mici de 12 %, aceeași cantitate de aditiv va conduce la obținerea unei cifre cetanice echivalente mai mari pentru etanol decât pentru metanol; peste limita de 12 %, situația se inversează, amestecul metanol - aditiv caracterizându-se prin CC_e superioare.

Pentru un anumit combustibil neconvențional, cantitatea de aditiv depinde de tipul acestuia și de raportul de comprimare al motorului.

Firma Mercedes - Benz a efectuat o serie de experiențe în care s-a folosit metanolul drept combustibil, aditivii utilizați fiind trietilen - glicol dinitrat și 2-etil hexil nitrat. A rezultat că odată cu creșterea raportului de comprimare, cantitatea de aditiv poate să scadă de la 12,5 % pentru 2-etil hexil nitrat și respectiv 6% pentru trietilen-glicol dinitrat la $\varepsilon = 17$, până la 7 % și respectiv 3 % pentru $\varepsilon = 21$. La rapoarte de comprimare mai mari de 25, întârzierea la autoaprindere a fost practic egală pentru motorină și metanol, chiar dacă nu s-au folosit aditivi. În cadrul încercărilor, au fost folosite două motoare: tip Mercedes - Benz OM 407 (S/D = 155 / 125 mm, $\varepsilon = 17$, $n = 2200$ rot/min) și monocilindrul derivat din acest motor. În combustibil s-a adăugat și ulei de ricin în proporție de 1 %. Debitul maxim al pompei de injecție a fost mărit de 2,23 ori și s-au modificat corespunzător camele pentru a nu se mări durata injecției. S-a constatat că valorile raportului de comprimare pentru care duratele întârzierii la autoaprindere tind să devină egale pentru motorină și alcool fără aditiv ($\varepsilon > 23$) nu pot fi acceptate datorită funcționării extrm de dure a motorului.

Menținând același avans la injecție atât pentru motorină cât și pentru metanol + aditiv, întârzierea la autoaprindere a scăzut pentru motorină de la 15 °RAC pentru $\varepsilon = 13$, la 10 °RAC pentru $\varepsilon = 21$, în timp ce pentru alcool, variația a fost mult mai mică și de sens contrar (de la 13 °RAC la $\varepsilon = 13$, la 15 °RAC pentru $\varepsilon = 21$).

2.2.2. Alimentarea cu alcooli a motorului diesel cu bujii incandescente

O aprindere sigură a alcoolilor în motorul cu aprindere prin comprimare poate fi asigurată, chiar și în condițiile unor sarcini reduse, prin utilizarea bujiilor incandescente. În funcție de tipul camerei de ardere, se pot utiliza diferite soluții de amplasare a injectorului și a bujiei, după cum rezultă și din fig. 2.10.

Variantele constructive mai simple mențin constantă temperatura bujiei, aceasta având valori de 750 ... 850 °C.

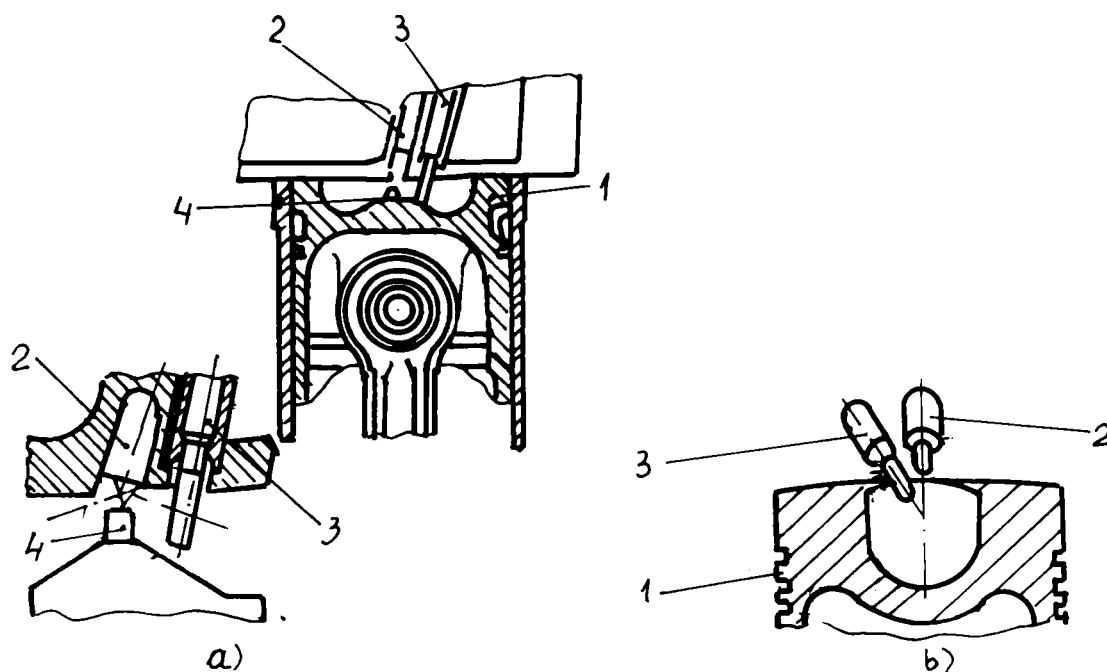


Fig. 2.10. Soluții de amplasare a bujiei

a - cameră de ardere plată; b - cameră de ardere tip cupă;
 1 - piston; 2 - injector; 3 - bujie; 4 - știft de impact

Din încercări a rezultat că, pentru reducerea emisiilor poluante, temperatura bujiei trebuie corelată cu sarcina motorului. Astfel, la scăderea sarcinii, temperatura bujiei trebuie să crească. Se folosește în acest scop un bloc electronic care reglează intensitatea curentului bujiei, preluând informații de la un traductor de turație și de la o termocuplă (pentru temperatura gazelor de ardere). Procedeeul a fost aplicat unui motor diesel supraalimentat ($S/D = 121/152$ mm, $\varepsilon = 15$, $p_s = 0,9$ bar, $n = 2200$ rot/min), având camera de ardere plată. Bujia a fost plasată între jeturile de combustibil. La pulverizatorul standard, s-a mai practicat un orificiu cenral suplimentar. Jetul central de combustibil se sparge de știftul de impact, rezultând astfel o zonă centrală cu amestec preformat aer - combustibil, care asigură transferul rapid al flăcării din zona de inițiere, către zona celorlante jeturi. Pentru păstrarea puterii nominale a motorului, debitul maxim al pompei de injecție a fost mărit de 2,7 ori față de cazul funcționării cu motorină. Măsurătorile de consum au arătat că la

sarcină plină, consumul de combustibil rămâne același, iar în domeniul sarcinilor parțiale, creșterea consumului n-a depășit 10 %. S-au efectuat și încercări privind pornirea la rece, aceasta putând fi realizată până la temperatura exterioară de -18 °C. După o perioadă de încălzire a bujiei incandescente de 30 s, s-a obținut o pornire sigură a motorului după o antrenare de 1... 3 s.

Firma Kloeckner - Humbold - Deutz a efectuat încercări pe un motor diesel ($S/D = 130/125$ mm, $\varepsilon = 17,4$, $n = 2200$ rot/min), alimentat integral cu metanol, cu asistarea aprinderii cu bujie incandescentă. Camera de ardere folosită a fost de tip cupă. Mișcarea aerului în cilindru a fost asigurată printr-o profilare corespunzătoare a galeriei de admisiune. Temperatura bujiei a fost reglată în funcție de sarcină. S-a constatat o funcționare a motorului, practic fără fum în gazele de evacuare. Emisiile de NO_x sunt mai scăzute decât la alimentarea cu motorină, temperaturile din timpul arderii fiind mai mici (cu aproximativ 200 °C la $n = 1600$ rot/min și $p_e = 0,7$ MPa) [65].

2.2.3. Alimentarea cu alcooli a motorului diesel cu aprindere forțată de la scânteie electrică

În cazul acestei metode, se renunță la principiul aprinderii prin comprimare, aceasta realizându-se forțat, de la o scânteie electrică. Aceasta este produsă de către o bujie a cărei electrozi, de o formă specială, se găsesc în camera de ardere. Încercări privind acest mod de alimentare și aprindere pentru un motor diesel au fost efectuate de către firma Volkswagen, folosindu-se motorul de tip Rabbit, cu 4 cilindri în linie și $V_t = 1588$ cm³. S-a montat un ruptor - distribuitor acționat de către arborele de distribuție, iar bujiile incandescente au fost înlocuite cu bujii clasice. Debitul maxim al pompei de injecție a fost dublat, iar în combustibil s-au introdus uleiuri sintetice, într-o proporție de 1 ... 3 %, pentru îmbunătățirea proprietăților de ungere. Creșterea necontrolată a tensiunii descărcării electrice (datorată presiunilor

mari și turbulenței din cilindru) a fost limitată prin reducerea distanței de la electrozii bujiei, de la 0,76 la 0,30 mm. Pentru a prelungi durata de funcționare a bujiilor, raportul de comprimare a fost redus de la 23 la 16,5. Electrozii bujiei, mai lungi decât la o bujie obișnuită, au fost plasați în afara acțiunii jetului de combustibil. S-au redistribuit volumele între camera de ardere din piston și cea din chiulasă, în sensul micșorării acesteia din urmă. Ca urmare, s-a constatat o reducere cu 10...20 % a puterii motorului. Cantitatea de hidrocarburi nearse din gazele de evacuare a crescut de 3 ... 5 ori, în timp ce emisiile de NO_x au scăzut cu 50 ... 70 %, comparativ cu funcționarea cu motorină. În ceea ce privește consumul de combustibil, la alimentarea cu motorină s-a reușit parcurgerea a 17,1 km cu un litru, iar la alimentarea cu metanol, distanța a scăzut la 6,84 ... 7,1 km.

Același procedeu a fost aplicat și pe un motor tip MAN FM (S/D = 125/155 mm, $\epsilon = 16,5$, $n = 2200$ rot/min). Nu s-au executat modificări constructive ale motorului (aceeași poziție a injectoarelor, formare peliculară a amestecului). Puterea nominală și randamentul efectiv au rămas nemodificate. Pornirea motorului a fost posibilă până la o temperatură a mediului de -20 °C.

2.3 Alimentarea motorului diesel cu combustibil binar

În cadrul Universității Tehnice din Iași, s-au efectuat încercări privind alimentarea motorului diesel cu un combustibil binar, format din: 55 % motorină, 32,2 % azotat de amoniu, 10,8 % apă, 2 % emulsionant. Încercările au fost efectuate pe un motor diesel de tip D110 precum și pe un monocilindru pentru determinarea cifrei cetanice, de tip IT9. S-au efectuat și probe de parcurs, folosind un autoturism ARO echipat cu motor diesel.

La alimentarea cu combustibil binar, prin mărirea debitului maxim al pompei de injecție, turația corespunzătoare limitei de fum a fost ridicată de la 1800 rot.min pentru motorină, la 2300 rot/min, ceea ce a permis o creștere cu aproximativ 35 % a

puterii motorului. În același timp, gradul de fum s-a diminuat de la 60 % - pentru motorină, $n = 1800$ rot/min, la 28 % - pentru combustibil binar, aceeași turație.

La turația de 2300 rot/min, gradul de fum a fost de peste 55 % pentru motorină, față de 37 % pentru combustibil binar. S-a obținut și reducerea emisiilor de hidrocarburi neare și CO_2 , datorită scăderii conținutului de carbon a combustibilului, de la 0,85 kg C/kg motorină, la 0,467 kg C/kg comb. binar. S-a observat și reducerea depunerilor carbonoase din camera de ardere și de pe traseul de evacuare din chiulasă.

2.4. Alimentarea motorului diesel cu combustibili gazoși

Combustibilii gazoși luați în considerare pe plan mondial pentru alimentarea motorului diesel sunt:

- gazul natural (gazul metan);
- gazele petroliere lichefiate (GPL);
- hidrogenul.

Indiferent de varianta de alimentare a motorului (cu motorină + combustibil gazos, sau doar cu gaz) și de combustibilul gazos folosit, una din cele mai importante probleme este legată de modul de stocare al acestuia. Stocarea combustibililor gazoși poate fi făcută prin una din următoarele metode:

- sub forma de gaz comprimat;
- sub forma de gaz lichefiat;
- în hidruri metalice.

Stocarea sub formă de gaz comprimat se utilizează în cazul gazului natural. Stocarea se face în butelii din oțel, la o presiune de 4...20 MPa. În cazul hidrogenului sau GPL, această metodă nu este economică (la un autoturism, buteliile ar reprezenta circa 60 % din masa totală a acestuia).

Stocarea sub formă de gaz lichefiat este folosită în special în cazul GPL. În acest scop se folosesc butelii cu un volum de 40...150 l, în care gazul se află la o presiune de 0,4...0,7 MPa. Aplicarea acestei metode în cazul hidrogenului este dificilă, deoarece temperatura de stocare trebuie să fie de -253 °C, fapt care impune utilizarea unor vase Dewar, cu un preț ridicat. Pe de altă parte, nu poate fi neglijată nici problema pierderilor de gaz, care pot atinge 5 %, chiar și atunci când se utilizează tehnici criogenice perfecționate.

O soluție de viitor privind stocarea hidrogenului o constituie hidrurile metalice. Acestea sunt compuși chimici solizi, între un metal (Fe, Ni, Cu, La, Ti, etc) sau un aliaj al acestuia și hidrogen, având proprietatea de a dizolva hidrogenul, la o anumită temperatură, în cantități foarte mari. Absorbția sau desorbția hidrogenului decurg după reacția:



Pentru aplicațiile practice, prezintă interes hidrurile pentru care desorbția hidrogenului are loc la presiuni de 0,1...1 MPa. Din acest punct de vedere, hidrurile pot fi:

- de temperatură joasă, la care desorbția are loc la -10° ... +100 °C;
- de temperatură înaltă, la care desorbția are loc la 250° ... 350 °C.

În prima categorie, se includ compuși de tipul Fe - Ti (Mn Fe), La - Ni, iar în cea de-a doua, intră compuși de tipul Mg - Ni sau Mg - Cu. Randamentul de stocare este de 2,3 ... 2,5 % pentru hidrurile de joasă temperatură și de până la 8 % pentru cele de înaltă temperatură.

Siguranța în funcționare a rezervoarelor cu hidruri metalice este superioară oricăror altor sisteme de stocare; la o eventuală distrugere a rezervorului, hidrogenul rămânând blocat în rețeaua cristalină a hidrurii și deci nu apare pericolul de explozie.

2.4.1 Alimentarea motorului diesel cu motorină și gaze naturale

Rezistența ridicată la autoaprindere a gazului natural impune utilizarea combinată a acestuia, împreună cu motorina. Conform acestei metode, combustibilul principal (gazul natural) se introduce în motor odată cu aerul de admisiune, combustibilul de aprindere (motorina) introducându-se în cilindru prin injecție, la sfârșitul comprimării. Jetul de flacără format prin autoaprinderea motorinei constituie o puternică sursă de aprindere forțată a combustibilului gazos.

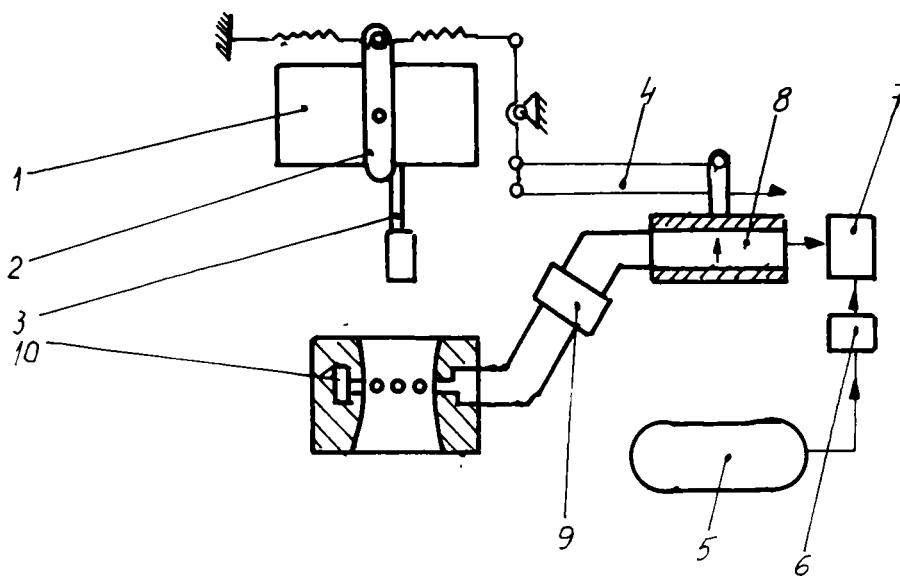


Fig. 2.11 Schema sistemului de alimentare cu motorină și gaz natural

- 1 - pompă de injecție; 2 - pârghie accelerație; 3 - electromagnet; 4 - cablu accelerație; 5 - butelie gaz; 6 - electroventil; 7 - reductor presiune; 8 - clapetă reglare debit gaz; 9 - ajutaj; 10 - amestecător

În fig. 2.11 se prezintă schema sistemului de alimentare a unui motor diesel funcționând cu amestec de motorină și gaz natural, sistem realizat de firma Toyota. Sistemul permite funcționarea motorului atât cu motorină cât și cu amestec de motorină și gaz natural. În primul caz, prin acționarea electromagnetului (3), pârghia de accelerație (2) a pompei de injecție este eliberată; în același timp, electroventilul (6) fiind închis, este oprit accesul gazului în cilindrii motorului. La funcționarea cu

amestec de motorină și gaz natural, electromagnetul (3) este eliberat, blocând astfel pârgăria de accelerație, pentru ca pompa de injecție să debiteze doar o cantitate mică de motorină (10...20 % din doza ciclică), necesară formării pilotului. Electroventilul este deschis, permițând trecerea gazului din butelia (5) către reductorul de presiune (7), unde presiunea gazului este micșorată până la o valoare apropiată de presiunea atmosferică. Debitul de gaz poate fi reglat cu ajutorul clapetei (8), acționată prin intermediul cablului (4) de pedala de accelerație. Gazul ajunge apoi în amestecătorul (10), montat pe galeria de admisiune a motorului, în care are loc amestecarea cu aerul aspirat.

Prin aplicarea sistemului de alimentare prezentat anterior la un autoturism Toyota echipat cu motor diesel cu cameră de turbulență de tip Ricardo Comet V, s-a obținut o creștere a distanței parcurse cu un litru de carburant convențional cu 8,2 km în trafic urban și cu 14 km la circulația pe șosea. Utilizarea aceluiași procedeu la un autoturism Volkswagen, echipat cu motor diesel supraalimentat, cu cilindreea de $1,47 \text{ dm}^3$, a permis creșterea distanței parcurse cu un litru de combustibil cu 17 km în regim urban și cu 29 km la deplasarea pe șosea. S-a evidențiat necesitatea reducerii avansului la injecția motorinei odată cu mărirea presiunii de supraalimentare. Se evită astfel apariția bătăilor în motor la regimul puterii maxime precum și scăderea bruscă a puterii la apariția acestui fenomen.

2.4.2. Alimentarea motorului diesel cu motorină și GPL

Atunci când alimentarea motorului se face cu motorină și GPL în fază gazoasă, soluțiile constructive sunt asemănătoare celor folosite la alimentarea cu gaze naturale. Este însă necesară prezența unui vaporizator - reductor, pentru a se asigura trecerea lichidului din butelie în fază gazoasă și reducerea presiunii acestuia.

O altă soluție o constituie alimentarea motorului diesel cu amestec de motorină și GPL, schema unui astfel de sistem de alimentare fiind prezentată în fig. 2.12.

Se observă că pompa de injecție asigură atât injecția motorinei cât și a gazului lichefiat, folosindu-se un singur injector (6), de construcție specială; pomparea gazului lichefiat este asigurată de către pistonul separator (3) [8].

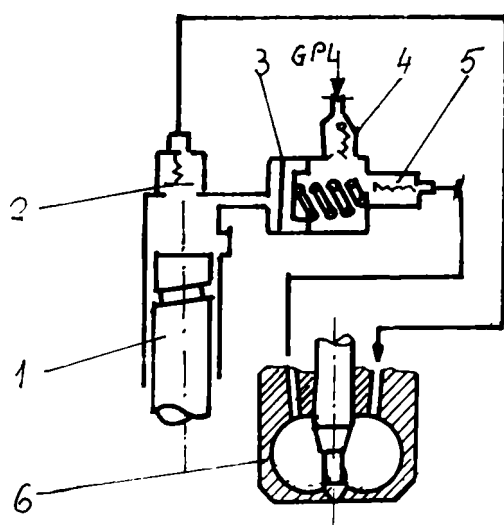


Fig. 2.12 Schema instalației de alimentare cu motorină și GPL

1 - piston plonjor; 2 - supapă refulare motorină; 3 - piston separator; 4 - supapă admisie GPL; 5 - supapă refulare GPL; 6 - pulverizator

Incercările efectuate pe un motor diesel cu cameră de turbulență ($D/S = 103/86$ mm, $\epsilon = 21,6$, $P_e = 63$ kW, $n = 3600$ rot/min) au pus în evidență o creștere a emisiilor la sarcini mici, comparativ cu fu... i u motorină. Pe măsură ce sarcina motorului crește, aceste emisii scad rapid, ajungând comparabile cu

cele rezultate la funcționarea cu motorină la regimul de sarcină plină. Astfel, la o sarcină de 25 %, 52 % din emisiile de combustibil nears sunt reprezentate de propan, 43 % de etan și propilenă și 5 % de metan; la regimul de sarcină plină, proporția de propan a scăzut la 32 %. Cauza acestor emisii de combustibil nears (formate preponderent din hidrocarburile inițiale) o constituie faptul că flacăra inițiată de pilotul de motorină nu reușește să traverseze amestecul foarte sărac gaz - aer. Deoarece arderea incompletă la mers în gol și sarcini mici se manifestă și prin reducerea randamentului, este rațional ca la aceste regimuri să se renunțe la alimentarea cu doi combustibili.

Emisiile de CO și HC au manifestat aceleași tendințe ca și emisiile de combustibil nears. În schimb, la alimentarea cu GPL, s-a constatat o reducere a emisiilor de NO_x pentru toate regimurile de sarcină. Emisiile de particule nearse au scăzut cu 50 % la sarcină plină față de cazul în care alimentarea s-a făcut cu motorină.

2.4.3. Alimentarea motorului diesel cu motorină și hidrogen

În 1935, Gerrish și Foster s-au ocupat de motoare diesel - gaz cu admisiune de amestec de hidrogen - aer în care se injectează combustibil greu [14].

Oehmichen, în 1942 a comunicat rezultatele sale pe motoare monocilindru cu formarea interioară a amestecului, cu injecție de hidrogen la începutul cursei de comprimare [15].

Cercetările în acest domeniu au fost întrerupte până prin anii 1970, când au primit un nou impuls datorită creșterii poluării aerului de către motoarele cu ardere internă și a crizei petroliere.

Utilizarea alimentării combinate motorină cu hidrogen reprezintă o soluție eficientă pentru asigurarea controlului procesului de aprindere și ardere a combustibilului. Cercetările efectuate pe plan mondial au luat în considerare atât cazul în care hidrogenul constituie combustibilul principal iar motorina, pilotul necesar aprinderii, cât și cazul în care hidrogenul constituie combustibilul de adaos, doza ciclică de hidrogen reprezentând 10...15 % din căldura introdusă pe ciclu.

În ceea ce privește formarea amestecului aer - hidrogen, s-au avut în vedere ambele procedee posibile:

- formarea amestecului în exteriorul cilindrului;
- formarea amestecului în interiorul cilindrului.

Datorită faptului că hidrogenul se poate aprinde ușor în contact cu punctele fierbinți ale motorului, formarea exterioară a amestecului are o utilizare limitată,

deoarece poate apărea în acest caz fenomenul de întoarcere a flăcării în galeria de admisiune. În plus, este posibilă apariția unor aprinderi necontrolate în interiorul cilindrilor. În fig. 2.13 se prezintă o soluție care permite eliminarea fenomenului de întoarcere a flăcării. Soluția constă în trimiterea hidrogenului în dreptul fiecărei supape de admisiune (5) prin intermediul unei supape pentru hidrogen (2); aceste supape fiind acționate de către un arbore cu came suplimentar (1).

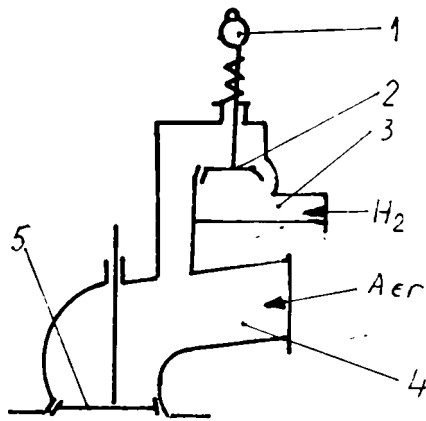


Fig. 2.13 Schema sistemului de alimentare cu motorină și hidrogen cu formarea exterioră a amestecului

1 - arbore cu came suplimentar; 2 - supapă pentru hidrogen; 3 - conductă admisie hidrogen; 4 - conductă admisie aer; 5 - supapă admisie

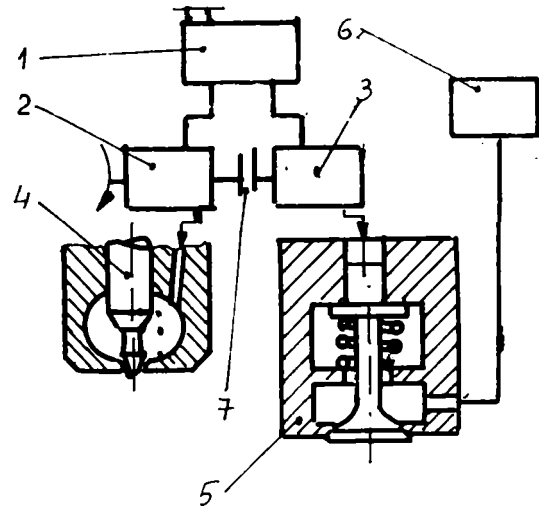


Fig. 2.14. Schema sistemului de alimentare cu injecția hidrogenului în cilindru

1-rezervor motorină; 2-pompă injecție motorină; 3-pompă suplimentară de injecție; 4-injector motorină; 5-injector hidrogen; 6-rezervor cu hidruri metalice; 7-cuplaj.

Se observă că, folosind acest mod de alimentare a motorului, nu se pot elimina aprinderile necontrolate ale amestecului aer - hidrogen în interiorul cilindrului. În prezent, cea mai eficientă soluție pare a fi formarea amestecului aer - hidrogen în interiorul cilindrului, folosindu-se la fiecare cilindru a câte unui injector pentru motorină și unul pentru hidrogen. În fig. 2.14 se prezintă schema unui astfel de sistem de alimentare: injectorul pentru motorină (4) este alimentat de către pompa de injecție (2) iar comanda deschiderii injectorului de hidrogen (5) este dată de către pompa de injecție suplimentară (3), antrenată de pompa (2) prin intermediul

cuplajului (7). Prin montarea acestui cuplaj în diferite poziții unghiulare, se poate regla momentul declanșării injecției hidrogenului în raport cu începutul injecției motorinei.

Principial, schemele instalațiilor de alimentare cu hidrogen, prin injecția acestuia în cilindrul motorului, în timpul cursei de comprimare, sunt prezentate în fig. 2.15. [3].

Dacă hidrogenul este stocat sub formă de gaz sau lichid sub presiune, din butelia 1 el trece prin reductor - regulatorul de presiune 2 și injectorul 3, care poate de joasă sau de înaltă presiune - fig. 2.15 a. Comanda de deschidere a injectorului se realizează de regulă hidraulic, utilizând pompe de injecție de motorină clasice. Acest tip de comandă favorizează reglarea momentului injecției și a duratei acesteia.

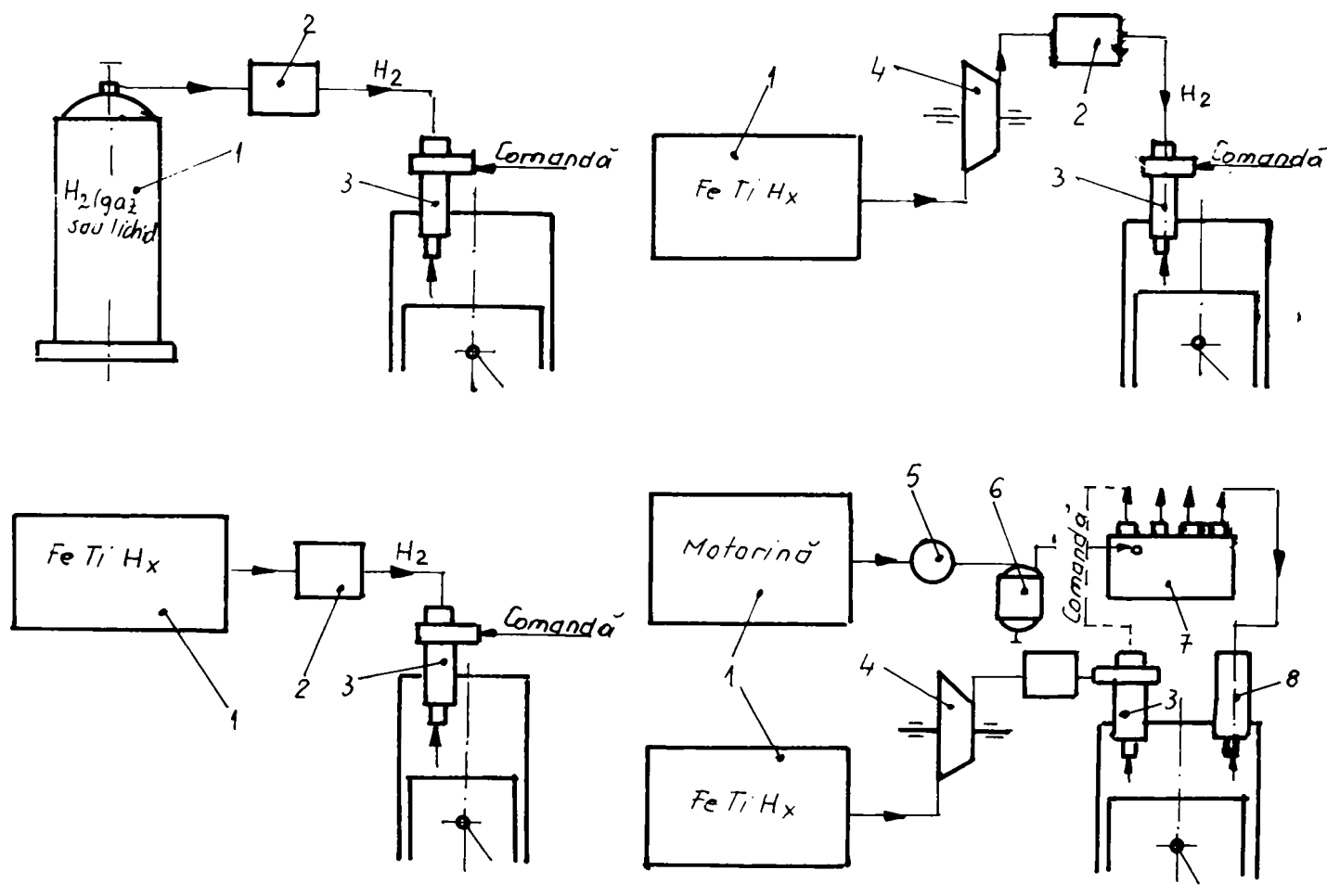


Fig. 2.15 Schemele instalațiilor de alimentare prin injecție de hidrogen în motorul diesel

a - cu hidrogen stocat în butelie; b - cu hidrogen stocat în hidrură metalică; c - cu hidrogen stocat în hidrură metalică și comprimat; d - cu hidrogen și motorină;

Schema injectiei hidrogenului la presiune joasă, utilizând un rezervor cu hidruri metalice este prezentată în fig. 2.15 b. Hidrogenul desorbit din rezervorul 1 este dirijat către injectorul de joasă presiune 3, după ce mai întâi trece prin regulatorul de presiune 2. Comanda de deschidere a injectorului este hidraulică.

Injectia hidrogenului la presiune ridicată, utilizând un rezervor cu hidruri metalice, necesită introducerea în instalația de alimentare a unui compresor - fig. 2.15 c. Compresorul de hidrogen 4 se montează în avalul rezervorului 1 pentru menținerea constantă a presiunii de injecție. În amonte injectorului 3 se plasează regulatorul de presiune 2 iar comanda injectorului este hidraulică.

Pentru alimentarea mixtă a motorului diesel cu hidrogen și motorină, se utilizează instalația de alimentare prezentată în fig. 2.15 d. În cele mai multe cazuri, cei doi combustibili sunt introduși în cilindrul motorului pe trasee diferite, fiind un injector clasic pentru motorină și unul pentru hidrogen (de înaltă presiune). La această schemă, comanda injectorului de hidrogen se realizează de la pompa de injecție 7, prezentă în circuitul de alimentare cu motorină. Instalația se poate simplifica dacă prin injectorul de hidrogen se poate introduce și motorina în cilindru. În acest caz, injectorul de motorină 8 poate să lipsească, iar pompa de injecție care se folosește pentru comanda deschiderii injectorului de hidrogen, este utilizată și pentru introducerea motorinei în cilindrul motorului. Motorina introdusă astfel poate constitui pilotul necesar aprinderii amestecului aer - hidrogen, sau în cantitate mai mare, a doua componentă a amestecului hidrogen - motorină [17].

Construcția injectorului și momentul începutului injectiei hidrogenului depinde de presiunea la care se găsește acesta. Astfel, în cazul injectiei de hidrogen la joasă presiune (0,9...1,0 MPa), injectia are loc la începutul comprimării, când presiunea din camera de ardere este scăzută (0,15...0,30 MPa) și are o durată relativ mică (25...40 °RAC). Din acest motiv, pentru a putea introduce în cilindru cantitatea necesară de hidrogen, trebuie prevăzute secțiuni de trecere mari, folosindu-se în acest scop injectoare cu supapă - taler.

În cazul injecției de înaltă presiune, hidrogenul (5...9 MPa) se introduce în cilindru la sfârșitul comprimării, folosindu-se în acest scop injectoare cu ac.

Dacă stocarea hidrogenului se face în rezervoare criogenice, presiunea necesară injecției este obținută fie cu ajutorul unei pompe cu piston (pentru presiuni de 0,3...1,2 MPa), fie cu elemente de pompare asemănătoare celor pentru motorină (pentru presiuni de 5...9 MPa). În acest ultim caz, este necesară adoptarea unei soluții constructive speciale, care să micșoreze la maximum pierderile de hidrogen printre pistonul plonjor și bucușă [7].

Deschiderea injectoarelor pentru hidrogen poate fi comandată hidraulic (ca în fig. 2.14), mecanic (ceea ce implică existența unui arbore cu came suplimentar) sau electromagnetic (caz în care este necesară prezența unui bloc electronic de comandă). În ultimul caz, durata injecției este sensibil mai mică decât în celelalte variante, fiind reglabilă între 6 și 12 ms [16].

Cercetările efectuate au urmărit stabilirea corelației dintre dozajul amestecului aer - hidrogen, temperatura amestecului și mărimea dozei de motorină. S-au efectuat încercări pe un motor monocilindric ($V_s = 0,55 \text{ dm}^3$, $n = 1500 \text{ rot/min}$), obținându-se rezultate favorabile cu o doză de hidrogen care reprezenta 10 % din cantitatea de căldură introdusă pe ciclu. În domeniul sarcinilor mari, s-a obținut o ușoară îmbunătățire a randamentului indicat, explicabilă prin accelerarea procesului de ardere, care a determinat și creșterea presiunii maxime de ardere și scăderea temperaturii gazelor de evacuare.

Posibilitatea obținerii unor randamente superioare la funcționarea cu adaos de hidrogen în admisiune a fost confirmată și de cercetări, realizate tot pe un motor monocilindric ($V_s = 0,45 \text{ dm}^3$, $n = 2400 \text{ rot/min}$) la care s-au înregistrat creșteri ale randamentului efectiv de până la 10 %.

Proporția maximă de hidrogen este limitată de mărirea presiunii maxime de ardere precum și de obținerea unor viteze mari de creștere a presiunii, care

determină mărirea nivelului de zgomot din timpul funcționării motorului la proporții de hidrogen mai mari de 11 %.

Tinând cont de fenomenele prezentate, se pare că proporția optimă de hidrogen acceptabilă este de 10...15 %.

2.4.4. Alimentarea motorului diesel integral cu hidrogen

În cazul acestei variante, se renunță la injectarea motorinei în cilindru, motorul fiind alimentat doar cu hidrogen. Incercările efectuate pe un motor cu aprindere prin comprimare, cu cameră de turbulență ($\varepsilon = 17$), cu menținerea constantă a avansului la injecție ($\beta_{inj} = 7,5 \text{ }^\circ\text{RAC}$), au demonstrat că autoaprinderea se produce cu întârziere mare, variabilă de la un ciclu la altul. Autoaprinderea s-a produs doar la 50 % din cicluri, iar la o turație de 1500 rot/min, întârzierea la autoaprindere a înregistrat valori cuprinse între 20...47 $^\circ\text{RAC}$. Aceste rezultate au dus la concluzia că, pentru rapoartele de comprimare utilizate în mod obișnuit, sunt necesare metode speciale de asistare a aprinderii [6].

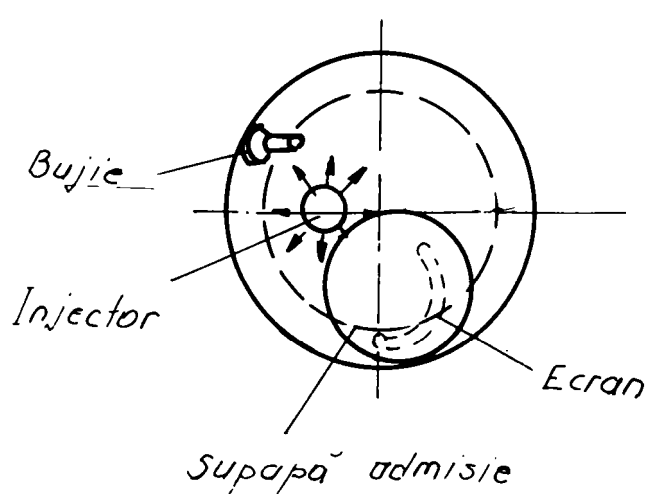


Fig. 2.16 Schema amplasării injectorului de hidrogen

Una din cele mai simple metode de asistare a aprinderii o constituie utilizarea bujiei cu incandescență. Incercările efectuate pe un motor pentru determinarea cifrei cetanice au demonstrat că, la o temperatură a bujiei de 1200 K, se asigură o aprindere stabilă, întârzierea la autoaprindere variind între 10...13 $^\circ\text{RAC}$. S-au obținut

valori mai mari ale presiunii medii indicate față de variantele alimentării cu motorină a motorului. De asemenea, s-a remarcat posibilitatea funcționării corespunzătoare a motorului cu un grad accentuat de sărăcire a amestecului ($l = 12,5$)

Incercări efectuate pe un motor diesel cu cameră de ardere unitară ($D/S = 85/86$ mm, $\varepsilon = 12$) au reliefat importanța mișcării de vârtej a aerului în camera de ardere. S-a ajuns astfel la soluția constructivă prezentată în fig. 2.16. Cele mai bune rezultate s-au obținut prin utilizarea unui injector cu 8 orificii și prin ecranarea supapei de admisie pe 180° .

O altă posibilitate de control al aprinderii și arderii o constituie injectarea hidrogenului în două faze. Injecția pilotului de hidrogen a început cu un avans de 35° RAC față de PMI, iar fracțiunea principală a început să fie injectată cu $7,5^\circ$ RAC înainte de PMI. S-au constatat reducerea întârzierii la autoaprindere și obținerea unei funcționări liniștite a motorului pe măsură ce pilotul de hidrogen a fost mărit de la 0 la 20% din masa fracțiunii principale. Totuși, mărirea excesivă a pilotului de hidrogen poate conduce la autoaprinderea acestuia și înrăutățirea funcționării motorului. Pe de altă parte, masa pilotului de hidrogen trebuie corelată și cu avansul la injecția sa, în sensul scăderii masei acestuia odată cu creșterea avansului, ceea ce complică execuția echipamentului de injecție.

2.5. Alimentarea motorului diesel cu uleiuri vegetale

Incercările efectuate pe plan mondial au utilizat o gamă largă de uleiuri, principalul criteriu avut în vedere fiind disponibilitatea acestuia. Astfel, în țările asiatice s-a utilizat uleiul de palmier, de tărâțe de orez, etc, în timp ce în țările europene s-a folosit alimentarea cu ulei de soia, de rapiță sau mai rar, de floarea soarelui. S-au folosit atât uleiuri vegetale ca atare (simple sau în amestec cu motorină) cât și monoesterii acestora [37].

2.5.1. Alimentarea motorului diesel cu monoesteri ai uleiurilor vegetale

Monoesterii uleiurilor vegetale prezintă avantajul de a avea unele proprietăți apropiate de cele ale motorinei, de exemplu, vâscozitatea metil esterului uleiului de soia la 40 °C este de 4,08 cSt, față de vâscozitatea motorinei la aceeași temperatură, care este de 2,39 cSt (uleiul de soia are vâscozitatea de 31,5 cSt la aceeași temperatură). Întârzierea la autoapridere este, de exemplu, pentru monoesterul de floarea - soarelui, aceeași cu a unui combustibil etalon având $CC = 59,9$ la temperaturi sub 940 K; la temperaturi mai mari, ea devine egală cu cea a unui amestecul etalon cu $CC = 100$. O diferență importantă apare în cazul curbelor de distilare, monoesterii având o volatilitate inferioară motorinei - [17].

Incercările efectuate pe standul de probe cu un motor diesel cu injecție directă ($n = 2500$ rot/min, $P_e = 40$ kW) au arătat că esterii asigură performanțe apropiate de cele rezultate la funcționarea cu motorină. Astfel, pentru aceeași poziție a cremalierii pompei de injecție, puterea motorului a scăzut cu numai 2...4 %, cu toate că esterii au putere calorifică mai mică decât motorina. Se presupune că scăderea puterii calorifice este compensată într-o anumită măsură, de densitatea mai mare a esterilor precum și de micșorarea scăpărilor la elementii de pompă, datorită vâscozității mai mari.

Concentrația de hidrocarburi din gazele de ardere a scăzut de asemenea cu aproximativ 30 % la alimentarea cu esterii, similar și nivelul fumului din gazele de eșapament. S-a înregistrat o creștere de 2 ... 5 ori a emisiilor de oxizi de azot. După funcționarea motorului timp de 200 ore, nu s-au constatat uzuri anormale ale pieselor motorului, observându-se o accentuare a tendinței de formare a depozitelor de zgură și calamină, în special în canalele segmentilor și mai ales la funcționarea cu metil ester și butil ester de soia. Principala defecțiune apărută pe parcursul funcționării motorului a constat în înfundarea frecventă a filtrelor de combustibil, care au trebuit să fie schimbate după circa 50 ore de funcționare - [18].

S-au efectuat încercări și pe motoare diesel cu cameră de turbulență - autoturismul VW Golf ($V_s = 1,6 \text{ dm}^3$, $n = 4800 \text{ rot/min}$), utilizându-se atât varianta cu aspirație naturală, cât și cea supraalimentată. Nu s-au executat modificări ale reglajelor pompei de injecție. Drept combustibil s-a utilizat metil esterul de ulei de rapiță. Probele s-au efectuat pe un banc pentru încercarea motoarelor, pe standul de rulare (cu motorul montat pe autoturism) și prin rularea mașinii în condiții reale de drum, pe parcursul a 41000 km (timp de un an). În regimul de sarcină plină, s-a constatat o ușoară scădere a puterii motorului, la alimentarea cu metil ester, în special spre turația nominală. De asemenea, s-a înregistrat o scădere a cifrei de fum Bosch cu până la două unități. În cazul sarcinilor parțiale, cifra de fum a scăzut cu 0,5...1 unități. la turații mici și medii. Consumul specific de combustibil a fost mai mic în cazul folosirii motorinei decât în cazul alimentării cu metil ester, situația inversându-se la turații mari, când metil esterul asigură consumuri specifice mai mici.

