

**CERCETĂRI PRIVIND INFLUENȚA
STĂRII AMESTECULUI CARBURANT
ȘI A NATURII COMBUSTIBILULUI
ASUPRA PERFORMANȚELOR ȘI
GRADULUI DE POLUARE ALE UNUI
MOTOR CU APRINDERE PRIN
SCÂNTEIE CU INECȚIE ÎN
POARTA SUPAPEI**

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

ING. ADRIAN IRIMESCU

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

Ziua susținerii tezei: 02 iulie 2009

Seriile Teze de doctorat ale UPT sunt:

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

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

Copyright © Editura Politehnica – Timișoara, 2006

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

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

Cuvânt înainte

În perspectiva epuizării resurselor de combustibili fosili, dar și datorită creșterii importanței acordate poluării generate de activitatea de transport cu autovehicule rutiere, omenirea a căutat diferite soluții de soluționare a problemelor legate de domeniul motoarelor cu ardere internă. Una din aceste soluții este utilizarea biocombustibililor și deși moto-ul „Motorul cu ardere internă va dispărea odată cu valorificarea ultimei surse de combustibili fosili” – Ing. Dumitru Irimescu, este cât se poate de realist, studiul comportării motoarelor alimentate cu combustibili produși din biomasă este, cel puțin pe termen scurt, o necesitate.

Mulțumiri deosebite se cuvin domnului Prof. dr. ing. Dănilă Iorga, care în calitate de conducător de doctorat mi-a oferit cu generozitate și profesionalism sprijin, o coordonare competentă și îndrumare deosebită. De asemenea, menționez cu recunoștință numele celor trei referenți științifici, domnul Prof. dr. ing. Nicolae Burnete de la Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca, Prof. dr. ing. Marin Bică de la Universitatea din Craiova și domnul Prof. dr. ing. Mihai Nagi de la Universitatea „Politehnica” din Timișoara. Le rămân profund recunoscător pentru revizuirea lucrării cu atenție și competență, oferindu-mi astfel șansa de a o perfecționa.

Teza de doctorat a fost elaborată pe parcursul activității mele în Catedra de Termotehnică, Mașini Termice și Autovehicule Rutiere din cadrul Facultății de Mecanică a Universității „Politehnica” din Timișoara. Activitatea s-a desfășurat în cadrul Centrului de Cercetare pentru Mașini și Echipamente Termice, Transporturi și Combaterea Poluării. Se cuvin mulțumiri colegilor din catedră, pentru susținerea acordată.

Ca și concluzie majoră a lucrării se conturează ideea necesității adaptării motoarelor cu aprindere prin scânteie pentru a asigura un randament maxim și un grad de poluare redus la alimentarea cu alcool. Studiile teoretice privind formarea amestecului carburant au fost verificate experimental, ca și concluziile formulate la efectuarea studiilor pentru amestecuri de benzină cu alcool. Încercările experimentale pentru determinarea puterii efective și a gradului de poluare au avut ca rezultat un studiu complex al comportării motoarelor cu aprindere prin scânteie la alimentarea cu amestecuri de benzină-alcool în diferite proporții. Am speranța că efortul pe care l-am depus va fi apreciat de distinsa comunitate academică și își va găsi utilitate în practica din domeniul motoarelor cu aprindere prin scânteie.

Autorul aduce mulțumiri celor care au făcut posibile măsurătorile efectuate în timpul studiilor experimentale, domnul Micle Nicolae, Florin Moza, Francisc Popescu, Gavrilă Trif-Tordai, Nicolae Lontiș și Sorin Deac. Nu în ultimul rând, recunoștința mea se îndreaptă spre familie.

Timișoara, iunie 2009

Adrian Irimescu

Dedic această lucrare
Domnului Prof.dr.ing.h.c.
V.D. Negrea

Irimescu, Adrian

Cercetări privind influența stării amestecului carburant și a naturii combustibilului asupra performanțelor și gradului de poluare ale unui motor cu aprindere prin scânteie cu injecție în poarta supapei

Teze de doctorat ale UPT, Seria 9, Nr. 58, Editura Politehnica, 2009, 246 pagini, 210 figuri, 22 tabele.

ISSN :1842-4937

ISBN :978-973-625-913-5

Cuvinte cheie: Motoare cu aprindere prin scânteie, Biocombustibili, Bioetanol, Izobutanol, Surse regenerabile de energie, Reducerea gradului de poluare

Rezumat,

Utilizarea biocombustibililor pentru alimentarea motoarelor cu aprindere prin scânteie reprezintă una din căile de reducere a emisiei de dioxid de carbon, gaz care deși nu este toxic contribuie la amplificarea efectului de seră, cu efecte negative asupra schimbărilor climatice la nivel global. Datorită influenței complexe a naturii combustibilului asupra funcționării motoarelor, studiul comportării sistemelor de alimentare, precum și cercetările privind modificarea performanțelor și gradului de poluare, devin o necesitate în perspectiva utilizării pe scară largă a biocombustibililor.

Prin studiul formării amestecului în diferite condiții de funcționare a motorului, precum și pentru utilizarea a diferite clase de combustibili, se pot cuantifica influențele diferiților factori care duc la modificarea performanțelor și gradului de poluare ale unui motor cu aprindere prin scânteie. Metoda numerică dezvoltată de autor pentru determinarea stării amestecului în poarta supapei, permite studii complexe, care combinate cu un calcul al ciclului de funcționare, pot modela comportarea motorului în diferite condiții și la alimentarea cu amestecuri de benzină-alcool.

Măsurătorile efectuate au urmărit determinarea temperaturii amestecului carburant, a puterii efective, precum și a gradului de poluare în diferite condiții și la diferite concentrații de izobutanol în amestec cu benzina. Rezultatele obținute prin studiile teoretice au fost confirmate experimental în privința temperaturii amestecului carburant. De asemenea, încercările experimentale au identificat concentrația maximă de izobutanol în amestec cu benzina pentru care performanțele energetice, precum și gradul de poluare ale motorului sunt la un nivel apropiat de valorile înregistrate la alimentarea cu benzină.

CUPRINS

Notații, abrevieri, acronime	7
Lista de tabele	9
Lista de figuri	10
1. Introducere	17
1.1. Scurt istoric	17
1.2. Tehnologii pentru îmbunătățirea performanțelor	19
1.2.1. Sisteme de distribuție variabilă	19
1.2.2. Sisteme de control al formării amestecului carburant la motoare cu injecție în poarta supapei	24
1.2.3. Sisteme de injecție directă	26
1.2.4. Supraalimentarea	29
1.2.5. Strategii de control al arderii amestecului carburant omogen	32
1.3. Reducerea gradului de poluare	35
1.3.1. Tehnologii de tratare a gazelor de evacuare	35
1.3.2. Biocombustibili	38
1.3.3. Sisteme hibride de propulsie	47
2. Stadiul actual al cercetărilor privind funcționarea motoarelor cu aprindere prin scânteie	51
2.1. Modelarea procesului de admisie	51
2.1.1. Schimbul de gaze	51
2.1.2. Influențe asupra procesului de schimbare a gazelor	56
2.1.3. Calculul transferului convectiv de căldură	58
2.1.4. Calculul procesului de admisie	59
2.2. Modelarea procesului de comprimare	66
2.2.1. Investigația teoretică a procesului de comprimare	67
2.2.2. Influențe asupra procesului de comprimare	69
2.2.3. Calculul procesului de comprimare	71
2.3. Modelarea procesului de ardere	74
2.3.1. Investigația teoretică a arderii normale	75
2.3.2. Influențe asupra procesului de ardere	77
2.3.3. Calculul procesului de ardere	80
2.4. Modelarea procesului de evacuare	85
2.4.1. Influențe asupra procesului de evacuare	85
2.4.2. Calculul procesului de evacuare	85
2.5. Modelarea emisiilor poluante	89
2.5.1. Formarea oxizilor de azot	90
2.5.2. Formarea monoxidului de carbon	91
2.5.3. Formarea hidrocarburilor nearse	92
2.5.4. Influențe asupra emisiei de dioxid de carbon	93
3. Studii privind evaluarea teoretică a stării amestecului carburant	95
3.1. Trasarea diagramei i-x aer-combustibil	95
3.1.1. Diagrama i-x pentru benzină	100

3.1.2. Diagrama i-x pentru amestecuri benzină-etanol	107
3.1.3. Diagrama i-x pentru amestecuri benzină-izobutanol	116
3.2. Metode de determinare a stării amestecului carburant	125
3.2.1. Metoda dreptei de amestec	125
3.2.2. Metoda numerică	128
3.3. Concluzii	132
4. Cercetări teoretice privind funcționarea motoarelor cu aprindere prin scânteie	133
4.1. Studiul influențelor asupra omogenității amestecului carburant	133
4.1.1. Influența temperaturii aerului	134
4.1.2. Influența presiunii absolute în colectorul de admisie	138
4.1.3. Influența umidității relative	142
4.1.4. Influența coeficientului de dozaj al aerului	146
4.2. Influența stării amestecului carburant asupra regimului de funcționare a motorului	150
4.2.1. Modificarea gradului de umplere și a puterii efective	150
4.2.2. Influența stării amestecului asupra gradului de poluare	156
4.3. Concluzii	161
5. Cercetări experimentale privind formarea amestecului și performanțele motorului	163
5.1. Prezentarea standului experimental	164
5.1.1. Sistemul de injecție Bosch Motronic	165
5.1.2. Instrumente de măsură	172
5.1.3. Standul de măsurare a puterii efective	174
5.1.4. Analizorul de gaze	175
5.2. Rezultate experimentale privind determinarea stării amestecului carburant	177
5.2.1. Măsurători efectuate cu benzină	177
5.2.2. Măsurători efectuate cu benzină-izobutanol	185
5.3. Rezultate experimentale privind determinarea performanțelor motorului	199
5.3.1. Măsurători efectuate cu benzină	201
5.3.2. Măsurători efectuate cu benzină-izobutanol	203
5.4. Rezultate experimentale privind determinarea gradului de poluare	212
5.4.1. Măsurători efectuate cu benzină	212
5.4.2. Măsurători efectuate cu benzină-izobutanol	213
5.5. Concluzii	223
6. Concluzii finale și contribuții personale	227
6.1. Concluzii finale	227
6.2. Contribuții personale	231
7. Bibliografie	233
Anexe	241

NOTAȚII, ABREVIERI, ACRONIME

P_i	- puterea indicată
P_e	- puterea efectivă
M_e	- momentul efectiv
K_a	- coeficient de corecție a puterii măsurate
χ	- sarcina motorului
η_i	- randamentul indicat
η_e	- randamentul efectiv
η_v	- gradul de umplere
η_{ev}	- gradul de evacuare
φ	- gradul de postumplere
γ_r	- coeficientul gazelor reziduale
λ	- coeficientul excesului de aer
L_{min}	- aerul minim necesar arderii
m	- masa de substanță
x	- participarea masică
\dot{m}	- debitul masic
Q_i	- puterea calorică inferioară a combustibilului
Q	- căldura
C_v	- căldura specifică molară la volum constant
C_p	- căldura specifică molară la presiune constantă
p	- presiunea
V	- volumul
T	- temperatura măsurată în K
t	- temperatura măsurată în °C
ρ	- densitatea
R	- constanta universală a gazelor
M	- masa molară
k	- exponentul adiabatic
m_c	- exponentul politropic mediu al comprimării, doza ciclică de combustibil
m_d	- exponentul politropic mediu al destinderii
ν	- numărul de moli
ψ	- participarea molară
α_c	- coeficientul de transfer de căldură prin convecție
d_c	- diametrul caracteristic
L_c	- lungimea caracteristică
l_c	- distanța dintre piston și chiulasă
h	- înălțimea
ζ	- coeficientul rezistenței hidraulice
A	- aria suprafeței
ε	- raportul de comprimare
D	- alezaj, diametru
S	- cursa pistonului
L_b	- lungimea bielei
V_s	- cilindrul

n	- turația
w	- viteza
r	- căldura de vaporizare, factorul de reducere a vitezei
f_{in}	- factorul de instabilitate pentru corecția coeficientului de convecție
i	- entalpia, numărul de cilindri
τ	- timpul
α	- unghiul de rotație a arborelui cotit
MAI	- motor cu ardere internă
MAS	- motor cu aprindere prin scânteie
MAC	- motor cu aprindere prin comprimare
PMI	- punctul mort interior
PME	- punctul mort exterior
DSA	- deschiderea supapei de admisie
ÎSA	- închiderea supapei de admisie
EI	- efect inerțional
RAC	- rotație arbore cotit
s	- momentul declanșării scânteii
AI	- amestec inițial
NF	- nucleu de flacără
FA	- front de aprindere
IB	- izobutanol

LISTA DE TABELE

Tabelul 1.1. Evoluții tehnologice la MAS produse de BMW	32
Tabelul 1.2. Caracteristicile conceptului Daimler Diesotto	34
Tabelul 1.3. Costul de producție pentru benzină, bioetanol și biobutanol	42
Tabelul 2.1. Comparație între gradul de poluare pentru E85 și benzină	93
Tabelul 3.1. Proprietățile benzinei și ale amestecului echivalent	101
Tabelul 3.2. Constantele pentru calculul căldurii de vaporizare a etanolului	108
Tabelul 3.3. Constantele pentru calculul presiunii de saturație a etanolului	108
Tabelul 3.4. Proprietățile amestecului echivalent pentru E10 și E85	113
Tabelul 3.5. Constantele pentru calculul căldurii de vaporizare a izobutanolului	117
Tabelul 3.6. Constantele pentru calculul presiunii de saturație a izobutanolului	117
Tabelul 3.7. Proprietățile amestecului echivalent benzină-izobutanol	121
Tabelul 3.8. Exemplificarea metodei numerice pentru $t_L = 10\text{ }^\circ\text{C}$	131
Tabelul 5.1. Caracteristicile motorului Opel C20NE	165
Tabelul 5.2. Caracteristicile termocuplului K Greisinger	173
Tabelul 5.3. Caracteristicile termometrului digital Greisinger	173
Tabelul 5.4. Caracteristica senzorului MAP marca GM	173
Tabelul 5.5. Caracteristicile standului de măsurare a puterii efective MAHA LPS 3000	174
Tabelul 5.6. Caracteristicile analizorului de gaze AVL DiCom 4000	176
Tabelul 5.7. Valorile temperaturii amestecului măsurate și calculate teoretic	178
Tabelul 5.8. Valorile temperaturii amestecului măsurate și calculate teoretic pentru IB10	187
Tabelul 5.9. Valorile temperaturii amestecului măsurate și calculate teoretic pentru IB50	187
Tabelul 5.10. Valorile temperaturii amestecului măsurate și calculate teoretic pentru IB70	187

LISTA DE FIGURI

Fig. 1.1. Autovehicul de curse Mercedes-Benz W125	18
Fig. 1.2. Sistemul de distribuție variabilă BMW Vanos	19
Fig. 1.3. Schema de principiu a sistemului Valvetronic	20
Fig. 1.4. Schema de principiu a sistemului Fiat Uniair	21
Fig. 1.5. Componentele sistemului de distribuție variabilă Honda V-Tec	22
Fig. 1.6. Modificarea înălțimii de ridicare a supapei	22
Fig. 1.7. Schema principiului de funcționare a sistemului de distribuție variabilă Audi Valve Lift System	23
Fig. 1.8. Sistem de control al injecției MPI	24
Fig. 1.9. Schema principiului de funcționare a sistemului GM Opel Twinport	25
Fig. 1.10. Sistem de injecție directă de benzină	26
Fig. 1.11. Avantajele injecției de benzină direct în cilindru	27
Fig. 1.12. Principiul de funcționare al sistemului de injecție directă de benzină cu ghidarea jetului de combustibil prin forma pistonului	28
Fig. 1.13. Principiul de funcționare al sistemului de injecție directă de benzină cu ghidarea jetului prin pulverizare	29
Fig. 1.14. Motorul GM EcoTec SIDI Turbo	30
Fig. 1.15. Sistem de supraalimentare Twin Scroll	31
Fig. 1.16. Comparație între aprinderea prin scânteie și autoaprindere	33
Fig. 1.17. Principiul Diesotto	34
Fig. 1.18. Convertor catalitic cu trei căi	36
Fig. 1.19. Vedere din față a motorului Audi 2.7 V6 Biturbo	37
Fig. 1.20. Vedere din spate a motorului Audi 2.7 V6 Biturbo	37
Fig. 1.21. Fabrică de bioetanol	39
Fig. 1.22. Procesul Coskata pentru producția de etanol	40
Fig. 1.23. Procesul Green Biologics pentru producția de butanol	41
Fig. 1.24. Sistemul ITM Power de producere și utilizarea a hidrogenului	43
Fig. 1.25. Strategia energetică BMW bazată pe hidrogen	44
Fig. 1.26. Sistemul BMW de alimentare cu hidrogen	44
Fig. 1.27. Sistem BMW de alimentare MAS cu hidrogen	45
Fig. 1.28. Motorul BMW V12 Hydrogen	46
Fig. 1.29. Conceptul BMW Turbo Steamer	47
Fig. 1.30. Sistem hibrid de propulsie Mercedes	48
Fig. 1.31. Conceptul E-Flex de vehicul electric cu autonomie extinsă	50
Fig. 2.1. Traseul de admisie pentru MAS cu injecție în poarta supapei	52
Fig. 2.2. Variația gradului de umplere și a puterii efective cu turația	54
Fig. 2.3. Influențele factorilor funcționali asupra gradului de umplere	57
Fig. 2.4. Curgere cu frecare într-o conductă de secțiune constantă	60
Fig. 2.5. Temperaturile componentelor motorului care vin în contact cu fluidul proaspăt	63
Fig. 2.6. Secțiunea de curgere oferită de supapă	64
Fig. 2.7. Variația masei de amestec din cilindru pe durata admisiei	65
Fig. 2.8. Variația presiunii și a temperaturii în procesul de admisie la sarcină plină $\chi = 1$, $n = 5200$ rot/min	66

Fig. 2.9. Evoluția presiunii în timpul cursei de comprimare	67
Fig. 2.10. Evoluția exponentului adiabatic și politropic în timpul comprimării	68
Fig. 2.11. Influența turației asupra exponentului politropic pentru comprimare	69
Fig. 2.12. Influența regimului termic al motorului asupra exponentului politropic la comprimare	70
Fig. 2.13. Variația presiunii și a temperaturii în procesul de comprimare la sarcină plină $\chi = 1$, $n = 5200$ rot/min	73
Fig. 2.14. Aprinderea amestecului carburant și propagarea frontului de aprindere	74
Fig. 2.15. Schema procesului de ardere	75
Fig. 2.16. Influența avansului la producerea scânteii electrice asupra presiunii în timpul arderii	78
Fig. 2.17. Influența avansului la producerea scânteii electrice asupra temperaturii în timpul arderii	78
Fig. 2.18. Influența naturii combustibilului asupra presiunii în timpul arderii	79
Fig. 2.19. Evoluția ariei frontului de aprindere în funcție de amplasarea bujiei	83
Fig. 2.20. Legea de degajare a căldurii și evoluția presiunii în timpul arderii	84
Fig. 2.21. Masa gazelor de ardere din cilindru în timpul evacuării	87
Fig. 2.22. Digrama indicată $p-V$ pentru un MAS cu $V_s=499$ cm ³ alimentat cu benzină	88
Fig. 2.23. Digrama indicată $p-\alpha$ pentru un MAS cu $V_s=499$ cm ³ alimentat cu benzină	88
Fig. 2.24. Variația concentrației de CO, NO _x și HC în gazele de ardere în funcție de coeficientul excesului de aer pentru un MAS	89
Fig. 2.25. Concentrația speciilor la echilibru chimic în gazele de evacuare	92
Fig. 3.1. Pulverizarea combustibilului prin injecție în poarta supapei și pelicula de lichid care se formează pe talerul supapei de admisie	95
Fig. 3.2. Curba de distilare pentru benzină și pentru amestecul echivalent de hexan-heptan-octan-decan	101
Fig. 3.3. Variația căldurii specifice la presiune constantă pentru Octan	102
Fig. 3.4. Presiunea de saturație pentru cele patru componente	103
Fig. 3.5. Căldura de vaporizare pentru cele patru componente	103
Fig. 3.6. Diagrama i-x aer-benzină pentru presiune absolută de 0,2 bar	105
Fig. 3.7. Diagrama i-x aer-benzină	106
Fig. 3.8. Diagrama i-x aer-benzină pentru motoare cu admisie normală	106
Fig. 3.9. Diagrama i-x aer-benzină pentru motoare supraalimentate	107
Fig. 3.10. Structura moleculară a etanolului	108
Fig. 3.11. Căldura specifică în stare lichidă	109
Fig. 3.12. Căldura specifică în stare de vapori	109
Fig. 3.13. Presiunea de saturație	110
Fig. 3.14. Căldura de vaporizare	110
Fig. 3.15. Curba de distilare pentru benzină, E10 și E20	111
Fig. 3.16. Presiunea vaporilor de combustibil la limita de rouă pentru amestecuri benzină-etanol	113
Fig. 3.17. Diagrama i-x aer-benzină	114
Fig. 3.18. Diagrama i-x aer-E10	114
Fig. 3.19. Diagrama i-x aer-E85	115
Fig. 3.20. Diagrama i-x aer-E100	115
Fig. 3.21. Structura moleculară a izobutanolului	117
Fig. 3.22. Căldura specifică în stare lichidă	118

Fig. 3.23. Căldura specifică în stare de vapori	118
Fig. 3.24. Presiunea de saturație	119
Fig. 3.25. Căldura de vaporizare	119
Fig. 3.26. Curba de distilare pentru benzină și BB10	120
Fig. 3.27. Presiunea vaporilor de combustibil la limita de rouă pentru amestecuri benzină-izobutanol	122
Fig. 3.28. Diagrama i-x aer-IB10	122
Fig. 3.29. Diagrama i-x aer-IB30	123
Fig. 3.30. Diagrama i-x aer-IB50	123
Fig. 3.31. Diagrama i-x aer-IB70	124
Fig. 3.32. Diagrama i-x aer-IB100	124
Fig. 3.33. Determinarea temperaturii amestecului pentru aer-benzină, $\lambda = 1$, $p = 0,2$ bar, $t_L = 10$ °C și umiditate relativă $\varphi = 40$ %	127
Fig. 3.34. Schema formării amestecului carburant	128
Fig. 4.1. Influența temperaturii aerului înainte de amestecare pentru benzină-etanol, $p_{amb} = 1005$ mbar, $\varphi = 50$ %, $p = 1$ bar, $\lambda = 1$	134
Fig. 4.2. Scăderea temperaturii în poarta supapei pentru benzină-etanol, $p_{amb} = 1005$ mbar, $\varphi = 50$ %, $p = 1$ bar, $\lambda = 1$	135
Fig. 4.3. Gradul de evaporare a combustibilului pentru benzină-etanol, $p_{amb} = 1005$ mbar, $\varphi = 50$ %, $p = 1$ bar, $\lambda = 1$	135
Fig. 4.4. Influența temperaturii aerului înainte de amestecare pentru benzină-izobutanol, $p_{amb} = 1005$ mbar, $\varphi = 50$ %, $p = 1$ bar, $\lambda = 1$	136
Fig. 4.5. Scăderea temperaturii în poarta supapei pentru benzină-izobutanol, $p_{amb} = 1005$ mbar, $\varphi = 50$ %, $p = 1$ bar, $\lambda = 1$	137
Fig. 4.6. Gradul de evaporare a combustibilului pentru benzină-izobutanol, $p_{amb} = 1005$ mbar, $\varphi = 50$ %, $p = 1$ bar, $\lambda = 1$	137
Fig. 4.7. Scăderea temperaturii în poarta supapei pentru benzină, $p_{amb} = 1005$ mbar, $\varphi = 0$ %, $\lambda = 1$	139
Fig. 4.8. Gradul de evaporare a combustibilului pentru benzină, $p_{amb} = 1005$ mbar, $\varphi = 0$ %, $\lambda = 1$	139
Fig. 4.9. Scăderea temperaturii în poarta supapei pentru benzină, $p_{amb} = 1005$ mbar, $\varphi = 50$ %, $\lambda = 1$	140
Fig. 4.10. Gradul de evaporare a combustibilului pentru benzină, $p_{amb} = 1005$ mbar, $\varphi = 50$ %, $\lambda = 1$	140
Fig. 4.11. Scăderea temperaturii în poarta supapei pentru benzină, $p_{amb} = 1005$ mbar, $\varphi = 100$ %, $\lambda = 1$	141
Fig. 4.12. Gradul de evaporare a combustibilului pentru benzină, $p_{amb} = 1005$ mbar, $\varphi = 100$ %, $\lambda = 1$	141
Fig. 4.13. Scăderea temperaturii în poarta supapei pentru benzină, $p_{amb} = 1005$ mbar, $p = 0,4$ bar, $\lambda = 1$	143
Fig. 4.14. Gradul de evaporare a combustibilului pentru benzină, $p_{amb} = 1005$ mbar, $p = 0,4$ bar, $\lambda = 1$	143
Fig. 4.15. Scăderea temperaturii în poarta supapei pentru benzină, $p_{amb} = 1005$ mbar, $p = 0,8$ bar, $\lambda = 1$	144
Fig. 4.16. Gradul de evaporare a combustibilului pentru benzină, $p_{amb} = 1005$ mbar, $p = 0,8$ bar, $\lambda = 1$	144
Fig. 4.17. Scăderea temperaturii în poarta supapei pentru benzină, $p_{amb} = 1005$ mbar, $p = 1,2$ bar, $\lambda = 1$	145
Fig. 4.18. Gradul de evaporare a combustibilului pentru benzină, $p_{amb} = 1005$ mbar, $p = 1,2$ bar, $\lambda = 1$	145

Fig. 4.19. Scăderea temperaturii în poarta supapei pentru benzină, $p_{amb} = 1005 \text{ mbar}, p = 0,4 \text{ bar}, \varphi = 50 \%$	147
Fig. 4.20. Scăderea temperaturii în poarta supapei pentru benzină $p_{amb} = 1005 \text{ mbar}, p = 1 \text{ bar}, \varphi = 50 \%$	147
Fig. 4.21. Gradul de evaporare a combustibilului pentru benzină, $p_{amb} = 1005 \text{ mbar}, p = 0,4 \text{ bar}, \varphi = 50 \%$	148
Fig. 4.22. Gradul de evaporare a combustibilului pentru benzină, $p_{amb} = 1005 \text{ mbar}, p = 1 \text{ bar}, \varphi = 50 \%$	148
Fig. 4.23. Gradul de evaporare a combustibilului pentru benzină, $p_{amb} = 1005 \text{ mbar}, p = 0,4 \text{ bar}, \varphi = 0 \%$	149
Fig. 4.24. Gradul de evaporare a combustibilului pentru benzină, $p_{amb} = 1005 \text{ mbar}, p = 0,4 \text{ bar}, \varphi = 100 \%$	149
Fig. 4.25. Variația presiunii în timpul admisiei pentru benzină și etanol, $n = 5200 \text{ rot/min}, \text{sarcină plină } \chi = 1, \lambda = 1$	151
Fig. 4.26. Variația temperaturii în timpul admisiei pentru benzină și etanol, $n = 5200 \text{ rot/min}, \text{sarcină plină } \chi = 1, \lambda = 1$	151
Fig. 4.27. Gradul de umplere pentru amestecuri benzină-etanol, $\chi = 1, \lambda = 1$	152
Fig. 4.28. Gradul de umplere pentru amestecuri benzină-izobutanol, $\chi = 1, \lambda = 1$	152
Fig. 4.29. Variația presiunii în timpul arderii pentru benzină și etanol, $n = 5200 \text{ rot/min}, \text{sarcină plină } \chi = 1, \lambda = 1$	153
Fig. 4.30. Variația temperaturii în timpul arderii pentru benzină și etanol, $n = 5200 \text{ rot/min}, \text{sarcină plină } \chi = 1, \lambda = 1$	154
Fig. 4.31. Puterea efectivă pentru amestecuri benzină-etanol, $\chi = 1, \lambda = 1$	155
Fig. 4.32. Puterea efectivă pentru amestecuri benzină-izobutanol, $\chi = 1, \lambda = 1$	155
Fig. 4.33. Valori calculate ale emisiei de CO_2 , $n = 2600 \text{ rot/min}, \chi = 1$	156
Fig. 4.34. Valori calculate ale emisiei de CO , $n = 2600 \text{ rot/min}, \chi = 1$	157
Fig. 4.35. Valori calculate ale emisiei de HC , $n = 2600 \text{ rot/min}, \chi = 1$	157
Fig. 4.36. Temperatura maximă în timpul arderii calculată, $n = 2600 \text{ rot/min}, \chi = 1$	159
Fig. 4.37. Temperatura maximă în timpul arderii calculată, $n = 2600 \text{ rot/min}, \chi = 1$	159
Fig. 4.38. Emisia de NO_x calculată, $n = 2600 \text{ rot/min}, \chi = 1$	160
Fig. 4.39. Emisia de NO_x calculată, $n = 2600 \text{ rot/min}, \chi = 1$	160
Fig. 5.1. Motorul Opel C20NE	163
Fig. 5.2. Curbele de moment și putere pentru motorul Opel C20NE	164
Fig. 5.3. Sistem de injecție multipunct	165
Fig. 5.4. Componentele sistemului de injecție Bosch Motronic 1.5	167
Fig. 5.5. Injector acționat cu solenoid	167
Fig. 5.6. Debitmetru Bosch cu clapetă	168
Fig. 5.7. Caracteristica debitmetrului Bosch cu clapetă	168
Fig. 5.8. Evoluția în timp a factorului de îmbogățire a amestecului după pornire	169
Fig. 5.9. Caracteristica senzorului de oxigen	170
Fig. 5.10. Variația concentrației emisiilor poluante cu și fără convertor catalitic	171
Fig. 5.11. Dispunerea senzorilor și actuatorilor la sistemul Bosch Motronic 1.5	171
Fig. 5.12. Interfața programului de diagnoză Opel Scanner	172
Fig. 5.13. Placă de achiziție date National Instruments USB 6218	173
Fig. 5.14. Amplasarea termocuplurilor și a senzorului de presiune în compartimentul motor	174
Fig. 5.15. Stand dinamic cu role pentru măsurarea puterii	175

Fig. 5.16. Analizor de gaze AVL DiCom 4000	176
Fig. 5.17. Eroarea pentru temperatura amestecului raportată la intervalul de temperatură -20..40 °C	179
Fig. 5.18. Temperatura amestecului carburant pentru $p_{amb}=1006$ mbar, $\varphi = 60$ %, $p = 285$ mbar, $\lambda = 0,8$	180
Fig. 5.19. Scăderea temperaturii în poarta supapei pentru $p_{amb}=1006$ mbar, $\varphi = 60$ %, $p = 285$ mbar, $\lambda = 0,8$	180
Fig. 5.20. Evoluția în timp a parametrilor pentru pornirea la rece, cu 1 – turație, 2 – timpul de deschidere a injectoarelor, 3 – semnal de la debitmetrul de aer, 4 – semnal de la sonda de oxigen	181
Fig. 5.21. Evoluția în timp a parametrilor pentru funcționare la cald, cu 1 – turație, 2 – timpul de deschidere a injectoarelor, 3 – semnal de la debitmetrul de aer, 4 – semnal de la sonda de oxigen	181
Fig. 5.22. Evoluția în timp a temperaturii amestecului, măsurată pentru $t_L = 14,1$ °C, $p_{amb} = 990$ mbar, $\varphi = 58,2$ %	182
Fig. 5.23. Evoluția în timp a temperaturii amestecului, $n \sim 3500$ rot/min	183
Fig. 5.24. Evoluția în timp a temperaturii amestecului, $n \sim 840$ rot/min	183
Fig. 5.25. Evoluția în timp a consumului de combustibil la ralanti, $n \sim 840$ rot/min	184
Fig. 5.26. Evoluția parametrilor pentru pornire la rece cu IB70, cu 1 – turație, 2 – timpul de deschidere a injectoarelor, 3 – semnal de la debitmetrul de aer, 4 – semnal de la sonda de oxigen	185
Fig. 5.27. Evoluția parametrilor pentru funcționare la cald cu IB70, cu 1 – turație, 2 – timpul de deschidere a injectoarelor, 3 – semnal de la debitmetrul de aer, 4 – semnal de la sonda de oxigen	186
Fig. 5.28. Eroarea pentru temperatura amestecului aer-IB10 raportată la intervalul de temperatură -20..40 °C	188
Fig. 5.29. Eroarea pentru temperatura amestecului aer-IB50 raportată la intervalul de temperatură -20..40 °C	188
Fig. 5.30. Eroarea pentru temperatura amestecului aer-IB70 raportată la intervalul de temperatură -20..40 °C	189
Fig. 5.31. Temperatura amestecului carburant pentru IB10, $p_{amb}=1006$ mbar, $\varphi = 60$ %, $p = 285$ mbar, $\lambda = 0,8$	190
Fig. 5.32. Temperatura amestecului carburant pentru IB50, $p_{amb}=1006$ mbar, $\varphi = 60$ %, $p = 285$ mbar, $\lambda = 1$	190
Fig. 5.33. Temperatura amestecului carburant pentru IB70, $p_{amb}=1006$ mbar, $\varphi = 60$ %, $p = 285$ mbar, $\lambda = 1$	191
Fig. 5.34. Evoluția în timp a temperaturii amestecului, măsurată pentru IB10, $t_L = 18,3$ °C, $p_{amb} = 1016$ mbar, $\varphi = 58$ %	191
Fig. 5.35. Evoluția în timp a temperaturii amestecului, măsurată pentru IB50, $t_L = 10,3$ °C, $p_{amb} = 982$ mbar, $\varphi = 35$ %	192
Fig. 5.36. Evoluția în timp a temperaturii amestecului, măsurată pentru IB70, $t_L = 15,4$ °C, $p_{amb} = 982$ mbar, $\varphi = 50,6$ %	192
Fig. 5.37. Evoluția în timp a temperaturii amestecului, măsurată pentru benzină și IB70, $n \sim 3500$ rot/min, în condiții asemănătoare de temperatură, presiune și umiditate	193
Fig. 5.38. Evoluția în timp a temperaturii amestecului, măsurată pentru benzină și IB70, $n \sim 840$ rot/min, în condiții asemănătoare de temperatură, presiune și umiditate	194
Fig. 5.39. Evoluția în timp a temperaturii amestecului pentru IB10, $n \sim 3500$ rot/min	195

Fig. 5.40. Evoluția în timp a temperaturii amestecului pentru IB10, n ~ 840 rot/min	195
Fig. 5.41. Evoluția în timp a temperaturii amestecului pentru IB50, n ~ 3500 rot/min	196
Fig. 5.42. Evoluția în timp a temperaturii amestecului pentru IB50, n ~ 840 rot/min	196
Fig. 5.43. Evoluția în timp a temperaturii amestecului pentru IB70, n ~ 3500 rot/min	197
Fig. 5.44. Evoluția în timp a temperaturii amestecului pentru IB70, n ~ 840 rot/min	197
Fig. 5.45. Evoluția în timp a consumului de combustibil pentru IB50, n ~ 840 rot/min	198
Fig. 5.46. Evoluția în timp a consumului de combustibil pentru benzină și IB70, n ~ 840 rot/min	198
Fig. 5.47. Puterea efectivă măsurată, reală și corectată conform EWG 80/1269 pentru benzină, $t_L = 17,9 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{amb} = 22,4 \text{ }^\circ\text{C}$, $p_{amb} = 1008 \text{ mbar}$, $\varphi = 40,8 \%$	200
Fig. 5.48. Puterea efectivă reală, măsurată în diferite condiții de temperatură a aerului aspirat de motor, presiune și umiditate relativă ale mediului ambiant	202
Fig. 5.49. Puterea efectivă corectată conform EWG 80/1269, măsurată în diferite condiții de temperatură a aerului aspirat de motor, presiune și umiditate relativă ale mediului ambiant	202
Fig. 5.50. Puterea efectivă reală, măsurată pentru benzină	203
Fig. 5.51. Puterea efectivă corectată conform EWG 80/1269, măsurată pentru IB50	204
Fig. 5.52. Puterea efectivă corectată conform EWG 80/1269, măsurată pentru diferite concentrații de izobutanol în amestec cu benzina	205
Fig. 5.53. Evoluția parametrilor în timpul măsurării puterii efective pentru IB10, cu 1 – turație, 2 – timpul de deschidere a injectoarelor, 3 – semnal de la debitmetrul de aer, 4 – semnal de la sonda de oxigen	206
Fig. 5.54. Evoluția parametrilor în timpul măsurării puterii efective pentru IB30, cu 1 – turație, 2 – timpul de deschidere a injectoarelor, 3 – semnal de la debitmetrul de aer, 4 – semnal de la sonda de oxigen	206
Fig. 5.55. Evoluția parametrilor în timpul măsurării puterii efective pentru IB70, cu 1 – turație, 2 – timpul de deschidere a injectoarelor, 3 – semnal de la debitmetrul de aer, 4 – semnal de la sonda de oxigen	207
Fig. 5.56. Viteza de ardere laminară calculată pentru același avans, sarcină $\chi = 1$	208
Fig. 5.57. Consumul efectiv de combustibil la viteza de 50 km/h	209
Fig. 5.58. Consumul efectiv de combustibil la viteza de 100 km/h	209
Fig. 5.59. Randamentul efectiv la viteza de 50 km/h	210
Fig. 5.60. Randamentul efectiv la viteza de 100 km/h	210
Fig. 5.61. Randamentul efectiv la viteza de 100 km/h, cu IB10	211
Fig. 5.62. Randamentul efectiv la viteza de 50 km/h, cu IB30	211
Fig. 5.63. Concentrația de CO_2 în gazele de evacuare la viteza de 50 km/h	214
Fig. 5.64. Concentrația de CO_2 în gazele de evacuare la viteza de 100 km/h	214
Fig. 5.65. Concentrația de CO în gazele de evacuare la viteza de 50 km/h	215
Fig. 5.66. Concentrația de CO în gazele de evacuare la viteza de 100 km/h	215
Fig. 5.67. Concentrația de HC în gazele de evacuare la viteza de 50 km/h	216
Fig. 5.68. Concentrația de HC în gazele de evacuare la viteza de 100 km/h	216

Fig. 5.69. Concentrația de NO_x în gazele de evacuare la viteza de 50 km/h	217
Fig. 5.70. Concentrația de NO_x în gazele de evacuare la viteza de 100 km/h	217
Fig. 5.71. Concentrația de O_2 în gazele de evacuare la viteza de 50 km/h	218
Fig. 5.72. Concentrația de O_2 în gazele de evacuare la viteza de 100 km/h	218
Fig. 5.73. Evoluția concentrației de CO_2 în gazele de evacuare, $n \sim 840$ rot/min	220
Fig. 5.74. Evoluția concentrației de CO în gazele de evacuare, $n \sim 840$ rot/min	220
Fig. 5.75. Evoluția concentrației de HC în gazele de evacuare, $n \sim 840$ rot/min	221
Fig. 5.76. Evoluția concentrației de NO_x în gazele de evacuare, $n \sim 840$ rot/min	221
Fig. 5.77. Evoluția concentrației de O_2 în gazele de evacuare, $n \sim 840$ rot/min	222
Fig. 5.78. Evoluția consumului efectiv, $n \sim 840$ rot/min	222
Fig. 5.79. Puterea efectivă maximă pentru amestecuri benzină-izobutanol	224
Fig. 5.80. Coeficientul excesului de aer în timpul funcționării la sarcină plină $\chi = 1$	224
Fig. 5.81. Randamentul efectiv al motorului pentru diferite amestecuri benzină-izobutanol	225

1. INTRODUCERE

1.1. Scurt istoric

Motoarele folosite pentru propulsia autovehiculelor se bazează pe transformarea energiei chimice, electrice sau de altă natură în lucru mecanic, forța creată fiind cea care pune automobilul în mișcare. Istoria motoarelor cu ardere internă (MAI) a început în 1876 când Otto a inventat motorul cu aprindere prin scânteie și 1892 când Diesel a inventat motorul cu aprindere prin comprimare, după care au cunoscut o dezvoltare accelerată, prin creșterea gradului de cunoaștere a proceselor care au loc în motoare, descoperirea de noi tehnologii specifice și adaptarea motoarelor la diferite cerințe, dintre care limitarea gradului de poluare a dobândit o importanță din ce în ce mai ridicată [20].

Pentru motoarele cu piston diferențierea în cele două mari categorii se face în funcție de modul de aprindere a amestecului aer-combustibil. Astfel, la motoarele cu aprindere prin scânteie (MAS) inițierea arderii se face cu un aport de energie ce determină apariția unei scântei electrice între electrozii bujiei, în timp ce la motoarele cu aprindere prin comprimare (MAC) arderea este inițiată prin autoaprinderea amestecului carburant în condiții de presiune și temperatură ridicate. În general MAS sunt alimentate cu benzină și MAC cu motorină, iar în privința amestecului carburant deosebirea principală constă în timpul în care combustibilul se amestecă cu aerul. Astfel, la MAS benzina este pulverizată și se evaporă în aer datorită vitezei relative dintre aer și combustibil¹. La MAC combustibilul este injectat direct în cilindru, iar timpul de formare a amestecului este mult mai mic comparativ cu MAS, fapt ce determină un grad redus de omogenitate. Un regim de funcționare care îmbină avantajele ambelor moduri de inițiere a arderii este aprinderea prin comprimare a unui amestec omogen de aer și combustibil².

Soluția constructivă precum și controlul funcționării motoarelor au fost și sunt dezvoltate astfel încât cerințele impuse să fie cât mai bine satisfăcute în condițiile funcționării cu un anumit tip de combustibil. Astfel, funcționarea motoarelor prezintă elemente specifice în funcție de starea de agregare a combustibilului, cât și proprietățile chimice ale acestuia. Până spre sfârșitul secolului XX autoturismele erau echipate aproape exclusiv cu MAS, datorită incapacității motorului diesel de a asigura nivelul de vibrații impus, precum și o gamă de turații corespunzătoare. O bună perioadă de timp din istoria MAI cu piston, motorul alimentat cu benzină a fost considerat fratele aristocrat al familiei, în timp ce MAC erau asociate mai mult cu utilaje agricole, autotractoare destinate transportului de marfă, mirosul neplăcut de motorină și fumul negru rezultat în urma arderii incomplete a combustibilului. Deși motorul diesel are o eficiență mai ridicată³, este

¹ Diferența dintre viteza curentului de aer și viteza combustibilului crește fie prin accelerarea aerului în difuzorul carburatorului, fie prin accelerarea combustibilului lichid când benzina este pulverizată cu ajutorul injectoarelor.

² În limba engleză HCCI Homogenous Charge Compression Ignition.

³ Randamentul efectiv este mai mare la MAC în principal datorită raportului de comprimare mărit, ceea ce duce la creșterea randamentului indicat al ciclului termodinamic.

deficitar la capitolul indici constructivi. Dacă puterea litrică⁴ este comparabilă cu cea a MAS dacă se utilizează supraalimentarea, masa raportată⁵ este mai mare [18], fapt care a frânat răspândirea motoarelor diesel la autoturisme. Progresele făcute în tehnologia sistemelor de alimentare, precum și generalizarea supraalimentării, au dus la accelerarea implementării MAC la toate tipurile de autovehicule, chiar și în domeniul sportului cu motor⁶, unde dominația motorului alimentat cu benzină era de necontestat. Datorită avantajelor oferite, numărul autoturismelor care utilizează motoare diesel a crescut continuu în defavoarea vehiculelor echipate cu MAS. Avantajul consumului redus precum și prestațiile excelente la turații joase, regim frecvent în deplasările urbane, eclipsează dezavantajul costului de producție mai mare și a masei raportate cu valori ridicate.

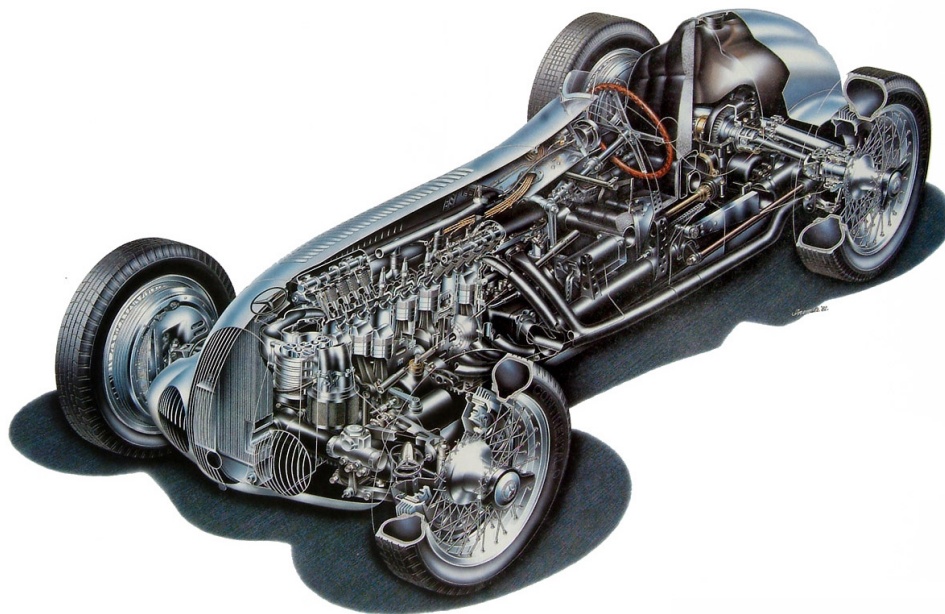


Fig. 1.1. Autovehicul de curse Mercedes-Benz W125 [130]

Totuși, progresul înregistrat în dezvoltarea MAS cu injecție de benzină pare să schimbe balanța, datorită avantajelor oferite de aceste motoare. Dacă până de curând combustibilii folosiți erau în general benzina și motorina, perspectiva epuizării resurselor de petrol a determinat utilizarea în cantități tot mai mari a altor tipuri de combustibili. În MAS se pot arde fără probleme sau complicații constructive

⁴ Puterea litrică reprezintă raportul dintre puterea maximă dezvoltată de motor și cilindrarea acestuia. Deoarece motorul diesel necesită mai mult aer pentru ardere, puterea litrică la MAC aspirate este mult mai mică decât cea la MAS, astfel încât supraalimentarea a devenit un procedeu generalizat.

⁵ Masa raportată este raportul dintre masa totală a motorului și puterea maximă.

⁶ Supremația motoarelor alimentate cu benzină în cursele de duranță Le Mans 24h a fost întreruptă de victoria echipei Audi care a câștigat cursa din 2006 cu un vehicul R10 echipat cu un motor diesel 12 cilindri în V cu injecție directă [103]. Pe lângă surpriza victoriei obținute, motorul a impresionat prin silențiozitate. Deoarece valoarea turației maxime este limitată la 5000 rot/min, nivelul de zgomot este mult redus, iar datorită caracteristicii de putere motorul este mai ușor de exploatat, fiind necesare mai puține retrogradări în treptele inferioare ale cutiei de viteze.

gaz petrol lichefiat (GPL), metan, bioetanol, chiar hidrogen. Acești carburanți generează emisii reduse de dioxid de carbon și vor avea, în strategia pentru viitor a companiilor furnizoare de combustibili, un rol cel puțin la fel de important ca și biodieselul⁷. Un alt avantaj ar fi că dezvoltarea recentă a MAS s-a axat pe reducerea consumului, în timp ce la cele diesel s-a concentrat mai mult pe reducerea zgomotului și a vibrațiilor în paralel cu îmbunătățirea performanțelor dinamice⁸.

1.2. Tehnologii pentru îmbunătățirea performanțelor

1.2.1. Sisteme de distribuție variabilă

Spre deosebire de evoluția MAC, la care tehnologia common rail împreună cu supraalimentarea turbo cu geometrie variabilă au eclipsat alte soluții cum sunt pompe rotative, tehnologia pompă-diuză PD și motoare diesel aspirate, în cazul MAS există mai multe tehnologii viabile. Fiecare segment al pieței va folosi soluția cea mai adaptată pentru îndeplinirea obiectivelor prioritare, cum ar fi consum și costuri scăzute, respectiv performanțe dinamice mai bune [94].

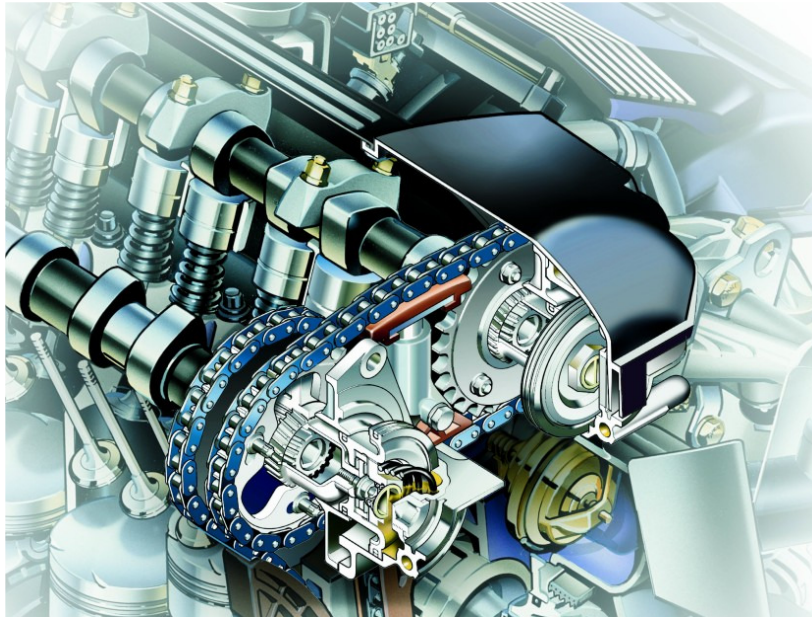


Fig. 1.2. Sistemul de distribuție variabilă BMW Vanos [107]

⁷ Emisiile reduse de dioxid de carbon se datorează conținutul mai mic de carbon în combustibil. Bioetanolul, GPL, metanul conțin un procent mai mic de carbon decât benzina și un procent mai mare de hidrogen, care prin ardere produce vapori de apă. Din acest motiv, hidrogenul este considerat un combustibil cu emisii zero, deși emisiile de oxizi de azot este prezentă și în cazul alimentării motoarelor cu hidrogen.

⁸ Motoarele diesel au ajuns să depășească MAS în privința performanțelor de moment motor și putere în principal prin creșterea presiunii de supraalimentare precum și a presiunii de injecție.

O metodă din ce în ce mai răspândită în producția MAS pentru a reduce consumul de combustibil și gradul de poluare, este optimizarea funcționării pe o gamă cât mai largă de turații. Injecția de benzină în poarta supapei se poate combina cu sisteme de admisie variabile electromecanice sau hidraulice, care modifică timpul și înălțimea de deschidere a supapelor păstrând axul cu came. Acestea reprezintă un compromis între costuri de producție mici, consumuri reduse de carburant și performanțe dinamice bune. Sistemul Vanos al firmei BMW modifică momentul deschiderii supapei de admisie în funcție de regimul motorului. Modificarea deschiderii supapei se face prin defazarea axului cu came și roata dințată antrenată de lanțul de distribuție (fig. 1.2). Defazajul este mai mic sau mai mare în funcție de deplasarea unei roți cu dinți oblici care culisează pe axul cu came în interiorul roții dințate a cărei rotație este solidară cu rotația arborelui cu came. Deplasarea axială a piesei cu dinți oblici este comandată hidraulic prin intermediul unei electrovalve. Acest sistem și-a demonstrat fiabilitatea în exploatare și a fost ulterior îmbunătățit, rezultatul fiind Double-Vanos, care controlează atât supapele de admisie, cât și cele de evacuare.

În 2001, când a prezentat sistemul de control al supapelor de admisie Valvetronic (fig. 1.3), cuplat cu injecția indirectă, BMW a declarat că aceasta este o etapă intermediară, capabilă să ofere rezultate mai bune decât sistemele de injecție directă de atunci.

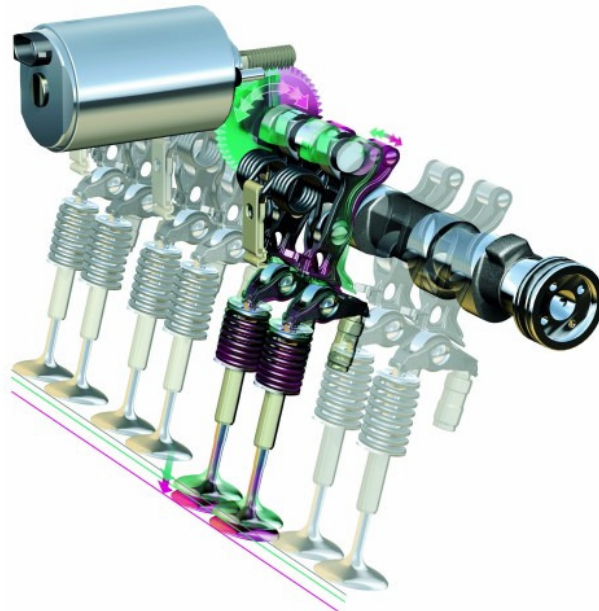


Fig. 1.3. Schema de principiu a sistemului Valvetronic [107]

La motoarele cu MAS cu injecție în exteriorul cilindrului, reglajul alimentării se face cantitativ, adică se controlează cantitatea de amestec proaspăt aspirat în cilindru. La sistemele clasice acest control se realizează prin deschiderea clapetei de accelerație. Valvetronic controlează cantitatea de amestec aspirată în cilindru prin modificarea ridicării supapei. Astfel crește eficiența datorită reducerii pierderilor prin

pompaj. Pe lângă axul cu came prezent și la sistemele clasice de distribuție, Valvetronic necesită un culbutor oscilant și un arbore cu excentrici prin a cărei rotație se modifică ridicarea supapei. Prin intermediul unui motor electric se poate trece la o ridicare a supapei din intervalul 0 – 9,7 mm într-un timp scurt de doar 300 milisecunde. Eficiența motoarelor echipate cu un astfel de sistem de distribuție scade rapid la turații mai mari de 6000 rot/min, aceasta fiind una din limitările sistemului. De asemenea, piesele adiționale față de sistemele clasice necesită o precizie de execuție foarte ridicată.

Sistemul Uniair dezvoltat de grupul Fiat (fig. 1.4) combină partea electrică cu cea hidraulică pentru maximizarea gradului de umplere pe toată gama de turații. Clapeta de accelerație nu mai este necesară, iar controlul admisiei se poate face dinamic în funcție de regimul motorului.

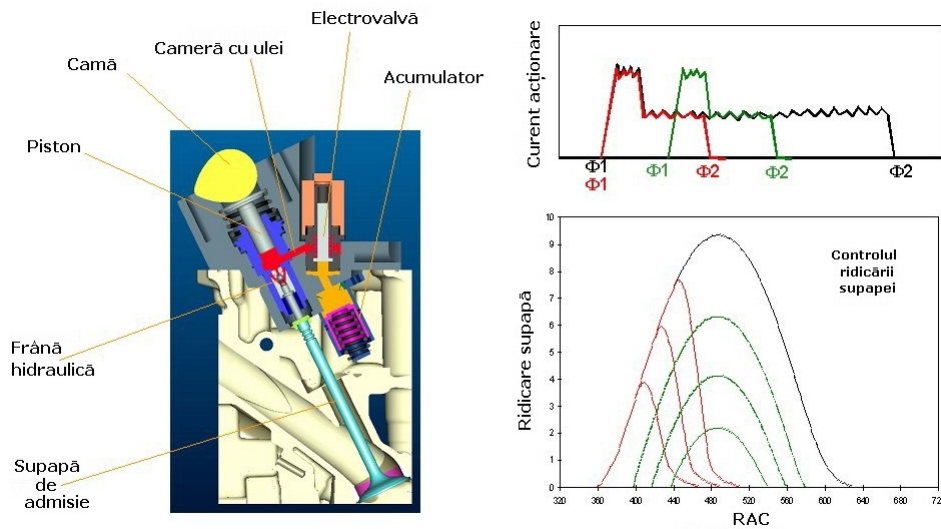


Fig. 1.4. Schema de principiu a sistemului Fiat Uniair [115]

Principiul de funcționare a sistemului Uniair este relativ simplu. Între axul cu came și supapă este interpus un volum de ulei controlat de o electrovalvă comandată de un sistem electronic. Atunci când electrovalva este închisă, înălțimea de deschidere a supapei urmărește fidel profilul camei. Prin deschiderea ei în avans, supapa se închide datorită acțiunii arcului. Rolul frânei hidraulice este să asigure o închidere fără șocuri la finalul cursei, când supapa ajunge pe scaunul ei. Dacă electrovalva este închisă cu întârziere, supapa se deschide mai târziu și are o ridicare redusă. Astfel se poate controla cantitatea de amestec admisă în motor pentru fiecare cilindru în parte, la fiecare ciclu. Ca și la sistemul Valvetronic, pierderile prin pompaj sunt reduse considerabil. De asemenea, este îmbunătățit gradul de umplere, se obține o scădere însemnată a consumului de carburant, un grad redus de poluare și comportament îmbunătățit în regimurile tranzitorii. Un mare avantaj față de sistemul dezvoltat de cei de la BMW este posibilitatea utilizării Uniair și la motoarele diesel cu efect evident de reducere a emisiei de oxizi de azot (NO_x). Datorită unui control foarte precis al momentelor de deschidere și închidere

ale supapei, este posibilă recircularea internă a gazelor de ardere⁹, cu efect benefic de reducere a emisiei de NO_x. Pe lângă controlul momentului și înălțimii de deschidere a supapelor, se poate obține chiar și o dublă deschidere pe un ciclu.

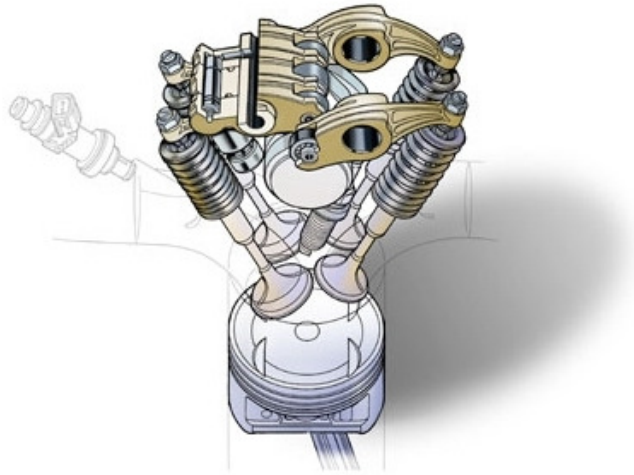


Fig. 1.5. Componentele sistemului de distribuție variabilă Honda V-Tec [105]

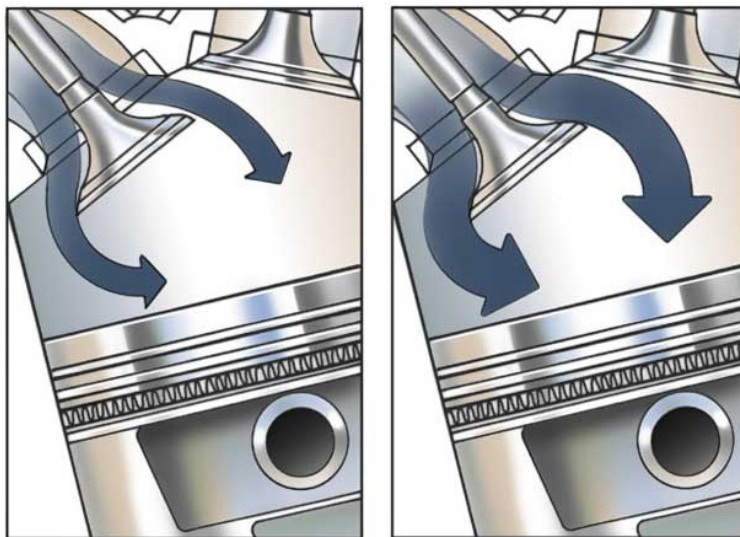


Fig. 1.6. Modificarea înălțimii de ridicare a supapei [105]

⁹ În general, recircularea gazelor se face prin preluarea acestora de pe traseul de evacuare și introducerea lor în sistemul de admisie al motorului. Este o metodă foarte eficientă de control al formării oxizilor de azot, datorită influenței pe care aceste gaze inerte din punct de vedere chimic le exercită asupra arderii. Prezența gazelor de ardere în cilindru reduce temperaturile maxime pe ciclu, astfel încât este frânată formarea oxizilor de azot.

Sistemul V-Tec al firmei Honda (fig. 1.5), se bazează pe schimbarea între două profile ale camelor în funcție de regimul de turație al motorului, cu efectul de modificare a înălțimii (fig. 1.6) și a legii de ridicare a supapei.

Audi a dezvoltat un sistem asemănător de distribuție variabilă (fig. 1.7), însă acționarea se face electric, spre deosebire de V-Tec unde schimbarea între cele două profiluri de camă este realizată hidraulic. La ambele sisteme, rezultatul final este optimizarea distribuției pentru două regimuri de funcționare, și anume la turații reduse și sarcini parțiale o deschidere a supapei cu înălțime mai mică de ridicare, iar la turații ridicate un profil al camei care determină o cursă mai amplă. La sistemul proiectat de firma Audi schimbarea profilului camei se face prin culisarea camelor pe ax prin acționarea unuia din cele două motoare electrice. La V-Tec camele culisează pe arborele de distribuție sub acțiunea presiunii de ulei, care este mai mare la turații ridicate. Astfel se obține o funcționare cu consum redus la turații mici și sarcini parțiale, în timp ce în zona turațiilor de moment și putere maximă umplerea este îmbunătățită prin modificarea profilului camei, astfel încât se obține o putere mai mare. Aceste sisteme de distribuție variabilă au o fiabilitate dovedită¹⁰, și oferă performanțe ridicate doar atunci când este nevoie, în paralel cu un consum redus la sarcini mici, asemănător cu sistemele turbo cu presiune scăzută¹¹.

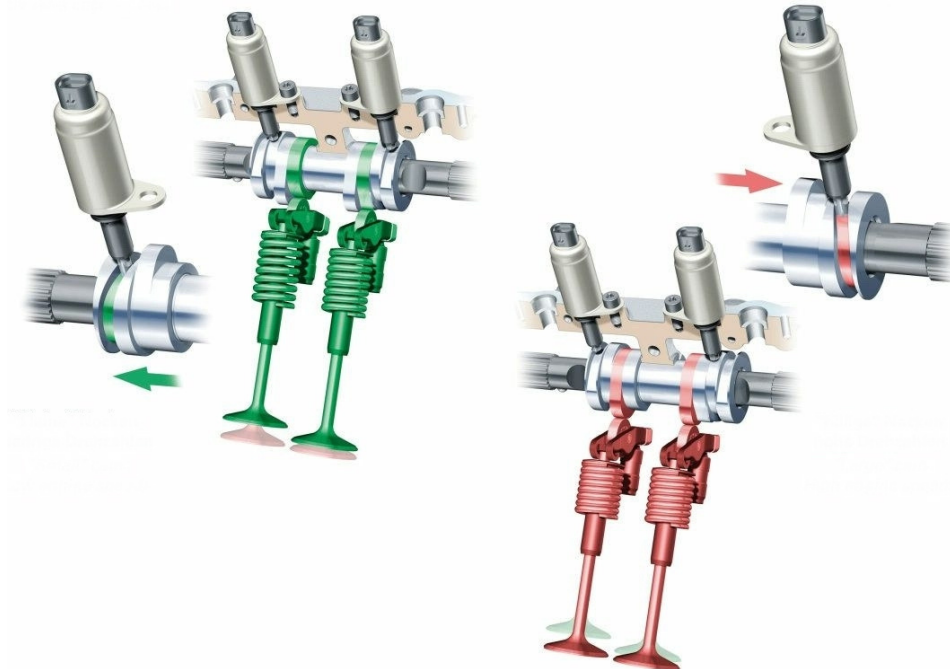


Fig. 1.7. Schema principiului de funcționare a sistemului de distribuție variabilă Audi Valve Lift System [102]

¹⁰ Firma producătoare Honda a dezvoltat sistemul V-Tec în anii 1980, iar introducerea în producția de serie s-a făcut în deceniul următor. Sistemul hidraulic nu a prezentat probleme majore în exploatare, iar fiabilitatea motoarelor a rămas la cote ridicate.

¹¹ Avantajul major față de supraalimentarea cu presiune scăzută este simplitatea sistemului.

1.2.2. Sisteme de control al formării amestecului la motoare cu injecție în poarta supapei

O creștere însemnată a performanțelor MAS precum și reducerea gradului de poluare au fost posibile prin generalizarea injecției de benzină, în principal datorită introducerii controlului electronic pentru funcționarea sistemului de alimentare. Dozajul combustibilului este controlat de unitatea electronică de comandă (UEC) în funcție de semnalele primite de la senzori (fig. 1.8).

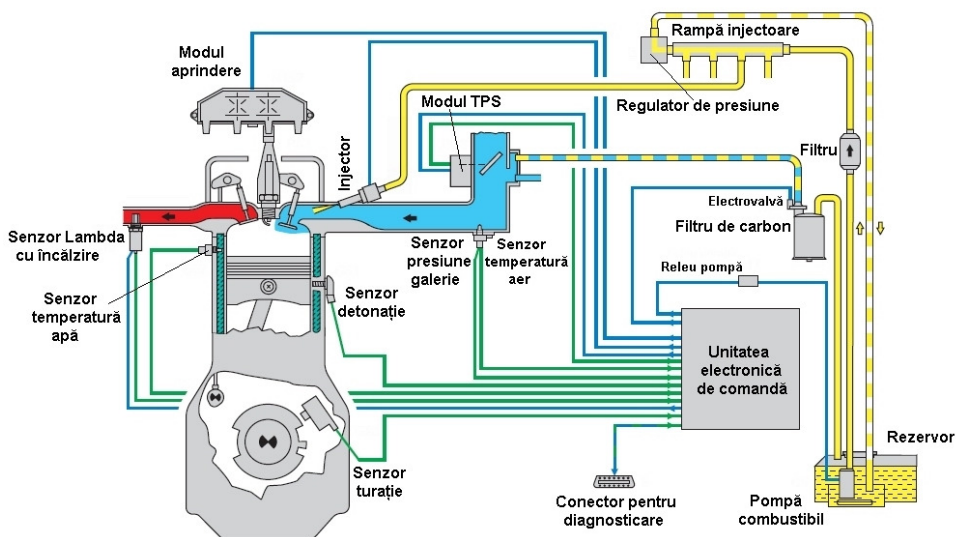


Fig. 1.8. Sistem de control al injecției MPI¹² [98]

Parametrii principali care influențează reglajele efectuate de UEC sunt cantitatea de aer aspirată de motor și turația. Astfel, se poate păstra o compoziție a gazelor de evacuare cât mai apropiată de cea necesară pentru îndeplinirea normelor de poluare, chiar dacă în timp motorul se uzează. Dinspre senzori pleacă un flux de semnale către UEC, iar aceasta din urmă dă comenzi actuatorilor pentru a controla cantitatea de aer ce intră în motor și calitatea amestecului carburant. Rolul cel mai important îi revine senzorului de oxigen (lambda), prin care se măsoară concentrația de oxigen din gazele de evacuare. Din această cauză, defectarea acestuia sau ieșirea din parametri este considerată de UEC un defect major care necesită repararea în unități service specializate. Importanța majoră a acestui senzor se datorează faptului că prin utilizarea lui se poate menține funcționarea motorului cu un amestec cât mai apropiat de raportul aer-combustibil stoechiometric¹³. Funcționarea MAS este limitată în zona amestecurilor stoechiometrice deoarece avantajele obținute prin abaterea de la acest raport aer-combustibil este însoțită de mai multe dezavantaje.

¹² În limba engleză MPI Multiport Fuel Injection, injecție în poarta fiecărei supape de admisie.

¹³ Funcționarea sistemului de injecție este descrisă detaliat în capitolul 5.

Pe lângă influențarea gradului de umplere și reducerea pierderilor gazodinamice, sisteme de control pe traseul de admisie cum este tehnologia Twinport dezvoltată de concernul General Motors pentru motoarele Opel Ecotec, sunt destinate îmbunătățirii condițiilor în care se desfășoară arderea în cilindru. Gradul de turbulență din cilindru MAS este dat în principal de curgerea pe lângă supapa de admisie. Un grad ridicat de turbulență este benefic pentru dezvoltarea arderii¹⁴ deoarece scurtează durata totală a procesului de combustie, ceea ce determină un randament mai mare, precum și performanțe mai bune prin nivelul ridicat de presiune în cilindru. Dispunerea clasică a supapelor în cazul în care fiecare cilindru are două supape, permite realizarea unor mișcări organizate în cilindru, mișcări care se păstrează atât în timpul comprimării¹⁵ cât și pe timpul destinderii. Unele soluții constructive utilizează ecrane pe talerul supapei de admisie pentru a induce o mișcare de rotație a amestecului în cilindru, prin care viteza frontului de aprindere¹⁶ se poate mări considerabil. Gradul de turbulență este proporțional cu turația, astfel încât durata arderii rapide este aproximativ constantă pe toată gama de turații. La sarcină plină, sistemul de control Opel Twinport (fig. 1.9) asigură prin curgerea pe lângă supapele de admisie (1) un grad ridicat de turbulență care permite dezvoltarea arderii în condiții cât mai bune, cu o umplere optimă.

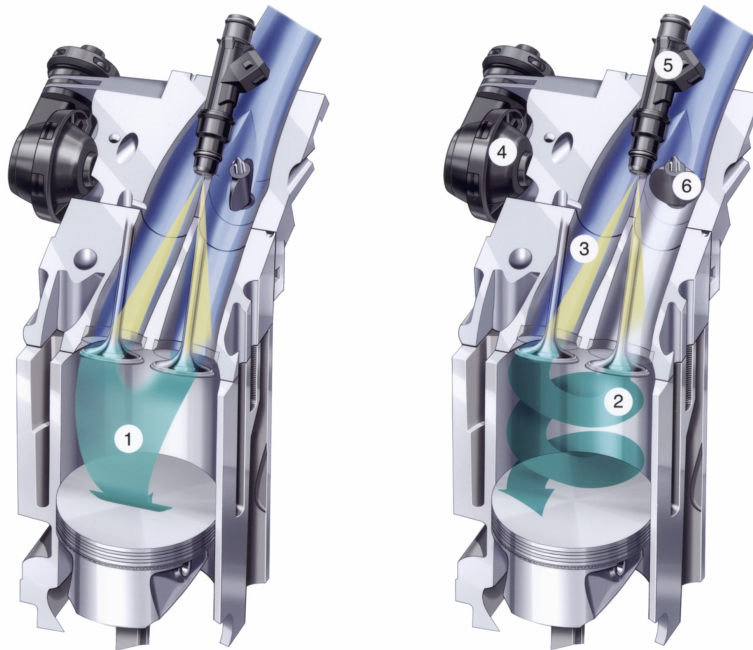


Fig. 1.9. Schema principiului de funcționare a sistemului GM Opel Twinport [134]

¹⁴ Turbulența intensă este benefică pentru desfășurarea arderii la MAS, până la o limită. Peste un anumit prag de turbulență poate să apară fenomenul de stingere a flăcării.

¹⁵ Comprimarea duce la atenuarea turbulenței în cilindru, în principal datorită dispariției fenomenului de curgere pe lângă supapă care generează turbulență în timpul admisiei [18].

¹⁶ Teoria explicativă a arderii normale în MAS este tratată detaliat în capitolul 2.

La sarcini parțiale actuatorul (4) controlat de presiunea din galeria de admisie închide clapeta (6), astfel încât majoritatea amestecului de aer și benzină pulverizată cu injectorul (5) curge printr-un singur canal de admisie (3). Această curgere are ca efect realizarea unei mișcări organizate de rotație (2) care influențează pozitiv desfășurarea arderii la sarcini parțiale.

1.2.3. Sisteme de injecție directă

Sistemele de alimentare pentru MAS au cunoscut o dezvoltare accelerată din momentul în care a început aplicarea controlului electronic al formării amestecului carburant. Deși s-au obținut importante reduceri ale consumului și ale nivelului de poluare, MAS cu injecție în poarta supapei sunt limitate să funcționeze în limite strânse din punct de vedere al raportului aer-combustibil.

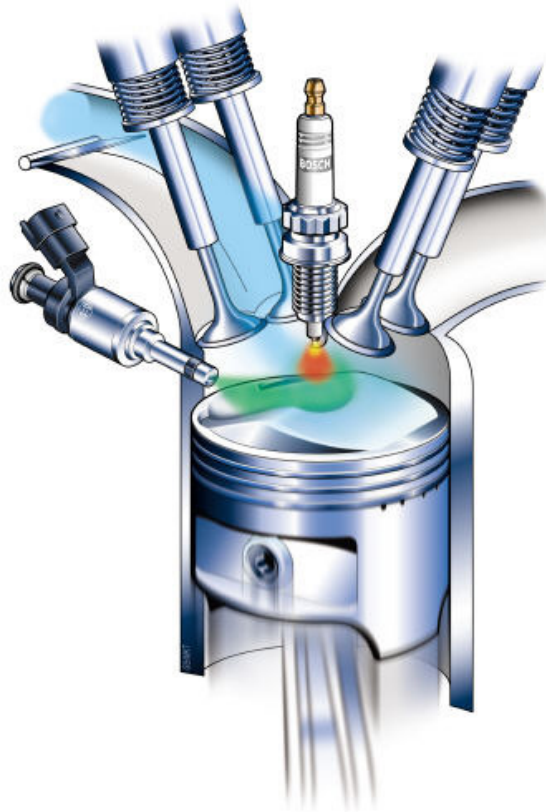


Fig. 1.10. Sistem de injecție directă de benzină [132]

Performanțele optime de consum și emisii poluante se obțin la amestec aer-combustibil stoechiometric. O funcționare cu amestec sărac¹⁷ ar duce la îmbunătățirea randamentului efectiv, însă excesul de aer determină o creștere a emisiilor de NO_x și poate produce fenomenul de instabilitate a combustiei, precum și intensificarea dispersiei ciclice datorită faptului că nu se mai asigură o aprindere corespunzătoare a amestecului. Un alt fenomen nedorit prezent în cazul utilizării amestecurilor sărace este apariția detonației, care însă se poate atenua prin diferite soluții constructive cum ar fi modificarea arhitecturii camerei de ardere [18]. Funcționarea MAS cu amestecuri sărace se poate realiza prin asigurarea unei stratificări a amestecului în camera de ardere. O soluție practică de realizare a acestei stratificări este injecția de benzină direct în cilindru. Alimentarea cu benzină injectată direct în cilindru (fig. 1.10) a cunoscut o răspândire mai largă doar recent datorită costului de producție ridicat. Odată cu introducerea normelor de poluare tot mai drastice, avantajele oferite de injecția directă de benzină fac această tehnologie tot mai competitivă din punct de vedere al prețului.

Prin alimentarea MAS cu injecție directă de benzină, cuplată cu supraalimentarea se obține același nivel de putere cu consum scăzut de carburant și un nivel redus de noxe (fig. 1.11). Aceste performanțe sunt posibile prin funcționarea cu amestec sărac. Global amestecul este sărac – ceea ce are ca rezultat o ardere completă – însă în anumite zone ale cilindrului coeficientul excesului de aer poate fi subunitar. Deoarece funcționarea cu amestecuri sărace duce la creșterea concentrației de NO_x în gazele de evacuare, la aceste motoare amestecul este bogat în zona bujiei, acolo unde se inițiază arderea, și sărac înspre exteriorul cilindrului. Astfel, temperaturile înalte din timpul arderii se obțin doar în zonele unde coeficientul excesului de aer este subunitar, iar în zonele cu amestec sărac temperatura nu ajunge peste nivelul prag de la care este favorizată formarea oxizilor de azot.

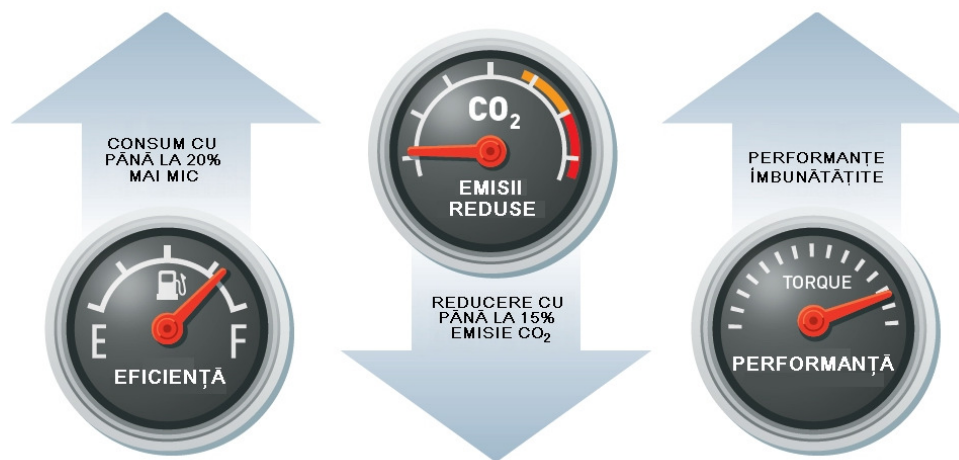


Fig. 1.11. Avantajele injecției de benzină direct în cilindru [132]

¹⁷ Raport aer-combustibil superior raportului stoechiometric. Aspectele teoretice asupra formării amestecului carburant sunt tratate detaliat în capitolul 3.

Prima generație de motoare cu injecție directă de benzină (fig. 1.12), cum este sistemul „wall guided direct injection”¹⁸ de la Mercedes, folosește un umăr în capul pistonului pentru a direcționa jetul de benzină care vine în contact cu aerul, înspre zona electrozilor bujiei. Presiunea la care se face injecția este de 120 bar, iar forma pistonului, precum și poziționarea injectorului realizează stratificarea amestecului care permite funcționarea motorului cu amestec sărac, fără a crește nivelul emisiilor de NO_x. Implementarea unui astfel de sistem de injecție duce la reducerea consumului de carburant cu până la 5%.

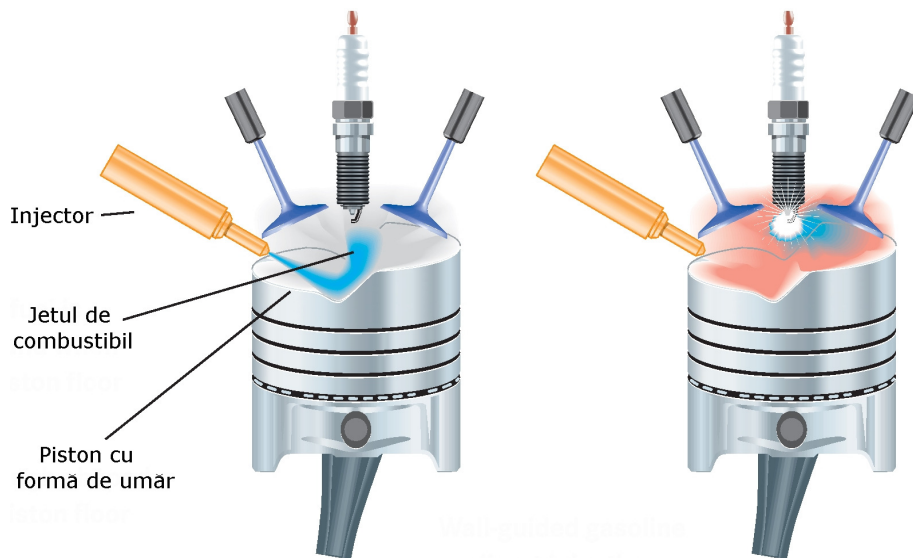


Fig. 1.12. Principiul de funcționare al sistemului de injecție directă de benzină cu ghidarea jetului de combustibil prin forma pistonului [116]

O reducere mai importantă se poate obține prin adoptarea sistemului de injecție directă cu ghidarea jetului prin pulverizare, în limba engleză „spray guided injection” (fig. 1.13). Presiunea de injecție trebuie mărită până la 200 bar pentru asigurarea unei pulverizări cât mai bune. De asemenea, injectoarele funcționează pe principiul piezo-electric pentru a controla cât mai bine cantitatea de carburant injectată. Benzina pulverizată formează un con pe a cărei suprafață laterală amestecul de aer și combustibil este menținut în limitele de aprindere indiferent de mișcările din cilindru. În interiorul conului amestecul este bogat, astfel încât jetul de combustibil nu atinge electrozii bujiei. Prin acest procedeu se evită formarea depunerilor carbonoase pe bujie. Spre deosebire de prima generație de sisteme de injecție directă de benzină, unde jetul de combustibil este direcționat către zona bujiei prin ghidarea cu ajutorul formei din capul pistonului, orientarea jetului prin pulverizare asigură stratificarea corespunzătoare a amestecului independent de mișcările aerului în cilindru. Marele avantaj al acestui sistem nou de injecție este

¹⁸ În limba engleză Wall Guided Direct Injection, ghidarea jetului de combustibil prin forma peretelui.

faptul că jetul de combustibil nu vine în contact direct cu electrozii bujiei și nici cu pereții camerei de ardere, astfel încât pierderile de căldură din timpul arderii sunt reduse. Rezultatul final este o reducere de 10-15% a consumului de combustibil¹⁹. Consumul redus de combustibil se obține mai ales în timpul rulării la sarcini parțiale, când motorul nu trebuie să dezvolte o putere mare.

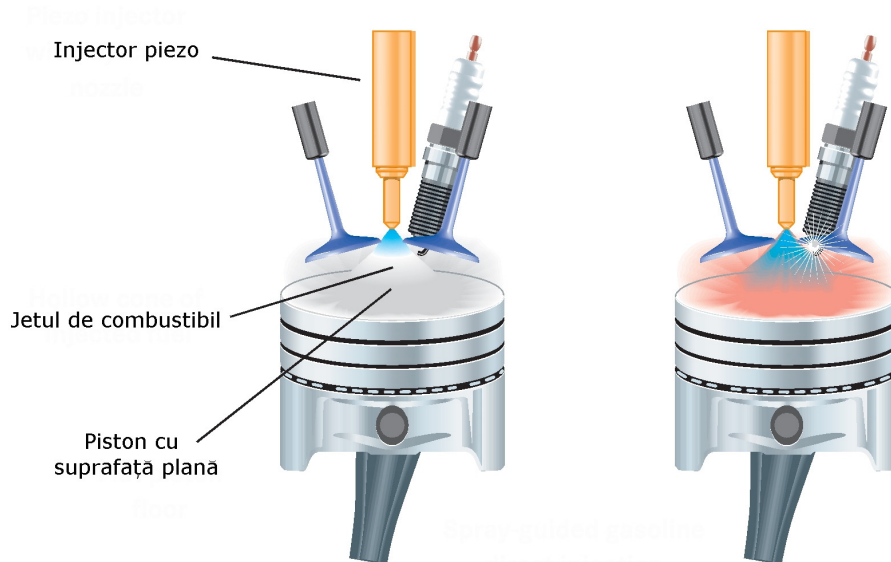


Fig. 1.13. Principiul de funcționare al sistemului de injecție directă de benzină cu ghidarea jetului prin pulverizare [116]

1.2.4. Supraalimentarea

Motoarele cu cilindree mică au ca principală caracteristică consumul redus de combustibil, însă performanțele dinamice sunt mult sub nivelul impus de condițiile de trafic. Lipsa de putere specifică acestor motoare se poate compensa prin supraalimentare, un procedeu utilizat de tot mai mulți producători.

Cu ajutorul turbinei antrenată de gazele de evacuare se poate crește cantitatea de aer admisă în cilindru. Astfel se obține o putere mai mare cu o cilindree redusă. Motoarele mici sunt caracterizate de eficiență mai mare și nivel mai scăzut de vibrații. De asemenea, ca și la motoarele diesel, valori ale cuplului apropiate de maxim sunt disponibile de la turații joase. La apariția instalației turbo la motoarele pe benzină, aceasta era echivalentă cu consumuri ridicate și un comportament câteodată imprevizibil²⁰. Motivul principal pentru care consumul era ridicat este limitarea raportului de comprimare la valori scăzute²¹. De asemenea, pentru performanțe dinamice adaptate la utilizarea pe șosea și adaptarea sistemului

¹⁹ Consum de combustibil măsurat după ciclul de rulare conform normelor europene [116].

²⁰ Cum este fenomenul de întârziere la accelerare, „turbo lag” în limba engleză.

²¹ Raportul de comprimare era limitat la valori de 8-8,5 în principal pentru a evita apariția detonației, fenomen specific condițiilor de presiune mare și temperaturi ridicate în cilindru.

cu cât mai puține modificări, presiunea de supraalimentare era și ea limitată la valori scăzute, ceea ce aducea un plus de putere mic în comparație cu complicațiile ce le presupune utilizarea instalației turbo.

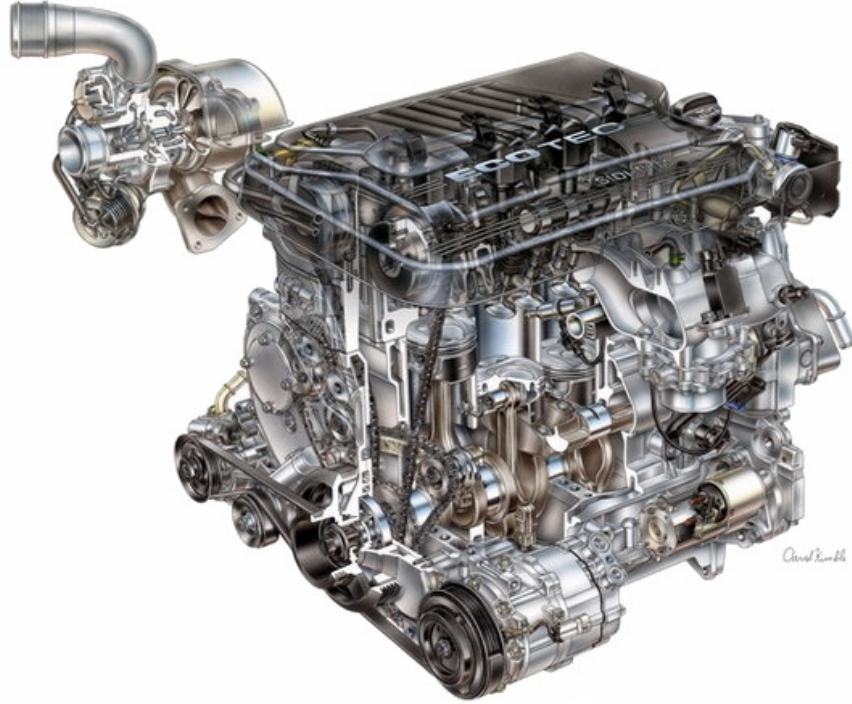


Fig. 1.14. Motorul GM EcoTec SIDI Turbo [134]

Multe din aceste probleme au fost eliminate prin răcirea aerului înainte de admisie²², sisteme turbo cu geometrie variabilă, însă mai ales prin tehnologiile mai noi, cum sunt sistemele de variație a deschiderii supapelor – atât cele de admisie cât și cele de evacuare – și mai ales injecția directă. Cea mai indicată este injecția directă împreună cu turbo și două sisteme de variație a avansului la deschiderea supapelor. Aceste soluții asigură o distribuție cu timpi de întredeschidere mai mari, ceea ce duce la un baleiaj superior al cilindrului. Motorul Opel 2.0 EcoTec SIDI Turbo dezvoltă o puterea maximă de 264 CP la turația de 5300 rot/min²³.

²² Sistemul cu denumirea comercială „intercooler” răcește aerul la ieșirea din turbină, astfel încât se obține o densitate mai mare a aerului cu o cădere minimă de presiune. În același timp, se reduce nivelul de temperatură maximă pe ciclu cu efecte favorabile asupra durabilității pieselor motorului.

²³ Acest motor cu cilindrul de 1998 cm³ se bazează pe un motor dezvoltat de General Motors la sfârșitul anilor 1980, cod C20NE, cu același raport de comprimare 9,2:1, două supape pe cilindru care dezvoltă 85 kW (115 CP) la 5200 rot/min. Varianta cu patru supape pe cilindru, cod motor C20XE, are un raport de comprimare de 10,5:1 și dezvoltă 110 kW (150 CP) la 6000 rot/min. Motorul C20LET reprezintă o evoluție a propulsorului aspirat cu 16 supape și dezvoltă puterea de 150 kW (204 CP) la 5600 rot/min prin montarea unei turbine și a unui schimbător de căldură aer-apă înainte de galeria de admisie. Evoluția este evidentă dacă se are în vedere faptul că puterea motorului a crescut continuu în condițiile menținerii consumului de carburant în limite apropiate.

Injecția directă și un studiu atent al traseului de admisie, respectiv al camerei de ardere, permit un raport de comprimare ridicat (9,2). Pompa de alimentare cu combustibil realizează o presiune de doar 50 bar la sarcini reduse și 155 bar la putere maximă. Ea poate fi blocată instantaneu pentru a evita producerea unui incendiu în cazul unei avarii la conductele de benzină. La cunoscutul sistem de variație a avansului la deschiderea supapelor pentru axul cu came de pe partea admisiei se adaugă încă unul pentru evacuare, astfel încât se poate exploata la maxim efectul dinamic asociat curgerii gazelor.

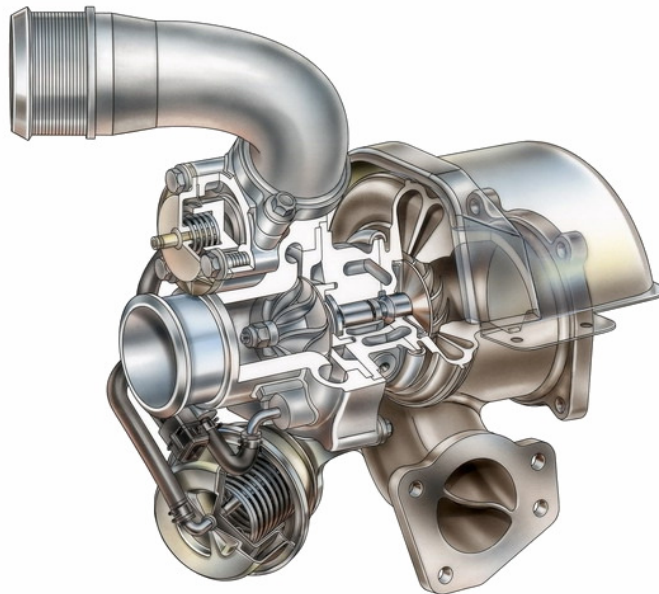


Fig. 1.15. Sistem de supraalimentare Twin Scroll [134]

Tendința actuală în dezvoltarea motoarelor cu ardere internă este de mărire a raportului de comprimare și a excesului de aer la MAS (tabelul 1.1), în timp ce la diesel lucrurile stau exact invers. Aceste eforturi în găsirea unor tehnologii capabile să îndeplinească norme de poluare din ce în ce mai drastice la niveluri acceptabile de performanțe dinamice au făcut ca cele două mari categorii de motoare să fie tot mai asemănătoare. Ambele sunt supraalimentate prin sisteme turbo, folosesc sisteme de distribuție variabilă, la ambele combustibilul este injectat direct în cilindru, iar injecția este împărțită în mai multe faze atât pentru benzină cât și pentru diesel. Sistemele de distribuție variabilă utilizate la MAS duc la eliminarea clapetei de accelerație, una din deosebirile fundamentale dintre cele două mari categorii de propulsoare. Deși reglarea motorului se face în continuare cantitativ, în comparație cu reglajul calitativ utilizat la diesel, extinderea plajei de funcționare în domeniul amestecurilor sărace accentuează asemănarea dintre MAS și MAC. Un exemplu concret care confirmă această tendință este implementarea procedurii HCCI, autoaprinderea unui amestec omogen de aer și benzină, proces de ardere care combină avantajele ambelor moduri de aprindere a amestecului carburant.

Tabelul 1.1. Evoluții tehnologice la MAS produse de BMW [94]

CARACTERISTICA	ȘASE CILINDRI		
	VALVETRONIC	INJEȚIE DIRECTĂ	TURBO CU INJEȚIE DIRECTĂ
Putere/turație	195 kW/265 CP la 6600 rot/min	200 kW/272 CP la 6750 rot/min	225 kW /306 CP la 5800 rot/min
Cuplu/turație	315 Nm la 2750 rot/min	315 Nm la 2750 rot/min	400 Nm de la 1300 la 5000 rot/min
Cilindree	2996 cm ³	2996 cm ³	2979 cm ³
Raport de comprimare	10,7	12,0	10,2
Injecție	indirectă în poarta supapei de admisie	directă cu până la trei faze de injecție pe ciclu	directă cu pulverizare fină și până la trei faze de injecție pe ciclu
Presiunea de injecție	5 bar	200 bar	200 bar
Presiunea medie efectivă	13,22 bar	13,43 bar	16,90 bar
Presiunea maximă în cilindru	77 bar	80 bar	130 bar
Greutatea motorului	161 kg	168 kg	187 kg
Blocul motor	magneziu și aluminiu	magneziu și aluminiu	Aluminiu
Distribuție	Double-Vanos mecanism pentru modificarea fazelor de distribuție pentru admisie și evacuare Valvetronic pentru modificarea înălțimii de deschidere a supapelor de admisie	Double-Vanos mecanism pentru modificarea fazelor de distribuție pentru admisie și evacuare	Double-Vanos mecanism pentru modificarea fazelor de distribuție pentru admisie și evacuare

1.2.5. Strategii de control al arderii amestecului carburant omogen

Controlul arderii prin declanșarea scânteii are marele avantaj al preciziei, deși sistemul de aprindere este simplu. Autoaprinderea amestecului de aer și benzină²⁴ are ca efect benefic major creșterea randamentului indicat, însă controlul arderii este mai dificil. Comparativ cu aprinderea prin scânteie, unde nucleul de flacără evoluează prin deplasarea frontului de aprindere până la cuprinderea întregului volum de amestec, autoaprinderea declanșează arderea în toată masa de amestec carburant (fig. 1.16).

Scopul inginerilor de la Daimler atunci când au creat conceptul DIESOTTO [117] a fost eficientizarea motoarelor alimentate cu benzină până la un nivel asemănător cu cele diesel.

²⁴ Se va face referire doar la benzină deoarece acest mod de funcționare încă nu a fost introdus de producători pentru alți combustibili.

Acest mod de funcționare îmbină avantajele ambelor categorii de motoare. Pe lângă un consum mic și astfel emisii reduse de CO_2 specifice MAC, emisia de NO_x este de asemenea scăzută. Amestecul carburant este aprins cu ajutorul unei scânteii în sarcină și la pornire, iar la sarcini parțiale și turații mici Diesotto se transformă într-un MAC, cu diferența majoră a omogenității ridicate a amestecului comparativ cu motoarele diesel. Trecerea de la un regim de funcționare la celălalt se poate face foarte rapid, pe durata unui ciclu complet.



Fig. 1.16. Comparație între aprinderea prin scânteie și autoaprindere [134]

Sarcina parțială este regimul folosit în majoritatea timpului de funcționare, astfel încât reducerea consumului de combustibil este importantă. Conceptul dezvoltat de inginerii de la Daimler înglobează mai multe tehnologii de îmbunătățire a performanțelor motorului, începând cu reducerea cilindrului cu avantajele amintite anterior, supraalimentarea, injecția directă de benzină, distribuție variabilă și autoaprinderea amestecului omogen (în engleză HCCI), un mod nou de control al arderii care necesită un sistem complex de management al funcționării motorului (fig. 1.17). Primul pas în dezvoltarea conceptului a fost reducerea cilindrului de la motorul aspirat în șase cilindri deja echipat cu injecție directă de benzină²⁵, rezultatul fiind un agregat compact cu doar patru cilindri. Pierderea de putere a fost recuperată prin utilizarea unui sistem de supraalimentare cu două trepte de presiune care acoperă toată gama de turații. Scopul principal al injecției directe este de a obține un amestec cât mai omogen și un control cât mai bun al cantității de combustibil injectată, spre deosebire de conceptul de stratificare a amestecului. Funcționarea motorului cu autoaprindere necesită modificări majore în procesul de

²⁵ Motorul 350 CGI V6 cilindrul 3498 cm³, putere de 215 kW, moment motor maxim 365 Nm, consum mediu 9,1-9,3 l / 100 km, cu injecție directă de benzină la 200 bar, injectoare piezo.

schimbare a gazelor. Astfel, evacuarea nu se face complet, ci jumătate din gazele reziduale rămân în cilindru, păstrând căldura care este necesară procesului de autoaprindere [67]. În timpul cursei de admisie se injectează o cantitate mică de combustibil. Ridicarea supapei de admisie este mult redusă astfel încât cantitatea de aer care pătrunde în cilindru este precis controlată.

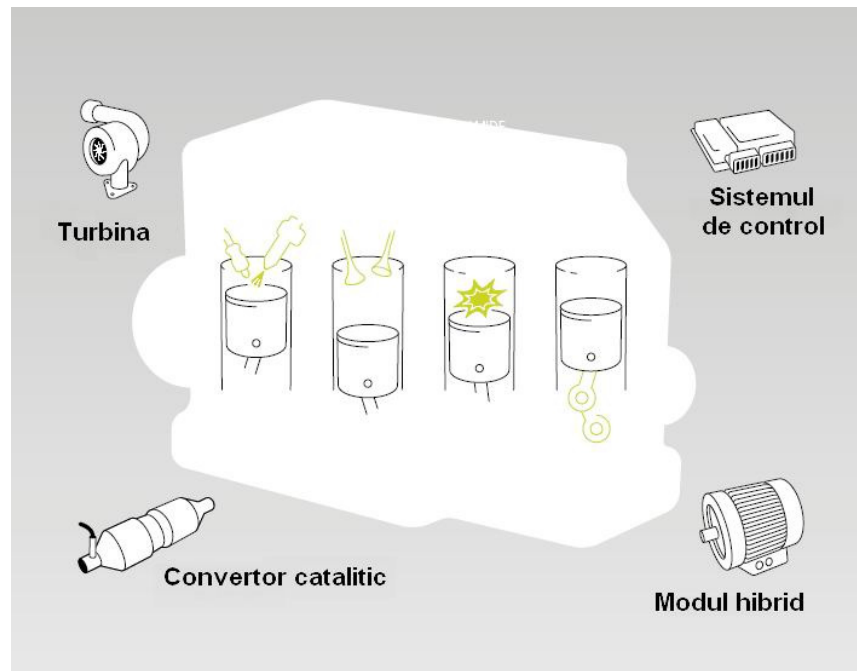


Fig. 1.17. Principiul Diesotto [117]

La sfârșitul cursei de comprimare temperatura crește până la un nivel la care se poate produce autoaprinderea. Dificultatea majoră în controlul autoaprinderii este determinarea momentului în care începe arderea, astfel încât a fost necesară introducerea unui senzor de presiune în cilindru. Datorită faptului că arderea are loc în toată masa amestecului, fără a mai exista puncte fierbinți ca în cazul aprinderii prin scânteie, formarea oxizilor de azot este mult frânată. Astfel, Diesotto necesită doar un convertor catalitic cu trei căi pentru a îndeplini norme stricte de poluare. Rezultatul final este un propulsor de cilindree mică, performanțe remarcabile de putere și consum, precum și un grad redus de poluare (tabelul 1.2).

Tabelul 1.2. Caracteristicile conceptului Daimler Diesotto [117]

Motor	Aprindere	Capacitate cilindrică	Putere	Consum mediu	Emisie de CO ₂	Norma de poluare
Diesotto	Prin scânteie combinată cu autoaprindere	1,8 litri	175 kW	5,3 l / 100 km	127 g / km	Euro 6

1.3. Reducerea gradului de poluare

Un aspect cu o importanță din ce în ce mai însemnată este poluarea produsă de motoarele cu ardere internă. Dacă până la începutul anilor '90 limitele de poluare pentru MAS erau relativ ușor de îndeplinit chiar și în cazul alimentării cu carburator, normele tot mai drastice din domeniu au impus studierea tuturor factorilor ce influențează performanțele unui motor. Până de curând un consum redus de combustibil era în general un deziderat subordonat performanțelor dinamice, mai important fiind consumul specific. În perspectiva adăugării dioxidului de carbon la poluanții normați, un consum redus va fi singura modalitate de a îndeplini aceste noi norme de poluare. O modalitate pentru realizarea acestui deziderat este utilizarea sistemelor hibride de propulsie, însă fiabilitatea redusă și necesitatea adăugării de tehnologii noi și costisitoare, împiedică deocamdată răspândirea acestor metode de reducere a consumului. Majoritatea producătorilor se rezumă la îmbunătățirea sistemelor actuale de alimentare și tratare a gazelor de evacuare, îmbunătățire care va fi o bună perioadă modalitatea cea mai avantajoasă din punct de vedere al costului. De asemenea, aceste sisteme și-au dovedit fiabilitatea în timp, au avantajul unei bune acoperiri din punct de vedere al întreținerii și sunt relativ ușor de adaptat la funcționarea motoarelor cu biocombustibili. Deoarece această categorie de combustibili este obținută din biomasă, prin utilizarea lor se obține o reducere a emisiilor de dioxid de carbon, gaz care deși nu este toxic decât în concentrații mari, are o contribuție majoră la efectul de seră.

1.3.1. Tehnologii de tratare a gazelor de evacuare

Sistemele de tratare a gazelor utilizate la MAS (fig. 1.18) conțin un material activ care acționează ca un catalizator. Carcasa lor este proiectată astfel încât gazele de evacuare care conțin monoxid de carbon (CO), oxizi de azot (NO_x) și hidrocarburi nearchive (HC), să vină în contact cu elementul catalizator. Dacă amestecul carburant este menținut în jurul raportului stoechiometric, este posibilă tratarea tuturor celor trei categorii de poluanți într-un sistem catalitic înglobat în aceeași carcasă. Prin reducerea oxizilor de azot, împreună cu oxidarea CO și HC cu oxigenul conținut în gazele de evacuare, catalizatorul aduce compoziția gazelor la starea de echilibru, adică dioxid de carbon (CO_2), apă (H_2O) și azot (N_2) [20]. Din acest motiv, astfel de sisteme poartă denumirea de catalizatoare cu trei căi.

Prin studiul detaliat al influenței diferitelor componente ale motorului și îmbunătățirea caracteristicilor de funcționare ale acestora, se pot obține performanțe dinamice mai bune, consum mai scăzut și implicit un grad redus de poluare. Menținerea gradului de poluare a motorului în limitele prescrise la omologarea acestuia necesită o întreținere optimă a tuturor componentelor din ansamblul propulsor. Astfel, dacă înainte martorul care semnalează apariția unui defect se aprindea doar în cazul defectării unei componente sau ieșirea din parametri a senzorului principal – senzorul de oxigen – în prezent unitatea electronică de comandă a motorului semnalează orice ieșire din parametrii prescrși²⁶ și obligă deținătorul autoturismului să remedieze defectul cât mai rapid. Chiar și un filtru de aer care nu este schimbat la timp sau un catalizator care nu mai

²⁶ Numărul de parametri monitorizați este mult mai mare în prezent comparativ cu perioada în care a început implementarea sistemului de injecție de benzină în producția de serie.

funcționează corect duce la apariția și înregistrarea unui cod de defect semnalat prin aprinderea marotorului în bordul autovehiculului.

