

UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"  
TIMIȘOARA

BIBLIOTECA CENTRALĂ

POLITEHNICA" DIN TIMIȘOARA  
ATEA DE MECANICĂ

Nr. inv.

634.900

Dulap

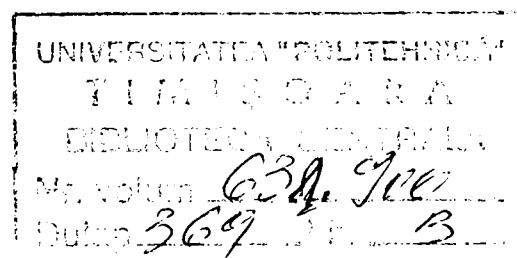
369

Lit. B

ING. PECICAN ARSENIU HANZI

## TEZA DE DOCTORAT

**STUDIUL ȘI CERCETAREA UNUI MOTOR CU  
APRINDERE PRIN SCÂNTEIE FUNCȚIONÂND  
CU GAZE PETROLIERE ÎNTR-UN SISTEM CU  
UTILIZAREA CÂT MAI COMPLETĂ A  
ENERGIEI GAZELOR PETROLIERE**



CONDUCĂTOR ȘTIINȚIFIC

PROF.DR.ING.BERINDEAN VASILE

PROF.DR.ING.NEGREA DAN VIRGILIU

**STUDIUL ȘI CERCETAREA UNUI MOTOR CU APRINDERE  
PRIN SCÂNTEIE FUNCȚIONÂND CU GAZE PETROLIERE  
ÎNTR-UN SISTEM CU UTILIZAREA CÂT MAI COMPLETĂ A  
ENERGIEI GAZELOR PETROLIERE**

I. Principalele notații și simboluri utilizate	5
II. Lista prescripțiilor respectate	7
III. Prefață	9
1. Introducere	12
Importanța temei pe plan național și mondial	
Conținutul și forma de prezentare a tezei	16
2. Stadiul actual al cercetării în domeniul proceselor de ardere în motoare cu aprindere prin scântee alimentate cu gaze petroliere	19
2.1. Soluții actuale în domeniul formării amestecului în motoarele cu aprindere prin scântee alimentate cu gaze petroliere	19
2.1.1. Caracteristicile gazelor petroliere	19
2.1.2. Formarea amestecului după procedeul Otto-gaz	28
2.1.2.1. Calitățile cerute amestecului	28
2.1.2.2. Factorii de care depinde compoziția amestecului	29
2.1.3. Instalații pentru formarea și introducerea amestecului aer-gaz	31
2.1.3.1. Amestecatorul pentru gaz natural	31
2.1.3.2. Echipamente pentru formarea amestecului aer – GPL	38
2.1.3.2.1. Instalații de vaporizare a gazului lichefiat	38
2.1.3.2.2. Echipamente de amestecare și dozare	42
2.1.4. Sisteme de stocare a combustibililor gazoși	48
2.1.4.1. Stocarea gazului natural	48
2.1.5. Instalații de alimentare cu gaze	51
2.1.5.1. Motoare alimentate cu gaz natural	51
2.1.5.2. Motoare alimentate cu gaze petroliere lichefiate (GPL)	52
2.1.6. Instalații pentru reducerea noxelor	55
2.1.6.1. Natura și originea emisiilor poluante	55
2.1.6.2. Legislația antipoluantă	58
2.1.6.3. Dependența emisiilor poluante de regimurile funcționale	66
2.1.6.4. Trei parametrii fundamentali de control ai emisiilor poluante	69
2.1.6.5. Mijloace generale cu largă aplicabilitate pentru limitarea emiilor din gazele de evacuare.	71

2.2.	Studiul și cercetările teoretice asupra procesului de ardere în motoare cu aprindere prin scânteie.	87
2.2.1.	Studii și cercetări teoretice privind principalele modele fizico-matematice	87
2.2.1.1.	Modelarea fluidului motor în timpul arderii	87
2.2.1.2.	Modelarea caracteristicii de degajare a căldurii	96
2.3.	Probleme de studii și cercetări ale tezei de doctorat	98
2.4.	Concluzii asupra stadiului actual al cercetării în domeniul procesului de ardere a gazelor petroliere în motoare cu aprindere prin scânteie	100
3.	Metoda de cercetare experimentală a procesului de ardere	101
3.1.	Programul de cercetare	101
3.2.	Ansamblul instalației experimentale	104
3.2.1.	Motor GV 505	108
3.2.2.	Frâna hidraulică	112
3.2.3.	Instalație de reducere automată a presiunii, reglării debitului de combustibil gazos lichefiat și vaporizare	113
3.2.4.	Aparate de măsură	114
3.2.4.1.	AVL 4000	114
3.2.4.2.	Analizor de gaze și opacimetru Diesel – Tip GATS 1000 NGD	116
3.2.4.3.a	ELKON SD – 300 – Motortester universal	120
3.2.4.3.b	ELKON – S304	122
3.3.	Parametrii fizici mășurați și metode de măsurare	
3.3.1.	Ridicarea diagramei indicate	123
3.3.2.	Măsurarea turației	125
3.3.3.	Măsurarea momentului motor	126
3.3.4.	Măsurarea consumului de combustibil	126
3.3.5.	Măsurarea consumului de aer	128
3.3.6.	Măsurarea ridicării supapelor	128
3.3.7.	Măsurarea presiunilor	135
3.3.7.1.	Măsurarea presiunilor statice	135
3.3.7.2.	Măsurarea presiunilor tranzitorii și cu variație periodică rapidă	138
3.3.8.	Măsurarea temperaturii	140
3.3.9.	Analiza gazelor evacuate	141
3.3.10.	Măsurarea avansului la producerea scânteii electrice	142
3.3.11.	Măsurarea umidității relative	142
3.4.	Etalonarea aparaturii utilizate și precizia parametrilor mășurați	143
3.4.1.	Etalonarea aparaturii utilizate	143
3.4.1.1.	Termometre	143
3.4.1.2.	Termocuple	143
3.4.1.3.	Diafragme	147
3.4.1.4.	Echipamentul de frânare	147
3.4.1.5.	Balanțe	148

3.4.2.	Prelucrarea datelor experimentale	148
3.4.3.	Considerații asupra preciziei consumurilor de aer și combustibil	150
4.	Evaluarea analitică a procesului de formare a amestecului și arderii în motoare cu aprindere prin scânteie alimentate cu gaze petroliere	154
4.1.	Relații analitice pentru formarea amestecului aer-gaz	154
4.2.	Relații analitice ale procesului de ardere a gazelor petroliere lichefiate	155
4.2.1.	Caracteristica de degajare a căldurii	155
4.2.1.1.	Calculul caracteristicii de degajare a căldurii cu ajutorul diagramei indicate	155
4.2.1.2.	Concluzii	164
5.	Cercetări privind performanțele termogazodinamice, de poluare și energetice ale motorului GV 505 alimentat cu benzină și gaze petroliere lichefiate	165
5.1.	Caracteristicile motorului alimentat cu benzină și gaze petroliere lichefiate	165
5.1.1.	Caracteristicile de turație	174
5.1.1.1.	Caracteristica de turație la sarcină totală	174
5.1.1.2.	Caracteristica relativă de turație	182
5.1.1.3.	Caracteristica de turație la sarcini parțiale	183
5.1.1.4.	Caracteristica de turație la mersul în gol	194
5.1.2.	Caracteristicile de sarcină	198
5.1.3.	Caracteristicile complexe	202
5.1.4.	Caracteristicile de variație ale dozajului amestecului aer-gaz în funcție de depresiunea din amestecător	204
5.2.	Parametrii procesului de ardere	207
5.3.	Dispersia ciclică	212
5.4.	Reducerea noxelor	218
5.4.1.	Corelația dintre condițiile de funcționare și noxe	218
6.	Interpretarea critică a rezultatelor experimentale prin comparare cu date teoretice privind formarea amestecului și arderii în motoare cu aprindere prin scânteie alimentate cu gaze petroliere	220
6.1.	Rezultate ale cercetărilor teoretice	220
6.2.	Rezultate ale cercetărilor experimentale	221
7.	Concluzii	224
8.	Contribuții personale	226
9.	Bibliografie	228
	Anexe	245

## *I. PRINCIPALELE NOTAȚII ȘI SIMBOLURI UTILIZATE*

B	Benzină	-
C	Consumul orar de combustibil	kg/h
c	Consumul specific de combustibil	g/kWh
CO%	Procentul volumetric de monoxid de carbon în gazele de eșapament	%
d	Coeficient de îmbogățire	-
D	Diametrul conductei de aer	mm
F	Forța de frânare	daN
$G_a$	Consumul real de aer al motorului	kg/h
$G'_a$	Consumul de aer pentru 1 kg de combustibil	kg/kg comb
G	Gaz	-
G.P.L.	Gaz petrolier lichefiat	-
$H_i$	Puterea calorică inferioară a combustibilului	kcal/kg și kJ/kg
$K_p$	Scara presiunii	daN/mm
$K_\alpha$	Scara unghiului de rotire a arborelui cotit	°RAC/mm
$K_s$	Coeficient de corecție	-
$M_e$	Momentul efectiv	daNm
$M_{cc}$	Momentul efectiv corectat	daNm
$p_{ai}$	Presiunea aerului la intrare în carburator	mm H <sub>2</sub> O
$p_{cad}$	Presiunea în colectorul de admisie	mm Hg
$p_b$	Presiunea barometrică	mm Hg
$p'_{max}$	Viteza de creștere a presiunii	daN/cm <sup>2</sup> gr
$p'_m$	Viteza medie de creștere a presiunii	daN/cm <sup>2</sup> gr
$p_y$	Presiunea maximă de ardere	daN/cm <sup>2</sup>
$p_e$	Presiunea medie efectivă	daN/cm <sup>2</sup>
$p_c$	Presiunea la sfârșitul comprimării	daN/cm <sup>2</sup>
$p_{di}$	Presiunea la desprindere	daN/cm <sup>2</sup>
$p_{ps}$	Presiunea la momentul producerii scânteii electrice	daN/cm <sup>2</sup>
R	Constanta universală a gazelor	kcal/kg și kJ/kg

$t_b$	Temperatura mediului ambiant	°C
$t$	Timpul	s
$t_{acr}$	Temperatura aerului la intrarea în carburator	°C
$t_{apac}$	Temperatura apei la ieșirea din motor	°C
$t_U$	Temperatura ulei motor în baia de ulei	°C
$t_{ge}$	Temperatura gazelor la eșapament	°C
$T_{max}$	Temperatura maximă de ardere	K
$T_c$	Temperatura la sfârșitul comprimării	K
$T_{ps}$	Temperatura în momentul producerii scânteii	K
$V_c$	Volumul de comprimare	cm <sup>3</sup>
$V_s$	Volumul cursei pistonului	cm <sup>3</sup>
$W_{mp}$	Viteza medie a pistonului	m/s
	<u>I.2. Alfabetul elen</u>	
$\alpha$	Unghiul de rotire a manivelei arborelui cotit	°RAC
$\alpha_i$	Durata fazei inițiale a arderii	°RAC
$\alpha_p$	Durata fazei principale a arderii	°RAC
$\alpha_f$	Durata fazei finale a arderii	°RAC
$\alpha_t$	Durata totală a arderii	°RAC
$\alpha_{max}$	Panta maximă la curba de ardere, în punctul de desprindere	°RAC
$\alpha$	Coeficientul de debit al diafragmei	-
$\beta$	Avansul la producerea scânteii electrice	°RAC
$\beta_d$	Unghiul de desprindere	°RAC
$\gamma_{acr}$	Greutatea specifică a aerului	daN/m <sup>3</sup>
$\gamma_B$	Greutatea specifică a benzinei	daN/m <sup>3</sup>
$\delta$	Gradul de dispersie ciclică	-
$\Delta p_{yi}$	Abatere de la valoarea medie a presiunii	daN/cm <sup>2</sup>
$\varepsilon$	Raportul volumetric de comprimare	-
$\varepsilon$	Coeficient de expansiune a aerului	-
$\varepsilon_{id}$	Raport de comprimare la limita apariției detonației detectabile	-
$\eta_v$	Coeficient de umplere	-
$\chi$	Coeficient de sarcină	-
$\lambda$	Coeficientul excesului de aer	-
$\lambda_b$	Raportul dintre raza manivelei și lungimea bielei	-
$\lambda_p$	Raportul de creștere a presiunii	-

## II. LISTA PRESCRIPTIILOR RESPECTATE

1.	STAS 2810-69	Mijloace de măsurat. Terminologie.
2.	STAS 2848-89	Constante fizice fundamentale.
3.	STAS 5746-91	Motoare cu ardere internă cu piston cu mișcare alternativă.
4.	STAS 6635-87	Motoare cu ardere internă pentru autovehicule și tractoare agricole. Reguli și metode de încercare pe banc.
5.	STAS 7347/1-83	Determinarea debitului fluidelor în sistemul de curgere sub presiune. Metoda micșorării locale a secțiunii de curgere. Măsurarea cu ajustaje și diafragme.
6.	STAS 8420-86	Termometre tehnice cu rezistență electrică. Condiții tehnice generale de calitate.
7.	STAS 8421-87	Mijloace de măsurare a temperaturii. Termocupluri tehnice. Condiții tehnice generale de calitate.
8.	STAS 10085/1-75	Conversiunea valorilor numerice dintr-un sistem de unități în altul. Metode generale de conversiune.
9.	STAS 10085/2-86	Unități de măsură care nu fac parte din sistemul internațional de unități (SI). Factori de conversiune.
10.	STAS 10085/3-75	Conversiunea valorilor numerice dintr-un sistem de unități în altul. Tabele de conversiune.
11.	STAS 10093/1-86	Metodologie. Activități și documente. Terminologie.
12.	STAS 10093/2-85	Metodologie. Mărimi și unități de măsură. Terminologie.
13.	STAS 10093/3-86	Metodologie. Metode de măsurare. Terminologie.
14.	STAS 10680-89	Puterea brută a motoarelor. Metoda de încercare pe banc.
15.	STAS 12231-84	Energie termică. Terminologie.
16.	STAS 12233-84	Energia biogazului. Terminologie.
17.	STAS R 12234-85	Resurse energetice re folosibile. Terminologie.
18.	STAS 12856/4-91	Motoare cu ardere internă cu mișcare alternativă. Instalații de admisie și de evacuare. Terminologie.

19.	STAS 12856/6-91	Motoare cu ardere internă cu mișcare alternativă. Sisteme de răcire. Terminologie.
20.	SR ISO 31-0:1994	Mărimi și unități: Partea 0: Principii generale.
21.	SR ISO 31-1:1995	Mărimi și unități. Partea 1: Spațiu și timp.
22.	SR ISO 31-2:1995	Mărimi și unități. Partea 2: Fenomene periodice și conexe.
23.	SR ISO 31-3:1995	Mărimi și unități. Partea 3: Mecanică.
24.	SR ISO 31-4:1995	Mărimi și unități. Partea 4: Căldura.
25.	SR ISO 1585:1998	Vehicule rutiere. Cod de încercare a motoarelor. Putere netă.
26.	SR ISO 5725-1:1997	Exactitatea (justețea și fidelitatea) metodelor de măsurare și a rezultatelor măsurătorilor. Partea 1: Principii generale și definiții.
27.	SR ISO 8178-3:1996	Motoare cu ardere internă cu mișcare alternativă. Măsurarea emisiilor din gazele de evacuare. Partea 3: Definiții și metode de măsurare a fumului din gazele de evacuare în condiții stabilizate.
28.	SR ISO 8999:1995	Motoare cu ardere internă cu mișcare alternativă. Simboluri grafice.
29.	STAS 12574-87	Aer din zonele protejate - condiții de calitate.



---

---

### *III. PREFATA*

În etapa actuală a dezvoltării transportului cu autoturisme, ca urmare a creșterii impetuase a numărului lor, în centrele urbane mari a devenit actuală utilizarea combustibililor gazoși pentru alimentarea motoarelor cu aprindere prin scânteie ce echipează în general autoturismele. Folosirea combustibililor gazoși permite în primul rând reducerea emisiilor poluante evacuate în atmosferă și în special a monoxidului de carbon.

Această tendință nu este o noutate absolută, utilizarea combustibililor gazoși, ca gazele naturale, biogazul, gazele petroliere lichefiate pentru alimentarea motoarelor facându-se ciclic, perioada de glorie fiind urmată de o perioadă de uitare, deoarece anumite probleme tehnice care însoțesc acest fenomen nu au putut fi rezolvate sau au fost doar parțial rezolvate.

După mai bine de câteva decenii de acțiuni susținute pentru reducerea emisiunilor poluante ale motoarelor de automobil, se înregistrează interesante realizări, dar trebuie să recunoaștem în același timp că tehnica actuală n-a elaborat măsuri adecvate, dacă se are în vedere că soluțiile descoperite sunt atât de costisitoare, implică o risipă atât de mare de combustibil și pretind un consum de metale scumpe atât de ridicat, încât omenirea ar trebui să se considere grav pedepsită dacă le-ar accepta.

La începutul deceniului al optulea, motorul de automobil a fost confruntat cu două mari probleme: să deverseze în atmosferă mai puține noxe; să producă energie cu un consum mai mic de combustibil. Se părea la un moment dat că din această mare confruntare se va naște un nou mijloc de propulsie. Aspra și

---

---

adeseori pătimașa judecată făcută motorului de automobil. a avut darul de a stabili că cel puțin în următoarele 2 – 3 decenii, omenirea nu se poate lipsi de acest mijloc de propulsie care a ajuns astăzi atât de ieftin și de sigur, încât omul își poate îngădui să se angajeze într-o lungă călătorie, cu sentimentul siguranței depline că motorul îl va readuce de unde a pornit.

Automobilul nu poate fi considerat drept un inamic al omului dacă acceptăm că omul zilelor noastre poate fi văzut - în diferitele sale activități, ca și în perioadele de recreere – ca acea ființă cu două brațe și patru roți care a devenit parte integrantă a mediului ambiant. De aceea trebuie să se consacre automobilului toată atenția și îngrijirea: să-l facem din ce în ce mai potrivit cerințelor noastre, să-l folosim în condițiile care îl și ne avantajează cel mai mult, să-i acordăm întreținerea de care are nevoie pentru a consuma cât mai puțin combustibil, pentru a evita orice accident și pentru a polua cât mai puțin. [11]

În încheiere autorul se folosește de acest prilej pentru a omagia memoria celui care a fost Prof.dr.ing. Vasile BERINDEAN, primul coordonator științific al lucrării, cel care l-a îndrumat cu multă generozitate pe toată perioada de stagiu și o parte din perioada de post-stagiu.

De asemenea autorul ar dori să aducă mulțumiri din toată inima omului și *Profesorului Dr.Ing.Virgiuliu – Dan NEGREA*, cel care cu răbdare și insistență a preluat coordonarea științifică a lucrării și a canalizat eforturile spre finalizarea tezei.

Autorul aduce mulțumiri deosebite domnilor Asist.ing.Virgil STOICA, Ș.l.dr.ing.Sorin HOLOTESCU și Ș.l.dr.ing.Gelu-Dan PĂDURE cu care a conlucrat în mod direct la partea experimentală a lucrării, respectiv domnilor Ș.l.dr.ing. Andrei FERENCZ, Conf.dr.ing.Liviu MIHON, Ș.l.ing Gheorghe BOZAN, Ing. Carol LASTOFKA, tehnician Gavril BRĂȚIANU, tehnician Marius TOARTĂ, tehnician Iosif MAROSZY cu care a colaborat la instrumentarea standului.

---

---

Cu multă recunoștință mulțumește conducerii Facultății de Mecanică, conducerii catedrelor TMTAR și GDDT, precum și membrilor acestora, pentru sprijinul acordat atât în perioada de stagiul și cât în perioada de post-stagiul.

Mulțumiri adresează tuturor tehnicienilor și muncitorilor din atelierele facultății și ale ISIM pentru efortul depus la realizarea practică a standului de încercări.

În mod special autorul dorește să mulțumească d-nei Nicoleta MANCIU pentru contribuția adusă la tehnoredactarea lucrării.

Angajarea în realizarea unei lucrări importante pe plan profesional necesită adesea trecerea obligațiilor familiare pe locul secund. De aceea autorul dorește să mulțumească acum familiei și părinților pentru înțelegerea și răbdarea de care au dat dovadă în momentele dificile din perioada de stagiul, post-stagiul și mai ales perioada de finalizare a încercărilor, respectiv a tezei.

---

---

## ***1. INTRODUCERE***

### ***1. Importanța temei pe plan național și industrial***

Printre multiplele surse de poluare prezente în societatea contemporană figurează și mijloacele de transport rutier naval și aerian echipate cu motoare cu ardere internă.

Activitățile cu efecte poluante pot fi corectate și perfecționate pentru reducerea poluării până la niveluri inofensive pentru viața și activitatea omului. Știința și tehnologia modernă, care sunt responsabile în bună parte pentru sursele existente de poluare sunt în același timp capabile să ofere și mijloace adecvate de control.

Creșterea poluării prin emisiile autovehiculelor este determinată de tendințele actuale ale dezvoltării întregii societăți:

- 1 – Concentrarea populației în centrele mari
- 2 – Creșterea ritmului transportului
- 3 – Dezvoltarea ponderii transportului particular de persoane cu vehicule antrenate cu motoare cu ardere internă
- 4 – Reducerea rezervelor de țiței pe plan mondial

Aceste tendințe au impus în ultimul timp luarea măsurilor necesare pentru utilizarea rațională a rezervelor existente de combustibil și a limitării poluării cu noxe emanate de motoarele cu ardere internă.

În cadrul acestor măsuri s-au efectuat și încercările de a utiliza combustibili gazoși pentru motoare, cu atât mai mult cu cât din această categorie face parte și

---

---

hidrogenul, care se apreciază că va fi unul din combustibilii de bază ai secolului XXI.

În prezent, într-o serie de țări s-au dezvoltat instalații de alimentare mixte benzină - hidrogen. Rezultatele obținute sunt promițătoare, dar există probleme legate de producția hidrogenului și de tehnologia rezervoarelor de transport a hidrogenului la bordul autovehiculelor.

Pe de altă parte, gazele naturale se utilizează de mult timp drept combustibili pentru motoare, cu precădere la motoarele staționare din stațiile de pompare a gazelor; în anumite perioade, au fost folosite și la motoare de autobuze sau camioane.

Pentru motoare de automobil au fost folosite amestecuri de propan-butan provenite din gaze de sondă sau din procesele de prelucrare a țițeiului. Livrate în general sub formă lichefiată aceste gaze sunt cunoscute sub denumirea "gaz petrolier lichefiat" sau "autogaz".

Adaptarea motoarelor cu ardere internă pentru utilizarea gazelor petroliere nu implică modificări constructive deosebite mai ales în ceea ce privește motoarele cu aprindere prin scânteie cu carburator.

O serie de fabrici constructoare livrează echipamente care permit adaptarea automobilelor pentru utilizarea alternativă a combustibililor lichizi și a celor gazoși.

În literatura de specialitate, problema formării amestecului și a arderii în motoare alimentate cu gaze lichefiate este relativ puțin tratată, apreciindu-se că nu ar exista, mai ales din punct de vedere teoretic, diferențe esențiale între arderea amestecurilor de combustibili petrolieri lichizi și a amestecurilor de gaze combustibile, în special gaze petroliere lichefiate.

Literatura de specialitate clasică în acest domeniu se ocupă de procesele de ardere care au loc în motoare de turație medie și mică, fără a trata cazul motoarelor rapide cu turație care depășesc în general 5000 rot/min corespunzător

---

---

stadiului actual al motoarelor cu aprindere prin scântei ce echipează autoturismele.

Utilizarea combustibililor gazoși, inclusiv a gazelor petroliere lichefiate, prezintă avantaje importante, care justifică cercetarea proceselor de funcționare și mai ales a procesului de ardere:

- posibilitatea creșterii economicității motorului, prețul combustibililor gazoși, mai ales când sunt produși secundari ai unor procese tehnologice, este mult mai redus decât al combustibililor petrolieri lichizi;
- durata de serviciu mai mare a motorului, determinată de depozite mai mici de nearse și calamină;
- reducerea solicitărilor cuzineților și a lagărelor prin scăderea tendinței de ardere cu detonații;
- reducerea uzurii cilindrului, pistonului și segmentilor, uleiul nefiind dizolvat de combustibilul lichid depus pe pereți; totodată, uleiul nu este alterat de hidrocarburi nearse și de aditivi pe bază de plumb;
- se reduce tendința spre arderea cu aprinderi secundare, ca urmare a scăderii depunerilor carbonoase;
- reducerea substanțială a gradului de poluare etc.

Dezavantajele utilizării combustibililor gazoși sunt:

- scăderea puterii motorului;
- pornirea la rece mai dificilă;
- creșterea regimului termic al motorului, urmată de uzura mai rapidă a supapelor și a sediilor lor;
- diminuarea capacității de transport a autovehiculului din cauza volumului buteliei (buteliilor) cu gaze lichefiate;
- imposibilitatea de a controla de la postul de conducere a nivelului de gaz din butelie;
- compoziția variabilă a gazului din comerț.

---

---

Aceste dezavantaje nu sunt însă hotărâtoare, având în vedere faptul că exploatarea autovehiculelor în unele țări demonstrează că alimentarea motorului cu aprindere prin scânteie cu gaze lichefiate oferă o soluție valabilă din punct de vedere tehnic și economic în comparație cu aceea pe benzină mai ales în cazul autoturismelor de medie și mare cilindree dar și cu perspective la cilindreele mici.

---

---

## ***CONȚINUTUL ȘI FORMA DE PREZENTARE A TEZEI***

**Cap.1** - Introducere (p.12) prezintă importanța temei pe plan național și mondial și conținutul tezei pe capitole.

**Cap.2** - Stadiul actual al cercetării în domeniul proceselor de ardere în motoare cu aprindere prin scânteie alimentate cu gaze petroliere (p.19) este destinat unui studiu bibliografic al principalelor lucrări apărute în literatura de specialitate privitoare la formarea amestecului și modelarea procesului de ardere respectiv a caracteristicii de degajare a căldurii.

După prezentarea caracteristicilor gazelor petroliere în general, respectiv a gazelor petroliere lichefiate în special, se evidențiază instalațiile de alimentare cu gaze petroliere lichefiate utilizate pe plan mondial, instalațiile pentru reducerea noxelor, instalațiile pentru recuperarea și utilizarea căldurii evacuate (TES), instalații pe baza cărora a fost concepută instalația utilizată în cadrul standului de probă pe care au fost efectuate cercetările experimentale prezentate în lucrare precum și soluții actuale în domeniul formării amestecului în motoare cu aprindere prin scânteie alimentate cu gaze petroliere lichefiate.

Capitolul se încheie cu aprecieri critice asupra lucrărilor consultate și cu stabilirea problemelor de studiu și cercetări ce urmează să fie rezolvate în cadrul tezei.



---

---

**Cap.3 -** Metoda de cercetare experimentală a procesului de ardere (p.101) cuprinde programul de cercetare, descrierea instalației experimentale, metodica de cercetare cu prezentarea parametrilor ce urmează să fie măsurați sau determinați în cadrul programului experimental și a metodelor de măsurare utilizate.

De asemenea, în acest capitol, se fac aprecieri asupra etalonării aparaturii utilizate și considerații asupra preciziei măsurării consumurilor de aer și combustibil

**Cap.4 -** Evaluarea analitică a procesului de formare a amestecului și arderii în motoare cu aprindere prin scânteie alimentate cu gaze petroliere (p.154) tratează relațiile pentru studiul analitic al formării amestecului aer – gaz, al arderii în motoare cu aprindere prin scânteie alimentate cu combustibil gazos, calculul caracteristicii de degajare a căldurii cu ajutorul diagramei indicate și prelucrarea datelor experimentale.

**Cap.5 -** Cercetări privind performanțele termogazodinamice, de poluare și energetice ale motorului GV 505 alimentat cu benzină și gaze petroliere lichefiate (p. 165) reprezintă partea principală a lucrării în care se prezintă rezultatele experimentale.

Capitolul a fost dezvoltat în următoarele subcapitole:

5.1. Caracteristicile motorului alimentat cu benzină și gaze petroliere lichefiate, în care sunt analizate comparativ pentru combustibilii specificați.

- caracteristicile de turație
- caracteristicile de sarcină
- caracteristicile complexe
- caracteristicile de variație ale dozajului amestecului aer – gaz în funcție de depresiunea din colectorul de admisiune.

631.900.369

---

---

5.2. Parametrii procesului de ardere, în care se determină durata fazelor arderii, viteza maximă și medie de creștere a presiunii.

5.3. Dispersia ciclică, în care se compară dispersia ciclică la funcționarea pe benzină și pe gaze petroliere lichefiate.

5.4. Reducerea noxelor, în care se compară volumul emisiilor poluante la funcționare pe benzină și pe gaze petroliere lichefiate.

**Cap.6 -** Interpretarea critică a rezultatelor experimentale prin comparare cu date teoretice privind formarea amestecului și arderii în motoare cu aprindere prin scânteie alimentate cu gaze petroliere (p.220) în care se prezintă critic rezultatele obținute în cadrul cercetărilor experimentale efectuate pe standul de probă în juxtapunere cu date teoretice extrase din lucrările de specialitate din domeniu.

**Cap.7 -** Concluzii (p.224) în care se prezintă concluziile asupra cercetărilor teoretice, respectiv concluziile asupra cercetărilor experimentale efectuate în cadrul tezei de doctorat.

**Cap.8 -** Contribuții personale (p.226) în care sunt enumerate principalele contribuții ale autorului tezei.

**Cap.9 -** Bibliografia (p.228) conține enumerarea, în ordinea alfabetică a numelui autorilor, a lucrărilor (cărți de specialitate, cărți tehnice, manuale universitare, articole din reviste tehnice de specialitate, teze de doctorat, recenzii, lucrări de diplomă, pliante etc.) parcurse și analizate în cadrul studiului bibliografic și a pregătirii tezei.

**2. STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRII ÎN  
DOMENIUL PROCESELOR DE ARDERE ÎN MOTOARE CU APRINDERE  
PRIN SCÂNTEIE ALIMENTATE CU GAZE PETROLIERE**

**2.1. Soluții actuale în domeniul formării amestecului și motoarele prin scânteie alimentate cu gaze petroliere.**

**2.1.1 Caracteristicile gazelor petroliere**

Gazele naturale sunt gaze obținute fie împreună cu țițeiul, din zăcămintele de țiței, numite din această cauză **gaze de sondă**, gaze umede sau gaze asociate, fie independent de țiței, numite **gaze naturale uscate**. Gazele de sondă reprezintă un amestec de hidrocarburi, bioxid de carbon și eventual hidrogen sulfurat, cu diferențe de compoziție importante, în funcție de zăcământ; metanul deține în orice caz ponderea principală (tab.2.1) cf. [7]. Și gazele naturale uscate prezintă diferențe însemnate de compoziție, după regiunea de unde provin; gazele naturale uscate extrase în țara noastră, cu o proporție de 98...99% metan, pot fi considerate gaz metan tehnic pur.

*Tabelul 2.1.*

*Compoziția unor gaze de sondă extrase în România %*

Metan CH <sub>4</sub>	Etan C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	Propan C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	n Butan C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	Izobutan C <sub>4</sub> H <sub>12</sub>	Pentan C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	Bioxid de carbon CO <sub>2</sub>	Reziduu
89,44	5,26	3,10	0,81	0,63	0,76	-	-
80,83	6,40	5,56	1,15	0,79	1,66	0,96	2,65
95,93	1,19	1,35	0,73	-	0,46	-	0,34*
99,80	-	-	-	-	-	0,20	-
95	2	-	-	-	-	3	-

\* Hexan C<sub>6</sub>H<sub>14</sub>

Gazele naturale se utilizează de mult timp drept combustibili pentru motoare, cu precădere la motoarele staționare din stațiile de pompare a gazelor; în anumite perioade, au fost folosite și la motoare de autobuze, camioane și taxiuri. În ultimii ani au început să fie folosite pentru motoarele de automobil amestecuri de propan-butan provenind din gaze de sondă sau din procesele de prelucrare a țițeiului.

Livrate în general sub formă lichefiată, aceste gaze sunt cunoscute sub acronimul LPG (Liquified Petrol Gaz), GPL (gaz petrolier lichefiat) sau denumirea "autogaz".

Proporția în care se află propanul și butanul în acest combustibil variază de la o țară la alta și, eventual, chiar după sezon: preponderent propan (86% propan, 10% butan, 4% pentan și cetan în România, 95% propan și 5% butan în Germania, Anglia și Elveția); într-un raport propan/butan de 30/70 vara și 50/50 iarna, în Belgia și Olanda; într-un raport de 20/80 vara și 80/20 iarna în Austria, etc.

Proprietăți fizice. Metanul, etanul, propanul și butanul constituie primii patru termeni ai seriei omoloage a hidrocarburilor parafinice. La temperatură obișnuită sunt gaze incolore, cu miros slab de benzină, practic insolubile în apă.

*Tabelul 2.2.*

*Principalele constante fizice ale unor hidrocarburi*

Denumirea constantei fizice	Metan CH <sub>4</sub>	Etan C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	Propan C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	Butan C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>
1	2	3	4	5
Masa moleculară	16,032	30,07	44,09	58,12
Constanta gazului, J/kg·K	518,722	276,744	188,778	143,177
Punctul de topire (la $p_0=1,013 \cdot 10^5$ N/m <sup>2</sup> ):				
- temperatura de topire, K	90,65	89,55	83,25	138,15
°C	-182,50	-183,60	-189,90	-135

1	2	3	4	5
- căldura de topire, kJ/kg	58,615	92,947	80,387	75,326
Punctul de fierbere (la $p_o=1,013 \cdot 10^5$ N/m <sup>2</sup> ):				
- temperatura de vaporizare, K	111,45	184,55	230,55	273,65
°C	-161,70	-88,60	-42,60	-0,5
- căldura de vaporizare, kJ/kg	548,471	540,097	447,988	403,608
Punctul critic:				
- temperatura critică, K	190,65	308,15	369,95	426,35
°C	-82,50	35	96,80	153,20
- presiunea critică, Mpa	4,6287	5,06	4,33	3,648
- densitatea critică, kg/m <sup>3</sup>	162	210	226	...
Starea normală (la $p_o=1,013 \cdot 10^5$ N/m <sup>2</sup> și $T_o = 273$ K):				
- densitatea, kg/m <sup>3</sup>	0,7168	1,356	2,019	2,703
- densitatea relativă la aer	0,5554	1,0489	1,5617	2,0908
- căldura specifică la presiune constantă, kJ/kg·K	2,117	1,666	1,550	1,918*
- vâscozitatea dinamică, (N·s/m <sup>2</sup> )·10 <sup>-6</sup>	10,35	8,55	7,50	6,80
- conductivitate termică, W/m·K	0,03024	0,01826	0,01512	0,01349
- coeficientul de difuzie în aer, cm <sup>2</sup> /s	0,16	...	0,10	...
Raportul căldurilor specifice	1,30	1,22	1,14	1,11

\* la 20°C

**Comparație între proprietățile unui GPL (95% propan)  
și ale unei benzine neetilate**

Caracteristica	GPL	Benzină
Densitate, la 15°C, kg/dm <sup>3</sup>	0,51	0,75
Puterea calorică inferioară, kJ/dm <sup>3</sup>	23 600	32 400
kJ/kg	46 350	43 200
Căldura de vaporizare, kJ/kg	352,26	397,44
Căldura de vaporizare raportată la puterea calorică, kJ/MJ	7,6	9,2
Limita săracă de inflamabilitate $\lambda_{ls}$ (la sarcini parțiale)	1,40	1,15
Cifra octanică:		
- metoda Motor (CO/M)	97	82,5
- metoda Cercetare (CO/R)	110	92

Metanul se lichefiază cu dificultate (temperatura de fierbere la presiunea atmosferică este - 161,7°C), ceea ce are serioase implicații asupra posibilităților de stocare în rezervorul unui autovehicul. Una din posibilitățile de a asigura o autonomie corespunzătoare vehiculului constă în stocarea metanului în stare gazoasă, comprimat până la presiuni de ordinul 20 MPa. Utilizarea unor presiuni ridicate întâmpină dificultăți, legate de realizarea instalației de alimentare, ca și a rețelei de distribuție. Cealaltă posibilitate, de stocare în stare lichidă, în rezervoare criogenice, este mai avantajoasă din punct de vedere al posibilității realizării unui rezervor mai ușor.

Propanul și mai ales butanul se lichefiază relativ ușor (temperaturile de fierbere la presiune atmosferică - 42,6°C și, respectiv, -0,5°C); în țara noastră, GPL se livrează în butelii la presiunea de 0,95 MPa la 60°C. În consecință, masa

rezervorului raportată la masa de combustibil este mai mică decât pentru metanul lichefiat sau comprimat la presiune înaltă.

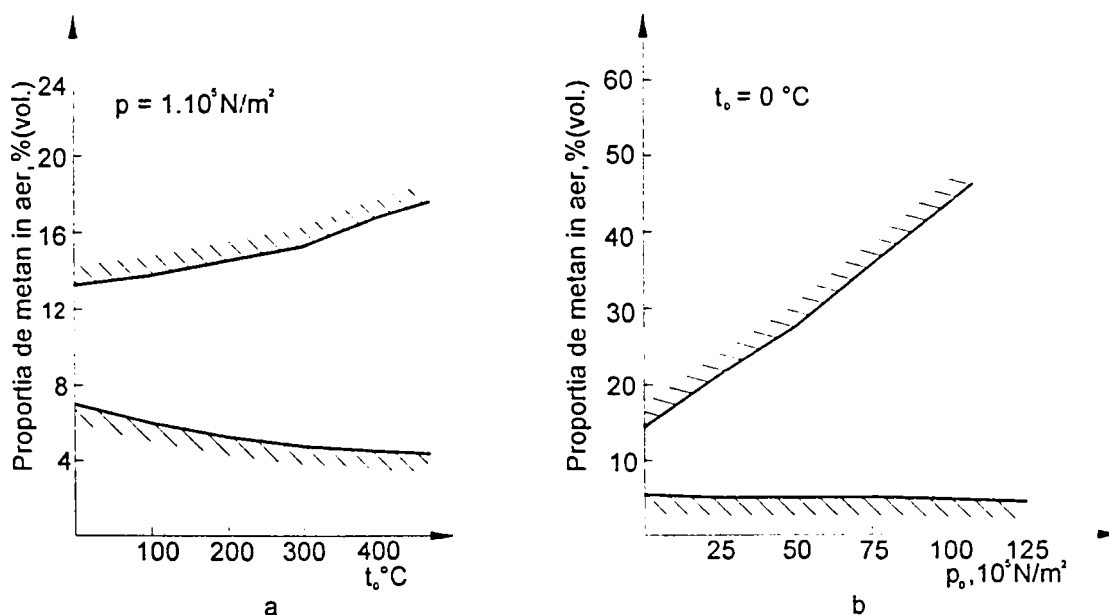
**Aprinderea și arderea.** Gazele naturale ard ușor, cu o flacără fără culoare.

Ecuția stoichiometrică de ardere a metanului este:



Arderea decurge în realitate printr-un lanț de reacții ramificate în care intervin drept compuși intermediari radicalul metil  $\text{CH}_3$ , formaldehida  $\text{CH}_2\text{O}$ , radicalul formil  $\text{CHO}$  și monoxidul de carbon  $\text{CO}$  (tab.2.4.).

În fig.2.1 se prezintă limitele de aprindere ale amestecului format din gaz metan și aer, în funcție de temperatură și presiune inițială.



*Fig.2.1*

Limitele de aprindere ale amestecului depind și de modul de propagare a flăcării: la propagarea flăcării în sus, 5...15% (vol.) metan; la propagarea orizontală a flăcării, 5,40...13,95% (vol.) metan; la propagarea flăcării în jos, 5,95...13,53% (vol.) metan.

Vitezele de propagare a flăcării laminare în amestecurile metan – aer și propan – aer sunt de același ordin de mărime cu cele determinate pentru

benzină - aer. Astfel, pentru amestecuri stoichiometrice în bombele experimentale, la presiunea inițială de 1 bar și temperatura inițială de 300K, s-au determinat vitezele: 35 cm/s pentru metan, 38 cm/s pentru propan și 32 cm/s pentru izooctan [7].

Tabelul 2.4.

*Schema mecanismului reacțiilor de ardere a sistemului  $CH_4-O_2$   
(după [7])*

Reacția	Constantele cinetice ale reacțiilor conform relației $K = Ap^B \exp(-E/RT)$		
	A	B	E, kJ/mol
0	1	2	3
<i>Reacția metanului <math>CH_4</math></i>			
$CH_4 + OH = CH_3 + H_2O$	$3,75 \cdot 10^{12}$	0	92,488
$CH_4 + H = CH_3 + H_2$	$2,48 \cdot 10^{13}$	0	59,845
$CH_4 + O = CH_3 + OH$	$1,546 \cdot 10^{11}$	0	33,760
$CH_4 + HO_2 = CH_3 + H_2O_2$	$8,57 \cdot 10^8$	0	-54,405
$CH_4 + O_2 = CH_3 + HO_2$	$1,48 \cdot 10^{12}$	0	-1,125
$CH_4 = CH_3 + H$	$1,026 \cdot 10^{11}$	0	-71,061
<i>Reacția radicalului metil <math>CH_3</math></i>			
$CH_3 + O = CH_2O + H$	$1,59 \cdot 10^{15}$	0	290,146
$CH_3 + O = CHO + H_2$	$9,372 \cdot 10^{13}$	0	394,436
$CH_3 + O_2 = CH_2O + OH$	$8,45 \cdot 10^{10}$	0	211,761
<i>Reacția formaldehidei <math>CH_2O</math></i>			
$CH_2O + OH = CHO + H_2O$	$9,3 \cdot 10^{10}$	0	184,977
$CH_2O + H = CHO + H_2$	$7,42 \cdot 10^{14}$	0	133,836
$CH_2O + O = CHO + OH$	$1,0 \cdot 10^{14}$	0	146,056
$CH_2O + O_2 = CHO + HO_2$	$2,88 \cdot 10^{12}$	0	8,788



0	1	2	3
<b>Reacția radicalului formil CHO</b>			
CHO + OH = CO + H <sub>2</sub> O	1,17·10 <sup>14</sup>	0	382,509
CHO + O <sub>2</sub> = CO + HO <sub>2</sub>	1,878·10 <sup>11</sup>	0,5	77,632
<b>Reacția monoxidului de carbon, CO</b>			
CO + O <sub>2</sub> = CO <sub>2</sub> + O	1,9·10 <sup>13</sup>	0	226,617
CO + OH = CO <sub>2</sub> + H	5,6·10 <sup>13</sup>	0	98,347
<b>Reacțiile sistemului hidrogen – oxigen</b>			
H <sub>2</sub> + OH = H <sub>2</sub> O + H	9,3·10 <sup>13</sup>	0	84,955
H <sub>2</sub> + O = H + OH	8,3·10 <sup>9</sup>	0	288,765
H <sub>2</sub> + O <sub>2</sub> = OH + OH	4,48·10 <sup>11</sup>	0	125,341
H <sub>2</sub> + HO <sub>2</sub> = H <sub>2</sub> O <sub>2</sub> + H	1,7·10 <sup>12</sup>	0	15,484
H + HO <sub>2</sub> = OH + OH	1,2·10 <sup>13</sup>	0	163,215
H + H + M = H <sub>2</sub> + M	5,8·10 <sup>15</sup>	0,08	431,473
H + OH + M = H <sub>2</sub> O + M	2,2·10 <sup>16</sup>	0	439,425
H + O <sub>2</sub> + M = HO <sub>2</sub> + M	2,4·10 <sup>15</sup>	0	192,091
O + O + M = O <sub>2</sub> + M	5,1·10 <sup>15</sup>	0	481,275
OH + OH + M = H <sub>2</sub> O <sub>2</sub> + M	8,03·10 <sup>16</sup>	0	188,325
OH + HO <sub>2</sub> = H <sub>2</sub> O + O <sub>2</sub>	7,5·10 <sup>10</sup>	0,5	303,412
H <sub>2</sub> O + O = OH + OH	6,3·10 <sup>12</sup>	0	4,561
H <sub>2</sub> O <sub>2</sub> + O <sub>2</sub> = HO <sub>2</sub> + HO <sub>2</sub>	5,0·10 <sup>11</sup>	0	0
H <sub>2</sub> O <sub>2</sub> + H = H <sub>2</sub> O + OH	2,4·10 <sup>14</sup>	0	335,637
O <sub>2</sub> + H = O + OH	1,3·10 <sup>13</sup>	0	0

Metanul, etanul și propanul prezintă o rezistență ridicată față de autoaprindere și arderea anormală cu detonație în motor; CO pentru GPL, cu 95% propan, este superior cu 15 unități față de benzină (vezi tab. 2.3).

Pentru precizarea caracteristicilor combustibililor gazoși din punctul de vedere al tendințelor la autoaprindere și arderea cu detonație nu

există însă o metodă universal acceptată; majoritatea cercetătorilor preferă să definească raportul de comprimare la limita apariției detonației detectabile  $\epsilon_{ld}$  și să nu adopte practica extrapolării cifrei octanice sau a indicilor de performanță ai motoarelor.

În fig.2.2 sunt prezentate rezultatele unor cercetări efectuate cu un motor de construcție uzuală pentru determinările de cifră octanică pentru benzină după metoda Motor [ 7].

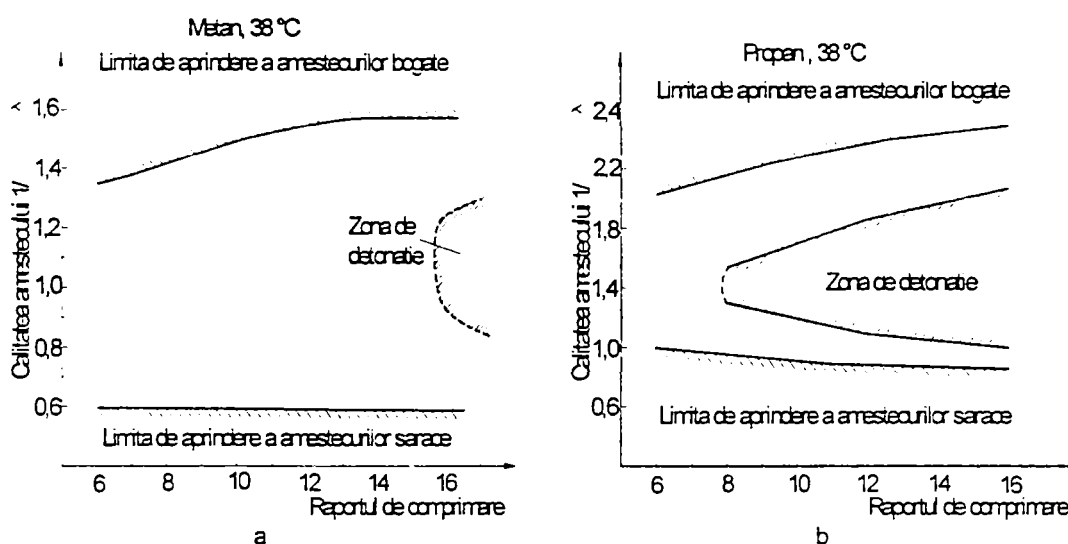


Fig. 2.2.

La o temperatură de admisie în motor corespunzătoare celei atmosferice, cei doi combustibili comparați se deosebesc mult după valorile  $\epsilon_{ld}$ : pentru metan  $\epsilon_{ld}$  trebuie să fie mai mare de 15, pentru propan mai mare de 7. Pentru amândoi combustibili, detonația se poate evita ușor, chiar  $\epsilon = 16$ , prin adaptarea unor amestecuri suficient de bogate sau de sărace. Posibilitatea evitării detonației la valori atât de mari pentru  $\epsilon$  subliniază importanța precizării zonei de dozaje disponibile pentru funcționarea normală, delimitată de instalarea detonației și de apariția propagării incomplete a flăcării, se constată că această zonă, în orice caz, se îngustează la creșterea lui  $\epsilon$ , în special pe partea amestecurilor sărace.

Influența temperaturii amestecului combustibil – aer la admisiunea în motor este de asemenea de importanță practică, în special pentru motoarele supraalimentate. Se constată că, o dată cu creșterea temperaturii,  $\epsilon_{ld}$  avansează spre

valorile inferioare și se produce și lărgirea gamei de dozaje la care apare detonația (fig.2.3).

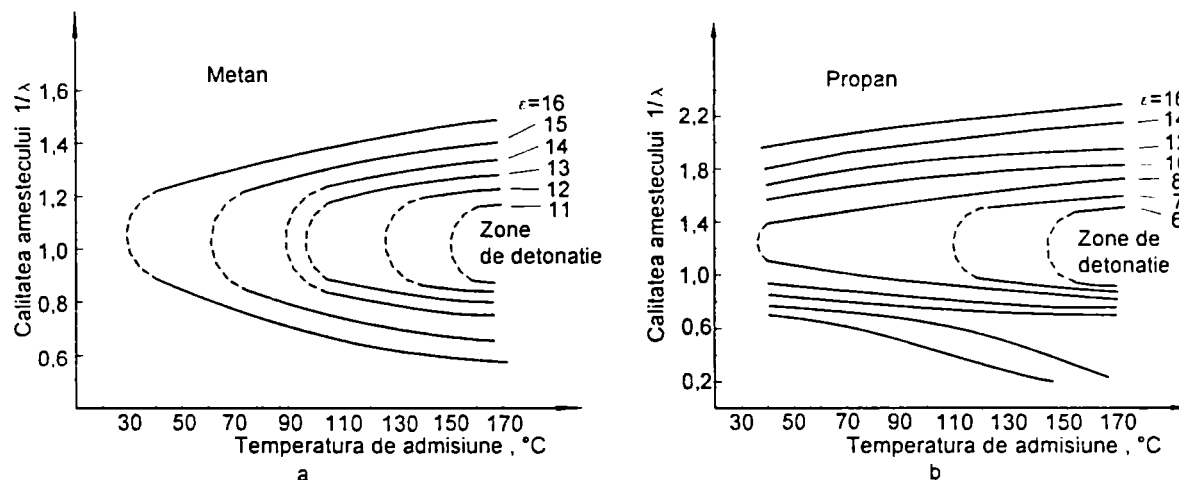


Fig.2.3

La valori ridicate ale temperaturii de admisie se înregistrează și autoaprinderea amestecului, în condițiile în care s-a suprimat scânteia electrică: la 106°C, de exemplu, s-a înregistrat autoaprinderea metanului la  $\epsilon = 15$  și a propanului  $\epsilon = 14$ .

Într-un interval limitat de dozaje arderea care urmează autoaprinderii nu prezintă manifestări anormale, după depășirea limitelor se instalează însă manifestările tipice pentru detonația severă. S-a constatat de asemenea că, în condițiile în care este posibilă autoaprinderea, și limitele detonației se modifică considerabil (fig.2.4).

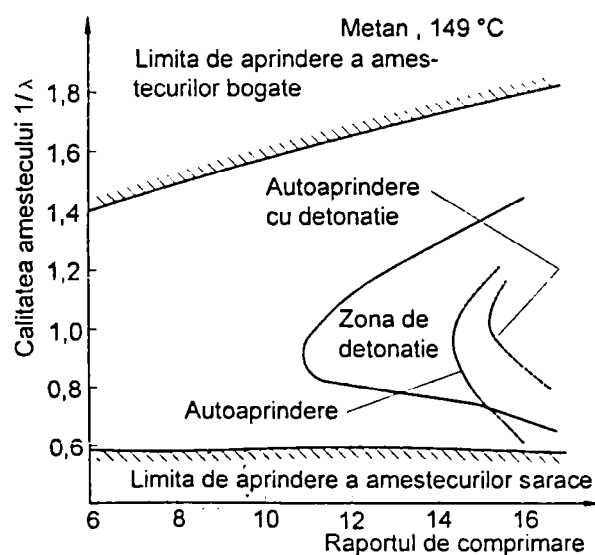
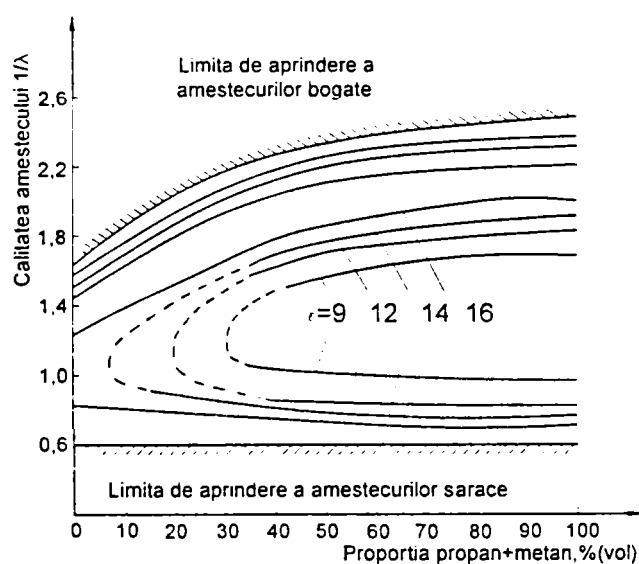


Fig.2.4

Cercetările efectuate cu amestecuri metan – propan au evidențiat o modificare redusă a limitelor de aprindere ale metanului, influența prezentei propanului se manifestă însă puternic asupra limitelor apariției detonației (fig.2.5).