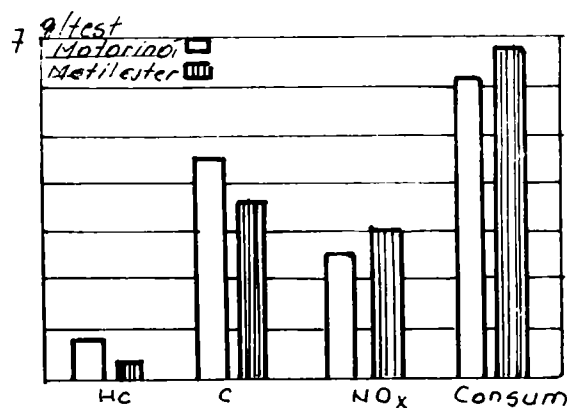


Fig. 2.17. Emisiile de gaze și consumul la testul ECE

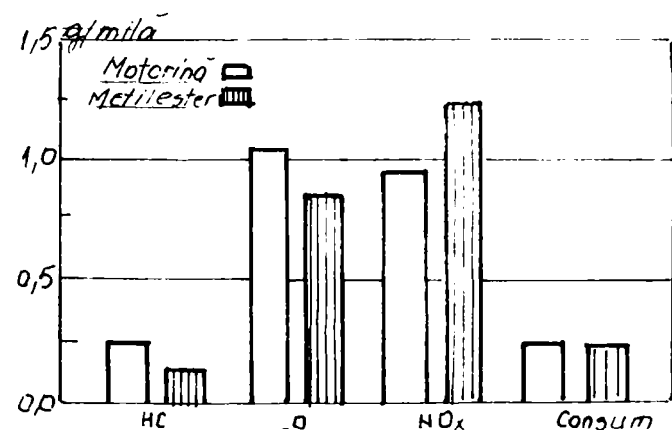


Fig. 2.18. Emisiile de gaze și particule în testul FTP 75

În ceea ce privește emisiile poluante ale motorului, s-a constatat o reducere a emisiilor de hidrocarburi (scădere de până la 50 % în cazul celor aromatice) precum și a monoxidului de carbon - fig. 2.17 și 2.18. Au crescut în schimb emisiile de NO_x și aldehide (de la 2,5 și respectiv 6,1 g/test pentru motorină, la 3,1 și respectiv 6,73 g/test pentru metil ester). De asemenea, în timpul încercărilor pe standul de rulare, s-

a înregistrat o creștere a consumului de combustibil la alimentarea cu metil ester, creștere de circa 1,5% pentru motorul aspirat și de până la 4% pentru motorul supraalimentat.

În timpul testelor de rulare în condiții reale, s-a obținut un consum mediu de metil ester de 6,4 l/100 km. Nu s-au semnalat uzuri sau comportări anormale ale organelor motorului în timpul funcționării.

În Italia, alimentarea cu metil esteri a fost aplicată la un motor diesel cu injecție directă ($S/D = 90/92$ mm, $V_s = 2,393$ dm³, $\varepsilon = 22$, $P_e = 91,5$ CP), montat pe autoturisme Alfa - Romeo model Alfetta 2,4 TD. Combustibilul folosit a fost format din:

- 35 % metil esteri ai unor acizi grași proveniți din uleiuri vegetale;
- 10 % rășină;
- 3,5 % alcool izobutlic;
- 5,5 % motorină.

Autoturismele au fost încercate în condiții reale de exploatare, pe parcursul a peste 80.000 km, pe trasee urbane și interurbane, pe autostradă, drumuri de munte, etc, iar pentru testele privind emisiile poluante, s-a utilizat un stand de rulare.

Pe parcursul încercărilor, nu s-a semnalat colmatarea anormală a filtrelor de combustibil. Totuși, s-a constatat o creștere a presiunii de deschidere a injectoarelor, de la 150 kgf/cm² (reglarea inițială) la 154...157 kgf/cm². Nu s-au observat modificări ale presiunii din timpul injecției în cazul alimentării cu amestec combustibil. Această comportare a combustibilului încercat poate fi explicată prin faptul că vâscozitatea sa era asemănătoare cu cea a motorinei (3,18 cSt la 38 °C pentru amestec, față de 3,26 cSt pentru motorină). Spre deosebire de cazul în care alimentarea s-a făcut cu motorină, la alimentarea cu amestec s-a constatat apariția unor depuneri carbonoase pe bujiile incandescente, în camera de ardere și pe supape, dar nu au apărut fenomene de corodare a părților metalice ale motorului. În ceea ce privește consumul de combustibil, s-a înregistrat o creștere a acestuia, în

medie cu 4...5 % la funcționarea cu amestec - fig. 2.19. Cifra de fum (exprimată în unități Hartridge) a fost în general mai mică cu 2...3 U.H. față de cazul funcționării cu motorină; în unele regimuri tranzitorii, scăderea cifrei de fum a fost de până la 10 U.H. Emisiile poluante nu au prezentat diferențe importante între cele două variante de alimentare a motorului.

În SUA au căpătat o mare amploare cercetările privind utilizarea așa numitului combustibil "biodiesel", format din 20 % esteri ai unor grăsimi animale sau vegetale și 80% motorină. Surse guvernamentale apreciază că aproximativ 50 % din consumul total de combustibil diesel al SUA ar putea fi înlocuit cu biodiesel, iar dacă cele 10,1 bilioane kg de uleiuri de proveniență biologică produse în 1990 - 1991 s-ar fi folosit doar pentru biodiesel, s-ar fi putut obține echivalentul a 12,1 bilioane litri de combustibil.

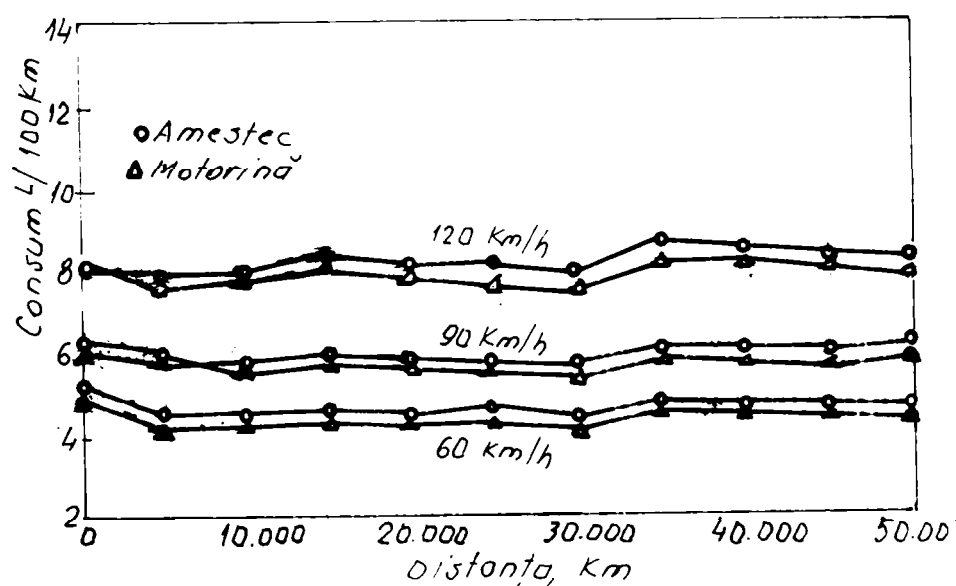


Fig. 2.19 Consumul de combustibil

Încercările efectuate (în general pe parcuri întregi de autobuze destinate transportului urban sau camioane, dar și bărci cu motor) au condus la concluzia că emisiile de CO scad cu 21 %, cele de HC nearese cu 47 % iar cele de particule solide cu 31 % (în cazul utilizării și a unor tobe catalitice). În plus, acest combustibil

prezintă o mai mare siguranță în exploatare datorată temperaturii de autoaprindere mai ridicată precum și datorită faptului că nu apare pericolul formării unor amestecuri explozive aer - combustibil. Cercetările urmăresc și scăderea costurilor de producție. De exemplu, dacă se pornește de la uleiul de soia, prin trecerea pe scară largă a fabricării biodieselului, prețul ar putea scădea de la 0,66 \$/l în prezent la 0,45 \$/l, urmărindu-se atingerea în final a unui cost de 0,26 \$/l.

2.5.2. Alimentarea motorului diesel cu uleiuri vegetale pure

La Universitatea din Madras - India s-au efectuat teste privind alimentarea unui motor diesel monocilindric în patru timpi ($P_e = 5$ CP, $n = 1500$ rot/min) cu uleiuri vegetale specifice zonei respective. Drept combustibili s-au folosit:

- ulei de palmier;
- ulei din tărâțe de orez;
- ulei de karanji;
- amestecuri formate din 80 % (în volum) motorină și 20 % ulei vegetal.

În urma încercărilor, s-au putut desprinde următoarele concluzii:

- la sarcină plină, randamentul termic al motorului a scăzut de la 30 % (motorină) până la 24 % (uleiuri din tărâțe de orez) - fig. 2.20
- la funcționarea cu ulei de palmier, s-a remarcat mirosul neplăcut al gazelor de evacuare
- cifra de fum Hartridge crește, la sarcină plină, de 20 U.H. (motorină) la 28...36 U.H. (uleiuri) - fig. 2.21.
- perioada întârzierii la autoaprindere a crescut în cazul folosirii uleiurilor cu 1...2 °RAC (în medie), la unele sorturi de uleiuri înregistrându-se creșteri de până la 6...8 °RAC. Aceleași uleiuri produc și o scădere cu circa 10 bar a presiunii maxime de ardere.

- durata arderii a crescut în medie cu 1...2 °RAC față de cazul alimentării cu motorină.
- temperatura gazelor de ardere a înregistrat o creștere cu până la 25 °, probabil datorită măririi întârzierii la autoaprindere.
- în cazul alimentării cu amestecuri de motorină și uleiuri vegetale, s-au obținut rezultate mai apropiate de cele înregistrate la funcționarea cu motorină (de exemplu, randamentul termic a scăzut cu max. 4 %); nu s-au constatat diferențe importante în ceea ce privește emisia de fum față de cazul în care alimentarea s-a făcut doar cu uleiuri vegetale [66].

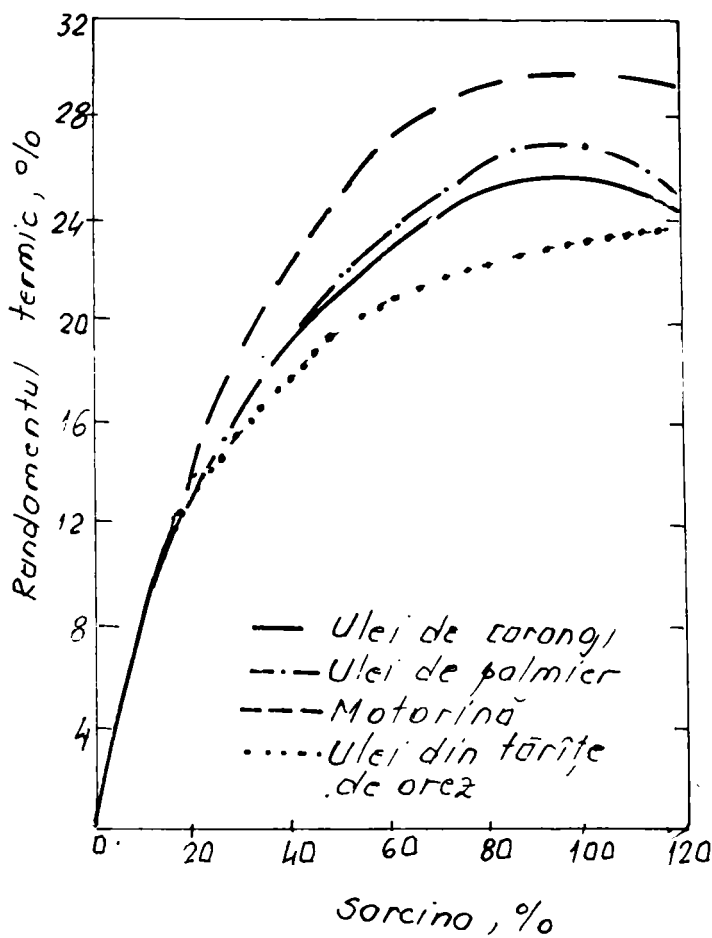


Fig. 2.20. Randamentul termic

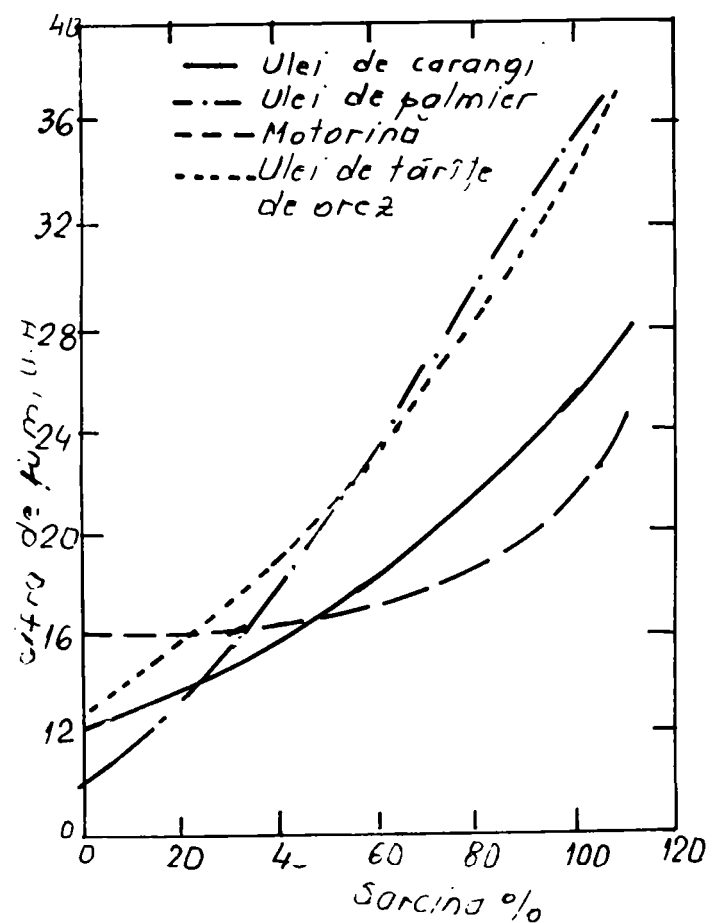


Fig. 2.21. Cifra de fum

Și în Germania se desfășoară experiențe privind alimentarea motorului diesel cu uleiuri vegetale. Drept combustibil s-a utilizat uleiul de floarea soarelui. S-au utilizat două motoare monocilindrice (unul cu injecție directă, al doilea cu cameră de turbulență de tip Ricardo Comet V), în patru timpi, având următoarele caracteristici - tabelul 2.1:

Tabelul 2.1

	m.a.c. cu injecție directă	m.a.c. cu cameră de turbulență
S/D [mm]	90 / 94	90 / 93
V_s [cm ³]	625	611
ε [-]	18,3	22
n [rot/min]	4200	4200
P_e [CP]	14	17,2

Uleiul de floarea - soarelui folosit a avut o vâscozitate de 33,93 cSt la 40 °C, față de 2,4 cSt pentru motorină. Pe parcursul experimentelor, s-au urmărit parametrii care caracterizează proprietățile de ardere ale combustibilului respectiv.

În urma încercărilor, a rezultat că presiunea maximă de ardere a scăzut la alimentarea cu ulei, cu 1...7 bar la motorul cu injecție directă. La motorul cu injecție indirectă, variațiile presiunii maxime față de cazul alimentării cu motorină, au fost de -5...+7 bar. Durata arderii a crescut la alimentarea cu ulei, creșterile fiind mai mici pentru motorul cu injecție directă (până la 13 °RAC) decât la cel cu cameră de turbulență (până la 32 °RAC). Perioada de întârziere la autoaprindere s-a mărit și ea, creșterea fiind mai importantă la motorul cu cameră unitară (de până la 1,5 °RAC).

Randamentul termic a înregistrat scăderi cuprinse între 10...28 % pentru motorul cu injecție directă și între 1...10 % pentru cel cu cameră de turbulență. S-a observat o scădere a emisiei de fum la sarcină plină (cu 5...10 %) la motorul cu injecție directă. La motorul cu injecție indirectă, scăderea emisiei de fum a fost mai pronunțată, fiind cuprinsă între 5...20 %.

În ceea ce privește emisia de hidrocarburi nearchive, aceasta crește atunci când alimentarea se face cu ulei vegetal, creșterile la turații mici sunt - între 50...200 % (injecție directă) și 400...1000 % (injecție indirectă), scăzând spre turația maximă până la 10...50 %. Alimentarea cu ulei vegetal conduce și la creșterea emisiilor de particule nearchive, în special în cazul motorului cu injecție directă. Pe de altă parte, emisiile de NO_x înregistrează scăderi de până la 60 % la alimentarea cu ulei.

2.6. Concluzii

1. Majoritatea combustibililor neconvenționali folosiți pentru alimentarea motoarelor diesel impun modificări constructive costisitoare ale acestora (modificări ale sistemului de alimentare, amplasarea unor bujii clasice sau cu incandescență, etc). În cazul în care alimentarea se face cu uleiuri vegetale sau cu monoesteri ai acestora, nu sunt necesare modificări în construcția motorului.
2. La alimentarea motoarelor diesel cu alcool (pur sau în amestec cu motorină), ca urmare a scăderii cifrei cetanice a combustibilului, se observă o creștere a întârzierii la autoaprindere, care conduce la mărirea vitezei de creștere a presiunii și la o funcționare brutală a motorului. Această tendință este mai accentuată în cazul motoarelor cu injecție directă. Pentru a compensa efectul datorat puterii calorifice mai scăzute a alcoolilor, doza ciclică de combustibil trebuie mărită pentru ca puterea motorului să nu se modifice. Dacă motorul se alimentează doar cu alcool, este necesară utilizarea unor metode de ușurare a aprinderii combustibilului (bujie clasică sau cu incandescență, aditivi, etc).
3. Atunci când motorul diesel este alimentat cu combustibili gazoși, principala problemă care apare este legată de posibilitățile de stocare a acestora la bordul autovehiculelor. De remarcat că toate metodele de stocare utilizate conduc la creșterea costurilor. Din încercările realizate a rezultat că, în regimul de mers în gol și sarcini mici, este rațională alimentarea motorului cu motorină, deoarece arderea incompletă conduce la creșterea emisiilor poluante și la scăderea randamentului motorului. Utilizarea hidrogenului drept combustibil (simplu sau în amestec cu motorina) pune probleme specifice, legate de posibilitățile de control a aprinderilor și arderii. Ca urmare, cea mai eficientă soluție pare a fi formarea amestecului aer - hidrogen în cilindru, folosindu-se injectoare pentru hidrogen, cu complicarea construcției motorului. La alimentarea motorului cu amestec de motorină și hidrogen, se constată o creștere a randamentului efectiv

de până la 10%. Dacă alimentarea motorului se face integral cu hidrogen, sunt necesare metode de asistare a aprinderii, la rapoartele uzuale ale motoarelor diesel.

4. Dacă motorul diesel se alimentează cu monoesteri ai uleiurilor vegetale, nu sunt necesare modificări constructive ale acestuia. În acest caz, puterea motorului scade (până la 4...5%) dar principalul avantaj care apare este legat de scăderea emisiilor poluante și a cifrei de fum a gazelor de ardere. Totuși, emisiile de NO_x înregistrează o creștere apreciabilă. Consumul de combustibil suferă de asemenea o ușoară creștere, cuprinsă între 1...5%. Trebuie remarcat totuși că prețul monoesterilor este mai ridicat decât prețul combustibilului diesel clasic. În Franța, de exemplu, țară în care există deja unități de producere a monoesterilor la scară industrială, prețul monoesterului de rapiță este de 3,7...4,4 FF/l, față de 3,65 FF/l pentru motorină (prețuri la nivelul ian. 1992).
5. În cazul utilizării uleiurilor vegetale pure, s-a observat o scădere a randamentului termic al motorului, între 10...28% la motoarele cu injecție directă și între 1...10% la cele cu injecție indirectă. În ceea ce privește cifra de fum, aceasta depinde de tipul uleiului utilizat, ea scăzând față de cazul în care alimentarea se face cu motorină, pentru unele uleiuri, și crescând pentru altele. În regimul turațiilor scăzute, s-a înregistrat o creștere a cifrei de fum cu 8...21% pentru toate uleiurile. S-a constatat scăderea presiunii maxime de ardere (până la max. 10 bar) precum și creșterea emisiei de hidrocarburi nearse din gazele de eșapament. Ca o regulă generală, parametrii motoarelor cu injecție indirectă sunt mai puțin influențate de utilizarea uleiurilor vegetale drept combustibili. Ca un avantaj al alimentării motorului diesel cu uleiuri vegetale, se poate aminti scăderea nivelului emisiilor de NO_x . Pe de altă parte, nu sunt necesare unități pentru prelucrarea suplimentară a acestor uleiuri (ca în cazul monoesterilor) ele putând fi folosite așa cum rezultă din procesul de fabricație [21], [33], [37].

Capitolul 3 • COMBUSTIBILI CONVENȚIONALI ȘI NECONVENȚIONALI PENTRU MOTORUL DIESEL

Petrolul și gazele naturale constituie în etapa actuală principala sursă energetică. Pe plan mondial, combustibilii pe bază de petrol și hidrocarburi gazoase acoperă, în prezent, peste 55 % din consumul total de energie - tabelul 3.1.

Tabelul 3.1 - Evoluția necesarului de energie pe plan mondial

Combustibil	1973		1990		2000		2020	
	G _{tep}	%	G _{tep}	%	G _{tep}	%	G _{tep}	%
Petrol	6	46	8	38	9	34...35	11,5	29...32
Gaze naturale		18		20		21...22		19...20
Cărbune, energie hidro + nucleară		36		42		43...44		48...52
				10,5			13,5	

3.1. Motorina

3.1.1. Structura și compoziția motorinelor auto

Fracțiunile de bază ale motorinelor sunt alcătuite din hidrocarburi (90...96 %), compuși oxigenați (acizi naftenici și acizi grași), rășini și compuși cu sulf [8].

Motorinele auto parafinoase, care se solidifică la temperaturi sub 0 °C și neparafinoase, ce rămân fluide până la -20 °C, sunt alcătuite în principal din catene parafinice (26...70 %), ciclurile aromatice reprezintă un procent de 5...30 %, iar cele naftenice 15...40 %, variind după natura țițeiului. Acizii naftenici reprezintă în

motorinele parafinoase românești, circa 2,0...2,1 %, iar în cele neparafinoase cam 0,15...0,25 %. Conținutul de sulf în motorine variază între 0,04... 0,90 %. Un conținut ridicat de parafine sau aromatice determină creșterea, respectiv scăderea cifrei de vapori, a puterii calorifice și a punctului de congelare al motorinelor. Naftenele au efecte intermediare.

3.1.2. Evoluția calității combustibililor diesel

Combustibilii diesel erau realizați inițial din produse obținute la distilarea țițeiului. Astăzi, prin aplicarea diferitelor procese de cracare, combustibilii diesel pot conține, de asemenea, cantități variate de distilate de cracare. Selecția distilatelor provenite din produsele de cracare se face într-o astfel de manieră, ca specificațiile să fie realizate simplu, menținând un cost minim [19].

Prețurile relative ale combustibililor diesel depind de tehnicile de rafinare, de natura țițeiului din care provin și de tipul aditivilor.

Există posibilități multiple de combinare pentru satisfacerea diferitelor caracteristici, cum sunt volatilitatea, comportarea la aprindere, vâscozitatea, densitatea, ș.a. Unele motorine, cum sunt cele rezultate din procesele de cracare catalitică și termică, cu caracter nesaturat și aromatic, necesită în prealabil tratarea cu hidrogen (hidrotratare).

Motorul diesel și combustibilul folosit reprezintă alternativele cărora li se acordă o deosebită atenție în realizarea economiei de combustibil. În acest sens, sunt luate în considerare mai multe etape:

- studiul de rafinare privind creșterea potențialului de combustibil diesel pe seama producției de benzină;
- calitatea produsului cu evaluarea efectului compozițional al combustibilului asupra performanțelor și a emisiilor gazoase ale motoarelor;
- performanțele motorului cu evaluarea economiei de combustibil;

- necesitățile de țiței; din studiul de rafinare și performanță al motorului, se determină creșterea posibilă de kilometraj la consum constant de țiței și economiile de țiței la kilometraj constant, ambele raportate la dieselizarea motoarelor.

Tehnica generală adoptată este aceea a realizării suplimentare de combustibil diesel în detrimentul benzinei. O astfel de metodologie a fost aplicată într-o rafinare din S.U.A. profilată pe producerea de combustibili, obținându-se o scădere a raportului benzină/distilat diesel de la 1,7 (obișnuit) la 0,6, în condițiile în care calitatea antidetonantă a benzinei și presiunea de vapori Reid au fost menținute constante în toate cazurile [21].

Economia comparativă de combustibil este cea care determină nivelul raportului benzină/combustibil diesel. Se pare că “avantajul diesel” câștigă tot mai mult teren [22].

3.1.3. Specificații și aspecte privind îmbunătățirea calității combustibililor diesel

La caracterizarea combustibililor diesel și de asemenea la stabilirea condițiilor de definiție și referință, în diferite țări se utilizează clasificări diverse. Una dintre cele mai des utilizate este clasificarea combustibililor diesel conform ASTM D975, prezentată în tabelul 3.2, care cuprinde trei categorii de combustibili diesel: 1-D, 2-D și 3-D - [19], [23].

Combustibilii 1-D și 2-D sunt distilate diesel utilizate pentru motoare cu turație mare și de transport, pentru motoare staționare cu turație medie și pentru motoarele de locomotivă. Tipul 4-D cuprinde o clasă de distilate cu combustibili reziduali. Acest tip de combustibil este utilizat pentru motoarele de turație mică și medie, exploatate în regim constant. Tabelul 3.3 prezintă proprietățile

Tabelul 3.2. Caracteristicile limită ale combustibililor diesel: ASTM D975

Tipul combustibilului diesel	Punct de inflamare [°C]	Punct de congelare [°C]	Carbon reziduu per 10 % reziduu [%]	Cenușă [% gr. }	Temperatura de distilare [°C]		Vâscozitatea la 37,8 °C [cSt]	Sulf [% gr.]	Coroziune pe lama de Cu	Cifra cetanică	
	Min.	Max.			Min.	Max.					Min.
No.1 - D - Combustibil volatil pentru motoare care în funcțiune necesită schimbări de viteză și de sarcină	37,8	Max. cu 5 - 6 ° mai jos de temperatura de lucru a motorului	0,15	0,01	-	287,8	1,4	2,5	0,50	No. 3	40
No.2 - D - Combustibil distilat de volatilitate scăzută, pentru motoare industriale	51,7		0,35	0,01	282,2	338	2,0	4,3	0,50	No. 3	40
No.3 - D - Combustibil pentru motoare cu funcționare în condiții de viteză mică și medie	54,4		-	0,10	-	-	5,8	26,4	2,0	No. 3	30

combustibilului tip 2-D, obținut în trei modalități de realizare tehnologică, respectiv la trei rapoarte benzină / combustibil diesel, conform cu specificațiile ASTM - [23].

Tabelul 3.3. - Caracteristicile combustibililor diesel tip 2-D

Caracteristica	Raport benzină / combustibil diesel			Specificații ASTM
	1,7	1,05	0,6	
Densitate, °API	36,9	38,4	35,5	-
Punct de tulburare, °F	+5,0	+1,0	+9,0	-
Distilare ASTM, °C				
- 10 % vol	225	197	194,5	-
- 90 % vol	305,5	304	325,5	max. 337,8
- final	342,3	340,6	357,2	-
Punct de inflamare, °C	82,2	65,6	63,9	min. 51,7
Sulf, % gr.	0,2	0,2	0,2	max. 0,5
Indice de cetan	50,0	52,0	48,0	min. 40,0
Căldura netă de combustie, kcal / l	8582,2	8528,8	8635,4	

Standarde similare cu ASTM D975 există în țările europene: DIN 51601 (Germania) și BS 2869 (Anglia). Specificațiile BS cuprind patru clase de combustibili diesel - tabelul 3.4, tipul A₁ fiind un combustibil de clasă superioară, B₁ și B₂ se utilizează pentru motoarele diesel mari din marină (tipul B₂ include și cantități mari de reziduuri).

În România, tipurile de combustibil diesel sunt diferențiate prin valoarea punctului de congelare și se realizează prin amestecarea diferitelor fracțiuni obținute prin procesele de distilare primă, cracare catalitică, hidrofinare și solventare a fracțiilor de motorine de cracare catalitică. Caracteristicile combustibililor diesel realizați conform STAS sunt prezentate în tabelul 3.5.

Pe ansamblu, progresele calitative în evoluția combustibililor diesel sunt modeste. Importantă devine numai tendința de majorare continuă a cantităților de fracțiuni petroliere care să corespundă exigențelor de calitate impuse. Problemele de calitate care preocupă au rămas următoarele:

- autoaprinderea cât mai ușoară, asigurată prin cifra cetanică de min.50 și prin indicele diesel de peste 54. Valori ale ID de peste 54 sunt satisfăcătoare chiar și pentru motoarele rapide.

Tabelul 3.4. - Caracteristicile combustibilului diesel după BS 2869

Caracteristica	Tipul combustibilului				Metoda de testare	
	A ₁	A ₂	B ₁	B ₂	ASTM D	IP
Vâscozitatea la 37,8 °C						
min. cSt	1,6	1,6	-	-	445	71
max. cSt	6,0	6,0	14,0	14,0	-	-
Cifra cetanică, min.	50,0	45,0	35,0	-	-	41
Cocs Conradson, % gr.	-	-	0,2	1,5	189	13
Distilare						
% vol. la 357 °C, min.	90,0	90,0	-	-	86	123
Punct de inflamare, °C	55,0	55,0	66,0	66,0	93	34
Conținut în apă, % vol. max.	0,05	0,05	0,1	0,25	-	74
Sedimente, % gr. max.	0,01	0,01	0,02	0,05	473	53
Conținut în cenușă, % gr. max.	0,01	0,01	0,01	0,02	482	4
Sulf, % gr. max.	0,5	1,0	1,5	1,8	-	63
Coroziunea pe Cu, max.	1	1	-	-	130	154
Punct de tulburare, °C, max.	-7	-7	-	-	2500	219

- o curbă de distilare cât mai îngustă pentru a asigura o ardere uniformă și completă, concomitent cu un punct de inflamabilitate de peste 60 °C.
- puncte de congelare de -15 °C și chiar - 25 °C, concomitent cu puncte de tulburare cu numai 7 °C mai ridicate.
- culoarea cuprinsă între 1,5 și 2 Union
- limitarea urmelor de sodiu sub 0,75 ppm datorită efectelor nefavorabile asupra producerii depunerilor.
- limitarea sulfului din motive de coroziune.

Tabelul 3.5. Caracteristicile combustibililor diesel conform STAS 240 - 80

CARACTERISTICI	TIPUL										Metoda analiza	
	ROMAN	LD	-35	-25	-15	-10	-5	+5				
Aspect	lichid limpede	lichid limpede	lichid limpede	lichid limpede	lichid limpede	lichid limpede	lichid limpede	lichid limpede	lichid limpede	lichid limpede		STAS 240-80
Culoare Union unități max.	4	3	3 1/2	3 1/2	4 1/2	4 1/2	4 1/2	4 1/2	4 1/2	4 1/2	4 1/2	pct. 4.1
Densitate la 15 °C, g/cm ³	0,815 - 865	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	34-67 35-81
Cifra cetanică, min.	45	45	40	40	45	45	45	45	45	45	45	6918-64
Indice Diesel, min. (informativ)	48	53	45	46	48	48	48	48	48	48	48	50-76
Punct de congelare, °C, max.	-	-5 vara -15 iarna	-35	-25	-15	-10	-5	-5	-5	-5	-5	39-80
Temperatura limită de filtrabilitate, °C, max	0 vara 12 iarna	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	10316- 75
Cifra de iod, % max.g iod / 100g	4	2	4	4	4	4	4	4	4	4	4	315-74
Apă (metoda distilării), % max	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	24-80
Sulf, % max.	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	119-76
Vâscozitate cinematică la 20 °C,	2,5 - 12	2,5 - 12	1,5 - 12	2,5 - 12	2,5 - 12	2,5 - 12	2,5 - 12	2,5 - 12	2,5 - 12	2,5 - 12	2,5 - 12	117-66
mm ² · s ⁻¹ (cSt)	1,17	1,17	1,17	1,17	1,17	1,17	1,17	1,17	1,17	1,17	1,17	117-66
la 20 °C, °E	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	

Tabelul 3.5 (continuare)

Aciditate minerală și alcalinitate	lipsă	lipsă	lipsă	lipsă	lipsă	lipsă	lipsă	lipsă	22-64
Indice de neutralizare, mg KOH / 100 cm ³ max.	5	5	5	5	5	5	8	8	23-75
Cifra de cocs în 10 % reziduu, % max	0,35	0,25	0,40	0,40	0,40	0,40	0,45	0,45	28-69
Cenușă, % max.	0,01	0,015	0,015	0,015	0,015	0,015	0,015	0,015	38-81 5488-80
Punct de inflamabilitate P.M. °C min.	55	55	65	65	55	55	60	60	36-67
Distilare: - până la 300 °C distilă % vol. min	48	35	48	48	48	48	48	48	
- până la 350 °C distilă % vol. min	85	90	85	85	85	85	85	85	
Coroziunea pe lama de Cu (metoda a II - a)	negativ	negativ	negativ	negativ	negativ	negativ	negativ	negativ	40-73
Putere calorică inferioară kJ/kg	41400	41800	41000	41000	41000	41000	41000	41000	240-80
Impurități mecanice	lipsă	lipsă	lipsă	lipsă	lipsă	lipsă	lipsă	lipsă	

- controlul emisiilor gazoase poluante ale motoarelor.

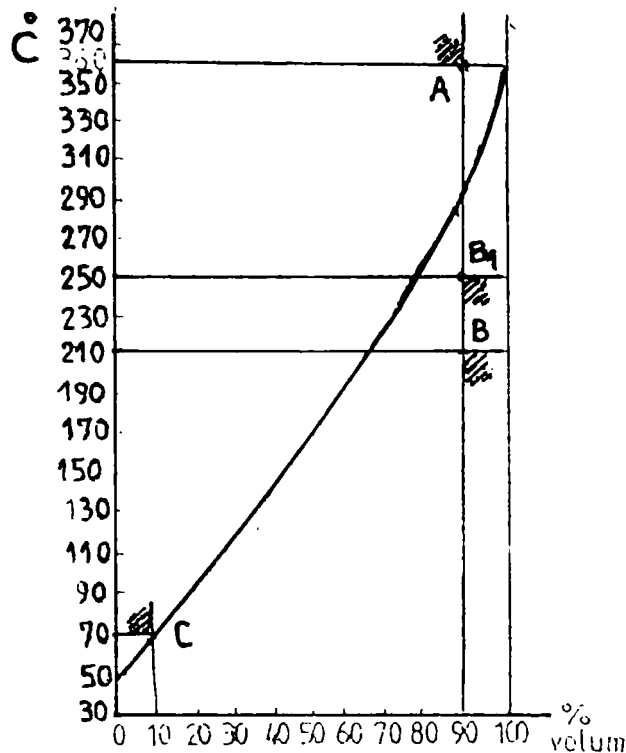


Fig. 3.1 Curba de distilare a unui combustibil diesel

vor determina tendințe de creștere a punctului de tulburare și scăderea cifrei cetanice [21],[25].

Fig. 3.1 prezintă curba de distilare a unui combustibil diesel caracterizat de aceea că 10 % vol. distilă între 30 - 75 °C, iar 90 % vol. distilă în aceeași gamă de temperatură ca și motorinele clasice pentru motoarele rapide. Domeniul de distilare pentru 90 % vol. este cuprins între 210 - 250 °C și 360 °C.

Semnificativă pentru evoluția calității combustibililor diesel este utilizarea aditivilor cu eficiență ridicată.

3.2. Alcoolii

3.2.1. Compușii organici oxigenați

Principalii compuși organici oxigenați avuți în vedere pentru înlocuirea totală sau parțială a combustibililor petrolieri sunt:

Majorarea continuă a cantităților de distilate diesel este realizată în special prin modificarea caracteristicilor de volatilitate. Astfel, de exemplu, pentru combustibilul diesel de tip 2-D, temperatura de distilare a 10 % vol. este redusă de la 224 la 194 °C, iar temperatura de distilare a 90 % vol. este ridicată de la 306 la 326 °C. Aceste modificări ale caracteristicilor de volatilitate

- alcoolii inferiori - metanolul, etanolul, terț-butanolul, amestecurile de diferiți alcooli;
- esterii naturali - uleiurile vegetale și derivații acestora (monoesteri, hidrocarburi) - folosiți drept componenți sau înlocuitori ai combustibilului diesel

În tabelul 3.6 se prezintă consumul principalilor compuși organici oxigenați folosiți drept carburanți, în țările Europei de vest și în SUA, la nivelul anului 1990.

Una dintre categoriile de combustibili neconvenționali cu perspectivele cele mai sigure de utilizare, prin prisma posibilităților corelării cu cerințele motorului, ca și a posibilităților de producție, stocare și distribuție, este formată din alcooli și eteri, substanțe încadrate din puncte de vedere chimic în clasa compușilor organici oxigenați.

Tabelul 3.6. Consumul de compuși organici oxigenați

Compusul	Europa de vest 10^3 t / an	S.U.A. 10^3 t / an
Metanol	600	10
Etanol	20	2400
Terț - butanol	460	-
MTBE, TAME	850	3000
Total	1930	5410

Alcoolii rezultă prin înlocuirea unuia sau a mai multor atomi de hidrogen, la hidrocarburile parafinice sau ciclice saturate, cu grupe oxidril OH.

Alcoolul metilic (metanolul) CH_3OH , alcoolul etilic (etanolul) $\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$ și terț-butil alcoolul (TBA) $\text{C}_4\text{H}_9\text{OH}$, care se folosesc drept combustibili pentru motoare, cuprind o singură grupare OH (alcooli monohidroxilici), fiind derivați din primii termeni ai seriei hidrocarburilor parafinice, metanul și etanul [16].

Eterii sunt derivați funcționali ai compușilor hidroxilici, rezultând formal din două molecule de alcool sau de fenol, prin eliminarea unei molecule de apă. Din categoria eterilor se consideră în prezent drept potențiali combustibili pentru

Tabelul 3.7 Proprietățile de bază ale alcoolilor și combustibililor hidrocarbonici lichizi clasici

Caracteristici fizico-chimice și de utilizare în motorul cu ardere internă	Alcooli primari										Combustibili clasici					
	Etanol C ₂ H ₅ OH			Metanol CH ₃ OH			Izobutanol C ₄ H ₉ OH				Benzină			Motorină		
	C	H	O	C	H	O	C	H	O	C	H	O	C	H	O	
Compoziția pe elemente, kg/kg comb.	0,52	0,13	0,35	0,38	0,12	0,50	0,65	0,14	0,21	0,86	0,14	-	0,86	0,14	-	
Masa moleculară	46			32			74				98			204		
Densitatea la 20 °C, kg/dm ³	0,790			0,795			0,797				0,74 ... 0,75			0,840		
Vâscoz. dinamică η la 20 °C, 10 ³ Ns/m ²	1,200			0,600			3,600				0,420			2 ... 7		
Putere calorifică inferioară Qi, MJ/kg	26,78			19,66			36,80				45,50			42,00		
Cant. minimă de aer necesară arderii																
L _{min} , kg/kg comb	9,00			6,40			11,2				14,9			14,55		
Putere calorifică amestec Q _{am} , MJ/kg	2,98			3,07			3,02				2,99			2,93		
Căldura specifică la 20 °C kJ/kg K	2,72			2,55			2,32				2,01			1,93		
Căldura latentă de vaporizare																
l _v la 20 °C kJ/kg	855			1110			653				290 ... 420			250		
Reducerea de temperatură prin vaporizarea unui amestec teoretic, °C	74			122			-				20 ... 23			-		
Cifra octanică, COR / COM	111,1 / 94			114,4 / 94,6			102 / 90				90 ... 98 / 80 ... 90			-		
Cifra cetanică, CC / MC	3			8			-				8 ... 14			45 ... 55		
Presiunea de vapori (PVR), 0,1 MPa	0,24			0,32			-				vara - 0,6 iarna - 0,9			-		
Punctul de fierbere (congelare) la 0,1 MPa, °C	78,3 (- 114,5)			64,5 (- 98)			107 (- 108)				30 ... 187 (< - 30)			180 ... 360 (+ 5 ... - 45)		

motoare: metil - terț - butil - eterul $C_5H_{12}O$ (MTBE), $C_4H_9 - O - CH_3$ și metil - terț - amil - eterul $C_6H_{14}O$ (MTAE), $C_5H_{11} - O - CH_3$.

Metanolul și eterul sunt substanțe incolor, lichide la temperatura obișnuită și miscibile cu apa în orice proporție. Au un miros caracteristic de alcool și gust arzător. Eterii au în general un miros plăcut, "eteric", și nu se amestecă cu apa în orice proporții, ca și alcoolii. Eterii se dizolvă și la rândul lor dizolvă foarte multe substanțe organice.

În tabelul 3.7 se prezintă proprietățile de bază ale alcoolilor și a combustibililor hidrocarbonici clasici. Din datele prezentate în tabel, se pot desprinde următoarele concluzii privind funcționarea motoarelor diesel:

- alcoolii inferiori (metanol, etanol) prezintă o rezistență ridicată la autoaprindere (cifră cetanică mică) precum și o temperatură de autoaprindere mai mare decât a motorinei. Ca urmare, în cazul în care alimentarea motorului se face doar cu alcoolii, sunt necesare măsuri speciale pentru asigurarea aprinderii combustibilului în cilindru (bujie cu incandescență, bujie clasică, aditivi, etc) [16].
- alcoolii neavând proprietăți de ungere, apar probleme legate de uzura rapidă a elementelor sistemului de injecție.
- puterea calorică a amestecului stoichiometric aer - alcool este mai mare decât în cazul motorinei, ceea ce va conduce la o oarecare creștere a puterii motorului.

3.3. Uleiurile vegetale

Incercările de a utiliza uleiurile vegetale drept combustibili pentru alimentarea motoarelor cu ardere internă datează încă din anul 1912, când Rudolf Diesel propune folosirea uleiului de arahide. Acesta și-a exprimat încă de atunci convingerea că uleiurile vegetale vor fi utilizate în viitor pe scară largă pentru alimentarea motorului cu aprindere prin comprimare.

În timpul celui de-al doilea război mondial, în Africa s-a încercat folosirea uleiului brut de palmier și arahide, filtrat în prealabil, la alimentarea motoarelor diesel lente, cu antecameră. Mai târziu, în 1949, Institutul de cercetări pentru plante oleaginoase din Franța a experimentat alimentarea unui motor diesel cu ulei vegetal, obținându-se rezultate încurajatoare [11]. Încercările au fost reluate în anii 1979 - 80, odată cu al doilea șoc petrolier. La nivelul anului 1993, în Franța rapița se cultiva pe 445.000 ha și existau trei uzine de transformare a uleiului de rapiță în carburant pentru motoare, cu o capacitate de producție de 40.000 t/an; se prevede construcția a încă trei unități de producție, cu o capacitate de 100.000 t/an. În Brazilia s-au executat încercări cu ulei de nucă și soia, cu amestecuri dintre acestea și motorină, precum și metilesterii corespunzători. SUA produce mai mult de un sfert din totalul de uleiuri și grăsimi vegetale. Uleiurile utilizate au fost cele de soia, floarea soarelui și de alune. Uleiul de floarea soarelui asigură un randament energetic ridicat, mai mare de peste două ori decât în cazul alcoolului rezultat din trestia de zahăr.