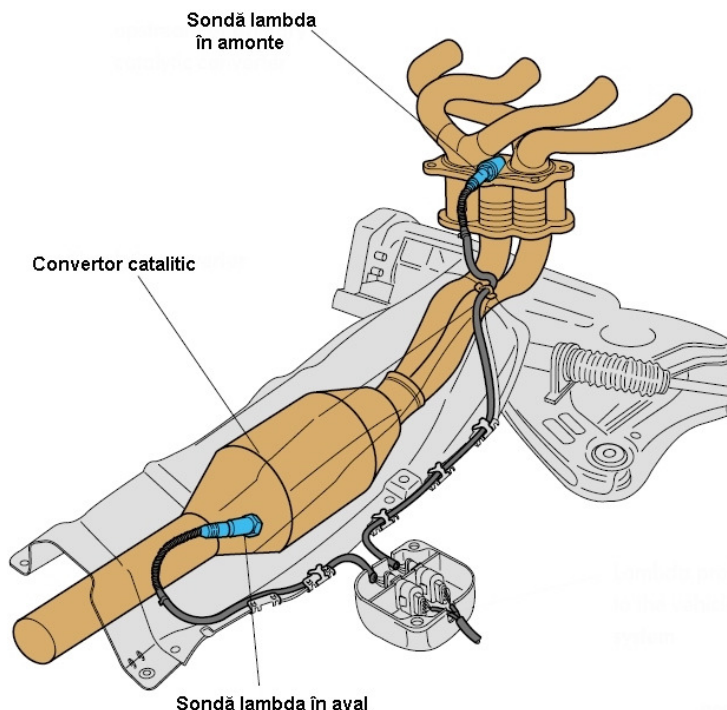


Fig. 1.18. Convertor catalitic cu trei căi [99]

Această supraveghere mai strictă este necesară datorită normelor de poluare cu limite din ce în ce mai greu de atins. Astfel, este necesară adoptarea unei sonde în amonte de catalizator care asigură un răspuns rapid la modificările în compoziția gazelor de evacuare și o sondă în aval care măsoară eficiența de conversie a convertorului catalitic (fig. 1.18). Pentru un control cât mai precis al funcționării motorului numărul de senzori precum și cel al actuatorilor s-a mărit continuu (fig. 1.19 și 1.20), chiar dacă această strategie a dus la creșterea costurilor asociate cu producția motoarelor, precum și a costurilor cu asigurarea fiabilității.

O altă problemă apărută datorită introducerii injecției directe de benzină și controlul cantitativ al amestecului prin utilizarea sistemelor de distribuție variabilă, este temperatura redusă a gazelor de evacuare în timpul funcționării MAS la sarcini parțiale. Astfel, dacă în sarcină plină gazele de evacuare pot ajunge și la 1000°C, funcționarea eficientă la mers în gol, cu un consum redus de combustibil, duce la reducerea temperaturii înaintea catalizatorului până la 200°C. Convertorul catalitic cu trei căi nu a fost proiectat pentru un interval de temperatură atât de larg, astfel încât este necesară dezvoltarea acestei componente pentru tratarea gazelor de evacuare pentru a îndeplini cerințele în condițiile unui interval larg de temperatură în funcționare. Problema oxizilor de azot din gazele de evacuare poate fi rezolvată prin dezvoltarea sistemelor de tratare cu stocarea NO_x .

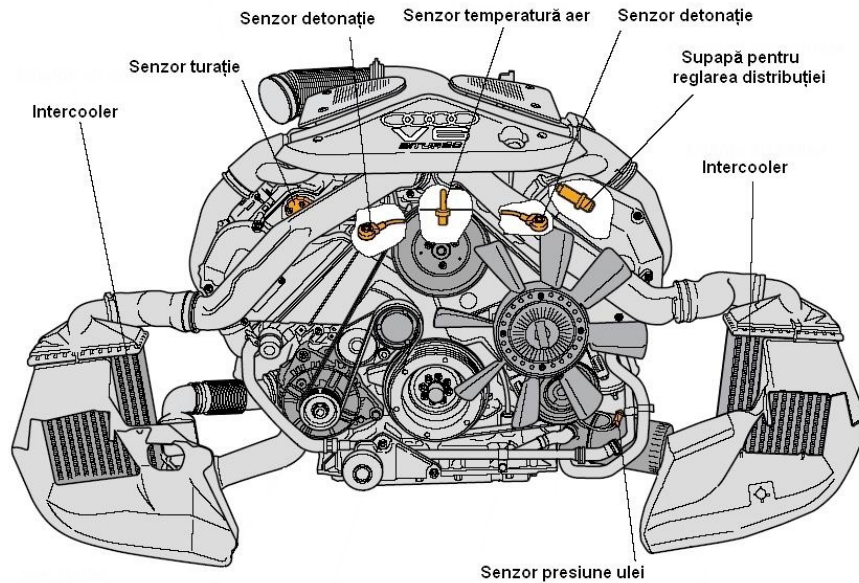


Fig. 1.19. Vedere din față a motorului Audi 2.7 V6 Biturbo [85]

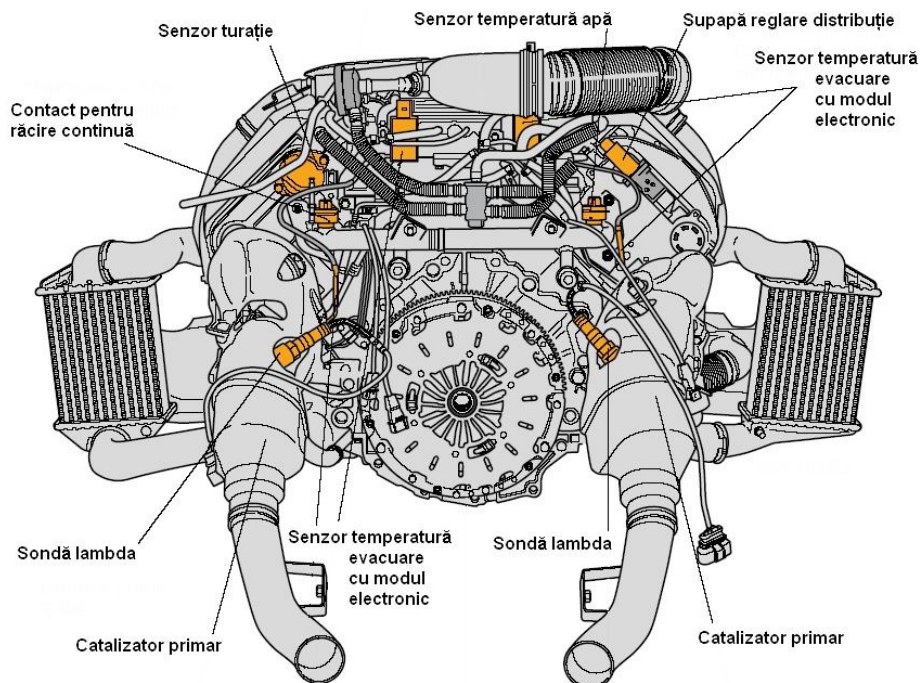


Fig. 1.20. Vedere din spate a motorului Audi 2.7 V6 Biturbo [85]

1.3.2. Biocombustibili

Utilizarea biocombustibililor pentru alimentarea MAS oferă un potențial major de reducerea a emisiilor poluante. Deși dioxidul de carbon nu este un gaz toxic²⁷, contribuția acestuia la efectul de seră este semnificativă. În viitorul apropiat se preconizează introducerea de norme de poluare prin care noxele normate să includă și emisia de dioxid de carbon. Producătorii de automobile au reușit să obțină o reducere a consumului prin diferite metode cum sunt propulsia hibridă sau diferite sisteme de întrerupere a alimentării cu combustibil în anumite momente²⁸, însă o reducere substanțială a emisiei de dioxid de carbon se poate realiza doar prin utilizarea combustibililor alternativi.

Comisia Europeană a adoptat în 17 decembrie 2008 planul pentru reducerea emisiilor de gaze cu efect de seră²⁹, în care biocombustibilii au un rol foarte important. O discuție aprinsă s-a născut pe tema cultivării biomasei necesare pentru asigurarea materiei prime pentru producția de biocombustibili, astfel încât suprafața cultivabilă de culturi pentru industria alimentară a scăzut considerabil, cu efecte asupra creșterii prețului alimentelor. Din această cauză accentul se pune pe biocombustibilii de a doua generație.

Procedul clasic de obținere a etanolului este fermentarea (fig. 1.21) de porumb, alte cereale sau masă organică cu conținut ridicat de zaharuri. Porumbul livrat în hangarul de primire (1) este mai apoi transferat în spațiile de depozitare (2). După ce se macină porumbul în moara (3), făina se amestecă cu apă și enzime, pasta rezultată fiind transferată în recipientele (4). Amestecul este menținut în recipientele de lichefiere (5) până când enzimele descompun amidonul în zaharuri care fermentează. În faza următoare se adaugă drojdie de bere după care se lasă la fermentat timp de 50 de ore în recipientele (6). Rezultatul procesului de fermentație este o „bere” care conține alcool etilic și particule solide, care mai apoi este pompată în coloanele de distilare (7) unde se separă etanolul. Alcoolul care iese la partea superioară a coloanelor de distilare are o puritate de 95%, iar particulele solide sunt preluate din partea inferioară a coloanelor pentru a fi mai apoi valorificată ca produs secundar. Pentru a se ajunge la o puritate apropiată de 100%, alcoolul este trecut prin filtre molare (8) care elimină conținutul de apă de 5%. În ultima fază de producție, înainte de a fi depozitat în rezervoarele (9), se adaugă o cantitate mică de benzină astfel încât amestecul rezultat să nu poată fi consumat ca băutură alcoolică. Particulele solide și apa de la coloanele de distilare sunt

²⁷ Aerul uscat din atmosferă conține 0,035% CO₂ participare volumetrică, iar acest gaz are un circuit natural în ecosistemul planetei. Plantele absorb dioxidul de carbon în timpul zilei și îl stochează în masa organică, iar celelalte viețuitoare eliberează CO₂ în atmosferă. Combustibilii fosili reprezintă de fapt masă organică transformată de-a lungul timpului, masă organică care a fost sintetizată de plante din dioxid de carbon prezent în atmosferă în trecut. Prin arderea acestui tip de combustibil se eliberează CO₂, astfel încât concentrația a crescut continuu odată cu dezvoltarea industriei și a transportului cu autovehicule echipate cu MAI.

²⁸ Sistemele de tip stop-start utilizate de mai mulți producători controlează oprirea motorului în anumite situații cum ar fi staționarea la semafor. Repornirea motorului se face automat la apăsarea pedalei de accelerație. Un astfel de sistem dezvoltat de firma Mazda poate efectua repornirea motorului fără a utiliza demarorul, ci prin oprirea motorului astfel încât unul din pistoane să rămână la sfârșitul cursei de comprimare. Deși nu sunt sisteme noi, implementarea lor nu a avut mare succes, în principal datorită complexității modului de control.

²⁹ Planul 20-20-20 cu privire la strategia pentru energie regenerabilă prevede reducerea emisiei de gaze cu efect de seră cu 20% până în anul 2020 față de 1990, reducerea cu 20% a consumului de energie prin îmbunătățirea eficienței și creșterea contribuției resurselor de energie regenerabile cu 20% [69].

transferate prin centrifuga (10) care separă pasta subțire cu conținut de 5% particule solide, de borhotul umed. Mare parte din pasta subțire de la centrifuga este refolosită în amestecul din recipientele (4), astfel încât volumul de apă necesar procesului de producție a etanolului să fie mai redus. Borhotul este mai apoi trecut prin uscătoarele (11), iar produsul final se poate folosi în industria furajera.

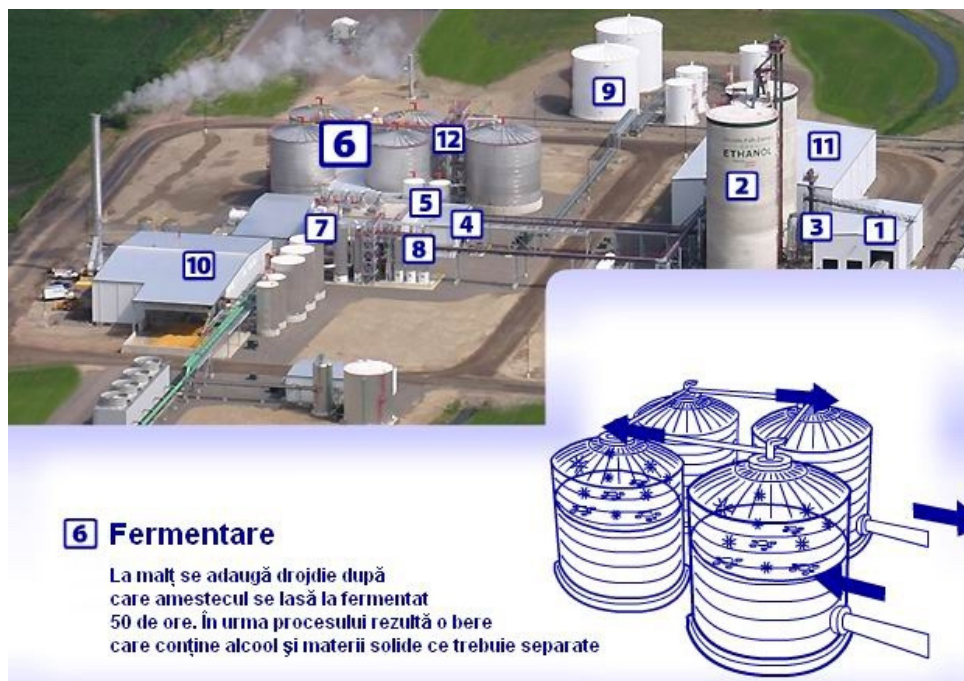


Fig. 1.21. Fabrică de bioetanol [121]

Acest procedeu de obținere a bioetanolului face ca suprafețele utilizate la cultivarea materiei prime pentru producția de biocombustibili să crească, în timp ce terenurile folosite pentru cultivarea de materie primă pentru industria alimentară să fie tot mai puține³⁰. Din acest motiv, se pune mare accent pe obținerea etanolului din biomasă celulozică. O problemă majoră în acest caz este însă descompunerea celulozei cu ajutorul enzimelor astfel încât procesul de fermentație să fie posibil. Un avantaj major al utilizării biomasei celulozice pentru producerea etanolului prin fermentare cu ajutorul unor bacterii termofile este posibilitatea desfășurării procesului mai rapid, cu eficiență ridicată. Bacteriile modificate genetic de firma Bicaldol [93] se dezvoltă la temperaturi ridicate de 70°C, astfel încât etanolul poate fi distilat direct, fără a necesita încălzire. Căldura produsă de microorganisme este suficientă pentru a păstra temperatura bioreactorului constantă și spre deosebire de drojdie, nu necesită sterilizarea și răcirea materialului organic înainte de fermentare. Totodată, prin utilizarea bacteriilor se elimină dezavantajul otrăvirii drojdiei la concentrații de etanol mai mari de 10%, iar procesul este continuu, cu o viteză de

³⁰ Un motiv pentru care mulți agricultori au preferat înlocuirea culturilor pentru industria alimentară cu cele pentru producerea de biocombustibili este acordarea subvențiilor pentru promovarea surselor de energie regenerabile [93].

cinci ori mai mare comparativ cu fermentația clasică. Eficiența este și ea la cote ridicate, fiind posibilă producerea de 13 tone de etanol din 100 de tone de paie.

O altă cale de obținere a bioetanolului este utilizarea unor microorganisme care se dezvoltă în mediu anaerob, bogat în monoxid de carbon. Procesul de producție al firmei Coskata (fig. 1.22) este extrem de flexibil din punct de vedere al materiei prime. Astfel, pentru gazificare se poate folosi orice tip de biomasă, inclusiv deșeurile agricole, gunoier menajer și alte materiale care conțin carbon, cum ar fi cauciucuri uzate. Procesul de gazificare transformă complet materialul organic în gaz de sinteză, un amestec de CO, hidrogen și CO₂, care este ulterior curățat de particule. O parte din căldura rezultată prin gazificare este recuperată pentru a fi folosită local sau livrată altui utilizator. Gazul de sinteză răcit este trimis în bioreactor, unde microorganismele dezvoltate din bacterii modificate genetic consumă simultan monoxidul de carbon și hidrogenul. Etanolul este un produs secundar al activității microorganismelor. Acest procedeu este cel mai eficient mod de a produce alcool, cu o rată extrem de mare, de peste 400 litri bioetanol la tona de materie organică. Din bioreactor iese o soluție de apă cu etanol care este trecută prin membrane care separă alcoolul, o metodă foarte eficientă pentru care este nevoie doar de jumătate din energia necesară pentru distilarea clasică. Produsul final este etanol cu o puritate de 99,7%. Un alt mare avantaj al acestui proces de producție este costul redus al etanolului, care poate astfel concura cu combustibilii fosili fără subvenții sau reduceri de taxe³¹.

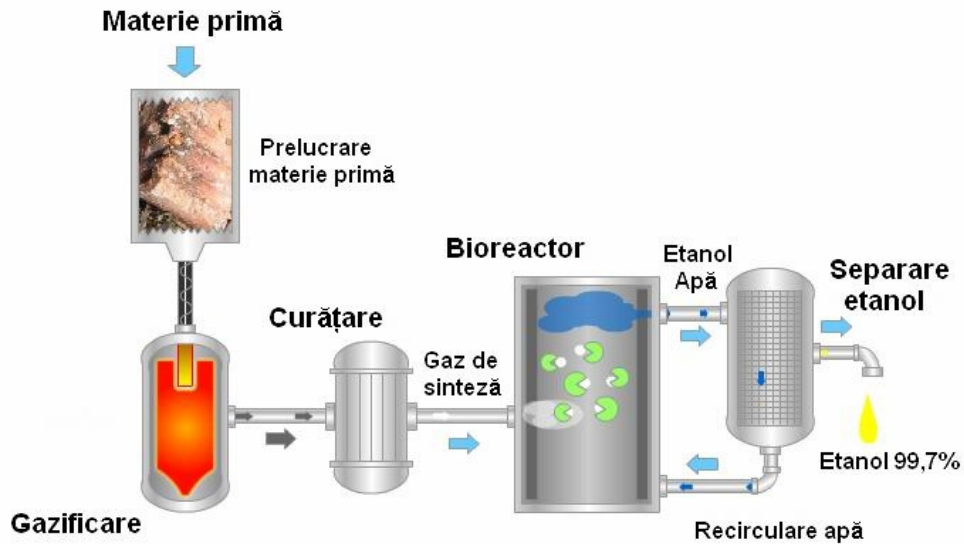


Fig. 1.22. Procesul Coskata pentru producția de etanol [114]

³¹ Problema costului pe care utilizatorul final îl plătește în funcție de tipul de combustibil utilizat este mai complexă deoarece etanolul are o densitate energetică mai mică decât cea a benzinei, astfel încât comparația se poate face doar prin echivalență energetică și nu prin prețul unui litru de combustibil. De asemenea, trebuie luați în considerare și alți factori cum ar fi necesitatea modificării sistemului de alimentare al autovehiculelor care utilizează bioetanol.

Un alt combustibil care se poate obține din biomasa celulozică este biobutanolul. Față de etanol, acest alcool superior are o densitate energetică mai apropiată de cea a benzinei, un grad mult mai redus de coroziune precum și o afinitate mult redusă pentru apă. Teoretic butanolul ar putea înlocui complet benzina fără ca motorul să necesite modificări tocmai datorită acestor proprietăți³². Obținerea biobutanolului prin fermentare cu clostridia este caracterizată de randamente scăzute, astfel încât bacteria trebuie modificată genetic pentru a obține un nivel satisfăcător de producție. Mai multe unități de cercetare caută să rentabilizeze procesul de producție (fig. 1.23) astfel încât butanolul produs din biomasa celulozică să fie competitiv ca preț cu combustibilii fosili.

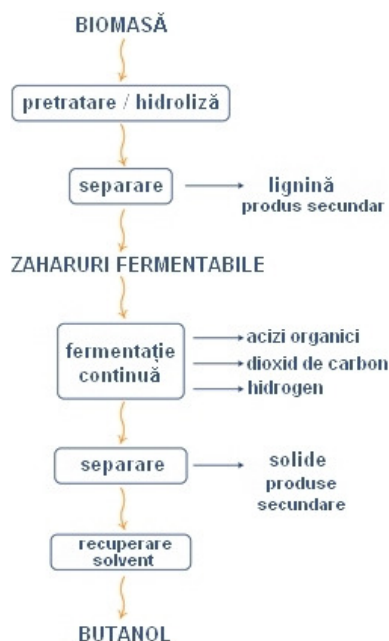


Fig. 1.23. Procesul Green Biologics pentru producția de butanol [126]

Firma Butalco a modificat drojdia prin manipulare genetică astfel încât să fie posibilă fermentarea biomasei celulozice tratate în prealabil. În comparație cu bacteriile, drojdia este considerată mai sigură din punct de vedere epidemiologic, iar procesul de fermentație este mai ușor de controlat [112]. În tabelul 1.3 este prezentată o comparație a costurilor de producție și a profitului obținut de operatori pentru benzină, bioetanol și biobutanol, în funcție de materia primă utilizată, mărimea unității de producție precum și localizarea acesteia. Tendința generală în domeniul producției de biocombustibili este renunțarea la materiile prime care sunt utilizate și de industria alimentară, ceea ce poate determina creșterea prețului la alimente. Factorii de decizie direcționează fondurile către proiectele care transformă deșeurile, fie ele gunoi menajer sau deșeurile ale industriei de prelucrare a lemnului și din agricultură, în biocombustibili care poartă denumirea de „a doua generație”³³, cu

³² Influența înlocuirii benzinei cu butanol este studiată în capitolele 3 și 5.

³³ În limba engleză Second Generation Biofuels.

referire directă la materia primă utilizată în procesul de producție. În comparație cu biocombustibilii de „primă generație”, această nouă generație respectă principiul dezvoltării durabile, un obiectiv din ce în ce mai important în strategiile guvernelor din întreaga lume.

Tabelul 1.3. Costul de producție pentru benzină, bioetanol și biobutanol [112]

Combustibil	Materie primă	Regiune	Scenariu	Mărimea fabricii (kt/an)	Investiție (milioane Euro)	Costuri de producție (Euro/l)	Profit (Euro/l)	Preț la pompă (Euro/l)
Benzină	Petrol	UE	60\$/baril	10000	2600	0,37	0,05	1,30
Biobutanol	Porumb	SUA	2008	200	240	0,33	0,02	1,30
Biobutanol	Paie	SUA	2008	200	240	0,30	0,05	1,30
Biobutanol	Paie	UE	2008	200	240	0,35	0,09	1,30
Bioetanol	Paie	SUA	2008	50	60	0,45	-0,13	1,30
Bioetanol	Paie	SUA	2008	200	240	0,30	0,02	1,30
Bioetanol	Paie	SUA	2012	200	240	0,27	0,05	1,30
Bioetanol	Paie	UE	2008	200	200	0,36	0,01	1,30
Bioetanol	Grâu	UE	Cu taxe	200	200	0,48	-0,11	1,30
Bioetanol	Grâu	UE	Fără taxe	200	200	0,48	0,54	1,30

Un alt biocombustibil care se poate obține prin fermentarea materialului organic este biogazul. În gropile de gunoi biogazul se produce în mod natural, iar descompunerea anaerobică a anumitor deșeuri cum sunt dejectiile de suine sau bovine este o metodă de tratare frecvent utilizată de proprietarii de ferme. În funcție de materialul organic și procesul de descompunere³⁴ biogazul poate conține între 50-80% metan, restul fiind în majoritate dioxid de carbon, alături de participări mai mici de hidrogen sulfurat și alte componente [12], [30], [33]. Datorită conținutului scăzut de gaz metan, utilizarea directă a biogazului în transportul rutier nu este viabilă. Pe lângă operația obligatorie de înlăturare a hidrogenului sulfurat, este necesară filtrarea biogazului până la purități ridicate, de ~99% metan astfel încât stocarea să poată fi realizată în rezervoare de dimensiuni acceptabile, la presiuni care să nu ridice probleme tehnologice³⁵. O rezolvare a acestei probleme este transformarea metanului în metanol, cel mai simplu alcool care la presiune atmosferică și temperaturi medii este sub formă lichidă. Procesul de conversie necesită două etape, cu o reacție între metan și abur la presiune și temperatură ridicată în urma căreia rezultă gaz de sinteză din care se formează metanol și apă

³⁴ Descompunerea deșeurilor se datorează dezvoltării bacteriilor metanogene care se împart în trei categorii, criofile, mezofile și termofile. Cu cât temperatura la care se desfășoară procesul este mai ridicată, cu atât timpul necesar pentru descompunerea materialului organic este mai scurt, în timp ce calitatea biogazului este dependentă în principal de substratul organic și modul în care se controlează procesul de fermentație.

³⁵ Densitatea metanului este foarte redusă la presiune atmosferică și temperatura mediului ambiant. Temperatura critică a acestui gaz este joasă -82,55°C [140] astfel încât lichefierea nu este fezabilă din punct de vedere economic în cazul alimentării autovehiculelor rutiere. În general metanul se comprimă la presiunea de 230 bar care asigură o autonomie corespunzătoare unui autovehicul echipat cu o instalație de alimentare cu biogaz.

prin combinarea monoxidului de carbon cu hidrogenul, în prezență de catalizatori³⁶. La ora actuală obținerea metanolului din gaz de sinteză este cea mai utilizată metodă [56], iar gazificarea biomasei urmată de reacția de sinteză reprezintă o variantă eficientă de producție a metanolului. Utilizarea metanolului ca și combustibil ridică mari probleme de transport și depozitare. De asemenea, acest alcool are o volatilitate ridicată, este foarte inflamabil, corosiv și are un grad ridicat de toxicitate. Nu în ultimul rând, densitatea energetică a metanolului este redusă, astfel încât autonomia scade la aproape jumătate comparativ cu alimentarea vehiculelor cu benzină.

Tot din biogaz se poate produce biohidrogen, însă variante mult mai atractive sunt producția prin fermentare biomasei utilizând microorganisme termofile și fotoheterotrofice [106], dar mai ales utilizarea de energie solară sau eoliană pentru electroliza apei (fig. 1.24). Avantajul indiscutabil al acestui combustibil este gradul redus de poluare asociat utilizării lui, NO_x fiind singura categorie de poluanți care se produc în cantități ridicate în timpul arderii. Problema majoră în folosirea hidrogenului o reprezintă densitatea energetică foarte redusă, astfel încât presiunea de stocare este la valori ridicate de 700 bar³⁷. O rezolvare a stocării hidrogenului este transformarea lui în metanol [79]. Combinarea hidrogenului produs prin utilizarea de energie regenerabilă, cu dioxid de carbon reținut din gazele de evacuare ale centralelor termice sau chiar din aer, la presiuni și temperaturi ridicate, în prezență de catalizatori, reprezintă o reacție de sinteză care deocamdată nu este fezabilă din punct de vedere economic. Pentru obținerea unor hidrocarburi cât mai apropiate ca și proprietăți și densitate energetică de benzină, metanolul poate fi transformat într-un combustibil cu conținut redus de oxigen [56] într-un proces asemănător cu producția de benzină sintetică din biomasă.

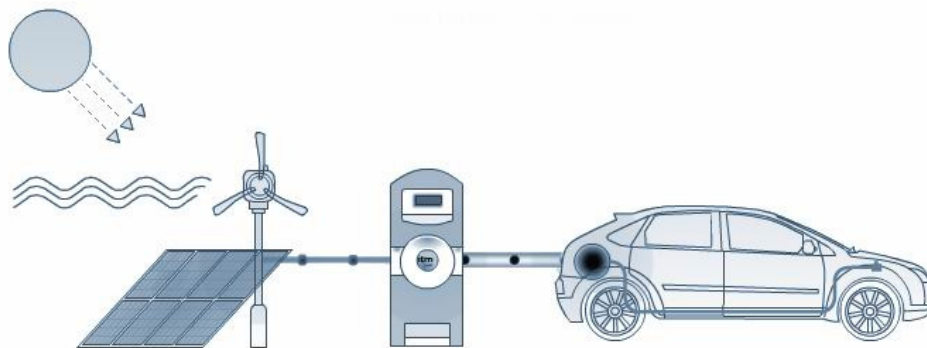


Fig. 1.24. Sistemul ITM Power de producere și utilizarea a hidrogenului [129]

³⁶ Gazul de sinteză cu conținut ridicat de monoxid de carbon reacționează cu hidrogenul conform reacției $\text{CO} + 2\text{H}_2 \leftrightarrow \text{CH}_3\text{OH}$, în paralel cu alte două reacții $\text{CO}_2 + 3\text{H}_2 \leftrightarrow \text{CH}_3\text{OH} + \text{H}_2\text{O}$ împreună cu $\text{CO}_2 + \text{H}_2 \leftrightarrow \text{CO} + \text{H}_2\text{O}$, la presiuni de 50-100 atm și temperaturi de 200-300 °C în prezență de catalizatori pe bază de cupru-zinc. Deși gazul de sinteză poate fi obținut din aproape orice materie primă care conține carbon, metanolul este preferat datorită gradului ridicat de puritate [56].

³⁷ Temperatura critică a hidrogenului de -239,97°C [140] este foarte redusă ceea ce face lichefierea hidrogenului extrem de dificilă. O altă proprietate a acestui gaz care face dificilă adaptarea motoarelor cu ardere internă sau a altor instalații de ardere la alimentare cu hidrogen este viteza de propagare a frontului de aprindere foarte ridicată. Influența naturii combustibilului asupra desfășurării procesului de combustie este tratată în capitolul 2.

Firma BMW propune un sistem de producție, distribuție și utilizare a hidrogenului folosind tehnologie disponibilă la ora actuală (fig. 1.25), cu sloganul foarte sugestiv „Noi reducem poluarea, nu plăcerea”³⁸. Un mare obstacol în introducerea acestui sistem este însă lipsa unei infrastructuri specifice care este mult mai ușor de creat în cazul bioetanolului și mai ales al biobutanolului.

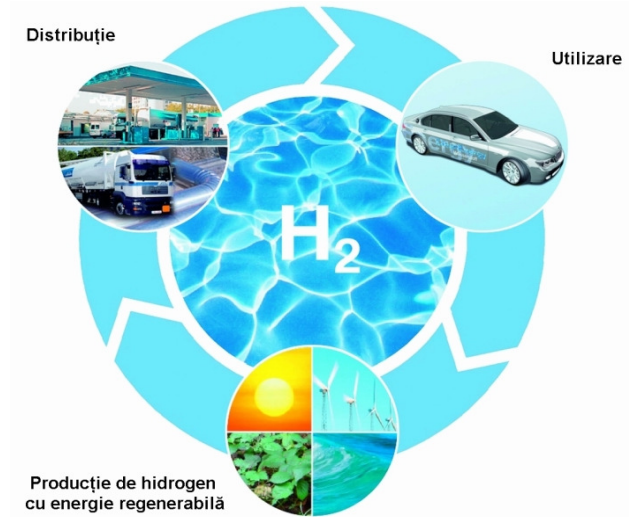


Fig. 1.25. Strategia energetică BMW bazată pe hidrogen [109]

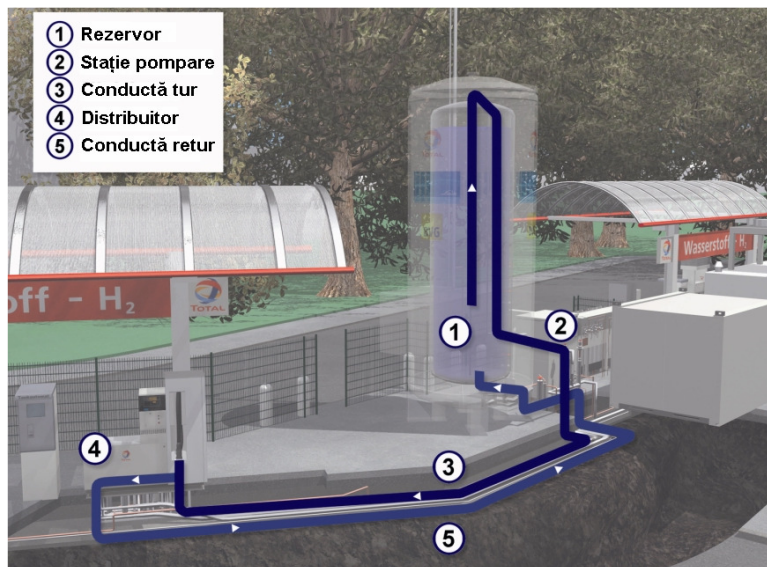


Fig. 1.26. Sistemul BMW de alimentare cu hidrogen [109]

³⁸ În limba engleză „We stop emissions – not emotions” [108].

Pe lângă problemele legate de producție și distribuție, utilizarea hidrogenului pentru alimentarea MAS necesită o serie de modificări. Autoturismul BMW 7 Hydrogen este prima limuzină de lux concepută pentru a fi alimentată cu hidrogen și demonstrează că trecerea la un carburant cu emisii extrem de reduse nu presupune nici un compromis din punct de vedere al plăcerii de a conduce. Motorul în 12 cilindri dezvoltă o putere de 191 kW/260 CP și un moment motor maxim de 390 Nm la 4300 rot/min. Performanțele sunt la același nivel, indiferent dacă se utilizează hidrogen sau benzină, diferența majoră fiind evident nivelul de poluare.

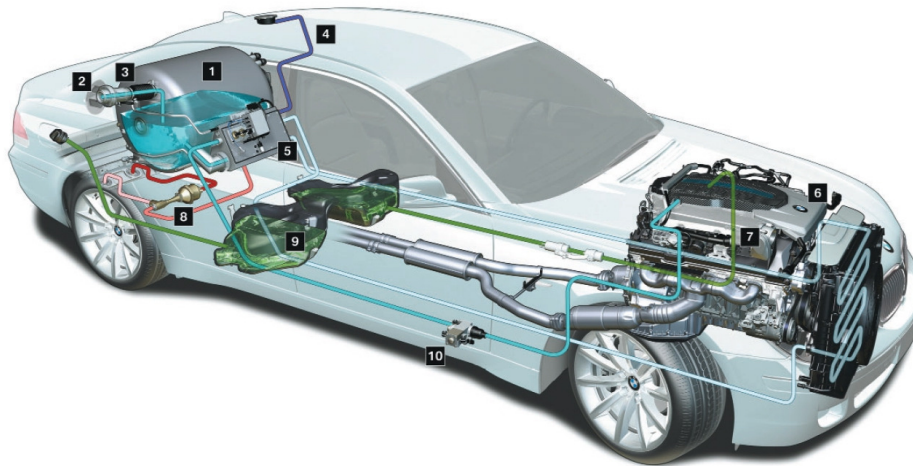


Fig. 1.27. Sistem BMW de alimentare MAS cu hidrogen [109]

Hidrogenul este stocat în stare lichidă în rezervorul (1) (fig. 1.27) care poate fi umplut prin cuplarea furtunului de alimentare la bușonul (2) care este controlat de supapa (3). Comparativ cu stocarea în stare gazoasă la 700 bar, același volum de hidrogen la -250°C în stare lichidă conține cu până la 75% mai multă energie. Pentru siguranță este prevăzută o supapă (4) în cazul în care presiunea din rezervor depășește 5,5 bar. Menținerea temperaturii scăzute în rezervorul pentru hidrogen se realizează cu ajutorul modulului (5) care conține un schimbător de căldură prin care circulă apă răcită în radiatorul din fața motorului (6). La rampa de injectoare pentru hidrogen (7) combustibilul ajunge în stare gazoasă după ce este vaporizat cu ajutorul sistemului de control (8). Presiunea în sistemul de alimentare este controlată cu supapa (10). Autonomia totală a autoturismului este de 700 km, din care 200 km pot fi realizați cu un plin de hidrogen. Motorul poate fi alimentat și cu benzină din rezervorul (9) ceea ce oferă o mare flexibilitate din punct de vedere al combustibilului utilizat. Datorită tehnologiilor adoptate pentru construirea acestui autovehicul este posibilă obținerea de performanțe ridicate indiferent de carburantul folosit, în paralel cu reducerea la minim a nivelului de poluare. Controlul cantității de aer care pătrunde în cilindru se face cu ajutorul sistemelor de distribuție variabilă Valvetronic și dublu Vanos (vezi subcapitolul 1.2.1), astfel încât realizarea amestecului poate fi optimizată pentru fiecare din cele două moduri de funcționare. Singura sursă de CO_2 , CO și HC când motorul este alimentat cu hidrogen sunt cantitățile minuscule de lubrifianți care ajung în camera de ardere. Indiferent de

combustibilul utilizat, la temperaturi de peste 1000°C azotul din aer se combină cu oxigenul având ca rezultat formarea oxizilor de azot NO_x . În sarcină motorul funcționează cu amestec stoechiometric ($\lambda=1$), iar NO_x -ul format se poate reduce cu ajutorul unui catalizator cu trei căi (vezi subcapitolul 1.3.1). La sarcini parțiale sistemul de control dozează raportul aer-combustibil în zona amestecurilor foarte sărace ($\lambda>2$), astfel încât temperaturile în camera de ardere sunt mult reduse, iar formarea NO_x este frânată. UEC elimină dozajele între cele două valori ale coeficientului de exces al aerului ($1<\lambda<2$) și trece rapid de la o strategie de funcționare la alta. Injecția de hidrogen se face în poarta supapei, în timp ce funcționarea cu benzină se face cu injecție directă în cilindru, astfel încât se pot obține performanțe ridicate cu un nivel redus de poluare cu ambele tipuri de combustibil.

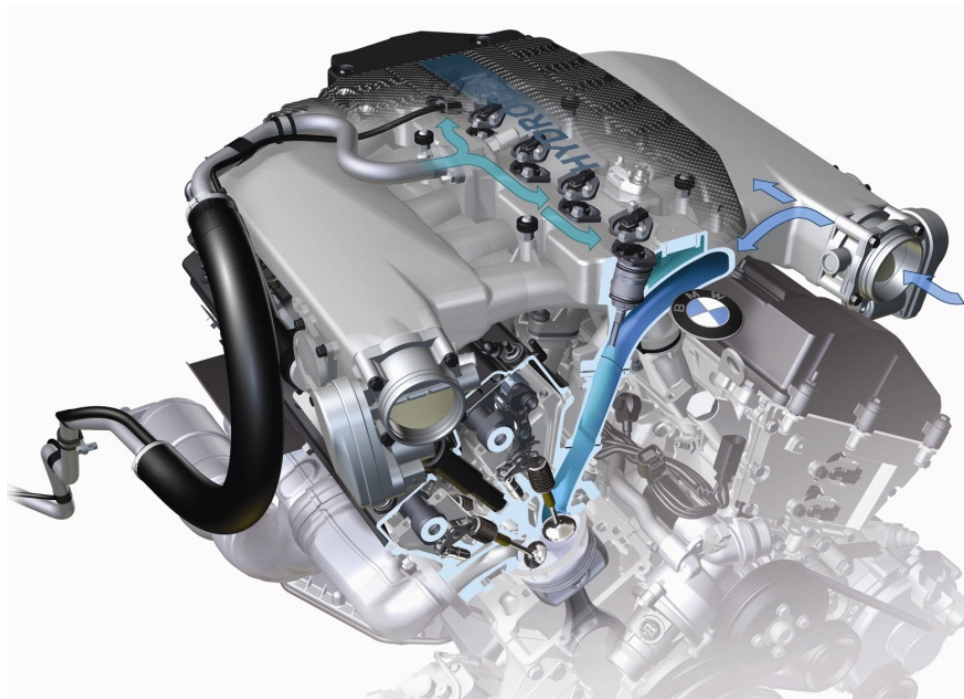


Fig. 1.28. Motorul BMW V12 Hydrogen [109]

Utilizarea biocombustibililor în România este relativ restrânsă, mai ales din cauza lipsei unei infrastructuri specifice producției și distribuției acestui tip de combustibili. Biodieselul și industria aferentă cunoaște o dezvoltare rapidă în ultimii ani, mai ales la nivel local. În general consumul de biodiesel are un caracter de circuit închis, unde producătorul este și consumator, cum este cazul fermelor care utilizează producția de biodiesel pentru a alimenta utilajele și autotractoarele proprii. Schimbarea este însă evidentă, mai ales prin construirea fabricilor de biodiesel cu capacități ridicate de producție 10-100 tone/zi. Pentru MAS varianta utilizării bioetanolului pare a fi cea mai potrivită. Brazilia se bazează pe utilizarea acestui combustibil de câteva decenii, astfel încât în prezent peste 85% din autovehiculele din această țară sunt propulsate de motoare alimentate cu bioetanol

sau amestec de etanol cu benzină. Având în vedere ca peste 50% din autoturismele noi vândute în România sunt echipate cu MAS, fără a lua în considerare autovehiculele deja existente în circulație unde procentajul este chiar mai ridicat, cel mai probabil, dintre combustibilii alternativi, bioetanolul va fi cel mai utilizat.

1.3.3. Sisteme hibride de propulsie

Utilizarea sistemelor hibride cu scopul reducerii consumului de carburant reprezintă o soluție adoptată de tot mai mulți producători de autovehicule pentru a îndeplini normele de poluare din ce în ce mai stricte. Majoritatea concernelor din industria auto au ales varianta combinării MAI cu motoare electrice, deși au fost investigate și alte variante de hibridizare. Conceptul BMW Turbo Steamer (fig. 1.29) utilizează căldura preluată din gazele de evacuare pentru a crea abur care antrenează o mașină cu abur conectată la arborele cotit al MAI [137]. Consumul de carburant se reduce cu până la 15%, în timp ce motorul cu o capacitate de 1,8 litri primește un plus de 10 kW putere și un moment motor maxim mai mare cu 20 Nm.

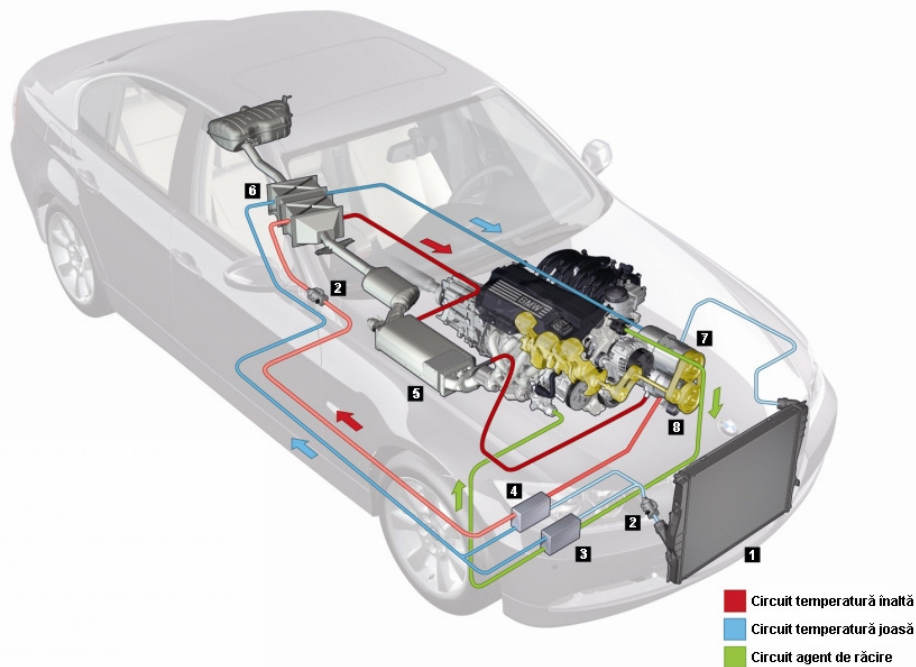


Fig. 1.29. Conceptul BMW Turbo Steamer [137]

Fluidul de lucru este încălzit în schimbătoarele de căldură montate pe traseul de evacuare care preiau până la 80% din căldura conținută în gazele de ardere. Se disting două circuite, unul la temperatură înaltă și unul la temperatură joasă. Radiatorul (1) are rolul de condensator pentru circuitul de temperatură joasă. Condensatul este trecut cu ajutorul pompei (2) prin generatorul de abur (3) care folosește căldura preluată din sistemul de răcire al MAI. Condensatul mai preia

căldură și de la condensatorul la temperatură înaltă (4). Condensatul la temperatură înaltă din (4) ajunge în schimbătorul de căldură (6) unde este transformat în abur, în paralel cu supraîncălzirea aburului produs în generatorul (3). Aburul din circuitul la temperatură joasă se destinde în motorul cu abur (7), iar cel produs pe partea la temperatură înaltă se destinde în motorul cu abur (8), după ce a fost supraîncălzit în schimbătorul de căldură (5). Ca o continuare a studiului metodelor de recuperare a căldurii conținută în gazele de evacuare, BMW urmărește implementarea unui schimbător de căldură care produce energie electrică folosind căldura recuperată de pe traseul de evacuare³⁹.

Arhitectura sistemelor de propulsie hibridă care pare a fi soluția preferată de majoritatea producătorilor de autoturisme presupune utilizarea MAI ca mijloc primar de propulsie, iar motorul electric pentru antrenarea roților motoare în momentele în care este necesar un nivel ridicat de putere, cum sunt accelerațiile puternice. Autoturismul Mercedes S400 Hybrid are un modul cu motor electric (fig. 1.30) care îndeplinește trei funcții, prin gestionarea sistemului automat start – stop pentru reducerea consumului, recuperarea energiei cinetice în timpul frânării și îmbunătățirea performanțelor dinamice.

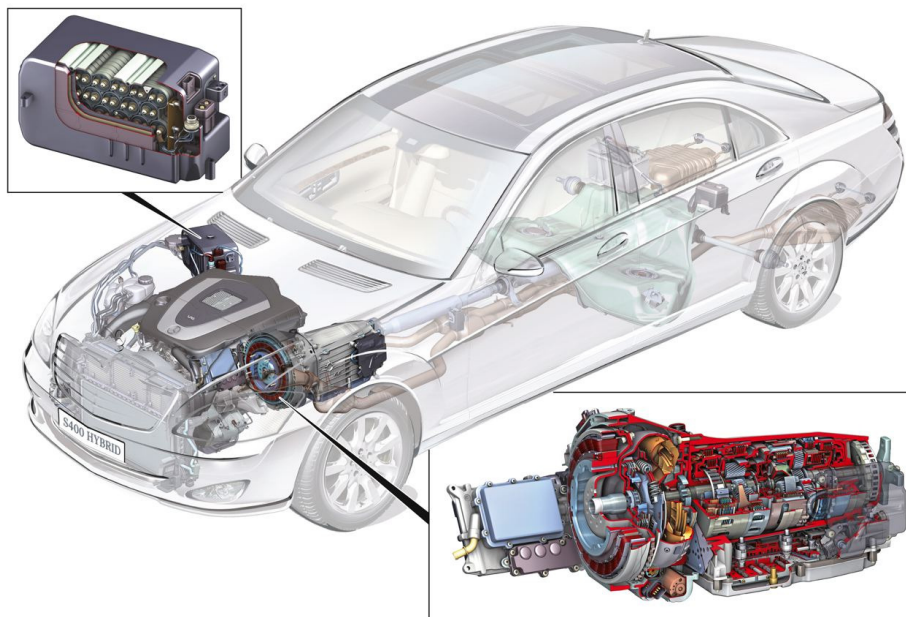


Fig. 1.30. Sistem hibrid de propulsie Mercedes [117]

Motorul alimentat cu benzină V6 dezvoltă 205 kW / 279 CP și este cuplat la modulul hibrid cu motor electric care este capabil de un moment motor de 160 Nm și o putere maximă de 15 kW / 20 CP. Combinate, cele două motoare produc o

³⁹ Sistemele cu denumirea TEG, din limba engleză thermo-electric generators – generatoare termo-electrice – pot reîncărca acumulatorul autovehiculului atunci când temperatura gazelor de evacuare este ridicată. TEG reprezintă o tehnologie extrem de atractivă mai ales pentru sistemele hibride care combină MAI cu motoare electrice [22].

putere de 220 kW / 299 CP și un moment motor maxim de 375 Nm, performanțe care permit limuzinei S400 Hybrid să accelereze de la 0-100 km/h în 7,3 secunde. Motorul electric de dimensiuni reduse este montat direct pe arborele cotit al MAS, între blocul motor și cutia de viteze automată cu 7 trepte 7G-Tronic. Dacă este utilizat ca generator de energie electrică pentru încărcarea acumulatorilor sau acoperirea necesarului de curent electric, modulul poate genera până la 20 kW. În funcție de situație, motorul electric este utilizat pentru plecările de pe loc atunci când autoturismul se găsește în trafic, iar sistemul start – stop oprește motorul alimentat cu benzină pe durata staționărilor. Energia electrică este stocată într-o baterie de înaltă tensiune. Răcirea bateriei Litiu-Ion este asigurată de instalația de aer condiționat a autovehiculului astfel încât să fie asigurată temperatura optimă de funcționare. Datorită dimensiunilor reduse, bateria cu tensiune înaltă de 120 V poate fi montată în același spațiu ca și acumulatorul clasic de 12 V (fig. 1.30). O altă componentă care contribuie la reducerea consumului de combustibil este adoptarea unei pompe de vacuum electrică care creează depresiunea necesară pentru funcționarea sistemului de frânare. Chiar și sistemul hidraulic al direcției asistate este antrenat de un motor electric, ca și aerul condiționat, astfel încât funcționarea să fie posibilă și cu MAI oprit. Pompa care asigură presiunea uleiului în cutia de viteze este electrică din același motiv. O altă funcție a modulului hibrid este recuperarea energiei pierdută la frânare. Motorul electric devine un generator antrenat de roțile punții spate, iar energia electrică produsă se stochează în acumulatorul Litiu-Ion. Prin hibridizarea sistemului de propulsie s-a obținut o reducere importantă a consumului de combustibil până la 7,9 litri / 100 km, precum și o emisie relativ scăzută de 190 g CO₂ / km, fără a renunța la performanțele dinamice.

Autovehiculul Chevrolet Volt⁴⁰ a cărei producție urmează să înceapă în 2010 se bazează exclusiv pe propulsia electrică. Ideea s-a născut din concluzia unui studiu al utilizării autoturismului de către clientul final, care în medie parcurge doar 60 km pe zi. Autonomia vehiculului de 64 km este asigurată de energia stocată în bateria Litiu-Ion de 16 kWh, care poate fi reîncărcată în 3 ore la o tensiune de 240 V sau 8 ore la 120 V. MAI poate fi alimentat cu benzină sau amestec de benzină-bioetanol E85 și este utilizat doar pentru reîncărcarea bateriei atunci când se parcurg distanțe mai mari.

Conceptul care a stat la baza dezvoltării autovehiculului este E-Flex⁴¹ imaginat de inginerii de la GM (fig. 1.31). Motorul electric (1) cu o putere maximă de 160 CP folosește energia electrică stocată în bateria Litiu-Ion (5) cu o tensiune de 350 V și capacitatea maximă de 16 kWh, din care 8 kWh pot fi efectiv utilizați. Reîncărcarea bateriei se face în timpul mersului prin antrenarea generatorului electric (2) de 53 kW cuplat direct la arborele cotit al MAS (3) cu cilindrul de 1,0 litri supraalimentat și dotat cu intercooler (vezi subcapitolul 1.2). Autonomia totală a autoturismului este estimată la 1000 km cu rezervorul (6) de 45 litri umplut cu E85, însă având în vedere utilizarea zilnică pentru a parcurge distanțe de maxim 64 km, bateria se încarcă prin cuplarea prizelor (4) la rețeaua de distribuție a energiei

⁴⁰ Specificații tehnice - autoturism 3 volume, 5 uși, 4 locuri, dimensiuni ampatament 2685 mm, lungime 4044 mm, lățime 1798 mm, înălțime 1430 mm, capacitate portbagaj 301 litri, tracțiune față, suspensie independentă McPherson, frâne cu discuri pe toate cele patru roți, sistem de recuperare a energiei cinetice în timpul frânării, direcție asistată electric, motor electric moment motor 370 Nm, putere maximă 111 kW/150 CP, alimentat de la o baterie Litiu-Ion de capacitate 16 kWh, viteză maximă de 160 km/h, tren de rulare echipat cu cauciucuri special proiectate pentru rezistență minimă la rulare, montate pe jante din aliaj pe 17" [133].

⁴¹ În limba engleză E-REV Extended-Range Electric Vehicle, vehicul electric cu autonomie extinsă.

electrice. E-Flex va fi introdus în producție cu mici modificări și va constitui o platformă comună pentru autoturismele GM lansate în SUA și Europa.

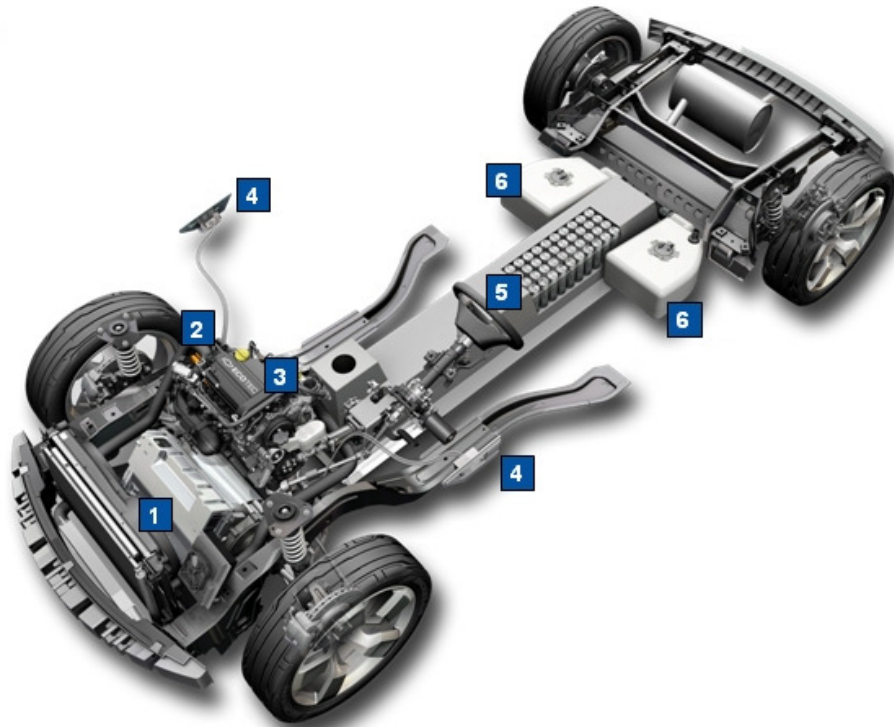


Fig. 1.31. Conceptul E-Flex de vehicul electric cu autonomie extinsă [133]

Motorul electric produce momentul motor maxim de la turații reduse și oferă performanțe echivalente cu un MAS de 150 CP. Viteza maximă a autoturismului este de 160 km/h, iar toate cerințele de confort sunt îndeplinite ca la orice berlină de clasă medie echipată cu MAS. Marele avantaj oferit de Volt este nivelul de poluare redus⁴², dar mai ales costul scăzut de utilizare, estimat ca fiind de șase ori mai mic comparativ cu autovehiculele alimentate cu benzină. Varianta pentru Europa urmează a fi lansată în 2011 sub denumirea de Opel Ampera. Dezvoltarea motorului alimentat cu combustibil pentru acest vehicul a reprezentat o adevărată provocare pentru inginerii de la GM, care nu au fost obișnuiți să proiecteze un motor care stă în așteptare în majoritatea duratei de viață [23].

⁴² Noxele emise de vehicul sunt zero în limita autonomiei de 64 km care poate fi parcursă exclusiv cu energia stocată în baterii, însă trebuie avut în vedere modul de producere al energiei electrice cu care se efectuează reîncărcarea.

2. STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRILOR PRIVIND FUNCȚIONAREA MOTOARELOR CU APRINDERE PRIN SCÂNTEIE

2.1. Modelarea procesului de admisie

Motorul cu ardere internă cu piston transformă căldura produsă prin arderea unui combustibil în lucru mecanic. Produsele arderii intră în compoziția fluidului motor, iar evoluțiile acestuia se realizează prin intermediul unui piston, a cărui mișcare alternativă în interiorul unui cilindru este transformată în mișcare de rotație de către mecanismul bielă-manivelă [18]. Ciclul motor este o succesiune a proceselor care se repetă periodic în cilindru, iar partea din ciclul motor care se efectuează într-o cursă a pistonului se numește timp. Motorul în patru timpi execută un ciclu complet în patru curse, ceea ce presupune două rotații ale arborelui cotit. Pentru realizarea unui ciclu motor este necesară introducerea de fluid proaspăt⁴³, proces care poartă denumirea de admisie. Comprimarea prealabilă a fluidului motor se interpune între admisie și ardere, cu scopul de a mări eficiența ciclului motor. În timpul procesului de ardere are loc eliberarea energiei chimice a combustibilului sub formă de căldură. Arderea are loc parțial în cursa de comprimare și parțial în cursa de destindere. Destinderea este singurul timp din ciclu care produce lucru mecanic transformat de motor din căldura eliberată prin ardere. Pentru reluarea ciclului, gazele de ardere sunt evacuate din cilindru, proces care poartă denumirea de evacuare.

2.1.1. Schimbul de gaze

Schimbarea gazelor are ca scop evacuarea cât mai completă a gazelor de ardere din cilindru și umplerea acestuia cu o cantitate cât mai mare⁴⁴ de fluid proaspăt pentru a relua ciclul motor [18]. Ecuația (2.1) arată dependența direct proporțională dintre debitul de aer care ajunge în motor și puterea indicată, la turație constantă.

$$P_i = \eta_i \cdot \frac{\dot{m}_a}{\lambda \cdot L_{min}} \cdot Q_i \quad (2.1)$$

unde P_i este puterea indicată măsurată în W, η_i randamentul indicat, \dot{m}_a debitul de aer în kg/s, λ coeficientul excesului de aer, L_{min} aerul minim necesar arderii în $\text{kg}_{\text{aer}}/\text{kg}_{\text{combustibil}}$, Q_i puterea calorică inferioară a combustibilului în J/kg.

⁴³ Pentru MAS cu injecție în poarta supapei fluidul proaspăt introdus în cilindru este un amestec de aer și combustibil. În continuare se va face referire doar la acest caz particular.

⁴⁴ În principiu se dorește realizarea unei umpleri cât mai bune pentru obținerea unui nivel ridicat de putere, însă pentru sarcini parțiale, controlul arderii (vezi subcapitolul 1.2.5) și pentru reducerea emisiei de oxizi de azot, în unele cazuri umplerea se face deliberat cu eficiență mică, astfel încât în cilindru să fie o fracțiune importantă de gaze de ardere.

Astfel, introducerea și reținerea în cilindru a masei maxime de aer, la deschiderea completă a clapetei de accelerație sau la sarcină plină, reprezintă scopul principal al schimbului de gaze [20]. Schimbarea gazelor cuprinde procesele de admisie și evacuare, care deși nu se succed în cadrul unui ciclu, urmează unul după celălalt la trecerea de la un ciclu la celălalt, în sensul că evacuarea este urmată de admisia ciclului următor. Tratarea acestor două procese împreună în mai multe lucrări este justificată prin influența evacuării asupra procesului de admisie, și datorită fenomenului comun de curgere a gazelor care exercită o influență majoră asupra ambelor procese.

În timpul admisiei fluidul proaspăt pătrunde în cilindrul motorului, motiv pentru care procesul mai poartă denumirea de umplere. Admisia coincide cu deplasarea pistonului în cursa de admisie doar în cazul ciclului ideal Otto. În realitate amestecul carburant pătrunde în cilindru din momentul deschiderii supapei de admisie până la închiderea acesteia, cu condiția ca presiunea în cilindru să fie mai mică decât cea din galerie.

Procesul de admisie poate fi de două feluri, admisie normală când umplerea cilindrului cu fluid proaspăt se face sub acțiunea mediului ambiant, asociată cu efectul de deplasare a pistonului, și admisie forțată, când este utilizat un sistem de supraalimentare⁴⁵.

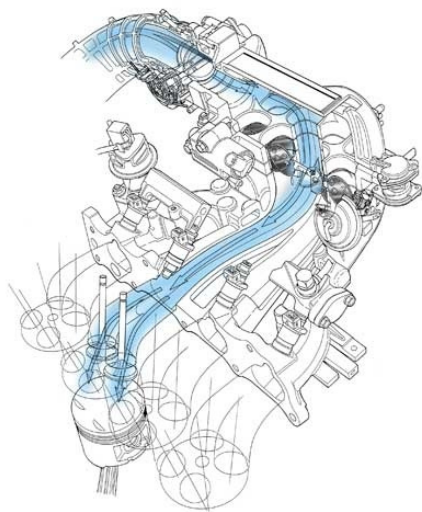


Fig. 2.1. Traseul de admisie pentru MAS cu injecție în poarta supapei [105]

Aerul, înainte de a pătrunde în cilindru are presiunea și temperatura mediului ambiant. Presiunea în cilindru la sfârșitul admisiei este influențată de pierderile hidrodinamice de pe traseu. În general traseul de admisie al unui MAS cu injecție în poarta supapei este compus din filtrul de aer cu carcasa aferentă, tubulatura montată între filtru și corpul clapetei de accelerație, obturatorul cu rolul de a regla cantitatea de fluid proaspăt care ajunge în motor, colectorul și galeria de admisie, la capătul căreia se găsește supapa de admisie cu rolul de a închide și

⁴⁵ În continuare se va face referire doar la admisia normală.

deschide orificiul de trecere dintre galeria practică în chiulasă și cilindru. Rezistențele hidraulice principale de pe traseu sunt filtrul de aer⁴⁶, clapeta de accelerație și supapa sau supapele de admisie (fig. 2.1). Traseul de evacuare pleacă de la supapă sau supapele de evacuare, se continuă cu galeria de evacuare, colectorul de gaze, convertorul catalitic⁴⁷, și tubulatura până la amortizorul de zgomot de unde gazele sunt evacuate în atmosferă.

Pierderile de pe traseul de admisie, precum și pe cel de evacuare depind de densitatea fluidului și de factori funcționali cum ar fi turația motorului care influențează direct viteza de curgere. Se pot defini două debite de fluid proaspăt, conform relațiilor (2.2) și (2.3).

$$\dot{m}_{fp0} = \rho_{fp0} \cdot V_s \cdot i \cdot \frac{n}{\tau_c} \quad (2.2)$$

$$\dot{m}_{fp} = \rho_{fp} \cdot V_s \cdot i \cdot \frac{n}{\tau_c} \quad (2.3)$$

unde \dot{m}_{fp} este debitul de fluid proaspăt măsurat în kg/s, ρ_{fp} densitatea fluidului proaspăt în kg/m³, V_s cilindrul în m³, i numărul de cilindri, n este turația măsurată în rad/s, τ_c durata unui ciclu⁴⁸ în rad. Indicele 0 definește condițiile ideale, când admisia se face fără pierderi.

Nivelul relativ al pierderilor în timpul procesului de admisie este dat de raportul dintre debitul de fluid proaspăt în condiții reale și debitul în condiții ideale, fără pierderi sau alte influențe. Acest raport se notează cu η_v și poartă denumirea de grad de umplere⁴⁹.

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{fp}}{\dot{m}_{fp0}} \quad (2.4)$$

Gradul de umplere reprezintă un criteriu de perfecțiune a procesului de admisie, iar cu cât η_v are o valoare mai ridicată cu atât pierderile sunt mai mici. El este un criteriu de comparație a sistemelor de admisie a motoarelor.

Relația (2.5) arată dependența puterii efective față de gradul de umplere. Cu cât η_v este mai mare, cu atât puterea efectivă este mai ridicată.

$$P_e = \eta_e \cdot \frac{Q_i}{1 + \lambda \cdot L_{min}} \cdot \rho_{fp0} \cdot \frac{V_s \cdot i}{\tau_c} \cdot n \cdot \eta_v \quad (2.5)$$

unde P_e este puterea efectivă în W, η_e randamentul efectiv.

⁴⁶ Filtrul de aer produce căderi de presiune mici comparativ cu clapeta obturator sau supapa, însă poate fi o rezistență hidraulică importantă în momentul funcționării în sarcină, la turații ridicate, mai ales dacă are un grad ridicat de uzură.

⁴⁷ Convertorul catalitic poate lipsi din traseul de evacuare, însă normele de poluare în vigoare impun utilizarea acestei metode de tratare a gazelor de ardere.

⁴⁸ La motoarele în patru timpi un ciclu complet durează două rotații complete 4π ale arborelui cotit.

⁴⁹ Se mai utilizează și alte denumiri cum ar fi randament volumetric sau coeficient de umplere, însă „grad de umplere” descrie cel mai bine natura acestui parametru.

Puterea maximă a motorului se obține la valoarea cea mai mare a produsului $(n \cdot \eta_v)_{\max}$ datorită scăderii valorii gradului de umplere odată cu creșterea turației, după atingerea unei valori maxime (fig. 2.2).

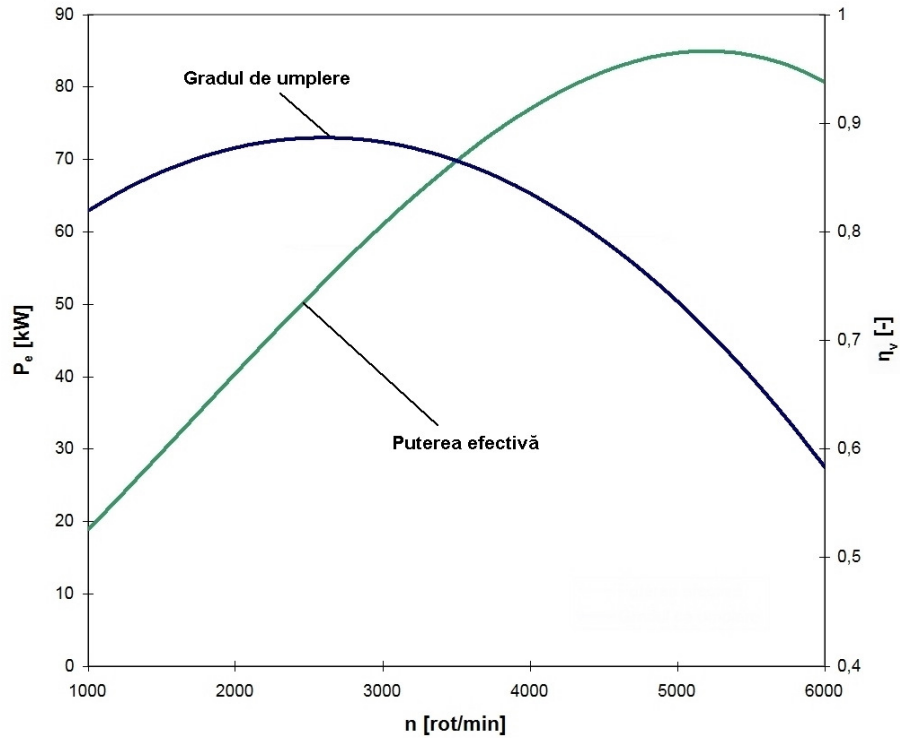


Fig. 2.2. Variația gradului de umplere și a puterii efective cu turația

Din relația (2.6) rezultă concluzia că momentul motor efectiv M_e nu depinde direct de turație, ci prin intermediul lui η_v .

$$M_e = \eta_e \cdot \frac{Q_i}{1 + \lambda \cdot L_{min}} \cdot \rho_f p_0 \cdot \frac{V_s \cdot i}{\tau_c} \cdot \eta_v \quad (2.6)$$

unde M_e este momentul motor efectiv măsurat în Nm.

Pentru simplitate, la calculul ciclului motor cantitatea de fluid motor se exprimă în unități molare. Datorită presiunii scăzute la sfârșitul admisiei⁵⁰ se poate aplica ecuația de stare a gazelor perfecte.

$$p_0 \cdot V_0 = m_{fp} \cdot R_{fp} \cdot T_0 \quad (2.7)$$

⁵⁰ Presiunea este scăzută în comparație cu presiunea critică a fluidului, valoare în jurul căreia considerarea aerului și a combustibilului în stare de vapori ca un amestec de gaze ideale ar introduce erori considerabile [13].

unde p_0 este presiunea mediului ambiant în Pa, V_0 volumul care corespunde masei m_{fp} la presiunea și temperatura mediului ambiant, măsurat în m^3 , R_{fp} constanta fluidului proaspăt în kJ/kg K, T_0 temperatura mediului ambiant în K.

Ținând cont de masa molară a fluidului proaspăt M_{fp} măsurată în kmol/kg ecuația (2.7) se poate rescrie sub forma (2.8) de mai jos, unde $R = 8314$ J/kmol K, substituind masa $m_{fp} = \nu_{fp} M_{fp}$.

$$p_0 \cdot V_0 = \nu_{fp} \cdot R \cdot T_0 \quad (2.8)$$

Se notează cu ν_{fp_0} numărul teoretic de moli de fluid proaspăt, corespunzător masei m_{fp_0} care ocupă cilindrul V_s și se scrie ecuația de stare a gazelor (2.9).

$$p_0 \cdot V_s = \nu_{fp_0} \cdot R \cdot T_0 \quad (2.9)$$

Prin împărțirea relațiilor (2.8) cu (2.9) se obține exact expresia gradului de umplere, ceea ce arată că acest indice de perfecțiune este egal cu raportul dintre cantitatea masică, molară sau volumetrică de fluid proaspăt reținut în cilindru la sfârșitul procesului de admisie și cantitatea teoretică de fluid proaspăt care ar ocupa cilindrul V_s în condiții inițiale de referință, adică într-un proces fără pierderi termogazodinamice [18].

$$\eta_V = \frac{m_{fp}}{m_{fp_0}} = \frac{\nu_{fp}}{\nu_{fp_0}} = \frac{V_0}{V_s} \quad (2.10)$$

Deși în punctul mort exterior (PME) viteza pistonului este nulă, fluidul proaspăt are încă o viteză de curgere ridicată. Între momentul în care pistonul începe cursa de comprimare și închiderea supapei de admisie, în cilindru mai pătrunde o masă importantă de fluid proaspăt⁵¹. Fenomenul de umplere a cilindrului după efectuarea cursei de admisie se numește postumplere [18]. Gradul de postumplere (φ_{pu}) este raportul dintre numărul de moli de fluid proaspăt $\Delta \nu_{fp}$ care pătrunde în cilindru după PME și cantitatea totală de fluid reținută în cilindru în procesul de admisie. În relația (2.11) ν_{fp_a} reprezintă numărul de moli de amestec proaspăt care ajunge în cilindru în cursa de admisie. La sarcini și turații ridicate, în general $\varphi_{pu} > 0$, adică $\nu_{fp} > \nu_{fp_a}$, iar la sarcini și turații reduse $\varphi_{pu} < 0$.

$$\varphi_{pu} = \frac{\nu_{fp} - \nu_{fp_a}}{\nu_{fp}} = \frac{\Delta \nu_{fp}}{\nu_{fp}} \quad (2.11)$$

La închiderea supapei de evacuare⁵², în cilindru mai rămân gaze de ardere, gazele reziduale de masă m_r care participă la ciclul următor. Raportul dintre numărul de moli de gaze reziduale (ν_r) și numărul de moli de fluid proaspăt reținut în cilindru la sfârșitul admisiei se numește coeficientul gazelor reziduale și se notează cu γ_r .

⁵¹ Masa de amestec proaspăt care pătrunde în cilindru în timpul cursei de comprimare poate fi însemnată la turații ridicate și sarcină plină, când vitezele de curgere sunt mari, însă la sarcini parțiale și turații mici curgerea se poate inversa, astfel încât o cantitate de fluid proaspăt poate trece înapoi în galeria de admisie.

⁵² Calculul procesului de evacuare este tratat în subcapitolul 2.4.2.

$$\gamma_r = \frac{v_r}{v_{fp}} \quad (2.12)$$

Pentru calculele termodinamice, în cazul motoarelor în patru timpi cu admisie normală se face o aproximare care simplifică determinarea coeficientului gazelor reziduale. Se presupune că masa gazelor de ardere existentă în volumul camerei de ardere V_c atunci când pistonul este în punctul mort interior (PMI) rămâne constantă până la închiderea supapei de evacuare. Cunoscând presiunea și temperatura gazelor de ardere la sfârșitul cursei de evacuare, numărul de moli v_r se poate calcula cu ecuația de stare a gazelor.

$$p_r \cdot V_c = v_r \cdot R \cdot T_r \quad (2.13)$$

unde p_r este presiunea gazelor reziduale în Pa, V_c volumul camerei de ardere în m^3 , T_r temperatura gazelor reziduale în K.

Prin substituiri și ținând cont de egalitatea $V_c / V_s = 1 / (\varepsilon - 1)$, ε fiind raportul de comprimare, se obține relația (2.14) care evidențiază faptul că γ_r este invers proporțional cu η_v . Astfel se explică dezideratul general de micșorare a coeficientului gazelor reziduale pentru mărirea gradului de umplere.

$$\gamma_r = \frac{p_r}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T_r} \cdot \frac{1}{\eta_v(\varepsilon - 1)} \quad (2.14)$$

2.1.2. Influențe asupra procesului de schimbare a gazelor

Puterea efectivă este proporțională cu produsul dintre densitatea fluidului proaspăt și gradul de umplere, astfel încât temperatura mediului ambiant (T_0) exercită o influență majoră asupra gradului de umplere. Densitatea aerului⁵³ este invers proporțională cu T_0 astfel că, la creșterea temperaturii inițiale, consumul orar de aer scade.

$$\rho_L = \frac{p_0 \cdot M_L}{R \cdot T_0} \quad (2.15)$$

unde ρ_L este densitatea aerului în kg/m^3 , M_L masa molară a aerului în $kg/kmol$.

Gradul de umplere crește practic cu $(T_0)^{1/2}$ deoarece la mărirea lui T_0 , regimul termic al motorului rămâne practic nemodificat, iar aerul mai cald se încălzește mai puțin în contact cu suprafețele fierbinți ale traseului de admisie. Influența globală a temperaturii mediului ambiant se determină din produsul dintre gradul de umplere și densitatea, $\eta_v \cdot \rho_L = ct \cdot (T_0)^{1/2} / T_0 = ct / (T_0)^{1/2}$, ceea ce arată că mărirea temperaturii T_0 produce o scădere a puterii motorului. Temperatura mediului ambiant variază în funcție de anotimp și locația geografică, astfel încât pe timp de iarnă produsul $\eta_v \cdot \rho_L$ crește, iar motorul dezvoltă o putere mai mare⁵⁴.

⁵³ La amestec stoechiometric participare molară a benzinei în amestec cu aerul este ~2%, astfel încât masa molară a fluidului proaspăt, ca și densitatea, este foarte apropiată de cea a aerului.

⁵⁴ Diferența de putere între vara la 30°C și iarna la -20°C este de aproape 10%.

Presiunea mediului ambiant nu afectează sensibil gradul de umplere, însă densitatea aerului este direct proporțională cu presiunea p_0 . În regiunile muntoase presiunea scade, astfel încât puterea dezvoltată de motor este mai mică, deși temperatura T_0 este și ea mai redusă. Puterea efectivă a motorului măsurată pe stand se corectează în funcție de condițiile de încercare. Coeficienții de corecție raportează puterea motorului la o presiune și o temperatură de referință [123].

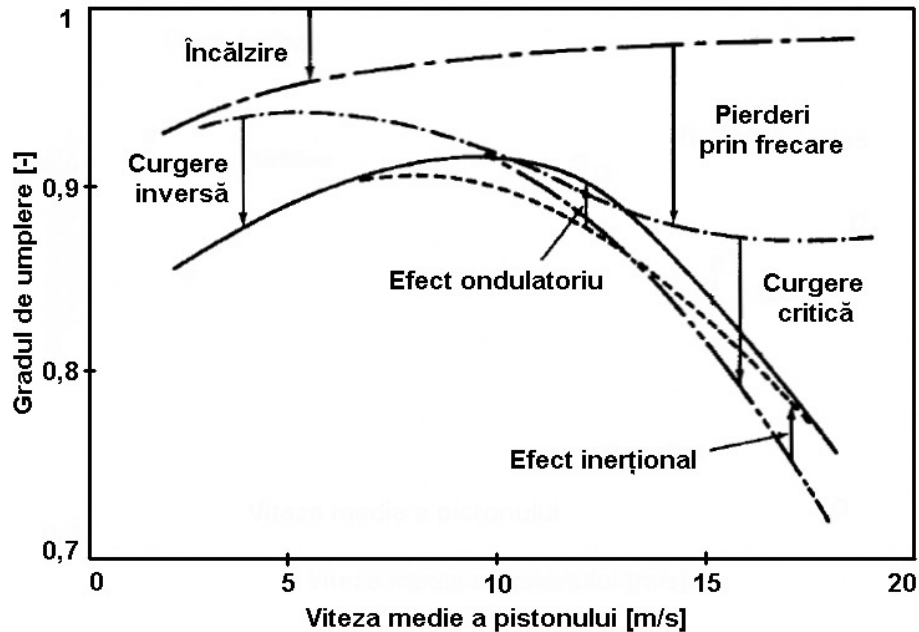


Fig. 2.3. Influențele factorilor funcționali asupra gradului de umplere [20]

Cantitatea de gaze reziduale, cuantificată prin γ_r , modifică temperatura fluidului proaspăt și volumul disponibil pentru amestec proaspăt în cilindru. Cu cât coeficientul gazelor reziduale este mai mare, cu atât umplerea este înrăutățită.

Sarcina motorului influențează η_v datorită metodei de reglare. La MAS cu clapetă de accelerație⁵⁵ conducta de admisie se obturează parțial la sarcini reduse, astfel încât presiunea în cilindru la sfârșitul admisiei este redusă în comparație cu funcționarea în sarcină. Această metodă de reglare este una cantitativă, comparativ cu metoda calitativă utilizată la MAC aspirate, unde cantitatea de aer care trece prin motor rămâne aproximativ aceeași la turație constantă, indiferent de sarcină. Totodată, crește coeficientul de gaze reziduale datorită cantității reduse de amestec proaspăt care ajunge în cilindru.

Turația motorului influențează gradul de umplere mai ales prin viteza de curgere a fluidului. Viteza de curgere, în condiții staționare, este dată de raportul

⁵⁵ Prezentă chiar și la unele MAC pentru reducerea emisiei de NO_x , clapeta de accelerație reprezintă o rezistență hidrodinamică importantă pe traseul de admisie, astfel încât tendința actuală este de a renunța la acest mecanism de reglare. Controlul cantității de amestec reținută în cilindru se face prin sistemele de distribuție variabilă, ceea ce reduce considerabil pierderile prin pompaj (vezi subcapitolul 1.2.1).

dintre debitul volumetric și secțiunea de curgere. În general dimensiunile traseului de admisie sunt proporționale cu alezajul cilindrului, astfel încât vitezele de curgere pe traseu sunt proporționale cu viteza medie a pistonului [20]. Creșterea temperaturii amestecului carburant datorită fluxului de căldură primit de la elementele fierbinți ale traseului de admisie, se manifestă diferit în funcție de turație. La viteze mari de curgere fluidul se încălzește mai puțin datorită timpului mai scurt în care are loc transferul de căldură (fig. 2.3). La turații mici apare fenomenul de curgere inversă, când fluidul proaspăt ajunge din cilindru înapoi în galeria de admisie datorită închiderii supapei cu întârziere față de PME. Pierderile prin frecare cresc cu pătratul vitezei de curgere, iar la apropierea de viteza sunetului curgerea devine critică⁵⁶. Viteza mare a fluidului la turații ridicate determină apariția fenomenului inerțional la sfârșitul procesului de admisie care duce la îmbunătățirea umplerii. Datorită închiderii și deschiderii repetate ale supapelor de admisie, apar unde de suprapresiune pe traseu. Acest fenomen ondulatoriu poate fi exploatat pentru creșterea gradului de umplere.

2.1.3. Calculul transferului convectiv de căldură

Regimul termic al motorului influențează η_v prin gradul de încălzire a fluidului proaspăt, astfel încât gradul de umplere măsurat în condiții de funcționare la cald este redus comparativ cu funcționarea la rece. Valorile regimului termic sunt determinate de soluția constructivă⁵⁷ a motorului și condițiile de funcționare.

Schimbul de căldură cu pereții traseului de admisie precum și cu pereții cilindrului se calculează pe baza ecuației (2.16), care presupune cunoașterea coeficientului de convecție. Dependența $Q_p(n)$ este complexă, deoarece coeficientul de convecție α_c crește cu turația. Efectul global este aproximativ $Q_p \sim 1 / n^{0.2}$ [18], deoarece la creșterea turației scade timpul în care se face transferul de căldură.

$$dQ_p = \alpha_c \cdot A \cdot \Delta T \cdot d\tau \quad (2.16)$$

unde Q_p este căldura transferată fluidului de la pereți măsurată în J, α_c coeficientul de transfer de căldură prin convecție în J/m² K s, A este aria de transfer de căldură în m², ΔT diferența dintre temperatura momentană a fluidului și temperatura peretelui, măsurată în K, $d\tau$ timpul în care se face schimbul de căldură măsurat în s.

Expresia pentru calculul coeficientului de convecție a fost formulată de W. Nusselt conform relației (2.17), valabilă pentru un gaz care nu se află în mișcare conținut într-un vas închis. Pe traseul de admisie al motorului există însă mișcări intense, organizate și turbulente, caz în care α_c este invers proporțional cu temperatura, ceea ce pune în evidență anomalia formulei lui Nusselt sau a altor formule de acest tip [18].

$$\alpha_c = 4,14 \cdot (1 + 1,24 \cdot w_p) \cdot \sqrt[3]{p^2 \cdot T} \quad (2.17)$$

⁵⁶ În timpul curgerii critice creșterea vitezei pistonului nu este însoțită de o creștere substanțială a debitului, iar reducerea gradului de umplere este însemnată. Acest fenomen se datorează depășirii raportului critic între presiunea din cilindru și cea din colectorul de admisie. Dacă la raportul critic de presiuni coeficientul de debit este maxim, depășirea acestei valori reduce debitul [77].

⁵⁷ Regimul termic al motoarelor răcite cu aer este în general mai ridicat decât cel al motoarelor răcite cu apă.

unde α_c este coeficientul de convecție în $\text{kJ/m}^2 \text{ h K}$, w_p viteza medie a pistonului măsurată în m/s , p presiunea din cilindru în bar , T temperatura din cilindru în K .

O soluție a problemei este adoptarea unei relații de forma $Nu = c (Re)^x (Pr)^y$ cu Nu , Re , Pr criteriile Nusselt, Reynolds și respectiv Prandtl, utilizată în general pentru transferul de căldură prin convecție la curgerea turbulentă a unui fluid prin conductă. Ținând cont de egalitățile $Nu = \alpha_c L/\lambda$ și $Re = w L/\nu$ rezultă relația (2.18).

$$\alpha_c = c \cdot \frac{\lambda}{\nu^x} \cdot \frac{w^x}{L_c^{1-x}} \quad (2.18)$$

unde c este o constantă de proporționalitate, λ este conductivitatea gazului măsurată în J/m s K , ν vâscozitatea cinematică în m^2/s , x constantă, w viteza caracteristică a fluidului în m/s , L_c dimensiunea caracteristică a conductei în m .

Pe baza acestei relații autorul lucrării [18] a dezvoltat o formulă de calcul care descrie mai bine fenomenul de transfer convectiv de căldură în cilindru pe durata comprimării (vezi subcapitolul 2.2.3) comparativ cu alte relații existente în literatură. Adaptată pentru cazul curgerii pe traseul de admisie această relație dă rezultate satisfăcătoare, rezultate ce sunt în concordanță cu valorile experimentale obținute în alte lucrări [13], [48]. Astfel, pentru condiții asemănătoare de viteze de curgere, valoarea coeficientului de transfer global determinată experimental este apropiată de cea obținută prin calcul utilizând formula (2.19). Valorile apropiate ale rezultatelor se datorează faptului că majoritatea fluxului de căldură primit de fluid se transferă prin convecție. Conducția este importantă doar la solide, în timp ce fluxul de căldură transmis prin radiație este nesemnificativ⁵⁸.

$$\alpha_c = 86,389 \frac{p^{0,8} \cdot w_{ea}^{0,8}}{T^{0,546} \cdot d_c^{0,2}} \cdot B \quad (2.19)$$

unde α_c este coeficientul de convecție în $\text{W/m}^2 \text{ K}$, p presiunea pe traseul de curgere măsurată în bar , w_{ea} viteza de curgere echivalentă în m/s (vezi subcapitolul 2.2.3), cu T temperatura momentană a fluidului pe traseul de curgere în K , d_c dimensiunea caracteristică a porțiunii de traseu în m .

2.1.4. Calculul procesului de admisie

Ecuatiile diferențiale care descriu schimbarea gazelor se pot rezolva cu ajutorul calculatoarelor numerice, însă o metodă de calcul mai simplă dă rezultate suficient de precise pentru a fi utilizată în studiul transferului de căldură și masă în timpul formării amestecului carburant prin injecție în poarta supapei. Ipotezele fundamentale pe care se bazează această metodă sunt următoarele [18]:

- 1) presiunea este constantă în timpul cursei de admisie ($p = p_a$),
- 2) admisia începe în PMI, iar perioada de deschidere simultană a supapelor este nulă⁵⁹,

⁵⁸ Gazele absorb și emit radiația pe o bandă îngustă de lungimi de undă, spre deosebire de spectrul continuu al solidelor. Moleculele gazelor biatomice sunt practic transparente. Având în vedere faptul că fluidul motor este în majoritatea lui compus din azot N_2 , se poate neglija fluxul de căldură transmis prin radiație [20].

⁵⁹ În realitate supapa de admisie se deschide cu avans față de PMI pentru a oferi o secțiune de curgere destul de mare în momentul în care începe cursa de admisie.

- 3) la începutul admisiei în cilindru se găsesc gaze reziduale la presiunea p_r , definită de rezistențele gazodinamice ale traseului de evacuare,
- 4) atât fenomenul de postumplere, cât și curgerea inversă se cuantifică prin gradul de postumplere (φ_{pu}),
- 5) fluidul proaspăt se încălzește în contact cu pereții traseului de admisie,
- 6) la sfârșitul, dar și în timpul procesului de admisie, în cilindru se află un amestec omogen de gaze de ardere și fluid proaspăt, care sunt gaze perfecte, inerte chimic,
- 7) parametrii variabili cum ar fi viteza în galeria de admisie (w_{ga}), viteza de curgere pe lângă supapă (w_{sa}), se consideră constanți pe toată durata admisiei.

În urma calculelor rezultă starea fluidului motor la sfârșitul cursei de admisie, în punctul „a” al ciclului, valori care servesc pentru calculul detaliat al proceselor din cilindru.

Determinarea valorii presiunii la sfârșitul cursei de admisie presupune un calcul iterativ. Astfel, traseul de admisie se împarte în mai multe porțiuni, fiecare cu rezistență hidraulică proprie. Filtrul de aer și forma carcasei de filtru, fără a lua în considerare coturile traseului, poate produce o cădere de presiune însemnată la turații mari și o reducere a debitului de aer cu până la 3% [2]. Pentru calculul presiunii în timpul admisiei se va lua în considerare o rezistență hidraulică totală a traseului de admisie până la clapeta de accelerație (ζ_{ta}). Pentru o precizie ridicată trebuie avute în vedere modificările de presiune, viteză și temperatură asociate curgerii cu frecare a fluidelor pe o porțiune de traseu cu o rugozitate dată [78]. Astfel problema trebuie tratată ca o curgere a unui fluid compresibil printr-o conductă a cărei rugozitate determină apariția frecării. Curgerea este considerată unidimensională și adiabatică, fluidul este un gaz perfect cu căldură specifică constantă, porțiunea de conductă este de secțiune constantă și dreaptă, lucrul mecanic efectuat din exterior asupra fluidului este neglijabil, ca și modificările energiei potențiale, iar forța de frecare cu peretele se corelează cu un coeficient al pierderilor de sarcină distribuite, denumit coeficientul Darcy [24].

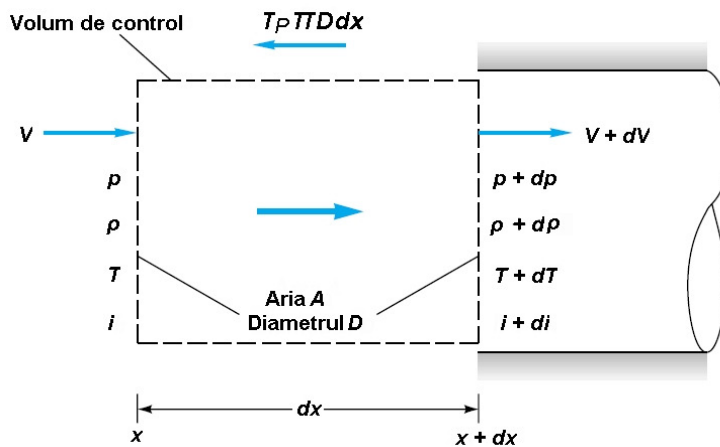


Fig. 2.4. Curgere cu frecare într-o conductă de secțiune constantă [78]

Se scriu cele trei ecuații pentru conservarea masei (2.20), impulsului (2.21) și a energiei (2.22), la care se mai adaugă ecuația de stare a gazelor (2.23) și definirea tensiunii (2.24) care dă forța de frecare.

$$\frac{d\rho}{\rho} + \frac{dw}{w} = 0 \quad (2.20)$$

unde ρ este densitatea fluidului în kg/m^3 , w viteza de curgere a fluidului în m/s .

$$dp + \frac{4 \cdot \tau_p \cdot dx}{D} + \rho \cdot w \cdot dw = 0 \quad (2.21)$$

unde p este presiunea statică în Pa, τ_p tensiunea periferică dată de frecarea dintre fluid și perete măsurată în Pa, x dimensiunea pe lungimea conductei în m, D este diametrul conductei în m.

$$c_p \cdot dT + w \cdot dw = 0 \quad (2.22)$$

unde c_p este căldura specifică a fluidului în J/kg K , T temperatura fluidului în K.

$$\frac{dp}{\rho} = \frac{d\rho}{\rho} + \frac{dT}{T} \quad (2.23)$$

$$\tau_p = \frac{1}{8} \cdot f \cdot \rho \cdot w^2 \quad (2.24)$$

unde f este coeficient local de frecare Darcy.

Pentru un calcul cu o precizie mai redusă care însă este suficientă pentru tema propusă în prezenta lucrare, se poate neglija compresibilitatea aerului⁶⁰. Căderea de presiune pe fiecare element al traseului de admisie se calculează cu relații de forma (2.25). Porțiunea dinaintea clapetei de accelerație are filtrul de aer ca principală rezistență hidraulică. Având în vedere rezultatele din literatură [2], coeficientul (ζ_{ta}) se alege astfel încât să rezulte o cădere de presiune care să corespundă unei reduceri cu 3% a debitului de fluid proaspăt la turația maximă.

$$\Delta p_{ta} = \zeta_{ta} \cdot \rho_L \cdot \frac{w_{ta}^2}{2} \quad (2.25)$$

unde Δp_{ta} este căderea de presiune pe traseul dinaintea clapetei de accelerație măsurată în Pa, iar ζ_{ta} coeficientul rezistenței hidraulice pentru traseul dinaintea clapetei. Coeficientul de rezistență hidraulică pentru clapeta obturator se calculează cu relația (2.26), conform [24], unde diametrul clapetei se alege egal cu cel al corpului clapetei.

⁶⁰ La viteze $Ma < 0,3$, sub 30% din viteza sunetului, compresibilitatea gazelor poate fi neglijată fără a introduce erori prea mari [78]. Traseele de admisie sunt în general astfel dimensionate încât să nu se atingă viteze apropiate de cea a sunetului. Singura porțiune unde viteza crește foarte mult este aria de trecere oferită de supapa de admisie, unde și secțiunea de trecere este cea mai redusă.

$$\zeta_{ca} = \frac{120}{Re} \cdot \frac{1 + \frac{1}{2} \cdot (1 + \sin \delta)}{(1 - \sin \delta)^2} + \left(1 - \frac{50}{Re}\right) \cdot \left(\frac{1,56}{1 - \sin \delta} - 1\right)^2 \quad (2.26)$$

unde ζ_{ca} este coeficientul rezistenței hidraulice pentru clapeta obturator, δ unghiul de înclinare a clapetei față de axa curgerii măsurat în rad.

Următoarea rezistență hidraulică importantă de pe traseul de admisie este supapa, al cărei coeficient se calculează cu relația (2.27) pentru supapă conică [24].

$$\zeta_{sa} = 2,7 - \frac{0,8}{\frac{h}{d_{0a}}} + \frac{0,14}{\left(\frac{h}{d_{0a}}\right)^2} \quad (2.27)$$

unde ζ_{sa} este coeficientul rezistenței hidraulice pentru supapa de admisie, h este înălțimea de ridicare a supapei în m, d_{0a} diametrul canalului din chiulasă în m.

Cu valorile obținute pentru coeficientul rezistenței hidraulice pe fiecare element al traseului, se calculează căderea de presiune pe întreg traseul cu o viteză inițial estimată⁶¹, și rezultă presiunea în timpul admisiei (p_a). Pentru determinarea densității fluidului proaspăt este necesară cunoașterea temperaturii în diferitele puncte ale traseului de admisie. Aerul intră pe traseul de admisie în carcasa filtrului de aer și începe să se încălzească în principal datorită fluxului de căldură primită de la pereții colectorului de admisie (fig. 2.5). Clapeta de accelerație și corpul acesteia reprezintă o altă sursă de încălzire a aerului⁶². Înaintea supapei de admisie, aerul se amestecă cu combustibilul injectat, fenomen care schimbă atât temperatura fluidului cât și proprietățile acestuia (vezi capitolul 3). Încălzirea fluidului proaspăt continuă și după pătrunderea în cilindru, prin căldura primită de la chiulasă, piston și mai ales de la suprafața laterală a cilindrului. Cu presiunea (p_a) calculată anterior și cu gradul de încălzire (θ) dat de calculul schimbului de căldură se poate calcula (T_a) cu relația (2.28) și mai apoi densitatea fluidului proaspăt la sfârșitul cursei de admisie. Cu densitatea astfel calculată, se poate determina un debit masic care trebuie să corespundă cu debitul presupus inițial.

$$T_a = \frac{k_L \cdot (1 - \varphi_{pu}) \cdot (1 + \theta) \cdot T_0 + \gamma_r \cdot T_r - \frac{p_a \cdot V_s}{C_{vL} \cdot v_{fp}}}{1 - \varphi_{pu} + \gamma_r} \quad (2.28)$$

unde T_a este temperatura fluidului proaspăt la sfârșitul cursei de admisie măsurată în K, k_L exponentul adiabatic al aerului, θ gradul de încălzire al fluidului datorită

⁶¹ Viteza de curgere pe traseul dinaintea clapetei de accelerație se alege ca valoare inițială zero, după care la fiecare iterație viteza inițială la intrarea în traseul de admisie este mărită cu un anumit increment. Cu cât incrementul vitezei este mai mic, cu atât precizia calculului este mai mare. Valoarea maximă a vitezei este egală cu viteza medie a pistonului sau dacă diametrul traseului diferă mult de alezajul cilindrului, se alege astfel încât $w_{ra} \cdot S_{ra} = w_p \cdot \pi D^2/4$ cu w viteza pe traseu, respectiv viteza medie a pistonului, S_{ra} aria secțiunii traseului.

⁶² Pentru a evita formarea dopurilor de gheață pe clapetă în timpul iernii, sistemele de admisie sunt prevăzute cu dispozitive de încălzire a corpului clapetei de accelerație. Marea majoritate a acestor dispozitive preiau căldură prin redirectionarea lichidului de răcire, dar sunt și sisteme care încălzesc corpul clapetei prin conducție de la chiulasă sau de la carterul motorului. Alte sisteme utilizează căldura conținută de gazele de evacuare.

contactului cu pereții traseului, p_a este presiunea în timpul cursei de admisie în Pa, C_{vL} căldura specifică molară a aerului la volum constant măsurată în J/mol K.

Calculul se reia până la convergența rezultatelor, însă temperatura fluidului se evaluează prin calcul⁶³ după prima iterație. Exponentul adiabatic al amestecului carburant se poate calcula cu o precizie ridicată [18] utilizând formula (2.29).

$$k_a = 1,627 - 64,7 \cdot 10^{-3} \cdot T^{0,25} + 0,06 \cdot (\lambda - 1) \quad (2.29)$$

Ecuția (2.28) obținută din bilanțul energetic al procesului de admisie, se poate rearanja, iar după înlocuirea ultimului termen de la numărător se obține relația (2.30).

$$T_a = T_0 \cdot \frac{\theta}{1 - \varphi_{pU} + \gamma_r} \cdot \left[k_a \cdot (1 - \varphi_{pU}) + \frac{1}{\eta_v \cdot \theta} \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_r}{p_0} - (k_a - 1) \cdot \frac{p_a}{p_0} \right) \right] \quad (2.30)$$

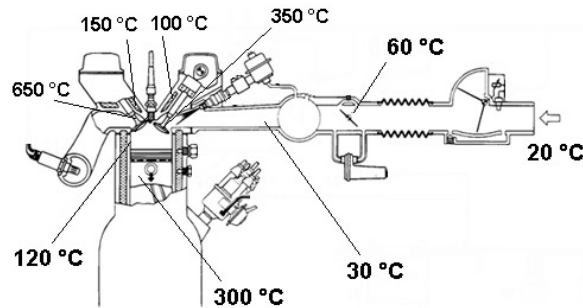


Fig. 2.5. Temperaturile componentelor motorului care vin în contact cu fluidul proaspăt [95]

Pentru aplicarea relației (2.30) este necesară cunoașterea valorilor pentru η_v și γ_r . Coeficientul gazelor reziduale se calculează cu formula (2.14) după ce sunt determinate presiunea (p_r) și temperatura gazelor reziduale (T_r). La sfârșitul cursei de admisie în cilindru se găsesc $v_a = v_{fp} - \Delta v_{fp} + v_r$ moli de amestec de gaze reziduale și fluid proaspăt. Pe baza ecuației de stare scrisă la sfârșitul cursei de admisie, în punctul „a”, substituind în formula (2.10) și rearanjând, rezultă relația (2.31).

$$\eta_v = \frac{p_a}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T_a} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{1 - \varphi_{pU} + \gamma_r} \quad (2.31)$$

Valoarea pentru gradul de umplere rezultă în urma unui calcul iterativ [50] cu presiunea în timpul admisiei (p_a) determinată în principal de regimul turației și sarcina motorului. Pentru prima iterație se alege valoarea maximă pentru gradul de umplere ($\eta_v = 1$) și se calculează în ordinea γ_r , T_a , η_v . După fiecare iterație se reface calculul presiunii (p_a).

Valorile pentru presiunea și temperatura în punctul „a”, reprezintă parametrii de stare ai amestecului de fluid proaspăt și gaze reziduale la sfârșitul cursei de admisie.

⁶³ Se recalculază la fiecare iterație fluxul de căldură pe diferitele porțiuni ale traseului cu vitezele calculate la pasul anterior. Pentru prima iterație se alege $T_a = T_0$.

Procesul de admisie continuă și după ce pistonul începe cursa de comprimare (fig. 2.6), până la închiderea supapei de admisie (ÎSA), punct în care începe efectiv comprimarea. Supapa de admisie se deschide cu avans față de PMI pentru a oferi o secțiune de curgere suficientă în momentul în care viteza pistonului crește. La începutul procesului de comprimare supapa se închide cu întârziere față de PME pentru a îmbunătăți umplerea în sarcină și la turații ridicate prin utilizarea efectelor dinamice în conducte. Deoarece efectul inerțional este redus la turații mici, apare fenomenul de curgere inversă care duce la reducerea gradului de umplere. La turații mari însă, datorită vitezelor mari de pe traseul de admisie, curgerea fluidului proaspăt continuă și după schimbarea sensului de deplasare a pistonului. Un alt fenomen care se produce în colectorul de admisie este apariția undelor de presiune. Acest efect ondulatoriu este provocat de închiderea și deschiderea supapelor, precum și de mișcările pistonului în cursa de admisie. Propagarea undelor de presiune în coloana de gaz de pe traseul de admisie se face cu viteza sunetului, astfel încât prin acordarea lungimii traseului cu lungimea de undă a oscilațiilor presiunii se pot obține îmbunătățiri semnificative ale gradului de umplere, chiar o supraalimentare dinamică [50]. Pentru cuantificarea acestor efecte dinamice se pot utiliza criteriile de similitudine [18].

$$EI = \frac{L^2 \cdot n^2}{a_{fp}^2} \cdot \frac{V_s}{V_{ca}} \quad (2.32)$$

unde EI este criteriul de similitudine pentru efectul inerțional, L lungimea conductei de admisie în m, n turația în rot/min, a_{fp} viteza sunetului în fluidul proaspăt măsurată în m/s, V_{ca} volumul fluidului din conducta de admisie în m³.

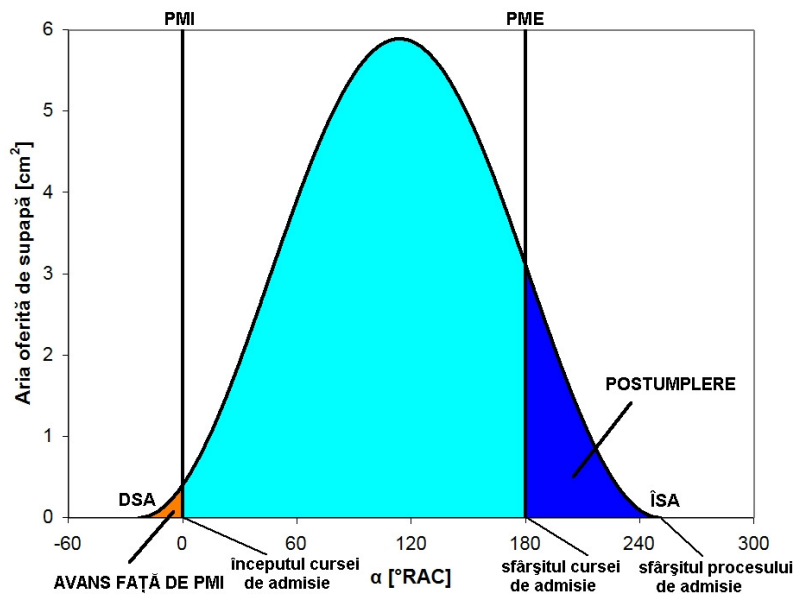


Fig. 2.6. Secțiunea de curgere oferită de supapă

Ca și în cazul primei părți a procesului de admisie, când pistonul se deplasează în cursa de admisie de la PMI la PME, pentru procesul de postumplere viteza de curgere prin orificiul oferit de supapă se consideră constantă. Pentru determinarea acestei valori medii a vitezei de curgere pe lângă supapă, pe baza legii de ridicare, se calculează o secțiune medie oferită de supapă. Masa de amestec (m_{ai}) poate fi mai mare sau mai mică la ÎSA comparativ cu cantitatea de fluid proaspăt și gaze reziduale prezente în cilindru la PME, în funcție de semnul gradului de postumplere (fig. 2.7).