*Fig.2.5*

La amestecurile propan – butan raportul în care se găsesc cele două componente principale poate varia de la aproape 100% propan (pentru iarnă) până la 70/30 % de amestec propan/butan recomandat pentru vară.

În amestec, participarea propanului este necesară pentru că temperatura lui de fierbere este mai coborâtă decât cea a butanului prin aceasta fiind asigurată evaporarea amestecului la temperaturi coborâte.

### ***2.1.2. Formarea amestecului după procedeul Otto-gaz.***

#### ***a) Calitățile cerute amestecului.***

Pentru buna funcționare a motoarelor cu gaz, este necesar ca amestecul admis să îndeplinească următoarele condiții esențiale:

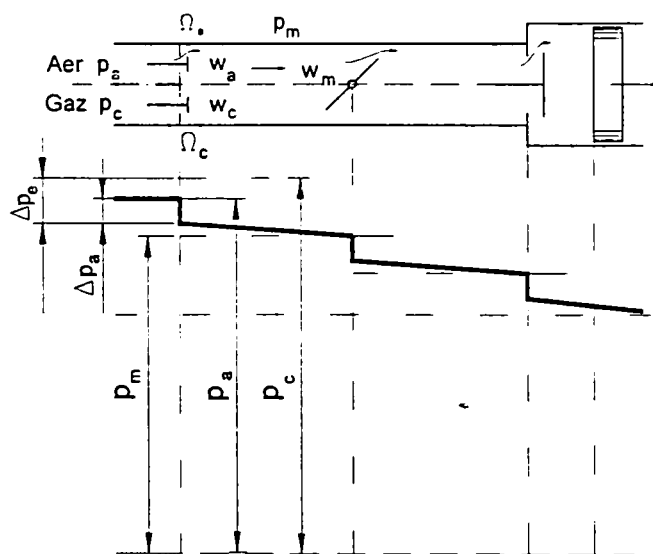
- amestecul să fie perfect omogen, așa încât fiecare moleculă de combustibil să găsească în imediata ei vecinătate oxigenul necesar arderii. Omogenizarea lui se obține folosind tendința de difuzare a gazelor în dispozitive de amestec;

- proporția de combustibil în amestec trebuie să-i asigure o mare viteză de ardere, indispensabilă terminării la timp a arderii și realizării unui bun randament termic. Amestecurile mai bogate sau mai sărace decât o anumită limită, au viteza de ardere insuficientă sau chiar nulă. Pentru aceste motive proporția de combustibil în amestec trebuie să fie cuprinsă între limite mai apropiate decât cele stabilite ca limite de aprindere.
- atâta timp cât încărcarea motorului nu se schimbă, nu trebuie să varieze nici compoziția amestecului aspirat. În caz contrar iau naștere oscilații mari ale turației.
- amestecul exploziv trebuie să cuprindă o cantitate anumită de combustibil în raport cu sarcina motorului.

**b) Factorii de care depinde compoziția amestecului.**

Relații de calcul pentru procedeul Otto – gaz.

Amestecul exploziv se produce într-un dispozitiv similar celui reprezentat schematic în fig.2.6.



**Fig.2.6**

Gazul este luat din conducta de alimentare în care presiunea lui este:

$$p_c = p_a + h \quad (2.2)$$

$w_c$  – viteza de scurgere a gazului în secțiunea  $\Omega_c$ .

$\gamma_c$  – greutatea specifică a gazului în conductă

$\gamma_a$  – greutatea specifică a aerului

$\Delta p_a = p_a - p_m$  – depresiunea creată de motor în camera de amestec.

$$m = \frac{G_a}{G_c} = \frac{\mu_a \Omega_a}{\mu_c \Omega_c} \sqrt{\frac{\gamma_a}{\gamma_c}} \sqrt{\frac{\Delta p_a}{\Delta p_c}} \sqrt{\frac{p_c}{p_a}} \quad (2.3)$$

$$\frac{\Omega_a}{\Omega_c} = q, \frac{\gamma_a}{\gamma_c} = K^2, \mu_a \cong \mu_c \quad (2.4)$$

$$m = qK \sqrt{\frac{p_a - p_m}{p_a - p_m \pm h} \left(1 \pm \frac{h}{p_a}\right)} \quad (2.5)$$

Presiunea gazului diferind cu puțin de cea atmosferică se poate neglija termenul  $\left(\frac{h}{p_a}\right)$  față de unitate:

$$\frac{q}{m} = \frac{1}{k} \sqrt{1 \pm \frac{h}{p_a - p_m}} \quad (2.6)$$

Raportul  $q/m$  variază foarte mult la valorile mici ale depresiunii, deci pentru valori ale presiunii  $p_m$  vecine cu  $p_a$ . Pentru  $h > 0$  și  $p_m \rightarrow p_a$ , raportul  $q/m$  tinde spre infinit, ceea ce, ținând seama de valoarea finită a lui  $q$ , corespunde lui  $m \rightarrow 0$ . În acest caz, motorul este alimentat aproape exclusiv cu gaz.

Pentru  $h < 0$ , raportul  $q/m$  nu poate lua valori reale decât pentru  $p_m \leq (p_a - h)$ . La limită  $p_m = p_a - h$  și  $q/m = 0$ , deci  $m \rightarrow \infty$  și motorul este alimentat numai cu aer curat.

Pentru turații joase, deci mai ales la pornire, motorul are tendința să se alimenteze aproape numai cu gaz dacă  $h > 0$ . Pornirea motorului nu se va putea obține, deci, decât strangulând secțiunea conductei de gaz cu ajutorul clapetei dacă  $h > 0$  și a celei de aer în cazul  $h < 0$ .

Pentru gazele cu  $h < 0$  (gaze aspirate) se restrânge și zona în care motorul nu poate funcționa din cauza valorilor imaginare ale cantității  $q/m$ . Reducerea lui  $h$  se poate obține ușor cu ajutorul unui regulator de presiune  $h > 0$ . Adoptarea unui

regulator de presiune este recomandabilă și pentru a elimina perturbările de funcționare ale motorului provocate de variația presiunii din rețeaua de distribuție.

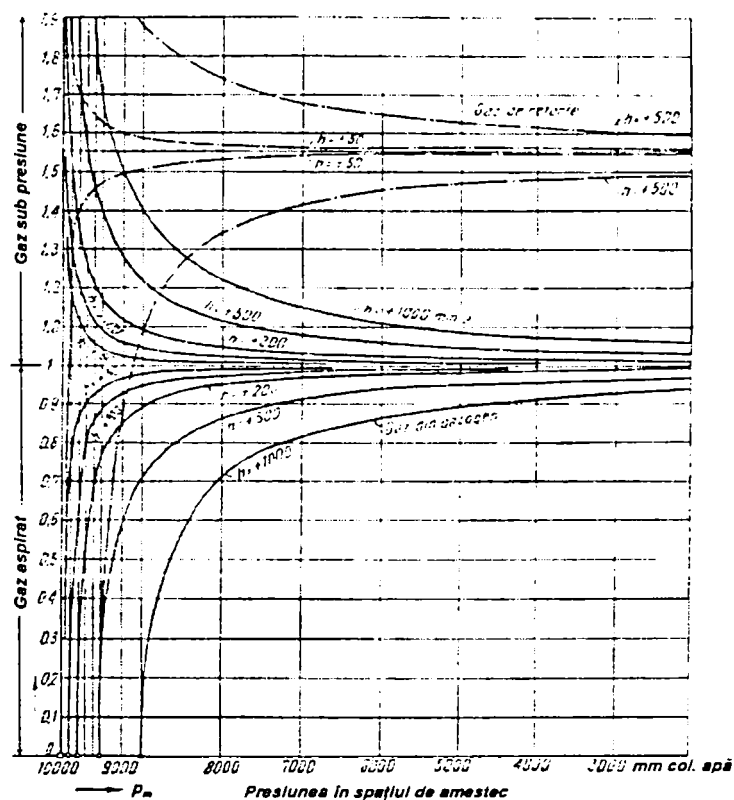


Fig.2.7

### 2.1.3. Instalații pentru formarea și introducerea amestecului aer – gaz.

#### 2.1.3.1. Amestecatorul pentru gaz natural.

Sistemele de alimentare cu gaze a motoarelor trebuie să asigure realizarea raporturilor optime aer-combustibil pentru toate regimurile de funcționare ale motorului, proiectarea acestor sisteme fiind efectuată corespunzător proprietăților specifice ale combustibililor gazoși.

Densitatea redusă a gazelor (respectiv a amestecurilor aer-combustibil gazos) în raport cu cea a combustibililor convenționali, influențează în mod negativ formarea amestecului și, respectiv, performanțele motorului alimentat cu gaze. În cazul formării exterioare a amestecului, calitatea umplerii scade sensibil, valorile randamentului volumetric fiind cu 10-30% mai mici în raport cu valorile corespunzătoare amestecului aer-vapori de benzină. Formarea interioară a amestecului se înrăutățește, de asemenea, datorită micșorării penetrației și dispersiei

---

---

jetului de gaz injectat în aer și, respectiv, duratei de timp pe ciclu a formării amestecului, mai mică în raport cu formarea exterioară a amestecului.

Vitezele de difuzie în aer a combustibililor gazoși, mai mari în raport cu combustibilii convenționali, reprezintă o tendință contrară, de omogenizare a amestecului aer - combustibil. Ca urmare, repartizarea amestecului aer - gaz în cilindrii motorului este mai uniformă, fapt avantajos sub aspectul economicității și al nivelului de produși poluanți.

Din punctul de vedere al utilizării practice a combustibililor gazoși, formarea interioară a amestecului se aplică, în principal, motoarelor în doi timpi, de cilindree mare, iar formarea exterioară a amestecului se utilizează la motoarele rapide, cu cilindree mică, fiind soluția cea mai răspândită pentru motoarele de autovehicul.

Sistemul de admisiune prezintă particularități constructive specifice în raport de tipul de combustibil utilizat.

În cazul motoarelor alimentate cu gaz natural, elementele caracteristice ale sistemului de admisiune sunt reductorul de presiune și amestecătorul – dozator. Reductorul regulator de presiune micșorează presiunea gazului comprimat, de la valori de 40 – 200 bar la valoarea prescrisă pentru alimentarea motorului. Amestecătorul – dozator, construit după principiul carburatorului, îndeplinește aceleași funcții (obturator, economizor, sistem de mers în gol etc.), pentru asigurarea dozajului necesar fiecărui regim de funcționare.

Din punct de vedere funcțional, în raport cu sensul de mișcare reciprocă a curenților de aer și gaz, amestecătoarele se clasifică în următoarele grupe:

a) amestecătoare cu curenți de aer și gaz care se intersectează (amestecătoare simple – fig.2.8.a și amestecătoare cu jeturi – fig.2.8.b);

b) amestecătoare cu curenți paraleli (amestecătoare simple – fig.2.9.a și amestecătoare cu ejecție – fig.2.9.b.)



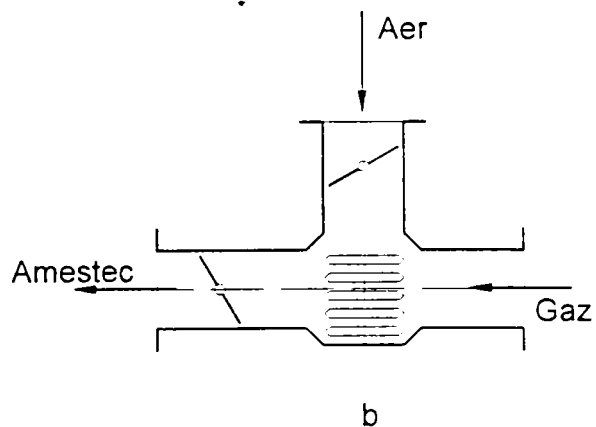
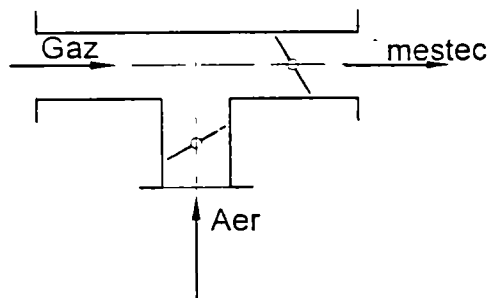
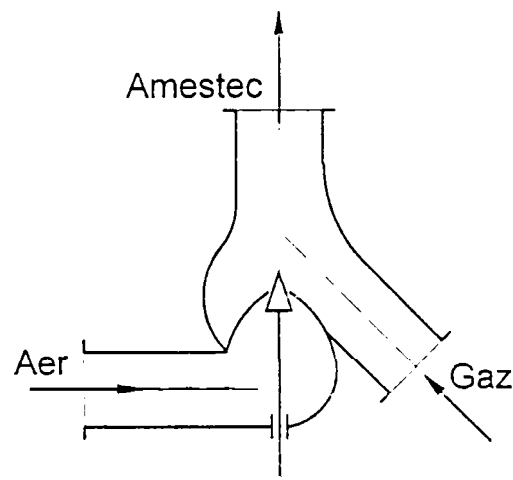
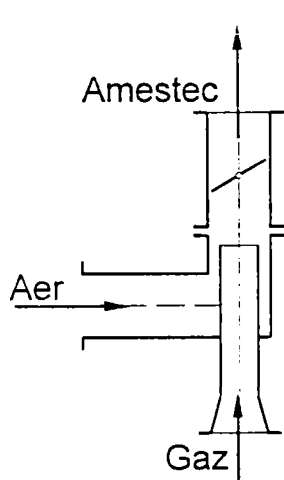


Fig.2.8.



a

b

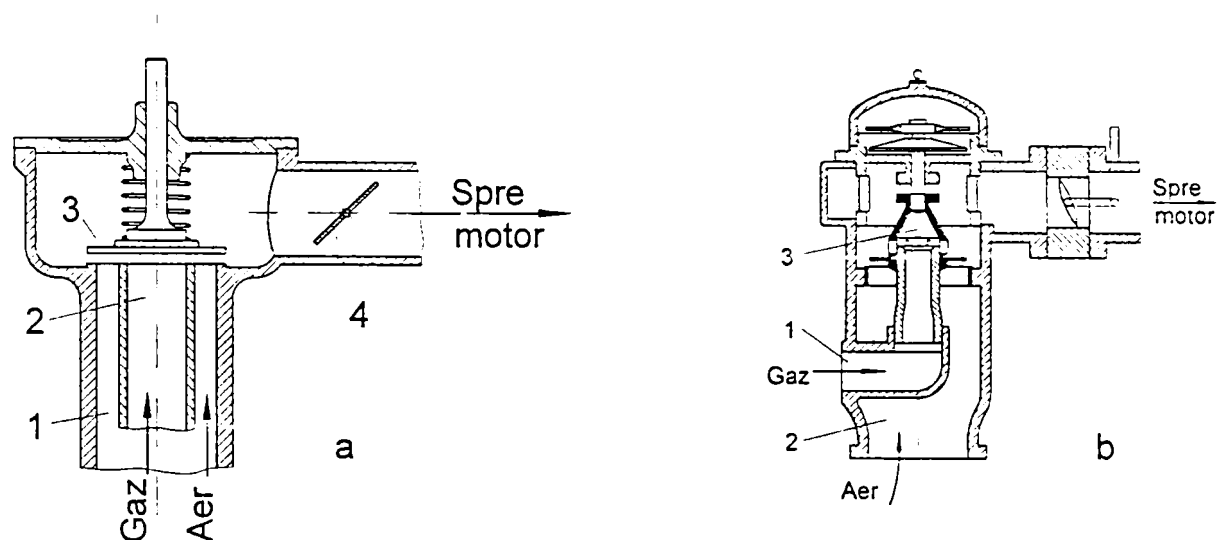
Fig.2.9.

Pentru a se obține un amestec omogen, trebuie să se folosească dispozitive care să asigure gazelor timp suficient și condiții optime pentru difuzare. O primă soluție ar fi adoptarea de camere de amestec de mare capacitate, din care motorul să aspire după nevoie amestec proaspăt perfect omogenizat. Soluția însă prezintă și grave neajunsuri și în special pericolul aprinderilor accidentale ale amestecului din cameră, provocate de eventualele neetanșeități ale supapei de admisie. Explozia amestecului din cameră poate avea ca urmare distrugerea ei și scoaterea motorului din serviciu. Chiar dacă această eventualitate nu se realizează, aprinderea amestecului în cameră poate duce la alimentarea motorului cu gaze arse, care nu

mai pot produce lucru mecanic și care din cauza temperaturii lor ridicate sporesc foarte mult presiunile de compresie. Gradul de neregularitate al motorului este sporit astfel în foarte mare măsură. Chiar când nu se produc aceste aprinderi accidentale, reglarea motoarelor cu camere de amestec voluminoase se resimte prin întârzierea cu care amestecul aspirat se adaptează încărcării motorului.

Pentru aceste motive, la motoarele mai noi se reduce la minimum capacitatea camerei de amestec, realizând amestecarea gazului cu aerul în imediata vecinătate a supapelor de admisie și adoptând viteze mari în secțiunile de scurgere.

În fig.2.10.a este reprezentat un dispozitiv pentru amestecarea gazului și aerului. Aerul este aspirat prin tubul exterior 1, iar gazul prin cel interior 2.



*Fig. 2.10.*

Supapa 3 se deschide sub influența depresiunii create de motor în camera de amestec și permite astfel intrarea gazului și a aerului în cameră. Reglarea motorului se face cu ajutorul clapetei 4.

În cazul dispozitivului din fig.2.10.b., gazul pătrunde prin tubul central 1, iar aerul prin tubul exterior 2. Pătrunderea lor în camera de amestec este comandată de supapa – clopot 3, care este prevăzută pe mantaua sa cilindrică cu orificii. Discul orizontal al supapei – clopot deschide trecerea aerului, iar gazul se scurge prin orificiile laterale, când aceasta este deschisă. La ambele

---

---

dispozitive, conducta de gaz este prevăzută cu robinete de închidere, care permit laminarea curentului de gaz la pornirea motorului și închid complet conducta de gaz în timpul când motorul nu lucrează. De asemenea se observă că aceste dispozitive lucrează cu un raport constant  $q = \frac{\Omega_a}{\Omega_c}$ .

Amestecătorul de gaz poate fi realizat ca soluție constructivă individuală sau colectivă (cu alimentarea tuturor cilindrilor).

Prima variantă (fig.2.11) conține o supapă de gaz, 4, fixată pe tija supapei de admisiune 3 a fiecărui cilindru, care permite accesul gazului în camera de amestec 2 din chiuloasa 1, în perioada de admisiune. Avantajul soluției constă în evitarea aprinderii accidentale a amestecului aer – gaz, ca urmare a etanșeității imperfecte a supapei de admisiune. Datorită complicației constructive, soluția este rar utilizată, fiind aplicabilă motoarelor diesel stabile, de turație redusă, la care diametrul cilindrului este suficient de mare pentru a permite montarea supapei de gaz.

Amestecătorul colectiv, reprezentând soluția general utilizată la motoarele cu aprindere prin scânteie, poate fi realizat într-o construcție compactă (fig.2.12; 1 – filtru de aer; 2 – cameră de amestec; 3 – racord spre conducta de admisiune; 4 – obturator de gaz, comandat de regulator; A – sensul curentului de gaz; B – sensul curentului de aer). Soluția este avantajoasă și sub aspectul realizării unui reglaj superior din punct de vedere calitativ al amestecului aer – gaz.

O variantă a acestei soluții este amestecătorul cu economizor (fig.2.13; 4 – racord, 7 – clapetă de dozare a amestecului aer – gaz). La sarcini parțiale, gazul intră în camera de amestec 5, prin racordul 1, diafragma principală 3 și orificiile difuzorului 6. Amestecul aer – gaz este apoi aspirat în cilindrii motorului. Supapa 9 a economizorului este închisă. La plină sarcină, depresiunea în spațiul C al economizorului crește până la o anumită valoare, la care arcul 8 deschide supapa 9. În această situație gazul începe să intre în camera de amestec din canalele A, B și C, respectiv, prin diafragma de dozare 2.

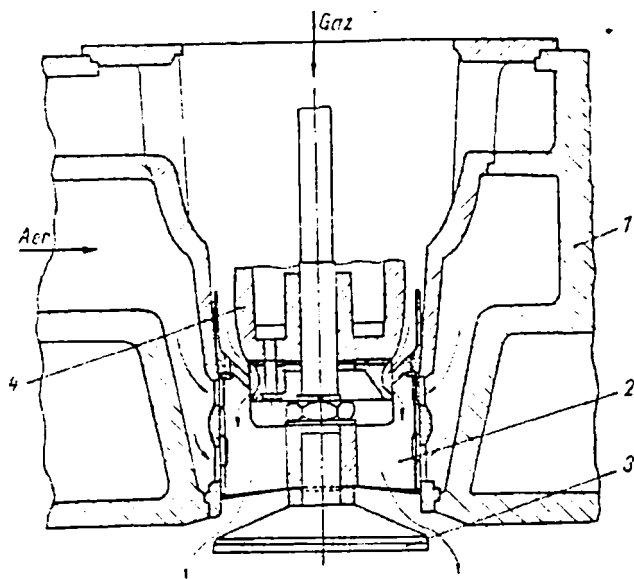


Fig. 2.11

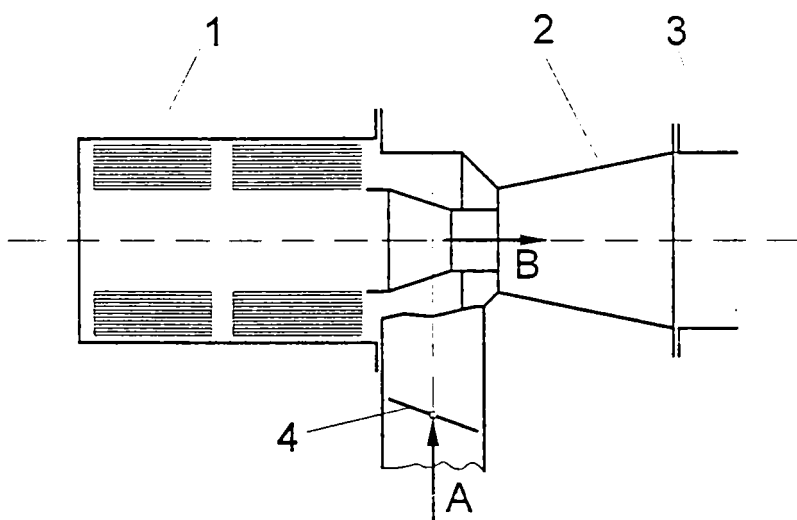


Fig. 2.12.

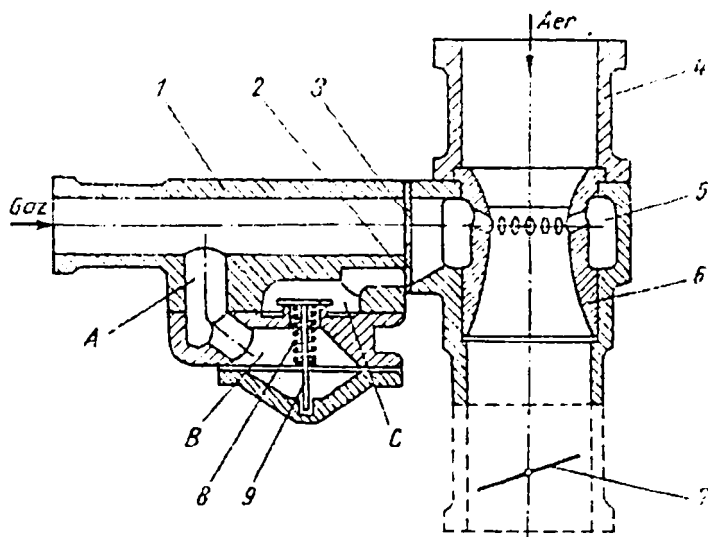


Fig. 2.13.

Una dintre soluțiile având un domeniu larg de utilizare este amestecătorul de gaz realizat de firma IMCO (S.U.A.) pentru autovehicule echipate cu motoare alimentate cu gaz natural sau GPL [3]. Soluția constructivă este prezentată în fig.2.14. Gazul, având o presiune ușor inferioară presiunii atmosferice (cca 50 mm H<sub>2</sub>O), intră în corpul amestecătorului prin racordul 1. Când motorul nu funcționează, accesul azului în compartimentul de amestecare cu aerul este blocat de supapa 7, menținută pe sediu de arcul 6. Curentul de aer, controlat de obturatorul 12, pătrunde în conducta 11, fiind apoi dirijat prin canalele 8, în zona inferioară a membranei elastice 2. La funcționarea motorului în sarcină în această zonă apare depresiunea maximă (-200 ... - 800 mm H<sub>2</sub>O), corespunzător curgerii aerului în regiunea inferioară, de secțiune minimă, a difuzorului 9. Sub acțiunea diferenței de presiune, diafragma deplasează supapa 7 prin intermediul talerului 3. În această situație este permis accesul gazului în compartimentul de amestecare cu aerul, curentul de gaz fiind dirijat de piesa profilată 5. Amestecul aer-gaz este dirijat spre cilindrii motorului prin conducta 10.

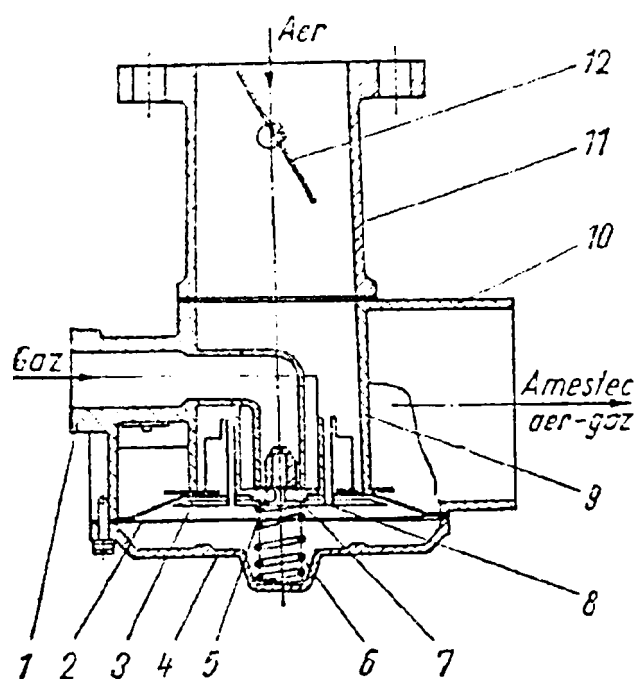


Fig.2.14.

---

---

### ***2.1.3.2. Echipamente pentru formarea amestecului aer - GPL.***

Formarea amestecului aer – GPL în instalațiile de alimentare ale autovehiculelor se realizează prin vaporizarea gazului lichefiat într-un vaporizator – regulator de presiune și amestecarea gazului cu aerul în amestecătorul – dozator.

#### ***2.1.3.2.1. Instalații de vaporizare a gazului lichefiat.***

Vaporizatoarele de gaz lichefiat, executate de firme specializate în domeniu, sunt de diferite tipuri fiind concepute astfel încât să asigure funcționarea în bune condiții, pentru toate regimurile motorului de autovehicul.

*Vaporizatorul – regulator tip Landi den Hartog.* Aparatul conține două trepte de reglaj al presiunii și circuit separat pentru regimul de mers în gol și sarcini parțiale. Schema aparatului este prezentată în fig.2.15 (14 – carcasă treapta II de reglaj; 16 – capac; 22 – orificiu de comunicare cu atmosfera; 23 – placă intermediară; 27 – membrană; 28 – arc; A – camera de vaporizare a treptei I; B – spațiul de circulație a treptei II de reglaj; E – compartiment de stocare a gazului pentru mers în gol și sarcini mici). Gazul lichefiat, la presiunea de 4 – 5 bar, intră în vaporizator prin conducta 1. Accesul gazului lichefiat în compartimentul A al primei trepte de reglaj a presiunii este realizat de supapa 2, comandată de arcul 8, prin intermediul platoului 9, membranei elastice 5 și al sistemului de pârghii articulate 4. Membrana 5 este fixată între corpul primei trepte de reglaj 11 și capacul 7, fiind acționată pe una dintre suprafețe de presiunea atmosferică, prin orificiul 6 practic în capac. Pe placa intermediară 10 este fixat un disc din material spongios, 3, care are rolul de a îmbunătăți condițiile de vaporizare a lichidului din spațiu A, absorbind picăturile de lichid și degajând gazul, la creșterea temperaturii și presiunii în incintă.

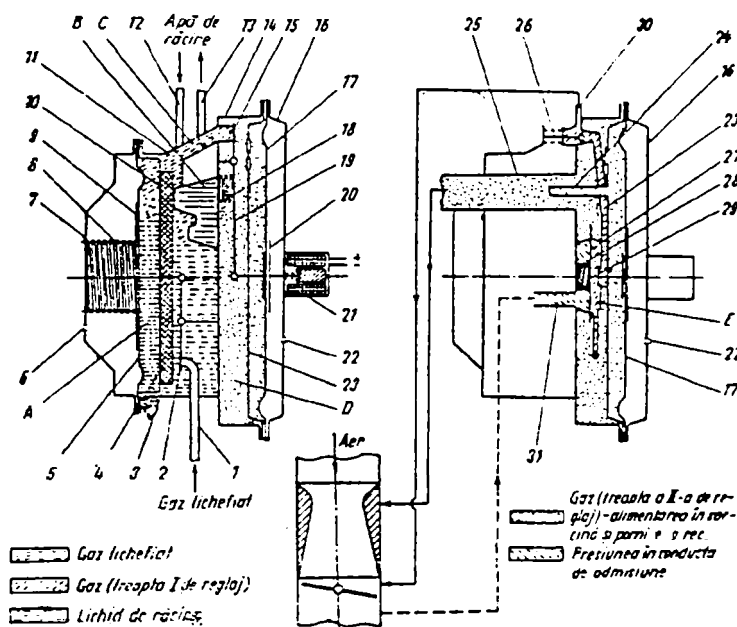


Fig.2.15

Discul 3 are, de asemenea, rolul de a îmbunătăți condițiile de pornire la rece, împiedicând pătrunderea picăturilor de lichid în amestecător, fapt care ar conduce la îmbogățirea exagerată a amestecului, în afara limitelor de inflamabilitate. Vaporizarea gazului lichefiat în treapta I a vaporizatorului regulator se produce datorită căldurii cedate de apa de răcire a motorului, care intră în vaporizator prin conducta 12 și iese prin conducta 13. În urma vaporizării, gazul trece în treapta a II-a a vaporizatorului prin canalul de legătură C. Treapta a II-a de reglaj realizează o presiune a gazului ușor inferioară presiunii atmosferice (cca - 50 mm H<sub>2</sub>O), însă mai mare decât depresiunea din difuzor (-200...-1000 mm H<sub>2</sub>O). Această diferență de presiune asigură curgerea gazului spre difuzor la funcționarea motorului în sarcină. Accesul gazului în compartimentul treptei a II-a este asigurat de supapa 15, comandată de arcul 18 prin intermediul sistemului de pârghii 19. Din treapta a II-a de reglaj, gazul curge spre difuzor prin conducta 25. Pentru pornirea la rece este prevăzut un starter electromagnetic, 21, care, prin punere sub tensiune de la tabloul de bord al autovehiculului, deplasează membrana 17 prin intermediul talerului 20, respectiv deschide supapa 15. Se produce astfel o

---

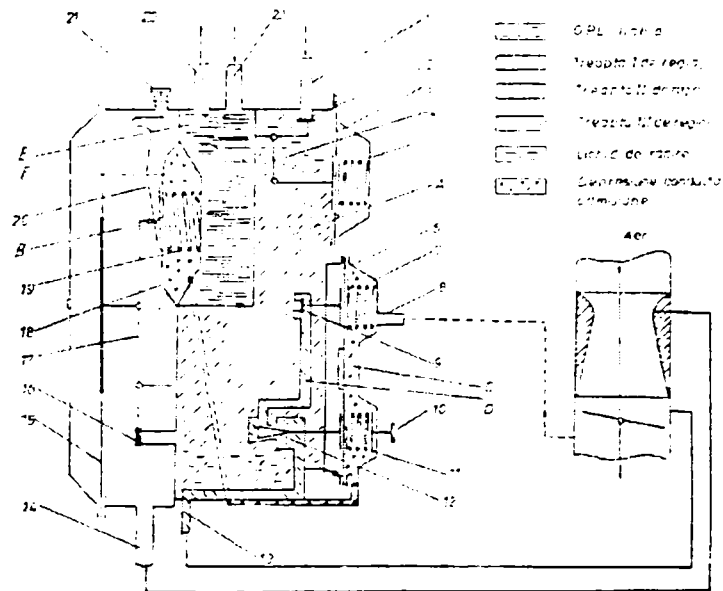
---

injecție de gaz în amestecător, prin conducta 24, realizându-se un amestec bogat, necesar pornirii la rece. La sarcini mici și la mersul în gol, depresiunea în difuzor fiind redusă, alimentarea motorului se efectuează prin injecția gazului sub presiune, în amonte obturatorului. Gazul este preluat din prima treaptă a regulatorului printr-o derivație a canalului *C* și este stocat în spațiul *E*. Deschiderea supapei 29, comandată de depresiunea din conducta de admisiune, prin conducta 31. Permite accesul gazului sub presiune spre motor, prin conducta 30. Debitul de gaz este reglat prin șurubul de vârf conic 26, cu ajutorul căruia se reglează și turația de mers în gol.

*Vaporizatorul regulator tip Weber.* Instalația este concepută cu trei trepte de reglare a presiunii. Treapta a II-a alimentează motorul în regim de sarcină iar treapta a III-a este prevăzută pentru regimul de mers în gol și repriză. Astfel, sunt asigurate condiții bune pentru toate regimurile.

Schema instalației este prezentată în fig.2.16. Gazul lichefiat intră în compartimentul *A* al primei trepte de reglaj prin conducta 1. Accesul se realizează de către supapa 2, prin intermediul sistemului de pârghii articulate 4 și membranei 3, deschiderea fiind comandată de arcul 5, reglat pentru presiunea de deschidere prescrisă. În compartimentul primei trepte de reglaj, lichidul se transformă în vapori datorită căldurii cedate de lichidul de răcire în spațiul *E* (conductele 23 și 22). Trecerea gazului în treapta a II-a de reglaj se efectuează prin supapa 16, comandată de diferența de presiune între compartimentul *B* al treptei a II-a (pus în legătură cu atmosfera) și compartimentul treptei I. Diferența de presiune acționează asupra membranei 15, care, prin intermediul sistemului de pârghii articulate 17, deschide supapa 16. Gazul din treapta a II-a de reglaj, corespunzător alimentării motorului în regim de sarcină, este trimis spre amestecător prin conducta 14. Reglarea presiunii în treapta a II-a se realizează prin șurubul 21, care variază pretensionarea lamei elastice 20.



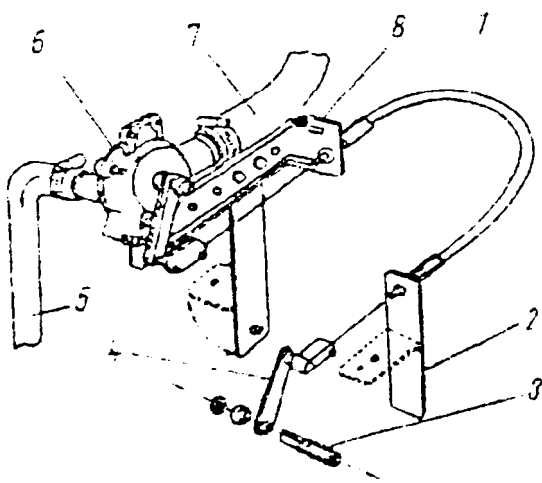


*Fig.2.16*

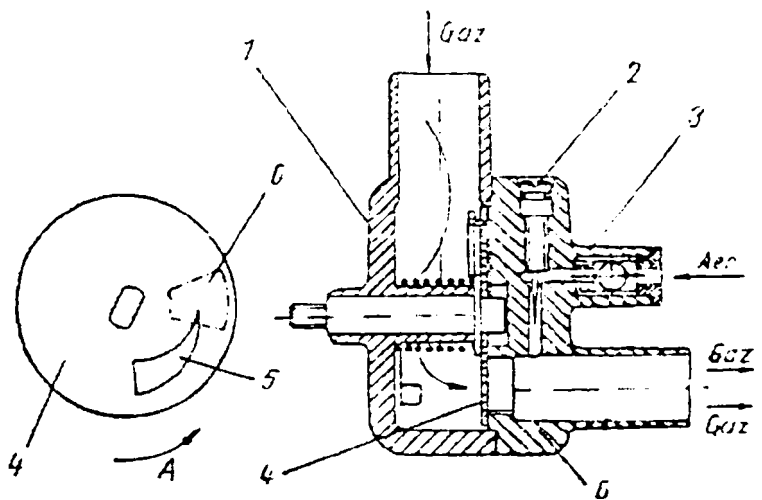
Funcționarea motorului în regim de mers în gol și repriză corespunde alimentării prin treapta a III – a de reglaj. Compartimentul C este în legătură cu conducta de admisiune prin canalul 8. În regim de mers în gol, depresiunea din spațiul C determină comprimarea arcului 7 de către membrana 6 și ridicarea supapei 9 de pe sediu. În această situație, gazul trece din compartimentul A al primei trepte de reglaj în compartimentul D al treptei a III-a. Debitul de gaz este reglat de acul conic 12, a cărui poziție este determinată de arcul 11, comprimat mai mult sau mai puțin de membrana 6, în funcție de mărimea depresiunii în compartimentul C. Gazul astfel controlat, este trimis în amestecător prin conducta 13. Reglarea mersului în gol se efectuează prin șurubul 10, care controlează ridicarea maximă a acului conic 12. Când motorul funcționează în ralanti, depresiunea din compartimentul C este maximă. În regim de repriză, depresiunea scade progresiv, o dată cu deschiderea clapetei obturatorului, respectiv apare tendința de deplasare a acului conic 12 în sensul obturării secțiunii de trecere a gazului. La o anumită valoare a depresiunii transmisă în compartimentul F membrana 18 comprimă arcul 19 prin intermediul lamei elastice 20 și a sistemului

de pârghii articulate 17, respectiv începe alimentarea motorului cu gaz prin circuitul principal. Arcurile 11 și 7 sunt astfel proiectate încât, la pornirea motorului, supapa 9 se deschide iar arcul conic 12 este în poziția de deschidere maximă, asigurând trecerea debitului de gaz necesar demarajului.

**2.1.3.2.2. Echipamente de amestecare și dozare.** În funcție de tipul motorului de autovehicul, echipamentul de amestecare și dozare este realizat prin diferite soluții constructive: carburator adaptat, amestecător de tip IMCO sau carburator prevăzut cu dispozitive speciale de dozare. Un astfel de dispozitiv, dezvoltat de firma franceză MOTOR GAZ, care echipează motoarele de autovehicule alimentate cu GPL, este prezentat în fig.2.17 și 2.18 [25].



**Fig.2.17**



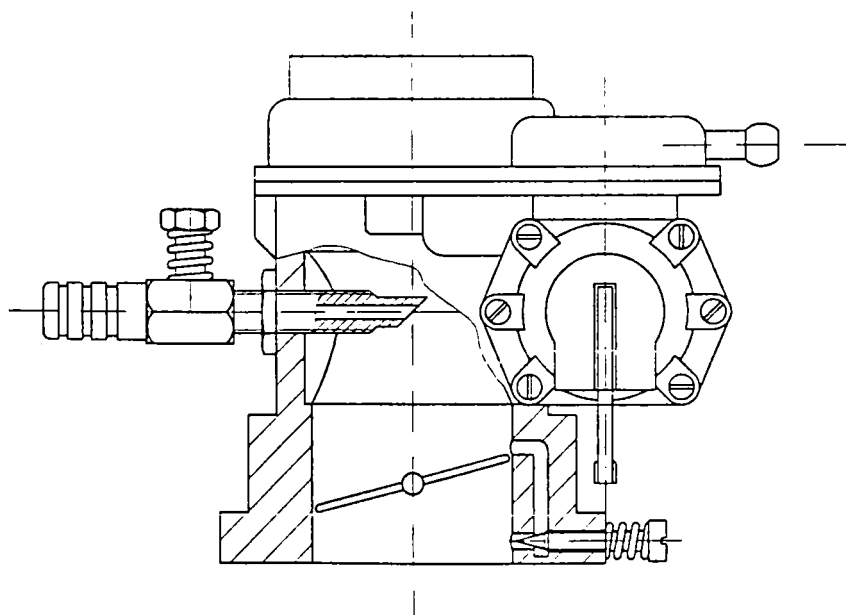
**Fig.2.18**

Debitul de gaz, reglat de dispozitivul de dozare (fig. 2.17; 1 – cablu flexibil; 2 – bridă de limitare a cursei cablului de accelerație; 3 – axul obturatorului; 4 – pârghie de comandă; 5 – conductă de alimentare al carburatorului; 6 – dispozitiv de dozare; 7 – conductă de alimentare a dispozitivului de dozare), este dirijat spre motor, acționarea dispozitivului fiind comandată de carburator prin cablul flexibil 1. Dispozitivul de dozare (fig.2.18) conține discul 4 care se rotește în carcasa 1 și care pune în legătură conducta de

gaz livrat de vaporizator cu racordul 6 de legătură spre carburator, prin intermediul fantei 5. Geometria acestei fante, practică în discul 4, este determinată, pentru fiecare tip de motor, prin încercări la standul de probe, cu ajutorul unui simulator al regimurilor de funcționare a autovehiculului (săgeata A reprezintă sensul de accelerare). Sincronizarea debitului de gaz în raport cu deschiderea obturatorului se realizează cu ajutorul unui cablu flexibil. Dispozitivul asigură și reglajul regimului de mers în gol, prin șurubul 2. De asemenea, a fost remarcat faptul că plasarea convenabilă a dispozitivului de dozare (la o distanță de 20 - 30 cm de conducta de admisie) furnizează o rezervă tampon de gaz favorizând regimurile de repriză. Pentru evitarea pătrunderii amestecului aer-gaz în conducta de admisiune dispozitivul este prevăzut cu o supapă de sens unic 3.

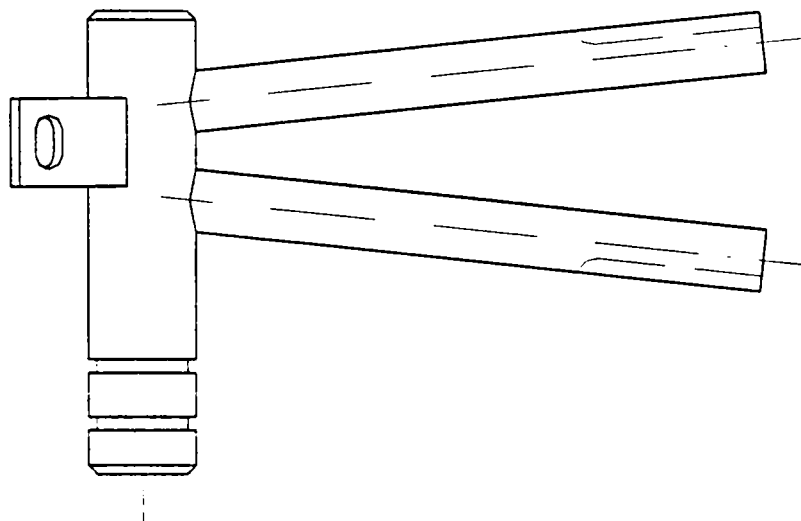
În cazul motoarelor alimentate cu benzină și cu GPL cel mai simplu amestecător este obținut prin introducerea unui ștuț filetat în zona diametrului minim al difuzorului carburatorului. Dezavantajul acestei soluții este că se găurește corpul carburatorului iar avantajul este că nu se mărește înălțimea lui și deci nu se modifică parametrul consumului de benzină în cazul în care combustibilul utilizat este benzina (fig.2.19).

Acest tip de amestecător este universal pentru mai multe tipuri de carburatoare.



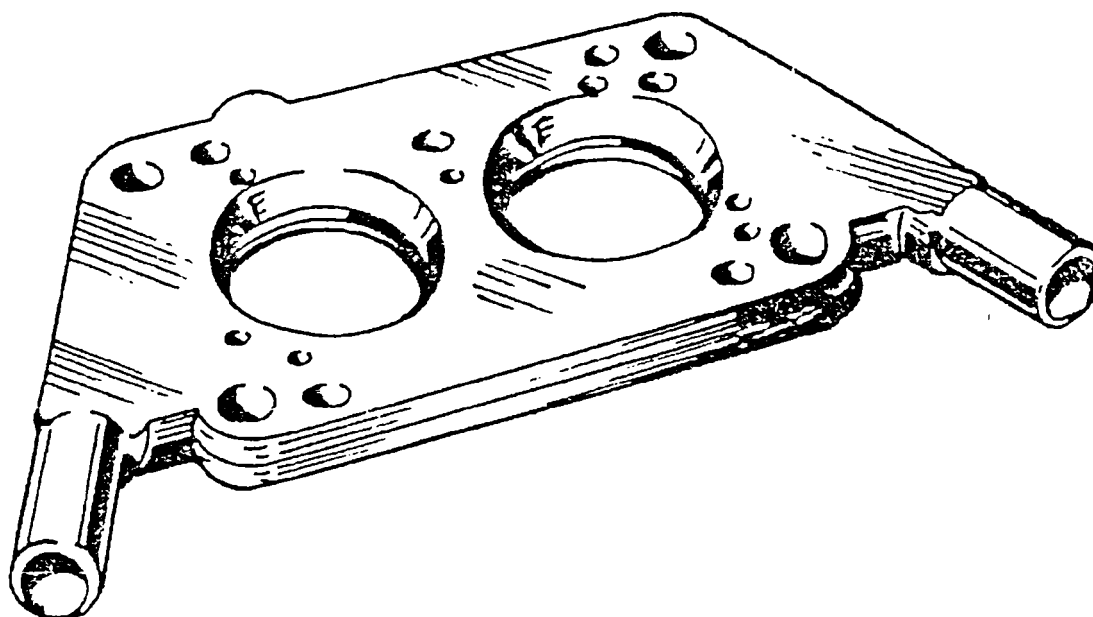
*Fig.2.19*

De asemenea, ca amestecător universal se utilizează și amestecătorul ce permite intrarea gazului prin filtrul de aer (fig.2.20).

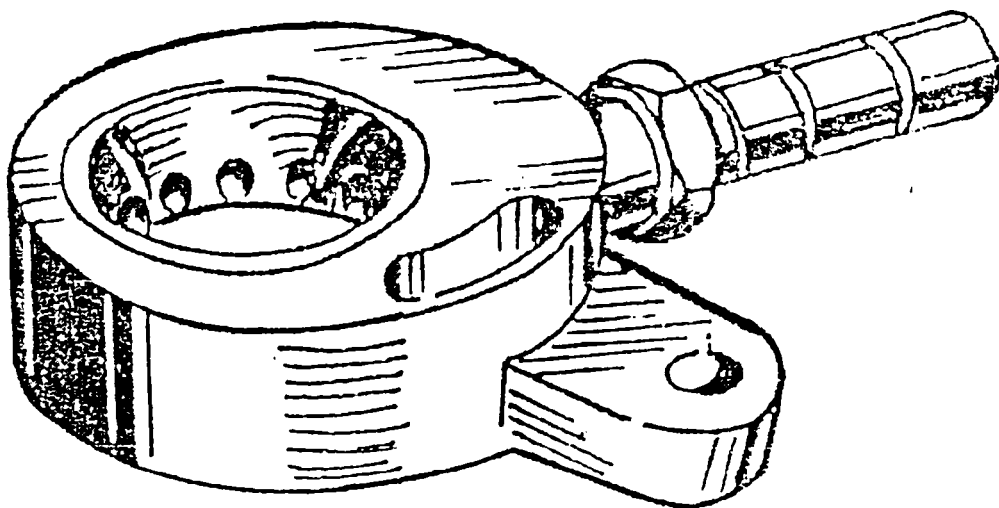
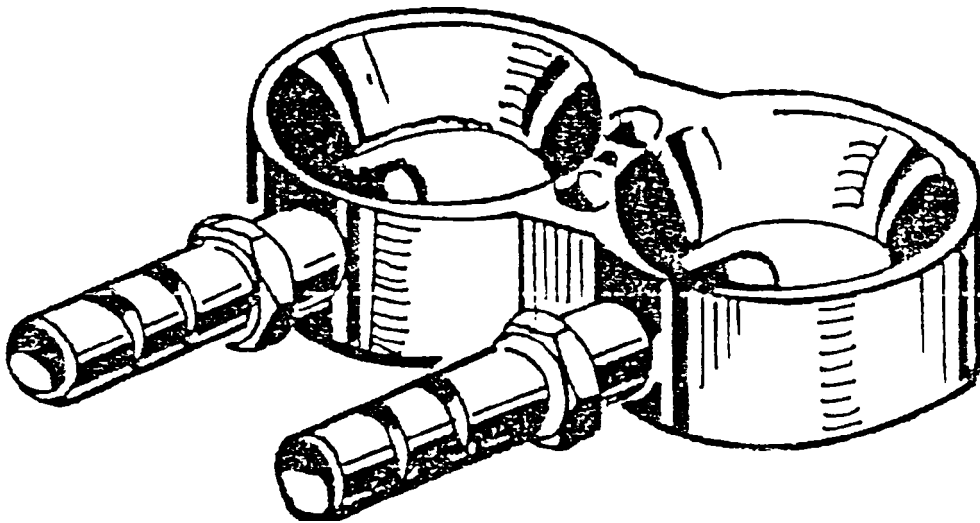
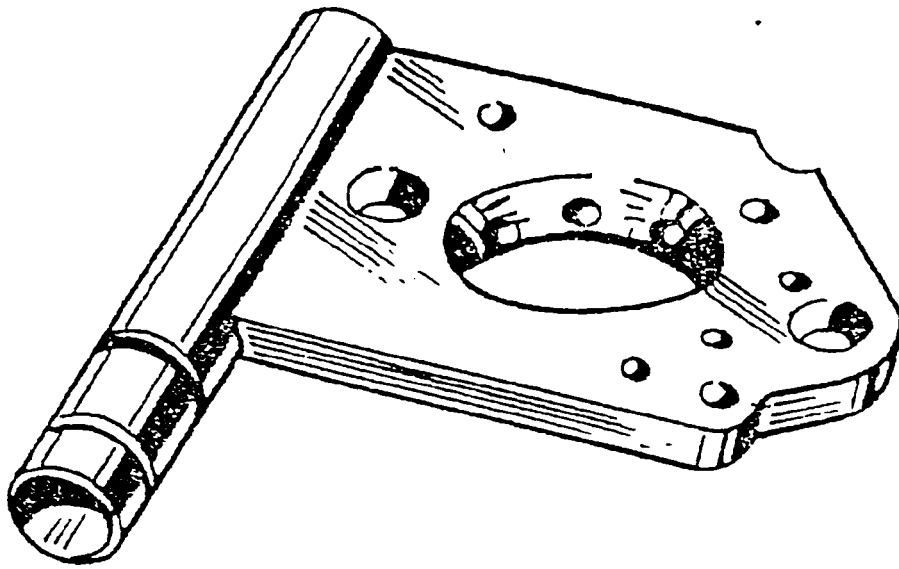


*Fig.2.20*

Amestecătoarele care se montează pe carburator au forma unor plăcuțe, dimensiunea acestora depinzând de tipul carburatorului (fig.2.21).