În Germania se desfășoară de asemenea teste și cercetări privind utilizarea uleiurilor vegetale drept combustibili pentru motoarele cu ardere internă. Se cercetează uleiul obținut din *Jatropha Curcas* (ale cărei semințe otrăvitoare conțin aproximativ 33 % ulei) precum și cel de colza (rapița mare - *Brassica napus var. oleifera*).

Utilizarea uleiurilor vegetale drept carburanți are o importanță deosebită în cazul anumitor zone de pe Terra (cum ar unele regiuni rurale și unele țări slab dezvoltate sau în curs de dezvoltare), care duc lipsă de resurse energetice clasice. Cu toate acestea, chiar dacă guvernele respective s-ar angaja hotărât pe linia creșterii de câteva ori a producției de uleiuri vegetale prin adoptarea unor măsuri corespunzătoare (de exemplu prin subvenționarea cultivării unor plante din ale căror semințe se extrage uleiul), este clar că înlocuirea combustibililor tradiționali de către uleiurile vegetale nu poate fi decât parțială, dat fiind consumul imens.

În comparație cu producția de combustibil petrolier, producția de uleiuri vegetale este relativ redusă, datorită și producției limitate de semințe producătoare de ulei. În tabelul 3.8 sunt prezentate unele date privind producția acestor semințe.

Tabelul 3.8 - Producția mondială de semințe pentru uleiuri vegetale

Planta	Producția [milioane tone]	Pondere [%]
Soia	100,2	56,8
Bumbac	25,7	14,6
Floarea - soarelui	15,5	8,8
Alune de pământ	11,9	6,7
Rapiță	10,9	6,2
Copra	4,6	2,6
In	3,2	1,8
Altele	4,5	2,5
TOTAL	176,5	100,0

Datorită largii varietăți a condițiilor climatice, a solurilor precum și a posibilităților de utilizare, diferitele țări s-au orientat spre folosirea diferitelor uleiuri vegetale. Spre exemplu, Malaysia, care are un surplus de ulei de palmier, îl utilizează pentru alimentarea motoarelor, în timp ce India îl folosește în special ca și ulei comestibil.

Alegerea tipului de ulei este deci dictată de o serie de condiții, între care cel mai important este cantitatea de ulei care se obține de pe o suprafață de un hectar cultivată cu planta respectivă. Din acest punct de vedere, cele mai competitive plante sunt palmierul, cocotierul și *Stillingia sebifera*, cu o producție de 3000...5000 kg/ha. Urmează apoi arahidele și rapița mare (sau colza), cu producții cuprinse între 800 ... 1600 kg/ha, floarea - soarelui, cu producție aproximativă de 1000 kg/ha și rapița mică (*Brassica rapa var. oleifera*), care realizează 600 ... 700 kg/ha.

Noile cercetări s-au înscris de la început pe linia modificării uleiurilor vegetale care rezultă din prelucrarea directă a semințelor de floarea - soarelui sau soia, urmărindu-se în primul rând, reducerea vâscozității până la un nivel apropiat cu

al motorinei. În acest sens, se aplică un proces de trans-esterificare, prin care uleiul natural, de exemplu uleiul de soia, reacționează cu un alcool în prezența unui catalizator, pentru a forma esteri de acizi grași.

Pentru valorificarea uleiurilor vegetale drept combustibil pentru motorul diesel, se poate folosi una din următoarele metode:

- conversia uleiurilor în hidrocarburi;
- utilizarea uleiurilor vegetale ca atare;
- utilizarea monoesterilor uleiurilor vegetale.

3.4. Proprietățile combustibililor care determină procesul de ardere

Combustibilul pentru motoarele cu ardere internă trebuie să îndeplinească mai multe condiții [20]:

1. să asigure pornirea sigură și rapidă a motorului la orice temperatură a mediului ambiant;
2. să permită funcționarea sigură a motorului cu un randament cât mai înalt;
3. să nu producă solicitări mecanice și termice ridicate precum și uzură mare;
4. să ardă complet, fără să producă substanțe nocive pentru sănătatea omului;
5. să nu acționeze coroziv asupra metalelor cu care vine în contact;
6. să permită transportul, depozitarea și distribuția la consumator fără dificultate, fără pericol, cu menținerea în timp a proprietăților.
7. să fie ieftin și în cantitate suficientă

3.4.1. Motorina

Motorina este un amestec de hidrocarburi, cu punct inițial de fierbere 200...220 °C și punct final 380...400 °C. Motorina s-a obținut multă vreme numai prin distilarea primară a țițeiului. Mărirea consumului de combustibil lichid pentru

motoarele cu ardere internă și necesitatea ridicării calității acestora, a condus la elaborarea unor procedee chimice de fabricație, care modificând structura moleculară inițială, permit atât obținerea unor compuși noi cu proprietăți superioare, cât și prelucrarea hidrocarburilor grele și a reziduurilor rezultate din distilarea primară, nefolosibile în trecut drept combustibili. Aceste procedee sunt: cracarea (termică și catalitică), reformarea (termică și catalitică). Hidrocarburile care alcătuiesc combustibilul lichid sunt:

1. hidrocarburi parafinice (alcanii), cu formula chimică C_nH_{2n+2} , cu legături simple și lanț deschis de atomi de carbon (alcani normali) sau cu lanț ramificat (izomeri ai alcanilor sau izoalcani) - fig. 3.2 a și b.
2. hidrocarburi naftenice sau cicloalcani, cu formula chimică C_nH_{2n} , cu legături simple și lanț închis de atomi de carbon - fig. 3.2 c.
3. hidrocarburi aromate, formate din unul sau mai multe cicluri cu șase atomi de carbon, ciclul de bază fiind benzenul, cu legături duble conjugate - fig. 3.2 d.

Compoziția fracționată este o caracteristică fundamentală a combustibilului, de care depind multiple proprietăți de funcționare a motorului, ea definind ușurința de vaporizare. Combustibilul este format din fracțiuni (grupe de hidrocarburi) care se deosebesc între ele prin temperatura de fierbere. Compoziția pe fracțiuni se numește compoziție fracționată și se determină prin curba de distilare - fig. 3.3, care reprezintă fracțiunea dintr-un volum de combustibil, distilată până la o anumită temperatură.

La motorul diesel, compoziția fracționată influențează viteza de vaporizare a picăturilor și autoaprinderea. La o creștere a lui t_{50} de la 232 °C la 288 °C, conținutul de fum din gazele de evacuare crește cu 30 %. Cu toate acestea, mărirea temperaturii t_{50} de la 225 la 285 °C a condus la o creștere a timpului de pornire de două ori - fig. 3.4.

Densitatea reflectă conținutul de fracțiuni ușoare din combustibil și influențează direct unele caracteristici ale acestuia, cum este indicele diesel. Motorinele au densitatea cuprinsă între 820 ... 900 kg/m³.

Vâscozitatea influențează caracteristica jetului de combustibil, rezistența la curgerea prin conducte, ungerea pieselor în mișcare din sistemul de injecție. Pentru motorul diesel, prezintă interes fluiditatea motorinei la temperaturi joase, întrucât vâscozitatea, și așa mai ridicată la motorină, scade cu reducerea temperaturii.

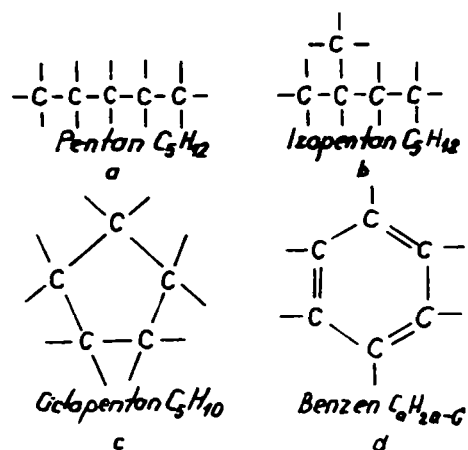


Fig. 3.2. Formula structurală a unor hidrocarburi

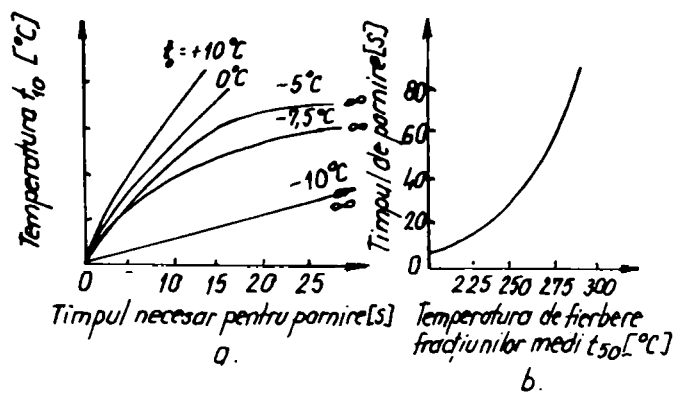


Fig. 3.3. Curbe de distilare a combustibilului

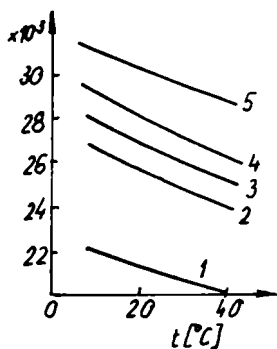


Fig. 3.4. Influența temperaturii de fierbere a unor fracțiuni din combustibil asupra ușurinței de pornire a motorului rece

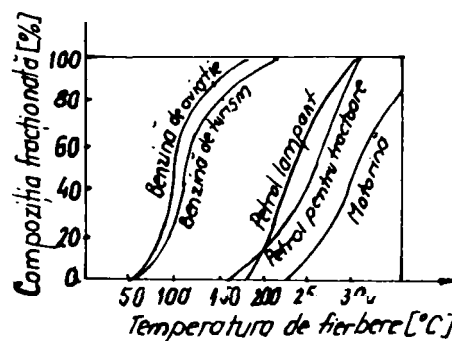


Fig. 3.5. Dependența tensiunii superficiale de temperatură
1-benzină; 2-petrol pentru tractoare; 3-motorină de iarnă; 4-motorină de vară; 5-ulei

Tensiunea superficială influențează pulverizarea combustibilului, deoarece este determinată de lucrul mecanic necesar pentru mărirea suprafeței lichidului [kJ/m² sau N/m]. Ea depinde de natura hidrocarburilor, scade cu creșterea temperaturii - fig. 3.5, cu mărirea presiunii și crește cu conținutul de fracțiuni grele

Cifra cetanică caracterizează ușurința la autoaprindere a combustibililor. Pentru motorul diesel, ușurința la autoaprindere este o caracteristică esențială, deoarece de ea depinde pornirea rapidă și funcționarea normală a motorului. Cifra cetanică se determină prin comparație cu amestecuri etalon. Determinarea experimentală a cifrei cetanice este laborioasă și costisitoare. Cifra cetanică depinde destul de exact de conținutul de hidrocarburi aromatice din combustibil (scade la creșterea procentului de aromatice).

Anilina proaspăt distilată se dizolvă complet într-o anumită cantitate de combustibil, la o temperatură determinată, numit punct de anilină. Cu cât conținutul de hidrocarburi aromatice este mai mic, cu atât punctul de anilină este mai mare. Pe de altă parte, creșterea conținutului de alcani în combustibil mărește cifra cetanică a combustibilului dar îi scade densitatea (molecule mai ușoare). Cei doi indici

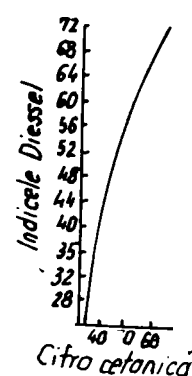


Fig. 3.6 Dependența indicelui diesel de cifra cetanică

determină o caracteristică unică, indicele diesel (ID) cu care se apreciază ușurința la autoaprindere. Cu cât ID este mai mare, cu atât cifra cetanică este mai mare. Această dependență este prezentată în fig. 3.6.

Motorina are tendința de a forma prin ardere depozite de cocs sau calamină. Calamina se depune pe orificiile injectorului, obturându-le parțial sau total. Prin încălzirea combustibilului în absența aerului, o parte din el se volatilizează, iar reziduul final reprezintă cocsul. Indicele de cocs (IC) reprezintă procentul de cocs care se formează la încălzirea unei mase m_c de combustibil. Dacă m_{cs} este masa de cocs, atunci

$$IC = (m_{cs} / m_c) \cdot 100$$

Indicele de cocs se limitează prin standard.

Prin ardere se degajă energia chimică conținută în combustibil. Căldura degajată în exterior prin arderea completă a unității de cantitate (kg, kmol, m³) de substanță combustibilă se numește căldură de reacție. Căldura de reacție depinde de natura combustibilului și de condițiile de presiune, temperatură, volum, în care s-a desfășurat reacția.

3.4.2. Combustibili hidrocarbonici gazoși sau lichefiați

Motoarele de automobile alimentate cu gaze au început să fie utilizate pe scară largă în unele țări vest-europene (Italia, Olanda, Germania, Anglia, Suedia), în SUA, Rusia și Japonia. Se utilizează mai ales gazul lichefiat butanpropanul (GPL). Rațiunea utilizării gazelor naturale și artificiale la motoarele de autovehicule este determinată de caracteristicile lor fizico-chimice și de exploatare - tabelul 3.9, de disponibilitățile de producție, de adâncirea crizei combustibililor precum și de posibilitatea obținerii unor produse de ardere mai puțin nocive. Randamentul arderii gazelor este superior datorită omogenității amestecului gaz - aer, față de benzină - aer. Cifra de metan, sau cifra octanică superioară la majoritatea gazelor, reglarea ușoară a debitului (consumului) și efectele negative minime asupra diluției și îmbătrânirii uleiului pledează în favoarea utilizării gazelor combustibile comprimate sau lichefiate [8].

Puterea calorifică a gazelor este în general mai redusă decât a combustibililor lichizi petrolieri.

După procedeul de aprindere al amestecului carburant, motoarele cu gaze se clasifică în trei tipuri: cu aprindere prin scânteie, cu aprindere de la un jet de combustibil lichid (gazodiesel), cu antecameră și aprindere cu flacără. Deși cele trei

Tabelul 3.9. Caracteristicile principale ale combustibililor gazoși și lichizi

Denumirea caracteristicii	Gaz natural CH ₄ = 90...98 %	Metan lichid CH ₄	Gaz de cărbune H ₂ = 45...55 % CH ₄ = 25...30 %	Hidrogen H ₂	Gaz lichefiat C ₃ H ₈ = 52 % C ₄ H ₁₀ = 48 %	Benzină c = 85 % h = 15 %	Motorină c = 86 % h = 14 %
Densitate d ₄ (kg/dm ³)	0,72 - 0,75	(0,415)	0,3 ... 0,4	0,086 (0,071)	(0,54)	(0,75)	(0,86)
Putere calorică inferioară MJ/m ³	32,6 ... 34,3	(20,65)*	16,7 ... 18,8	10,25 (8,6)	(22,144)*	(33,069)*	(37,172)*
Cantitatea de aer necesară arderii amestecului stichiometric Nm ³ /Nm ³ (Nm ³ /kg)	9,3 ... 9,6	(14,2)	4,0 ... 4,5	2,38	(12,7)	(12,35)	(11,88)
Căldura de ardere a amestecului stoichiometric kcal/Nm ³	765 ... 775	770	750 ... 760	723	830	845	830
Temperatura de autoaprindere °C	650 ... 700	650 ... 700	550 ... 600	550 ... 600	550 ... 600	500 ... 550	320 ... 380
Cifra octanică CO/M	100 ... 110	107 ... 120	90 ... 90	45 ... 90	90 ... 100	-	-

Tabelul 3.10. Principalii parametri fizico - chimici ai componentilor de bază din combustibilii gazoși pentru motoare

Parametrii	Denumirea și formula componentului											Oxid de carbon
	Metan (CH ₄)	Etan (C ₂ H ₆)	Propan (C ₃ H ₈)	Butan (C ₄ H ₁₀)	Pentan (C ₅ H ₁₂)	Izoctan (C ₈ H ₁₈)	Etilenă (C ₂ H ₄)	Propilenă (C ₃ H ₆)	Butilenă (C ₄ H ₈)	Hidrogen (H ₂)		
Masa moleculară	16,03	30,05	44,06	58,08	72,09	114,2	28,03	42,05	56,06	2,015	28	
Constanta gazului kgs m/kg K	52,81	28,22	19,25	14,6	11,78	7,6	30,25	20,17	15,13	420,9	30,3	
Temperatura de fierbere °C	-161,6	-88,6	-42,2	-0,5	86	99,2	-103,5	-47	1,4	-253	-199	
Densitatea												
- gazului kg/m ³	0,67	1,273	1,867	2,46	3,05	-	1,187	1,78	2,37	0,086	1,185	
- lichidului kg/l	0,415	0,446	0,510	0,58	0,626	0,67	0,58	0,522	0,60	0,071	-	
Exponentul adiabatic	1,28	1,20	1,15	1,11	1,07	1,05	1,25	1,15	1,11	1,408	1,41	
Căldura de evaporare kcal/kg	122,6	-	163	94	-	65	115	103	98	-	-	

tipuri de motoare se deosebesc principial, toate au ca element comun aprinderea amestecului carburant de la o sursă exterioară - aprindere forțată [10].

Motoarele cu gaz - aer nu pot funcționa după ciclul diesel, datorită valorii ridicate a temperaturii de autoaprindere T_{aa} a acestui amestec, în raport cu cea a motorinei - tab. 3.10. În plus, mai apare pericolul detonației la rapoarte mari de comprimare ($\epsilon > 20$).

3.4.3. Uleiuri vegetale

Uleiurile vegetale (floarea soarelui, soia, etc) prezintă o vâscozitate mult mai mare decât a motorinei, în schimb esterii uleiurilor vegetale au o vâscozitate mult mai mică. Ca exemplu, vâscozitatea metilesterului de ulei de soia la 40 °C este de 4,08 cSt, față de 31,5 cSt pentru uleiul de soia, iar monoesterul de ulei de floarea-soarelui are 4,96 cSt, față de 33,93 cSt pentru uleiul de floarea-soarelui [6],[65].

Vâscozitatea esterilor rămâne totuși aproximativ dublă față de cea a motorinei.

Celelalte proprietăți principale ale uleiurilor și esterilor lor sunt prezentate în tabelul 3.11.

Temperaturile de distilare ale esterilor pentru 50 % , t_{50} și respectiv 90 % , t_{90} , sunt în general apropiate, ceea ce indică o alură net deosebită a caracteristicii de distilare față de a motorinei, apropiată de fapt de a unei substanțe cu temperatură caracteristică de fierbere.

Volatilitatea esterilor este în orice caz inferioară față de motorină, după cum rezultă din comparația temperaturilor t_{50} și t_{90} .

Punctele de tulburare și de picurare ale esterilor sunt cu mult mai ridicate decât cele ale motorinei de referință; prin aditivare a fost obținută numai o ușoară coborâre a celor două puncte. Aceste caracteristici arată că esterii vor fi mult mai

Tabelul 3.1.1. Caracteristicile unor uleiuri vegetale, comparate cu ale motorinei

Proprietatea	Ulei de floarea soarelui	Monoester de ulei de floarea soarelui	Metil ester de ulei de soia	Metil ester de ulei de soia aditivat	Etil ester de ulei de soia	Etil ester de ulei de soia aditivat	Butil ester de ulei de soia	Butil ester de ulei de soia aditivat	Motorină
Densitatea la 15 °C, kg / m ³	0,921	0,887	0,884	0,887	0,881	0,882	0,887	0,876	0,825...0,87
Distilarea: t ₅₀ , °C	588	368	336	336	336	337	353	353	258
t ₅₉ , °C	-	372	342	347	344	351	369	369	296
Punct de tulburare, °C	-	-	2	1	1	-2	-4	-4	-19
Punct de picurare, °C	-11	-5	-1	-4	-4	-7	-7	-7	-23
Densitatea la 20 °C, kg / m ³	0,921	0,887	0,884	0,887	0,881	0,882	0,876	0,876	0,847
Vâscozitatea la 40 °C, cSt	33,93	4,96	4,08	4,14	4,41	4,40	5,24	5,21	2,39
Tensiune superficială, N / m	31,76	30,22	28,44
Putere calorică sup., kJ / kg	39.765	39.765	39.800	39.900	40.000	40.000	40.700	40.600	45.200
kJ / l	34.600	35.300	35.200	35.300	35.600	35.600	38.300
Cifra cetanică	35,8	59,9	46,2	48,7	48,2	49,0	51,7	54,0	45,8
Punct de inflamabilitate, °C			171	166	174	163	185	179	92
Gume actuale, cg / l			16.400	15.500	19.200	18.400	17.900	13.400	6,6
Sulf, % (grav.)	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,25

* Aditivarea cu aditiv complex, antioxidant, detergent dispersant, inhibitor de coroziune și agent emulsifiant, precum și ameliorator al proprietăților de autoaprindere și curgere la temperaturi scăzute

susceptibili față de problemele tipice condițiilor de exploatare la temperaturi scăzute, dacă vor înlocui motorina de referință [37], [40].

Puterea calorifică superioară a esterilor este cu aproximativ 11 % mai mică decât cea a motorinei, dacă se raportează la unitatea de masă. Pe de altă parte, densitatea lor este întrucâtva mai mare, astfel încât conținutul energetic al esterilor, considerând o doză volumetrică egală injectată în cilindru, diferă doar cu puțin de a motorinei de referință.

Din examinarea tabelului 3.11 mai rezultă că esterii au proprietăți favorabile de autoapridere, reflectate de cifra cetanică ridicată. Cercetările efectuate în bomba experimentală au relevat detalii interesante în legătură cu comportarea la autoapridere a uleiurilor vegetale și a esterilor lor [37].

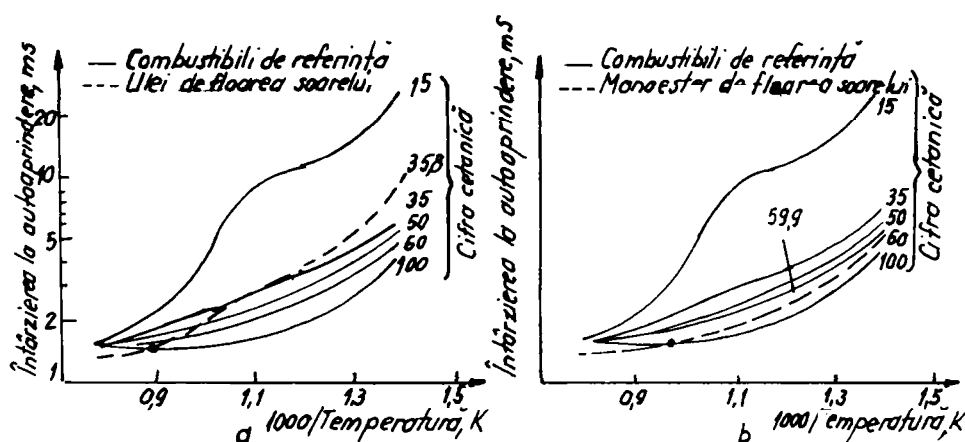


Fig. 3.7

Astfel, uleiul de floarea-soarelui are o întârziere la autoapridere care prezintă o dependență față de temperatură diferită de a hidrocarburilor folosite drept combustibili de referință la determinarea cifrei cetanice. Întârzierea la autoapridere τ_a este de 2,4 ms la circa 940 K, egală în aceste condiții cu a unui amestec de etaloane de cifră cetanică 35,8. La temperaturi inferioare, τ_a devine mai mare decât a amestecului de cifră cetanică 35,8, la temperaturi superioare devine mai mică decât a unui amestec de cifră cetanică superioară, astfel că la circa 1100 K, τ_a coincide cu valoarea corespunzătoare unui amestec de cifră cetanică 100 - fig. 3.7. În consecință, la temperaturi scăzute, pornirea motorului alimentat cu ulei de

floarea-soarelui va fi mai dificilă decât în cazul alimentării cu un amestec de hidrocarburi etalon, de cifră cetanică 35.

Pe de altă parte, în condiții de funcționare la cald a monoesterului, uleiul de floarea-soarelui se va aprinde ca un combustibil cu cifra cetanică mai ridicată.

Monoesterul de floarea-soarelui are o întârziere la autoaprindere cu aceeași dependență față de temperatură ca și combustibilii etalon de cifră cetanică 59,9, în zona temperaturilor inferioare, sub circa 940 K, la temperaturi mai mari, τ_a trece sub nivelul corespunzător amestecului de etaloane de cifră cetanică 100. Ca urmare, acest combustibil, se va comporta în toate condițiile de pornire ale motorului, asemănător unui combustibil convențional cu cifra cetanică de aproximativ 60 unități. Diferențele de comportare la autoaprindere între uleiul de floarea-soarelui și monoesterul respectiv sunt determinate în primul rând de proprietățile lor fizice deosebite (de exemplu, vâscozitatea), de care depinde întârzierea fizică la autoaprindere τ_{af} . Determinările efectuate în bomba calorimetrică au condus la următoarele rezultate [37]:

- pentru uleiul de floarea-soarelui: $\tau_a = 8,9$ ms, din care $\tau_{af} = 7,6$ ms;
- pentru monoesterul de floarea-soarelui: $\tau_a = 4,0$ ms, din care $\tau_{af} = 3,4$ ms;

Incercările efectuate la standul de probe cu un motor diesel cu injecție directă, supraalimentat, de 70 kW, la 2500 rot/min, au arătat că, în general, esterii asigură performanțe foarte apropiate de cele obținute cu motorină, scăderea cu numai 2...4% a puterii, la o poziție constantă a cremalierii pompei de injecție, arată că puterea calorică inferioară a esterilor este compensată de efectul combinat al densității mai mari și al reducerii scăpărilor de combustibil la pompă și injectoare, datorită vâscozității ridicate. Nivelul emisiilor poluante a prezentat diferențe: concentrația de hidrocarburi din gaze de evacuare a fost cu circa 30% mai redusă iar concentrația de oxizi de azot a crescut de 2...5 ori față de nivelul înregistrat pentru motorină. Fumul, la regimul de sarcină plină a fost mai puțin vizibil pentru metil și etil esterul de ulei de soia, față de nivelul constatat pentru motorină [40], [61].

Măsurările de control efectuate după o funcționare de 200 ore nu au evidențiat uzuri anormale ale pieselor, formarea de depozite s-a accentuat numai în zona canalelor portsegment din piston, în special pentru metil și butil esterii de ulei de soia.

Dificultatea principală care a intervenit în cursul probelor a constat în înfundarea frecventă a filtrului de combustibil, impunându-se înlocuirea sa după circa 50 ore de funcționare.

În concluzie, monoesterii de ulei de floarea-soarelui și etil-esterul de soia apar drept cei mai promițători din punctul de vedere al utilizării lor în motorul diesel. Factorul determinant care condiționează extinderea lor în domeniul combustibililor diesel rămâne însă posibilitatea obținerii lor la un cost suficient de scăzut, legat în

bună parte și de tehnologia aplicată de transesterificare a uleiurilor.

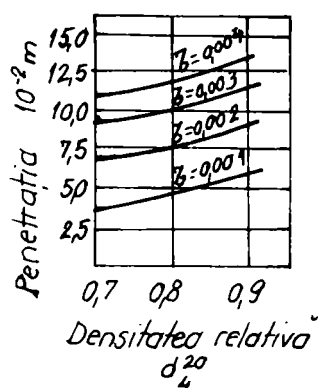


Fig. 3.8 Dependența penetratiei jetului de densitate; τ - timpul scurs de la începutul injecției

În tabelul 3.12 se prezintă câteva din principalele caracteristici fizico-chimice ale combustibililor neconvenționali, caracteristici care ar putea influența funcționarea motorului diesel.

Uleiurile vegetale (floarea-soarelui, soia, etc) prezintă o vâscozitate mult mai mare decât a motorinei, acest fapt va conduce la o serioasă înrăutățire a calității pulverizării combustibilului în camera de ardere, picături cu dimensiuni mari, penetratie mai mare a jetului. Densitatea mai mare a uleiurilor vegetale va contribui de asemenea la înrăutățirea procesului de pulverizare - fig. 3.8.

Ca urmare, este de așteptat ca motorul să funcționeze cu o creștere semnificativă a unor emisii poluante. Pe de altă parte, prezența oxigenului în

Tabelul 3.12. Caracteristicile principalelor combustibili neconvenționali

Combustibil	Densitate kg / m ³	Vâscozitate la 20 °C, x10 ⁻³ Ns/m ²	Tensiune superficială la 20°C, N/m	Cifra cetanică	Putere calorifică inf. kJ/kg	Putre cal. a amestecului stoich. kJ/kg	Temp. autoaprin dere, °C	Punct inflam., °C	Compoziție chimică		
									C, %	H, %	O, %
Motorină	825...870	1,8...7	0,027...0,03	40...45	41000... 41400	2937	200...220	51,7	86	12	2
Metanol	795	0,597	-	0...3	19660	3070	464	11	37,5	12,5	50
Etanol	790	1,2	0,028	5...10	26780	2980	423	12,8	52	13	35
MTBE	746	-	-	5,7	35200	2771	-	-	68,2	13,6	18,2
TAME	750	-	-	6,5	36500	2786	-	-	70,6	13,7	15,7
Ulei floarea soarelui	921	31,2	0,032	35,8	37070	-	-	200...290	77,1	11,6	11,3
Monoester de ulei de floarea soarelui	887	4,4	0,03	59,9	37230	-	-	171	76,8	11,9	11,3
Ulei de soia	922...934	33,7	0,034	36...39	36887	-	-	333	-	-	-
Metil ester de ulei de soia	884	4,08	-	46,2	39800	-	-	174	-	-	-
Ulei de palmier	921...948	34,2	-	38...39	34961	-	-	326	-	-	-
Hidrogen	0,0898	0,0084	-	-	119617	3183	572	-	-	100	-
Gaz natural (metan)	0,716	0,0103	-	-	49949	3402	540...647	-	75	25	-
GPL (propan)	0,51	0,75	-	12...16	46350	3773	740...820	-	81,8	18,2	-

moleculă va îmbunătăți condițiile de desfășurare a procesului de ardere, contracarând într-o oarecare măsură efectul determinat de creșterea densității și a vâscozității.

Din cercetările efectuate pe plan mondial, a rezultat că în cazul uleiurilor vegale, cifra cetanică nu oferă informații suficiente privind funcționarea motorului (de exemplu, uleiul de floarea-soarelui se comportă la temperaturi scăzute la fel ca și motorina cu cifră cetanică 33...35, iar la temperaturi ridicate, de circa 1100 K, ca și o motorină cu cifră cetanică 100).

Capitolul 4 • STUDIUL VAPORIZĂRII ȘI ARDERII UNEI PICĂTURI DE COMBUSTIBIL

Pentru stabilirea vitezei masice de ardere și a structurii flăcării unei picături care arde, se pot aplica ecuațiile generale ale mecanicii fluidelor, care să includă și proprietățile de transport și cinetică chimică [62].

Rezolvarea acestor ecuații nu este posibilă din cauza condițiilor la limită complexe, motiv pentru care se recurge la o serie de modele fizice simplificate de ardere a picăturii, pentru care sunt elaborate teorii specifice.

Pentru picătura ce arde, flacăra o cuprinde în mod uniform, iar transmiterea căldurii se face printr-un strat relativ subțire, după un mecanism insuficient elucidat. De asemenea, un rol important îl poate juca transmiterea căldurii prin conducție.

Majoritatea teoriilor elaborate consideră picătura situată în mediul ambiant imobil și regim staționar, ipoteză acceptată în căderea liberă.

4.1. Determinarea timpului, a masei relative și a vitezei de evaporare și de ardere în ipoteza desfășurării procesului într-un film stagnant - Metoda I

4.1.1. Generalități. Ipoteze de calcul

Se consideră că arderea se desfășoară într-un film stagnant ce aderă la picătură, iar raportul combustibil - aer de ardere în flacăra cât și procesele de transport au loc în interiorul acestui film. Aceste procese sunt:

- difuzia oxigenului de la limita exterioară a filmului la suprafața flăcării;
- transferul prin conductivitate al căldurii de la flacăra la picătură;
- transferul de căldură de la picătură la mediul ambiant.

În raționament, se neglijează atât căldura aferentă reacțiilor de descompunere cât și reacțiile ce implică compuși intermediari. Această ultimă ipoteză este valabilă în tot spațiul studiat, cu excepția zonei subțiri de reacție cu temperatură ridicată, ceea ce nu introduce erori importante.

4.1.2. Determinarea timpului, a masei relative și a vitezei de evaporare

Durata de existență a picăturii care se evaporă sau arde se poate determina pe baza relației:

$$\tau_{vdi, vbi} = \frac{\rho_{fi} \cdot c_{pfi} \cdot R_{fi}^2}{2 \cdot \lambda_{fi} \cdot \ln(1 + B_{vdi, vbi})} \quad (4.1.1)$$

În lipsa informațiilor despre λ_g proprii filmului stagnant, masa relativă evaporată, arsă sau totală se calculează cu relația:

$$\bar{m}_{vdi, vbi, tbi} = \frac{m_0 - m_i}{m_0} = \frac{\rho_{fo} \cdot R_{fo}^3 - \rho_{fi} \cdot R_{fi}^3}{\rho_{fo} \cdot R_{fo}^3} \quad (4.1.2)$$

Viteza masică de evaporare sau de ardere este:

$$w_{vdi, vbi} = \left(\frac{dm}{d\tau} \right)_{vdi, vbi} = 4 \cdot \pi \cdot R_{fi} \cdot \left(\frac{\lambda_{fi}}{c_{pfi}} \right) \cdot \ln(1 + B_{vdi, vbi}) \quad (4.1.3)$$

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

$$B_{vdi} = \frac{c_{pfi} \cdot (T_m - T_{vi})}{\Delta I_{vdi}} \quad (4.1.4)$$

unde:

$$\Delta I_{vdi} = L_{fi} + c_{pfi} \cdot (T_m - T_{vi}) \quad (4.1.5)$$

4.1.3. Determinarea timpului, a masei relative și a vitezei de ardere

Pentru determinarea parametrilor de mai sus, se folosesc tot relațiile (4.1.1), (4.1.2) și (4.1.3) pentru care numărul de transfer va avea valorile proprii arderii, B_{vbi} , determinate în principiu după cum urmează:

Pornind de la ecuațiile de transfer de căldură și de masă în regim staționar, se acceptă următoarele condiții la limita lichid - gaz:

- viteza tangențială relativă la limita lichid - gaz, s-a constatat experimental că este neglijabilă, ceea ce permite luarea în considerare numai a componente normale la suprafața picăturii;
- ecuațiile difuziei se scriu numai după direcția normală, deoarece temperatura și compoziția gazului la suprafața picăturii nu diferă sensibil dintr-un punct în altul;
- combustibilul părăsește suprafața picăturii sub formă de vapori sau produse de reacție, în masa sa neabsorbindu-se substanțe.

Pentru evaporarea picăturii, cu ecuația de bilanț material la suprafața de separație lichid - gaz se exprimă transportul debitului masic specific al vaporilor de la suprafața picăturii, care se realizează prin convecție și difuzie. Se folosește în acest sens și ecuația diferențială a difuziei respectiv ecuația transferului de căldură.

În final, numărul de transfer pentru ardere devine:

$$B_{vbi} = \frac{H_u}{\Delta I_{vbi}} \cdot \frac{m_{O_2}}{\beta} + c_{pfi} \cdot \frac{(T_m - T_{vi})}{\Delta I_{vbi}} \quad (4.1.6)$$

unde, în lipsa altor informații relativ la temperaturi și căldurile specifice:

$$\Delta I_{vbi} \equiv \Delta I_{vdi} \quad (4.1.7)$$

și

$$m_{O_2} = 0,21 \cdot \lambda \cdot \overline{s_v} \quad , \quad \beta = 0,21 \cdot \overline{s_v} \quad (4.1.8)$$

sau

$$\frac{m_{O_2}}{\beta} = \lambda \quad (4.1.9)$$

Observație: - timpul total de vaporizare și ardere se poate obține prin suma:

$$\tau_{tdi} = \tau_{vdi} + \tau_{vbi} \quad (4.1.10)$$

4.2. Determinarea timpului, a masei relative și a vitezei de vaporizare și de ardere cumulate pe baza legii diametrelor - Metoda II

4.2.1. Generalități

Folosirea relațiilor din paragrafele anterioare pentru calculul timpului de existență al picăturii, a masei relative și a vitezei de vaporizare și ardere este dificilă deoarece este necesară cunoașterea parametrilor fizico - chimici ai combustibilului lichid ars cât și ai mediului din apropierea picăturii.

De aceea, în practică se poate utiliza o metodă de rezolvare directă dacă se cunoaște, după măsurători experimentale, constanta K de vaporizare și ardere. Pentru combustibilii lichizi volatili, se poate admite că pentru finețea de pulverizare realizată de injectoarele industriale, mărimea K este independentă de diametrul inițial al picăturilor pulverizate, dar se mărește odată cu creșterea temperaturii mediului în care are loc procesul [62].

4.2.2. Determinarea timpului, a masei relative și a vitezei de vaporizare și de ardere cumulate

Se utilizează relația de bilanț masic:

$$m_{\pi} = m_0 - m_k \quad (4.2.1)$$

Admițând că masa de combustibil consumată este proporțională cu diametrul picăturii:

$$\frac{dm_k}{d\tau_{tdi}} = \frac{dm_{\pi}}{d\tau_{tdi}} = K_1 \cdot D_{fi} \quad (4.2.2)$$

unde K_1 este o constantă de proporționalitate.

Pentru picătura sferică:

$$\frac{d}{d\tau_{tdi}} \cdot \left(\rho_{fi} \cdot \frac{\pi \cdot D_{fi}^3}{6} \right) = -K_1 \cdot D_{fi} \quad (4.2.3)$$

$$D_{fi} \cdot dD_{fi} = -\frac{4 \cdot K_1}{2 \cdot \pi \cdot \rho_{fi}} \cdot d\tau_{tdi} \quad (4.2.4)$$

Se notează cu:

$$K = \frac{4 \cdot K_1}{2 \cdot \pi \cdot \rho_{fi}} \quad (4.2.5)$$

Integrând ecuația (4.2.4) pentru condițiile la limită $D_{fi} = D_{f0}$ pentru momentul $\tau_0 = 0$ și D_{fi} pentru momentul τ_1 ce caracterizează evoluția în timp a picăturii și care devine la terminarea procesului de vaporizare și de ardere τ_{tdi} , rezultă:

$$D_{fi}^2 = D_{f0}^2 - K \cdot \tau_{tdi} \quad (4.2.6)$$

de unde:

$$\tau_{tdi} = \frac{D_{f0}^2 - D_{fi}^2}{K} \quad (4.2.7)$$

Parametrul K se determină prin măsurarea diametrului inițial și a diametrului la momentul τ_1 .

Masa relativă evaporată și arsă se determină dintr-o relație de tipul (4.1.2).

Viteza totală de vaporizare și ardere se stabilește astfel:

$$w_{tdi} = \frac{dm_{\pi}}{d\tau_{tdi}} = \rho_{fi} \cdot \frac{d}{d\tau_{tdi}} \cdot \left(\frac{\pi \cdot D_{fi}^3}{6} \right) = \pi \cdot \rho_{fi} \cdot \frac{D_{fi}^2}{2} \cdot \frac{dD_{fi}}{d\tau_{tdi}} \quad (4.2.8)$$

Având în vedere relația (4.2.4) se obține:

$$w_{tdi} = -\frac{\pi \cdot \rho_{fi} \cdot D_{fi}}{4} \cdot K \quad (4.2.9)$$

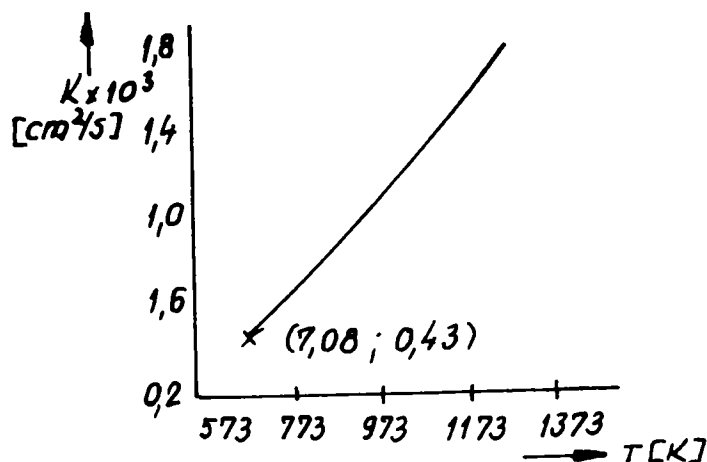


Fig. 4.1 Variația parametrului K cu temperatura pentru kerosen

În fig. 4.1 se prezintă evoluția parametrului K în funcție de temperatură pentru picături de kerosen arse în aer imobil. Cu linie subțire s-a extrapolat curba domeniului de temperaturi ce ne interesează.

4.3. Determinarea timpului de evaporare, a masei relative și a vitezei medii pe intervale de timp în ipoteza că arderea nu limitează procesul de vaporizare - Metoda III

4.3.1. Generalități. Ipoteze de calcul

Pentru clarificarea rolului pe care îl are evaporarea în determinarea legilor de evaporare ale picăturii de combustibil petrolier ușor și organic pur, se examinează cazul limită, când arderea vaporilor nu limitează procesul de vaporizare iar

condițiile termice sunt independente de arderea vaporilor de combustibil în apropierea suprafeței picăturii.

Se consideră că picătura este sferică, are diametrul D_{fi} și temperatura T_{vi} (sau dacă se dispune de date care stabilesc temperatura picăturii în fiecare moment al vaporizării, se lucrează cu T_{fi} în loc de T_{vi}). Această temperatură este distribuită uniform în masa lichidului.

Picătura primește căldură numai prin convecție de la mediul ambiant gazos, cu temperatura distribuită uniform T_m . Se admite că sub punctul de fierbere, evacuarea vaporilor de pe suprafața picăturii are loc rapid, astfel că presiunea parțială a vaporilor în apropierea suprafeței este mică și nu limitează procesul [62].

4.3.2. Determinarea timpului de evaporare, a masei relative și a vitezei medii de evaporare pe intervale de timp

Fluxul de căldură primit de picătură este:

$$q_{vdi} = \alpha_g \cdot (T_m - T_{fi}) \quad (4.3.1)$$

Conform ipotezelor de mai sus, viteza de evaporare depinde exclusiv de temperatură și reprezintă masa elementară de combustibil care se consumă prin evaporare în timpul $d\tau_{vdi}$.

$$w_{vdi} = \frac{dm_k}{d\tau_{vdi}} = A \cdot e^{-\frac{L_f}{R \cdot T_f}} \quad (4.3.2)$$

După un anumit interval de timp procesul ajunge la echilibru, încălzirea încetează și deci toată căldura se consumă prin evaporare.

$$q_{v2di} = L_{fi} \cdot w_{vdi} \quad (4.3.3)$$

La echilibru, folosind (4.3.1) se obține:

$$\alpha_g \cdot (T_m - T_{vi}) = L_{fi} \cdot A \cdot e^{-\frac{L_{fi}}{R \cdot T_{fi}}} \quad (4.3.4)$$

Această relație ar permite determinarea T_{fi} dacă s-ar cunoaște A .