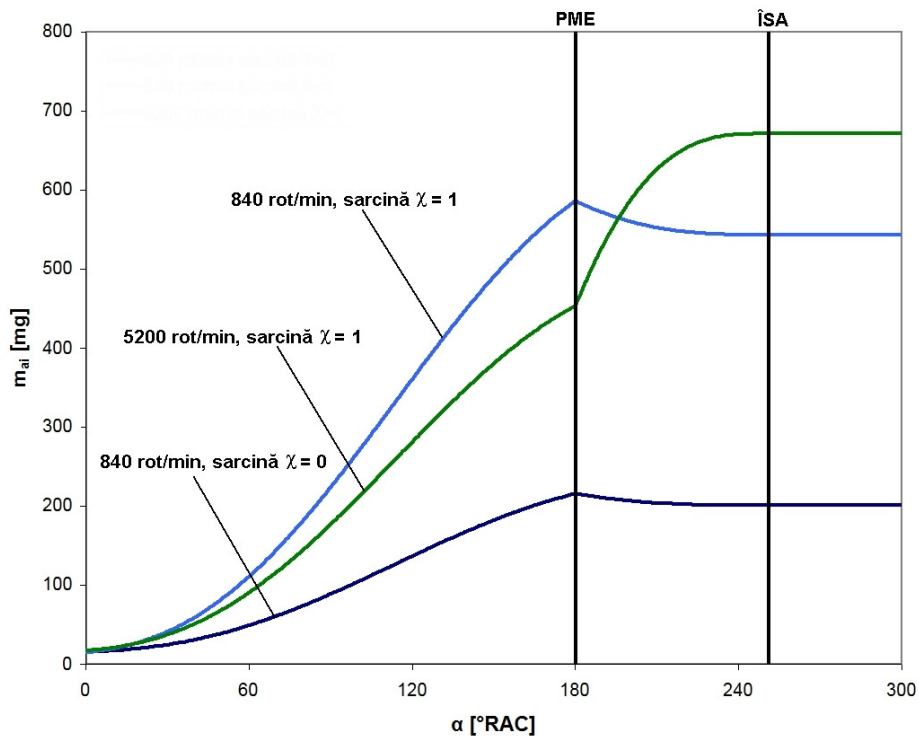


Fig. 2.7. Variația masei de amestec din cilindru pe durata admisiei

Temperatura amestecului de fluid proaspăt și gaze reziduale din cilindru se calculează pe baza ecuației de bilanț energetic. Gazele reziduale inițial la temperatură ridicată se răcesc datorită schimbului de căldură cu pereții cilindrului, dar mai ales prin amestecarea cu fluid proaspăt. Este evidentă importanța determinării temperaturii amestecului în poarta supapei cu precizie cât mai ridicată. Pentru evaluarea fluxului de căldură schimbat de amestec cu pereții cilindrului proprietățile fluidului se consideră constante pe durata unui grad rotație arbore cotit (RAC). De asemenea, pe durata unui grad RAC transformarea termodinamică suferită de amestec se va considera o transformare izobară. Având în vedere faptul că sursa majoră de turbulență este curgerea pe lângă supapă [40], viteza echivalentă (vezi subcapitolul 2.2.3) din timpul admisiei se consideră constantă pe toată durata procesului. Presiunea din cilindru inițial presupusă constantă pe durata procesului de admisie, se calculează cu ajutorul ecuației de stare a gazelor.

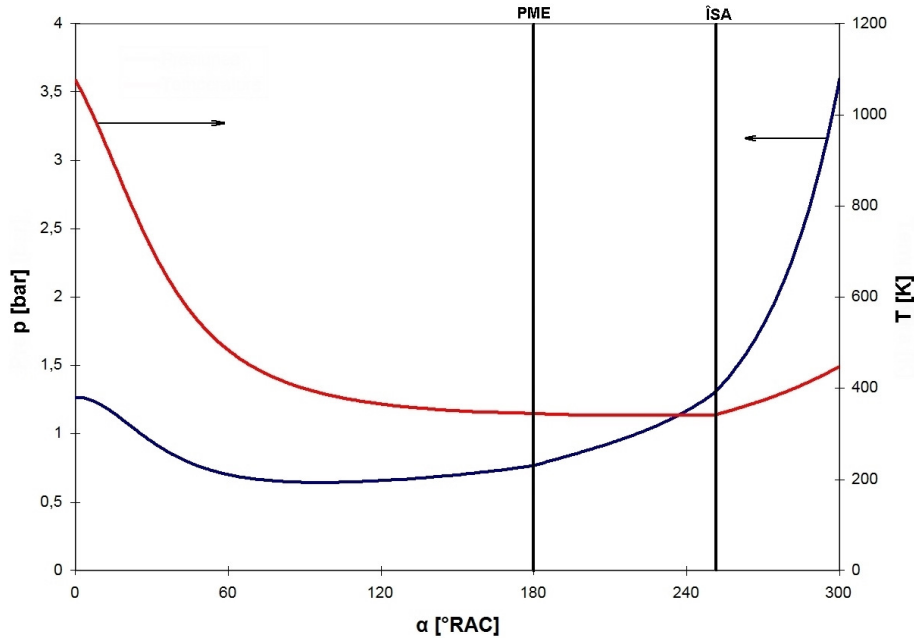


Fig. 2.8. Variația presiunii și a temperaturii în procesul de admisie la sarcină plină $\chi = 1$, $n = 5200$ rot/min

2.2. Modelarea procesului de comprimare

Comprimarea este un proces care duce la creșterea randamentului termic al motoarelor, permite aprinderea combustibilului și generează mișcări organizate ale fluidului motor în camera de ardere. Mișcările fluidului în cilindru au o deosebită importanță pentru funcționarea la turații ridicate. Comprimarea fluidului motor înainte de declanșarea arderii a fost descoperirea care a dus la o dezvoltare ulterioară rapidă a MAI. Primul MAI conceput de Lenoir în anul 1860 funcționa după un ciclu în doi timpi. Amestecul de aer și combustibil era aspirat în prima jumătate a cursei de admisie, arderea se desfășura teoretic instantaneu, iar după destinderea din a doua jumătate a cursei pistonului gazele de ardere erau evacuate forțat de piston în cursa de evacuare. Datorită temperaturii maxime reduse, acest ciclu termodinamic era caracterizat de un randament scăzut⁶⁴. Prin comprimarea fluidului proaspăt nivelul de temperaturi s-a mărit considerabil, iar randamentul a ajuns mult superior celui realizat de motorul cu abur, principalul concurent al MAI.

⁶⁴ Principiul fundamental al motorului termic a fost formulat de Carnot prin expresia randamentului pentru ciclul care îi poartă numele $\eta = 1 - T_0 / T_1$, cu T_0 temperatura sursei reci, limitată la temperatura mediului ambiant. Este evident că sporirea randamentului este posibilă doar prin mărirea temperaturii sursei calde T_1 , care în cazul MAI este fluidul motor. Cu cât temperatura gazelor de ardere este mai ridicată la sfârșitul arderii, cu atât randamentul este mai mare.

2.2.1. Investigația teoretică a procesului de comprimare

Lucrul mecanic efectuat de piston se transformă prin comprimare în energie internă a fluidului motor. Se atribuie denumirea de amestec inițial fluidului proaspăt amestecat cu gazele reziduale. Deoarece supapele sunt închise, comprimarea se consideră o transformare politropică⁶⁵. Având în vedere închiderea supapei de admisie cu întârziere față de PME și declanșarea arderii (s) cu avans față de PMI, comprimarea are o durată mai mică decât cursa de comprimare (fig. 2.9).

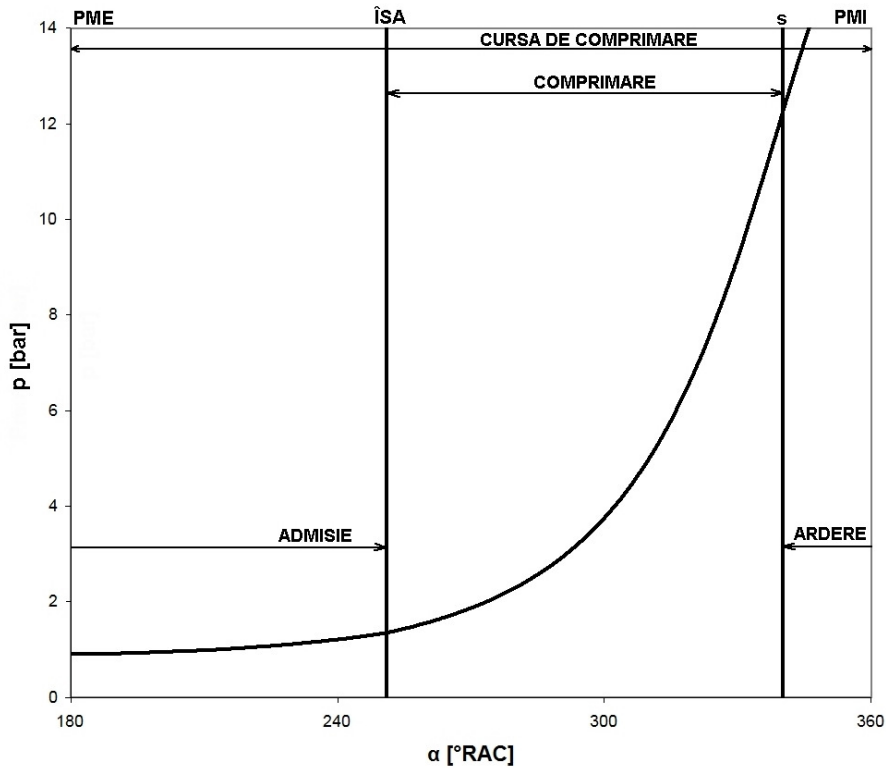


Fig. 2.9. Evoluția presiunii în timpul cursei de comprimare

Schimbul de căldură între amestecul inițial și mediul exterior se realizează prin pereții cilindrului, ai chiulasei și suprafața capului pistonului. Amestecul inițial are la începutul comprimării o temperatură mai mică decât cea a pereților (T_p), cu excepția regimului de pornire la rece. Dacă la începutul procesului de comprimare amestecul primește căldură de la pereți, spre sfârșitul transformării fluxul se inversează. La un moment dat procesul este aparent adiabatic, atunci când căldura schimbată cu pereții (ΣQ_p) este nulă și se îndeplinește condiția $\Sigma Q_p = 0$. Sensul și intensitatea schimbului de căldură se evaluează prin valorile momentane ale

⁶⁵ Transformarea este influențată de două fenomene specifice, sub forma pierderii de substanță datorită imperfecțiunii etanșării segmentelor, și schimbul de căldură între amestecul inițial cu temperatura T și pereții care au temperatura medie T_p diferită de T .

exponentului adiabatic (k_{ai}) și politropic (m_c). Exponentul adiabatic determinat cu relația (2.29), se micșorează în procesul de comprimare deoarece căldura specifică a fluidului la volum constant crește cu temperatura. Exponentul politropic momentan se determină scriind legea politropei (2.33) pentru două puncte învecinate 1 și 2, pentru un interval $\Delta\alpha = 1^\circ\text{RAC}$, adică $p_1 \cdot V_1^{m_c} = p_2 \cdot V_2^{m_c}$.

$$m_c = \frac{\ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right)}{\ln\left(\frac{V_1}{V_2}\right)} \quad (2.33)$$

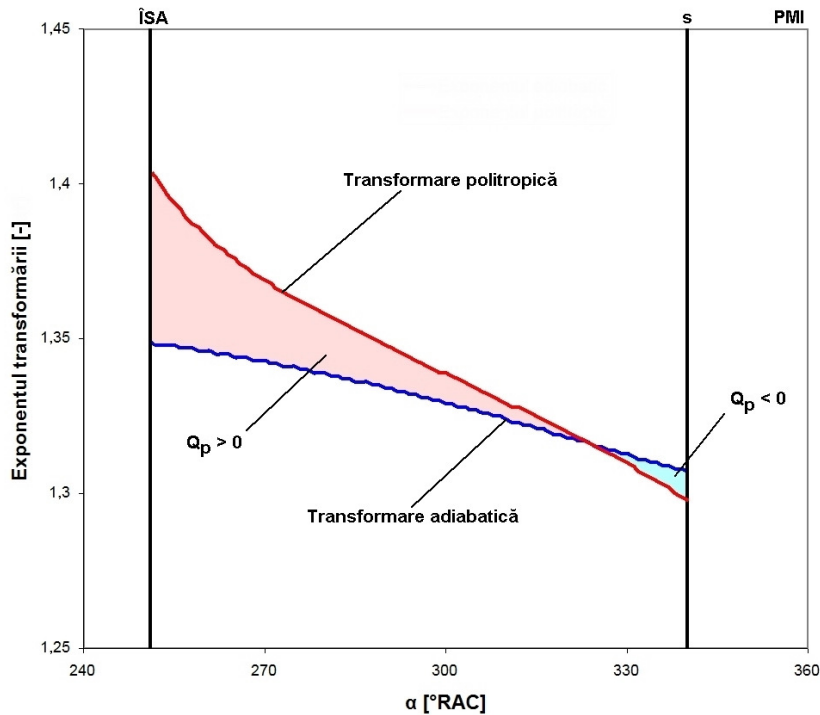


Fig. 2.10. Evoluția exponentului adiabatic și politropic în timpul comprimării

La începutul comprimării $m_c > k_{ai}$ (fig. 2.10), și $Q_p > 0$, iar la sfârșitul procesului $m_c < k_{ai}$, și $Q_p < 0$. Prin scrierea ecuației de bilanț energetic (2.34) în formă diferențială, se poate determina schimbul de căldură dintre fluidul motor și perete în timpul comprimării.

$$dQ_p = dU_{ai} + dL \quad (2.34)$$

unde Q_p este căldura schimbată de fluid cu pereții în J, U_{ai} energia internă a fluidului măsurată în J, L lucrul mecanic în J.

Căldura elementară (dQ_p) schimbată de fluid cu pereții este

$$dQ_p = v_{ai} \cdot C_{pol} \cdot dT \quad (2.35)$$

unde v_{ai} numărul de moli de amestec inițial exprimat în mol, C_{pol} căldura specifică molară pe o evoluție politropică măsurată în J/mol K.

Dacă m_c este exponentul mediu politropic pe o transformare de la 1 la 2, atunci $C_{pol} = C_{vai} (m_c - k_{ai}) / (m_c - 1)$, iar căldura schimbată pe evoluția 1 - 2 se obține prin integrare și se calculează cu relația (2.36), care se poate utiliza pentru calculul lui m_c sau Q_p .

$$Q_p = v_{ai} \cdot C_{vai} \cdot (T_2 - T_1) \cdot \frac{m_c - k_{ai}}{m_c - 1} \quad (2.36)$$

2.2.2. Influența asupra procesului de comprimare

Din relația (2.16) se evidențiază influența turației asupra schimbului convectiv de căldură prin factorul timp. Căldura schimbată între amestecul inițial și pereți (Q_p) este invers proporțională cu turația deoarece mărirea turației reduce timpul de contact gaz-perete.

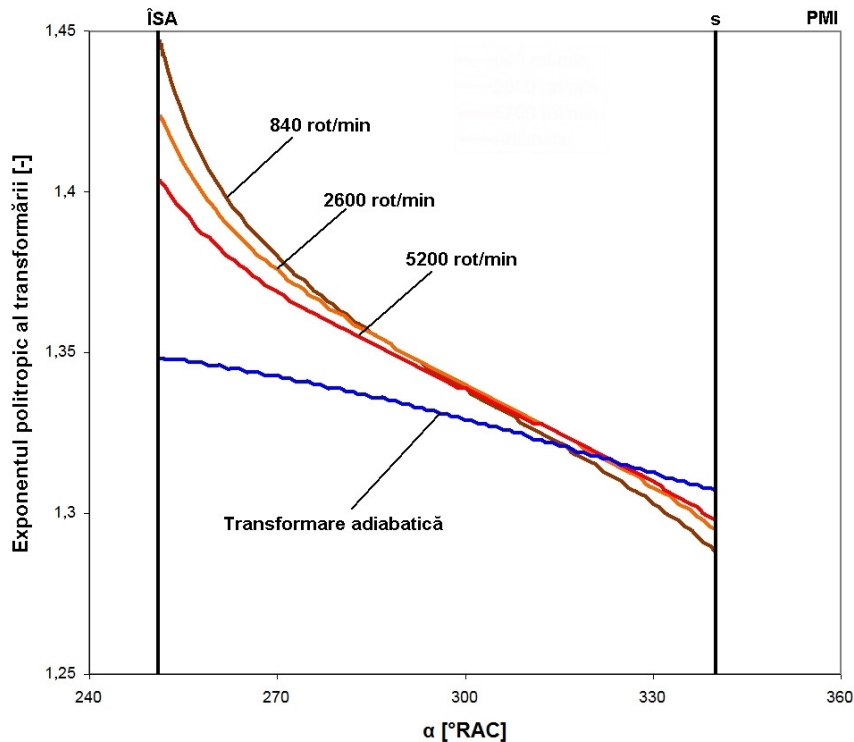


Fig. 2.11. Influența turației asupra exponentul politropic pentru comprimare

Dependența $Q_p(n)$ sau $m_c(n)$ este mai complexă din cauza creșterii valorii coeficientului de convecție α_c odată cu mărirea turației, iar efectul global se poate cuantifica cu o proporționalitate $Q_p \sim 1 / n^{0,2}$. La turații ridicate transformarea politropică se apropie de cea adiabatică (fig. 2.11). Exponentul politropic mediu pe durata comprimării crește odată cu mărirea turației datorită reducerii timpului de contact între încărcătură și pereții cilindrului, care se manifestă prin scăderea pierderii de căldură de la sfârșitul comprimării [50]. Influența turației este foarte mare la trecerea de la regim nominal n_N la turația de mers în gol sau la turația de pornire n_p , motiv pentru care valoarea minimă a turației de pornire este limitată.

Regimul termic al motorului determină temperatura pereților (T_p) care exercită și ea o influență complexă. T_p depinde de tipul răcirii și este mai mare la motoarele răcite cu aer, astfel încât Q_p scade. Un rol deosebit îl are T_p în timpul pornirii la rece, când m_c scade foarte mult și face pornirea mai dificilă. Având în vedere căldura de vaporizare mare a alcoolilor este extrem de important studiul temperaturii amestecului format în poarta supapei deoarece influența asupra procesului de comprimare se manifestă direct prin diferența de temperatură dintre amestec și pereți. O temperatură redusă la sfârșitul procesului de comprimare face dificilă aprinderea amestecului carburant.

Suprafața de schimb de căldură (A) amplifică schimbul de căldură. De asemenea, forma camerei de ardere influențează schimbul de căldură prin mișcările pe care le induce în fluidul motor la sfârșitul cursei de comprimare.

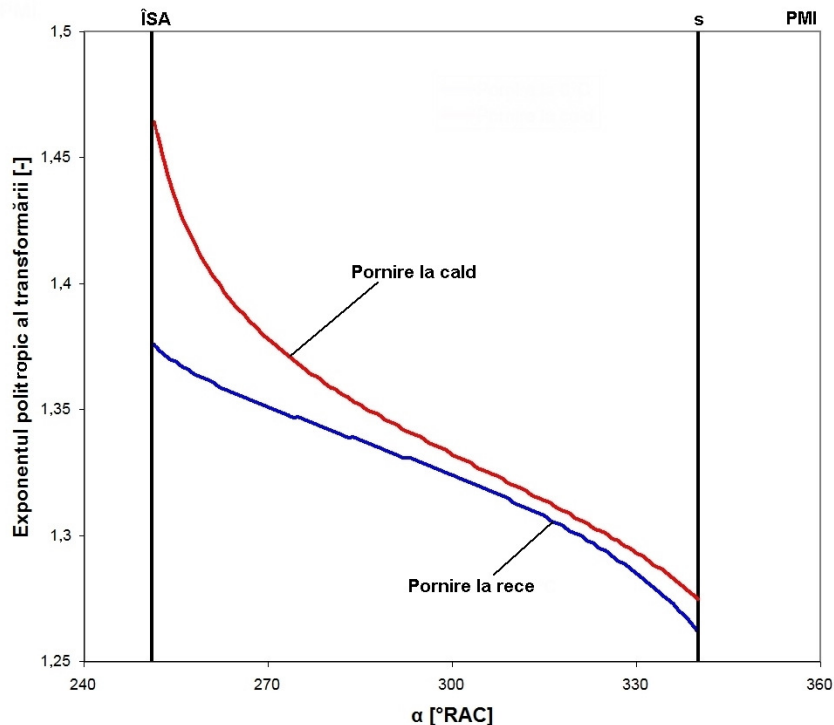


Fig. 2.12. Influența regimului termic al motorului asupra exponentului politropic la comprimare

2.2.3. Calculul procesului de comprimare

Scopul calculului procesului de comprimare este determinarea stării fluidului motor din cilindru pe durata comprimării. O deosebită importanță o are starea amestecului inițial în momentul declanșării scânteii⁶⁶. Pentru calculul stării momentane se apelează la relația (2.34) în care se substituie dQ_p din ecuația (2.16). Numărul de moli de amestec inițial v_{ai} se calculează cu relația (2.37) cu parametrii η_v și γ_r determinați la calculul admisiei.

$$v_{ai} = v_{fp} + v_r = v_{fp} \cdot (1 + \gamma_r) = \eta_v \cdot \frac{p_0 \cdot V_s}{R \cdot T_0} \cdot (1 + \gamma_r) \quad (2.37)$$

Pentru calculul căldurii schimbate de fluidul motor cu pereții este necesară cunoașterea valorii coeficientului de convecție, care se poate calcula în funcție de mai mulți parametri cu relația (2.38).

$$\alpha_c = 86,389 \cdot \frac{p^{0,8} \cdot w_e^{0,8}}{T^{0,564} \cdot L_c^{0,2}} \cdot B \cdot \left(\frac{L_{CPME}}{L_c} \right)^b \quad (2.38)$$

unde w_e este viteza echivalentă a mișcărilor din cilindru în m/s, L_c dimensiunea caracteristică a cilindrului în m, B și b sunt constante pentru corecția de instabilitate.

Relațiile de tip Nusselt nu pot fi adaptate pentru calculul schimbului de căldură în interiorul cilindrului MAI decât cu aplicarea unor constante de acordare specifice fiecărui motor în parte. Dificultățile provin din modul în care se face analogia între cilindrul motorului și o conductă [18]. Diferențele fundamentale între cele două sisteme sunt determinate de modul în care se organizează turbulența în cilindru, geometria variabilă a cilindrului, și regimul nestaționar de transfer de căldură determinat de amortizarea mișcărilor induse în cilindru. Pulsațiile turbulente de intensitate ridicată prezente în interiorul cilindrului [39], [41] dau procesului caracterul unui transfer de căldură turbulent. Schimbul de căldură se consideră identic cu cel din conductă atunci când intensitatea și scara pulsațiilor turbulente în cele două sisteme sunt aceleași. Sursa principală de turbulență în cilindru este curgerea fluidului proaspăt prin secțiunea oferită de supapă, astfel încât intensitatea turbulenței generată în timpul admisiei este proporțională cu viteza w_{sa} . Viteza echivalentă a mișcărilor din cilindru se determină în ipoteza că energia cinetică a acestor mișcări este aceeași cu energia cinetică a mișcărilor induse. Aceasta din urmă se determină ușor dacă se admit două modificări, și anume, că viteza de curgere pe lângă supapă w_{sa} are o valoare medie constantă și că ea se amortizează parțial până în momentul ÎSA. Se notează cu r_a factorul de reducere a vitezei prin efect de amortizare în procesul de admisie, care definește o viteză medie echivalentă în timpul admisiei $w_{ea} = r_a \cdot w_{sa}$. Factorul de amortizare se calculează cu relația (2.39) determinată pe baza măsurătorilor efectuate într-un recipient cilindric în care s-a indus turbulență, după o adaptare de către autorul lucrării [18] pentru cazul particular al cilindrului unui motor. Când se aplică relația (2.39) în calculul pas cu pas al transferului de căldură se introduce în membrul drept valoarea lui r care se

⁶⁶ Declanșarea scânteii se face cu avans față de PMI, în punctul (s) de pe diagrama indicată. Având în vedere tema lucrării, se va trata doar aprinderea prin scânteie.

obține la pasul anterior. Valoarea inițială a factorului de reducere este $r_0 = 1$, iar viteza inițială $w_0 = w_{sa}$.

$$r = \left(1 + 3 \cdot \frac{\alpha - \alpha_0}{n} \cdot \frac{v^{0,2}}{L_c^{1,2}} \cdot (r \cdot w_0)^{0,8} \right)^{-0,5} \quad (2.39)$$

unde α_0 este unghiul RAC la momentul inițial măsurat în °RAC, n turația în rot/min, iar w_0 viteza la momentul inițial în m/s.

În procesul de admisie fluidul curge cu viteza w_{sa} , iar factorul de reducere a vitezei (r) reprezintă media aritmetică dintre valoarea inițială r_0 , din momentul declanșării curgerii, și o valoare finală $r_{\hat{I}SA}$, care corespunde închiderii supapei. Pentru simplitate se alege momentul inițial când pistonul se găsește la PMI, astfel încât $r_0 = 1$. Momentul închiderii supapei de admisie este departe de momentul inițial, astfel încât se poate face simplificarea din formula (2.40).

$$r_{\hat{I}SA} = \left(3 \cdot \frac{\alpha_{\hat{I}SA}}{n} \cdot \frac{v_{\hat{I}SA}^{0,2}}{L_c^{1,2}} \cdot w_{sa}^{0,8} \right)^{-0,357} \quad (2.40)$$

Viteza echivalentă în procesul de admisie se poate calcula ca o mărime medie cu relația (2.41).

$$w_{ea} = r_a \cdot w_{sa} = \frac{1 + r_{\hat{I}SA}}{2} \cdot w_{sa} \quad (2.41)$$

În procesul de comprimare viteza echivalentă inițială este w_{ea} și momentul inițial $\hat{I}SA$, cu $\alpha_{\hat{I}SA}$ unghiul de rotație al arborelui cotit, astfel încât ecuația factorului de reducere a vitezei în timpul comprimării devine relația (2.42).

$$r = \left(1 + 3 \cdot \frac{\alpha - \alpha_{\hat{I}SA}}{n} \cdot \frac{v_{\hat{I}SA}^{0,2}}{L_c^{1,2}} \cdot (r \cdot w_{ea})^{0,8} \right)^{-0,5} \quad (2.42)$$

În timpul arderii se consideră o nouă origine a timpului α_s , unghiul de rotație în momentul declanșării scântei, iar viteza inițială este viteza echivalentă de la sfârșitul procesului de comprimare w_{ec} . Se procedează în mod analog pentru destindere și evacuare. Calculul vitezei echivalente pe intervale este justificat de faptul că se întemeiază pe analogia dintre cilindrul motorului și recipientul cilindric utilizat pentru determinarea experimentală a gradului de amortizare. Experimental se constată faptul că α_c este invers proporțional cu l/d în cazul transferului de căldură nestaționar la conducte, cu lungimea l și diametrul conductei d . Când pistonul este la PME cilindrul motorului se aseamănă cu o conductă cu $l/d = 1$, în timp ce pistonul se găsește la PMI, asemănarea este mai degrabă cu o conductă pentru care $l/d \ll 1$. Corecția coeficientului de convecție pentru conducte este de tipul $(l/d)^x$. Autorul lucrării [18] a definit o corecție prin factorul de instabilitate f_{in} dat de raportul a două dimensiuni specifice ale cilindrului, cu dimensiunea specifică L_c calculată cu relația (2.44).

$$f_{in} = B \cdot \left(\frac{L_{c_{PME}}}{L_c} \right)^b \quad (2.43)$$

$$L_c = 2 \cdot \frac{l_c}{1 + \frac{l_c}{D}} \quad (2.44)$$

unde L_c este dimensiunea specifică a cilindrului măsurată în m, l_c distanța dintre piston și chiulasă în m, D alezajul cilindrului în m.

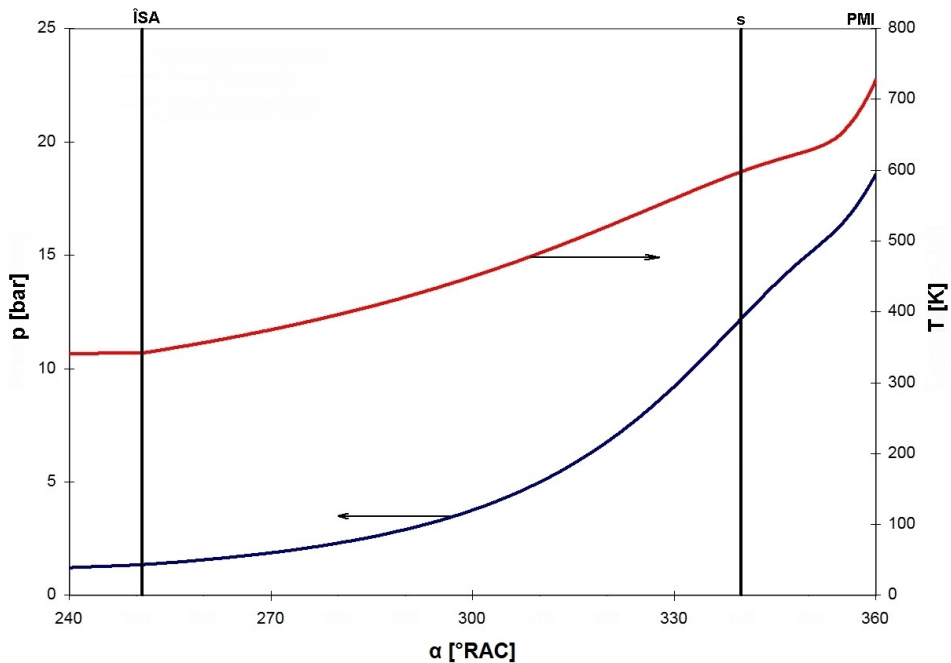


Fig. 2.13. Variația presiunii și a temperaturii în procesul de comprimare la sarcină plină $\chi = 1$, $n = 5200$ rot/min

Distanța dintre piston și chiulasă (l_c) este dată de relația (2.45).

$$l_c = l_{c_{PMI}} + \frac{S}{2} \cdot \left[1 - \cos \alpha + \frac{2 \cdot L_b}{S} \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \left(\frac{S}{2 \cdot L_b} \right)^2 \cdot \sin^2 \alpha} \right) \right] \quad (2.45)$$

unde $l_{c_{PMI}}$ este distanța dintre pistonul situat la PMI și chiulasă $l_{c_{PMI}} = S / (\varepsilon - 1)$ măsurată în m, S cursa pistonului în m, L_b lungimea bieiei în m.

Cu temperatura determinată din ecuația bilanțului energetic, se poate calcula presiunea în timpul procesului de comprimare (fig. 2.13).

Trebuie din nou subliniată importanța determinării cu o precizie cât mai mare a temperaturii amestecului carburant în poarta supapei datorită influenței pe care o are asupra proceselor de admisi și comprimare. Presiunea și temperatura la sfârșitul comprimării determină condițiile în care se inițiază arderea prin declanșarea scânteii. Acești parametri ai amestecului inițial exercită influența principală asupra dezvoltării arderii în MAS.

2.3. Modelarea procesului de ardere

Dintre toate procesele termice din cilindrul motorului, arderea are cel mai înalt grad de complexitate. Randamentul energetic al motorului, durabilitatea, funcționarea silențioasă și uniformă, precum și adaptabilitatea la tracțiunea rutieră depind în mare parte de modul de desfășurare a acestui proces. Prin ardere se înțelege o reacție chimică, cu degajare de căldură, produsă prin oxidarea substanțelor combustibile [18]. Emisiunea de lumină, datorită apariției și dezvoltării nucleului de flacără pe durata arderii (fig. 2.14), este însoțită de creșterea rapidă a presiunii și a temperaturii într-un timp scurt. Arderea este precedată de procesul de formare a amestecului combustibil-aer (vezi capitolul 3), determinat de pulverizarea și evaporarea combustibilului. În condiții normale de funcționare, arderea este inițiată spre sfârșitul cursei de comprimare prin scânteia produsă între electrozii bujiei. După aprindere, în camera de ardere se dezvoltă o flacără turbulentă care se propagă în amestecul de gaze reziduale și fluid proaspăt. După ce cuprinde întreaga cameră de ardere, flacără se stinge la contactul cu pereții cilindrului. O influență mare asupra eficienței procesului de ardere la MAS o are spațiul dintre cilindru, segment și piston, unde propagarea frontului de aprindere este întreruptă. Acest fenomen este sursa principală de hidrocarburi nearse⁶⁷, pe lângă cel de stingere a flăcării lângă perete și absorbția de combustibil în filmul de ulei.

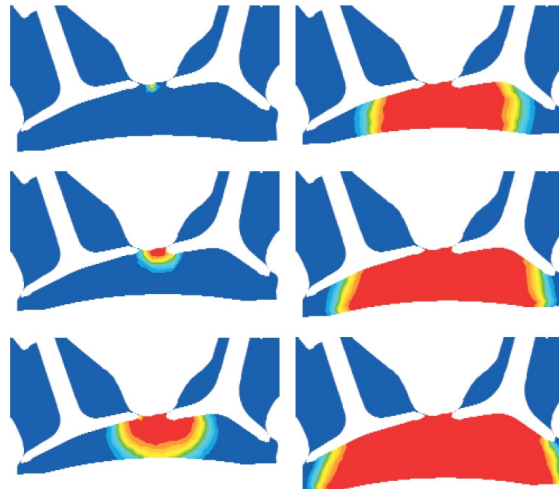


Fig. 2.14. Aprinderea amestecului carburant și propagarea frontului de aprindere [125]

⁶⁷ Formarea emisiilor poluante este tratată detaliat în subcapitolul 2.5.

2.3.1. Investigația teoretică a arderii normale

Deoarece arderea se desfășoară prin propagarea unui front de aprindere, modificările suferite de amestecul de gaze din camera de ardere sunt mult mai complexe decât transformarea simplă la volum constant din ciclul ideal Otto⁶⁸. Presiunea, temperatura, dar și compoziția amestecului de gaze din interiorul cilindrului se modifică datorită eliberării energiei chimice conținută în combustibil prin reacția de oxidare, precum și din cauza mișcării pistonului care schimbă volumul camerei de ardere. Amestecul inițial (AI) se aprinde prin propagarea nucleului de flacără (NF) inițiat de scânteia produsă între electrozii bujiei (fig. 2.15). Propagarea flăcării este posibilă deoarece frontul de aprindere (FA) schimbă căldură și masă cu zonele învecinate. Căldura ridică temperatura amestecului de gaze, iar schimbul de substanță induce în zonele învecinate elemente reactive. O parte din căldura eliberată prin ardere se transferă pistonului sub formă de lucru mecanic (L) în cursa de destindere. Temperatura amestecului de gaze fiind mai mare decât cea a pereților camerei de ardere, are loc un transfer de căldură (Q) către chiulasă, supape, bujie și către fluidul de răcire prin pereții cilindrului.

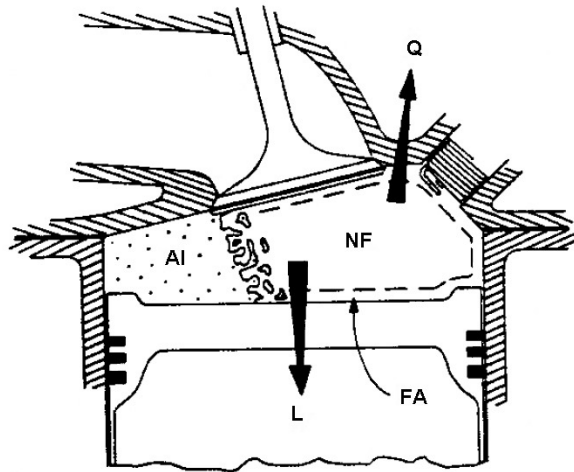


Fig. 2.15. Schema procesului de ardere [20]

Procesul de ardere se împarte în mai multe faze [8], [18], [20], [51] în funcție de acțiunea factorilor de influență. Prima fază este cea în care se formează nucleul inițial de flacără și se dezvoltă până la o dimensiune la care căldura degajată prin ardere produce o creștere semnificativă a presiunii față de o evoluție fără ardere⁶⁹. A doua fază a arderii decurge cu viteze de ardere mari și creșteri rapide

⁶⁸ Ciclul termodinamic format din două transformări adiabatice și două izocore. Caracteristica principală a acestui ciclu este desfășurarea arderii la volum constant, iar randamentul depinde doar de raportul de comprimare și exponentul adiabetic al fluidului motor.

⁶⁹ Unele lucrări asociază această fază cu o întârziere la aprindere tocmai din cauza modificării minore a presiunii comparativ cu un ciclu fără ardere. Dimensiunea nucleului de flacără la care se consideră încheiată această primă fază poate fi de 3% [18] sau între 1-5% [20] din masa totală de amestec.

ale presiunii, motiv pentru care poartă denumirea de ardere rapidă. Consensul mai multor lucrări este încheierea arderii rapide în momentul în care frontul de aprindere ajunge la peretele camerei de ardere cel mai depărtat de electrozii bujiei. Această fază reprezintă faza principală⁷⁰ a întregului proces. Durata primei faze se exprimă în grade RAC sub forma unghiului de dezvoltare a nucleului de flacără ($\Delta\alpha_d$), iar pentru faza principală se definește unghiul $\Delta\alpha_r$. Dacă în timpul dezvoltării nucleului de flacără factorul de influență principal este natura combustibilului și starea amestecului inițial, desfășurarea arderii rapide depinde în mare măsură de mișcările fluidului în camera de ardere. Ultima fază a arderii este caracterizată de viteze moderate de ardere. Pe durata arderii moderate ($\Delta\alpha_m$) presiunea rămâne cvasiconstantă o scurtă perioadă după care evoluția se apropie mult de o transformare izotermă [18]. Deși în unele lucrări această ultimă fază a procesului este omisă prin includerea în arderea rapidă, datorită factorilor de influență diferiți, este necesară individualizarea arderii moderate ca și fază distinctă. În spatele frontului de aprindere arderea continuă un anumit timp care depinde de condițiile de presiune și temperatură, precum și de compoziția amestecului inițial. Dimensiunea pachetelor de fluid care participă la această ardere întârziată [18] depinde de structura turbulenței, iar durata unui ciclu pulsatoriu ce controlează faza arderii moderate este dată de cinetica reacțiilor de aprindere. Arderea decurge lent, astfel încât efectul global rămâne o viteză medie de ardere, de valoare coborâtă. Pe toată durata arderii, fluidul motor este caracterizat de o neuniformitate ridicată comparativ cu admisia, comprimarea sau destinderea, însă presiunea este cvasiuniformă în toată camera de ardere. Modificările majore sunt la nivelul compoziției amestecului de gaze, precum și la valoarea temperaturii locale.

Dezideratul general este de reducere a duratei arderii. Comparativ cu ciclul Otto, funcționarea motorului real este caracterizată de două categorii de pierderi, datorită desfășurării arderii într-un timp finit față de arderea instantanee și din cauza abaterii transformărilor din timpul comprimării și destinderii de la cazul ideal în care transformările sunt adiabatice [72]. Astfel, cu cât arderea rapidă, faza principală a procesului, durează mai puțin și se desfășoară în jurul PMI, cu atât transformarea se apropie de arderea la volum constant a ciclului Otto, caracterizat de randamente ridicate. Deși o viteză de ardere mare este benefică pentru randamentul termic, o creștere prea rapidă a presiunii ar duce la funcționarea motorului cu șocuri și ar putea provoca deteriorarea pieselor componente. O altă limitare este nivelul presiunii maxime pe ciclu datorită solicitărilor din mecanismul bielă manivelă. Plasarea arderii rapide în jurul PMI duce la obținerea randamentului maxim⁷¹. Performanțele obținute în asemenea condiții sunt de asemenea ridicate. Deși desfășurarea arderii rapide în jurul PMI asigură valoarea maximă a randamentului, majoritatea producătorilor de motoare deplasează arderea în destindere din motive de stabilitate în funcționare, pentru reducerea temperaturilor maxime pe ciclu cu efect de scădere a NO_x -ului sau pentru prevenirea detonației⁷².

⁷⁰ În timpul arderii rapide se eliberează 85-95% din căldura produsă prin oxidarea combustibilului.

⁷¹ Există mai mulți indicatori pentru controlul avansului la aprindere, însă cel mai potrivit pare a fi localizarea punctului în care se atinge presiunea maximă față de PMI, momentul încheierii arderii rapide [61].

⁷² Un avans mare la aprindere poate provoca stingerea flăcării înainte ca nucleul să se dezvolte până la o dimensiune care să asigure propagarea în toată masa de amestec. Reducerea avansului la aprindere mai este practică pentru evitarea detonației, ardere cu viteze foarte mari care poate deteriora piesele motorului prin șocurile caracteristice. Sistemele moderne de control al funcționării motoarelor sesizează apariția detonației prin senzorul dedicat, și reduc avansul doar atunci când este cazul. Valoarea de bază a avansului este însă totuși mai mică decât cea optimă în principal datorită constrângerii impuse de necesitatea îndeplinirii normelor de poluare.

2.3.2. Influențe asupra procesului de ardere

Dintre factorii de stare, turbulența în cilindru are influența cea mai importantă asupra vitezei de propagare a frontului de aprindere. Prin ridicarea diagramei indicate⁷³ a unui ciclu dezvoltat pe șase curse⁷⁴, J. Clark [18] a evidențiat efectul amortizării mișcărilor turbulente din cilindru asupra vitezei de desfășurare a arderii. Datorită vitezei reduse de propagare a frontului de aprindere, presiunea rămâne aproape constantă în timpul arderii, iar lucrul mecanic indicat al ciclului este mult redus. Gradul de turbulență este dat în principal de viteza de curgere pe lângă supapă (vezi subcapitolul 2.2.3), astfel încât turbulența din cilindru în timpul arderii este proporțională cu turația. Un alt factor de influență asupra arderii este viteza de rotație a fluidului proaspăt, care poate reduce până la de două ori timpul necesar propagării frontului de aprindere. Calitatea amestecului este de asemenea un factor de influență important. Dacă faza arderii rapide este determinată de factori fizici, dezvoltarea nucleului de flacără și arderea moderată sunt influențate puternic de factori chimici. În prima fază a arderii, când nucleul de flacără se dezvoltă de la dimensiunea scânteii până la cuprinderea a 1-5% din masa de amestec, propagarea frontului de aprindere este un proces foarte apropiat de propagarea flăcării laminare, astfel încât combustibilul și dozajul amestecului sunt principalii factori de influență. Durata arderii moderate este dată de grosimea zonei de reacție din spatele frontului de aprindere și depinde în principal de viteza de reacție. Particularitățile arderii la MAS reprezintă și un mare dezavantaj al acestui mod de derulare a procesului. Puterea maximă se obține la amestecuri bogate, în timp ce randamentul indicat maxim se obține în zona amestecurilor sărace.

Temperatura amestecului inițial la sfârșitul comprimării are o mare influență asupra arderii datorită creșterii tendinței spre deflație la încălzirea amestecului. De aici rezultă și importanța determinării cu o precizie cât mai mare a temperaturii amestecului în poarta supapei. Un efect similar îl are și creșterea presiunii în timpul admisiei, motiv pentru care supraalimentarea a fost limitată la valori reduse până la implementarea sistemelor de injecție directă. Gazele reziduale acționează ca inhibitori chimici, astfel încât zona de reacție din spatele frontului de aprindere se mărește, cu efecte negative asupra duratei arderii și asupra randamentului indicat.

Unul din factorii cei mai importanți asupra arderii la MAS este avansul la producerea scânteii. Atât forma diagramei, cât și nivelul presiunii se modifică considerabil la schimbarea avansului (fig. 2.16). Un avans prea mic deplasează foarte mult arderea în destindere. Pe lângă nivelul redus de presiune obținut, la avans prea mic pierderile de căldură cresc datorită măririi timpului și suprafeței de schimb de căldură. Un avans prea mare duce la creșterea rapidă a presiunii în cursa de comprimare, astfel încât lucrul mecanic câștigat prin creșterea presiunii maxime pe ciclu este mai mic decât cel pierdut. Există o valoare optimă a avansului, pentru care diferența dintre aria ciclului real și aria ciclului teoretic Otto este minimă. În general se urmărește avansul la declanșarea scânteii pentru care momentul motor este maxim, însă avansul poate fi mai mic decât valoarea optimă din mai multe motive. Una din limitările importante este presiunea maximă pe ciclu deoarece aceasta determină efortul maxim la care este supus mecanismul motor.

⁷³ Cel mai răspândit mijloc de investigație pentru studiul arderii este diagrama indicată, reprezentare grafică în coordonate $p-V$ sau $p-\alpha$ care furnizează informații asupra variației presiunii în timpul arderii prin comparație cu un ciclu fără ardere.

⁷⁴ Pistonul mai parcurge două curse suplimentare de destindere și una de comprimare după cea de comprimare normală, după care se declanșează scânteia.

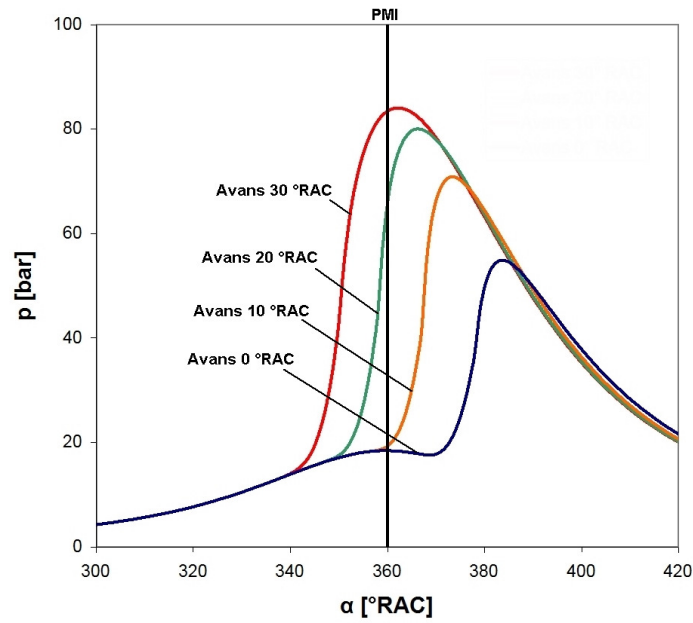


Fig. 2.16. Influența avansului la producerea scânteii electrice asupra presiunii în timpul arderii

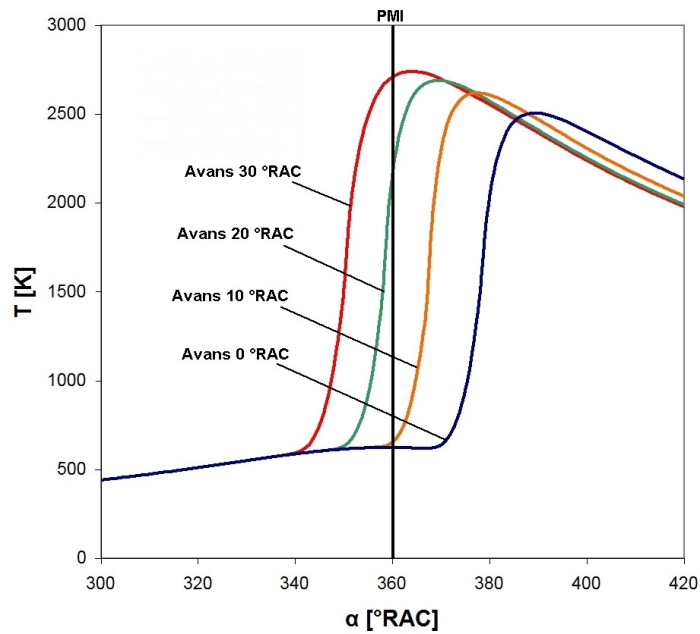


Fig. 2.17. Influența avansului la producerea scânteii electrice asupra temperaturii în timpul arderii

Deși arderea în condiții optime, în jurul PMI unde variația volumului este minimă, produce randamente și performanțe dinamice ridicate, majoritatea producătorilor de MAI reduc avansul la aprindere. Motivul principal este stabilitatea în funcționare și reducerea tendinței spre detonație. Odată cu introducerea normelor de poluare din ce în ce mai restrictive, managementul formării amestecului și controlul arderii au suferit adaptări importante. Sistemele moderne de injecție îndeplinesc condiția esențială de menținere a amestecului cât mai aproape de valoarea stoechiometrică, în timp ce aprinderea este gestionată astfel încât să producă temperaturi maxime pe ciclu reduse pentru evitarea formării oxizilor de azot sau din contră, să crească temperatura în timpul arderii pentru a încălzi cât mai rapid alte sisteme ale motorului cum ar fi convertorul catalitic.

Natura combustibilului influențează semnificativ desfășurarea arderii în principal datorită proprietăților chimice (fig. 2.18). În aceeași condiții de avans la declanșarea scânteii, pentru amestec stoechiometric și același regim termic, arderea se desfășoară diferit datorită modificării vitezei de ardere în funcție de compoziția combustibilului. În cazul alcoolilor o influență suplimentară se manifestă datorită proprietăților fizice, mai precis datorită căldurii de vaporizare mult mai mare comparativ cu cea a benzinei. Presiunea mai mare pe ciclu se datorează creșterii gradului de umplere prin răcirea amestecului în timpul admisiei. Izobutanolul se apropie mai mult ca și comportare de benzină în principal datorită conținutului mai mic de oxigen comparativ cu etanolul. Alimentarea motorului cu metan necesită cele mai mici modificări. Formarea amestecului aer-metan nu presupune evaporarea combustibilului, astfel încât gradul de umplere scade. Viteza de reacție diferită de cea a benzinei necesită modificarea avansului la modificarea combustibilului.

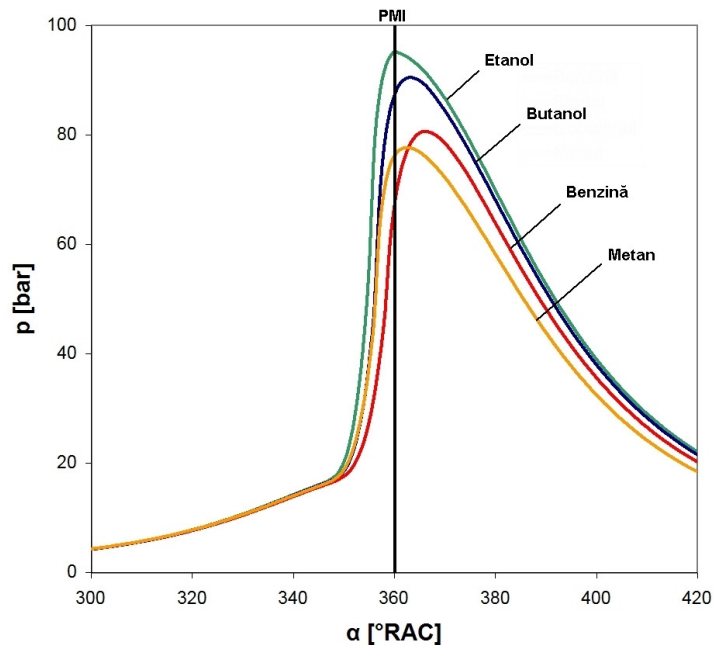


Fig. 2.18. Influența naturii combustibilului asupra presiunii în timpul arderii

Influența turației asupra fazelor procesului de ardere este deosebit de importantă. La mărirea turației durata de dezvoltare a nucleului de flacără crește în grade RAC, aceasta fiind principala cauză pentru care este necesară mărirea avansului la turații mari. Deși timpul în care nucleul de flacără apare și se dezvoltă scade datorită temperaturilor mai ridicate specifice funcționării la turații ridicate, scăderea nu este proporțională cu creșterea turației. Dacă avansul la producerea scânteii este la valoarea optimă, durata arderii rapide nu se prelungeste în destindere datorită intensificării turbulenței odată cu creșterea turației.

Sarcina influențează desfășurarea arderii prin nivelul presiunii și prin compoziția amestecului inițial. La sarcini parțiale umplerea este mult redusă datorită presiunii scăzute în galeria de admisie, precum și datorită creșterii participării gazelor reziduale în amestec. Presiunea scăzută la sfârșitul comprimării este însoțită de un nivel redus de temperatură și de o valoare mare pentru coeficientul gazelor reziduale, factori care reduc viteza de propagare a frontului de aprindere și prelungesc arderea.

Dintre factorii constructivi, raportul de comprimare și arhitectura camerei de ardere au cea mai mare influență asupra procesului de ardere. Mărirea raportului de comprimare duce la creșterea randamentului indicat și este însoțită de un nivel ridicat al presiunii pe ciclu. Raportul de comprimare este limitat la MAS în jurul valorii 10:1 din cauza tendinței spre detonație care se manifestă la rapoarte de comprimare mai mari. Până la adoptarea sistemelor de injecție de benzină, nu se putea asigura o distribuție uniformă a calității amestecului la toți cilindrii motorului, mai ales în cazul motoarelor cu număr mare de cilindri. Asigurarea calității amestecului în limite strânse indiferent de numărul de cilindri și mai ales îmbunătățirea controlului parametrilor funcționali au făcut posibilă creșterea continuă a raportului de comprimare, chiar și cu adoptarea supraalimentării. Arhitectura camerei de ardere determină forma frontului de aprindere și evoluția acestuia în timpul arderii. Prin modificarea formei camerei de ardere se poate influența legea de degajare a căldurii, precum și gradul de turbulență în jurul PMI. Amplasarea bujiei are de asemenea un rol determinant în evoluția frontului de aprindere. În general se caută micșorarea distanței pe care o parcurge flacără pentru a scurta durata arderii și a reduce tendința spre detonație, motiv pentru care unii producători amplasează două bujii pe cilindru⁷⁵.

2.3.3. Calculul procesului de ardere

Modelarea proceselor presupune dezvoltarea și utilizarea unei combinații de ipoteze și ecuații care permit analizarea principalelor caracteristici ale fenomenelor. Calculul arderii are ca scop principal determinarea legii de variație a presiunii, care permite evaluarea temperaturii fluidului motor, a solicitărilor mecanice din mecanismul bielă-manivelă și mai ales calculul indicatorilor de performanțe dinamice și energetice.

Ecuațiile care guvernează un sistem termodinamic deschis sunt legea de conservare a masei și cea de conservare a energiei. Deoarece de la sfârșitul procesului de admisie și până la începutul evacuării supapele sunt închise, în continuare camera de ardere se va considera un sistem termodinamic închis, care

⁷⁵ Un exemplu de amplasare a două bujii pentru același cilindru este familia de motoare Twin Spark produse de Afla Romeo [101]. Deși inițial soluția constructivă era utilizată doar pentru a asigura aprinderea amestecului la motoarele de motociclete la care erau frecvente depunerile carbonoase pe electrozii bujiei, prin scurtarea drumului parcurs de frontul de aprindere se obțin performanțe remarcabile chiar și la sarcini parțiale, cu o reducere a emisiilor poluante.

nu schimbă masă cu exteriorul⁷⁶. În aceste condiții ecuația de bilanț energetic pentru fluidul motor în timpul arderii devine relația (2.46).

$$m_c \cdot Q_i \cdot dx_{ga} = dU + dL + dQ_p \quad (2.46)$$

unde m_c este doza ciclică de combustibil în kg, Q_i puterea calorifică inferioară a combustibilului în J/kg, x_{ga} fracțiunea de gaze de ardere din masa de amestec inițial, U energia internă a fluidului motor în J, L lucrul mecanic efectuat de către sistemul termodinamic măsurat în J, Q_p căldura schimbată cu pereții camerei de ardere în J.

Ipotezele simplificatoare care se vor utiliza pentru calculul arderii sunt următoarele [20]:

- 1) amestecul de fluid proaspăt și gaze reziduale este perfect omogen la începutul arderii,
- 2) zona de reacție, unde are loc efectiv oxidarea combustibilului, este redusă ca volum comparativ cu volumul total al camerei de ardere, iar flacăra este o zonă subțire deși suferă deformări datorită turbulenței din cilindru,
- 3) amestecul de gaze se împarte în două zone în timpul arderii, o zonă cu amestec inițial, care nu a participat încă la reacția de oxidare, și o zonă cu gaze de ardere.

Variația masei de gaze de ardere (m_{ga}) în timpul arderii se definește prin caracteristica de degajare a căldurii care reprezintă variația raportului dintre masa gazelor de ardere și masa de amestec inițial la începutul arderii (m_{ai}), astfel încât se poate scrie $x_{ga} = m_{ga} / m_{ai}$. Se mai definește o masă de amestec care este cuprinsă de frontul de aprindere dar în care încă nu s-a încheiat reacția de oxidare (m_f). Structura pachetelor de fluid în interiorul cilindrului este dată de gradul de turbulență din timpul arderii, iar dimensiunea acestor pachete este între scara minimă a turbulenței, scara Kolmogorov și dimensiunea maximă, dimensiunea specifică a cilindrului (L_c). Se definește o microscară intermediară a turbulenței, scara Taylor (l_M), la nivelul căreia arderea se desfășoară cu viteza de ardere laminară (w_L)⁷⁷. La nivelul scării Kolmogorov arderea se desfășoară instantaneu [1]. Legătura între dimensiunea specifică a cilindrului și microscara Taylor se face printr-o relație de tipul (2.47). Constanta $(15)^{1/2}$ a fost confirmată experimental în mai multe lucrări [4].

$$l_M = L_c \cdot \sqrt{\frac{15}{Re}} \quad (2.47)$$

⁷⁶ Procesele care au loc în motor sunt caracterizate de modificarea continuă a masei de amestec de gaze din cilindru. Comparativ cu admisia și evacuarea, în timpul comprimării, arderii și destinderii sistemul termodinamic format din masa de gaz din interiorul cilindrului schimbă o cantitate mult mai mică de masă cu exteriorul. De o deosebită importanță este însă curgerea din și în spațiul dintre piston și segment, cu efecte majore asupra emisiei de hidrocarburi nearse. În continuare camera de ardere se va considera un disc închis și se va neglija efectul spațiului dintre piston, cilindru și segmente.

⁷⁷ Flacăra se numește laminară dacă transferul de masă și căldură din frontul de aprindere se face la scara moleculară [18] prin difuziune moleculară și conductivitate termică. Flacăra laminară se caracterizează printr-o zonă îngustă în care se desfășoară reacția chimică, numită front de flacăra și apare atunci când propagarea se face într-un amestec omogen în repaus sau în curgere laminară în tuburi. Flacăra turbulentă suferă deformări majore ale frontului de aprindere și este caracterizată de viteze de propagare mult mai mari.

Viteza laminară de ardere se calculează pe baza unor corelații empirice în funcție de dozajul combustibilului, presiune și temperatură, după care se aplică o corecție care ține cont de efectul diluării cu gaze reziduale [20]. Corelația se face cu o valoare măsurată (w_{L0}) cu bomba calorimetrică în condiții de presiune (p_0) și temperatură (T_0) prestabilite [14], [20], [43], [66], [76], [128].

$$w_L = w_{L0} \cdot \left(\frac{T}{T_0}\right)^\alpha \cdot \left(\frac{p}{p_0}\right)^\beta \cdot (1 - a \cdot x_r^b) \quad (2.48)$$

unde w_L este viteza de ardere laminară măsurată în m/s, α coeficient pentru cuantificarea influenței temperaturii, β coeficient pentru cuantificarea influenței presiunii, x_r raportul dintre masa gazelor reziduale și masa de amestec inițial⁷⁸, cu a și b coeficienți sub forma unor constante care cuantifică influența diluării amestecului cu gaze reziduale.

Scara de turbulență Taylor (l_M) se raportează la viteza de ardere laminară (w_L), astfel încât se obține un timp de ardere specific dimensiunilor pachetelor de fluid $\tau_a = l_M / w_L$. Intensitatea turbulenței (w_T) se corelează cu viteza de curgere a fluidului proaspăt prin secțiunea oferită de supapă. Relațiile (2.49) și (2.50) reprezintă ecuațiile pe care se bazează acest model de ardere care presupune cuprinderea amestecului proaspăt de frontul de aprindere [3] prin suprafața laterală a acestuia (A_f).

$$\frac{dm_{ga}}{d\tau} = \rho_{ai} \cdot A_f \cdot w_L + \frac{m_f}{\tau_a} \quad (2.49)$$

$$\frac{dm_f}{d\tau} = \rho_{ai} \cdot A_f \cdot w_T \cdot \left(1 - e^{-\tau/\tau_a}\right) - \frac{m_f}{\tau_a} \quad (2.50)$$

unde m_{ga} este masa de gaze de ardere în kg, τ timpul măsurat în s, ρ_{ai} densitatea amestecului proaspăt care nu a participat la ardere, în kg/m³, A_f aria frontului de aprindere în m², w_T intensitatea turbulenței în m/s, m_f masa de amestec inițial cuprinsă de frontul de aprindere în kg, τ_a timp caracteristic de ardere la dimensiunea scării Taylor măsurat în s.

Variația masei gazelor de ardere este dată de extinderea flăcării cu viteza laminară de ardere combinată cu arderea amestecului cuprins de frontul de aprindere, în zona de reacție. Această masă de amestec din zona de reacție se găsește în spatele frontului de aprindere, zonă în care reacția de oxidare a început dar nu a fost definitivată. Deși arderea este în derulare, masa m_f se consideră a fi amestec inițial, deci va avea densitatea ρ_{ai} . Timpul de ardere specific la nivelul scării de turbulență Taylor dă un caracter pulsatoriu arderii, cu perioada τ_a . Variația masei de amestec din zona de reacție în spatele frontului de aprindere este dată de alimentarea zonei cu amestec nears și de încheierea reacției de oxidare în zonele în care a început deja. Paranteza cu termenul exponențial cuantifică accelerarea frontului de aprindere din momentul declanșării scânteii când flacăra se consideră a fi laminară, până la dezvoltarea nucleului de flacăra turbulentă.

⁷⁸ A nu se confunda cu coeficientul gazelor reziduale.

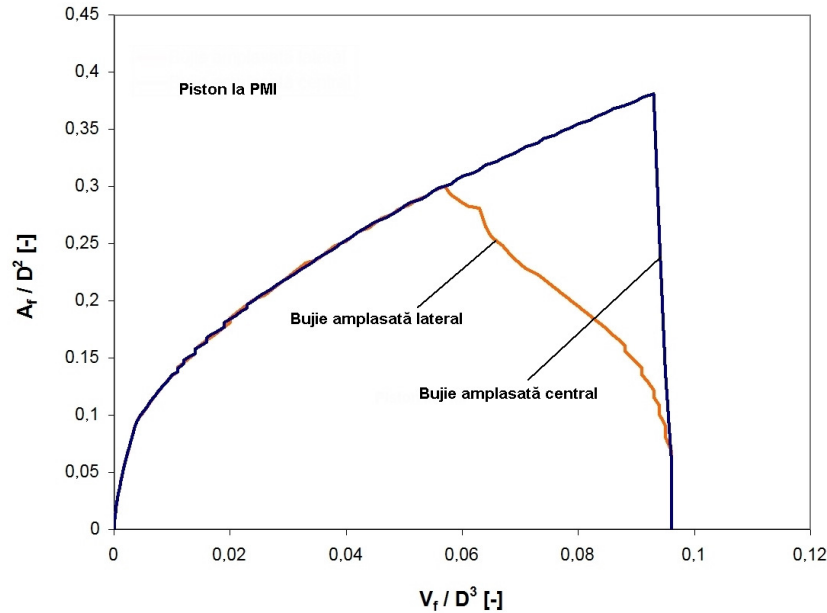


Fig. 2.19. Evoluția ariei frontului de aprindere în funcție de amplasarea bujiei

Pentru aplicarea modelului trebuie cunoscută evoluția suprafeței laterale a frontului de aprindere care este traversată de amestec proaspăt și gaze reziduale cu viteza w_T . În cazul unei camere de ardere de forma unui disc se presupune dezvoltarea frontului de aprindere sub forma unei semisfere cu punctul de origine între electrozii bujiei, unde are loc declanșarea scânteii. Viteza de creștere a suprafeței frontului (A_f) este inițial mare, după care scade odată cu transformarea lui în zonă sferică. Amplasarea bujiei are o influență deosebit de importantă asupra formei și suprafeței frontului de aprindere [46] (fig. 2.19). Cu ajutorul ariei frontului se poate calcula volumul acestuia (V_f) care cuprinde și volumul de gaze de ardere cu aceeași formă (V_{ga}). Diferența dintre cele două volume reprezintă chiar zona de reacție din spatele frontului de aprindere. Legătura între volumul și masa gazelor de ardere se face prin densitatea amestecului ners sau prin raportarea acesteia la densitatea gazelor de ardere (ρ_{ai}/ρ_{ga}) sub forma unei relații de tipul (2.51). Pentru determinarea raportului care definește cele două zone ale camerei de ardere și deci neomogenitatea fluidului motor în timpul arderii, se face presupunerea unui model termodinamic simplu de ardere izobară în zona nucleului de flacără. Căldura de reacție la presiune constantă servește pentru creșterea energiei interne și producerea de lucru mecanic prin destinderea gazelor din nucleu [18].

$$x_{ga} = \frac{1}{1 + \frac{\rho_{ai}}{\rho_{ga}} \cdot \left(\frac{V}{V_{ga}} - 1 \right)} \quad (2.51)$$

unde ρ_{ga} este densitatea gazelor de ardere măsurată kg/m^3 , V volumul momentan al camerei de ardere în m^3 , V_{ga} volumul ocupat de gazele de ardere în m^3 .

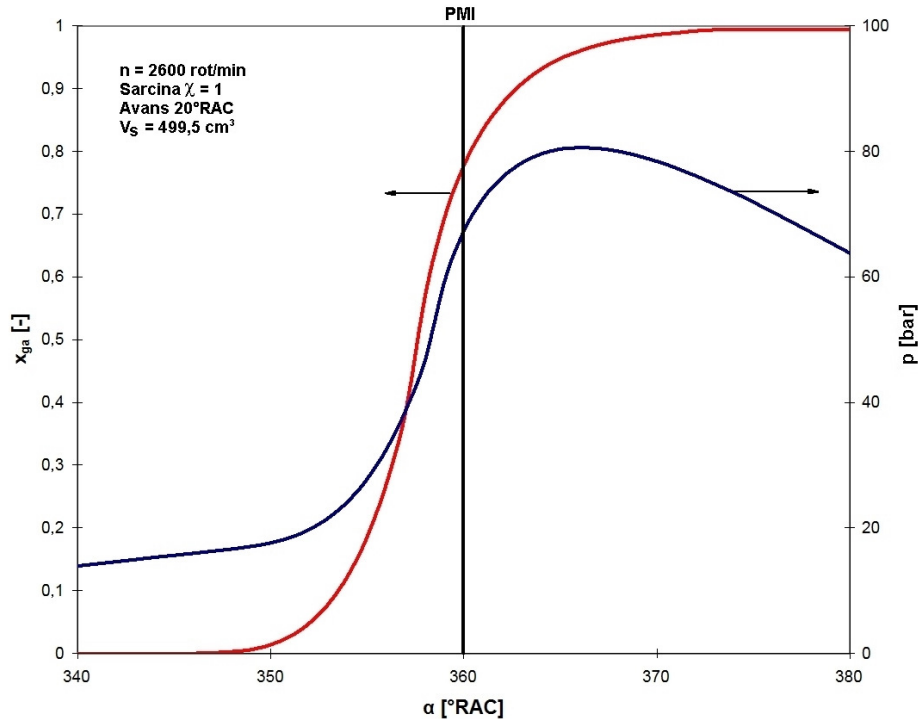


Fig. 2.20. Legea de degajare a căldurii și evoluția presiunii în timpul arderii

Pe baza legii de degajare a căldurii se poate integra ecuația (2.46) cu un pas de integrare corespunzător variației unghiului de rotație a arborelui cotit $\Delta\alpha=1^\circ\text{RAC}$. Căldura transferată către pereții camerei de ardere se calculează cu relația (2.16) după determinarea coeficientului convectiv. Pentru diferența de temperatură (T_p-T) se poate calcula o temperatură medie a fluidului în toată camera de ardere sau pentru o precizie mai mare se calculează separat pentru zona ocupată de gazele de ardere și separat pentru amestecul ners.

Calculul destinderii se face asemănător cu cel pentru comprimare, deosebirea esențială fiind proprietățile fluidului motor și vitezele de mișcare ale acestuia mult amortizate. Atât pentru ardere cât și pentru destindere se alege un nou moment inițial pentru determinarea factorului de reducere a vitezei de mișcare a fluidului motor. Viteza inițială pentru fiecare din procese se alege ca valoare egală cu ultima viteză calculată pentru procesul anterior. Destinderea propriu-zisă se încheie odată cu deschiderea supapei de evacuare, moment plasat cu un avans față de PME. Pentru modelarea exponentului adiabatic (k_d) al gazelor de ardere la funcționarea MAS alimentate cu benzină se poate utiliza ecuația (2.52) [18].

$$k_d = 1,1925 + \frac{0,0245}{\lambda} + \frac{63,1 + 14,2 / \lambda}{T} \quad (2.52)$$

2.4. Modelarea procesului de evacuare

Evacuarea reprezintă partea din procesul de schimbare a gazelor în cursul căreia gazele de ardere părăsesc cilindrul [18]. La motoarele rapide evacuarea se poate face liber, sub influența diferenței dintre presiunea din cilindru și cea din galeria de evacuare, sau forțat, când gazele de ardere sunt evacuate datorită lucrului mecanic efectuat de piston. În prima parte a cursei de evacuare gazele de ardere părăsesc cilindrul atât sub acțiunea diferenței de presiune, cât și datorită deplasării pistonului, proces denumit evacuare mixtă. Gradul de perfecțiune a evacuării se apreciază prin gradul de evacuare a cilindrului de gazele de ardere (η_{ev}) definit prin relația (2.53).

$$\eta_{ev} = \frac{m_{ge}}{m_{fp} + m_r} \quad (2.53)$$

unde m_{ge} este masa de gaze evacuate din cilindru măsurată în kg.

2.4.1. Influențe asupra procesului de evacuare

Ciclul de funcționare al MAI cu piston are o destindere trunchiată, astfel că la sfârșitul cursei de destindere presiunea în cilindru este de câteva ori mai mare decât cea inițială (p_0). În cazul deschiderii supapei în PME lucrul mecanic efectuat de piston pentru evacuare gazelor este mai mare decât dacă supapa se deschide cu avans și este exploatat fenomenul de evacuare liberă. La un avans mare de deschidere a supapei, lucrul mecanic efectuat de gaze în timpul evacuării libere crește. Avansul optim la deschiderea supapei de evacuare este momentul deschiderii pentru care suma lucrului mecanic ale celor două procese este minimă. În PMI presiunea în cilindru este mai mare decât în galeria de evacuare, astfel încât închiderea supapei cu întârziere față de PMI sporește gradul de evacuare.

Una din influențele majore asupra procesului de evacuare o reprezintă rezistența hidrodinamică a traseului format din galerie, colector, tubulatură, sistem de tratare a gazelor și amortizor de zgomot. Ca și în cazul admisiei, supapa de evacuare produce o cădere de presiune însemnată. Reducerea rezistențelor hidrodinamice pe traseul de evacuare, împreună cu optimizarea fazelor de distribuție astfel încât lucrul mecanic efectuat de gaze în timpul evacuării să fie minim, sunt principalele căi de a îmbunătăți eficiența procesului.

Coeficientul gazelor reziduale este direct proporțional cu presiunea la sfârșitul evacuării (p_r) și invers proporțional cu temperatura gazelor (T_r) și cu raportul de comprimare (ε). Dependența de temperatură și raportul de comprimare trebuie evaluată prudent deoarece prin mărirea lui ε gazele se destind mai mult în cilindru și T_r scade. Totuși, γ_r depinde de produsul $T_r (\varepsilon - 1)$ care se reduce prin creșterea raportului de comprimare, astfel încât coeficientul gazelor reziduale scade.

2.4.2. Calculul procesului de evacuare

Calculul evacuării vizează determinarea presiunii și temperaturii în timpul procesului. Cunoscând acești doi parametri la sfârșitul cursei de evacuare se poate calcula masa de gaze reziduale care va participa la ciclul următor.

Evacuarea are loc la început în regim critic de curgere, după care curgerea gazelor trece în regim subcritic. Curgerea este critică atunci când presiunea din galeria de evacuare este sub valoarea presiunii critice (p_{cr}) determinată de presiunea din cilindru.

$$p_{cr} = p \cdot \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (2.54)$$

unde p_{cr} este presiunea critică în galeria de evacuare măsurată în Pa, p presiunea din cilindru pe durata evacuării în Pa, k exponentul adiabatic al gazelor evacuate. Curgerea cu viteze mari în regim critic reprezintă o sursă importantă de zgomot, motiv pentru care traseul de evacuare este prevăzut cu amortizor de zgomot în care gazele se destind înainte de a ajunge în atmosferă.

Pentru regim staționar de curgere când se neglijează modificările de densitate ale fluidului, presiunea în galeria de evacuare se calculează asemănător cu presiunea în galeria de admisie (vezi relația 2.25).

$$p_{ge} = p_0 + (1 + \zeta_{te}) \cdot \rho_{ge} \cdot \frac{w_{ge}^2}{2} \quad (2.55)$$

unde p_{ge} este presiunea din galeria de evacuare în Pa, ζ_{te} coeficientul de rezistență hidrodinamică a traseului, ρ_{ge} densitatea gazelor din galeria de evacuare măsurată în kg/m^3 , w_{ge} viteza de curgere a gazelor din galerie în m/s. Rezistențele hidrodinamice de pe traseul de evacuare produc o creștere a presiunii p_{ge} care determină la rândul ei creșterea presiunii în cilindru pe durata evacuării, cu efecte negative asupra valorii coeficientului gazelor reziduale și asupra lucrului mecanic de pompaj.

Legea de ridicare a supapei determină secțiunea de curgere oferită de supapă, ceea ce permite calculul debitului instantaneu de gaze evacuate, precum și masa de gaze din cilindru la un moment dat. În sarcină, pe perioada evacuării libere se poate face o simplificare prin considerarea curgerii cu viteza critică.

$$dm_{ge} = \mu_{se} \cdot w_{se} \cdot \rho_{se} \cdot A_{se} \cdot \frac{d\alpha}{n} \quad (2.56)$$

unde μ_{se} este coeficientul de debit al supapei de evacuare, w_{se} viteza medie de curgere prin secțiunea oferită de supapă măsurată în m/s, ρ_{se} densitatea gazelor de ardere în kg/m^3 , A_{se} secțiunea momentană oferită de supapa de evacuare măsurată în m^2 , α unghiul de rotație al arborelui cotit în rad, n turația în rad/s.

Pentru calculul admisiei, inițial se estimează valorile temperaturii (T_r) și a presiunii gazelor reziduale (p_r). Presiunea din cilindru în timpul evacuării este dată în principal de rezistențele hidrodinamice ale traseului de evacuare, iar temperatura gazelor de ardere este influențată de schimbul de căldură cu pereții cilindrului. După efectuarea calculelor pentru toate procesele ciclului termodinamic, admisie, comprimare, ardere, destindere, evacuare, se reia calculul admisiei cu valorile p_r și T_r obținute la iterația anterioară. Modificările parametrilor din timpul admisiei vor influența presiunea și temperatura pe timpul comprimării, arderii, destinderii și evacuării. Deși se neglijează fenomenul de curgere a gazelor de ardere în galeria de admisie datorită deschiderii supapei cu avans față de PMI, erorile sunt minime

deoarece masa de gaze reziduale care ajunge în galerie este aspirată înapoi în cilindru în timpul cursei de admisie. Calculul se reface până la convergența rezultatelor, în sensul că masa de gaze reziduale obținută la sfârșitul cursei de evacuare trebuie să fie egală⁷⁹ cu masa gazelor de ardere corespunzătoare presiunii și temperaturii gazelor reziduale folosite la începutul calculului pentru procesul de admisie. Odată determinate valorile parametrilor de stare pe toată durata ciclului, se poate trasa diagrama indicată în coordonate $p-V$ (fig. 2.22) sau $p-\alpha$ (fig. 2.23). Aceste diagrame reprezintă instrumentul principal de analiză a ciclului de funcționare a motoarelor și oferă informații importante despre modul de desfășurare a arderii, și performanțele motorului. Temperatura amestecului carburant în poarta supapei de admisie are o importanță majoră asupra nivelului de temperatură pe tot ciclul termodinamic, astfel încât determinarea ei precum și a gradului de evaporare a combustibilului cu o precizie cât mai mare este necesară în orice studiu al funcționării MAS. Dacă neglijarea fenomenului de curgere a gazelor de evacuare în galeria de admisie nu introduce erori semnificative datorită respectării legii de conservare a masei la sfârșitul procesului de admisie, încălzirea amestecului de aer și combustibil în poarta supapei datorită amestecării cu gaze de ardere fierbinți, poate avea o influență majoră asupra temperaturii amestecului carburant.

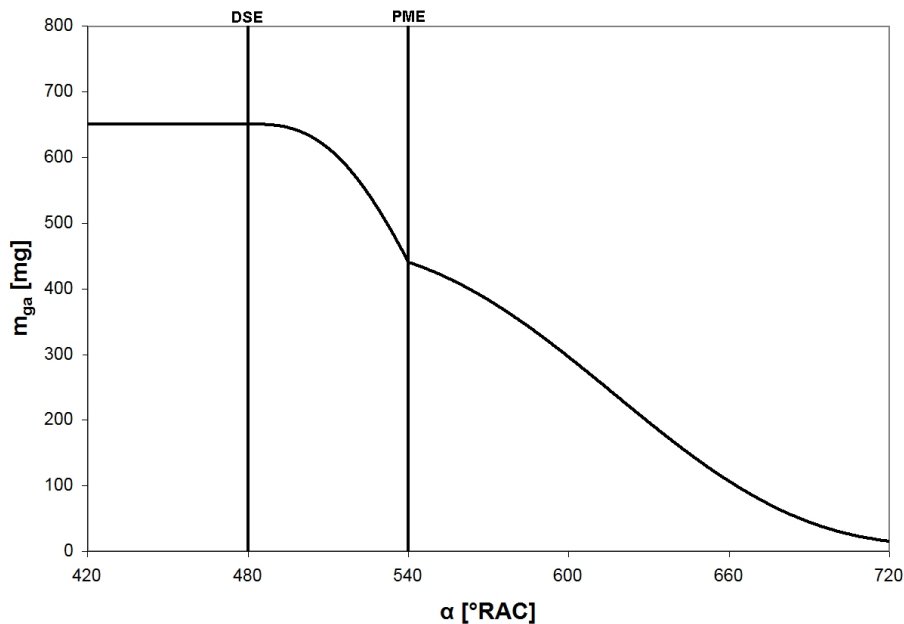


Fig. 2.21. Masa gazelor de ardere din cilindru în timpul evacuării

⁷⁹ Masa de gaze reziduale exprimată în mol se poate calcula din relația (2.13), cu simplificarea efectuată pentru calculul coeficientului gazelor reziduale (vezi subcapitolul 2.1.1). Prin determinarea presiunii și a temperaturii gazelor la sfârșitul cursei de evacuare, se poate calcula masa de gaze reziduale. Având în vedere precizia aparatelor de măsură folosite în determinarea temperaturii pe cale experimentală, pentru temperatura gazelor de ardere la sfârșitul cursei de evacuare (T_r) se va considera o precizie de o zecimală ca fiind suficientă.

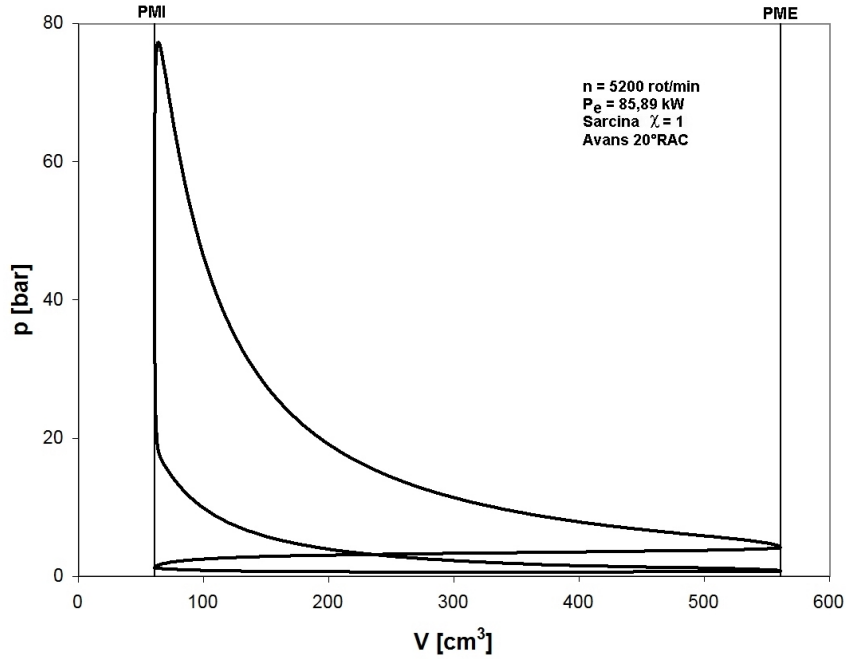


Fig. 2.22. Digrama indicată p - V pentru un MAS cu $V_s=499 \text{ cm}^3$ alimentat cu benzină

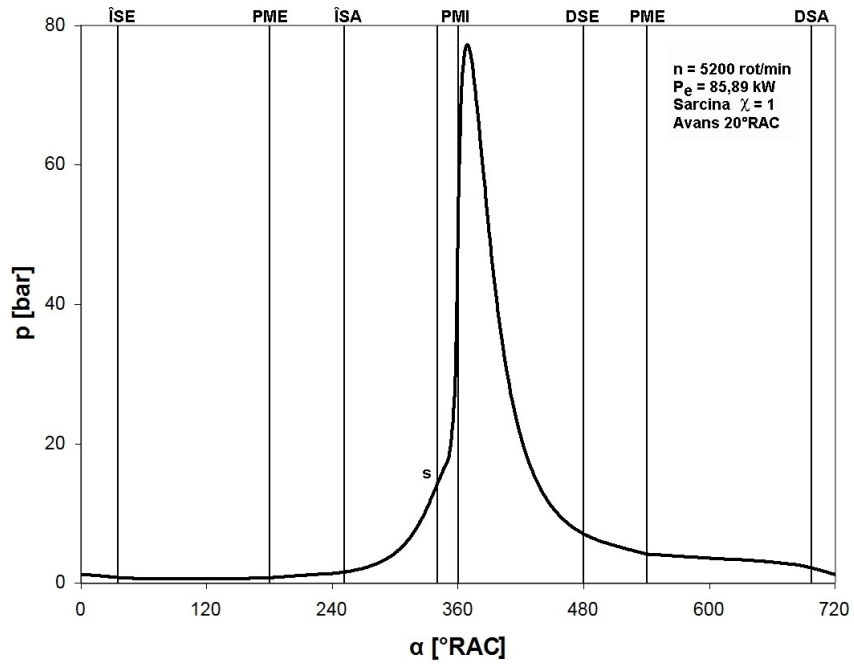


Fig. 2.23. Digrama indicată p - α pentru un MAS cu $V_s=499 \text{ cm}^3$ alimentat cu benzină

2.5. Modelarea emisiilor poluante

Motoarele alimentate cu benzină reprezintă o sursă majoră de poluare urbană. Datorită numărului tot mai mare de autovehicule care se deplasează în aglomerațiile din marile orașe, a apărut necesitatea reducerii gradului de poluare a acestor motoare. Problema poluării produse de transportul rutier este majoră mai ales în marile orașe din cauza densității mari de autovehicule pe căile rutiere care duce la concentrații mari de poluanți la nivel local, spre deosebire de căile de rulare cu viteză mare de deplasare, unde concentrațiile de substanțe nocive sunt mult mai reduse [52].

Emisiile de gaze nocive ale unui motor de automobil sunt generate de două cauze fundamentale, și anume arderea combustibilului, respectiv etanșarea imperfectă a cilindrului și rezervoarelor de combustibil [18]. Emisiile datorate etanșărilor imperfecte sunt reduse în mare parte prin adoptarea unor sisteme simple cum ar fi introducerea gazelor de carter în admisia motorului și sistemul de absorbție a vaporilor de combustibil din rezervor⁸⁰. Gazele de ardere evacuate din MAS conțin, pe lângă produsele arderii perfecte CO₂ și apă, oxizi ai azotului (NO_x)⁸¹, monoxid de carbon (CO) și compuși organici ce rezultă prin arderea incompletă sau oxidarea parțială a combustibilului, denumiți hidrocarburi nearse (HC).

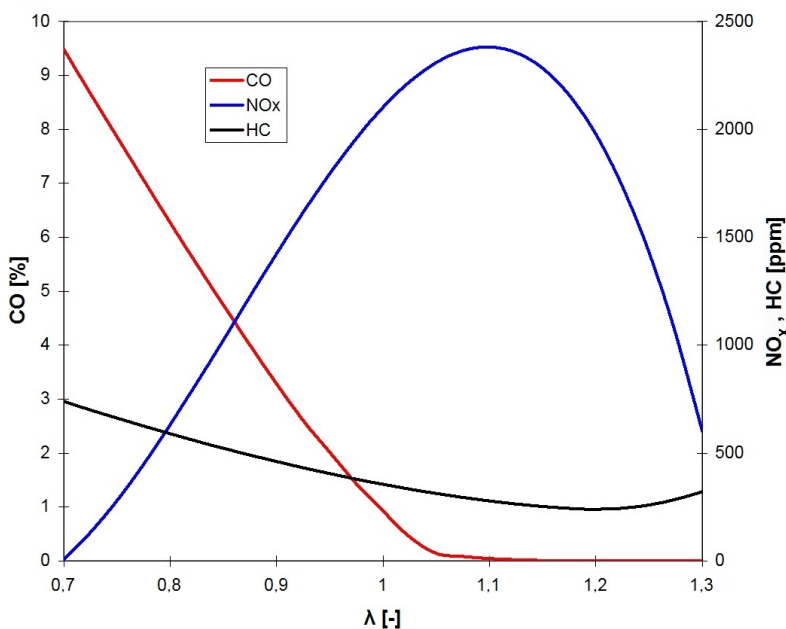


Fig. 2.24. Variația concentrației de CO, NO_x și HC în gazele de ardere în funcție de coeficientul excesului de aer pentru un MAS

⁸⁰ Vaporii de combustibil astfel absorbiți sunt periodic eliberați în sistemul de admisie prin purjare.

⁸¹ Se utilizează notația de NO_x pentru monoxidul NO și dioxidul NO₂ de azot, deși concentrația monoxidului de azot este mult mai mare, cu un raport aproximativ NO 5000 ppm : NO₂ 50 ppm pentru amestec stoechiometric aer-benzină [20].

Factorul de influență major asupra concentrației emisiilor poluante în gazele de ardere la MAS este dozajul combustibilului (fig. 2.24). La amestecuri bogate crește concentrația de CO și HC, în timp ce la amestecuri ușor sărace emisia de NO_x este maximă⁸².

2.5.1. Formarea oxizilor de azot

În urma investigațiilor asupra formării NO_x în timpul arderii într-un MAS, concluziile au fost aproximativ aceleași, indiferent de metoda utilizată. S-a constatat că oxizii de azot se formează în timp, concentrația de NO_x atinge o valoare maximă, după care rămâne aproape constantă, iar concentrațiile înregistrate variază în zonele diferite ale camerei de ardere. Creșterea treptată a concentrației locale de NO_x arată că procesul de formare decurge cu o viteză finită, ceea ce infirmă ipoteza formării la echilibru chimic, deci instantaneu. Mecanismul de formare este cunoscut sub denumirea de mecanismul Zeldovici care cuprinde două reacții de formare și două de descompunere a NO-ului. Faptul că are loc o creștere a concentrației oxizilor de azot până la o valoare maximă după care variația este redusă, confirmă viteza scăzută a reacțiilor de descompunere. Cauza variației concentrației maxime de NO_x înregistrate în cilindru a fost identificată sub forma neomogenității termice a fluidului motor în zonele camerei de ardere. Astfel, în zona bujiei temperatura maximă din timpul arderii va fi mai mare decât cea înregistrată în vecinătatea peretelui îndepărtat al camerei de ardere. Dependența vitezei de formare a monoxidului de azot de temperatura locală a fluidului motor se poate scrie sub forma unei relații de tipul (2.57) [18].

$$\frac{d[NO]}{d\tau} = A \cdot e^{-\frac{B}{T}} \quad (2.57)$$

unde $[NO]$ este concentrația de monoxid de azot măsurată în mol/cm³, τ timpul în s, A și B sunt constante ale modelului, T temperatura fluidului motor în K.

Formarea și concentrația de NO_x este determinată de trei factori fundamentali, și anume temperatura, cu o deosebită importanță în zona bujiei care ajunge la temperatura maximă în camera de ardere, timpul, determinat de viteza finită a reacției, și oxigenul disponibil pentru dezvoltarea mecanismului Zeldovici, evaluat prin coeficientul de dozaj λ . Evident, dependența vitezei de formare a monoxidului de azot de temperatură este sub formă exponențială, astfel încât orice scădere a temperaturii în zona bujiei poate reduce semnificativ concentrația oxizilor de azot. O altă metodă de a reduce emisia de NO_x este stratificarea amestecului, pentru a asigura o concentrație scăzută de oxigen în zona bujiei la începutul arderii, strategie care frânează formarea oxizilor de azot în zona unde se atinge temperatura maximă și în același timp asigură un amestec carburant sărac la nivel global, cu efecte benefice asupra randamentului indicat. Cu ajutorul relației (2.58) se poate evalua prin calcul evoluția concentrației de NO în timpul arderii.

⁸² De unde rezultă și problema majoră a MAS, orice câștig realizat în privința reducerii consumului și a noxelor CO și HC prin sărăcirea amestecului este penalizat prin creșterea NO_x-ului. Sărăcirea în continuare a amestecului aer-combustibil frânează formarea oxizilor de azot, însă duce la mărirea instabilității arderii și chiar la creșterea emisiei de HC.

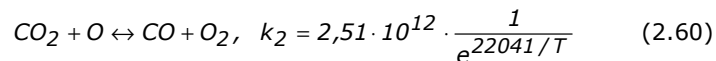
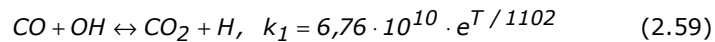
$$\frac{d[NO]}{d\tau} = \frac{A}{T^{0,5}} \cdot e^{-\frac{B}{T}} \cdot [O_2]_e^{0,5} \cdot [N_2]_e \quad (2.58)$$

unde $[O_2]_e$ este concentrația molară a oxigenului la echilibru chimic în mol/cm³, $[N_2]_e$ concentrația molară a azotului la echilibru chimic în mol/cm³.

O influență majoră asupra vitezei de formare a oxizilor de azot o are prezența gazelor reziduale. Influența este indirectă, în sensul că prezența gazelor de ardere rămase în cilindru din ciclul anterior mărește căldura specifică a amestecului inițial [20], ceea ce duce la reducerea temperaturii în timpul arderii. Temperatura în timpul arderii este redusă și datorită cantității de amestec carburant mai mică din cilindru la creșterea cantității de gaze reziduale. Datorită efectului de frânare a formării oxizilor de azot, recircularea gazelor de evacuare a devenit un procedeu folosit în mod obișnuit pentru reducerea emisiei de NO_x. Diluarea amestecului cu gaze de ardere este limitată din cauza efectelor negative pe care le are asupra vitezei de ardere (vezi subcapitolul 2.3.3).

2.5.2. Formarea monoxidului de carbon

Funcționarea cu amestec bogat, deci cu lipsă de oxigen, are ca rezultat arderea incompletă a combustibilului și este principala cauză a apariției monoxidului de carbon în gazele de evacuare. Prezența monoxidului de carbon și în cazul funcționării cu amestecuri sărace se explică prin instalarea echilibrului chimic în spatele frontului de aprindere⁸³ și cinetica reacțiilor de oxidare. Concentrațiile de CO măsurate în gazele de evacuare MAS sunt mai mici decât valorile maxime atinse în timpul procesului de ardere, însă sunt mai mari decât valorile la echilibru chimic. Formarea de CO este una din principalele căi prin care are loc reacția de oxidare a hidrocarburilor, prin lanțul RH – R – RO₂ – RCHO – RCO – CO, după care monoxidul de carbon astfel format este ulterior oxidat complet în CO₂ cu o viteză de reacție mai mică [58].



Concentrațiile de monoxid de carbon măsurate în gazele de evacuare la funcționare în zona amestecurilor bogate sunt apropiate de valorile obținute prin calcul la echilibru chimic pentru condițiile de presiune și temperatură din timpul destinderii, în timp ce pentru amestecuri sărace, valorile măsurate sunt cu un ordin de mărime mai mari [20]. Concentrațiile obținute prin calcul pe baza modelelor care descriu fenomenele controlate de cinetica reacțiilor sunt mult sub cele efectiv măsurate în gazele de evacuare. Una din explicații ar putea fi oxidare incompletă a hidrocarburilor care apar în masa de gaze spre sfârșitul destinderii prin curgerea

⁸³ În amestecul de gaze din spatele frontului de aprindere, în condiții de presiune și temperatură apropiate de valorile maxime atinse în timpul arderii, 15-50 bar și 2800 K, sistemul carbon-hidrogen-oxigen se consideră a fi echilibrat din punct de vedere chimic. Modificarea concentrației de CO are loc în destindere, când procesul de oxidare poate devia de la condițiile de echilibru [20].

amestecului din spațiul dintre cilindru, segment și piston. O altă sursă de hidrocarburi care apar și sunt oxidate parțial în cursa de destindere este fenomenul de eliberare a volatilor din filmul de ulei de pe oglinda cilindrului sau din depozitele de calamină care se pot forma în camera de ardere.

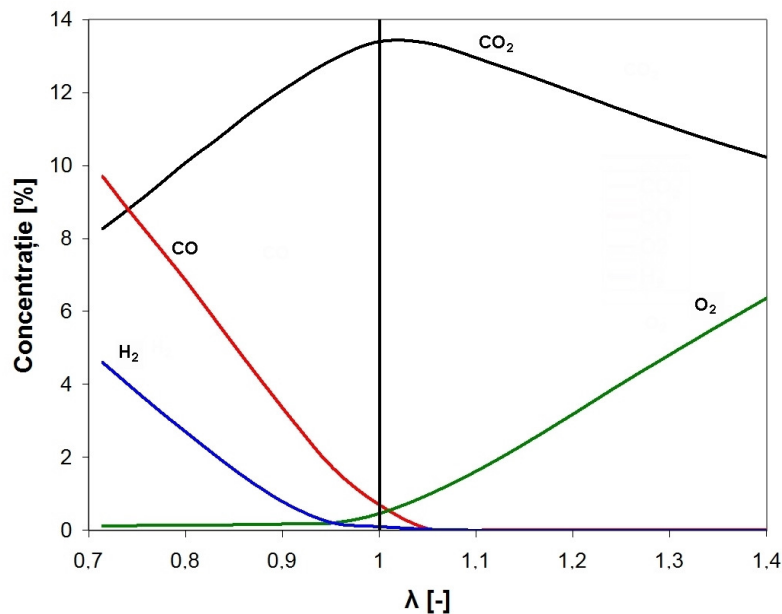


Fig. 2.25. Concentrația speciilor la echilibru chimic în gazele de evacuare [20]

2.5.3. Formarea hidrocarburilor nense

În condiții normale de funcționare, concentrația de hidrocarburi nense în gazele de evacuare înainte de convertorul catalitic, este de 1000-3000 ppm [20], cantitate care corespunde unei proporții de 1-2% din debitul de combustibil. Evident, sursa principală de HC este arderea incompletă a combustibilului. Ca și pentru CO, factorul principal de influență asupra emisiei de HC este dozajul combustibilului (fig. 2.24), astfel încât procesul de formare a amestecului trebuie controlat pentru menținerea unui dozaj cât mai aproape de valoarea stoechiometrică. Funcționarea cu amestecuri bogate produce cantități mai mari de HC, iar arderea amestecurilor foarte sărace duce la apariția fenomenului de ratare a aprinderii pe ciclu. Au fost identificate patru mecanisme de formare a hidrocarburilor nense. Stingerea flăcării în vecinătatea peretelui cilindrului este unul dintre aceste mecanisme și deși nu este o sursă majoră de poluare, este de remarcă influența calității suprafeței cilindrului. Astfel, asigurarea unei rugozități mai bune duce la reducerea emisiei de HC cu până la 15% și la evitarea formării depozitelor de calamină în camera de ardere, care au de asemenea un efect negativ asupra procesului de ardere lângă perete [20]. Pătrunderea amestecului în spațiile unde flacăra nu poate ajunge a fost identificat ca sursa majoră de formare a hidrocarburilor. O influență semnificativă asupra acestui mecanism o are spațiul

dintre piston, segment și cilindru, unde frontul de aprindere nu se poate propaga. Absorbția de carburant în filmul de ulei pe timpul admisiei și comprimării duce la apariția hidrocarburilor nearse în timpul destinderii și evacuării când are loc eliberarea combustibilului absorbit în ulei. O importanță deosebită în derularea acestui mecanism o are solubilitatea combustibilului în ulei, astfel încât natura combustibilului poate influența emisia de HC. Dispersia ciclică este o altă sursă de hidrocarburi nearse și apare în principal la sarcini parțiale, când se produce fenomenul de stingere a flăcării în masa de amestec [18].

$$[HC] = C_1 - C_2 \cdot (p_{ca} - p_{ca1}) \quad (2.61)$$

unde $[HC]$ este concentrația de hidrocarburi nearse în ppm, C_1 concentrația HC la presiunea p_{ca1} din colectorul de admisie măsurată în ppm, C_2 constantă a modelului măsurată în ppm/bar, p_{ca} presiunea în colectorul de admisie în bar. C_1 și C_2 depind de coeficientul excesului de aer și de domeniul presiunii în colectorul de admisie p_{ca} .

2.5.4. Influențe asupra emisiei de dioxid de carbon

Dioxidul de carbon este un produs al arderii perfecte a hidrocarburilor, astfel încât singurele metode de a reduce cantitatea de CO_2 produsă de MAS sunt scăderea consumului prin creșterea eficienței și utilizarea de combustibili cu conținut redus de carbon. Deși nu este considerat ca fiind un gaz poluant⁸⁴, se preconizează introducerea de norme care să limiteze emisia de CO_2 a MAI. În prezent sunt mai multe acte legislative care încurajează utilizarea de biocombustibili, surse de energie care reduc indirect cantitatea de dioxid de carbon eliberată în atmosferă. Alimentarea MAS cu metan produce emisii mai mici de CO_2 comparativ cu benzina⁸⁵, pe lângă scăderea cantității de CO și HC emise în atmosferă. Tot un combustibil cu emisii reduse este și bioetanolul, care pe lângă reducerea CO_2 , CO și HC, duce la scăderea NO_x (tabelul 2.1). Deoarece este obținut din biomasă, utilizarea bioetanolului reduce emisia de CO_2 cu până la 70% comparativ cu combustibilii fosili, concentrația de monoxid de carbon scade cu ~14%, emisia de HC cu ~33% datorită unui proces de ardere mai eficient, în timp ce cantitatea de NO_x emisă scade cu 50% prin reducerea temperaturii în timpul arderii. Prin adaptarea motoarelor cu aprindere prin scânteie pentru a putea fi alimentate cu etanol, se pot obține reduceri importante ale emisiei de CO_2 .

Tabelul 2.1. Comparatie între gradul de poluare pentru E85 și benzină⁸⁶

Combustibil	CO [mg/km]	NO _x [mg/km]	HC [mg/km]	CO ₂ [g/km]
E85	380	12	21	109
Benzină CO95	438	24	31	109

⁸⁴ Dioxidul de carbon se găsește în mod natural în atmosferă și are un ciclu destul de complex în biosferă. Deși este toxic doar în concentrații foarte mari, problema este acumularea continuă a CO_2 -ului în atmosferă, ceea ce contribuie la intensificarea efectului de seră care duce la încălzirea globală [52].

⁸⁵ Benzina conține ~86% carbon și ~14% hidrogen, deci un raport h/c de 0,16 comparativ cu metanul care conține 75% carbon și 25% hidrogen cu un raport h/c de 0,33.

⁸⁶ Măsurători efectuate după ciclul European de încercare pe un autoturism marca Citroen tipul C1, cilindree 1,0 L, kilometraj 13700 km [110].

Autoturismul Renault Mégane emite 170 g/km CO₂ la alimentarea cu benzină, și 158 g/km când funcționează cu E85, amestec de 85 % bioetanol și 15 % benzină. Aceste valori au fost înregistrate pentru ciclul european de încercare, iar consumul de combustibil a crescut cu ~35 % la alimentarea cu E85 [138].

Butanolul este alt alcool ce poate fi utilizat la alimentarea MAS și are anumite avantaje comparativ cu etanolul. Acest biocombustibil are o densitate energetică mai mare și este mult mai puțin corosiv decât etanolul. Față de benzină, cu ~33 MJ/l, butanolul, la ~27 MJ/l, are puterea calorifică cu doar ~17 % mai mică, în timp ce etanolul, cu ~21 MJ/l are puterea calorifică cu ~34 % mai mică [87]. Un dezavantaj al butanolului este cifra octanică mai mică, însă prin obținerea izobutanolului cu ajutorul microorganismelor modificate genetic se poate produce un combustibil cu cifră octanică apropiată de cea a benzinei premium. Ca și etanolul, biobutanolul poate avea o contribuție însemnată la reducerea efectului de seră prin scăderea emisiei de dioxid de carbon.

Biocombustibilii par a fi, la prima vedere, caracterizați de emisie neutră de CO₂, însă pentru o comparație corectă cu combustibilii fosili, trebuie făcută o analiză completă a emisiei pe tot ciclul de producție, distribuție și utilizare.

3. STUDII PRIVIND EVALUAREA TEORETICĂ A STĂRII AMESTECULUI CARBURANT

La MAS cu injecție în poarta supapei, carburantul pulverizat de injectoare formează împreună cu aerul un amestec combustibil care din galeria de admisie este aspirat în cilindri. Omogenitatea amestecului aer-combustibil în fază gazoasă este determinantă pentru calitatea arderii, performanțele motorului și reducerea nivelului de poluare.

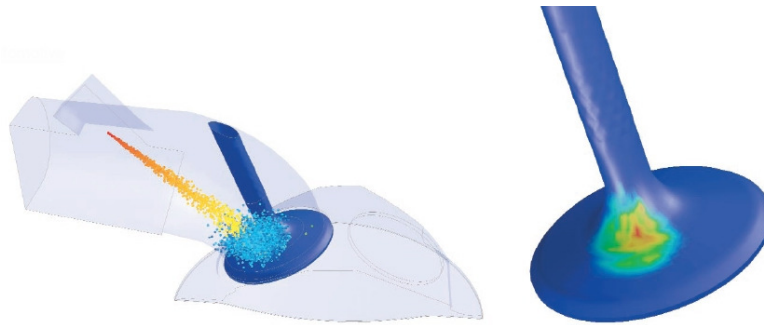


Fig. 3.1. Pulverizarea combustibilului prin injecție în poarta supapei și pelicula de lichid care se formează pe talerul supapei de admisie [125]

3.1. Trasarea diagramei $i-x$ aer-combustibil

Formarea propriu-zisă a amestecului carburant la MAS este un proces complex și rapid de schimb de căldură și de masă între picăturile de combustibil fin pulverizate și aerul aspirat. Picăturile de carburant se evaporă în contact cu aerul, proces asemănător cu evaporarea apei în turnurile de răcire. Astfel s-a ajuns la ideea calculării și trasării unei diagrame $i-x$ aer-combustibil [26], asemănătoare diagramei $i-x$ a aerului umed. Stările amestecului pe traseul de admisie se pot determina în diagrama $i-x$ aer-combustibil prin mai multe metode [28], dintre care metoda dreptei de amestec este cea mai simplă și ușor de realizat, cu o precizie acceptabilă.

Pentru trasarea diagramei $i-x$ aer-combustibil s-au folosit unele ipoteze de calcul, ca și pentru calculul diagramei Mollier pentru aerul umed. Aerul a fost considerat un amestec de gaze ideale, deoarece vaporii de apă se găsesc la o presiune parțială redusă. Astfel, se pot aplica legile amestecurilor de gaze ideale Dalton și Amagat. Combustibilul se poate considera, în funcție de natura acestuia, un amestec de n componente. Considerând amestecul aer-vapori de combustibil un amestec ideal, presiunea vaporilor de combustibil în amestec se calculează cu relația (3.1).

$$p_v = p_{v_1} + p_{v_2} + \dots + p_{v_i} = \sum_{i=1}^n p_{v_i} \quad (3.1)$$

unde p_v este presiunea vaporilor de combustibil în N/m^2 , p_{v_i} presiunea parțială a fiecărei componente măsurată în N/m^2 .