*Fig.2.21.a*



*Fig.2.21 b, c, d*

Producătorii de instalații de alimentare cu GPL oferă cataloage în care sunt prezentate o multitudine de variante constructive funcție de tipul carburatorului utilizat la un anumit tip de motor de autoturism. În tabelul alăturat sunt prezentate câteva tipuri caracteristice de amestecătoare pentru diferite tipuri de motoare de autoturisme, respectiv carburatoare (fig.2.22.a, b).

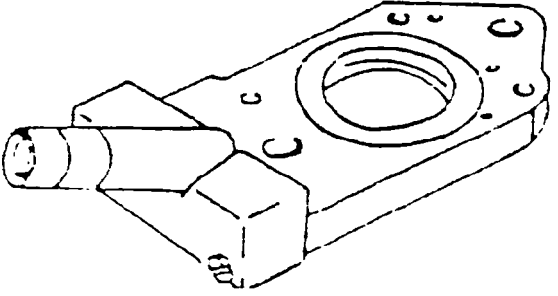
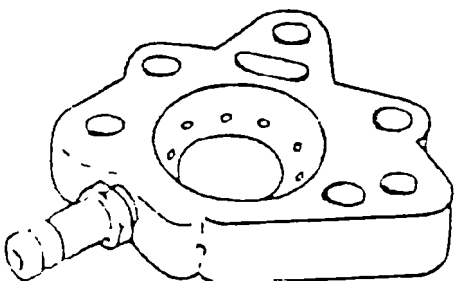
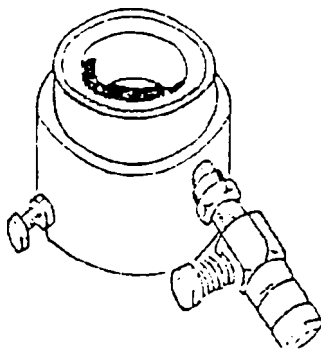
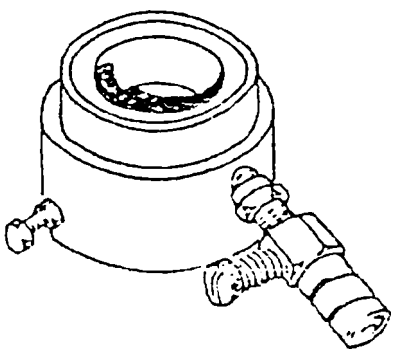
	SOLEX	OPEL KADET ASCONA 1600 MANTA 1600 OPEL REKORD 1700 N VW PASSAT AUDI 60/80/100/MONO
	STRUMBERG	MERCEDES 100-130 VOLVO 140/240 SAAB 99 BMW 520 RANGE ROVER
	SOLEX $\phi$ 52 MM	VW 1200-1600 PEUGEOT 404 PEUGEOT 504 L (1800) SIMKA 1307 FIAT 241 DAF 55-66
	FOMOKO $\phi$ 59 MM	FORD TRANSIT FORD CORTINA 1300-1600 FORD ESCORT FORD CAPRI BEDFORD BLITZ DATSUN 1200 MAZDA 816

Fig.2.22.a

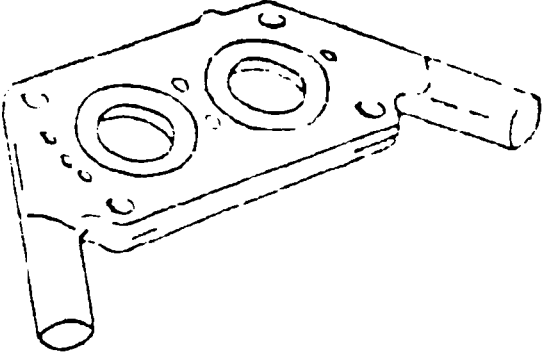
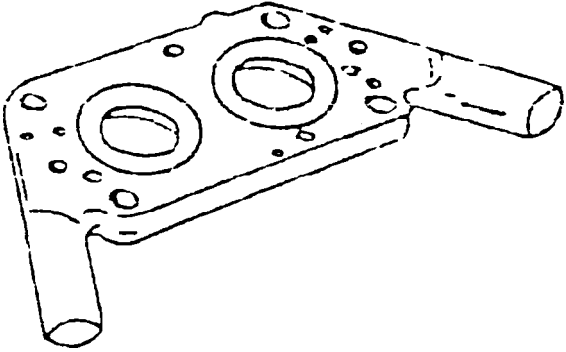
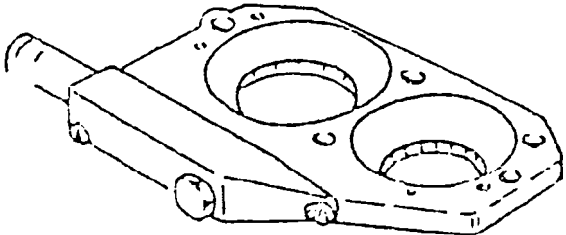
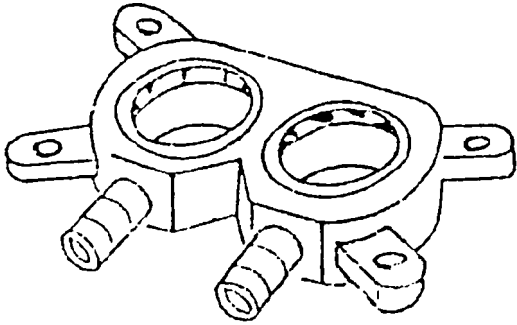
	<p>SOLEX</p>	<p>BMW 320  PEL /  ASKONA 1600 S  MANTA 1700/1900</p>
	<p>SOLEX</p>	<p>PEUGEOT 504</p>
	<p>ZENITH</p>	<p>MERCEDES 6 IUL  PEUGEOT 504 GL  BMW 2500/2800  1900  OPEL COMMODORE  OPEL ADMIRAL</p>
	<p>ZIGULI</p>	<p>LADA 124</p>

Fig.2.22.b

## 2.1.4. Sisteme de stocare a combustibililor gazoși .

### 2.1.4.1. Stocarea gazului natural

Gazul natural comprimat este stocat în butelii-recipient, la presiuni de 40-200 bar. În unele țări, în care utilizarea acestui combustibil a depășit stadiul experimental, construcția recipientelor a fost standardizată, în baza normelor privind stocarea gazelor inflamabile comprimate. În fig. 2.23 și tabelul 2.5. sunt prezentate date constructive privind recipientele pentru stocarea gazului natural utilizat la alimentarea motoarelor de autovehicul în Franța.

Tabelul 2.5.

Tip recipient		7969	7959	7958	7970
Capacitate, m <sup>3</sup> N gaz		5,5	6	6,8	9
Dimensiuni, mm	A±20	800	860	955	1230
	D		244,5		
	S		6		
Presiune de serviciu, bar			200		
Masă recipient gol, kg + 10%		36,1	38,5	42,3	53,4

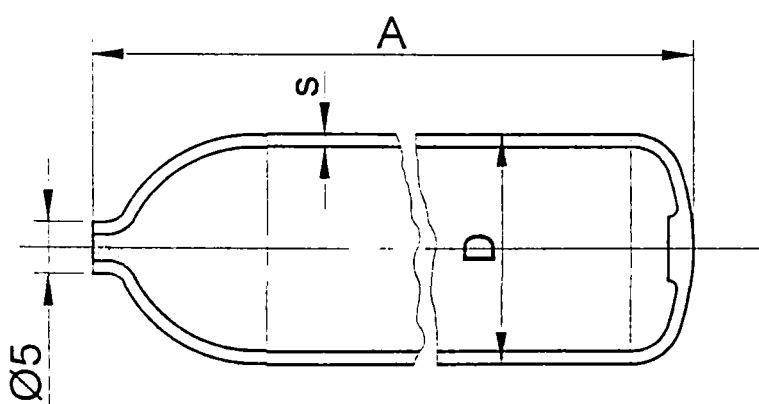


Fig.2.23

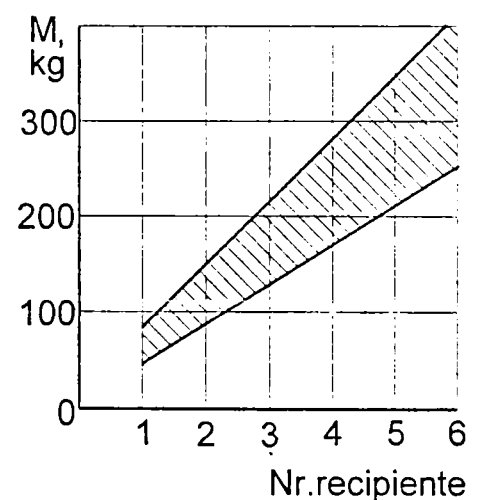


Fig.2.24



Construcția și execuția recipientelor de gaz natural este realizată conform reglementărilor din anul 1962 ale Departamentului Minelor al Franței care prevăd calitatea materialelor, instrucțiuni privind încercările de presiune (300 bar) și verificările periodice.

Soluția de echipare a autovehiculului cu recipiente de gaz comprimat se stabilește în urma unei analize privind autonomia de circulație necesară, tipul autovehiculului și caracteristicile gazului natural utilizat (conținutul de metan în gazul natural). În tabelul 2.6. sunt date valorile masei unui recipient de gaz natural comprimat la presiunea de 200 bar, în funcție de volumul util (tipul recipientului, conform tabelului 2.5.) și de conținutul de metan în gazele naturale.

*Tabelul 2.6.*

Conținutul de CH <sub>4</sub>		Capacitatea recipientului, m <sup>3</sup> N			
%	Kg/m <sup>3</sup> N	5,5	6	6,8	9
70	1,16	51	55	59	72
80	0,97	50	53	57	70
97	0,76	49	52	56	68

Creșterea masei  $M$  a instalației de stocare în funcție de numărul de recipiente, de capacitatea recipientelor și de conținutul de metan este reprezentată în diagrama din fig.2.24. Variația autonomiei de circulație a autovehiculului, în funcție de capacitatea recipientelor și de numărul de recipiente este reprezentată în fig.2.25 și fig.2.26, pentru conținutul de gaz metan în gazul natural având valorile de 70% și respectiv 97%.

Stocarea recipientelor se prevede, din rațiuni de securitate, într-un spațiu separat (și etanșat) de habitacul, în care se asigură o ventilație corespunzătoare. În cazul autoturismelor, recipientele se instalează, în general, în portbagaj. Montarea recipientelor pe acoperișul autovehiculului este o soluție rar utilizată, deoarece

reduce stabilirea autovehiculului și mărește sensibil rezistența la înaintare. De asemenea, sarcina admisibilă pe acoperiș fiind max. 50 – 80 kg, autonomia de circulație este redusă la 40 – 70 km.

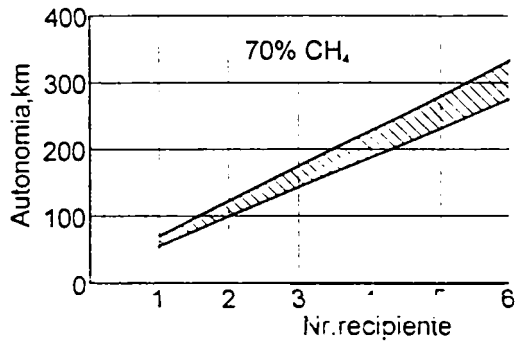


Fig.2.25

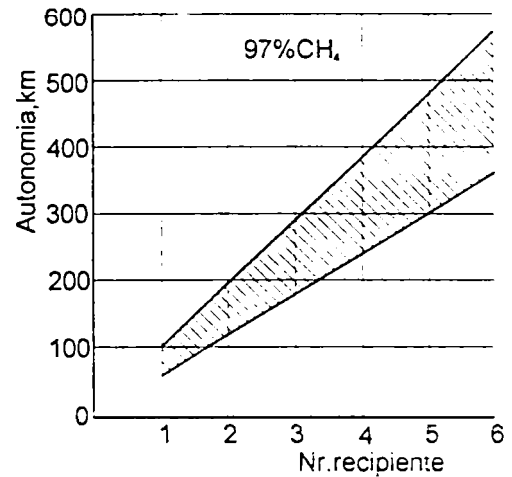


Fig.2.26

Pentru autovehiculele utilitare se practică diferite soluții de stocare, în raport cu tipul autovehiculului. La camionetele cu platformă, recipientele se montează pe platformă, de preferință în spatele cabinei, în poziție verticală (fig.2.27) sau orizontală (fig.2.28). În cazul furgonetelor, recipientele se instalează în interior, dacă există un perete despărțitor etanș între habitacul și compartimentul destinat încărcăturii (fig.2.29), sau pe acoperiș, când nu există perete de separație (fig.2.30). În cel de-al doilea caz este necesar un suport rigidizat. Stocarea recipientelor de gaz în cazul autobuzelor se practică fie în compartimentul bagajelor – fig.2.31 (R-rezervor), fie pe acoperiș, cu prevederea unui sistem corespunzător de rigidizare.

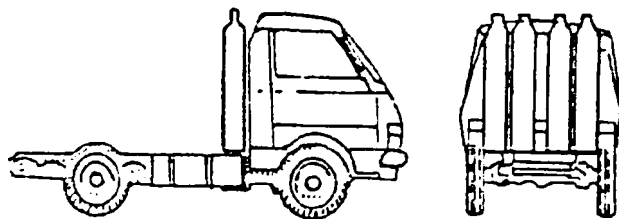


Fig.2.27

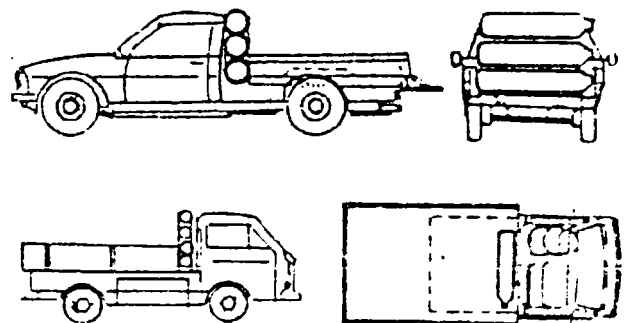
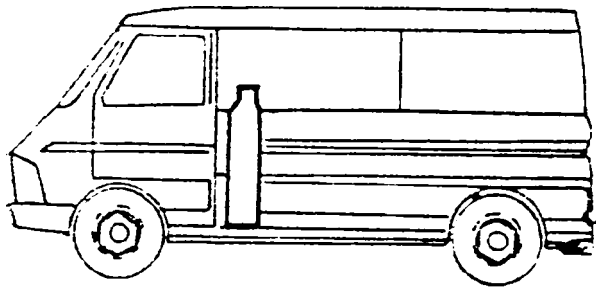
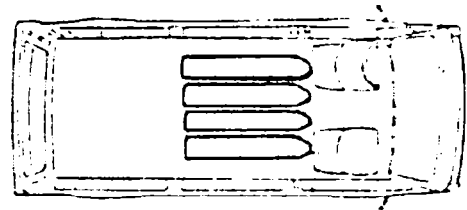
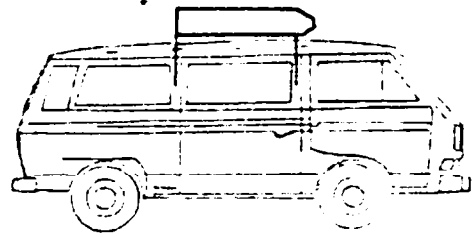


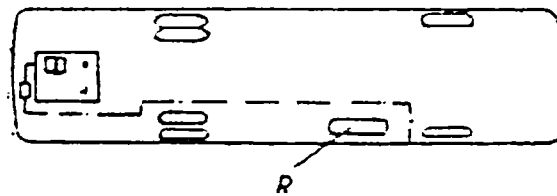
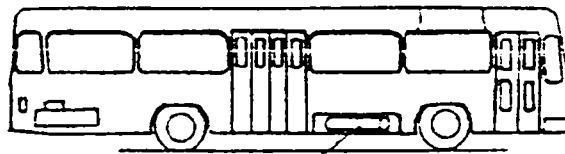
Fig.2.28



*Fig.2.29*



*Fig.2.30*



*Fig.2.31*

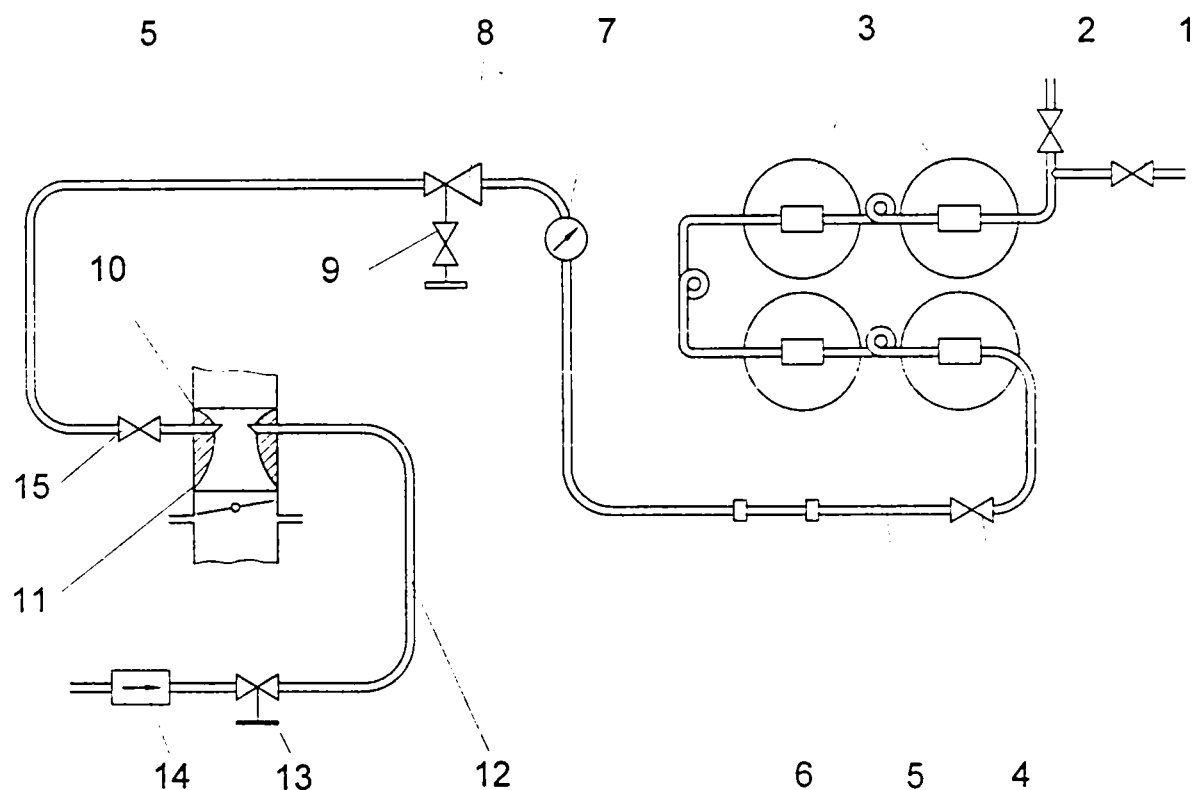
### **2.1.5. Instalații de alimentare cu gaze**

#### **2.1.5.1. Motoare alimentate cu gaz natural**

Instalațiile de alimentare cu gaz natural a motoarelor de autovehicule conțin drept elemente specifice reductorul de presiune a gazului comprimat (stocat în recipiente), amestecătorul de gaz (carburatorul) și dispozitivele de siguranță și reglaj în vederea realizării securității funcționării autovehiculului.

În fig.2.32 este prezentată schema unei instalații de alimentare a unui motor cu aprindere prin scânteie, cu gaz metan stocat în recipiente la bordul autovehiculului (1 – racord de alimentare; 2 – ventil de golire rapidă; 3 – recipiente de gaz; 4 – ventil de alimentare a motorului; 5 – conducte de gaz; 6 –

legătură elastică; 7 – manometru; 8 – reductor de presiune; 9 – electroventil de siguranță; 10 – jiclor de gaz; 11 - carburator; 12 – conductă de benzină; 13 – electroventil de alimentare cu benzină; 14 – pompă de benzină; 15 – ventil de închidere).



*Fig.2.32*

Dispozitivele de siguranță permit evacuarea rapidă a gazului din recipienti în caz de avarie (ventilul 2), controlul presiunii gazului furnizat de reductorul de presiune (electroventilul 9) și blocarea accesului gazului spre carburator (ventilele 4 și 15). Se remarcă faptul că instalația este prevăzută cu posibilitatea alimentării integrale cu benzină, în cazul epuizării gazului din recipienti.

### *2.1.5.2. Motoare alimentate cu gaze petroliere lichefiate (GPL)*

Pentru alimentarea motorului cu gaze petroliere lichefiate există două posibilități de introducere a combustibilului gazos în camera de ardere:

a - în stare lichidă prin injecție directă în cilindru.

b - după destinderea sa sub formă de gaz în vaporizator - reductor de presiune și amestecarea sa cu aerul necesar, înainte de a pătrunde în galeria de admisiune.

În primul caz, motorul devine prea scump și complicat, prin utilizarea pompelor de injecție și injectoarelor. De aceea, se folosește - în general a doua soluție, aspirându-se amestecul de gaz - aer.

Sistemele de alimentare cu GPL a motoarelor de autovehicul sunt proiectate pentru a îndeplini următoarele funcțiuni:

- Vehicularea combustibilului din instalația de stocare spre motor, în condiții de securitate maximă;
- Vaporizarea gazului lichefiat și reducerea presiunii acestuia la nivelul necesar alimentării motorului;
- Formarea amestecului aer-combustibil, corespunzător principalelor regimuri de funcționare a motorului.

Schema unei instalații de alimentare cu GPL a unui motor cu aprindere prin scânteie pentru autovehicule este reprezentată în fig.2.33. Încărcarea recipientului 2 se efectuează prin racordul ventil 1, pe care se aplică etanș racordul de umplere al compresorului volumic din stația de distribuție a GPL.

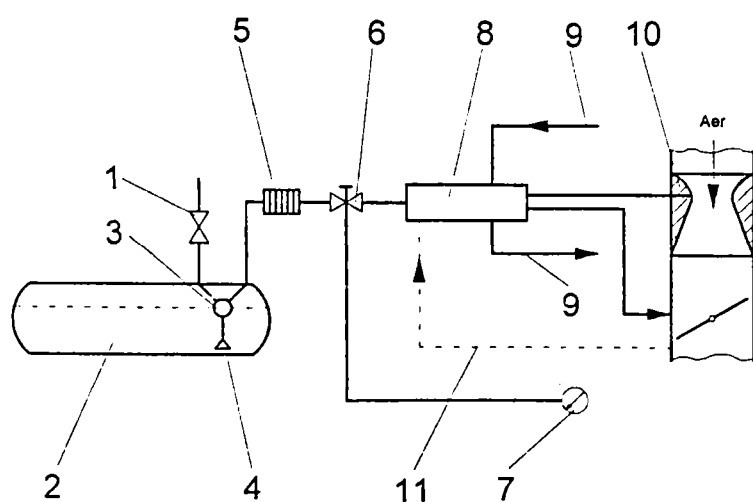
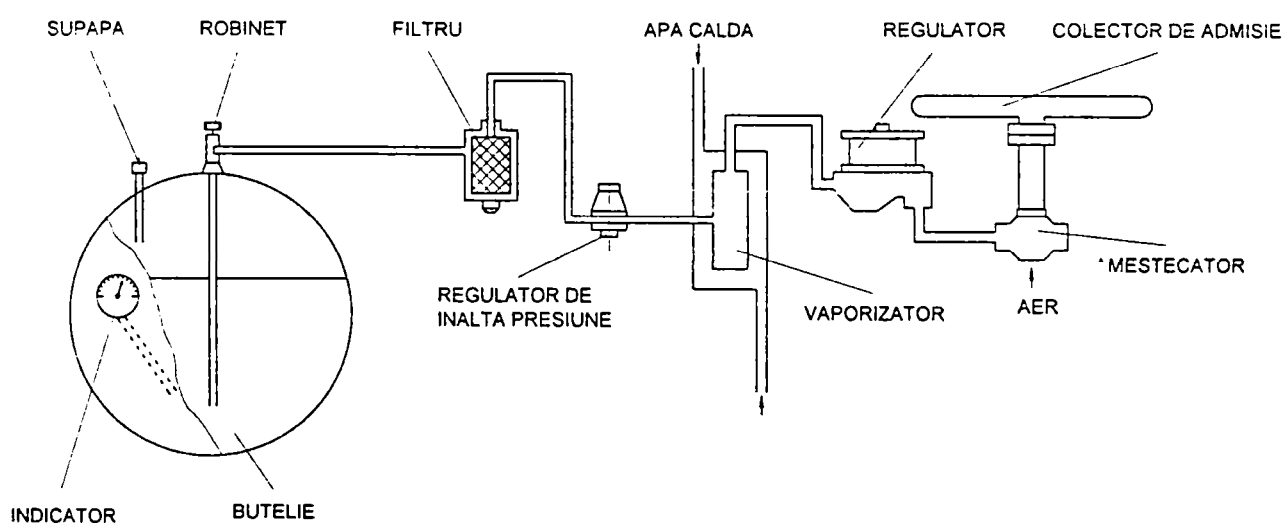


Fig.2.33

Dispozitivul 3 asigură alimentarea motorului prin sorbul 4, având și rolul de a limita umplerea rezervorului la 85% din capacitate. Eventualele impurități din gaz sunt reținute de filtru 5. Electrovalvul 6, montat în compartimentul motor, are funcția de izolare a rezervorului de GPL în afara

perioadei de funcționare, fiind acționat de la tabloul de bord prin comutatorul 7. Vaporizatorul regulator 8, racordat la circuitul de răcire al motorului (conducele 9), asigură vaporizarea gazului lichefiat și destinderea acestuia până la presiunea atmosferică, în vederea aspirației în motor. Regulatorul de presiune are două sau trei trepte de reglaj. Ultima treaptă reglează presiunea gazului la o valoare ușor inferioară presiunii atmosferice. De la ieșirea din aparat, gazul nu poate ajunge la amestecător decât în momentul în care se produce o depresiune în conducta de admisie, deci când motorul funcționează. Accesul gazului este asigurat de electroventilul 6, comanda acestuia fiind realizată automat, de către depresiunea din avalul obturatorului, prin conducta de legătura 11. Amestecătorul 10 este o construcție specială, proiectată pentru funcționarea cu gaz, sau un carburator de benzină adaptat (difuzor pentru gaz sau difuzor de benzină modificat).

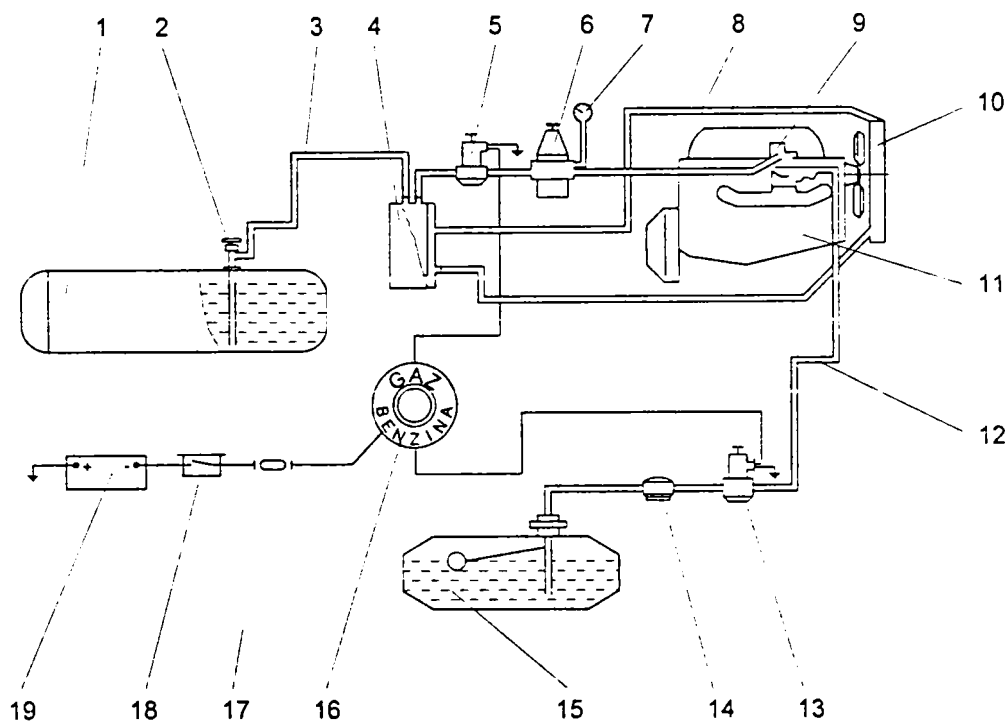
Părțile și funcțiile de bază ale unor instalații de alimentare cu gaze lichefiate/benzină și gaze lichefiate sunt prezentate în figurile 2.34 și 2.35.



*Fig.2.34*

Combustibilul lichid din butelie este adus prin ventilul de închidere la filtrul decantor, în care gazul este curățat de impuritățile solide și lichide (umiditate și ulei). De aici trece spre regulatorul de înaltă presiune, unde suferă o decompresie apreciabilă de la 4,4 bar la 1,2 bar începând și o parțială destindere și vaporizare, după care fluidul intră în vaporizatorul (schimbătorul de

căldură) încălzit de gazele arse sau de către apa din instalația de răcire. Se asigură astfel o rapidă și completă destindere și evaporare a gazului. De la vaporizator, gazul trece prin reductorul de joasă presiune, care îi reduce presiunea până la o valoare determinantă și apropiată de cea atmosferică, putând fi, mai mică sau mai mare decât presiunea atmosferică.



*Fig.2.35*

### Legenda

1. Rezervorul de gaz, 2. ventil de închidere, 3. conducta de alimentare, 4. vaporizator, 5. electrovalvă, 6. reductor de presiune, 7. manometru, 8. conducta de apă caldă, 9. carburator – amestecător, 10. radiator, 11. motor, 12. conductă de alimentare cu benzină, 13. electrovalvă, 14. pompa de alimentare, 15. rezervor de benzină, 16. comutator, 17. siguranța, 18. întrerupător, 19. baterie.

## **2.1.6. Instalații pentru reducerea noxelor**

### **2.1.6.1. Natura și originea emisiilor poluante**

Emisiile poluante produse de motoarele autovehiculelor se împart în două clase (fig.2.36): substanțe primare și substanțe secundare. Substanțele primare sunt substanțe nocive emise direct de motor și cuprind mai multe varietăți. Unele sunt în stare gazoasă: oxidul de carbon (CO), hidrocarburile (HC) și oxizii de azot (NO, NO<sub>2</sub> – prescurtat NO<sub>x</sub>). Altele sunt sub formă de particule solide (particule

de plumb la MAS; particule organice, care alcătuiesc fumul la MAC) sau particule lichide (când motorul diesel este rece, unele hidrocarburi se evacuează sub forma unor particule de lichid: fum alb – particule de 1 μm și fum albastru de combustibil lichid sau ulei, de 0,5μm)

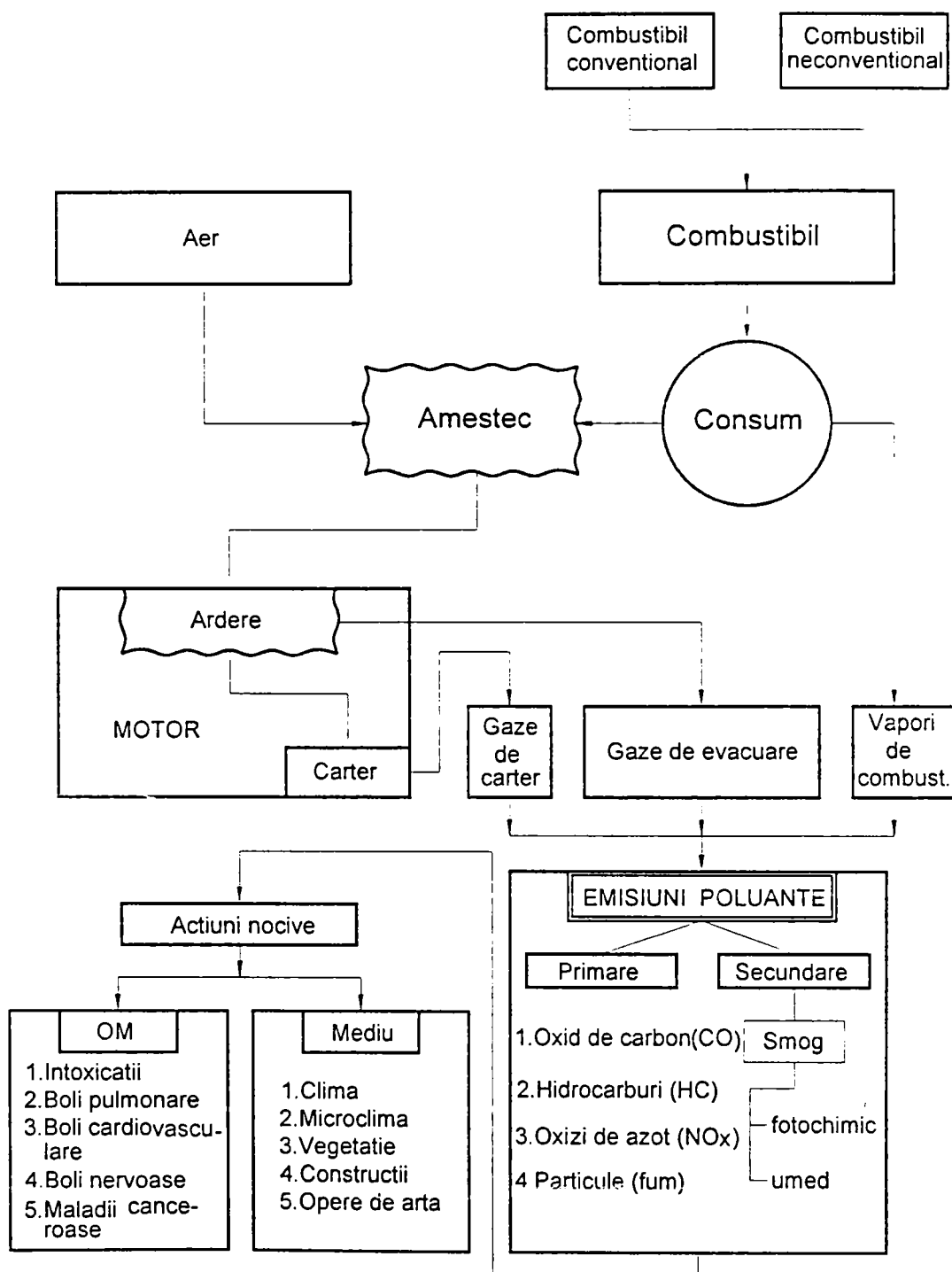


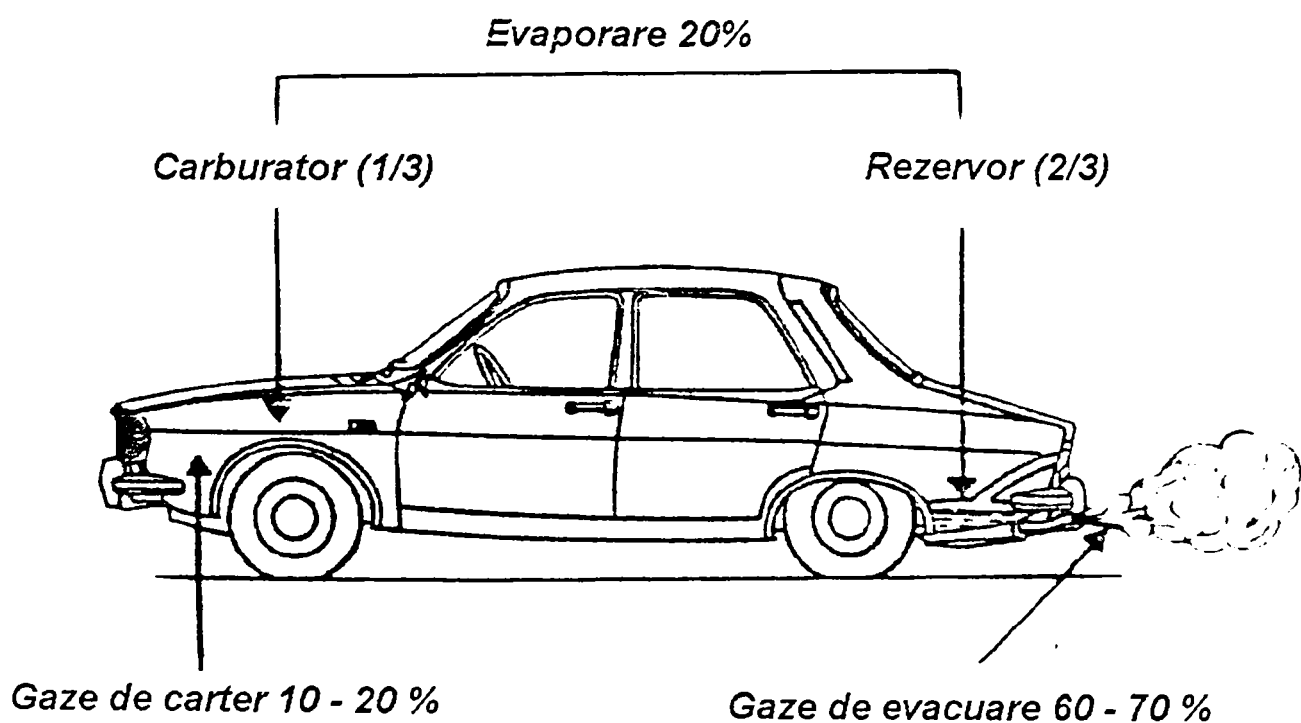
Fig.2.36

Motorul diesel produce, în plus, oxizi de sulf ( $SO_2$ ,  $SO_3$ ), când motorina conține sulf și substanțe rău mirositoare (hidroxi-indanonă, metil-fenol, metoxifenol, furani, alkenone, indanone, fenoli, benzoaldehide, etc.). Substanțele secundare sunt



substanțe nocive care se formează în atmosferă prin interacțiunea unor substanțe primare cu aerul și se numesc *smog*. Se disting: smogul fotochimic, care se formează într-o atmosferă uscată, la o temperatură mai mare ca 20°C, în prezența razelor de soare: smogul umed, care se formează într-o atmosferă umedă, sub 4°C. Smogul reduce vizibilitatea și are o acțiune sufocantă.

Emisiunile poluante ale unui MAS de autovehicul sunt generate de două cauze fundamentale: 1) arderea combustibilului; 2) etanșarea imperfectă a cilindrilor și a rezervoarelor de combustibil (rezervorul de benzină și rezervorul carburatorului). Noxele generate prin ardere (CO, HC, NO<sub>x</sub>, particule) se elimină în atmosferă prin gazele de evacuare (70%) și parțial, prin gazele de carter (10%); hidrocarburile (20%), rezultate prin etanșarea imperfectă a camerei de nivel constant (1/3) și a rezervorului de benzină (2/3), ajung direct în atmosferă sub formă de vapori.



*Fig.2.37*

Cantitatea și calitatea emisiunilor poluante depind de natura și consumul de combustibil, precum și de două procese fundamentale: procesul de amestecare și procesul de ardere (fig.2.36). Cercetarea și proiectarea concentrează eforturi considerabile pentru controlul acestor două procese, precum și pentru îmbunătățirea

combustibilului petrolier în vederea satisfacerii normelor antipoluante. Față de normele severe, impuse de legislația unor țări, se caută și o alternativă la combustibilul convențional, prin utilizarea parțială sau integrală a unor clase de combustibili neconvenționali, cu acțiune poluantă mai redusă.

### 2.1.6.2 Legislația antipoluantă

Pentru determinarea producției de emisii poluante, s-au creat standuri dinamometrice cu role, adecvate pentru încercarea în ciclul de cale, precum și echipament de măsură adecvat pentru a determina varietățile și concentrațiile reduse de noxe. Standul de încercare reproduce o suită de regimuri care alcătuiesc ciclul funcțional sau de cale. Standurile de încercare pentru ciclurile de cale E și F se arată în fig. 2.38. Măsurarea noxelor se realizează prin colectarea acestora în saci de prelevare ( $\approx 100$  l).

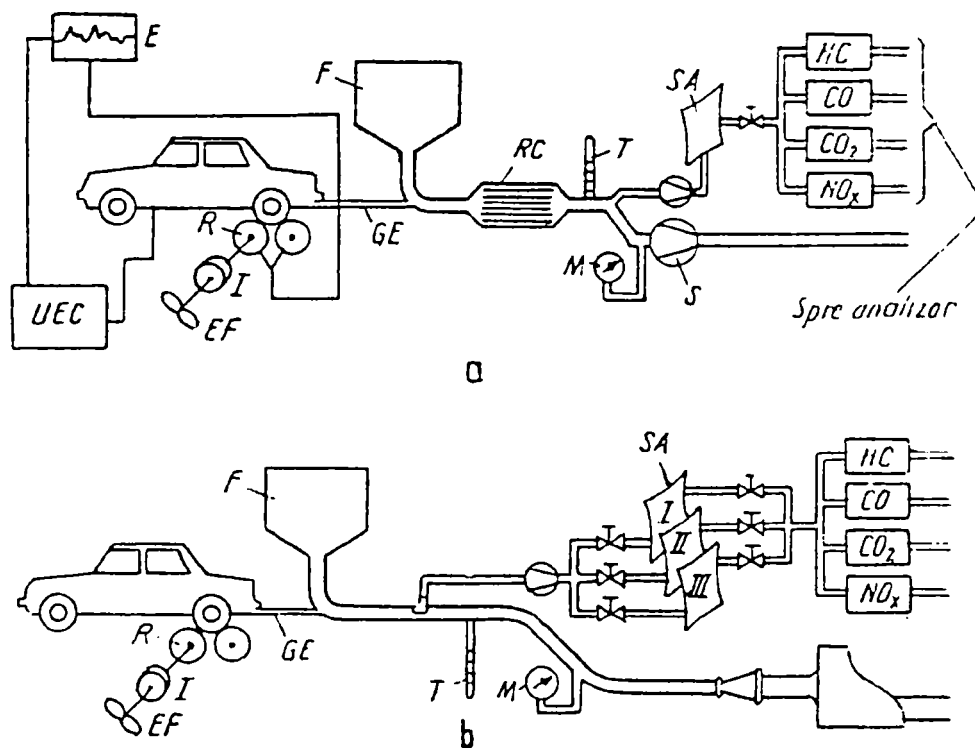
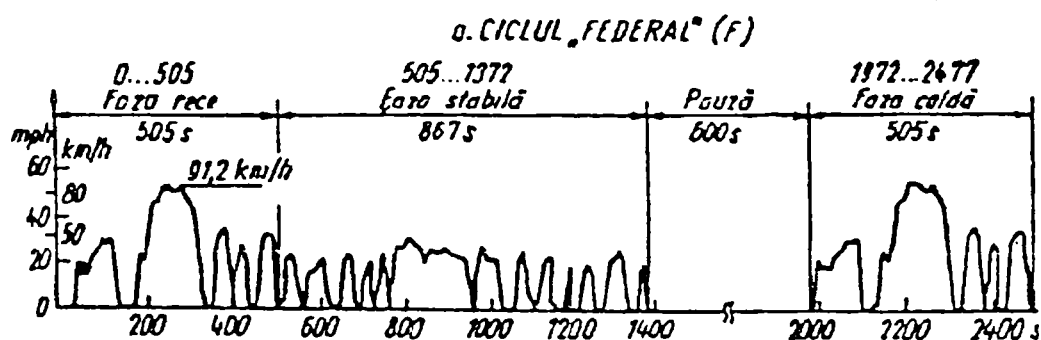


Fig.2.38

La încercarea după ciclul E (fig.2.38,a), automobilul este așezat cu roțile motoare pe rolele R ale standului dinamometric, prevăzut la o extremitate cu echipamentul electric de frânare EF. Între role și frâna de încărcare se fixează,

după necesitate, o masă inerțională  $I$ , care reproduce efectul inerțional al masei automobilului. Conducătorul urmărește pe ecranul  $E$  dacă deplasarea unui spot luminos, ca urmare a manevrelor efectuate, se înscrie în ciclul funcțional care se derulează, comandat de o unitate electronică de comandă UEC. Gazele de evacuare GE se diluează cu aer aspirat prin filtrul  $F$  și sunt trecute apoi printr-un răcitor  $RC$ . Prin amestecare și răcire, reacțiile chimice posibile, de descompunere a substanțelor poluante, sunt înghețate. La ieșirea din răcitor, manometrul  $M$  și termometrul  $T$  controlează starea gazelor. O suflantă Roots,  $S$  cu pistoane rotative, deplasează gazele. O parte din curent este deviat în sacul de analiză SA (=100l). La finele ciclului se prelevează din sac probe de gaze și se determină concentrația medie pe test. Știind debitul de gaze deplasat de suflantă, se determină masa gazelor de evacuare, care împreună cu concentrația, permite determinarea masei de substanță nocivă  $\alpha$  pe test.

Standul de încercare pentru ciclul F (fig.2.38,b) se deosebește de primul prin modul de prelevare a gazelor. Gazele de evacuare, împreună cu aerul de diluare, sunt aspirate de o pompă cu debit constant, debit care depășește puțin debitul maxim de gaze de evacuare. O a doua pompă de debit constant prelevează proba pentru analiză din curentul de gaze diluate. Proba este trecută, fie direct în analizatoare – se efectuează analiza continuă a gazelor–fie în saci. Primul sac (I) este destinat fazei de funcționare a motorului rece (0... 505 s) ale ciclului; al doilea (II) – fazei stabilizate de funcționare (505... 1372 s); al treilea (III) – fazei calde (1972... 2477 s), (v. fig.2.39).



*Fig.2.39.a*

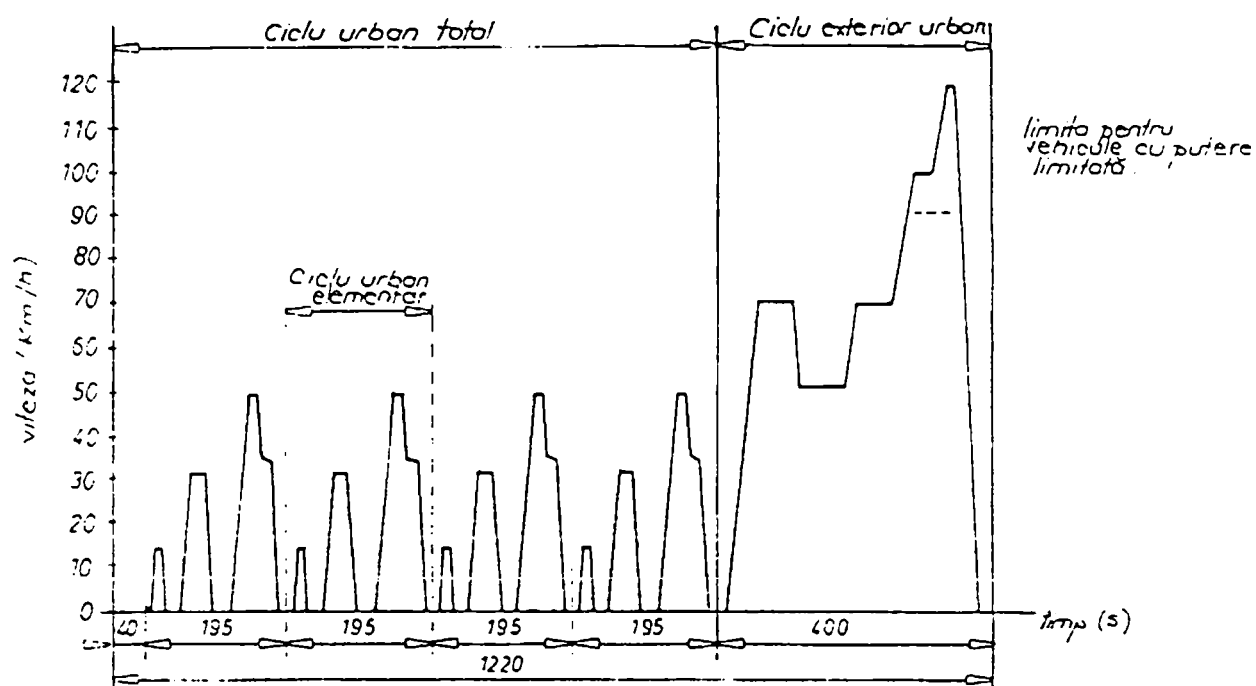


Fig.2.39.b

Normele FTP – 75 (Federal Test Procedure) din SUA, indică pentru autoturismele echipate cu motoare MAS același nivel de substanțe nocive ca și pentru acelea echipate de motoare MAC (tab. 2.7.). Ele prevăd ca valorile impuse autoturismului în stare nouă să fie respectate pe un parcurs de 80 000 km.

Tabelul 2.7.

Niveluri admisibile pentru emisiile poluante, după FTP

Clasa automobilului	Anul	Emisii poluante, g/milă				Observații
		CO	HC	NO <sub>x</sub>	Particule <sup>1)</sup>	
Autoturisme	1985	3,4	0,41	1,0	0,6	1) Pentru motoarele diesel
	1988	3,4	0,41	1,0	0,2	
Autovehicule ușoare	1986	A	10	0,8	2,3	A – Altitudine sub 1 219 m
		B	14	1,0	2,3	B – Altitudine peste 1 219 m

Normele ECE R/15/04 (Economic Commission for Europe) diferențiază nivelul emisiunilor poluante după masa proprie a automobilului (tabelul 2.8.) și stabilesc un nivel global pentru HC și NO<sub>x</sub>.

*Tabelul 2.8.*

*Niveluri admisibile pentru emisiile poluante la automobile  
care funcționează cu benzină etilată după ECE*

Masa automobilului, Kg	Emisii poluante <sup>1)</sup> , g/test	
	CO	HC + NO
≤ 1 020	58	19,0
1 020...1 250	67	20,5
1 250...1 470	76	22,0
1 470...1 700	84	23,5
1 700...1 930	93	25,0
1 930...2 150	101	26,5
2 150 ≤	110	28,0

*1) Norme ECE 15-04*

O comparație între normele FTP-75 și ECE R 04 pentru un turism, arată că limitele europene ajung până la de 10 ... 14 ori mai mare decât cele americane (tabelul 2.9).

*Tabelul 2.9.*

Felul Normelor	Emisiuni între normele FTP și ECE			
	CO	HC	NO <sub>x</sub>	HC+NO <sub>x</sub>
FTP-75	2,15	0,27	0,65	0,92
ECE 15-40	15...27	-	-	5,8...8,7

**Nivelul admis al emisiilor poluante ale vehiculelor ce funcționează  
cu benzină neetilată**

CO [g/km]	HC + NO <sub>x</sub> [g/km]	Anul
2,72	0,97	1993 (EURO I)
2,2	0,5	1996 (EURO II)

Limitele prognozate de legislatorii europeni, în ceea ce privește emisiile poluante produse de m.a.s. sunt sintetizate în tabelul 2.11.

Tabelul 2.11.

Anul	2000 (EURO III)	2005 (EURO IV)
HC [g/km]	0,2	0,1
NO <sub>x</sub> [g/km]	0,15	0,08
CO [g/km]	2,3	1,0

Legislația românească tinde să se alinieze la legislația europeană antipoluantă prin recunoașterea prevederilor unor regulamente (CEE – onu nr 24, 49 și 83) și prin emiterea unor documente legislative proprii care să armonizeze cu documentele similare ale ISO (Organizația Internațională de Standardizare).

În domeniul poluării chimice sunt în vigoare mai multe norme (STAS), dintre care mai importante sunt:

- STAS 10474 Autovehicule. Determinarea opacității gazelor de evacuare ale motoarelor cu aprindere prin comprimare;
- STAS 11040 Autovehicule. Dispozitive pentru măsurarea opacității gazelor de evacuare la motoarele Diesel (metoda prezentată este identică cu prevederile Reg. CEE-ONU nr. 24).
- STAS 11369 Vehicule rutiere. Determinarea emisiilor poluante. Limite admise și metode de încercare pentru vehicule cu masa până la 3500 kg (metoda este identică cu varianta anterioară a Reg. CEE-ONU nr.83).