Pentru valori mici ale lui Re ($0 < Re < 100$), coeficientul de schimb de căldură prin convecție α_g se obține din:

$$Nu = \frac{\alpha_g \cdot D_{fi}}{\lambda_g} = 2 \cdot \left(1 + 0,08 \cdot Re^{\frac{2}{3}} \right) \quad (4.3.5)$$

Pentru determinarea timpului de vaporizare a picăturii de combustibil, se scrie relația de bilanț termic. Căldura elementară introdusă pentru vaporizare în intervalul de timp $d\tau_{vdi}$ este:

$$dQ_{vdi} = 4 \cdot \pi \cdot R_{fi}^2 \cdot \alpha_g \cdot (T_m - T_{fi}) \quad (4.3.6)$$

Cantitatea de combustibil evaporată datorită acestei călduri este:

$$dm_{vdi} = \frac{dQ_{vdi}}{L_{fi}} \quad (4.3.7)$$

sau

$$dm_{vdi} = -4 \cdot \pi \cdot R_{fi}^2 \cdot \rho_{fi} \cdot dR_{fi} \quad (4.3.8)$$

Dacă după datele de calcul se reprezintă printr-o funcție dependența $R_{fi} = f(\tau_i)$, relația (4.5.8) ar putea servi și la stabilirea vitezei de vaporizare.

$$4 \cdot \pi \cdot R_{fi} \cdot \alpha_g \cdot (T_m - T_{fi}) \cdot d\tau_{vdi} = -4 \cdot \pi \cdot R_{fi}^2 \cdot \rho_{fi} \cdot L_{fi} \cdot dR_{fi} \quad (4.3.9)$$

Rezultă timpul de evaporare pentru picătura inițială ($i = 0$):

$$\tau_{vd0} = \rho_{f0} \cdot L_{f0} \cdot \int_0^{R_{f0}} \frac{dR_{fi}}{(T_m - T_{fi}) \cdot \alpha_g} \quad (4.3.10)$$

Dacă $T_{fi} = T_{vi}$, unde T_{vi} este temperatura de vaporizare (fierbere) a combustibilului, atunci:

$$\tau_{vd0} = \frac{\rho_{f0} \cdot L_{f0}}{T_m - T_{v0}} \cdot \int_0^{R_{f0}} \frac{dR_{fi}}{\alpha_g} \quad (4.3.11)$$

Pentru $Nu = 2$, rezultă:

$$\alpha_g = \frac{\lambda_g}{R_{fi}} \quad (4.3.12)$$

Timpul de vaporizare pentru picătura inițială de rază R_{f0} devine:

$$\tau_{vd0} = \frac{\rho_{f0} \cdot \frac{L_{fi}}{\lambda_g} \cdot R_{f0}^2}{2 \cdot (T_m - T_{v0})} \quad (4.3.13)$$

sau pentru cea de-a i -a picătură (de rază R_{fi} - cu observația $T_{v0} = T_{vi}$):

$$\tau_{vdi} = \frac{\rho_{f0} \cdot \frac{L_{fi}}{\lambda_g} \cdot R_{fi}^2}{2 \cdot (T_m - T_{v0})} \quad (4.3.14)$$

Masa relativă evaporată și arsă se determină din nou dintr-o relație de tipul (4.1.2). Pentru determinarea vitezei medii de vaporizare, constantă pe intervale de timp sau de variație a razei picăturii, se folosește relația:

$$\frac{m_n - m_{\tau(i+1)}}{\tau_{vdi} - \tau_{vd(i+1)}} = \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot \frac{\rho_{fi} \cdot R_{fi}^3 - \rho_{f(i+1)} \cdot R_{f(i+1)}^3}{\tau_{vdi} - \tau_{vd(i+1)}} \quad (4.3.15)$$

4.4. Determinarea analitică a unor caracteristici fizico-chimice ale combustibililor

Complexitatea proprietăților care influențează calitățile combustibililor, interdependența acestor proprietăți precum și dificultățile de stabilire a conținutului pe tipuri de hidrocarburi pentru fiecare combustibil au impus necesitatea stabilirii prin calcul, măcar aproximativă, a acestora [23].

Cele mai importante proprietăți, de interes pentru prezenta lucrare, sunt:

- densitatea combustibilului lichid în funcție de natura sa și de temperatură

$$\rho_{fi} = \rho_{288} \cdot [1 + C \cdot (288 - T_{fi})] \quad [kg/m^3] \quad (4.4.1)$$

unde: - ρ_{288} - densitatea combustibilului la 288 K

- C - coeficient (v. tabelul 4.1)

- d_{288} - densitatea relativă a combustibilului față de apă, la 288 K

Tabelul 4.1

d_{288}	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95	1,00
$C \times 10^3$	1,251	1,066	0,932	0,819	0,733	0,684	0,653
ρ_{288}	700	750	800	850	900	950	1000

- puterea calorifică inferioară

$$H_u = 51439 + \frac{5946000}{\rho_{288} - 1529} \quad [kJ/kg] \quad (4.4.2)$$

- entalpia de vaporizare

$$L_j = 820 - 85 \cdot \log M \quad [kJ/kg] \quad (4.4.3)$$

Variația entalpiei de vaporizare cu temperatura este:

$$\frac{L_{fi}}{L_2} = \left(\frac{1 - T_{rfi}}{1 - T_{r2}} \right)^{0,32} \quad (4.4.4)$$

unde T_{rfi} și T_{r2} sunt temperaturi reduse la temperatura critică T_c :

$$T_c = 1,045 \cdot 10^3 \cdot T_{50} \cdot \rho_{288} + 259 \quad [\text{K}] \quad (4.4.5)$$

T_{50} fiind temperatura până la care distilează 50 % din combustibil.

Pentru L_f se poate folosi și relația:

$$L_f = 6,3 \cdot 10^{-4} \cdot M + 54 \quad [\text{kJ/kg}] \quad (4.4.6)$$

iar precizia de determinare este de 5 %.

- capacitatea termică specifică la presiune constantă

- pentru lichid:

$$c_{p,fi} = \frac{758 + 3,3 \cdot T_{fi}}{\rho_{288}} \quad [\text{kJ/kgK}] \quad (4.4.7)$$

- pentru vapori:

$$c_{pg} = (136 + 1,17 \cdot T_g) \cdot (4 - \rho_{288}) \quad [\text{kJ/kgK}] \quad (4.4.8)$$

Determinarea se face cu o precizie de 100 %.

- coeficientul de transfer termic prin conducție pentru combustibilul lichid

$$\lambda_{fi} = \frac{7}{\rho_{288}} \cdot (0,132 + 6,33 \cdot 10^{-4} \cdot T_{fi}) \quad [\text{W/mK}] \quad (4.4.9)$$

Pentru compararea valorilor parametrilor de mai sus în raport cu date experimentale, și stabilirea influenței preciziei de evaluare analitică a acestor parametri asupra proprietăților de vaporizare și ardere ale diferiților combustibili, este necesar să se cunoască cel puțin și temperatura în imediata apropiere a picăturii.

4.5. Experimente numerice privind vaporizarea respectiv arderea unei picături de hexadecan

În scopul stabilirii oportunității utilizării unei anumite metode de calcul, pentru această hidrocarbură se dispune de date experimentale de referință (după 4.2) și de date de calcul, obținute cu un model complex, prelucrat cu ajutorul calculatorului.

4.5.1. Proprietățile fizico-chimice ale hexadecanului după date experimentale și de calcul

Proprietățile de interes pentru hexadecan, care servesc la studiul vaporizării sale, proprietăți care servesc la studiul vaporizării sale, stabilite experimental, sunt prezentate în tabelul 4.2, coloanele 2 ... 4, iar coloana 5 consemnează valori stabilite prin calcul, cu relațiile (4.3.2) și (4.3.3) - [64].

Tabelul 4.2 - Proprietățile fizico-chimice ale hexadecanului

Nr. crt.	T_{fi}	ρ_{fi}	λ_{fi}	c_{pfi}	L_{fi}
1.	176,6	855	0,1732	1140	337,137
2.	201,7	838	0,1682	1260	332,045
3.	212,0	831	0,1660	1310	329,906
4.	218,0	826	0,1648	1355	328,478
5.	220,4	824	0,1643	1360	328,140
6.	219,7	825	0,1644	1357	328,288

Parametrii de interes sunt prezentați în raport cu temperatura momentană a picăturii, care s-a stabilit după date experimentale [48].

4.5.2. Date experimentale și de calcul privind vaporizarea unei picături de hexadecan

4.5.2.1. Experimente numerice comparative după metoda I

Aplicând relațiile de calcul cuprinse în paragraful 4.1.3., s-au obținut rezultatele prezentate în fig. 4.2 (linie-punct - calculat comparativ cu experimental; linie întreruptă - după [4]; linie continuă - după [57]).

Ipoteza filmului stagnant, proprie metodei I, permite un calcul extrem de expeditiv, abaterile față de datele experimentale referitor la diametrul momentan al picăturii variind între 3,8 și 24 %.

Precizia metodei scade pe măsură ce picătura evoluează în timp și este înconjurată de tot mai mulți vapori, deoarece în calcule se operează cu conductivitatea termică λ_{fi} pentru fluid și nu cu cea pentru faza gazoasă λ_g . Această ipoteză a trebuit acceptat deoarece:

- nu se cunoaște proporția de vapori și de fază fluidă pe măsura evoluției picăturii, nici măcar în imediata apropiere a filmului stagnant;
- coeficientul de conductivitate termică pentru faza gazoasă nu este cunoscut pe cale experimentală;

De remarcat că în abscisa figurii 4.2 s-a marcat timpul de evoluție al picăturii până la momentul când aceasta s-a evaporat complet ($\tau = 4,5$ s , $D_{fi} = 0$) stabilit după [48] și [57] prin extrapolarea curbelor și respectiv calculat după metoda I.

Faptul că metoda I este acceptată ca și precizie, cel puțin tehnic este motivat și de aceea că dacă se analizează evoluția picăturii pe măsura vaporizării, chiar efectuând calcule cu coeficientul de conductivitate strict numai pentru faza lichidă λ_{fi} și nu pentru cea gazoasă λ_g , pentru diametrul picăturilor din tabelul 4.2, se obțin

abateri procentuale între timpul măsurat pentru evoluția picăturii între două diametre succesive, după cum urmează (tabelul 4.3):

Tabelul 4.3.

Diametrul picăturii D_{fi}	0,0012996	0,0011216	0,0008862	0,000636	0,000440
Abaterea procentuală între calcul și experiment	4,02	5,88	6,77	9,40	

Cum $\lambda_g = (1/4 \dots 3/4) \lambda_{fi}$ și având în vedere forma relației (4.1.1), operarea cu λ_g ar translata curba de calcul obținută relativ la raza sau diametrul momentan al picăturii spre stânga, ceea ce ar reduce abaterile între calcul și experiment proprii modului de evoluție al curbelor din fig. 4.2.

4.5.2.2. Experimente numerice comparative după metoda III

Folosind relațiile din paragraful 4.2., s-au obținut datele prezentate comparativ în fig. 4.3. Este de remarcat că abaterile înregistrate între rezultatele de calcul pentru evoluția D_{fi} și m_{vdi} după metoda III sunt incomparabil mai mari față de cele oferite în paragrafele 4.2 și 4.5 pentru picătura de hexadecan. Această situație defavorabilă se explică și prin faptul că ipoteza picăturii sferice simetrice și cea care acceptă că sub punctul de fierbere, evacuarea vaporilor de pe suprafața picăturii are loc rapid, fără ca presiunea parțială a vaporilor în apropierea suprafeței, cu valorile sale foarte mici să limiteze procesul, nu se reproduce în realitate.

De altfel și abaterile procentuale pentru timpul de evoluție al picăturii între măsurători și calcule, determinate de la diametru la diametru, - tabelul 4.4, dovedesc inadvertențe mai consistente decât cele consemnate în tabelul 4.3 - [48].

Tabelul 4.4

Diametru picăturii D_{fi}	0,0012996	0,0011216	0,000636	0,000440
Abaterea procentuală între calcul și experimental	23,14	26,75	29,35	33,74

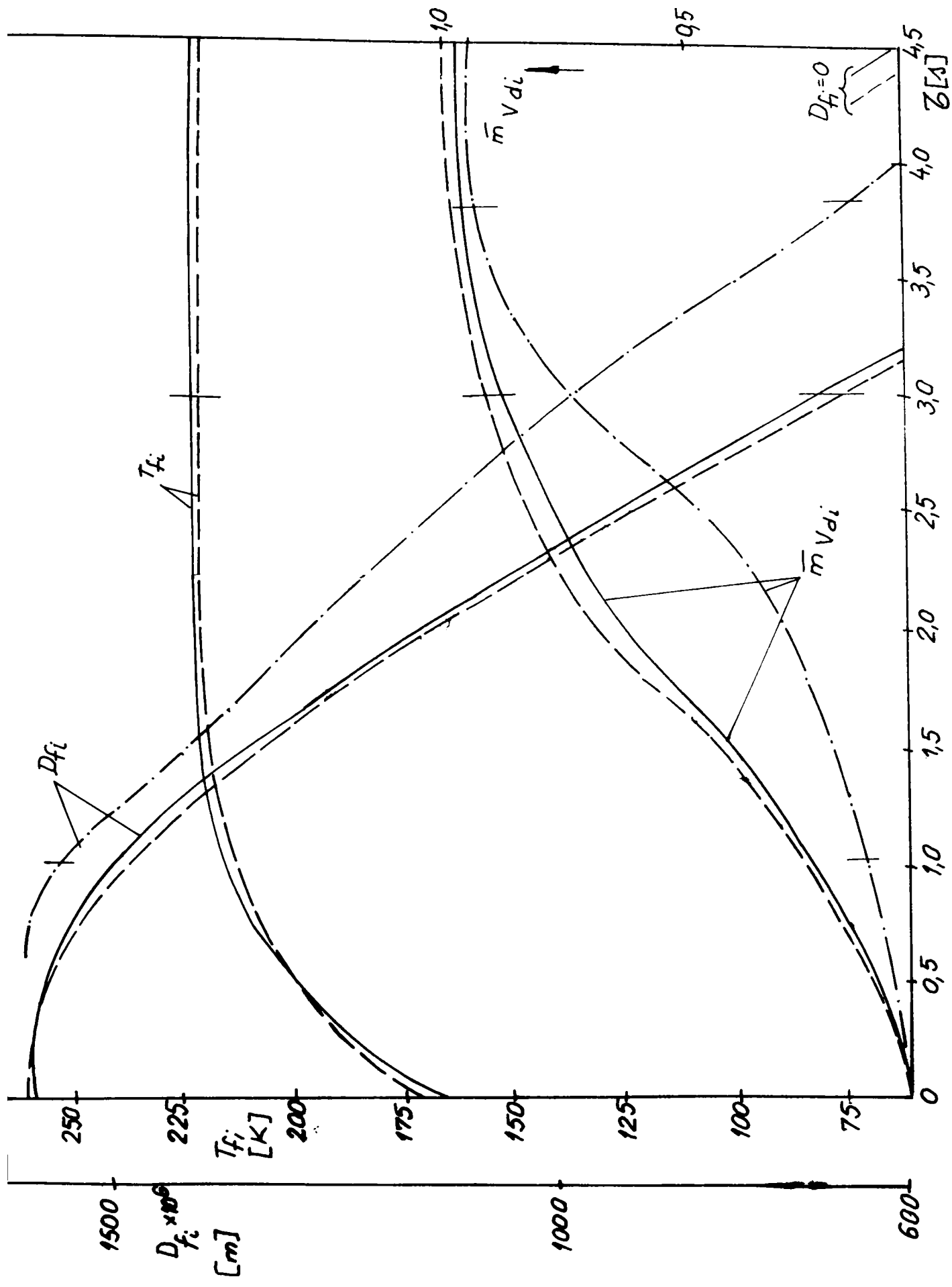


Fig. 4.2

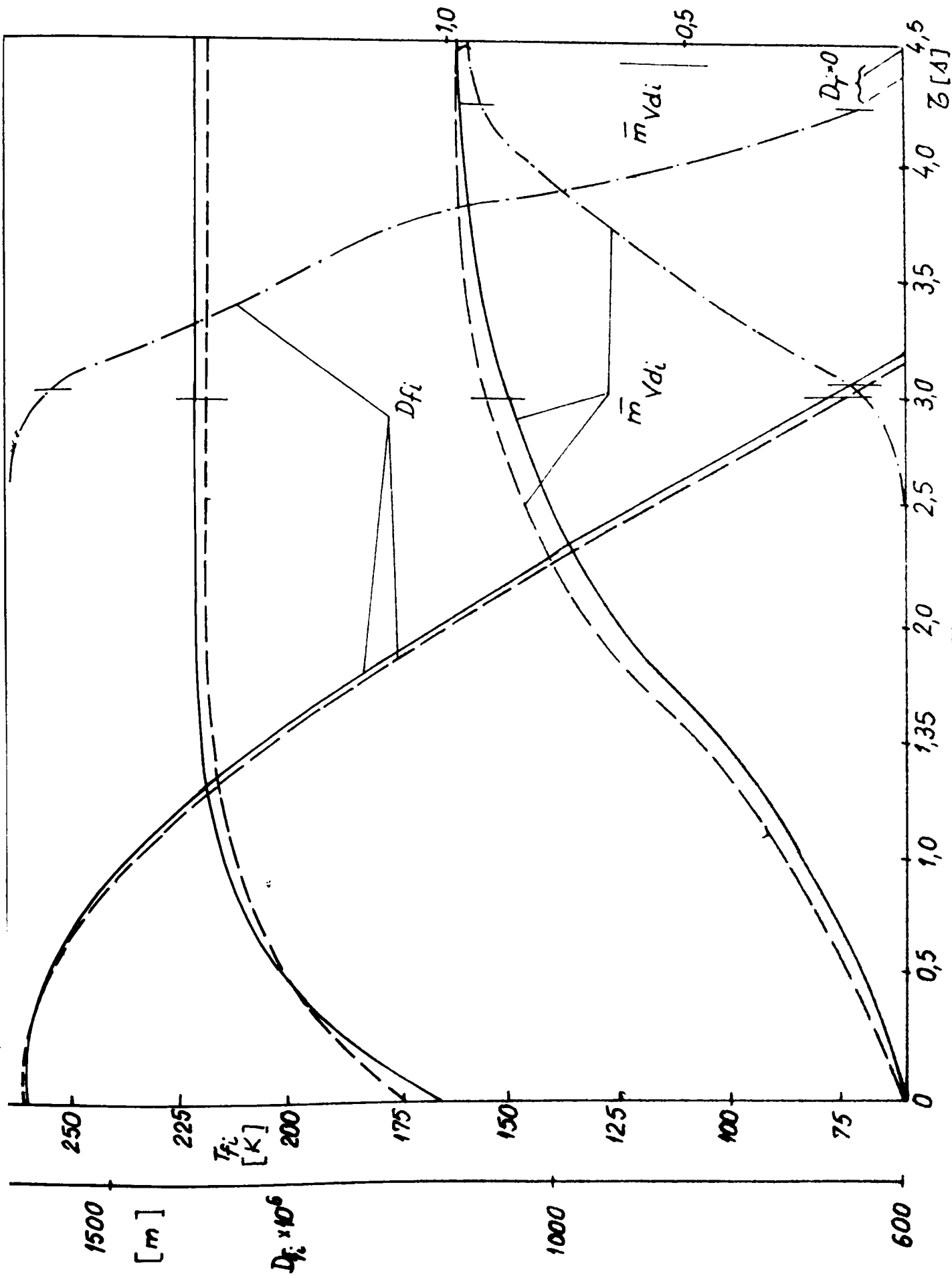


Fig. 43

Având în vedere gradul mare de aproximație între calcul și experiment, între metodele I și III, așa cum se prezintă și în tabelele 4.3 și 4.4, în continuare se va renunța la utilizarea metodei III de calcul.

4.6. Studiul vaporizării și arderii unei picături de combustibil petrolier

Deoarece în cazul vaporizării și arderii combustibililor petrolieri (kerosen, motorină și benzină) nu se cunoaște evoluția temperaturii la suprafața picăturii, proprietățile fizico-chimice, rediate printr-o paletă mai largă de valori decât în cazul hexadecanului, și datorită faptului că se studiază nu numai vaporizarea ci și arderea, sunt considerate constante pe durata evaporării.

4.6.1. Proprietățile fizico-chimice ale combustibililor petrolieri după date experimentale

- Proprietățile fizico-chimice ale kerosenului

Proprietățile de interes și care servesc la studiul vaporizării și al arderii sunt sintetizate în tabelul 4.5. În prima linie sunt înscrise valorile pentru combustibilul utilizat la Universitatea Ruhr din Bochum (RUB) iar în cea de-a doua, cele obținute după date experimentale [23] și [54], pentru kerosenul cu proprietățile de bază cele mai apropiate de cel folosit la RUB și pentru care s-au efectuat calcule.

Tabelul 4.5

Nr. crt.	Tip comb.	M	c	h	s	$H_u \times 10^{-3}$	T_{vi}	ρ_{288}	ρ_{305}
1.	RUB	181	86,2	13,67	-	42940	-	818,7	857,9
2.	după [23]	167	83,6	13,4	0,19	42950	471	823	823

	L_{fi}	c_{pfi}	c_{pg}	λ_{fi}	λ după [5]	m_{o2}	β	s_v
1.	-	-	-	-	-	-	-	-
2.	258×10^3	1970	1550	0,13	1,73	5,29	3,06	14,57

- Proprietățile fizico-chimice ale motorinei

Aceste proprietăți sunt prezentate în tabelul 4.6, după datele oferite de [23] pentru o motorină “medie”.

Tabelul 4.6

M	c	h	s	$H_u \times 10^{-3}$	T_{vi}	ρ_{288}	L_{fi}	c_{pfi}	c_{pg}	λ_{fi}
208	85,55	13,53	0,85	42430	491	837	228000	1930	1550	0,134

- Proprietățile fizico-chimice ale benzinei

Pentru studiu s-a ales o benzină cu cifră octanică CO = 100, ale cărei caracteristici sunt redate în tabelul 4.7.

Tabelul 4.7

M	c	h	s	$H_u \times 10^{-3}$	T_{vi}	ρ_{288}	L_{fi}	c_{pfi}	c_{pg}	λ_{fi}
99	84,72	15,23	0,50	48390	338	723	316000	2090	1590	0,156

4.6.2. Experimente numerice privind vaporizarea și arderea pentru picătura de kerosen, motorină și benzină după metoda filmului stagnant

La calculul parametrilor de interes pentru procesul de vaporizare și de ardere se lucrează pentru toate tipurile de combustibil cu diametrul inițial inițial al picăturii de 70×10^{-6} [m], studiindu-se evoluția ei pe măsura reducerii diametrului.

Pentru procesul de vaporizare și ardere, timpul de desfășurare este cuantificat și prin cumulare. Datele de calcul se expun grafic pentru o mai ușoară interpretare.

- **pentru kerosen** - cum procesul de vaporizare și de ardere este determinat de condițiile de mediu ambiant, având în vedere datele conținute în [54] pentru care la probele experimentale aerul a fost încălzit la 708 K, se adoptă temperatura de mediu de 708 K. Temperatura de vaporizare se acceptă la 471 K, după [23], iar coeficientul excesului de aer s-a adoptat $\lambda = 1,73$, corespunzător datelor experimentale de la Universitatea Ruhr din Bochum.

- **pentru motorină** - în ideea că picătura ar evolua în interiorul unui cilindru de motor diesel într-un mediu ce nu se află în mișcare, pornind de la temperatura de autoaprindere de 630 K, considerând că aprinderea amestecului combustibil - aer este reușită dacă temperatura este mai mare cu cca 200 K decât cea precedentă, experimentele numerice se efectuează cu o temperatură a mediului de 830 K. Temperatura de vaporizare este de 491 K și se operează cu un coeficient al excesului de aer $\lambda = 1,6$, obișnuit pentru motoarele diesel supraalimentate - [23].

- **pentru benzină** - se adoptă condiții de mediu apropiate celor ce caracterizează utilizarea sa în motorul cu aprindere prin scânteie, astfel că procesul de vaporizare, început în carburator, în secțiunea din colectorul de admisiune în care are loc injecția monopunct sau în poarta supapei de admisiune la injecția multipunct, se desăvârșește în cilindru, acceptându-se astfel o temperatură a mediului de 700 K, procesul de ardere considerându-se că are loc cu $\lambda = 1$, date fiind restricțiile antipoluante actuale în vigoare. Temperatura de vaporizare este de 338 K - conform [23].

Proprietățile fizico-chimice ale combustibililor ce permit calculul mărimilor de interes s-au adoptat după [23] și [54], acceptându-se următoarele notații:

D - diametrul; τ - timp; m - masa relativă, cu indicii marcați prin "i" pentru valori intermediare și anume: "fi" - faza lichidă; "vbi" - pentru ardere; "vdi" - pentru vaporizare, "tdi" - pentru vaporizare și ardere cumulat.

Semnificația curbelor caracteristice prezentate în figuri este:

— . — . — kerosen ; — — — — motorină ; ————— benzină

Studiind evoluția picăturii pe durata vaporizării, se constată că, date fiind în primul rând proprietățile de volatilitate diferite, picătura de kerosen se evaporă complet după $14,69 \times 10^{-3}$ s, cea de motorină după $13,31 \times 10^{-3}$ s și cea de benzină după $11,12 \times 10^{-3}$ s, alura curbelor fiind asemănătoare - fig. 4.4.

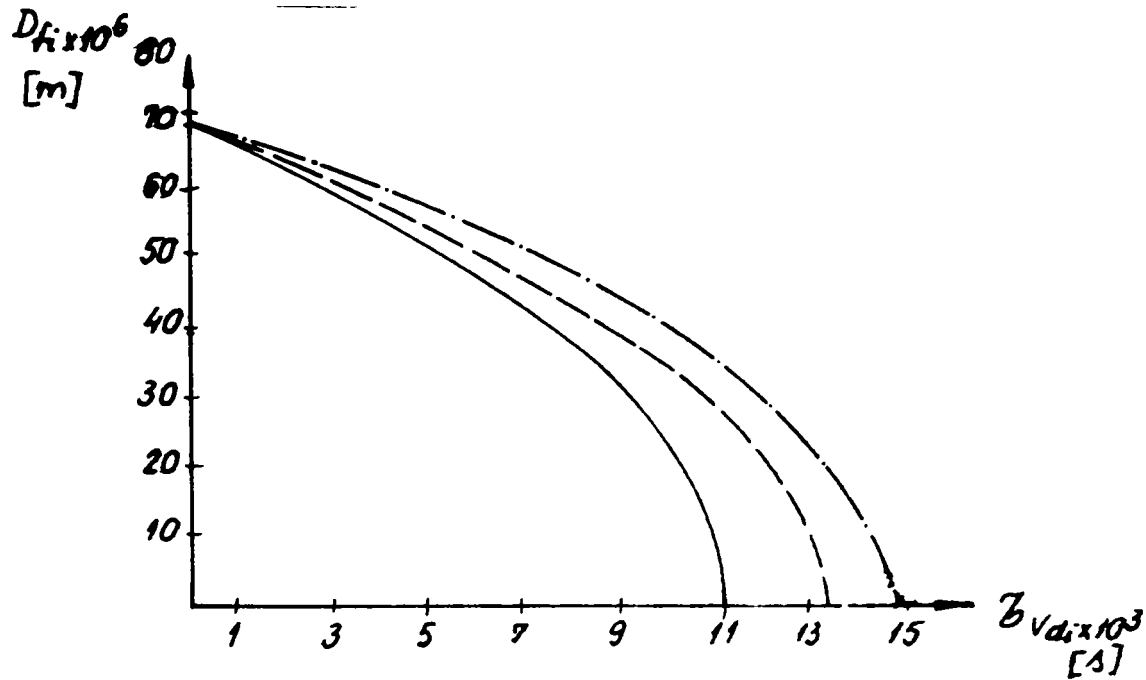


Fig.4.4 Evoluția picăturii în procesul de vaporizare

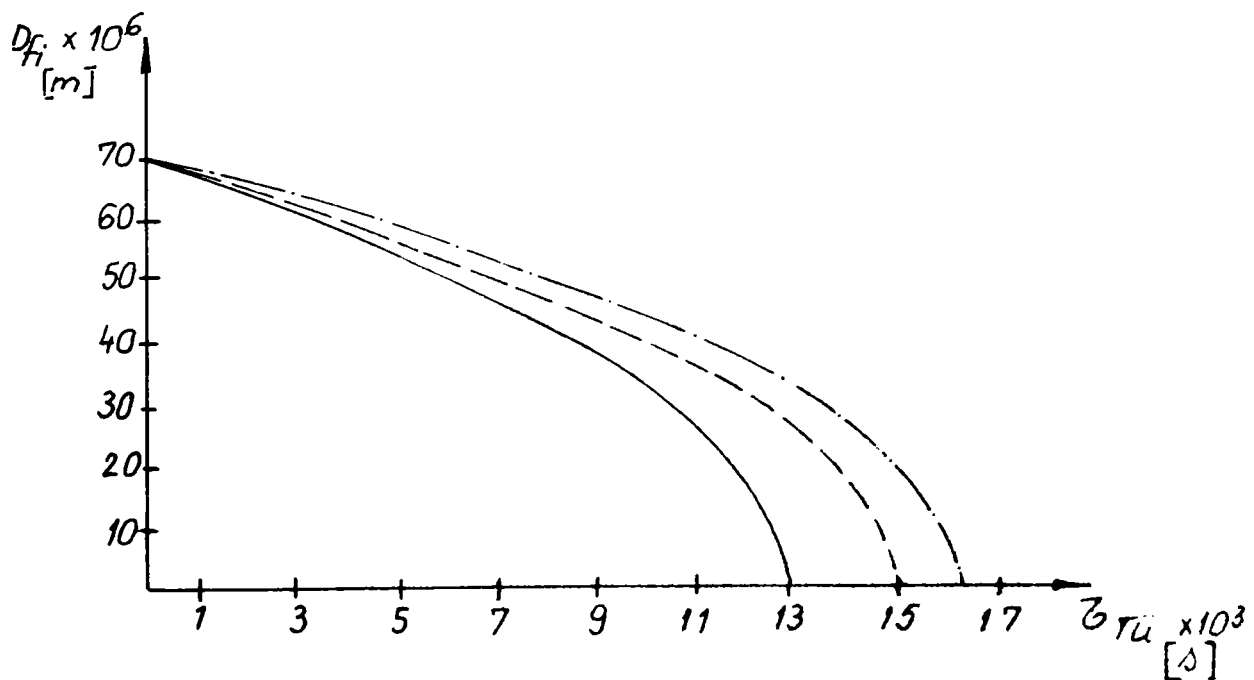


Fig 4.5 Evoluția picăturii în procesul de ardere

Pentru procesul de ardere - fig. 4.5, timpii până la arderea completă sunt de 6,61 până la 9,36 ori mai reduși decât cei de vaporizare, și anume (valori absolute): $1,57 \times 10^{-3}$ s pentru kerosen, $1,68 \times 10^{-3}$ s pentru motorină și $1,69 \times 10^{-3}$ s pentru

benzină. Situația constatată că diametrul picăturilor pentru benzină și motorină, evaluate strict numai în procesul de ardere, scade mai încet decât pentru kerosen se datorește în primul rând faptului că s-a lucrat cu coeficienți ai excesului de aer mai reduși pentru aceștia, iar entru kerosen $\lambda = 1,73$, disponibilitatea mai mare de aer favorizând procesul de oxidare.

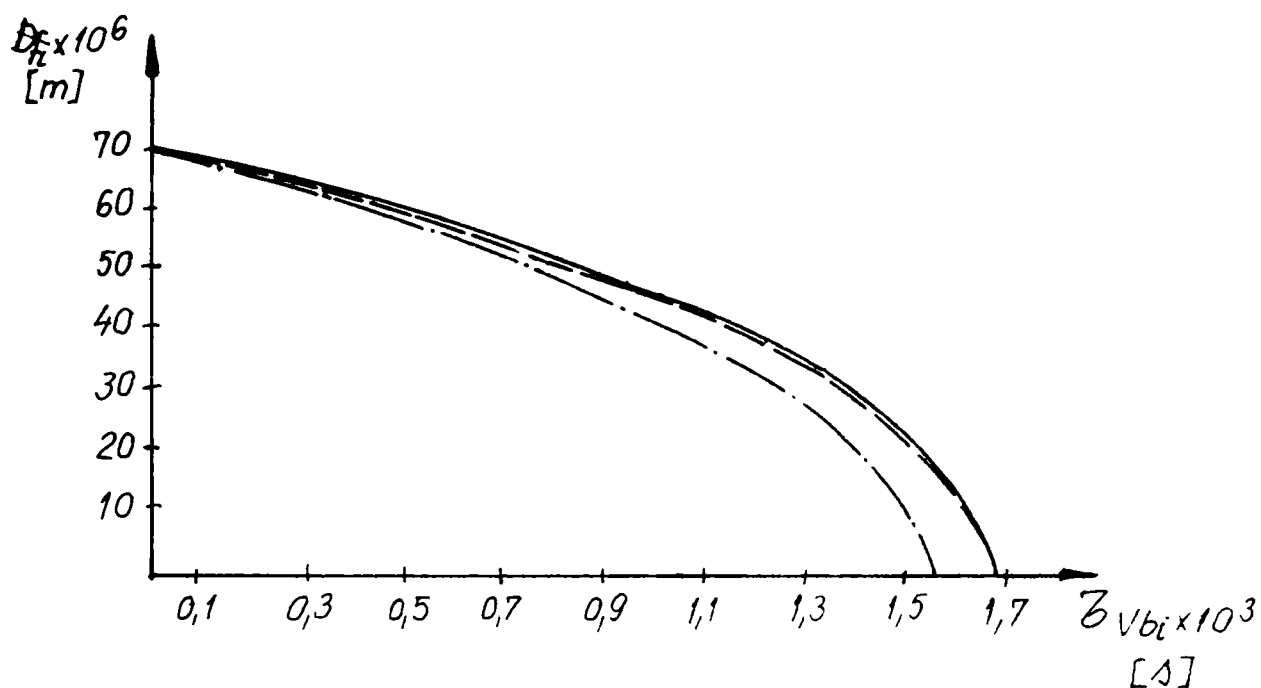


Fig.4.6 Evoluția picăturii prin cumulara procesului de vaporizare și ardere

Cum predominant ca și durată este procesul de vaporizare, evoluția diametrului picăturii pentru timpii cumulați de vaporizare și ardere are structura asemănătoare cu cea proprie procesului strict de vaporizare, durata limită fiind pentru kerosen de $16,26 \times 10^{-3}$ s, pentru motorină de 15×10^{-3} s și pentru benzină de $12,8 \times 10^{-3}$ s - fig. 4.6.

Evoluția masei relative procentuale în timp dovedește, cum era și firesc, că alura cea mai puțin rapidă o are kerosenul, cu volatilitatea cea mai scăzută, mai ales în prima parte a procesului, când este mai dominant coeficientul de conductivitate termică, capacitatea calorică specifică și densitatea, asupra acestei mase - fig 4.7.

Evoluția masei relative procentuale arsă în timp are un aspect normal, masa cea mai rapid arsă cantitativ înregistrându-se pentru kerosen (până la atingerea cotei de 100 %), cea mai puțin arsă pentru benzină, în corelație cu rezultatele prezentate anterior relativ la evoluția diametrului picăturii.

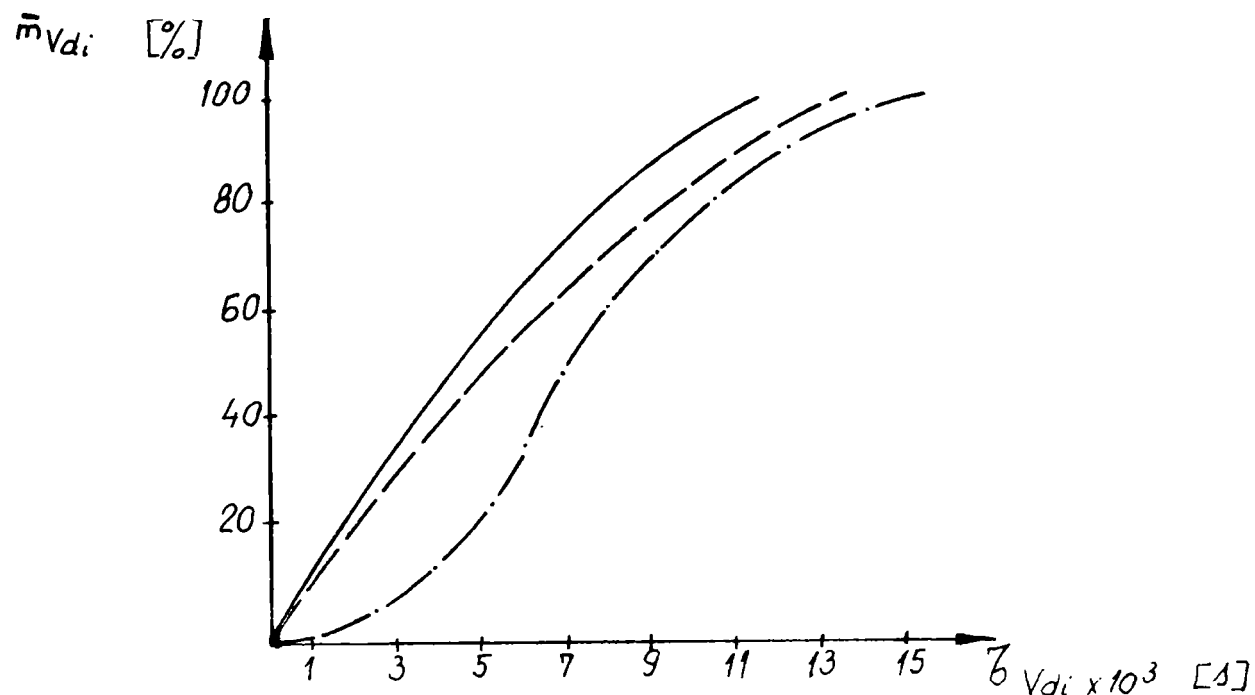


Fig. 4.7 Evoluția masei relative procentuale arsă

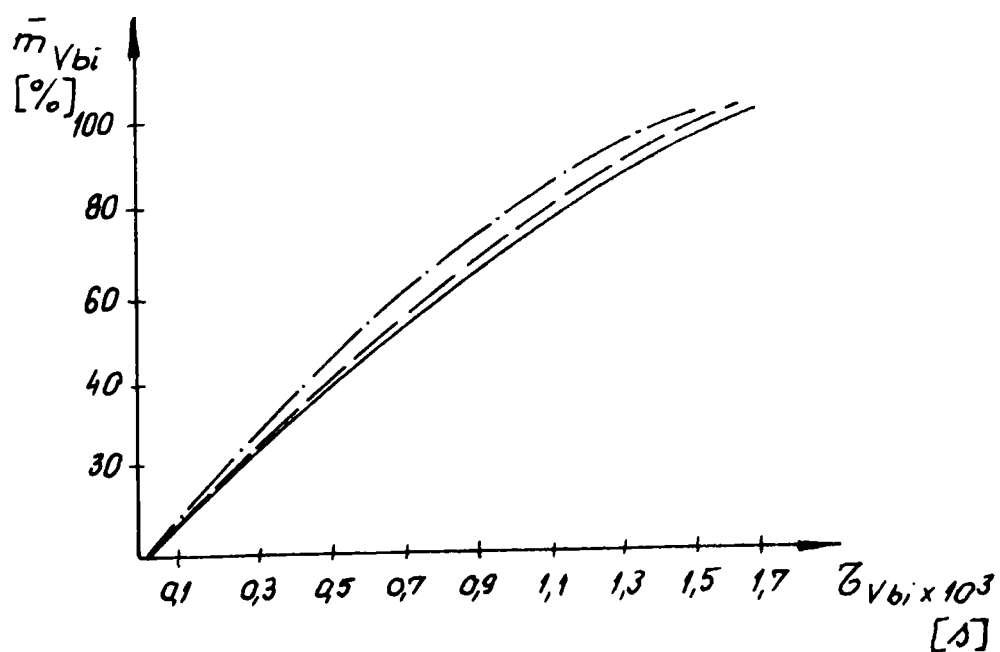


Fig. 4.8 Evoluția vitezei de vaporizare

În ceea ce privește viteza de vaporizare, benzina, cu cea mai mare volatibilitate, va avea viteza cea mai mare, pentru diametrul de 70×10^{-6} m atingând valoarea de $17,51 \times 10^{-9}$ kg/s. La același diametru, motorina are o viteză de vaporizare de $16,93 \times 10^{-9}$ kg/s iar kerosenul de $15,09 \times 10^{-9}$ kg/s - fig. 4.8. Evoluția vitezei de vaporizare, ca și a celei de ardere este cuasiliniară în raport cu diametrul picăturii, deoarece ea depinde consistent de acesta, în cazul relațiilor dezvoltate după metoda "filmului stagnant".

Aspectul variației vitezelor de ardere subliniază circumstanța favorizantă de a se dispune pentru reacțiile de ardere de cantități consistente de oxigen în exces, pentru diametrul maxim al picăturii de 70×10^{-6} m, kerosenul atingând o viteză de ardere de 140×10^{-6} kg/s, motorina $133,24 \times 10^{-6}$ kg/s iar benzina $115,96 \times 10^{-9}$ kg/s - fig. 4.9. Vitezele de ardere sunt de 6,62 ... 9,34 ori mai mari decât cele de vaporizare.

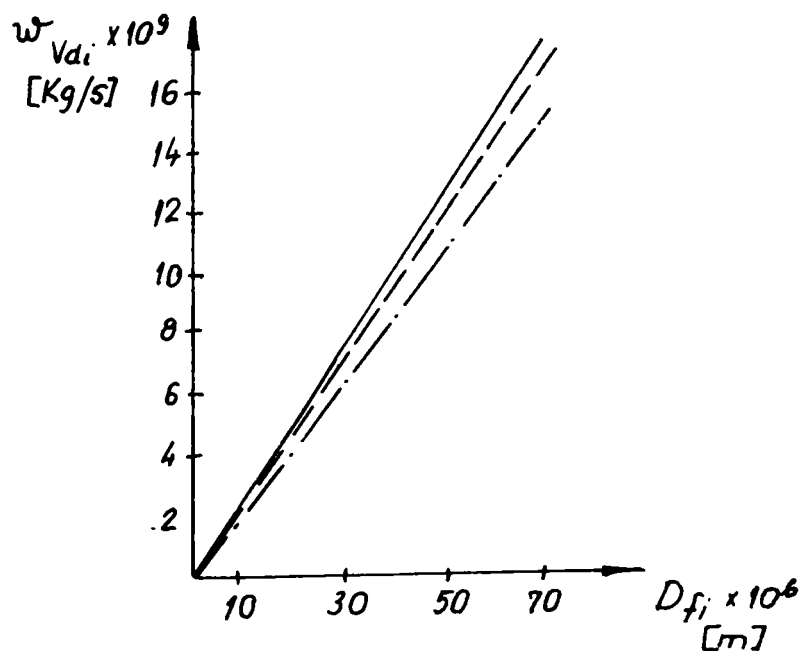


Fig. 4.9 Evoluția vitezei de ardere

aceste procese.

Datele prezentate au permis studiul comparativ, relativ la evoluția unei picături singulare de kerosen, motorină și benzină, cu evidențierea implicațiilor pe care le are în procesul de vaporizare și de ardere natura combustibilului și parametrii principali ai mediului staționar în care au loc

4.6.3. Experimente numerice comparative asupra evoluției picăturii de kerosen, inclusiv pe baza legii diametrelor - metoda II

Pentru validarea rezultatelor obținute relativ la evoluția picăturii de combustibil petrolier ușor, s-au calculat timpii caracteristici cu metoda filmului stagnant, după legea diametrelor și cu o metodă complexă de calcul, dezvoltată la Universitatea Ruhr din Bochum. Procesul RUB a fost verificat anterior în juxtapunere cu date experimentale. Pentru picătura de haxadecan, s-au înregistrat abateri între calcul și experiment de 0,15 % pentru diametrul picăturii de 1250×10^{-6} m și de 6 % pentru diametrul de 5×10^{-6} m - [34], [48], [54], [57], [59].