Pentru acoperirea tuturor situațiilor posibile⁸⁷, se introduc următoarele notații pentru participările molare ale celor n componente ale combustibilului.

$$\psi_i = \frac{\frac{m_i}{M_i}}{\sum_{i=1}^n \frac{m_i}{M_i}} = \frac{v_i}{v} \quad (3.2)$$

unde ψ_i este participarea molară a componentei i în combustibil, m_i masa componentei i în kg, M_i masa molară a componentei i în kg/kmol, v_i numărul de moli ai componentei i exprimat în mol, v numărul total de moli de combustibil în mol.

$$\psi_{l_i} = \frac{\frac{m_{l_i}}{M_i}}{\sum_{i=1}^n \frac{m_{l_i}}{M_i}} = \frac{v_{l_i}}{v_l} \quad (3.3)$$

$$\psi_{v_i} = \frac{\frac{m_{v_i}}{M_i}}{\sum_{i=1}^n \frac{m_{v_i}}{M_i}} = \frac{v_{v_i}}{v_v} \quad (3.4)$$

unde ψ_{l_i} este participarea molară a componentei i în stare lichidă, m_{l_i} masa componentei i în stare lichidă măsurată în kg, v_{l_i} numărul de moli ai componentei i în stare lichidă exprimat în mol, ψ_{v_i} participarea molară a componentei i în stare de vapori, m_{v_i} masa componentei i în stare de vapori măsurată în kg, v_{v_i} numărul de moli ai componentei i în stare de vapori exprimat în mol.

$$\psi_l = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{m_{l_i}}{M_i}}{\sum_{i=1}^n \frac{m_i}{M_i}} = \frac{v_l}{v} \quad (3.5)$$

$$\psi_v = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{m_{v_i}}{M_i}}{\sum_{i=1}^n \frac{m_i}{M_i}} = \frac{v_v}{v} \quad (3.6)$$

unde ψ_l este participarea molară a fazei lichide în amestec, ψ_v participarea molară a fazei de vapori în amestec, v_l numărul de moli ai fazei lichide exprimat în mol, v_v numărul de moli ai fazei de vapori în mol.

⁸⁷ Componentele combustibilului se pot găsi după formarea amestecului în stare de vapori sau în stare lichidă. Combustibilii care au o singură componentă, cum este etanolul, metanolul, butanolul, la valori ale presiunii vaporilor peste limita de saturație nu se mai pot evapora, în timp ce carburanții care sunt compuși din mai multe specii moleculare se mai evaporă și peste linia de rouă, limita la care încep să apară primele picături de combustibil.

Dacă în timpul formării amestecului se modifică masele componentelor combustibilului în stare lichidă și în stare de vapori, iar masa de apă din aerul umed se poate condensa, este convenabilă raportarea la masa de aer uscat (m_L) care nu suferă modificări [28].

$$x_w = \frac{m_w}{m_L} \quad (3.7) \quad x_i = \frac{m_i}{m_L} \quad (3.8)$$

$$x_{l_i} = \frac{m_{l_i}}{m_L} \quad (3.9) \quad x_{v_i} = \frac{m_{v_i}}{m_L} \quad (3.10)$$

unde x_w este participarea masică⁸⁸ a umidității conținute în aer, m_w masa umidității conținute în aer măsurată în kg, m_L masa de aer uscat în kg, x_i participarea masică a componentei i în amestec, x_{l_i} participarea masică a componentei i în stare lichidă, x_{v_i} participarea masică a componentei i în stare de vapori.

Participarea masică a combustibilului în stare lichidă și în stare de vapori se va scrie conform relațiilor (3.11) și (3.12), având în vedere egalitatea $x_i = x_{l_i} + x_{v_i}$.

$$x_l = \sum_{i=1}^n x_{l_i} = \frac{1}{m_L} \cdot \sum_{i=1}^n m_{l_i} \quad (3.11) \quad x_v = \sum_{i=1}^n x_{v_i} = \frac{1}{m_L} \cdot \sum_{i=1}^n m_{v_i} \quad (3.12)$$

unde x_l este participarea masică a combustibilului în stare lichidă, x_v participarea masică a combustibilului în stare de vapori.

Conținutul total de combustibil va fi dat de suma $x_c = x_l + x_v$ definită prin relația (3.13).

$$x_c = \sum_{i=1}^n x_{l_i} + \sum_{i=1}^n x_{v_i} \quad (3.13)$$

O relație importantă este cea care definește presiunea parțială a fiecărei componente a combustibilului în funcție de participarea sa molară (ψ_{l_i}) în stare lichidă și presiunea de saturație (p_{s_i}) a acelei componente la temperatura amestecului, denumită relația lui Raoult [28], pe baza căreia se poate scrie ecuația (3.15) utilizând ecuația de stare a gazelor perfecte și legea lui Dalton.

$$p_{v_i} = p_{s_i} \cdot \psi_{l_i} \quad (3.14) \quad \psi_{v_i} = \frac{p_{v_i}}{p_v} = \frac{p_{s_i} \cdot \psi_{l_i}}{p_v} \quad (3.15)$$

unde p_{s_i} este presiunea de saturație a componentei i măsurată în N/m².

⁸⁸ Valoarea raportului prin care se definește x_w nu reprezintă o participare masică a umidității în amestecul carburant, ci doar raportul dintre masa umidității și masa de aer uscat. O formulă care ar reprezenta participarea masică a umidității în amestec și ar fi astfel mai corectă, s-ar scrie sub forma $x_w = m_w / (m_L + m_w + m_c)$, cu m_c masa de combustibil. Pentru simplificarea calculului se preferă definirea prin raportarea la masa de aer uscat și se va utiliza această definiție pentru toate componentele amestecului carburant.

Pentru trasarea diagramei i - x este necesară stabilirea unor relații între participările molare ale componentelor (ψ_i) și participarea masică a combustibilului în amestec (x_c).

Se consideră cazul unui amestec de aer uscat și combustibil format din n componente care se găsește la presiunea absolută p . Volumul ocupat de combustibilul în stare lichidă este redus în comparație cu volumul total al amestecului (V_{am}), astfel încât se poate neglija. Considerând faza gazoasă un amestec ideal, se poate scrie relația (3.16), cu constanta $R_v = R / M_v$, iar M_v masa molară a vaporilor de combustibilului.

$$V_{am} \cdot \sum_{i=1}^n p_{v_i} = T_{am} \cdot \sum_{i=1}^n m_{v_i} \cdot R_{v_i} \quad (3.16)$$

unde V_{am} este volumul amestecului carburant măsurat în m^3 , T_{am} temperatura amestecului în K, R_{v_i} este constanta componentei i în J/mol K.

Pentru masa de combustibil în stare gazoasă se poate scrie ecuația de stare sub forma relației (3.17).

$$p_v \cdot V_{am} = v_v \cdot R \cdot T_{am} \quad (3.17)$$

Se scrie ecuația de stare pentru fiecare componentă a combustibilului (3.18) și pentru aerul uscat (3.19), având în vedere legea lui Dalton $p_L = p - p_v$.

$$p_{v_i} \cdot V_{am} = v_{v_i} \cdot R \cdot T_{am} \quad (3.18)$$

$$(p - p_v) \cdot V_{am} = v_L \cdot R \cdot T_{am} \quad (3.19)$$

unde v_L este numărul de moli de aer uscat în amestec exprimat în mol.

Prin împărțirea celor două relații (3.18) și (3.19) se obține ecuația (3.20) având în vedere egalitățile $p_{v_i} = \psi_{v_i} \cdot p_v$, $v_{v_i} = m_{v_i} / M_i$ și $v_L = m_L / M_L$.

$$x_{v_i} = \frac{p_v}{p - p_v} \cdot \frac{M_i}{M_L} \cdot \psi_{v_i} \quad (3.20)$$

Participarea masică a combustibilului în stare de vapori se calculează cu relația (3.21).

$$x_v = \frac{p_v}{p - p_v} \cdot \frac{1}{M_L} \cdot \sum_{i=1}^n \psi_{v_i} \cdot M_i \quad (3.21)$$

Având în vedere egalitățile $x_{v_i} / x_i = m_{v_i} / m_i = (m_{v_i} / M_i) / (m_i / M_i)$, rezultă $x_i = x_{v_i} \cdot (v_{v_i} / v_i)$, și folosind ecuațiile (3.3), (3.4), (3.5) și (3.6) se poate scrie relația (3.22).

$$x_{l_i} = \frac{p_v}{p - p_v} \cdot \frac{M_i}{M_L} \cdot \frac{\psi_l}{\psi_v} \cdot \psi_{l_i} \quad (3.22)$$

Pentru determinarea participării masice a combustibilului în stare lichidă se scrie relația (3.23).

$$x_l = \frac{p_v}{p - p_v} \cdot \frac{1}{M_L} \cdot \frac{\psi_l}{\psi_v} \cdot \sum_{i=1}^n \psi_{l_i} \cdot M_i \quad (3.23)$$

Din relațiile (3.2), (3.3), (3.4), (3.5) și (3.6) rezultă $\psi_i = \psi_{v_i} \cdot \psi_v + \psi_{l_i} \cdot \psi_l$ și ținând cont de egalitatea (3.13) se poate exprima participarea masică totală a combustibilului în amestec.

$$x_c = \frac{p_v}{p - p_v} \cdot \frac{1}{M_L} \cdot \frac{1}{\psi_v} \cdot \sum_{i=1}^n \psi_i \cdot M_i \quad (3.24)$$

Cunoscând participările masice ale combustibilului atât în stare lichidă cât și în stare de vapori, se poate calcula entalpia combustibilului (i_c) și mai apoi entalpia amestecului carburant (i) prin însumarea entalpiei aerului uscat (i_L) cu cea a combustibilului (i_c).

$$i_L = c_{p_L} \cdot t \quad (3.25)$$

unde i_L este entalpia⁸⁹ specifică a aerului uscat măsurată în J/kg, c_{p_L} căldura specifică la presiune constantă pentru aerul uscat în J/kg K, t temperatura amestecului în °C.

$$i_c = t \cdot \left(\sum_{i=1}^n x_{v_i} \cdot c_{p_{v_i}} + \sum_{i=1}^n x_{l_i} \cdot c_{p_{l_i}} \right) + \sum_{i=1}^n x_{v_i} \cdot r_i \quad (3.26)$$

unde i_c este entalpia specifică a combustibilului din amestec în J/kg, $c_{p_{v_i}}$ căldura specifică a componentei i în stare de vapori măsurată în J/kg K, $c_{p_{l_i}}$ căldura specifică a componentei i în stare lichidă exprimată în J/kg K, r_i căldura de vaporizare a componentei i în J/kg.

$$i = i_L + i_c \quad (3.27)$$

unde i este entalpia specifică a amestecului carburant în J/kg.

În diagrama i - x a unui amestec combustibil-aer pentru carburanți cu un număr de n componente, linia de separație dintre domeniul saturat, și cel nesaturat

⁸⁹ Valoarea i_L reprezintă de fapt o diferență de entalpie față de nivelul entalpiei specifice a aerului la temperatura de 0°C. Pentru un calcul mai corect ar trebui folosită temperatura T măsurată în K, însă se va păstra modalitatea de calcul comparativ cu valoarea entalpiei la 0°C pentru asigurarea comparabilității rezultatelor cu datele existente în literatură.

se numește linie de rouă, spre deosebire de cazul unui amestec aer-apă sau aer-component chimic pur, când poartă denumirea de linie de saturație. În cazul combustibililor formați din mai multe componente se pune problema stabilirii presiunii vaporilor de carburant în punctul de rouă. Pornind de la relația (3.15) se poate scrie egalitatea $\psi_{v_i} / p_{s_i} = \psi_i / p_v$ și rezultă relația (3.28), având în vedere egalitatea $\sum \psi_i = 1$ și faptul că pe linia de rouă toate componentele combustibilului sunt încă în stare de vapori, deci $\psi_{v_i} = \psi_i$.

$$p_{v_r} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{\psi_i}{p_{s_i}}} \quad (3.28)$$

unde p_{v_r} este presiunea vaporilor de combustibil pe linia de rouă în N/m².

Participarea masică a combustibilului în amestec în punctul de rouă se poate calcula cu relația (3.29), ținând cont de faptul că $x_c = x_v$ pe linia de rouă.

$$x_{c_r} = \frac{p_{v_r}}{p - p_{v_r}} \cdot \frac{1}{M_L} \cdot \sum_{i=1}^n \psi_i \cdot M_i \quad (3.29)$$

unde x_{c_r} este participarea masică a combustibilului pe linia de rouă.

3.1.1. Diagrama i-x pentru benzină

Benzina este un amestec de hidrocarburi cu temperaturi de fierbere diferite la aceeași presiune. Pentru obținerea unei diagrame reale, benzina ar trebui considerată ca formată dintr-un număr foarte mare, infinit, de parafine ideale, ale căror punct de fierbere s-ar situa pe curba reală de vaporizare la echilibru a combustibilului [31]. Pentru determinarea curbei de vaporizare la echilibru, benzina se distilează conform metodei descrise în ISO 3405:2000. La calculele termodinamice se utilizează frecvent proprietățile octanului sau ale izooctanului, însă pentru trasarea diagramei i-x benzina se înlocuiește cu un amestec echivalent de patru componente⁹⁰, hexan-heptan-octan-decan. O compoziție echivalentă de 21% hexan, 27% heptan, 32% octan și 20% decan, participări volumice în stare lichidă, are o curbă de vaporizare care se apropie mult de cea a benzinei (fig. 3.2).

Proprietățile amestecului echivalent de patru componente sunt apropiate de benzina reală atât în privința curbei de vaporizare, cât și a masei molare, a căldurii specifice la presiune constantă, și a căldurii de vaporizare (tabelul 3.1). Determinarea căldurii specifice la presiune constantă s-a făcut prin aproximarea variației acesteia cu temperatura printr-o funcție polinomială de gradul doi (fig. 3.3) trasată pe baza datelor experimentale [140]. Aproximarea variației căldurii specifice cu o funcție de gradul doi asigură o precizie ridicată pe tot intervalul de temperaturi pe care se fac calculele pentru trasarea diagramei i-x aer-combustibil. Analog se procedează toate componentele combustibilului. Variația căldurii specifice a aerului uscat se poate considera liniară pe intervalul de temperatură 0-100 °C [65].

⁹⁰ În lucrări anterioare benzina s-a înlocuit cu un amestec echivalent de trei componente, hexan-heptan-octan cu participări molare care corespund curbei de vaporizare dinamică [26], [28].

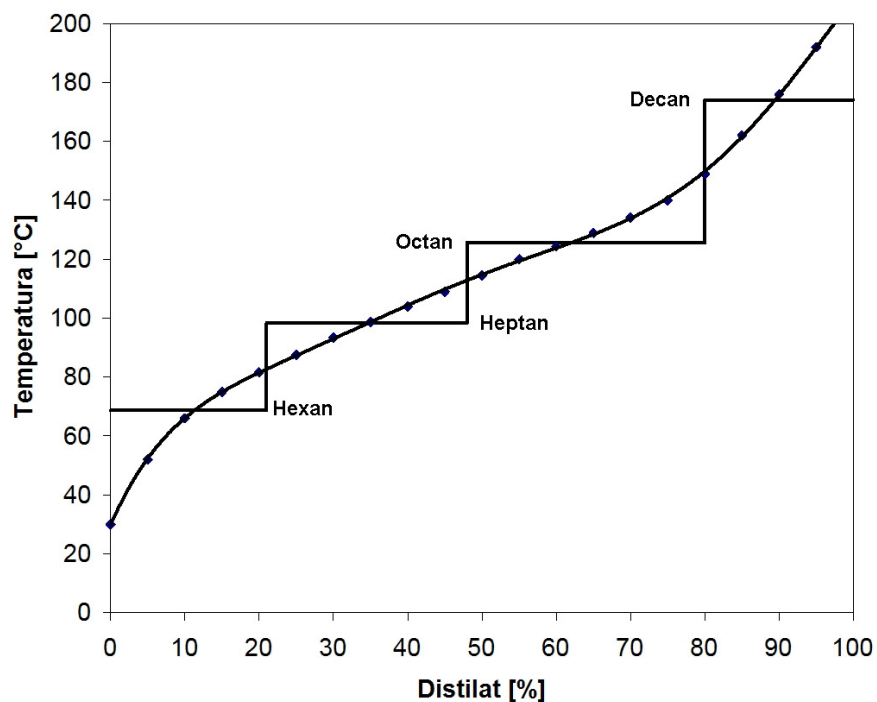


Fig. 3.2. Curba de distilare pentru benzină și pentru amestecului echivalent de hexan-heptan-octan-decan

Tabelul 3.1. Proprietățile benzinei [83], [84] și ale amestecului echivalent

	Hexan	Heptan	Octan	Decan	Amestec echivalent	Benzină
Masa molară [kg/kmol]	87,165	100,202	114,229	142,282	107,692	100-105
Temperatura de fierbere* [°C]	68,71	98,38	125,62	174,12	-	-
Densitate** [kg/m ³]	663,37	687,51	705,82	733,83	697,56	720-780
Participare volumetrică [%]	21	27	32	20	100	-
Participare masică [%]	19,954	26,607	32,386	21,053	100	-
Participare molară [%]	24,937	28,596	30,533	15,934	100	-
C_{p_i} *** [kJ/kg K]	2,206	2,22	2,213	2,178	2,206	2,22
Căldura de vaporizare** [kJ/kg]	372,849	371,079	368,770	366,661	369,755	~350

* la presiune atmosferică 1 atm, ** la temperatura de 15,6 °C, *** la temperatura de 20 °C

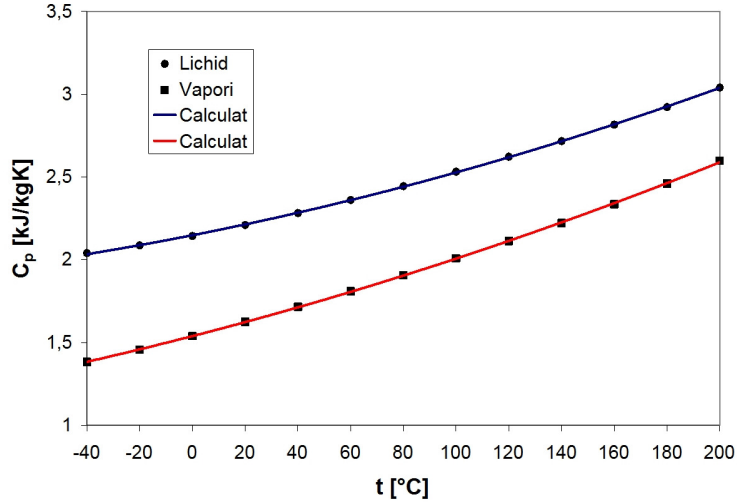


Fig. 3.3. Variația căldurii specifice la presiune constantă pentru Octan

Presiunea de saturație se calculează pentru fiecare componentă cu o formulă de tipul relației (3.30).

$$p_s = 10^{A - \frac{B}{T+C}} \quad (3.30)$$

unde p_s este presiunea de saturație în bar, A , B , C constante, T temperatura în K.

Căldura de vaporizare se calculează cu relația (3.31), cu T_r temperatura redusă, $T_r = T / T_c$, unde T_c reprezintă temperatura critică a componentei.

$$r = A \cdot e^{-\alpha \cdot T_r} \cdot (1 - T_r)^\beta \quad (3.31)$$

unde r este căldura de vaporizare măsurată în J/kg, A constantă în J/kg, α și β sunt constante, T_r temperatura redusă.

Din relațiile (3.2), (3.3), (3.4), (3.5) și (3.6) se poate scrie ecuația (3.32), care în cazul înlocuirii benzinei cu patru componente se scrie sub forma celor patru relații (3.33), (3.34), (3.35), (3.36).

$$\psi_i = \psi_{l_i} \cdot \psi_l + \psi_{v_i} \cdot \psi_v \quad (3.32)$$

$$\psi_1 = \psi_{l_1} \cdot \psi_l + \psi_{v_1} \cdot \psi_v \quad (3.33)$$

$$\psi_2 = \psi_{l_2} \cdot \psi_l + \psi_{v_2} \cdot \psi_v \quad (3.34)$$

$$\psi_3 = \psi_{l_3} \cdot \psi_l + \psi_{v_3} \cdot \psi_v \quad (3.35)$$

$$\psi_4 = \psi_{l_4} \cdot \psi_l + \psi_{v_4} \cdot \psi_v \quad (3.36)$$

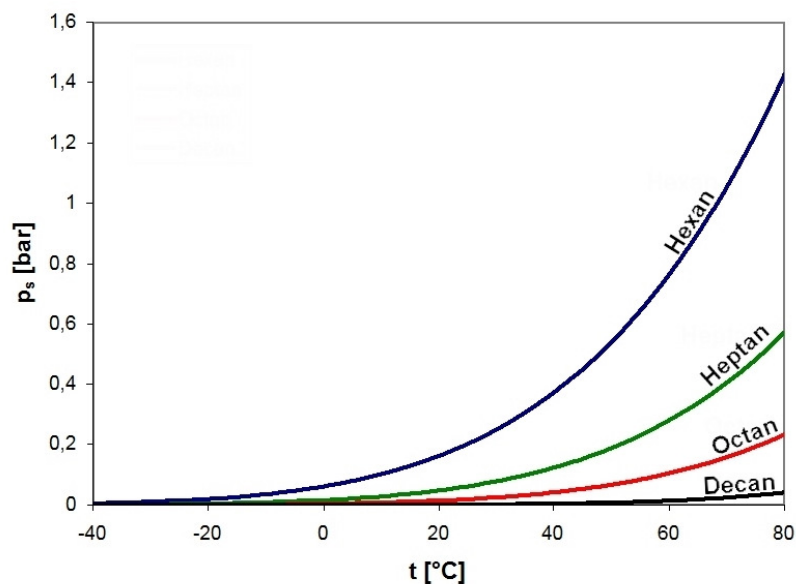


Fig. 3.4. Presiunea de saturație pentru cele patru componente

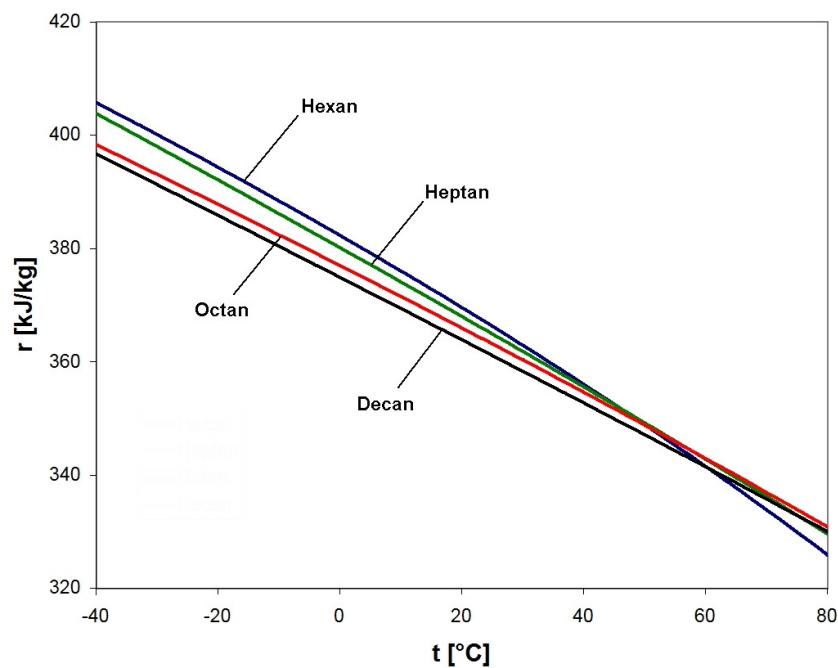


Fig. 3.5. Căldura de vaporizare pentru cele patru componente

Analog, relația (3.15) se scrie pentru cele patru componente ale amestecului echivalent benzinei sub forma ecuațiilor (3.37), (3.38), (3.39), (3.40).

$$\psi_{V1} = \frac{p_{S1} \cdot \psi_{I1}}{p_V} \quad (3.37)$$

$$\psi_{V2} = \frac{p_{S2} \cdot \psi_{I2}}{p_V} \quad (3.38)$$

$$\psi_{V3} = \frac{p_{S3} \cdot \psi_{I3}}{p_V} \quad (3.39)$$

$$\psi_{V4} = \frac{p_{S4} \cdot \psi_{I4}}{p_V} \quad (3.40)$$

La aceste opt ecuații se mai adaugă relațiile (3.41), (3.42) și (3.43) deduse din (3.3), (3.4), (3.5) și (3.6).

$$\psi_{I1} + \psi_{I2} + \psi_{I3} + \psi_{I4} = 1 \quad (3.41)$$

$$\psi_{V1} + \psi_{V2} + \psi_{V3} + \psi_{V4} = 1 \quad (3.42)$$

$$\psi_I + \psi_V = 1 \quad (3.43)$$

Sistemul de ecuații format din (3.33), (3.34), (3.35), (3.36), (3.37), (3.38), (3.39), (3.40), (3.41), (3.42) și (3.43) are 11 necunoscute⁹¹, ψ_{V1} , ψ_{V2} , ψ_{V3} , ψ_{V4} , ψ_{I1} , ψ_{I2} , ψ_{I3} , ψ_{I4} , ψ_V , ψ_I , p_V , și 11 ecuații, însă este un sistem nedeterminat. Pentru rezolvarea acestui sistem se elimină una dintre ecuații, și se dau valori numerice uneia dintre necunoscute. Cel mai convenabil procedeu este înlocuirea uneia dintre participările molare deoarece acestea pot lua valori între 0 și 100%, ceea ce simplifică mult calculele.

O modalitate de calcul dezvoltată de autor presupune alegerea unei valori pentru x_c ⁹², ceea ce prin ecuația (3.24) permite stabilirea unei relații între p_V și ψ_V , iar sistemul se rezolvă prin înlocuire numerică a participării ψ_V . După rezolvarea sistemului, cu participările molare calculate se pot determina participările masice x_{V1} , x_{V2} , x_{V3} , x_{V4} , x_{I1} , x_{I2} , x_{I3} și x_{I4} care prin înlocuire în relația (3.26) fac posibil calculul entalpiei combustibilului pentru condițiile de temperatură impuse. Entalpia amestecului se determină cu ajutorul relației (3.27), după calcularea entalpiei specifice a aerului cu (3.25). Punctele de coordonate (x_c , i) se calculează pentru mai multe temperaturi, iar prin unirea acestor puncte se trasează izotermele în diagrama i - x (fig. 3.6). În funcție de temperatura t și participarea combustibilului în amestec x_c , punctele se vor găsi în domeniul nesaturat (punctele P de pe diagramă) sau în domeniul saturat (punctele Q de pe diagramă). La participare nulă a combustibilului $x_c = 0$ (punctele N de pe diagramă) entalpia amestecului este

⁹¹ Valorile ψ_i , ca și M_i , sunt cunoscute prin echivalarea combustibilului cu mai multe componente, iar presiunile de saturație se calculează pentru o temperatură dată. Presiunea absolută a amestecului (p), precum și temperatura (t) la care se face calculul sunt cunoscute prin impunerea condițiilor pentru care se efectuează calculul.

⁹² Valoarea participării combustibilului în amestec se calculează cu formula $x_c = 1 / (\lambda \cdot L_{min})$ pe baza aerului minim necesar arderii (L_{min}), un parametru dat de natura combustibilului, și a coeficientului excesului de aer (λ), un parametru funcțional.

evident egală cu cea a aerului uscat. Un alt caz particular este cel al punctelor de pe linia de rouă (punctele M de pe diagramă), unde presiunea vaporilor este dată de relația (3.28), iar participarea masică a combustibilului se calculează cu (3.29). Pe linia de rouă toate componentele combustibilului sunt în stare gazoasă, $\psi_{v_i} = \psi_{i_r}$, iar participările în stare lichidă sunt nule $x_{l_i} = 0$. Prin unirea punctelor calculate pe linia de rouă se obține limita de trecere din domeniul nesaturat în cel saturat care depinde de presiunea absolută a amestecului pentru aceeași temperatură și aceeași participare x_c .

Performanțele dinamice și nivele de poluare din ce în ce mai restrictive pe care trebuie să le îndeplinească motoarele de tracțiune rutieră au determinat producătorii de automobile să exploateze avantajele oferite de motoarele de cilindree redusă, cum sunt consumul scăzut, timp de încălzire mai scurt și eficiență sporită. Un mare dezavantaj al acestor motoare este însă cuplul motor mic, limitat la valori care nu asigură performanțe dinamice satisfăcătoare. O soluție pentru rezolvarea acestei probleme este supraalimentarea motoarelor pentru obținerea unui nivel bun de putere în ciuda cilindrului redus. În prezent procedeul de supraalimentare este aproape generalizat și la motoare cu aprindere prin scânteie peste o anumită putere, astfel încât s-a pus problema extinderii calculului diagramei $i-x$ și la presiuni de peste 1 bar. Supraalimentarea motoarelor cu injecție de benzină este în general limitată din punct de vedere al nivelului presiunii la valori maxime de 1,4 - 1,8 bar. Folosind metoda prezentată anterior, s-a efectuat calculul diagramei $i-x$ la valori ale presiunii de 1,4 și 1,8 bar. Se constată faptul că odată cu creșterea presiunii absolute a amestecului liniile de rouă se apropie, cu influență și asupra gradului de omogenizare a amestecului carburant (fig. 3.8 și 3.9).

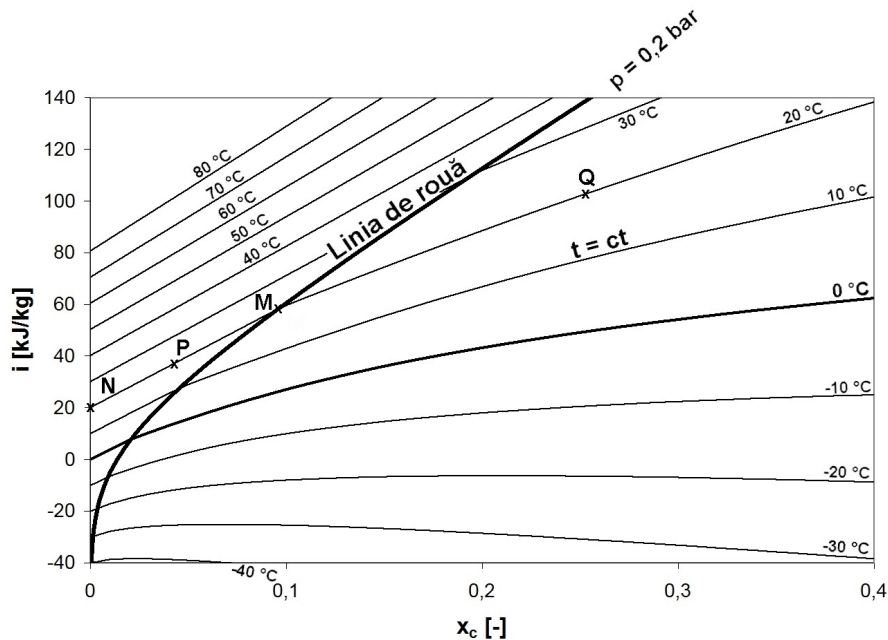


Fig. 3.6. Diagrama i-x aer-benzină pentru presiune absolută de 0,2 bar

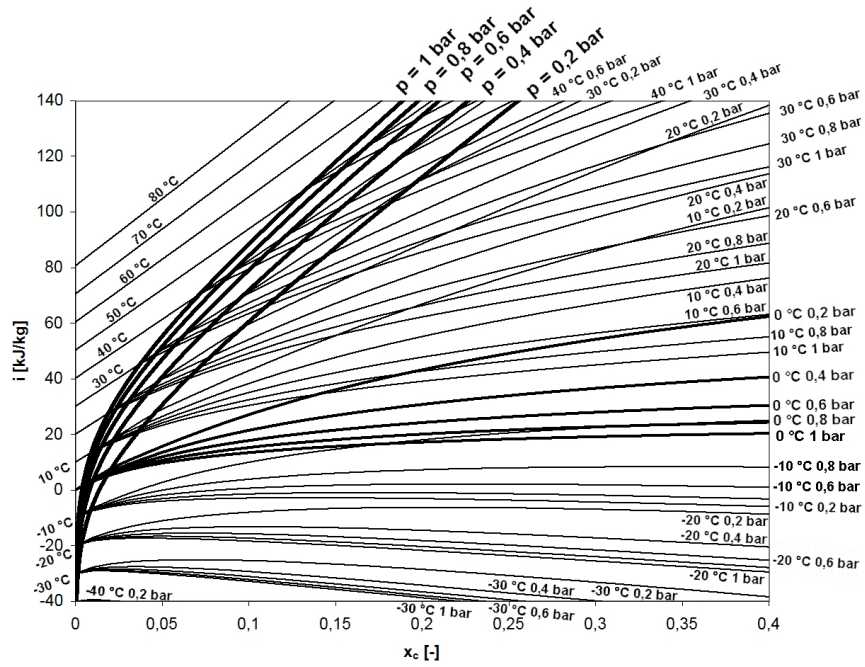


Fig. 3.7. Diagrama i-x aer-benzină

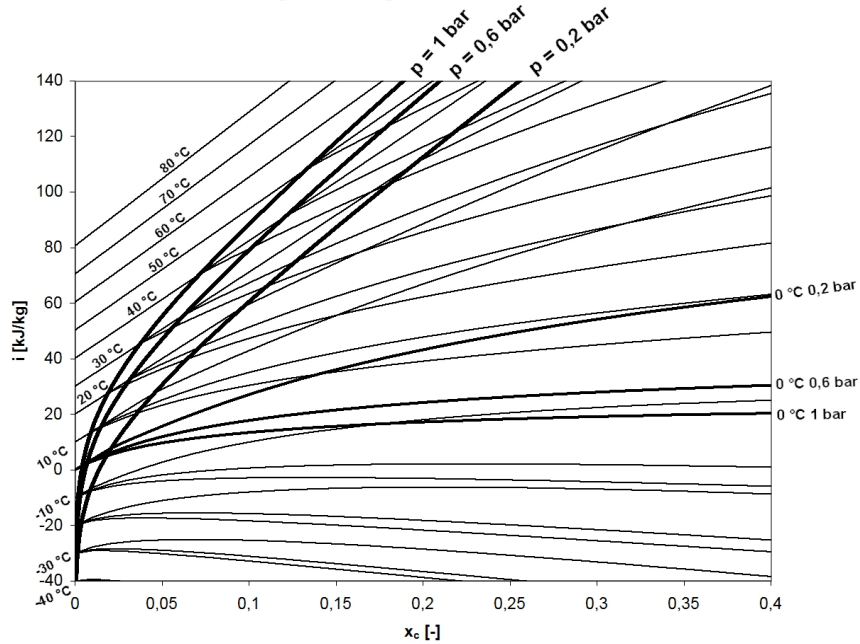


Fig. 3.8. Diagrama i-x aer-benzină pentru motoare cu admisie normală

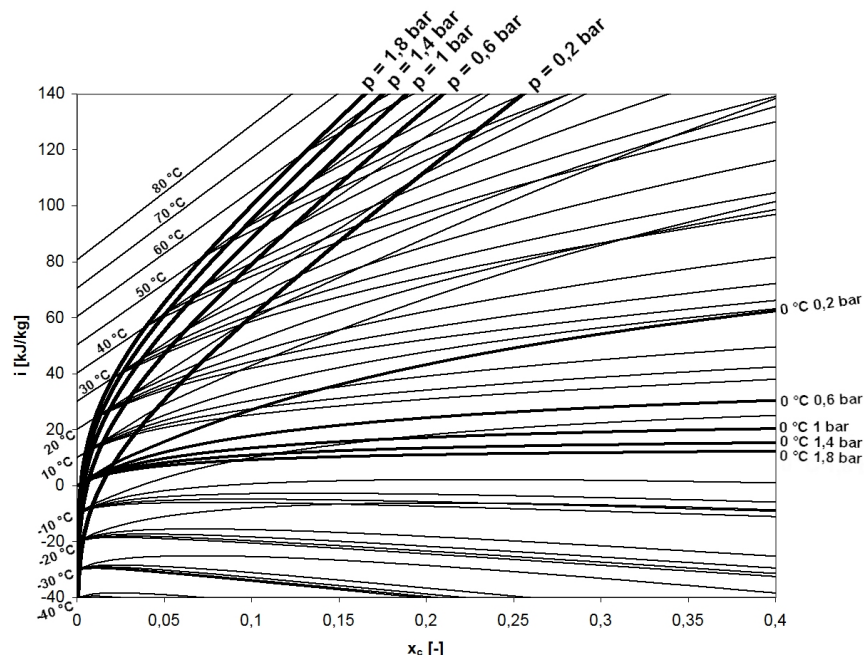


Fig. 3.9. Diagrama i-x aer-benzină pentru motoare supraalimentate

3.1.2. Diagrama i-x pentru amestecuri benzină-etanol

Biocombustibilii reprezintă unul din principalele mijloace prin care se țintește o reducere a emisiei de gaze cu efect de seră. Utilizarea bioetanolului pentru alimentarea motoarelor cu aprindere prin scânteie ridică o serie de probleme specifice în domeniul producției, transportului și exploatării acestui tip de combustibil. Pentru a limita efectele negative pe care le are etanolul asupra componentelor din motoarele construite special pentru a fi alimentate cu benzină, etanolul se folosește în amestec cu benzina în diferite proporții, limita superioară fiind de 10%. Amestecul de 90% volum benzină și 10% volum etanol poartă denumirea comercială E10. Una din problemele majore ale utilizării bioetanolului este faptul că acest alcool este foarte hidrofil și poate provoca separarea alcoolului și a apei de benzină, ceea ce duce la apariția unui strat distinct în rezervoarele unde este depozitat combustibilul. Un alt aspect important este modificarea raportului stoechiometric, ceea ce determină o creștere a consumului de carburant.

Așa cum biodieselul s-a impus ca biocombustibil destinat MAC, bioetanolul pare a fi combustibilul cu șansele cele mai mari de a deveni alternativa pentru alimentarea MAS. Fiind obținut din biomasă (vezi subcapitolul 1.3.2), bioetanolul este o sursă de energie regenerabilă, iar folosirea lui ca și combustibil duce la reducerea emisiilor poluante. Utilizarea etanolului pentru alimentarea MAS este destul de cunoscută pe plan local în țări ca Brazilia de câteva decenii, însă recent interesul pentru acest biocombustibil s-a generalizat [122]. Etanolul poate fi folosit în amestec cu benzina în diferite proporții E10, E85⁹³ sau în stare pură E100. O

⁹³ Amestec de 85% volum etanol și 15% volum benzină.

particularitate a amestecului de benzină-bioetanol este faptul că necesită un grad ridicat de puritate a etanolului⁹⁴ în comparație cu E100 care poate să conțină până la 4,4% apă, produs care se poate obține prin distilare clasică [73]. La MAC bioetanolul este utilizat în amestec cu motorina⁹⁵, însă doar în stadiu experimental.

Etanolul este un alcool cu masa molară de 46.068 kg/kmol [140], are în compoziție doi atomi de carbon, șase atomi de hidrogen și unul de oxigen, cu formula chimică C₂H₅OH (fig. 3.10). O proprietate importantă a etanolului este căldura de vaporizare, mult mai mare decât cea a benzinei (fig. 3.14). Această proprietate face pornirea la rece dificilă pe timp de iarnă, dar duce și la creșterea gradului de umplere prin reducerea temperaturii amestecului.

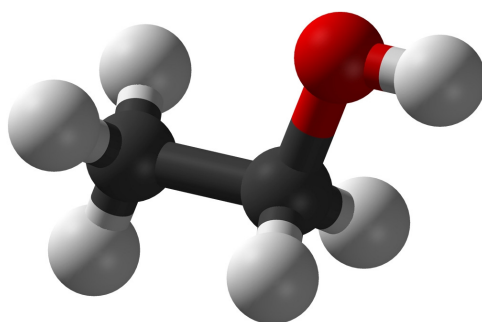


Fig. 3.10. Structura moleculară a etanolului [119]

Ca și pentru componentele amestecului echivalent hexan-heptan-octan-decan care s-a utilizat pentru trasarea diagramei *i-x* aer-benzină, proprietățile etanolului au fost calculate pe baza datelor experimentale [16], [140]. Căldura specifică în stare lichidă și în stare de vapori s-a aproximat cu o funcție polinomială de gradul doi (fig. 3.11 și 3.12), în timp ce pentru presiunea de saturație și căldura de vaporizare (fig. 3.13 și 3.14) s-au utilizat formulele (3.30) și (3.31), cu constantele specifice etanolului. Este interesantă comparația între proprietățile elementelor componente ale amestecului echivalent benzinei și proprietățile etanolului. Se evidențiază diferența între căldurile de vaporizare.

Tabelul 3.2. Constantele pentru calculul căldurii de vaporizare a etanolului [140]

Temperatura [K]	A [kJ/kg]	α [-]	β [-]	T _c [K]
298-469	1094,676	-0,4475	0,4989	513,9

Tabelul 3.3. Constantele pentru calculul presiunii de saturație a etanolului [140]

Temperatura [K]	A [-]	B [-]	C [-]
273-351,7	5,372	1670,409	-40,191
292,77-366,63	6,247	1598,673	-46,424
364,8-513,91	4,925	1432,526	-61,819

⁹⁴ Nivelul maxim de contaminare cu apă este de 1% în SUA, și de 0,2% în Europa [73].

⁹⁵ Firma Scania folosește E95, un amestec de 95% bioetanol și 5% motorină pentru alimentarea motoarelor diesel care echipează autobuze [92].

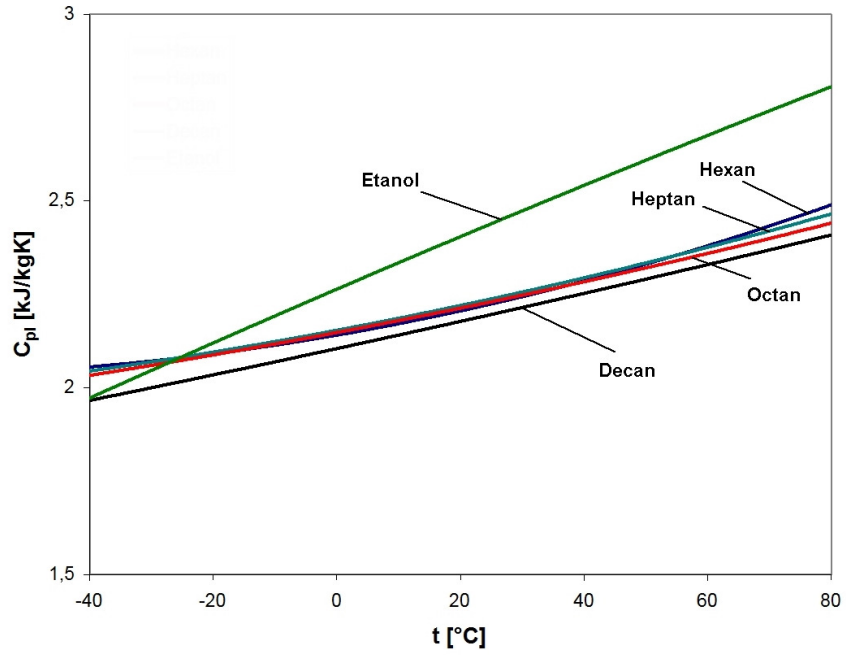


Fig. 3.11. Căldura specifică în stare lichidă

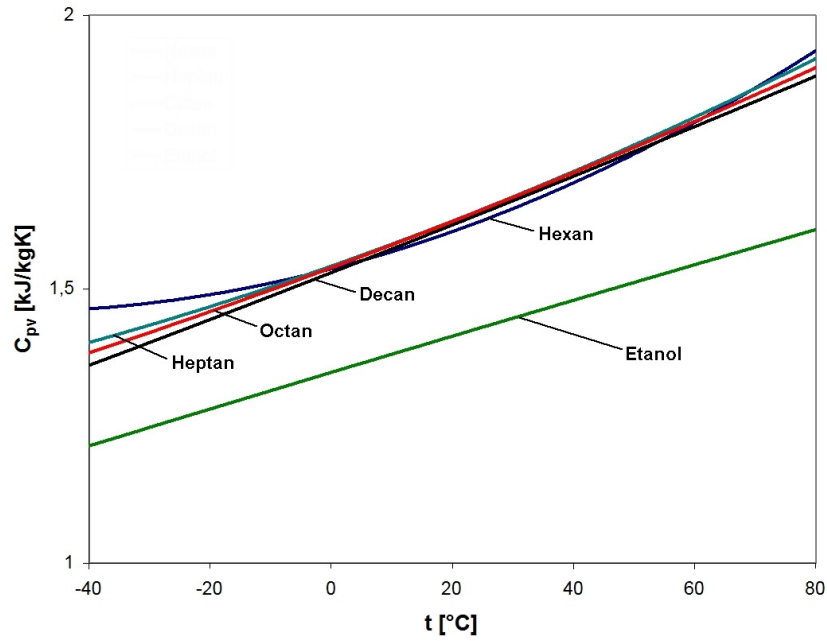


Fig. 3.12. Căldura specifică în stare de vapori

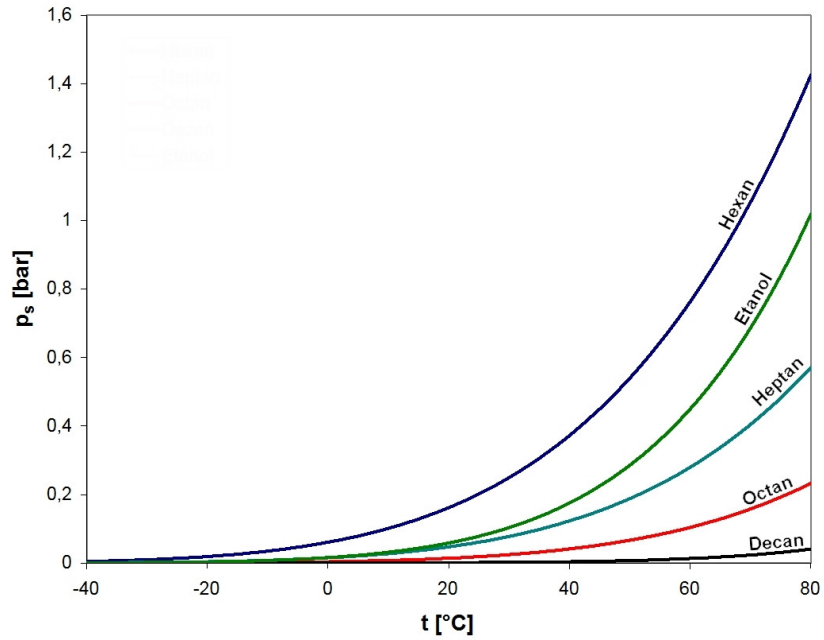


Fig. 3.13. Presiunea de saturație

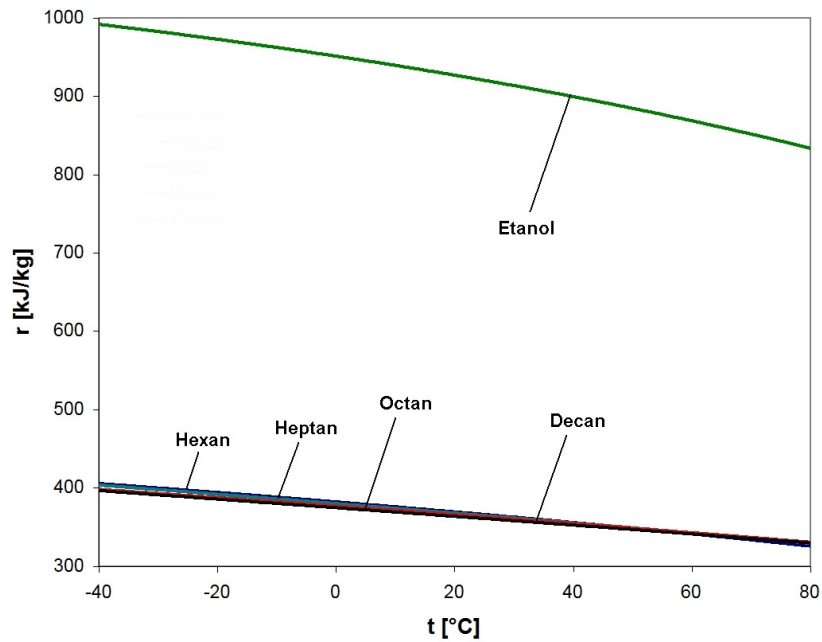


Fig. 3.14. Căldura de vaporizare

Ca și la trasarea diagramei pentru amestec aer-benzină, se face înlocuirea benzinei cu un amestec echivalent de hexan-heptan-octan-decan la care se adaugă etanolul. Este interesant efectul pe care îl are adăugarea de etanol asupra curbei de vaporizare (fig. 3.15). Se observă o deviere a curbei de distilare în apropierea punctului de fierbere a etanolului 78,35 °C. Devierea este cu atât mai puternică spre temperatura de fierbere a alcoolului, cu cât concentrația etanolului crește în amestec.

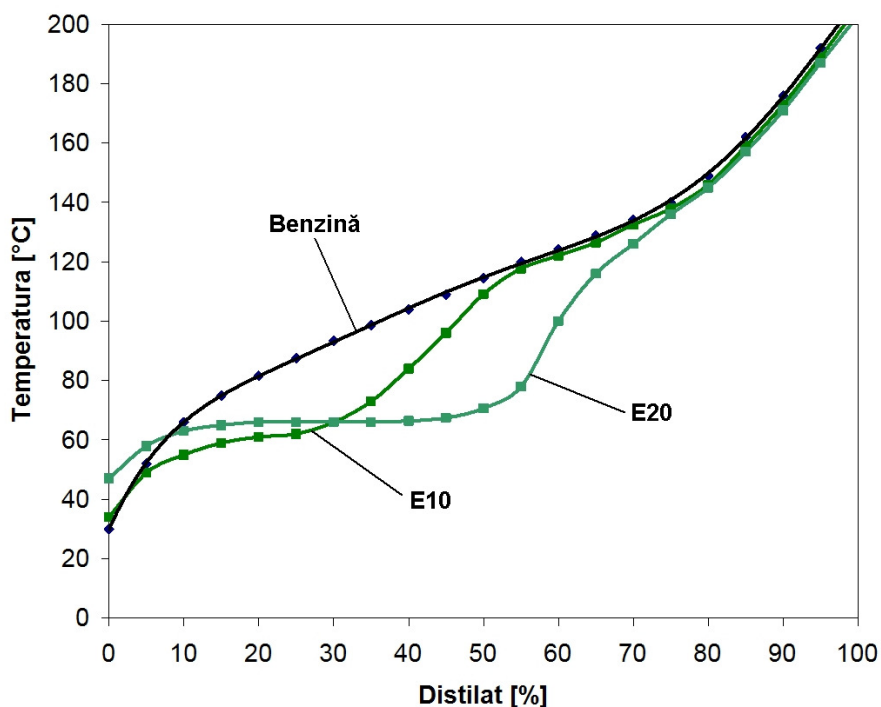


Fig. 3.15. Curba de distilare pentru benzină, E10 și E20 [89], [90]

Sistemul de ecuații format din relațiile (3.44), (3.45), (3.46), (3.47), (3.48), (3.49), (3.50), (3.51), (3.52), (3.53), (3.54), (3.55), (3.56) este scris pentru un amestec echivalent de hexan-heptan-octan-decan-etanol utilizat la trasarea diagramei $i-x$ pentru amestecuri de benzină-etanol. Dacă la înlocuirea combustibilului cu trei componente sistemul de ecuații presupune rezolvarea unei ecuații de gradul doi după înlocuirea unei participări molare, de exemplu ψ_{11} , echivalarea compoziției combustibilului cu patru, și mai ales cu cinci elemente, face practic imposibilă rezolvarea sistemului de ecuații fără calculatorul numeric. Rezolvarea sistemului decurge la fel ca și la trasarea diagramei $i-x$ aer-benzină. Se calculează valoarea lui x_c impusă prin coeficientul excesului de aer (λ), și se exprimă p_v în funcție de ψ_v din relația (3.24). Prin înlocuirea numerică a participării molare în stare de vapori ψ_v cu valori între 0 și 1, se calculează $\psi_{v_1}, \psi_{v_2}, \psi_{v_3}, \psi_{v_4}, \psi_{v_5}$ după ce în

prealabil s-au eliminat necunoscutele $\psi_{I_1}, \psi_{I_2}, \psi_{I_3}, \psi_{I_4}, \psi_{I_5}$ prin înlocuire din (3.49), (3.50), (3.51), (3.52), (3.53) și ψ_I din (3.56) în (3.44), (3.45), (3.46), (3.47), (3.48). Soluția corectă va fi cea pentru care se îndeplinește condiția (3.55).

$$\psi_1 = \psi_{I_1} \cdot \psi_I + \psi_{V_1} \cdot \psi_V \quad (3.44)$$

$$\psi_2 = \psi_{I_2} \cdot \psi_I + \psi_{V_2} \cdot \psi_V \quad (3.45)$$

$$\psi_3 = \psi_{I_3} \cdot \psi_I + \psi_{V_3} \cdot \psi_V \quad (3.46)$$

$$\psi_4 = \psi_{I_4} \cdot \psi_I + \psi_{V_4} \cdot \psi_V \quad (3.47)$$

$$\psi_5 = \psi_{I_5} \cdot \psi_I + \psi_{V_5} \cdot \psi_V \quad (3.48)$$

$$\psi_{V_1} = \frac{p_{S_1} \cdot \psi_{I_1}}{p_V} \quad (3.49)$$

$$\psi_{V_2} = \frac{p_{S_2} \cdot \psi_{I_2}}{p_V} \quad (3.50)$$

$$\psi_{V_3} = \frac{p_{S_3} \cdot \psi_{I_3}}{p_V} \quad (3.51)$$

$$\psi_{V_4} = \frac{p_{S_4} \cdot \psi_{I_4}}{p_V} \quad (3.52)$$

$$\psi_{V_5} = \frac{p_{S_5} \cdot \psi_{I_5}}{p_V} \quad (3.53)$$

$$\psi_{I_1} + \psi_{I_2} + \psi_{I_3} + \psi_{I_4} + \psi_{I_5} = 1 \quad (3.54)$$

$$\psi_{V_1} + \psi_{V_2} + \psi_{V_3} + \psi_{V_4} + \psi_{V_5} = 1 \quad (3.55)$$

$$\psi_I + \psi_V = 1 \quad (3.56)$$

Este important de menționat necesitatea eliminării cazului de nedeterminare când $\psi_V = 0$, care apare la participare infinită a combustibilului $x_c = \infty$, adică starea de lichid. Prin exprimarea presiunii vaporilor de combustibil din relația (3.24) se poate scrie ecuația (3.57). Nedeterminarea se poate elimina prin pornirea de la valoarea superioară a intervalului de valori pentru ψ_V , cu $\psi_V = 1$. Soluția se va găsi până la atingerea valorii inferioare a intervalului $\psi_V = 0$, iar precizia determinării va depinde de pasul cu care se incrementează reducerea participării în stare de vapori. O altă anomalie a calculului apare la temperaturi ridicate, când presiunea limită de pe linia de rouă p_{V_r} este mai mare decât presiunea absolută a amestecului p . Această anomalie apare însă doar la valori ale participării masice a combustibilului mult peste cele din domeniul diagramei⁹⁶.

$$p_V = \frac{x_c \cdot p}{x_c + \frac{1}{M_L} \cdot \frac{1}{\psi_V} \sum_{i=1}^n \psi_i \cdot M_i} \quad (3.57)$$

⁹⁶ Anomalia apare doar la presiuni absolute scăzute și temperaturi ridicate, pentru participări ale combustibilului $x_c > 100$, ceea ce pentru benzină ar însemna un amestec cu $\lambda < 0,00068$.

Valorile pentru M_i , ρ_{s_i} și ψ_i se modifică în funcție de compoziția combustibilului, mai precis în funcție de concentrația etanolului în amestec cu benzina.

Tabelul 3.4. Proprietățile amestecului echivalent pentru E10 și E85

Componenta		Hexan	Heptan	Octan	Decan	Etanol	
E10	Participare	Volumetrică [%]	18,9	24,3	28,8	18	10
		Masică [%]	17,841	23,789	28,956	18,822	10,592
		Molară [%]	19,529	22,394	23,911	12,478	21,688
	Căldura de vaporizare** [kJ/kg]		429,447				
E85	Participare	Volumetrică [%]	3,15	4,05	4,8	3	85
		Masică [%]	2,834	3,779	4,599	2,989	85,799
		Molară [%]	1,649	1,891	2,019	1,053	93,388
	Căldura de vaporizare** [kJ/kg]		853,281				

** la temperatura de 15,6 °C

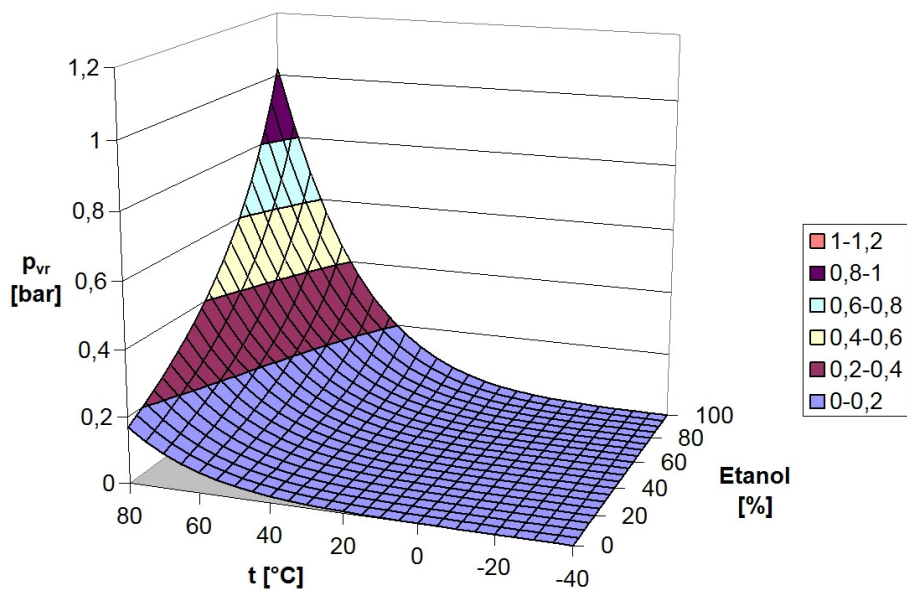


Fig. 3.16. Presiunea vaporilor de combustibil la limita de rouă pentru amestecuri benzină-etanol

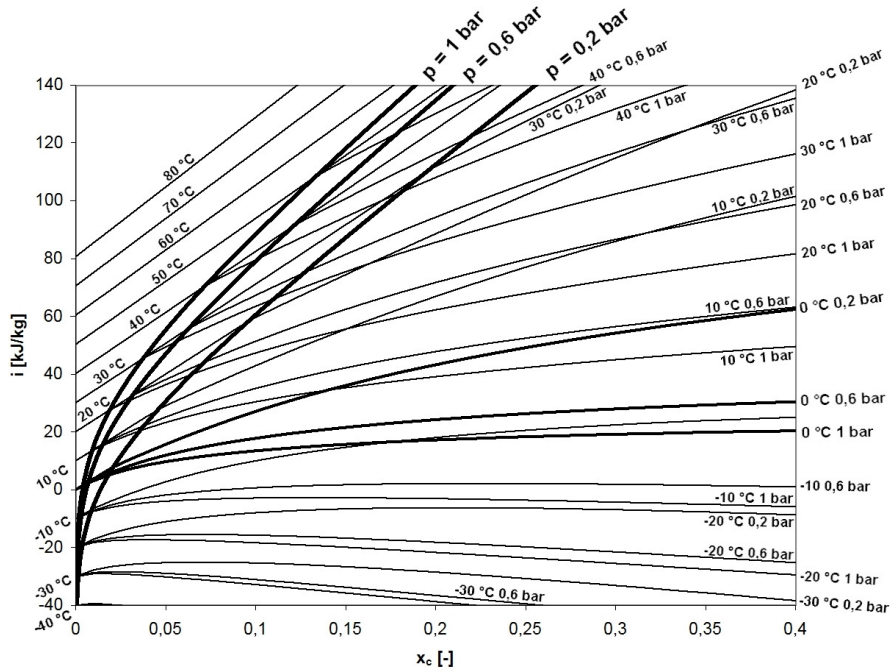


Fig. 3.17. Diagrama i-x aer-benzină

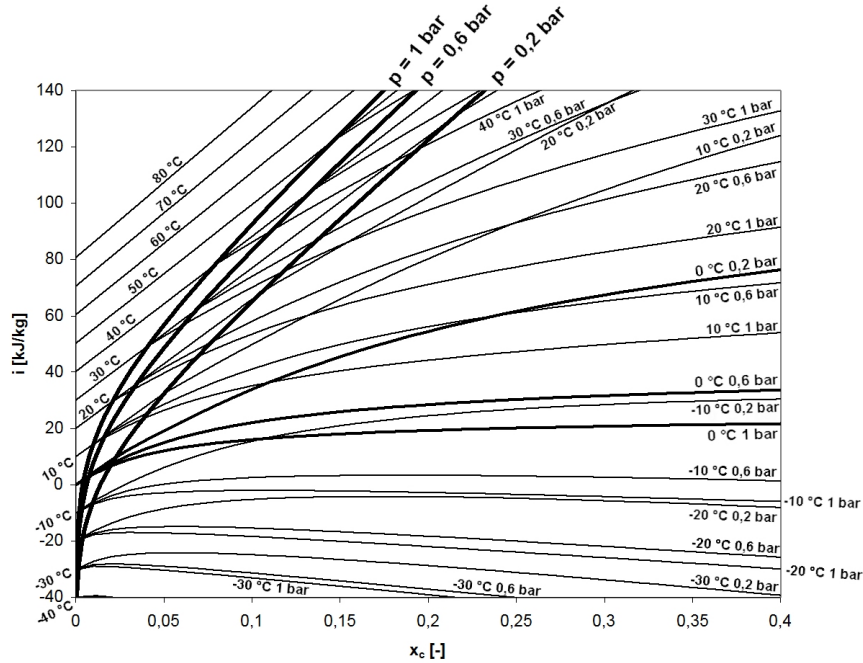


Fig. 3.18. Diagrama i-x aer-E10

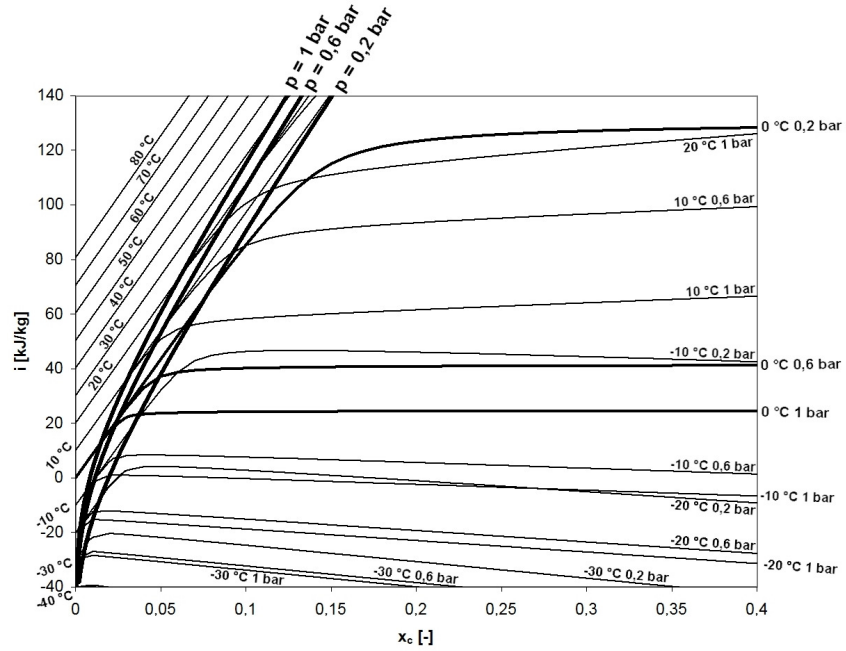


Fig. 3.19. Diagrama i-x aer-E85

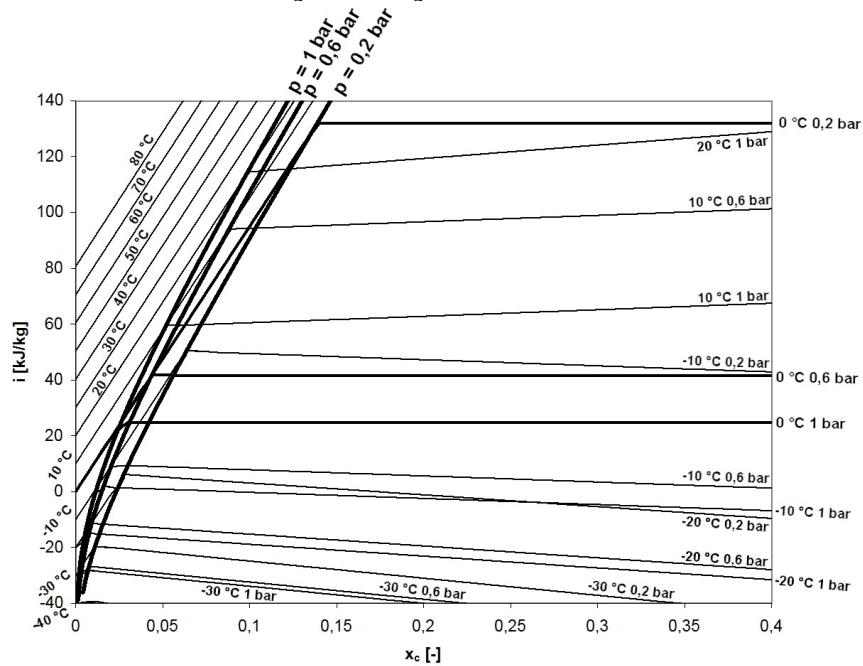


Fig. 3.20. Diagrama i-x aer-E100

Comparativ cu benzina, în diagrama $i-x$ a etanolului izotermele în domeniul nesaturat, precum și liniile de rouă⁹⁷ sunt mult mai abrupte (fig. 3.20). De asemenea, odată atinsă limita participării masice a combustibilului la care presiunea vaporilor este egală cu cea de saturație, orice cantitate de combustibil adăugată în plus amestecului rămâne în stare lichidă, fapt evidențiat de izotermele la 0 °C care sunt perfect orizontale, cu alte cuvinte, termenul $\Sigma(x_v \cdot r)$ din relația (3.26) rămâne constant. Acesta este și motivul pentru care în zonele unde temperatura mediului ambiant scade sub 15 °C se utilizează concentrația volumetrică maximă de 85%⁹⁸ etanol în amestec cu benzina. Este evidentă continuarea evaporării combustibilului și după atingerea limitei de rouă (fig. 3.19), care asigură formarea unui amestec carburant cu concentrație suficientă de vapori de combustibil care să poată fi aprins și la temperaturi scăzute. Adăugarea de 10% etanol în amestec cu benzina nu are efecte majore asupra formei diagramei $i-x$, cu toate că se observă o ușoară îngustare a domeniului nesaturat. De asemenea, căldura de vaporizare ridicată a etanolului duce la obținerea de valori mai mari ale entalpiei combustibilului pentru aceeași participare masică, aceeași temperatură și presiune comparativ cu benzina (fig. 3.17 și 3.18), astfel încât în aceleași condiții de formare, temperatura finală pentru amestecuri aer-E10 sau aer-E85 va fi mai mică⁹⁹ decât pentru aer-benzină, iar gradul de umplere crește (vezi subcapitolul 4.2.1).

3.1.3. Diagrama $i-x$ pentru amestecuri benzină-izobutanol

Dintre biocombustibilii utilizați pentru alimentarea MAS, biobutanolul are un grad mai ridicat de compatibilitate cu sistemele de alimentare dezvoltate pentru benzină. Comparativ cu etanolul, butanolul este mult mai puțin corosiv și aproape insolubil în apă. Solubilitatea scăzută în apă face ca butanolul să nu provoace separarea fazelor în prezența apei, ceea ce permite utilizarea infrastructurii de distribuție existentă fără modificări majore. Un alt mare avantaj este densitatea energetică mai mare cu ~25% față de bioetanol [87], alături de conținutul mai mic de oxigen, caracteristici care apropie butanolul de benzină și permit mărirea concentrației peste limita de 10% specifică etanolului. Rezultate foarte bune au fost obținute cu amestecuri de 16% butanol și 84% benzină [111], [118].

Izobutanolul este un izomer al n-butanolului cu aceeași masă molară de 74,122 kg/kmol, temperatură de fierbere 107,65 °C și structura lanțului de atomi de carbon aranjată diferit (fig. 3.21). Proprietățile acestui izomer sunt asemănătoare cu cele ale n-butanolului, marele avantaj în cazul utilizării izobutanolului fiind cifra octanică mai mare, apropiată de valoarea înregistrată la benzina premium. Ca și la trasarea diagramei $i-x$ aer-combustibil pentru amestecuri de benzină-etanol, proprietățile izobutanolului s-au calculat pe baza datelor experimentale [140].

⁹⁷ Etanolul fiind singura componentă în combustibilul E100, limita la care apar primele picături de combustibil este limita de saturație, astfel încât peste această limită a participării combustibilului, faza lichidă nu se mai evaporă, mai precis, se atinge stare de echilibru la care cantitatea de lichid evaporată este egală cu cantitate de vapori care se condensează.

⁹⁸ În unele zone unde temperaturile scad mult sub 0°C, cum ar fi Canada, Suedia, Norvegia, sub denumirea comercială de E85 se livrează un amestec de 75% etanol și 25% benzină pentru a asigura pornirea la rece.

⁹⁹ O excepție este formarea amestecului la temperaturi scăzute, unde etanolul ajunge la saturație la participări masice mai mici decât benzina datorită elementelor ușoare prezente în compoziția benzinei care prin evaporare reduc mai mult temperatura amestecului.

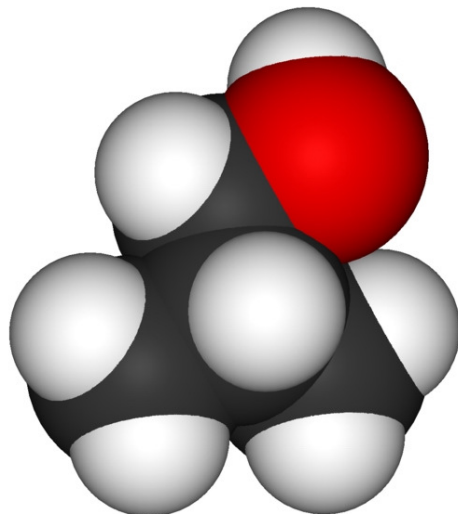


Fig. 3.21. Structura moleculară a izobutanolului [120]

Aproximarea căldurii specifice în stare lichidă și în stare de vapori s-a făcut printr-o funcție polinomială de gradul doi¹⁰⁰ (fig. 3.22 și fig. 3.23). Pentru presiunea de saturație (fig. 3.24) și căldura de vaporizare s-au utilizat aceleași relații (3.30) și (3.31) cu constantele din tabelele 3.5 și 3.6. Este de remarcat căldura de vaporizare mai mică în comparație cu cea a etanolului.

Tabelul 3.5. Constantele pentru calculul căldurii de vaporizare a izobutanolului [140]

Temperatura [K]	A [kJ/kg]	α [-]	β [-]	T_c [K]
298-381	661,75	-1,6587	1,1038	547,7

Tabelul 3.6. Constantele pentru calculul presiunii de saturație a izobutanolului [140]

Temperatura [K]	A [-]	B [-]	C [-]
353,36-388,77	4,431	1236,991	-101,528
422,64-547,71	4,401	1260,453	-92,588

Sistemul de ecuații care trebuie rezolvat pentru trasarea diagramei i - x pentru aer-amestec de benzină cu izobutanol, este identic cu cel format din relațiile (3.44), (3.45), (3.46), (3.47), (3.48), (3.49), (3.50), (3.51), (3.52), (3.53), (3.54), (3.55) și (3.56). Proprietățile amestecului se calculează în funcție de concentrația izobutanolului (tabelul 3.7), prin care rezultă valorile pentru M_{ii} , p_{s_i} și ψ_i . Dacă în cazul utilizării izobutanolului căldura de vaporizare scade mult comparativ cu cea a etanolului, o problemă ar putea fi presiunea de saturație mai mică, ceea ce poate duce la pornirea dificilă pe timp de iarnă. Înlăturarea acestui impediment se face la fel ca și în cazul bioetanolului, prin adăugarea de benzină în amestecul combustibil.

¹⁰⁰ Valorile pentru benzină s-au calculat cu echivalarea combustibilului cu un amestec de 21% hexan, 27% heptan, 32% octan și 20% Decan.

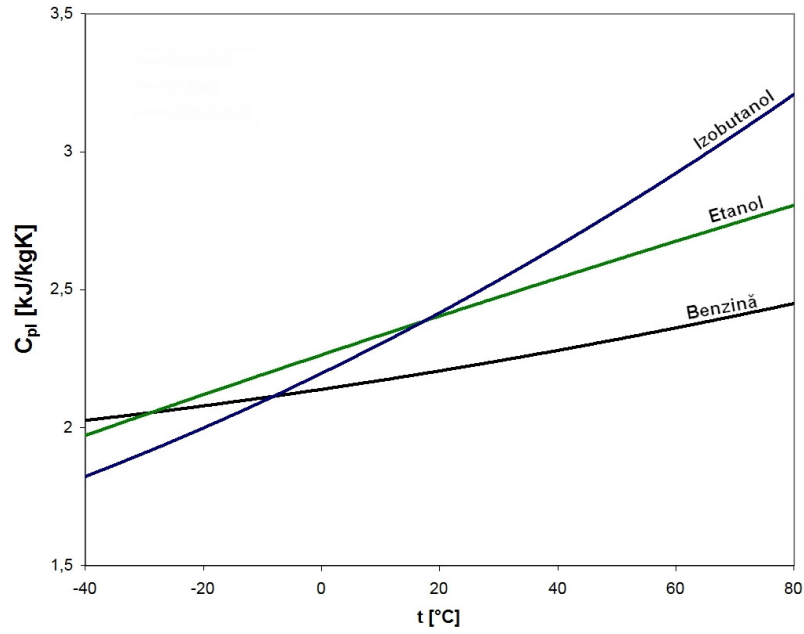


Fig. 3.22. Căldura specifică în stare lichidă

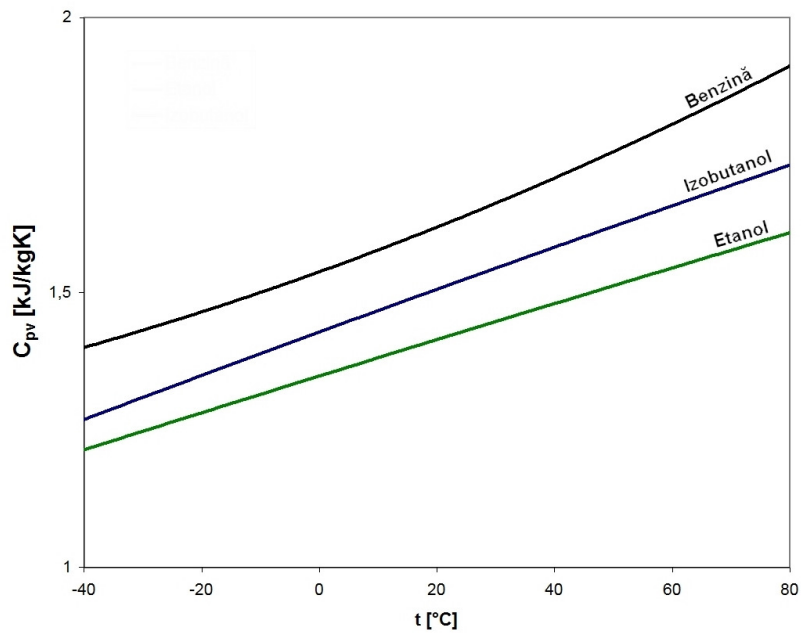


Fig. 3.23. Căldura specifică în stare de vapori

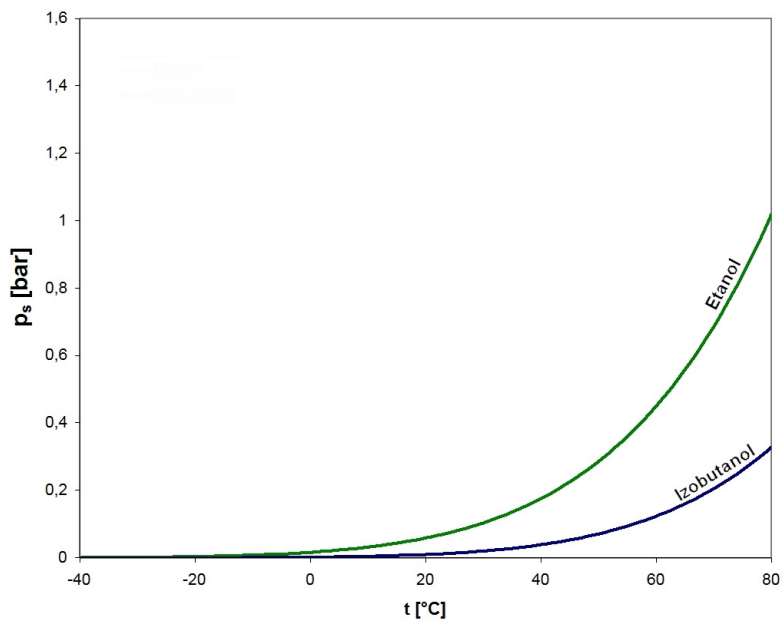


Fig. 3.24. Presiunea de saturație

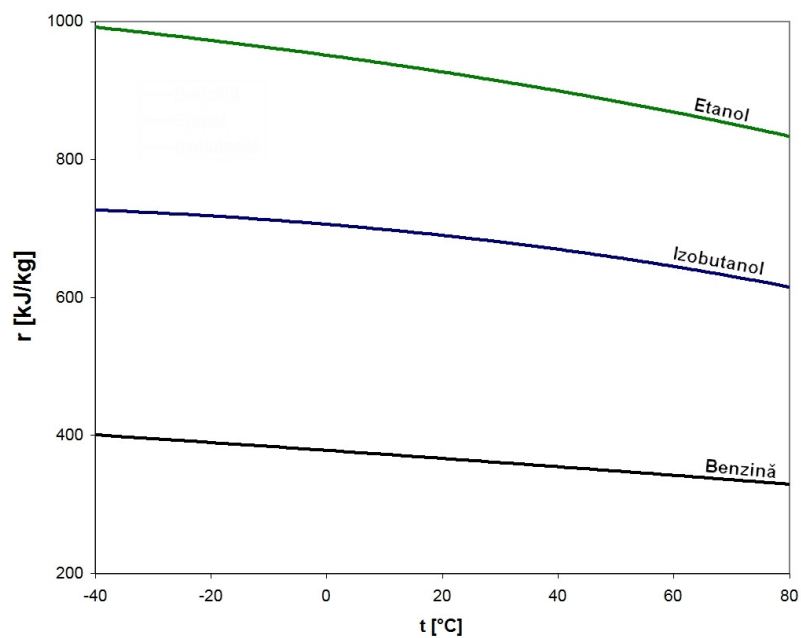


Fig. 3.25. Căldura de vaporizare

Un aspect interesant este influența minimă asupra curbei de distilare pe care o are adăugarea de butanol (fig. 3.26), ceea ce face acest biocombustibil un înlocuitor mai potrivit decât etanolul. Pentru un amestec de 90% volum benzină și 10% biobutanol (BB10) se observă aceeași tendință de aplatizare a curbei de vaporizare la echilibru în zona temperaturii de fierbere a alcoolului, însă efectul este mult mai redus comparativ cu E10. Amestecuri de combustibili cu o curbă de distilare mult sub cea a benzinei ar ușura pornirea la rece a motorului și ar produce o încălzire mai rapidă, însă ar putea provoca apariția dopurilor de vapori în sistemul de alimentare și creșterea pierderilor prin evaporare¹⁰¹. O curbă de vaporizare mult peste cea a benzinei ar reduce pierderile prin evaporare și riscul apariției dopurilor de vapori, însă pornirea la rece și încălzirea motorului ar fi îngreunate, pe lângă posibilitatea formării de depozite carbonoase în camera de ardere și creșterea diluării uleiului cu combustibil. Efectele minime ale adăugării butanolului în amestec cu benzina asupra curbei de distilare, precum și densitatea energetică mai mare decât cea a etanolului recomandă acest biocombustibil pentru alimentarea MAS. Izobutanolul (IB) are de asemenea avantajul unei cifre octanice mărite.

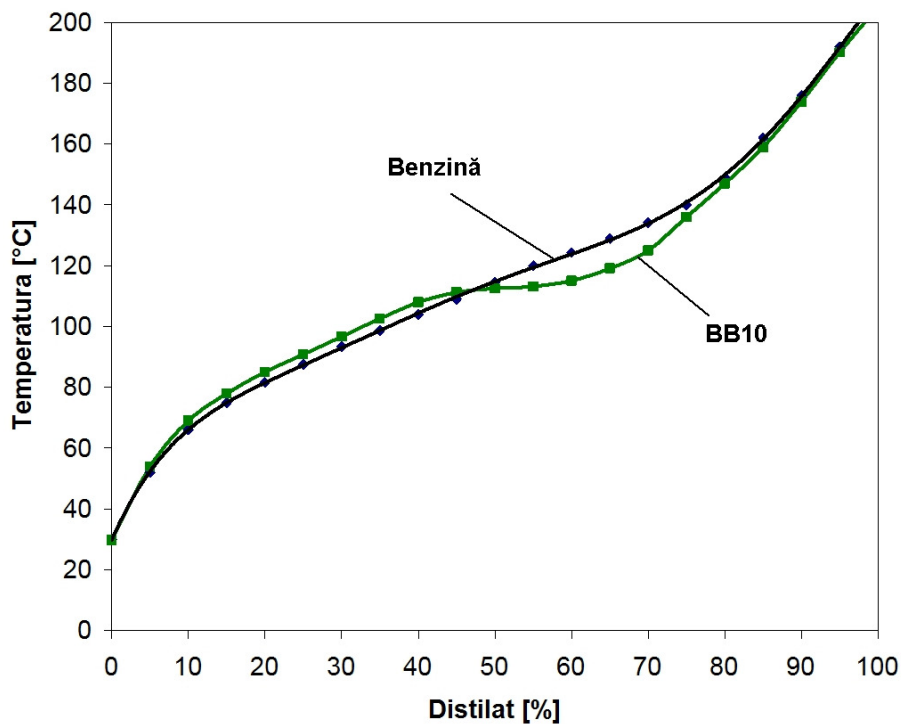


Fig. 3.26. Curba de distilare pentru benzină și BB10 [87]

¹⁰¹ Pierderile prin evaporare sunt reduse la minim prin implementarea sistemului de absorbție a vaporilor de combustibil din rezervor. Studii pe această temă au identificat o scădere a eficienței acestor sisteme la adăugarea alcoolilor în amestec cu benzina, astfel încât mai ales la utilizarea etanolului poate apărea o creștere a pierderilor prin evaporare [82].

Tabelul 3.7. Proprietățile amestecului echivalent benzină-izobutanol

Componenta		Hexan	Heptan	Octan	Decan	Izobutanol	
IB10	Participare	Volumetrică [%]	18,9	24,3	28,8	18	10
		Masică [%]	17,781	23,710	28,859	18,759	10,891
		Molară [%]	21,177	24,284	25,929	13,531	15,079
	Căldura de vaporizare** [kJ/kg]	405,127					
IB30	Participare	Volumetrică [%]	14,7	18,9	22,4	14	30
		Masică [%]	13,561	18,083	22,01	14,307	32,039
		Molară [%]	14,799	16,972	18,121	9,457	40,651
	Căldura de vaporizare** [kJ/kg]	473,813					
IB50	Participare	Volumetrică [%]	10,5	13,5	16	10	50
		Masică [%]	9,502	12,67	15,422	10,025	52,381
		Molară [%]	9,598	11,006	11,751	6,133	61,512
	Căldura de vaporizare** [kJ/kg]	539,881					
IB70	Participare	Volumetrică [%]	6,3	8,1	9,6	6	70
		Masică [%]	5,595	7,46	9,08	5,902	71,963
		Molară [%]	5,273	6,047	6,456	3,369	78,855
	Căldura de vaporizare** [kJ/kg]	603,479					

** la temperatura de 15,6 °C

Ca și pentru diagramele *i-x* pentru amestecuri de benzină-etanol, domeniul nesaturat se îngustează odată cu creșterea concentrației de izobutanol în amestecul combustibil. Totuși, influența acestui alcool asupra formei diagramei este mult mai puțin pronunțată decât în cazul etanolului. Pentru IB10 modificarea diagramei *i-x* față de situația în care se utilizează doar benzină este aproape nesemnificativă, ceea ce recomandă acest biocombustibil ca o sursă de energie alternativă cu proprietăți mai apropiate de cele ale benzinei. O observație importantă trebuie făcută pentru domeniul nesaturat în cazul amestecurilor cu concentrații mari de alcool. Atât în cazul izobutanolului, cât și pentru etanol, liniile de rouă se apropie foarte mult la reducerea conținutului de benzină în combustibil, ceea ce poate duce la o funcționare deficitară pe timpul încălzirii motorului. Astfel, chiar dacă pornirea reușește prin îmbogățirea suplimentară a amestecului, motorul se poate opri în faza de încălzire datorită atingerii saturației în timpul funcționării la mers în gol (vezi subcapitolul 5.2.2).

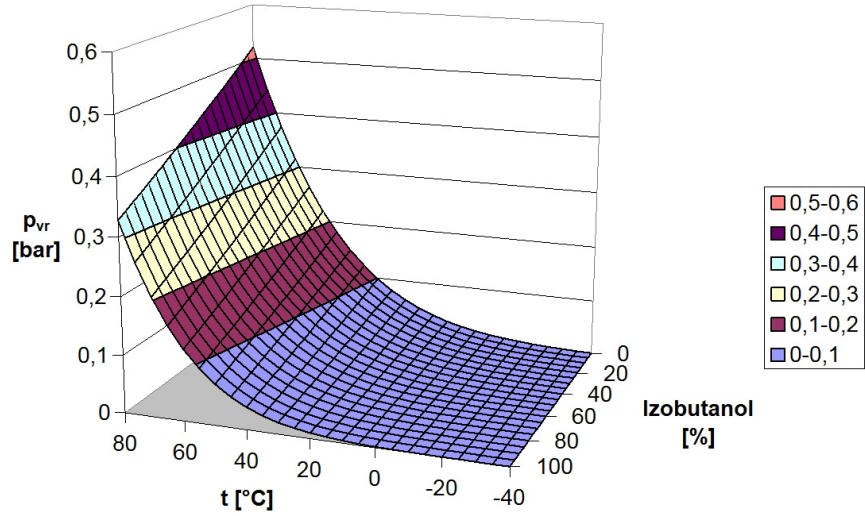


Fig. 3.27. Presiunea vaporilor de combustibil la limita de rouă pentru amestecuri benzină-izobutanol

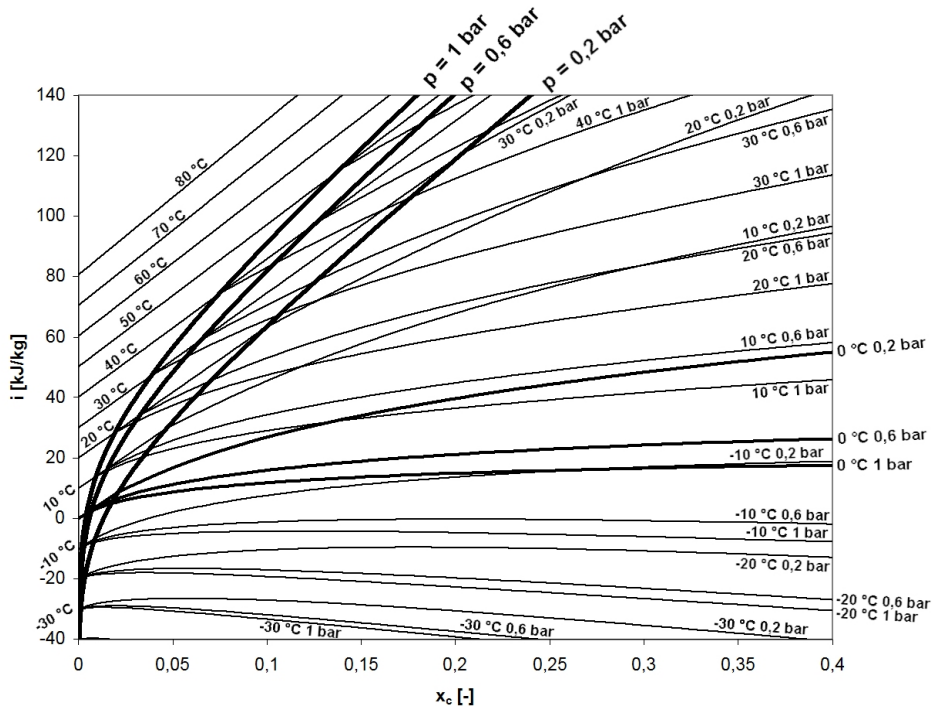


Fig. 3.28. Diagrama i-x aer-IB10

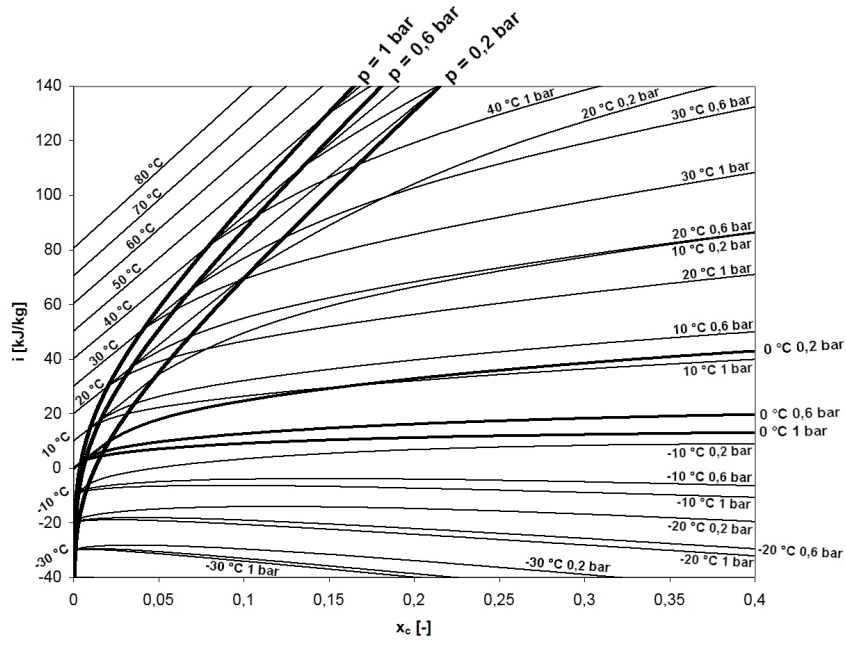


Fig. 3.29. Diagrama i-x aer-IB30

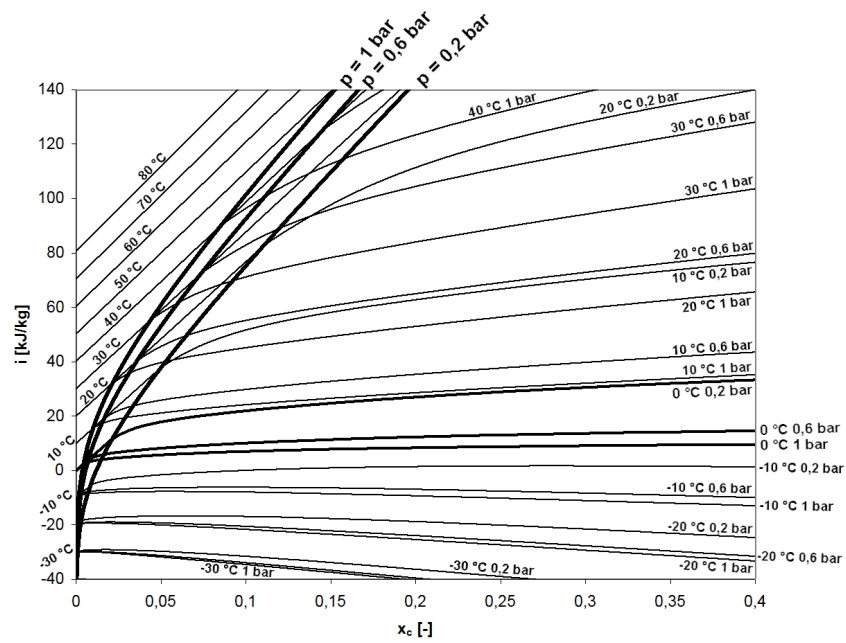


Fig. 3.30. Diagrama i-x aer-IB50

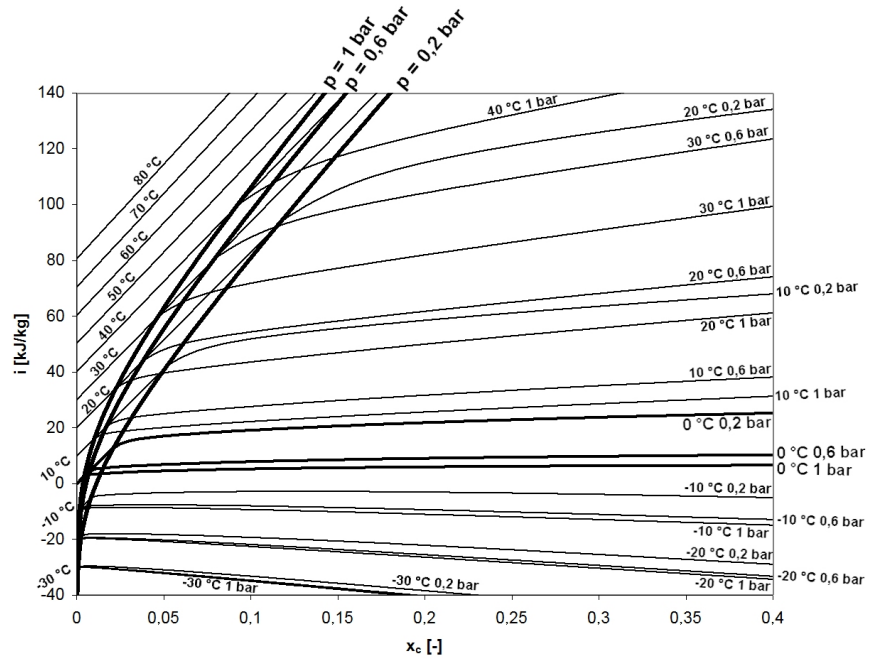


Fig. 3.31. Diagrama i-x aer-IB70

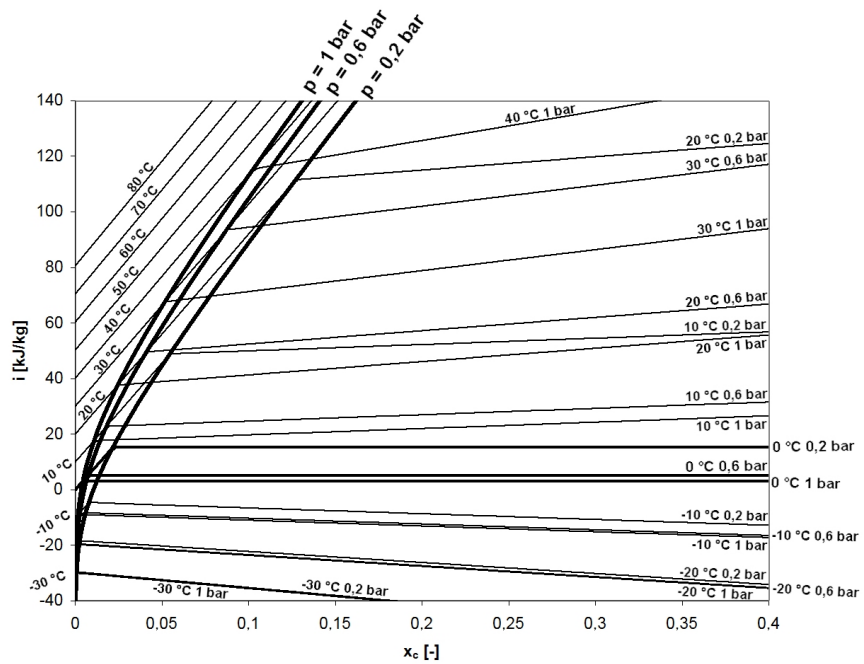


Fig. 3.32. Diagrama i-x aer-IB100

3.2. Metode de determinare a stării amestecului carburant

Starea amestecului carburant în poarta supapei de admisie este caracterizată de temperatura acestuia și gradul de evaporare a combustibilului. Prin evaporarea completă a carburantului se obține un amestec omogen care asigură funcționarea motorului cu emisii reduse de CO și HC. Pe lângă influența asupra emisiilor poluante, starea amestecului determină și temperatura fluidului proaspăt, un parametru foarte important pentru desfășurarea proceselor termodinamice în motor.

Pentru un studiu cu precizie ridicată, la formarea amestecului ar trebui luate în considerare efectele pulverizării și evaporării picăturilor de combustibil. Dificultatea modelării acestor procese rezultă din complexitatea norului de picături de combustibil pulverizat de injector și interacțiunea lichidului cu aerul [68]. Se presupune că forma picăturilor este sferică, iar transferul de căldură se face prin conducție și convecție. Calculul temperaturii amestecului carburant cu aceste ipoteze necesită utilizarea codurilor CFD¹⁰², utilizate în general doar pentru modelarea formării amestecului la MAC. Pentru MAS cu injecție în poarta supapei se presupune atingerea stării de echilibru, astfel încât starea amestecului carburant poate fi calculată pe baza diagramei *i-x* aer-combustibil. De asemenea, având în vedere timpul scurt de formare, procesul poate fi considerat adiabatic, prin neglijarea căldurii schimbate cu pereții galeriei de admisie în poarta supapei.

3.2.1. Metoda dreptei de amestec

În diagrama *i-x* aer-combustibil starea amestecului carburant se poate determina prin mai multe metode [28], dintre care cea mai simplă și ușor de realizat, cu o precizie acceptabilă, este metoda dreptei de amestec.

Pentru stabilirea temperaturii amestecului format prin introducerea de combustibil lichid în aer, pentru regim adiabatic, se trasează dreapta de amestec din punctul stării inițiale L' (fig. 3.33) a aerului aspirat¹⁰³. Panta dreptei de amestec se obține din bilanțul de masă (3.58) și cel energetic (3.59).

$$dm_L \cdot dx_C = dm_C \quad (3.58)$$

$$dm_L \cdot di = dm_C \cdot i_C \quad (3.59)$$

unde m_C este masa de combustibil din amestec măsurată în kg.

Prin împărțirea celor două relații (3.59) cu (3.58), și trecerea la diferențe finite, rezultă panta dreptei de amestec (3.60).

¹⁰² În limba engleză Computational Fluid Dynamics, ramură a mecanicii fluidelor care utilizează metode numerice și diferiți algoritmi pentru rezolvarea și analiza problemelor de dinamica fluidelor.

¹⁰³ Punctul L' reprezintă entalpia specifică a aerului umed. Diagrama *i-x* se trasează pentru amestec de aer uscat și combustibil, astfel încât pentru determinarea stării amestecului în cazul real al aerului umed, se adaugă entalpia umidității (i_w) la entalpia aerului uscat (i_L).

$$\frac{\Delta i}{\Delta x_c} = i_c = c_{p/c} \cdot t_c = \operatorname{tg} \alpha \quad (3.60)$$

unde $c_{p/c}$ este căldura specifică a combustibilului în stare lichidă măsurată în J/kg K, cu t_c temperatura combustibilului înainte de formarea amestecului carburant exprimată în °C și α panta drepte de amestec în rad.

Se fixează în diagrama $i-x$ punctul L , care reprezintă starea aerului uscat, adică fără vapori de apă și de combustibil, la temperatura t_L . Prin adăugarea entalpiei umidității conținută în aer (i_w), la entalpia aerului uscat (i_L), se determină punctul L' , corespunzător aerului umed.

$$\overline{LL'} = i_{w_{t=t_L, p}} \quad (3.61)$$

unde i_w este entalpia specifică a umidității conținută în aer măsurată în J/kg, la temperatura t_L și presiunea absolută p din colectorul de admisie.

Din punctul L' se trasează o dreaptă la un unghi α față de abscisă. Entalpia amestecului în diferite puncte între injector și poarta supapei se va găsi pe această dreaptă, denumită dreapta de amestec. La intersecția verticalei x_c dată de participarea combustibilului, cu dreapta de amestec, rezultă punctul notat cu A' . Temperatura reală a amestecului $t_{A'}$, care corespunde punctului A de pe diagramă, va fi mai mică decât cea din punctul A' ¹⁰⁴. Corecția de entalpie se face la temperatura finală t_A , lungimea segmentului fiind dată de relația (3.62).

$$\overline{AA'} = i_{w_{t=t_A, p}} \quad (3.62)$$

La prima iterație se alege arbitrar o valoare pentru t_A ¹⁰⁵, după care se introduce în calcul valoarea t_A obținută la iterația precedentă.

Pentru exemplul de determinare a temperaturii amestecului cu metoda drepte de amestec pentru amestec stoechiometric aer-benzină, presiune absolută de 0,2 bar, temperatură a aerului înainte de amestecare de 10 °C și umiditate relativă de 40 % (fig. 3.33), se obține o temperatură finală $t_A = -6$ °C. Poziția punctului A față de linia de rouă la presiunea p , stabilește cantitatea de combustibil evaporată¹⁰⁶. Pentru cazul formării amestecului în carburator determinarea temperaturii emulsiei din canalul de mers în gol este deosebit de utilă deoarece la temperaturi sub 0 °C se pot forma dopuri de gheață [28].

¹⁰⁴ Temperatura finală a amestecului este mai mică și decât temperatura aerului înainte de formarea amestecului t_L , deoarece evaporarea combustibilului este un proces endoterm. Punctul A' nu reprezintă starea reală a amestecului deoarece diagrama $i-x$ s-a trasat pentru aer uscat. De aceea se face corecția de entalpie, prin eliminarea umidității conținute în aer, astfel fiind posibilă determinarea stării amestecului după evaporarea combustibilului.

¹⁰⁵ O valoare de pornire se poate stabili pe baza datelor din literatură.

¹⁰⁶ Măsurarea distanței dintre punctele A și A' reprezintă sursa principală de erori asociate acestei metode. La trasarea diagramei pentru motoare supraalimentate s-a pus problema de a dezvolta o metodă care să nu mai necesite reprezentări grafice, deci complet analitică, astfel eliminând erorile de măsurare. Practic, pentru o metodă numerică precizia determinării temperaturii amestecului și a participării masice a combustibilului în stare de vapori, este influențată doar de proprietățile amestecului echivalent cu care se înlocuiește benzina pentru efectuarea calculului. Din acest motiv s-a căutat înlocuirea benzinei cu un amestec echivalent care să aibă o curbă de distilare cât mai apropiată de combustibilul real.