---

---

Există o serie de documente denumite ISO SR .(standard român conform ISO) din domeniul emisiilor poluante care sunt pe cale de a fi finalizate de către organismele române abilitate.

În afara documentelor de standardizare, există un organism abilitat de Ministerul Transporturilor de a se ocupa de certificarea și omologarea vehiculelor aflate în circulație pe drumurile publice din România, Registrul Auto Român (R.A.R.).

Se observă că armonizarea legislației românești referitoare la protecția mediului înconjurător cu cea europeană este în plină desfășurare, fiind enunțate clar atât documentele de referință, cât și termenele de intrare în vigoare ale acestora.

În afară de certificarea de tip și de omologarea individuală, R.A.R. efectuează inspecții tehnice periodice, inspecții care, din punct de vedere al emisiilor poluante, sunt mai simple decât testarea pe standul de încercare a autovehiculelor sau motoarelor, fiind determinate de încercarea în câteva regimuri de funcționare stabilite.

La m.a.s. se măsoară conținutul de CO, care nu trebuie să depășească 0,5% la mersul în gol și 0,3 la mersul în gol accelerat, minimum 2000/rot/min și coeficientul de exces de aer care trebuie să se încadreze în plaja  $1 \pm 0,03$ .

La m.a.c. se măsoară indicele de opacitate al gazelor de evacuare, care nu trebuie să depășească  $2,5 \text{ m}^{-1}$  pentru motoarele cu aspirație naturală și  $3 \text{ m}^{-1}$  pentru motoarele alimentate.

În cercul legislatorilor europeni se discută o serie de măsuri vizând unificarea regulamentelor privind emisiile poluante ale autovehiculelor. Există posibilitatea încheierii unui acord mondial.

Pe plan european s-a introdus noțiunea de recepție comunitară integrală, prin care se înțelege faptul că un vehicul este supus verificărilor conform unei liste de directive care compun recepția. Și asupra fabricanților se vor impune o serie de condiții care vizează în primul rând verificarea mijloacelor

---

---

sale tehnice, care săi permită lucrul în sisteme de calitate și să asigure verificarea calității [115].

Din punct de vedere al poluanților, lista se va completa cu CO<sub>2</sub>, care va fi măsurat după aceleași cicluri ca și ceilalți poluanți. CO<sub>2</sub> este considerat un poluant global împotriva căruia trebuie să se ia măsuri globale, în timp ce ceilalți poluanți sunt considerați poluanți locali și împotriva lor trebuie ca fiecare țară să ia măsurile pe care le consideră de cuviință. Asociația Constructorilor Europeni de Automobile a adoptat recent hotărârea de a limita emisia de CO<sub>2</sub> a autoturismelor noi la 140 g/km până în 2008. Valorile curente ale acestei emisii se situează în jurul a 186 g/km.

În ceea ce privește compoziția combustibililor, legislatorii europeni pregătesc două acte importante. Primul se referă la limitarea plumbului din benzină și interzice comercializarea benzinei etilate începând cu anul 2000, cu derogare până în 2005, pentru unele cazuri limitate. Cel de-al doilea limitează conținutul de sulf din motorină (se admite maximum 300 ppm de sulf în 2000 și 50 ppm în 2005).

Tot legislatorii europeni au stabilit că sistemele de diagnoză de la bord (OBD) vor fi obligatorii pentru m.a.s. începând din 2000, iar pentru m.a.c. din 2003. Pentru categoriile de masă superioare valorii de 1305 kg, obligativitatea OBD se amână până în 2005. Pentru categoria de vehicule specifică Reg. CEE-ONU nr.49, OBD se va aplica din 2005.

Din punct de vedere al valorilor limită, se pregătesc faze mai drastice, cum ar fi pentru autovehiculele rutiere ușoare (Reg. CEE -ONU nr.83) etapele denumite EURO III (anul 2000) și EURO IV (anul 2004 sau 2005), ale căror valori probabile sunt menționate în tab. 2.12 (categoria autoturisme), tab. 2.13 (categoria autocamioane ușoare m.a.s.) și tab.2.14 (categoria autocamioane ușoare m.a.c.) [115].



Tabelul 2.12

Anul*	CO [g/km]	HC [g/km]	NO <sub>x</sub> [g/km]	NO <sub>x</sub> +HC [g/km]	PM [g/km]
2000	m.a.s. 2,3 (2,2) m.a.c. 0,64 (1,0)	m.a.s. 0,2 m.a.c. -	m.a.s. 0,15 m.a.c. 0,5	m.a.s. -(0,5) m.a.c.0,56 (0,7)	m.a.s. - m.a.c.0,05 (0,08)
2005	m.a.s.1,0 m.a.c.0,5	m.a.s.0,1 m.a.c. -	m.a.s.0,08 m.a.c.0,25	m.a.s. - m.a.c.0,30	m.a.s. - m.a.c.0,025

\* Valorile limită actuale sunt trecute în paranteze.

Tabelul 2.13

Masa [kg]	CO [g/km]		HC [g/km]		NO <sub>x</sub> [g/km]	
	2000	2005	2000	2005	2000	2005
<1305	2,3	1,0	0,2	0,1	0,15	0,08
<1760	4,17	1,81	0,25	0,13	0,18	0,10
>1760	5,22	2,27	0,29	0,16	0,21	0,11

Tabelul 2.14

Masa [kg]	CO [g/km]		NO <sub>x</sub> +HC [g/km]		NO <sub>x</sub> [g/km]		PM [g/km]	
	2000	2005	2000	2005	2000	2005	2000	2005
<1305	0,64	0,5	0,56	0,30	0,5	0,25	0,05	0,025
<1760	0,8	0,63	0,72	0,39	0,65	0,33	0,07	0,04
>1760	0,95	0,74	0,86	0,46	0,78	0,39	0,10	0,06

Se observă reducerile importante ale tuturor emisiilor poluante care sunt preconizate pentru începutul mileniului următor.

Se poate afirma ca legislația antipoluare este cât se poate de diversă. În afara poluanților și a metodelor de măsurare a acestora care sunt aceleași, diferă semnificativ: structura ciclurilor de încercare, unităților de măsură, valorile limită

---

---

ale poluanților, cât și împărțirea autovehiculelor pe categorii. Pentru o interpretare unitară, se propune crearea unor regulamente sau acceptarea regulamentelor existente a căror valabilitate să fie recunoscută global. În același timp, se observă eforturile continue, susținute de organisme abilitate de a elibera norme cât mai stricte de limitare a emisiilor, în scopul alcătuirii unui cadru legislativ propice reducerii emisiilor poluante și a poluării mediului înconjurător.

### *2.1.6.3. Dependența emisiilor poluante de regimurile funcționale.*

Amestecarea combustibilului cu aerul, dar mai ales arderea combustibilului sunt procese care depind de starea fluidului motor (presiune, temperatură, dozaj, mișcarea turbulentă și organizată a fluidului motor). Condițiile de stare determină viteza de amestecare (omogenitatea și uniformitatea amestecului – micro și macromixtura), viteza de reacție, viteza de propagare a flăcării, viteza de ardere. Aceasta variază cu regimul funcțional al motorului (sarcină, turație, temperatura pereților camerei de ardere, evaluată convențional prin temperatura lichidului de răcire  $t_r$  sau temperatura gazelor de evacuare  $t_{eg}$ ), din care cauză producția de noxe va depinde hotărâtor de regimul funcțional. La pornirea motorului rece, la încălzirea motorului după pornirea “la rece”, la mers în gol, în regimurile de sarcini și turații mici, foarte adesea în regimul de accelerare, suprafețele interioare ale cilindrului sunt “reci” și reduc efectul de încălzire a fluidului motor prin comprimare. În aceste regimuri, temperatura redusă a pereților exercită o influență majoră asupra desfășurării proceselor de amestecare și ardere: vaporizarea combustibilului, aprinderea, arderea combustibilului se dezvoltă încet și incomplet, iar noxele din gazele de evacuare sunt constituite îndeosebi din produsele arderii incomplete: CO, HC și particule, ceea ce se ilustrează, de exemplu, prin curbele izoparametrice de HC determinate la un motor diesel (fig.2.40). În regimurile de sarcini și turații mari, nivelul de temperatură al pereților este relativ ridicat, iar noxele din gazele de evacuare sunt formate din NO (fig.2.40) – alături de care apar însă și produși ai arderii incomplete (CO, HC, fum), datorită condițiilor

limită de formare a amestecului (funcționarea la limita de fum a motorului diesel) sau a acțiunii deliberate (amestec bogat "de putere", la MAS).

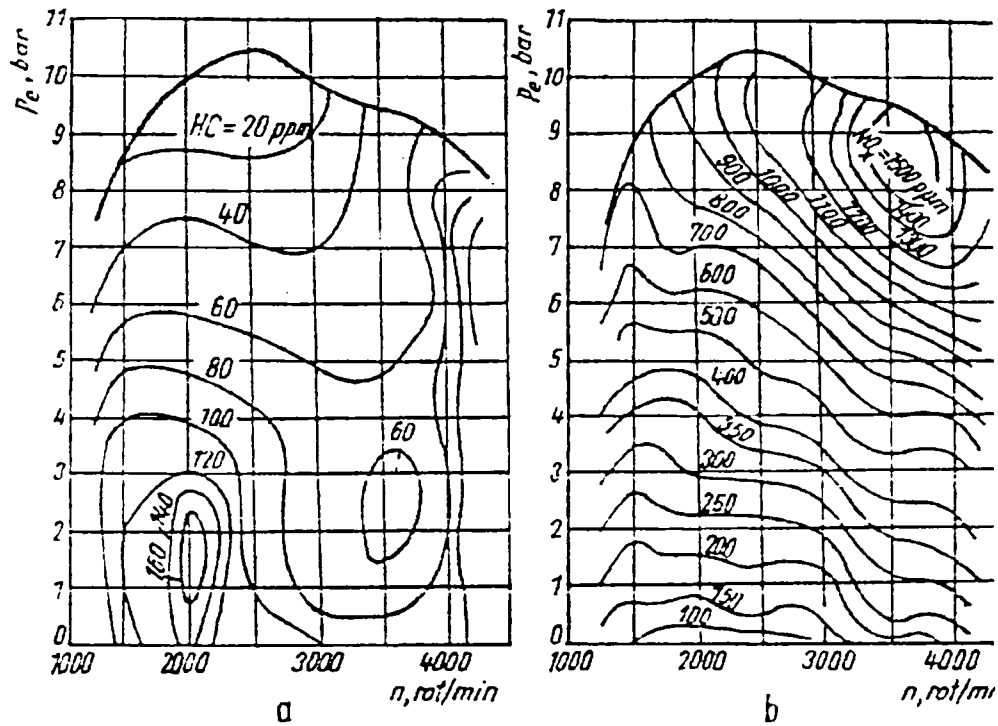


Fig.2.40

Concentrația de particule din gazele de evacuare este, la motoarele diesel, insuficient ilustrată de cifra de fum GF, de aceea se determină masa de particule din gazele de evacuare prin cântărire (fig.2.41).

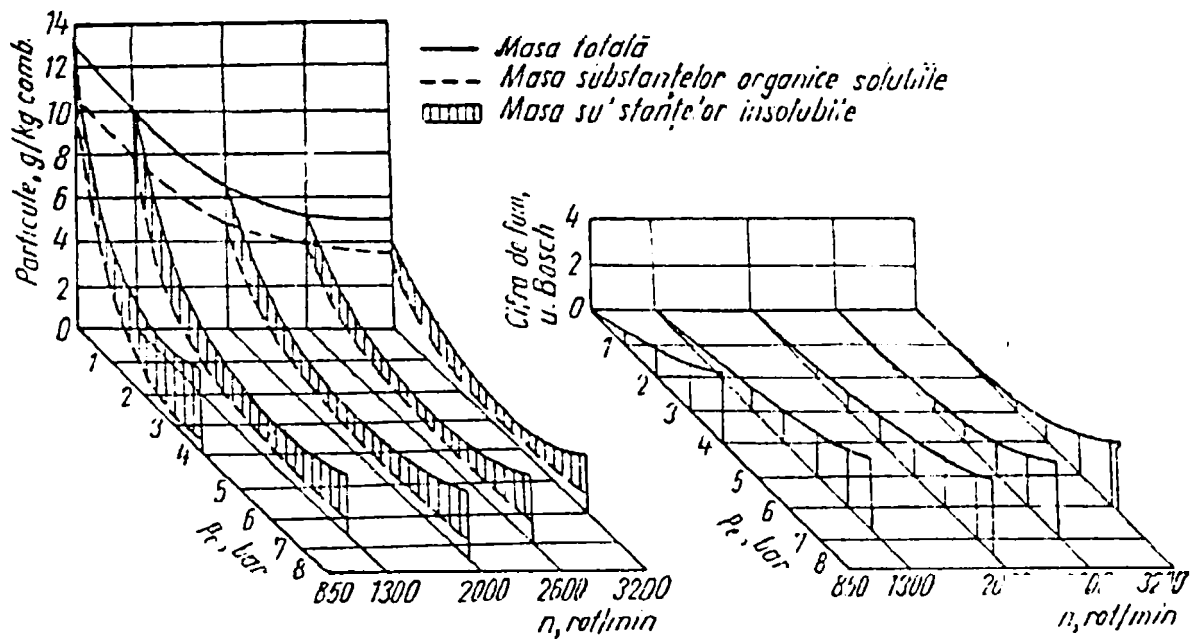


Fig.2.41

Se consideră că unele particule au o acțiune cancerigenă. Recent s-a stabilit [7] că anumite particule produc mutații genetice la anumite clase de bacterii (particule active). De aceea, la o analiză suplimentară, particulele se împart în două clase: solubile și insolubile în substanțe organice (toluol), cele solubile conținând particule active în proporție de 1%. Se observă că proporția de substanțe solubile variază cu sarcina și turația.

Un motor de autovehicul dezvoltă în exploatare o varietate de regimuri, care au fost grupate, pentru simplitate, în câteva clase, a căror pondere (mers în gol, 20...30%; accelerare, 20...25%; decelerare, 17...20%; croazieră sau viteza constantă 30...40%) – la deplasarea automobilului – depinde de caracteristicile tehnice ale acestuia, de voința și îndemânarea conducătorului, de natura traficului, de calitatea drumului, de anotimp, etc. La încercările de stand, pentru reproductibilitate, ponderea regimurilor este fixată prin ciclurile de cale E și F (tabelul 2.15). Se observă că mersul în gol și decelerarea sunt regimuri care generează MAS mari cantități de CO și HC, iar regimurile de accelerare și croazieră generează la ambele tipuri de motoare mari cantități de NO<sub>x</sub>.

*Tabelul 2.15*

*Clase de regimuri funcționale și nivelurile corespunzătoare de emisii  
poluante la motoarele pentru automobile*

Regimurile de cale, R	Ponderea R, în %		Tipul motorului	Emisii poluante			
	Ciclul E	Ciclul F		CO %	HC ppm	NO <sub>x</sub> Ppm	Particule Mg/m <sup>3</sup>
Mers în gol	31,6	18	MAS	8,0	4 830	33	-
			MAC	0,04	390	59	20
Accelerare	21,5	23	MAS	3,0	960	1 347	-
			MAC	0,05	210	849	-
Decelerare	17,4	19	MAS	5,0	16 750	18	-
			MAC	0,0	330	30	-
Croazieră (V <sub>aut.</sub> = const.)	29,5	40	MAS	3,4	320	658	-
			MAC	0,2	90	237	-

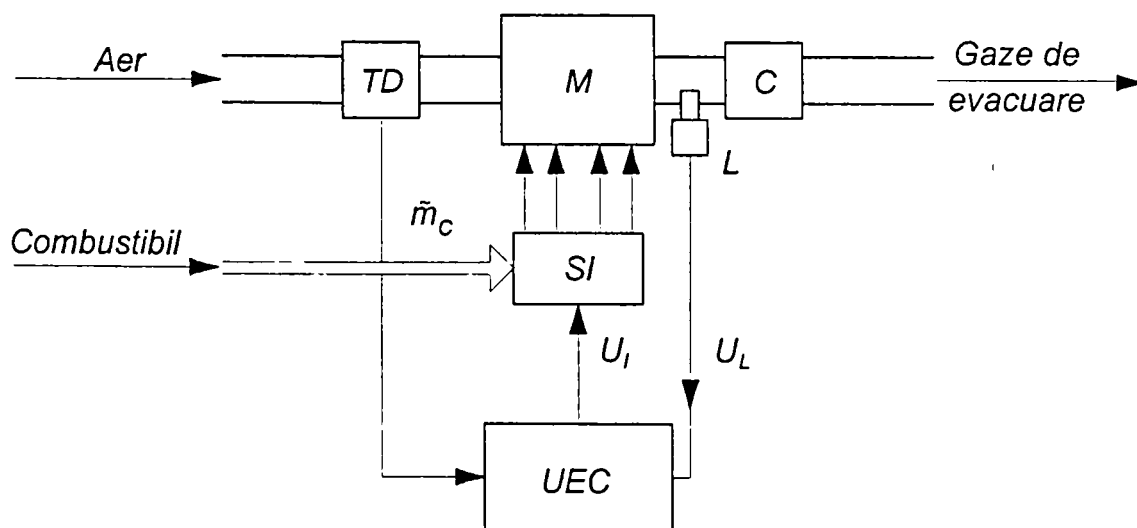
#### 2.1.6.4 Trei parametrii fundamentali de control ai emisiilor poluante

Apariția echipamentului electronic de injecție a combustibilului a adus modificări de concepție în controlul unor parametri de reglaj. Pe de o parte, echipamentul electronic de injecție, ca soluție tehnică în sine, sporește posibilitățile de reducere a emisiunilor nocive prin perfecționarea proceselor de formare a amestecului și de aprindere, prin precizia cu care reproduce mărimile de reglaj, odată prestabilite, hotărâtoare pentru producția de noxe. Pe de altă parte, aceasta permite, pentru prima dată, să se efectueze reglaje în buclă închisă (v. fig.2.42), adică să se corecteze cu o întârziere redusă de timp, aproape de la ciclu, unele mărimi de reglaj, în raport cu valorile optimizate inițial. Această posibilitate se pune în valoare cu ajutorul traductoarelor specializate și a unității electronice de comandă, care sesizează dezacordul între parametrii de reglare actuali și cei optimi, dar pretinde, în prealabil, să se cunoască tabloul parametrilor optimi de reglare, care se diferențiază la același motor în raport cu regimul de funcționare (sarcină, turație, temperatură) și de la motor la motor, în raport cu soluția de concepție și soluțiile tehnice adoptate pentru controlul proceselor de formare a amestecului și de ardere.

*M – motor*

*C – catalizator*

*TD – traductor de debit*



---

În prezent, echipamentul electronic de injecție permite controlul emisiunilor poluante pe baza a trei parametri, considerați fundamentali nu numai prin influența mare și complexă pe care o exercită, dar și prin posibilitățile de modificare a lor în sistemul de reglare cu buclă închisă. Acești parametri sunt: coeficientul de dozaj  $\lambda$ , avansul la declanșarea scânteii / injecției  $\beta$ , temperatura fluidului de răcire  $t_r$ .

Coeficientul de dozaj  $\lambda$  Prin controlul procesului de amestecare (fie că are loc în interiorul cilindrului, fie că are loc în exteriorul lui) se urmăresc trei obiective: să se omogenizeze combustibilul lichid cu aerul disponibil (transformarea combustibilului lichid în vapori); să se uniformizeze amestecul de vapori cu aerul (atât la micro, cât și la macrosară); să se dozeze convenabil combustibilul în aerul disponibil (realizarea unui coeficient de dozaj  $\lambda$  adecvat cerințelor funcționale). Se înțelege că la folosirea combustibilului gazos, omogenizarea dispare ca obiectiv (ceea ce simplifică într-o mare măsură procesul de amestecare), dar uniformizarea amestecului rămâne ca deziderat, cu pondere mai mare sau mai mică. În toate cazurile, coeficientul  $\lambda$  constituie o pârghie fundamentală de control al procesului de amestecare și de ardere, și, ca urmare acesta reprezintă un factor decisiv pentru controlul calității și varietăților de emisiuni poluante.

Avansul la declanșarea scânteii. Influența cunoscută a avansului la declanșarea scânteii (fig.2.43) asupra randamentului sau asupra eficienței de utilizare a combustibilului EUC se completează cu aceea pe care o exercită avansul asupra emisiunilor de NO și HC.

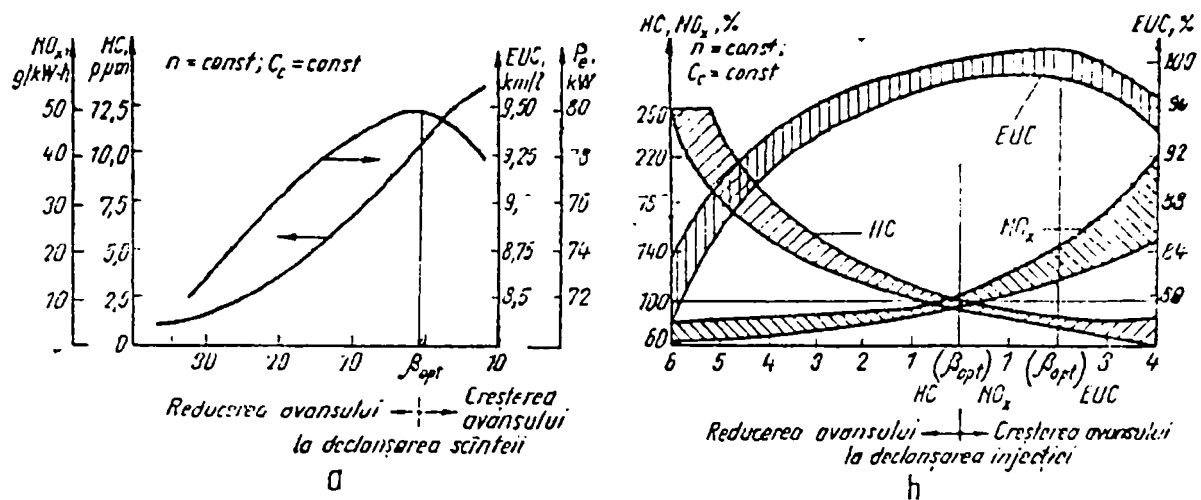


Fig. 2.43

**Regimul termic al motorului.** La MAS, reducerea temperaturii lichidului de

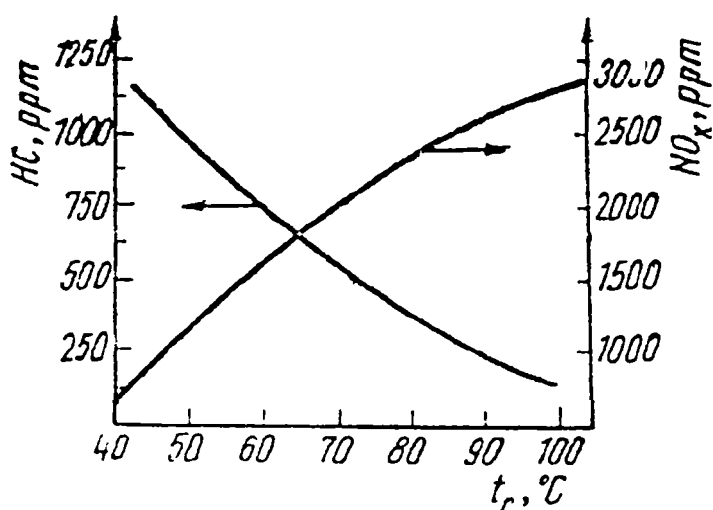


Fig. 2.44

răcire acționează în sens opus asupra HC și  $NO_x$  (fig. 2.44). Un nivel mai redus de temperatură a pereților reduce temperaturile de vârf ale fluidului motor și are ca efect o încetinire a reacțiilor de formare  $NO_x$  în cilindru, precum și a reacțiilor de postardere a HC în procesul de evacuare, în conducta de evacuare.

### 2.1.6.5. Mijloace generale cu largă aplicabilitate pentru limitarea emisiunilor din gazele de evacuare.

Există două domenii mari în care trebuie să se acționeze pentru limitarea emisiunilor poluante: domeniul concepției și domeniul exploatării.

De-a lungul anilor s-au acumulat cunoștințe fundamentale despre formarea substanțelor nocive. Fără îndoială că și astăzi sunt încă necesare noi informații despre originea noxelor, dar nu mai puțin adevărat este faptul că trebuie dezvoltată totodată și cunoașterea despre corelarea optimă a diferiților factori în legătură cu particularitățile regimurilor de

exploatare a motoarelor. Se va putea trece astfel la elaborarea unor noi soluții tehnice care sunt așteptate pentru a rezolva eficient, radical, problemele de poluare, realizându-se într-un viitor apropiat dezideratul de astăzi: *motorul curat*. Totodată, o conlucrare mai activă între concepție și exploatare ar putea avea o mare eficiență.

Se precizează [11] că până astăzi s-au aplicat în producția curentă de serie procedeele menționate în tabelul 2.16 (implicațiile acestora sunt definite de înclinarea săgeților: vertical în sus – efect pozitiv maxim; vertical în jos – efect negativ maxim).

**Tabelul 2.16.**  
**Procedee aplicate în producția de serie pentru limitarea emisiunilor nocive din gazele de evacuare**

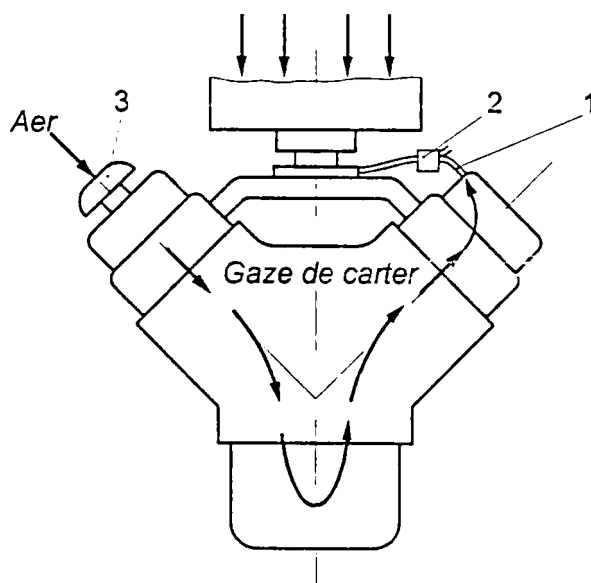
Metoda	Natura emisiunii		
	CO	HC	NO
Sărăcirea amestecului - cu 10% - peste 10%	↓ →	↘ ↗	↗ ↘
Îmbunătățirea calității amestecului	→ ● ↓	→ ↘	↗
Încălzirea aerului de admisie	→ ● ↓	↘	↗
Mărirea turației de mers în gol	→ ● ↓	↘	↗
Reducerea avansului	→	↓	↓
Reducerea lui $\epsilon$	→	↘	↘
Reducerea raportului $A_{sc}/V_c$	→	↘	→
Mărirea duratei de deschidere simultană a supapelor	→ ● ↓	→	↓



a) *Procedeu pentru eliminarea gazelor de carter.* ·Ventilația carterului s-a impus mai demult ca o metodă care previne procesul de îmbătrânire a uleiului prin eliminarea în atmosferă a gazelor ajunse în carter (gaze de carter), datorită etanșării imperfecte a cilindrului de către segmenti.

Măsurările au arătat că aproape 40% din hidrocarburile emise de motor (exceptând hidrocarburile emise prin evaporare) se găsesc în gazele de carter.

O soluție fundamentală, cunoscută mai demult constă în recircularea gazelor de carter în cilindru (fig.2.45). Gazele de carter trec prin conducta 1 în colectorul de admisie sub acțiunea diferenței de presiune. Printr-un orificiu cu filtru 3, carterul este în comunicație cu mediul ambiant pentru a preveni apariția unor suprapresiuni sau depresiuni importante în carteri. Un curent de aer proaspăt circulă prin interiorul carterului spre colectorul de admisie. Sistemul de ventilație ridică probleme.



*Fig.2.45*

Problemele au găsit o soluționare simplă prin montarea unei supape 2 (v. fig.2.46) de construcție specială în conducta de legătură. Sistemul de ventilație cu supapă (sistemul este cunoscut în literatură sub denumirea PCV - Positive Crankcase Ventilation - system), rezolvă definitiv problema gazelor de carter.

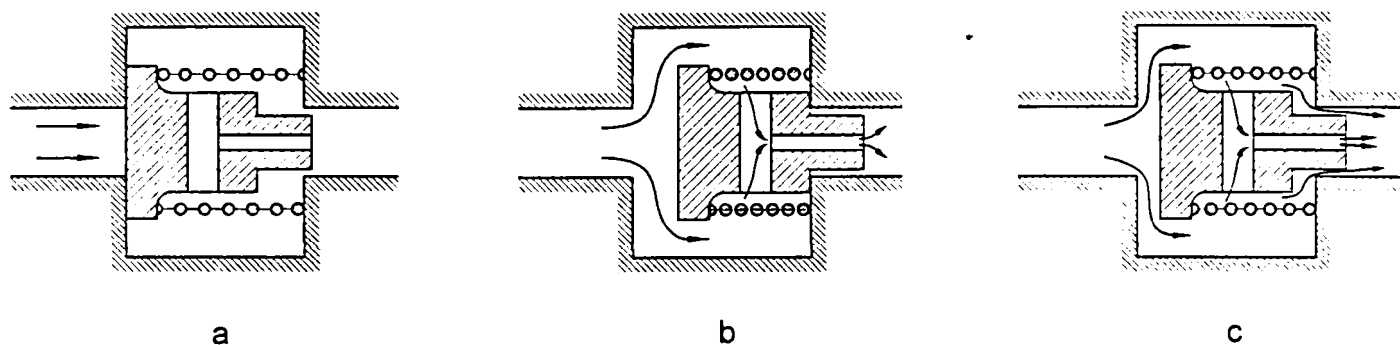


Fig.2.46

b) *Procedee pentru sistemul de carburatie.* Perfectionarea carburatorului pentru combaterea emisiunilor poluante urmareste controlul formarii amestecului si dozajului in cateva regimuri caracteristice, si anume: regimul de mers in gol, regimul de incalzire, regimul sarcinilor mici, regimul de decelerare. Perfectionari suplimentare sunt prevazute pentru controlul emisiunilor de hidrocarburi prin evaporare.

c) *Injecții de apă.* Injecția de apă în conducta de admisie reprezintă un procedeu de reducere a temperaturii maxime a gazelor arse inițial prin diluarea amestecului (în plus vaporii de apă sunt gaze triatonice cu căldură specifică mare). Deși se înregistrează efecte mari asupra reducerii emisiei de NO (fig.2.47) procedeul este obiectabil. Se observă că reducerea de NO este importantă când cantitatea de apă este egală cu cantitatea de benzină.

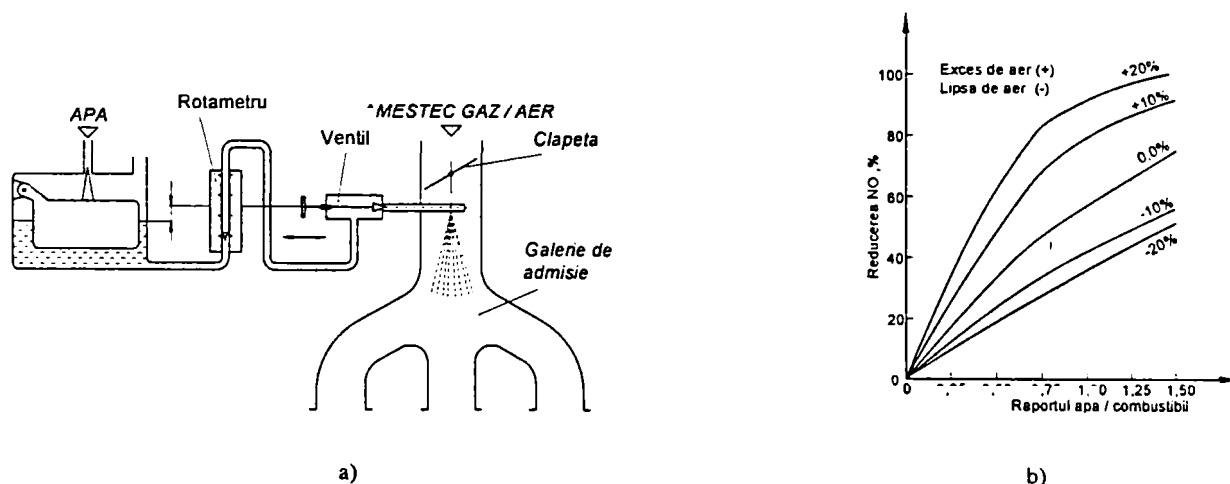


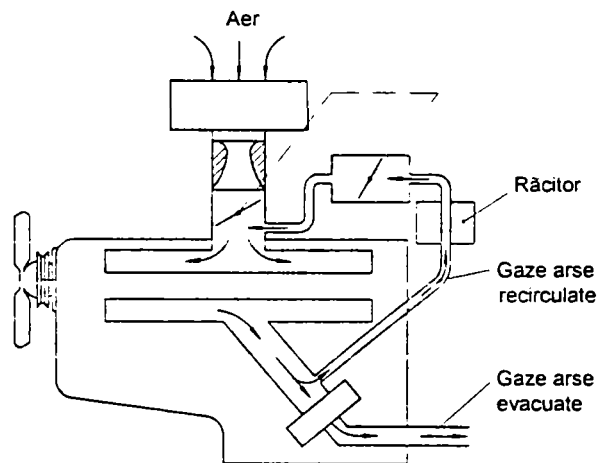
Fig.2.47

Aceasta presupune echiparea automobilului cu un rezervor suplimentar de apă, de aceleași dimensiuni cu rezervorul de combustibil. Se ridică apoi problema

înghețării apei, a oxidării rezervorului și instalației de injecție dar mai ales al acțiunii corosive asupra cilindrului a unei cantități atât de mari de apă.

**d) Recircularea gazelor arse.**

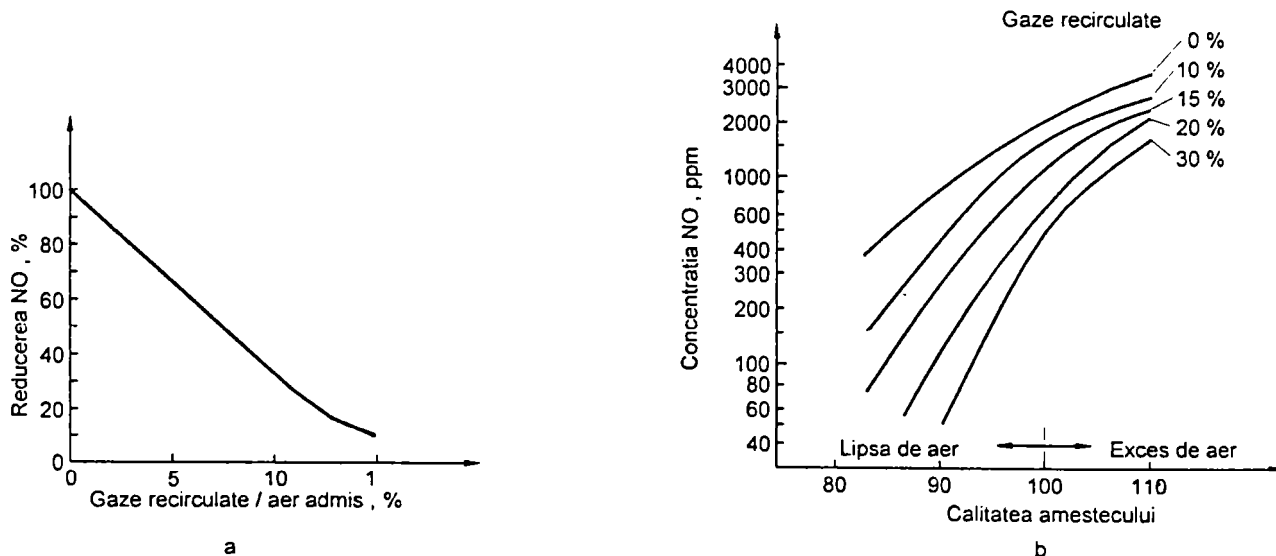
Procedeul de recirculare a gazelor arse urmărește să reintroducă în cilindru o parte din gazele arse din conducta de evacuare (fig.2.48).



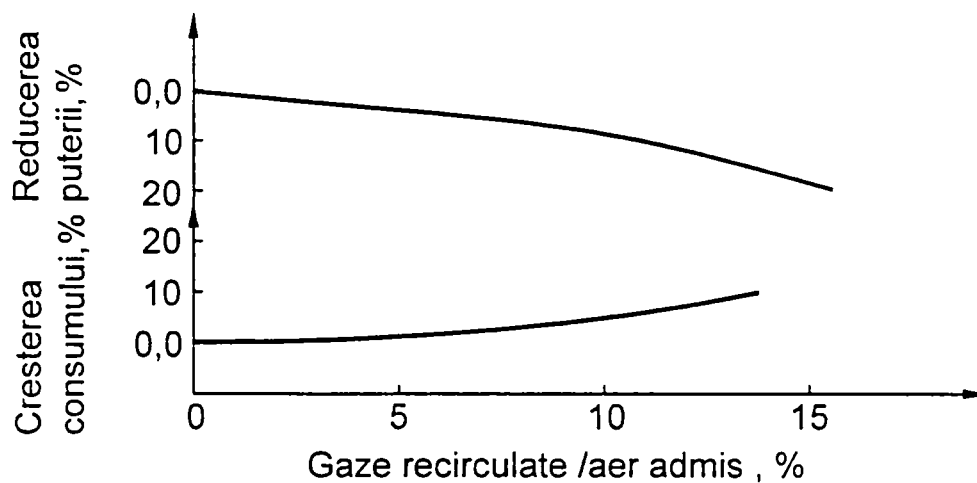
**Fig.2.48**

Recircularea este un procedeu eficient (fig.2.49.a) de reducere a concentrației de NO din gazele evacuate deoarece produce o reducere importantă a temperaturii gazelor arse inițial. Spre deosebire de metoda diluării amestecului cu aer, metoda recirculării este mai eficientă deoarece gazele arse nu conțin oxigenul care participă la

cinetica de formare a NO-ului. Din același motiv recircularea este mai eficientă când se folosesc amestecuri teoretice sau bogate (fig.2.49.b). Cantitatea de gaze recirculate se evaluează în raport cu cantitatea de aer aspirată în cilindru.



**Fig.2.49**



*Fig.2.50*

Sistemul de recirculare cuprinde un dispozitiv de control al cantității de gaze recirculate – o clapetă sincronizată cu obturatorul care permite mărirea cantității de gaze recirculate odată cu creșterea sarcinii motorului. În plus, un răcitor permite reducerea temperaturii gazelor recirculate.

Recircularea are drept consecință mărirea consumului specific de benzină datorită măririi duratei de ardere și reducerea puterii datorită umplerii incomplete și micșorării randamentului termic (fig.2.50). Se observă că aceste implicații sunt importante când debitul relativ de gaze recirculate depășește 10 – 15%. Pe de altă parte, eficiența procedurii devine interesantă tocmai pentru debite mari. Dintre dezavantajele procedurii se mai menționează creșterea conținutului de hidrocarburi din gazele evacuate și reducerea maniabilității automobilului. S-a observat de asemenea o creștere a depozitelor din uleiuri.

Efectele suplimentare ale procedurii se arată în fig.2.51, datorită măririi duratei de ardere.

## RECIRCULAREA GAZELOR ARSE

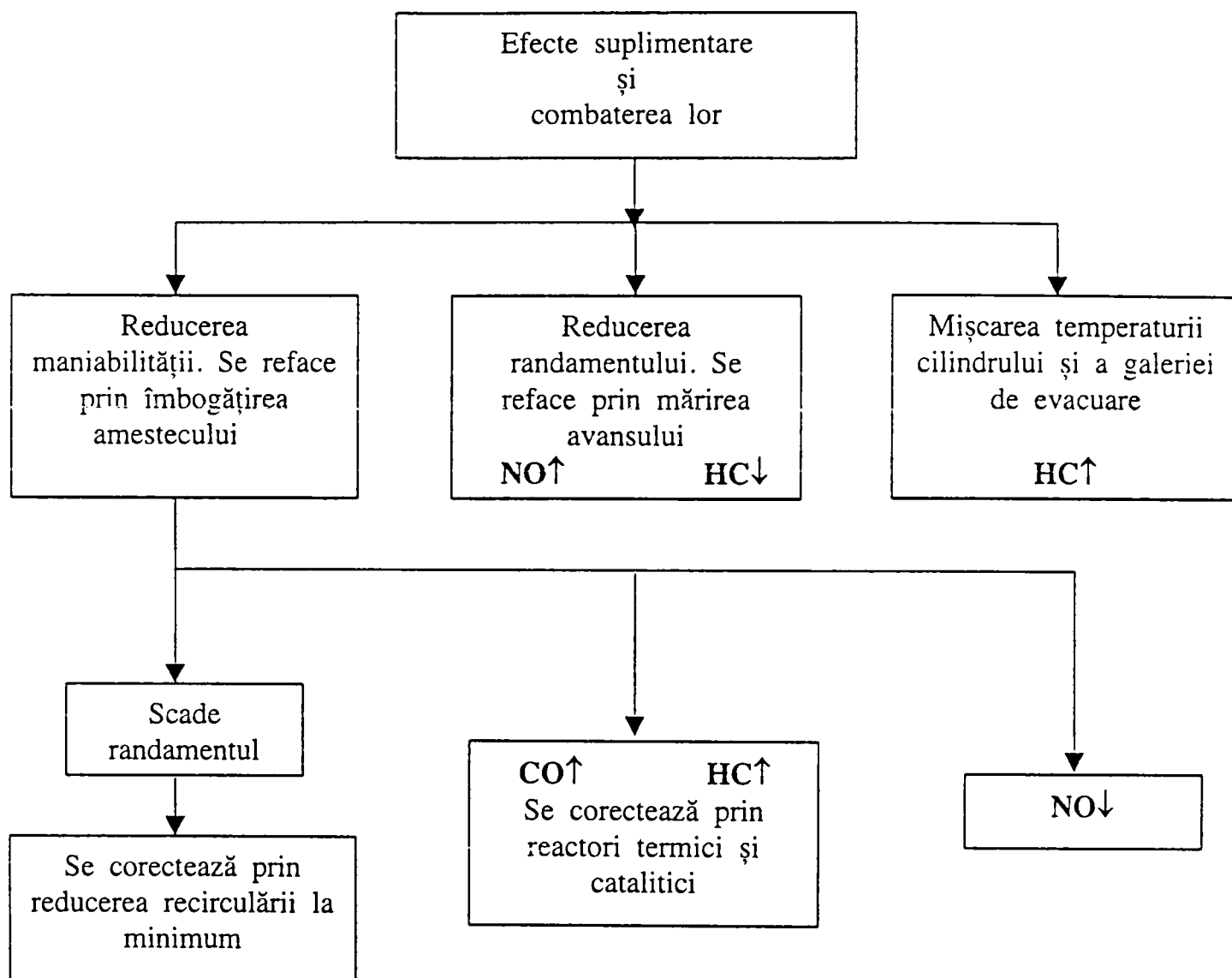


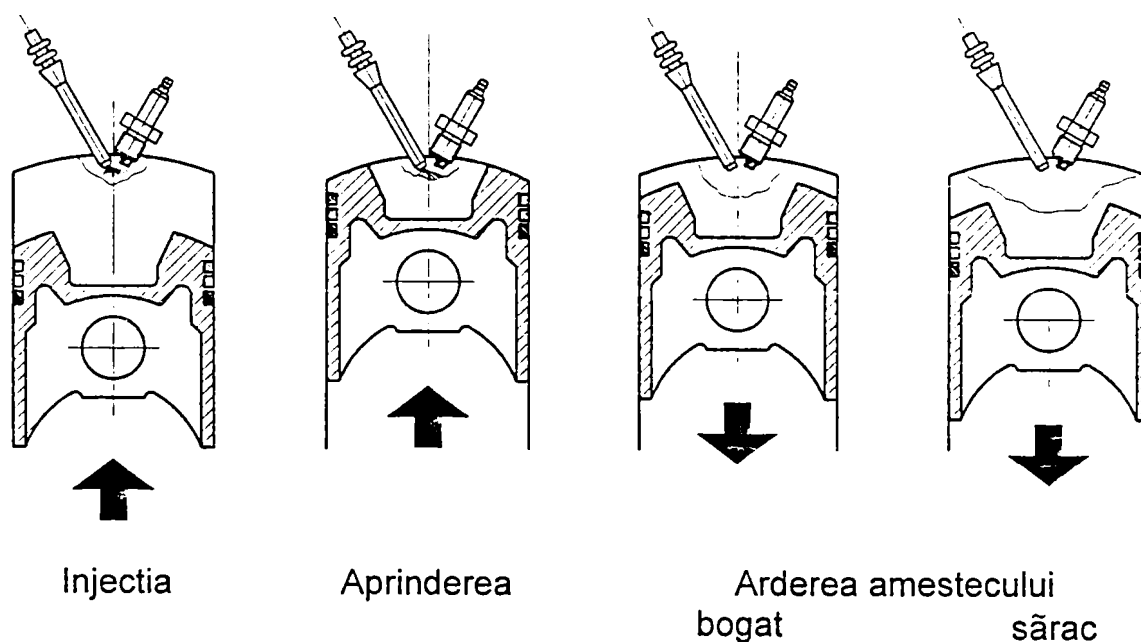
Fig.2.51

### e) Stratificarea amestecului în camera de ardere.

Ideea fundamentală a procedurii stratificării este aceea de a declanșa și de a dezvolta inițial arderea în amestecuri bogate. Întrucât gazele arse inițial generează cu preponderență oxid de azot, prin stratificarea amestecului urmează a se înregistra o reducere substanțială a concentrației de NO din cauza lipsei de oxigen. Procedul are un avantaj suplimentar: asigură o mare stabilitate a

aprinderii, deoarece scânteia se declanșează în amestecuri bogate. Se obține totodată o reducere a gradului de dispersie ciclică, cu implicații asupra emisiunilor. Amestecurile sărace ard mai târziu, în destindere și generează NO într-o proporție mică din cauza nivelului mai redus de temperatură maximă la care ajung gazele arse. Pe de altă parte, prelungirea arderii mărește temperatura gazelor evacuate din care cauză se intensifică post – arderea hidrocarburilor cu avantaje evidente asupra concentrației de HC.

O formă simplă și sigură de stratificare este aceea care se bazează pe injecția de benzină în dreptul bujiei, spre sfârșitul cursei de comprimare. Se cunosc sistemele Ford Proco (Programmes combustion), Texaco, Newhall. Sistemul Proco este arătat în fig.2.52.



**Fig.2.52**

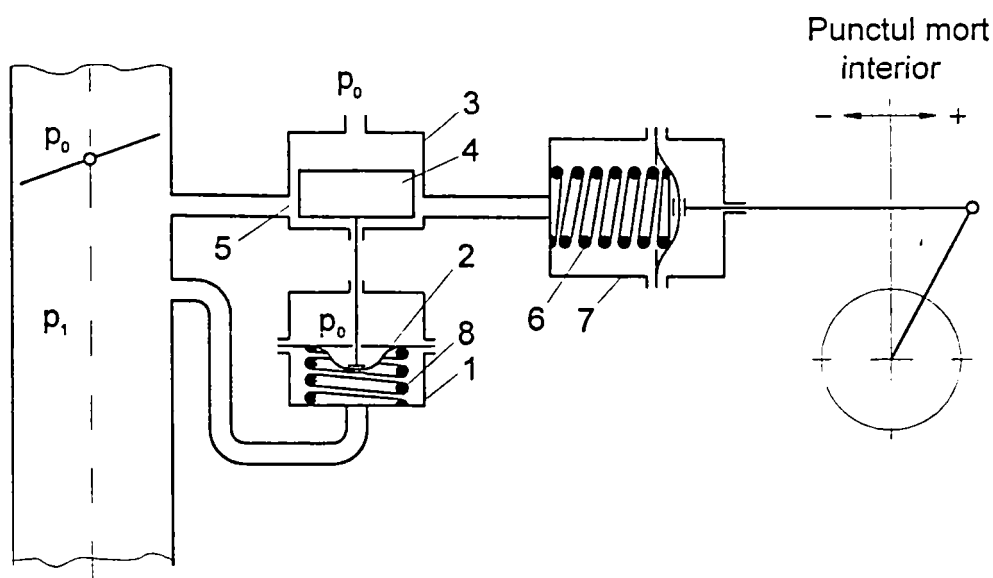
**f) Acumulator pentru emisiunile de vapori.**

În anul 1972 standardele stabileau ca norme restrictive pentru pierderile de benzină prin evaporare 2 g/test sau 4 g/zi. Vaporii care se formează în timpul funcționării se aspiră în conducta de admisie. Vaporii formați în timpul staționării, mai ales după oprirea motorului cald se adună într-un sistem de acumulare. O soluție eficientă pentru controlul emisiunilor de vapori s-a dovedit acumulatorul cu cărbune de lemn, care se montează la carburator sau la rezervorul de combustibil. Cărbunele de lemn activat are afinitate pentru hidrocarburi, astfel că o cantitate de

100 g înmagazinează 30 – 35 g de benzină. Un acumulator cilindric de tablă, cu 700 – 800 g cărbune de lemn este suficient pentru un vehicul, dacă volatilitatea benzinei nu este prea înaltă - PVR cel mult  $0,7 \text{ daN/cm}^2$ . Este necesar să se împiedice pătrunderea combustibilului lichid în filtru. Pentru aceasta se confecționează un separator de vapori, care se fixează lângă rezervorul de combustibil. Vaporii sunt îndreptați spre carburator iar lichidul este reintrodus în rezervor. Sistemul de acumulare se purifică în timpul funcționării, dar se evită această operație la mersul în gol pentru a preveni îmbogățirea exagerată a amestecului din cilindrul motorului.

**g) Dispozitiv pentru reducerea avansului la ralați.**

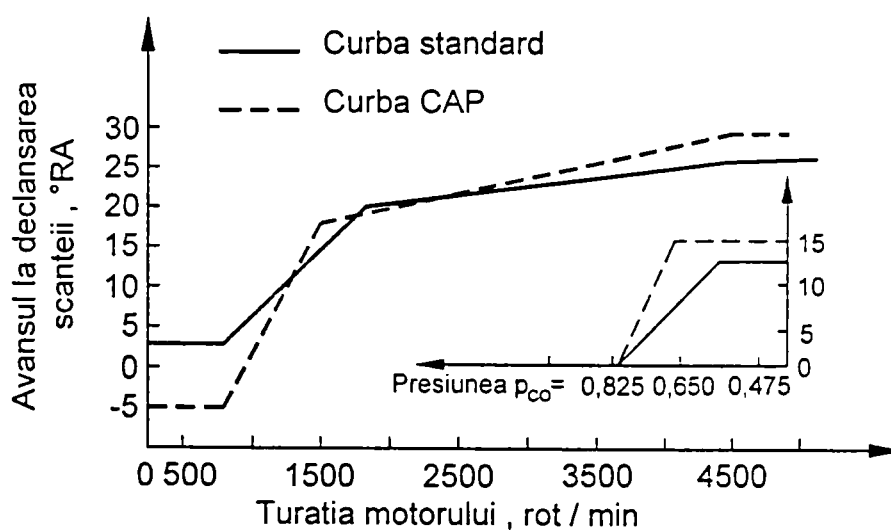
Reducerea avansului la ralați fiind o metodă eficientă pentru micșorarea conținutului de hidrocarburi (la reducerea avansului până la anulare conținutul de HC la mers în gol scade până la 60-70%), au fost realizate dispozitive pneumatice adecvate, care funcționează sub acțiunea depresiunilor mari din conducta de admisie. Dispozitivul corector este alcătuit din camera 1 cu membrana 2 (fig.2.53) și cilindrul 3 cu pistonul 4. La depresiuni mari ( $p_0 - p_1$ ) membrana 2 deplasează pistonul 4 în jos. Acesta obturează orificiul 5. Arcul 6 al dispozitivului standard 7 deplasează membrana spre dreapta și reglează avansul cu întârziere.