Din datele prezentate grafic în fig. 4.10, se constată că în cazul “metodei diametrelor”, pentru picătura cu diametrul de 38×10^{-6} m se obține o abatere maximă de 23,4 % în raport cu metoda folosită la RUB. Folosind metoda “filmului stagnant”, abaterea maximă în raport cu aceleași referințe este de 10,3 %, înregistrată pentru picătura de diametru de 56×10^{-6} m - [54].

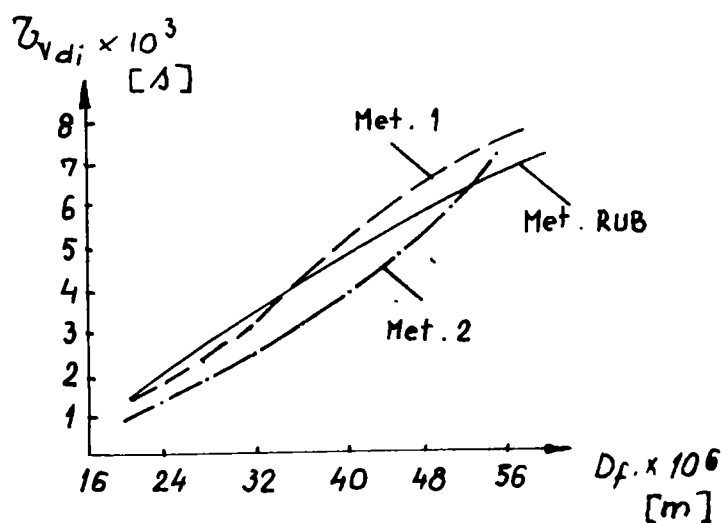


Fig. 4.10 Evoluția picăturii de kerosen după trei metode

Trebuie remarcat că în cazul “metodei diametrelor” se operează cu constanta K de vaporizare și ardere determinată experimental global, astfel că abaterile procentuale în raport cu datele obținute prin metoda RUB [54] sunt și mai mari. Alura și dispunerea curbei ridicate

după metoda “filmului stagnant” dovedește o aproximare, tehnic acceptabilă încă, în raport cu datele considerate de referință și obținute după metoda RUB.

4.7. Evoluția picăturilor de kerosen și nivelul noxelor rezultate prin ardere

Importanța determinării diametrului picăturii și a evoluției acesteia asupra procesului de ardere și din punctul de vedere al noxelor este motivată de rezultatele experimentale relativ la conținutul de NO_x din gazele arse - fig. 4.11, în condițiile luării în considerare a caracterului neomogen al jetului de picături oferite de către injector- [54].

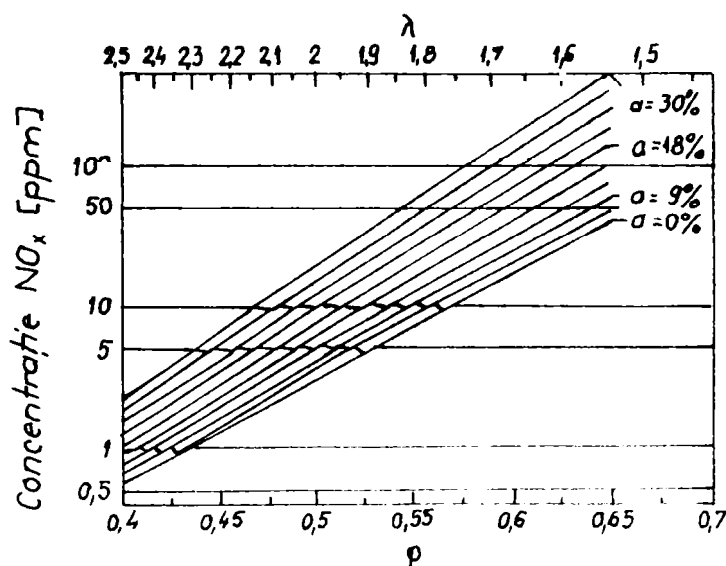


Fig. 4.11 Influența neomogenității picăturilor asupra conținutului de NO_x din gazele arse

Din datele prezentate în figură rezultă că abateri reduse da la distribuția ideală a combustibilului (cu $D_{10} = 56 \times 10^{-6}$ m) cuantificate prin parametrul σ , care este abaterea procentuală între diametrul picăturilor de dimensiune inițială minimă (56×10^{-6} m) din nucleul jetului și cele de diametre mai mari din anvelopa sa, conduce la majorarea sensibilă a conținutului de NO_x din gazele arse pentru aceeași valoare a coeficientului excesului de aer λ și a raportului ϕ dintre combustibilului și aerul participante la ardere.

În fig. 4.12 și 4.13 sunt prezentate noxele din gazele obținute într-o cameră de ardere, măsurate în diferite puncte pe diametrul acesteia, pentru proces izobar de ardere, la $p = 3,7$ bar și $\lambda = 1,8$.

Diametrul picăturilor din nucleul jetului, și anume a celor mai frecvent existente, poate fi calculat cu relația 4.7.1, unde ν este vâscozitatea cinematică, σ - tensiunea superficială pentru picătură, indicii încă nedefiniți semnificând: “co” - combustibil; “d” - diuza injectorului; “a” - aer - [11].

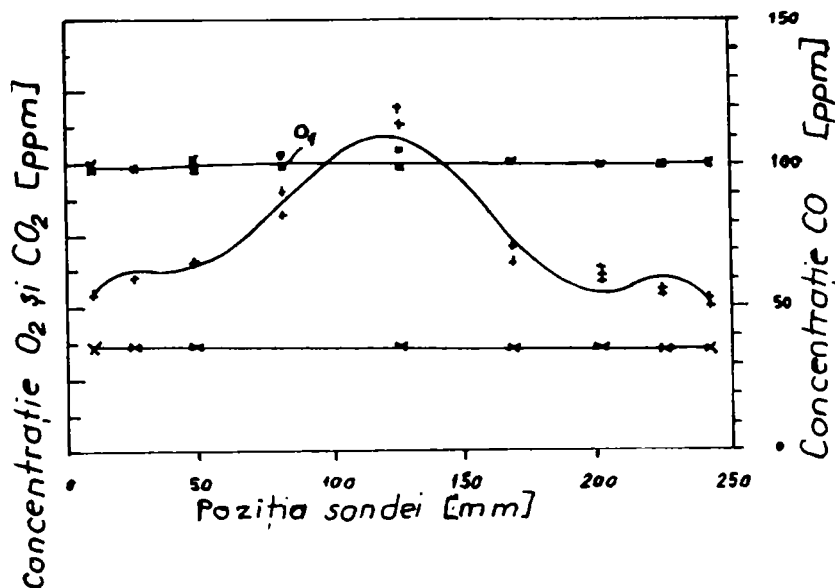


Fig. 4.12 Concentrația de O₂, CO₂ și CO în funcție de poziția sondei de prelevare

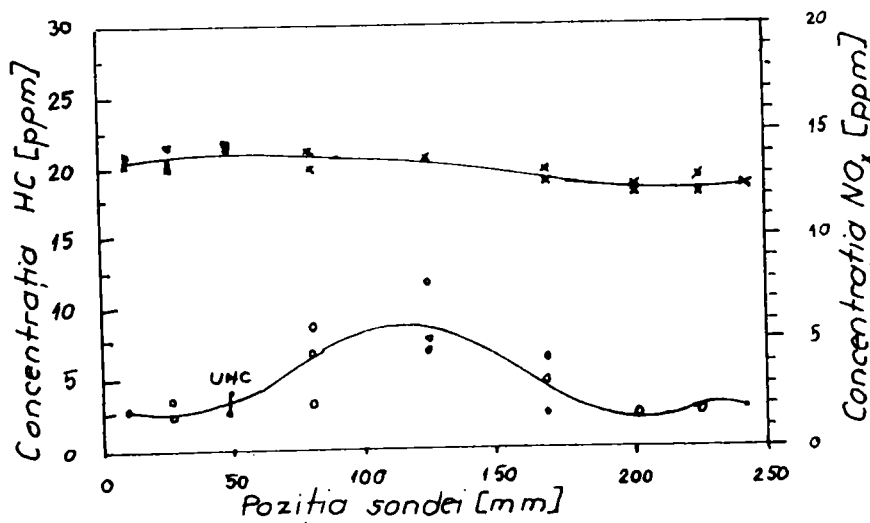


Fig. 4.13 Concentrația NO_x și HC în funcție de poziția sondei de prelevare

$$D_{fim} = \frac{v_{co} \cdot w_f \cdot D_d \cdot \rho_{co}}{\sigma_{co}} \cdot \rho_a^{1,25} \tag{4.7.1}$$

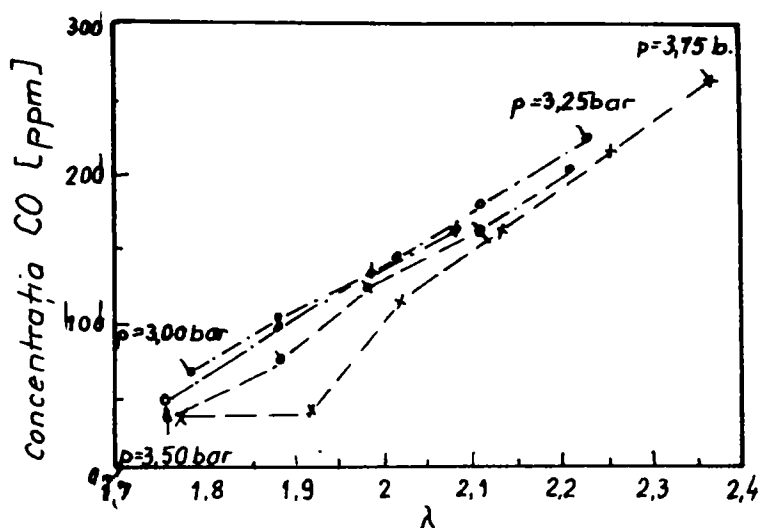


Fig. 4.14 Concentrația de CO din gazele arse în funcție de λ la diferite presiuni p

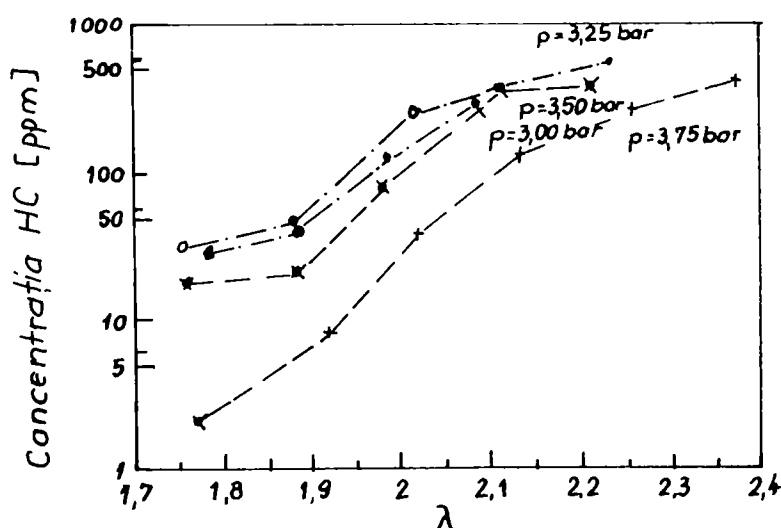


Fig. 4.15 Concentrația de HC din gazele arse funcție de λ la diferite presiuni p

Se constată că la injecția combustibilului în aer, diametrul inițial al picăturii, după care s-a calculat în paragrafele anterioare evoluția sa în procesul de vaporizare și de ardere, este dependent de densitatea ρ_a și de aici și de presiunea mediului în care are loc injecția p .

Revenind la figurile 4.12 și 4.13, ridicate pentru $p = 3,7$ bar și $\lambda = 1,8$, se poate aprecia că, caracterul cuasiomogen al amestecului determină valori mici, aproape constante pentru CO_2 , O_2 și NO_x , pe secțiunea camerei de ardere. Alura curbelor de CO și HC prezente în gazele de ardere este determinată de

timpii relativ lungi petrecuți de amestec în zona peretelui și de desprinderile din conul camerei de ardere

Dependența concentrației de CO și HC din gazele arse de coeficientul λ și presiunea p din camera de ardere, care determină și diametrul inițial al picăturilor, expusă în fig. 4.14 și 4.15, permit observația că amestecurile mai bogate, care ard la temperaturi mai ridicate și pentru care injecția s-a făcut într-un mediu cu presiunea

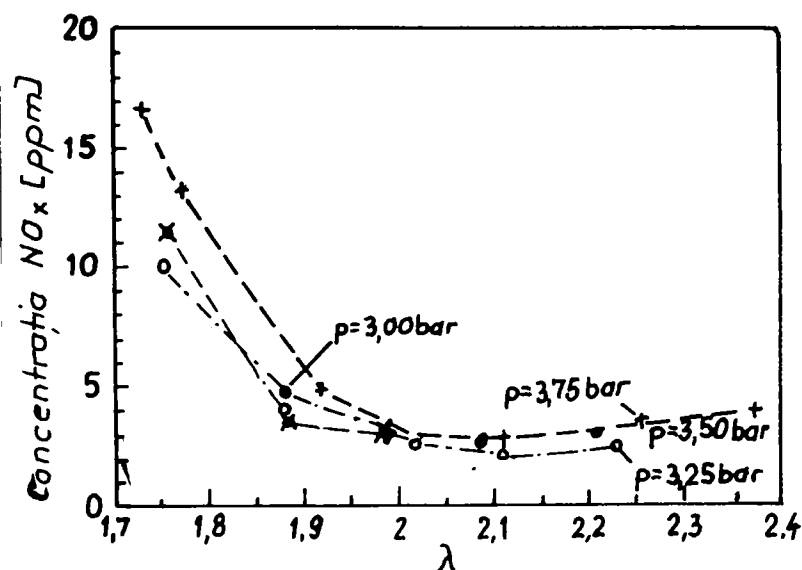


Fig. 4.16 Concentrația de NO_x din gazele arse funcție de λ la diferite presiuni p

mai ridicată, conduc la nivelul cel mai redus de noxe.

De asemenea, trebuie reținut că picături cu diametrul inițial foarte redus (obținut la p mic - v. rel. 4.7.1) nu sunt în toate cazurile favorizante pentru regimul de noxe eşapate, existând limite

care dictează omogenitatea optimă a amestecului.

În sfârșit, conform celor expuse în fig. 4.16, conținutul de NO_x scade cu creșterea coeficientului λ și reducerea presiunii p , aceasta probabil și datorită reducerii nivelului de temperaturi proprii arderii.

Se apreciază că pentru situațiile prezentate, arderea amestecului aer - kerosen conduce la cantități reduse de emisii poluante, și în special de NO_x, aceasta și în raport cu diametrul inițial și evoluția în timp, căreia trebuie să i se acorde atenția cuvenită.

4.8. Concluzii

1. Determinarea evoluției unei picături de combustibil și a vitezei de ardere poate fi efectuată prin aplicarea ecuațiilor generale din mecanica fluidelor, cu luarea în considerare și a proprietăților de transport și cinetică chimică [34].

Dificultățile legate de definirea condițiilor limită extrem de complexe și de cunoașterea unor proprietăți fizico-chimice de simplificare ale picăturii, pentru care s-au elaborat tratări teoretice corespunzătoare [30], [34], [54], [60].

2. Investigații efectuate cu diferite metode simplificate expeditiv la prelucrare, având ca și element de comparație datele experimentale relativ la vaporizarea unei picături de hexadecan [48], precum și date de calcul obținute cu un model laborios [54], [57], au condus la concluzia că rezultatele cele mai bune, cu abateri procentuale față de experiment cuprinse între 4,02 și 9,4 % se obțin cu un model așa numit al “filmului stagnant” care acceptă următoarele ipoteze simplificatoare:

- vaporizarea și respectiv arderea se desfășoară într-un film stagnant ce aderă la picătură, în care au loc inclusiv procesele de difuzie ale oxigenului;
- transferul prin conductivitate al căldurii de la flacără la picătură și respectiv la mediul ambiant;
- se neglijează atât căldura aferentă reacțiilor de descompunere a hidrocarburilor cât și reacțiile ce implică produși intermediari de reacție;

Ultima ipoteză este valabilă în tot spațiul studiat, cu excepția zonei subțire de reacție, care are temperatură ridicată, neintroducând erori importante.

3. Abaterile înregistrate după metoda “filmului stagnant” între calcule și datele experimentale, cu valori de până la 9,4 % spre sfârșitul procesului de vaporizare se datoresc și faptului că în calcule se operează cu coeficient de conductivitate pentru faza lichidă a combustibilului λ_{fi} și nu pentru cea gazoasă λ_g . Pe de altă parte, modelul nu are în vedere cantitatea de combustibil vaporizată în timp, procesul de vaporizare fiind cu atât mai manifest cu cât durată vaporizării este mai lungă.

4. Experimentele numerice asupra evoluției picăturii de hexadecan, în ipoteza că arderea nu influențează procesul de vaporizare - metoda III - conduce la abateri

prea mari între rezultatele calculelor și experiment, cu valori între 23,14 și 33,74 %, motiv pentru care nu este oportună utilizarea acestui procedeu de calcul.

5. Dificultăți se înregistrează la determinarea timpului de existență al picăturii și datorită necunoașterii exacte a proprietăților fizico - chimice ale picăturii care arde și ale mediului în care evoluează aceasta. Din aceste motive s-a apelat, pentru kerosen, și la procedeul ce are în vedere “legea diametrelor” - metoda II - cu rezultate bune de calcul. S-a operat cu constanta K, determinată experimental și care sintetizează calitățile de vaporizare și ardere ale combustibilului studiat.

6. Cercetările efectuate au prilejuit și inventarierea unor relații de calcul aproximativ ale caracteristicilor fizico-chimice pentru combustibilii petrolieri, cu abateri în general între 5 și 10 %.

7. Se sistematizează și se validează rezultatele experimentelor numerice efectuate prin metoda “filmului stagnant” asupra evoluției unor picături de combustibil petrolier ușor, și anume kerosen, motorină și benzină. S-a stabilit variația diametrului picăturii și masa relativă în raport cu timpul, separat în procesul de vaporizare și separat pentru procesul de ardere, precum și evoluția diametrului picăturii în timpul cumulat de vaporizare și ardere. S-a determinat de asemenea vitezele de vaporizare și de ardere în funcție de diametrul picăturii.

8. Pentru o picătură cu diametrul inițial de 79×10^{-6} m, timpul total de vaporizare este de $14,69 \times 10^{-3}$ s pentru kerosen, de $13,31 \times 10^{-3}$ s pentru motorină și $11,12 \times 10^{-3}$ s pentru benzină. În ceea ce privește arderea, timpii sunt $1,57 \times 10^{-3}$ s pentru kerosen, $1,68 \times 10^{-3}$ s pentru motorină și $1,69 \times 10^{-3}$ s pentru benzină, iar timpii cumulați de vaporizare și ardere sunt de $16,26 \times 10^{-3}$ s pentru kerosen, de 15×10^{-3} s pentru motorină și de $12,8 \times 10^{-3}$ pentru benzină.

În ceea ce privește viteza de vaporizare, aceasta are următoarele valori maxime pentru picătura cu diametrul de 70×10^{-6} m și anume, $17,51 \times 10^{-9}$ kg/s pentru benzină, $16,93 \times 10^{-9}$ kg/s pentru motorină și $15,09 \times 10^{-9}$ kg/s pentru

kerosen, pe când vitezele de ardere cunosc valorile maxime de $115,96 \times 10^{-9}$ kg/s în cazul benzinei, $133,24 \times 10^{-9}$ kg/s pentru motorină și 140×10^{-9} pentru kerosen.

9. Cercetările au dovedit implicațiile volatilității combustibililor asupra procesului de vaporizare, precum și influența de esență pe care o are coeficientul excesului de aer asupra evoluției picăturii pe durata arderii.

10. Studii comparative privind timpul de vaporizare în funcție de diametrul picăturii de kerosen, efectuate cu metoda “filmului stagnant” și metoda bazată pe “legea diametrelor”, au condus la abateri maxime de 10,3 % în primul caz și de 23,4 % în cel de-al doilea, în raport cu rezultatele obținute cu modelul complex de calcul dezvoltat la Universitatea Ruhr din Bochum. Aceasta ilustrează încă odată precizia mai bună a metodei “filmului stagnant”.

11. Procedeeul “filmului stagnant”, simplu și expeditiv, apelează la un număr restrâns de informații asupra proprietăților fizico - chimice de ansamblu ale combustibililor.

12. Modelele mai complexe și mai complete dezvoltate în literatura de specialitate, necesită un set voluminos de informații în legătură cu proprietățile de material și de mediu (de exemple constantele de difuzibilitate) de care se dispune în general pentru hidrocarburile simple, dar care sunt greu de stabilit pentru combustibili care sunt amestecuri complexe de hidrocarburi cu componență greu de determinat, și care nu sunt prezentate în buletinele “comerciale”, și care diferă de la sort la sort și chiar la fiecare șarjă, obținută în rafinării.

13. Rezultatele obținute oferă posibilitatea stabilirii rapide, cu erori încă tehnic acceptabile, a evoluției diametrului picăturii de combustibil, a masei relative și a vitezelor în procesele de vaporizare și de ardere. Acestea prezintă un interes cu atât mai mare cu cât permit studii comparative de performanță de vaporizare și de ardere între diferiți combustibili petrolieri ușori, sau pentru același combustibil la care se modifică unele proprietăți fizico-chimice, respectiv care evoluează în condiții de mediu modificate.

14. De observat că cel puțin ipoteza mediului imobil este acceptabilă la motoarele cu ardere internă, care nu au o mișcare seară a fluidului motor în cilindru, deoarece viteza relativă între picătura odată pusă în mișcare și agentul de lucru ce o antrenează este relativ redusă.

15. În ceea ce privește nivelul noxelor poluante emise prin ardere, acesta este nemijlocit determinat și de omogenitatea optimă combustibil - aer, la rândul său influențată sever de modul de evoluție în timp a picăturii, așa cum o dovedesc informațiile prezentate anterior.

Capitolul 5 • INSTALAȚIA EXPERIMENTALĂ PENTRU ÎNCERCAREA UNUI MOTOR DIESEL FUNCȚIONÂND CU MOTORINĂ ȘI AMESTECURI DE MOTORINĂ ȘI ULEI VEGETAL

Incercările efectuate au urmărit determinarea unor parametri caracteristici procesului de injecție și determinarea indicilor energetici ai unui motor diesel alimentat cu motorină și cu amestecuri de motorină și ulei vegetal (ulei de muștar) în diferite proporții. Incercările s-au desfășurat în laboratorul Catedrei de Motoare și Autovehicule Rutiere al Universității Tehnice din Iași.

5.1. Echipamentul pentru încercarea motorului

Pentru determinarea indicilor energetici ai motorului diesel în cazul alimentării cu uleiuri vegetale, s-a utilizat un motor în patru timpi, cu injecție directă, de tip D-115, având următoarele caracteristici principale:

- raport cursă / diametru: $S/D = 110/95$ mm;
- număr de cilindri: $i = 3$;
- putere efectivă $P_e = 45$ CP (33 kW) la $n_p = 2400$ rot/min,
- moment motor efectiv $M_e = 14$ daNm la $n_M = 1200$ rot/min;
- raport de comprimare $\varepsilon = 17$;
- consum specific efectiv de combustibil $c_{emin} = 180$ g/CPh (245 g/kWh)
- fazele distribuției:

- supapa de admisiune: - $\beta_{DSA} = 3 \text{ }^\circ\text{RAC}$ și $\beta_{ISA} = 23 \text{ }^\circ\text{RAC}$;

- supapa de evacuare - $\beta_{DSE} = 48 \text{ }^\circ\text{RAC}$ și $\beta_{ISE} = 6 \text{ }^\circ\text{RAC}$;

Schema de principiu a standului pe care a fost montat motorul este prezentată în fig. 5.1. Pentru determinarea indicilor energetici ai motorului, s-a utilizat o frână hidraulică, alimentată cu apă de la rețeaua de apă a laboratorului.

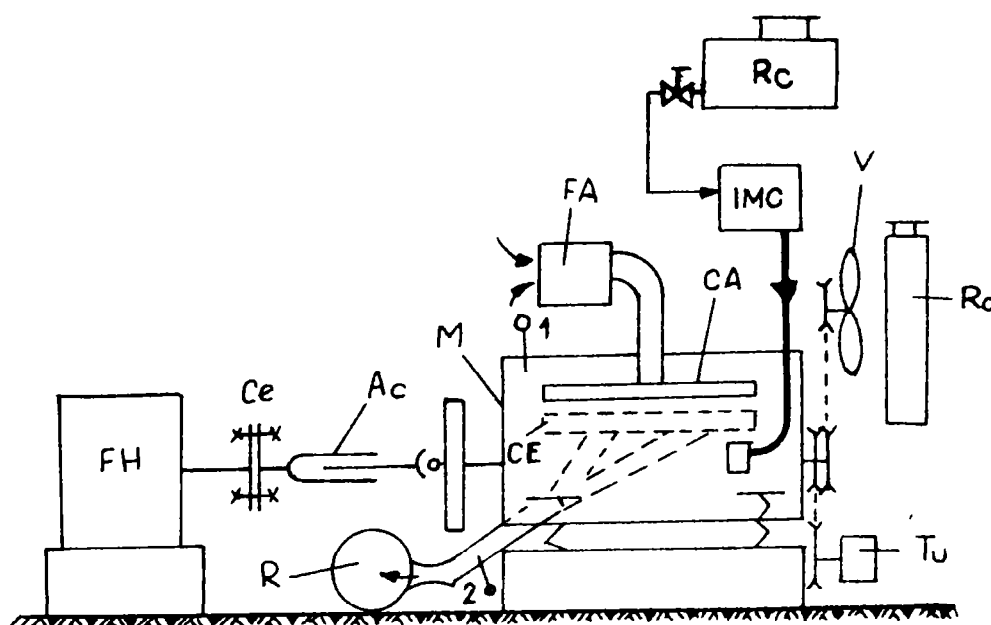


Fig. 5.1. Schema standului experimental

M - motor; R_c - rezervor combustibil; IMC - instalația pentru determinarea consumului de combustibil; V - ventilator; R_d - radiator răcire; FA - filtru aer; CA - colector admisie; CE - colector evacuare; Tu - traductor unghi rotație arbore cotit; Ac - arbore cardanic; Ce - cuplaj elastic; FH - frână hidraulică; K - conductă gaze arse; 1,2 - termometre

Consumul orar de combustibil a fost determinat prin metoda gravimetrică, folosindu-se instalația a cărei schemă este prezentată în fig. 5.2. Instalația asigură cronometrarea intervalului de timp în care motorul termic consumă 100 g combustibil. În acest scop, se utilizează cântarul K, pe platanul căruia este plasat rezervorul R_c din care se poate face alimentarea motorului. Declanșarea instalației are loc prin apăsarea butonului B_1 , care prin circuitul electronic aferent, asigură conectarea electrovalvei E_1 la sursa de curent. În acest mod, motorul termic va fi comutat de la alimentarea din rezervorul principal R, la alimentarea din rezervorul R_c . După consumarea a 100 g combustibil, la capătul cursei acului indicator al

cântarului, este acționat limitatorul L_1 , asigurându-se alimentarea motorului din nou din rezervorul R. Un contact suplimentar al releului 1 (Rel 1_c) asigură pornirea respectiv oprirea cronometrului electronic.

Umplerea rezervorului R_c cu combustibil se face prin acționarea butonului B_2 , asigurându-se astfel punerea sub tensiune a electrovalvei E_2 . După umplerea lui R_c cu 100 g combustibil, limitatorul L_2 aduce instalația în situația inițială.

Motorul a fost echipat cu filtru de aer propriu, cu ventilatorul și pompa de lichid a sistemului de răcire și generatorul de curent electric (alternator). Sistemul de răcire a fost cel obișnuit pentru acest tip de motor.

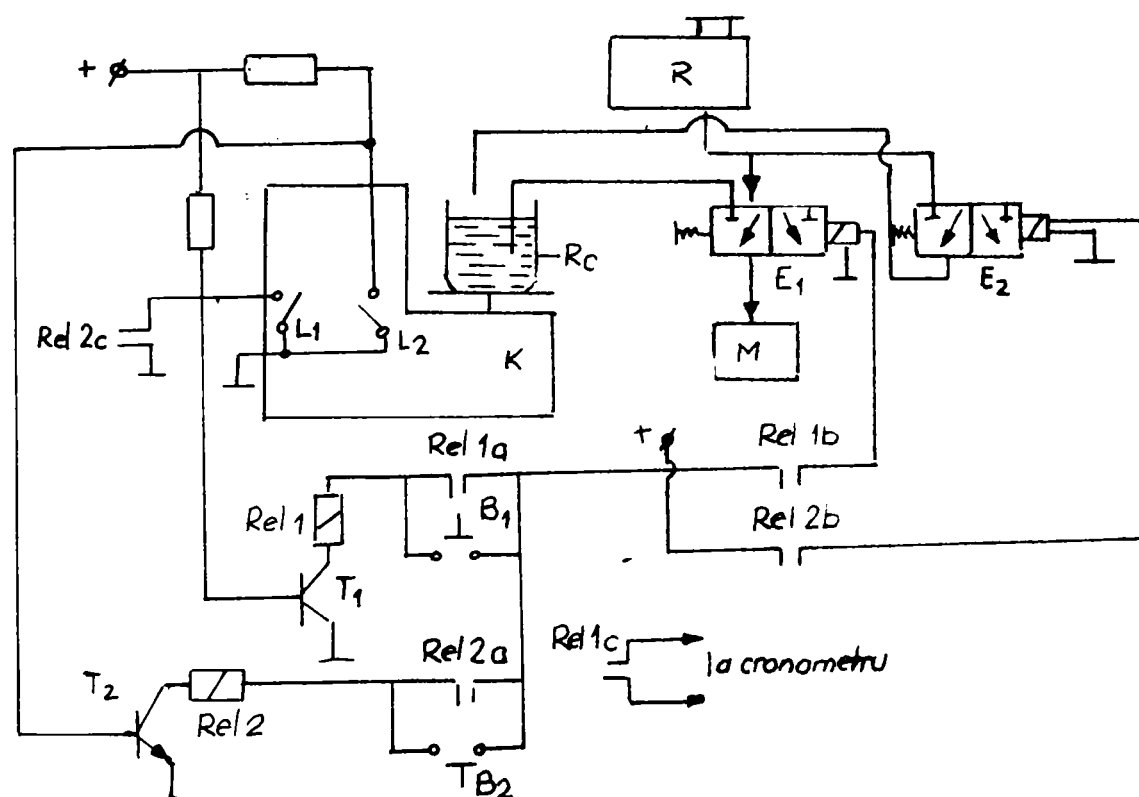


Fig. 5.2. Schema instalației de măsurare a consumului de combustibil

R, R_c - rezervoare combustibil; E_1 , E_2 - electrovalve; M - motor termic; K - cântar; L_1 , L_2 - contacte electrice; Rel1, Rel2 - relee electromagnetice; B_1 buton "CONSUM"; B_2 - buton "UMPLERE"

Echiparea standului utilizat permite următoarele facilități:

- frânarea motorului cu ajutorul frânei hidraulice;
- pornirea motorului cu electromotorul propriu sau cu cel din dotarea standului;

- alimentarea motorului de la mai multe rezervoare de combustibil, prin intermediul instalației pentru determinarea consumului de combustibil prin metoda gravimetrică;
- alimentarea motorului cu aer prin filtrul propriu;
- evacuarea gazelor într-o tubulatură care permite prelevarea probelor de gaz și măsurarea temperaturii lor;
- posibilitatea ridicării diagramelor indicate;
- determinarea turației arborelui cotit al motorului (direct - cu ajutorul unui turometru, sau indirect - prin contorizarea numărului de rotații efectuate într-un interval de timp);
- determinarea poziției pârghiei de comandă a pompei de injecție (sarcina motorului)

În tabelul 6.1 se prezintă principalele mărimi determinate cu ajutorul echipamentelor standului, indicându-se și precizia cu care au fost măsurate.

Tabelul 5.1

Nr. crt.	Mărimea	U.M.	Aparatură	Precizie
1.	Moment motor	Nm	Ceas indicator frână	$\pm 1 \%$
2.	Turație arbore cotit	rot/min	Turometru + traductor optic	$\pm 0,5 \%$
	Nr. rotații arbore cotit	rot	Numărător electronic Cronometru electronic	$\pm 0,5 \%$ $\pm 0,1 \text{ s}$
3.	Consum orar de combustibil	kg/h	Cântar + dispozitiv electronic Cronometru electronic	$\pm 0,5 \%$ $\pm 0,1 \text{ s}$
4.	Presiune ulei	kgf/cm ²	Manometru	$\pm 0,1 \text{ bar}$
5.	Temperatură ulei	°C	Termorezistență Cu 100	$\pm 2 \text{ }^\circ\text{C}$
6.	Temperatură apă	°C	Termometru manometric	$\pm 2 \text{ }^\circ\text{C}$
7.	Temperatură gaze arse	°C	Termocuplu cromel - alumel	$\pm 5 \text{ }^\circ\text{C}$
8.	Presiune atmosferică	mm Hg	Barometru	$\pm 0,5 \%$
9.	Temperatură aer aspirat	°C	Termometru precizie	$\pm 2 \text{ }^\circ\text{C}$

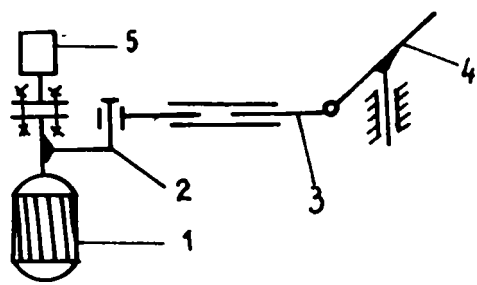


Fig. 5.3. Comanda pârghiei pompei de injecție
 1 - motor electric; 2 - manivelă; 3 - bielă; 4 -
 pârghie accelerație; 5 - bloc potențiometre

Comanda pârghiei de comandă (acclerație) a pompei de injecție a fost asigurată cu ajutorul unui motor electric și a unui mecanism bielă -vel., conform schemei din fig. 5.3., iar comanda motorului a fost realizată cu ajutorul montajului electronic din fig. 5.4.

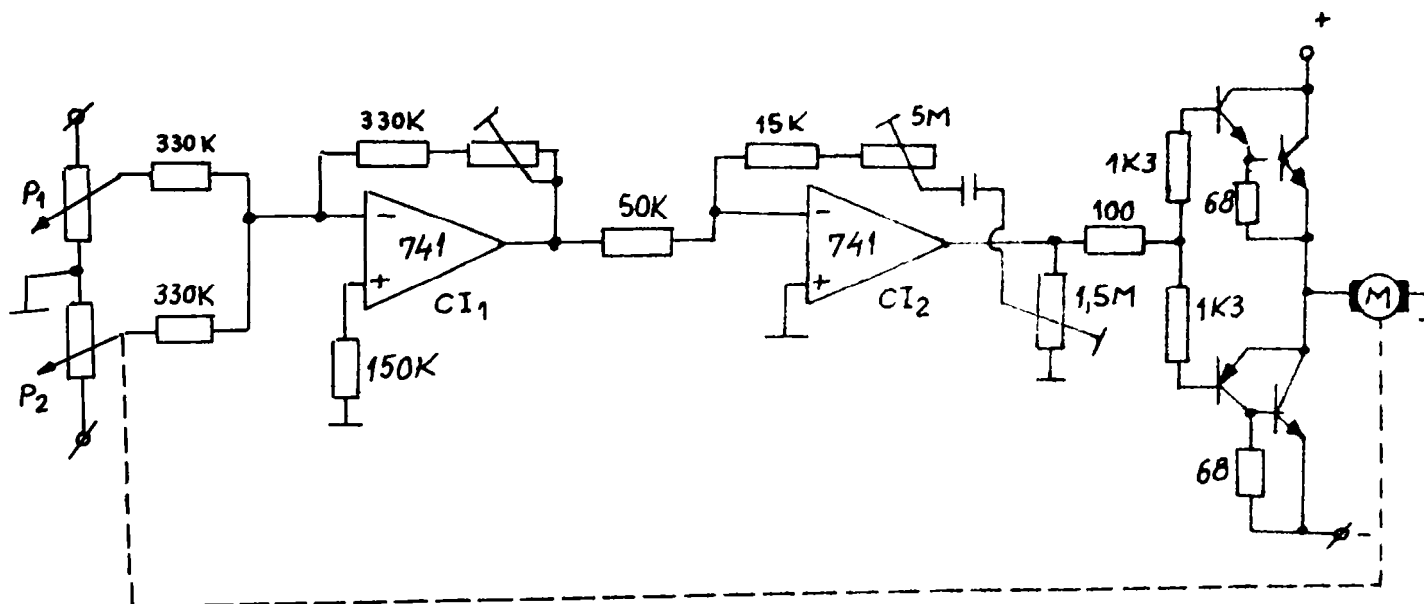


Fig. 5.4. Schema electrică de acționare a motorului

Aceasta asigură rotirea motorului prin acționarea potențiometrului P_1 , ceea ce are ca efect apariția unei tensiuni de dezechilibru la intrarea inversoare a CI_1 . Cursorul potențiometrului P_2 este acționat de către arborele motorului electric M . Semnalul de la intrarea CI_1 va comanda rotirea arborelui motorului și, odată cu el a cursorului potențiometrului P_2 cu un anumit unghi, până la înlăturarea

dezechilibrului electric care a inițiat procesul. Se obține astfel o rotire a arborelui motorului M, proporțională cu unghiul de rotație al axului potențiometrului P_1 .

Un al doilea potențiometru, acționat tot de către axul motorului M, este cuplat la un dispozitiv electronic care permite afișarea numerică a poziției pârghiei de accelerație a pompei de injecție, prin valori cuprinse între 0 și 100.

Pentru ridicarea diagramei indicate, s-a utilizat același osciloscop de tip IAN 101, cu traductorul unghiular aferent. Pentru preluarea semnalului de presiune, în chiulasa motorului s-a montat, în zona corespunzătoare cilindrului 1, o piesă pentru prinderea traductorului piezoelectric de presiune. S-a utilizat o piesă metalică, înfiletată în chiulasă și prevăzută cu un locaș filetat pentru fixarea traductorului. Datorită faptului că această piesă trece și prin zona răcită a chiulasei, se asigură o răcire suplimentară a gazelor care acționează asupra traductorului de presiune [40], [41].

Incercările efectuate au urmărit determinarea indicilor energetici ai motorului - putere, moment, consumuri de combustibil, determinările fiind realizate la sarcinile de 20 %, 40 % și 100 %. Simultan cu aceste încercări s-au ridicat și oscilogramele presiunii din cilindrul 1, folosindu-se același osciloscop de tip IAN 101. Antrenarea traductorului de unghi de rotație al arborelui cotit s-a făcut printr-o transmisie cu curea dințată, cu raport de transmitere 2:1, astfel încât pe ecranul osciloscopului să apară diagrama presiune - unghi de rotație. Marcarea pe oscilogramă a momentului corespunzător PMI s-a făcut cu ajutorul unui traductor fotoelectric și al unui orificiu executat pe discul folosit și pentru măsurarea turației, montat pe arborele cotit. Poziția acestui orificiu a fost aleasă astfel încât fototranzistorul să fie iluminat doar în momentul în care pistonul cilindrului 1 ajunge în PMI.

Prelucrarea oscilogramelor presiunii din cilindru s-a făcut prin fotografierea ecranului osciloscopului și prelucrarea fotogramelor cu ajutorul calculatorului, obținându-se presiunea maximă de injecție și unghiul corespunzător acesteia, diagrama indicată, presiunea medie indicată, puterea indicată.

5.2. Echipamentul pentru investigarea procesului de injecție

Pentru studierea procesului de injecție a combustibilului s-au utilizat două bancuri de încercări:

- banc de ceticubat pompe de injecție, tip MIRKOZ - Ungaria, echipat cu toate dispozitivele necesare determinării legii de injecție, presiunii de injecție și ridicării acului injectorului;

- banc de ceticubat IMA - Timișoara, tip 2002.

Echipamentul de injecție folosit a fost cel care echează motoarele diesel tip D-115, format din:

- pompă de injecție cu distribuitor rotativ, tip DPAM 3233330, la care regulatorul de turație a fost blocat, asigurându-se comanda directă a supapei de dozare de către pârghia de accelerație;
- injectoare tip RO-KBL 70S23, echipate cu pulverizatoare tip RO-DLLA 145S448. Aceste pulverizatoare sunt prevăzute cu 4 orificii de 0,3 mm diametru, ridicarea maximă a acului pulverizatorului de 0,26 mm (măsurată), presiunea de deschidere a injectoarelor a fost reglată la 230 bar, conform prescripțiilor constructorului;
- conducte de înaltă presiune cu diametrul $\Phi 6/1,5$ mm și lungimea de 825 ± 25 mm.

Pentru determinarea presiunii de injecție și a vitezei de propagare a undei de înaltă presiune, la cele două capete ale conductei de legătură dintre pompa de injecție și injector s-au montat traductoare piezoelectrice de presiune de tip 6226. Vizualizarea semnalelor furnizate de către traductoare s-a făcut cu ajutorul unui osciloscop de tip IAN-101, traductoarele fiind conectate conform schemei din fig.5.5.

În fig. 5.6 se prezintă pompa de injecție utilizată în timpul încercărilor precum și antrenarea acesteia de la arborele bancului de ceticubat. Se observă că

pe pârghia de accelerație a pompei de injecție s-a montat o camă care acționează asupra tijei comparatorului fixat pe carcasa pompei. Se asigură astfel determinarea precisă a poziției pârghiei de accelerație, în scopul stabilirii regimului de sarcină.