Entalpia umidității conținută în aer i_w , se calculează după caz [47], cu relația (3.63) dacă $x_w \leq x_s$, (3.64) dacă $x_w > x_s$, $t \geq 0$ °C sau (3.65) dacă $x_w > x_s$, $t < 0$ °C.

$$i_w = x_w \cdot (r_w + c_{pv_w} \cdot t) \quad (3.63)$$

$$i_w = x_s \cdot (r_w + c_{pv_w} \cdot t) + (x_w - x_s) \cdot c_{pl_w} \cdot t \quad (3.64)$$

$$i_w = x_s \cdot (r_w + c_{pv_w} \cdot t) + (x_w - x_s) \cdot (c_{pg} \cdot t - l_g) \quad (3.65)$$

unde r_w este căldura latentă de vaporizare a apei în J/kg, c_{pl_w} căldura specifică a apei în stare lichidă măsurată în J/kg K, c_{pv_w} căldura specifică a vaporilor de apă exprimată în J/kg K, x_s limita de saturație pentru vaporii de apă, l_g căldura latentă de topire a gheții în J/kg, c_{pg} căldura specifică a gheții în J/kg K. Căldura latentă de vaporizare a apei se alege pentru temperatura de 0 °C datorită modului în care se calculează entalpia umidității. Formula (3.63) presupune evaporarea apei la 0 °C, urmată de încălzirea vaporilor până la temperatura t . La fel, pentru cazul aerului cu ceață, se consideră încălzirea vaporilor împreună cu apa sub formă de picături [45].

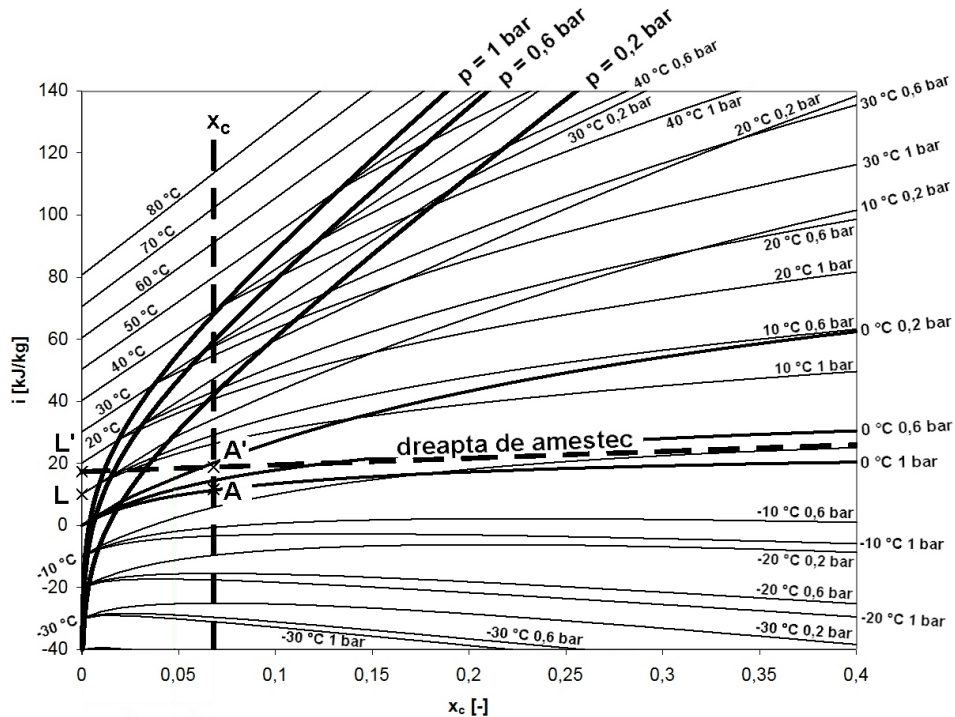


Fig. 3.33. Determinarea temperaturii amestecului pentru aer-benzină,
 $\lambda = 1$, $p = 0,2$ bar, $t_L = 10$ °C și umiditate relativă $\varphi = 40$ %

Ca și pentru componentele combustibilului, presiunea de saturație a vaporilor de apă se calculează în funcție de temperatură, cu relația (3.66) [11].

$$p_{s_w} = 6,1121 \cdot 10^{-3} \cdot e^{\frac{(18,678 - t/234,5) \cdot t}{257,14 + t}} \quad (3.66)$$

unde p_{s_w} este presiunea de saturație a vaporilor de apă în bar, t temperatura aerului umed în °C.

Presiunea vaporilor în aerul atmosferic este dată de ecuația (3.67).

$$p_{v_w} = \varphi \cdot p_{s_w} \quad (3.67)$$

unde p_{v_w} este presiunea parțială a vaporilor de apă în bar, φ umiditatea relativă.

Limita de saturație a vaporilor de apă în aerul atmosferic se determină pe baza ecuației de stare, cu ajutorul relației (3.68) [47].

$$x_s = 0,622 \cdot \frac{p_{s_w}}{p_{amb} - p_{s_w}} \quad (3.68)$$

unde x_s este limita de saturație a vaporilor de apă, p_{amb} presiunea aerului în mediul ambiant în bar.

3.2.2. Metoda numerică

Metodele de determinare grafo-analitice presupun reprezentarea unor segmente de dreaptă în diagrama $i-x$ pentru corecția entalpiei umidității conținute în aer. Lungimea acestor segmente fiind relativ redusă, apar inevitabil erori de citire, deci precizia determinării temperaturii amestecului scade. Din acest motiv, cu ocazia calculului diagramei $i-x$ pentru motoare supraalimentate s-a pus problema găsirii unei metode analitice de calcul al stărilor amestecului carburant, pentru a stabili cu mai multă precizie influența condițiilor de funcționare [29].

Pentru a ilustra metoda numerică de calcul a temperaturii amestecului carburant se pornește de la schema de amestecare a celor două fluide (fig. 3.34).

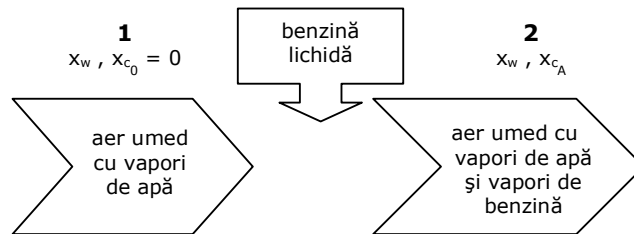


Fig. 3.34. Schema formării amestecului carburant

Se consideră aerul umed care intră în galeria de admisie a motorului un sistem termodinamic deschis, iar procesul de amestecare cu benzina este adiabatic. Variația entalpiei acestui sistem termodinamic este egală cu aportul de entalpie al

combustibilului injectat. De regulă aerul aspirat în motor nu conține combustibil, deci participarea masică inițială (x_{c0}) este nulă. Conținutul de umiditate (x_w) nu se modifică, ci doar stare de agregare a apei sub formă de vapori se schimbă în funcție de temperatură și limita de saturație. De asemenea, combustibilul lichid aspirat din rezervor se găsește la temperatura mediului ambiant (t_0), iar modificarea temperaturii pe traseul de alimentare cu combustibil este nesemnificativă. Trebuie remarcat însă că relațiile de calcul permit folosirea unei temperaturi t_c diferite pentru carburant, iar neglijarea căldurii primite de combustibil pe traseul de alimentare este o simplificare ce nu introduce erori considerabile.

Entalpia amestecului înainte (i_0) și după injectarea combustibilului (i_A) este dată de relațiile (3.69), respectiv (3.70).

$$i_0 = i_{L0} + i_{w0} + i_{c0} \quad (3.69)$$

$$i_A = i_{LA} + i_{wA} + i_{cA} \quad (3.70)$$

Entalpia combustibilului adăugat în stare lichidă se calculează pentru cele două cazuri cu relațiile (3.71) și (3.72).

$$i_{c0} = x_{c0} \cdot c_{plc} \cdot t_c \quad (3.71)$$

$$i_{cA} = x_{cA} \cdot c_{plc} \cdot t_c \quad (3.72)$$

Prin scrierea bilanțului energetic pentru $x_{c0} = 0$, $x_{cA} = x_c$ și $t_c = t_L = t_0$ se obține relația (3.73).

$$i_A - i_0 = x_c \cdot c_{plc} \cdot t_L \quad (3.73)$$

Înlocuind din relațiile (3.69) și (3.70), rezultă ecuația (3.74).

$$i_{LA} + i_{wA} + i_{cA} - i_{L0} - i_{w0} = x_c \cdot c_{plc} \cdot t_L \quad (3.74)$$

Ordonând termenii cu temperatura inițială t_L în stânga, relația (3.74) se rescrie sub forma (3.75), ținând cont de relațiile (3.25) și (3.63). Entalpia totală a amestecului (i_A) rămâne neschimbată după ce injectorul a pulverizat întreaga cantitate de combustibil, însă entalpia aerului uscat (i_{LA}), a umidității (i_{wA}) și a combustibilului (i_{cA}) se modifică după evaporarea carburantului. Relația (3.75) este baza metodei numerice de calcul a temperaturii finale a amestecului (t_A), după pulverizarea și evaporarea parțială sau completă a combustibilului.

$$c_{pL0} \cdot t_L + x_w \cdot (r_{w0} + c_{pv_{w0}} \cdot t_L) + x_c \cdot c_{plc} \cdot t_L = c_{pLA} \cdot t_A + i_{wA} + i_{cA} \quad (3.75)$$

Termenii din stânga ecuației (3.75) sunt complet determinați din condițiile inițiale de presiune (p) și temperatură (t_L). Prin evaporarea combustibilului temperatura amestecului se reduce ($t_A < t_L$), iar fracțiunea de combustibil în stare

de vapori depinde de limita de rouă și gradul de evaporare al fiecărei componente. Umiditatea conținută în aer se va găsi sub formă de vapori, în stare lichidă sau chiar gheață, în funcție de t_A și limita de saturație la temperatura amestecului (x_s la t_A). Aerul fiind compus în principal din azot și oxigen, rămâne în stare gazoasă¹⁰⁷ indiferent de nivelul temperaturii amestecului. Dacă termenii din partea stânga a ecuației (3.75) sunt complet determinați de condițiile inițiale, se pune problema rezolvării ecuației, respectiv determinarea necunoscutei t_A , temperatura amestecului după evaporarea combustibilului. Ecuația se rezolvă prin înlocuire numerică. Entalpia umidității (i_{w_A}) se calculează cu una din relațiile (3.63), (3.64) sau (3.65), după caz, în timp ce entalpia combustibilului se calculează cu relația (3.26). Pentru fiecare valoare a temperaturii amestecului (t_A) care se înlocuiește în ecuație, este necesară recalcularea sistemului de ecuații din care să rezulte ψ_{v_i} și ψ_{l_i} , respectiv x_{v_i} și x_{l_i} . Volumul foarte mare de calcule necesar pentru rezolvarea sistemului de ecuații face practic imposibilă folosirea metodei numerice fără utilizarea unui sistem electronic de calcul. Pentru fiecare valoare a temperaturii amestecului (t_A) care se înlocuiește numeric, se calculează căldura specifică la presiune constantă (c_{pL_A}) și entalpia aerului uscat (i_{L_A}), entalpia umidității¹⁰⁸ (i_{w_A}) în funcție de valoarea temperaturii și de limita de saturație, și entalpia combustibilului (i_{c_A}) pentru care trebuie determinate participările molare în stare de vapori și în stare lichidă, căldurile specifice ale componentelor combustibilului și căldura latentă de vaporizare pentru fiecare componentă în funcție de temperatura amestecului (t_A). La aplicarea practică a metodei numerice, inițial s-a efectuat calculul entalpiei combustibilului pentru toată gama de temperaturi -40..80 °C. Algoritmul utilizat este același ca pentru trasarea diagramei $i-x$, deosebirea fiind că se face calculul entalpiei doar pentru o singură valoare a participării combustibilului (x_c). Pasul ales pentru calcul entalpiei combustibilului pe tot domeniul de temperatură este de 1 °C, iar la valori zecimale ale temperaturii amestecului (t_A) se calculează o valoare a entalpiei combustibilului prin interpolare liniară între două valori ($i_{c_{x_{c_i-1}}}$, $i_{c_{x_{c_i}}}$) calculate anterior pentru două izoterme învecinate (vezi anexa 1). Pentru calculul entalpiei combustibilului se utilizează două formule diferite, una pentru domeniul saturat și una pentru cel nesaturat. Trecerea între cele două domenii depinde de presiunea vaporilor pe linia de rouă și se face la o temperatură care depinde de presiunea absolută a amestecului (p) și participarea masică a combustibilului (x_c). Această temperatură la care se face trecerea din domeniul nesaturat în cel saturat se determină prin interpolare liniară între două valori (t_{i-1} , t_i) în funcție de valoarea presiunii vaporilor pe linia de rouă calculată cu relația (3.28).

Avantajul major al acestei metode este precizia ridicată (tabelul 3.8) la determinarea temperaturii amestecului (t_A) și mai ales la determinarea participării combustibilului în stare de vapori (x_v). De asemenea, prin natura metodei, se poate face programarea determinării pe calculatoare numerice, ceea ce permite analize rapide ale influențelor pe care le au diferiți factori funcționali asupra stării amestecului carburant.

¹⁰⁷ Temperatura critică a azotului este de -146,96 °C și cea a oxigenului este de -118,57 °C [140], astfel încât teoretic este posibilă lichefierea aerului, însă pentru valori obișnuite de funcționare a MAI aerul va fi întotdeauna în stare gazoasă.

¹⁰⁸ Pentru stabilirea limitei de saturație x_s se calculează presiunea de saturație p_{sw} cu relația (3.66) în funcție de temperatura t_A . Pentru stabilirea formulei de calcul a entalpiei umidității, valoarea x_s se compară cu participarea masică a umidității $x_w = 0,622 (\varphi \cdot p_{sw} / p - \varphi \cdot p_{sw})$, precum și valoarea lui t_A cu temperatura de 0°C.

Pentru exemplul cu temperatura inițială a aerului $t_L = 10\text{ }^\circ\text{C}$, după prima iterație se stabilește valoarea $t_A = -6\text{ }^\circ\text{C}$ pentru temperatura finală a amestecului. În cazul benzinei diferența de temperatură $\Delta t = t_L - t_A$ este de maxim $30\text{ }^\circ\text{C}$, însă pentru amestecuri de benzină-alcool poate fi mai mare. La iterațiile următoare incrementul diferenței de temperatură se reduce la $0,1\text{ }^\circ\text{C}$, $0,01\text{ }^\circ\text{C}$ etc., până la atingerea preciziei dorite.

Tabelul 3.8. Exemplificarea metodei numerice pentru $t_L = 10\text{ }^\circ\text{C}$

Δt^* [$^\circ\text{C}$]	t_A [$^\circ\text{C}$]	p_{sw} [bar]	x_s [-]	i_L [kJ/kg]	i_w [kJ/kg]	i_c [kJ/kg]	i_A [kJ/kg]	i_{calculat} [kJ/kg]
0	10	0,01228	0,04068	10,043	7,220	24,172		41,434
1	9	0,01148	0,03788	9,038	7,214	23,727		39,980
2	8	0,01073	0,03525	8,034	7,208	23,296		38,539
3	7	0,01002	0,03280	7,029	7,203	22,877		37,110
4	6	0,00935	0,03051	6,026	7,197	22,469		35,691
5	5	0,00872	0,02837	5,021	7,191	22,068		34,280
6	4	0,00813	0,02637	4,017	7,185	21,674		32,876
7	3	0,00758	0,02450	3,013	7,180	21,284		31,476
8	2	0,00706	0,02276	2,009	7,174	20,897		30,079
9	1	0,00657	0,02113	1,004	7,168	20,511		28,684
10	0	0,00611	0,01961	0	7,162	20,124		27,286
11	-1	0,00568	0,01819	-1,004	7,156	19,734		25,887
12	-2	0,00528	0,01686	-2,009	7,151	19,339		24,482
13	-3	0,00490	0,01563	-3,013	7,145	18,938		23,070
14	-4	0,00455	0,01448	-4,017	7,139	18,528		21,650
15	-5	0,00422	0,01340	-5,021	7,134	18,108		20,220
16	-6	0,00391	0,01240	-6,026	7,128	17,676		18,778
17	-7	0,00362	0,01147	-7,029	7,122	17,232		17,324
18	-8	0,00335	0,01060	-8,034	7,116	16,774		15,856
19	-9	0,00310	0,00979	-9,038	7,111	16,303		14,375
20	-10	0,00287	0,00904	-10,043	7,105	15,818	18,740	12,880
21	-11	0,00265	0,00834	-11,047	7,099	15,319		11,372
22	-12	0,00244	0,00769	-12,051	7,093	14,808		9,850
23	-13	0,00225	0,00709	-13,056	7,088	14,284		8,317
24	-14	0,00208	0,00653	-14,060	7,082	13,750		6,773
25	-15	0,00191	0,00601	-15,064	7,076	13,207		5,219
26	-16	0,00176	0,00553	-16,068	7,071	12,657		3,660
27	-17	0,00162	0,00508	-17,073	7,065	12,102		2,095
28	-18	0,00149	0,00467	-18,077	7,059	11,543		0,525
29	-19	0,00137	0,00428	-19,081	7,054	10,981		-1,046
30	-20	0,00126	0,00393	-20,085	7,048	10,419		-2,619
31	-21	0,00115	0,00360	-21,090	7,042	9,857		-4,190
32	-22	0,00106	0,00330	-22,094	7,037	9,296		-5,761
33	-23	0,00097	0,00302	-23,098	6,939	8,739		-7,421
34	-24	0,00088	0,00276	-24,102	6,241	8,185		-9,677
35	-25	0,00081	0,00252	-25,107	5,597	7,635		-11,875
36	-26	0,00074	0,00231	-26,111	5,003	7,090		-14,018
37	-27	0,00067	0,00210	-27,115	4,456	6,550		-16,109
38	-28	0,00061	0,00192	-28,120	3,951	6,017		-18,151
39	-29	0,00056	0,00175	-29,124	3,487	5,490		-20,147
40	-30	0,00051	0,00159	-30,128	3,060	4,970		-22,098

* $\Delta t = t_L - t_A$, presiunea absolută $p = 0,2\text{ bar}$, presiunea mediului ambiant $p_{amb} = 1005\text{ mbar}$, umiditatea relativă $\varphi = 40\text{ }%$, benzină, amestec stoechiometric $x_c = 0,06804$

3.3. Concluzii

Cu ajutorul diagramei $i-x$ aer-combustibil, prin metoda dreptei de amestec se poate determina temperatura și compoziția amestecului carburant în poarta supapei de admisie.

Temperatura finală a amestecului este inferioară celei a aerului înainte de amestecarea cu combustibil. După determinarea temperaturii este posibilă evaluarea compoziției amestecului în privința celor două stări de agregare ale combustibilului pe domeniul de temperaturi studiat, respectiv starea lichidă și starea de vapori. Mai precis, se poate determina participarea masică a combustibilului în stare de vapori, factor cu influență importantă asupra omogenității amestecului.

În privința celor două metode de determinare, metoda dreptei de amestec și metoda numerică, se observă o suprapunere foarte bună a rezultatelor obținute la evaluarea temperaturii amestecului carburant. Metoda numerică este integral analitică, astfel încât ea poate fi programată pe calculatoare numerice. Utilizarea ei este mult mai ușoară, iar erorile de citire sunt eliminate, deoarece nu mai sunt necesare reprezentări grafice. Precizia asigurată de această metodă este ridicată atât la determinarea temperaturii amestecului, cât și pentru evaluarea participării masice a combustibilului în stare de vapori. Rapiditatea metodei permite studiul sistematic și complet al influențelor tuturor factorilor de stare ai aerului aspirat și a presiunii acestuia asupra stării amestecului carburant. De asemenea, metoda numerică ușurează determinările pentru motoare supraalimentate, care pe suport grafic ar fi dificile. Elaborarea unui program pe calculatoarele numerice pentru determinarea stării amestecului carburant poate reprezenta o direcție de cercetare ulterioară, iar prin cuplarea cu un calcul complet al ciclului de funcționare al MAS este posibilă modelarea comportării sistemelor de alimentare și a performanțelor în diferite condiții și pentru diferite clase de combustibili.

Trebuie subliniată importanța unei determinări cu precizie ridicată a temperaturii în poarta supapei având în vedere efectele asupra temperaturilor pe ciclul de funcționare al MAS. Prin adoptarea pe scară largă a biocombustibililor, este necesar un studiu al influenței pe care modificarea naturii carburantului o are asupra funcționării motorului. Prin echivalarea combustibilului cu cinci componente, combinată cu rezolvarea numerică a sistemului de ecuații care determină participările molare în stare lichidă și de vapori, este posibil studiul formării amestecului la alimentarea cu diferite combinații de benzină-biocombustibil.

Omogenitatea amestecului este un factor important de influență asupra gradului de poluare. Gradul redus de omogenitate determină o funcționare a motorului cu emisii de CO și HC mai mari. Dacă la cald omogenitatea amestecului este asigurată, pentru pornirea la rece și în timpul încălzirii participarea combustibilului în stare lichidă poate avea valori ridicate, mai ales în cazul utilizării alcoolilor. De aceea este importantă determinarea participării combustibilului în stare de vapori, încă din faza de pornire.

Ca și direcție de cercetare ulterioară se menționează extinderea domeniului diagramei $i-x$ aer-combustibil la presiuni ridicate, în vederea aplicării la MAS cu injecție directă. O problemă la presiuni ridicate este abaterea comportării gazelor de la ecuația termică de stare pentru gaze perfecte, ceea ce necesită adoptarea unor coeficienți de corecție. De asemenea, în aceste condiții viscozitatea aerului nu se mai poate neglija, astfel încât studiul formării amestecului devine o problemă mai complexă, asemănătoare cu studierea formării amestecului carburant la MAC.

4. CERCETĂRI TEORETICE PRIVIND FUNCȚIONAREA MOTOARELOR CU APRINDERE PRIN SCÂNTEIE

Se constată în ultimul timp tendința unor cercetări din domeniul MAI de a studia influența unor componente de pe traseul de admisie asupra performanțelor și nivelului de poluare ale motorului. Metoda numerică dezvoltată de autor permite abordarea formării amestecului cu studiul influenței presiunii absolute în colectorul de admisie, a temperaturii inițiale și umidității relative a aerului asupra omogenității amestecului la MAS cu injecție în poarta supapei.

Așa cum s-a mai precizat anterior, omogenitatea amestecului carburant în fază gazoasă este un factor determinant pentru creșterea performanțelor motorului și reducerea gradului de poluare. Pentru evaluarea omogenității amestecului se introduce noțiunea de grad de evaporare, definit de raportul x_v / x_c .

4.1. Studiul influențelor asupra omogenității amestecului carburant

Factorii care influențează starea amestecului sunt temperatura aerului înainte de amestecarea cu combustibil (t_L), umiditatea relativă a aerului (φ), presiunea absolută a amestecului în colectorul de admisie (p) și coeficientul excesului de aer (λ). Temperatura amestecului în poarta supapei (t_{sa}) influențează gradul de umplere (η_v) și implicit puterea efectivă a motorului (P_e), în timp ce gradul de evaporare (x_v / x_c) influențează emisiile de CO și HC. Normele de poluare și cerințele de reducere a consumului de combustibil, impun la MAS funcționarea cu un amestec dozat cât mai aproape de raportul stoechiometric. De aceea, studiile teoretice pentru influența temperaturii aerului, a umidității relative și a presiunii absolute, au fost efectuate pentru $\lambda = 1$. Metoda permite determinarea stării amestecului pentru diferite valori ale excesului de aer (vezi subcapitolul 4.1.4).

O altă influență importantă asupra stării amestecului carburant o are natura combustibilului. Studiile teoretice au urmărit formarea amestecului pentru diferite concentrații de alcool în amestec cu benzina. Un aspect important al utilizării alcoolilor pentru alimentarea MAS este dificultatea pornirii la rece la temperaturi scăzute. De asemenea, chiar dacă pornirea reușește datorită îmbogățirii suplimentare a amestecului, timpul de injecție de bază calibrat pentru benzină poate provoca o funcționare instabilă și oprirea motorului în faza de încălzire datorită evaporării insuficiente a combustibilului. Pe baza metodei de determinare a stării amestecului, se poate genera o strategie de control al sistemului de injecție care să asigure funcționarea motorului la parametri corecți indiferent de tipul combustibilului. O astfel de strategie¹⁰⁹ a fost dezvoltată de firma Magneti Marelli sub forma sistemului de alimentare Tetrafuel [131].

¹⁰⁹ Subiectul este tratat pe larg în capitolul 5, unde sunt evidențiate aspectele practice ale alimentării motoarelor cu amestecuri benzină-izobutanol.

Metoda numerică dezvoltată de autor permite determinarea parametrilor amestecului aer-combustibil în funcție de toți acești factori. Datorită faptului că este o metodă numerică, este posibilă programarea ei pe calculatoare numerice, astfel fiind posibile studii multiple și cu o precizie ridicată.

4.1.1. Influența temperaturii aerului

Condițiile de funcționare ale MAS sunt extrem de diferite din punct de vedere al condițiilor de presiune, temperatură și umiditate relativă din mediul ambiant. Sistemul de alimentare cu combustibil trebuie să asigure o pornire ușoară și o funcționare stabilă, cu un amestec carburant dozat cât mai aproape de raportul stoechiometric, indiferent de condițiile de mediu. Având în vedere normele de poluare din ce în ce mai stricte, asigurarea unui amestec omogen încă din faza de încălzire a motorului este o cerință esențială pentru funcționarea sistemelor de alimentare cu combustibil.

Factorul principal de influență asupra stării amestecului carburant este temperatura aerului înainte de amestecarea cu combustibil [32]. Importanța acestui factor este dată de faptul că temperatura inițială a aerului determină de fapt entalpia inițială i_0 (vezi subcapitolul 3.2.2). Evident, cu cât temperatura aerului este mai mare, cu atât și temperatura amestecului carburant este mai ridicată. În cazul utilizării alcoolilor temperatura amestecului va fi mai mică la concentrații mari ale etanolului (fig. 4.1) sau ale izobutanolului (fig. 4.4), în principal datorită căldurii de vaporizare ridicate. Curba de temperatură a amestecului are mai multe puncte de inflexiune. Pentru a evidenția mai clar variația temperaturii, s-a reprezentat evoluția scăderii de temperatură (fig. 4.2, 4.5) în poarta supapei (Δt_{sa}). Modificarea unghiului pe care curba de temperatură o face cu ordonata se datorează trecerii din domeniul saturat în cel nesaturat [31].

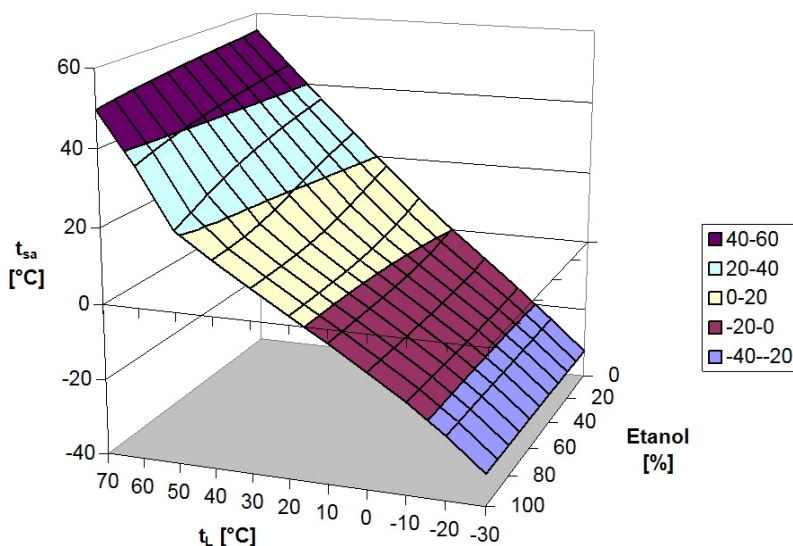


Fig. 4.1. Influența temperaturii aerului înainte de amestecare pentru benzină-etanol, $p_{amb} = 1005$ mbar, $\varphi = 50$ %, $p = 1$ bar, $\lambda = 1$

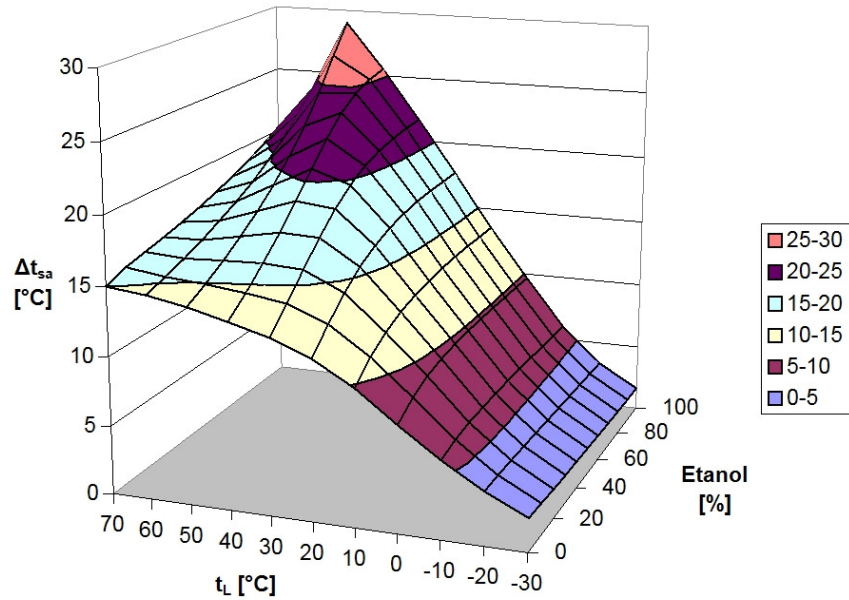


Fig. 4.2. Scăderea temperaturii în poarta supapei pentru benzină-etanol, $p_{amb} = 1005$ mbar, $\varphi = 50\%$, $p = 1$ bar, $\lambda = 1$

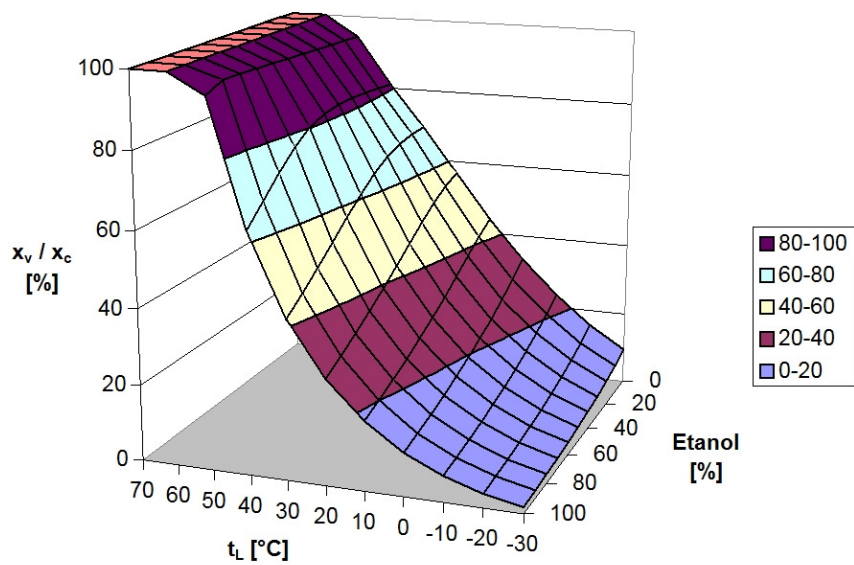


Fig. 4.3. Gradul de evaporare a combustibilului pentru benzină-etanol, $p_{amb} = 1005$ mbar, $\varphi = 50\%$, $p = 1$ bar, $\lambda = 1$

Cercetările teoretice efectuate pentru studiul influenței temperaturii aerului asupra stării amestecului au urmărit formarea amestecului aer-combustibil în condiții de mediu cu presiune $p_{amb} = 1005$ mbar, și umiditate relativă $\varphi = 50\%$, condiții des întâlnite în zone cu climă temperată. Nivelul presiunii absolute în colectorul de admisie de $p = 1$ bar este specific funcționării la sarcină plină, iar dozajul combustibilului pentru $\lambda = 1$ este la amestec stoechiometric, un regim de funcționare majoritar în cazul MAS cu injecție în poarta supapei. Extinderea domeniului de temperatură până la valoarea de $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ este necesară pentru studiul funcționării la cald a motorului, când temperatura aerului înainte de formarea amestecului poate chiar să depășească această valoare. Un fenomen interesant este obținerea unui amestec omogen (fig. 4.3 și 4.6) doar la temperaturi ridicate ale aerului, de peste $50\text{ }^{\circ}\text{C}$, ceea ce explică încălzirea intenționată a amestecului pe traseul de admisie. Acest procedeu este practicat de toți producătorii de MAS pentru a asigura evaporarea completă a combustibilului, chiar dacă prin încălzirea fluidului proaspăt gradul de umplere se reduce considerabil.

Un alt aspect de asemenea interesant este faptul că la temperaturi scăzute ale aerului, amestecul aer-benzină-etanol, dar mai ales aer-benzină-izobutanol, are o temperatură mai mare decât cea a amestecului aer-benzină. Acest fenomen se datorează faptului că trecerea în domeniul saturat se face la participări ale combustibilului (x_c) mai mici cazul utilizării alcoolilor. În cazul izobutanolului fenomenul este accentuat de presiunea de saturație redusă a acestui biocombustibil.

Gradul de evaporare redus la utilizarea alcoolilor (fig. 4.3 și 4.6) are ca efect negativ creșterea emisiei de hidrocarburi nearse pe perioada încălzirii motorului, însă reducerea temperaturii amestecului în poarta supapei (fig. 4.2 și 4.5) duce la creșterea gradului de umplere.

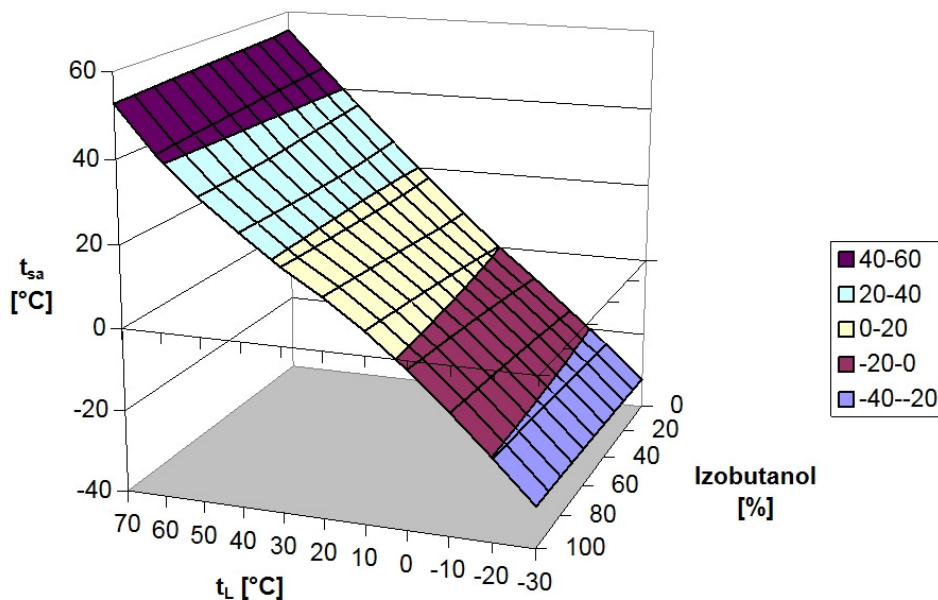


Fig. 4.4. Influența temperaturii aerului înainte de amestecare pentru benzină-izobutanol, $p_{amb} = 1005$ mbar, $\varphi = 50\%$, $p = 1$ bar, $\lambda = 1$

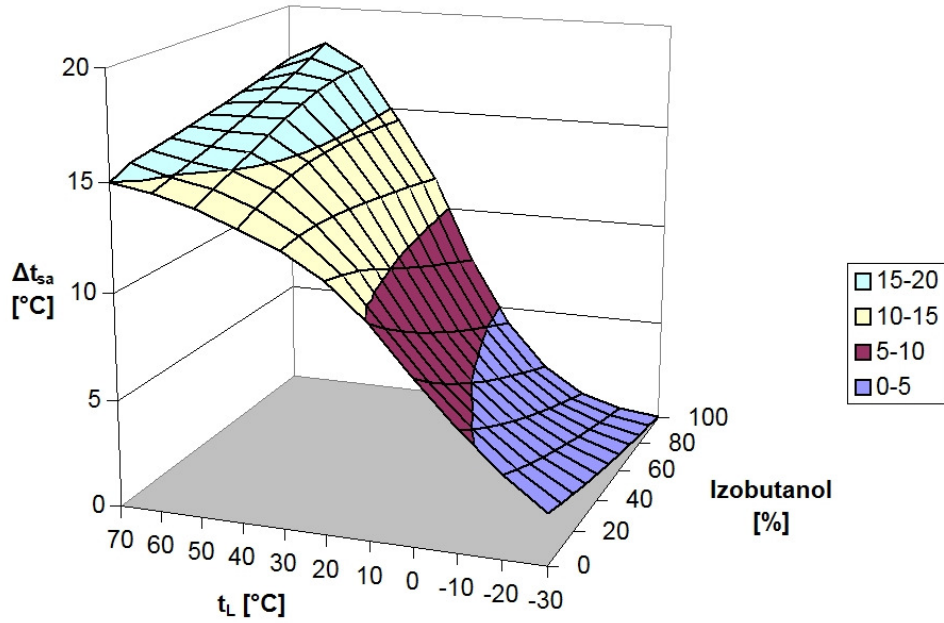


Fig. 4.5. Scăderea temperaturii în poarta supapei pentru benzină-izobutanol, $p_{amb} = 1005 \text{ mbar}$, $\varphi = 50 \%$, $p = 1 \text{ bar}$, $\lambda = 1$

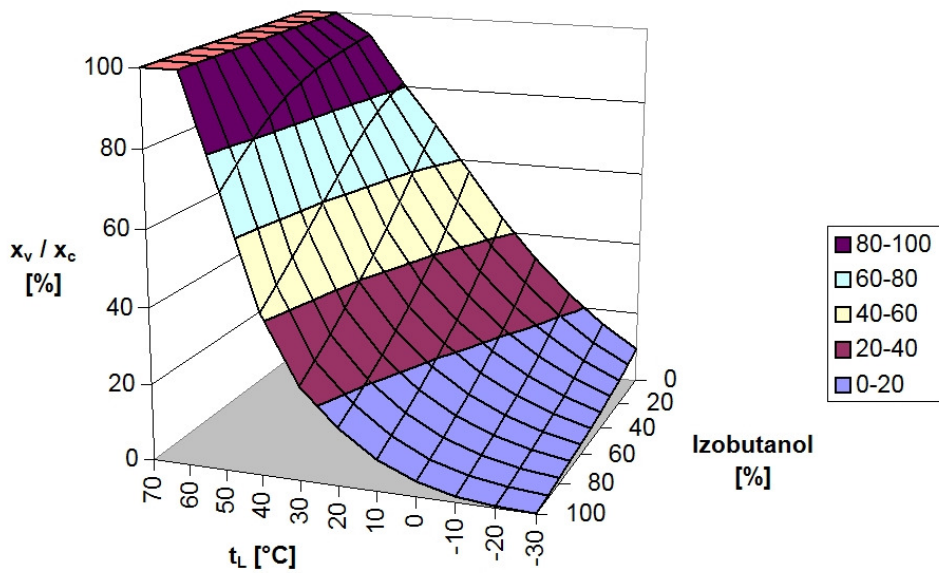


Fig. 4.6. Gradul de evaporare a combustibilului pentru benzină-izobutanol, $p_{amb} = 1005 \text{ mbar}$, $\varphi = 50 \%$, $p = 1 \text{ bar}$, $\lambda = 1$

4.1.2. Influența presiunii absolute în colectorul de admisie

Influența principalilor factori, respectiv temperatura aerului (t_L), presiunea în colectorul de admisie (p), umiditatea relativă (φ) și dozajul combustibilului (λ) este una complexă, astfel încât o analiză completă a formării amestecului trebuie făcută cu luarea în considerare a tuturor acestor factori [32], [34], [35].

Presiunea absolută în galeria de admisie poate lua valori scăzute, cum este cazul regimului de mers în gol cu 0,2-0,4 bar, valori intermediare de 0,6-0,8 bar la sarcină parțială, până la ~ 1 bar pentru motoare aspirate și 1,4-1,8 bar în cazul MAS supraalimentate. Cercetările teoretice prezentate în acest capitol au fost efectuate pentru motoare aspirate și MAS cu presiune de supraalimentare sub 1,2 bar. Pentru temperaturi foarte mari ale aerului presiunea are o influență minimă asupra stării amestecului (fig. 4.7, 4.9 și 4.11). Diferența maximă între cele două regimuri extreme, 0,2 bar și 1,2 bar, diferă sensibil în funcție de umiditatea relativă. Astfel, dacă pentru aer uscat ($\varphi = 0\%$) diferența maximă este de ~ 7 °C cu temperatura aerului (t_L) în jurul valorii de 10 °C, la umiditate relativă maximă ($\varphi = 100\%$) diferența între cele două regimuri ajunge la ~ 19 °C pentru temperatura aerului în jur de 40-50 °C. Un fenomen interesant este formarea amestecului la temperaturi ale aerului de peste 30 °C, presiune absolută a amestecului peste 1 bar și umiditate relativă foarte ridicată. În aceste condiții, întâlnite doar în cazul motoarelor supraalimentate, scăderea temperaturii amestecului prin evaporarea combustibilului este nesemnificativă, sub 5 °C. Fenomenul se explică prin entalpia foarte mare a aerului umed datorită conținutului ridicat de umiditate, care acoperă necesarul de căldură pentru evaporarea combustibilului fără a provoca o scădere importantă a temperaturii amestecului. Totodată, prin creșterea presiunii aerului aspirat de motor peste valoarea presiunii mediului ambiant, o parte din umiditatea conținută în aer se condensează [35], astfel încât temperatura aerului este ridicată și după intercooler¹¹⁰. La determinarea temperaturii amestecului în condiții de presiune scăzută și temperatură mare a aerului, apare o problemă similară cu cea apărută în cazul calculului efectuat pentru trasarea diagramei $i-x$ (vezi subcapitolul 3.1.2), când datorită extinderii domeniului de temperatură la valori ridicate, presiunea de saturație a combustibilului depășește presiunea absolută a amestecului. Astfel, la presiune absolută redusă și temperatură ridicată, presiunea de saturație a vaporilor rezultată prin aplicarea relației (3.66) este mai mare decât presiunea absolută a amestecului¹¹¹.

Gradul de evaporare (fig. 4.8, 4.10 și 4.12) are valori mai ridicate în zona presiunilor scăzute, fenomen explicabil prin domeniul nesaturat mai extins în diagrama $i-x$ la nivele de presiune redusă (vezi capitolul 3). La temperaturi foarte ridicate combustibilul este complet evaporat, indiferent de valorile celorlalți factori de influență.

¹¹⁰ Aerul încălzit în timpul comprimării este răcit în schimbătorul de căldură cu denumirea comercială de intercooler (vezi subcapitolul 1.2.4). Datorită creșterii presiunii absolute, scade limita de saturație x_s , ceea ce determină condensarea unei părți din umiditatea conținută în aer.

¹¹¹ Un exemplu concret este determinarea temperaturii amestecului pentru $p = 0,2$ bar și $t_L = 65$ °C, temperatură pentru care presiunea de saturație a vaporilor de apă este $p_{sw} = 0,2504$ bar, astfel încât prin aplicarea relațiilor (3.67) pentru umiditatea relativă $\varphi = 100\%$ și (3.68) rezultă o valoare negativă pentru limita de saturație $x_s = -3,0897$. O astfel de situație nu se întâlnește în practică, condițiile de umiditate relativă foarte ridicată fiind caracterizate de temperaturi ale aerului sub 50 °C, însă pentru simularea condițiilor s-a apelat la o limitare a presiunii parțiale a vaporilor în aer.

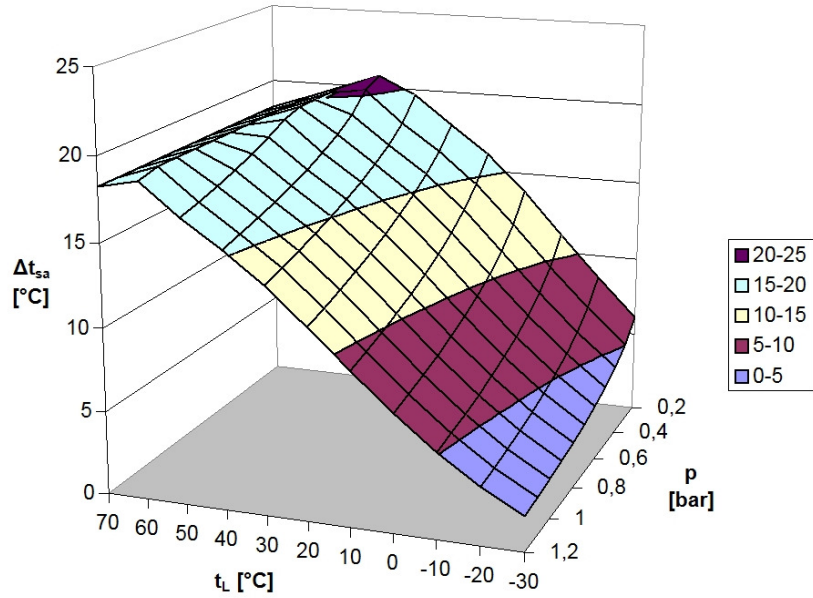


Fig. 4.7. Scăderea temperaturii în poarta supapei pentru benzină, $p_{amb} = 1005$ mbar, $\varphi = 0$ %, $\lambda = 1$

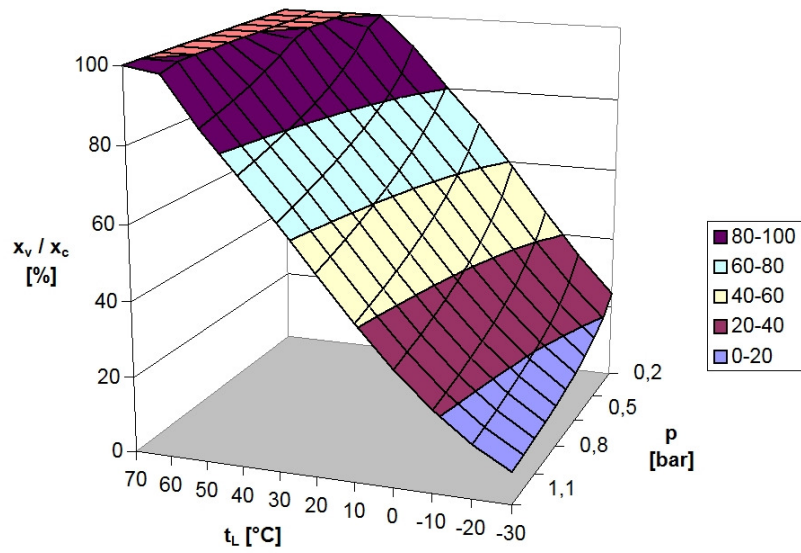


Fig. 4.8. Gradul de evaporare a combustibilului pentru benzină, $p_{amb} = 1005$ mbar, $\varphi = 0$ %, $\lambda = 1$

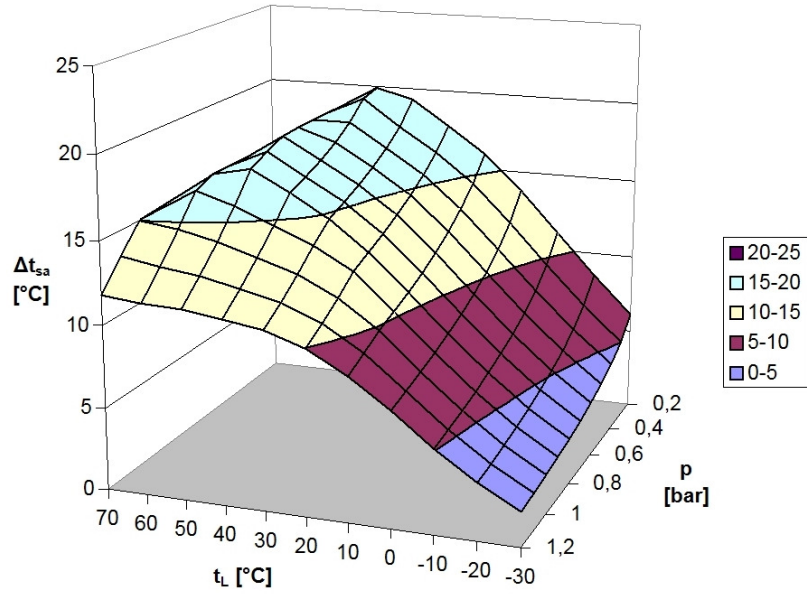


Fig. 4.9. Scăderea temperaturii în poarta supapei pentru benzină, $p_{amb} = 1005$ mbar, $\varphi = 50\%$, $\lambda = 1$

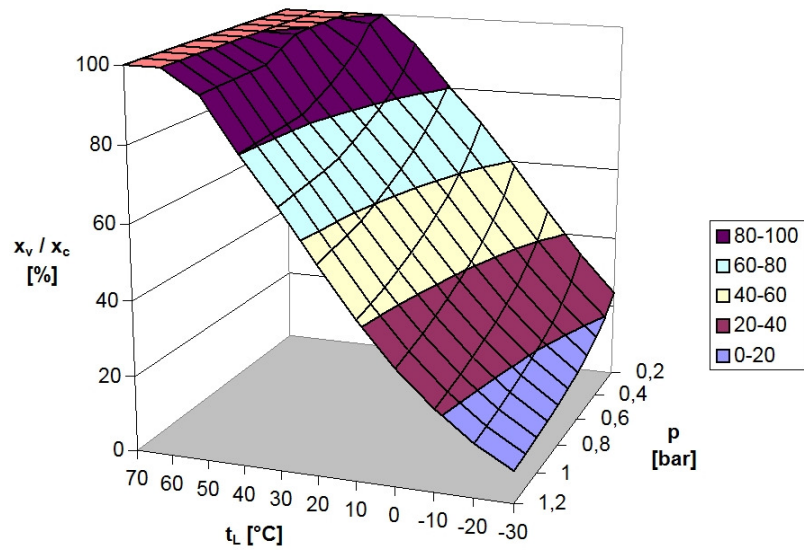


Fig. 4.10. Gradul de evaporare a combustibilului pentru benzină, $p_{amb} = 1005$ mbar, $\varphi = 50\%$, $\lambda = 1$

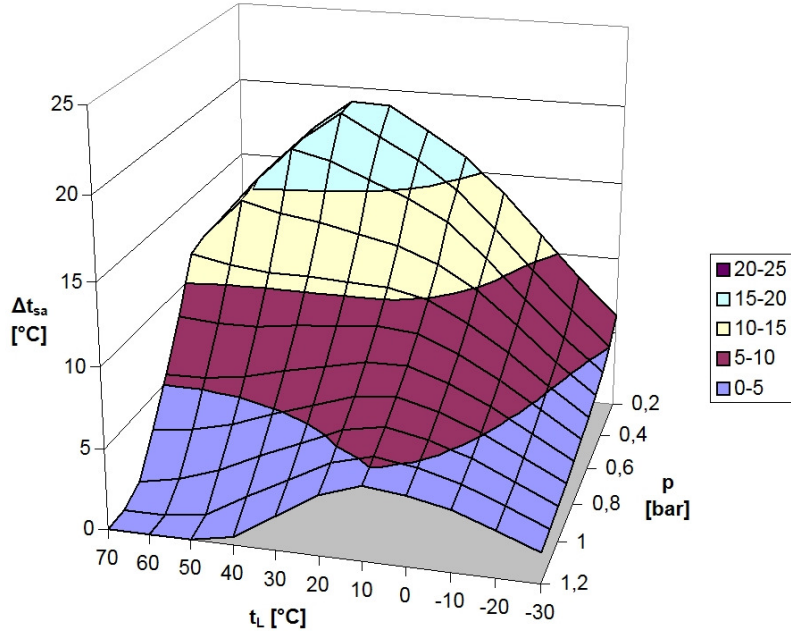


Fig. 4.11. Scăderea temperaturii în poarta supapei pentru benzină, $p_{amb} = 1005 \text{ mbar}$, $\varphi = 100 \%$, $\lambda = 1$

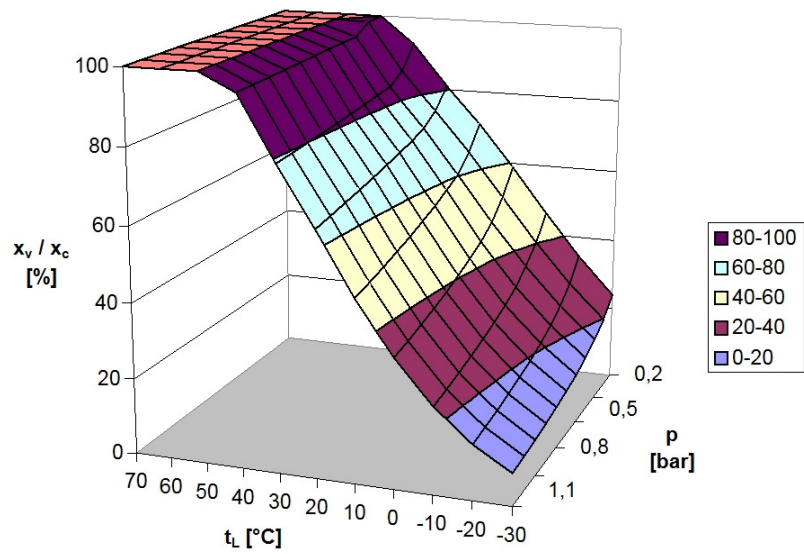


Fig. 4.12. Gradul de evaporare a combustibilului pentru benzină, $p_{amb} = 1005 \text{ mbar}$, $\varphi = 100 \%$, $\lambda = 1$

4.1.3. Influența umidității relative

Parametrii aerului din mediul ambiant pot varia în limite destul de largi în privința temperaturii și a umidității relative, în timp ce presiunea atmosferică rămâne apropiată de valoarea de 1 atm. Motoarele funcționează în zone cu temperaturi ridicate și umiditate relativă scăzută, care uneori în deșert ajunge până la 3-4%, sau în zone cu climă tropicală, cu temperaturi mari și umiditate relativă foarte des apropiată de limita superioară. La polul opus, iernile sunt caracterizate de condiții atmosferice cu temperaturi reduse și umiditate scăzută sau crescută, atunci când au loc precipitații.

Umiditatea are o influență importantă asupra temperaturii amestecului la valori ridicate ale presiunii absolute în galeria de admisie (fig. 4.15, 4.17). De asemenea, influența umidității se manifestă diferit în funcție de nivelul temperaturii aerului, fiind mai importantă la temperaturi ridicate. Explicația acestui fenomen este conținutul mai mare de vapori în aerul umed și cald, ceea ce mărește entalpia totală a aerului la temperaturi peste 0 °C [35]. Ca și consecință a nivelului de entalpie ridicată pentru aer umed și cald este o temperatură mai mare a amestecului după evaporarea combustibilului. O influență minimă asupra temperaturii se observă pe toată gama de valori ale umidității relative, la regim de mers în gol, cu presiuni absolute ale amestecului scăzute (fig. 4.13).

Gradul de evaporare este de asemenea influențat puternic de umiditatea relativă doar la presiuni absolute ridicate. Pentru presiuni absolute de 0,4 bar se înregistrează o diferență mică de ~5 % în jurul valorii de 40 °C pentru temperatura aerului (fig. 4.14). Diferența maximă pentru variația gradului de evaporare este de ~20% între umiditate 0 și 100% și se înregistrează pentru o presiune absolută în colectorul de admisie de 1,2 bar și temperatura inițială a aerului în jur de 40 °C (fig. 4.18). Ca și consecință directă a entalpiei crescute a aerului umed și cald, gradul de evaporare este mai mare în condiții de umiditate ridicată, însă funcționarea motorului în asemenea condiții este însoțită de o pierdere de putere datorită densității reduse a aerului.

Este interesantă restrângerea domeniului nesaturat odată cu creșterea presiunii amestecului, în concordanță cu restrângerea domeniului nesaturat în diagrama $i-x$ aer-combustibil. În perspectiva generalizării procedurii de supraalimentare la MAS, studiile efectuate cu metoda numerică asupra formării amestecului în poarta supapei pot reprezenta un instrument important de analiză în modelarea funcționării motoarelor în diferite condiții ale mediului ambiant [32]. Studii experimentale pe tema influenței umidității asupra funcționării MAS arată o prelungire a arderii la un nivel ridicat de umiditate, cu efecte negative asupra puterii efective a motorului. Practic, la creșterea umidității avansul la aprinderea scântei ar trebui mărit pentru compensarea prelungirii arderii. Efectul negativ asupra curbei de presiune din timpul arderii este accentuat de modificarea avansului de către unitatea electronică de comandă datorită modificării presiunii din colectorul de admisie odată cu schimbările umidității. Evident, prin reducerea avansului scade nivelul de presiune și temperatură în timpul arderii, emisiile de oxizi de azot se reduc considerabil, însă dezavantajul principal este scăderea randamentului indicat. Prin aplicarea unei strategii de control pe baza curentului produs între electrozii bujiei prin ionizarea gazelor de ardere, autorul lucrării [54] a reușit corectarea avansului la creșterea umidității relative a aerului aspirat de motor. Din astfel de studii rezultă importanța determinării factorilor de influență asupra funcționării MAS cu precizie cât mai bună și studiul comportării motoarelor în condiții variate.

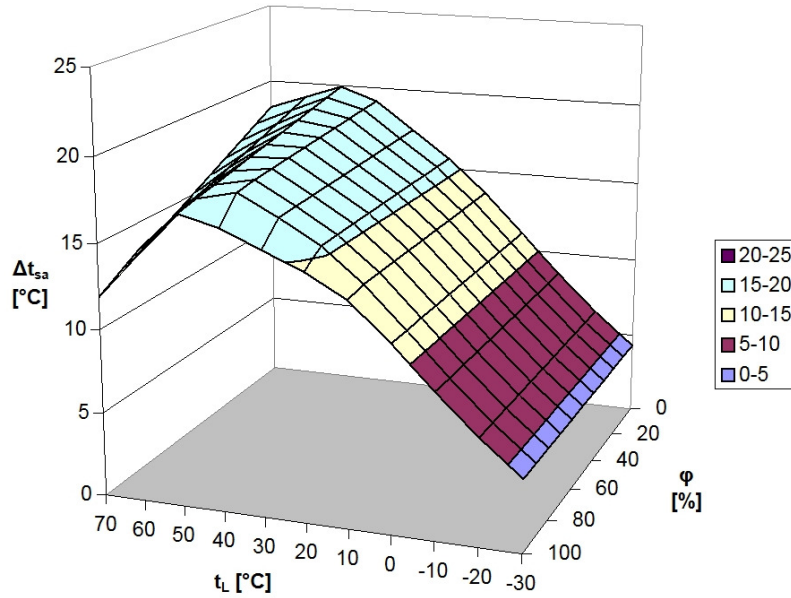


Fig. 4.13. Scăderea temperaturii în poarta supapei pentru benzină, $p_{amb} = 1005$ mbar, $p = 0,4$ bar, $\lambda = 1$

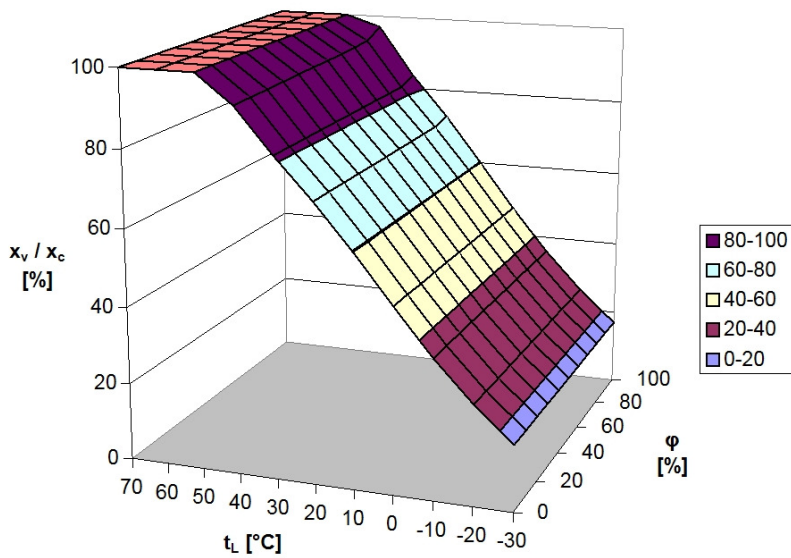


Fig. 4.14. Gradul de evaporare a combustibilului pentru benzină, $p_{amb} = 1005$ mbar, $p = 0,4$ bar, $\lambda = 1$

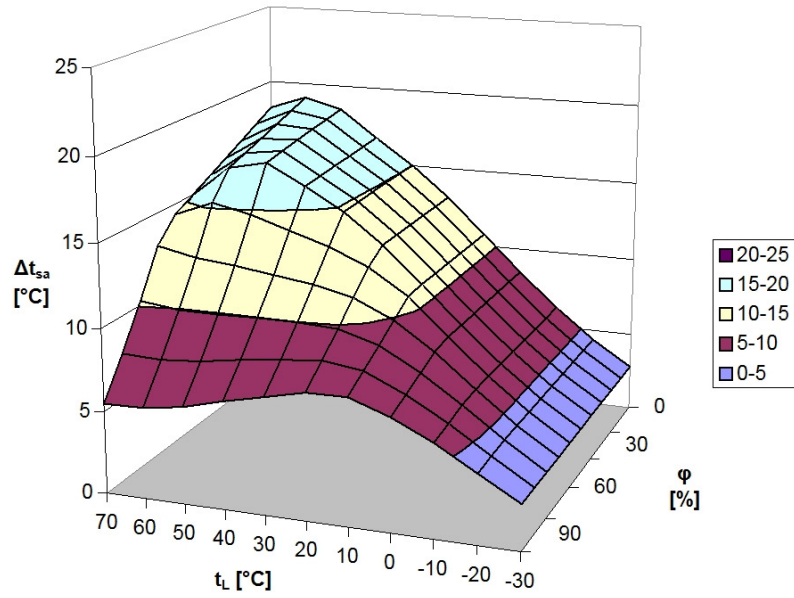


Fig. 4.15. Scăderea temperaturii în poarta supapei pentru benzină, $p_{amb} = 1005$ mbar, $p = 0,8$ bar, $\lambda = 1$

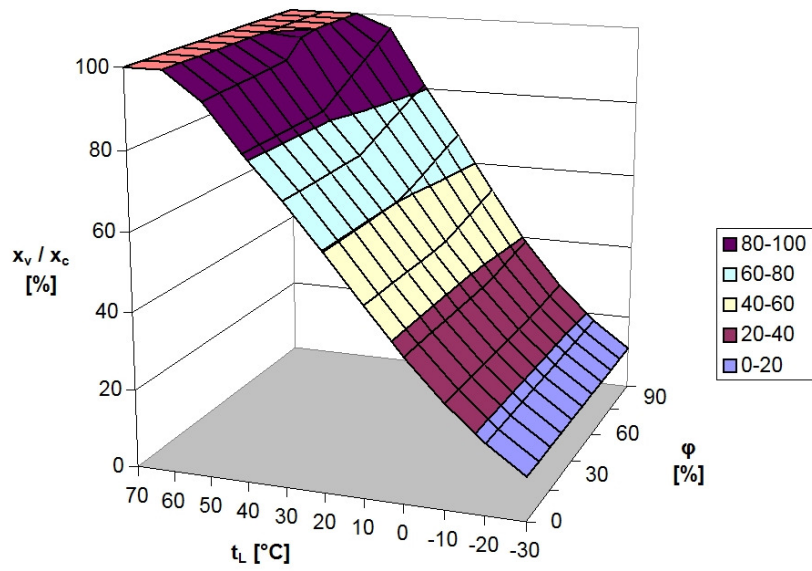


Fig. 4.16. Gradul de evaporare a combustibilului pentru benzină, $p_{amb} = 1005$ mbar, $p = 0,8$ bar, $\lambda = 1$

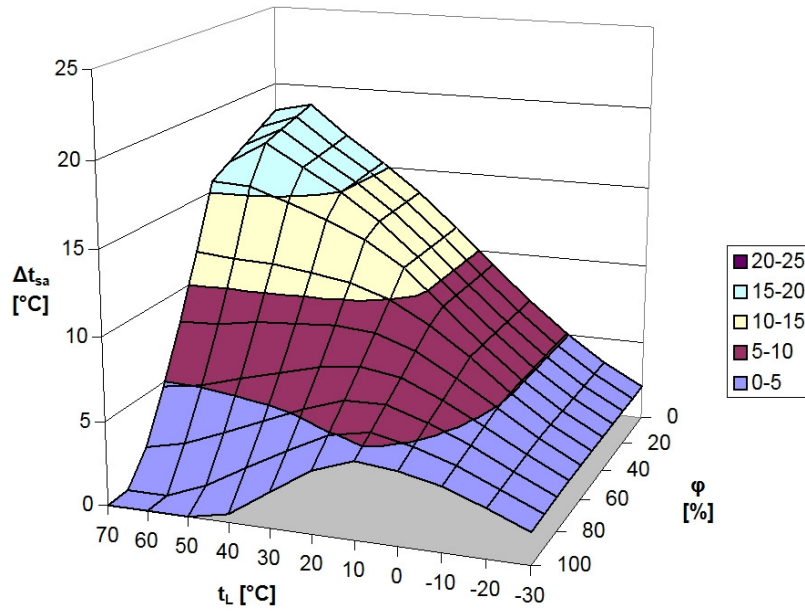


Fig. 4.17. Scăderea temperaturii în poarta supapei pentru benzină, $p_{amb} = 1005$ mbar, $p = 1,2$ bar, $\lambda = 1$

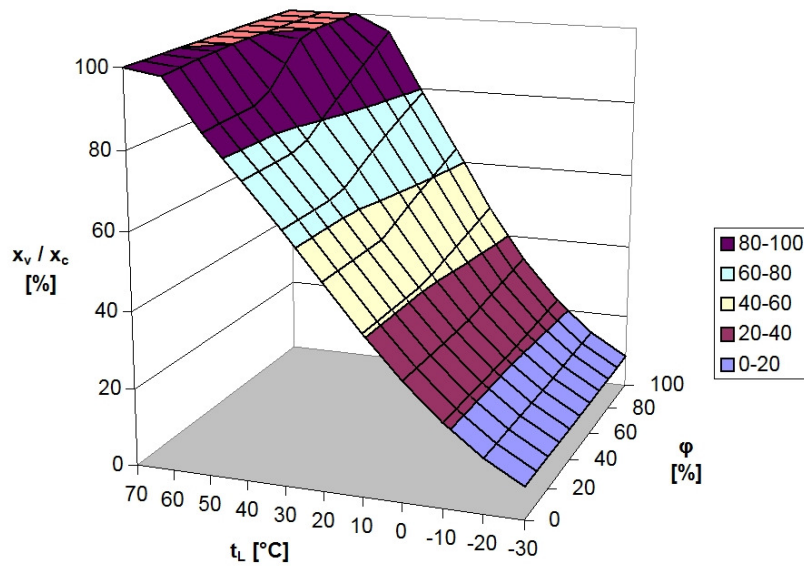


Fig. 4.18. Gradul de evaporare a combustibilului pentru benzină, $p_{amb} = 1005$ mbar, $p = 1,2$ bar, $\lambda = 1$

4.1.4. Influența coeficientului de dozaj al aerului

Îndeplinirea normelor de poluare și reducerea consumului de carburant impun ca dozarea amestecului la MAS să se facă cât mai aproape de amestec stoechiometric. Totuși, în anumite condiții cum sunt accelerările sau încetinirile, pornirea și încălzirea motorului, dozajul amestecului carburant este situat pe un interval relativ larg de valori, între $0,7 < \lambda < 1,4$ ¹¹².

Metoda numerică de determinare a parametrilor amestecului format prin injecție permite studiul evaporării combustibilului pe toată gama de dozaj al combustibilului.

Influența coeficientului excesului de aer (λ) asupra temperaturii amestecului este semnificativă la presiuni absolute reduse ale amestecului (fig. 4.19), specifice regimurilor de sarcină parțială. Diferența între valorile maxime ale diferenței de temperatură (Δt_{sa}) de la amestec bogat ($\lambda = 0,7$) la amestec sărac ($\lambda = 1,2$) este de aproximativ 9 °C, pentru temperaturi ale aerului de 50-70 °C. La presiuni mari ale amestecului influența dozajului asupra temperaturii este redusă (fig. 4.20).

Amestecurile sărace sunt mai omogene decât cele bogate, atât pentru presiune scăzută în colectorul de admisie, când motorul este în regim de mers în gol (fig. 4.21), cât și pentru sarcină plină, cu presiune a amestecului ridicată (fig. 4.22). Foarte interesante pentru studiul comportării motorului la pornirea la rece sunt valorile gradului de evaporare la temperaturi scăzute¹¹³. Datorită căldurii de vaporizare ridicate a alcoolilor comparativ cu cea a benzinei, amestecul carburant trebuie îmbogățit suplimentar pentru a asigura pornirea motorului la temperaturi scăzute. Un aspect interesant al utilizării izobutanului se datorează presiunii de saturație foarte redusă a acestuia. Astfel, chiar dacă pornirea reușește în prima fază, motorul se oprește imediat ce sistemul de alimentare sărăcește treptat amestecul¹¹⁴ la valori apropiate de raportul stoechiometric (vezi subcapitolul 5.2.2).

Combustibilul se evaporă complet doar la temperaturi ridicate ale aerului, condiții în care ceilalți factori de influență nu mai contează. De aici rezultă și compromisul care trebuie făcut în cazul alimentării MAS cu injecție în poarta supapei. Un grad de evaporare ridicat asigură omogenitate amestecului în stare gazoasă și funcționarea motorului cu emisii reduse de CO și HC, însă necesită o temperatură ridicată a aerului în colectorul de admisie, ceea ce reduce valoarea gradului de umplere cu efecte negative asupra performanțelor. Încă o dată trebuie subliniată importanța studierii formării amestecului carburant în funcție de temperatura și umiditatea relativă a aerului, presiunea în colectorul de admisie, coeficientul de dozaj al aerului și nu în ultimul rând, natura combustibilului.

¹¹² Aceste valori ale coeficientului de dozaj al aerului corespund în cazul benzinei unui raport aer:combustibil în intervalul 10:1 și 20:1. În timpul încetirii, motorul este la mers în gol forțat iar sistemul de alimentare injectează mult mai puțin combustibil, astfel încât amestecul este foarte sărac. Alimentarea cu combustibil nu se întrerupe total doar pentru a asigura o revenire mai ușoară la regim de mers în sarcină.

¹¹³ La temperatura de -30 °C a aerului aspirat gradul de evaporare scade până la ~5 % pentru un dozaj al aerului cu $\lambda = 0,5$, amestec foarte bogat care asigură pornirea motorului în asemenea condiții.

¹¹⁴ Inițial, amestecul carburant este foarte bogat, iar imediat după pornire unitatea electronică de comandă practic înjumătățește timpul de injecție. În primele minute de funcționare amestecul este sărăcit treptat de la valori pentru coeficientul excesului de aer de 0,8 până la $\lambda = 1$. Funcționarea sistemului de injecție a combustibilului este tratată detaliat în capitolul 5.

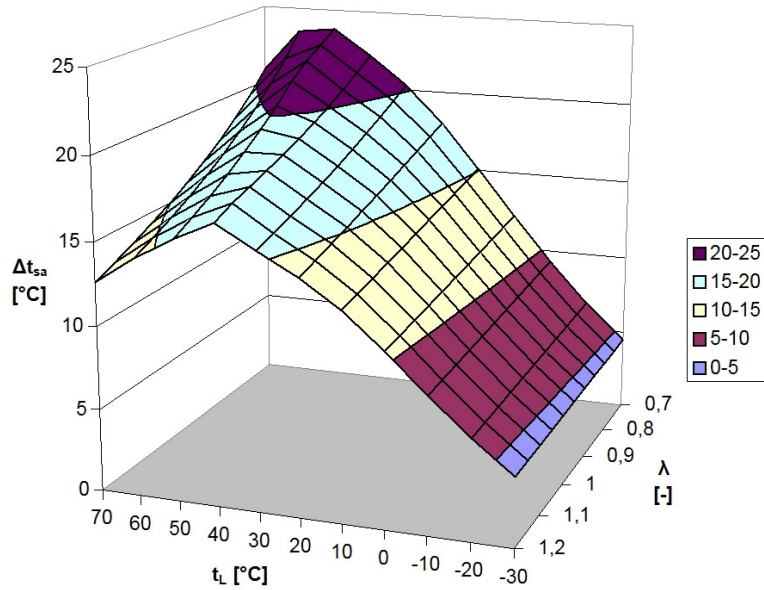


Fig. 4.19. Scăderea temperaturii în poarta supapei pentru benzină, $p_{amb} = 1005 \text{ mbar}$, $p = 0,4 \text{ bar}$, $\varphi = 50 \%$

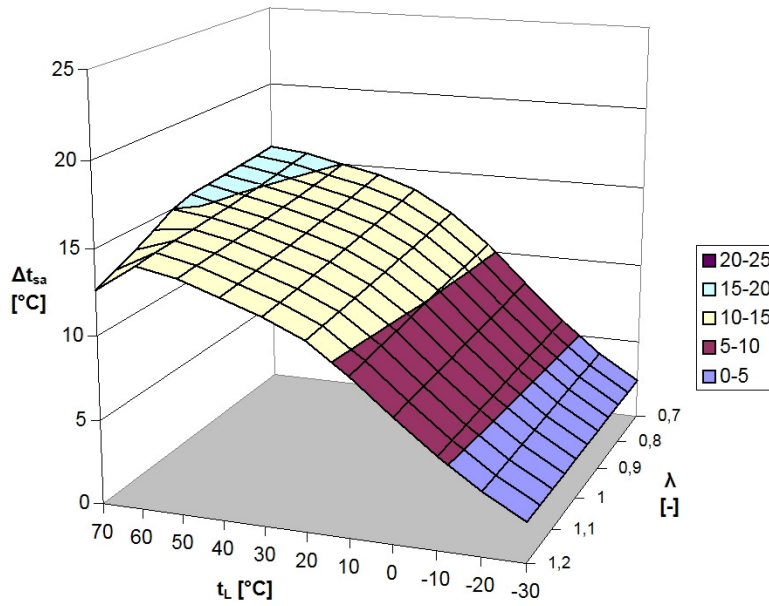


Fig. 4.20. Scăderea temperaturii în poarta supapei pentru benzină, $p_{amb} = 1005 \text{ mbar}$, $p = 1 \text{ bar}$, $\varphi = 50 \%$

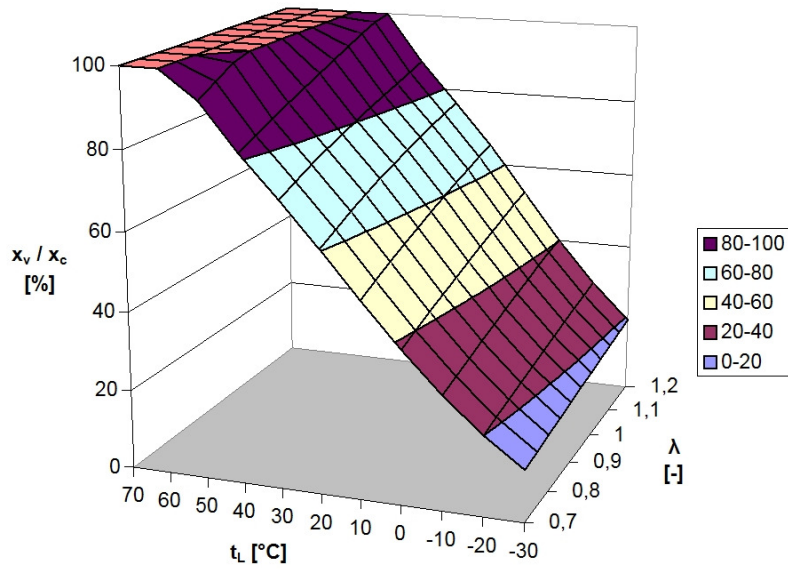


Fig. 4.21. Gradul de evaporare a combustibilului pentru benzină, $p_{amb} = 1005$ mbar, $p = 0,4$ bar, $\varphi = 50$ %

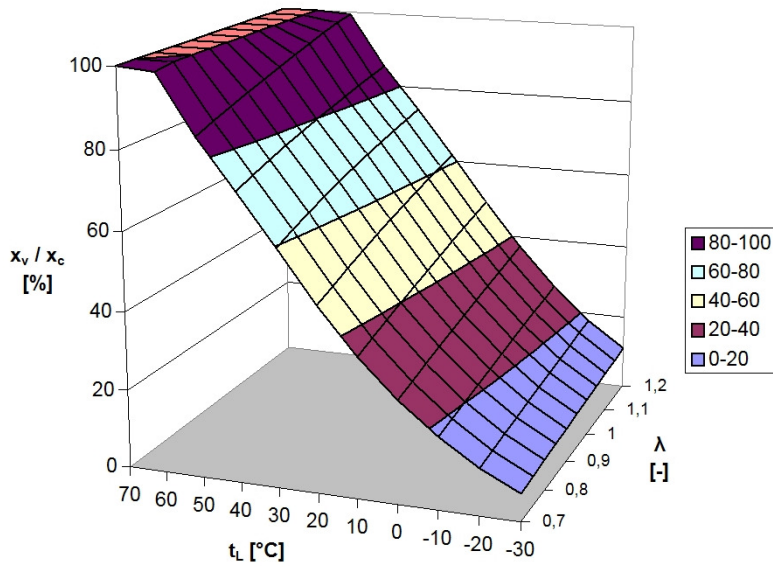


Fig. 4.22. Gradul de evaporare a combustibilului pentru benzină, $p_{amb} = 1005$ mbar, $p = 1$ bar, $\varphi = 50$ %

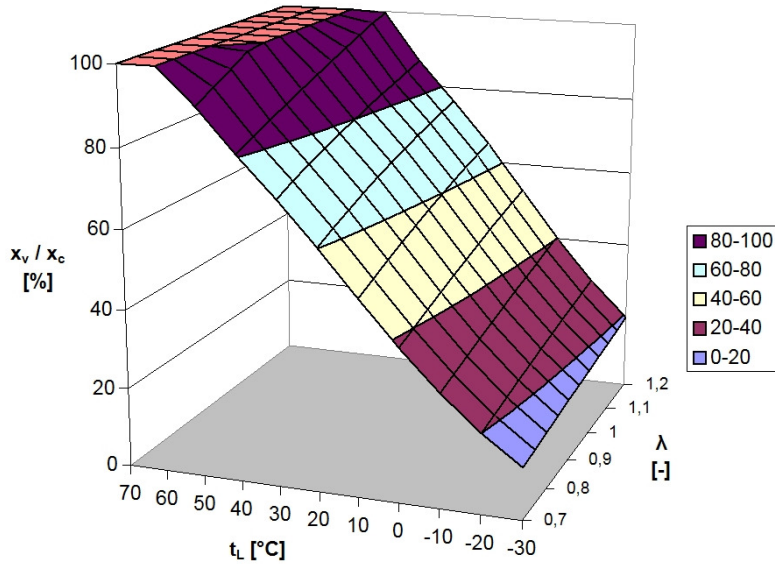


Fig. 4.23. Gradul de evaporare a combustibilului pentru benzină, $p_{amb} = 1005$ mbar, $p = 0,4$ bar, $\phi = 0$ %

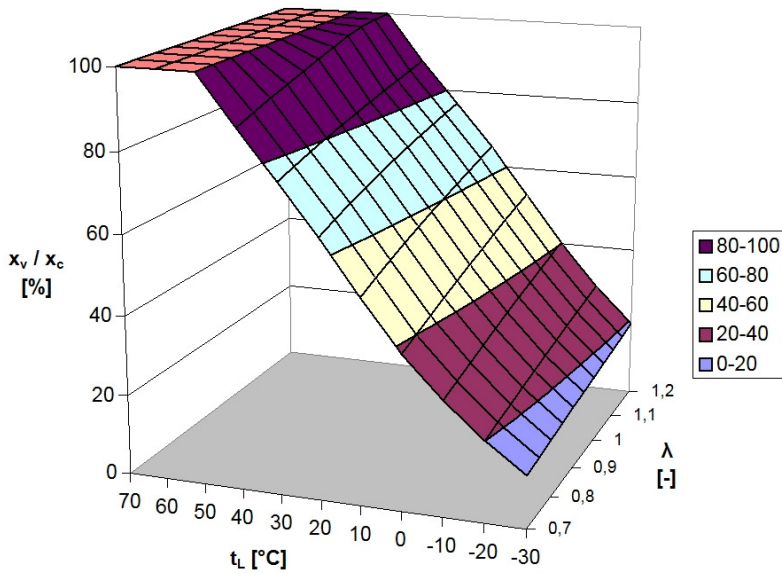


Fig. 4.24. Gradul de evaporare a combustibilului pentru benzină, $p_{amb} = 1005$ mbar, $p = 0,4$ bar, $\phi = 100$ %

4.2. Influența stării amestecului carburant asupra regimului de funcționare a motorului

Datorită influențelor complexe asupra proceselor termodinamice care au loc în MAS, studiul modificării regimului de funcționare a motorului în funcție de starea amestecului carburant trebuie cuplată cu un calcul complet al ciclului termodinamic. Pe lângă influența parametrilor aerului din mediul ambiant, natura combustibilului poate influența în mod esențial regimul de funcționare a motorului. Utilizarea combustibililor cu masă molară mică, așa cum este cazul alcoolilor comparativ cu benzina, duce la reducerea eficienței volumetrice [20], însă prin reducerea mai puternică a temperaturii datorită evaporării combustibilului, temperatura amestecului scade în cazul utilizării etanolului și a butanolului, ceea ce duce la creșterea gradului de umplere. Evaluarea influenței temperaturii amestecului în poarta supapei trebuie făcută prudent, deoarece densitatea mai mare a fluidului produce o scădere a presiunii în cilindru pe durata admisiei.

4.2.1. Modificarea gradului de umplere și a puterii efective

Pentru studiul influenței stării amestecului carburant asupra gradului de umplere, s-au efectuat calcule ale presiunii și temperaturii în timpul procesului de admisie pentru cazul alimentării cu benzină, pentru alimentare cu etanol și cu izobutanol. Modelarea procesului de admisie (vezi subcapitolul 2.1.4), a fost cuplată cu determinarea prin metoda numerică a temperaturii amestecului și a gradului de evaporare în poarta supapei (vezi subcapitolul 3.2.2). Presiunea în cilindru la începutul admisiei este mai mare în cazul etanolului (fig. 4.25) datorită densității mai mari a gazelor de evacuare care au o temperatură mai ridicată în cazul alimentării cu benzină (fig. 4.26). Densitatea mai mare produce o cădere de presiune ridicată pe supapa de evacuare, ceea ce explică nivelul de presiune ușor mai mare în cazul etanolului. Pe lângă o temperatură redusă în poarta supapei, utilizarea alcoolilor reduce gradul de evaporare, astfel încât evaporarea completă se produce în interiorul cilindrului prin aportul de căldură de la gazele reziduale și de la pereții cilindrului. Deși densitatea mare în poarta supapei a amestecului aer-etanol comparativ cu amestecul aer-benzină produce o cădere de presiune mai mare pe supapa de admisie, astfel încât presiunea la sfârșitul admisiei scade (fig. 4.25), temperatura redusă a amestecului la sfârșitul admisiei (fig. 4.26) duce la creșterea gradului de umplere cu până la ~15%¹¹⁵ pentru amestecuri stoechiometrice aer-etanol comparativ cu amestecuri aer-benzină (fig. 4.27). Pentru amestecuri aer-izobutanol efectul este mai atenuat, astfel încât alimentarea motorului cu acest alcool îmbunătățește gradul de umplere cu doar ~6,5% comparativ cu benzina. Forma curbei gradului de umplere se păstrează pe toată gama de concentrații ale alcoolilor în amestecul combustibil, cu cele două maxime locale, în jurul turației de moment maxim, respectiv pentru turația de putere maximă. Valorile maxime ale gradului de umplere mult peste valoarea 1 în aceste două situații se datorează procesului de postumplere puternic influențat de fenomenele de undă care apar la anumite valori ale turației, în funcție de lungimea și forma traseului de admisie [50]. Valorile gradului de postumplere s-au stabilit prin compararea curbei de putere reale cu o curbă teoretică pentru condiții statice, când fenomenele dinamice se neglijează.

¹¹⁵ Valorile reale de creștere a gradului de umplere sunt în jur de ~5% [138], cel mai probabil datorită evaporării complete a etanolului după închiderea supapei de admisie, astfel încât gradul de umplere real este mai mic decât cel calculat.

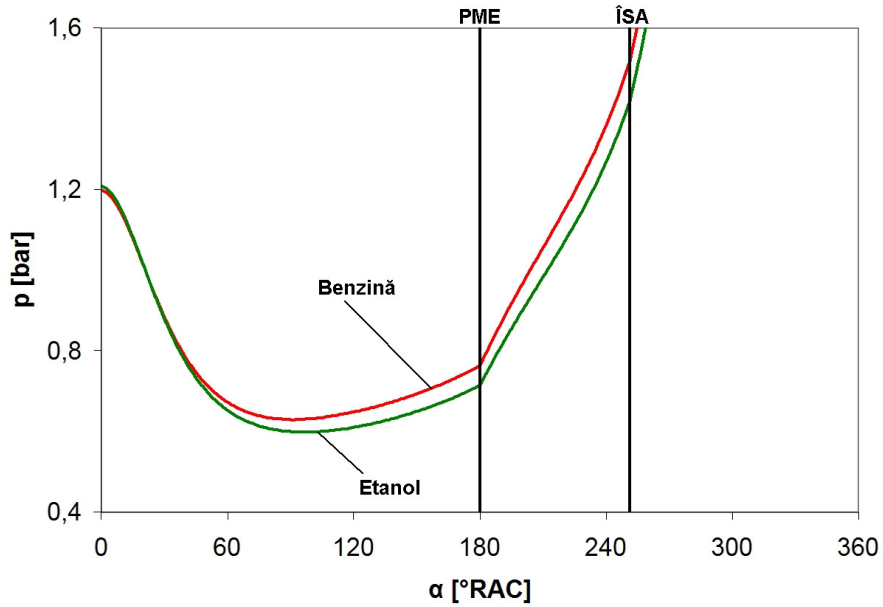


Fig. 4.25. Variația presiunii în timpul admisiei pentru benzină și etanol, $n = 5200$ rot/min, sarcină plină $\chi = 1, \lambda = 1$

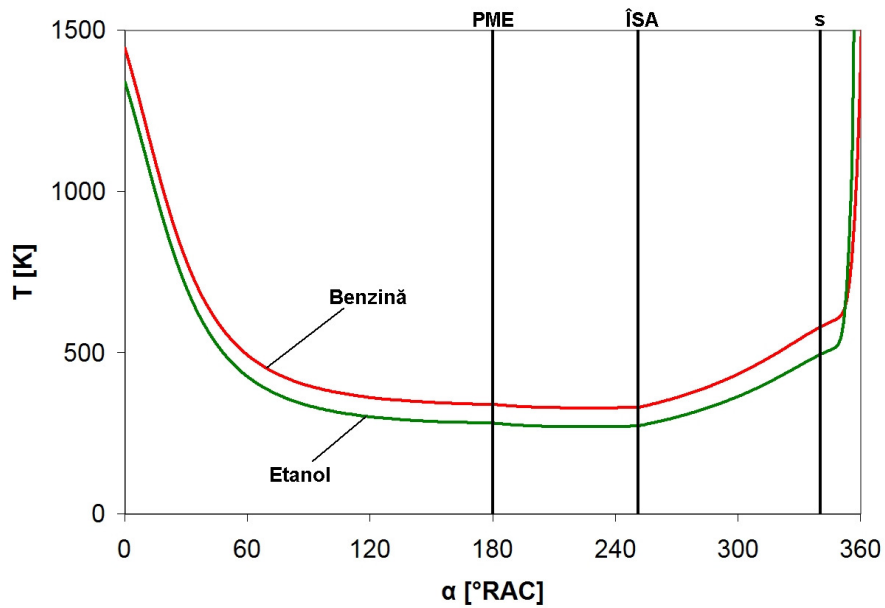


Fig. 4.26. Variația temperaturii în timpul admisiei pentru benzină și etanol, $n = 5200$ rot/min, sarcină plină $\chi = 1, \lambda = 1$

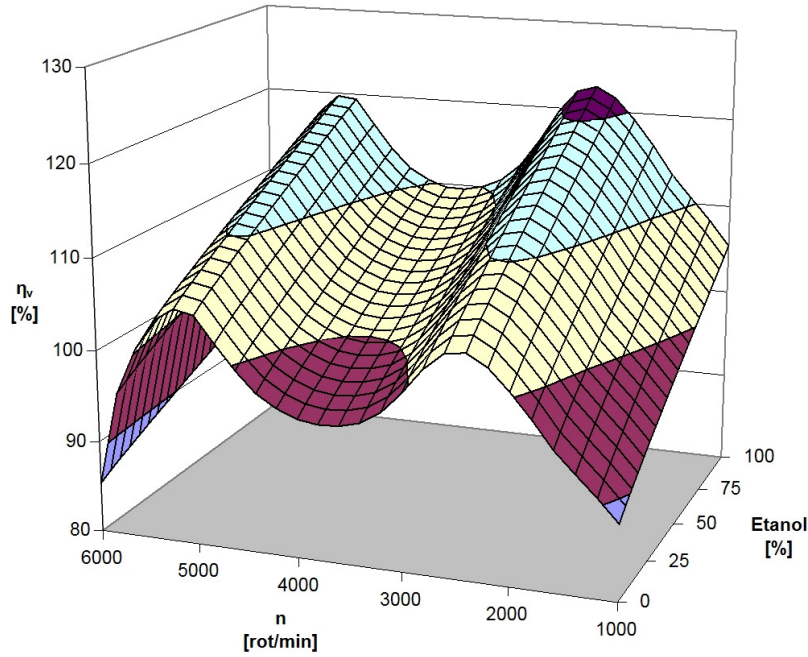


Fig. 4.27. Gradul de umplere pentru amestecuri benzină-etanol, $\chi = 1$, $\lambda = 1$

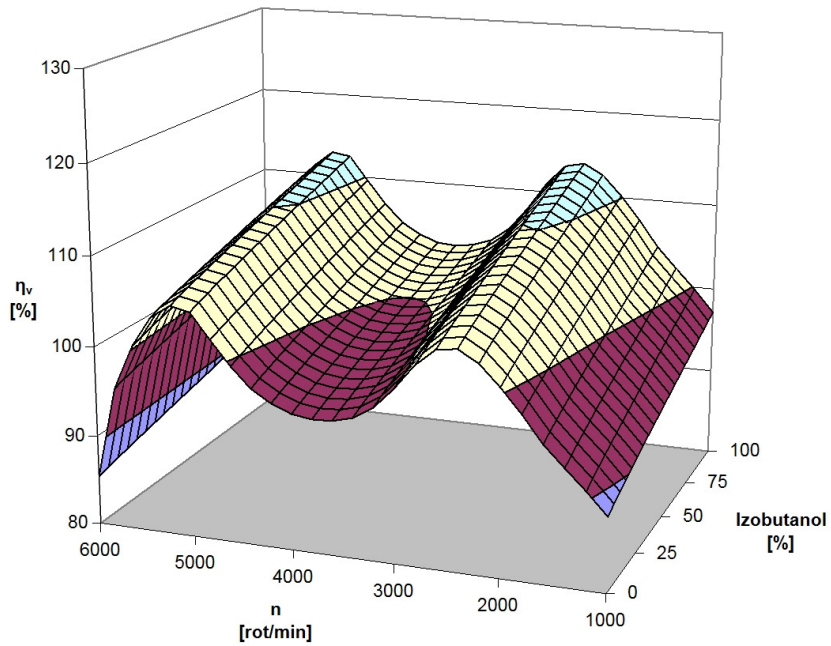


Fig. 4.28. Gradul de umplere pentru amestecuri benzină-izobutanol, $\chi = 1$, $\lambda = 1$

Presiunea în timpul procesului de comprimare a fost modelată cu considerarea influenței etanolului asupra căldurii specifice a fluidului proaspăt. Temperatura redusă din timpul comprimării duce și la creșterea randamentului indicat datorită reducerii pierderilor de căldură către pereții cilindrului la utilizarea etanolului. Pentru modelarea presiunii în cilindru pe durata arderii s-a utilizat un model de ardere cu două zone, cea ocupată de gazele de ardere și zona amestecului inițial. Aceste două zone sunt despărțite de zona de reacție, zonă care este cuprinsă de frontul de aprindere, și în care ardere încă nu s-a definitivat (vezi subcapitolul 2.3.3). Pentru calculul vitezei laminare de ardere a amestecurilor benzină-etanol, s-a presupus o creștere liniară a vitezei odată cu mărirea concentrației de etanol în amestec [53], [57], [59]. Un aspect interesant este dezvoltarea arderii cu o temperatură inferioară pentru etanol în perioada de întârziere la aprindere, după care temperatura crește mai rapid și chiar depășește ușor valorile înregistrate în cazul arderii benzinei (fig. 4.30). Viteza de ardere mai mare a etanolului determină o creștere rapidă a presiunii și a temperaturii în cilindru, cu efecte benefice asupra puterii efective, dar și asupra eficienței. Cu toate că presiunea maximă în cilindru înregistrată în timpul arderii la funcționarea cu etanol este cu ~20% mai mare decât nivelul presiunii maxime înregistrate în timpul arderii la alimentarea cu benzină, temperatura maximă este mai mică pentru etanol, cu efect de reducere a vitezei de formare a oxizilor de azot. Deși prin utilizarea etanolului consumul de combustibil crește datorită puterii calorifice reduse comparativ cu benzina, consumul specific este mai mic în cazul alcoolului din cauza creșterii eficienței motorului [9], [38], [75].

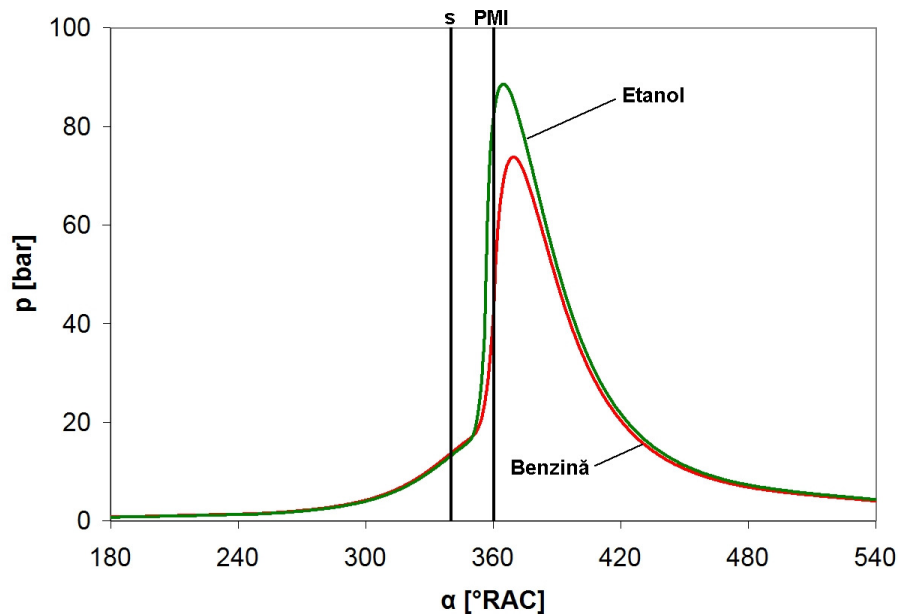


Fig. 4.29. Variația presiunii în timpul arderii pentru benzină și etanol, $n = 5200$ rot/min, sarcină plină $\chi = 1$, $\lambda = 1$

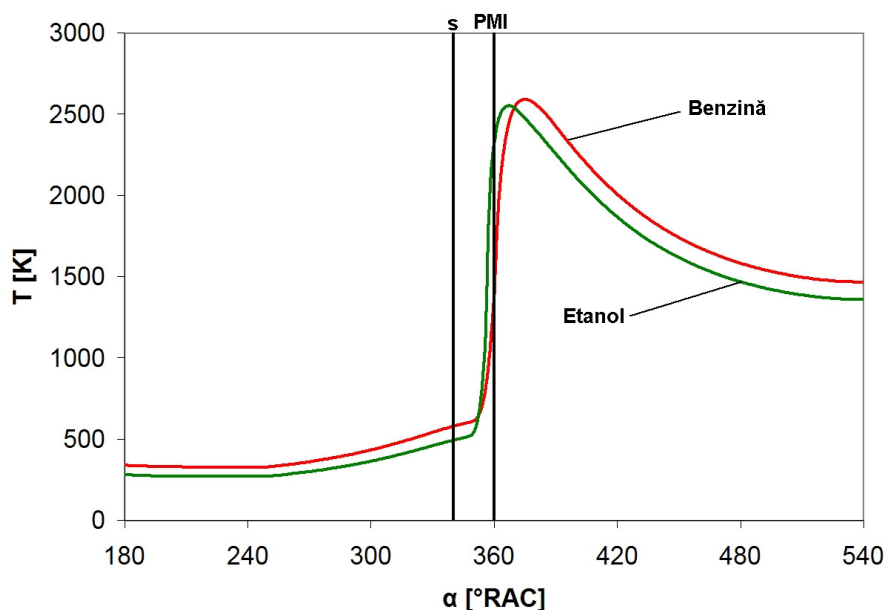


Fig. 4.30. Variația temperaturii în timpul arderii pentru benzină și etanol, $n = 5200$ rot/min, sarcină plină $\chi = 1$, $\lambda = 1$

Creșterea puterii odată cu mărirea concentrației de etanol (fig. 4.31) în amestecul cu benzina se datorează în principal datorită mării gradului de umplere (fig. 4.27) și în mică măsură desfășurării arderii cu pierderi reduse care are ca rezultat creșterea eficienței motorului. În cazul utilizării izobutanolului creșterea de putere este mai redusă, cu valori maxime în jur de $\sim 7\%$ față de benzină. Majoritatea lucrărilor din literatura de specialitate tratează problema alimentării motoarelor cu etanol în paralel cu modificarea raportului de comprimare. De asemenea, majoritatea studiilor au fost efectuate pe motoare cu sistem de alimentare cu carburator, astfel încât este dificil de evaluat efectul de creștere a randamentului indicat datorită proprietăților alcoolilor¹¹⁶. Mai multe lucrări corelează viteza laminară de ardere a etanolului cu o creștere a eficienței arderii, iar un studiu identifică tendința de creștere a vitezei de ardere la mai mulți alcooli [19]. Un alt aspect al modificării randamentului efectiv la alimentarea cu etanol este creșterea presiunii de supraalimentare, care este posibilă datorită cifrei octanice crescute a acestui alcool. De altfel, toate lucrările de specialitate insistă asupra acestei proprietăți a etanolului, care permite creșterea raportului de comprimare. Totodată, majoritatea lucrărilor pe această temă tratează cazul măsurătorilor cu avansul la declanșarea scânteii optimizat pentru funcționarea cu alcool.

Studii efectuate pe motoare care nu au fost modificate special pentru a fi alimentate cu alcool au avut ca rezultat reducerea randamentului efectiv la utilizarea butanolului [7] și a izobutanolului [62], rezultate confirmate experimental și în prezenta lucrare. De asemenea, s-a înregistrat o scădere a puterii efective a motorului (vezi subcapitolul 5.3.2).

¹¹⁶ Nu reiese foarte clar din unele studii dacă eficiența crește datorită vitezei mari de ardere a etanolului sau mai degrabă datorită funcționării cu un amestec ușor sărac.

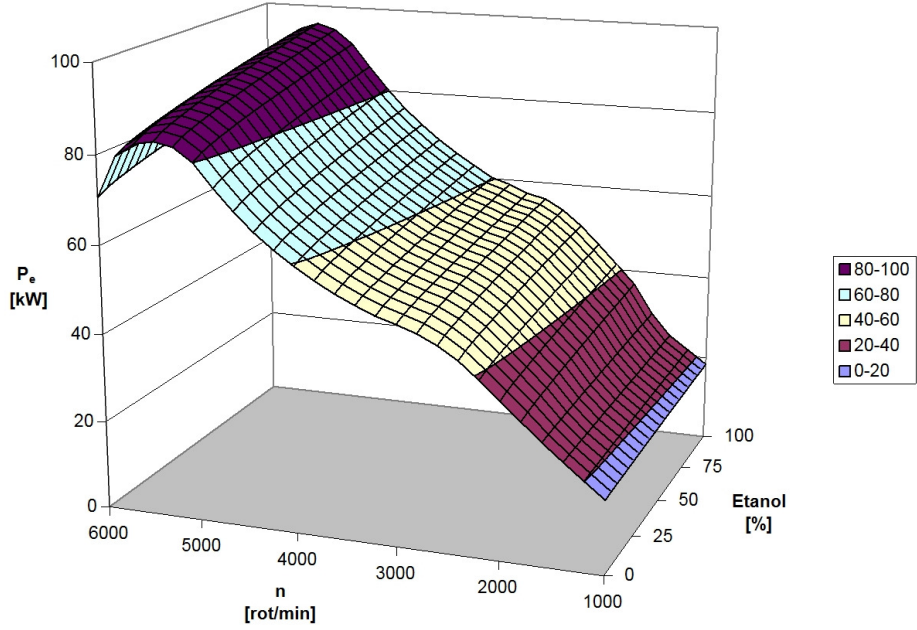


Fig. 4.31. Puterea efectivă pentru amestecuri benzină-etanol, $\chi = 1$, $\lambda = 1$

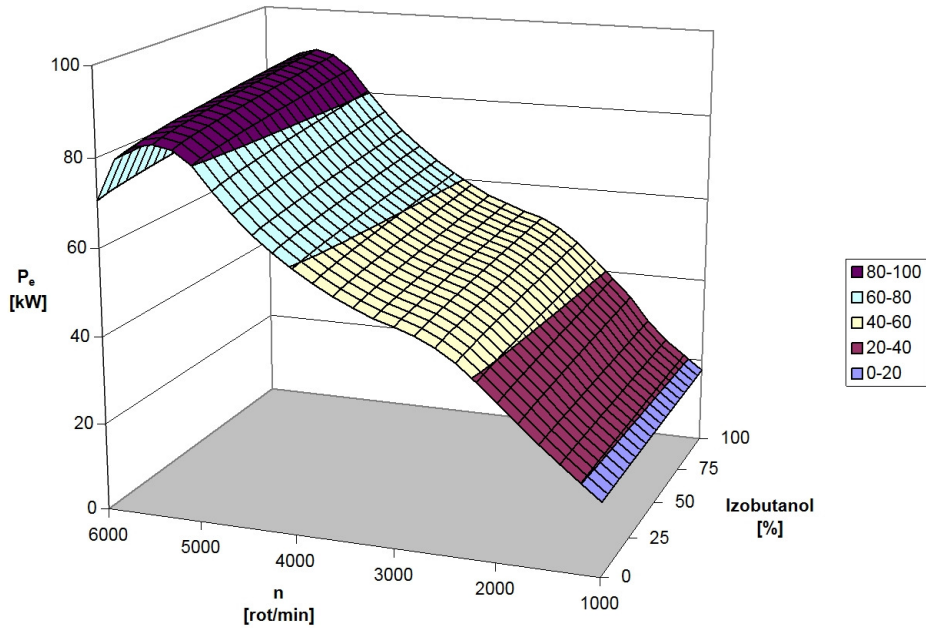


Fig. 4.32. Puterea efectivă pentru amestecuri benzină-izobutanol, $\chi = 1$, $\lambda = 1$

4.2.2. Influența stării amestecului asupra gradului de poluare

Transporturile rutiere reprezintă o sursă importantă de poluare a aerului. Metodele convenționale de reducere a noxelor emise de motoarele cu ardere internă au ajuns la limita posibilităților, iar o metodă de a reduce nivelul de poluare este utilizarea biocombustibililor, cu evidente efecte benefice asupra mediului înconjurător. Motoarele cu aprindere prin scânteie pot fi alimentate cu etanol în stare pură sau amestecuri cu benzină în diferite proporții. Datorită proprietăților mai apropiate de cele ale benzinei, dar mai ales în perspectiva dezvoltării tehnologiilor de obținere, izobutanolul pare a fi un alt alcool care va fi utilizat la alimentarea MAS. Prin studiul teoretic al funcționării unui MAS alimentat cu diferite amestecuri benzină-etanol și benzină-izobutanol se poate realiza o evaluare a reducerii gradului de poluare prin folosirea alcoolilor. Se pot studia mai multe regimuri de funcționare, pe întreaga plajă de turații a unui motor cu injecție în poarta supapei, pentru diferite dozaje ale aerului. Valorile pentru emisiile de CO_2 , CO și NO_x sunt modelate prin calcul (vezi subcapitolul 2.5) astfel încât se poate studia efectul prezenței etanolului sau a izobutanolului în amestecurile cu benzină. Valorile calculate trebuie considerate valori ale emisiilor poluante înainte de catalizator și nu emisiile efective ale unui autoturism echipat cu un astfel de motor. Autovehiculele de transport moderne sunt echipate cu convertor catalitic, sistem a cărui eficiență diferă în funcție de condițiile de temperatură din exploatare, și dozajul combustibilului. Efectul temperaturilor de ardere mai reduse, caracteristice utilizării alcoolilor, asupra convertorului catalitic poate reprezenta o direcție viitoare de cercetare.