**Fig.2.53**

Când clapeta se deschide, membrana 2 se deplasează sub acțiunea arcului 8, pistonul eliberează orificiul de control iar membrana dispozitivului standard este acționată normal de depresiunea din conductă - avansul revine la valoarea normală.

Se menționează de asemenea și soluția CAP (Cleaner Air Package) care realizează modificarea avansului la ralanti numai pe cale centrifugală sau simultan pe cale centrifugală și pneumatică (fig.2.54). Îmbinând procedeele cunoscute pentru mersul în gol (mărirea turației cu 15 – 20%, reducerea gradului de îmbogățire) cu micșorarea avansului s-a obținut o reducere de la 600 ppm la 200 ppm pentru HC și de la 3% la 1,5% pentru CO.



*Fig.2.54*

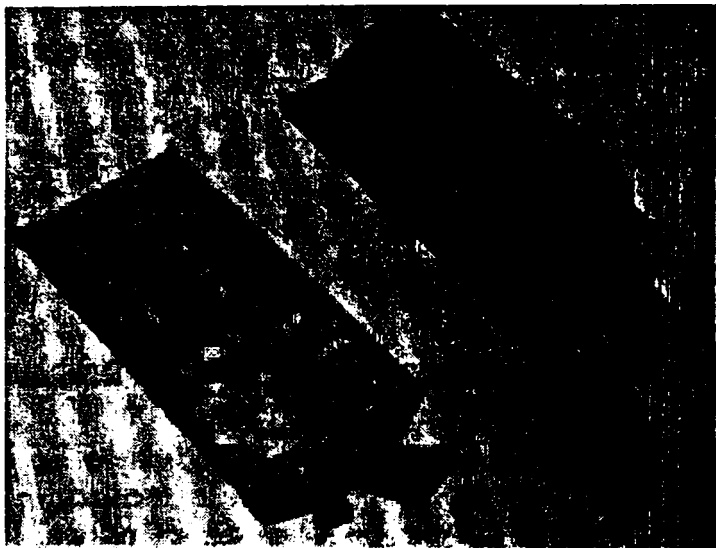
#### *h) Sisteme pentru tratarea gazelor evacuate.*

Un grad mai avansat de reducere a emisiunilor poluante se obține astăzi prin tratarea gazelor evacuate. Principiul metodei este dezvoltarea reacției de oxidare în conducta de evacuare pentru arderea hidrocarburilor și a oxidului de carbon. Nu s-au realizat încă progrese în inițierea unei reacții de descompunere a oxidului de azot, dar s-a obținut indirect o reducere importantă a conținutului de NO. Sistemele care permit “purificarea” gazelor evacuate de noxe, pe baza unor reacții chimice suplimentare se numesc reactori.



### *i) Filtre pentru reducerea particulelor de plumb.*

Pentru reducerea particulelor de plumb s-au dezvoltat sisteme de forma unor filtre care se montează în conducta de evacuare.



*Fig.2.55*

Un sistem simplu propus recent combină un amortizor de zgomot cu un filtru pentru particule de plumb (fig.2.55).

Ansamblul ar putea să constituie un amortizor de zgomot standard. Partea de filtrare este alcătuită din fibre de oțel nox dăb i acoper te cu plumbiu. Filtrul reține până la 80% din

particulele de plumb. Pe de altă parte, analiza particulelor de plumb emise prin gazele evacuate în atmosferă arată că 26% din particulele de plumb emise de sistemul cu filtru au dimensiuni sub 1  $\mu\text{m}$  față de 64%, la un sistem standard. Ori, tocmai aceste particule care se mențin în atmosferă sub formă de aerosoli, prezintă pericolul cel mai mare.

### *j) Alimentarea motorului cu emulsii benzină apă.*

Emulsiile benzină-apă au proprietăți fizico-chimice diferite de ale benzinei, mai ales sub aspectul vâscozității, care este mult mai mare decât a benzinei, crescând însă pe măsură ce crește concentrația de apă. Au fost testate emulsii cu 20%, 30%, 40%, apă și 5% aditivi de emulsionare, având o vâscozitate cinematică de 18,5 cSt, 59,4 cSt și respectiv 104,4 cSt, față de 0,56 cSt, vâscozitatea cinematică a benzinei.

Având în vedere aceste condiții au fost operate anumite modificări dimensionale ale secțiunilor de trecere din carburatorul de tip Weber, în sensul măririi secțiunilor de trecere pentru emulsiile benzină - apă și micșorării celor de trecere a aerului. De asemenea a

fost intensificată, scânteia de aprindere prin montarea instalației de aprindere la (27 – 28) °RAC, pe baza legii de avans stabilite în cazul folosirii emulsiilor.

În urma cercetărilor preliminare, s-a constatat că emulsia cu 30% apă, 5% aditivi de emulsionare și 65% benzină cu CO 98 a dat cele mai mari satisfacții, asigurând o funcționare satisfăcătoare a motorului în condițiile modificărilor menționate și realizând un compromis acceptabil între micșorarea performanțelor de putere și reducerea emisiunilor poluante.

Criteriul care a stat la baza studiului experimental efectuat cu acest tip de

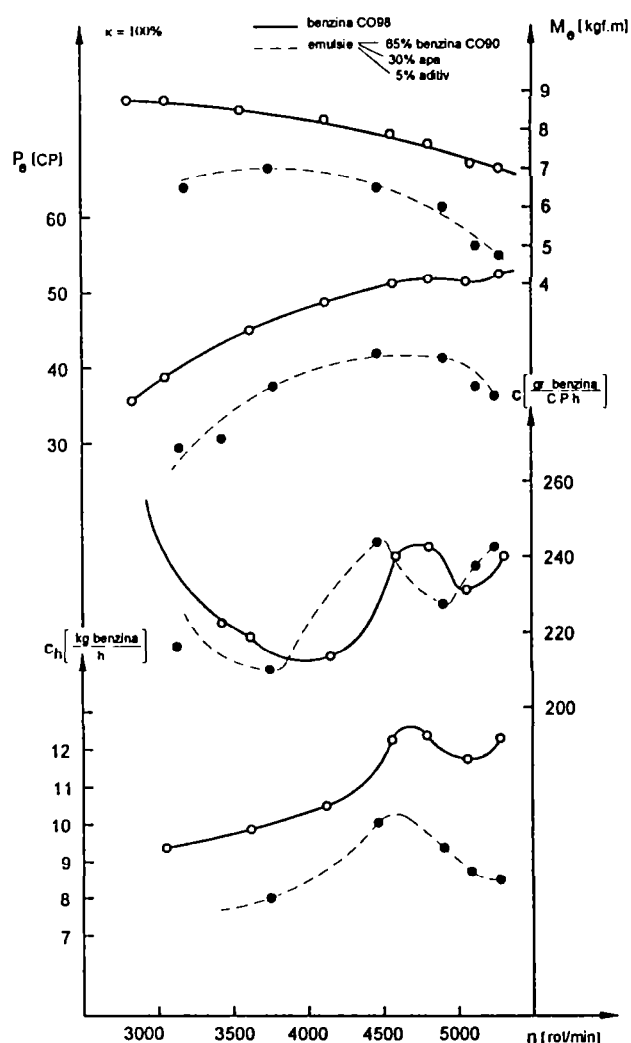


Fig.2.56.a

emulsie a fost obținerea unei funcționări cât mai stabile și determinarea performanțelor de putere, moment, gradul de umplere, dozaj, concentrației de noxe, în condițiile unui consum de emulsie apropiat de cel rezultat la funcționarea motorului cu benzină CO 98.

Rezultatele obținute sunt prezentate comparativ în fig.2.56. a, b adăugate în condițiile funcționării motorului la plină sarcină.

În privința concentrației de noxe din gazele de ardere, fig.2.56.c, prezintă avantajul net al folosirii emulsiilor benzină - apă. Astfel, pe toată gama de turație a regimului de plină sarcină s-a constatat o diminuare a concentrațiilor tuturor emisiunilor poluante: CO, NO<sub>x</sub>, hidrocarburi.

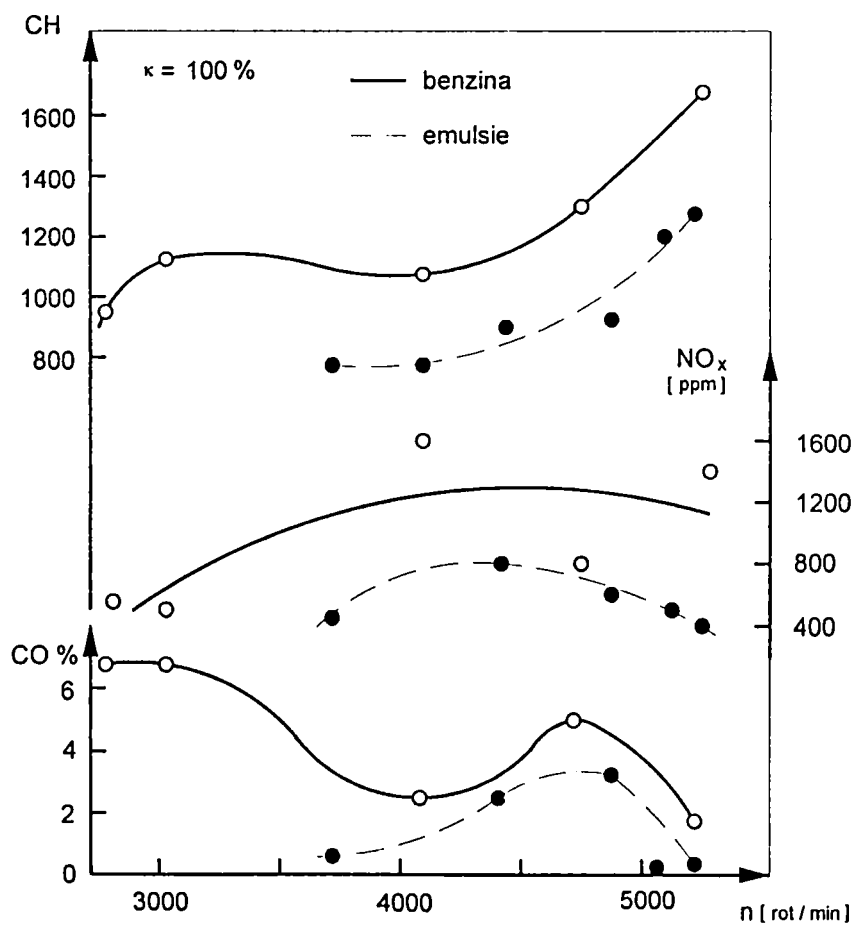
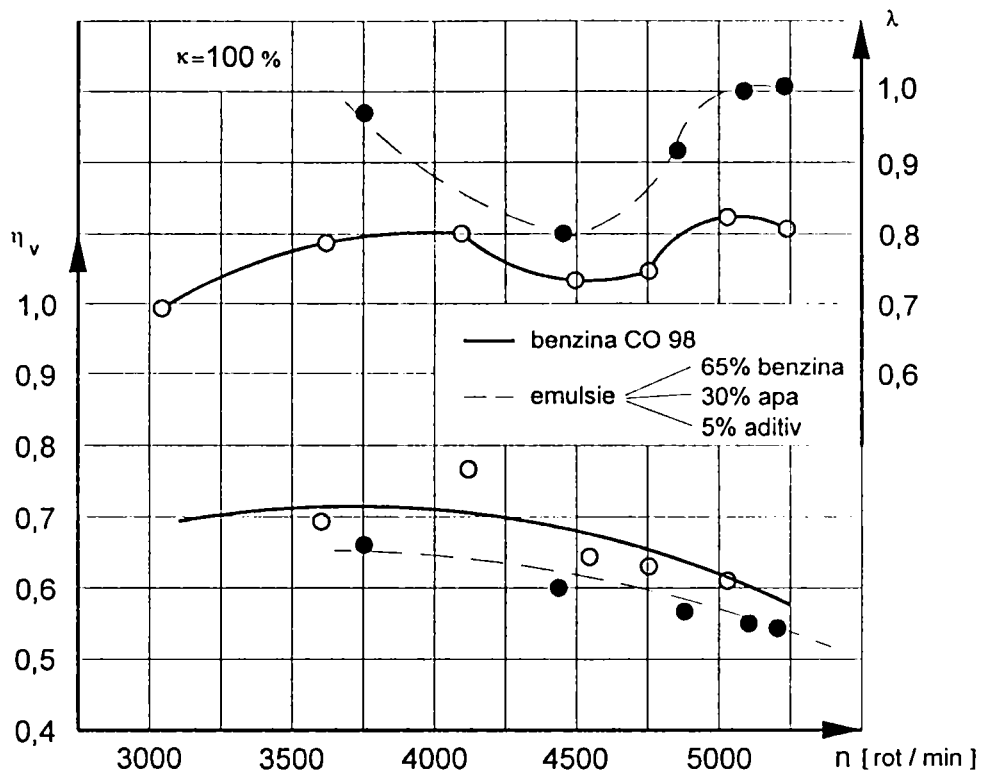


Fig.2.56 - b, c

---

---

Dintre acestea, scăderea cea mai semnificativă este înregistrată de oxidul de azot a cărui valoare maximă scade cu cca 50% din cauza reducerii nivelului general de temperatură a fluidului motor.

Din experimentările efectuate la alte regimuri se constată că în cazul sarcinii de 80%, utilizarea emulsiilor reduce numai emisiunile de NO<sub>x</sub>, în timp ce concentrația de hidrocarburi crește, iar cea de CO se păstrează în limita apropiată funcționării motorului cu benzină.

#### *k) Carburatorul electronic.*

Pentru controlul noxelor și pentru reducerea consumului de combustibil, carburatoarele cu comandă mecanică au o construcție tot mai complicată, ele neputând totuși să răspundă cerințelor impuse de trafic. Aceasta deoarece memorarea și reproducerea regimurilor funcționale se face folosind elemente elastice și duze (arcuri, membrane, etc.), care au caracteristici liniare, la arcuri sau cuasiliniare la duze. Funcțiile pe care trebuie să le îndeplinească carburatoarele sunt mai complexe și nu pot fi approximate numai prin drepte.

În plus, carburatorul devine foarte complicat, foarte sensibil la reglaj, ridicându-i-se prețul nemotivat, în raport cu performanțele date. Pentru anul 1993, inclusiv pentru Piața Comună, carburatorul mecanic nu mai putea asigura cerințele de poluare.

Carburatorul ECOTRONIC, electronizat, rezolvă, în acest caz, în mai bune condiții problemele acordării vehiculului la condițiile de trafic, mai ales în traficul urban. Principiul acestui carburator constă în corelarea exactă a poziției obturatorului și a clapetei de aer (șoc), pentru toate regimurile funcționale, interesând inclusiv viteza și accelerația obturatorului la trecerea de la un regim funcțional la alt regim [115].

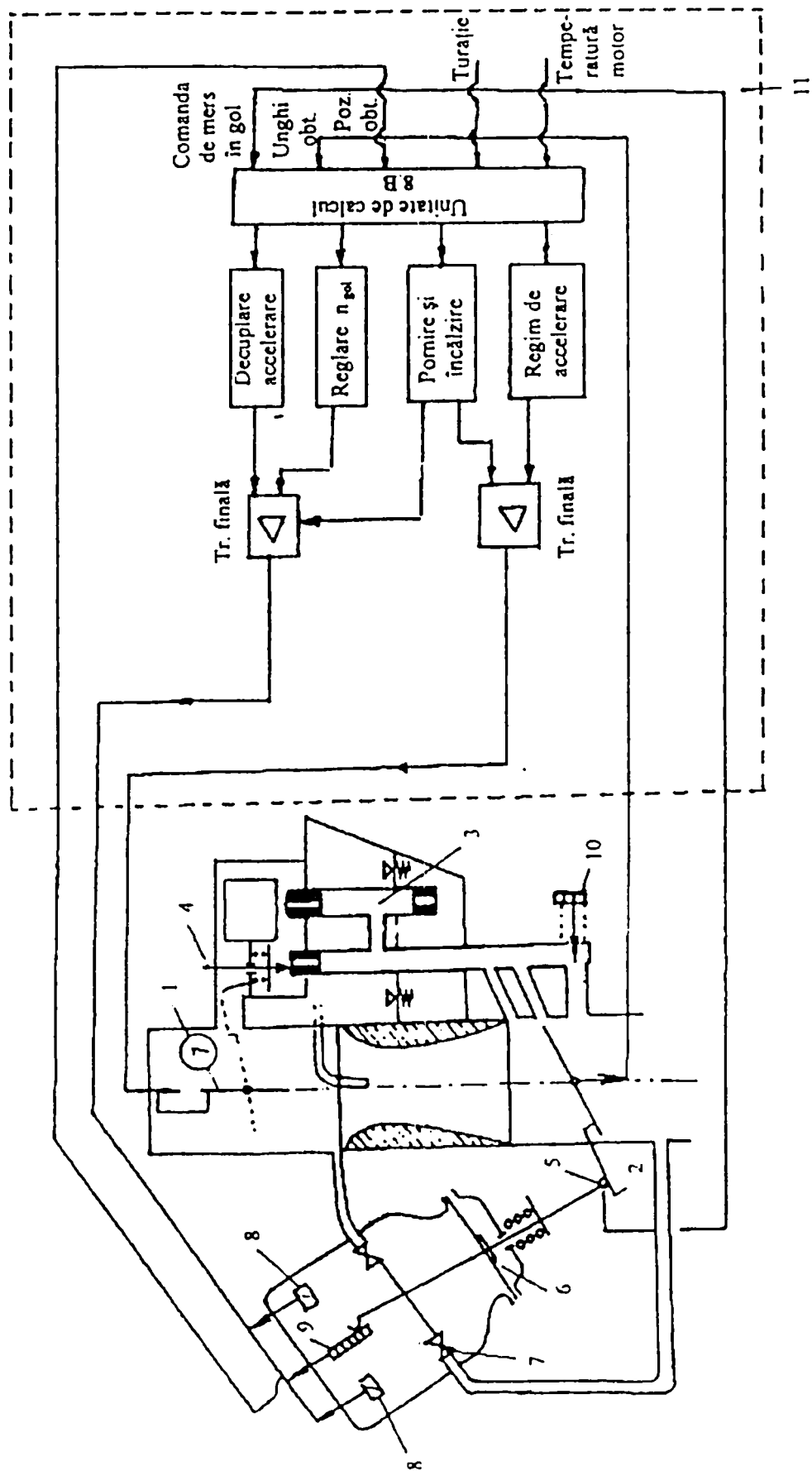


Fig.2.57

---

---

Schema prezentată în fig. 2.57 are următoarele componente: 1 – clapetă; 2 – obturator; 3 – tub de frânare cu jicloare pentru mers în gol, pornire și sarcini mici; 4 – ac comandat de clapetă, pentru controlul de finețe al dozajului; 5 – comanda mersului în gol; 6 – membrană a mecanismului servo - vacuumatic; 7 – ventile electromagnetice, acționate de bobinele - 8, pentru comanda fină a poziției obturatorului; 9 – reostat liniar pentru marcarea poziției obturator și comanda poziției obturator; 10 – dispozitiv mecanic pentru reglare grosieră a turației de mers în gol, reglaj făcut cu ocazia inspecțiilor tehnice; 11 – blocul electronic de calcul și de comandă.

Schema electronică controlează:

- regimul de pornire, de încălzire și de funcționare cu motorul cald la sarcini mici;
- regimul de accelerare;
- regimul de decelerare;
- reglarea fină a turației de mers în gol.

Având în vedere pretențiile reglajelor și considerându-se că dispozitivul principal de dozaj, date fiind debitele de emulsie vehiculate prin acesta, nu poate realiza reglaje de finețe, în controlul electronic de funcționare al carburatorului nu este implicat direct acest dispozitiv, ci numai prin nivelul din camera de nivel constant (CNC), dependent și de funcționarea elementelor 3 și 4.

Avantajul carburatorului acesta constă în faptul că reglajul nu se face numai liniar sau în trepte, ci se poate face continuu, printr-o interpolare foarte densă realizată de blocul electronic de calcul (BEC).

---

---

## *2.2. Studiul și cercetările teoretice asupra procesului de ardere în motoarele cu aprindere prin scânteie.*

### *2.2.1. Studiul și cercetările teoretice privind principalele modele fizico-matematice.*

#### *2.2.1.1. Modelarea fluidului motor în timpul arderii.*

La elaborarea unui model fizic al fluidului motor neomogen termic sunt de soluționat câteva probleme fundamentale:

1. Determinarea în fiecare moment a temperaturii de la care începe diferențierea termică a gazelor arse, adică temperatura flăcării.
2. Precizarea în fiecare moment a proporției din fluidul motor transformată în gaze arse și totodată cantitatea de gaze arse și cantitatea de amestec inițial care coexistă în cilindru la un moment dat.
3. Urmărirea evoluției termodinamice pe ciclu a componentelor fluidului motor.
4. Determinarea gradului de răcire a gazelor arse în contact cu pereții, pentru acele cazuri în care se renunță la ipoteza transformării adiabate.
5. Determinarea stării de echilibru chimic din gazele arse.

La baza modelelor de diferențiere termică stau următoarele ipoteze generale:

1. presiunea gazelor în perioada arderii este uniformă în toată masa gazelor;
2. componentele fluidului motor sunt sisteme fizice în echilibru termodinamic;
3. componentele fluidului motor respectă legea gazelor perfecte;
4. energia internă a componentelor fluidului motor nu depinde de reacțiile intermediare de oxidare.

Se poate aprecia că nici una dintre aceste ipoteze nu constituie o sursă interesantă de erori.

Marea complexitate a proceselor și fenomenelor care au loc în timpul arderii și numeroasele detalii ale acestora impun un număr important de ipoteze suplimentare.

---

---

Reprezentările elaborate de autori pentru determinarea neomogenității termice a fluidului motor în perioada arderii pornesc de la următoarele considerente principale:

Într-un interval mic de timp, o fracțiune din amestecul inițial intră în reacție și trece de la temperatura momentană  $T_{ai\alpha}$  la o temperatură momentană a flăcării  $T_{fi\alpha}$ . Se formează un element de gaze arse care evoluează apoi pe ciclul modificându-și energia internă și eventual masa, în concordanță cu schimburile energetice sau de substanță pe care le efectuează, prin transfer de căldură, transfer de masă și transfer de lucru mecanic, sau se amestecă cu gazele arse. Treptat, fluidul motor se diferențiază în două componente dinamice și în cel puțin trei componente termice.

Modelele de diferențiere termică elaborate de autori definesc în fiecare moment cel puțin trei componente termice ale fluidului motor: gazele arse, gazele din flacără și amestecul inițial, caracterizate prin temperaturi diferite. Se apelează la această diferențiere deoarece ea permite să se definească din punct de vedere termodinamic elementul de gaze arse nou format, la temperatura flăcării. Din punct de vedere chimic se consideră că fluidul motor cuprinde numai două componente: gazele arse și amestecul inițial—deoarece se admite ipoteza că reacțiile chimice ale arderii decurg instantaneu.

Gazele arse se pot diferenția, la rândul lor, în mai multe componente. Se disting în primul rând două cazuri extreme:

- a) cazul cu amestec total și
- b) cazul care exclude amestecarea

Primul caz este reprezentat de modelul cu gaze omogene, al doilea caz este reprezentat de modelul cu gaze arse neomogene. Modelul cu gaze arse omogene este cel mai simplu și reflectă numai diferența esențială de temperatură între amestecul inițial și gazele arse, ceea ce înseamnă că gazele arse alcătuiesc o singură componentă de aceeași temperatură.



---

---

Modelul cu gaze arse neomogene este un model mai complex care diferențiază gazele arse într-un număr mai mic sau mai mare de componente, cu ajutorul unor macrosisteme, care își conservă identitatea dar interacționează între ele. Ele apar ca sisteme termodinamice independente, pentru care amestecarea este exclusă. Un al treilea model ilustrează un caz intermediar, care diferențiază gazele arse în mai multe macrosisteme care suferă amestecări treptate. Un astfel de model s-a dovedit eficient pentru motorul cu aprindere prin comprimare. Potrivit acestor reprezentări, macrosistemele în care se diferențiază gazele arse se cuprind în două clase: macrosisteme de masă constantă și macrosisteme de masă variabilă.

Modelele cu gaze arse neomogene se pot grupa în două clase și după un alt criteriu. Prima clasă ar cuprinde modelele cu tranșe de gaze arse, a doua clasă ar cuprinde modele cu elemente de gaze arse. Modelul cu tranșe de gaze arse are la bază o reprezentare a fluidului motor sugerată de cuprinderea treptată a amestecului inițial de către flacără, redusă la o suprafață sau front de aprindere care se propagă cu viteze moderate. O tranșă de gaze arse reprezintă un volum de gaze cuprins de flacără între două poziții succesive ale ei, precizate pentru un interval de timp  $\Delta\alpha$ . Modelul cu elemente de gaze arse are ca trăsătură distinctivă asocierea strictă elementelor de gaze arse cu caracteristica degajării căldurii de reacție. Un element de gaze arse reprezintă suma tuturor microcantităților de gaze de flacără care se formează într-un interval de timp  $\Delta\alpha$  indiferent de distribuția lor spațială. La baza modelului cu elemente de gaze arse stă ipoteza fundamentală că masa unui element de gaze arse format în intervalul  $\Delta\alpha$  este proporțională cu masa de combustibil care a ars.

Există fără îndoială o mare apropiere între toate modelele de neomogenitate a fluidului motor și anume aceea că ecuațiile diferențiale nu comportă soluții analitice. Această împrejurare a determinat pe diverși autori să apeleze în general la metodele analizei numerice.

### Modele cu transe de gaze arse.

a) *Modelul Muzio.* Tranșele de gaze arse sunt definite de deplasarea frontului de aprindere în camera de ardere cu o viteză constantă pe intervale egale de timp. Frontul de aprindere este o suprafață cilindrică, aproximație adecvată camerelor de ardere de înălțime mică în raport cu dimensiunile proiecției orizontale.

Definindu-se poziția flăcării la finele intervalului considerat de timp cu ajutorul unei viteze alese de propagare, rezultă cu ușurință suprafața frontului de aprindere precum și masa de gaze arse a tranșei.

Starea finală a tranșei  $j$ , nou formate rezultă din ecuația care exprimă conservarea energiei în camera de ardere.

$$\sum_{i=1}^{j-1} \sum_{k=1}^L [(m_{ik} u_{ik})_{\alpha} - (m_{ik} u_{ik})_{\alpha-\Delta\alpha}] + m_{ai\alpha} (u_{ai\alpha} - u_{ai\alpha-\Delta\alpha}) + m_j (u_{j\alpha} - u_{j\alpha-\Delta\alpha}) + A p_{\alpha} dV_{\alpha} = 0 \quad (2.7)$$

$m_{ik}$  - masa substanței  $k$  din tranșa  $i$

$m_{ai\alpha}$  - masa curentă a amestecului inițial

$m_j$  - masa tranșei nou formate

$u_{ik}$  - energia internă totală masică a substanței  $k$  din tranșa  $i$

$u_{ai\alpha}$  - energia internă totală masică a amestecului inițial

$u_{j\alpha}$  - energia internă totală masică a tranșei nou formate.

Presiunea la finele intervalului  $p_{\alpha}$  fiind necunoscută, problema se rezolvă prin aproximații succesive. Valoarea aleasă pentru  $p_{\alpha}$ , cu care se determină starea termodinamică a amestecului inițial și a tuturor tranșelor, impunând condiția de gaze arse la finele intervalului se verifică, impunând condiția ca suma volumelor componentelor fluidului motor să fie egală cu volumul curent al cilindrului. Dacă condiția nu este verificată, calculul se reia cu noua valoare  $p_{\alpha}$ , care rezultă presupunând o evoluție izentropică globală corespunzătoare diferenței de volum găsite.

### a) Modelul Vasilescu și Stoica.

Flacăra este reprezentată tot ca o suprafață cilindrică care avansează în camera de ardere cu o viteză constantă, stabilită empiric și care izolează elemente de gaze arse independente la intervale egale de timp.

Calculul parametrilor de stare ai tranșelor de gaze arse și de amestec inițial se face considerând că elementele de gaze schimbă căldură cu pereții, dar sunt izolate între ele. La finele acestui calcul rezultă în general o presiune inegală între tranșele de gaze.

Pentru realizarea condiției de uniformitate a presiunii se prevede un calcul final de corecție, care revine la rezolvarea sistemului de ecuații:

$$\sum_{i=1}^j V_{gaj\alpha} + V_{ai\alpha} = V_{\alpha} \quad (2.8)$$

$$p_{\alpha} V_{gal\alpha} = G_{gal\alpha} R_{ga}^* T_{gal\alpha} \quad (2.9)$$

$$p_{\alpha} V_{gaj\alpha} = G_{gaj\alpha} R_{ga}^* T_{gaj\alpha} \quad (2.10)$$

$$p_{\alpha} V_{ai\alpha} = G_{ai\alpha} R_{ai}^* T_{ai\alpha} \quad (2.11)$$

$$U_{gaj\alpha} = U_{gaj\alpha}^a - \frac{A}{k-1} (p_{ai\alpha}^a V_{ai\alpha}^a - p_{\alpha} V_{ai\alpha}) \quad (2.12)$$

$$p_{ai\alpha}^a V_{ai\alpha}^{ak} = p_{\alpha} V_{ai\alpha}^k \quad (2.13)$$

### b) Modelul Sirignano

Modelul se bazează pe ipoteza fundamentală că viteza de propagare a flăcării este determinată de intensitatea transferului turbulent de căldură spre amestecul inițial. Procesul de încălzire declanșează reacțiile progresive ale arderii în zona de amestec inițial din imediata vecinătate a flăcării.

Coeficientul de difuzivitate turbulentă:

$$\alpha(\tau) = l_1 w_p(\tau) + l_2 w_a \exp\left[-\frac{w_a}{l_2}(\tau - \tau_{ISA})\right] \quad (2.14)$$

unde

$w_p(\tau)$  - viteza instantanee a pistonului

$w_a$  - viteza medie de curgere a amestecului inițial pe lângă supapa de admisie

$l_1, l_2$  - lungimi caracteristice

$\tau_{ISA}$  - momentul închiderii supapei de admisie

Propagarea flăcării este studiată ca un proces nestaționar unidimensional; flacăra este plană propagându-se axial, de la chiulasă spre piston.

Ecuția conservării energiei:

$$\frac{\partial i}{\partial \tau} - \frac{1}{\rho} \frac{dp}{d\tau} = \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial}{\partial x} \left( \alpha \rho C_p \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{dQ_r}{d\tau} \quad (2.15)$$

cu schimbarea 
$$\psi = \int_0^x \rho dx' \quad (2.16)$$

Cu condițiile de limită:

$$\frac{\partial T}{\partial \psi}(\tau, 0) = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial \psi}(\tau, V_a / A) = 0 \quad (2.17)$$

care exprimă ipoteza de adiabatism.

Viteza de degajare a căldurii 
$$\frac{dQ_r}{d\tau} = a_p X_{ai}^2 \exp(-E/RT) \quad (2.18)$$

Condițiile de limită sunt analoge cu cele pentru temperatură.

### c) Modelul Khan și Greeves.

Khan și Greeves au dezvoltat modelul sugerat anterior de Grigg și Syed pentru calculul câmpurilor nestaționare de temperatură și concentrație formate în jurul jetului de combustibil.

Penetrația jetului: 
$$y^2 = 1,042 \cdot 10^6 \frac{d_o p_{inj}^{0,5}}{\rho / \rho_o} \tau \quad (2.19)$$

Unghiul conului jetului (dispersia)  $\phi$

$$\operatorname{tg}^2 \theta = 1,09 \cdot 10^{-3} \rho / \rho_o \quad (2.20)$$

unde:  $d_o$  – diametrul orificiului pulverizatorului, cm;

$p_{inj}$  – presiunea de injecție, kgf/cm<sup>2</sup>;

$\rho, \rho_o$  – densitatea curentă și respectiv densitatea aerului în condițiile inițiale;

$\tau$  - timpul, s.

Cantitatea suplimentară de aer antrenat:

$$\Delta G_{aa}^a = \frac{\pi}{3} \gamma_a \text{tg}^2 \theta \left( \frac{1,042 \cdot 10^6 p_{inj}^{0,5} d_o}{\rho / \rho_o} \right)^{3/2} \cdot [(\tau + \Delta\tau)^{3/2} - \tau^{3/2}] \quad (2.21)$$

Concentrația în zona i:

$$\Phi_i = \frac{G_{cinj}}{G_{cm}} - \frac{15(G_{cinj} - G_{cm})}{G_{aa} - G_{ac}} \quad (2.22)$$

În zona mediană, în care se produce arderea, există gaze de ardere corespunzător proporției:  $\Phi_m = 15 \frac{G_{ca}}{G_{am}}$  (2.23)

Temperatura în această zonă  $T_m$  se determină în funcție de degajarea căldurii prin ardere, de transferul căldurii la pereți și de termodinamica zonelor cu gaze de ardere și cu aer.

### Modele cu elemente de gaze arse.

a) *Modelul Sviridov.* Fluidul motor este format din amestec inițial și din elemente de gaze arse, care evoluează adiabatic sau politropic în condiții de izolare reciprocă.

Masa fiecărui nou element de gaze arse este stabilită cu ajutorul caracteristicii de degajare a căldurii, deduse pe baza diagramei de variație a presiunii în cilindru. Degajarea căldurii de formare a combustibilului în fiecare element de gaz decurge izocor.

Principiul conservării energiei:

$$C_{v\xi} T_{es\xi} - C_{vc\xi} T_{esc\xi} = (C_{vz} T_{esz} - C_{vc} T_{esc}) \xi \quad (2.24)$$

Ecuția a fost rezolvată analitic, presupunându-se o variație liniară cu temperatura a căldurilor specifice, rezultând în final expresia:

$$\xi_\alpha = \frac{(\lambda_\xi - 1)(1 + b') + b'(\lambda_\xi - 1)^2}{[1 + b'(\lambda - 1)] \lambda - 1} \quad (2.25)$$

$$T_{ai\xi} = T_{esc} \lambda_\xi^{1-1/m_{ai}} \quad (2.26)$$

$$T_{\xi i} = T_{n\xi_i} \left( \frac{\lambda_\xi}{\lambda_{\xi_i}} \right)^{1-1/m_{\xi_i}} \quad (2.27)$$

Metoda de calcul dezvoltată de Sviridov se recomandă prin rezolvările analitice complete.

**b) Modelul Krieger – Borman.**

Gazele arse și amestecul inițial sunt tratate ca două sisteme termodinamice omogene, în care presiunea este cunoscută:

$$\frac{1}{p_{\alpha}} \cdot \frac{dp_{\alpha}}{d\alpha} = \frac{1}{G_{ga\alpha}} \cdot \frac{dG_{ga\alpha}}{d\alpha} + \frac{1}{R_{ga\alpha}^*} \cdot \frac{dR_{ga\alpha}^*}{d\alpha} + \frac{1}{T_{ga\alpha}} \cdot \frac{dT_{ga\alpha}}{d\alpha} - \frac{1}{V_{ga\alpha}} \cdot \frac{dV_{ga\alpha}}{d\alpha} \quad (2.28)$$

$$\frac{1}{p_{\alpha}} \cdot \frac{dp_{\alpha}}{d\alpha} = \frac{1}{G_{ai\alpha}} \cdot \frac{dG_{ai\alpha}}{d\alpha} + \frac{1}{R_{ai\alpha}^*} \cdot \frac{dR_{ai\alpha}^*}{d\alpha} + \frac{1}{T_{ai\alpha}} \cdot \frac{dT_{ai\alpha}}{d\alpha} - \frac{1}{V_{ai\alpha}} \cdot \frac{dV_{ai\alpha}}{d\alpha} \quad (2.29)$$

Principiul conservării energiei.

$$\frac{d}{d\alpha} (G_{ga\alpha} \cdot u_{ga\alpha}) = -Ap_{\alpha} \frac{dV_{ga\alpha}}{d\alpha} + \sum_{i=1}^m \frac{dQ_{w_{ga\alpha}i}}{d\alpha} + i_{ga\alpha} \cdot \frac{dG_{ga\alpha}}{d\alpha} \quad (2.30)$$

$$\frac{d}{d\alpha} (G_{ai\alpha} \cdot u_{ai\alpha}) = -Ap_{\alpha} \frac{dV_{ai\alpha}}{d\alpha} + \sum_{i=1}^m \frac{dQ_{w_{ai\alpha}i}}{d\alpha} + i_{ai\alpha} \cdot \frac{dG_{ai\alpha}}{d\alpha} \quad (2.31)$$

Sistemul se rezolvă în funcție de  $dT_{ai\alpha}/d\alpha$ , în ipoteza că  $dR_{ai\alpha}/d\alpha$  constant, apoi se calculează  $dG_{ga\alpha}/d\alpha$  și în continuare  $dV_{ga\alpha}/d\alpha$ .

Modelul se remarcă prin uniformitatea permanentă a temperaturii gazelor arse; temperatura flăcării intervine numai la declanșarea calculului și este determinată pentru momentul inițial.

**c) Modelul Eyzat și Guibet.**

Modelul tratează gazele arse ca o componentă omogenă termic.

Fluidul cuprinde trei componente:

- amestecul inițial
- gazele arse omogene
- elementul de gaze arse în curs de constituire

Temperatura flăcării

$$T'_{fl\alpha} = T_{ai\alpha-\Delta\alpha} + \frac{Q_r}{\nu C_v} \quad (2.32)$$

$$p'_{\alpha} = p_{\alpha-\Delta\alpha} \left( 1 + \frac{Q_r}{\nu C_v T_{ai\alpha-\Delta\alpha}} \right) \quad (2.33)$$

---

---

Temperatura finală a flăcării:

$$T_{fl\alpha} = T_{fl\alpha}' \left( \frac{p_{\alpha}}{p_{\alpha}'} \right)^{1-1/k} \quad (2.34)$$

Temperatura finală a gazelor arse:

$$T_{ga\alpha} = \left[ \xi_{\alpha-\Delta\alpha} T_{ga\alpha}^a + (\xi_{\alpha} - \xi_{\alpha-\Delta\alpha}) T_{fl\alpha} \right] \frac{1}{\xi_{\alpha}} \quad (2.35)$$

**d) Modelul Lavoie, Heywood și Keck**

În anul 1970, Lavoie, Heywood și Keck au propus difernețierea gazelor arse prin elemente izolate.

Pentru calculul temperaturii curente a elementelor componente ale fluidului motor, au fost considerate evoluții adiabate. Temperatura flăcării este definită de degajarea căldurii de formare într-un proces izentalpic.

**e) Modelul Shahed, Chiu și Yumlu.**

Neomogenitate termică a fluidului din cilindrul motorului cu aprindere prin comprimare a fost modelată recent de Shahed, Chiu și Yumlu prin elemente de gaze arse, izolate între ele.

Autorii presupun că arderea decurge adiabetic, în condiții stoichiometrice. Temperatura fiecărui element de gaze arse evoluează în continuare în funcție de comprimarea sau destinderea realizată prin deplasarea pistonului și de transferul de căldură la pereți. Se consideră că arderea în flacără decurge izobar – adiabetic, în proporții stoichiometrice combustibil – aer. Întrucât sunt prin ipoteză izolate, elementele își conservă compoziția inițială rezultată în flacără; modificările echilibrelor chimice sunt neglijate.

**f) Modelele B.Grunwald – N. Apostolescu**

Sunt modele cu elemente de gaze arse, masa de gaze arse se acumulează progresiv diferențiindu-se corespunzător caracteristicii arderii. Elementul nou format de gaze arse atinge temperatura flăcării rezultată prin degajarea căldurii de reacție într-un proces izobar – adiabetic.

---

---

Modele propuse se deosebesc esențialmente între ele prin gradul de diferențiere a gazelor arse pe care îl acceptă: a) gaze arse omogene termic și chimic, elementul nou format pierzându-și identitatea imediat după constituire; b) gaze arse diferențiate, elementele de gaze arse fiind izolate reciproc; c) gaze arse diferențiate, cu elemente care își modifică masa și compoziția, prin diluare treptată cu aer. Prin cele trei moduri de tratare se poate caracteriza intensitatea mișcărilor de amestecare din masa fluidului motor, particularitate distinctivă a unui motor.

### ***2.2.1.2 Modelarea caracteristicii de degajare a căldurii.***

Studiul teoretic al temperaturilor fluidului motor neomogen termic prezintă interes dat fiind posibilitățile pe care le oferă de a pune în evidență influența independentă a unor parametrii asupra nivelului și distribuțiilor de temperatură.

O astfel de cercetare se efectuează prin rezolvarea ecuației generale de bilanț energetic și poate fi dezvoltată dacă se determină pe o cale oarecare una dintre cele două necunoscute fundamentale: presiunea sau caracteristica de degajare a căldurii de reacție.

Modificarea presiunii din cilindrul motorului este rezultatul reacțiilor de oxidare a combustibilului. Cercetarea poate urma fie calea directă adică de la caracteristica de degajare a căldurii de reacție la presiune fie calea inversă prin care se definește o lege de variație a presiunii și se cere să se stabilească caracteristica de ardere care o realizează.

Prin modelarea curbei de variație a presiunii se stabilește expresia corelației directe dintre presiune, gradul de solicitare mecanică a motorului și lucrul mecanic. În acest caz se studiază un ciclu termic în ansamblu, cu condiții restrictive de viteză medie și maximă de creștere a presiunii, precum și de presiune maximă. Dacă se urmărește și determinarea unor cicluri optime, studiul pretinde – din considerente de limitare a volumului de calcul – să se modeleze arderea prin evoluții termodinamice simple, cu scopul de a cerceta un mare număr



---

---

de variante de ciclu. Pentru asemenea scopuri este rațional să se precizeze inițial o curbă de variație a presiunii.

Întrucât distribuțiile de temperatură sunt generate în procesul de ardere, este rațional să se modeleze caracteristica degajării căldurii de reacție, deoarece ea reprezintă de astă dată expresia corelației directe dintre ardere și neomogenitate termică. Cercetarea urmărește evoluția fluidului motor pas cu pas în timpul arderii și nu se interesează de comportarea fluidului motor pentru un ciclu, în ansamblu.

În literatură sunt cunoscute câteva încercări de modelare a caracteristicii de degajare a căldurii în vederea stabilirii corelației dintre ardere și indicii de perfecțiune ai ciclului.

În general aceste lucrări apelează la o schematizare formală a arderii, considerând fie o variație liniară a vitezei de degajare a căldurii și numai într-un caz extrem viteză constantă de degajare a căldurii (pentru M.A.C.), fie o dependență liniară a caracteristicii de degajare a căldurii (pentru M.A.S.).

Considerând prezența a două mecanisme distincte de ardere, unul pentru faza arderii violente iar altul pentru faza arderii moderate și analizând aceste două mecanisme distincte de ardere s-a propus [63] o schematizare a arderii cu ajutorul a două modele diferite caracteristice pentru fiecare dintre cele două faze. Astfel pentru prima fază a arderii a fost adoptată o exprimare analitică a vitezei de degajare a căldurii prin intermediul unei funcții de tip Vibe. S-a propus ca fiind rațional să se exprime și cealaltă fază a arderii printr-o caracteristică de tip Vibe. Cele două caracteristici Vibe se vor diferenția între ele prin nivelul vitezei maxime de ardere și prin duratele de ardere.

În sensul celor arătate, pentru M.A.S. se definește următoarea caracteristică de degajare a căldurii:

$$\xi_{\alpha} = 1 - \exp(-6,9 \chi^{m+1}) \quad (2.36)$$

și viteza de degajare a căldurii

$$\xi'_{\alpha} = 6,9 \frac{m+1}{\alpha_f - \alpha_d} \chi^m \exp(-6,9 \chi^{m+1}) \quad (2.37)$$

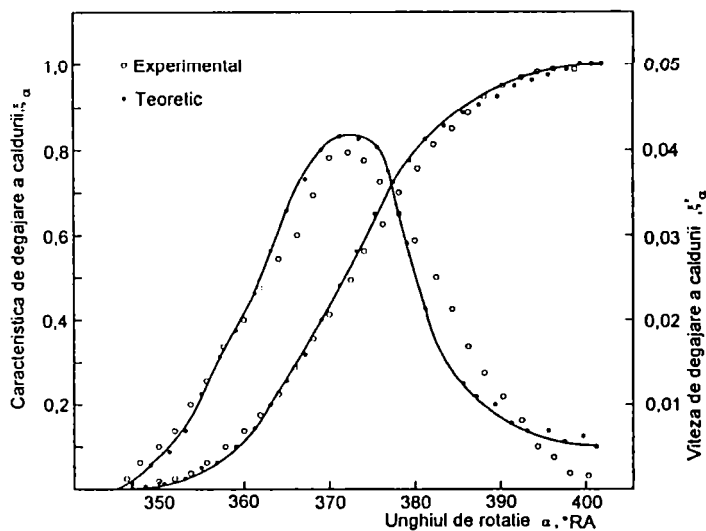
unde  $m$  = factor de formă, definește alura caracteristicii

$\alpha_d, \alpha_f$  = momentul inițial, respectiv momentul final al declanșării arderii.

Parametrul variabil este unghiul relativ

$$\chi = \frac{\alpha - \alpha_d}{\alpha_f - \alpha_d} \quad (2.38)$$

În acest fel,  $\xi_\chi$  se caracterizează numai printr-un singur parametru  $m$  din care cauză a fost denumit factor de formă.



**Fig.2.58**

= 65° RA, cu caracteristica rezultată din prelucrarea unei diagrame indicate, ridicată pe un motor monocilindru de 580 cm<sup>3</sup>, cu alezajul  $D = 98,4$  mm și cursa  $S = 76,2$  mm.

### **2.3. Probleme de studii și cercetări ale tezei de doctorat.**

În lucrarea de față cercetările în domeniul motorului cu aprindere prin scânteie alimentat cu gaze petroliere lichefiate se vor orienta spre aprofundarea problemelor asupra cărora în literatura de specialitate nu sunt suficiente referiri, cu aplicabilitate la motoarele de mic și foarte mic litraj.

Literatura referitoare la utilizarea gazului petrolier lichefiat drept combustibil pentru motoare cu ardere internă și mai ales pentru motoare cu aprindere prin scânteie de mic și foarte mic litraj existentă la ora actuală este insuficientă în ceea ce privește partea de studii și cercetări teoretice. Ea se limitează în domeniul

---

---

tehnologiei de utilizare a aparatelor reductoare – vaporizatoare, respectiv prezintă modul de utilizare a GPL ca agent motor pentru motoare cu ardere internă și în special pentru motoare cu aprindere prin scânteie.

Având în vedere acest fapt teza de doctorat se axează în special pe studii și cercetări experimentale efectuate pe un motor cu aprindere prin scânteie de foarte mic litraj. Se vor ridica diagrame pe baza cărora se vor trage concluzii asupra arderii, a fenomenelor auxiliare, a formării amestecului aer – gaz, a calității amestecului pentru diferite sarcini. De asemenea se vor face observații legate de comportarea motorului, de agentul motor utilizat, de regimul termic și de durabilitatea organelor din camera de ardere. Desfășurarea procesului de ardere se urmărește prin înregistrarea diagramelor indicate, a fenomenului de dispersie ciclică și prin studii care se efectuează asupra legii de degajare și utilizarea căldurii, a parametrilor funcționali și a fazelor arderii.

Studiile și încercările se vor efectua simultan atât în cazul funcționării motorului pe benzină cât și în cazul funcționării motorului pe GPL făcând în acest fel comparații între cele două situații.

Se vor calcula principalii parametri funcționali ai motorului, ridicându-se caracteristicile de turație și de sarcină, începând cu turația de mers în gol și mergând până la 10% peste turația nominală.

Experimentările vor cuprinde patru regimuri de sarcină  $\chi = 25,50,75,100\%$ . Pe baza rezultatelor obținute se vor putea trage concluzii.

Ridicarea caracteristicilor complexe de dozaj pentru diferite regimuri de funcționare ale motorului, va permite tragerea unor concluzii asupra economicității și durabilității motorului atât pentru alimentarea cu GPL cât și cu benzină.

De asemenea vor fi studiate probleme legate de funcționarea și comportarea motorului.

Problema poluării va fi cercetată experimental vizând cei mai importanți compuși toxici, monoxidul de carbon (CO), oxizi de azot (NO<sub>x</sub>), hidrocarburi și produși oxidanți (HC), produși de sulf, particule de plumb (Pb) precum și

---

---

funinginea evacuată din toba de eșapament a motorului. Pe baza acestor date se vor efectua comparații în ceea ce privește gradul de poluare al motorului în cele două cazuri, de funcționare pe GPL și pe benzină

#### ***2.4. Concluzii asupra stadiului actual al cercetării în domeniul proceselor de ardere a gazelor petroliere lichefiate în motoare cu aprindere prin scânteie.***

Au fost consultate lucrări de specialitate din țară și din străinătate din care rezultă următoarele concluzii:

- a) Există relativ puține lucrări destinate cercetării arderii gazelor lichefiate în motoare și în majoritatea cazurilor sunt lucrări mai vechi de dinainte de anul 1980.
- b) Pentru studiul și cercetarea teoretică a procesului de ardere se pot folosi lucrările privitoare la arderea combustibililor lichizi în M.A.S., având în vedere faptul că nu există deosebiri esențiale între arderea combustibililor lichizi și gazoși.
- c) Lucrările consultate se referă în general la dispozitivele de formare ale amestecului, fără detalii cu caracter de cercetare – proiectare, detalii care formează obiectul unor brevete.
- d) Analiza procesului de ardere se referă numai la emisiile poluante și în special la parametrii de funcționare, comparativ cu funcționarea pe benzină.
- e) Puterea motorului (dacă nu se modifică raportul de comprimare) scade la funcționarea cu gaz față de cea cu benzină (cu 12–17%). Economicitatea motorului scade. Scade și consumul de ulei din cauză că pelicula de lubrifiant nu este spălată la pornire și în anumite situații de funcționare (din timpul funcționării motorului cu benzină), deci se reduce uzura motorului la funcționare pe GPL.

---

---

### 3. METODA DE CERCETARE EXPERIMENTALĂ A PROCESULUI DE ARDERE

#### 3.1. Programul de cercetare.

Programul de cercetare a fost organizat în trei faze principale.

1. Prima fază cuprinde determinarea principalilor parametri funcționali ai motorului alimentat cu benzină și cu gaze lichefiate (GPL).
2. În a doua fază au fost efectuate cercetările experimentale asupra procesului de ardere și a emisiilor poluante pentru alimentarea cu benzină respectiv cu GPL.
3. A treia fază a fost destinată analizei rezultatelor cercetărilor realizate în primele două etape.

Programul experimental al primei faze a cuprins patru regimuri de funcționare ale motorului, la sarcini de 25%, 50%, 75% și 100%; motorul funcționând după caracteristica de turație.

Treptele de turație au fost de 500 rot/min, între turația de mers în gol și turația maximă admisibilă cu 10% mai mare decât turația nominală,  $n_N = 5250$  rot/min.

Experimentele au fost efectuate similar atât pentru funcționarea motorului pe benzină cât și pentru GPL.

În cadrul programului din faza a doua au fost selectate regimurile de putere maximă, consum specific minim și moment

---

---

maxim, pentru cele patru sarcini experimentate în prima fază, pentru care s-au înregistrat diagrame indicate p- $\alpha$ . diagrame de comprimare fără aprindere, bare de presiune maximă și de comprimare.

Pentru toate regimurile de funcționare experimentate au fost măsurate procentele de monoxid de carbon conținut în gazele de evacuare și valorile factorilor de stare și funcționali.

O atenție specială a fost acordată factorilor care influențează formarea amestecului.