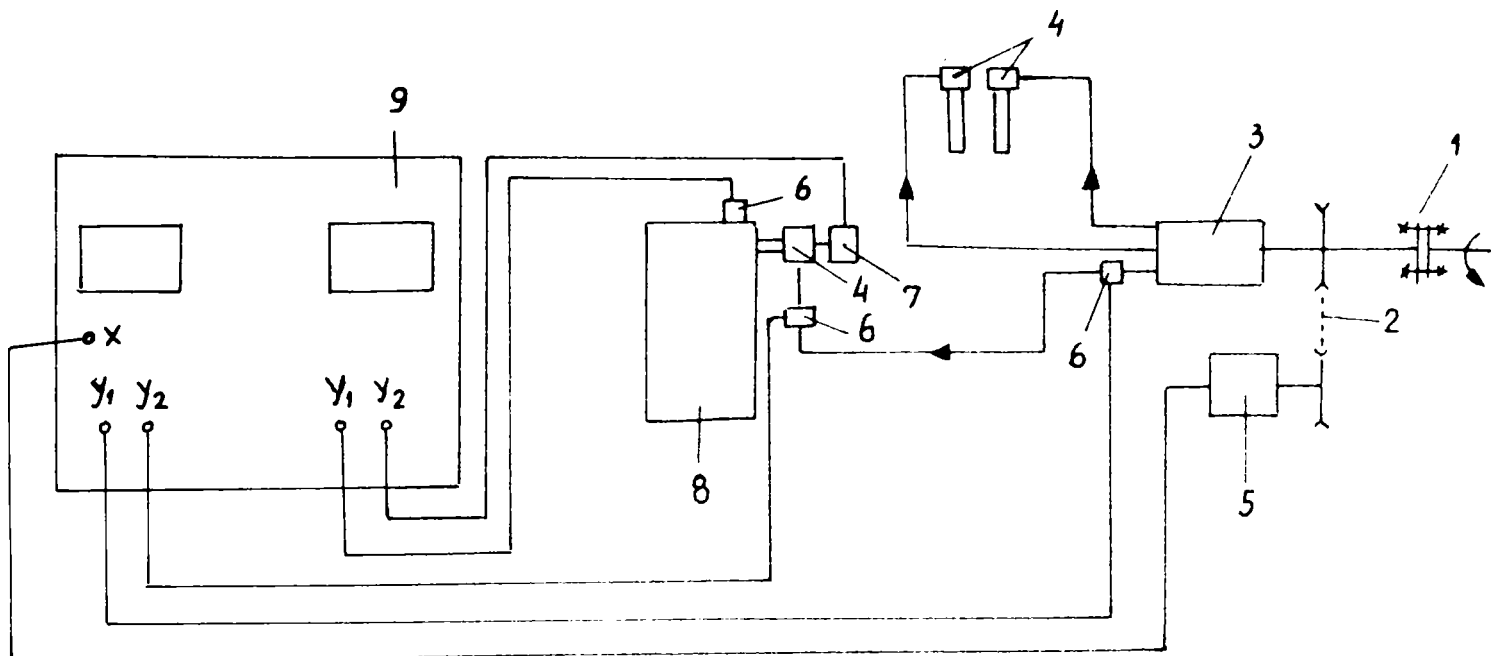


Fig. 5.5. Schema de conectare a aparaturii de măsurare

1-cuplaj; 2-transmisie prin curea dințată; 3-pompă de injecție; 4-injectoare; 5-traductor unghi de rotație; 6-traductoare de presiune; 7-traductor de deplasare ac; 8-aparat Bosch, 9-osciloscop

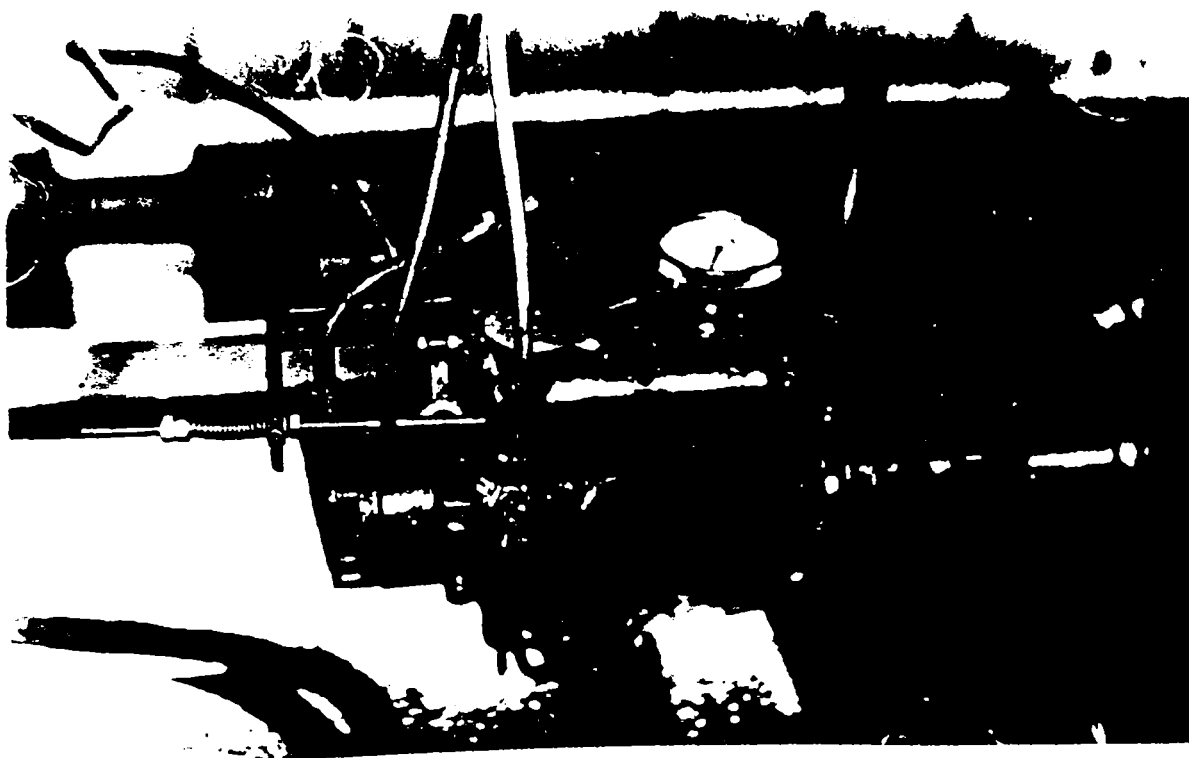


Fig. 5.6 Montarea pompei de injecție

Deoarece combustibilii neconvenționali încercați au la temperatura camerei o vâscozitate mai mare decât cea a motorinei, în rezervorul de combustibil al bancului de încercări s-a introdus o rezistență electrică de încălzire, comandată prin intermediul unui termostat. În acest mod se asigură o temperatură constantă a combustibilului (de 50 °C) pe parcursul încercărilor.

Capitolul 6 • CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND FUNCȚIONAREA MOTORULUI DIESEL CU MOTORINĂ ȘI AMESTEC DE MOTORINĂ ȘI ULEI VEGETAL

Cercetările experimentale au urmărit, pe de o parte, comportarea aparatului de injecție a combustibilului, iar pe de altă parte, determinarea modificărilor indicilor energetici ai motorului, atunci când în locul combustibilului diesel clasic se folosesc amestecuri de motorină și uleiuri vegetale.

6.1. Cercetarea comportării echipamentului de injecție

Experimentele au avut loc în condițiile descrise în capitolul 5, urmărindu-se determinarea următorilor parametri:

- presiunea maximă a combustibilului în timpul injecției;
- durata totală a injecției;
- durata și viteza de propagare a undei de înaltă presiune;
- doza ciclică injectată;
- viteza medie de injecție a combustibilului (debitul mediu de combustibil);

Incercările s-au efectuat pentru trei regimuri de sarcină (20 %, 40 % și 100 %) și pentru cinci regimuri de turație ale arborelui pompei de injecție (500, 800, 1000, 1200 și 1400 rot/min), utilizând drept combustibil motorină respectiv amestecuri de motorină cu ulei de muștar (25 %, 45 % și respectiv 60 % ulei)

6.1.1. Presiunea maximă a combustibilului în timpul injecției

Se constată că, indiferent de combustibilul utilizat, presiunea maximă de injecție crește odată cu mărirea turației și a sarcinii. Pe de altă parte, în cazul alimentării motorului diesel cu amestecuri de motorină și uleiuri vegetale, presiunea maximă din timpul injecției este mai mare față de cazul în care alimentarea se face cu combustibil clasic. Diferențele înregistrate sunt mai reduse în regimul sarcinilor mici (creșteri maxime cuprinse între 20...31 % la sarcina de 20 % și 37,7...50,7 % la sarcină totală). În general, presiunea maximă crește odată cu mărirea vâscozității combustibilului, amestecul conținând 60 % ulei conducând la obținerea unor presiuni maxime mai mari decât cel conținând 45 % ulei. Această evoluție poate fi explicată prin faptul că vâscozitatea mai mare a combustibilului conduce la reducerea scăpărilor pe lângă pistonășele elementului de pompare.

Spre exemplificare, în fig. 6.1 se prezintă evoluția presiunii maxime de injecție pentru combustibilii utilizați, pentru sarcina de 20 % și 100 %.

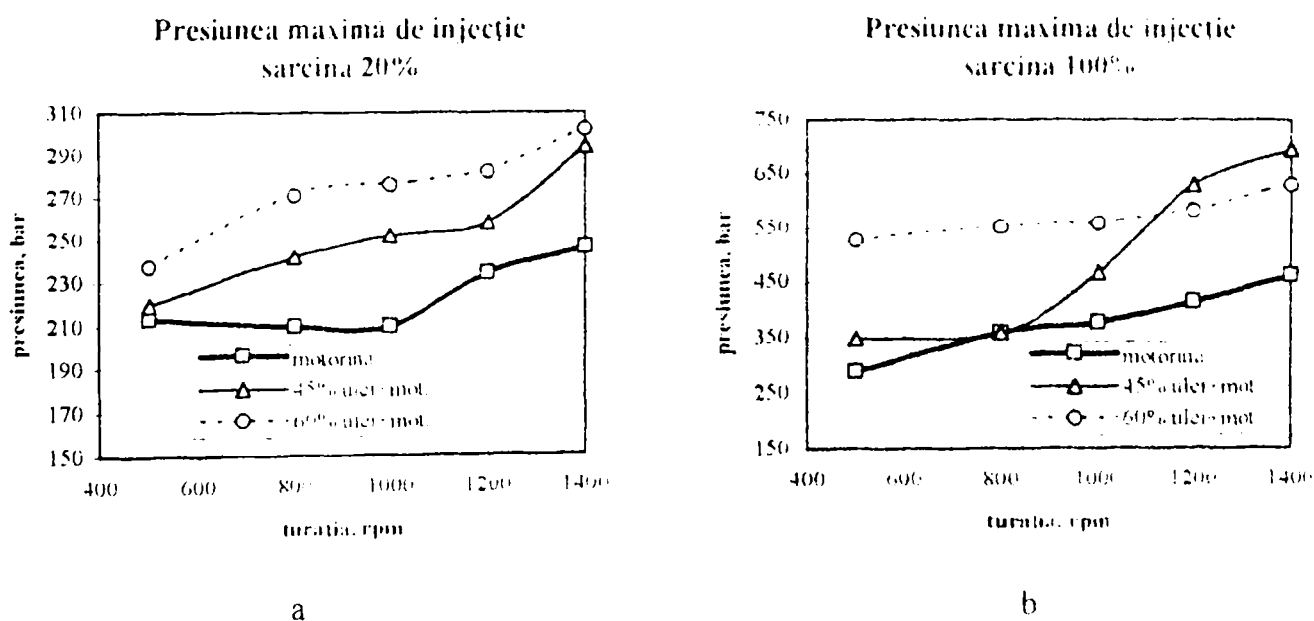


Fig. 6.1 Presiunile maxime din timpul injecției

Creșterea presiunii maxime din timpul injecției este de așteptat să compenseze într-o oarecare măsură înrăutățirea calității pulverizării, determinată de vâscozitatea mai mare a combustibililor neconvenționali utilizați

6.1.2. Durata totală a injecției

În tabelul 6.1. se prezintă rezultatele obținute în ceea ce privește durata totală a injecției:

Tabelul 6.1.

Turația rot/min	Combustibilul		
	motorină	45% ulei + motorină	60% ulei + motorină
Sarcina = 20%			
500	7,80	5,56	9,04
800	8,08	7,78	9,11
1000	8,11	7,86	8,76
1200	8,20	8,45	7,95
1400	8,83	8,57	8,40
Sarcina = 40%			
500	9,70	10,03	10,45
800	10,60	9,54	10,32
1000	10,80	9,80	11,07
1200	10,97	11,40	12,87
1400	11,76	11,08	11,95
Sarcina = 100%			
500	9,70	11,82	27,22
800	11,52	14,90	15,12
1000	12,02	15,23	16,45
1200	14,80	17,43	18,96
1400	16,20	16,82	17,52

Se observă că durata totală a injecției crește odată cu creșterea sarcinii, datorită măririi cantității de combustibil injectate.

La utilizarea motorinei drept combustibil, durata injecției crește odată cu creșterea turației. Mărirea este mai puțin pronunțată la sarcini mici (de la 7,8°RAP la 8,83°RAP la sarcina de 20 %) și mai pronunțată pe măsură ce sarcina crește (de la 9,70°RAP la 16,20°RAP pentru sarcina de 100 %).

În cazurile alimentării motorului diesel cu amestecuri de motorină și ulei vegetal, durata totală a injecției a depins de procentul de ulei vegetal din combustibil și de turație. Pentru sarcina de 20 %, la valori ale turației de 500...1000 rot/min, amestecul conținând 45 % ulei a realizat durate ale injecției mai mici cu 15...28 % față de variantele cu motorină, în timp ce amestecul conținând 60 % ulei a condus la

obținerea unor durate ale injecției, pentru aceeași gamă de turații, mai mari cu 7...16 %. La turații mari, toți combustibilii au realizat durate ale injecției relativ egale (8...8,7 °RAP) - fig. 6.2a.

La sarcini mari, durata injecției este mai mare în cazul folosirii amestecurilor de motorină și ulei vegetal, diferență care este mai mare la turații reduse (între 500...800 rot/min) și procente mai mari de ulei vegetal în combustibil (peste 50 %), și care se reduce pe măsură ce turația crește. Durata totală a injecției este mai mare în cazul alimentării motorului cu amestecuri de motorină și uleiuri vegetale pe întreg domeniul de turații investigat (între 5...13%) - fig.6.2b.

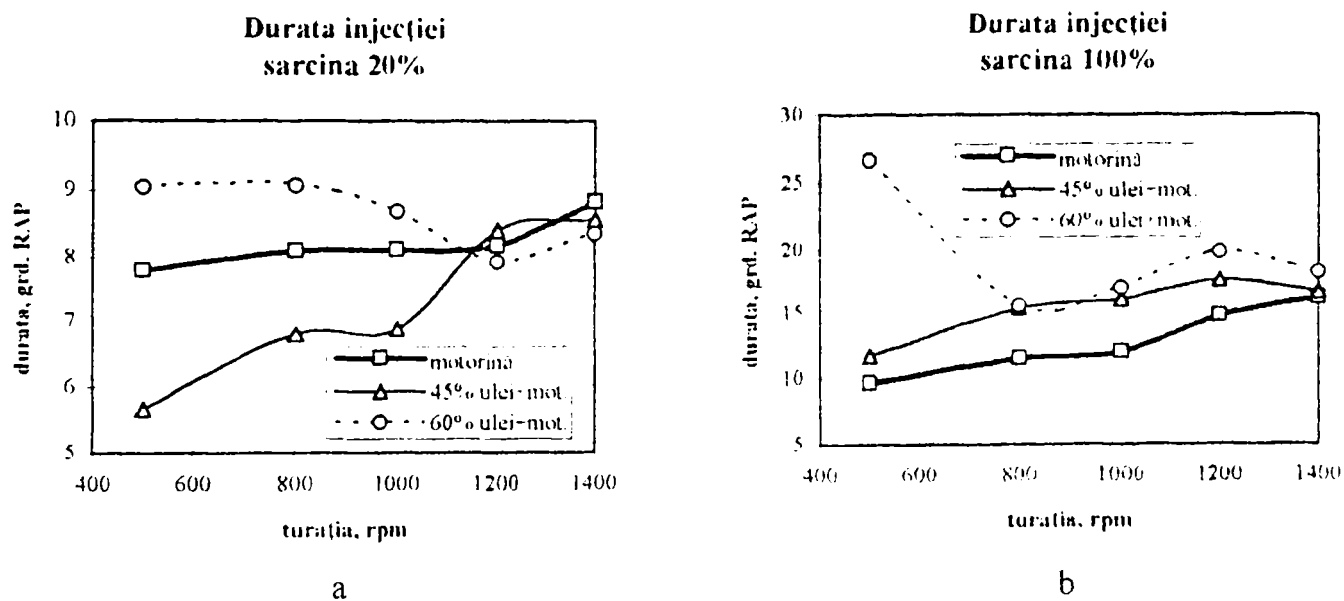


Fig. 6.2. Durata totală a injecției

6.1.3. Durata și viteza propagării undei de înaltă presiune

Durata și viteza propagării undei de înaltă presiune au fost măsurate cu ajutorul celor două traductoare piezoelectrice montate la capetele conductei de înaltă presiune. Pentru determinarea vitezei de propagare s-a utilizat relația:

$$v = \frac{l}{t} \quad [m/s]$$

unde: - l - lungimea conductei (0,825 m);

- t - timpul; $t = \Delta\alpha/6n$;

- $\Delta\alpha$ - durata unghiulară de propagare a undei, °RAP;

- n - turația, rot/min.

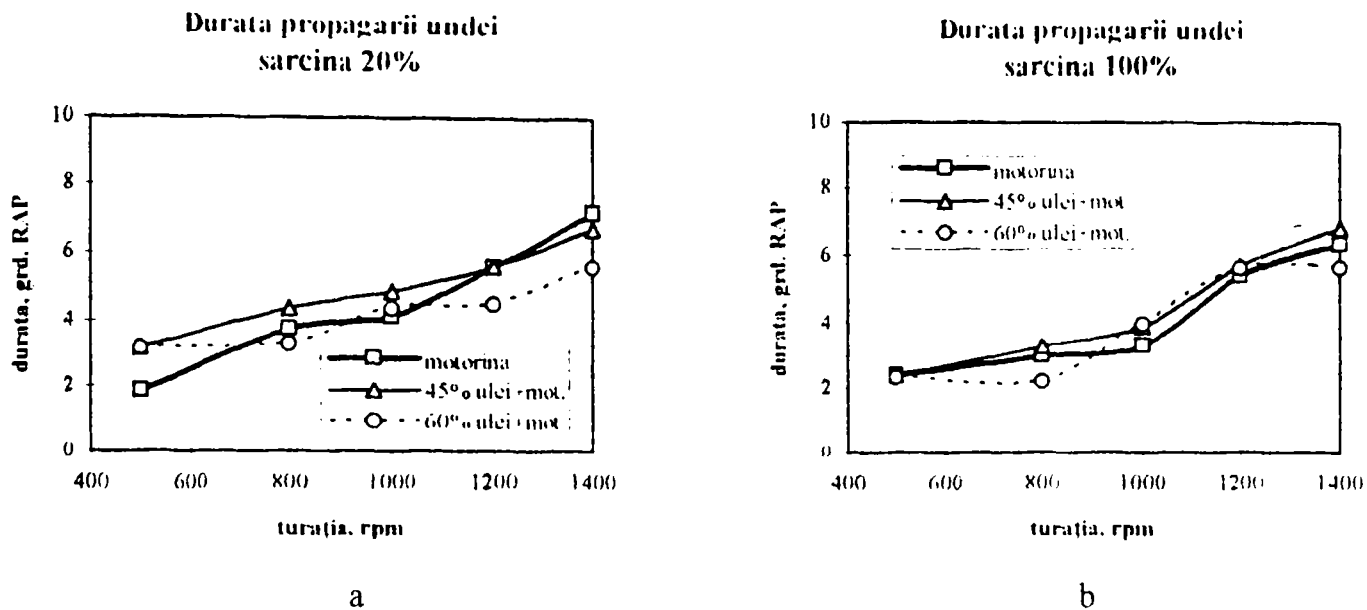


Fig. 6.3. Durata propagării undei

În ceea ce privește timpul necesar propagării undei de înaltă presiune, s-a constatat că acesta este cuprins între 2...4 °RAP la 500 rot/min și între 6...8 °RAP la 1400 rot/min. Se poate observa o oarecare tendință de creștere a duratei propagării undei în cazul utilizării amestecurilor de motorină și ulei vegetal, față de cazul folosirii motorinei, dar nedepășind maximum 1...2 °RAP - fig. 6.3. Creșterea se atenuează pe măsura măririi sarcinii motorului.

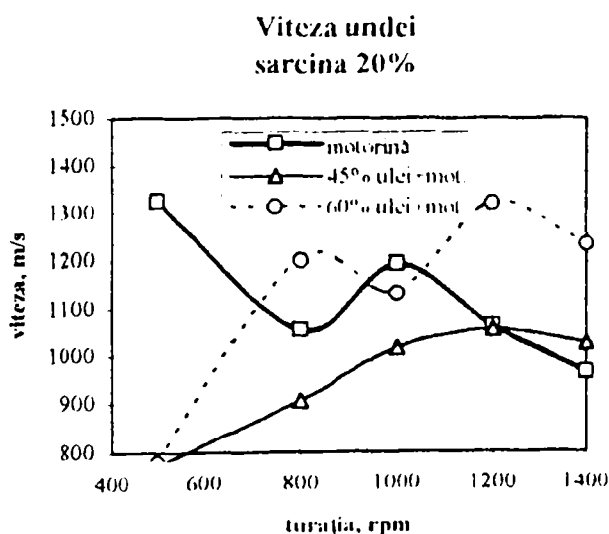


Fig. 6.4. Viteza de propagare a undei

În ceea ce privește viteza de propagare a undei de înaltă presiune, aceasta a fost cuprinsă între 800...1300 m/s pentru amestecul conținând 45% ulei, remarcându-se o tendință de scădere față de varianta martor (motorină) - tabelul 6.2, în timp ce amestecul conținând 60% ulei

a înregistrat și valori mai ridicate ale vitezei, comparative cu ale motorinei - fig. 6.4.

Tabelul 6.2.

n rot/min	Combustibil	Sarcina, %		
		20	40	100
500	motorină	1323,5	1085,5	1031,25
	45% ulei + motorină	773,4	880,8	1031,2
	60% ulei + motorină	778,3	1062,2	1062,2
800	motorină	1056,0	975,4	1320,0
	45% ulei + motorină	906,2	906,2	1200,0
	60% ulei + motorină	1200,0	914,5	1808,2
1000	motorină	1192,8	1132,7	1486,5
	45% ulei + motorină	1016,4	1055,4	1269,2
	60% ulei + motorină	1132,7	833,3	1237,5
1200	motorină	1062,6	1056,9	1100,0
	45% ulei + motorină	1056,9	1042,1	1042,1
	60% ulei + motorină	1320,0	848,6	1051,3
1400	motorină	963,8	1166,7	1087,9
	45% ulei + motorină	1026,7	1100,0	1008,7
	60% ulei + motorină	1233,1	860,0	1224,4

6.1.4. Doza ciclică

În fig. 6.5 se prezintă unele din rezultatele obținute în ceea ce privește doza ciclică de combustibil. Se observă că, pentru toți combustibili studiați, doza ciclică înregistrează o tendință de scădere odată cu creșterea turației, datorată probabil micșorării randamentului elementului de pompare.

Atunci când alimentarea se face cu amestecuri ulei + motorină, doza ciclică are în general valori ceva mai mari decât în cazul motorinei pentru sarcina de 20%. Odată cu creșterea sarcinii, se manifestă o tendință de scădere a dozei ciclice sub cea înregistrată pentru varianta martor. La turații mici însă, doza ciclică este inferioară celei obținute la funcționarea cu motorină (15 mm³/puls. pentru amestecul cu 60 % ulei și respectiv 19,3 mm³/puls. pentru amestecul cu 45 % ulei, față de 24,3 mm³/puls. pentru motorină).

Odată cu creșterea sarcinii, dozele ciclice realizate la alimentarea cu amestecuri ulei + motorină tind să scadă sub cele înregistrate la funcționarea cu motorină, astfel încât la sarcină totală, practic toate dozele ciclice obținute pentru amestecuri sunt mai mici decât în cazul motorinei. Cele mai mari diferențe se

observă în gama de turații de 800...1200 rot/min; astfel la 1000 rot/min, doza ciclică obținută pentru amestecul cu 45 % ulei a fost cu 8,4 % mai mică decât în varianta martor, iar la 1200 rot/min, pentru amestecul cu 60 % ulei, scăderea a fost de 9,5 %.

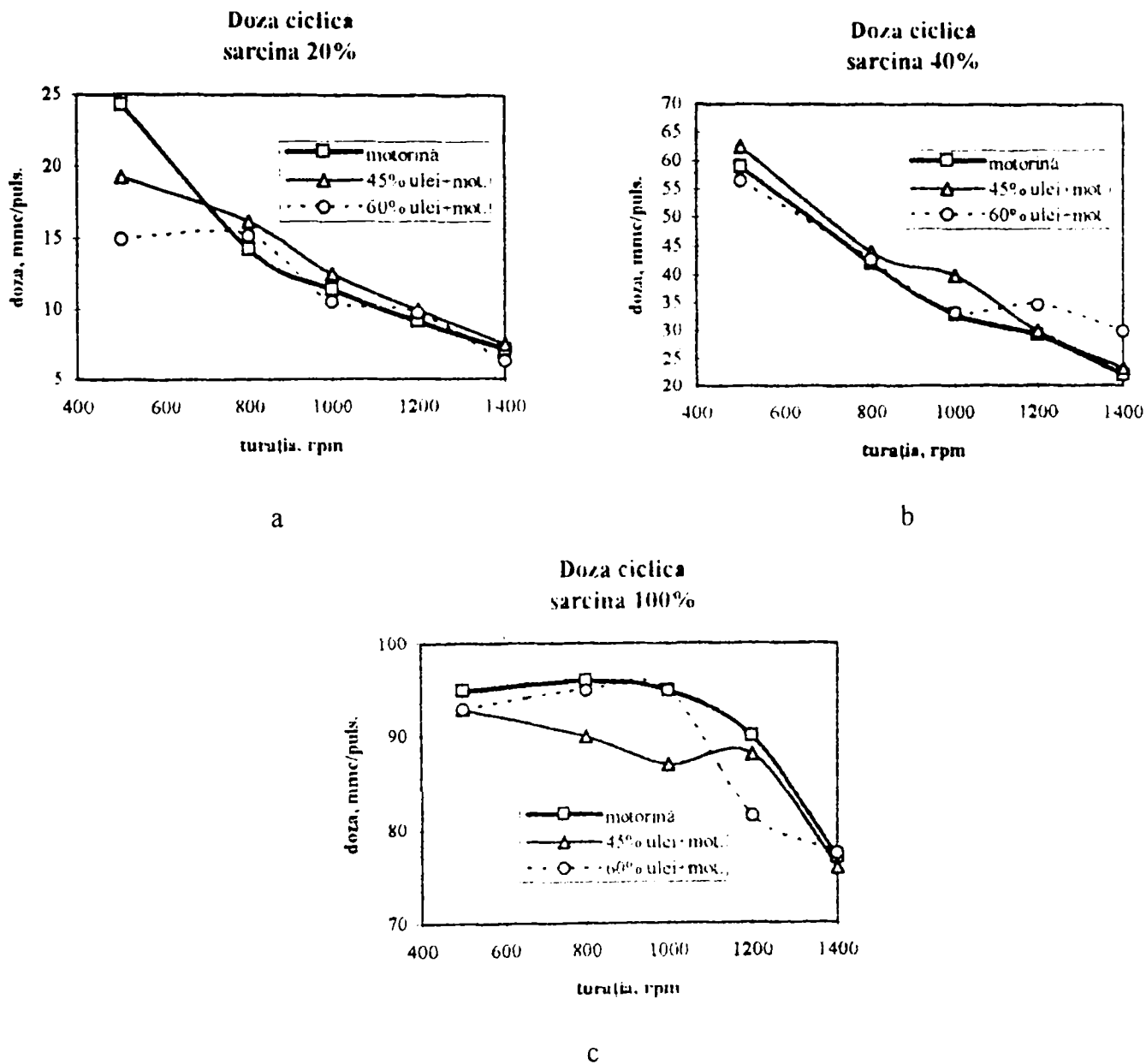


Fig. 6.5. Doza ciclică de combustibil

În ceea ce privește repartizarea dozei ciclice pe fazele procesului de injecție, se constată următoarele:

- pentru faza inițială a injecției, se constată că, la sarcini mici, dozele ciclice au fost mai mici decât cele corespunzătoare motorinei cu maximum 54,8 % pentru amestecul cu 45 % ulei și cu maximum 63,9 % pentru amestecul cu 60 % ulei. Pe măsura creșterii turației, diferențele scad, astfel încât la 1200...1400 rot/min nu mai apar diferențe importante. Pentru celelalte regimuri de sarcină (40 % și 100

%), se constată o tendință de creștere a dozei ciclice din faza inițială, fie la turații mici (500...1200 rot/min la sarcina de 40 %), fie la turații medii (800...1200 rot/min la sarcină totală) - fig. 6.6

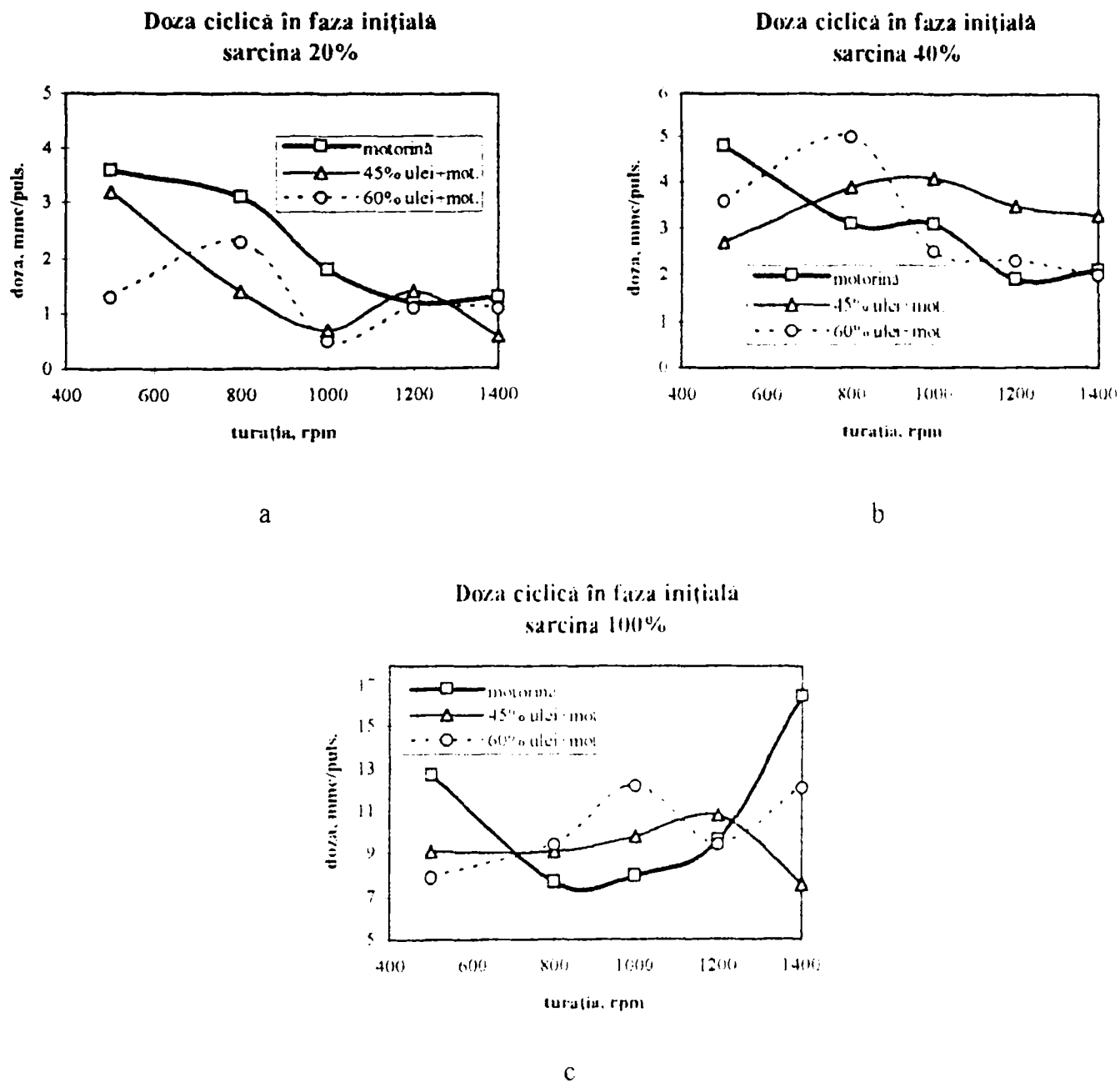


Fig. 6.6. Doza ciclică în faza inițială

în faza principală a injecției, cele mai mari diferențe față de varianta martor le înregistrează amestecul cu 60 % ulei, care pentru majoritatea regimurilor de sarcină și turație, conduce la realizarea unor doze ciclice mai mici. Micșorarea dozei ciclice din faza principală este mai importantă la sarcină totală, regim pentru care se obțin doze ciclice mai mici cu 2,8...38 % pentru amestecul cu 60 % ulei. In ceea ce

privește amestecul conținând 45 % ulei, evoluția dozei ciclice din faza principală a injecției este relativ asemănătoare cu cea înregistrată pentru motorină - fig. 6.7, durata fazei principale a injecției înregistrează în general o tendință de creștere în cazul alimentării cu amestecuri conținând uleiuri vegetale, pentru toate regimurile de sarcină. Și în această privință, amestecul cu 45 % ulei se comportă relativ asemănător cu motorina, în domeniul sarcinilor de 20 și 40 %.

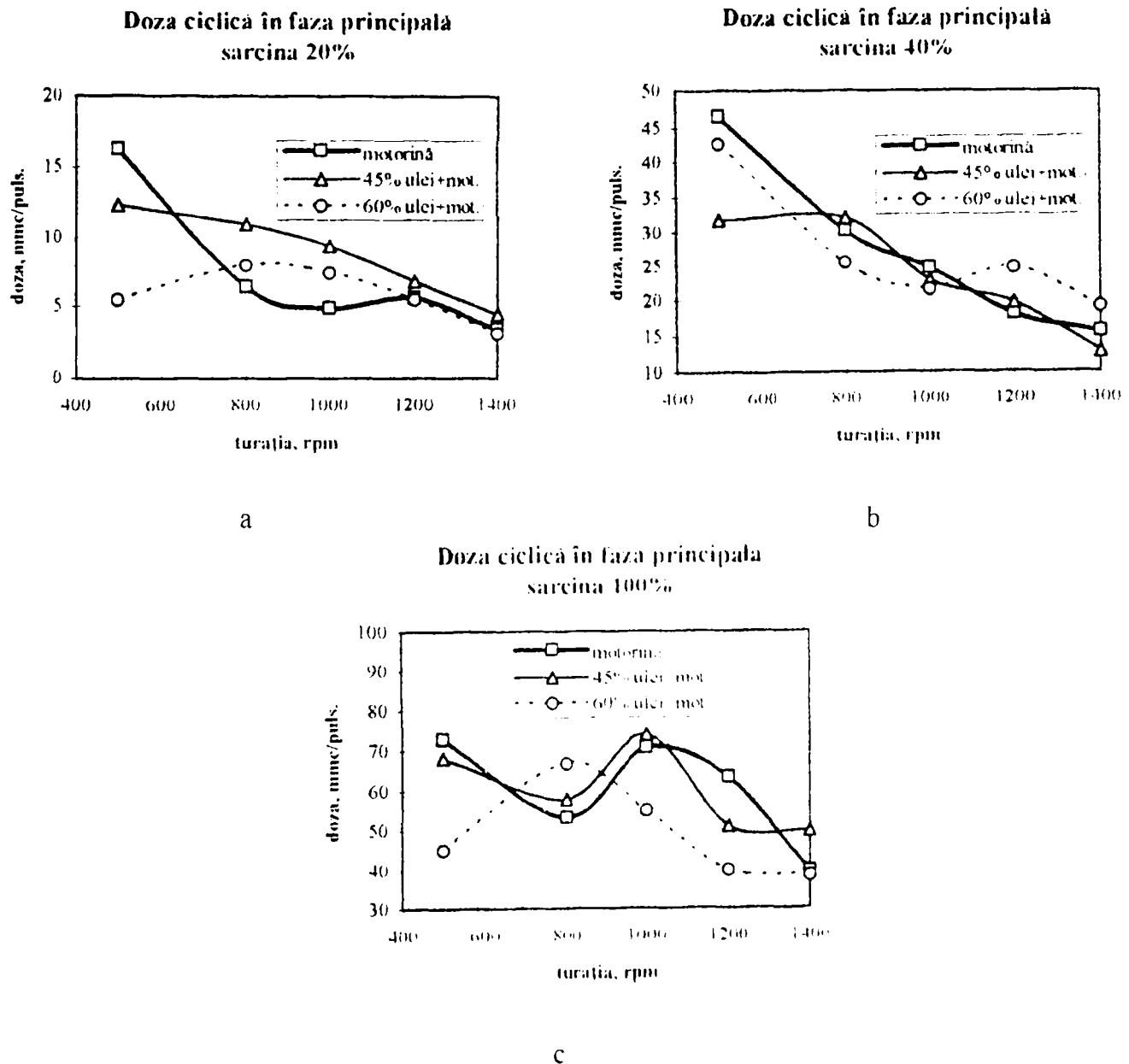


Fig. 6.7. Doza ciclică în faza principală

6.2. Indicii energetici ai motorului

Indicii energetici ai motorului s-au determinat pe standul de probe. S-au determinat prin măsurare directă puterea, momentul motor, consumul orar și

consumul specific efectiv de combustibil. Valorile obținute pentru putere și moment au fost corectate pentru condițiile atmosferice standard ($p = 100 \text{ kPa}$; $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$).

Randamentul efectiv al motorului a fost determinat prin calcul:

$$\eta_e = \frac{3,6 \cdot 10^6}{c_e \cdot H_i}$$

unde: - c_e [g/kWh] - consumul specific efectiv de combustibil;

- H_i [kJ/kg] - puterea calorifică inferioară a combustibilului utilizat.

În tabelul 6.3 sunt prezentate valorile determinate pentru mărimile menționate, pentru sarcina motorului de 100 %.

Curbele corespunzătoare sunt prezentate în fig. 6.8...6.12.

Tabelul 6.3.

Combustibil	Mărimea						
	n [rot/min]	P_{ec} [CP]	F [kgf]	M_{ec} [kgfm]	C_h [kg/h]	c_e [g/CPh]	η_e [-]
Motorină 100%	1500	27.94	18.66	13.34	5.95	212.56	0.2945
	1750	32.96	18.85	13.49	6.75	204.78	0.3057
	2000	35.99	18.02	12.89	7.55	209.75	0.2985
	2250	40.90	18.20	13.02	8.15	199.25	0.3142
	2500	41.71	16.71	11.95	7.65	183.39	0.3414
25% ulei + 75% motorină	1500	21.99	14.66	10.50	6.06	275.56	0.2329
	1750	26.48	15.14	10.84	6.90	260.50	0.2464
	2000	30.99	15.50	11.10	7.85	253.25	0.2535
	2250	34.24	15.24	10.90	8.50	248.22	0.2586
	2500	34.97	14.02	10.02	7.65	218.72	0.2935
45% ulei + 55% motorină	1500	18.18	12.13	8.68	6.10	335.55	0.1953
	1750	20.99	12.01	8.59	7.15	340.65	0.1923
	2000	24.49	12.75	9.13	8.30	325.54	0.2012
	2250	26.76	11.90	8.52	8.90	332.51	0.1970
	2500	30.09	12.04	8.62	8.17	271.52	0.2413
60% ulei + 40% motorină	1500	16.94	11.30	8.09	6.15	362.97	0.1834
	1750	29.98	11.42	8.18	7.10	355.22	0.1874
	2000	23.21	11.60	8.31	8.05	346.89	0.1919
	2250	25.85	11.50	8.23	9.02	348.86	0.1908
	2500	29.53	11.68	8.46	9.65	326.78	0.2037

Se observă că utilizând drept combustibil amestecuri de ulei vegetal și motorină, indicii energetici ai motorului sunt inferiori față de cazul folosirii

combustibililor clasici. In ceea ce privește puterea și momentul motor la sarcina de 100 %, se constată o scădere importantă a acestora, micșorarea accentuându-se pe măsură ce procentul de ulei vegetal din amestecul combustibil se mărește. De la proporții de ulei în amestec de peste 50 %, scăderea puterii și a momentului motor devine ne semnificativă, nemai fiind influențată de cantitatea de ulei vegetal din amestec. La regimuri de sarcină inferioare, diferențele față de varianta standard, de alimentare cu motorină, nu sunt atât de importante.