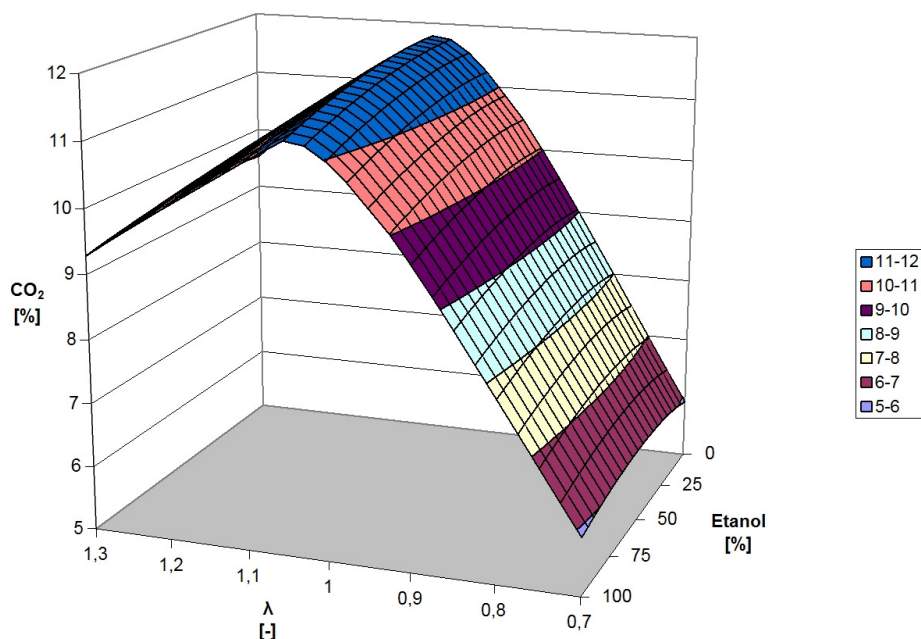


Fig. 4.33. Valori calculate ale emisiiei de CO_2 , $n = 2600$ rot/min, $\chi = 1$

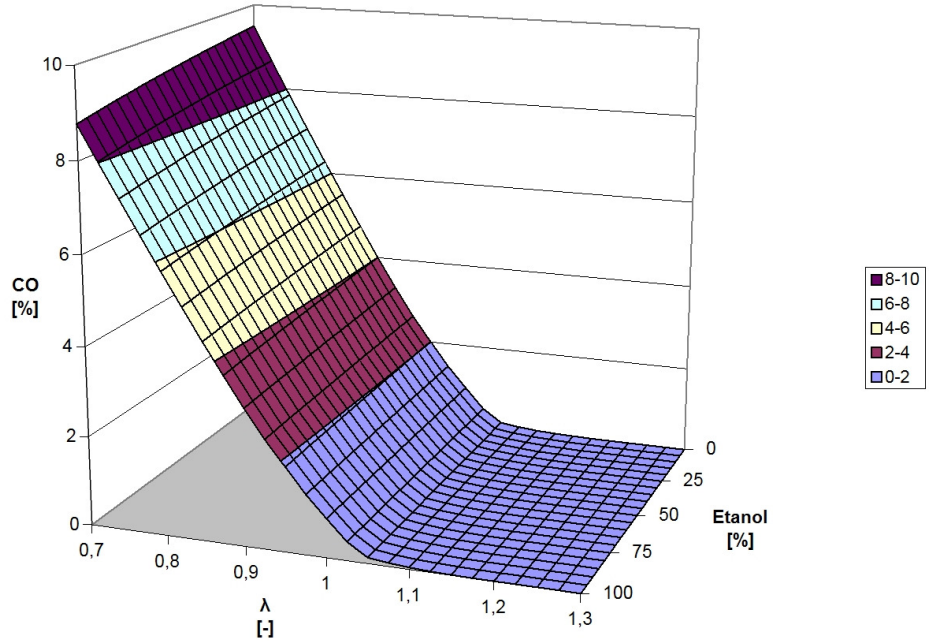


Fig. 4.34. Valori calculate ale emisiei de CO, $n = 2600$ rot/min, $\chi = 1$

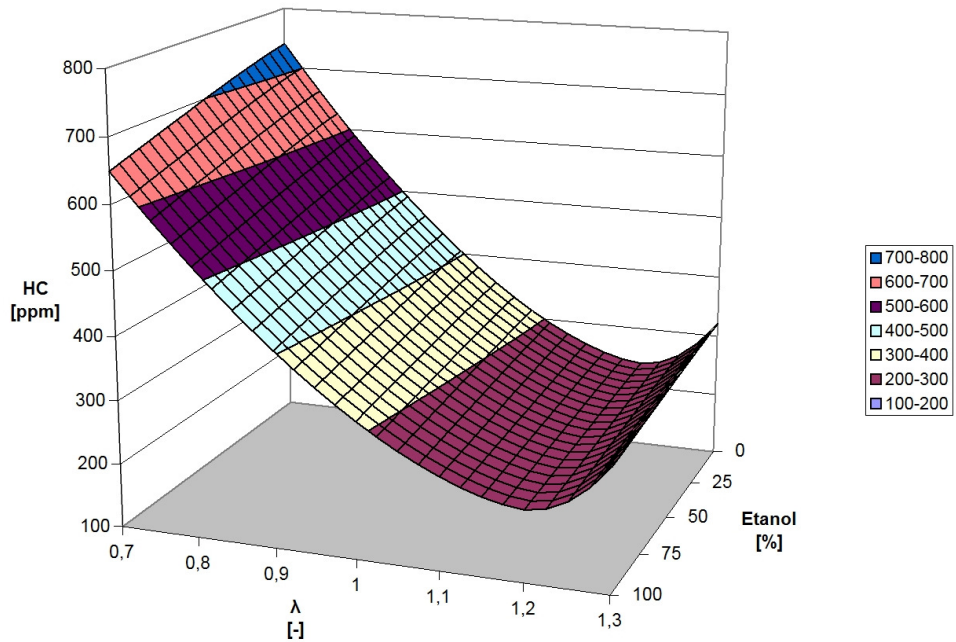


Fig. 4.35. Valori calculate ale emisiei de HC, $n = 2600$ rot/min, $\chi = 1$

Emisiile de CO și CO₂ măsurate sunt în concordanță cu valorile calculate la echilibru chimic [38], [53], [57], [75], [80], în zona amestecurilor bogate. Pentru amestecuri apropiate de raportul stoechiometric este necesară o corecție [20], în timp ce pentru amestecurile sărace valorile măsurate sunt mult mai mari decât cele calculate la echilibru. Datorită îmbunătățirii eficienței procesului de ardere, emisia de CO se reduce (fig. 4.34) odată cu creșterea concentrației de etanol în amestec cu benzina [36]. Un alt motiv este și conținutul mai redus de carbon relativ la hidrogenul din molecula de etanol comparativ cu benzina, ceea ce duce și la reducerea emisiei de CO₂ (fig. 4.33). Valorile calculate ale concentrației de CO₂ sunt pentru gaze de ardere umede. Modificarea concentrației de bioxid de carbon în gazele de ardere uscate este nesemnificativă. Reducerea emisiei de CO₂ trebuie raportată însă la energia produsă, sau în cazul încercărilor conform ciclului european pentru determinarea gradului de poluare, trebuie raportată la distanța parcursă. Efectul este mai redus în cazul izobutanolului, evident datorită conținutului mai mare de carbon comparativ cu etanolul. Pentru o evaluare corectă a reducerii emisiei de CO₂ în cazul utilizării alcoolilor este necesară o analiză completă de-a lungul întregului lanț de producție, distribuție și utilizare a acestor biocombustibili. În privința emisiei de hidrocarburi aproape datele experimentale din literatură nu sunt în consens, chiar și în cazul unor lucrări ale aceluiași autor [74], [75], ceea ce dă un caracter subiectiv rezultatelor, care depind în mare măsură de motorul pe care se fac măsurători și nu au o explicație concretă. Majoritatea rezultatelor experimentale disponibile în literatură au identificat o reducere a emisiei de HC la creșterea concentrației de etanol în amestec cu benzina, iar pe baza acestor rezultate [38], [49], [57], [75], [80], [110], s-a modelat matematic o variație (fig. 4.35) a concentrației de HC în gazele de ardere uscate. Un aspect important în perspectiva adoptării alcoolilor pe scară largă, este creșterea emisiei de aldehide [20] la sarcini parțiale și pentru concentrații mari de etanol, cum este amestecul E85 [75].

Factorul principal de influență asupra emisiei de NO_x este temperatura din timpul arderii. Pe lângă nivelul temperaturii, concentrația de azot și de oxigen are de asemenea o influență determinantă asupra formării oxizilor de azot. Prin modelarea temperaturii în timpul arderii și a concentrațiilor de oxigen și azot la echilibru chimic se poate aplica relația (2.58). Datorită nivelului redus de temperatură în cazul arderii etanolului (fig. 4.36) comparativ cu benzina, emisia de NO_x calculată scade la creșterea concentrației de etanol în amestec cu benzina (fig. 4.38). Un efect similar îl are prezența gazelor inerte în amestecul inițial, cum este cazul alimentării MAS cu biogaz, combustibil parțial compus din dioxid de carbon, cu efect direct de reducere a temperaturii gazelor de ardere [60]. Datorită efectului de reducere a temperaturilor în timpul arderii, recircularea gazelor de evacuare este un procedeu foarte des folosit pentru reducerea formării oxizilor de azot, deși prelungeste arderea în destindere, cu efecte negative asupra eficienței motorului. Deoarece proprietățile izobutanolului sunt mai apropiate de cele ale benzinei, temperatura în timpul arderii este mai mare decât la utilizarea etanolului. În cazul utilizării alcoolilor emisia de NO_x poate să crească la anumite motoare datorită incapacității sistemelor de alimentare cu combustibil de a compensa suficient debitul de combustibil necesar pentru obținerea unui amestec stoechiometric, astfel încât la concentrații ridicate de alcool amestecul este sărăcit, cu efecte negative asupra emisiei de NO_x. Funcționarea cu amestec sărac, și reducerea concentrației de CO și HC în gazele de evacuare, pot duce la scăderea drastică a eficienței convertorului catalitic (vezi subcapitolul 5.4), iar emisia de NO_x crește mult peste valoarea obținută cu funcționarea corespunzătoare a convertorului catalitic.

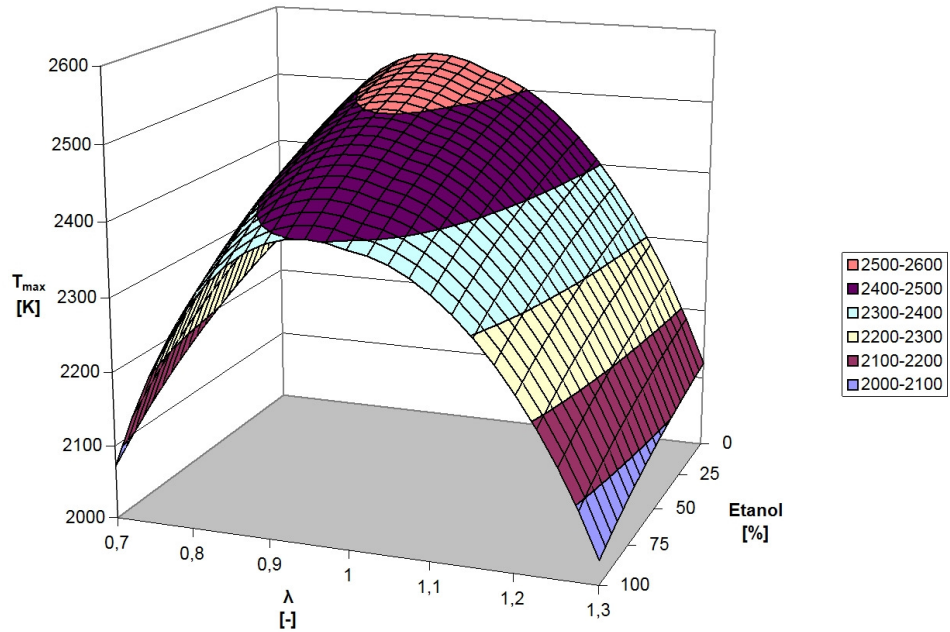


Fig. 4.36. Temperatura maximă în timpul arderii calculată, $n = 2600$ rot/min, $\chi = 1$

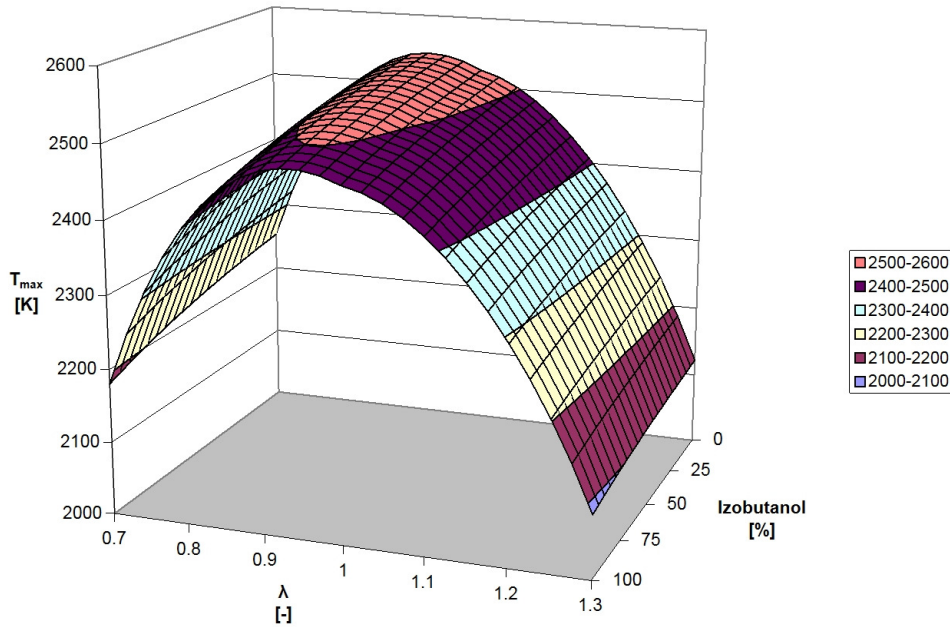


Fig. 4.37. Temperatura maximă în timpul arderii calculată, $n = 2600$ rot/min, $\chi = 1$

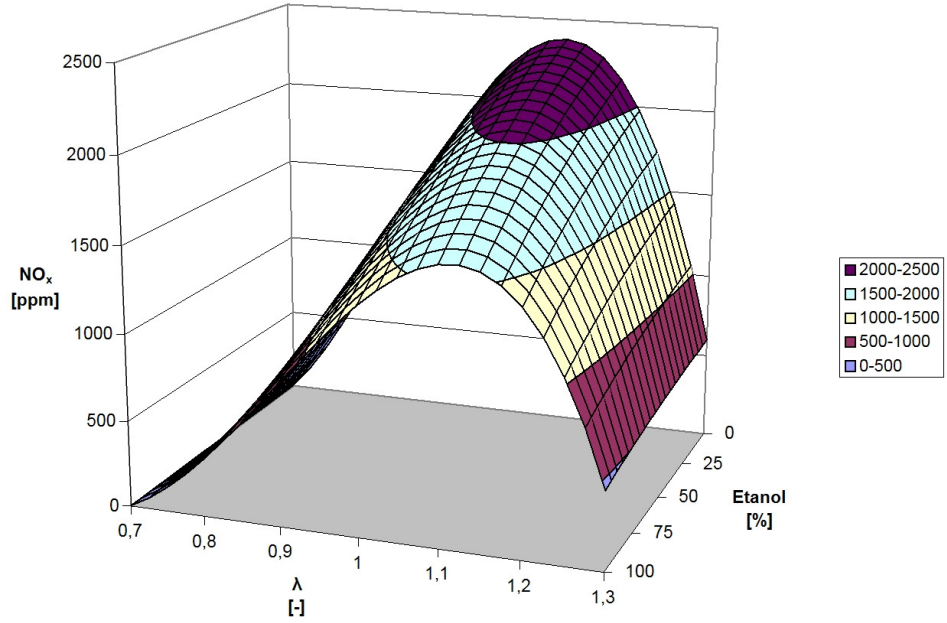


Fig. 4.38. Emisia de NO_x calculată, $n = 2600$ rot/min, $\chi = 1$

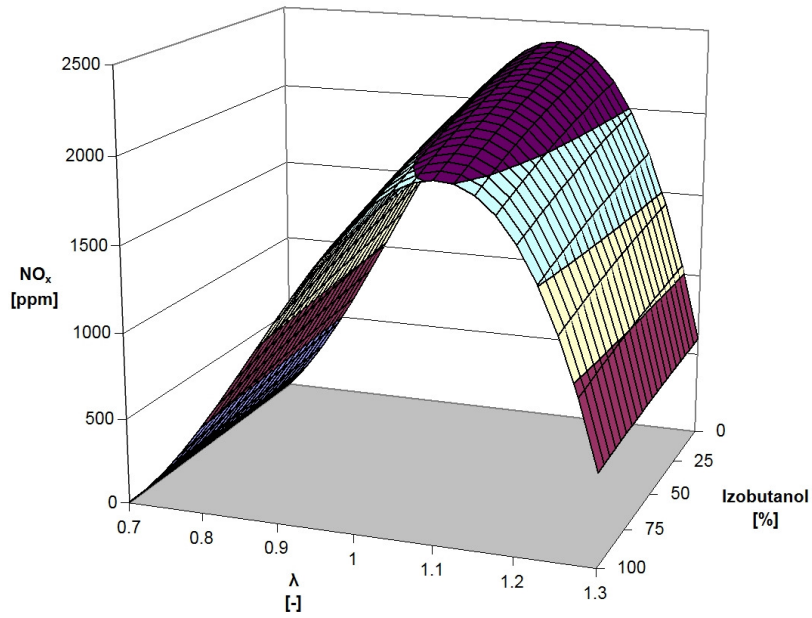


Fig. 4.39. Emisia de NO_x calculată, $n = 2600$ rot/min, $\chi = 1$

4.3. Concluzii

Metoda numerică de determinare a temperaturii amestecului carburant și a gradului de evaporare a combustibilului permite studiul formării amestecului în condiții variate, în funcție de principalii factori de influență. Cuplată cu un calcul complet al ciclului de funcționare a motorului, metoda permite evaluarea prin calcul a comportării unui motor în funcție de condițiile mediului ambiant și în funcție de caracteristicile combustibilului folosit. O particularitate a utilizării alcoolilor ca și combustibili este căldura de vaporizare ridicată comparativ cu cea a benzinei, ceea ce face dificilă pornirea motorului la rece pe timp de iarnă. Prin studii ale formării amestecului în diferite condiții și pentru diferite tipuri de combustibil se pot stabili diferite strategii de control al sistemului de alimentare pentru a asigura o pornire ușoară și o funcționare stabilă pe perioada încălzirii chiar și în cazul schimbării compoziției combustibilului. Modificarea programului de control al injecției pe baza unei strategii stabilite prin studiul formării amestecului poate reprezenta o direcție de cercetare pentru viitor.

Factorul principal de influență asupra formării amestecului este temperatura aerului înainte de evaporarea combustibilului. Evident, cu cât temperatura aerului este mai mare, cu atât și amestecul va avea o temperatură finală mai ridicată. Datorită căldurii de vaporizare ridicate a alcoolilor, temperatura amestecului carburant este mai redusă pentru concentrații mari de etanol sau izobutanol în amestec cu benzina. Un aspect interesant este faptul că pentru concentrații mari de izobutanol, la temperaturi reduse ale aerului înainte de evaporarea combustibilului, temperatura finală a amestecului este mai mare decât în cazul benzinei. Explicația este atingerea stării de rouă mai rapid pentru izobutanol decât pentru benzină, datorită presiunii de saturație foarte reduse a acestui alcool. Efectul este mai puțin evident în cazul etanolului. Atât în cazul etanolului cât și pentru izobutanol gradul de evaporare a combustibilului este mai redus comparativ cu benzina, ceea ce poate duce la creșterea emisiei de hidrocarburi nearse mai ales în perioada de încălzirea a motorului. O problemă importantă în cazul utilizării alcoolilor este reducerea semnificativă a gradului de evaporare la temperaturi reduse, ceea ce poate îngreuna pornirea la rece pe timp de iarnă și poate provoca un mers instabil al motorului pe durata încălzirii.

Influența presiunii absolute se manifestă diferit în funcție de nivelul umidității relative, iar ca și tendință generală se observă o reducere a gradului de evaporare odată cu creșterea presiunii amestecului. Interesantă este temperatura ridicată a amestecului pentru presiuni mari în galeria de admisie, atunci când temperatura aerului și umiditatea relativă au valori ridicate. Presiunea absolută în colectorul de admisie poate fi un factor de influență important în perspectiva adoptării procedurii de supraalimentare pe scară largă și la MAS.

Umiditatea relativă a aerului are o influență minimă asupra temperaturii amestecului și asupra gradului de evaporare în cazul regimurilor de sarcini reduse, însă devine un factor important de influență la creșterea presiunii absolute în colectorul de admisie, și mai ales în cazul supraalimentării.

Coeficientul excesului de aer nu influențează în mod semnificativ temperatura amestecului sau gradul de evaporare, însă studiul formării amestecului în funcție de dozajul combustibilului este important pentru regimurile de pornire și cel de încălzire a motorului, mai ales în cazul utilizării alcoolilor. Datorită gradului scăzut de evaporare, pentru etanol și izobutanol amestecul trebuie îmbogățit suplimentar pentru a asigura pornirea motorului la rece și un mers stabil pe perioada încălzirii.

Dacă un grad redus de evaporare a combustibilului duce la creșterea emisiei de hidrocarburi nearchive, utilizarea alcoolilor mărește gradul de umplere cu efecte benefice asupra performanțelor motorului. Reducerea temperaturii amestecului carburant în poarta supapei de admisie duce la creșterea densității fluidului proaspăt aspirat de motor, cu efect de mărire a gradului de umplere. Influența temperaturii amestecului asupra procesului de admisie trebuie cuplată cu un studiu al căderii de presiune care se datorează curgerii pe lângă supapa de admisie. Dacă densitatea mai mare a fluidului crește gradul de umplere, aceasta produce și o cădere de presiune mai mare pe supapă, ceea ce înseamnă scăderea nivelului de presiune în cilindru pe durata admisiei. Efectul major asupra gradului de umplere este însă cel al scăderii temperaturii. În cazul alcoolilor temperatura redusă a amestecului în galeria de admisie este cuplată cu un grad redus de evaporare a combustibilului, combustibil care se evaporă abia în cilindru, ceea ce duce la scăderea suplimentară a temperaturii fluidului motor la sfârșitul procesului de admisie. Calculul ciclului de funcționare al unui MAS necesită determinarea cu o precizie cât mai ridicată a temperaturii amestecului în poarta supapei, cât și a gradului de evaporare, datorită influenței pe care acești parametri o au asupra presiunii și temperaturii în cilindru. La adoptarea alcoolilor ca și combustibili pentru motoarele cu aprindere prin scânteie trebuie avute în vedere toate influențele, atât cele asupra formării amestecului, cât și influența naturii combustibilului asupra procesului de ardere. Proprietățile diferite ale alcoolilor necesită un studiu atent al desfășurării arderii în cilindru, mai ales datorită condițiilor diferite de temperatură și presiune în care are loc dezvoltarea nucleului de flacără. Această fază inițială are o influență majoră asupra duratei totale a arderii, mai ales la turație ridicată, regim la care se atinge puterea maximă. Complexitatea procesului, precum și natura combustibilului necesită modificarea strategiei de control al momentului de declanșare a scântei și schimbarea combustibilului, astfel încât funcționarea motorului să se facă în condiții de randament efectiv maxim și cu emisii poluante cât mai reduse.

Prin arderea etanolului și a izobutanolului se obține un nivel de presiune mai ridicat decât în cazul alimentării cu benzină, însă cu o temperatură mai scăzută. Datorită nivelului mai redus de temperatură, formarea oxizilor de azot este frânată la alimentarea motorului cu etanol. Alcoolii sunt caracterizați de o viteză mai mare de ardere, astfel încât arderea se desfășoară cu o eficiență mai mare, ceea ce determină scăderea emisiilor de monoxid de carbon și hidrocarburi nearchive. Pentru o evaluare a reducerii totale a emisiei de dioxid de carbon, este necesară o analiză completă a ciclului de producție și utilizare a alcoolilor. Un alt aspect al utilizării etanolului și a izobutanolului este creșterea emisiei de aldehide, problemă care poate avea un impact mărit în cazul adoptării acestor combustibili pe scară largă. De asemenea, trebuie avut în vedere și aspectul modificării eficienței convertorului catalitic la diferite regimuri de temperatură a gazelor de evacuare.

Prin studiul complex al funcționării motoarelor cu aprindere prin scânteie în diferite condiții și cu diferiți combustibili, este posibilă evaluarea comportării acestora și a nivelului de poluare în funcție de parametri de influență. Crearea unui program pe calculatorul numeric, care să includă o rutină specială pentru determinarea stării amestecului carburant, face posibilă astfel de studii.

5. CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND FORMAREA AMESTECULUI ȘI PERFORMANȚELE MOTORULUI

Măsurătorile experimentale au fost efectuate pe un autoturism Opel Omega, echipat cu un MAS alimentat cu sistem de injecție multipunct Bosch Motronic. Pentru a asigura condiții cât mai apropiate de funcționarea motorului în condiții reale, au fost păstrate toate sistemele auxiliare existente pe autoturism, iar măsurătorile de putere au fost efectuate pe un stand dinamic cu role. La studiul comportării motorului în cazul alimentării cu amestecuri de benzină și alcool, s-a urmărit influența concentrației izobutanolului în amestecul carburant, fără a interveni asupra unității electronice de comandă sau asupra altor module de control ale sistemului de alimentare cu combustibil. La montarea senzorilor aferenți aparatului de măsură s-a urmărit influențarea cât mai puțin posibil a caracteristicilor traseului de admisie. Măsurătorile pentru determinarea gradului de poluare s-au făcut fără demontarea convertorului catalitic, astfel ca studiul influențelor asupra emisiilor de noxe să fie cât mai apropiat de situația reală în care autoturismul rulează pe șosea. Caracteristicile motorului (tabelul 5.1) și ale sistemului de alimentare fac posibil un studiu experimental complex al influenței stării amestecului asupra performanțelor și nivelului de poluare ale unui MAS cu admisie normală și injecție în poarta supapei.

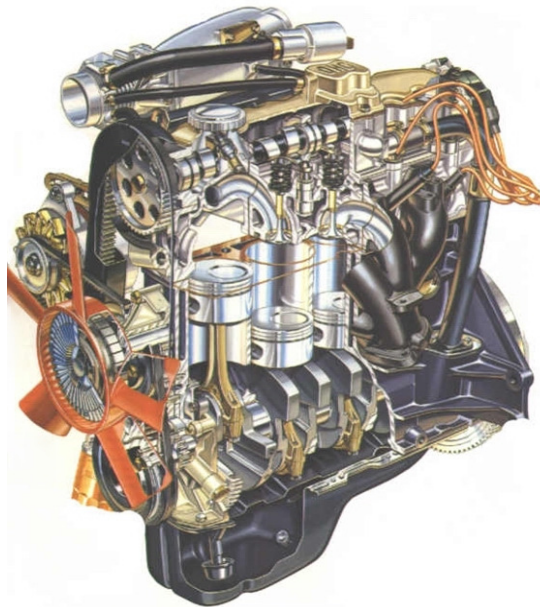


Fig. 5.1. Motorul Opel C20NE [139]

Extinderea studiilor experimentale la un motor supraalimentat poate reprezenta o direcție de cercetare ulterioară, ca și studiul experimental al formării amestecului la MAS cu injecție directă, un subiect cu multe studii în literatura de specialitate pentru benzină [17], [21], [37], [55], [63], [64], [68], [71], [81], însă mai puțin pentru combustibili alternativi [5], [6].

5.1. Prezentarea standului experimental

Componenta principală a standului experimental este constituită de motorul Opel C20NE care echipează autoturismul tip Omega A. Pe sistemul de admisie al motorului s-a montat un *termocuplu K* pentru măsurarea temperaturii amestecului, iar pe colectorul de admisie încă două termocupluri tip K pentru măsurarea temperaturii pereților de la care aerul primește căldură de-a lungul traseului de admisie. Un al patrulea termocuplu care măsoară temperatura aerului la intrarea în sistemul de admisie, s-a montat înainte de carcasa filtrului de aer. Presiunea absolută în colectorul de admisie s-a măsurat cu un *senzor de presiune* marca GM. Toate semnalele furnizate de aceste instrumente de măsură au fost înregistrate cu o placă de achiziție *National Instruments USB-6218* și corelate cu semnalele înregistrate de unitatea electronică de comandă a sistemului de injecție. Turația, timpul de deschidere a injectoarelor, tensiunea dată de debitmetrul de aer, și cea de la sonda de oxigen, precum și avansul la declanșarea scânteii s-au înregistrat prin intermediul programului de diagnoză auto Opel Scanner. Consumul de combustibil și coeficientul de dozaj al aerului au fost determinate pe baza acestor date preluate din sistemul de diagnosticare al autoturismului. Pentru măsurarea puterii efective a motorului s-a utilizat un stand dinamic cu role marca MAHA, tip LPS 3000. Gradul de poluare a fost determinat cu un analizor de gaze AVL 4000 care poate măsura concentrația gazelor CO_2 , CO , NO_x , HC și O_2 , pe lângă posibilitatea determinării coeficientului excesului de aer λ .

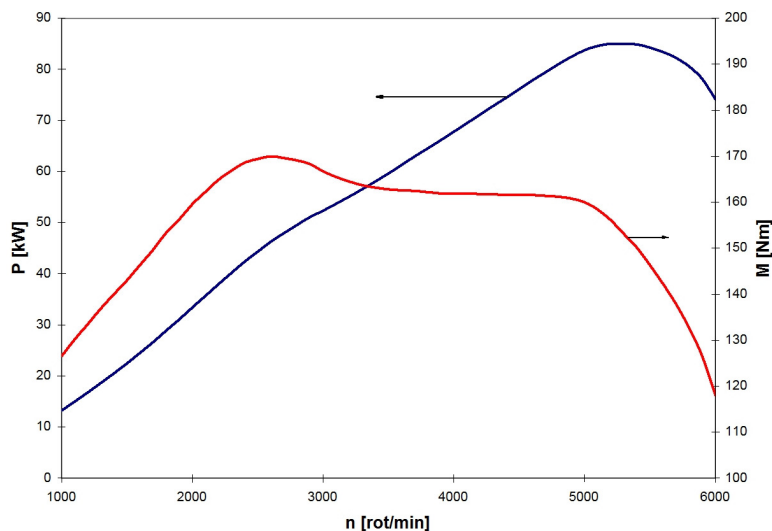


Fig. 5.2. Curbele de moment și putere pentru motorul Opel C20NE [113]

Tabelul 5.1. Caracteristicile motorului Opel C20NE [139]

Putere maximă [kW]	Moment maxim [Nm]	Cilindree [cm ³]	Alezaj x Cursă [mm]	Raport de comprimare [-]	
85 la 5200 rot/min*	170 la 2600 rot/min	1998	86 x 86	9,2	
Turație maximă [rot/min]	Alimentare	Presiune combustibil [bar]	Ordine de aprindere	Control poluare	
6400	Injecție Bosch Motronic 1.5	2,5-3 în rampa injectoarelor	1-3-4-2	Sondă de oxigen Convertor catalitic	
Distribuție	Dimensiuni supape [mm]	Avans la deschidere [°RAC]	Întârziere la închidere [°RAC]	Înălțimea maximă de ridicare [mm]	
1 ax cu came în capul pistonului	AD	EV	AD	EV	6,67
	41,8	36,5	23	60	

*conform certificatului de omologare TÜV [88]

5.1.1. Sistemul de injecție Bosch Motronic

Motorul C20NE face parte dintr-o familie de motoare cu patru cilindri în linie dezvoltate în anii 1970 pentru a echipa autoturismele Opel Ascona B și Kadett D. Performanțele propulsoarelor a crescut prin adoptarea sistemelor de injecție de benzină, iar blocul motor a suferit modificări multiple, alături de sistemele de alimentare și distribuție.

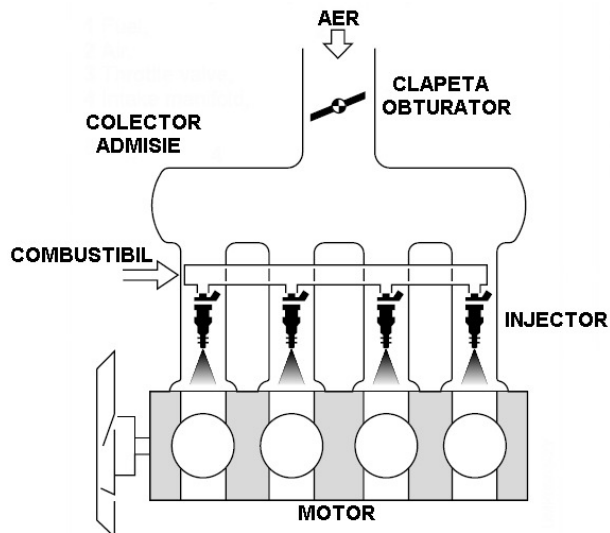


Fig. 5.3. Sistem de injecție multipunct [96]

Autoturismul pe care s-au efectuat măsurătorile este echipat cu un motor Opel C20NE cu un sistem de alimentare prin injecție în poarta supapei Bosch Motronic tip 1.5. Spre deosebire de alte sisteme, cum sunt K-Jetronic cu injecție mecanică sau L-Jetronic cu injecție controlată electronic, Motronic integrează modulul de injecție cu cel de aprindere în același sistem de control. Alimentarea motorului cu câte un injector pentru fiecare cilindru asigură menținerea dozajului corect al combustibilului, cu un grad ridicat de uniformitate, spre deosebire de sistemele de alimentare cu carburator sau Mono-Motronic cu un singur injector.

Sistemul Bosch Motronic 1.5 care echipează autoturismul Opel Omega folosit la măsurători este un sistem multipunct (fig. 5.3), cu patru injectoare, câte unul pentru fiecare cilindru.

Componentele principale ale sistemului de injecție Motronic (fig. 5.4) sunt cele care controlează debitul de combustibil, aprinderea și rețeaua de senzori prin care unitatea electronică de comandă evaluează condițiile de funcționare ale motorului și elaborează strategia de control. Combustibilul este pompat din rezervorul (1) cu pompa electrică (2), după care trece prin filtrul (3) unde sunt reținute impuritățile. Unitatea electronică de comandă (4) primește semnale electrice de la senzori și comandă injectoarele (5) pentru a regla cantitatea de combustibil livrată motorului. Pentru ca doza de combustibil injectată în galeria de admisie să fie aceeași indiferent de sarcina motorului, regulatorul de presiune (6) controlează debitul de combustibil care ajunge înapoi în rezervor, prin reglarea presiunii în rampa injectoarelor în funcție de nivelul presiunii absolute din colectorul de admisie. Sarcina motorului este determinată în principal prin măsurarea unghiului de înclinare a clapetei de accelerație cu modulul TPS¹¹⁷ (8), iar volumul de aer aspirat de motor este măsurat cu debitmetrul¹¹⁸ (9) cu clapetă cuplată la un potențiomtru. Unitatea electronică de comandă utilizează semnalul de la senzorul de oxigen (10) pentru a menține amestecul carburant cât mai aproape de raportul stoechiometric. Timpul de injecție este corectat în funcție de temperatura lichidului de răcire măsurată prin senzorul de temperatură (11). Distribuitorul de înaltă tensiune (12) asigură închiderea circuitului pentru producerea scântei la fiecare cilindru atunci când pistonul este la sfârșitul cursei de comprimare. Tensiunea aplicată bobinei de inducție este controlată de unitatea electronică de comandă, astfel încât avansul la producerea scântei poate fi mai mic sau mai mare. La regim de mers în gol clapeta de accelerație este complet închisă, iar aerul aspirat de motor este controlat prin supapa (13) acționată de un motor electric în trepte.

Funcționarea sistemului integrat de control al injecției și al aprinderii presupune colectarea datelor despre condițiile de funcționare ale motorului și controlul actuatorilor în funcție de aceste condiții.

Senzorii sunt alimentați de către unitatea electronică de comandă cu o tensiune de referință de 5V, astfel încât semnalele furnizate să nu fie perturbate de modificări ale tensiunii în sistemul electric al autoturismului. Pentru simplificare, funcționarea motorului este împărțită în trei regimuri de bază, evaluate prin măsurarea semnalului dat de modulul TPS. La mers în gol clapeta de accelerație

¹¹⁷ În limba engleză Throttle Positioning Signal, semnalul pentru poziția clapetei de accelerație.

¹¹⁸ Deși dispozitivul măsoară debitul volumetric de aer, un senzor de temperatură permite unității electronice de comandă să efectueze mici corecții care să țină cont de modificarea densității aerului în funcție de temperatură. Debitmetrul are de fapt două clapete (fig. 5.6), una este în curentul de aer care în funcție de viteza fluidului face un unghi mai mic sau mai mare față de poziția de minim, iar cea de-a doua are rolul de a amortiza fluctuațiile de debit datorate deschiderii și închiderii supapelor de admisie.

este complet închisă, deci tensiunea TPS va fi minimă, sub 1V, iar în sarcină plină tensiunea va avea valoarea maximă, apropiată de 5V. La sarcini parțiale tensiunea furnizată de modulul TPS se va găsi între aceste valori.

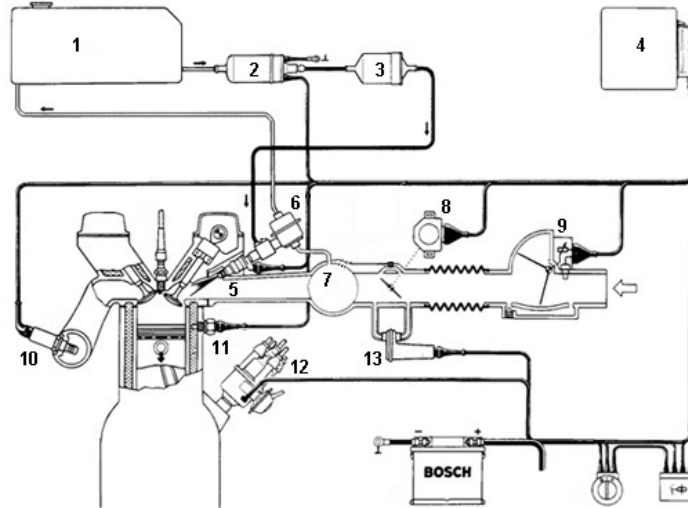


Fig. 5.4. Componentele sistemului de injecție Bosch Motronic 1.5 [95]

În funcție de aceste regimuri unitatea electronică de comandă va adopta strategia pentru controlul injecției și al aprinderii. Pentru mers în gol și sarcini parțiale se urmărește menținerea raportului aer-combustibil cât mai aproape de valoarea stoechiometrică pentru obținerea de consumuri și emisii de noxe minime. În regim de accelerare, când clapeta de accelerație este complet deschisă motorul trebuie să furnizeze puterea maximă, iar amestecul este îmbogățit. Avansul la aprinderea scântei este de asemenea modificat în funcție de sarcina și turația motorului.



Fig. 5.5. Injecor acționat cu solenoid [105]

Ca și concept de bază, sistemul Motronic determină debitul de aer aspirat de motor, principala variabilă măsurată. Debitul de aer influențează doza de combustibil injectată în galeria de admisie. Injecția este controlată electronic prin impulsuri care comandă deschiderea injectoarelor, închiderea fiind asigurată prin forța unui arc. La fiecare rotație a arborelui cotit injectorul se deschide o dată, indiferent dacă supapa de admisie este închisă sau deschisă. Cantitatea de combustibil injectată este dată de timpul de deschidere și de diferența de presiune între nivelul presiunii din rampa injectoarelor și cel din galeria de admisie. Rolul regulatorului de presiune este să mențină această diferență de presiune constantă, indiferent de presiunea absolută din galerie, astfel încât doza de combustibil să depindă doar de timpul de deschidere a injectorului.

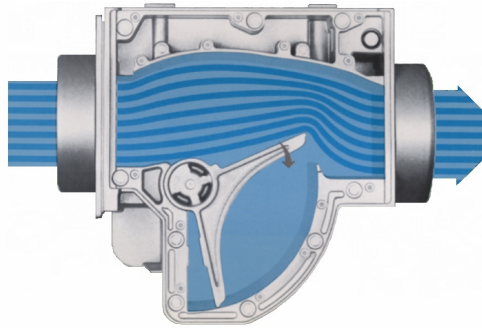


Fig. 5.6. Debitmetru Bosch cu clapetă [96]

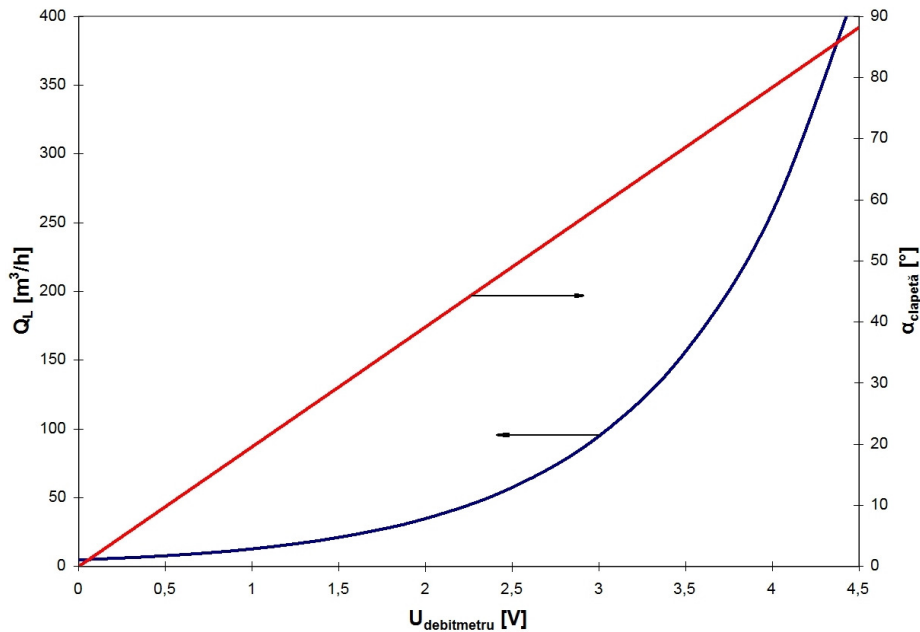


Fig. 5.7. Caracteristica debitmetrului Bosch cu clapetă [95]

Pentru determinarea sarcinii motorului se măsoară tensiunea furnizată de modulul TPS, cu senzorul de tip Hall se măsoară turația, în funcție de temperatura aerului măsurată cu un termistor unitatea electronică de comandă face corecția pentru densitatea aerului, iar senzorul de temperatură a lichidului de răcire dă regimul termic al motorului. Sarcina influențează doza de combustibil injectată, dar mai ales avansul la aprinderea scânteii. Pentru sarcini parțiale avansul trebuie mărit, iar la sarcină plină și accelerări bruște amestecul trebuie îmbogățit pentru asigurarea funcționării stabile a motorului în regim tranzitoriu. Avansul la aprinderea scânteii trebuie mărit la creșterea turației datorită prelungirii duratei arderii măsurată în grade RAC. Un alt aspect este atingerea turației maxime, când timpul de injecție este redus pentru a opri accelerarea motorului peste această valoare a turației, regim caracterizat de uzură excesivă și care poate provoca deteriorarea componentelor sistemului bielă-manivelă.

Cazuri particulare ale funcționării motorului sunt pornirea la rece și perioada de încălzire, când amestecul este îmbogățit suplimentar (fig. 5.8), precum și mersul în gol forțat, situație în care alimentarea cu combustibil este oprită aproape total pentru economisirea carburantului. După pornirea la rece a motorului, amestecul este îmbogățit suplimentar timp de aproximativ 2 minute, până la încălzirea sondei de oxigen. În prima parte a perioadei de încălzire, care durează în jur de 20 de secunde, îmbogățirea se reduce treptat, reducerea fiind proporțională cu timpul. După această primă perioadă factorul de îmbogățire este redus în funcție de temperatura motorului, iar după încălzirea senzorului de oxigen amestecul este menținut la un raport aer-combustibil cât mai aproape de amestecul stoechiometric.

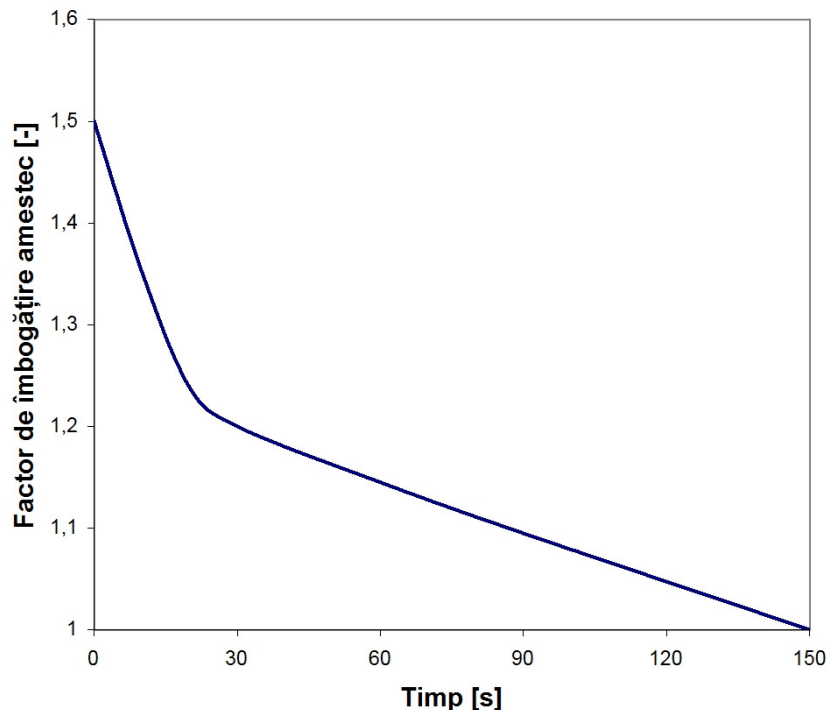


Fig. 5.8. Evoluția în timp a factorului de îmbogățire a amestecului după pornire [95]

Un senzor extrem de important pentru funcționarea motorului la sarcini parțiale și la regim de mers în gol, este sonda lambda, sau senzorul de oxigen. Prin măsurarea concentrației de oxigen în gazele de evacuare este posibil un control foarte precis și rapid al raportului aer-combustibil. Senzorul de oxigen are o precizie foarte ridicată doar în zona raportului stoechiometric (fig. 5.9), drept pentru care amestecul nu se reglează în funcție de semnalul dat de acesta în zona amestecurilor bogate sau sărace¹¹⁹. Tensiunea ce rezultă între electrozii sondei depinde de presiunea parțială a oxigenului și de temperatura gazelor de evacuare. Deoarece pentru valori ale coeficientului de dozaj al aerului (λ) între 0,99 și 1,01 tensiunea furnizată practic nu depinde de temperatură¹²⁰, sonda de oxigen este un senzor potrivit pentru un sistem cu răspuns rapid.

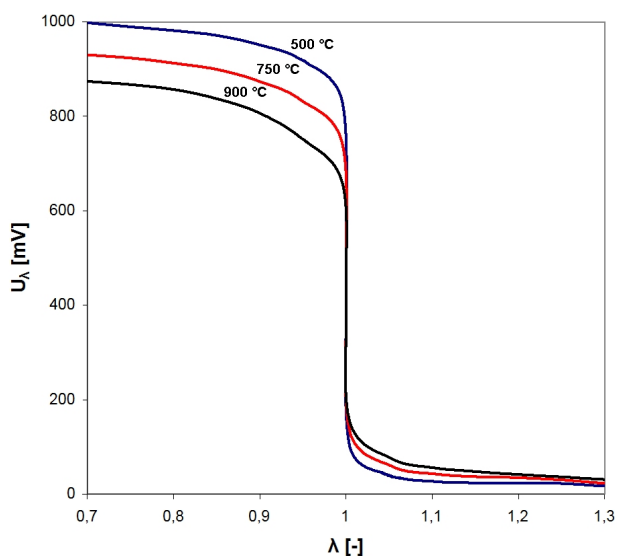


Fig. 5.9. Caracteristica senzorului de oxigen [20]

Controlul foarte precis al dozajului în funcție de semnalul electric dat de sonda lambda permite obținerea unui consum scăzut de combustibil și un grad de poluare redus. Menținerea calității amestecului carburant cât mai aproape de raportul stoechiometric este extrem de importantă pentru funcționarea la eficiență maximă a convertorului catalitic. Devierea înspre amestecuri bogate înseamnă

¹¹⁹ La sarcină plină și în timpul accelerărilor motorul necesită un amestec bogat, iar dozajul combustibilului se face în funcție de semnalul dat de debitmetrul de aer. Funcționarea cu amestec sărac este evitată în principal datorită instabilității în funcționarea motorului. La decelerări sau mers în gol forțat, amestecul este extrem de sărac, iar dozarea combustibilului se face astfel încât tranziția de la acest regim la accelerare sau sarcină parțială să se facă cât mai ușor.

¹²⁰ În ipoteza în care sonda este caldă, iar gazele de evacuare au temperatura peste 200 °C, valoarea minimă la care senzorul cu încălzire electrică furnizează un semnal corect [96]. Necesitatea încălzirii cât mai rapide este unul din motivele pentru care acest senzor se montează cât mai aproape de galeria de evacuare. Un alt motiv este necesitatea unui răspuns rapid al sistemului de injecție, astfel încât un traseu de curgere a gazelor de evacuare mai scurt înseamnă o întârziere mai mică.

consum mare de combustibil dar și emisii crescute de CO și HC. Funcționarea cu amestecuri sărace duce la creșterea randamentului efectiv al motorului, însă favorizează formarea oxizilor de azot și duce la reducerea eficienței convertorului catalitic (fig. 5.10).

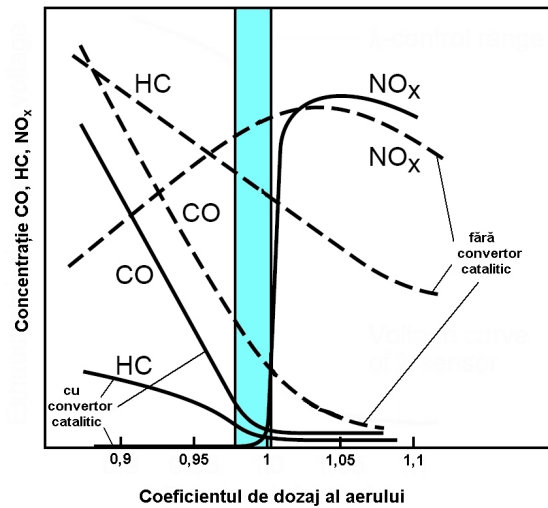


Fig. 5.10. Variația concentrației emisiilor poluante cu și fără convertor catalitic [96]

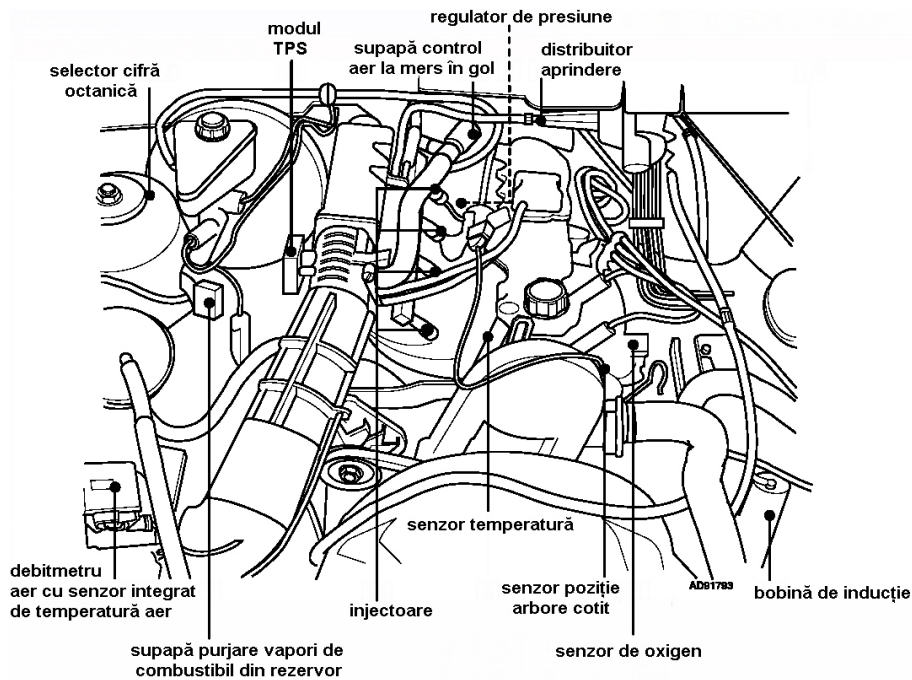


Fig. 5.11. Dispunerea senzorilor și actuatorilor la sistemul Bosch Motronic 1.5 [86]

5.1.2. Instrumente de măsură

Pentru măsurarea temperaturilor s-au utilizat termocupluri de tip K, iar pentru măsurarea presiunii absolute un senzor de presiune. Temperatura pereților colectorului de admisie s-a măsurat cu termocupluri montate la fiecare extremitate a colectorului, care a fost asemănat cu o grindă încastrată pentru a se determina o temperatură medie a pereților.

O parte din parametri înregistrați au fost mășurați prin interfața de diagnosticare a autoturismului. Turația și timpul de injecție au fost utilizate pentru calculul consumului instantaneu de combustibil, debitmetrul de aer pentru măsurarea consumului de aer, iar prin împărțirea acestor parametri a fost posibilă determinarea coeficientului de dozaj al aerului. Pentru calcularea consumului de combustibil a fost necesară calibrarea unei legi de variație a dozei injectate în funcție de timpul de injecție. La sarcină plină, când presiunea în colectorul de admisie este mare, timpul de deschidere al injectoarelor are valori mari. Din contră, la mers în gol timpul de deschidere al injectoarelor este mic, ca și presiunea în colectorul de admisie. Doza injectată la sarcină plină și timp mare de deschidere al injectoarelor este cu ~30 % mai mare decât cea injectată la ralanti, datorită ponderii mari pe care durată în care acul injectorului parcurge cursele de deschidere și de închidere o are în timpul total de injecție la sarcini parțiale și mers în gol. De altfel, aceasta reprezintă și una din limitările intervalului de deschidere a injectoarelor. Pe baza măsurătorilor s-a stabilit o lege de variație a dozei de combustibil injectate, în funcție de timpul de deschidere a injectoarelor (anexa 3). Acest coeficient a permis determinarea consumului de combustibil instantaneu și un studiu asupra modificării randamentului efectiv al motorului.

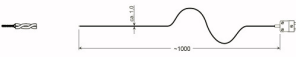


Fig. 5.12. Interfața programului de diagnostică Opel Scanner [136]



Fig. 5.13. Placă de achiziție date National Instruments USB 6218 [135]

Tabelul 5.2. Caracteristicile termocuplului K Greisinger [127]

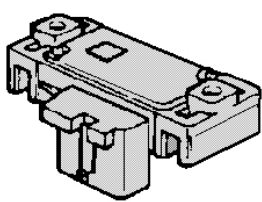
Cod	Domeniu de măsurare [°C]	Utilizare / Dimensiuni [mm]	Timp de răspuns [s]	Detalii tehnice
GTF 300-GS	-35..+400	Măsurători rapide în gaze, aer, și suprafețe solide / ~1000 	~0,3	Două fire izolate cu fibră de sticlă, foarte flexibile, ~Φ 0,2 mm fiecare

Pentru asigurarea unei citiri corecte a temperaturilor, a fost monitorizată temperatura sudurii reci a fiecărui termocuplu, cu ajutorul unui termometru digital de mare precizie și cu răspuns rapid (tabelul 5.3).

Tabelul 5.3. Caracteristicile termometrului digital Greisinger [127]

Cod	Domeniu de măsurare [°C]	Utilizare / Rezoluție	Frecvență de citire [măș/s]	Precizie
GTH 1170	-65..+1150	Măsurători rapide în gaze, aer, lichide și suprafețe solide / 0,1 °C	~3	±0,05 % pentru -65..199,9 °C

Tabelul 5.4. Caracteristica senzorului MAP marca GM [100]

Domeniu de măsurare 0..1300 mbar	Presiunea absolută [mbar]	Tensiunea furnizată [V]
	0	0,3
	100	0,3
	200	0,6
	300	1,1
	400	1,7
	500	2,2
	600	2,7
	700	3,3
	800	3,8
	900	4,4
1000	4,9	

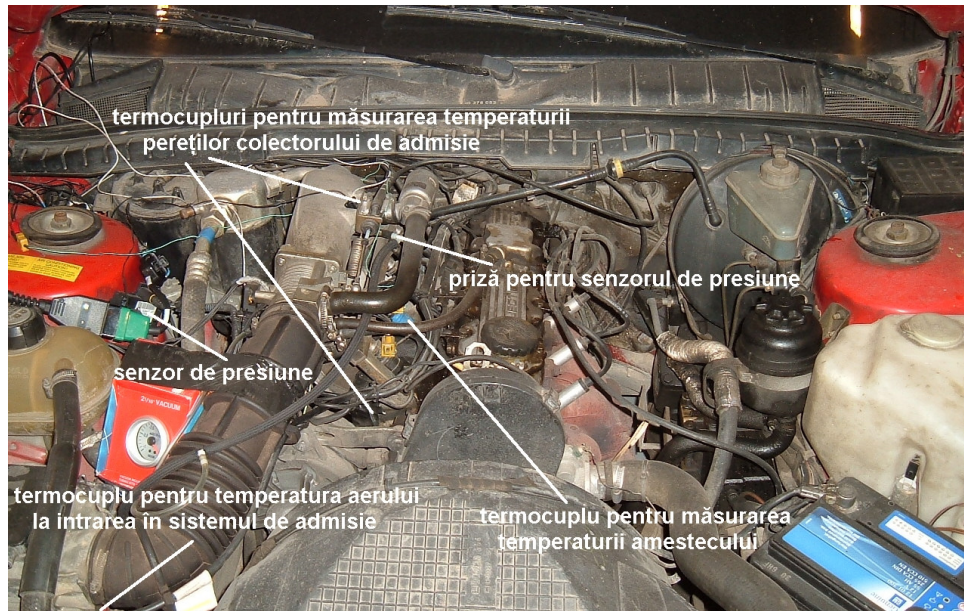


Fig. 5.14. Amplasarea termocupurilor și a senzorului de presiune în compartimentul motor

5.1.3. Standul de măsurare a puterii efective

La măsurătorile pentru determinarea puterii efective s-a utilizat un stand dinamic cu role MAHA LPS 3000. Standul este compus din interfața pentru utilizator, telecomandă și elementul cel mai important, setul de role cuplate la frâna cu curenți eddy. În funcție de versiune, pe acest stand se pot măsura puteri de până la 260 kW și chiar 520 kW, cu o viteză maximă de rulare de 250 km/h, pentru autovehicule echipate atât cu motoare cu aprindere prin scânteie cât și motoare cu aprindere prin comprimare. Ca și module opționale, se poate instala un ventilator care să simuleze curgerea aerului pe lângă autoturism și un modul care monitorizează condițiile de presiune, temperatură și umiditate relativă a mediului ambiant. Turația motorului s-a măsurat pe baza calibrării aparatului cu rulare în treapta a patra a cutiei de viteze.

Tabelul 5.5. Caracteristicile standului de măsurare a puterii efective MAHA LPS 3000 [91]

Sarcina maximă pe axă [kg]	Diametrul rolor [mm]	Distanța dintre role pe axă [mm]	Domeniu de turație [rot/min]
2500	318	540	0..10000
Puterea maximă la roată [kW]	Viteza maximă la roată [km/h]	Forța de tracțiune maximă la roată [kN]	Precizie [%]
260	250	6	±2 din valoarea măsurată

Pe lângă măsurarea puterii efective a motorului, la sarcină plină, standul permite efectuarea de măsurători în diferite condiții de viteză constantă sau tracțiune constantă. La măsurătorile efectuate pentru determinarea gradului de poluare s-a utilizat un asemenea program de rulare la viteză constantă, pentru valori ale vitezei de 50 și 100 km/h. Datorită posibilității de a simula rulare pe șosea, inclusiv în privința debitului de aer care curge în jurul autovehiculului, standul permite efectuarea de măsurători foarte apropiate de situația reală.

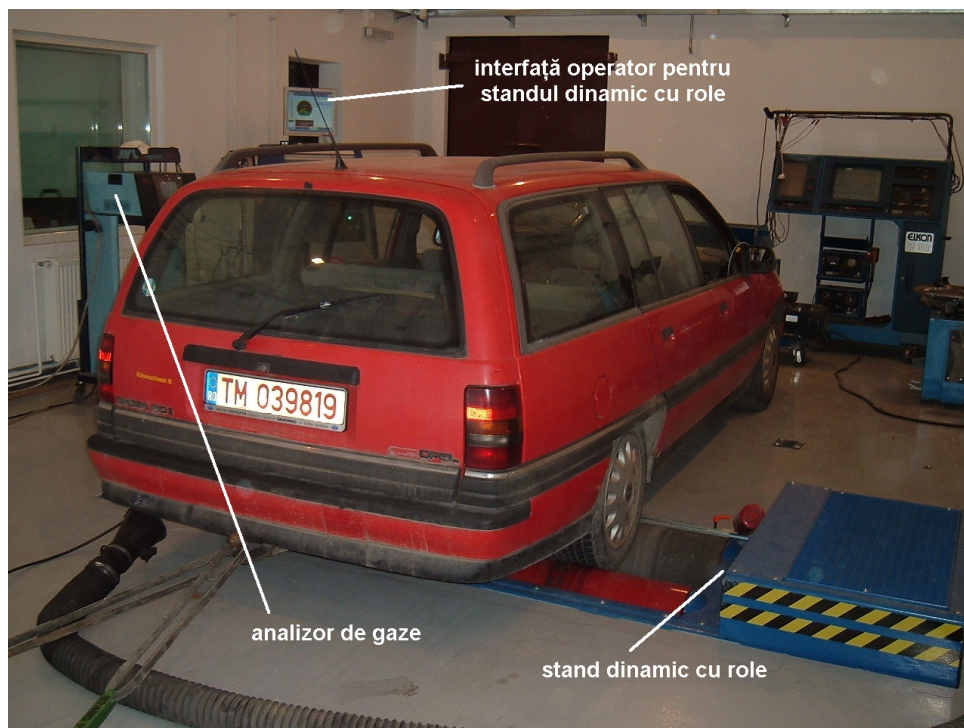


Fig. 5.15. Stand dinamic cu role pentru măsurarea puterii

5.1.4. Analizorul de gaze

Pentru determinarea gradului de poluare în diferite condiții de funcționare ale motorului, respectiv la alimentarea cu diferite amestecuri benzină-izobutanol, s-a utilizat un analizor de gaze AVL DiCom 4000 capabil să măsoare concentrația de dioxid de carbon (CO_2), monoxid de carbon (CO), hidrocarburi nearse (HC), oxizi de azot (NO_x), precum și concentrația de oxigen (O_2) în gazele de evacuare. Pe baza valorilor măsurate pentru concentrațiile speciilor de gaze amintite, analizorul calculează coeficientul excesului de aer (λ). Deși nu asigură precizia necesară pentru determinarea gradului de poluare conform normelor de poluare cu rulare pe ciclul european de încercare, principiile de măsurare a concentrației speciilor chimice în fluxul gazelor de evacuare sunt conform metodelor de referință, iar pentru scopul temei propuse în lucrare, aparatul utilizat permite enunțarea unor concluzii valabile.

Un aspect important avut în vedere a fost natura diferită a izobutanolului comparativ cu benzina. Totuși, în privința compoziției gazelor de evacuare benzina și

acest alcool nu sunt combustibili foarte diferiți, ceea ce permite efectuare de măsurători corecte. Valoarea calculată pentru coeficientul excesului de aer a fost corectă chiar și la concentrații mari ale alcoolului în amestec cu benzina, aspect verificat prin compararea semnalului furnizat de sonda de oxigen de pe traseul de evacuare al motorului, cu valoarea calculată de analizor. De asemenea, o altă verificare a fost efectuată în zona amestecurilor bogate și pentru amestecuri aproape de raportul stoechiometric, prin calculare valorii pentru coeficientul excesului de aer cu valorile măsurate ale debitului de aer și ale consumului de combustibil.



Fig. 5.16. Analizor de gaze AVL DiCom 4000 [104]

Amestecuri foarte sărace s-au obținut doar în timpul funcționării cu izobutanol 70% și izobutanol pur, la sarcină plină. Acest regim a fost însoțit însă de o funcționare foarte instabilă a motorului. De asemenea, performanțele motorului au scăzut drastic (vezi subcapitolul 5.3.2), iar unitatea electronică chiar a înregistrat un cod de defect. În aceste condiții nu a fost posibilă o verificare a preciziei de calcul a valorii coeficientului de dozaj al aerului. De altfel nici nu este necesară o astfel de determinare, întrucât datorită gradului ridicat de instabilitate, practic acest regim nu se întâlnește în timpul funcționării corecte a sistemului de alimentare.

Tabelul. 5.6. Caracteristicile analizorului de gaze AVL DiCom 4000 [104]

Parametru măsurat	Domeniu de măsurare	Rezoluție
CO ₂	0..20 % Vol.	0,1 % Vol.
CO	0..10 % Vol.	0,01 % Vol.
HC	0..20000 ppm Vol.	1 ppm Vol.
NO _x	0..5000 Vol.	1 ppm Vol.
O ₂	0..25 % Vol.	0,01 % Vol.
λ calculat	0..9,999	0,001
Tensiune sondă λ	0..5 V	0,04 V
Turație	250..9990 rot/min	10 rot/min
Temperatură ulei	0..150 °C	1 °C
Senzor poziție PMI	-60..10 °RAC	0,1 °RAC
Poziție PMI stroboscop	0..60 °RAC	0,1 °RAC
Unghi Dwell	0..100 %	1 %

5.2. Rezultate experimentale privind determinarea stării amestecului carburant

Pentru studiul stării amestecului carburant în funcție de factorii de influență, măsurătorile s-au desfășurat de-a lungul unui an, astfel încât să fie acoperită o gamă cât mai largă de temperatură, presiune și umiditate relativă a aerului din mediul ambiant. Un studiu mai complet ar fi fost posibil cu o cameră climatizată, care ar fi permis simularea funcționării motorului în diferite condiții de temperatură și umiditate relativă. Datorită imposibilității de a modifica factorii de influență în limite largi¹²¹, măsurătorile privind determinarea stării amestecului au fost efectuate la mers în gol. Pentru a limita cât mai mult posibil influența căldurii primite de amestec de la pereții galeriei de admisie, măsurătorile la rece s-au făcut la un timp cât mai scurt, de 30-40 de secunde, după pornirea motorului. Studiul formării amestecului în timpul funcționării motorului la cald, trebuie cuplat cu un calcul al transferului de căldură între pereții colectorului de admisie și aerul aspirat de motor.

5.2.1. Măsurători efectuate cu benzină

Marea majoritate a valorilor măsurate au fost înregistrate la alimentarea motorului cu benzină. Odată validată metoda de determinare prin compararea rezultatelor experimentale cu cele obținute pe cale teoretică utilizând metoda numerică, pentru combustibili alternativi, respectiv amestecuri benzină-izobutanol, au fost efectuate un număr restrâns de măsurători, pentru confirmarea rezultatelor teoretice.

Condițiile de temperatură, presiune ambiantă și umiditate relativă la care au fost efectuate măsurătorile s-au încadrat în limitele specifice unei clime temperate. Presiunea atmosferică s-a situat în intervalul 982..1032 mbar, iar umiditatea relativă între 18,8 % și 90,6 %. Factorul de influență cel mai important, temperatura aerului a avut o valoare minimă de -11,3 °C, înregistrată pe timp de iarnă în data de 9 ianuarie 2009, și o valoare maximă de 36,4 °C, pe timp de vară, în 20 august 2008.

Deoarece s-a urmărit studiul formării amestecului în condiții cât mai apropiate de o transformare adiabatică, toate încercările la rece au fost efectuate în zona amestecurilor bogate¹²² (tabelul 5.7), cu un coeficient de dozaj al aerului situat între 0,75 și 0,85. Un aspect avut în vedere este fenomenul de curgere inversă, care la regim de ralanti¹²³ are o influență semnificativă datorită presiunii scăzute în colectorul de admisie.

¹²¹ Standul dinamic cu role este montat într-o hală fără sistem de climatizare. În timpul măsurătorilor efectuate la sarcină plină și sarcină parțială, pe perioada iernii, temperatura minimă a aerului care s-a putut obține în hală a fost de 14,8 °C, iar marea majoritate a măsurătorilor s-au desfășurat în intervalul 25..32 °C, mult mai restrâns decât cel obținut la măsurătorile efectuate cu benzină la determinarea stării amestecului. Bineînțeles, dezavantajul major al măsurătorilor efectuate în afara halei este limitarea la regimul de mers în gol.

¹²² Dacă efectuarea măsurătorilor la rece oferă avantajul apropierii procesului de evaporare a combustibilului de o transformare adiabatică, datorită necesității îmbogățirii amestecului la rece, acest regim limitează valoarea coeficientului de dozaj al aerului în zona amestecurilor bogate.

¹²³ Motorul C20NE are o turație de ralanti de 720-880 rot/min [86] controlată cu ajutorul unității electronice de comandă, prin supapa pe partea de aer și ajustarea timpului de deschidere a injectoarelor (vezi subcapitolul 5.1.1).

Tabelul 5.7. Valorile temperaturii amestecului măsurate* și calculate teoretic

Presiunea atmosferică [mbar]	Umiditatea relativă [%]	Presiunea în galerie [mbar]	Temperatura aerului [°C]	Temperatura amestecului [°C]		Eroarea absolută [°C]
				măsurată	calculată	
1026	82,4	316	-11,3	-19,7	-20,81	1,11
1028	84,6	318	-6,9	-16,6	-17,57	0,97
1009	64,4	309	-6,2	-16,2	-17,18	0,98
982	83	302	-5,6	-17,7	-17,11	-0,59
1016	80,8	316	-4,5	-16,4	-15,85	-0,55
1010	74,5	330	-3,6	-15,2	-15,02	-0,18
1015	85,4	305	-2,6	-17,8	-14,93	-2,87
1007	63,1	327	0,1	-14,9	-12,71	-2,19
997	57,2	317	0,2	-11,7	-12,45	0,75
1010	90,6	320	0,5	-12,6	-12,18	-0,42
1009	74	309	1,5	-9,4	-11,61	2,21
1006	71,8	296	2,1	-11	-11,37	0,37
996	80,8	306	3	-12	-10,56	-1,44
1016	85,2	316	3,1	-9,5	-10,35	0,85
1009	49,4	319	4,2	-10,1	-9,92	-0,18
1007	76,7	307	4,5	-10	-9,46	-0,54
1017	59,1	307	4,5	-9,9	-9,88	-0,02
995	87,7	315	5,2	-8,3	-8,83	0,53
1006	87,7	286	5,3	-6,2	-9,18	2,98
1020	59,7	300	6,5	-7,1	-8,12	1,02
1001	59,6	291	6,7	-9,2	-8,56	-0,64
1016	68,5	326	7,3	-7,8	-7,43	-0,37
1004	72,6	294	7,4	-7,2	-7,53	0,33
1007	69,7	357	7,6	-9,8	-7,07	-2,73
993	70,5	303	7,8	-9	-7,58	-1,42
1012	84,1	292	7,9	-5,9	-7,18	1,28
1016	61,1	306	8	-6,4	-7,52	1,12
986	88,5	296	8,5	-6,9	-6,67	-0,23
1008	59,7	298	8,6	-7,8	-6,61	-1,19
982	81	272	8,6	-9,3	-7,49	-1,81
1032	56,3	322	9,8	-4,6	-5,39	0,79
1005	60,1	295	10,2	-9,1	-6,13	-2,97
1014	65,9	284	10,3	-6,7	-6,23	-0,47
1004	45,6	319	11,1	-8,1	-5,13	-2,97
1018	75,2	298	11,2	-2,1	-4,65	2,55
998	66,5	288	12,8	-6,5	-3,6	-2,9
990	59,6	290	13	-5,9	-3,43	-2,47
995	52,8	275	13,2	-5,6	-4,3	-1,3
1016	62	296	13,3	-4,4	-3,87	-0,53
982	48	272	15	-2,3	-3,04	0,74
1016	44,8	296	16,2	0,4	-0,92	1,32
1018	63,4	288	18,3	0,1	0,68	-0,58
1012	53,8	252	20,6	4,7	2	2,7
1008	47,7	288	21,8	2,1	2,7	-0,6
1007	60,1	247	23,1	3,1	3,8	-0,7
1006	49,8	241	25	3,7	3,54	0,16
1005	48,6	225	25,8	5,4	5,9	-0,5
1002	37,7	242	27,4	9,7	7,67	2,03
1008	26,2	228	28	10,8	7,9	2,9
1004	46,8	234	28,6	7,2	7,72	-0,52
1001	21,9	221	30,4	12,5	9,73	2,77
998	22,9	228	30,4	11,3	9,85	1,45
997	24	207	31,2	10,1	9,92	0,18
994	18,8	214	36,2	16,8	14,48	2,32
993	23	213	36,4	15,8	14,66	1,14

* încercări efectuate la rece, mers în gol, $n \sim 3500$ rot/min, cu $\lambda \sim 0,75-0,85$

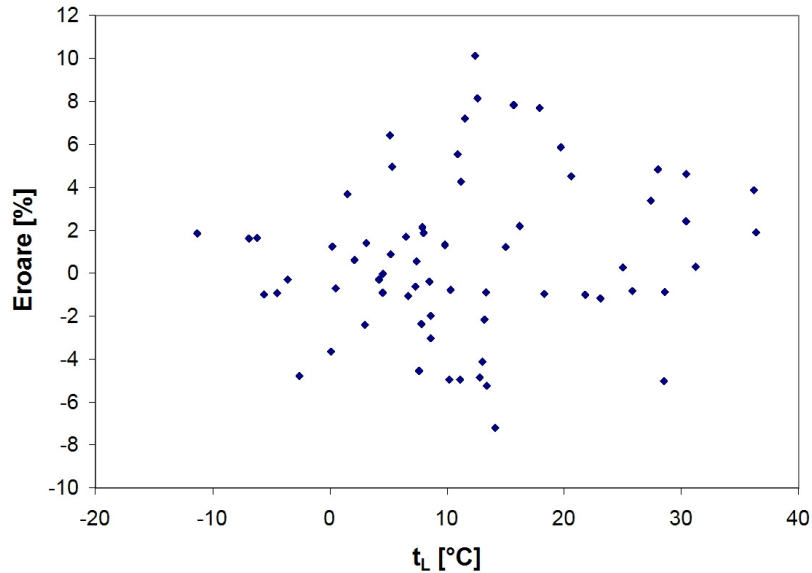


Fig. 5.17. Eroarea pentru temperatura amestecului raportată la intervalul de temperatură -20..40 °C

Pentru a reduce la minim influența gazelor de ardere care ajung în galeria de admisie¹²⁴, încercările la rece s-au făcut la o turație mare comparativ cu regimul de ralanti, respectiv ~3500-4000 rot/min. La acest regim de funcționare fenomenul de curgere inversă a gazelor de evacuare este mult atenuat. De asemenea, cu cât motorul este mai rece, cu atât temperatura gazelor de evacuare este mai redusă, un motiv în plus pentru efectuarea măsurătorilor la rece.

Eroarea absolută, ca diferență între valoarea măsurată a temperaturii amestecului și temperatura obținută prin calcul aplicând metoda numerică, a fost raportată la intervalul de temperatură a aerului -20..40 °C, astfel fiind posibilă o evaluare a preciziei de determinare a stării amestecului carburant. Eroarea maximă astfel definită este de 10,12 % (fig. 5.17). Se observă o valoare mai mare a erorilor în zona de temperatură $t_L = 10-15$ °C și o precizie mai ridicată la capetele intervalului de temperatură a aerului. Nu este clar dacă eroarea mai mare se datorează unui fenomen specific sau numărului mai mare de puncte înregistrate pe acest interval de temperatură. Un studiu mai complet ar necesita o cameră climatizată, care nu ar depinde de specificul climei din zona unde se fac măsurătorile.

Se observă o variație mare a factorilor de influență asupra temperaturii amestecului carburant (tabelul 5.7), ceea ce face practic imposibilă reprezentarea grafică a rezultatelor.

¹²⁴ Influența curgerii gazelor de ardere în galeria de admisie pe durata deschiderii supapei de admisie înainte de PMI, precum și a curgerii inverse a amestecului din cilindru la începutul cursei de comprimare, când supapa de admisie este încă deschisă, este evidențiată de diferența mare de temperatură a amestecului la regim de ralanti și la regim de mers în gol la turații mai ridicate, în jurul valorilor de 3500-4000 rot/min (vezi fig. 5.22 , 5.23, 5.24).

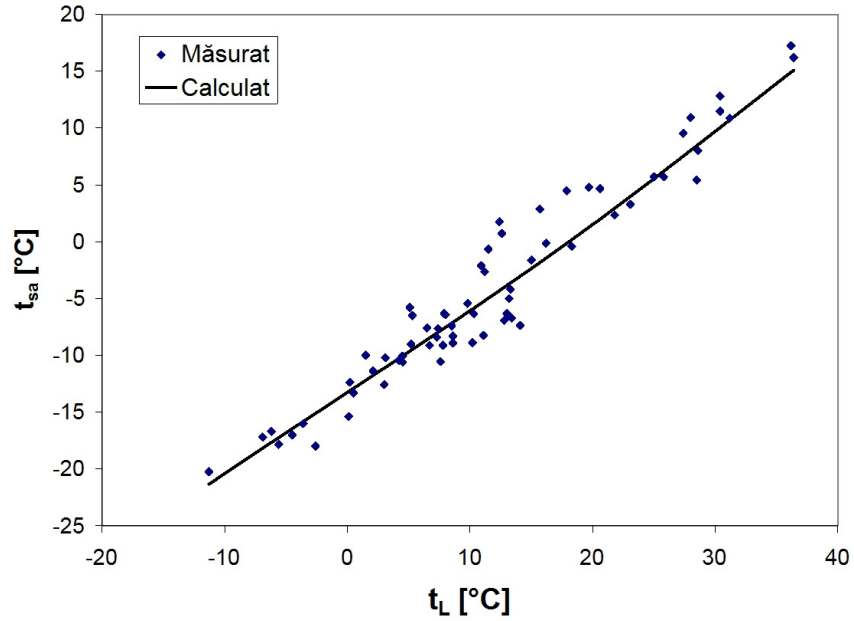


Fig. 5.18. Temperatura amestecului carburant pentru $p_{amb}=1006$ mbar, $\varphi = 60\%$, $p = 285$ mbar, $\lambda = 0,8$

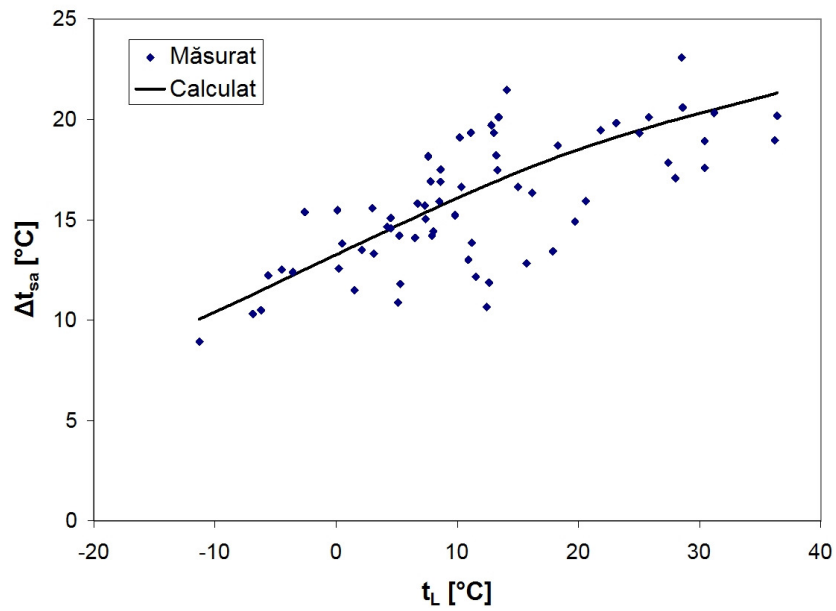


Fig. 5.19. Scăderea temperaturii în poarta supapei pentru $p_{amb}=1006$ mbar, $\varphi = 60\%$, $p = 285$ mbar, $\lambda = 0,8$

Deoarece temperatura aerului înainte de formarea amestecului (t_L) este factorul de influență principal, temperatura amestecului după evaporarea combustibilului (t_{sa}) (fig. 5.18), și scăderea de temperatură după formarea amestecului (Δt_{sa}) (fig. 5.19) s-au reprezentat grafic în funcție de (t_L). Pentru a nu neglija influența celorlalți factori, respectiv presiunea absolută în galeria de admisie și umiditatea relativă a aerului, la valorile calculate pentru presiunea mediului ambiant $p_{amb} = 1006$ mbar, umiditate relativă $\varphi = 60$ % și coeficient al excesului de aer $\lambda = 0,8$, s-a adăugat eroarea absolută calculată pentru fiecare punct măsurat (tabelul 5.7). Astfel, este posibilă reprezentarea grafică a influenței temperaturii aerului asupra temperaturii finale a amestecului carburant, și compararea valorilor măsurate cu cele obținute pe cale teoretică.

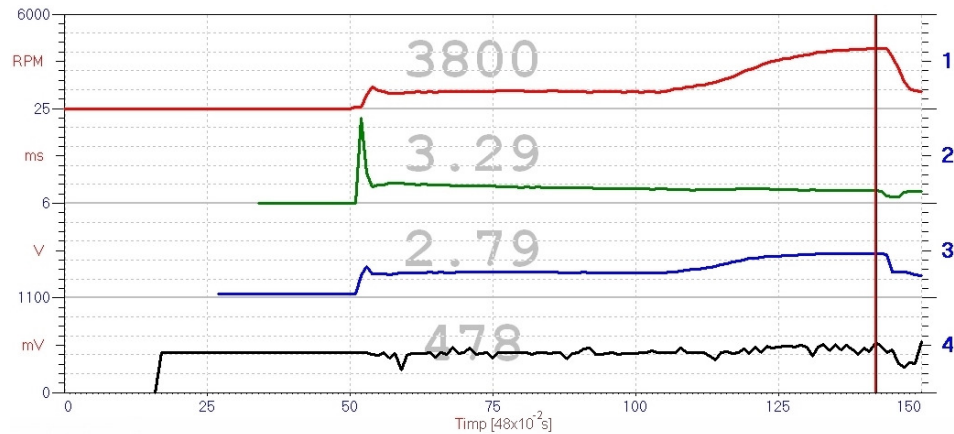


Fig. 5.20. Evoluția în timp a parametrilor pentru pornirea la rece, cu 1 – turație, 2 – timpul de deschidere a injectoarelor, 3 – semnal de la debitmetrul de aer, 4 – semnal de la sonda de oxigen

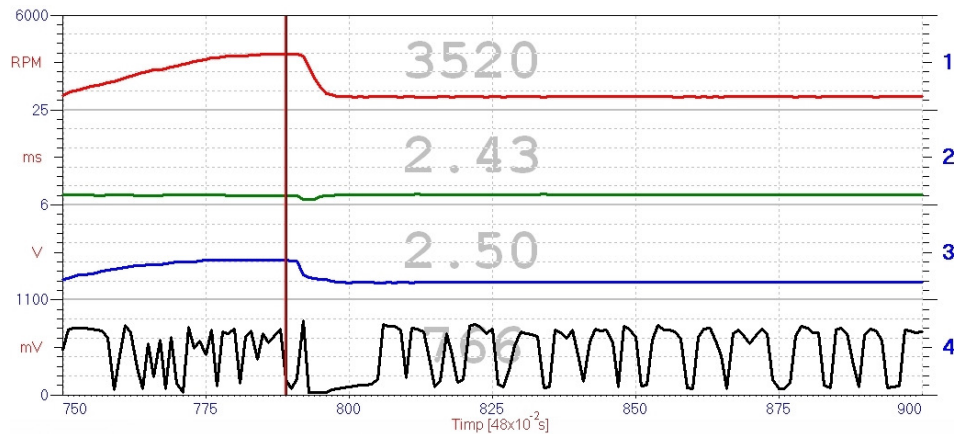


Fig. 5.21. Evoluția în timp a parametrilor pentru funcționare la cald, cu 1 – turație, 2 – timpul de deschidere a injectoarelor, 3 – semnal de la debitmetrul de aer, 4 – semnal de la sonda de oxigen

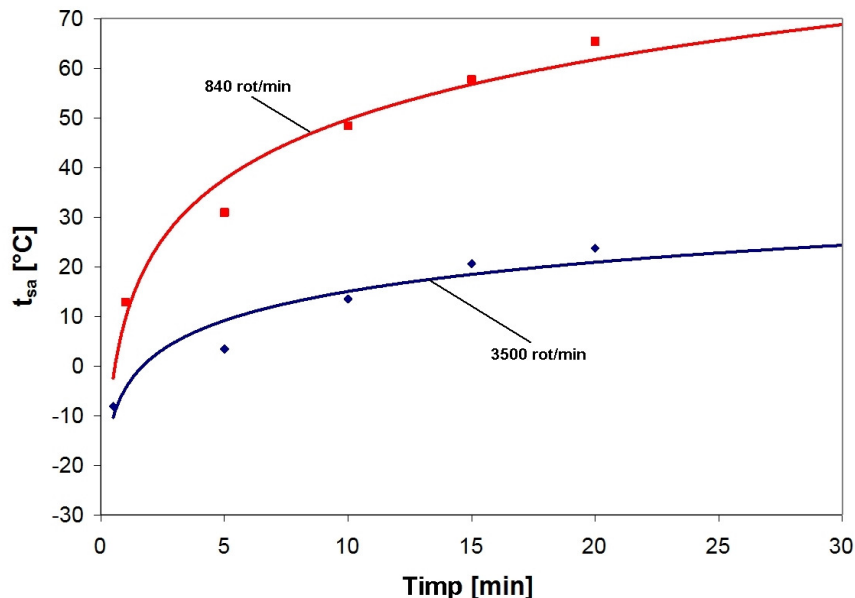


Fig. 5.22. Evoluția în timp a temperaturii amestecului, măsurată pentru $t_L = 14,1$ °C, $p_{amb} = 990$ mbar, $\varphi = 58,2$ %

Se observă o concordanță bună între trendul curbei teoretice și punctele de temperatură determinate experimental (fig. 5.18 și 5.19).

Un alt aspect avut în vedere la efectuarea măsurătorilor a fost evoluția în timp a temperaturii amestecului, pe perioada de încălzire a motorului. Dacă la pornire unitatea electronică de comandă controlează calitatea amestecului carburant pe baza semnalelor primite de la debitmetrul de aer și de la sonda de temperatură a lichidului de răcire (fig. 5.20), după aproximativ 2-3 minute sonda de oxigen se încălzește, astfel încât este posibil un control mult mai precis (fig. 5.21) al coeficientului de dozaj al aerului. Evident, odată cu încălzirea motorului, temperatura amestecului crește mai rapid la început, după care se plafonează în jurul unei valori maxime (fig. 5.22). Se observă o diferență semnificativă între temperatura amestecului în regim de ralanti și regimul de mers în gol la turația de aproximativ 3500 rot/min. Explicația cea mai probabilă este încălzirea amestecului datorită curgerii gazelor de evacuare în galeria de admisie după deschiderea supapei de admisie. Pe lângă încălzirea suplimentară a aerului datorită curgerii cu viteză mică la regim de ralanti¹²⁵, la sfârșitul cursei de admisie are loc fenomenul de curgere inversă a amestecului din cilindru în galeria de admisie, ceea ce contribuie la încălzirea amestecului în poarta supapei.

Consumul instantaneu de combustibil scade rapid după pornirea motorului, după care curba se aplatizează în jurul valorii de 1,2-1,3 l/h la regim de ralanti.

¹²⁵ La viteze mici de curgere, când motorul funcționează la turație redusă, timpul în care se face transferul de căldură se mărește, ceea ce duce la încălzirea suplimentară a aerului pe traseul de admisie, comparativ cu funcționarea la turații mai ridicate.

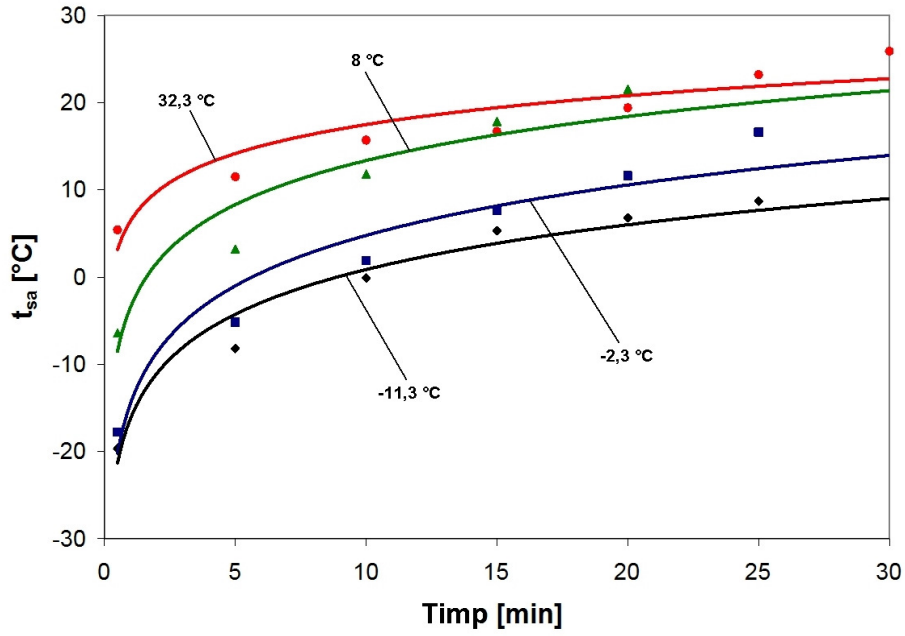


Fig. 5.23. Evoluția în timp a temperaturii amestecului, $n \sim 3500$ rot/min

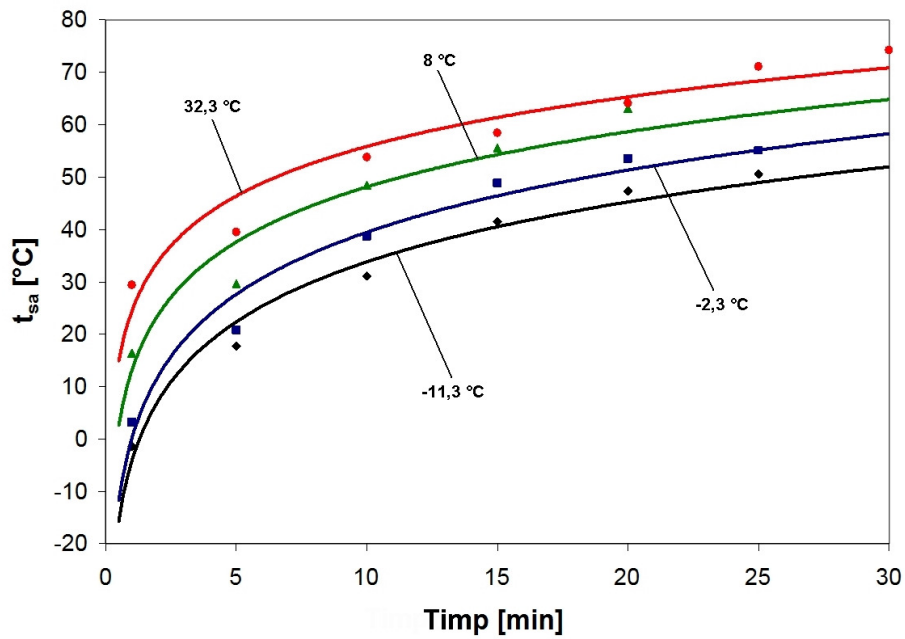


Fig. 5.24. Evoluția în timp a temperaturii amestecului, $n \sim 840$ rot/min

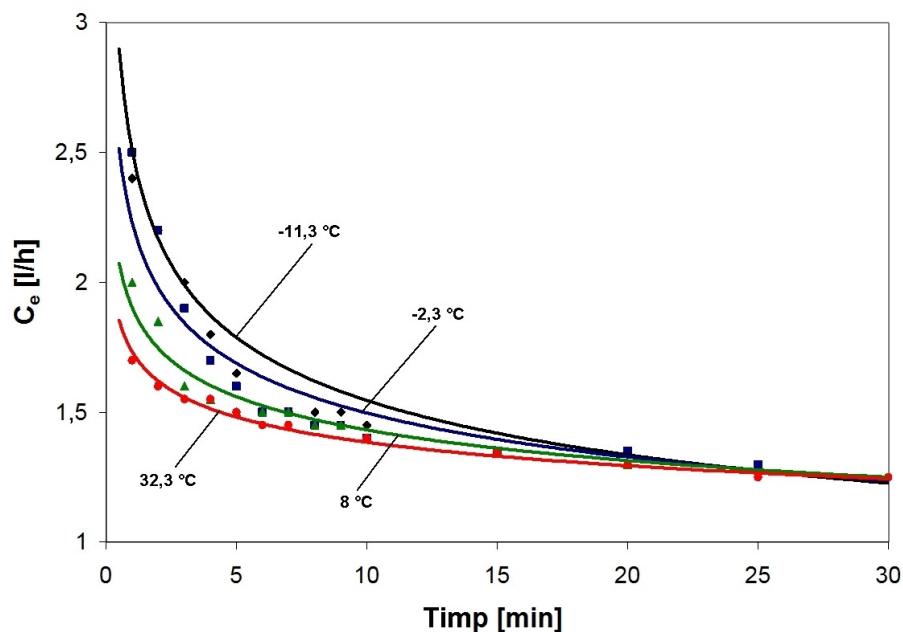


Fig. 5.25. Evoluția în timp a consumului de combustibil la ralanti, $n \sim 840$ rot/min

Valoarea ridicată a consumului imediat după pornirea motorului se datorează în principal îmbogățirii amestecului. De asemenea, la rece motorul necesită o putere mai mare pentru a acoperi pierderile prin frecare, ceea ce determină și un debit mai mare de aer aspirat de motor. Din aceste motive consumul este mai mare la temperaturi scăzute (fig. 5.25). Durata încălzirii motorului depinde în principal de temperatura mediului ambiant. În momentul pornirii la rece toate piesele motorului și ale sistemului de răcire se găsesc la o temperatură apropiată ca valoare de temperatura aerului atmosferic. O pierdere însemnată de căldură în timpul încălzirii motorului este cea transferată lichidului de răcire. Odată atinsă valoarea nominală a temperaturii lichidului de răcire, de aproximativ 90 °C, consumul de combustibil este la același nivel indiferent de temperatura mediului ambiant. Timpul în care se stabilizează regimul de temperatură a amestecului corespunde duratei în care consumul atinge o valoare constantă și cu timpul de atingere a temperaturii nominale pentru lichidul de răcire. Dacă valoarea consumului instantaneu de combustibil în regim de ralanti este aproximativ aceeași indiferent de temperatura aerului, valoarea temperaturii amestecului în regim stabilizat depinde direct de factorii de influență, astfel încât pe timp de iarnă se va obține un grad mai redus de evaporare a combustibilului. Un grad redus de evaporare a combustibilului duce la funcționarea motorului cu emisii crescute de CO și HC datorită arderii incomplete. Formarea peliculei de combustibil în colectorul de admisie este mult redusă datorită pulverizării foarte bune asigurată de sistemul de injecție. Studiul transferului de căldură în zona talerului supapei de admisie poate reprezenta o direcție de cercetare ulterioară, evaluarea temperaturii amestecului fiind posibilă prin cuplarea cu un calcul al transferului de căldură pe traseul de admisie care să cuantifice gradul de încălzire a aerului de la intrarea în sistemul de admisie până în zona de formare a amestecului.

5.2.2. Măsurători efectuate cu benzină-izobutanol

Numărul punctelor înregistrate la măsurătorile cu amestecuri benzină-izobutanol în diferite proporții este mai mic decât numărul punctelor măsurate la alimentarea motorului cu benzină. Unul din motive este imposibilitatea pornirii motorului la temperaturi sub ~ 25 °C pentru alimentare cu izobutanol pur. Temperatura minimă la care pornirea reușește la alimentarea cu IB70¹²⁶ este de aproximativ 12 °C. Conținutul de oxigen în combustibil pentru IB70 de 19,69 % este mult peste limita de 2 %¹²⁷ recomandată de producătorii de motoare echipate cu sondă de oxigen cu bandă îngustă¹²⁸. Chiar dacă pornirea este reușită, la amestecuri cu concentrații mari de izobutanol, cum este IB70, motorul se oprește în faza imediat următoare pornirii, cel mai probabil datorită sărăcirii amestecului până la o valoare care nu permite o funcționare stabilă la rece (fig. 5.26). Mersul motorului este caracterizat de un grad ridicat de instabilitate și chiar după încălzirea sondei de oxigen, sistemul de injecție nu compensează întotdeauna (fig. 5.27) suficient debitul suplimentar de combustibil necesar pentru menținerea amestecului la un raport stoechiometric¹²⁹.

Perioadele în care amestecul este sărac alternează cu cele în care sistemul de injecție reușește să mențină amestecul aproape de raportul stoechiometric.



Fig. 5.26. Evoluția parametrilor pentru pornire la rece cu IB70, cu 1 – turație, 2 – timpul de deschidere a injectoarelor, 3 – semnal de la debitmetrul de aer, 4 – semnal de la sonda de oxigen

¹²⁶ Amestec de 70% izobutanol și 30% benzină, participări volumetrice.

¹²⁷ Limita maximă admisă pentru conținutul de oxigen în combustibil conform directivei europene pentru măsurarea gradului de poluare 98/69/CE este de 2,7 % participare masică [124].

¹²⁸ Senzorul de oxigen cu bandă îngustă, în limba engleză Narrow Band Sensor, are o precizie foarte ridicată pe intervalul 0,99-1,01 de valori ale coeficientului de dozaj al aerului. MAS de ultimă generație și chiar MAC sunt echipate cu sondă de oxigen cu bandă largă, în limba engleză Wide Band Sensor. Caracteristica acestui senzor este liniară, ceea ce permite reglaje foarte precise chiar și în zona amestecurilor sărace.

¹²⁹ Raportul stoechiometric aer-combustibil pentru IB70 este de 12,19:1, comparativ cu cel pentru benzină, cu o valoare de 14,7:1, astfel încât debitul de combustibil trebuie mărit cu $\sim 21\%$ pentru menținerea valorii coeficientului de dozaj al aerului $\lambda = 1$.

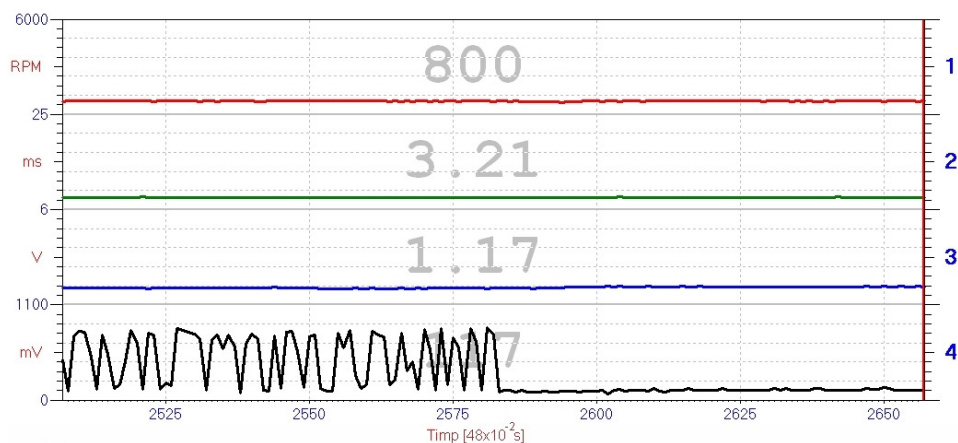


Fig. 5.27. Evoluția parametrilor pentru funcționare la cald cu IB70, cu 1 – turație, 2 – timpul de deschidere a injectoarelor, 3 – semnal de la debitmetrul de aer, 4 – semnal de la sonda de oxigen

Evident, consumul de combustibil la ralanti crește față de cazul alimentării cu benzină, însă variația în timp este asemănătoare în ambele cazuri. Consumul mai mare în perioada de încălzire a motorului se datorează modificării timpului de injecție de bază de către unitatea electronică de comandă. Oprirea motorului după pornire, precum și instabilitatea în funcționare în cazul alimentării motorului cu amestec IB70 produce schimbarea strategiei de control al formării amestecului. Sistemul de injecție este controlat astfel încât să fie menținută turația de ralanti în intervalul 720-880 rot/min, ceea ce necesită îmbogățirea suplimentară a amestecului. Comportarea sistemului de control al formării amestecului este deficitară chiar și pentru IB50, însă perioada de stabilizare este mult mai scurtă. Problemele majore pentru amestecul IB50 au apărut la regimurile tranzitorii, când unitatea electronică de comandă mărea debitul de aer în regim de ralanti, ceea ce ducea la accelerarea motorului, după care reducea debitul prea mult, provocând scăderea turației sub pragul de 720 rot/min. Acest regim oscilant de funcționare la ralanti dispărea după încălzire, spre deosebire de IB70, la care unitatea electronică de comandă avea o trecere dificilă între regimuri chiar și cu motorul cald. Pentru cazul alimentării cu izobutanol pur au fost frecvente cazurile când motorul chiar se oprea după o funcționare de 2-3 minute, iar după încălzirea până la valoarea nominală a temperaturii lichidului de răcire trecerea de la un regim de turație la altul se făcea cu dificultate. La scăderea concentrației de izobutanol în amestec, comportarea sistemului de injecție se îmbunătățește semnificativ pentru IB30, în timp ce pentru IB10 comportamentul motorului este identic ca și la alimentarea cu benzină. Cu excepția regimului de accelerare la rece, când se poate sesiza o ușoară ezitare, motorul se comportă foarte bine în regimuri tranzitorii pentru o concentrație volumetrică maximă de 30 % alcool în amestec cu benzina. Nu a fost detectată nici o modificare a parametrilor de funcționare a senzorilor sistemului de control, iar după revenirea la alimentarea cu benzină funcționarea motorului a revenit în parametrii normali din toate punctele de vedere. Un aspect pozitiv foarte important este lipsa coroziunii asupra pieselor care a avut contact direct cu alcoolul. Comparativ cu etanolul, pericolul coroziunii la izobutanol este practic eliminat. De asemenea, nu a fost necesară schimbarea filtrului de combustibil, iar pompa electrică nu a suferit vreo defecțiune sau modificări ale parametrilor de debit.