În faza a treia au fost prelucrate rezultatele cercetărilor prin:

1. Trasarea caracteristicilor motorului:

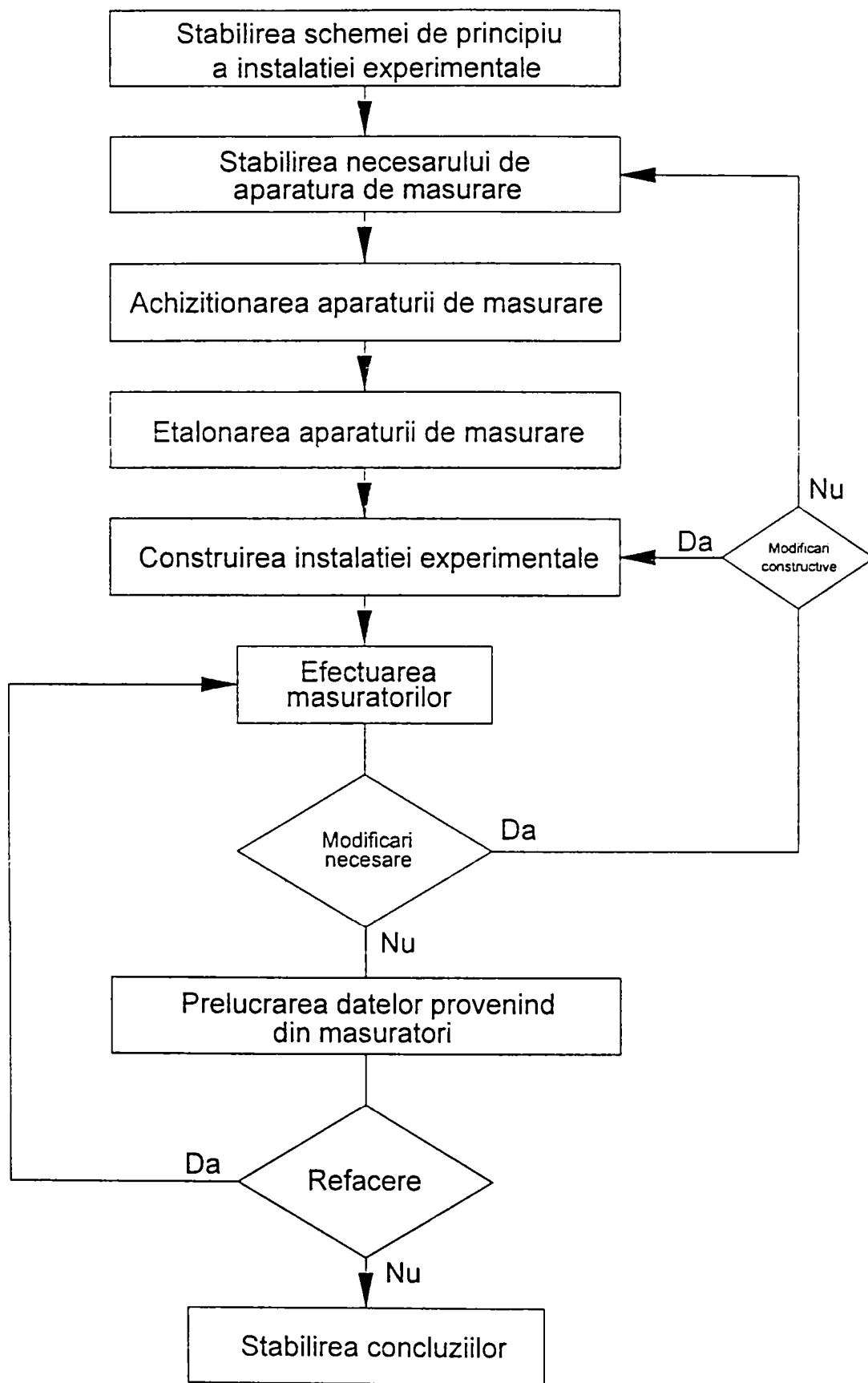
- caracteristicile de turație;
- caracteristicile de sarcină;
- caracteristicile complexe;
- caracteristicile de variație ale dozajului amestecului aer-gaz în funcție de depresiunea din amestecător.

2. Prelucrarea diagramei indicate pentru a determina:

- fazele arderii;
- viteza de variație a presiunii, maximă și medie în timpul fazei principale de ardere;
- gradul de dispersie ciclică,
- presiunea și temperatura de ardere;
- caracteristicile de degajare a căldurii;

3. Evaluarea căldurii degajate în timpul arderii (Vibe).

Etapele instrumentării instalației experimentale sunt prezentate în fig. 3.1.

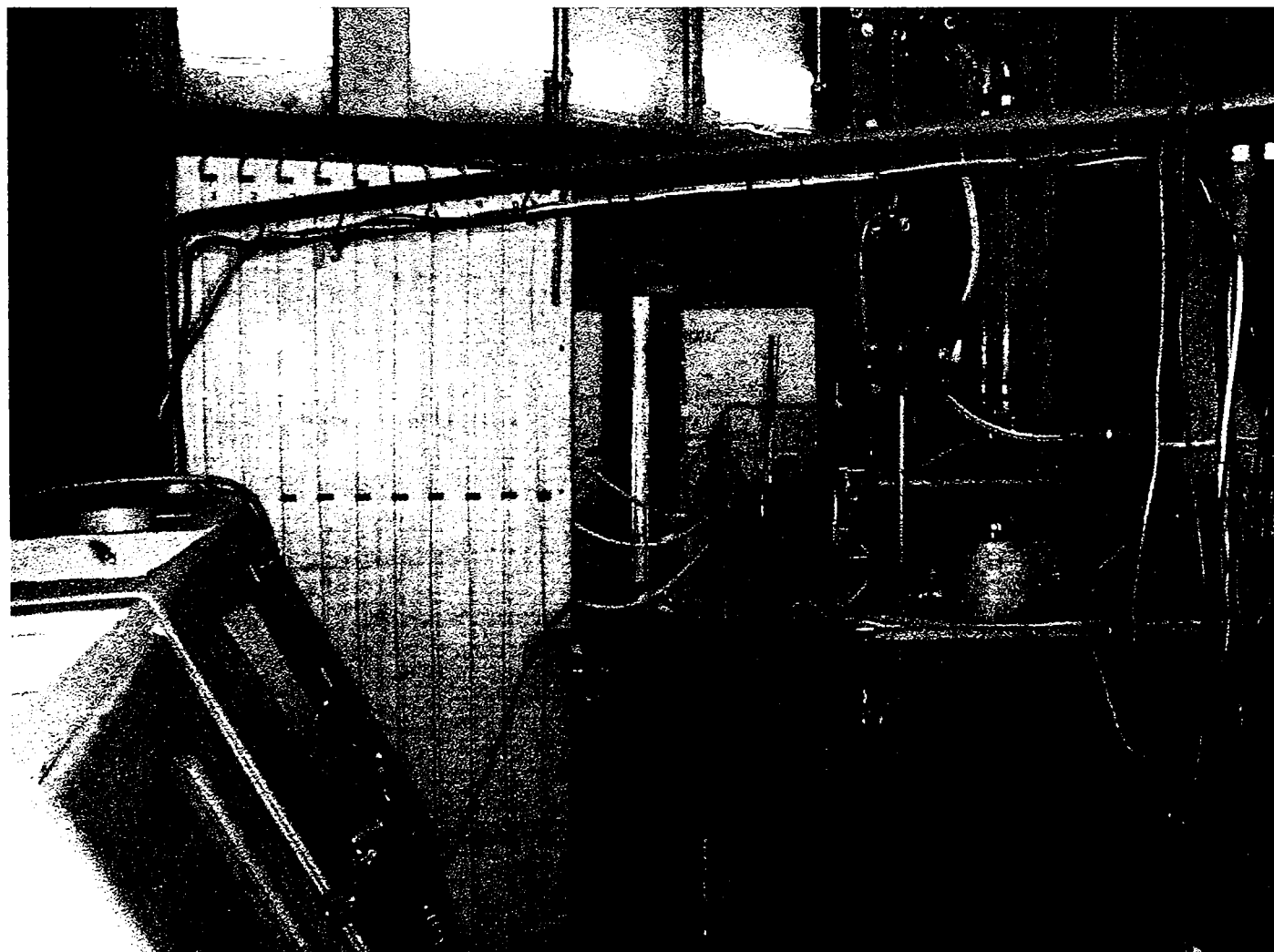


*Fig.3.1.*

---

### *3.2. Ansamblul instalației experimentale.*

Instalația experimentală de cercetare (fig. 3.2) a fost concepută și realizată pe baza programului de cercetare și în conformitate cu STAS 6635-87 – “Motoare cu ardere internă pentru autovehicule și tractoare agricole. Reguli și metode de încercare pe banc”, schema sa fiind dată în fig.3.3.



*Fig.3.2*



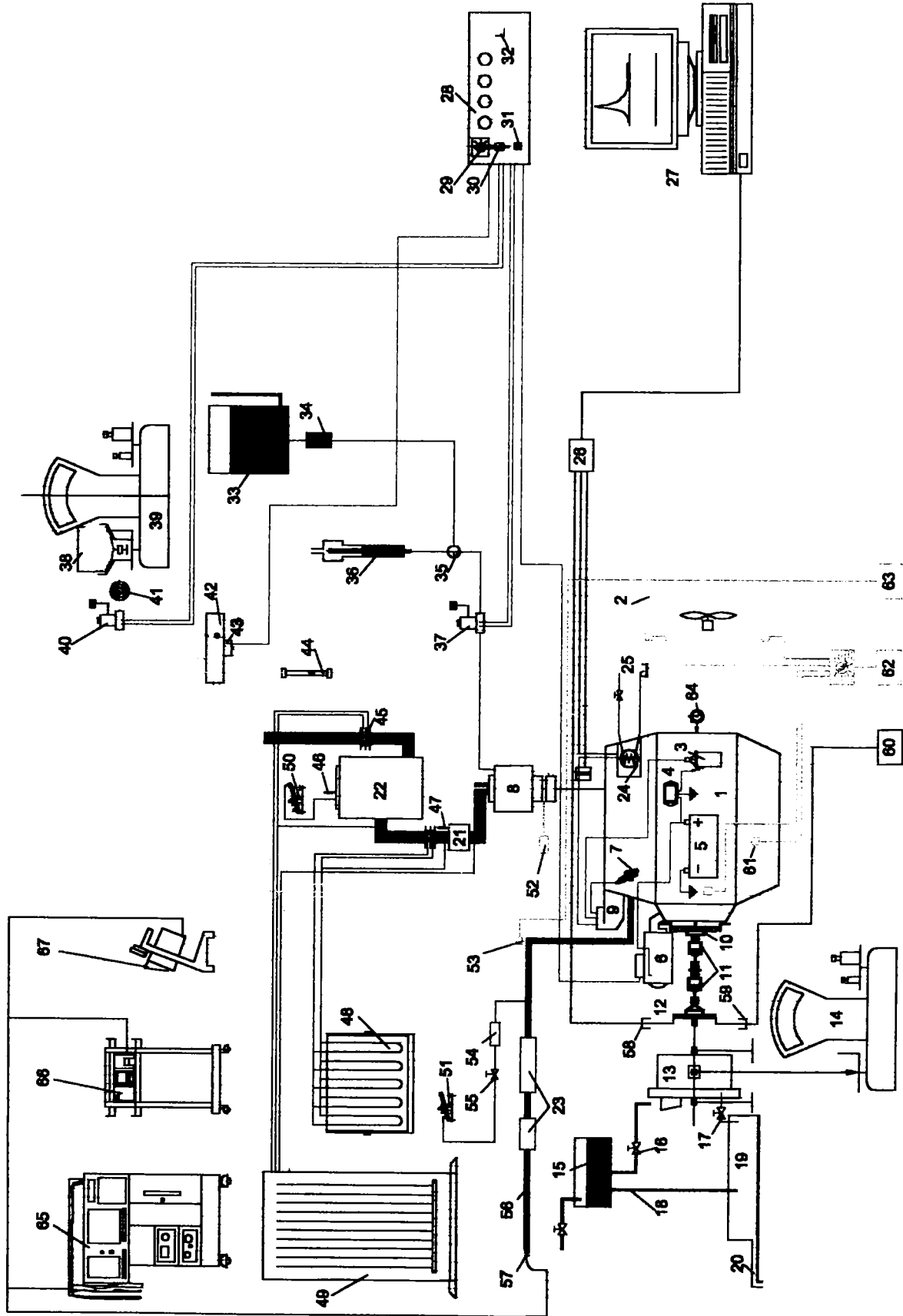


Fig.3.3

---

---

**Legendă:**

1. Motor GV 505 (răcit cu apă)
2. Radiator cu ventilator cu termocuplă
3. Bobină aprindere 93114
4. Regulator de tensiune
5. Baterie acumulatori
6. Demaror 2143
7. Bujie M14 LP 24
8. Carburator 32 IRMN
9. Ruptor – distribuitor 3279
10. Cuplaj
11. Ax cardanic dublu
12. Disc cu fante
13. Frână hidraulică
14. Balanță MB-H-06/10 cu contragreutăți pentru măsurarea forței de frânare.
15. Rezervor apă
16. Robinet cu ventil
17. Robinet cu cep pentru evacuarea apei din frână
18. Conductă preaplin
19. Vas colector
20. Conductă deversare canal
21. Filtru aer cu prize de presiune la intrare/ieșire
22. Rezervor de liniștire cu prize de presiune
23. Ansamblu detentor – amortizor de zgomot
24. Bujie cu traductor de presiune KISTLER model 6001
25. Sistem de răcire a traductorului de presiune
26. Placă achiziție date:

---

MBC Metro Byte STA-16

DAS 16

Screw Terminal Accesory Board

27. IBM PC AT cu monitor Thomson 233G
28. Tablou de comandă
29. Întrerupător pentru combustibili (O / Benzină + Gaz/ Gaz)
30. Întrerupător central
31. Buton pornire
32. Buton starter electromagnetice (pentru gaz)
33. Rezervor benzină cu vas de nivel
34. Filtru benzină
35. Robinet (3 căi) pentru alimentarea vasului gradat
36. Vas gradat pentru măsurarea consumului de benzină
37. Electrovalvă cu martor luminos pe circuitul de benzină
38. Butelie gaz JMP – PLYNOKOV 2,6 MPa min 5,1 l (sau FLT1 2,5 MPa)
39. Balanța (max 20 kg) cu contragreutăți pentru măsurarea consumului de gaz prin cântărire
40. Electrovalvă cu martor luminos pe circuitul de gaz
41. Manometru gaz 0 - 16 kgf/cm<sup>2</sup>
42. Reductor de presiune – vaporizator încălzit cu apă din sistemul de răcire al motorului
43. Bobină ștarter electromagnetice
44. Rotamtru pentru măsurarea consumului de gaz
45. Diafragmă dublă pentru măsurarea consumului de aer (2 buc)
46. Termometru pentru măsurarea temperaturii aerului în rezervorul de liniștire
47. Termometru pentru măsurarea temperaturii aerului în filtrul de aer.
48. Panou manometre diferențiale cu tuburi U

- 
- 
49. Panou manometre cu rezervor și tuburi verticale
  50. Micromanovacuumetru cu rezervor și tub înclinat
  51. Micromanovacuumetru cu rezervor și tub înclinat
  52. Termometru electronic TM 1300K pentru măsurarea temperaturii amestecului în galeria de admisie
  53. Sondă temperatură pentru gazele de evacuare
  54. Vas liniștire pentru gazele de evacuare
  55. Robinet
  56. Conductă de evacuare
  57. Sondă prelevare gaze evacuare
  58. Traductor de poziție fotoelectronic
  59. Traductor inductiv pentru măsurarea turației
  60. Frecvențmetru reciproc E 0205
  61. Termorezistența Pt 100
  62. Multimetru digital E0302 cu comutator cu 12 poziții.
  63. Termometru  $0 \div 900^{\circ}\text{C}$  pentru măsurarea temperaturii gazelor de evacuare
  64. Turometru mecanic Hasler (0 – 10 000 rot/min)
  65. Universal Motor Tester ELKON SD 300
  66. AVL 4000
  67. GLOBAL AUTOMOTIVE TEST SISTEM 1000 NGD

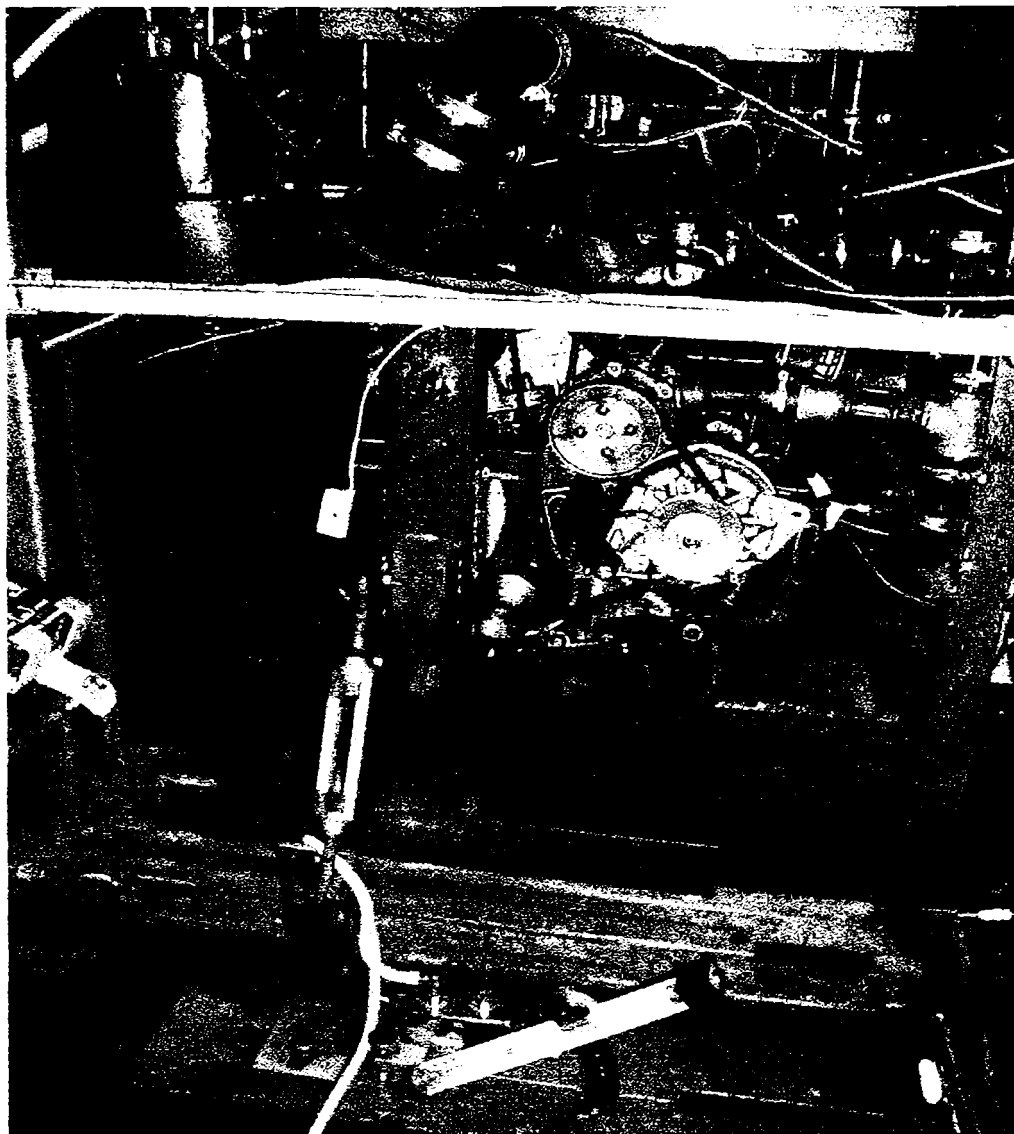
### ***3.2.1. Motor GV 505***

## **FIȘA TEHNICĂ**

**Proiectant: Institutul Național de Motoare Termice**

**Domeniu de utilizare: autoturism de foarte mic litraj**

**Descriere: motor cu aprindere cu scânteie, în 4 timpi, cu doi cilindri în linie, răcit cu lichid**



*Fig. 3.4*

*Caracteristici tehnice:*

<b>Motor</b>	- GV 505
<b>Timpi</b>	- 4
<b>Aspirație</b>	- naturală
<b>Număr, dispunere cilindri</b>	- 2L, înclinați la 15°
<b>Alezaj</b>	- 74 mm
<b>Cursă</b>	- 58 mm
<b>Cilindree</b>	- 0,499 dm <sup>3</sup>

<b>Raport de comprimare</b>	- 9:1
<b>Putere nominala</b>	- 16,5 kW/22,5 CP $\pm$ 5%
<b>Putere litrică</b>	- 33,2 kW/dm <sup>3</sup>
<b>Turația la puterea nominala</b>	- 5500 rot/min
<b>Viteza medie a pistonului</b>	- 10,63 m/s
<b>Cuplu motor maxim</b>	- 3,25 daNm
<b>Turația la cuplul maxim</b>	- 3700 rot/min $\pm$ 10%
<b>Presiunea medie efectivă</b>	- 7,21 daN/cm <sup>2</sup>
<b>Turația minimă:</b>	
<b>mers în gol</b>	- 900 $\pm$ 50 rot/min
<b>plină sarcină</b>	- 2100 rot/min
<b>Consum specific minim</b>	
<b>la sarcină totală</b>	- 313 g/kWh/230g/CPh
<b>minimorum (pol economic)</b>	- 286 g/kWh/210g/CPh $\pm$ 5%
<b>Masa motor uscat fără bobină</b>	- 65 kg $\pm$ 3%
<b>inducție și filtru aer</b>	
<b>Masa specifică motor</b>	- 3.94 kg/kW
<b>Capacitate baie ulei</b>	- 3,0 l
<b>Capacitate sistem răcire</b>	- 3,4 l
<b>Dimensiuni de gabarit</b>	
- lungime	- 450 mm
- lățime	- 590 mm
- înălțime	- 595 mm
<b>Consum specific maxim</b>	
<b>de ulei în condiții de</b>	
<b>exploatare normală pe</b>	
<b>autoturism</b>	- 1,5 g/kWh

---

---

**Caracteristici constructive:**

<b>Carter motor</b>	- din aliaj de aluminiu, din două bucăți, turnate sub presiune - reper comun cu GV 500
<b>Baie de ulei</b>	- turnată sub presiune din aliaj de aluminiu – reper comun cu GV 500
<b>Bloc cilindri</b>	- turnat din aliaj de aluminiu cu cămăși uscate din fontă
<b>Chiulasă</b>	- turnată din aliaj de aluminiu
<b>Arbore cotit</b>	- din bucăți matrițate din oțel aliat, asamblate prin fretare – reper comun cu GV 500
<b>Pistoane, bolțuri, segmenti</b>	- repere OLTCIT TA2
<b>Distribuție</b>	- ax cu came amplasat în ciuloasă antrenat cu curea dințată - faze de distribuție (cu joc de 1 mm la coada supapei): ADA            2 IIA            34 ADE            34 ITE            2
<b>Ax cu came</b>	- turnat din fontă specială, sprijinit pe două paliere
<b>Supape</b>	- repere OLTCIT TA2 - ridicare, max. admisie, evacuare    - 7,5 mm
<b>Culbutori</b>	- repere OLTCIT TA2
<b>Instalația de ungere</b>	- ungere sub presiune, tip “carter umed”, pompa cu rotori profilați – reper comun cu GV 500

---

	- lubrifiant – ulei M 15 W40 super 2R
<b>Instalația de răcire</b>	- cu pompă centrifugală
<b>Instalația de alimentare</b>	- carburator 32 IRMN – reper GV 500
	- combustibil – benzină Premium
<b>Instalația electrică</b>	- tensiunea nominală 12 V
	- demaror tip 2143 – 0,6 kW
	- ruptor – distribuitor cod 3279
	unghi Dwell $61 \pm 3\%$
	avans static $7,5^\circ$ RAC
	plaje variație avans:
	- centrifugal $30^\circ$ RAC
	- vacuumatic $27^\circ$ RAC
	- alternator cod 1102 35A/12V
	- bujii M14 LP24
<b>Galerie admisie</b>	- corp turnat din aliaj de aluminiu, canalizație din țeavă sudată
<b>Colector evacuare</b>	- construcție sudată din tablă ambutisată
<b>Sens rotație</b>	- sens ace ceasornic, privind motorul din partea volantului
<b>Suspendare</b>	- în trei puncte pe tamponane elastice; un punct de sprijin pe motor și două pe cutia de viteze

### ***3.2.2. Frâna hidraulică.***

#### ***Principiu de funcționare.***

Pe arborele legat de motor prin intermediul unui ax cardanic dublu, arbore care se rotește liber pe un sistem de rulmenți sunt amplasate două discuri rotoare

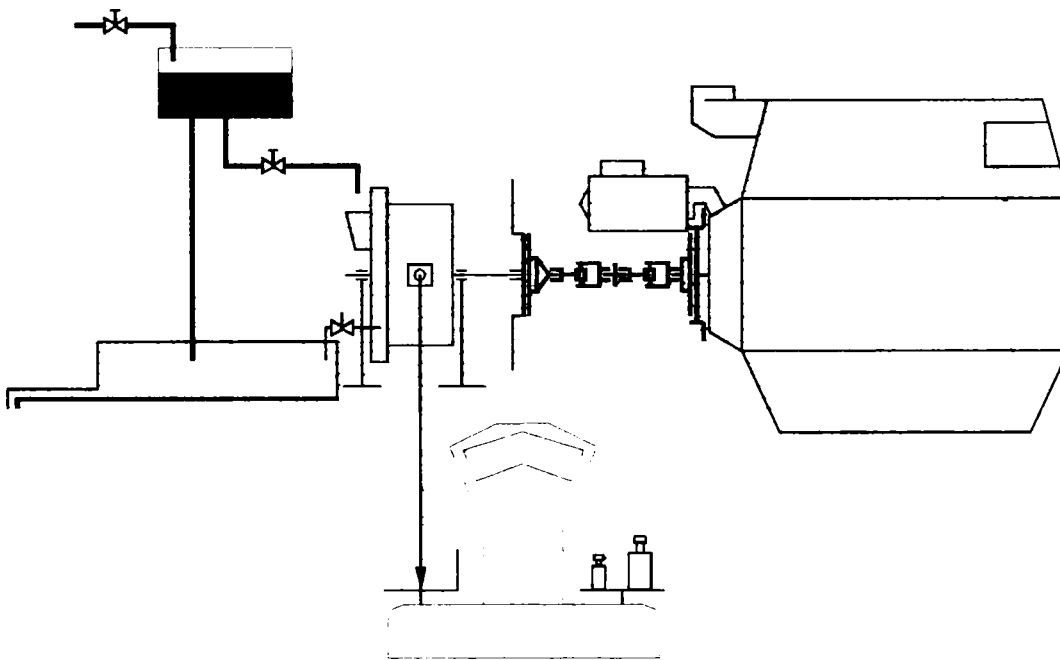


găurite iar în carcasa sprijinită pe arbore prin sistemul de rulmenți sunt fixate două discuri statoare găurite.

În timpul funcționării apa pătrunde prin partea centrală a frânei, debitul ei fiind reglat prin intermediul unui robinet.

În interiorul frânei apa este antrenată de discurile rotoare și proiectată pe periferia carcasei, formând un inel de lichid în care iau naștere mișcări turbulente. Cu cât discurile rotoare vor fi cufundate mai mult în apă, cu atât frecarea și mișcările turbulente vor fi mai intense iar frâna va absorbi o energie mai mare.

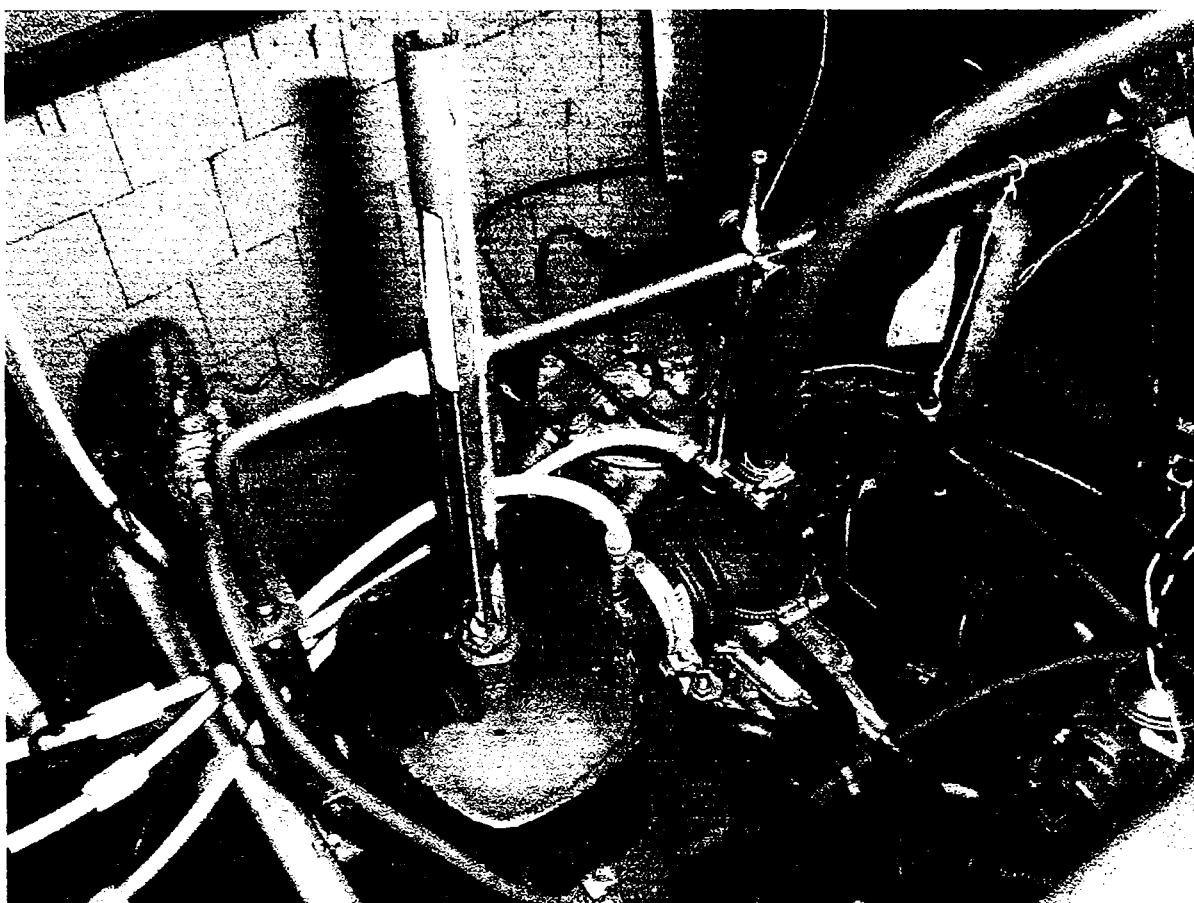
Prin antrenarea discurilor rotoare, ca urmare a frecării, carcasa tinde să fie rotită cu un moment egal cu momentul motorului încercat; pentru a împiedica această rotire pe carcasă se fixează un braț de lungime  $L$ , la capătul căruia se aplică o forță  $F$  (fig.3.5)



*Fig.3.5*

### ***3.2.3. Instalație de reducere automată a presiunii, reglării debitului de combustibil gazos lichefiat și vaporizare.***

Reductorul vaporizator ce echipează standul de încercări (fig.3.6. și fig.3.13) este asemănător cu cel descris în fig. 2.15.



*Fig. 3.6*

Acest reductor vaporizator de fabricație italiană este de tipul E – MARINI, Vicenza, D.G.M. 30817.

### **3.2.4. Aparate de măsură**

#### **3.2.4.1. AVL 4000 - DATE TEHNICE**

<b>Monitor</b>	Afisaj cu LCD (format VGA sfert) cu facilitate grafică, cu contrast și luminozitate mare, fond iluminat.
<b>Operare</b>	6 taste funcții Poate fi conectată o tastatură standard PC
<b>Imprimantă</b>	Imprimantă grafică opțională integrată (cu facilitate grafică, adecvată pentru documente) sau imprimantă externă (compatibilă Epson LX 300)
<b>Suport date (memorie</b>	Cartelă memorie (standard PCMCIA) pentru opțiuni

internă)	program, baza de date, reactualizări soft și schimb de date cu PC-urile.	
Principiu de măsurare	CO, HC, CO <sub>2</sub>	Măsurare în infraroșu
	O <sub>2</sub>	Măsurare electrochimică
	NO (opțiune)	
Temperatura de lucru	+5...+45° C	Păstrarea preciziei de măsurare
	+1...+50° C	Pregătit pentru măsurare
	+5...+35° C	Cu senzor de No integral (vârfuri de +40° C)
Temperatura de depozitare	-20...+60°C	
	-20...+50°C	Cu senzor de O <sub>2</sub> integrat
	-10...+45°C	Cu senzor de NO integrat
	0...+50°C	Cu apa în filtru și/sau pompa
Umiditatea aerului	90% max., fără condens	
Alimentare	195...253 V, 47...65Hz	
Putere absorbită	150 VA	
Dimensiuni	470 x 431 x 230 mm (lungime x lățime x înălțime)	
Masa	AVL DiSmoke 4000	11.0 kg
	AVL DiGas/DiCom 4000	17.7 kg
<b>Camera opacimetrică</b>		
Încălz. Camera opacim.	80° C	
Lungimea efectivă	0,215±0,002 m	
Temp.max.gaz.eșapament	200°C	
Dimensiuni	395 x 285 x 136 mm (W x H x D)	
Masa	3,5 kg	
Aparate măsurare 4-gaze	Interval calibrare	12 luni
	Debit nominal	360 l/h

Debit minim	180 l/h
Debit total	180...500 l/h
Debit gaz calibrare	
(la pres. de 0.4...0.6 bar)	90...180 l/h

*Tabelul 3.1*

*Parametri de măsurare*

	Gama de măsură	Rezoluție	DiGas	DiSmoke	DiCom
Opacitate	0...100%	0.1%		•	•
Absorbție (valoare-k)	0...99.99 l/m	0.01 l/m		•	•
Timp de accelerație	0...5 s	0.1 s		•	•
Turație motor	250...8000 rpm	10 rpm	•	•	•
Temperatura ulei	0...120° C	1° C	•	•	•
CO	0...10% pe vol.	0.01% pe vol.	•		•
CO2	0...20% pe vol.	0.1% pe vol.	•		•
HC	0...20000 ppm vol.	1 ppm vol.	•		•
O2	0...23% pe vol.	0.01% pe vol.	•		•
NO	0...9000 ppm vol.	1 ppm vol.	•		•
Unghi arbore cotit (PMI) cu stroboscop	-60...100° CA 0...60° CA	0.1° CA 0.1° CA	•		•
Unghi Dwell	0...100%	0.1%	•		•

Sunt respectate toate cerințele specificațiilor conform NORMEI

OIML R 99 CLASA 1.

Conformitate 89/336/EEC Directivele privind compatibilitatea electromagnetică.

În conformitate cu următoarele standarde:

- EN 50081-1 Standardul General de Emisii Poluante 1992;
- EN 50082-1 Standardul General de Imunitate 1992, 73/23/EEC;

Directivele privind Joasa Tensiune în conformitate cu următoarele standarde:

- 
- EN 61010-1 Cerințe de Siguranță privind Echip. Electrice, de Control și pentru Aplicații de Laborator, 1993/95

### 3.2.4.2. Analizator de gaze și opacimetru Diesel – Tip GATS 1000 NGD

#### *Descriere generală.*

Aparatul este utilizat pentru determinarea concentrației gazelor din amestecul de gaze de evacuare ale autovehiculelor cu motoare pe benzină sau gaz și pentru măsurarea emisiilor de fum ale motoarelor Diesel, cu aplicări în domeniul ecologiei și în activitatea de service auto.

#### *Caracteristicile principale:*

- timp de răspuns: < 10 secunde la canalul HC, CO, CO<sub>2</sub>;  
< 60 secunde la canalul O<sub>2</sub>;  
< 0.2 secunde la canalul Diesel;
- tensiunea de alimentare: 220 V AC/50 Hz;
- intervalul nominal al temperaturii de funcționare: 5 – 40° C;
- 

*Caracteristici specifice funcției de analizor de gaze de evacuare ale autovehiculelor cu motoare pe benzină sau gaz metan:*

- clasa metrologică I conform prevederilor OIML R 99 – 91;
- domeniile de măsurare:

- CO	0 – 10% vol.rezoluție 0,01% vol.	limite tolerate ale erorilor ±0,06% vol.
- CO <sub>2</sub>	0 – 20% vol.rezoluție 0.1% vol.	limite tolerate ale erorilor ±0.4% vol.
- HC	0 – 2000 ppm vol.rezoluție 1 ppm vol.	limite tolerate ale erorilor ±12 ppm vol.
	2001-9999 ppm vol.rezoluție 10 ppm vol.	
- O <sub>2</sub>	0 – 21.7% vol.	limite tolerate ale erorilor ±0.1% vol.

---

---

## *Caracteristici specifice funcției de măsurare a emisiilor de fum la motoare*

### *Diesel:*

- lungimea spotului de lumină	430 mm ± 0.5 mm
- lungimea de undă a luminii de măsurare	560 nm ± 10 nm (LED verde)
- interval de măsurare a coeficientului k	0–16.06 m-1 rezoluție 0.01 m-1
- interval de măsurare a opacității N	0 – 100% rezoluție 0.1%
- limite tolerate ale erorilor la măsurare	± 4 %

### *Funcții suplimentare:*

- indicarea turatiei motorului în domeniu	350-9990 rot/min	±10 rot/min
- indicarea temperaturii uleiului	50 – 200°C	±2°C
- indicarea avansului de aprindere	0 – 60 grad	±0.5 grad
- indicarea avansului de injecție	0 – 60 grad	±0.5 grad

### *Descrierea aparatului.*

**GATS 1000 NGD** este un aparat electronic digital, comandat de un microcomputer încorporat, ale cărui funcții de măsurare îl include în categoria aparatelor de diagnosticare auto și măsurare a emisiilor poluante a motoarelor pe benzină, pe gaz sau Diesel.

Aparatul conține 7 programe selectabile prin intermediul elementelor de comandă de pe panoul frontal; în cadrul programării, măsurarea emisiilor la autovehicule și funcțiile de măsurare a subansamblelor electrice care influențează emisia sunt comandate de microcomputer, care comandă și afișarea rezultatelor pe imprimanta încorporată.

La măsurarea emisiilor la autovehicule cu motoare pe benzină sau pe gaz, principiul care stă la baza determinării concentrației de monoxid de carbon (CO), bioxid de carbon (CO<sub>2</sub>) și hidrocarburi (HC) este acela al absorbției pe frecvențe diferite, specifice, de către aceste gaze componente ale amestecului de gaze de evacuare,

---

---

a unei raze de lumină din spectrul infraroșu care străbate camera de măsurare. Pentru măsurarea concentrației de oxigen ( $O_2$ ) **GATS 1000 NGD** este prevăzut cu un senzor electrochimic.

Principiul care stă la baza măsurării emisiei de fum la motoare Diesel, se bazează pe absorbția fluxului luminos vizibil de către gazul de emisie și detectarea acestuia cu o fotocelulă cu siliciu.

Ansamblul aparatului **GATS 1000 NGD** constă din următoarele:

- sonda de prelevare a gazelor de evacuare pentru motoare pe benzină sau pe gaz, conectată la camera de măsurare prin care este dirijată o rază de lumină infraroșie;
- sonda de temperatură pentru uleiul motorului;
- sonde prelevare pentru fummetru
  - Tip 1 – pentru țevi de eșapament  $< \phi 70$  mm
  - Tip 2 – pentru țevi de eșapament  $> \phi 70$  mm
- camera de fum termostată, care constituie camera de măsurare pentru funcția de fummetru;
- stroboscop reglabil;
- dispozitiv de afișare cu indicare individuală a următoarelor mărimi: concentrațiile de gaze HC, CO, CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>; turație, factor  $\lambda$ ; factor AFR; valori reglate la poziția avansului la aprindere și la carburator;
- sistem înregistrare cu imprimantă;
- subansablul “**GATS PEDAL SYSTEM**” pentru măsurări în regim de reproducere a accelerațiilor la care s-au efectuat măsurătorile, care constituie o pedală de accelerare automată comandată de microprocesor.

Rezultatele analizei gazelor de eșapament sunt prezentate prin intermediul dispozitivului de afișare digital, rezultate care se regăsesc în buletinul de analiză eliberat prin intermediul printerului cu care este echipat analizorul.

---

---

Aceste rezultate sunt asociate cu date referitoare la condițiile de măsurare precum și cu date de identificare a autovehiculului încercat, a operatorului și a momentului efectuării analizei (data și ora).

Factorul  $\lambda$  se calculează de către aparat cu ajutorul formulei utilizate pe plan internațional (Brettschneider), iar la calculul factorului AFR se ia ca referință raportul masic teoretic aer-combustibil (14.7 kg/kg la benzină super).

Aparatul **GATS 1000 NGD** este prevăzut cu monitorizare internă și automată a fluxului de gaze, sunt asigurate mijloace de vehiculare și de filtrare a gazelor prelevate, precum și de purjare a condensului.

Înainte de fiecare măsurare se verifică automat etanșeitatea sistemului de măsurare, în caz de neetanșeitate sau a pătrunderii de aer fals nu permite efectuarea măsurării pe funcțiile de măsurare pentru motoare pe benzină sau pe gaz. De asemenea aparatul verifică automat înainte de fiecare măsurare nivelul HC rezidual și în situația în care acesta depășește valoarea de 20 ppm vol. nu permite efectuarea măsurătorii.

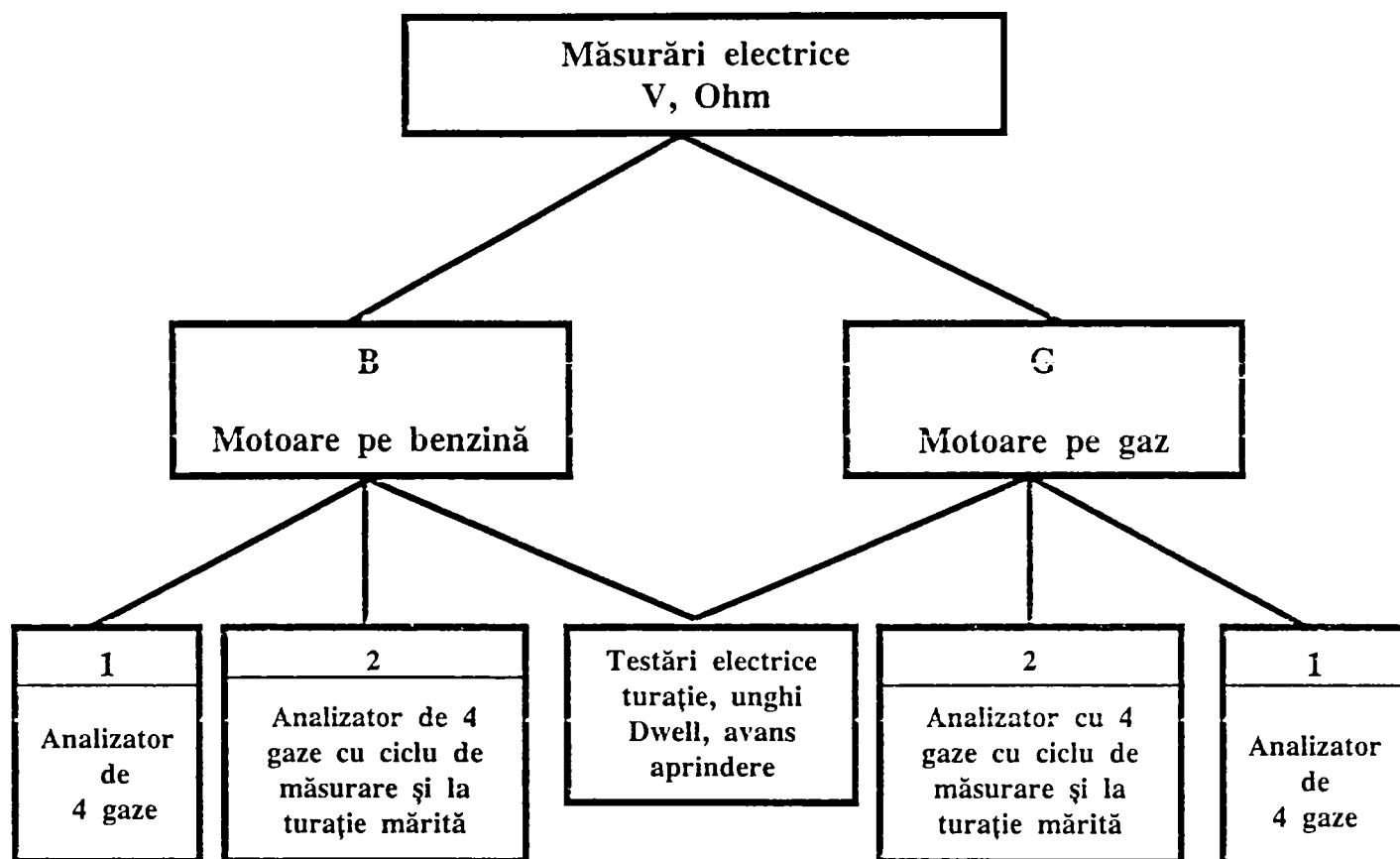
Întrucât emisiile poluante la motoare termice depind în mare măsură de temperatura motorului, înainte de începerea măsurării aparatul impune introducerea sondei de temperatură la motorul oprit. Măsurarea temperaturii se repetă până când 5 măsurări consecutive prezintă aceeași valoare a temperaturii motorului, aceasta fiind considerată cea reală și se memorează de către aparat, după care se cere scoaterea sondei din motor, pornirea motorului și se poate trece la efectuarea analizei gazelor de evacuare.

Măsurarea valorilor caracteristice ale gazelor de evacuare se efectuează cu motorul autovehiculului funcționând la relanti.



*Schema programelor de funcționare*

GATS 1000 NG



*Fig.3.7*

*3.2.4.3.a. ELKON – SD 300 – Motortester universal*

Prescriptii

Testerul ELKON – SD 300 are drept prescripție, descoperirea defecțiunilor prin examinarea aparaturii vehiculelor acolo unde funcționarea fără obiecțiuni a motorului poate fi, direct sau indirect, influențată.

Testerul ELKON – SD 300 este indicat pentru examinarea motoarelor Otto și Diesel, independent de timpii motorului (în 4 timpi sau în 2 timpi) și de numărul de cilindri în vederea determinării nu numai a defecțiunilor ei și pentru fixarea sistemelor verificate.

Măsurări pe osciloscop.

Tabelul 3.2

	Limita de măsurare	Precizie
Măsurarea turației la motoare Otto	200÷1000 1/min 600÷3000 1/min 2000÷10000 1/min	±3%
Măsurarea turației la motoare Diesel	300÷1000 1/min 600÷3000 1/min	±3%
Măsurare tensiune aprindere (primar)	0÷400 V	±5%
Măsurare tensiune aprindere (secundar)	0÷20 kV 0÷40 kV	±5%
Măsurarea avansului la aprindere	0÷60°	±1%
Măsurarea variației unghiului de avans la aprindere	-20° - 0 - +20°	±1%

Măsurări pe monitorul digital.

Tabelul 3.3

	Limite	precizie
Tensiune	-9,9 - 0 - +99,9 V	±1%
Intensitate	-99 - 0 - +600 A	±3%
Intensitatea curentului de excitație	-10 - 0 - +10 A	±3%
Putere	0 - 9990W	±5%
Rezistență	0 - 99,9 Ohm	±1%

Măsurări cu aparatul ELKON – S 305

Conținut de CO (monoxid de carbon) a gazelor  
evacuate in motoarele alimentate cu benzină

0 ÷ 8 Vol %

---

---

### Măsurări cu aparatul ELKON – S 311

Starea mecanică a cilindrilor și vacuumul regulatorului avansului la aprindere.

- Presiune 0 – 250 kPa
- Presiune și vacuum - 80 - 0 - + 80 kPa
- Pierdere de presiune - 100%

#### Datele tehnice ale aparatelor de măsură

Tensiunea de alimentare	220 V; 50 Hz
Intensitate maximă	1,6 A
Gabarit	1300 x 460 x 1500 mm

- b) ELKON S 304 – aparat digital pentru măsurarea instrumentelor/  
componentelor electrice pentru motoare

#### *Parametrii tehnici ai măsurării:*

- Măsurarea tensiunii;
- Măsurarea curentului;
- Măsurarea puterii;
- Măsurarea rezistenței
- Durata max. în ciclul de măsurare 1,5sec/max ± 20%

#### *Date tehnice*

- Tensiunea suplimentară: de la bateria vehiculului testat 12/24 V
- Consum max: < 1A
- Dimensiuni: 335 x 150 x 170 mm
- Masa aparatului: 4,2 kg
- Display 3 + 1 digital cu memorie
- Protecție la contact: clasa 0

Parametri tehnici ai măsurătorilor sunt aplicați operațiunilor desfășurate la temperatura ambiantă  $298 \pm 10$  K.

- 
- 
- |                                  |  |
|----------------------------------|--|
| - Masa:                          | cca 9 kg   |
| - Protecție:                     | clasa I  |
| - Putere:                        | 40 W   |
| - Racord de legătură pentru gaz: | - sondă de prelevare Ø5<br>- furtun de 5 m lungime |
| - Durata de încălzire:           | - 30 min   |
| - Poziție de funcționare:        | - orizontală $\pm 10^\circ$ înclinare              |

### **Principiu de funcționare.**

Absorbția specifică a radiației gazelor heteroatomice în domeniul infraroșu (IR) - (în cazul CO la lungimea de undă 4.66  $\mu\text{m}$ ).

Absorbția este puternic delimitată și ea are loc pe frecvența oscilației proprii a moleculei.

Absorbția are loc într-o cameră (cuvă prevăzută cu discuri ce permit trecerea radiației IR.

Absorbția este determinată cantitativ prin legea de absorbție Lambert – Beer.

### ***3.3. Parametrii fizici măsurați și metodele de măsurare.***

#### ***3.3.1. Ridicarea diagramei indicate.***

Diagrama indicată reprezintă variația presiunii în cilindru funcție de volumul generat prin deplasarea pistonului sau funcție de unghiul de rotație al arborelui cotit.

Ridicarea diagramei indicate constituie o metodă precisă de urmărire a proceselor care se desfășoară în timpul unui ciclu, precum și perfecțiunea acestora. Se pot determina în acest sens: parametri principali ai ciclului în punctele caracteristice ale sale; particularitățile desfășurării proceselor care alcătuiesc ciclul luate separat; utilizarea căldurii degajate

---

---

prin arderea combustibilului; viteza de creștere a presiunii în timpul arderii care caracterizează funcționarea dură a motorului; presiunea medie indicată și deci puterea indicată; pierderile mecanice: perfecțiunea funcționării organelor de distribuție, a instalației de alimentare și a instalației de aprindere, etc.

Pentru ridicarea diagramei indicate este necesară alcătuirea unui montaj conținând traductorul de presiune, baza de timp, și amplificatorul semnalelor date de traductor. Pentru un studiu complet al fenomenelor care pot influența desfășurarea ciclului motor se mai montează traductoare de presiune în colectoarele de admisie și evacuare. Probele se fac pentru diferite regimuri de funcționare ale motorului, înregistrându-se simultan toate valorile care pot da indicații asupra desfășurării ciclului motor.

Pentru aprecierea cantitativă a valorilor înregistrate este necesară etalonarea axelor de coordonate și mai ales stabilirea punctului mort interior pe diagramă. Etalonarea axei orizontale se realizează prin folosirea bazei de timp sincronizată cu semnalele date, de traductorul de poziție fotoelectronic plasat în fața discului cu crestături din 5 în 5°.