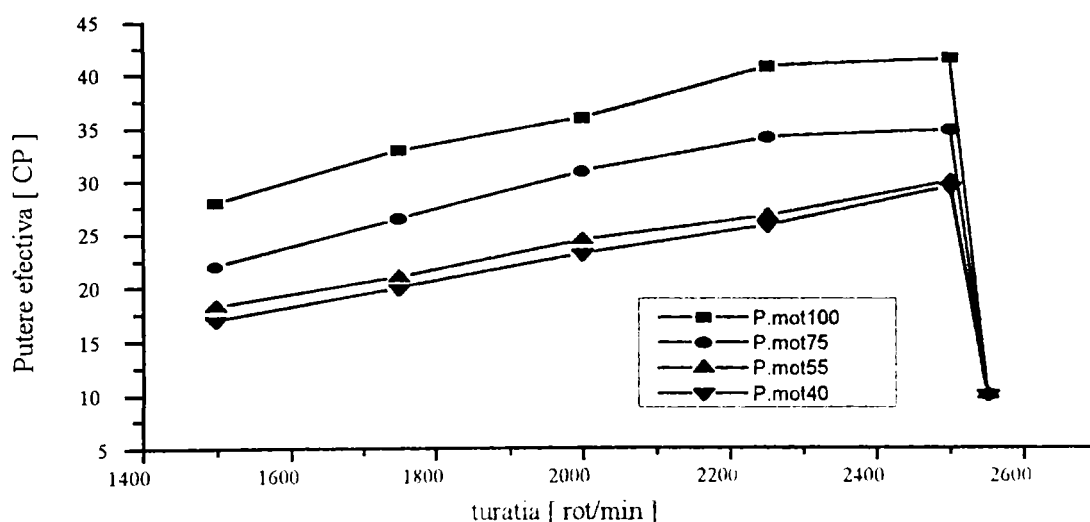


Fig. 6.8. Puterea motorului - motorină și amestecuri ulei + motorină

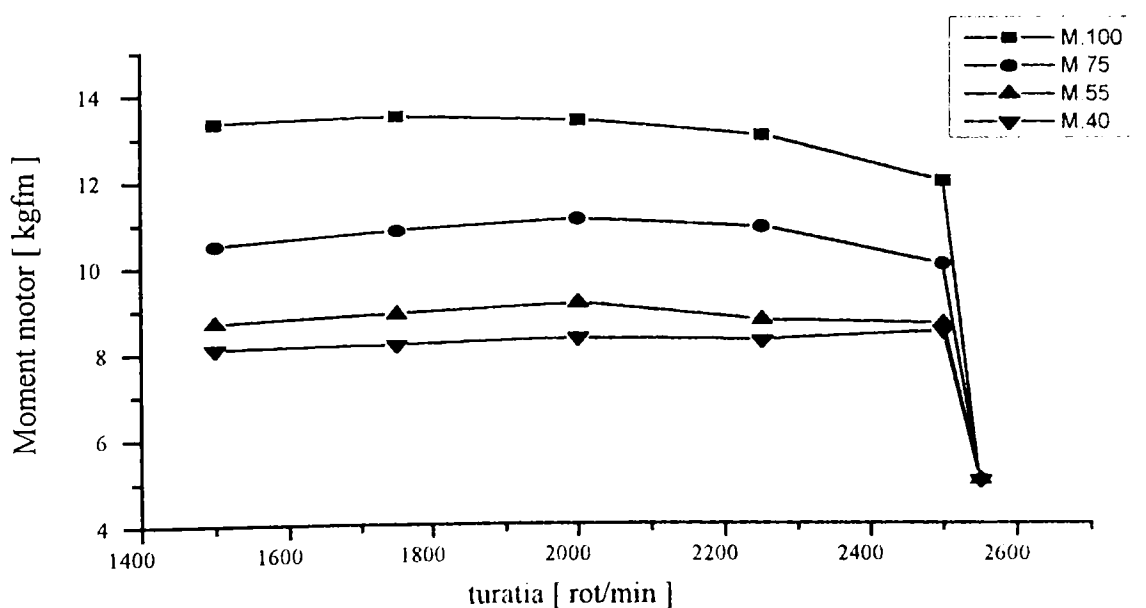


Fig. 6.9. Momentul motor - motorină și amestecuri ulei + motorină

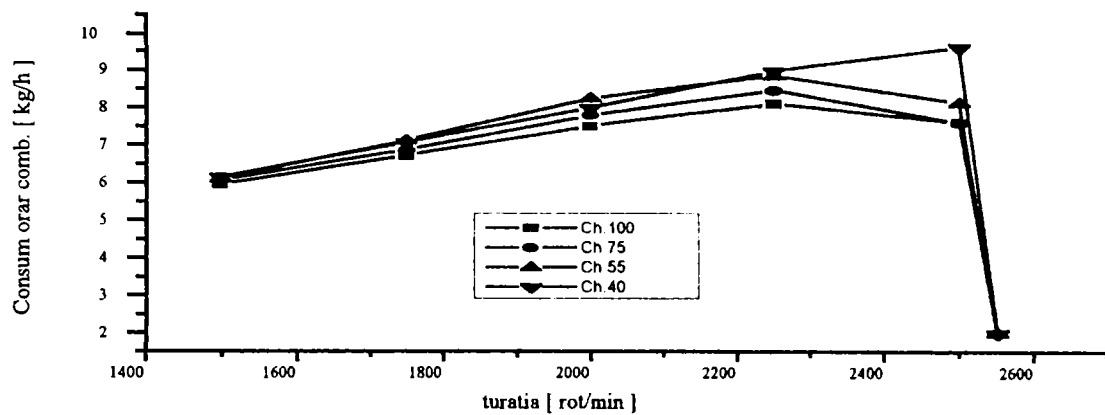


Fig. 6.10. Consumul orar de combustibil - motorină și amestecuri ulei + motorină

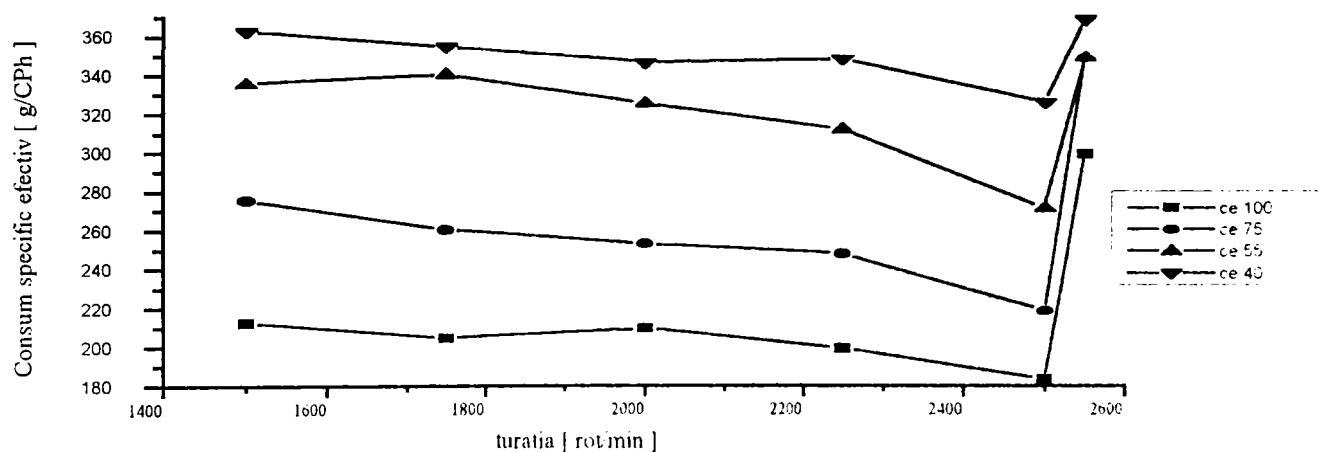


Fig. 6.11. Consumul specific efectiv de combustibil - motorină și amestecuri ulei + motorină

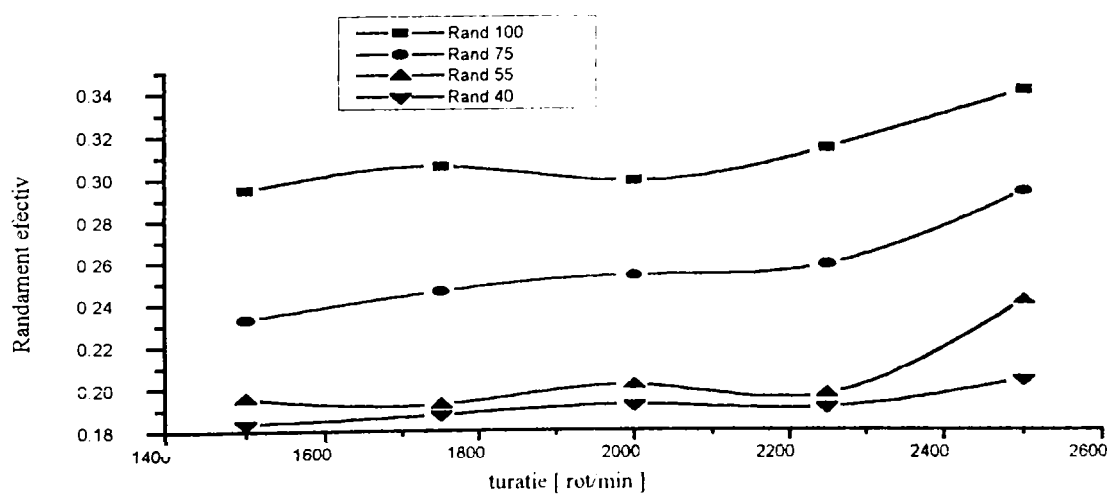


Fig. 6.12. Randamentul efectiv - pentru motorină și amestecuri ulei + motorină

În ceea ce privește consumul orar de combustibil, variantele alimentării cu amestecuri de ulei vegetal și motorină asigură consumuri ușor mărite, care se accentuează pe măsura creșterii procentului de ulei (până la circa 20 %). Consumul specific efectiv de combustibil înregistrează creșteri semnificative, determinate nu atât de mărirea consumului orar, cât mai ales de reducerea puterii la funcționarea cu amestecuri de ulei și motorină. Randamentul efectiv se reduce de asemenea în mod semnificativ la alimentarea motorului cu combustibili neconvenționali - de la 0,29...0,34 (motorină) la 0,18...0,20 (amestec cu 60 % ulei). De semnalat că, la alimentarea motorului diesel cu uleiuri vegetale (fără adaos de motorină), se înregistrează randamente efective superioare față de cazul alimentării motorului diesel cu amestecuri de ulei vegetal și motorină - [5].

Prin prelucrarea oscilogramelor presiunii din cilindru, s-au determinat presiunea medie indicată, presiunea maximă din timpul arderii și unghiul de rotație al arborelui cotit corespunzător presiunii maxime. Rezultatele obținute sunt prezentate în tabelul 6.4., pentru sarcina motorului de 100 %.

Tabelul 6.4.

Combustibil	p_{max} [bar]	α_{pmax} [°RAC]	P_{emax} [CP]	n_p [rot/min]	p_i [bar]	P_i {CP}	η_m [-]
Motorină	65,0	373	43,2	2425	8,97	57,50	0,7513
25% ulei + motorină	64,0	366	36,2	2460	8,06	52,81	0,6855
45% ulei + motorină	62,3	365	31,8	2600	7,65	52,97	0,6003
60% ulei + motorină	61,3	370	29,4	2500	7,50	49,93	0,5888

Se evidențiază faptul că toate amestecurile de ulei vegetal și motorină încercate, asigură realizarea unor presiuni medii indicate mai mici decât cele obținute pentru motorină, diferențe care se măresc pe măsura creșterii procentului de ulei vegetal. Turația de putere maximă este mai mare în cazul funcționării motorului cu amestecuri de ulei vegetal și motorină iar puterea maximă descrește pe măsura măririi procentului de ulei din combustibil. Scăderea puterii maxime poate fi

explicată prin reducerea randamentului mecanic al motorului, ca urmare a majorării vâscozității combustibilului la creșterea proporției de ulei vegetal din amestec.

Amestecurile de ulei vegetal și motorină au o vâscozitate mai mare decât cea a motorinei, acest lucru conducând la mărirea lucrului mecanic necesar pompării combustibilului. De asemenea, nu trebuie neglijată nici tendința de colmatare a filtrelor de combustibil, ca urmare a vâscozității mărite, cu creșterea corespunzătoare a rezistenței hidraulice ce trebuie învinsă de către sistemul de alimentare.

Presiunea maximă de ardere înregistrează o tendință ușor descrescătoare în funcție de conținutul de ulei din amestecul combustibil iar poziția pe ciclu la care se înregistrează prezintă oscilații ne semnificative în jurul valorii de 370 °RAC.

Capitolul 7 • EVALUAREA TERMOGAZODINAMICĂ PRIN CALCUL A PERFORMANTELOR MOTORULUI DIESEL FUNCȚIONÂND CU MOTORINĂ ȘI CU AMESTEC DE MOTORINĂ ȘI ULEIURI VEGETALE

După ciclul de referință, evaluarea prin calcul a termogazodinamicii a motoarelor cu ardere internă se poate face după următoarele metode:

- metoda ciclului cvasiideal - această metodă acceptă că fluidul motor evoluează în cilindru după transformări simple (izobare, izocore, politrope, etc), ale căror date se stabilesc pe baza unor informații cu caracter statistic, obținute de la construcții similare. Volumul acestor informații este mare, de unde și aproximativitatea calculelor.
- metoda ciclului real - necesită mai puține informații cu caracter statistic, fiind mai exactă, dar mai laborioasă. Ea se bazează mai ales pe ecuația de bilanț termic, și pentru o precizie ridicată necesită cel puțin două informații care nu pot fi obținute decât din experimente:

- legea de ardere, determinată pe un monocilindru;
- coeficienții de debit ai secțiunilor de curgere.

Dacă legea de ardere nu este cunoscută, atunci trebuie cel puțin să se cunoască cu precizie cât mai mare presiunea maximă de ardere și presiunea medie efectivă, coeficienții de debit putându-se stabili analitic, în măsura în care se cunosc pierderile elementare.

Calculul ciclului real de funcționare se face pas cu pas, pe intervale de 1...3 °RAC

și chiar mai mici în părțile ciclului cu variație rapidă a parametrilor (de exemplu în faza arderii, discretizarea este de 0,2...0,5 °RAC)

7.1. Evaluarea procesului de ardere în motorul cu ardere internă

Un aspect esențial al calculului ciclului real de funcționare al motoarelor cu ardere internă îl constituie modelarea corespunzătoare a arderii ce are loc în cilindrul motorului. Problema este relativ ușor de rezolvat în cazul motoarelor cu aprindere prin scânteie, la care în camera de ardere este un amestec omogen, și este și mai complicată în cazul motoarelor diesel. Tocmai de aceea, până în prezent nu s-a putut realiza o descriere matematică a legii de ardere care să țină seama de toate procesele întâlnite în cazul motorului diesel: injecția combustibilului, pulverizarea, distribuția combustibilului în camera de ardere, amestecarea și vaporizarea sa, și în sfârșit aprinderea amestecului carburant. Au existat numeroase încercări în acest sens, care au reușit într-o oarecare măsură și clarificarea unor aspecte importante ce intervin înaintea și în timpul procesului de ardere [42], [47].

Cea mai bună aproximare în acest sens o realizează metoda propusă de Vibe, care deși a fost stabilită pentru cazul unui amestec omogen în cilindru, poate fi extinsă și pentru amestecuri neomogene, caracteristice funcționării motorului diesel. Funcția de ardere stabilită de Vibe permite calculul căldurii momentane dezvoltate prin arderea combustibilului pe baza următoarei relații:

$$x = 1 - e^{-\alpha y^{m+1}} \quad (7.1)$$

unde: x - raportul dintre cantitatea de căldură dezvoltată prin arderea combustibilului până la un moment α al ciclului - $Q(\alpha)$, și cantitatea totală de căldură dezvoltată prin arderea combustibilului pe ciclu - Q_c .

$$x = \frac{Q(\alpha)}{Q_c} \quad (7.2)$$

respectiv:

$$y = \frac{\alpha - \alpha_{ia}}{\alpha_{sa} - \alpha_{ia}} \quad (7.3)$$

unde: α_{ia} [°RAC] - poziția manivelei motoare la începutul arderii;

α_{sa} [°RAC] - poziția manivelei motoare la sfârșitul arderii.

În fig. 7.1. este reprezentată grafic dependența $x = f(y)$.

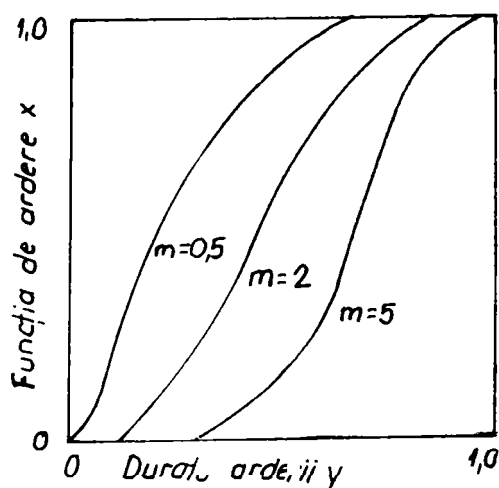


Fig. 7.1. Legea de degajare a căldurii după Vibe

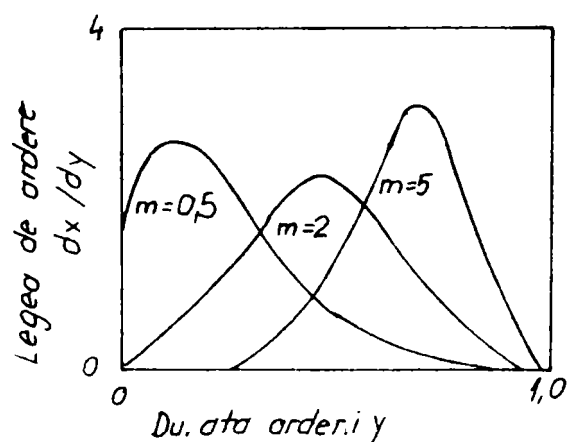


Fig. 7.2. Legea de variație a căldurii totale degajate

Pentru stabilirea valorii factorului α , care ține seama de gradul de perfecțiune al arderii, se impune condiția la limită de la sfârșitul arderii:

$$y = 1 \Rightarrow x = 1$$

condiție care nu este îndeplinită decât dacă $\alpha = \infty$, determinat de caracterul funcției exponențiale al funcției din relația (7.1) Exprimarea matematică a parametrului α este:

$$\alpha = -\ln(1 - \eta_{in}) \quad (7.4)$$

Acceptând pentru randamentul arderii incomplete η_{in} o variație între limitele 0,990...0,999, se obține pentru parametrul α o valoare între 5,3...6,9.

Parametrul de formă m caracterizează alura funcției de ardere, iar pentru motoarele diesel, se poate aprecia că este determinat de legea de injecție. Prin intermediul acestui parametru, se poate realiza o bună aproximare a legii de ardere de tip Vibe. Aceasta se obține prin prelucrarea funcției de ardere (7.1), sub forma:

$$\frac{dx}{dy} = a \cdot (m+1) \cdot y^m \cdot e^{-a \cdot y^{m+1}} \quad (7.5)$$

Reprezentarea grafică a ecuației (7.5) este prezentată în fig. 7.2., care redă legea de variație a căldurii degajate. Înlocuind în relația (7.5) expresiile lui x și y , se obține expresia completă pentru legea de ardere:

$$\frac{dQ(\alpha)}{d\alpha} = \frac{dQ_c}{\Delta\alpha} \cdot a \cdot (m+1) \cdot \left(\frac{\alpha - \alpha_{ia}}{\Delta\alpha} \right)^m \cdot e^{-a \cdot \left(\frac{\alpha - \alpha_{ia}}{\Delta\alpha} \right)^{m+1}} \quad (7.6)$$

Din această relație se observă că legea de ardere este definită de fapt de patru parametri:

1. cantitatea de căldură dezvoltată prin arderea combustibilului pe ciclu Q_c [kJ/ciclu];
2. durata unghiulară a arderii $\Delta\alpha$ [°RAC];
3. momentul de început al arderii α_{ia} [°RAC];
4. parametrul de formă Vibe - m .

Cum această exprimare a legii de ardere asigură un singur maxim, pentru a se putea obține cele două puncte de maxim care se înregistrează de obicei pentru căldura degajată în timpul arderii (al doilea maxim este de mică amplitudine), se utilizează o lege de ardere Vibe de ordinul II, definită de:

$$x = x_1 + x_2 = \left(1 - e^{-a \cdot y_1^{m_1+1}} \right) + \left(1 - e^{-a \cdot y_2^{m_2+1}} \right) \quad (7.7)$$

$$x_1 = \beta \cdot x \quad , \quad x_2 = (1 - \beta) \cdot x \quad (7.8)$$

unde factorul β definește procentul din cantitatea totală de combustibil pe ciclu care se aprinde în perioada corespunzătoare primului termen al legii Vibe de ordinul II.

În acest caz, legea de ardere Vibe este definită prin cinci parametri (m_1 , m_2 , $\Delta\alpha_1$, $\Delta\alpha_2$, β), ceea ce presupune o adaptabilitate mai bună a acesteia la legea reală de ardere, cu creșterea concomitentă a complexității calculelor.

7.2. Elemente de descriere a programului de calcul utilizat

Programul de calcul utilizat pentru modelarea ciclului real de funcționare al unui motor diesel alimentat cu motorină și cu amestecuri de motorină și uleiuri vegetale, PROGO, a fost conceput la Universitatea Tehnică din Munchen într-o variantă de bază, care ulterior a fost completată cu diverse subprograme, în funcție de obiectivele urmărite.

Programul este realizat sub formă structurată, fiind compus dintr-un program principal - MAIN, și o serie de proceduri externe, de tip funcție sau subrutină. În cele ce urmează se va face o foarte scurtă descriere a principalelor proceduri externe.

- **DATIN** - subrutină de citire a datelor de intrare;
- **UPFEF** - subrutină de calcul a secțiunii efective de curgere ale orificiilor controlate de supape (admișiune și evacuare). Secțiunile de curgere se determină pornind de la legile de ridicare ale supapelor, ținând cont de geometria acestora și de a canalelor de curgere;
- **RGK** - subrutină de calcul a constantei gazelor reale, pentru aer și gazele de ardere;
- **UPHDT** - subrutină care calculează mărimile de stare din cilindru pentru partea de înaltă presiune a ciclului (comprimarea, arderea, destinderea). Calculele se efectuează ținând cont de energia internă a fluidului care evoluează în cilindru în timpul fiecărui proces de lucru, a căldurii schimbate. Subrutina modelează procesul de ardere după o lege tip Vibe de ordinul II și calculează noxele globale eșapate după un model (funcție) Schroer;

- **UPU** - subrutină de calcul a energiei interne și a capacităților termice masice pentru fluidul motor care evoluează în timpul fiecărui proces de lucru (admișiune, comprimare, ardere, destindere, evacuare);
- **UPFEM** - subrutină de calcul iterativ a presiunii gazelor din cilindru cu ajutorul ecuației de stare și cu luarea în considerație a constantei reale a gazelor care evoluează;

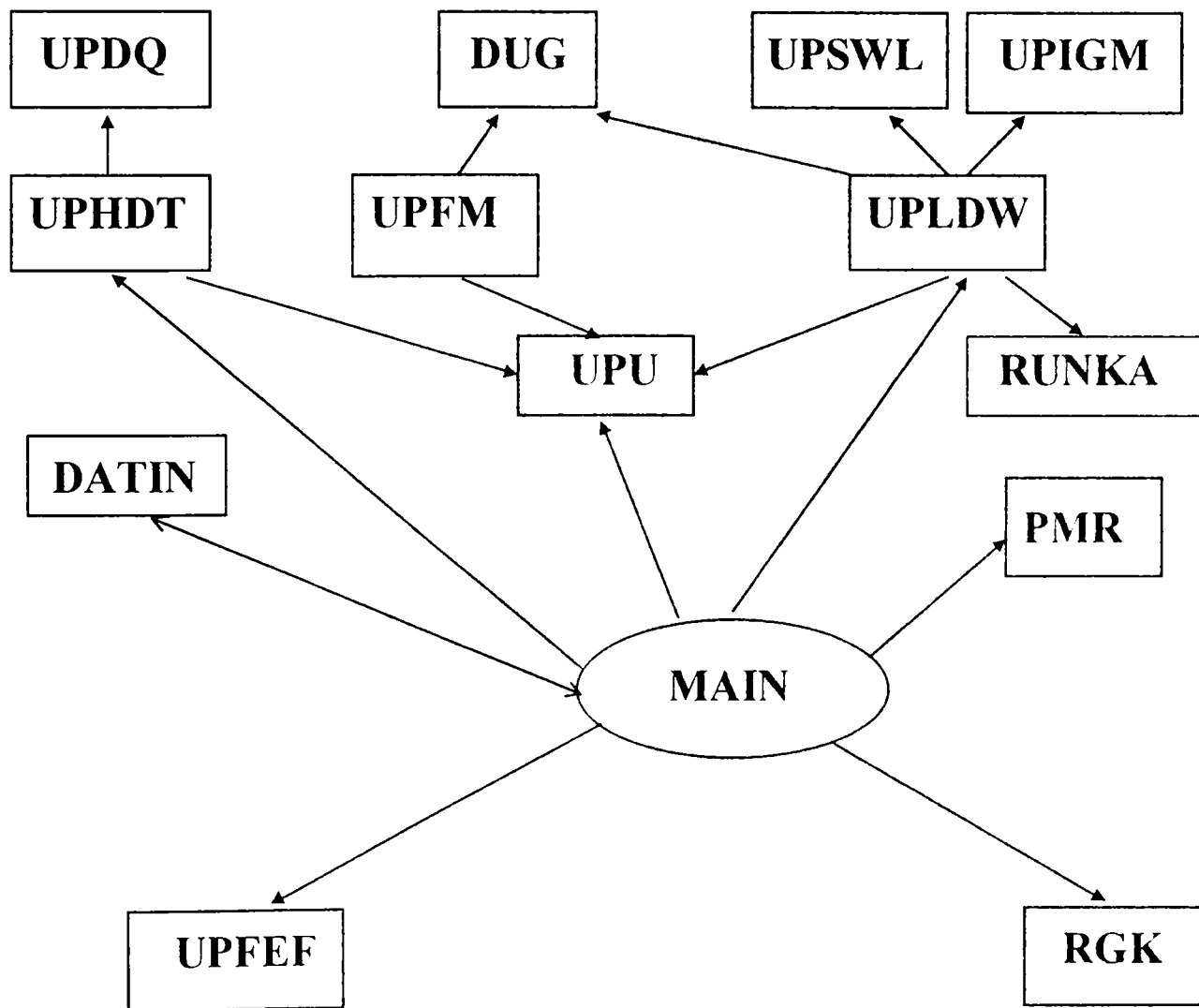


Fig. 7.3. Structura programului de calcul

- **UPLDW** - subrutină de calcul a părții de joasă presiune a ciclului, se determină mărimile de stare din cilindru în timpul procesului de schimb de încărcătură (admișiune și evacuare);
- **RUNKA** - subrutină de aplicare a metodei Runge-Kutta;

- **UPIGM** - subrutină de calcul a presiunii fluidului proaspăt la intrarea în cilindru;
- **UPSWL** - subrutină de calcul a schimbului de căldură și a coeficienților de convecție pentru diferitele zone ale camerei de ardere (cilindru, chiulasă, supape, scaun supape, etc);
- **UPDQB** - subrutină de calcul a căldurii degajate prin arderea combustibilului de-a lungul ciclului;
- **PMR** - extensie tip funcție, de calcul a presiunii medii indicate, a presiunii medii efective și a pierderilor mecanice;
- **DUG** - extensie tip funcție, de calcul a secțiunilor efective de curgere prin orificiile controlate de supape;
- **RGK** - extensie tip funcție, de calcul a constantei gazelor reale.

In fig. 7.3. este prezentată schematic structura generală a programului utilizat.

Datele principale de intrare ale programului de calcul sunt următoarele:

- caracteristicile geometrice principale ale motorului (cursă, diametru, lungime bielă, suprafață cap piston, chiulasă);
- distribuția motorului (unghiurile de deschidere și închidere ale supapelor, numărul și geometria supapelor - diametrul, unghiul scaunului supapelor, diametru tije, diametrele canalelor de admisiune și evacuare din chiulasă, legea de ridicare a supapelor);
- unghiul de început de debitare al pompei de injecție (avansul la injecție), unghiul de început al arderii;
- parametrii a și m din legea de ardere Vibe
- coeficienții de debit pentru orificiile controlate de supape - determinați pe cale statistică, după o relație de forma:

$$\mu = 0,9054 + 1,20264 \cdot \frac{h_s}{d_s} - 14,3634 \cdot \left(\frac{h_s}{d_s}\right)^2 + 20,20615 \cdot \left(\frac{h_s}{d_s}\right)^3 \quad (7.9)$$

unde: h_s - înălțimea de ridicare a supapei;

d_s - diametrul orificiului controlat de supapă;

- temperaturi estimate pentru principalele elemente ale camerei de ardere - cap piston, cămașă cilindru, chiulasă, taler supapă;
- debitul și temperatura apei derăcire;
- condițiile de stare la intrarea în motor (presiune și temperatură) și contrapresiunea din sistemul de evacuare (dacă motorul este prevăzut cu sistem de turbosupraalimentare);
- turația motorului;
- date despre combustibilul utilizat - putere calorifică inferioară, compoziție;

Combustibilii analizați au fost aceiași ca și în cazul determinărilor experimentale de la standul de probă, și anume: motorină 100 %, amestec de motorină și ulei vegetal de muștar în diferite proporții (25 % ulei, 45 % ulei și 60 % ulei).

Principalele caracteristici ale uleiului de muștar, utilizate la calculul proprietăților amestecurilor au fost următoarele:

- masa specifică $\rho = 902 \text{ kg/m}^3$
- vâscozitate cinematică $\nu = 28,9 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
- putere calorifică inferioară $H_i = 38100 \text{ kJ/kg}$
- cifra cetanică $CC = 36$

Caracteristicile motorinei și a amestecurilor de motorină și ulei de muștar sunt redate în tabelul 7.1.

Tabelul 7.1.

Combustibilul	Putere calorifică H_i [kJ/kg]	Masa specifică ρ [kg/m ³]	Cifra cetanică CC
motorină 100%	42.280	837	50
motorină 75% + ulei 25%	41.235	854	46,5
motorină 55% + ulei 45%	40.400	867	43,5
motorină 40% + ulei 60%	39.770	877	41,5

În funcție de regimul de calcul și de tipul combustibilului analizat, în datele de intrare ale programului de calcul a fost modificată întârzierea la autoaprindere, care a fost determinată după relația:

$$\tau_{aa} = \frac{6 \cdot n}{1000} \cdot \frac{40}{CC} \cdot \frac{0,00965}{p^{0,386}} \cdot e^{\frac{4644,44}{T}} \quad [^{\circ}\text{RAC}] \quad (7.10)$$

unde: p [bar] - presiunea din cilindru în momentul injecției;

T [K] - temperatura din cilindru în momentul injecției.

Pentru combustibilii luați în considerare, s-au obținut următoarele valori pentru întârzierea la autoaprindere - tabelul 7.2:

Tabelul 7.2

Turația n [rot/min]	Întârzierea la autoaprindere τ_{aa} [$^{\circ}\text{RAC}$]			
	motorină 100%	75% motorină 25% ulei	55% motorină 45% ulei	40% motorină 60% ulei
2400	8,42	9,06	9,64	10,12
2200	7,72	8,30	8,83	9,28
2000	7,02	7,55	8,03	8,44
1800	6,32	6,79	7,23	7,59
1600	5,62	6,04	6,42	6,75
1400	4,91	5,28	5,62	5,90
1200	4,21	4,53	4,82	5,06
1000	3,51	3,77	4,01	4,22

7.3. Rezultate obținute la modelarea ciclului real al motorului D-115

funcționând cu motorină și amestecuri de motorină și uleiuri vegetale

Utilizând programul de calcul descris în paragraful 7.2, s-a realizat modelarea ciclului real de funcționare al motorului D-115, pentru funcționarea cu combustibil clasic și amestec de motorină și ulei de muștar în diferite proporții.

În primă fază, s-a realizat acordarea programului de calcul la datele impuse de cartea tehnică a motorului investigat, respectiv cu parametri realizați la încercarea pe stand a motorului. Parametrii de acordare ai programului de calcul au fost următorii:

- putere efectivă $P_e = 45$ CP la $n_p = 2400$ rot/min;
- consum specific efectiv de combustibil $c_e = 180 \dots 185$ g/CPh;
- presiunea maximă de ardere $p_{\max} = 65 \dots 70$ bar;

- Temperatura maximă de ardere $T_{\max} = 1800 \dots 2000$ K;

Pentru parametrii de acordare ai programului de calcul, abaterile înregistrate au fost sub 1 %. (0,7 % pentru puterea efectivă, ceilalți parametrii încadrându-se în domeniul de toleranță acceptat).

Ținând cont de modificarea puterii calorifice inferioare și a întârzierii la autoaprindere în funcție de tipul combustibilului utilizat, s-a trecut la calculul indicilor de performanță ai motorului, în vederea ridicării caracteristicii de turație a motorului, caracteristică determinată la sarcina de 100 %, pentru a putea face comparație cu caracteristicile experimentale.

Rezultatele principale ale modelării ciclului real de funcționareale motorului D-115 la funcționarea cu combustibil diesel clasic și amestec de motorină și ulei de muștar sunt prezentate în tabelele 7.3...7.6, semnificația notațiilor fiind următoarea:

- n [rot/min] - turația motorului;
- p_i [bar] - presiunea medie indicată;
- c_i [g/CPh] - consumul specific indicat de combustibil;
- p_e [g/CPh] - presiunea medie efectivă;
- c_e [g/CPh] - consumul specific efectiv de combustibil;
- p_{\max} [bar] - presiunea maximă de ardere;
- T_{\max} [K] - temperatura maximă de ardere;
- η_i [-] - randamentul indicat al motorului;
- q_o [kJ/ciclu] - căldura dezvoltată prin arderea combustibilului în timpul unui ciclu;
- TGM [K] - temperatura medie a gazelor pe ciclu;
- TMAG [K] - temperatura medie a gazelor de ardere evacuate;
- γ_{rez} [%] - coeficientul gazelor reziduale;
- P_i [CP] - puterea indicată a motorului;
- P_e [CP] - puterea efectivă a motorului;
- M_e [kgfm] - momentul motor dezvoltat;

- V_i [mm³/cil.inj.] - doza ciclică de combustibil injectată în cilindru;

Tabelul 7.3.

Parametrul	100 % motorină + 0 % ulei vegetal						
	Valoare						
n [rot/min]	2400	2200	2000	1800	1600	1400	1200
p_i [bar]	9,182	9,242	9,269	9,263	9,210	9,110	9,005
c_i [g/CPh]	137,329	137,338	137,621	138,221	139,361	141,169	143,548
p_e [bar]	7,162	7,209	7,230	7,225	7,184	7,106	7,024
c_e [g/CPh]	184,284	184,297	186,676	185,481	187,011	189,438	191,397
p_{max} [bar]	67,55	69,14	70,46	71,67	72,73	73,49	73,97
T_{max} [K]	1948	1942	1935	1927	1917	1908	1901
η_i [-]	0,456	0,456	0,455	0,453	0,450	0,444	0,431
q_0 [kJ/ciclu]	1,569	1,579	1,587	1,593	1,597	1,600	1,604
TGM [K]	1140	1150	1160	1171	1183	1201	1213
TMAG [K]	905	895	885	874	864	861	857
γ_{rez} [%]	2,822	2,819	2,827	2,842	2,799	2,545	1,438
P_i [CP]	57,27	52,84	48,18	43,33	38,30	33,15	28,29
P_e [CP]	44,67	41,22	37,58	33,80	29,87	25,85	22,06
M_e [kgfm]	13,33	13,42	13,46	13,45	13,37	13,22	13,17
V_i [mm ³ /cil.inj.]	43,78	44,07	44,77	44,46	44,57	44,66	44,98

Tabelul 7.4.

Parametrul	75 % motorină + 25 % ulei vegetal						
	Valoare						
n [rot/min]	2400	2200	2000	1800	1600	1400	1200
p_i [bar]	8,961	9,021	9,052	9,050	9,002	8,906	8,785
c_i [g/CPh]	140,716	140,696	140,914	141,458	142,559	144,397	147,621
p_e [bar]	6,093	6,134	6,155	6,154	6,121	6,056	5,974
c_e [g/CPh]	206,737	206,707	207,028	207,827	209,445	212,145	216,882
p_{max} [bar]	66,08	67,49	68,94	70,16	71,37	72,76	73,46
T_{max} [K]	1919	1913	1906	1898	1889	1880	1880

η_i [-]	0,457	0,457	0,456	0,454	0,451	0,445	0,435
q_0 [kJ/ciclu]	1,530	1,540	1,548	1,553	1,557	1,560	1,574
TGM [K]	1121	1129	1139	1150	1163	1183	1229
TMAG [K]	893	884	874	864	854	849	897
γ_{rez} [%]	2,846	2,843	2,850	2,866	2,826	2,587	0,822
P_i [CP]	55,89	51,58	47,05	42,34	37,43	32,40	27,40
P_e [CP]	38,00	35,07	31,99	28,79	25,45	22,03	18,63
M_e [kgfm]	11,34	11,42	11,46	11,45	11,39	11,27	11,12
V_i [mm ³ /cil.inj.]	42,59	42,87	43,08	43,25	43,34	43,43	43,80

Tabelul 7.5.

Parametrul	55 % motorină + 45 % ulei vegetal						
	Valoare						
n [rot/min]	2400	2200	2000	1800	1600	1400	1200
p_i [bar]	8,779	8,842	8,877	8,879	8,836	8,747	8,637
c_i [g/CPh]	143,625	143,525	143,688	144,185	145,230	147,010	150,131
p_e [bar]	5,267	5,305	5,326	5,327	5,302	5,248	5,182
c_e [g/CPh]	239,146	238,979	239,251	240,077	241,817	244,782	249,979
p_{max} [bar]	64,60	66,16	67,59	68,96	70,18	71,24	72,42
T_{max} [K]	1896	1890	1883	1876	1867	1858	1857
η_I [-]	0,457	0,457	0,456	0,455	0,452	0,446	0,437
q_0 [kJ/ciclu]	1,499	1,509	1,516	1,522	1,526	1,529	1,542
TGM [K]	1103	1112	1122	1133	1146	1164	1206
TMAG [K]	885	876	866	855	846	841	868
γ_{rez} [%]	2,865	2,862	2,869	2,885	2,848	2,612	1,244
P_i [CP]	54,76	50,56	46,14	41,54	36,74	31,83	26,94
P_e [CP]	32,86	30,34	27,68	24,92	22,04	19,10	16,16
M_e [kgfm]	9,80	9,87	9,91	9,92	9,87	9,77	9,65
V_i [mm ³ /cil.inj.]	41,95	42,23	42,43	42,60	42,69	42,79	43,14

Tabelul 7.6.

Parametrul	40 % motorină + 60 % ulei vegetal						
	Valoare						
n [rot/min]	2400	2200	2000	1800	1600	1400	1200
p _i [bar]	8,640	8,705	8,744	8,748	8,709	8,625	8,518
c _i [g/CPh]	145,928	145,783	145,879	146,337	147,346	149,082	152,212
p _e [bar]	5,098	5,136	5,159	5,161	5,138	5,089	5,026
c _e [g/CPh]	247,099	246,856	247,016	247,792	249,500	252,439	257,739
p _{max} [bar]	63,41	64,97	66,56	67,91	69,28	70,35	71,67
T _{max} [K]	1878	1872	1866	1859	1850	1842	1841
η _I [-]	0,457	0,457	0,457	0,455	0,452	0,447	0,438
q ₀ [kJ/ciclu]	1,476	1,485	1,493	1,498	1,502	1,505	1,517
TGM [K]	1090	1099	1110	1120	1134	1151	1193
TMAG [K]	879	870	860	849	839	835	858
γ _{rez} [%]	2,879	2,876	2,883	2,899	2,864	2,635	1,339
P _i [CP]	53,64	49,77	45,45	40,92	36,21	31,38	26,56
P _e [CP]	31,65	29,36	26,82	24,14	21,36	18,51	15,67
M _e [kgfm]	9,44	9,56	9,60	9,61	9,56	9,47	9,35
V _i [mm ³ /cil.inj.]	41,28	41,73	41,97	42,10	42,20	42,28	42,63

Tabelul 7.7

Parametrul	0 % motorină + 100 % ulei vegetal						
	Valoare						
n [rot/min]	2400	2200	2000	1800	1600	1400	1200
p _i [bar]	8,261	8,335	8,381	8,396	8,368	8,296	8,205
c _i [g/CPh]	152,606	152,242	152,168	152,456	153,323	154,966	157,973
p _e [bar]	4,750	4,792	4,819	4,828	4,812	4,770	4,718
c _e [g/CPh]	265,402	264,769	264,640	265,141	266,649	269,506	274,736
p _{max} [bar]	59,93	61,73	63,42	65,00	66,49	67,85	69,25
T _{max} [K]	1831	1826	1820	1813	1805	1797	1796
η _I [-]	0,456	0,457	0,457	0,456	0,454	0,449	0,440
q ₀ [kJ/ciclu]	1,413	1,423	1,430	1,435	1,439	1,441	1,453

TGM [K]	1055	1064	1074	1085	1099	1116	1154
TMAG [K]	863	855	844	833	824	819	836
γ_{rez} [%]	2,915	2,912	2,919	2,936	2,907	2,692	1,576
P_i [CP]	51,53	47,74	43,64	39,34	34,86	30,24	25,63
P_e [CP]	29,54	27,40	25,05	22,585	20,01	17,36	14,71
M_e [kgfm]	8,827	8,921	8,970	8,986	8,956	8,879	8,782
V_i [mm ³ /cil.inj.]	40,14	40,52	40,73	40,88	40,98	41,07	41,38

În fig. 7.4 ... 7.9 se prezintă grafic evoluția principalilor parametri obținuți la modelarea ciclului real de funcționare al motorului D-115, în cazul utilizării drept combustibil a motorinei și a amestecului de motorină și ulei de muștar în diferite proporții, și anume: puterea efectivă, momentul motor, consumul specific efectiv de combustibil, volumul ciclic de combustibil injectat, presiunea și temperatura maximă de ardere.