Se observă o variație semnificativă a factorilor de influență asupra temperaturii amestecului (tabelul 5.8, 5.9, 5.10), ca și în cazul măsurătorilor efectuate cu benzină, deși numărul de puncte înregistrate este mai mic.

Tabelul 5.8. Valorile temperaturii amestecului măsurate* și calculate teoretic pentru IB10

Presiunea atmosferică [mbar]	Umiditatea relativă [%]	Presiunea în galerie [mbar]	Temperatura aerului [°C]	Temperatura amestecului [°C]		Eroarea absolută [°C]
				măsurată	calculată	
1006	67,5	266	12,3	-2,3	-3,94	1,64
1016	58	286	18,3	-0,8	0,43	-1,23
1005	42,5	275	18,3	1,7	0,2	1,5
1006	29,1	246	21,8	2,2	1,94	0,26
1016	46,2	266	22,9	3,7	3,13	0,57
982	33,8	242	23,8	3,4	3,24	0,16
1005	44,8	275	24,5	6	4,46	1,54
1008	42,5	248	26,8	4,2	5,47	-1,27

* încercări efectuate la rece, mers în gol, $n \sim 3500$ rot/min, cu $\lambda \sim 0,75-0,85$

Tabelul 5.9. Valorile temperaturii amestecului măsurate* și calculate teoretic pentru IB50

Presiunea atmosferică [mbar]	Umiditatea relativă [%]	Presiunea în galerie [mbar]	Temperatura aerului [°C]	Temperatura amestecului [°C]		Eroarea absolută [°C]
				măsurată	calculată	
1001	34,6	321	7,2	-3,4	-3,09	-0,31
982	62	282	7,5	-2,9	-3,47	0,57
1025	70,6	285	7,8	1,1	-3,26	4,36
982	76	302	8,2	-0,4	-2,71	2,31
1018	77,3	298	9,4	1,7	-2,06	3,76
1025	67,2	285	9,8	2,5	-2,02	4,52
1016	62	306	9,8	0,8	-1,69	2,49
982	35	272	10,3	0,1	-1,98	2,08
1011	68,9	291	10,7	2,6	-1,39	3,99
1019	78,2	269	10,8	2,2	-1,82	4,02
1016	37	296	12,1	0,2	-0,51	0,71
998	52,1	318	13,1	2,7	0,45	2,25
982	45	272	15,7	3,8	1,05	2,75
1016	37,8	256	19,3	8,6	2,54	6,06
1002	51,2	292	20,4	5,5	3,95	1,55
1025	13,8	305	22,4	7	5,15	1,85
1024	16,2	304	22,5	6,9	5,18	1,72
1015	47,6	295	23,2	9,2	5,32	3,88

* încercări efectuate la rece, mers în gol, $n \sim 3500$ rot/min, cu $\lambda \sim 0,85-0,95$

Tabelul 5.10. Valorile temperaturii amestecului măsurate* și calculate teoretic pentru IB70

Presiunea atmosferică [mbar]	Umiditatea relativă [%]	Presiunea în galerie [mbar]	Temperatura aerului [°C]	Temperatura amestecului [°C]		Eroarea absolută [°C]
				măsurată	calculată	
996	88,2	286	12,7	7	0,72	6,28
982	50,6	272	15,4	7	1,83	5,17
982	24	272	19,4	10,6	3,76	6,84
1016	29	296	21,7	10,2	5,38	4,82
1002	62,1	252	21,7	13,2	4,41	8,79
982	39	322	23,7	12,2	6,89	5,31

* încercări efectuate la rece, mers în gol, $n \sim 3500$ rot/min, cu $\lambda \sim 0,95-1,05$

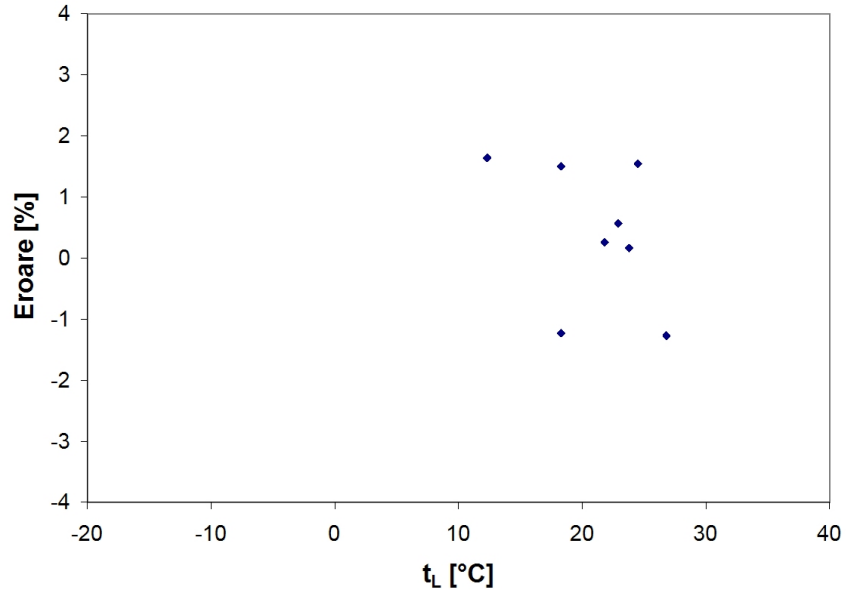


Fig. 5.28. Eroarea pentru temperatura amestecului aer-IB10 raportată la intervalul de temperatură -20..40 °C

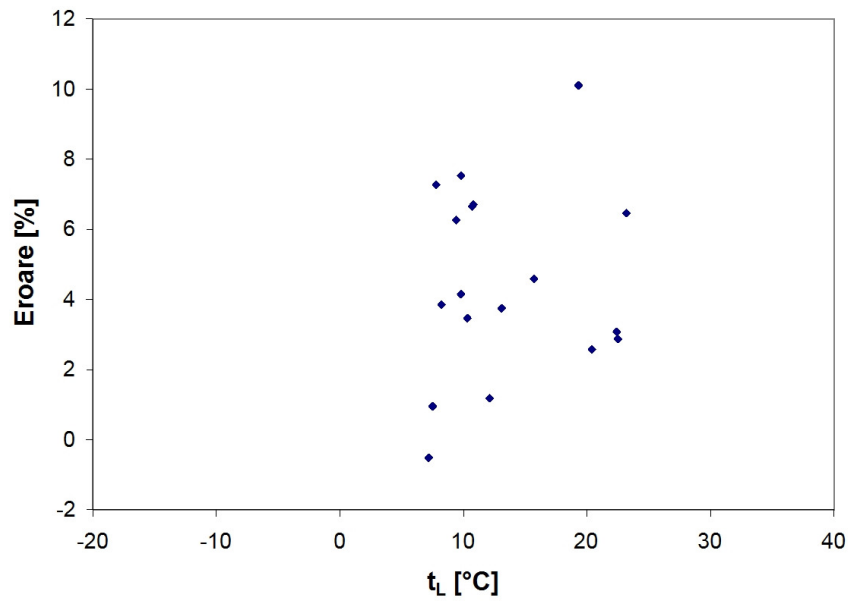


Fig. 5.29. Eroarea pentru temperatura amestecului aer-IB50 raportată la intervalul de temperatură -20..40 °C

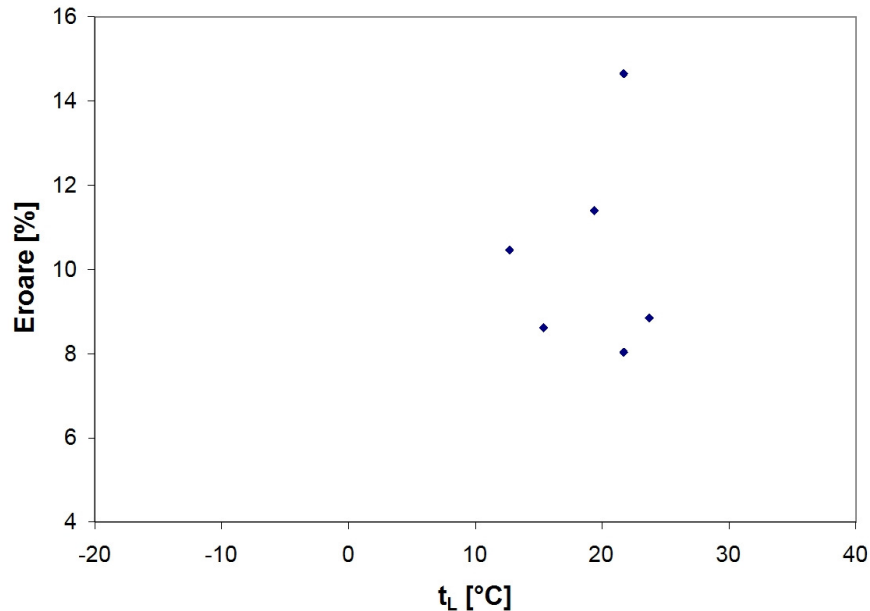


Fig. 5.30. Eroarea pentru temperatura amestecului aer-IB70 raportată la intervalul de temperatură -20..40 °C

Erorile absolute pentru măsurătorile cu amestecuri benzină-izobutanol sunt mai mari decât cele pentru valorile măsurate la alimentarea motorului cu benzină. Excepție face cazul amestecului IB10 (fig. 5.28), în care erorile sunt chiar mai mici, însă cel mai probabil, pentru un număr mai mare de măsurători erorile ar fi asemănătoare, așa cum este cazul amestecului IB50 (fig. 5.29). Se observă o creștere semnificativă a erorilor în cazul amestecului IB70 (fig. 5.30). Trebuie remarcat însă că dispersia valorilor nu este mai mare, ci doar valorile sunt mai mari decât cele obținute la alimentarea motorului cu benzină. Dacă pentru benzină, amestecuri IB10 și IB50, se obțin atât temperaturi mai mari cât și mai mici decât valorile calculate teoretic, pentru IB70 toate erorile sunt pozitive. Cea mai probabilă explicație este imposibilitatea efectuării măsurătorilor în aceleași condiții ca și pentru celelalte amestecuri. În cazul alimentării motorului cu izobutanol pur pornirea s-a făcut doar după multe acționări ale demarorului, astfel încât condițiile de măsurare se abăteau mult de la o transformare adiabatică. Pentru IB70, chiar dacă pornirea era reușită, motorul necesita o perioadă mai lungă de stabilizare, iar la accelerare motorul chiar se oprea. Din acest motiv măsurătorile efectuate cu IB70 nu au putut fi efectuate în condiții apropiate de o transformare adiabatică, chiar dacă motorul a fost încălzit doar o perioadă scurtă de timp. Se poate trage și concluzia că limita superioară de concentrație a izobutanolului este de 50 % în amestec cu benzina pentru a se obține o funcționare corespunzătoare a motorului, fără a interveni cu modificări asupra sistemului de injecție.

Ca și pentru rezultatele obținute la măsurătorile efectuate cu benzină, pentru reprezentarea grafică a valorilor s-a făcut calculul teoretic al temperaturii amestecului, iar la valorile astfel obținute s-a adăugat eroarea absolută rezultată ca diferență între valoarea măsurată și cea calculată a temperaturii amestecului pentru fiecare punct în parte, cu condițiile specifice.

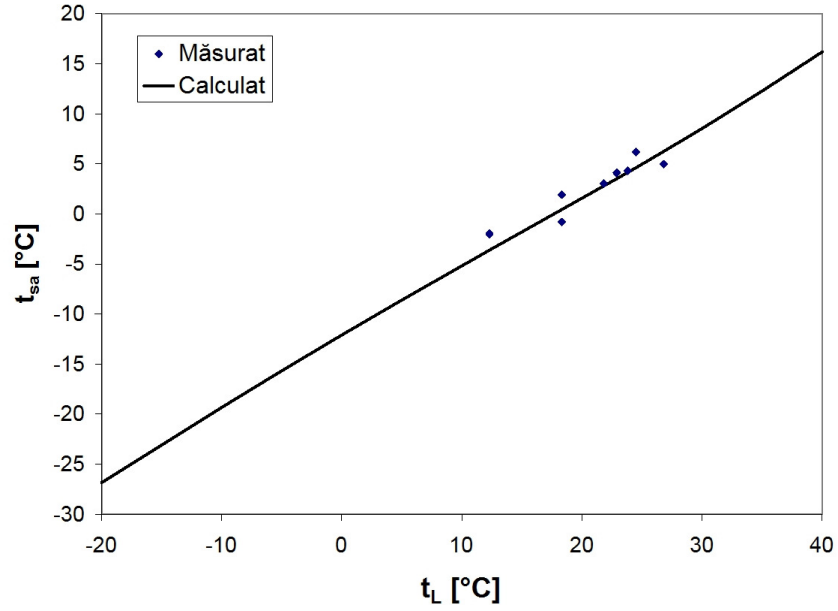


Fig. 5.31. Temperatura amestecului carburant pentru IB10, $p_{amb}=1006$ mbar, $\varphi = 60\%$, $p = 285$ mbar, $\lambda = 0,8$

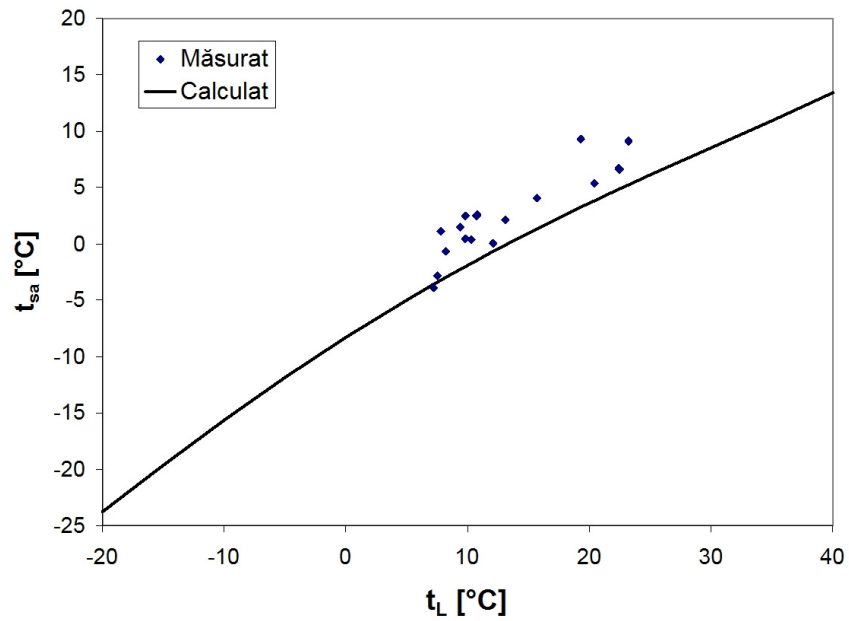


Fig. 5.32. Temperatura amestecului carburant pentru IB50, $p_{amb}=1006$ mbar, $\varphi = 60\%$, $p = 285$ mbar, $\lambda = 1$

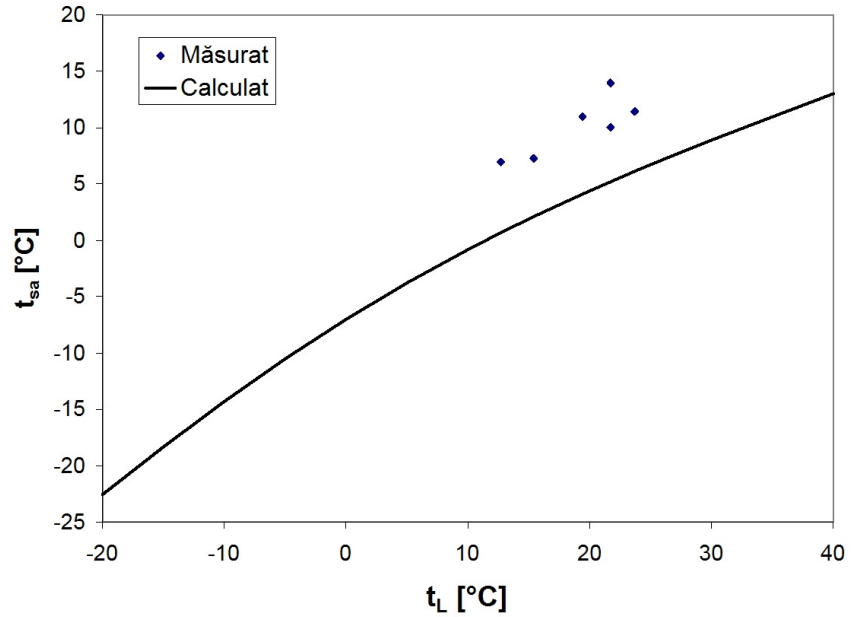


Fig. 5.33. Temperatura amestecului carburant pentru IB70, $p_{amb}=1006$ mbar, $\varphi = 60$ %, $p = 285$ mbar, $\lambda = 1$

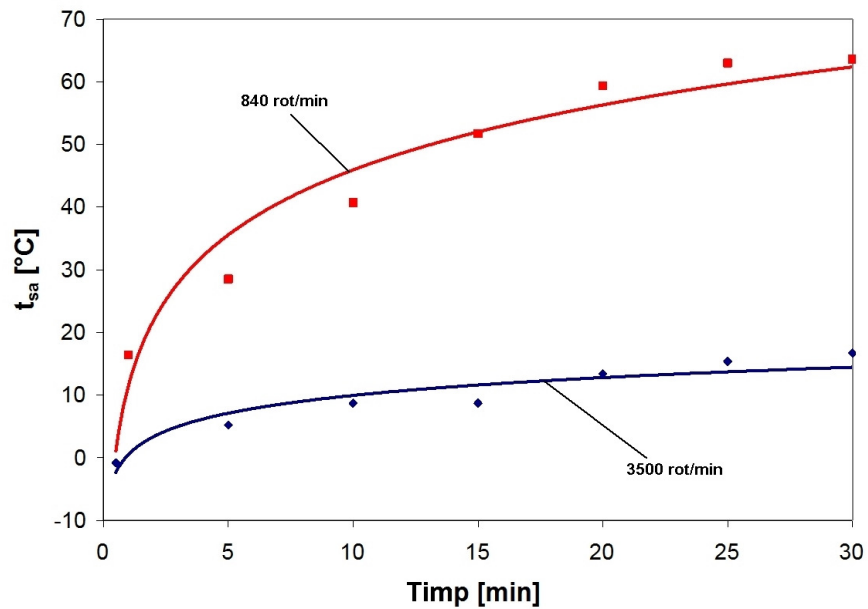


Fig. 5.34. Evoluția în timp a temperaturii amestecului, măsurată pentru IB10, $t_L = 18,3$ °C, $p_{amb} = 1016$ mbar, $\varphi = 58$ %

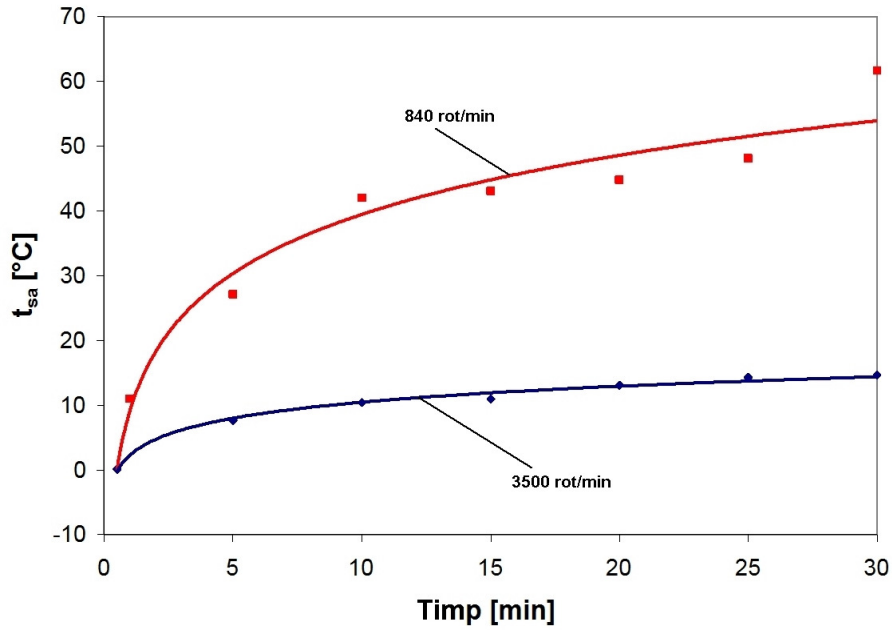


Fig. 5.35. Evoluția în timp a temperaturii amestecului, măsurată pentru IB50, $t_L = 10,3$ °C, $p_{amb} = 982$ mbar, $\varphi = 35$ %

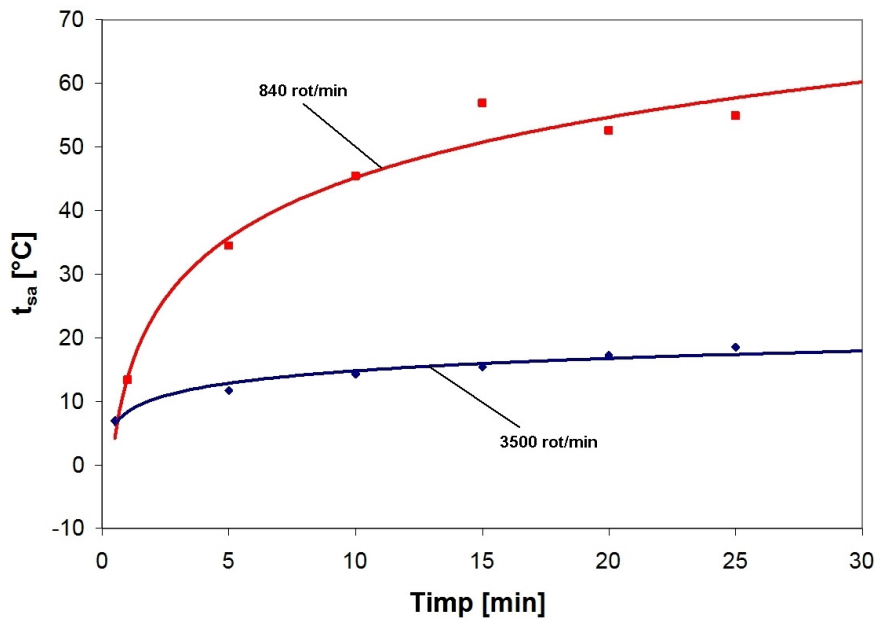


Fig. 5.36. Evoluția în timp a temperaturii amestecului, măsurată pentru IB70, $t_L = 15,4$ °C, $p_{amb} = 982$ mbar, $\varphi = 50,6$ %

Datorită stabilizării lente a motorului după pornire la alimentarea cu IB70, toate punctele măsurate se găsesc deasupra curbei de temperaturi ale amestecului calculate prin metoda numerică (fig. 5.33). O tendință asemănătoare se observă și la măsurătorile efectuate cu amestec IB50, unde un singur punct se găsește sub valorile determinate teoretic (fig. 5.32). Explicația abaterii de la o transformare adiabatică în timpul evaporării combustibilului este susținută de scăderea erorilor și situarea punctelor de temperatură măsurate mai aproape de valorile calculate pentru IB50, cu mai multe puncte înregistrate, și mai ales la amestecul IB10, pentru care însă au fost înregistrate mai puține valori (fig. 5.31).

În privința evoluției temperaturii amestecului în timp, se păstrează trendul curbelor înregistrate la măsurătorile efectuate cu benzină, cu aplatizarea după atingerea regimului nominal de temperatură a lichidului de răcire. Evident, și în cazul amestecurilor benzină-izobutanol temperatura amestecului este mai mare la regim de ralanti comparativ cu mersul în gol la turații ridicate.

O comparație interesantă între formarea amestecului la alimentarea cu benzină și amestecuri benzină-izobutanol se poate face în condiții asemănătoare de funcționare ale motorului (fig. 5.37 și 5.38). Aplatizarea curbelor de temperatură a amestecului aer-combustibil este semnificativă atunci când motorul este alimentat cu un amestec benzină-izobutanol cu o concentrație mare de alcool. Dacă după pornire temperatura amestecului este mai mare pentru alimentarea cu IB70, la regim de funcționare la cald, temperatura amestecului în cazul utilizării benzinei este mai mare. Tendința se menține atât la turație de ralanti cât și la turații ridicate, aplatizarea curbei de variație a temperaturii fiind mai evidentă la turații mari.

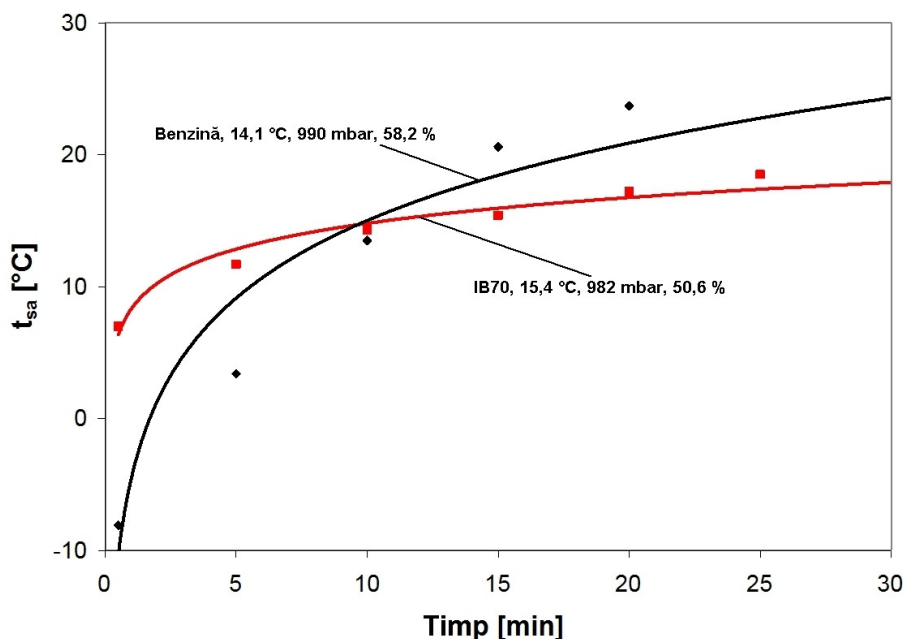


Fig. 5.37. Evoluția în timp a temperaturii amestecului, măsurată pentru benzină și IB70, $n \sim 3500$ rot/min, în condiții asemănătoare de temperatură, presiune și umiditate

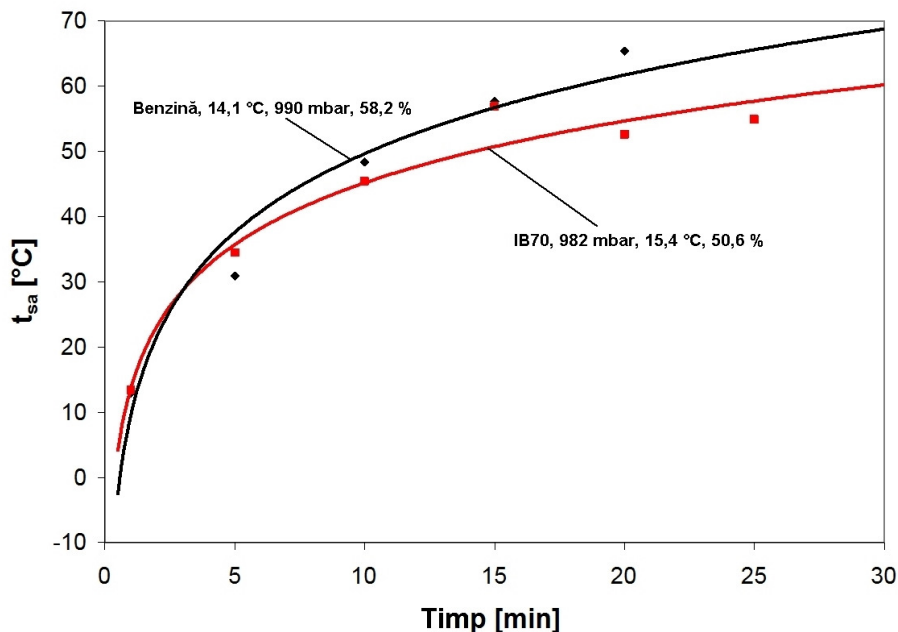


Fig. 5.38. Evoluția în timp a temperaturii amestecului, măsurată pentru benzină și IB70, $n \sim 840$ rot/min, în condiții asemănătoare de temperatură, presiune și umiditate

Trebuie menționat faptul că temperatura mai mare a amestecului aer-combustibil pentru IB70 imediat după pornire nu se datorează doar stabilizării după un timp mai lung și porniri repetate, ceea ce duce la încălzirea ușoară a amestecului. Pentru funcționarea la rece se atinge starea de rouă la o participare masică mai mică a combustibilului, ceea ce împiedică evaporarea alcoolului peste această limită. Acest fenomen se datorează valorii reduse a presiunii de saturație a izobutanolului (vezi subcapitolul 4.1.1).

Aplatizarea curbei de temperatură a amestecului carburant se produce la stabilizarea regimului termic al motorului. Momentul atingerii temperaturii nominale a lichidului de răcire coincide cu stabilizarea consumului de combustibil la o valoare constantă, și cu aplatizarea curbei de temperatură a amestecului. Ca și la măsurătorile efectuate cu benzină, se păstrează trendul de creștere a temperaturii amestecului la temperaturi mai mari ale aerului. Excepție face amestecul IB70, unde la regim de ralanti s-a înregistrat o temperatură a amestecului mai mare pentru temperatura aerului de 15,4 °C față de alte două situații (fig. 5.44), când temperatura mediului ambiant a fost de 19,4 °C, respectiv 21,7 °C. În această situație cel mai probabil sistemul de injecție a avut o comportare diferită comparativ cu celelalte două regimuri¹³⁰. Această explicație este susținută și de comportarea la mers în gol cu turație ridicată (fig. 5.43), când tendința înregistrată la toate celelalte măsurători se păstrează chiar și în cazul funcționării la temperatura de 15,4 °C.

¹³⁰ Comportarea sistemului de injecție la concentrația crescută a izobutanolului în amestec cu benzina este în general bună, însă perioadele în care unitatea electronică de comandă menține amestecul în zona raportului stoechiometric de aer-combustibil, alternează cu sărăcirea amestecului datorită incapacității sistemului de a suplimenta cantitatea de combustibil necesară (fig. 5.27).

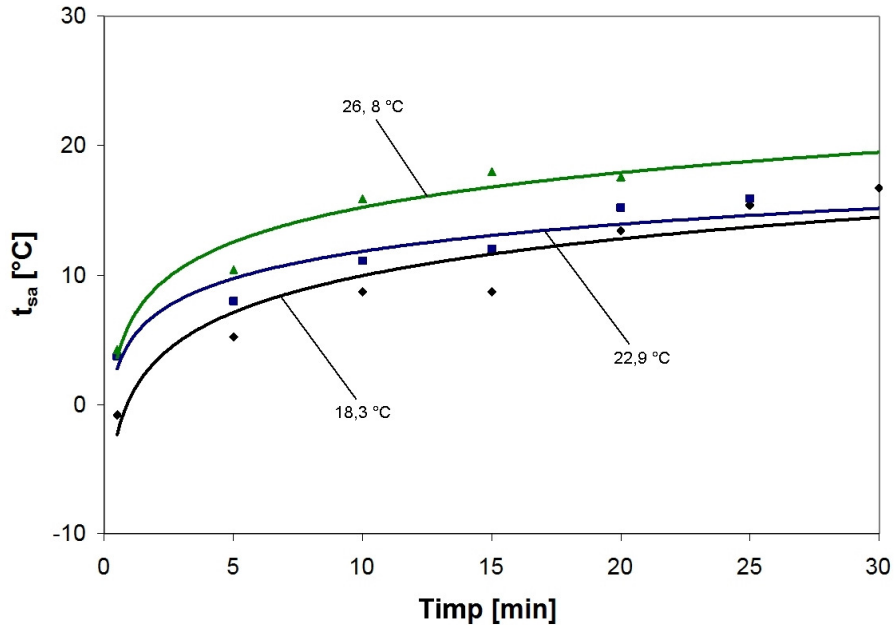


Fig. 5.39. Evoluția în timp a temperaturii amestecului pentru IB10, $n \sim 3500$ rot/min

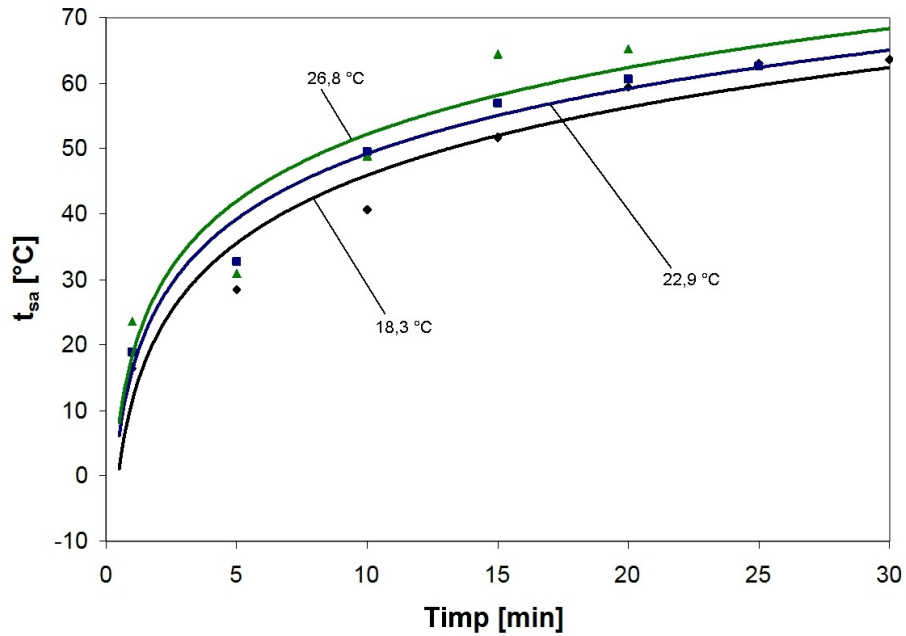


Fig. 5.40. Evoluția în timp a temperaturii amestecului pentru IB10, $n \sim 840$ rot/min

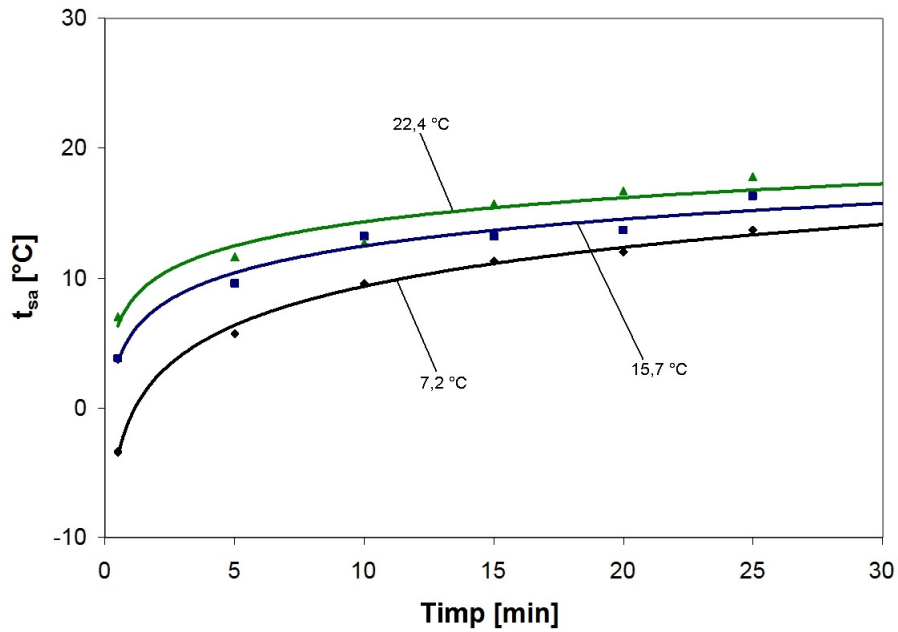


Fig. 5.41. Evoluția în timp a temperaturii amestecului pentru IB50, $n \sim 3500$ rot/min

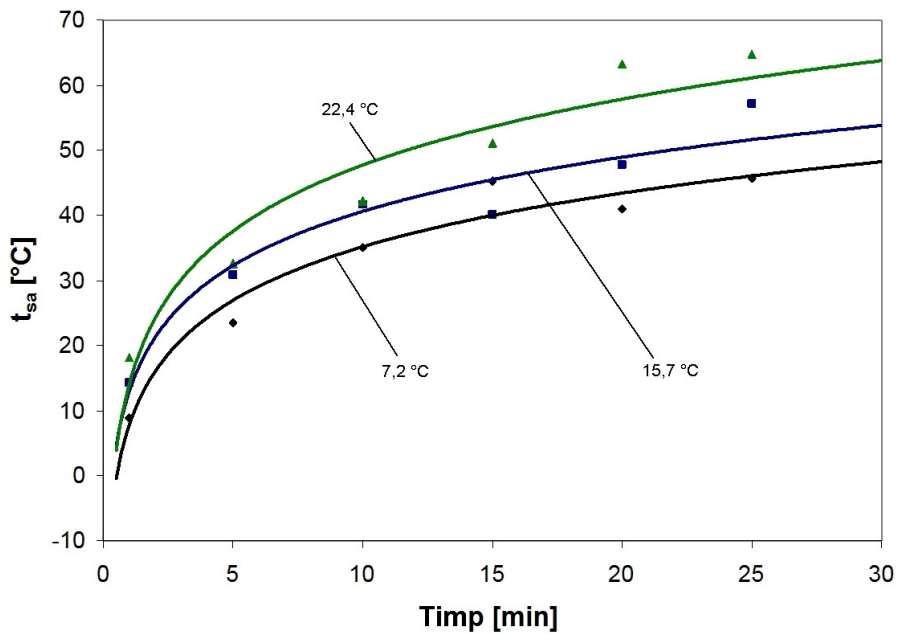


Fig. 5.42. Evoluția în timp a temperaturii amestecului pentru IB50, $n \sim 840$ rot/min

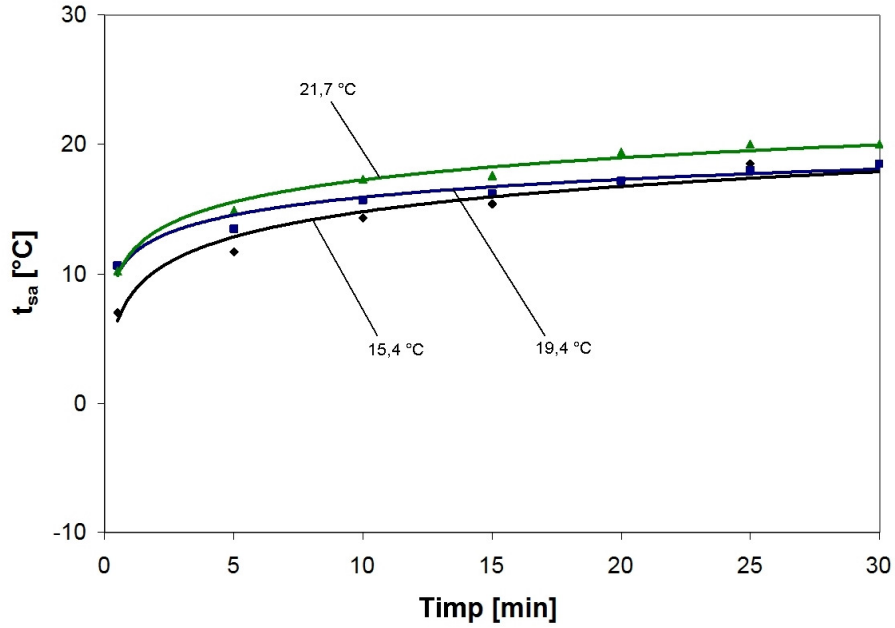


Fig. 5.43. Evoluția în timp a temperaturii amestecului pentru IB70, n ~ 3500 rot/min

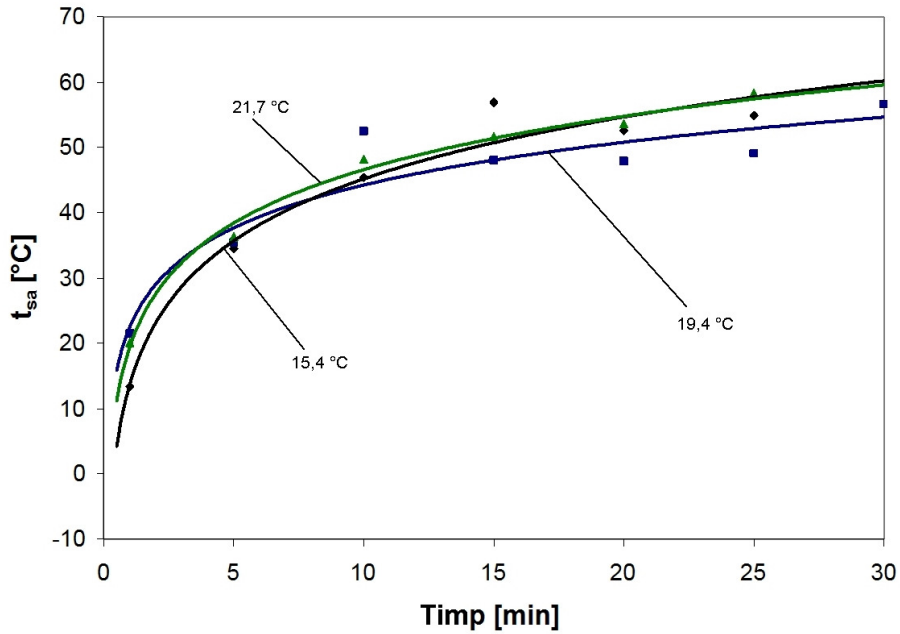


Fig. 5.44. Evoluția în timp a temperaturii amestecului pentru IB70, n ~ 840 rot/min

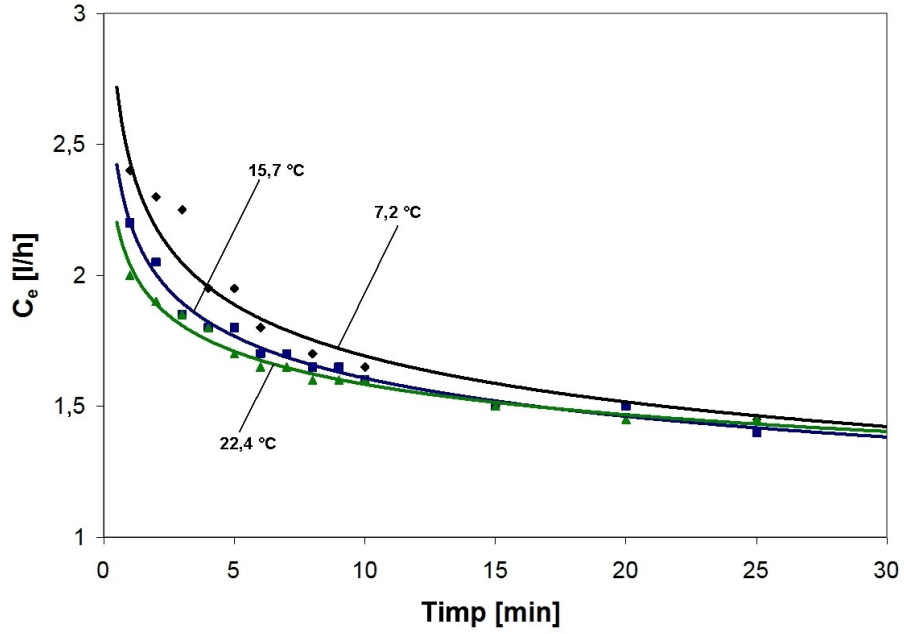


Fig. 5.45. Evoluția în timp a consumului de combustibil pentru IB50, $n \sim 840$ rot/min

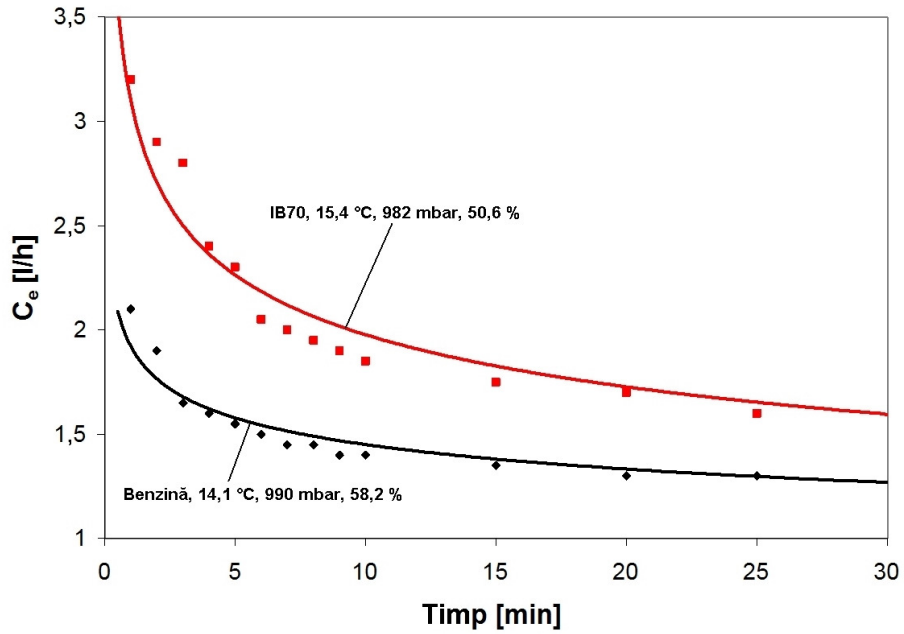


Fig. 5.46. Evoluția în timp a consumului de combustibil pentru benzină și IB70, $n \sim 840$ rot/min

Consumul de combustibil crește odată cu mărirea concentrației de izobutanol în amestec cu benzina (fig. 5.46). Imediat după pornire sonda de oxigen este încă rece, astfel încât pentru dozarea cantității de combustibil injectate unitatea electronică de comandă se bazează doar pe semnalul primit de la debitmetrul de aer și cel de la sonda de temperatură a lichidului de răcire. Pe baza acestui raționament, consumul de combustibil ar trebui să fie identic atât pentru benzină, cât și pentru amestecuri benzină-izobutanol. Totuși după pornire, funcționarea motorului este cu atât mai instabilă cu cât concentrația de alcool este mai mare. Unitatea electronică de comandă este programată să mențină turația de ralanti între 720-880 rot/min, astfel încât amestecul este îmbogățit până la o valoare care să asigure o funcționare stabilă a motorului. Corecția care se face în acest caz este limitată superior¹³¹, ceea ce limitează concentrația maximă de alcool ce poate fi utilizată în amestec cu benzina. Efectuarea corecției timpului de injecție este motivul principal pentru care consumul de combustibil crește odată cu creșterea concentrației de izobutanol. În perioada de încălzire imediat după pornire, consumul de combustibil crește pentru IB70 cu până la 50% comparativ cu alimentarea cu benzină (fig. 5.46). După încălzirea sondei de oxigen sistemul de injecție mărește debitul de combustibil în încercarea de a menține coeficientul de dozaj al aerului în jurul valorii 1. Din acest motiv consumul de combustibil crește cu aproximativ 20 % pentru amestec IB70 comparativ cu benzina.

5.3. Rezultate experimentale privind determinarea performanțelor motorului

Pentru determinarea puterii efective a motorului s-au efectuat măsurători în regim de sarcină plină pe intervalul de turație 1720-6000 rot/min. Limita inferioară a valorii de 1720 rot/min a turației corespunde vitezei de 50 km/h în treapta a patra a cutiei de viteze a autoturismului¹³², viteză de la care standul dinamic începe înregistrarea puterii dezvoltate de motor. Valoarea superioară a intervalului de turație s-a ales astfel încât să se evite deteriorarea pieselor componente ale motorului, dar mai ales pentru limitarea uzurii excesive, specifică regimurilor de turație foarte ridicată.

Un aspect important avut în vedere la efectuarea măsurătorilor a fost comportarea motorului în diferite condiții de presiune și umiditate relativă a aerului, dar mai ales pentru diferite valori ale temperaturii aerului. Programul de înregistrare al standului dinamic poate aplica corecții valorilor măsurate în funcție de datele înregistrate de modulul pentru monitorizarea presiunii, temperaturii și umidității relative ale aerului din mediul ambiant. Corecțiile se pot face conform normelor impuse de diferite standarde, cum sunt DIN 70020, EWG 80/1269, ISO 1585, SAE J1349 sau JIS D1001. Dacă puterea măsurată la valori diferite ale temperaturii,

¹³¹ Din cercetările experimentale rezultă o limită superioară de ~20 % a corecției timpului de injecție pentru funcționare la cald, însă imediat după pornire, valoarea corecției poate fi chiar de ~50 %. Concentrația volumetrică maximă de izobutanol pentru care s-a obținut o comportare bună a sistemului de injecție a fost de 70 %, ceea ce corespunde cu o creștere a debitului de combustibil cu aproximativ 21 % pentru menținerea aceluiași raport aer-combustibil ca și pentru benzină.

¹³² Ca la majoritatea autoturismelor, ultima treaptă are un raport superior valorii 1, iar penultima treaptă a cutiei de viteze este priză directă, adică un raport de transmitere 1. Autovehiculul Opel Omega A este echipat cu o cutie de viteze cu cinci trepte, astfel încât măsurătorile pentru determinarea puterii efective a motorului s-au făcut în treapta a patra a cutiei de viteze.

presiunii și ale umidității relative variază mult (fig. 5.48), curbele corectate se apropie considerabil (fig. 5.49). Deși prin corecția care se face pentru a elimina influența factorilor de influență specifici mediului ambiant, curbele de putere se apropie, diferențele totuși semnificative între măsurători subliniază contribuția mai multor factori care influențează performanțele motorului. Pe lângă influența dispersiei ciclice, fenomen care în principiu nu poate fi evitat decât prin controlul foarte precis al gestionării aprinderii și a sistemului de injecție, influența unor factori ca temperatura lichidului de răcire și a uleiului de ungere, temperatura diferitelor componente de sub capota autoturismului, asigurarea unui debit suficient de aer, starea cauciucurilor, etc. poate fi redusă prin asigurarea unei tehnici corespunzătoare a cercetărilor experimentale. Curbele de putere înregistrate în diferite condiții de presiune a mediului ambiant, temperatură a aerului aspirat de motor și umiditate relativă a aerului s-au trasat (fig. 5.48) tocmai pentru identificarea factorilor de influență care pot fi eliminați sau măcar să fie asigurată reducerea influenței acestor factori. Intervalul de temperaturi pentru care s-au putut efectua majoritatea măsurătorilor a fost 20..32 °C, cu o valoare minimă de 14,8 °C a temperaturii aerului din hala unde este montat standul dinamic cu role. Un studiu mai complex ar fi posibil cu o hală climatizată.

Pe lângă determinarea puterii efective a motorului în regim de sarcină plină, s-a studiat comportarea la sarcini parțiale, cu măsurarea consumului instantaneu de combustibil și a puterii, date pe baza cărora se poate face determinarea randamentului efectiv.

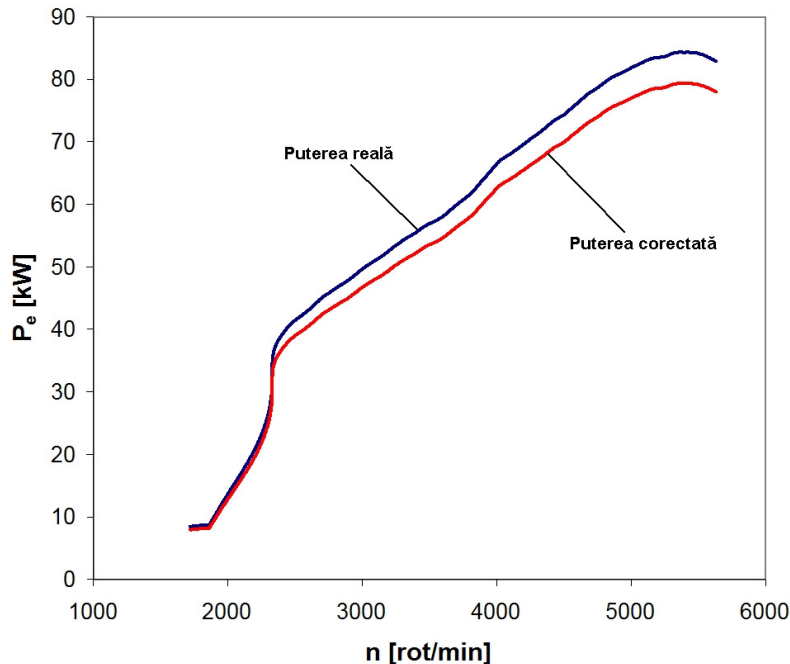


Fig. 5.47. Puterea efectivă măsurată, reală și corectată conform EWG 80/1269 pentru benzină, $t_L = 17,9$ °C, $t_{amb} = 22,4$ °C, $p_{amb} = 1008$ mbar, $\varphi = 40,6$ %

5.3.1. Măsurători efectuate cu benzină

Măsurătorile efectuate cu benzină au urmărit identificarea și cuantificarea influenței pe care o are starea amestecului carburant asupra performanțelor motorului. Evident, pentru temperaturi mai mici ale amestecului carburant s-a înregistrat o putere superioară comparativ cu măsurătorile efectuate la temperaturi mai ridicate ale amestecului. Pe lângă temperatura amestecului carburant în poarta supapei (t_{sa}), o influență semnificativă asupra puterii efective o are și presiunea absolută în colectorul de admisie (p_{ca}) (fig. 5.50). Temperatura amestecului a fost înregistrată în paralel cu presiunea în colectorul de admisie și semnalul dat de modulul TPS. Corelarea cu datele înregistrate de standul dinamic și cele colectate prin intermediul interfeței de diagnoză, s-a făcut pe baza semnalului de la modulul TPS. Astfel, momentul de început al măsurătorii s-a considerat la momentul în care semnalul dat de modulul TPS trece de la o valoare intermediară la valoarea maximă. Măsurătoarea s-a considerat încheiată la atingerea valorii minime a semnalului TPS. În paralel cu momentul motor și parametrii de funcționare măsurați prin interfața de diagnoză, presiunea în galeria de admisie și temperatura amestecului au fost înregistrate cu placa de achiziție. Astfel, a fost posibilă corelarea stării amestecului carburant cu puterea efectivă a motorului în timpul funcționării la sarcină plină.

Puterea maximă obținută în timpul măsurătorilor a fost de 88,99 kW la turația de 5070 rot/min, în condiții de presiune a mediului ambiant de 1033 mbar, o temperatură de 17,4 °C și o umiditate relativă de 22,2 %. Momentul maxim obținut în aceleași condiții a fost de 178,32 Nm la turația de 2535 rot/min. Valorile de mai sus corectate prin aplicarea coeficientului K_a^{133} [123], calculat cu relația (5.1), ar fi de 84,62 kW pentru putere și 169,53 Nm pentru momentul motor, foarte apropiate de datele furnizate de constructor (tabelul 5.1). Valorile minime obținute în timpul măsurătorilor au fost 79,27 kW la turația de 5260 rot/min pentru puterea efectivă iar pentru momentul motor 150,66 Nm la 2755 rot/min. Prin corectare se obține o putere de 79,91 kW și un moment motor de 151,87 Nm, mult diferite de valorile măsurate la omologarea autoturismului. Valoarea maximă obținută s-a înregistrat la o măsurătoare pentru care temperatura lichidului de răcire era sub valoarea nominală, iar motorul nu era foarte cald, în timp ce pentru valoarea minimă măsurătoarea a fost efectuată după mai multe încercări, când motorul a fost foarte cald, cu ventilatorul oprit, astfel încât temperatura aerului aspirat a fost foarte ridicată. Majoritatea valorilor înregistrate, cu asigurarea de condiții asemănătoare în privința regimului termic al motorului, s-au situat în jur de 82 kW pentru puterea maximă și 160 Nm pentru momentul motor maxim, ca și valori corectate. Aceste rezultate sunt cele care s-au utilizat pentru compararea performanțelor obținute cu diferite amestecuri benzină-izobutanol, întrucât pot fi considerate reprezentative din punct de vedere statistic pentru performanțele motorului.

$$K_a = \left(\frac{990}{p_s} \right) \cdot \left(\frac{T}{298} \right)^{0,5} \quad (5.1)$$

unde K_a este coeficientul de corecție a puterii măsurate, p_s presiunea aerului uscat, ca diferență dintre presiunea mediului ambiant și presiunea parțială a vaporilor de apă, măsurată în mbar, iar T este temperatura aerului aspirat de motor, în K.

¹³³ Pentru ca o încercare să fie valabilă, factorul de corecție trebuie să se încadreze în intervalul de valori $0,96 \leq K_a \leq 1,06$ [123].

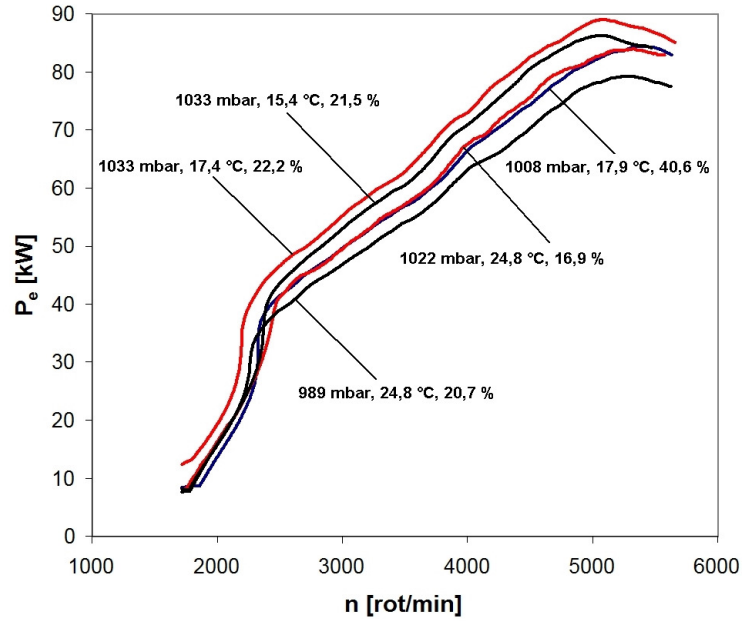


Fig. 5.48. Puterea efectivă reală, măsurată în diferite condiții de temperatură a aerului aspirat de motor, presiune și umiditate relativă ale mediului ambiant

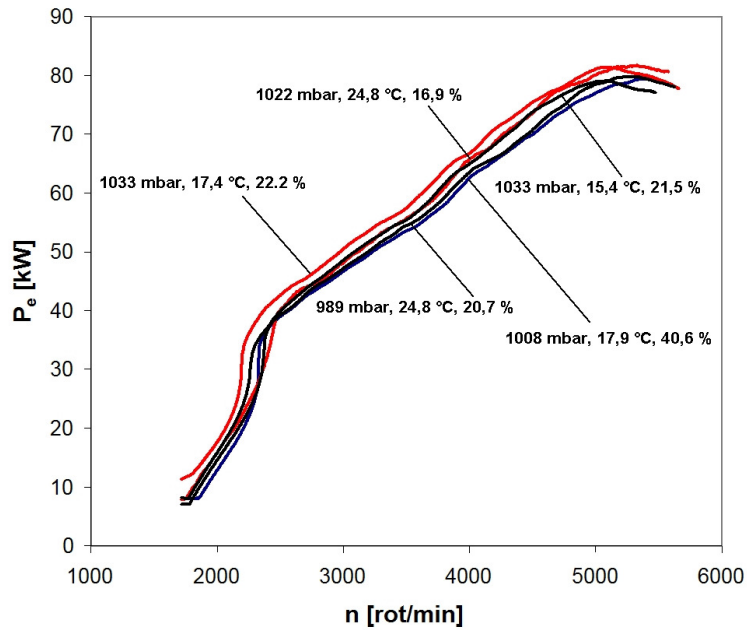


Fig. 5.49. Puterea efectivă corectată conform EWG 80/1269, măsurată în diferite condiții de temperatură a aerului aspirat de motor, presiune și umiditate relativă ale mediului ambiant

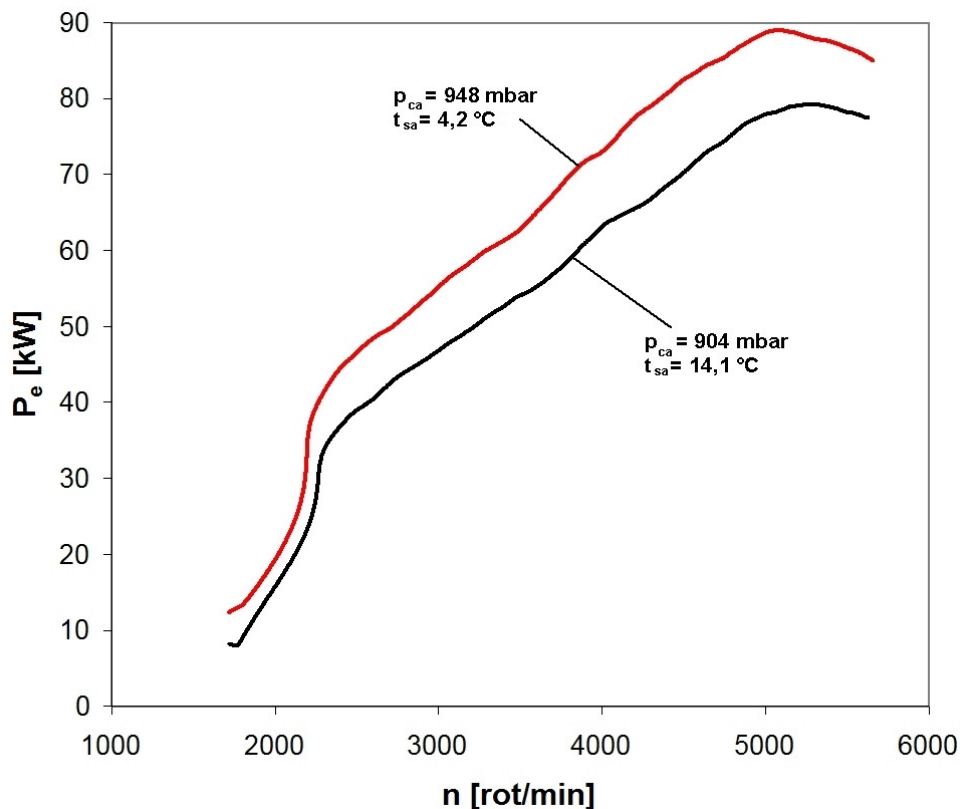


Fig. 5.50. Puterea efectivă reală, măsurată pentru benzină

5.3.2. Măsurători efectuate cu benzină-izobutanol

La măsurătorile efectuate cu amestecuri benzină-izobutanol, pe lângă problema comportării diferite a sistemului de injecție pe anumite perioade, este posibilă apariția fenomenului de detonație datorită sărăcirii amestecului. De altfel, la funcționarea în sarcină plină și alimentare cu izobutanol pur, unitatea electronică de comandă a înregistrat un cod de defect care semnala o citire eronată de la sonda de oxigen¹³⁴. Pe lângă scăderea drastică a performanțelor datorită sărăcirii amestecului carburant, atingerea turației de putere maximă a devenit imposibilă cu excepția câtorva situații când sistemul de injecție a reușit să asigure o funcționare cât de cât apropiată de normalitate. Limita maximă a concentrației de izobutanol în amestec cu benzina pentru care măsurătorile au reușit în majoritatea cazurilor a fost de 50 % participare volumetrică (fig. 5.51). Totuși, dispersia semnificativă a rezultatelor obținute la măsurarea puterii efective nu recomandă utilizarea amestecului IB50.

¹³⁴ Codul de defect cu numărul 38, în limba engleză Oxygen Sensor Circuit Voltage Low, a fost generat datorită înregistrării unei tensiuni mult prea mici dată de sonda de oxigen în momentul funcționării.

Pentru IB70 s-a obținut o comportare mai bună decât pentru alimentarea motorului cu izobutanol pur, însă puterea motorului a scăzut drastic comparativ cu situația de referință care a fost considerată la alimentarea cu benzină (fig. 5.52).

Se observă o diferență foarte mică între nivelul de putere obținută la amestecurile IB10 și IB30. Pentru ambele amestecuri funcționarea motorului este stabilă încă de la pornire, iar pentru IB10 chiar și regimurile tranzitorii în perioada de încălzire nu sunt problematice. Cu excepția funcționării motorului în accelerare și tranzițiile de la accelerări bruște la mers în gol, ambele la rece, imediat după pornire, alimentarea cu amestec IB30 nu a pus probleme, iar comportarea sistemului de injecție a fost foarte bună. Amestecul este bogat pentru funcționarea la sarcină plină, pentru benzină coeficientul de dozaj al aerului fiind în jurul valorii de $\lambda = 0,8-0,9$. Îmbogățirea amestecului asigură o dispersie ciclică minimă, o viteză mare de propagare a frontului de aprindere și o creștere a gradului de umplere prin scăderea temperaturii amestecului la sfârșitul procesului de admisie. Deși randamentul motorului scade considerabil datorită funcționării cu amestec bogat, acest regim asigură obținerea puterii maxime, fără pericolul de apariție a fenomenului de detonație. Tendința spre detonație poate fi redusă prin schimbarea combustibilului cu un carburant cu cifră octanică mai mare.

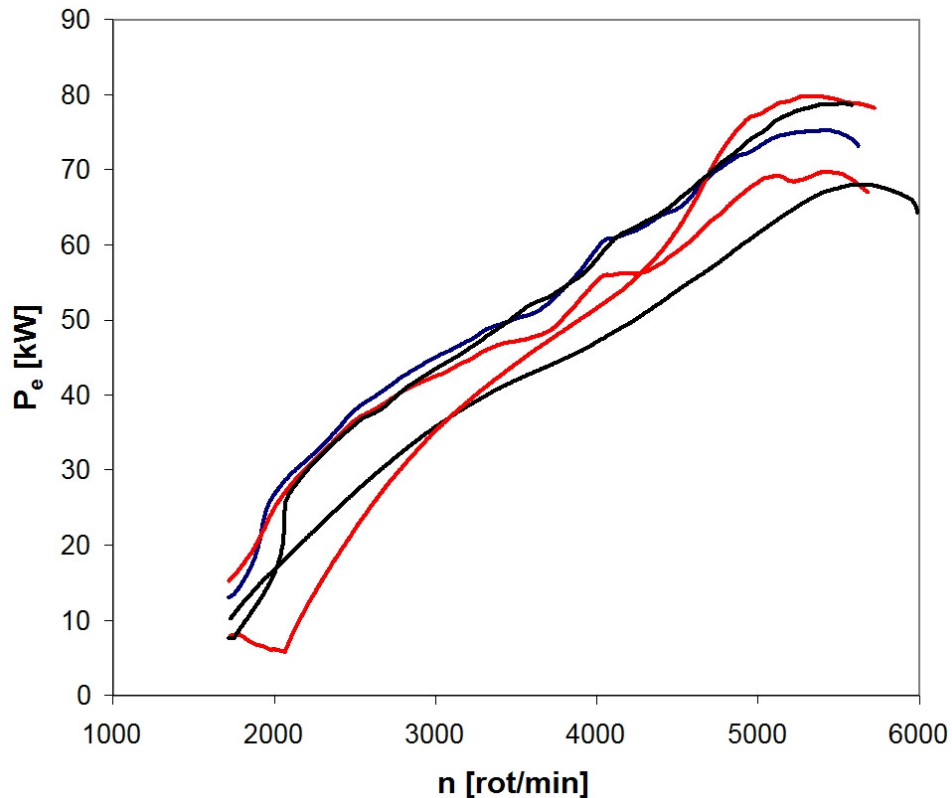


Fig. 5.51. Puterea efectivă corectată conform EWG 80/1269, măsurată pentru IB50

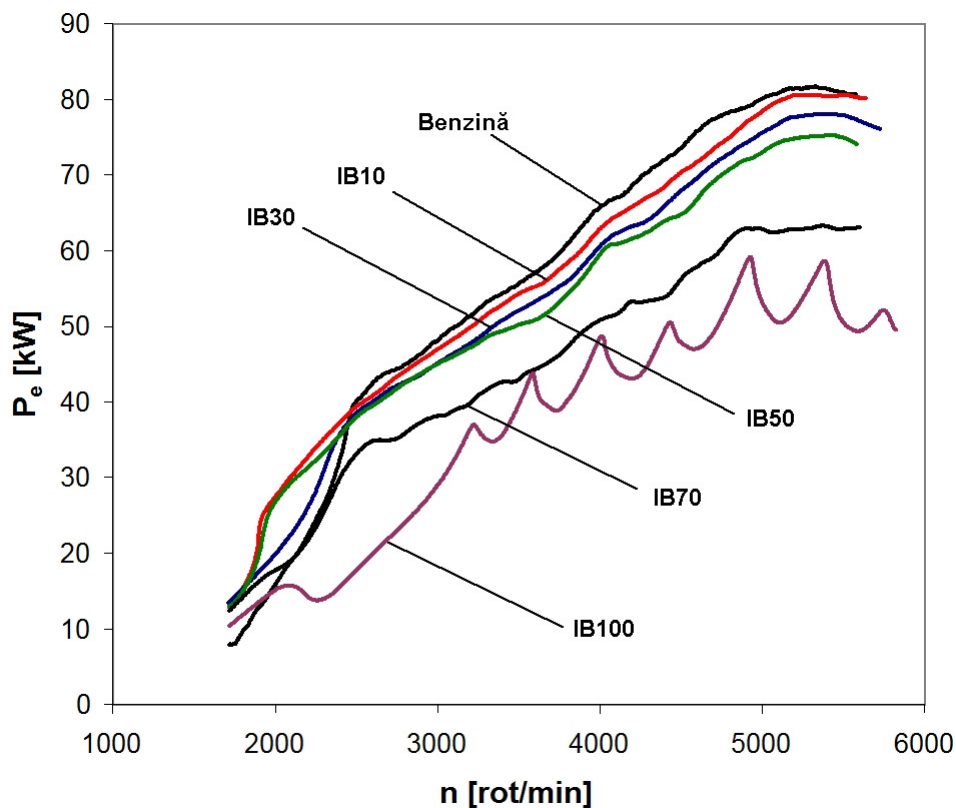


Fig. 5.52. Puterea efectivă corectată conform EWG 80/1269, măsurată pentru diferite concentrații de izobutanol în amestec cu benzina

Butanolul are o cifră octanică inferioară benzinei comerciale¹³⁵, însă izobutanolul are o cifră octanică apropiată valorilor obișnuite de 95-98 recomandate de producătorii de motoare. În timpul funcționării la sarcină plină amestecul este dozat pe baza semnalului primit de la debitmetrul de aer, astfel încât unitatea electronică de comandă nu mai efectuează corecția care se face pentru menținerea amestecului la raport stoechiometric la funcționarea în sarcină parțială. Prin adăugarea de alcool în amestec cu benzina practic dozajul este deplasat spre zona amestecurilor sărace¹³⁶. Desfășurarea arderii în aceste condiții se poate face cu tendință mare spre detonație, fenomen care duce la scăderea performanțelor și poate chiar deteriora motorul. Apariția detonației ușoare este explicația cea mai probabilă pentru scăderea semnificativă a puterii efective (fig. 5.52) pentru concentrații mari de izobutanol, respectiv IB70 și mai ales IB100¹³⁷.

¹³⁵ Valoarea cifrei octanice COR a n-butanolului este de 94, iar COM 80-81, comparativ cu valoarea COR de 95 și COM 85 pentru benzina comercială [87].

¹³⁶ Alimentarea motorului cu izobutanol pur face ca amestecul să fie sărac în timpul funcționării la sarcină plină, iar dacă pentru benzina $\lambda = 0,8-0,9$, pentru izobutanol $\lambda = 1,05-1,2$.

¹³⁷ În timpul măsurătorilor nu au fost sesizate bătăi la motor, chiar la funcționarea cu IB100, iar la schimbarea combustibilului înapoi la benzina, puterea a revenit la nivelul de referință.

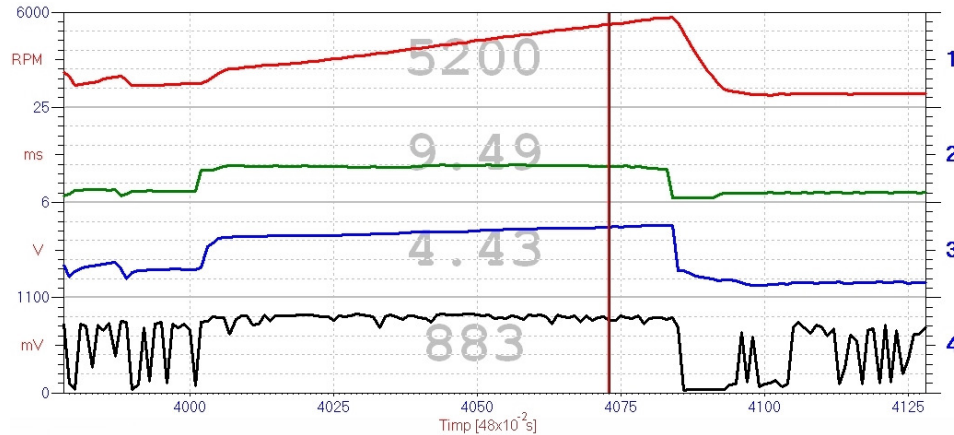


Fig. 5.53. Evoluția parametrilor în timpul măsurării puterii efective pentru IB10, cu 1 - turație, 2 - timpul de deschidere a injectoarelor, 3 - semnal de la debitmetrul de aer, 4 - semnal de la sonda de oxigen

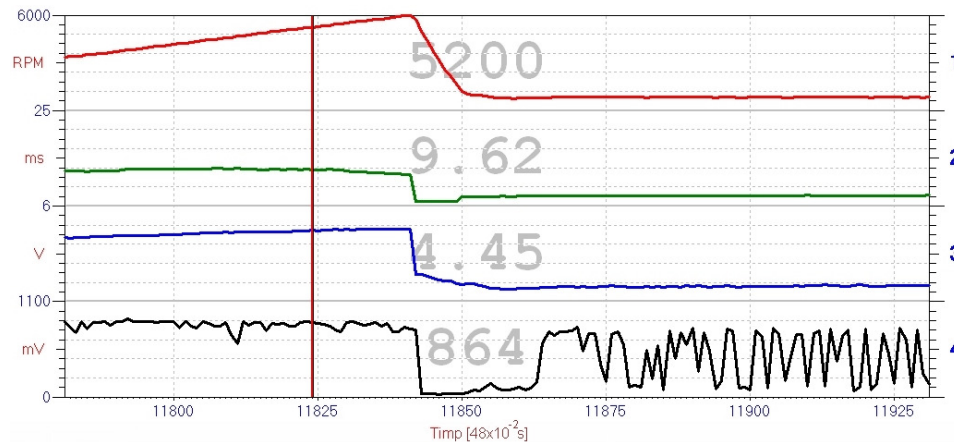


Fig. 5.54. Evoluția parametrilor în timpul măsurării puterii efective pentru IB30, cu 1 - turație, 2 - timpul de deschidere a injectoarelor, 3 - semnal de la debitmetrul de aer, 4 - semnal de la sonda de oxigen

Cercetările efectuate pentru determinarea puterii efective a motorului la sarcină plină evidențiază o concentrație maximă a izobutanolului de 50 % în amestec cu benzina, limită pentru care este asigurată o funcționare corespunzătoare pentru acest regim. Reducerea puterii efective pentru IB50 se datorează cel mai probabil intensificării fenomenului de dispersie ciclică datorită sărăcirii amestecului. Sistemul de injecție este astfel conceput încât la alimentarea cu benzină amestecul să fie dozat pentru $0,8 < \lambda < 0,9$, ceea ce pentru IB50 devine $0,91 < \lambda < 1,03$.

Dacă la trecerea de la IB10 la IB30 raportul aer-combustibil se găsește tot în zona amestecurilor bogate, ca și pentru benzină (fig. 5.53, 5.54), în cazul alimentării cu IB70 amestecul este sărac (fig. 5.55), ceea ce duce la creșterea semnificativă a tendinței spre detonație.

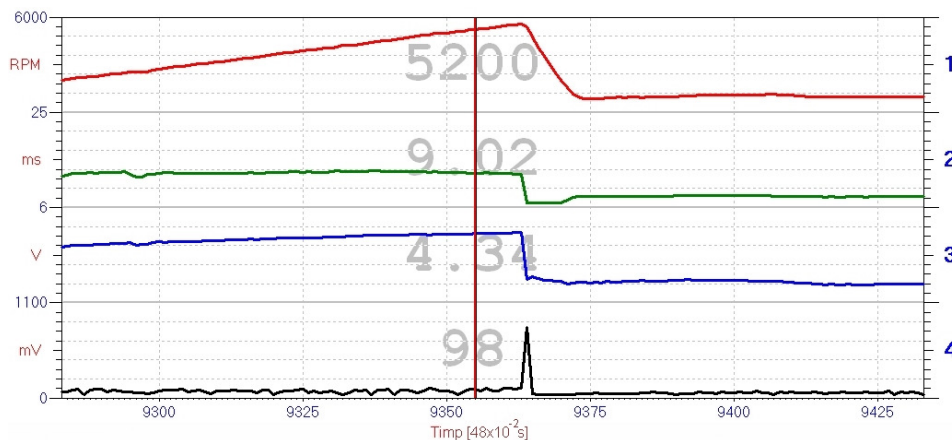


Fig. 5.55. Evoluția parametrilor în timpul măsurării puterii efective pentru IB70, cu 1 - turație, 2 - timpul de deschidere a injectoarelor, 3 - semnal de la debitmetrul de aer, 4 - semnal de la sonda de oxigen

Sărăcirea amestecului la regimul de putere maximă se datorează menținerii aceluiași nivel pentru debitul de combustibil injectat, indiferent de semnalul dat de sonda de oxigen. Chiar dacă sistemul de control al injecției de combustibil ar face o corecție în funcție de semnalul dat de sonda lambda, debitul de combustibil necesar pentru funcționarea corespunzătoare la alimentarea cu concentrații mari de alcool în amestec cu benzina nu ar putea fi asigurat la turația de putere maximă¹³⁸. Un avantaj al izobutanolului este deplasarea vitezei maxime de ardere înspre zona amestecurilor stoechiometrice (fig. 5.56), ceea ce explică menținerea performanțelor la un nivel apropiat de funcționarea cu benzină pentru concentrații de până la 50 % alcool. Totuși, pentru IB50 amestecul carburant poate fi chiar ușor sărac, ceea ce explică intensificarea fenomenului de dispersie ciclică manifestată la măsurătorile efectuate cu acest amestec. Din acest punct de vedere amestecul IB30 pare a fi cel mai potrivit, având în vedere faptul că este limita maximă a concentrației de izobutanol în amestec, pentru care se asigură funcționarea corespunzătoare a motorului, fără intensificarea dispersiei ciclice.

Alte măsurători efectuate pentru determinarea performanțelor motorului au vizat măsurarea consumului de combustibil și a puterii efective la două regimuri de viteză constantă, de 50 și 100 km/h, la diferite sarcini parțiale. Pe baza acestor valori măsurate, s-a calculat randamentul efectiv al motorului la alimentarea motorului cu diferite amestecuri benzină-izobutanol.

¹³⁸ Injectoarele se dimensionează pentru a asigura controlul precis al debitului de combustibil pentru două regimuri extreme, cel de ralanti și regimul de putere maximă. Timpul de injecție este limitat inferior de timpul în care acul injectorului efectuează cursele de deschidere și de închidere. Astfel, la regim de ralanti limita inferioară pentru timpul de deschidere a injectorului este de ~2 ms. Pentru regimul de putere maximă timpul de deschidere a injectorului este limitat superior, în funcție de turație. Motorul Opel C20NE utilizat la cercetările experimentale are turația de putere maximă la 5200 rot/min, deci o rotație durează ~11,54 ms. Injectoarele se deschid o dată la fiecare rotație a arborelui cotit, ceea ce limitează timpul de injecție la ~10 ms pentru regimul de putere maximă. În concluzie, debitul suplimentar de combustibil la regim de putere maximă în cazul utilizării alcoolilor se poate asigura doar prin injectoare dimensionate pentru un debit mai mare.

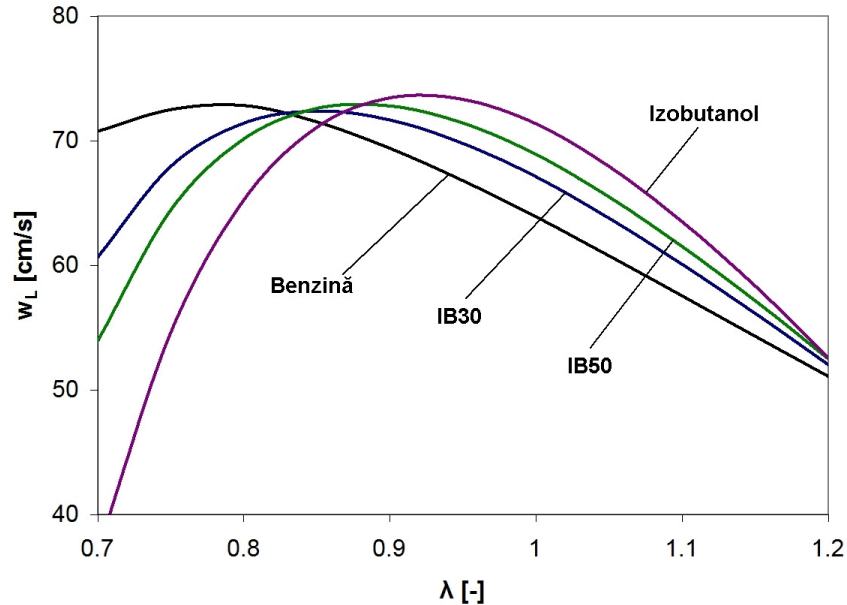


Fig. 5.56. Viteza de ardere laminară calculată pentru același avans, sarcină $\chi = 1$

Creșterea consumului de combustibil la mărirea concentrației de alcool în amestec cu benzina (fig. 5.57 și 5.58) se datorează conținutului mare de oxigen al izobutanolului, și este în concordanță cu debitul suplimentar de combustibil necesar pentru a menține raportului aer-combustibil la o valoare cât mai apropiată de cea stoechiometrică.

Un alt motiv pentru mărirea consumului este scăderea randamentului efectiv la creșterea concentrației de izobutanol (fig. 5.59 și 5.60). Viteza de ardere mai mare a alcoolului ar trebui să compenseze temperatura mai scăzută la începutul arderii, condiții în care faza inițială de dezvoltare a nucleului de flacără se prelungește. Dacă la sarcină plină sărăcirea amestecului duce la intensificarea dispersiei ciclice și are ca rezultat scăderea puterii efective, la sarcini parțiale raportul aer-combustibil este apropiat de amestec stoechiometric chiar și pentru IB70. Explicația cea mai probabilă pentru scăderea randamentului efectiv este adoptarea unei strategii diferite pentru controlul aprinderii. Această modificare a avansului cel mai probabil se datorează incapacității sistemului de control de a evalua corect sarcina motorului. Datorită conținutului ridicat de oxigen în combustibil, unitatea electronică de comandă interpretează semnalele de la senzori ca o sarcină mai mare și reduce avansul la aprinderea scânteii. Această explicație este susținută și de măsurătorile efectuate cu avansul modificat.

Prin mărirea avansului la declanșarea scânteii se obține o creștere a randamentului efectiv (fig. 5.61 și 5.62). Modificarea avansului s-a făcut prin schimbarea poziției selectorului pentru cifra octanică. Acest selector are două trepte, una cu avans redus, care asigură funcționarea corespunzătoare cu combustibili cu cifră octanică mică, și o treaptă cu avans mărit cu aproximativ 3-4 °RAC, pentru alimentarea cu combustibili premium, cu cifră octanică mai mare. Se observă o creștere a randamentului efectiv atât pentru amestec IB10 cât și pentru IB30.

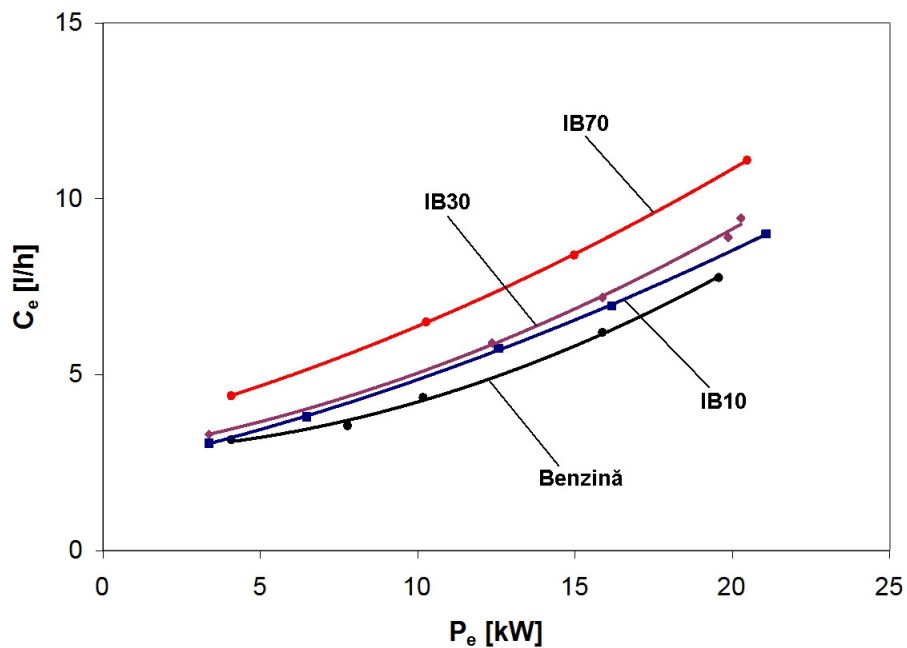


Fig. 5.57. Consumul efectiv de combustibil la viteza de 50 km/h

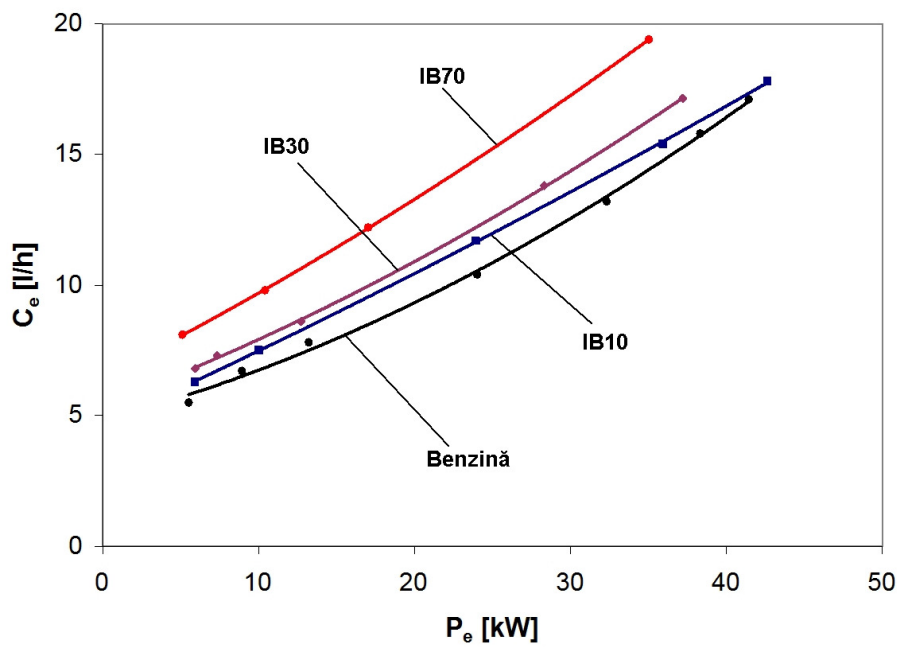


Fig. 5.58. Consumul efectiv de combustibil la viteza de 100 km/h

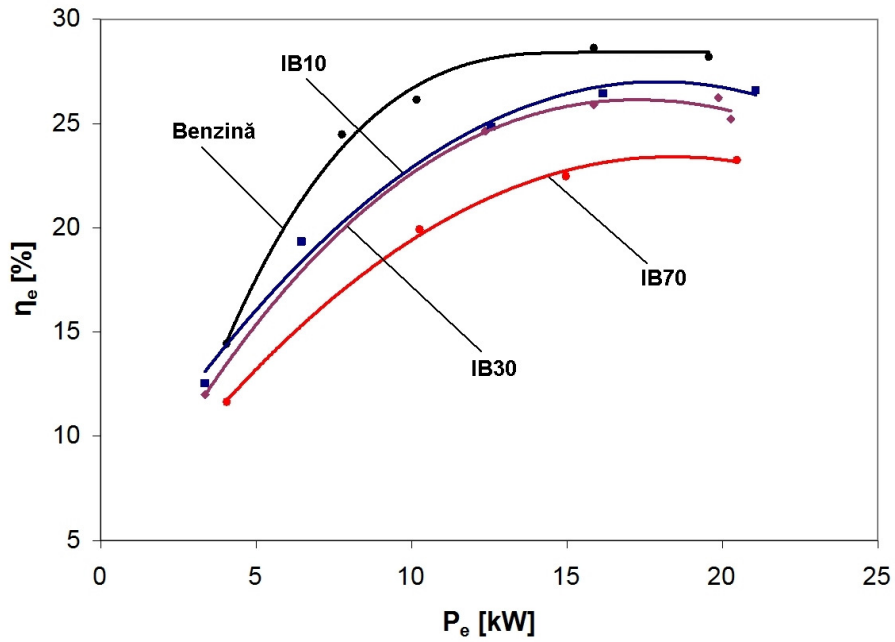


Fig. 5.59. Randamentul efectiv la viteza de 50 km/h

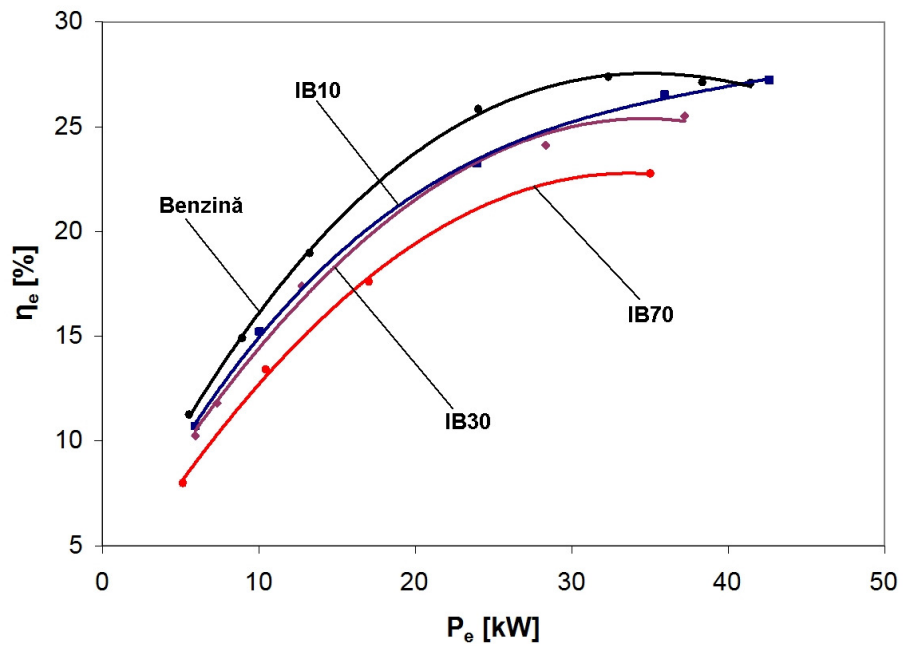


Fig. 5.60. Randamentul efectiv la viteza de 100 km/h

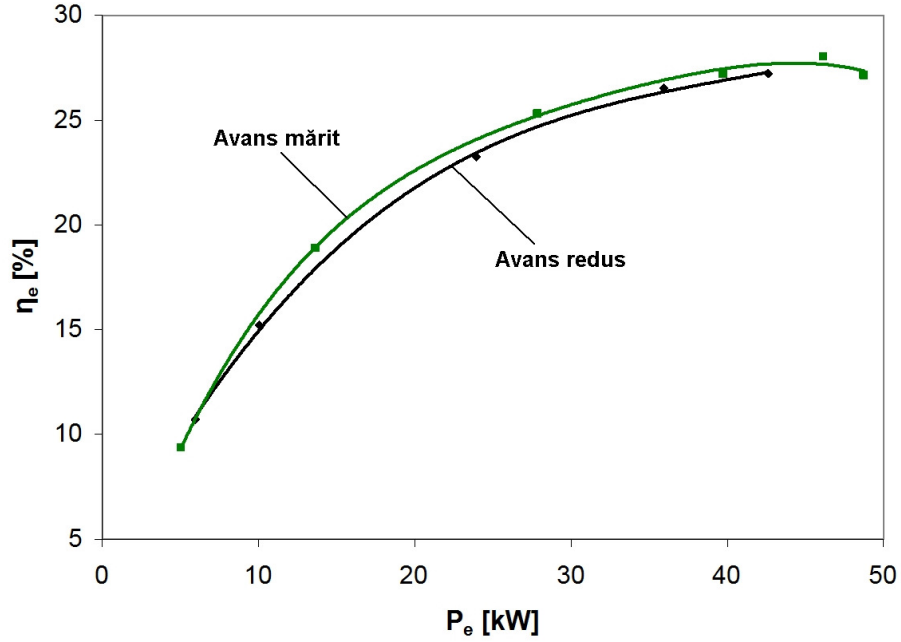


Fig. 5.61. Randamentul efectiv la viteza de 100 km/h, cu IB10

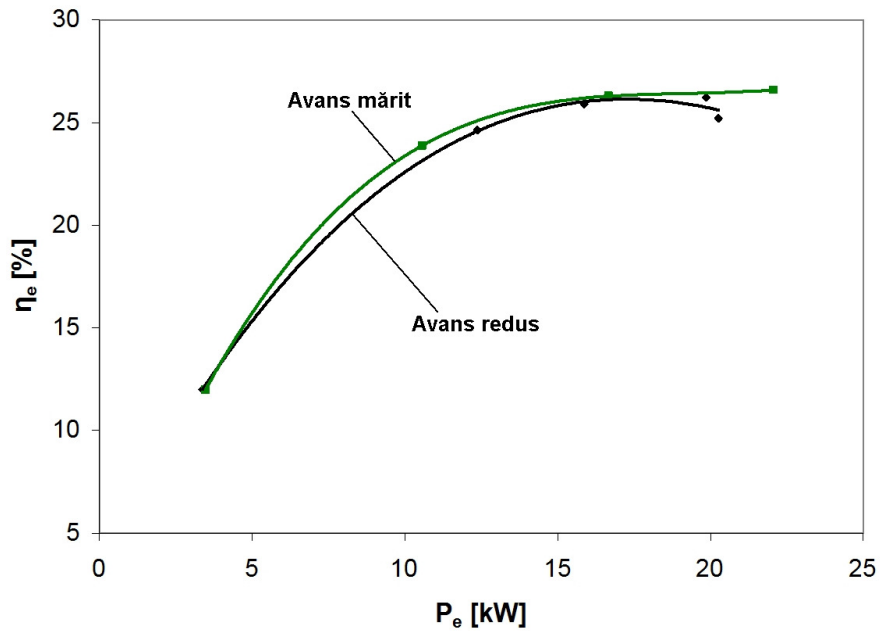


Fig. 5.62. Randamentul efectiv la viteza de 50 km/h, cu IB30

5.4. Rezultate experimentale privind determinarea gradului de poluare

Pentru măsurarea gradului de poluare s-au efectuat măsurători în două situații de rulare des întâlnite în realitate, și anume rularea la diferite sarcini parțiale, cu o viteză constantă de 50 km/h, respectiv 100 km/h¹³⁹. Parametrii urmăriți au fost emisiile de CO₂, CO, HC și NO_x, precum și concentrația de oxigen O₂ în gazele de evacuare.

Normele de poluare din ce în ce mai stricte impun monitorizarea gradului de poluare încă de la pornirea motorului, astfel încât unul din aspectele abordate în acest subcapitol a fost evoluția emisiilor de noxe pe durata încălzirii motorului la regim de ralanti.

5.4.1. Măsurători efectuate cu benzină

Valorile măsurate pentru emisiile din timpul funcționării motorului alimentat cu benzină se consideră valorile de referință, iar evaluarea modificării gradului de poluare se face prin compararea acestor valori cu cele înregistrate la alimentarea cu amestecuri de benzină și izobutanol în diferite proporții. Datorită caracteristicii de eficiență a convertorului catalitic, sistemul de injecție este programat pentru a menține amestecul în zona $0,98 < \lambda < 1,002$. Astfel se asigură temperatura nominală a convertorului pentru ca materialele catalizatoare să poată determina reducerea oxizilor de azot, precum și oxidarea monoxidului de carbon și a hidrocarburilor nearse. Deși amestecul este ușor bogat, și concentrația de CO și HC în gazele de ardere la ieșirea din motor crește comparativ cu funcționarea cu amestec în zona $0,99 < \lambda < 1,01$, reacția de oxidare a monoxidului de carbon și a hidrocarburilor nearse asigură căldura necesară pentru a menține regimul de temperatură la nivelul de eficiență maximă a convertorului catalitic, iar astfel este posibilă și reacția de reducere a NO_x. Această strategie de funcționare este adoptată datorită variației puternice a eficienței de conversie a oxizilor de azot (fig. 5.10). Menținerea coeficientului de dozaj al aerului în jurul valorii de 1,3 ar asigura un randament efectiv mai mare, și o reducere a emisiilor poluante pentru toate cele trei categorii de specii normate. Totuși, funcționarea motorului în sarcină este practic imposibilă la amestecuri cu $\lambda > 1,05$ ¹⁴⁰ datorită intensificării fenomenului de dispersie ciclică, fenomen însoțit de un grad ridicat de instabilitate și variație a puterii efective, așa cum a rezultat din măsurătorile efectuate cu amestec IB50. Funcționarea motorului cu amestec sărac este în general evitată la MAS cu injecție în poarta supapei tocmai din acest motiv, precum și datorită scăderii eficienței convertorului catalitic.

¹³⁹ Având în vedere faptul că viteza aerului suflat de ventilatorul dispus în fața autoturismului pentru simularea rulării pe drum este de 80 km/h [91], poate că această viteză la măsurarea nivelului noxelor ar fi furnizat rezultate mai apropiate de realitate. Viteza de curgere a aerului pe sub autovehicul are o influență majoră asupra regimului termic al convertorului catalitic, a cărui eficiență variază semnificativ la modificarea temperaturii de funcționare. Totuși, cele două valori alese pentru efectuarea măsurătorilor sunt mai reprezentative pentru cele două regimuri importante de exploatare a autoturismelor, respectiv regimul urban și cel extraurban.

¹⁴⁰ Valoarea se referă la motoarele cu injecție în poarta supapei. MAS cu injecție directă asigură o stratificare a amestecului, ceea ce permite funcționarea cu amestecuri sărace, fără ca fenomenul de dispersie ciclică să se intensifice. Un alt avantaj al stratificării amestecului este frânarea formării oxizilor de azot.

Un aspect interesant este valoare relativ mare a concentrației de CO₂ în gazele de evacuare (fig. 5.63 și 5.64). În general benzina comercială conține o proporție de 85.88 % carbon și 12.15 % hidrogen [83], cu un procent foarte redus de oxigen¹⁴¹. Astfel, concentrația dioxidului de carbon în gazele de evacuare uscate poate fi în intervalul 14,84..15,89 % de valori maxime. Emisia de dioxid de carbon raportată la energia produsă prin ardere este de 71,78..74,3 g CO₂/MJ, cu o valoare medie de 72,62 g CO₂/MJ.

5.4.2. Măsurători efectuate cu benzină-izobutanol

Izobutanolul fiind un combustibil cu o singură componentă, produce gaze de ardere cu o concentrație de 15,05 % în volumul de gaze uscate, la amestec stoechiometric. Emisia de dioxid de carbon raportată la energia produsă prin arderea combustibilului este de 72,04 g CO₂/MJ, comparativ cu valoarea medie a emisiei de 72,62 g CO₂/MJ pentru benzină. La creșterea participației volumetrică a izobutanolului, în privința concentrației de CO₂ se observă o reducere, atât la mers în sarcină (fig. 5.63, 5.64), cât și la regim de ralanti (fig. 5.73), cel mai probabil datorită funcționării cu amestec ușor sărac comparativ cu benzina¹⁴², pentru care sistemul de injecție menține riguros în intervalul $0,98 < \lambda < 1,002$ valoarea coeficientului de dozaj al aerului. În timpul măsurătorilor efectuate cu amestecuri benzină-izobutanol, și mai ales pentru IB70, sistemul de injecție a menținut raportul aer-combustibil la un raport apropiat de amestec stoechiometric, însă funcționarea se făcea frecvent în zona amestecurilor sărace, cu $0,998 < \lambda < 1,06$. Dacă în regim de ralanti la rece, scăderea emisiei de CO și HC la creșterea concentrației de alcool, se poate explica și datorită îmbunătățirii eficienței procesului de ardere, pentru funcționarea la cald menținerea raportului aer-combustibil în zona amestecurilor ușor sărace este explicația cea mai probabilă. În privința concentrației de dioxid de carbon în gazele de ardere uscate tendința este de scădere odată cu creșterea proporției de izobutanol în amestec cu benzina (fig. 5.63 și 5.64). Pentru concentrația de monoxid de carbon în gazele de evacuare valorile înregistrate sunt mai degrabă aleatoare la mers în sarcină, cu motorul cald (fig. 5.65 și 5.66). Cea mai probabilă explicație este variația eficienței convertorului catalitic, susținută și de valorile înregistrate pentru amestecul IB10 la viteza de 50 km/h (fig. 5.65), comparativ cu 100 km/h (fig. 5.66). Este totuși, important de menționat faptul că pentru concentrații de până la 30% izobutanol în amestec cu benzina valorile emisiilor înregistrate sunt comparabile cu cele la alimentarea cu benzină. Aceleași observații sunt valabile și pentru emisia de hidrocarburi nearchive (fig. 5.67 și 5.68). Creșterea emisiei de NO_x (fig. 5.69 și 5.70), precum și a concentrației de O₂ în gazele de evacuare (fig. 5.71 și 5.72) susțin ideea variației eficienței de conversie a convertorului catalitic datorită menținerii raportului aer-combustibil în zona amestecurilor ușor sărace la alimentarea motorului cu IB70.