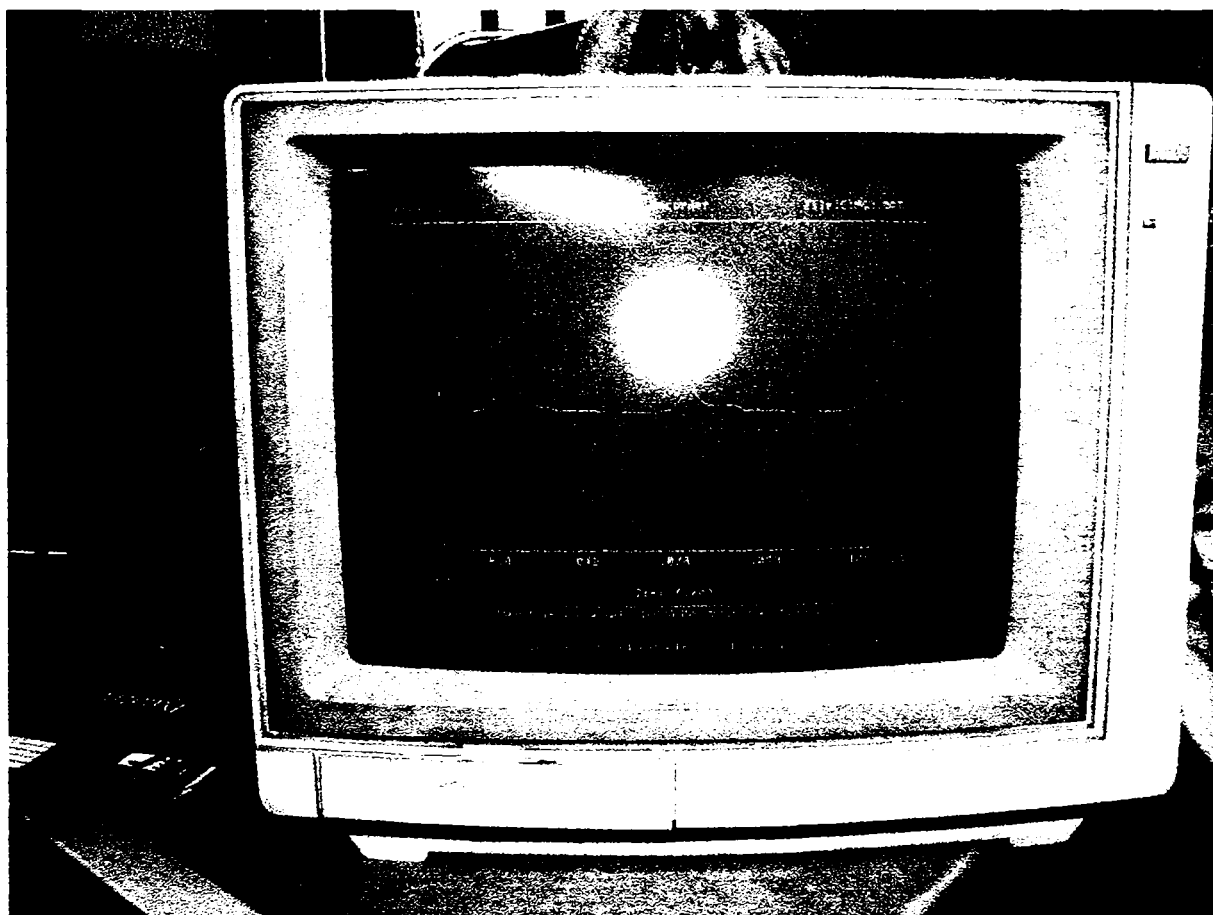
Etalonarea diagramei pe verticală se face prin metoda stroboscopică, utilizând un traductor de presiune cu membrană echilibrată, sau prin folosirea adaptoarelor care permit înregistrarea pe aceeași diagramă a presiunilor de referință a căror valoare se cunoaște.

Reprezentarea grafică a diagramei de presiune funcție de unghiul de rotație al arborelui cotit este de mare utilitate pentru studiul evoluției presiunii în cursul unei faze particulare a ciclului motor.

Diagrama indicată (fig.3.8) a fost înregistrată folosindu-se:

- o placă de achiziție date MBC Metro Byte STA – 16;
- un PC IBM AT cu monitor Thomson 233 G;

- traductor de presiune KISTLER model 6001 fixat într-o bujie tip IAE 136;
- traductor de poziție fotoelectronic;
- disc  $\phi 320$  cu fante din 5 în 5°.



*Fig. 3.8*

### **3.3.2. Măsurarea turației.**

Măsurarea turației s-a efectuat prin:

- numărarea cu ajutorul unui frecvențmetru reciproc E 0205 a impulsurilor furnizate de un traductor inductiv;
- metoda stroboscopică utilizând semnalul primit de la o bobină înfășurată pe fisa bujiei cilindrului 1;
- un tahometru mecanic manual tip Hasler/CH.

---

---

Turația medie  $\bar{n}$  s-a determinat cu ajutorul unui contor care înregistrează numărul de rotații efectuat de arborele cotit, într-un interval de timp măsurat cu un cronometru electronic POWERLIFE. Raportul celor două mărimi precizează turația  $n$  care s-a folosit în calcule.

Turația momentană  $n$  a servit drept mărime de control și s-a măsurat cu un tahometru centrifugal.

### ***3.3.3. Măsurarea momentului motor.***

Momentul motor s-a determinat cu ajutorul unei frâne hidraulice cuplate cu motorul prin intermediul unui ax cardanic dublu. Prin antrenarea rotorului, ca urmare a frecării ce ia naștere în interiorul frânei, carcasa tinde să fie rotită cu un moment rezistent egal cu momentul efectiv dezvoltat de motor. Pentru a împiedica această rotire, pe carcasa frânei s-a fixat un braț cu lungimea  $L = 0,722$  m, la capătul căruia s-a aplicat o forță  $F$ . Momentul motor rezultă din ecuația de echilibru:

$$M_e = F \cdot L \quad (3.1)$$

Forța de frânare s-a determinat cu ajutorul unei balanțe pe care se sprijinea brațul frânei.

Puterea absorbită de frână s-a calculat cu relația

$$P_e = 2M_e \pi \bar{n} \quad (3.2)$$

### ***3.3.4. Măsurarea consumului de combustibil***

a - Pentru măsurarea consumului de benzină s-a folosit metoda volumetrică cu vas etalonat, montat în paralel cu circuitul principal de alimentare.

---

Timpul în care motorul a consumat 90 ml de benzină a fost măsurat cu un cronometru electronic POWERLIFE.

b – Pentru măsurarea consumului de gaze petroliere lichefiate s-a folosit metoda gravimetrică (fig.3.9).



*Fig. 3.9*

O butelie de gaz JMP – PLYNOKOV, 2,6 MPa, min 5,1 l (sau FLT 1 2,5 MPa) a fost fixată pe un suport special atașat unei balanțe MB – H – 06/10. Timpul în care motorul a consumat 100 g GPL a fost măsurat cu un cronometru electronic POWER LIFE.



---

### 3.3.5 Măsurarea consumului de aer

Pentru măsurarea debitului de aer s-au utilizat în exclusivitate diafragme, curgerea fiind subsonică iar debitele nepulsatorii. Aceste dispozitive sunt cele mai utilizate la ora actuală, datorită prețului scăzut, siguranței în funcționare și preciziei ridicate [126].

Pe conductele de aer cu diametrul nominal  $D_n = 50$  mm s-au montat diafragme duble. Montajul s-a efectuat cu respectarea condițiilor de instalare prevăzute în STAS 7347-83. Determinarea debitelor fluidelor în sisteme de curgere sub presiune. Metoda micșorării locale a secțiunii de curgere. Măsurarea cu diafragme și ajustaje, pentru realizarea unei erori suplimentare nule în cazul lucrărilor de cercetare. Debitul masic s-a calculat cu relația generală conform STAS 7347/1-83:

$$\dot{m} = \alpha \varepsilon \frac{\pi}{4} d_i^2 \sqrt{2\rho_1 \Delta p} \quad (3.3)$$

unde:  $\alpha$  - coeficient de debit

$\varepsilon$  - coeficient de detență

$d_i$  - diametrul orificiului elementului primar în condițiile de utilizare

$\Delta p$  - presiune diferențiată

$\rho_1$  - densitatea fluidului în amonte

Pentru reducerea erorilor de măsurare, s-a avut grijă la instalarea diafragmelor să se asigure o porțiune neperturbată de conductă cu lungimea de zece diametre în amonte și cinci diametre în aval.

**3.3.6. Măsurarea ridicării supapelor.** Măsurarea ridicării supapelor s-a făcut cu ajutorul unui comparator cu ceas cu cursă de 30 mm fixat într-un dispozitiv special ce permite reglarea poziției în 2 planuri și a unui disc cu fante frezate din 5° în 5°, fixat pe axul frânei hidraulice.

Rezultatele măsurătorilor sunt prezentate în tabelele 3.4, 3.5, 3.6, 3.7, iar legile de ridicare ale supapelor, respectiv suprapunerile deschiderii supapelor sunt prezentate în figurile 3.10 și 3.11.

Tabelul 3.4

$\alpha$ °RAC	Ridicare sup.adm.cil.1 mm	Ridicare sup.evac.cil.1 mm	Ridicare sup.adm.cil.2 mm	Ridicare sup.evac.cil.2 mm
0	6,610	6,260	7,600	7,430
5	6,350	6,520	7,600	7,430
10	6,000	6,760	7,600	7,430
15	5,550	6,930	7,600	7,430
20	5,140	7,050	7,600	7,430
25	4,575	7,120	7,600	7,430
30	4,065	7,160	7,600	7,430
35	3,590	7,180	7,600	7,430
40	3,175	7,205	7,600	7,430
45	2,735	7,225	7,600	7,430
50	2,340	7,245	7,600	7,430
55	1,975	7,250	7,600	7,430
60	1,595	7,250	7,600	7,430
65	1,300	7,250	7,600	7,430
70	1,045	7,250	7,600	7,430
75	0,770	7,250	7,600	7,430
80	0,570	7,250	7,600	7,430
85	0,400	7,250	7,600	7,430
90	0,250	7,250	7,600	7,430
95	0,135	7,250	7,600	7,430
100	0,050	7,250	7,600	7,430
105	0	7,250	7,600	7,430
110	0	7,250	7,600	7,430
115	0,015	7,250	7,600	7,430
120	0,065	7,250	7,600	7,430
125	0,160	7,250	7,600	7,430
130	0,290	7,250	7,600	7,430
135	0,450	7,250	7,600	7,430
140	0,640	7,250	7,600	7,430
145	0,890	7,250	7,600	7,330
150	1,120	7,250	7,600	7,100
155	1,420	7,250	7,600	6,770
160	1,760	7,250	7,600	6,380
165	2,080	7,250	7,600	5,965
170	2,460	7,250	7,600	5,500
175	2,870	7,250	7,600	4,980
180	3,345	7,250	7,600	4,435

Tabelul 3.5

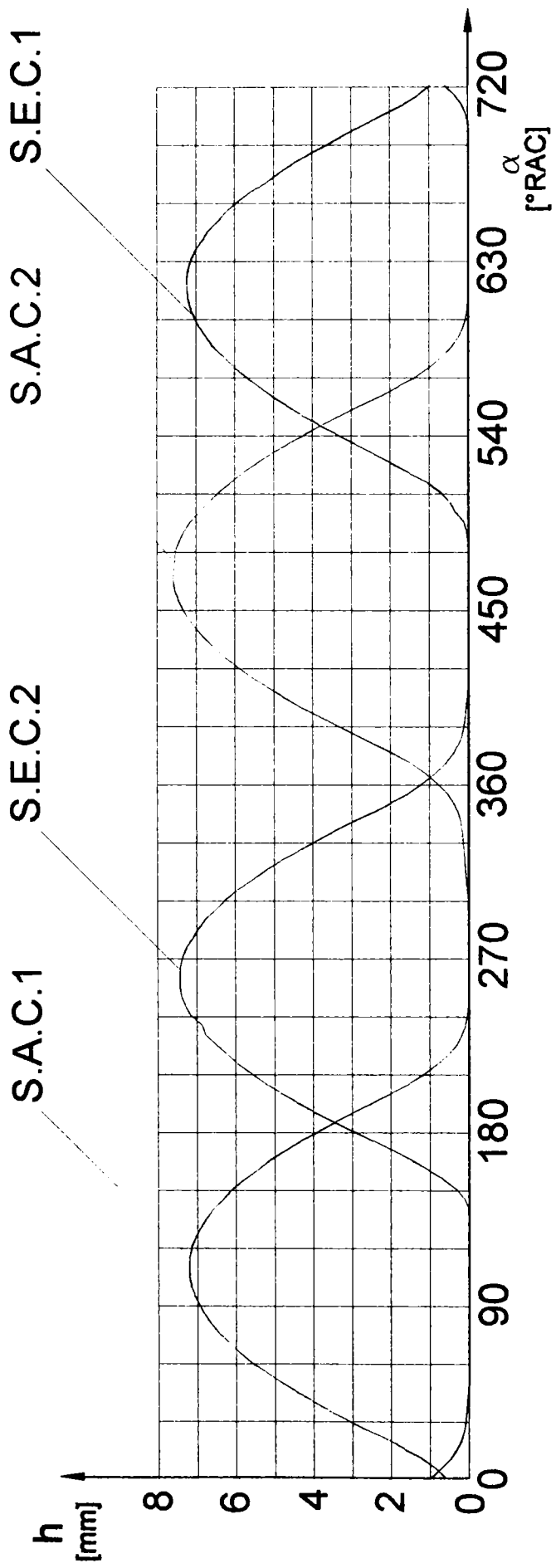
$\alpha$ °RAC	Ridicare sup.adm.cil.1 mm	Ridicare sup.evac.cil.1 mm	Ridicare sup.adm.cil.2 mm	Ridicare sup.evac.cil.2 mm
185	3,760	7,250	7,600	3,940
190	4,250	7,250	7,600	3,450
195	4,740	7,250	7,600	3,000
200	5,245	7,250	7,600	2,570
205	5,690	7,250	7,600	2,170
210	6,080	7,250	7,600	1,820
215	6,410	7,250	7,600	1,470
220	6,695	7,250	7,600	1,210
225	6,605	7,250	7,600	0,920
230	7,030	7,250	7,600	0,650
235	7,125	7,250	7,600	0,570
240	7,175	7,250	7,600	0,280
245	7,205	7,250	7,600	0,130
250	7,220	7,250	7,600	0,035
255	7,220	7,250	7,600	0
260	7,220	7,250	7,600	0
265	7,220	7,250	7,600	0,010
270	7,220	7,250	7,600	0,070
275	7,220	7,250	7,600	0,165
280	7,220	7,250	7,600	0,330
285	7,220	7,250	7,600	0,490
290	7,220	7,250	7,600	0,670
295	7,220	7,250	7,600	0,940
300	7,220	7,250	7,590	1,185
305	7,220	7,250	7,575	1,485
310	7,220	7,250	7,550	1,850
315	7,220	7,250	7,525	2,200
320	7,220	7,250	7,540	2,600
325	7,220	7,250	7,485	3,040
330	7,220	7,250	7,460	3,500
335	7,220	7,250	7,440	3,950
340	7,220	7,250	7,410	4,430
345	7,220	7,250	7,340	5,000
350	7,220	7,250	7,220	5,450
355	7,220	7,250	7,050	5,890
360	7,220	7,250	6,805	6,250

Tabelul 3.6

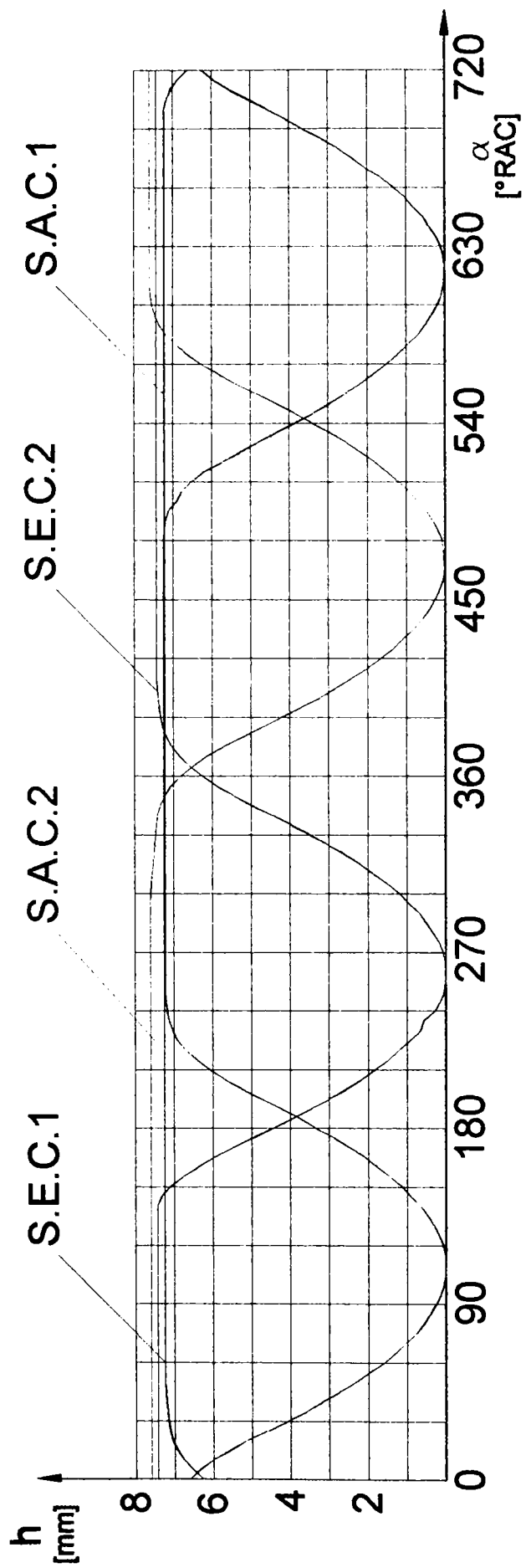
$\alpha$ °RAC	Ridicare sup.adm.cil.1 mm	Ridicare sup.evac.cil.1 mm	Ridicare sup.adm.cil.2 mm	Ridicare sup.evac.cil.2 mm
365	7,220	7,250	6,500	6,570
370	7,220	7,250	6,155	6,830
375	7,220	7,250	5,720	7,030
380	7,220	7,250	5,220	7,180
385	7,220	7,250	4,700	7,270
390	7,220	7,250	4,210	7,320
395	7,220	7,250	3,720	7,360
400	7,220	7,250	3,220	7,380
405	7,220	7,250	2,810	7,410
410	7,220	7,250	2,400	7,425
415	7,220	7,250	2,010	7,430
420	7,220	7,250	1,670	7,430
425	7,220	7,250	1,340	7,430
430	7,220	7,250	1,080	7,430
435	7,220	7,250	0,810	7,430
440	7,220	7,250	0,590	7,430
445	7,220	7,250	0,400	7,430
450	7,220	7,250	0,255	7,430
455	7,220	7,250	0,140	7,430
460	7,220	7,250	0,050	7,430
465	7,220	7,250	0,010	7,430
470	0	7,250	0	7,430
475	0	7,250	0,010	7,430
480	0,085	7,240	0,070	7,430
485	7,220	7,225	0,170	7,430
490	7,220	7,195	0,300	7,430
495	7,220	7,125	0,470	7,430
500	7,220	6,900	0,700	7,430
505	7,220	6,770	0,920	7,430
510	7,220	6,530	1,190	7,430
515	7,220	6,200	1,490	7,430
520	7,220	5,730	1,800	7,430
525	7,220	5,275	2,160	7,430
530	7,220	4,820	2,540	7,430
535	7,220	4,340	2,960	7,430
540	7,220	3,850	3,420	7,430

Tabelul 3.7

$\alpha$ °RAC	Ridicare sup.adm.cil.1 mm	Ridicare sup.evac.cil.1 mm	Ridicare sup.adm.cil.2 mm	Ridicare sup.evac.cil.2 mm
545	7,220	3,390	3,860	7,430
550	7,220	2,960	4,350	7,430
555	7,220	2,560	4,850	7,430
560	7,220	2,180	5,400	7,430
565	7,220	1,840	5,830	7,430
570	7,220	1,500	6,280	7,430
575	7,220	1,205	6,640	7,430
580	7,220	0,950	6,920	7,430
585	7,220	0,690	7,170	7,430
590	7,220	0,505	7,350	7,430
595	7,220	0,340	7,460	7,430
600	7,220	0,190	7,540	7,430
605	7,220	0,090	7,580	7,430
610	7,220	0,030	7,600	7,430
615	7,220	0,010	7,600	7,430
620	7,220	0	7,600	7,430
625	7,220	0,030	7,600	7,430
630	7,220	0,110	7,600	7,430
635	7,220	0,220	7,600	7,430
640	7,220	0,400	7,600	7,430
645	7,220	0,560	7,600	7,430
650	7,220	0,810	7,600	7,430
655	7,220	1,020	7,600	7,430
660	7,220	1,310	7,600	7,430
665	7,220	1,640	7,600	7,430
670	7,220	2,050	7,600	7,430
675	7,220	2,390	7,600	7,430
680	7,220	2,760	7,600	7,430
685	7,220	3,190	7,600	7,430
690	7,220	3,680	7,600	7,430
695	7,220	4,110	7,600	7,430
700	7,220	4,590	7,600	7,430
705	7,150	5,070	7,600	7,430
710	7,050	5,560	7,600	7,430
715	6,870	5,950	7,600	7,430
720	6,610	6,260	7,600	7,430



**Fig.3.10**



**Fig. 3.11**

### 3.3.7. Măsurarea presiunilor.

Din punctul de vedere al măsurării, presiunile se pot clasifica astfel:

- presiuni statice;
- presiuni lent variabile;
- presiuni tranzitorii;
- presiuni cu variație periodică rapidă.

#### 3.3.7.1. Măsurarea presiunilor statice

Se consideră că presiuni statice, la încercarea motoarelor, următoarele:

- presiunea atmosferică;
- căderea de presiune din instalațiile pentru măsurarea debitului de aer;
- căderea de presiune a aerului și lichidului de răcire la trecerea prin schimbătoarele de căldură;
- presiunea uleiului din canalizarea de ungere;
- căderea de presiune prin răcitoarele și filtrele de ulei, ș.a.

Valoarea absolută a presiunii atmosferice a fost determinată cu ajutorul unui barometru cu mercur (barometru cu rezervor) Schroodt – Kiefer cu o precizie de  $\pm 0,1$  mm Hg. Valoarea citită pentru presiunea atmosferică a fost corectată în funcție de variațiile de temperatură. Barometrul fiind etalonat la temperatura de  $0^{\circ}\text{C}$ , între înălțimea redusă a coloanei acestuia  $p_{b0}$  și înălțimea  $p_b$  citită la temperatura  $t^{\circ}\text{C}$  există relația.

$$p_{b0} = p_b (1 - \gamma_a t) \quad (3.5)$$

unde  $\gamma_a$  este coeficientul de dilatare aparentă, dependentă de materialul scării.

Pentru măsurarea căderilor de presiune din instalația pentru măsurarea debitului de aer s-au utilizat:

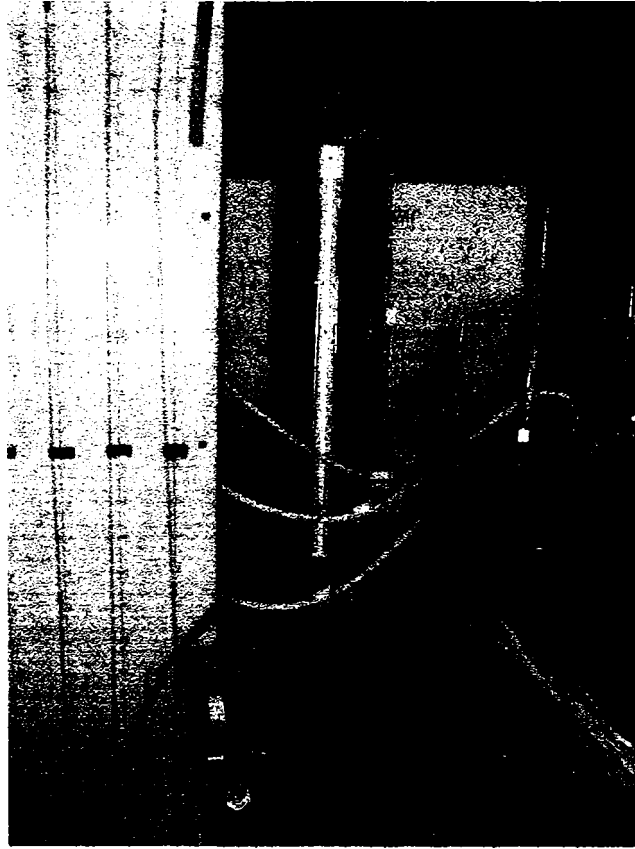
- aparate cu tub U cu apă;
- aparate cu rezervor și tub vertical cu apă;
- aparate cu rezervor și tub înclinat cu alcool.

Pentru măsurarea depresiunii din galeria de admisie s-a utilizat un aparat cu tub U cu mercur fig.3.12.

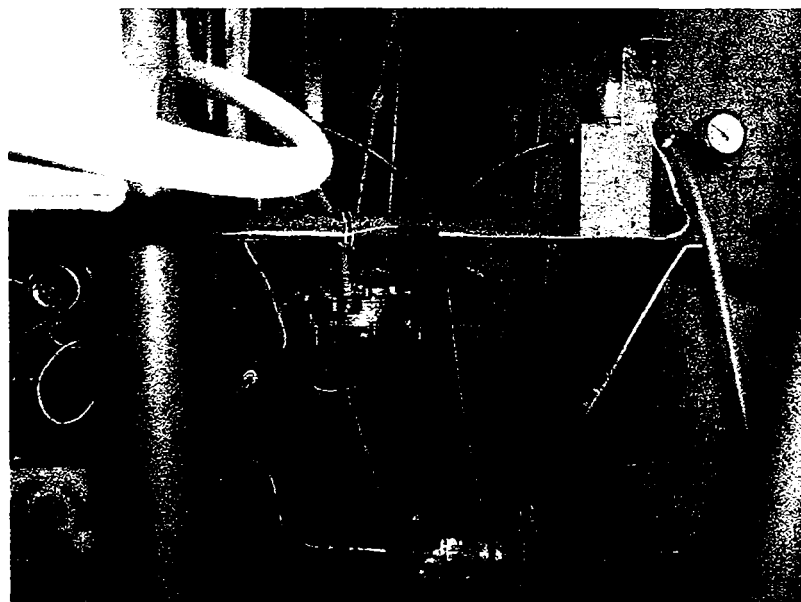


---

La plasarea prizei de presiune pe conductele de aer s-a avut în vedere evitarea influenței presiunii dinamice. Astfel, orificiul prizei de presiune a fost practicat în pereții de-a lungul cărora aerul curge nederanjat, avându-se grijă ca la locul găurii canalului să nu rămână bavuri. La măsurarea presiunii gazelor de evacuare, pentru anihilarea pulsațiilor existente, a fost intercalat între priza de presiune și aparatul de măsură, un vas de liniștire fig. 3.13.



*Fig.3.12*



*Fig.3.13*

### 3.3.7.2. Măsurarea presiunilor tranzitorii și cu variație periodică rapidă.

Presiunile din această categorie se întâlnesc printre altele și în procesul arderii amestecului carburant în cilindrii motorului.

Informativ, ordinul de măsurare al acestor variații se arată în tab.3.8.

Tabelul 3.8

#### Ordinul de mărime al variației unor presiuni și valorile maxime ale acestora.

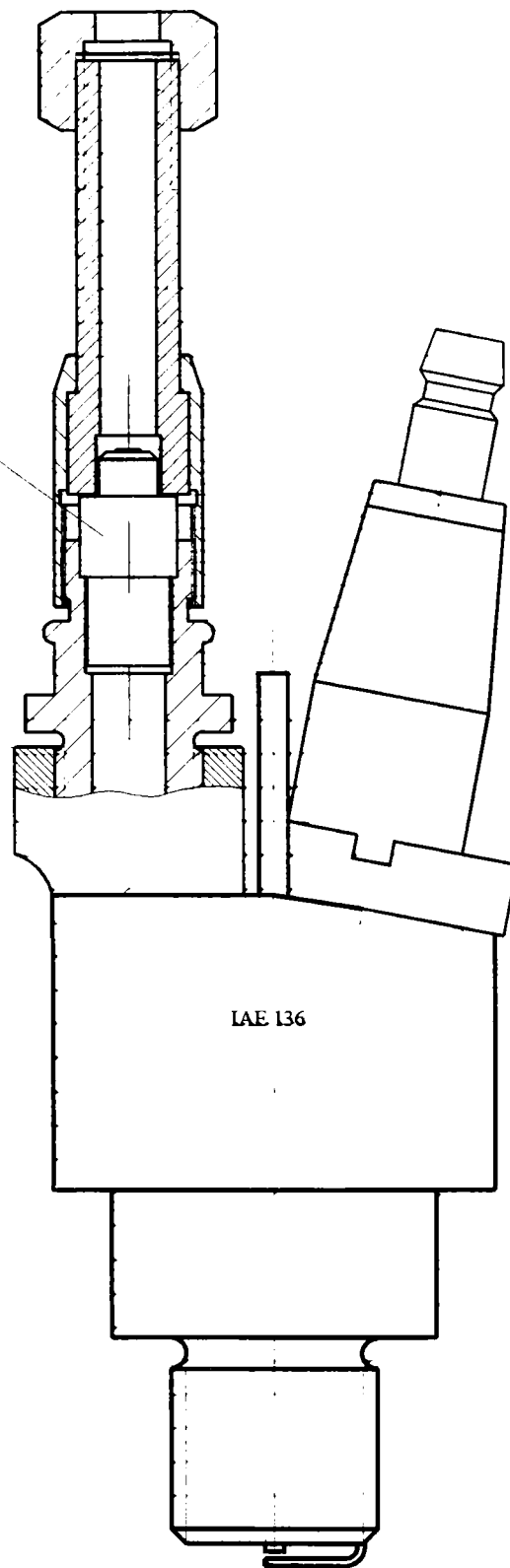
Mărimea	Valoarea
- Gradientul creșterii de presiune $\frac{\Delta p}{\Delta t}$ la m.a.s.	15.000 – 20.000 bar/s
- Presiunea maximă de ardere la m.a.s.	50 bar
- Presiunea în canalizația de admisie și evacuare	- 0,5 ... + 0,5 bar

Pentru efectuarea măsurărilor sunt necesare mijloace lipsite de inerție cu posibilitate de adaptare imediată la variațiile, uneori extrem de rapide, ale parametrului de măsurat. Aparatura de măsurare este constituită dintr-un lanț de circuite electronice, mărimea de înregistrat putând fi un curent sau o tensiune proporțională cu parametrul de măsurat, adică cu presiunea. Circuitul, în principiu, se compune din trei părți:

- un detector (traductorul), care are rolul de a transforma mărimea mecanică într-o mărime electrică proporțională. În cazul de față a fost utilizat un traductor KISTLER (fig.3.13.a) cu:
  - gama de măsurare 0 ... 250 bar
  - sensibilitate -15,8 pC/bar
  - liniaritate  $\leq \pm 0,4\%$  FSO
  - temperatură - 200 ... 350°C
- un element înregistrator, care are rolul de a materializa variația mărimilor electrice obținute (un curent sau o tensiune);

---

Traductor KISTLER  
model 6001

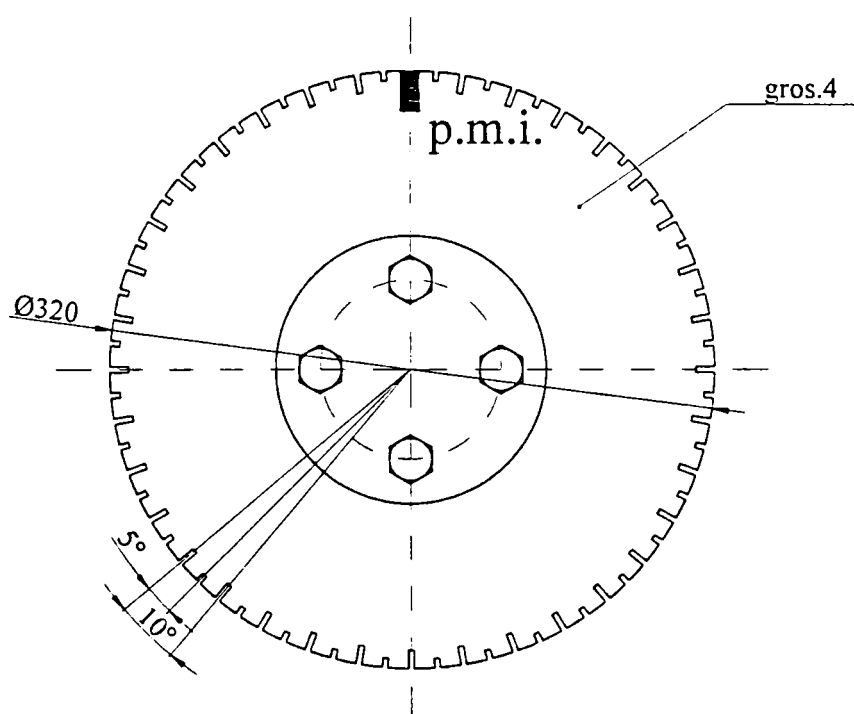


*Fig. 3.13.a*

- un element transmițător format, în principiu, din circuite, amplificatoare, adaptoare de impedanță, generatoare de impulsuri, ș.a. În cazul de față funcțiile acestor elemente au fost asigurate de o placă de achiziție date MBC Metro Byte STA-16 cuplată la un PC IBM AT cu monitor Thomson 233 G

**Baza de timp.** La măsurarea presiunilor variabile este necesar să se înregistreze și o mărime proporțională cu timpul, care se înscrie pe axa orizontală a diagramei. Această mărime este de obicei, unghiul de rotație, respectiv turația arborelui cotit, mărime denumită bază de timp.

În cazul de față, pentru stabilirea bazei de timp pe arborele motorului (frânei) s-a fixat un disc metalic fig.3.14 de 4 mm grosime, disc care are executate pe periferie, creștături (fante) la unghiuri egale. În dreptul acestor fante deoparte a discului s-a montat o sursă de iluminare (bec de 2,7 V cu lupă, alimentat de la sursa de tensiune reglabilă) iar de cealaltă parte un montaj cu celulă fotoelectrică legat la placa de achiziție de date.



**Fig.3.14**

### 3.3.8. Măsurarea temperaturii

Pentru măsurarea temperaturii s-au folosit, după caz, termometre cu mercur în capilar de sticlă, termocupluri PT 100 sau termometre TM 1300 K cu termocuple K.

- Termometrele au fost de tip tehnic cu imersie 7 cm cu diviziuni de 1°C și de tip laborator cu imersie totală cu diviziuni de 1°C.

Termometrele cu imersie totală fiind utilizate în condiții de imersie parțială, s-a aplicat corecția de coloană emergentă [ 163 ].

$$t = t_a + \frac{n(t_a - t_f)}{6100} \quad (3.6)$$

t – temperatura corectată

t<sub>a</sub> – temperatura citită

t<sub>f</sub> – temperatura coloanei de mercur

n – partea de scară care iese afară

Temperatura coloanei de mercur t<sub>f</sub> se citește prin intermediul unui termometru auxiliar, al cărui rezervor se plasează la jumătatea înălțimii coloanei de mercur care iese din mediul de măsurat. Pentru mărirea preciziei de citire s-a utilizat o lupă cu mărirea de 2,5.

- Măsurarea temperaturii apei la intrarea și ieșirea din motor, lângă pompa de apă, respectiv în blocul motorului și la ieșirea din frâna hidraulică, și temperatura uleiului în baia de ulei a motorului s-a făcut cu ajutorul termocuplurilor. Acestea prezintă avantajul unui cost scăzut, timp redus de răspuns la dimensiuni mici și rezistența la șocuri mecanice. Termocuplurile au fost de tip PT 100 legate la un multimetru prin intermediul unui comutator rotativ cu 12 contacte. Rezistența contactelor a fost mai mică de 0,01 Ω.

- Măsurarea temperaturii amestecului în galeria de admisie s-a făcut cu termometrul electronic TM 1300K și termocuple K fixate împreună cu priza de presiune într-un distanțier între carburator și galeria de admisie.

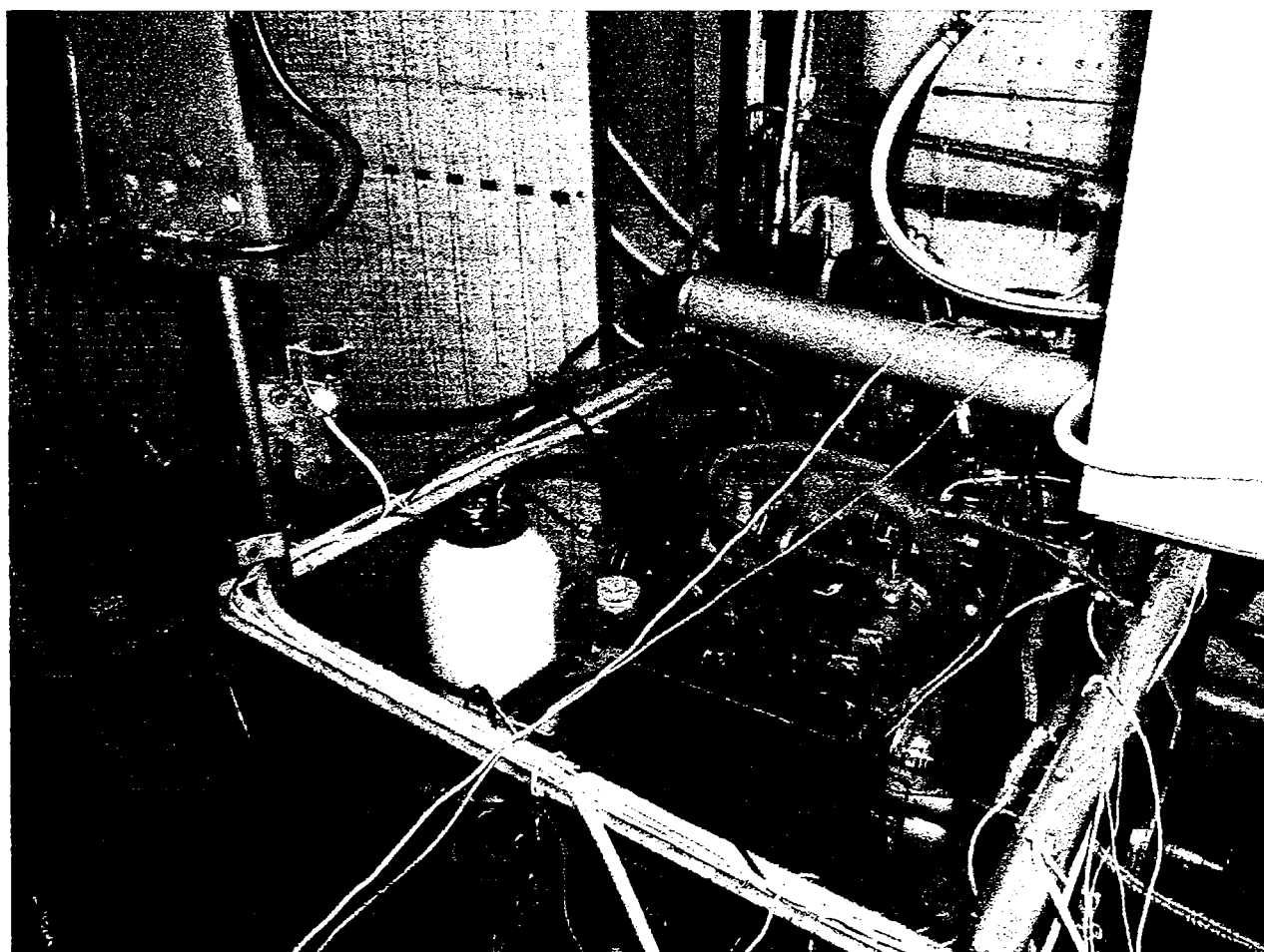
---

### 3.3.9. Analiza gazelor evacuate.

Pentru analiza gazelor evacuate a fost utilizat un aparat electronic digital GLOBAL AUTOMOTIVE TEST SISTEM 1000 NGD (fig.3.15) ce permite indicarea datelor individuale a următoarelor mărimi:

- concentrațiile de gaze HC, CO, CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>;
- turație;
- factor  $\lambda$  (calitatea arderii);
- factor AFR (raportul masic aer/combustibil).

și afișarea rezultatelor pe imprimanta încorporată.



*Fig.3.15*

Principiul care stă la baza determinării concentrației de monoxid de carbon (CO), bioxid de carbon (CO<sub>2</sub>) și hidrocarburi (HC) este acela al absorbției pe frecvențe diferite, specifice, de către aceste gaze componente ale amestecului de gaze de evacuare, a unei raze de lumină din spectrul infraroșu care străbate

---

---

camera de măsurare. Pentru măsurarea concentrației de oxigen (O<sub>2</sub>) aparatul este prevăzut cu un senzor electrochimic.

### 3.3.10. Măsurarea avansului la producerea scânteii electrice.

Pentru măsurarea avansului la presiunea scânteii electrice a fost utilizat un aparat Universal Motor Tester ELKON SD 300 pe al cărui monitor pot fi vizualizate:

- producerea scânteii electrice (funcționarea sau nefuncționarea bujiilor)
- avansul la presiunea scânteii electrice
- turația.

### 3.3.11. Măsurarea umidității relative.

Pentru măsurarea umidității relative a aerului s-a utilizat un psihrometru cu aspirație Assmann. Acest aparat permite efectuarea de măsurători de umiditate cu o precizie de  $\pm 1\%$  chiar în condiții de serviciu grele. Valoarea umidității relative s-a determinat folosind indicațiile celor două termometre (umed și uscat), cu ajutorul formulei lui Sprung, aplicabilă la temperaturi de peste 0°C:

$$p_v = p_s - A(t_a - t_v) \frac{P_b}{760} \quad (3.7)$$

unde:

$p_v$  – presiunea parțială a vaporilor de apă [Torr]

$p_s$  – presiunea de saturație a vaporilor la temperatura  $t_v$  [Torr]

$t_a$  – temperatura indicată de termometrul uscat [°C]

$t_v$  – temperatura indicată de termometrul umed [°C]

A – coeficientul psihrometric având practic valoarea 0,5 pentru viteze ale aerului de peste 2 m/s

În SI relația (3.7) are forma:

$$p_v = p_s - 66,66(t_a - t_v) \frac{P_b}{101325} \quad (3.8)$$

Umiditatea relativă se determină apoi cu relația

$$\varphi = \frac{P_v}{P_s} \quad (3.9)$$

### 3.4. Etalonarea aparaturii utilizate și precizia parametrilor mășurați.

#### 3.4.1. Etalonarea aparaturii utilizate.

Pentru reducerea erorilor de măsurare aparatura utilizată a fost mai întâi etalonată, în măsura în care această operație a fost posibilă.

##### 3.4.1.1 Termometre.

Termometrele cu mercur în capilar de sticlă au fost verificate mai întâi vizual, observându-se dacă au coloana neîntreruptă. Acolo unde a fost cazul s-a aplicat corectura de coloană emergentă.

##### 3.4.1.2. Termocuple.

Termocuplurile au fost etalonate prin metoda comparării figurile 3.17÷3.22. Pentru aceasta s-a utilizat un aparat ultratermostat cu apă. În lichidul din ultratermostat, aflat în mișcare s-au introdus joncțiunile de măsurare  $M_1, M_2, \dots, M_n$  ale termocuplurilor alături de rezervorul unui termometru etalon,  $t$ , având gradații de  $0,1^\circ\text{C}$ . Joncțiunea de referință a fost menținută la temperatura  $t_0 = 0^\circ\text{C}$ . Schema circuitelor este prezentată în fig.3.16.

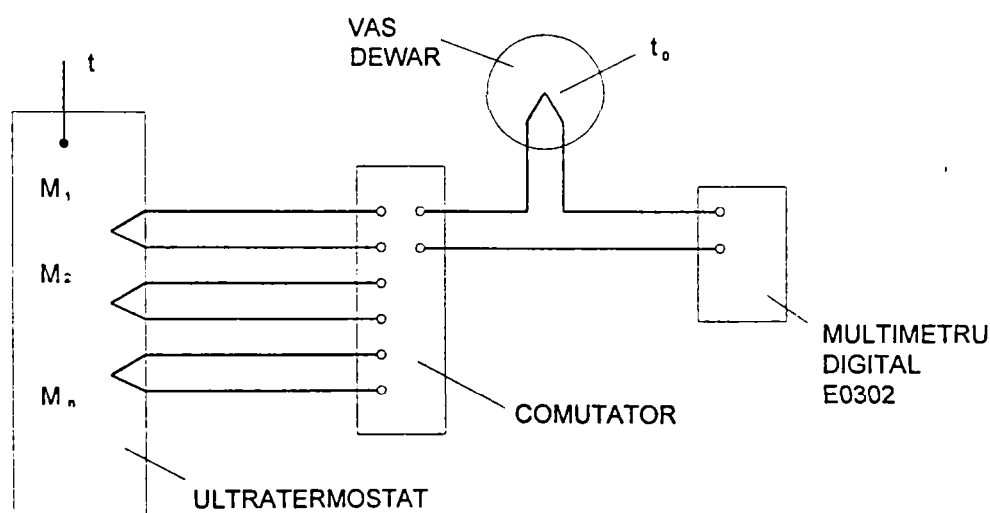
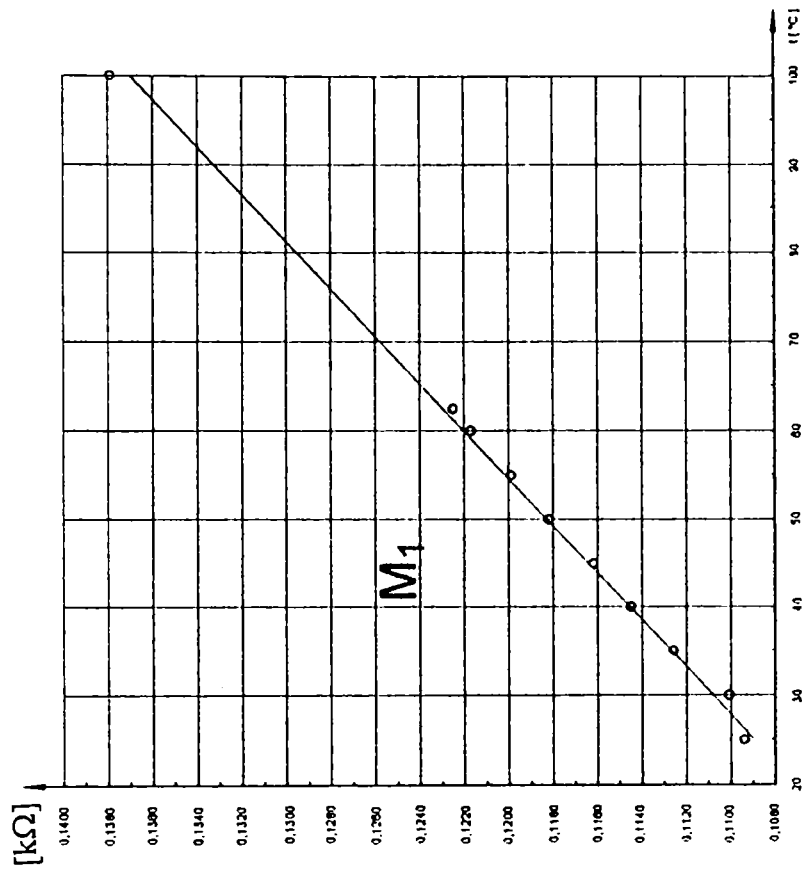
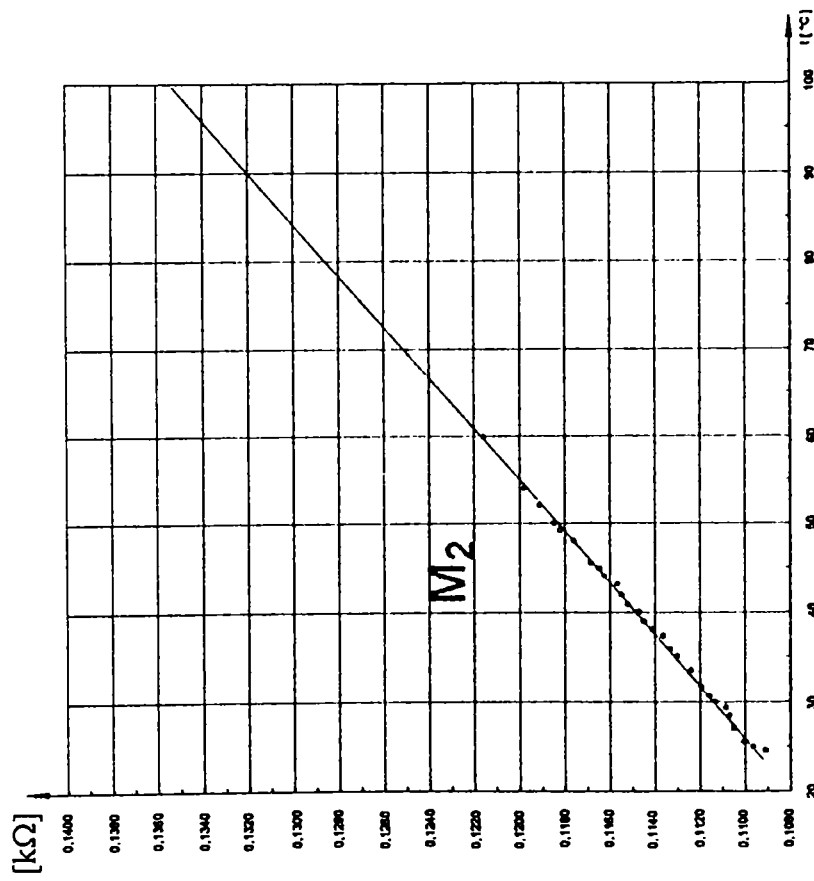


Fig.3.16

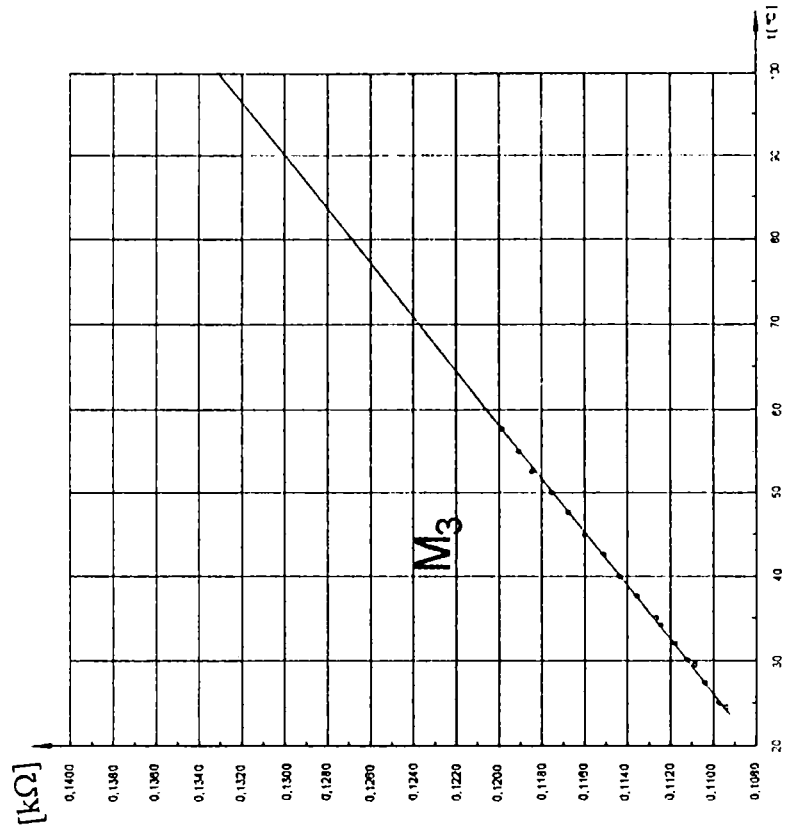




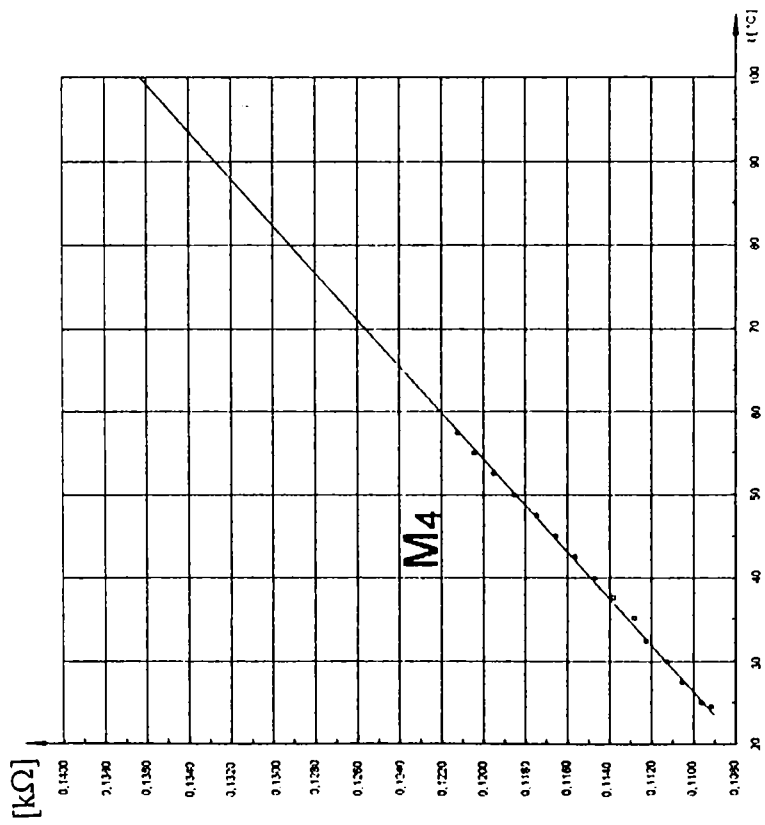
*Fig. 3.17*



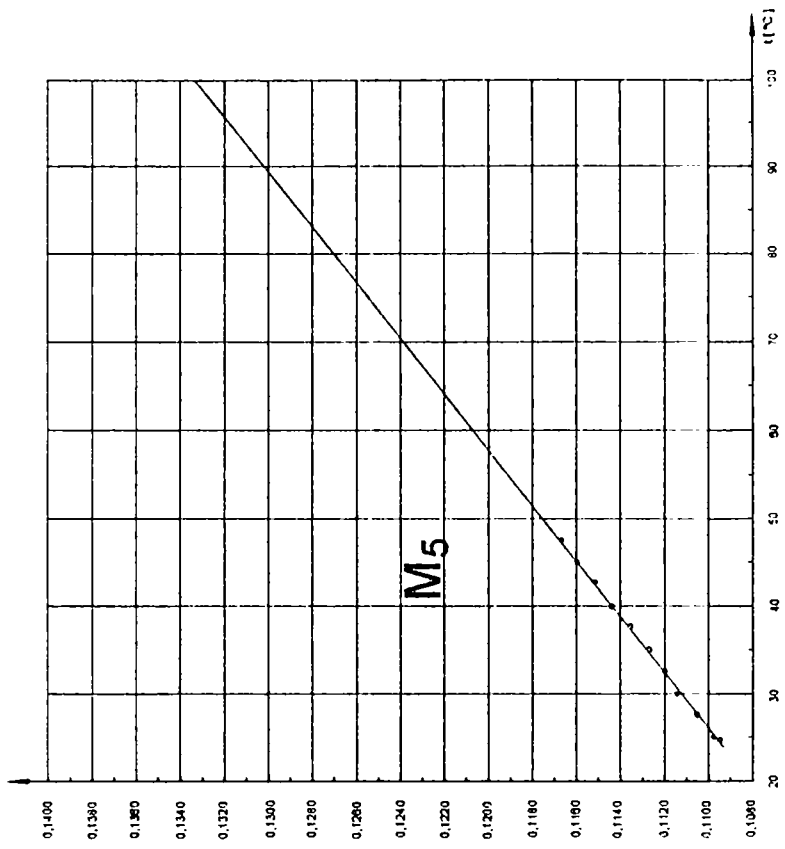
*Fig. 3.18*



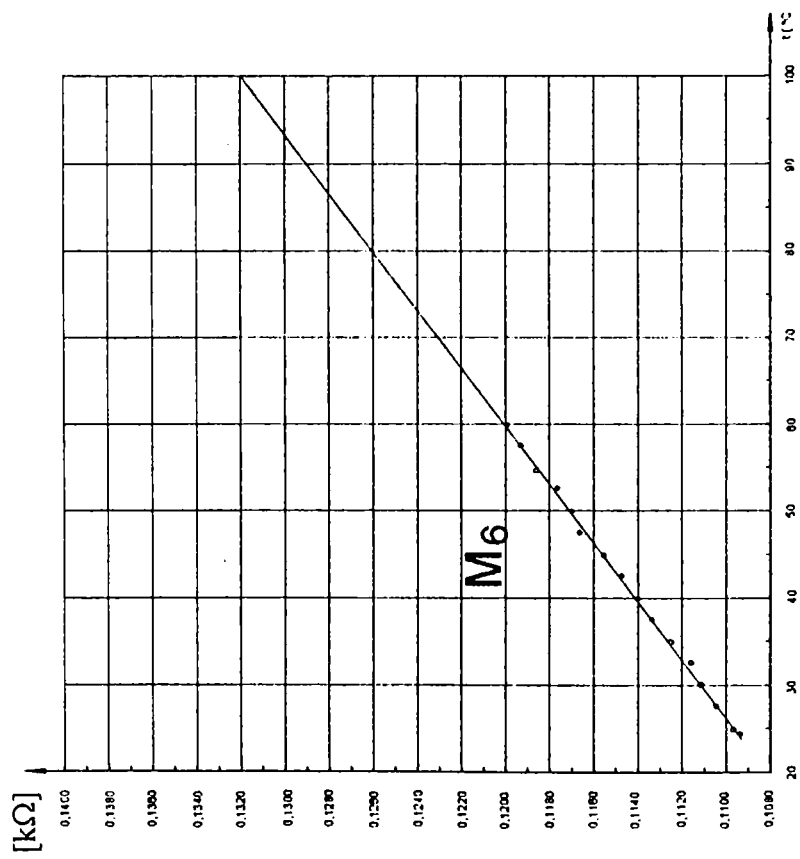
**Fig.3.19**



**Fig.3.20**



*Fig. 3.21*



*Fig. 3.22*

### 3.4.1.3. Diafragme

Diafragmele duble pentru măsurarea debitelor de aer au fost utilizate fără etalonare prealabilă, în condițiile respectării prescripțiilor STAS 7347/1-83.