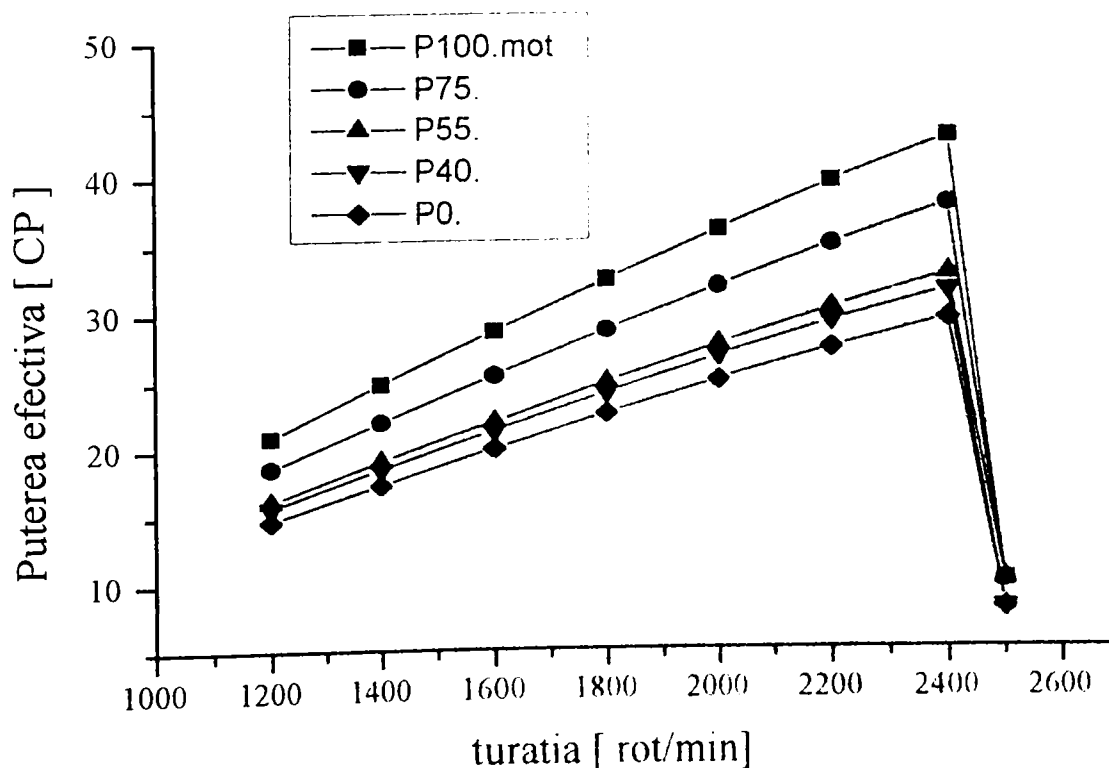


Fig. 7.4 Evoluția puterii efective funcție de turație (caracteristica de regulator)

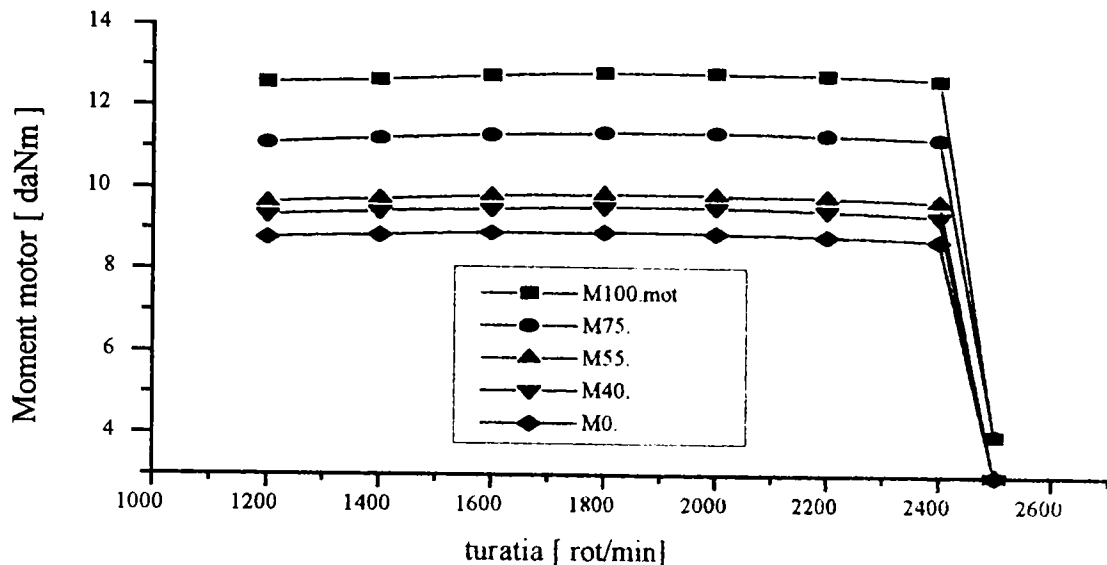


Fig. 7.5 Evoluția momentului motor în funcție de turație

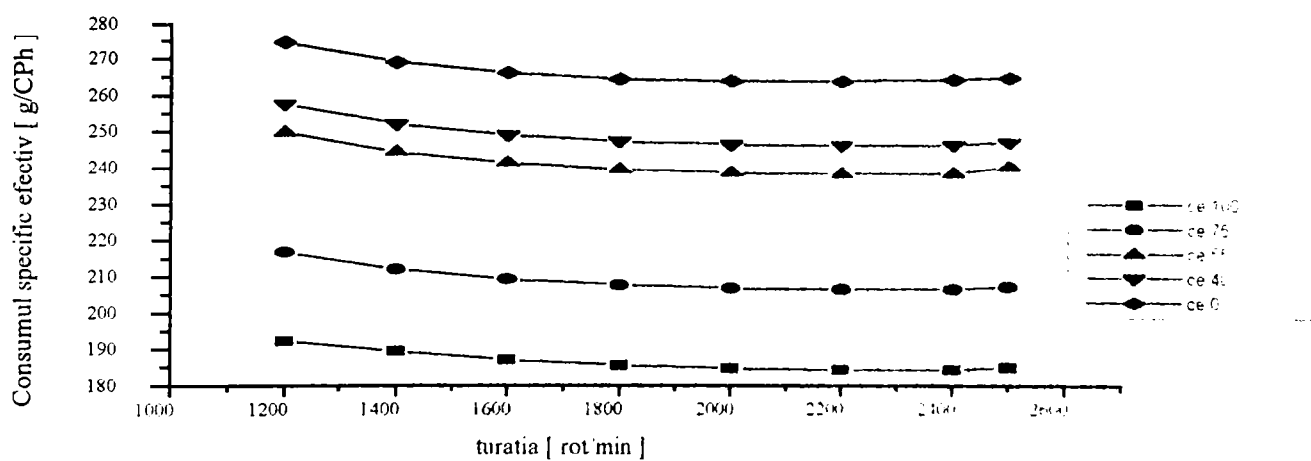


Fig. 7.6 Evoluția consumului specific efectiv de combustibil cu turația motorului

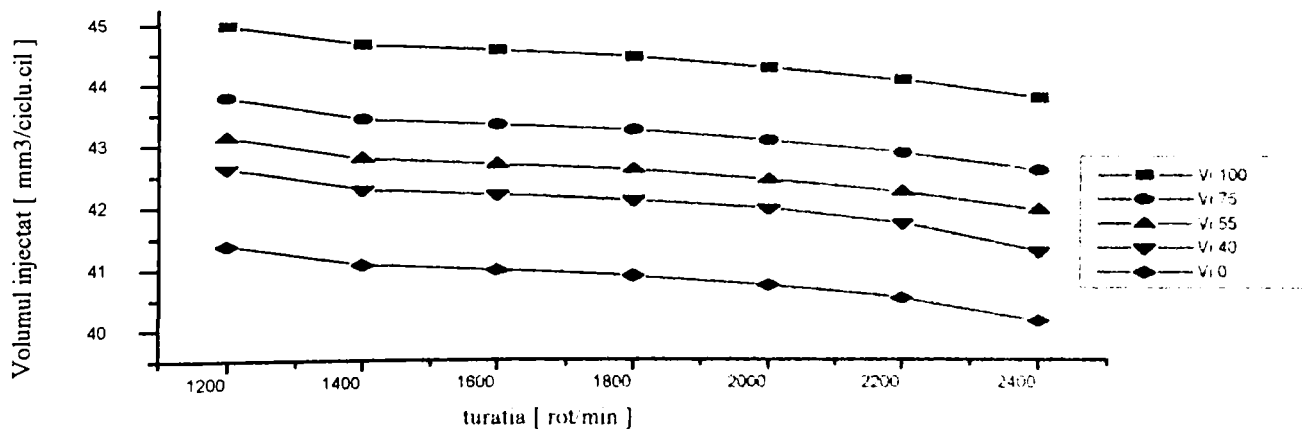


Fig. 7.7 Variația volumului ciclic injectat în funcție de turația motorului

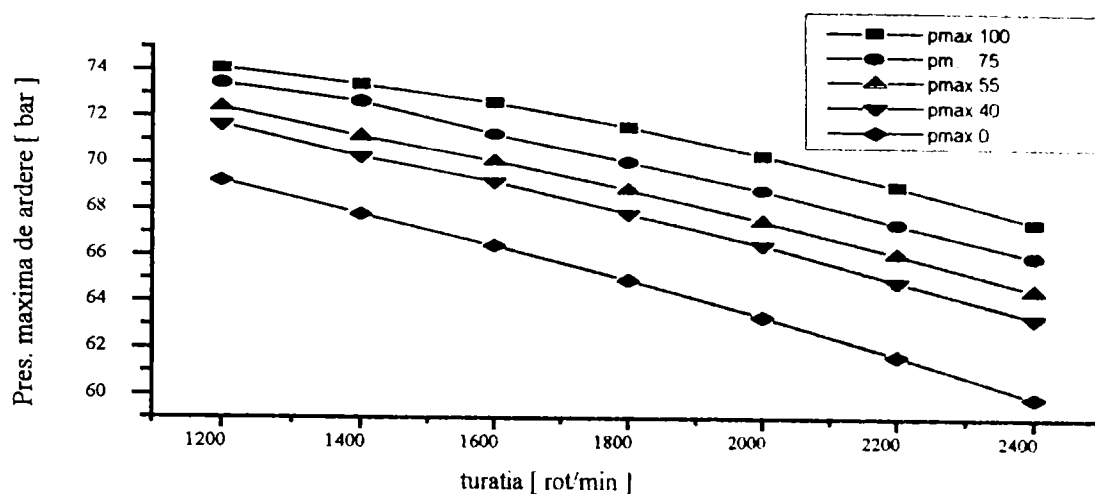


Fig. 7.8 Variația presiunii maxime de ardere în funcție de turația motorului

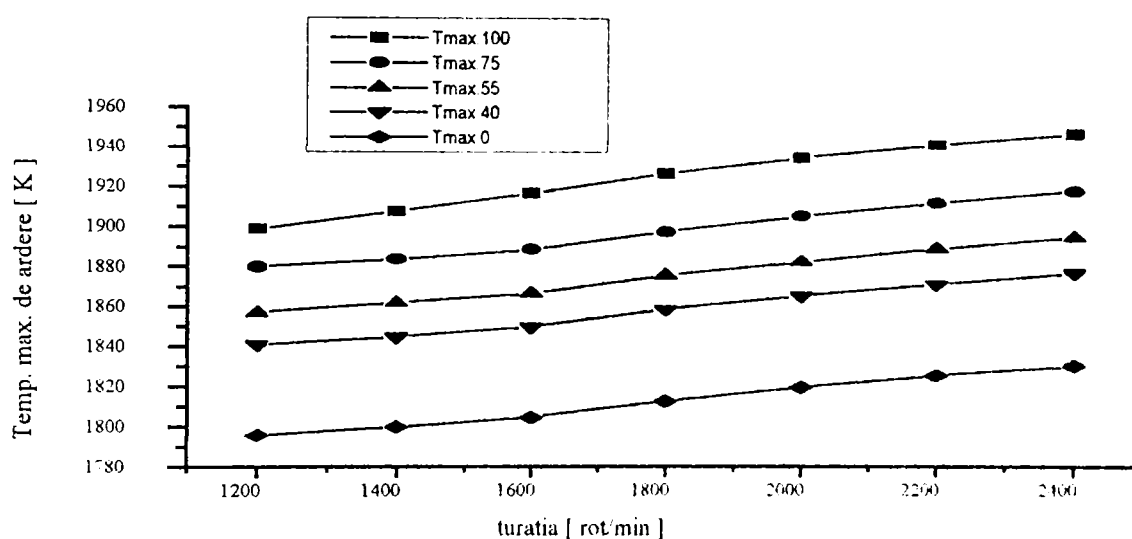


Fig. 7.9 Variația temperaturii maxime de ardere în funcție de turația motorului

Din analiza acestor curbe, se constată o reducere a puterii și a momentului motor cu circa 30 % în cazul funcționării motorului doar cu ulei vegetal de muștar, față de cazul clasic al alimentării cu motorină. Această reducere a parametrilor motorului este datorată puterii calorifice mai reduse a uleiului vegetal în comparație cu a motorinei (cu circa 10 %) cât și reducerii randamentului mecanic de la 75 % (motorină) la 57 % (ulei de muștar).

Consumul specific efectiv de combustibil înregistrează creșteri însemnate în cazul funcționării motorului cu ulei vegetal, creșterea atingând valoarea de 44 %. Mărirea consumului de combustibil este datorată pe de-o parte de scăderea puterii motorului cât

și a variației caracteristicilor fizico - chimice ale combustibilului (densitate, vâscozitate, cifră cetanică, etc). Tot ca urmare a creșterii densității și a vâscozității combustibilului, volumul injectat pe ciclu înregistrează scăderi de până la 8 % în cazul funcționării cu ulei vegetal, această reducere fiind responsabilă și de creșterea consumului de combustibil și de scăderea puterii și a momentului motor.

Presiunea și temperatura maximă de ardere înregistrează scăderi în cazul utilizării drept combustibil a uleiului vegetal, reducerea fiind mai mare în cazul presiunii maxime de ardere - între 6,5 ... 11,3 %, respectiv mai mică în cazul temperaturii maxime - circa 5 %.

7.4. Corespondența rezultatelor teoretice cu cele experimentale

În fig. 7.10 - 7.12 se prezintă corespondența calculelor teoretice a performanțelor motorului diesel funcționând cu combustibil clasic respectiv cu amestecuri de motorină cu ulei vegetal, cu rezultatele experimentale. Corespondența a fost trasată pentru funcționarea cu motorină și cu amestec de motorină 40 % cu 60 % ulei de muștar.

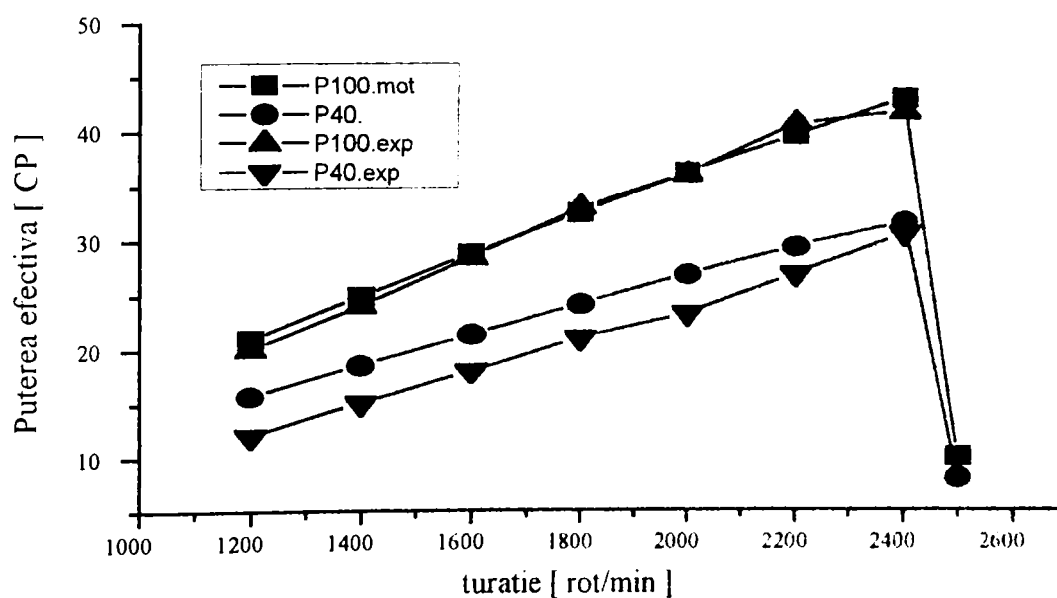


Fig. 7.10 Puterea efectivă a motorului - calculată și experimentală

creșterea vâscozității combustibilului la adăugarea de ulei vegetal în combustibil, aceasta conducând la modificarea calităților injecției combustibilului. În programul de calcul utilizat, vâscozitatea combustibilului nu constituie un parametru de control al procesului de injecție, programul fiind conceput inițial pentru combustibili clasici [21].

Capitolul 8 • EVALUAREA PRIN CALCUL A OXIZILOR DE AZOT EMIȘI DE MOTORUL DIESEL FUNCȚIONÂND CU MOTORINĂ ȘI CU AMESTEC DE MOTORINĂ ȘI ULEIURI VEGETALE

Utilizând același program de calcul folosit pentru evaluarea ciclului real al motorului diesel, cu ajutorul unei subrutine s-a calculat emisia oxizilor de azot produși de motorul D-115 la funcționarea cu motorină, cu amestec de motorină și ulei de muștar respectiv numai cu ulei vegetal [21]. Într-o primă etapă, s-a realizat calibrarea programului de calcul la rezultate experimentale, obținute la regimul nominal de funcționare al motorului ($n = 2400$ rot/min). Principalele rezultate ale modelării matematice sunt prezentate centralizat în tabelele 8.1 - 8.3, notațiile fiind următoarele:

- c_i [g/kWh] - consumul specific indicat de combustibil;
- p_i [bar] - presiunea medie indicată;
- p_{\max} [bar] - presiunea maximă de ardere;
- T_{\max} [K] - temperatura maximă de ardere.
- alimentarea motorului diesel cu motorină:
 - putere calorifică inferioară: $H_i = 42.600$ kJ/kg;
 - coeficientul excesului de aer: $\lambda = 2,78$ (experimental);
- alimentarea motorului cu amestec de motorină 40 % + 60 % ulei de muștar:
 - putere calorifică inferioară: $H_i = 399770$ kJ/kg;
 - coeficientul excesului de aer: $\lambda = 3,00$ - [21], [37];

Tabelul 8.1

Nr. crt.	n [rot/min]	NO _x [ppm]	c _i [g/kWh]	p _i [bar]	p _{max} [bar]	T _{max} [K]
1.	1200	1584	182.782	5,192	56,27	1424
2.	1400	1451	180.134	5,225	56,28	1424
3.	1600	1392	178.812	5,225	56,33	1429
4.	1800	1349	178.295	5,258	56,33	1434
5.	2000	1312	178.175	5,241	56,25	1439
6.	2200	1278	178.355	5,209	56,09	1443
7.	2400	1248	178.773	5,162	55,86	1446

Tabelul 8.2

Nr. crt.	n [rot/min]	NO _x [ppm]	c _i [g/kWh]	p _i [bar]	p _{max} [bar]	T _{max} [K]
1.	1200	1050	194,718	4,513	54,78	1336
2.	1400	965	191,997	4,541	54,80	1336
3.	1600	926	190,868	4,560	54,84	1341
4.	1800	897	190,507	4,558	54,84	1345
5.	2000	872	190,560	4.540	54,76	1349
6.	2200	849	190,950	4,567	54,61	1353
7.	2400	829	191,604	4.461	54,39	1356

Tabelul 8.3

Nr. crt.	n [rot/min]	NO _x [ppm]	c _i [g/kWh]	p _i [bar]	p _{max} [bar]	T _{max} [K]
1.	1200	811	202,132	4.087	53,95	1282
2.	1400	747	200,198	4.106	53,97	1282
3.	1600	717	199,038	4.124	54,02	1286
4.	1800	694	198,785	4.12	54,01	1290
5.	2000	674	199,004	4.1	53,93	1294
6.	2200	657	199,565	4.067	53,79	1297
7.	2400	641	200,416	4.023	53,57	1300

- alimentarea motorului cu ulei de muștar:
 - putere calorică inferioară: $H_i = 38100 \text{ kJ/kg}$;
 - coeficientul excesului de aer: $\lambda = 3,18$ (experimental);

Rezultatele comparative pentru mărimile obținute sunt prezentate grafic în fig.

8.1 - 8.5.

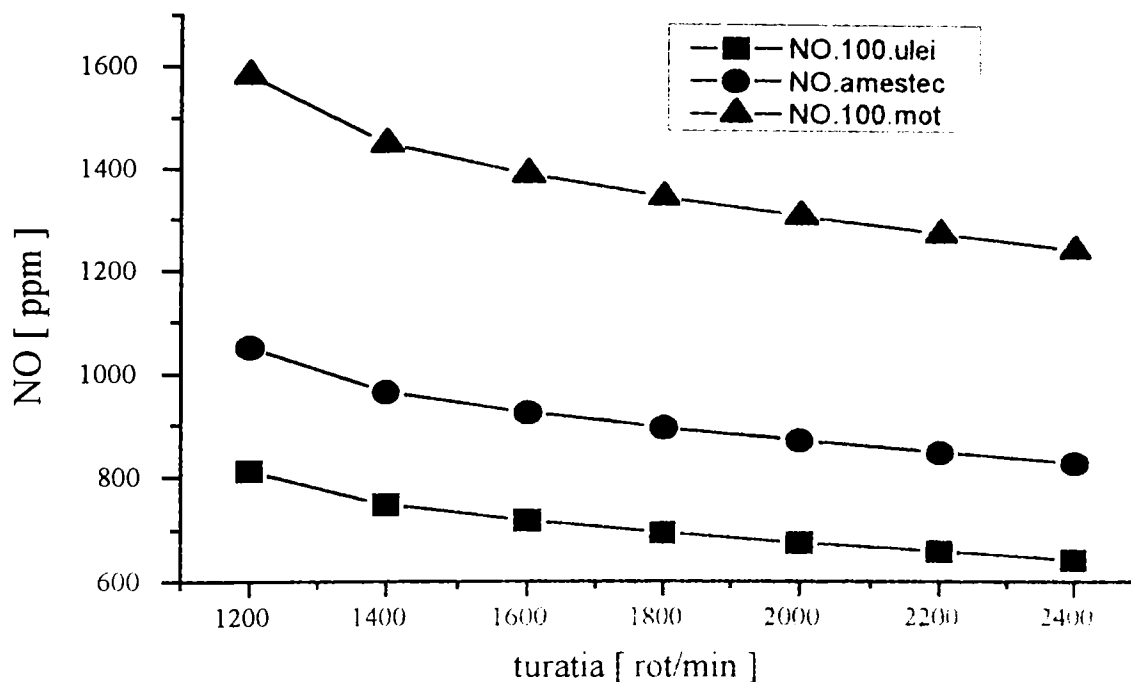


Fig. 8.1 Oxizii de azot calculați

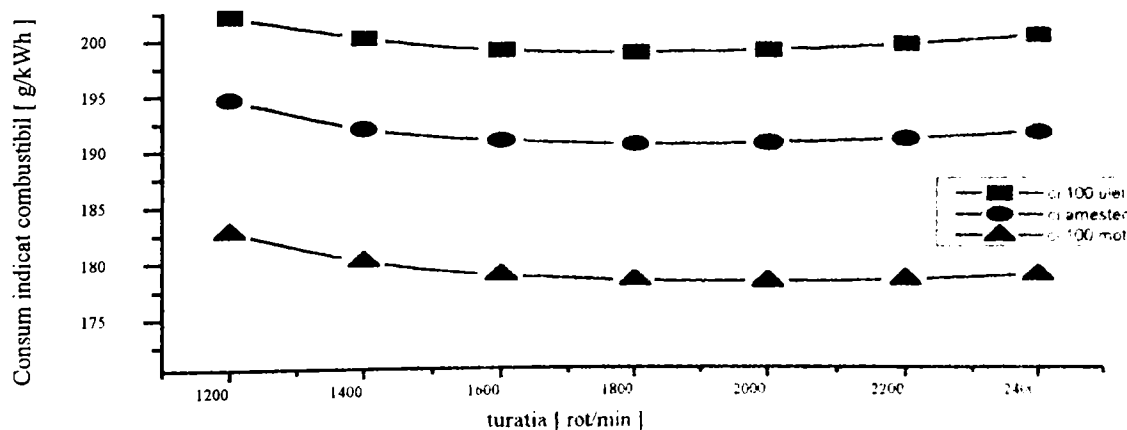


Fig. 8.2 Consumul indicat de combustibil

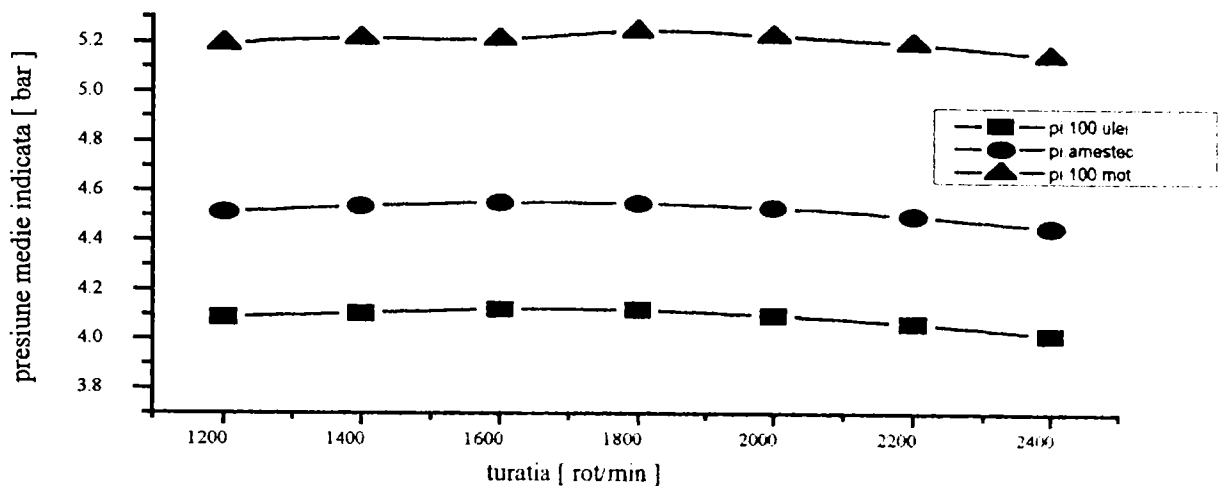


Fig. 8.3 Presiunea medie indicată

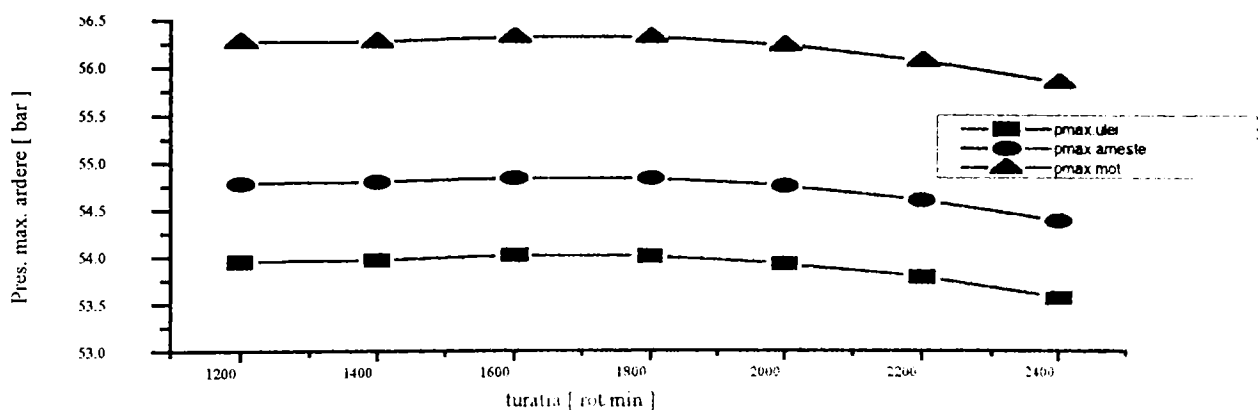


Fig. 8.4 Presiunea maximă de ardere

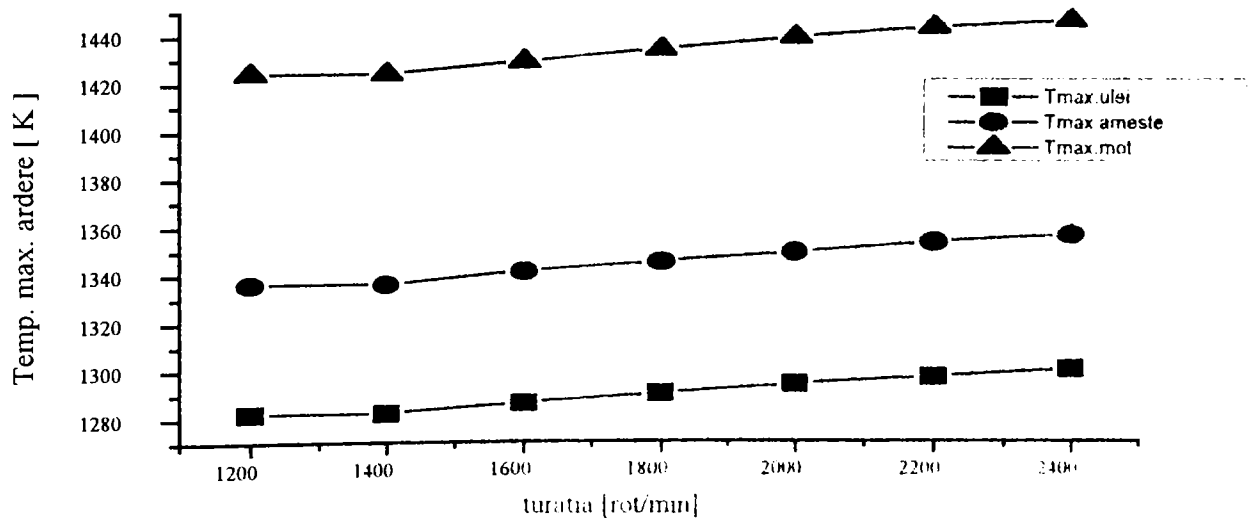


Fig. 8.5 Temperatura maximă de ardere

Analizând evoluțiile prezentate grafic, se constată o reducere substanțială a oxizilor de azot odată cu mărirea conținutului de ulei vegetal din combustibil. Reducerea emisiilor de NO_x la trecerea de la funcționarea motorului de la motorină la ulei vegetal este de 50 %, procentul variind corespunzător cu cantitatea de ulei din amestecul combustibil (reducerea este de 33 % pentru amestecul combustibil de 60 % ulei de muștar și 40 % motorină). Reducerea NO_x se realizează pe seama micșorării temperaturii (10 %) și a presiunii maxime de ardere (4,10 %). Reducerea puterii motorului, exprimată prin presiunea medie indicată, la trecerea de la funcționarea cu motorină la ulei vegetal este de 22 %, consumul indicat de combustibil înregistrând valori majorate cu circa 12 %. Parametrii efectivi ai motorului înregistrează scăderi mai accentuate ca urmare a reducerii substanțiale a randamentului mecanic la funcționarea cu uleiuri vegetale, de la $\eta_m \approx 0,75$ (motorină) la $\eta_m \approx 0,57$ (ulei vegetal) [11], [21].

Capitolul 9 • CONCLUZII FINALE ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE

Scăderea continuă a rezervelor de combustibili petrolieri va conduce la epuizarea rapidă a acestora. Creșterea costului acestor tipuri de resurse și caracterul lor neregenerabil impun înlocuirea totală sau parțială a combustibililor de proveniență petrolieră.

Principalii combustibili alternativi avuți în vedere pentru înlocuirea combustibilului diesel clasic sunt:

- combustibilii organici oxigenați: - alcooli inferiori;
 - eteri organici;
 - esteri naturali.
- combustibili gazoși: - hidrogen;
 - gaz natural;
 - gaze petroliere lichefiate;
- alți combustibili (de exemplu combustibili binari).

Utilizarea monoesterilor uleiurilor vegetale este o soluție care a început să fie dezvoltată în ultimul timp, aceștia fiind folosiți fie ca înlocuitori, fie ca aditiv pentru combustibilul diesel clasic. În cazul alimentării motorului numai cu monoesteri, s-a constatat o reducere a cifrei de fum a gazelor, a emisiei de hidrocarburi nense și a celor de oxizi de azot. S-a observat de asemenea o ușoară reducere a puterii motorului, datorată puterii calorifice mai scăzute a acestor combustibili, iar pentru unii monoesteri, s-au semnalat fenomene de colmatare a filtrelor de combustibil.

Principalul dezavantaj al monoesterilor este legat de prețul lor mai mare decât

al combustibilului diesel clasic, și de necesitatea unităților speciale de prelucrare a uleiurilor vegetale în scopul obținerii monoesterilor.

În cazul utilizării uleiurilor vegetale pentru alimentarea motorului diesel, principalele probleme care apar sunt legate de vâscozitatea ridicată a acestora și de tendința de colmatare a filtrelor de combustibil. Se înregistrează o scădere a puterii motorului în cazul alimentării cu uleiuri, scădere care este mai accentuată la motoarele diesel cu injecție directă.

Dintre contribuțiile personale aduse prin teza de doctorat, sunt prezentate în continuare cele considerate mai importante:

1. A fost adus la zi un volum informațional apreciabil din domeniul alimentării motorului diesel cu combustibili convenționali și neconvenționali, cum sunt motorina, alcoolii, alcoolii aditivați și neaditivați, combustibilii gazoși din gaze petroliere, hidrogenul, uleiurile vegetale.

2. Având în vedere importanța proprietăților combustibililor convenționali și neconvenționali și a calității acestora, s-a efectuat un studiu detaliat asupra posibilităților de îmbunătățire a calității lor și s-au analizat compoziția și calitățile de ardere în motoare pentru alcoolii, motorină și uleiuri vegetale.

3. Cum procesul de formare al amestecului și arderea sunt consistent determinate și de evoluția picăturii, s-a efectuat un studiu de detaliu cu un grad ridicat de originalitate asupra vaporizării și arderii unei picături de benzină, motorină și kerosen.

4. Rezultatele acestor studii, pentru stabilirea metodei celei mai adecvate de calcul s-au calibrat experimental pentru o picătură de hexadecan, datele experimentale fiind obținute din literatura tehnică de specialitate.

5. Au fost stabilite variația diametrului picăturii și masa relativă în raport cu timpul, separat pentru procesul de vaporizare respectiv de ardere, precum și evoluția diametrului picăturii în timpul cumulat de vaporizare și ardere. Au fost determinate vitezele de vaporizare și de ardere în funcție de diametrul picăturii.

6. Rezultatele obținute oferă posibilitatea stabilirii rapide, cu erori tehnic acceptabile, a evoluției diametrului picăturii de combustibil, a masei relative și a vitezelor în procesele de vaporizare și de ardere. Aceste determinări prezintă interes cu atât mai mare cu cât permit studii comparative de performanță la vaporizarea și arderea unor combustibili petrolieri ușori diferiți, sau pentru un același combustibil la care se modifică unele proprietăți fizico - chimice, respectiv care evoluează în condiții de mediu modificate.

7. A fost instrumentată o stațiune experimentală dotată cu motor diesel cu injecție directă, funcționând cu motorină și amestecuri de motorină și uleiuri vegetale, abilitându-se comportarea echipamentului de injecție și măsurându-se parametrii de performanță energetici ai motorului.

8. Drept combustibil alternativ a fost folosit uleiul vegetal de muștar, încercarea fiind în premieră în România, în acest caz nepunându-se problema prețului de cost în procesul de obținere, uleiul de muștar constituind un produs secundar.

9. Presiunea maximă în timpul injecției crește în cazul utilizării uleiurilor decât în cazul amestecurilor ulei + motorină, datorită vâscozității mai mari a uleiurilor.

10. Durata totală a injecției se mărește atunci când alimentarea se face cu combustibili alternativi, față de varianta martor de funcționare a motorului cu motorină.

11. Timpul necesar propagării undei de înaltă presiune de la pompa de injecție la injector tinde să crească la alimentarea motorului cu amestecuri de ulei și motorină, corespunzător semnalându-se scăderea vitezei de propagare a undei.

12. Doza ciclică de combustibil a scăzut în cazul alimentării cu combustibili neconvenționali. În cazul amestecurilor ulei + motorină, doza ciclică este mai mare decât în varianta standard, pentru sarcina de 20 %, pe măsură ce sarcina crește,

dozele ciclice scad, astfel încât la sarcina nominală, majoritatea valorilor sunt mai mici decât în cazul motorinei.

13. În ceea ce privește repartizarea dozei ciclice pe diferite faze ale injecției, se constată în cazul sarcinilor mici o scădere a cantității de combustibil injectate în faza inițială a procesului, respectiv o tendință de creștere pentru sarcinile medii și mari. Pentru faza principală a injecției, se constată o evoluție inversă a dozei ciclice, aceasta este mai mare în cazul motorinei la sarcini mici, scăzând sub valorile înregistrate pentru varianta standard pe măsură ce se mărește sarcina.

14. Durata fazei inițiale a injecției tinde să se mărească în cazul alimentării motorului cu amestecuri ulei + motorină, tendință care se păstrează și pentru faza principală, creșterea față de varianta martor fiind mai evidentă la sarcină plină.

15. Performanțele energetice ale motorului sunt inferioare față de cazul folosirii combustibililor clasici, micșorarea puterii și a momentului motor accentuându-se pe măsura creșterii procentului de ulei vegetal din amestecul combustibil. De la proporții de ulei în amestec de peste 50 %, scăderea puterii și a momentului motor devine nesemnificativă, nemai fiind influențată de cantitatea de ulei vegetal din amestec.

16. Consumul specific efectiv de combustibil înregistrează creșteri semnificative, determinate nu atât de mărirea consumului orar, cât mai ales de reducerea puterii la funcționarea cu amestecuri de ulei + motorină.

17. Presiunea maximă de ardere înregistrează o tendință ușor descrescătoare în funcție de conținutul de ulei din amestecul combustibil, iar poziția pe ciclu la care se înregistrează prezintă oscilații nesemnificative.

18. A fost adaptat exploatării un program de calcul complex al ciclului real de funcționare al motorului diesel, aplicație care are în vedere pentru prima dată funcționarea motorului cu ulei de muștar, respectiv cu amestecuri de ulei și motorină.

19. Pentru stabilirea veridicității evaluării termogazodinamice a motorului, s-au interpretat critic datele de calcul cu cele obținute pe cale experimentală. În cazul funcționării motorului diesel cu combustibil clasic, curbele teoretice și cele experimentale au fost aproape suprapuse, dovedind o bună modelare a fenomenelor. În cazul amestecurilor de ulei + motorină, au fost înregistrate abateri de 5 ... 13,5 % între mărimile calculate și cele experimentale, abateri datorate creșterii vâscozității combustibilului.

20. Pentru stabilirea efectelor poluante ale motorului diesel la funcționarea cu motorină și amestec de motorină și ulei de muștar în diferite proporții, s-a realizat cu contribuția de esență a autorului, evaluarea prin calcul a oxizilor de azot eșapați și s-au interpretat datele obținute la funcționarea motorului cu diferite tipuri de combustibili.

BIBLIOGRAFIE

1. Akiba, T., - Technologically Feasible Options For Consumption And Emission Abatement, Nissan European Technology Center, 1992.
2. Allison, P.J., - Criteria for quality of petroleum products, The Institute of Petroleum Angelia, 1973.
3. Anghelache, I., - Benzina auto din petrol și din surse nepetroliere, Seria Tehnica la zi, Editura Tehnică, București, 1986.
4. Apostolescu, N., Sfințescu, D., - Automobilul cu combustibili neconvenționali, Edit. Tehnică, București, 1989.
5. Avella, F., - Formulazioni, caratteristiche e impiego di un combustibile misto gasolio - derivati vegetali in motori Diesel veloci, "La Rivista dei Combustibili", vol. 41, fasc. 10, 1987.
6. Baker, Fadhil, - Metode experimentale pentru cercetarea alimentării motoarelor cu ardere internă cu hidrogen, Referat III, I.P.T.V.Timișoara, 1988.
7. Baxter, J.F., Husted, R.R., Williams, L.O., - Future Hydrogen Production Methods, Applied Energy, vol. 1/1975.
8. Bambro, A.J., - Al 9-lea Congres Mondial al Petrolului, "Oil and Gas Journal", May pag. 112-116, Tokio, 1975.
9. Bătagă, N., Zătreanu, G., - Motoare termice, Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1979.
10. Berindean, V., - Procese caracteristici și supraalimentarea motoarelor cu ardere internă, partea a II-a, lito I.P.T.V.Timișoara, 1979.
11. Berton, H., - Emissionmesung mit einem Mehrkomponenten - infrarot. - "Messsystem Staub den Luft", S2 - 1992.
12. Birkner, C.M., - Untersuchung der Eingung von Pflanzenolen alles Kraftstoff fur Diesel - motoren und Vorstellung eines neuen Pflanzenol - Motor - Konzepte. Disertație, Universitatea din Kaserslautern, 1995.
13. Borha, V.M., ș.a. - Alcoolul etilic carburant, Edit. Tehnică, București, 1988.
14. Bouche, T., u.a., - Einfluss verschgidener Pflanzenol - Eigenschaften auf Verbrennung und Schadstoffbildung in einem direkte - einsprizenden Dieselmotor, MTZ 58, Heft 3, 1997.
15. Bradlee, J., ș.a., - The use of auxiliary ignition devices to improve combustion of low cetane-high volatility fuels in a Diesel engine, "Porşnevnîie i gazoturbiniie dvigatelie", nr.9, Moskva, 1989.
16. Buchner, H., - Saufere, Wasserstoff als Alternativkraftstoff für Motoren, ATZ, vol. 4/1976.

17. Casazza, J.A., - What can hydrogen offer on Energy Compain, Combustion Symposium, vol. II, 1976.
18. Conzelmann, R., - Erfolgsfaktoren der Innovation am Beispiel Pflanzenolmotor, Peter Lang Verlag, Frankfurt am Mein, 1995.
19. Dobiasch, A., - Instrumentierung und Imbertriebabanation realer Konvertiereungsprozesse an einem Dreiwegkatalysator, lucrare de diplomă, Universitatea Tehnică din Munchen, 1996.
20. Dobiasch, A., Meyer - Pitroff, R., Gifhorn, A., - Emission situation of regenerative full - powered Diesel engines, Technical University of Munich, Chair for Energy and Environmental Technology of the Food Industry, 1998.
21. Dobiasch, A., Negrea, V.D., Lachenmaier J., Meyer - Pitroff, R., - Cercetări experimentale privind nivelul noxelor la funcționarea motorului diesel cu uleiuri vegetale, ESFA București, 1998.
22. Dumitru, P., - Pompe de ieecție și injectoare pentru automobile și tractoare, Edit. Ceres, București, 19.
23. Gupta, A.K., Adger, J., Kretschner, D., - Gas Turbine Fuels and their influence on combustion, Abacus Press - Thunbridge Wells, 1986.
24. Gerrish, H.C., Foster, H.H., - Hydrogen as auxiliary fuel in compression ignition engines, NACA Rep. No. - 535. 1935.
25. Ghenkin, K.I., - Gazovie dvigatelie, Masinostroenie, Moskva, 1977.
26. Golgoțiu, E., - Cercetarea formării amestecului și arderii la motorul cu ciclu Diesel cu diferite substanțe combustibile, teză de doctorat. Universitatea Politehnică București, 1994.
27. Grunwald, B., - Teoria, calculul și construcția motoarelor pentru autovehicule rutiere, Edit. Didactică și Pedagogică, București, 1980.
28. Hansen, J.B., - Large scale manufacture of dimethyl-eter - A new alternative diesel fuel from natural gas, SAE Transactions, vol. 104, sect. 4, 1995
29. Henein, N.A., - The Diesel as an alternative automobile engine, SAE Paper. oct. 1975.
30. Hitrin, L.M., Fizica proceselor de ardere, Edit. Universității, Moscova, 1957.
31. Jacques, E., - Brevet Franța nr. 2396796.
32. King, A., Schneider, B., - Die Globale Revolution, ein Bericht des Rates des club of Rome, Spiegel Spezial 2/1991, Hamburg.
33. Klingenberg, H., - Automobil - Messtechnik, Band C, Abgasmesstechnik, Springer Verlag, 1995.
34. Lemneanu, M., ș.a., - Instalații de ardere cu combustibili lichizi, Edit. Tehnică, București, 1982.
35. Marinceaș, D., ș.a., - Combustibili, lubrifianți și materiale speciale pentru automobile, Edit. Didactică și Pedagogică, București, 1983.
36. May, H., Hattingen, U., Jordan, W., - Thermodynamische Untersuchung des Ottomotoren processen mitt Wasserstoff als Zusatzkraftstoff, MTZ, vol. 4/1976.

37. May, H., u.a., - Vergleichende Emissionsuntersuchungen beim Betrieb verschiedener Dieselmotoren mit Dieselkraftstoff und Rapsmethylester, MTZ 58, Heft 1, 1997.
38. Mănescu, P., ș.a., - Obținerea și utilizarea combustibililor din hidrocarburi, Edit. Tehnică, București, 1986.
39. Monpetit, L., - Possibilites actuelles d'application de l'injection electronique, Ingenieur de l'automobile, 43, 7, 1970.
40. Negrea, V.D., - Bazele cercetării experimentale a mașinilor termice, vol. I, lito I.P.T.V.Timișoara, 1978.
41. Negrea, V.D., - Bazele cercetării experimentale a mașinilor termice, vol. II, lito I.P.T.V.Timișoara, 1979.
42. Negrea, V.D., - Procese, caracteristici și supraalimentarea motoarelor cu ardere internă, vol. I, lito I.P.T.V.Timișoara, 1990.
43. Negrea, V.D., - Automotivul, un prieten ce poate deveni dușman, a 6-a Conferință Internațională de Termotehnică, București, 5-7.11.1998.
44. Negrea, V.D., Pfof, H., - Studium des Verdampfungs und Verbrennungsprozesse eines leichten Erdolkraftstofftropfens in bewegungslosen Medium und stationaren Regime, Conferința Națională de Termotehnică, ediția a IV-a, vol. III, Timișoara, 3-4.06.1994.
45. Negrea, V.D., Sandu, V., - Poluarea mediului de către autovehiculele cu motoare cu ardere internă, Editura Tehnică, București, 1999.
46. Oemichen, M., - Wasserstoff als Motortreibmittel, Dutsche Kraftfahrorschung, Heft 68, 1942.
47. Pădure, G., - Metode teoretice și experimentale pentru evaluarea câmpului de temperaturi și a solicitărilor termice ale cămășii cilindrului la motoare în doi timpi, Referat 2 doctorat, Timișoara, 1994.
48. Priem, R.J., - Vaporisation of fuel drops, including the heating - vaporisation period, Thesis at University of Wisconsin, 1985.
49. Rao, P.S., Gopalakrishnan, K.V., - Use of non-edible vegetable oils as diesel engine fuels, Journal of the Institution of Engineers, vol. 70, nr 4, 1989.
50. Regutzky, A.A., Fabri, J., - Chancen Alternativer Kraftstoffe unter dem Besonderen Aspekt der Umweltvertragenheit, Deutsch Shell AG, 1989.
51. Ricardo, H.P., Hempson, J.G.G., - The high speed internal combustion engine, Blackie & Sons, London, 1968.
52. Roșca, R., - Studiul posibilităților de utilizare a unor combustibili netradiționali proveniți din prelucrarea deșeurilor agricole pentru alimentarea motorului cu aprindere prin comprimare, teză de doctorat, Universitatea Tehnică "Gh. Asachi" Iași, 1997.
53. Roșca - Hamzescu, I., - Criza energetică sau criza de tehnologie, Ed. Scrisul Românesc, Craiova, 1984.

54. Ruhrkamp, W., Poeschl, G., Pfost, H., - Magere Verbrennung durch Vormischung und Vorverdampfung - Potentiale und Grenzen unter Berücksichtigung der selbst Zündung, VDI, Berichte 1090, 1993.
55. Stern, R., - Les huiles vegetales: un carburant d'avenir, "La Recherche", nr. 2, 1984.
56. Spalding, D.B., - Convective Mass Transfer, Edward Arnold Publishers Ltd., London.
57. Topologlu, B., - Theoretische und experimentelle Modellierung der Gas - Tropfen - Stromung in Vormisch / Vorverdunstungszonen von Gasturbinenbrennern, Disertation, Ruhr Univ. Bochum, 1989.
58. Turcoiu, T., Boncoi, J., - Echipamente de injecție pentru motoare cu ardere internă, Edit. Tehnică, București, 1987.
59. Urlaub, A., - Verbrennungsmotoren - Band 2: Verfahrenstheorie, Springer Verlag, 1993.
60. Vlădea, I., - Tratat de hidrodinamică tehnică și transmiterea căldurii, Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1974.
61. Weidmann, K., - Anwendung von Rapsol in Fahrzeug Dieselmotoren, MTZ 97, Heft 5, 1995.
62. * * * - Methanol / gasoline blends and emissions, "Automotive Engineering", Vol. 100, nr. 4, april 1992.
63. * * * - Nomenclatorul produselor chimice CIRP - Ploiești.
64. * * * - VDI - Warmeatlas, VDI Verlag GmbH, Dusseldorf, 1984.
65. * * * - Bayerische Landesanstalt für Landtechnik, Landtechnischer Verein e.V. 3. Sitzung des LTV - Arbeitskreises, "Symposium Dezentrale pflanzenolgewinnung", April 1996.
66. * * * - World Resources 1990 - 1991: "Climat change - a global concept", Chapter 2, Oxford University Press.
67. * * * - Manualul inginerului termotehnician, vol. II, Editura Tehnică, București, 1986.