¹⁴¹ Principalul motiv pentru care raportul carbon-hidrogen variază este modificarea compoziției pe care benzina o are în funcție de anotimp. Astfel, pe timp de iarnă benzina conține mai mult componente ușoare, cu temperatură de fierbere mai mică, pentru a asigura evaporarea combustibilului la temperaturi scăzute. Vara benzina este mai bogată în componente grele, cu temperatură de fierbere mare, pentru a reduce emisiile prin evaporarea combustibilului [97].

¹⁴² La echilibru chimic, pentru benzină cu proporțiile ~86% carbon și ~14% hidrogen, cu $\lambda = 1$, concentrația de CO₂ în gazele umede este de 13,39 %, iar pentru IB70 de 12,91%. Analizorul de gaze măsoară însă concentrația speciilor în volumul de gaze uscate, ceea ce înseamnă o concentrație de 15,32% pentru benzină și 15,14% CO₂ pentru IB70. Dacă însă amestecul este ușor sărac, cu $\lambda = 1,04$, concentrația de CO₂ este de 14,52% la alimentarea cu IB70, ceea ce explică reducerea comparativ cu funcționarea motorului cu benzină.

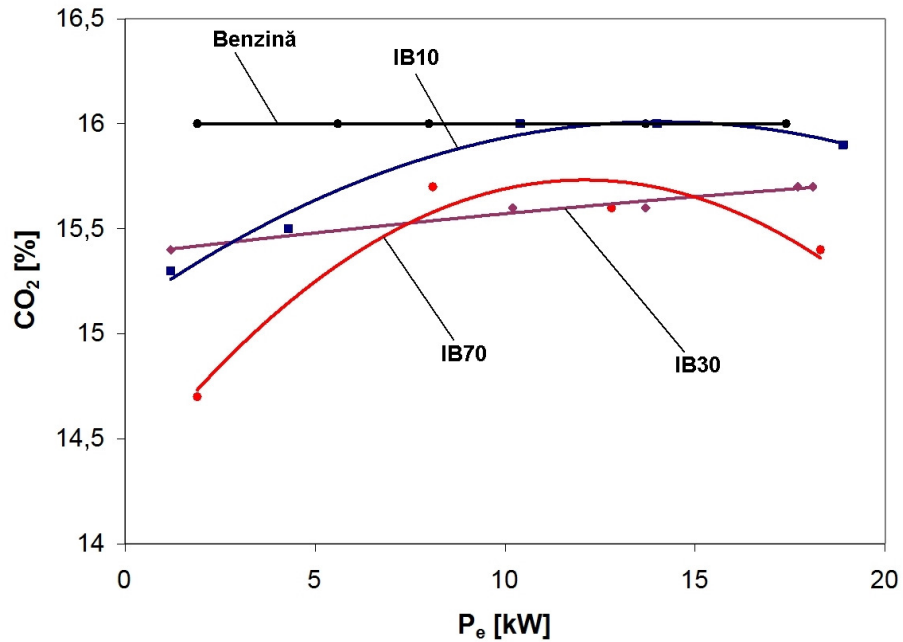


Fig. 5.63. Concentrația de CO₂ în gazele de evacuare la viteza de 50 km/h

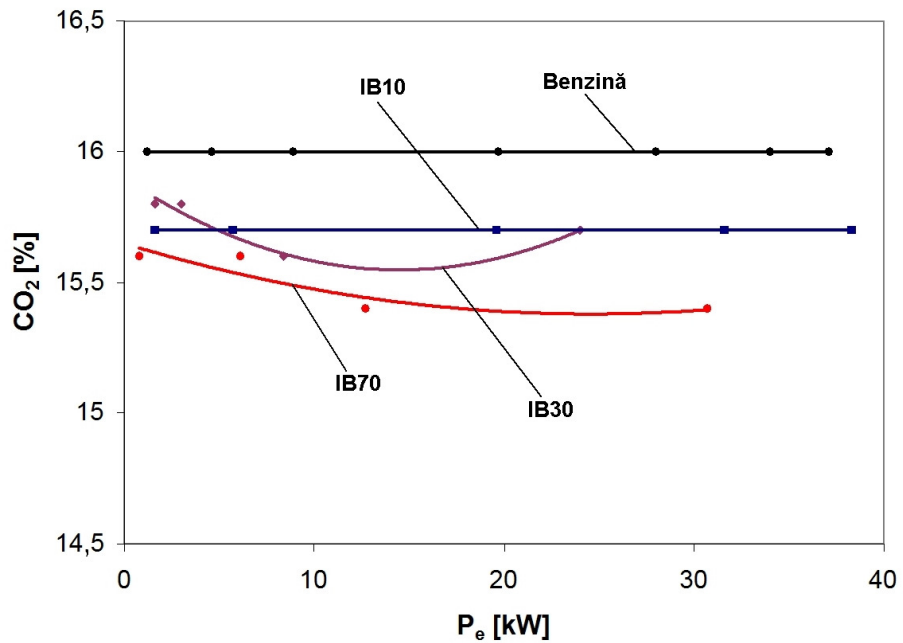


Fig. 5.64. Concentrația de CO₂ în gazele de evacuare la viteza de 100 km/h

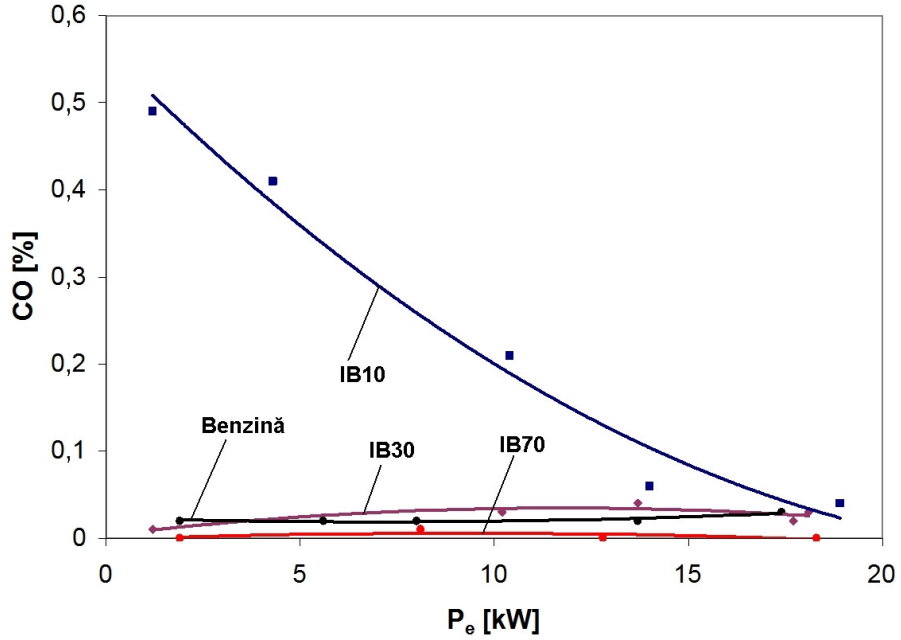


Fig. 5.65. Concentrația de CO în gazele de evacuare la viteza de 50 km/h

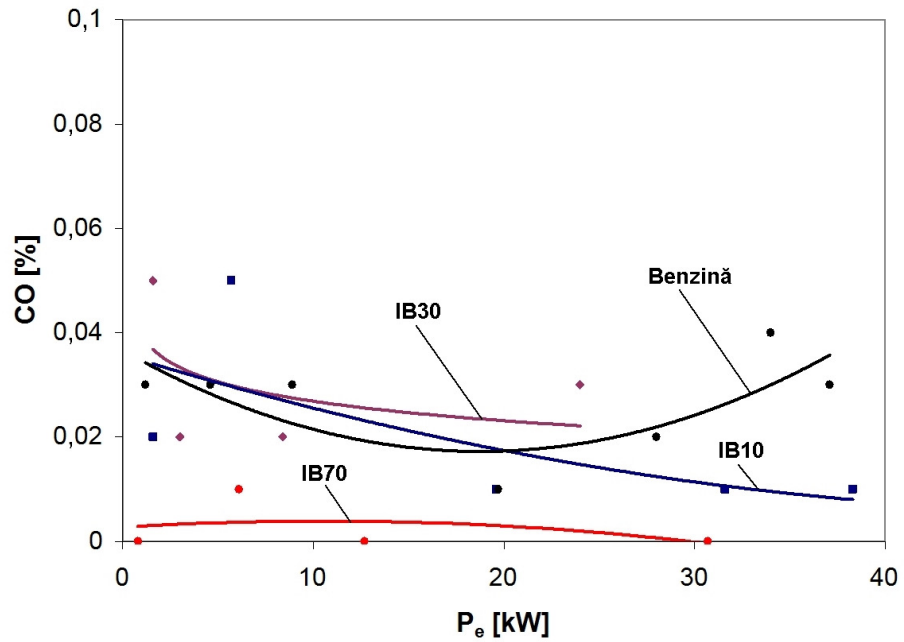


Fig. 5.66. Concentrația de CO în gazele de evacuare la viteza de 100 km/h

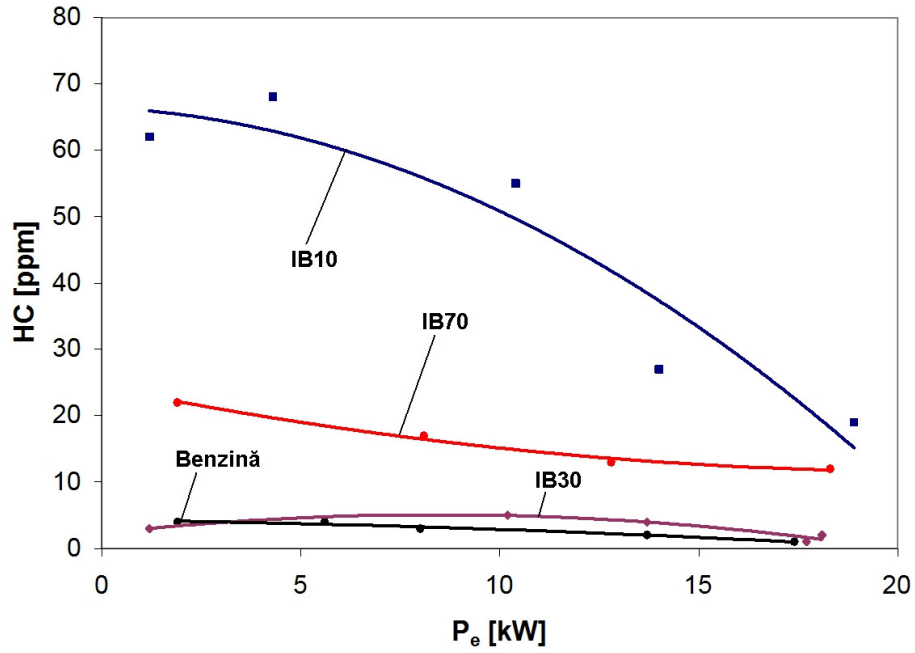


Fig. 5.67. Concentrația de HC în gazele de evacuare la viteza de 50 km/h

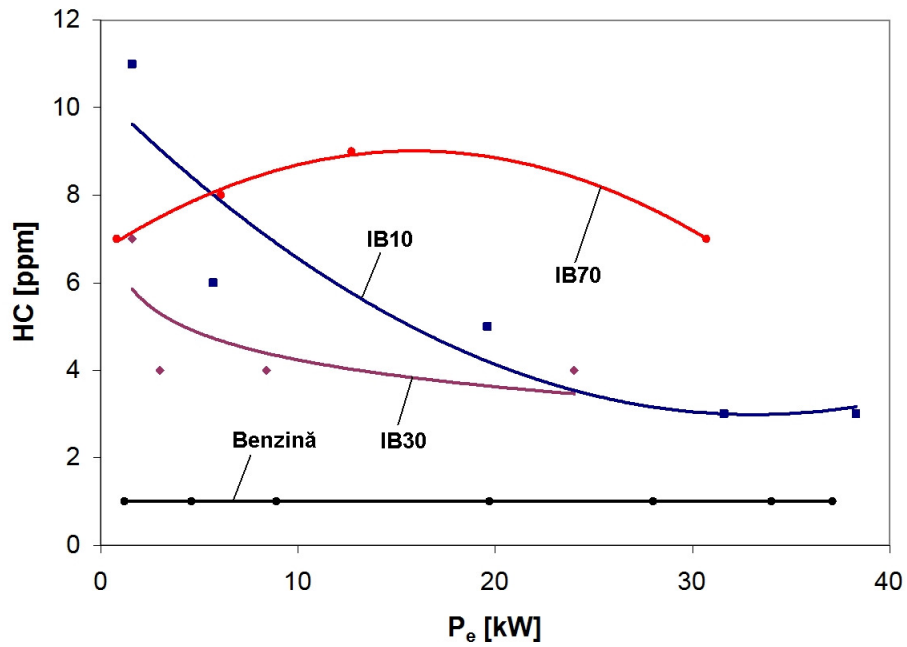


Fig. 5.68. Concentrația de HC în gazele de evacuare la viteza de 100 km/h

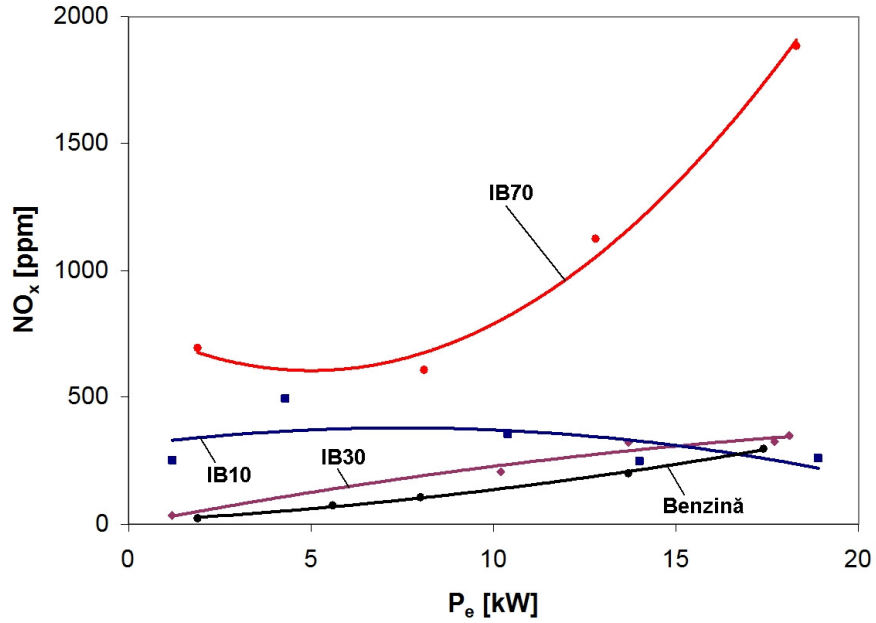


Fig. 5.69. Concentrația de NO_x în gazele de evacuare la viteza de 50 km/h

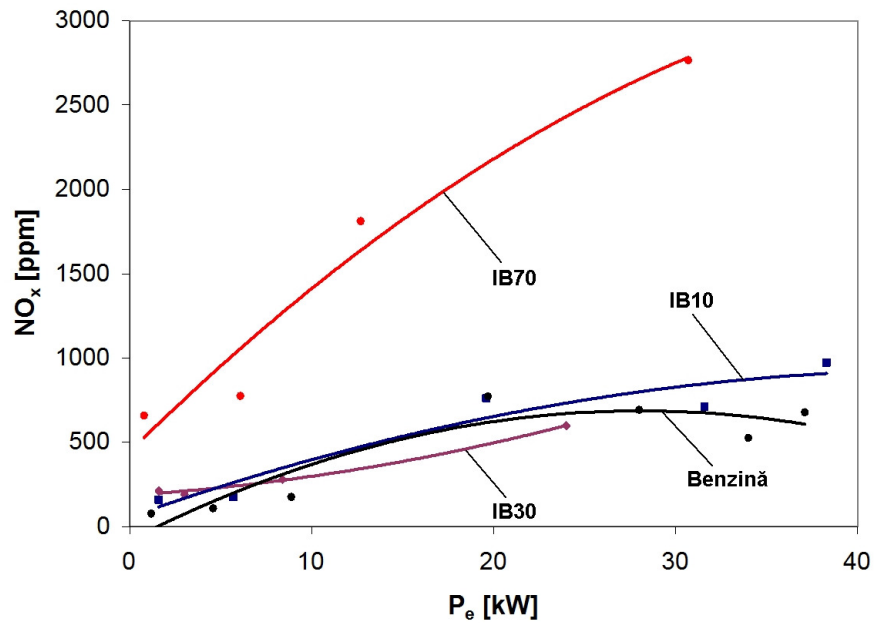


Fig. 5.70. Concentrația de NO_x în gazele de evacuare la viteza de 100 km/h

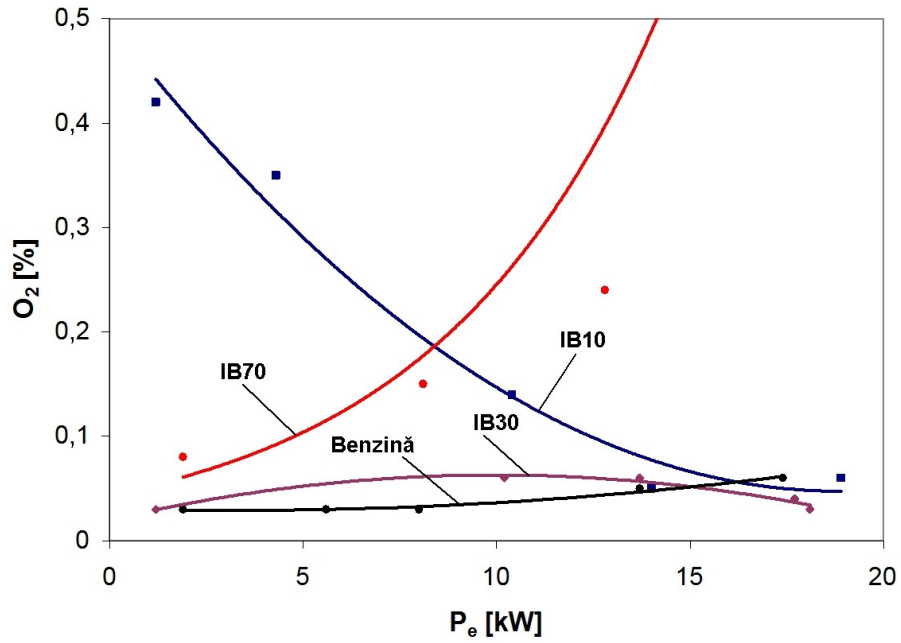


Fig. 5.71. Concentrația de O₂ în gazele de evacuare la viteza de 50 km/h

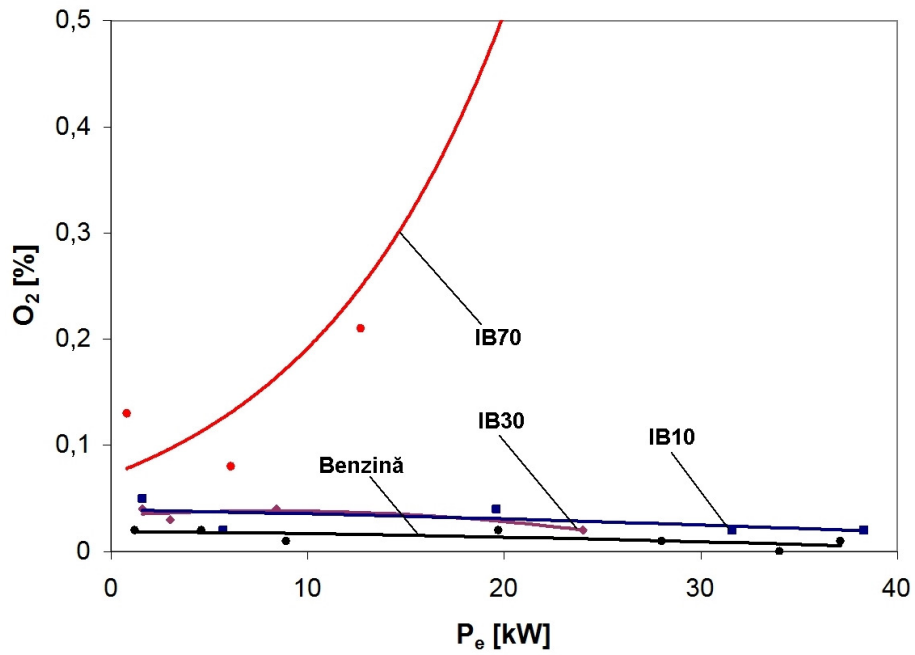


Fig. 5.72. Concentrația de O₂ în gazele de evacuare la viteza de 100 km/h

Valorile foarte reduse înregistrate la alimentarea cu benzină pentru emisia de hidrocarburi nearse (fig. 5.67 și 5.68) arată o funcționare corespunzătoare a convertorului catalitic. La adăugarea de izobutanol în amestec cu benzina eficiența reacțiilor de oxidare a hidrocarburilor nearse și cea de reducere a oxizilor de azot se reduce, scăderea cea mai evidentă fiind înregistrată la concentrația de 70 % alcool. Atât concentrația de HC cât și mai ales cea de NO_x în gazele de evacuare cresc la alimentarea motorului cu IB70. Pentru amestecul IB10 concentrațiile mari de CO și HC în timpul rulării cu viteza de 50 km/h se explică prin regimul termic scăzut al convertorului catalitic (fig. 5.65 și 5.67). Se observă o scădere a acestor două specii de noxe la creșterea sarcinii motorului, iar reducerea emisiei de NO_x la sarcină mai mare (fig. 5.69) susține explicația măririi temperaturii sistemului de tratare a gazelor de evacuare. Din contră, pentru IB70, odată cu încărcarea motorului crește concentrația oxizilor de azot în gazele de evacuare, iar prezența oxigenului în concentrație mare sugerează o funcționare cu amestec sărac, regim în care convertorul catalitic are eficiență mult scăzută în reducerea NO_x . Valorile reduse pentru emisia de CO (fig. 5.65 și 5.66) și HC (fig. 5.67 și 5.68) susțin această explicație. Această comportare a sistemului de tratare a gazelor de evacuare subliniază necesitatea studierii gradului de poluare a întregului ansamblu, respectiv motorul împreună cu convertorul catalitic. Chiar dacă prin utilizarea alcoolilor temperatura pe ciclu scade, ceea ce frânează formarea oxizilor de azot, iar arderea este mai eficientă, deci cu emisii de CO și HC mai reduse, gradul de poluare al unui autoturism alimentat cu amestecuri benzină-alcool poate fi mai mare decât în cazul utilizării combustibilului clasic. Toate normele de poluare pentru autovehicule fac referire la gradul de poluare pentru întregul ansamblu și nu doar pentru motorul cu ardere internă. Excepție fac autovehiculele grele, pentru care normele sunt exprimate în g/kwh noxe emise comparativ cu g/km pentru autoturisme.

Tendența de reducere a gradului de poluare pentru motor, fără sistemul de tratare a gazelor de evacuare, este subliniată de evoluția emisiilor de noxe în timpul funcționării la rece și pe perioada încălzirii motorului, regim în care temperatura convertorului catalitic este mult sub pragul de eficiență maximă. Concentrația de dioxid de carbon este în strânsă corelație cu emisia de CO (fig. 5.73 și 5.74) imediat după pornire și pe perioada de încălzire a motorului. Participarea volumetrică a dioxidului de carbon în gazele de ardere pentru funcționarea la ralanti crește în timp, după care se plafonează în jurul valorii de 16 %. Este interesantă evoluția noxelor pentru benzină comparativ cu IB10 și IB30 imediat după pornire. Prezența alcoolului determină funcționarea motorului cu un amestec ușor sărac, confirmată și prin concentrația mai mare de oxigen în gazele de evacuare (fig. 5.77), iar ca rezultat direct se observă reducerea emisiei de CO și HC. Din acest motiv concentrația de CO_2 este mai scăzută inițial pentru benzină, însă odată cu încălzirea convertorului catalitic concentrația de dioxid de carbon crește peste valorile înregistrate la IB10 și IB30. Emisia de oxizi de azot se încadrează în limite apropiate atât pentru benzină, cât și pentru IB10 și IB30. O ușoară reducere se observă pentru amestecul cu 30 % alcool cel mai probabil datorită temperaturilor mai scăzute din timpul arderii. Măsurătorile efectuate în regim de ralanti confirmă rezultatele obținute în timpul încercărilor la viteză constantă, la sarcini parțiale. Astfel, pentru amestecuri cu izobutanol în proporție de 10 % și 30 %, gradul de poluare se încadrează în limitele înregistrate la funcționarea cu benzină. Se înregistrează o ușoară scădere a tuturor celor trei categorii de poluanți normați la alimentarea motorului cu IB10 și IB30, însă reducerea este nesemnificativă.

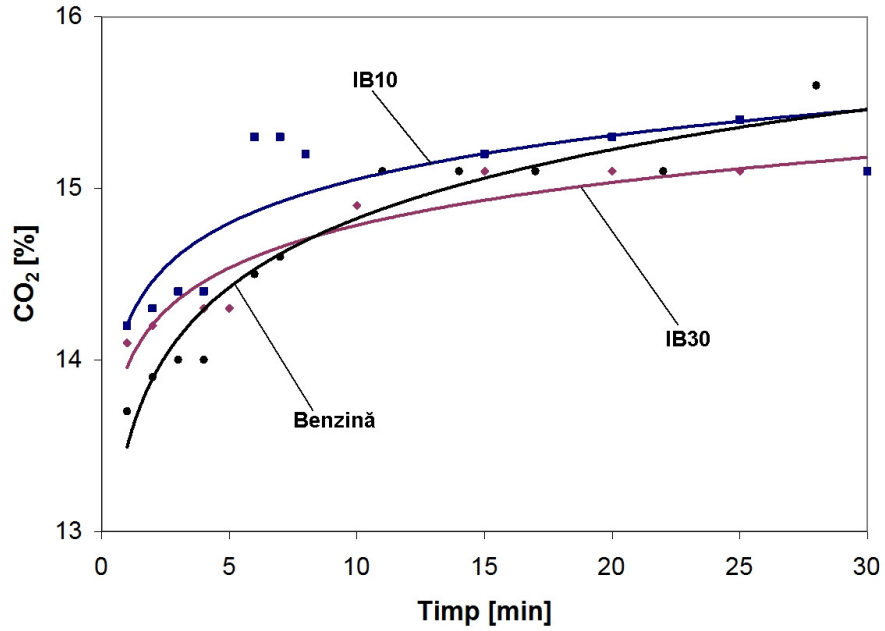


Fig. 5.73. Evoluția concentrației de CO₂ în gazele de evacuare, n ~ 840 rot/min

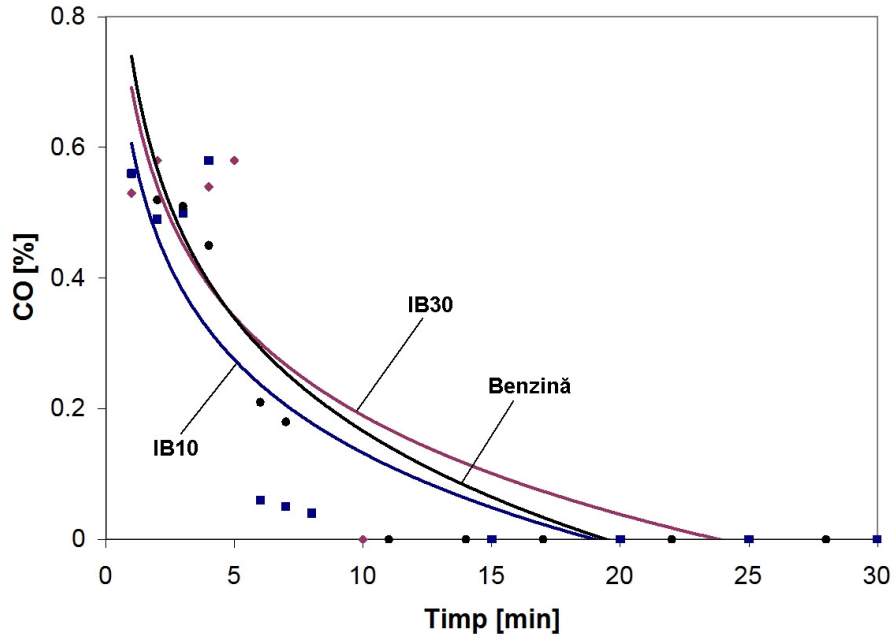


Fig. 5.74. Evoluția concentrației de CO în gazele de evacuare, n ~ 840 rot/min

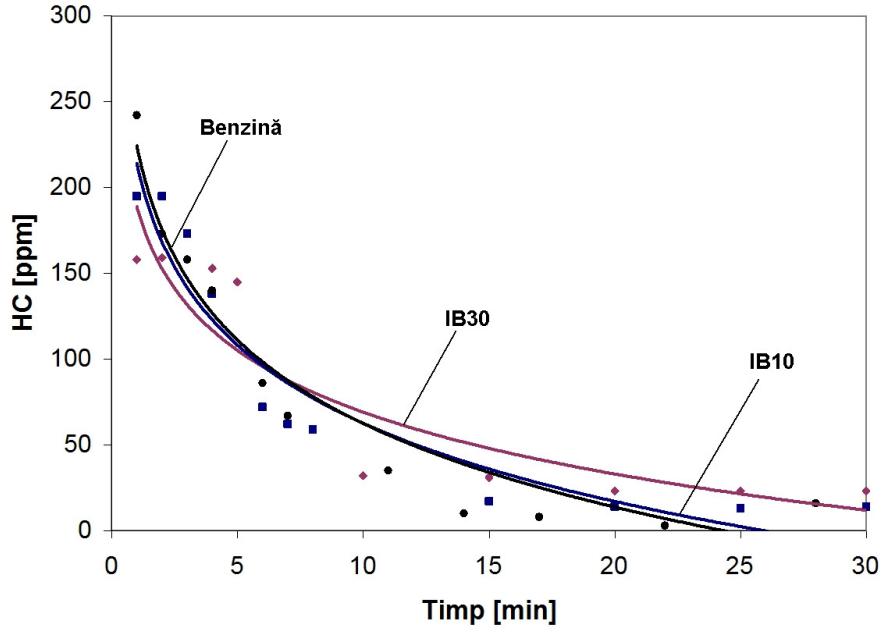


Fig. 5.75. Evoluția concentrației de HC în gazele de evacuare, $n \sim 840$ rot/min

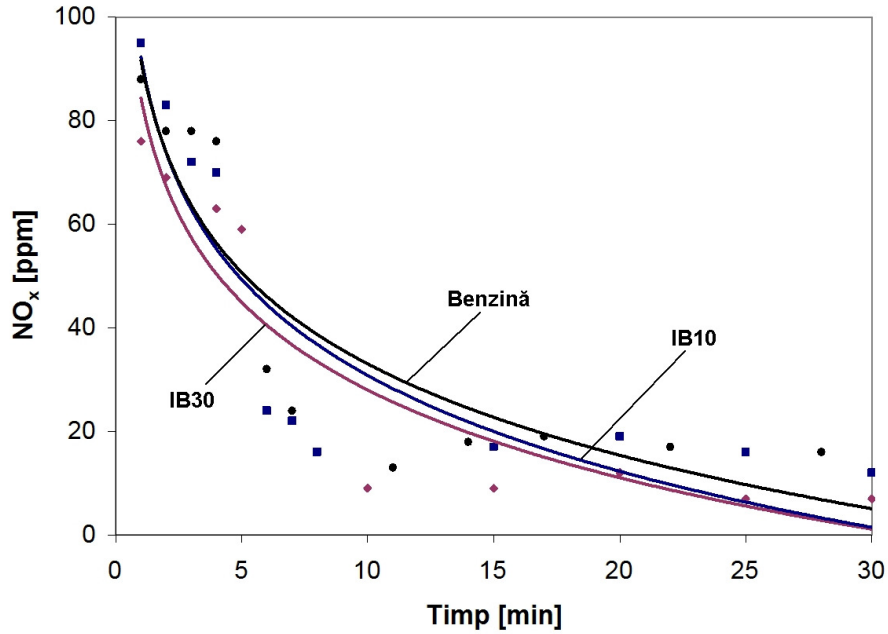


Fig. 5.76. Evoluția concentrației de NO_x în gazele de evacuare, $n \sim 840$ rot/min

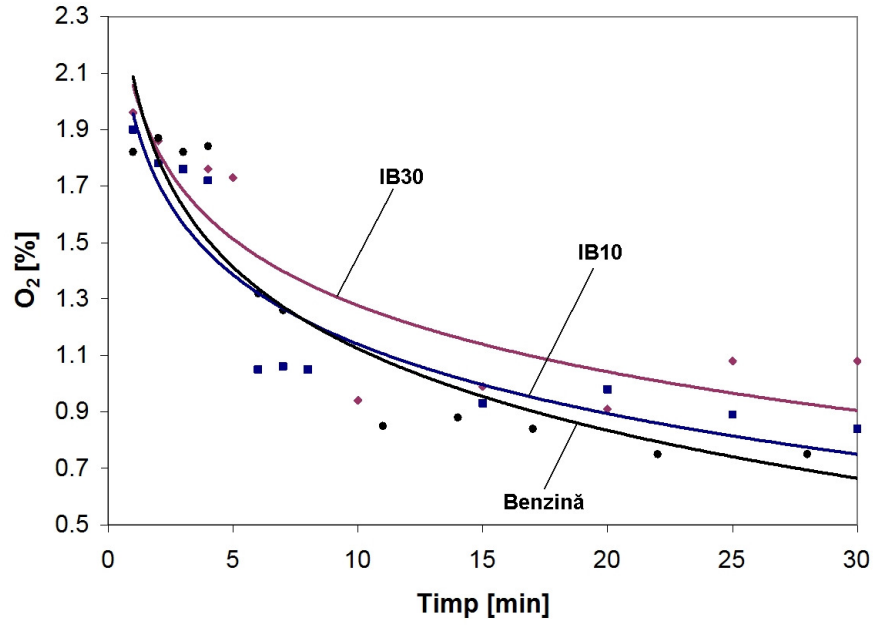


Fig. 5.77. Evoluția concentrației de O₂ în gazele de evacuare, n ~ 840 rot/min

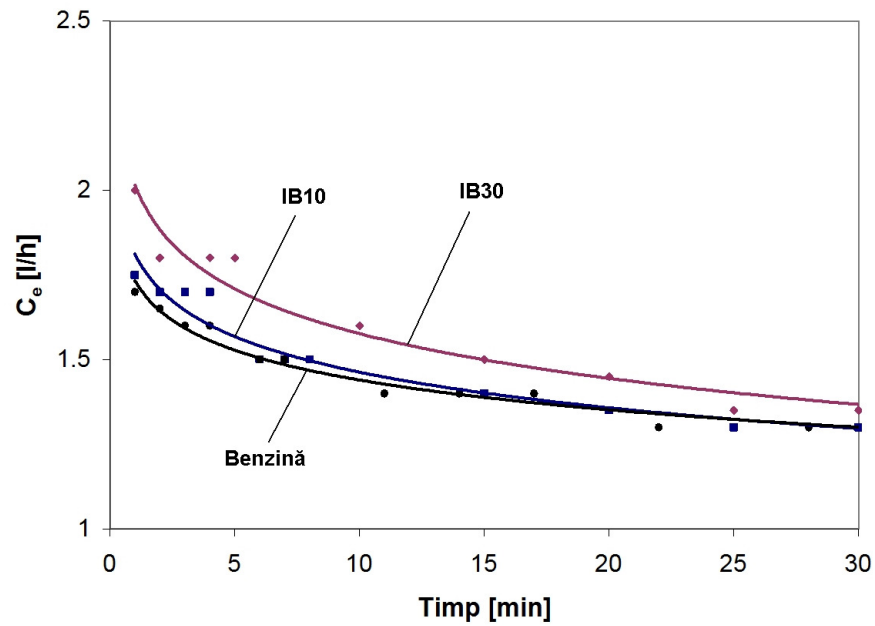


Fig. 5.78. Evoluția consumului efectiv, n ~ 840 rot/min

5.5. Concluzii

Măsurătorile efectuate pe motorul echipat cu sistem de injecție multipunct au confirmat validitatea metodei de calcul a temperaturii amestecului carburant în poarta supapei. Domeniul larg de măsurători în diferite condiții de temperatură, umiditate relativă și presiune ale mediului ambiant, întărește concluzia că metoda numerică este potrivită pentru calculul teoretic al temperaturii amestecului. De asemenea, păstrarea tuturor sistemelor auxiliare ale motorului a permis efectuarea măsurătorilor în condiții cât mai apropiate de funcționarea reală. Limitarea regimului de funcționare la perioada imediat după pornire, a fost necesară pentru a asigura condiții cât mai apropiate de o transformare adiabatică în timpul formării amestecului. Erorile s-au încadrat în limita maximă de $\sim 10\%$ pentru alimentarea motorului cu benzină. Valoarea absolută a erorilor este mai mare la amestecuri benzină-izobutanol, însă dispersia este asemănătoare cu cea înregistrată pentru benzină. Motivul cel mai probabil pentru creșterea temperaturii amestecului mai mult peste valorile calculate teoretic este influența fenomenului de curgere inversă. Această concluzie este întărită și de diferența semnificativă înregistrată între temperatura măsurată la regim de ralanti și cea măsurată la mers în gol la turații ridicate. Ca și direcție ulterioară de cercetare se menționează completarea studiului formării amestecului în poarta supapei cu un calcul al influenței schimbului de căldură și masă cu gazele de ardere care ajung în galeria de admisie, precum și cu amestecul proaspăt care ajunge din cilindru în colectorul de admisie la începutul cursei de comprimare.

Cercetările experimentale arată o comportare bună a motorului la concentrații scăzute de izobutanol în amestec cu benzina. La studiul formării amestecului carburant s-a identificat o concentrație maximă de 70% participare volumetrică a izobutanolului în amestec cu benzina, care asigură o pornire ușoară. Pentru alimentarea cu alcool pur, pornirea este practic imposibilă la temperaturi ale mediului ambiant sub $\sim 25\text{ }^{\circ}\text{C}$. Acest fapt se datorează presiunii de saturație scăzute a izobutanolului, care împiedică evaporarea acestuia la temperaturi mai scăzute. Măsurătorile experimentale au confirmat concluziile studiilor teoretice conform cărora temperatura amestecului la rece este mai mare pentru amestecuri care conțin alcool, comparativ cu benzina. De asemenea, a fost confirmată și concluzia teoretică în privința temperaturii amestecului carburant în timpul funcționării la cald, care este mai redusă pentru izobutanol decât pentru benzină, datorită căldurii de vaporizare mai mari a alcoolului. Evoluția în timp a temperaturii amestecului, precum și evoluția consumului efectiv de combustibil în regim de ralanti sunt asemănătoare atât la alimentarea motorului cu benzină, cât și pentru amestecuri benzină-izobutanol. Datorită conținutului ridicat de oxigen, se înregistrează o creștere a consumului de carburant la mărirea concentrației de alcool în amestec cu benzina.

Creșterea gradului de umplere la 10% și 30% participare volumetrică a izobutanolului este nesemnificativă, iar viteza de ardere a amestecului este asemănătoare cu cea pentru benzină. Puterea maximă a motorului este în aceleași limite ca și în cazul utilizării benzinei pentru o concentrație de până la 30% izobutanol, în timp ce la concentrație de 50% funcționarea motorului la sarcină plină devine aleatoare, cu variații mari ale performanțelor. Explicația cea mai probabilă este intensificarea fenomenului de dispersie ciclică. Alimentarea motorului cu izobutanol pur face pornirea extrem de dificilă, iar funcționarea în regimuri tranzitorii este caracterizată de un grad ridicat de instabilitate.

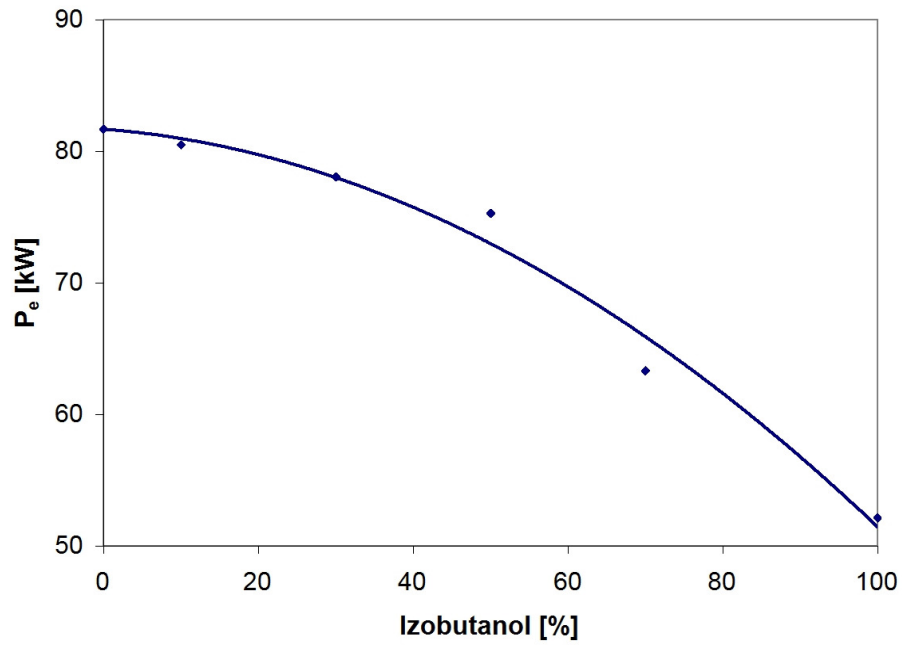


Fig. 5.79. Puterea efectivă maximă pentru amestecuri benzină-izobutanol

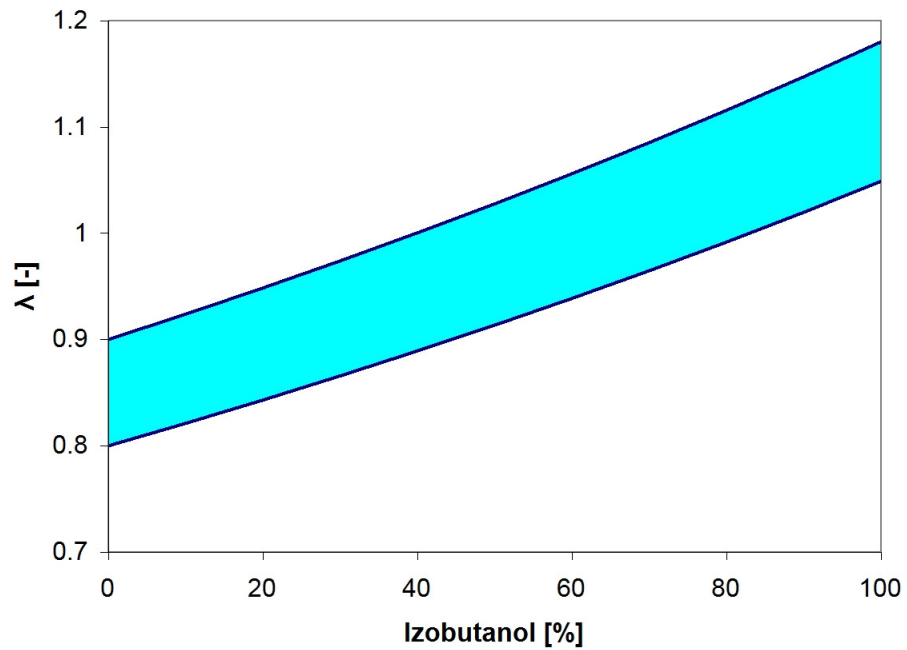


Fig. 5.80. Coeficientul excesului de aer în timpul funcționării la sarcină plină $\chi = 1$

Puterea scade considerabil pentru 70 % izobutanol în amestec cu benzina, în timp ce la alimentarea cu alcool pur performanțele motorului fac aproape imposibilă adaptarea acestuia la tracțiunea rutieră. Motivul cel mai probabil pentru scăderea semnificativă a puterii la sarcină plină este apariția fenomenului de detonație ușoară datorită funcționării cu amestec sărac la concentrații ridicate de alcool. Pe durata măsurărilor nu au fost sesizate bătăi ale motorului sau vreo defecțiune, ceea ce sugerează faptul că detonația nu este severă.

Performanțele de putere și moment au revenit la nivelul de referință când s-a trecut la alimentarea motorului cu benzină. Datorită faptului că izobutanolul este mult mai puțin corosiv decât etanolul sau metanolul, nu a avut loc defectarea vreunei componente a sistemului de alimentare cu combustibil.

Randamentul efectiv al motorului la sarcini parțiale scade odată cu creșterea concentrației de izobutanol în amestec cu benzina, cel mai probabil datorită modificării strategiei de control al aprinderii. Conținutul mare de oxigen în combustibil face ca unitatea electronică de comandă să evalueze greșit sarcina motorului și determină adoptarea unei valori pentru avansul la producerea scânteii care nu asigură obținerea randamentului maxim. În mod normal viteza de ardere mai mare a izobutanolului ar trebui să asigure o eficiență mai mare a procesului de ardere. Chiar dacă temperatura amestecului este mai scăzută la sfârșitul procesului de comprimare, viteza de ardere a alcoolului este mai mare decât cea a benzinei, astfel încât arderea nu ar trebui să se prelungească comparativ cu alimentarea cu benzină. Astfel, explicația cea mai probabilă rămâne adoptarea unei strategii de aprindere care determină scăderea randamentului efectiv, asemănător cu răspunsul sistemului la creșterea umidității relative. Această comportare pune în evidență necesitatea modificării strategiei de control al aprinderii pentru a asigura o funcționare cu randament maxim la alimentarea motorului cu alcool.

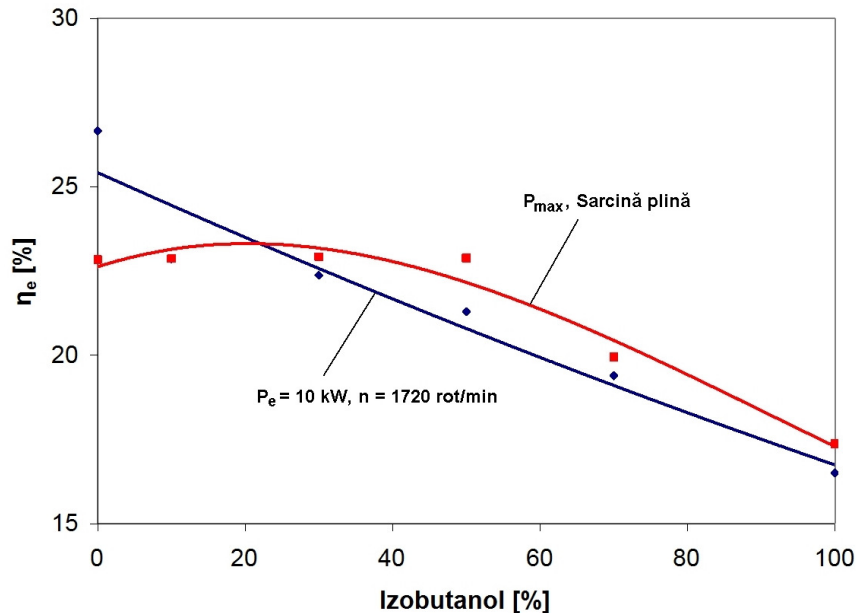


Fig. 5.81. Randamentul efectiv al motorului pentru diferite amestecuri benzină-izobutanol

Cercetări pe această temă se pot efectua cu un senzor de presiune care ar permite trasarea diagramei $p-\alpha$ și ar putea reprezenta o bază pentru dezvoltarea unor strategii de control al aprinderii special create pentru izobutanol. Creșterea consumului de combustibil în timpul funcționării la cald este în concordanță cu necesarul de debit suplimentar de carburant pentru asigurarea unui raport aer-combustibil cât mai apropiat de valoarea stoechiometrică. Scăderea randamentului efectiv duce de asemenea la creșterea consumului, însă influența principală este scăderea raportului aer-combustibil la amestec stoechiometric. Imediat după pornire și până la încălzirea sondei de oxigen consumul de combustibil crește din cauza modificării strategiei de control al formării amestecului pentru a se asigura o funcționare stabilă a motorului.

Gradul de poluare pentru autovehicul în cazul alimentării cu amestecuri benzină-izobutanol rămâne în limite apropiate cu valorile obținute pentru benzină. Marea diferență se observă în cazul emisiei de oxizi de azot, cel mai probabil datorită scăderii eficienței convertorului catalitic. Această concluzie este susținută și de evoluția emisiilor de noxe pe durata de încălzire a motorului, când regimul de temperatură este mult sub pragul de eficiență maximă a convertorului catalitic. Imediat după pornire și în timpul încălzirii motorului, gradul de poluare scade odată cu creșterea concentrației de alcool în amestec cu benzina. Ca și direcție de cercetare pentru viitor se menționează dezvoltarea unui model pentru evaluarea impactului utilizării alcoolilor la alimentarea MAS asupra mediului ambiant. Una din concluziile principale ale studiului pentru determinarea gradului de poluare este necesitatea cercetării emisiilor poluante raportate la întreg autovehiculul, și nu doar la motor. Această concluzie este subliniată și de caracterul aleatoriu al funcționării motorului la alimentarea cu amestecuri benzină-izobutanol, care produce modificări considerabile ale eficienței convertorului catalitic.

6. CONCLUZII FINALE ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE

6.1. Concluzii finale

Formarea amestecului carburant la MAS cu injecție în poarta supapei este un proces complex de schimb de căldură și substanță, cu influență directă asupra performanțelor motorului și asupra gradului de poluare. Datorită evaporării combustibilului temperatura finală a amestecului este mai scăzută decât cea a aerului înainte de formarea amestecului. Cu cât temperatura amestecului în poarta supapei este mai mică, cu atât gradul de umplere este mai mare. Creșterea gradului de umplere datorită temperaturii scăzute a amestecului trebuie evaluată atent deoarece densitatea mai mare a fluidului motor produce o creștere a căderii de presiune pe supapa de admisie, ceea ce duce la scăderea presiunii din cilindru în timpul admisiei. De asemenea, trebuie avut în vedere și gradul de evaporare a combustibilului, factor care influențează direct emisiile de monoxid de carbon și hidrocarburi nearse.

Temperatura amestecului în poarta supapei de admisie se poate determina cu ajutorul metodei grafice denumită dreapta de amestec. Lucrarea prezintă metoda numerică de determinare a temperaturii amestecului carburant, metodă dezvoltată de autor cu ocazia trasării diagramelor $i-x$ aer-combustibil pentru motoare supraalimentate. După determinarea temperaturii este posibil calculul participării masice a combustibilului în stare de vapori, factor cu influență importantă asupra omogenității amestecului. Se observă o suprapunere foarte bună a rezultatelor obținute la evaluarea temperaturii amestecului carburant prin cele două metode de determinare. Natura metodei numerice permite programarea ei pe calculatoare numerice. În această privință trebuie menționată intenția autorului de a crea un program de simulare a funcționării motoarelor cu aprindere prin scânteie, care să încorporeze o rutină pentru determinarea stării amestecului carburant. Utilizarea metodei numerice este mult mai ușoară, iar erorile de citire sunt eliminate, deoarece nu mai sunt necesare reprezentări grafice. Precizia ridicată este asigurată atât la determinarea temperaturii amestecului, cât și pentru evaluarea participării masice a combustibilului în stare de vapori. Prin utilizarea metodei numerice dezvoltată în această lucrare este posibil un studiu sistematic și complet al influențelor tuturor factorilor de stare ai aerului aspirat și a presiunii absolute în colectorul de admisie asupra stării amestecului carburant. De asemenea, metoda numerică ușurează determinările pentru motoare supraalimentate, care pe suport grafic ar fi dificile datorită apropierii liniilor de rouă la creșterea presiunii absolute a amestecului.

Datorită adoptării pe scară largă a biocombustibililor, este necesar un studiu al influenței pe care acest tip de carburant o are asupra funcționării motorului. Echivalarea combustibilului cu cinci componente combinată cu rezolvarea numerică a ecuațiilor care permit determinarea stării amestecului, face posibil studiul formării amestecului pentru diferite combinații de benzină-alcool.

Omogenitatea amestecului are o influență majoră asupra gradului de poluare. În timpul funcționării la cald se obține un grad ridicat de omogenitate prin

încălzirea aerului pe traseul de admisie. Rezultatele studiilor numerice arată obținerea amestecurilor perfect omogene doar la temperaturi ridicate ale aerului înainte de amestecarea cu combustibil, ceea ce explică încălzirea intenționată a aerului pe traseul de admisie practică de producătorii de motoare. Pentru pornirea la rece și în timpul încălzirii gradul de evaporare a combustibilului poate avea valori foarte scăzute, mai ales în cazul utilizării alcoolilor, ceea ce subliniază importanța determinării participării combustibilului în stare de vapori, încă din faza de pornire.

Extinderea domeniului diagramei $i-x$ aer-combustibil la presiuni ridicate, în vederea aplicării la MAS cu injecție directă poate reprezenta o direcție de cercetare ulterioară, având în vedere confirmarea experimentală a rezultatelor teoretice obținute la studiul formării amestecului în poarta supapei. La presiuni ridicate comportarea gazelor prezintă o abatere semnificativă de la ecuația termică de stare pentru gaze perfecte, astfel încât este necesară adoptarea unor coeficienți de corecție, iar studiul formării amestecului devine o problemă mai complexă.

Cuplată cu un calcul complet al ciclului de funcționare al motorului, metoda numerică permite evaluarea prin calcul a comportării unui motor în funcție de condițiile mediului ambiant și în funcție de caracteristicile combustibilului folosit. Căldura de vaporizare ridicată a alcoolilor comparativ cu cea a benzinei, face dificilă pornirea motorului la rece pe timp de iarnă. Prin studii ale formării amestecului în diferite condiții și pentru diferite tipuri de combustibil se pot stabili strategii de control al sistemului de alimentare care să asigure o pornire ușoară și o funcționare stabilă pe perioada încălzirii chiar și în cazul schimbării compoziției combustibilului, fără a efectua alte intervenții asupra componentelor motorului. În acest sens, modificarea programului de control al injecției pe baza unei strategii stabilite prin studiul formării amestecului carburant, poate reprezenta o soluție viabilă de adaptare a motorului pentru a putea fi alimentat cu biocombustibili.

Formarea amestecului este influențată în principal de temperatura aerului înainte de evaporarea combustibilului. Cu cât temperatura aerului este mai mare, cu atât și amestecul va avea o temperatură finală mai ridicată. Datorită căldurii de vaporizare ridicate a alcoolilor, temperatura amestecului carburant scade odată cu creșterea concentrației de etanol sau izobutanol în amestec cu benzina. Un aspect interesant este faptul că temperatura finală a amestecului este mai mare decât în cazul benzinei pentru concentrații mari de izobutanol, la temperaturi reduse ale aerului înainte de evaporarea combustibilului. Acest fenomen se datorează presiunii de saturație foarte reduse a acestui alcool. Starea de rouă este atinsă mai rapid pentru izobutanol decât pentru benzină, ceea ce împiedică evaporarea suplimentară a combustibilului. Efectul este mai puțin evident în cazul etanolului, însă pentru temperaturi reduse, atât în cazul etanolului cât și pentru izobutanol gradul de evaporare a combustibilului este mai redus comparativ cu benzina, ceea ce poate duce la creșterea emisiei de hidrocarburi nense mai ales în perioada de încălzirea a motorului. Gradul redus de evaporare la temperaturi scăzute poate îngreuna sau poate face chiar imposibilă pornirea la rece pe timp de iarnă și poate provoca un mers instabil al motorului pe durata încălzirii.

Tendența generală este de reducere a gradului de evaporare odată cu creșterea presiunii absolute a amestecului. De asemenea, influența presiunii absolute se manifestă diferit în funcție de nivelul umidității relative. Interesantă este temperatura ridicată a amestecului pentru presiuni mari în galeria de admisie, în condiții de temperatură mare a aerului și umiditate relativă ridicată. Având în vedere adoptarea pe scară largă a supraalimentării la MAS, combinată cu reducerea cilindrului, presiunea absolută în colectorul de admisie poate fi un factor de influență important.

Umiditatea relativă a aerului devine un factor important de influență la creșterea presiunii absolute în colectorul de admisie, și mai ales în cazul supraalimentării. Conținutul de umiditate al aerului aspirat de motor are o influență minimă asupra temperaturii amestecului și asupra gradului de evaporare în cazul regimurilor de sarcini parțiale.

Coeficientul de dozaj al aerului nu influențează în mod semnificativ temperatura amestecului carburant sau gradul de evaporare, însă studiul formării amestecului în funcție de dozajul combustibilului este important pentru regimurile de pornire și cel de încălzire a motorului. Datorită gradului scăzut de evaporare, în cazul utilizării alcoolilor amestecul trebuie îmbogățit suplimentar pentru a asigura pornirea motorului la rece și un mers stabil pe perioada încălzirii.

Un dezavantaj al utilizării alcoolilor este gradul redus de evaporare a combustibilului, ceea ce duce la creșterea emisiei de hidrocarburi nearchive, însă temperatura mai mică a amestecului mărește gradul de umplere cu efecte benefice asupra performanțelor motorului. Datorită influenței pe care temperatura amestecului și gradul de evaporare o au asupra presiunii și temperaturii în cilindru, calculul ciclului de funcționare al unui MAS necesită determinarea cu o precizie cât mai ridicată a acestor parametri ai amestecului. Arderea etanolului produce un nivel de presiune mai ridicat decât în cazul alimentării cu benzină, însă cu o temperatură mai mică. Formarea oxizilor de azot este frânată la alimentarea motorului cu etanol datorită nivelului mai redus de temperatură. Alcoolii sunt caracterizați de o viteză mai mare de ardere, astfel încât arderea se desfășoară cu o eficiență mai mare, ceea ce determină scăderea emisiilor de monoxid de carbon și hidrocarburi nearchive. De asemenea, cifra octanică mai mare a etanolului comparativ cu cea a benzinei permite creșterea presiunii din timpul admisiei, cu efecte benefice asupra performanțelor motoarelor supraalimentate. Fiind obținuți din biomasă, bioetanolul și biobutanolul contribuie la reducerea emisiei de dioxid de carbon, însă pentru o evaluare a reducerii totale a emisiei, este necesară o analiză completă a ciclului de producție și utilizare a alcoolilor. Creșterea emisiei de aldehide în cazul utilizării etanolului și a izobutanolului este o problemă care poate avea un impact major prin adoptarea acestor combustibili pe scară largă.

Cercetările experimentale au confirmat validitatea metodei de determinare a stării amestecului carburant și arată o comportare bună a motorului la concentrații scăzute de izobutanol în amestec cu benzina. S-a identificat o participare volumetrică maximă de 70 % a izobutanolului în amestec, concentrație la care pornirea reușește la temperaturi ale aerului din mediul ambiant de peste ~ 10 °C. Gradul de instabilitate din timpul funcționării la rece crește odată cu mărirea participării alcoolului în amestec. Concluziile studiilor teoretice asupra formării amestecului au fost confirmate de valorile măsurate experimental.

Nivelul puterii efective măsurate arată o creștere nesemnificativă a gradului de umplere la 10 % și 30 % participare volumetrică a izobutanolului, și o viteză de ardere a amestecului asemănătoare cu cea pentru benzină. Dacă puterea maximă a motorului este în aceleași limite ca și în cazul utilizării benzinei pentru o concentrație de până la 30 % izobutanol, la concentrație de 50 % funcționarea motorului în sarcină devine aleatoare, cu variații mari ale performanțelor. Acest fenomen cel mai probabil se explică prin intensificarea dispersiei ciclice. Pentru 70 % izobutanol în amestec cu benzina puterea scade considerabil, iar alimentarea cu alcool pur face aproape imposibilă adaptarea motorului la tracțiunea rutieră. Scăderea semnificativă a puterii la sarcină plină este cel mai probabil cauzată de apariția fenomenului de detonație ușoară, datorită funcționării cu amestec sărac la concentrații ridicate de alcool. Pe durata măsurărilor nu au fost sesizate bătăi ale motorului sau vreo

defecțiune, ceea ce sugerează faptul că detonația este ușoară. Performanțele de putere și moment au revenit la nivelul de referință când s-a trecut la alimentarea motorului cu benzină, deși concentrațiile de alcool au fost relativ mari. În cazul utilizării de amestecuri benzină-etanol cu concentrații mai mari de 10 %, mai multe studii au semnalat formarea de depuneri în camera de ardere și pe electrozii bujiei, precum și creșterea gradului de uzură datorită diluării uleiului de ungere, fenomene care au dus la deteriorarea performanțelor motorului. În cazul izobutanolului aceste fenomene nu apar, concluzie susținută de funcționarea motorului după revenirea la alimentarea cu benzină, când valorile performanțelor s-au situat din nou la nivelul de referință. Datorită faptului ca izobutanolul este mult mai puțin corosiv decât etanolul sau metanolul, nu a avut loc defectarea vreunei componente a sistemului de alimentare cu combustibil. De asemenea, nu s-au înregistrat modificări ale parametrilor de funcționare a componentelor sistemului de alimentare, inclusiv sonda de oxigen.

Se observă o scădere a randamentului efectiv al motorului la sarcini parțiale odată cu creșterea concentrației de izobutanol în amestec cu benzina, cel mai probabil datorită modificării strategiei de control al aprinderii. Modificare efectuată de unitatea electronică de comandă se datorează evaluării greșite a sarcinii motorului din cauza conținutului ridicat de oxigen din combustibil. Această comportare pune în evidență necesitatea modificării strategiei de control al aprinderii pentru a asigura o funcționare cu randament maxim la alimentarea motorului cu alcool. La sarcină plină, când motorul dezvoltă puterea maximă, randamentul efectiv scade doar la concentrații mari de alcool. Față de etanol, izobutanolul are puterea calorică raportată la volum mai apropiată ca valoare de cea a benzinei. Menținerea consumului specific pentru IB10, IB30 și IB50 la aceleași valori cu cele înregistrate pentru benzină se datorează păstrării timpului de injecție neschimbat la regimul de sarcină plină și menținerii raportului aer-combustibil în zona amestecurilor bogate pe durata funcționării la sarcină plină. Efectuarea unor cercetări care să studieze modificarea diagramei $p-\alpha$ în funcție de concentrația izobutanolului în amestec cu benzina, poate fi o direcție ulterioară de cercetare.

Datorită conținutului mare de oxigen în molecula de izobutanol comparativ cu benzina, este necesar un debit mai mare de combustibil pentru obținerea unui amestec stoechiometric. Creșterea consumului de combustibil în timpul funcționării la cald este în concordanță cu necesarul de debit suplimentar de carburant pentru asigurarea unui raport aer-combustibil cât mai apropiat de valoarea stoechiometrică. Imediat după pornire și până la încălzirea sondei de oxigen consumul de combustibil crește cel mai probabil din cauza modificării strategiei de control al formării amestecului pentru a se asigura o funcționare stabilă a motorului.

Valorile emisiilor de noxe în cazul alimentării cu amestecuri benzină-izobutanol rămân în limite apropiate cu valorile obținute pentru benzină. O diferență majoră se observă în cazul emisiei de oxizi de azot, cel mai probabil datorită scăderii eficienței convertorului catalitic. Această concluzie este susținută și de comportarea motorului imediat după pornire și în timpul încălzirii motorului, când regimul de temperatură a convertorului catalitic este mult sub pragul de eficiență maximă, iar gradul de poluare scade odată cu creșterea concentrației de alcool în amestec cu benzina. Dezvoltarea unui model pentru evaluarea impactului utilizării alcoolilor la alimentarea MAS asupra mediului ambiant poate reprezenta o direcție de cercetare pentru viitor. Caracterul aleatoriu al funcționării sistemului de tratare a gazelor de evacuare la alimentarea cu amestecuri benzină-izobutanol, care produce modificări considerabile ale eficienței convertorului catalitic, subliniază necesitatea cercetării emisiilor poluante raportate la întreg autovehiculul, și nu doar la motor.

6.2. Contribuții personale

Capitolul de introducere sintetizează informațiile din literatura de specialitate în legătură cu tehnologiile de îmbunătățire a performanțelor MAS, producția și utilizarea biocombustibililor, precum și tehnologiile hibride care au ca principal scop reducerea consumului de combustibil și a emisiei de CO₂.

Stadiul actual al cercetărilor în domeniul funcționării MAS sistematizează modelele matematice pentru calculul proceselor de admisie, comprimare, ardere, destindere și evacuare ale ciclului motor. Un aspect important avut în vedere la alegerea modelului pentru calculul arderii a fost cuantificarea influenței naturii combustibilului. De asemenea, s-a căutat identificarea unor modele potrivite pentru calculul concentrației speciilor poluante în gazele de evacuare ale motorului, astfel încât să fie posibilă evaluarea impactului pe care utilizarea diferitelor clase de combustibili îl are asupra mediului.

Cercetările teoretice pentru studiul formării amestecului la MAS cu injecție în poarta supapei au urmărit extinderea domeniului diagramei *i-x* aer-combustibil la presiuni de peste 1 bar, specifice motoarelor supraalimentate. De asemenea, s-au trasat diagramele *i-x* pentru diferite amestecuri de benzină-etanol și benzină-izobutanol, având în vedere perspectiva utilizării acestor biocombustibili pe scară largă. Spre deosebire de rezultatele existente în literatură până în prezent care consideră benzina un amestec echivalent de hexan, heptan și octan, pentru asigurarea unei precizii ridicate, la efectuarea calculelor benzina a fost înlocuită cu o compoziție echivalentă de patru hidrocarburi, respectiv hexan, heptan, octan și decan, cu participațiile volumetrice determinate pe baza curbei de distilare. La aceste patru componente s-a adăugat etanol, respectiv izobutanol, la trasarea diagramei pentru diferite concentrații ale alcoolilor în amestec cu benzina. Una din direcțiile principale ale cercetărilor teoretice a fost reprezentată de dezvoltarea unei metode numerice de determinare a stării amestecului carburant. Eliminarea reprezentărilor grafice are ca rezultat creșterea preciziei de determinare, iar rapiditatea metodei permite efectuarea de studii complexe privind influența parametrilor de stare a aerului aspirat de motor asupra procesului de formare a amestecului carburant. De asemenea, determinarea cu o precizie mare a temperaturii amestecului și a gradului de evaporare a combustibilului, duce la creșterea preciziei calculelor necesare pentru modelarea proceselor din motor.

Studiile teoretice privind funcționarea MAS au vizat identificarea influenței pe care parametrii aerului din mediul ambiant, precum și natura combustibilului o au asupra performanțelor și gradului de poluare ale motorului. Utilizând metoda numerică, s-a studiat influența temperaturii aerului, a presiunii absolute din colectorul de admisie, a umidității relative și a coeficientului de dozaj al aerului, asupra stării amestecului carburant. Unul din aspectele importante avute în vedere la efectuarea acestor cercetări a fost studiul influenței naturii combustibilului asupra gradului de evaporare. Pe lângă influența pe care acest parametru o are asupra proceselor termodinamice, un grad de evaporare redus duce la creșterea emisiilor de CO și HC. Studiul complet al influenței parametrilor aerului aspirat de motor asupra formării amestecului a permis cercetări care să urmărească modificarea gradului de umplere, a puterii efective a motorului și a gradului de poluare, în funcție de natura combustibilului.

Realizarea standului experimental a presupus adaptarea unui autoturism echipat cu MAS cu injecție în poarta supapei pentru a face posibilă măsurarea

temperaturii amestecului, precum și a temperaturii aerului înainte de formarea amestecului. Pentru măsurarea presiunii absolute în galeria de admisie a fost montat un senzor de presiune, iar pentru determinarea parametrilor de funcționare a motorului, au fost înregistrate mai multe date preluate prin interfața de diagnosticare a sistemului integrat de control al formării amestecului și al aprinderii. Aceste măsurători au fost necesare pentru verificarea experimentală a metodei numerice de determinare a stării amestecului carburant, în condiții atmosferice cât mai variate. Comportarea motorului la alimentarea cu diferite amestecuri de benzină-izobutanol a fost studiată prin efectuarea de încercări la sarcini parțiale și sarcină plină pe un stand dinamic cu role. Caracteristicile standului dinamic precum și modificările minime aduse motorului au permis cercetări în condiții foarte apropiate de situația reală, în care autoturismul rulează pe șosea. Prin alegerea amestecurilor cu diferite proporții benzină-izobutanol, s-a urmărit identificarea unei valori maxime a concentrației de alcool în amestec cu benzina, pentru care comportarea motorului și a sistemului de tratare a gazelor de ardere să fie în limitele prescrise de producător. O altă direcție cercetată a fost studiul modificării randamentului efectiv al motorului în diferite condiții de funcționare, respectiv la schimbarea avansului la declanșarea scânteii. Modificarea avansului în limita a maxim 3-4 °RAC a fost posibilă prin schimbarea selectorului de cifră octanică a combustibilului. Aceste cercetări au subliniat necesitatea modificării strategiei de control al formării amestecului și al aprinderii la schimbarea clasei de combustibil, pentru a asigura funcționarea cu randament maxim. Un alt aspect studiat în timpul cercetărilor experimentale a fost durabilitatea motorului și a diferitelor componente care au avut contact direct cu izobutanolul. Rezultatele foarte bune recomandă utilizarea acestui alcool în amestec cu benzina până la concentrații volumetrice de ~30 %, fără alte modificări ale motorului, comparativ cu etanolul sau metanolul care au un grad ridicat de coroziune.

Gradul de poluare a fost evaluat prin măsurarea concentrațiilor în gazele de evacuare pentru emisiile de CO_2 , CO, HC, NO_x și O_2 . Aceste măsurători au pus în evidență necesitatea studierii gradului de poluare pentru întreg ansamblul motor-sistem de tratare a gazelor de evacuare, datorită variației semnificative a eficienței convertorului catalitic în funcție de condițiile de exploatare.

Studiile efectuate în cadrul lucrării fac posibilă deschiderea de noi direcții de cercetare, atât în privința cercetării formării amestecului prin extinderea domeniului de aplicare a metodei numerice la MAS supraalimentate și cu injecție directă, cât și în privința elaborării de noi strategii de control al formării amestecului pentru a asigura o funcționare corespunzătoare a motorului cu diferite clase de combustibili alternativi. Ca și dezvoltare a cercetărilor în viitorul apropiat, se menționează crearea unui program de calcul pentru simularea funcționării MAS în diferite condiții de temperatură, presiune și umiditate relativă, precum și cu diferite amestecuri de benzină-alcool, cu punct de pornire metoda numerică dezvoltată pentru determinarea stării amestecului carburant.

7. BIBLIOGRAFIE

- [1] A. Agarwal, Z. S. Filipi, D. N. Assanis, D. M. Baker – Assessment of Single- and Two-Zone Turbulence Formulations for Quasi-Dimensional Modeling of Spark-Ignition Engine Combustion – Combustion Science and Technology 1998, Vol. 136, pp. 13-39
- [2] Algieri A., Bova S., de Bartolo C., Fortunato F. – Numerical analysis of the flow field in the filter housing of a four-cylinder spark ignition engine – 1st International Conference on Motor Vehicle and Transportation MVT 2006, Timișoara
- [3] N. Apostolescu, R. Chiriac – Procesul arderii în motorul cu ardere internă. Economia de combustibil. Reducerea emisiilor poluante – Editura Tehnică București 1998
- [4] L. Arnone, F. Bozza, G. Rizzo, V. Rocco – La determinazione dei parametri liberi in un modello termodinamico di un M.C.I. ad accensione comandata – ATA Paper No. 10, October 1983
- [5] R. Banerjee – Turbulent conjugate heat and mass transfer from the surface of a binary mixture of ethanol/iso-octane in a countercurrent stratified two-phase flow system – International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 51, Issues 25-26, December 2008, Pages 5958-5974, ISSN 0017-9310
- [6] J. Barata – Modelling of biofuel droplets dispersion and evaporation – Renewable Energy, Volume 33, Issue 4, April 2008, Pages 769-779, ISSN 0960-1481
- [7] Reda M. Bata, Alvon C. Elrod, Thomas P. Lewandowski – Butanol as a Blending Agent With Gasoline for IC Engines – SAE Paper No. 890434, Published February 1989
- [8] Nicolae Bătaș, Nicolae Burnete, Aurica Căzilă, Ioan Rus, Sorin Sopa, Ioan Teborean – Motoare cu ardere internă – Editura Didactică și Pedagogică București 1995
- [9] S. Brewster – Initial Development of a Turbo-charged Direct Injection E100 Combustion System – SAE International 14th Asia Pacific Automotive Engineering Conference, August 5-8, 2007, Hollywood, California, USA
- [10] Matthew J. Brusstar – High Efficiency with Future Alcohol Fuels in a Stoichiometric Medium Duty Spark Ignition Engine – SAE Paper No. 2007-01-3993, Published October 2007
- [11] Arden L. Buck – New Equations for Computing Vapor Pressure and Enhancement Factor – Journal of Applied Meteorology , Volume 20, Issue 12, December 1981, pages 1527-1532, ISSN 1558-8424
- [12] Laurențiu Călin, **Adrian Irimescu** – Hybrid Cogeneration System Fueled with Biogas Obtained from Urban Sewage Water – Analele Universității "Eftimie Murgu", Reșița, Anul XV, Nr. 1., 2008, paginile 93-102, ISSN 1453-7394
- [13] Yunus Çengel – Introduction to Thermodynamics and Heat Transfer – McGraw-Hill Engineering 2007
- [14] Philippe Dagaut, Casimir Togbé – Oxidation kinetics of butanol-gasoline surrogate mixtures in a jet-stirred reactor: Experimental and modeling study – Fuel – The Science and Technology of Fuel and Energy, Volume 87, Issues 15-16, November 2008, Pages 3313-3321, ISSN 0016-2361

- [15] Gianluca D'Errico – Prediction of the combustion process and emission formation of a bi-fuel s.i. engine – Energy Conversion and Management, Volume 49, Issue 11, November 2008, Pages 3116-3128, ISSN 0196-8904
- [16] H.E. Dillon, S.G. Penoncello – A Fundamental Equation for the Calculation of the Thermodynamic Properties of Ethanol – Fifteenth Symposium on Thermophysical Properties, June 22-27, 2003, Boulder, Colorado, U.S.A.
- [17] D. Goryntsev, A. Sadikia, M. Klein, J. Janick – Large eddy simulation based analysis of the effects of cycle-to-cycle variations on air-fuel mixing in realistic DISI IC-engines – Proceedings of the Combustion Institute, Volume 32, Issue 2, 2009, Pages 2759-2766, ISSN 1540-7489
- [18] Berthold Grünwald – Teoria, calculul și construcția motoarelor pentru autovehiculele rutiere – Editura Didactică și Pedagogică București 1980
- [19] Mridul Guatam, Daniel W. Martin – Combustion Characteristics of Higher Alcohol/Gasoline Blends – US Department of Energy, Report 91034, Chapter 19, pages 377-409
- [20] John B. Heywood – Internal Combustion Engines Fundamentals – Mc-Graw Hill Series in Mechanical Engineering 1988
- [21] S. Hildenbrand, S. Staudacher, D. Brüggemann, F. Beyrau, M.C. Weigl, T. Seeger, A. Leipertz – Numerical and experimental study of the vaporization cooling in gasoline direct injection sprays – Proceedings of the Combustion Institute, Volume 31, Issue 2, January 2007, Pages 3067-3073, ISSN 1540-7489
- [22] Tristan Honeywill – Thermal currents – Automotive Engineer, The Magazine for the Industry, Number 11, December 2008, Volume 33, Pages 38-39
- [23] Tristan Honeywill – Driving range – Automotive Engineer, The Magazine for the Industry, Number 2, February 2009, Volume 34, Pages 15-17
- [24] I. E. Idelcik – Îndrumător pentru calculul rezistențelor hidraulice – Editura Tehnică București 1984
- [25] D. Iorga – Alimentarea și reglarea motoarelor cu ardere internă, vol. II – IPTVT Facultatea de Mecanică Timișoara 1986
- [26] D. Iorga – Contribuții la studiul schimbului de căldură și de substanță în procesul de formare al amestecului la motoarele cu aprindere prin scânteie – Teza de doctorat, Institutul Politehnic „Traian Vuia” Timișoara, Facultatea de Mecanică 1985
- [27] D. Iorga – Motoare cu ardere internă, vol. I – IPTVT Facultatea de Mecanică Timișoara 1989
- [28] D. Iorga, V. Berindean – Elaborarea diagramei i-x pentru combustibili românești folosiți în m.a.s. cu carburator și folosirea ei la calculul stării amestecului în carburator – Buletinul Științific și tehnic al Institutului Politehnic „Traian Vuia” Timișoara 1981
- [29] Daniel Iorga, **Adrian Irimescu**, Liviu Mihon, Ioan Vrabie – L'utilisation d'une méthode numérique de calcul basée sur les équations du diagramme i-x air-combustible, pour la détermination des paramètres du mélange carburant d'un moteur à injection de l'essence à l'extérieur du cylindre – COFRET '08, 11-13 juin 2008, Nantes, France, ISBN 2-6905267-61-5
- [30] **Adrian Irimescu**, Laurențiu Călin, Alexandru Jădăneanț – Aspects Concerning the Efficient Use of Biogas Obtained from Sewage Water Discarded by the Beer Industry – publication pending Journal of Environmental Protection and Ecology, Sofia, Bulgaria, ISSN 1311-5065, Re No 1326/27.06.08 – **Revistă cotată ISI**

- [31] **A. Irimescu**, D. Iorga – Folosirea diagramei i-x aer-combustibil pentru stabilirea stării amestecului carburant la un motor cu aprindere prin scânteie cu injecție de benzină – Simpozionul Internațional Omul și Mediul, Ediția a V-a, Timișoara 2007, ISBN 978-973-687-555-7
- [32] **Adrian Irimescu**, Dănilă Iorga – Study of the main intake parameters' influence on the air-fuel mixture homogeneity in a spark ignition engine with port fuel injection using the numerical method based on the air-gasoline i-x diagram – TEHNONAV, New Technologies for Future Clean Mobility and Environment, 22-24 may 2008, Constanța, România, ISSN 1123-7221
- [33] **Adrian Irimescu**, Dănilă Iorga, Laurențiu Călin – Hybrid Cogeneration System Fueled with Biogas Obtained from Sewage Water Discarded by the Beer Industry – Buletinul Științific al Universității "Politehnica" din Timișoara, România, Seria Mecanică, Tom 53 (67), Fasc. 1, 2008, ISSN 1224-6077
- [34] **Adrian Irimescu**, Dănilă Iorga, Werner Hinkel, Liviu Mihon – The Influence of Air-Fuel Ratio on Mixture Parameters in Port Fuel Injection Engines – Analele Universității "Eftimie Murgu", Reșița, Anul XV, Nr. 1., 2008, paginile 222-233, ISSN 1453-7394
- [35] **Adrian Irimescu**, Dănilă Iorga, Liviu Mihon – Study of the intake air properties influence on the injected fuel mixture formation in a spark ignition engine using the i-x diagram – Automotive, Environment and Farm Machinery AMMA 2007, 11-13 October 2007, Cluj-Napoca, România, ISSN 1121-5872
- [36] **Adrian Irimescu**, Dănilă Iorga, Liviu Mihon, Radu Hențiu – Emissions model for spark ignition engines fueled with gasoline-bioethanol blends – International U.A.B. - B.E.N.A. Workshop on Management and Sustainable Protection of Environment, Alba-Iulia, România, May 6-7th, 2009 cu publicare în Journal of Environmental Protection and Ecology, Sofia, Bulgaria, ISSN 1311-5065, – **Revistă cotată ISI**
- [37] T. Itoh, A. Kakuho, K. Hiraya, E. Takahashi, T. Urushihara – A study of mixture formation processes in direct injection stratified charge gasoline engines by quantitative laser-induced fluorescence imaging and the infrared absorption method – International Journal of Engine Research, Volume 7, Number 5 / 2006, Pages 423-434, ISSN 1468-0874
- [38] L. W. Jia, M. Q. Shen, J. Wang, M. Q. Lin – Influence of ethanol-gasoline blended fuel on emission characteristics from a four-stroke motorcycle engine – Journal of Hazardous Materials, Volume 123, Issues 1-3, August 2005, Pages 29-34, ISSN 0304-3894
- [39] S H Joo, K K Srinivasan, K C Lee, S R Bell – The behavior of small- and large-scale variations of in-cylinder flow during intake and compression strokes in a motored four-valve spark ignition engine – International Journal of Engine Research, Volume 5, Number 4 / 2004, ISSN 1468-0874
- [40] T. Justham, S. Jarvis, A. Clarke, C. P. Garner, G. K. Hargrave, N.A. Halliwell – Simultaneous Study of Intake and In-Cylinder IC Engine Flow Fields to Provide an Insight into Intake Induced Cyclic Variations – Journal of Physics: Conference Series 45 (2006) 146–153, ISSN 1742-6596
- [41] Bonggyu Kim, Makoto Kaneko, Masaki Mitani, Yuji Ikeda, Tsuyoshi Nakajima – In-cylinder turbulence measurements with a spark plug-in fiber LDV – 11th International Symposium Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics – 2002 Lisboa, Portugal
- [42] R. Lanzafame – Water Injection Effects in a Single-Cylinder Cfr Engine – SAE paper No. 1999-01-0568, Published March 1999

- [43] K. Löhner, H. Müller – Gemischbildung und Verbrennung im Ottomotor – Springer Verlag Wien - New York 1967
- [44] A. L. McClellan, Joseph F. Davis Jr., L. Hensch, W. Keith MacNab, Paul R. O'Connor – Chimie: experiențe și principii – Editura Științifică și Enciclopedică București 1983
- [45] G. Meyer, E. Schiffner – Technische Thermodynamik – VEB Fachbuchverlag Leipzig 1989
- [46] M.R. Modarres Razavi – The Effect of Spark Plug Position on Spark Ignition Combustion – 13th International Conference on Thermal Engineering Thermogrammetry THERMO, 18-20 June, 2003, Budapest, Hungary
- [47] M. Nagi, D. Iorga – Schimbătoare de căldură – Editura Mirton Timișoara 2006
- [48] Mihai Nagi, Marin Bică – Transfer de căldură în regim nestaționar – Editura Universitatea Craiova 2000
- [49] G. Najafi, B. Ghobadian, T. Tavakoli, D.R. Buttsworth, T.F. Yusaf, M. Faizollahnejad – Performance and exhaust emissions of a gasoline engine with ethanol blended gasoline fuels using artificial neural network – Applied Energy, Volume 86, Issue 5, May 2009, Pages 630-639, ISSN 0306-2619
- [50] Virgiliu Dan Negrea – Procese în motoare cu ardere internă – Economicitate. Combaterea poluării, Vol. I – Editura Politehnica Timișoara 2001
- [51] Virgiliu Dan Negrea – Procese în motoare cu ardere internă – Economicitate. Combaterea poluării, Vol. II – Editura Politehnica Timișoara 2001
- [52] Virgiliu Dan Negrea, Veneția Sandu – Combaterea poluării mediului în transporturile rutiere – Editura Tehnică București 2000
- [53] N. Negurescu, C. Pană, M. G. Popa, A. Cernat, D. Soare – Experimental Aspects of Ethanol Combustion in IT-92M Engine – Automotive, Environment and Farm Machinery AMMA 2007, 11-13 October 2007, Cluj-Napoca, România, paginile 281-286, ISSN 1121-5872
- [54] Lars Nielsen, Lars Eriksson – An ion-sense engine fine-tuner – Control Systems Magazine, Volume 18, Issue 5, Oct 1998, ISSN 0272-1708
- [55] Keiya Nishida, Jiangping Tian, Yasuki Sumoto, Wuqiang Long, Kiyotaka Sato, Masahisa Yamakawa – An experimental and numerical study on sprays injected from two-hole nozzles for DISI engines – Fuel, In Press, Corrected Proof, Available online 31 January 2009
- [56] George A. Olah, Alain Goeppert, G. K. Surya Prakash – Beyond oil and Gas: The Methanol Economy – Wiley-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, 2006
- [57] C. Pană, N. Negurescu, M. G. Popa, A. Cernat, D. Soare – Some Experimental Aspects of Ethanol Use in SI Engines – Automotive, Environment and Farm Machinery AMMA 2007, 11-13 October 2007, Cluj-Napoca, România, paginile 295-300, ISSN 1121-5872
- [58] R. G. Papagiannakis, C. D. Rakopoulos, D. T. Hountala, E. G. Giakoumis – Study of the performance and exhaust emissions of a spark-ignited engine operating on syngas fuel – International Journal of Alternative Propulsion, Volume 1, No. 2/3, 2007, ISSN 1741-8011
- [59] Shintre Parag, Vasudevan Raghavan – Experimental investigation of burning rates of pure ethanol and ethanol blended fuels – Combustion and Flame, Volume 156, Issue 5, May 2009, Pages 997-1005, ISSN 0010-2180
- [60] Gelu Pădure, **Adrian Irimescu**, Laurențiu Călin, Gavrilă Trif-Tordai, Adrian Eugen Cioabla, Ion Vetreș – Theoretical Study of Emissions for Stationary Spark Ignition Engines Fueled with Biogas – International U.A.B. - B.E.N.A. Workshop on Management and Sustainable Protection of Environment, Alba-Iulia, România, May 6-7th, 2009, cu publicare în Journal of Environmental

Protection and Ecology, Sofia, Bulgaria, ISSN 1311-5065 – **Revistă cotată ISI**

- [61] Emiliano Pipitone – A comparison between combustion phase indicators for optimal spark timing – Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, ASME, Vol. 130, Number 5 September 2008, ISSN 0742-4795
- [62] Sriram S. S. Popuri, Reda M. Bata – A Performance Study of Iso-Butanol-, Methanol-, and Ethanol- Gasoline Blends Using a Single Cylinder Engine – SAE Paper No. 932953, Published November 1993
- [63] D. M. Probst, J. B. Ghandhi – An experimental study of spray mixing in a direct injection engine – International Journal of Engine Research, Volume 4, Number 1 / 2003, Pages 27-45, ISSN 1468-0874
- [64] Y. Ra, R. D. Reitz – The application of a multicomponent droplet vaporization model to gasoline direct injection engines – International Journal of Engine Research, Volume 4, Number 3 / 2003, Pages 193-218, ISSN 1468-0874
- [65] K. Ražnjevič – Tabele și diagrame termodinamice – Editura Tehnică 1978
- [66] S.M. Sarathy, M.J. Thomsona, C. Togbé, P. Dagautb, F. Halterc, C. Mounaim-Rousselle – An experimental and kinetic modeling study of n-butanol combustion – Combustion and Flame – The official journal of the Combustion Institute, Volume 156, Issue 4, April 2009, Pages 852-864, ISSN 0010-2180
- [67] W. Sauter, S. Hensel, U. Spicher, A. Schubert, R. Schießl, Ulrich – Controlled Auto-Ignition – Reduction of Engine Emissions by Controlled Auto-Ignition in Gasoline Engines – MTZ Online, number 1, January 2008, Volume 69, Pages 40-47
- [68] Sergei S. Sazhin – Advanced models of fuel droplet heating and evaporation – Progress in Energy and Combustion Science, Elsevier Ltd., Volume 32, Issue 2, 2006, Pages 162-214, ISSN 0360-1285
- [69] Susanne Retka Schill – EU adopts 20-20-20 plan, includes emissions trading – Biomass Magazine Online, January 2009
- [70] Emel Evren Selamet, Ahmet Selamet, James M. Novak – Predicting chemical species in spark-ignition engines – Energy, Elsevier Ltd., Volume 29, Issue 3, March 2004, Pages 449-465, ISSN 0360-5442
- [71] M. Takagi, Y. Moriyoshi – Modelling of a hollow-cone spray at different ambient pressures – International Journal of Engine Research, Volume 5, Number 1 / 2004, Pages 39-52, ISSN 1468-0874
- [72] Charles Fayette Taylor – The Internal Combustion-Engine in Theory and Practice, Volume 2: Combustion, Fuels, Materials, Design – The MIT Press 1985
- [73] Phil Thane – Development in biofuel-powered vehicles – Biofuels International Magazine Issue 4, Volume 2, September 2008, Pages 67-71, ISSN 1745-2170
- [74] K. Varde – Control of Exhaust Emissions from Small Engines Using E-10 and E-85 Fuels – Final Report, Department of Mechanical Engineering, University of Michigan-Dearborn, October 10, 2002
- [75] K. Varde, A. Jones, A. Knutsen, D. Mertz, P. Yu – Exhaust emissions and energy release rates from a controlled spark ignition engine using ethanol blends – Journal of Automobile Engineering, Volume 221, Number 8 / 2007, Pages 933-941, ISSN 0954-4070
- [76] S. Verhelsta, S. Verstraeten, R. Sierens – Calculation of the power cycle of hydrogen IC engines – World Hydrogen Energy Conference, Lyon, France, June 13-16, 2006
- [77] I. Vlădea – Manual de termotehnică, Vol. I – Editura Didactică și Pedagogică București 1962

- [78] Frank M. White – Fluid Mechanics – McGraw-Hill Education 1998
- [79] R. Wright – Methanol: the forgotten biofuel. Liquor is quicker – Automotive Engineer, The Magazine for the Industry, Number 5, May 2008, Volume 33, Pages 34-35
- [80] C. W. Wu, R. H. Chen, J. Y. Pu, T. H. Lin – The influence of air–fuel ratio on engine performance and pollutant emission of an SI engine using ethanol–gasoline-blended fuels – Atmospheric Environment, Volume 38, Issue 40, December 2004, Pages 7093-7100, ISSN 1352-2310
- [81] B. Zuo, A. M. Gomes, C. J. Rutland – Modelling superheated fuel sprays and vaporization – International Journal of Engine Research, Volume 1, Number 4 / 2000, Pages 321-336, ISSN 1468-0874
- [82] *** A Literature Review Based Assessment on the Impacts of a 20% Ethanol Gasoline Fuel Blend on the Australian Vehicle Fleet – Report to Environment Australia, November, 2002 – Orbital Engine Company
- [83] *** American Petroleum Institute (API), Alcohols: A Technical Assessment of Their Application as Motor Fuels, Publication No. 4261, Washington DC, 1976
- [84] *** American Petroleum Institute (API), Alcohols and Ethers, Publication No. 4261 3rd Edition, Washington DC, 2001
- [85] *** Audi Self Study Program 198 – The 2.7 Liter V6 Biturbo – Design and Function
- [86] *** Autodata CD-3, CDA 3.16 – Version 6.200, Autodata Limited, 2006
- [87] *** BP Mobile Sources Technical Review Subcommittee – March 28, 2007 – 1-Butanol as a Gasoline Blending Bio-component
- [88] *** Fahrzeugbrief – Nr. TT 355 993
- [89] *** Fuel Ethanol – Industry Guidelines, Specifications And Procedures – RFA Publication No. 960501, Renewable Fuels Association, December 2003
- [90] *** Fuel specifications and fuel property issues and their potential impact on the use of ethanol as a transportation fuel – Oak Ridge National Laboratory Ethanol Project, Subcontract No. 4500010570 – December 16, 2002
- [91] *** MAHA Chassis Dynamometer LPS 3000 for Passenger Cars – Standard Operating Instructions and User's Manual
- [92] *** Revista Automotive Engineer, Numărul 5, Mai 2008, Pagina 41
- [93] *** Revista Biofuels International, Numărul 5, Noiembrie 2008, 27-28, 66
- [94] *** Revista Quattroruote, Numărul 26, Aprilie 2007, 86-91
- [95] *** Robert Bosch GmbH – Gasoline Fuel-Injection System L-Jetronic – Robert Bosch GmbH, Automotive Equipment Business Sector, Department for Technical Information, 1999
- [96] *** Robert Bosch GmbH – Gasoline Fuel-Injection System K-Jetronic – Robert Bosch GmbH, Automotive Equipment Business Sector, Department for Technical Information, 2000
- [97] *** The Auto Technician's Gasoline Quality Guide – Renewable Fuels Association, Technician's Manual, Downstream Alternatives, 1996
- [98] *** Volkswagen Self Study Program 203 – The 1.0 Liter Petrol Engine with Camshaft in Block (OHV) – Design and Function
- [99] *** Volkswagen Self Study Program 233 – 2.0 Liter Engine – Design and Function
- [100] *** www.aa1car.com – Manifold Absolute Pressure MAP Sensors
- [101] *** www.aflaromeo.com – Technology – Twin Spark Engine
- [102] *** www.audi.com – Highlights – Advantage through technology
- [103] *** www.audi.com – Press releases in detail

- [104] *** www.avlditest.eu – Products – Technical Information AVL Emission Tester DiCom 4000
- [105] *** www.beudaniels.com – Automotive Illustrations
- [106] *** www.biohydrogen.nl – Biohydrogen
- [107] *** www.bmw.com – BMW Technology Guide
- [108] *** www.bmw.com – Technology – Clean Energy
- [109] *** www.bmwgroup.com – Science club, Current articles 1/2007, The Energy Strategy of the BMW Group
- [110] *** www.borel.fr – La technologie E85 – Résultats des tests antipollution
- [111] *** www.bp.com – Frontiers – The BP magazine of technology and innovation – April 2008
- [112] *** www.butalco.com – Biobutanol as Advanced Biofuel
- [113] *** www.club-opel.com – Engine detail - C20NE
- [114] *** www.coskata.com – The Coskata Process
- [115] *** www.crf.it – Centro Ricerche Fiat – Documentazione Tecnica
- [116] *** www.daimler.com – Technology & Innovation – Hightech Report 2/2004
- [117] *** www.daimler.com – Technology & Innovation – Hightech Report 2/2007
- [118] *** www1.eere.energy.gov – Energy Efficiency and Renewable Energy – Fuel and Feedstock Flexibility – News, April 16, 2008
- [119] *** www.en.wikipedia.org/wiki/Ethanol
- [120] *** www.en.wikipedia.org/wiki/Isobutanol
- [121] *** www.ethanol.org – American Coalition for Ethanol – How ethanol is made
- [122] *** www.ethanolstatistics.com
- [123] *** www.eur-lex.europa.eu – Directiva 80/1269/CE a Parlamentului European și a Consiliului din 16 decembrie 1980 – Anexa I – Determinarea puterii motoarelor
- [124] *** www.eur-lex.europa.eu – Directiva 98/69/CE a Parlamentului European și a Consiliului din 13 octombrie 1998 – Anexa IX – Specificarea carburanților de referință
- [125] *** www.fluent.com – Fluent NEWS – Spring 2004 – In-Cylinder power
- [126] *** www.greenbiologics.com – Biofuels – Process flow chart
- [127] *** www.greisinger.de – Greisinger Electronic GmbH Products
- [128] *** www.hydrogen.pnl.gov – Hydrogen Analysis Center
- [129] *** www.itm-power.com – ITM Vehicle System Overview
- [130] *** www.khulsey.com – Yoshihiro Inomoto Illustrations
- [131] *** www.magnetimarelli.com – Powertrain – Environmental Commitment – Alternative Fuels – Tetrafuel
- [132] *** www.media.ford.com – Ford and the Environment – EcoBoost
- [133] *** www.media.gm.com – Design / Technology – Powertrain
- [134] *** www.media.gm.com – Opel News
- [135] *** www.ni.com – NI USB-6218 – Products and Service
- [136] *** www.opel-scanner.com
- [137] *** www.press.bmwgroup.com – 12/2005, Clean Energy, Efficient Dynamics, Alternative Drive Systems
- [138] *** www.renault.com – Renault Corporate Communications – Mégane Hatch and Sport Tourer running on E85 bioethanol, Press Release June 21, 2007
- [139] *** www.senatorman.de – Omega A
- [140] *** webbook.nist.gov – National Institute of Standards and Technology US – NIST Chemistry Webbook

Anexa 1

```

tsa = tsa ← tL
for i ∈ 1.. 3
  Δt ←  $\frac{1}{10^i} \cdot C$ 
  while iA > iA'
    tsa ← tsa - Δt
    psw ←  $\frac{6.1121}{1000} \cdot \text{bar} \cdot e^{\frac{\left(18.678 - \frac{t_{sa}}{234.5C}\right) \cdot t_{sa}}{257.14 + \frac{t_{sa}}{C}}}$ 
    xs ←  $0.622 \cdot \frac{p_{sw}}{p - p_{sw}}$ 
    cpw ← avw · (tsa)2 + bvw · tsa + cvw
    cw ← alw · (tsa)2 + blw · tsa + clw
    iwA ←  $\begin{cases} x_w \cdot (r_w + c_{pw} \cdot t_{sa}) & \text{if } x_w \leq x_s \\ \lceil x_s \cdot (r_w + c_{pw} \cdot t_{sa}) + (x_w - x_s) \cdot c_w \cdot t_{sa} \rceil & \text{if } x_w > x_s \wedge t_{sa} \geq 0 \cdot C \\ x_s \cdot (r_w + c_{pw} \cdot t_{sa}) - (x_w - x_s) \cdot (i_g - c_g \cdot t_{sa}) & \text{if } x_w > x_s \wedge t_{sa} < 0 \cdot C \end{cases}$ 
    cpLu ← cpLu0 +  $\frac{(c_{pLu100} - c_{pLu0})}{100 \cdot C} \cdot t_{sa}$ 
    iLuA ← cpLu · tsa
    iLA ← iLuA + iwA
    icA ←  $\begin{cases} k \leftarrow 1 \\ \text{while } t_k < t_{sa} \\ \quad k \leftarrow k + 1 \\ \quad i_{cA} \leftarrow i_{cxc_{k-1}} + \frac{i_{cxc_k} - i_{cxc_{k-1}}}{t_k - t_{k-1}} (t_{sa} - t_{k-1}) \\ \quad i_{cA} \end{cases}$ 
    iA ← iLuA + iwA + icA
  tsa ← tsa + Δt

```

Anexa 2

FISA TEHNICA



IZO-BUTANOL

(2 METIL-PROPANOL)

Ultima actualizare 2008

Natura chimica : Formula moleculara: $C_4H_{10}O$
NR.CAS: 78-83-1
Abreviere: IB

Descriere generala :

Izo-butanol este un lichid incolor, volatil, inflamabil, cu miros caracteristic. Produsul este miscibil cu toti solventii obisnuiti (alcooli, cetone, aldehide, eteri, glicoli si hidrocarburi aromatice si alifactice), inasa greu solubil in apa. Este mai putin dens decat apa. Vaporii sunt mai grei decat aerul.

Cu aerul, izo-butanolul formeaza amestecuri explozive in limitele 1,45-11,25 % vol.

Conditii tehnice de calitate :

Caracteristici	UM	Limite	Metode de incercare
Izo-butanol, min.	%	99,5	ILL-033/1-01-68
Interval de distalare (95% vol.)	°C	106-109	ASTM D 1078
Aciditate (CH_3COOH), max.	%	0,006	ASTM D 1613
Apa (Karl-Fischer), max.	%	0,1	ASTM E 203
Culoare, max.	unitati Hazen	10	SR ISO 2211
Nevolatile, max.	%	0,0025	STAS 8834

Proprietati specifice:

Densitate la 20°C, g/cm ³	0,801
Temperatura de fierbere, °C	106-108
Temperatura de aprindere, °C	28 (cupa inchisa)
Inflamabilitate	inflamabil

Proprietatile tipice prezinta valori aproximative si informatii cu caracter general; proprietatile tipice nu fac parte din conditiile tehnice de calitate.

Domenii principale de utilizare:

- solvent in industria lacurilor pe baza de nitroceluloza si rasini alchidice;
- solvent pentru fabricarea pielii artificiale;
- agent de extractie pentru uleiuri, droguri, parfumuri, hormoni, vitamine, antibiotice;
- la prepararea agentilor de flotatie a minereurilor;
- solvent pentru lacuri cu uscare in cuptor pe baza de uree si rasini fenolice.

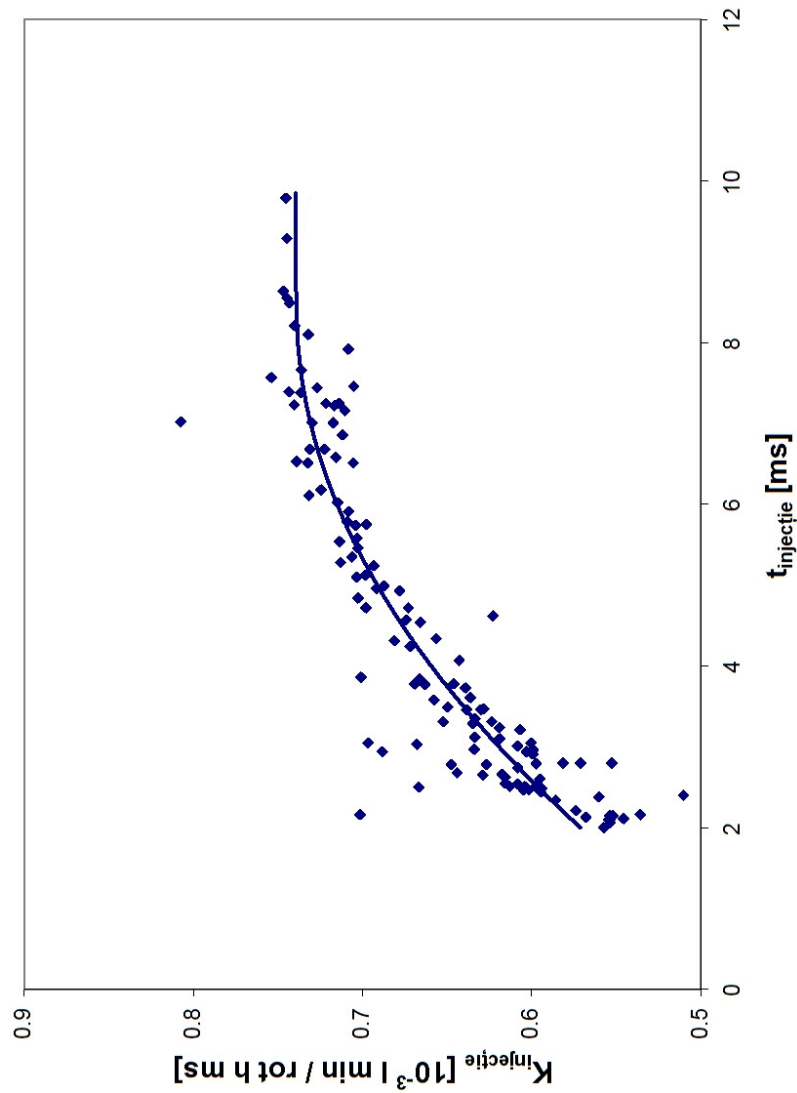
Serviciul Clienti:
tel: +40-(0)250 701750; +40-(0) 250 701700; 701208;
fax: +40-(0)250 735446; +40-(0) 250 730877

Strada Uzinei, Nr. 1, Cod 240050, Ramnicu Valcea, Romania
www.oltchim.ro
email: oltchim@oltchim.ro

Anexa 3

$$C_e = K_{injecție} \cdot n \cdot t_{injecție}$$

unde C_e este consumul efectiv de combustibil măsurat în l/h, $K_{injecție}$ constanta de proporționalitate a sistemului de alimentare exprimată în l min / rot h ms, n turația în rot/min și $t_{injecție}$ timpul de deschidere a injectoarelor măsurat în ms.



Anexa 4