### 3.4.1.4. Echipamentul de frânare

Înainte de efectuarea măsurătorilor pe stand s-a determinat sensibilitatea frânei atașând progresiv greutatea la capătul ambelor brațe ale frânei prevăzute cu talere și stabilind masa minimă care, așezată pe unul din talere provoacă o dezechilibrare a frânei.

Rezultatele determinării sunt reprezentate grafic în fig.3.23.

Sensibilitatea [g]

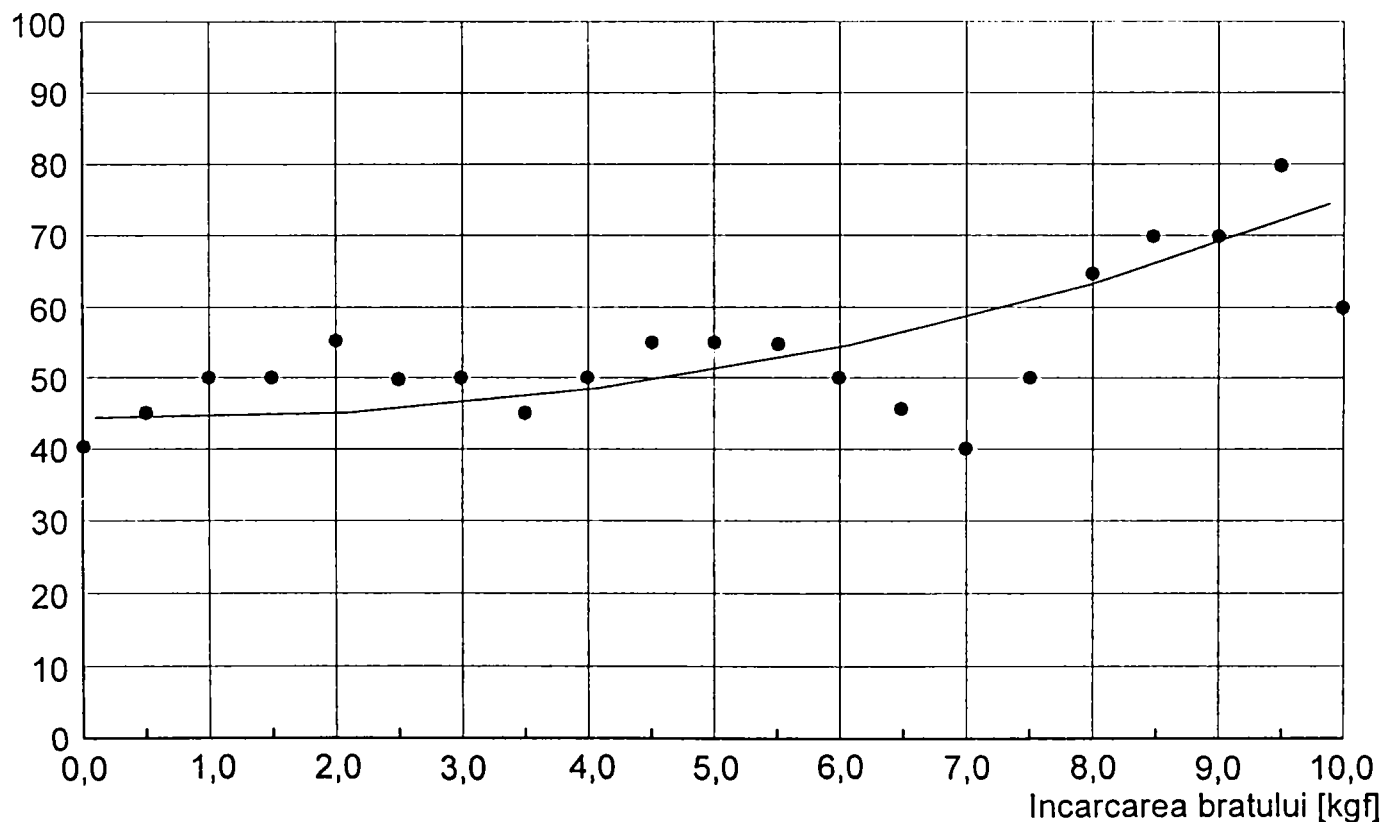


Fig.3.23

### 3.4.1.5. Balanțe

Pentru măsurarea forței de frânare și determinarea consumului de combustibil (GPL) s-au folosit balanțe mecanice MB-H-06/10 (max 10kg) și MB (max 20 kg) cu contragreutăți.

Înainte de efectuarea măsurătorilor pe stand s-a determinat sensibilitatea balanței prin încărcarea progresivă cu greutatea a ambelor talere ale balanței și stabilind masa minimă care așezată pe unul din talere provoacă dezechilibrarea balanței.

Rezultatele determinării sunt reprezentate grafic în fig.3.24.

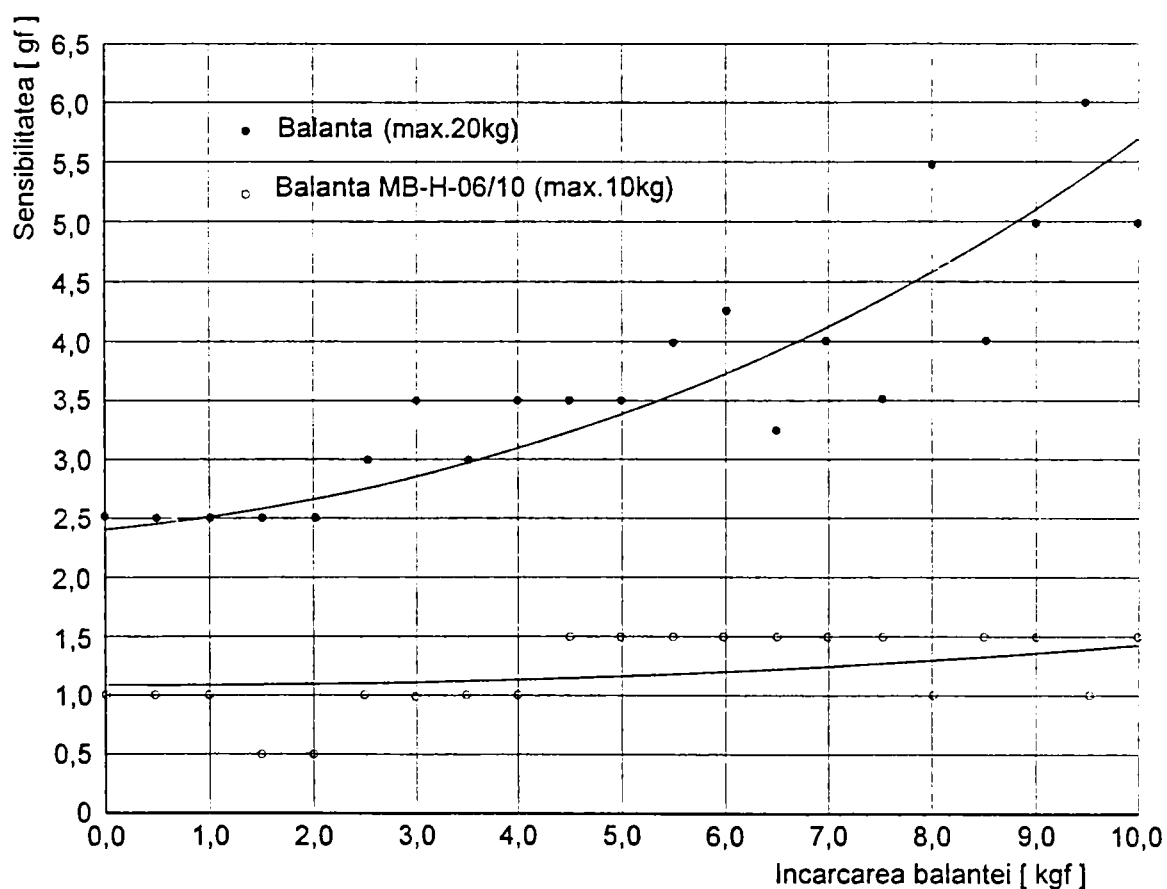


Fig.3.24

### 3.4.2. Prelucrarea datelor experimentale.

Rezultatele măsurătorilor și calculele vor fi înscrise în fișa de încercare pe banc a motorului (fig.3.25) și vor fi reprezentate sub formă de diagrame.

## FISA DE INCERCARE PE BANC A MOTORULUI

<b>Institutie:</b>	<b>Bancul de proba:</b>	<b>Incarcarea:</b>	<b>Nr. fisa:</b>
<b>Motorul:</b>	<b>Seria:</b>	<b>Tip:</b>	
<b>Temperatura aerului:</b>	<b>°C</b>	<b>Densitatea rel. la 20°C:</b>	<b>Reglaje:</b>
<b>Presiunea barometrica:</b>	<b>mmHg</b>	<b>Ulei:</b>	
<b>Umiditatea rel. a aerului:</b>	<b>%</b>	<b>Carburator:</b>	

Nr. crt.	Marimi masurate										Marimi calculate						OBSERVATII											
	TURATIE	SARCINA	COMBUS TIBIL	PRESIUNI			POLUARE	AVANS	TEMPERATURI			AER	CONSUM DE COMBUS TIBIL		COEF. CORECTIE	PUTEREA		CUPULUL MOTOR		PRESIUNEA MEDIE EFECTIVA	COEF. EXCES AER							
	n	F	t	P <sub>ai</sub>	ΔP <sub>pagi</sub>	P <sub>cad</sub>	P <sub>ri</sub>	ΔP <sub>drat</sub>	CO	β	t <sub>ai</sub>	t <sub>apae</sub>	t <sub>u</sub>	t <sub>g</sub>	G <sub>a</sub>	C	c	K <sub>s</sub>	P <sub>e</sub>	P <sub>ec</sub>	M <sub>e</sub>	M <sub>ec</sub>	P <sub>e</sub> · 10 <sup>4</sup>	P <sub>ec</sub> · 10 <sup>4</sup>	λ			
	rot/s	daN	s	mmH <sub>2</sub> O	mmH <sub>2</sub> O	mmHg	mmH <sub>2</sub> O	mmH <sub>2</sub> O	%	*RAC	*C	*C	*C	*C	kg/h	kg/h	g/kWh	—	kW	kW	daNm	daNm	N/m <sup>2</sup>	N/m <sup>2</sup>	—			
1																												
2																												
3																												
4																												
5																												
6																												
7																												
8																												

Fig.3.25

În aceste diagrame pe curbele mărimilor măsurate se trec punctele experimentale (de ex. C). Pe curbele mărimilor derivate (de exemplu  $P_e$ ,  $c_e$ ) punctele experimentale nu se trec.

### 3.4.3. Considerații asupra preciziei măsurării consumurilor de aer și combustibil.

Citirea presiunilor s-a făcut cu următoarele erori:

- presiunea barometrică  $\pm 0,1$  mm Hg
- presiunea uleiului  $\pm 0,1$  at
- căderea de presiune pe diafragmă  $\pm 0,5$  mm H<sub>2</sub>O

Din ecuația debitului de aer care trece prin diafragmă se deduce expresia erorii relative a debitului (se neglijează eroarea de determinare a secțiunii).

$$E_G = \sqrt{E_\alpha^2 + E_e^2 + \frac{1}{4}(E_{\gamma_a}^2 + E_{\Delta_p}^2)} \quad (3.10)$$

unde:

indicii  $\alpha$ ,  $e$ ,  $\gamma_a$ ,  $\Delta_p$  se referă la mărimile a căror eroare o determinăm.

La diafragmele duble nu sunt necesare corecții pentru gradul de ascuțire al muchiei din cauza compensării reciproce a influenței lui asupra debitului celor două diafragme. Este neglijabilă și corecția coeficientului de debit pentru rugozitate.

Astfel se admite:

$$E_\alpha = E_{\alpha e} = \pm 1,0\% \quad (3.11)$$

unde:

$E_{\alpha e}$  – eroarea coeficientului de debit al diafragmei etalon.

Eroarea corecției de compresibilitate:  $E_e = 0$ , fiindcă raportul dintre căderea de presiune în diafragmă și presiunea inițială:

$$\frac{\Delta p}{p} \leq 0,01 \quad (3.12)$$

---

---

Eroare la determinarea greutatei specifice:  $E_{\gamma_s} = \pm 0,6\%$

Eroare la determinarea căderii de presiune:  $E_{\Delta_p} = 1,5\%$

Înlocuind în relația (3.10) se stabilește că eroarea relativă de determinare a debitului este:

$$E_G = \pm 1,28\% \quad (3.13)$$

Valoarea erorii relative a debitului este stabilită complet numai în cazul unui regim de curgere permanent. În cazul unui curent pulsator este necesar să se stabilească dacă eroarea suplimentară datorată pulsației curentului este în limite admisibile. Valoarea acestei erori depinde de forma variației curentului în funcție de timp la locul de măsurare; în condiții nefavorabile ea poate ajunge la zeci de procente.

Principalele erori de măsurare care pot surveni din cauza pulsațiilor sunt:

1. **Eroarea medie aritmetică.** Aparatele de măsură din cauza inerției și amortizării înregistrează media aritmetică a diferențelor de presiune variabile din cauza pulsațiilor, diferențe cu care se calculează debitul. În realitate ar trebui să se extragă rădăcina pătrată a fiecărei valori momentane a diferențelor de presiune, iar media aritmetică să se formeze cu rădăcinile pătrate. Astfel de aparate nu există, de aceea ele indică valori mai mari decât acelea corespunzătoare debitului real.
2. **Eroarea plusului de energie.** Din cauza pulsațiilor avem o variație de energie în diafragmă, care falsifică măsurarea debitului. Eroarea este însă neglijabilă.
3. **Eroarea undelor staționare.** În urma producerii de unde staționare este posibil ca un nod de undă să se formeze chiar în diafragmă, influențând precizia măsurării.
4. **Eroarea variației coeficientului de debit  $\alpha$ .** Variațiile cifrei Reynolds din cauza pulsațiilor pot determina în unele cazuri variația lui  $\alpha$ . Pentru un anumit debit, creșterea lui  $\alpha$  are ca efect scăderea presiunii



5. Eroarea provocată de variația de presiune în țevile de transmitere a presiunii. Din cauza variației în timp a valorilor amplitudinilor pulsațiilor în conducte se produc pierderi de presiune de valori diferite. În special robinetele de închidere pot provoca erori mari din cauza rezistențelor mari la curgere.

Dintre toate erorile posibile, eroarea principală este eroarea mediei aritmetice, ea depinde de următorii factori:

- cifra caracteristică  $U$ , sau criteriul de liniștire;
- durata relativă a pulsațiilor;
- mediul pulsator;
- construcția mașinilor.

$$U = \frac{V_R \Delta_p N}{Q_m P} \quad (3.14)$$

în care:

$V_R$  [ $m^3$ ] – volumul spațiului tampon (al rezervorului) calculat între mașina cu piston și diafragmă

$\Delta_p$  [ $kgf/m^2$ ] – suma pierderilor de presiune de la mașină până la diafragmă, inclusiv pierderea în diafragmă

$N$  [ $min^{-1}$ ] – frecvența pulsației

$Q_m$  [ $m^3/min$ ] – debitul mediu în timp de o perioadă.

Durata relativă a pulsației:  $s$

$$s = \frac{t_s}{t_o} 100\% \quad (3.15)$$

unde:

$t_s$  – durata unei pulsații

$t_o$  – durata unei perioade

Valoarea criteriului de liniștire a fost calculată pentru debitul maxim și minim masic determinat prin măsurări, din care rezultă că pentru valorile calculate ale lui  $U$  și  $s$ , eroarea mediei aritmetice este mai mică decât 1% îndeplinind

---

---

condiția cerută ca eroarea suplimentară datorită pulsației să nu fie mai mare de 1% . Eroarea totală este astfel:

$$E_{G_t} = 1,28\% + 0,28\% = 1,56\% \quad (3.16)$$

Eroarea de măsurare a combustibilului, ținând seamă de relația de calcul a consumului de combustibil:

$$G_C = \frac{V \cdot \gamma_C}{\tau} \quad (3.17)$$

eroarea relativă:  $E_{G_c} = E_v + E_{\gamma_c} + E_{\tau}$  (3.18)

admițând erorile absolute:

$$\begin{aligned} \Delta V &= 0,5 \text{ cm}^3 & (V &= 90 \text{ cm}^3) \\ \Delta \gamma_C &= 1 \text{ g/dm}^3 & (\gamma_C &\cong 732 \text{ g/dm}^3) \end{aligned} \quad (3.19)$$

$$\Delta \tau = 0,2 \text{ s} \quad (\tau \geq 200 \text{ s})$$

rezultă:  $E_{G_C} = 0,55\% + 0,136\% + 0,1\% = 0,786\%$  (3.20)

### 3.5. Concluzii.

În esență capitolul dedicat metodei de cercetare experimentală a procesului de ardere are în vedere expunerea programului de cercetare, care se referă la regimurile avute în vedere și la instalația experimentală de ansamblu, cu prezentarea motorului GV 505, a frânei hidraulice, a instalației de reducere automată a presiunii, reglării debitului de combustibil gazos lichefiat și vaporizare, a aparaturii de măsurare utilizate insistându-se în mod deosebit asupra două tipuri de analizoare de gaze și a motortesterului folosit.

Sunt prezentați parametrii supuși măsurărilor și metodelor de măsurare începând cu instalația de ridicare a diagramei indicate și încheind cu mijloacele de măsurare a temperaturii, a debitelor, a echipamentului de frânare și balanțelor.

Se prezintă în sinteză metodică de prelucrare a datelor experimentale și pentru exemplificări, având în vedere multitudinea mărimilor măsurate se fac considerații numerice numai asupra preciziei măsurării consumului de aer și combustibil pentru care a fost necesar, așa cum este firesc, studiul propagării erorilor la măsurări indirecte, rezultatele fiind cele prezentate mai sus.

---

---

#### 4. EVALUAREA ANALITICĂ A PROCESULUI DE FORMARE A AMESTECULUI ȘI ARDERII ÎN MOTOARE CU APRINDERE PRIN SCÂNTEIE ALIMENTATE CU GAZE PETROLIERE.

##### 4.1. Relații analitice pentru formarea amestecului aer – gaz.

Din relațiile debitelor se deduce raportul de amestec aer – gaz:

$$m = \frac{S_a W_a}{S_g W_g} = \frac{S_a}{S_g} \sqrt{\frac{(p_a - p_m) \rho_g}{(p_g - p_m) \rho_a}} \quad (4.1)$$

în care:

$p_m$  – presiunea din camera de amestec

$m$  – raportul aer – gaz

$S$  – secțiune de trecere din conducte de alimentare în amestecător;

$w$  – viteză medie de curgere prin secțiunea de trecere;

$\rho$  - densitatea în secțiunea de trecere

$p$  – presiunea la ieșirea din secțiunea de trecere

indicii  $a$  și  $g$  se referă la aer respectiv la gaz.

Pentru o anumită valoare a lui  $m$ , raportul necesar  $q$  al secțiunilor de trecere este:

$$q = \frac{S_a}{S_g} = m \sqrt{\frac{(p_g - p_m) \rho_a}{(p_a - p_m) \rho_g}} \quad (4.2)$$

Dacă se notează:

$$k = \sqrt{\frac{(p_g - p_m) \rho_a}{(p_a - p_m) \rho_g}} \quad (4.3)$$

se obține relația simplificată:

---

---

$$q = mk \quad \rightarrow \quad \frac{q}{m} = k \quad (4.4)$$

care se reprezintă grafic în cap. 5 – subcapitolul 1.4.

## ***4.2. Relații analitice ale procesului de ardere a gazelor petroliere lichefiate***

### ***4.2.1. Caracteristica de degajare a căldurii***

Caracteristica de degajare a căldurii reprezintă cantitățile de combustibil absolute sau relative arse din momentul aprinderii până la un moment dat (sau până la un unghi RAC dat).

Se poate determina experimental cu ajutorul diagramei indicate folosindu-se în acest scop ecuația conservării energiei sau primul principiu al termodinamicii.

$$dq = du + pdv \quad (4.5)$$

Integrarea ecuației diferențiale (4.5) pentru procesul de ardere nu este posibilă, ea nefiind o funcție integrabilă. Ca urmare integrarea se face grafic sau numeric. Astfel pentru calculul căldurii degajate se calculează prima dată caracteristica de degajare a căldurii.

#### ***4.2.1.1. Calculul caracteristicii de degajare a căldurii cu ajutorul diagramei indicate.***

Pentru calculul legii de degajare a căldurii, procesul de ardere se împarte în intervale egale (fig.4.1) numărul de grade dintr-un interval este arbitrar; el trebuie ales astfel încât variația presiunii de-a lungul lui să poată fi considerată liniară).

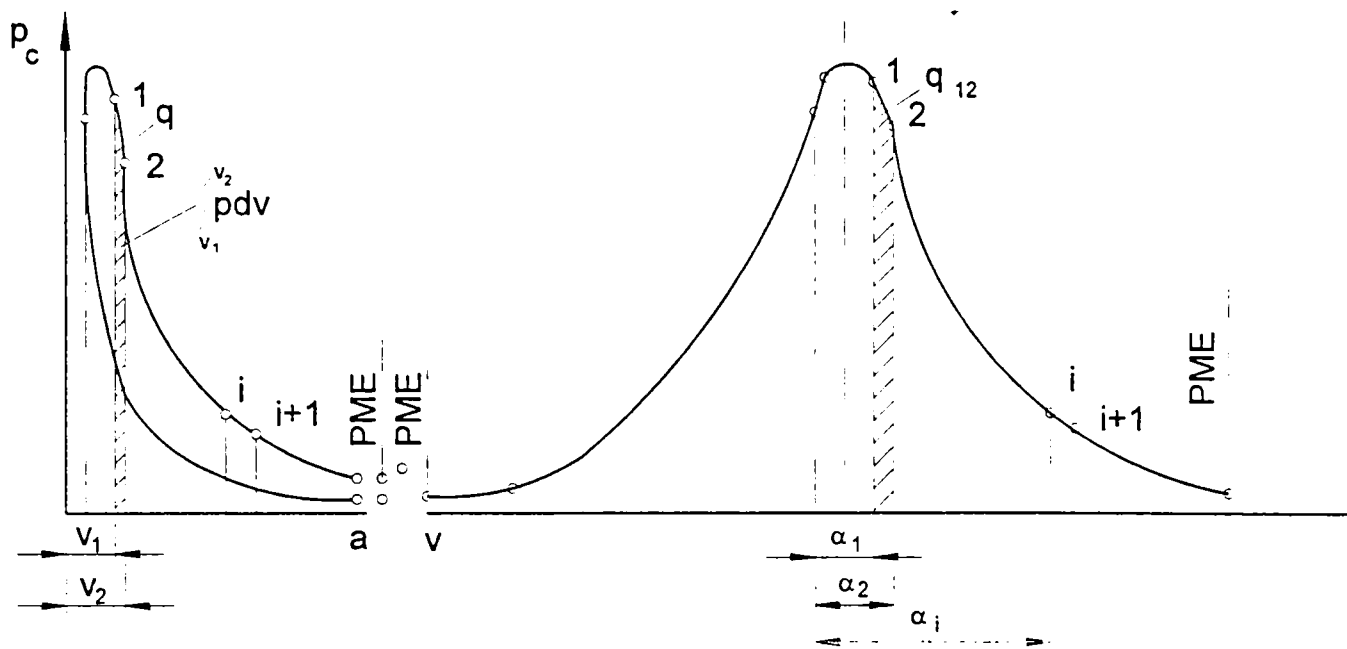


Fig.4.1

Dacă se aplică primul principiu al termodinamicii iar pentru calculul lucrului mecanic se aplică metoda trapezelor, atunci căldura utilizată raportată la unitatea de cantitate de combustibil pentru intervalul 2+1 se poate calcula cu relația

$$q_{ui,i+1} = \frac{V_a}{\varepsilon} \left\{ \frac{P_{i+1} \Psi(\alpha_{i+1}) - P_i \Psi(\alpha_i)}{\chi_{i,i+1} - 1} + \frac{P_i + P_{i+1}}{2} [4(\alpha_{i+1}) - \Psi(\alpha_i)] \right\} \quad (4.6)$$

Dacă  $q_{ui, i+1}$  este dat în Kcal/kg și  $p$  în kgf/cm<sup>2</sup>, relația (4.6) devine:

$$q_{ui,i+1} = \frac{V_a}{0,0427} \left\{ \frac{P_{i+1} \Psi(\alpha_{i+1}) - P_i \Psi(\alpha_i)}{\chi_{i,i+1} - 1} + \frac{P_i + P_{i+1}}{2} [\Psi(\alpha_{i+1}) - \Psi(\alpha_i)] \right\} \quad (4.7)$$

$q_{ui, i+1}$  - căldura utilizată în intervalul  $i, i+1$ , raportată la un kilogram combustibil, care servește pentru creșterea energiei interne și producerea de lucru mecanic pe intervalul  $i, i + 1$

$v_a$  - volumul specific al agentului motor la începutul procesului de comprimare m<sup>3</sup>/kg

$x_{i,i+1} = C_{p,i,i+1}/C_{v,i,i+1}$  – exponentul adiabatic pentru intervalul  $i, i+1$ , raportul dintre căldurile specifice medii la presiune constantă și volum constant.

$\psi(\alpha) = V/V_c$  – funcția variației de volum care poate fi calculată aproximativ cu relația

$$\psi(\alpha) = 1 + a\alpha^2 \quad (4.8)$$

în care:

$$a = 0,9 (\varepsilon - 1) \cdot 10^{-4} \text{ pentru } \alpha \leq 40^\circ \quad (4.9)$$

$$a = 0,87 (\varepsilon - 1) \cdot 10^{-4} \text{ pentru } \alpha = 40^\circ \dots 60^\circ \quad (4.10)$$

se introduce în grade de rotație a arborelui cotit și se măsoară față de p.m.i. la finele comprimării.

Formula exactă pentru  $\Psi(\alpha)$  este:

$$\Psi(\alpha) = 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \left[ \left( 1 + \frac{1}{\lambda} \right) - \left( \cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} \right) \right] \quad (4.11)$$

Prin însumarea succesivă a valorilor  $q_{ui, i+1}$ , se obține variația căldurii utilizate raportate la unitatea de cantitate de combustibil de la începutul arderii până la un moment dat:

$$q_u = \sum_{i=1}^{i=4} q_{ui,i+1} \quad (4.12)$$

Variația relativă a căldurii utilizate pe interval, respectiv până la un moment dat se calculează cu:

$$X_{ui,i+1} = \frac{\lambda \cdot L_0}{H_i} q_{ui,i+1} \quad (4.13)$$

$$X_u = \frac{\lambda \cdot L_0}{H_i} \sum_{i=1}^n q_{ui,i+1} \quad (4.14)$$

În literatura de specialitate se mai folosește notația

$$X_u = \xi \text{ sau } X_{u_{\max}} = \frac{\lambda L_0}{H_i} q_{u_{\max}} = \xi_{\max} \quad (4.15)$$

Raportul căldurilor specifice se poate calcula cu suficientă aproximație cu relațiile:

pentru aer:

$$\chi = 1,259 + \frac{76,7}{T} \quad (4.16)$$

pentru gaze arse:

$$\chi = 1,254 - \frac{0,0372}{\lambda} + \frac{76,7}{T} \quad (4.17)$$

Pentru amestecul de gaze arse și aer, expresia lui poate fi pusă sub forma:

$$\chi_{i,i+1} = 1,259 + \frac{76,7}{T_{i,i+1}} - \left(0,05 + \frac{0,0372}{\lambda}\right) \frac{x_{ui,i+1}}{\xi_{\max}} \quad (4.18)$$

în care:

$T_{i,i+1}$  – temperatura medie a agentului motor în intervalul  $i, i+1$ .

Temperatura  $T_{i,i+1}$  se poate calcula din ecuația de stare

$$T_{i,i+1} = \frac{P_{i,i+1} V_{i,i+1}}{n_{i,i+1} R} \quad (4.19)$$

$$n_{i,i+1} = \frac{n_i + n_{i+1}}{2} \quad (4.20)$$

numărul de kilomoli pe intervalul  $i, i+1$ , unde:

$n_i$  – numărul de kilomoli de produse de ardere

$$n_i = \mu_i \lambda L_0 \quad (4.21)$$

Coeficientul real de variație molară, necesar calculului lui  $T$ , variază în limite restrânse (1.03-1.05), ceea ce permite să se admită că variază liniar.

$$\mu_{i,i+1} = 1 + (\mu_{\max} - 1) \frac{\sum_{i=1}^{i=4} X_{ui,i+1}}{\xi_{\max}} \quad (4.22)$$

În continuare se prezintă stabilirea variației raportului dintre căldura specifică la presiune constantă și căldura specifică la volum constant pentru gaze arse și pentru amestecul aer - gaz.

În lucrarea [162] sunt date relații pentru stabilirea lui  $\chi$  :

$$\chi = a + [b + (b_\lambda - b)x] \frac{1}{T} - (a - a_\lambda)x \quad (4.23)$$

În relația (4.23) coeficienții  $a$ ,  $b$ ,  $a_\lambda$  și  $b_\lambda$  sunt necunoscuți.

Pentru determinarea necunoscutelor  $a$ ,  $b$ ,  $a_\lambda$  și  $b_\lambda$  se calculează raportul  $x$  pentru amestecul aer-gaz corespunzător lui  $x=0$  și pentru gaze arse în cazul  $x=1$ .

Calculul se efectuează pentru gaz petrolier lichefiat compus din petrolier lichefiat compus 93% n - butan și 7% propan.

În cazul amestecului aer gaz calculul căldurii specifice la presiune constantă se efectuează cu o formulă empirică.

$$C_p = 1,74 + 1,74n + 1,33m + (-0,00486 + 0,00864n + 0,003545m)t \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{mol}^\circ\text{K}} \right] \quad (4.24)$$

unde:

$n$  - numărul atomilor de carbon

$m$  - numărul atomilor de hidrogen

$t^\circ$  [ $^\circ\text{C}$ ] - temperatura

$\chi$  se stabilește în funcție de temperatura și de coeficientul excesului de aer și se reprezintă într-un sistem de axe de coordonate  $\chi = f\left(\frac{1}{T}\right)$ .

Intersecția dreptei  $\chi = f\left(\frac{1}{T}\right)$  cu ordonata determină valoarea lui  $a$ , iar panta sa pe a lui  $b$ .

Pentru determinarea lui  $a_\lambda$  și  $b_\lambda$  se stabilesc produsele arderii în funcție de amestecul inițial și de  $\lambda$ , după care se calculează participările gazelor, căldurile specifice  $c_p$  și  $c_v$  și în final  $\chi$ .

Cu valorile obținute pentru  $\chi$  se reprezintă  $\chi = f\left(\frac{1}{T}\right)$  pentru diferiți  $\lambda$ .



Intersecția acestor drepte cu ordonate determină diferite valori  $a_1, a_2, \dots$  în funcție de numărul valorilor lui  $\lambda$  pentru care s-au calculat.

Se reprezintă  $a_\lambda = f\left(\frac{1}{\lambda}\right)$  din care se deduce ecuația dreptei pentru  $a_\lambda$  de forma

$$a_\lambda = a_x + \frac{b_x}{\lambda} \quad (4.25)$$

unde:

- $a_x$  - intersecția cu ordonata
- $b_x$  - panta dreptei

Se notează pantele corespunzătoare fiecărei valori pentru  $b_1; b_2; b_3; b_4, \dots$

Reprezentând aceste valori prin  $b = f\left(\frac{1}{\lambda}\right)$  se obține ecuația dreptei  $b_\lambda$ :

$$b_\lambda = b_y + \frac{b_y}{\lambda} \quad (4.26)$$

în care:

- $a_y$  - intersecția dreptei cu ordonata;
- $b_y$  - panta dreptei

Pe baza metodei prezentate s-au obținut pentru:

$$\text{- amestecul aer - gaz } a = 1,162 \quad (4.27)$$

$$b = 94 \quad (4.28)$$

$$\text{- gazele de ardere } a_\lambda = 1,212 + \frac{0,033}{\lambda} \quad (4.29)$$

$$b_\lambda = 95,1 + \frac{11,8}{\lambda} \quad (4.30)$$

iar pentru  $\chi$  expresia:

$$\chi = 1,162 + \left[94\left(1,1 + \frac{11,8}{\lambda}\right)x\right] \frac{1}{T} + \left(0,05 + \frac{0,033}{\lambda}\right)x \quad (4.31)$$

Calculul căldurii specifice și a experimentului politropic pentru gaze arse a amestecului gaz-aer (gaz 93% n  $C_4H_{10}$  și 7%  $C_3H_8$ ) (tabelul 4.1)

Tabelul 4.1.

MĂRIMEA	SIMBOL	RELAȚIA DE CALCUL	U.M.
Cantitatea teoretică de aer	$L_0$	$\frac{1}{0,21} (x_q + \frac{y_q}{4} - \frac{z_q}{2}) N_M^{(q)}$ unde $N_{C_{xy}}, H_{yq}, O_{zy}$ – nr.de kmol din componenta q. $x_q$ – atomi de C; $y_q$ – atomi de hidrogen $z_q$ – atomi de oxigen	kmol subst kmol comb
Gazele obținute prin arderea combustibilului	$CO_2 N_{MCO_2}$	$\sum x_q N_M^{(q)} - 0,42 \frac{1-\lambda}{1+k} L_0$	kmol subst kmol comb
	$CO N_{MCO}$	$0,42 \frac{1-\lambda}{1+k} L_0$	“
	$H_2O N_{MH_2O}$	$\sum \frac{y_q}{2} N_M^{(q)} - 0,42k \frac{1-\lambda}{1+k} L_0$	“
	$H_2 N_{MH_2}$	$0,42k \frac{1-\lambda}{1+k} L_0$	“
	$O_2 N_{MO_2}$	-	“
	$N_2 N_{MN_2}$	$0,79\lambda L_0 + N_{MN_2}^{(c)}$ azot din comb	“
Cantitatea de încărcătura proaspătă	$N_{M_1}$	$1 + \lambda L_0$	“
Cantitatea de gaze rezultate prin arderea combustibilului	$N_{M_2}$	$1 + 0,79L_0 + \sum (x_q + \frac{y_q}{2} - 1) N_M^{(q)}$	“
Compoziția molară a gazelor la sfârșitul arderii	$X_i$	$X_i = \frac{N_{M_i}}{N_{M_2}} = CO_2; CO; H_2; O_2; N_2$	kmol i kmol amestec

MĂRIMEA	SIMBOL	RELAȚIA DE CALCUL	U.M.
Calculul caldurii specifice la volum constant	$C_v$	$C_v = \frac{\sum X_i \cdot U_{M_i}(T)}{T}$ $U_{M_i}(T)$ – energia internă a gazelor de ardere kcal / kmol	kcal kmol amestec K
Calculul caldurii specifice la presiune constanta	$C_p$	$C_p = \frac{\sum X_i I_{M_i}^{(T)}}{T}$ $I_{M_i}^{(T)}$ – entalpia gazelor de ardere la temperatura T kcal / kmol	kcal kmol amestec K
Exponent politropie	$\chi$	$\chi = \frac{C_p}{C_v}$	“

Calculul caldurii specifice și a exponentului politropic pentru încărcătură proaspătă (amestec gaz – aer; Gaz; 93%  $nC_4H_{10}$  și 7%  $C_3H_8$ , tabelul 4.2.)

Tabelul 4.2

MĂRIMEA	SIMBOL	RELAȚIA DE CALCUL	U.M.
Căldura specifică a gazului	$C_{p_i}$	$C_{p_i} = 1,74 + 1,74n + 1,33m + (-0,00486 + 0,00864n + 0,003545m)t$ t °C; m și n $C_nH_m$	kcal kmol K
Căldura specifică a amestecului de gaz	$C_{p_{am}}$	$C_{p_{am}} = \sum \mu_i C_{p_i}$	kcal kg K
Participarea masică a gazului	$v_i$	Se cunoaște din compoziție	%
Participarea masică a gazului	$\mu_i$	$\mu_i = v_i \frac{M_i}{\sum v_i M_i}$	%
Căldura specifică a aerului	$C_{p_{aer}}$	Data în tabele	kcal kg K
Coeficientul excesului de aer	$\lambda$	$\lambda = \frac{m_a}{L_o m_c}$ Este dat pentru fiecare regim (de asemenea și $L_o$ )	-

MĂRIMEA	SIMBOL	RELAȚIA DE CALCUL	U.M.
Numarul de cicluri pe ora	$n_c$	$n_c = \frac{n}{2} \cdot 60$	<u>cicluri</u> h
Masa de aer pe ciclu	$M_{ac}$	$M_{ac} = \frac{M_o}{n_c}; M_o \left[ \frac{\text{Kg aer}}{h} \right] =$ = consumul orar de aer (dat)	<u>kg aer</u> ciclu
Masa de gaz pe ciclu	$M_{gc}$	$M_{gc} = \frac{M_{ac}}{\lambda \cdot L_o}$	<u>kg gaz</u> ciclu
Masa de amestec (încarcatura proaspata) pe ciclu	$M_{i.p.c.}$	$M_{i.p.c.} = M_{ac} + M_{gc}$	<u>kg i.p.</u> ciclu
Participarea masica a aerului în înc. proaspata	$\mu_a$	$\mu_a = \frac{M_{i.p.c.} - M_{ac}}{M_{i.p.c.}} \cdot 100$	%
Participarea masica a aerului în înc. proaspata	$\mu_g$	$\mu_g = \frac{M_{i.p.c.} - M_{gc}}{M_{i.p.c.}} \cdot 100$	%
Caldura specifica a înc. proaspate	$C_{Pi-p}$	$C_{Pi-p} = \mu_a \cdot C_{Paer} + \mu_g \cdot C_{Pam}$	<u>kcal</u> kg K
Masa molară a amestecului de gaz	$M_g$	$M_g = \sum V_i M_i$	<u>kg</u> kmol
Masa molară a gazelor comp.	$M_i$	Date în tabele	<u>kg</u> kmol
Masa molară a aerului	$M_a$	Dată în tabele	<u>kg</u> kmol
Constanta amestecului de gaz	$R_g$	$R_g = \frac{8314,47}{M_g}$	<u>kcal</u> kg K

MĂRIMEA	SIMBOL	RELAȚIA DE CALCUL	U.M.
Constanta aerului	$R_a$	Data în tabele	$\frac{\text{kcal}}{\text{kg K}}$
Constanta amestecului (înc. proaspete)	$R_{ip}$	$R_{ip} = \mu_a \cdot R_a + \mu_g R_g$	$\frac{\text{kcal}}{\text{kg K}}$
Exponentul politropic	$\chi$	$\chi = \frac{C_{p_i,p}}{C_{p_i,p} - R_{i,p}}$	-

Legea de degajare a căldurii se calculează din diagrama indicată cu ajutorul

relației:  $X_i = X_u + X_p$ ;  $X_u = \xi_{\max} X_i$ ;  $X_i = \frac{X_u}{\xi_{\max}}$  (4.32)

în care:

$X$  – căldura relativă degajată prin arderea combustibilului la un moment dat;

$X_p$ - căldura relativă pierdută prin imperfecțiunea arderii și prin cedarea de căldura la pereți.

Partea corespunzătoare pierderii de căldură se poate calcula cu relația:

$$X_p = \left( \frac{1}{\xi_{\max}} - 1 \right) X_u \quad (4.33)$$

Această valoare este aproximativă ținând seama că valoarea căldurii pierdute prin pereți nu depășește (4-5)% din căldura degajata prin ardere. Se poate aprecia că această aproximație nu influențează prea mult legea de degajare a căldurii.

#### 4.2.1.2. Concluzii.

Calculul căldurii utile se face cu ajutorul metodei iterației, admițându-se, comparativ o valoare pentru  $\xi_{\max}$ , iar pentru calculul mărimilor pe interval se folosesc în prima aproximație valorile intervalului anterior.

La începutul calculului se admite  $\mu_{1,2} = 1$  și  $u_{1,2} = 0$ . Apoi calculul se reface până când valorile lui  $X_{1,2}$  se reproduc inclusiv până la a 5-a zecimală, numai după aceea se trece la intervalul următor. Dacă valoarea lui  $\xi_{\max}$  diferă de cea apreciată până la a 3-a zecimală, calculul se repetă.

---

---

**5. CERCETĂRI PRIVIND PERFORMANȚELE  
TERMOGAZODINAMICE, DE POLUARE ȘI ENERGETICE  
ALE MOTORULUI GV 505 ALIMENTAT CU  
BENZINĂ ȘI GAZE PETROLIERE LICHEFIATE**

**5.1. Caracteristicile motorului alimentat cu benzina și gaze  
petroliere lichefiate.**

Caracteristica unui motor este diagrama care reprezintă curbele de variație a unor mărimi sau indici de performanță ai motorului (putere, momentul motor, consumul de combustibil, etc.) în funcție de un parametru de regim (turația, sarcina) sau un parametru de reglaj, considerat ca variabilă independentă.

Caracteristicile unui motor servesc la stabilirea posibilităților de utilizare a acestuia, precum și la precizarea reglajelor opțiune.

Caracteristicile motoarelor se împart în mai multe clase:

- 1) Caracteristicile de reglaj
- 2) Caracteristica de pierderi
- 3) Caracteristica de sarcină
- 4) Caracteristicile de turație
- 5) Caracteristici diverse

Caracteristicile motorului se determină numai pe cale experimentală, după metodici standardizate. În România caracteristicile motoarelor cu ardere internă pentru autovehicule se determină în conformitate cu

STAS 6635-87. Standardul prevede măsurarea unui număr de 25 mărimi (23 pentru m.a.s.). Tabelul 5.1.

Tabelul 5.1.

Nr. crt.	MĂRIMEA	Simbolul	Unitatea de măsură	Eroarea de măsurare admisă
0	1	2	3	4
1.	Momentul motor efectiv	$M_e$	Nm	$\pm 1\%$
2.	Turația arborelui motor	$n$	rot/min	$\pm 0.5\%$
3.	Numărul de rotații ale arborelui motor	$n_n$	rotații	$\pm 10$
4.	Consumul orar de combustibil	$C$	l/h	$\pm 1\%$
5.	Consumul de aer (măsurarea se execută după necesitate)	$Q_d$	m <sup>3</sup> /h	$\pm 2\%$
6.	Temperatura aerului admis	$T_{aer}$	K	$\pm 2K$
7.	Temperatura lichidului de răcire	$T_{apă}$	K	$\pm 2K$
8.	Temperatura uleiului în locul de măsurare	$T_u$	K	$\pm 2K$
9.	Temperatura gazelor de evacuare	$T_{gaze}$	K	$\pm 5K$
10.	Temperatura motorului în punctele indicate de constructor la motoarele răcite cu aer	$T_{mot}$	K	$\pm 2K$
11.	Temperatura combustibil	$T_{comb}$	K	$\pm 2K$
12.	Presiunea atmosferică	$p_{atm}$	kPa	$\pm 0,1kPa$
13.	Presiunea uleiului în locul indicat de constructor	$p_u$	kPa	$\pm 10kPa$

0	1	2	3	4
14.	Presiunea combustibilului la intrarea în pompa de injecție sau carburator	$P_{comb}$	kPa	$\pm 5\text{kPa}$
15.	Presiunea sau depresiunea din sistemul de evacuare a gazelor arse	$P_{sist\ ev.}$	kPa	$\pm 0,1\text{kPa}$
16.	Presiunea gazelor arse la intrarea în turbină la motoarele supraalimentate cu turbocompresor	$P_{gaze\ ev}$	kPa	$\pm 1\text{kPa}$
17.	Căderea de presiune pe filtrul de aer	$P_{filtru}$	kPa	$\pm 0,05\text{kPa}$
18.1	Depresiunea în galeria de admisie	$P_{adm}$	kPa	$\pm 0,05\text{kPa}$
18.2	Presiunea de supraalimentare	$P_{s.alim}$	kPa	$\pm 0.5\text{kPa}$
19.	Depresiunea de comandă a avansului la m..a.s. (dacă motorul are dispozitiv de avans vacuumatic)	$P_{av}$	kPa	$\pm 1\%$
20.	Unghiul de avans la aprindere (m.a.s.) respectiv unghiurile de avans la injecție (m.a.c.)		grade (rotație arbore cotit)	$\pm 1^\circ$
21.	Indice de fum	$k$	Coeficient de absorție a luminii în m	$\pm 0,025\text{m}^{-1}$
22.	Timpul	$t$	s	$\pm 1\text{s}$
23.	Emisii poluante	conform STAS 11369-79		
24.	Masa motorului	$G$	kg	$\pm 1\%$
25.	Dimensiuni de gabarit	$L \times l \times h$	mm	$\pm 0,5\%$



---

Primele patru mărimi (1...4) precizează sau servesc pentru determinarea performanțelor energetice și economice ale motorului. Performanța de moment motor se măsoară direct, puterea se determină din relația:

$$M_e[\text{daN}\cdot\text{m}]=955P_e/n; M_e[\text{Kgfm}]=716,2 P_e/n \quad (5.1)$$

Mărimile (6 și 12) definesc starea mediului ambiant.

Grupul de mărimi (5 și 21) servește pentru determinarea performanței de umplere:

$$\eta_v = C_{fp}/C_{ofp} \quad (5.2)$$

și pentru aprecierea perfecțiunii arderii prin coeficientul de dozaj și indicele de fum:

$$C_a = \lambda L_{\min} C_c \quad (5.3)$$

Mărimile (7 și 9) precizează regimul termic al motorului.

Funcționarea motorului se controlează prin grupul de opt mărimi (8, 13, 14, 15, 16, 18, 19, 20).

Timpul (22) servește pentru determinarea consumului orar de combustibil și a turației medii.

**a) Mărimi măsurate**

- presiune atmosferică (barometrică)  $p_b$  [mmHg; kPa];
- temperatura mediului ambiant  $t_b$  [°C]
- umiditatea relativă  $\varphi$  [%]
- turația arborelui motor  $n$  [rot/min]
- forța de frânare  $F$  [daN]
- volumul de combustibil consumat  $V_{\text{comb}}$  [ml; cm<sup>3</sup>]
- timpul aferent consumului de combustibil  $t$  [s]
- temperatura aerului admis (în carburator)  $T_{\text{aer}}$  [K]
- depresiunea aerului la intrarea în carburator  $p_{ai}$  [mmH<sub>2</sub>O]

- diferența de presiune aer-gaz la intrare în amestecător  $p_{agi}$  [mmH<sub>2</sub>O]
- depresiunea din colectorul de admisiune  $p_{cad}$  [mmHg]
- depresiunea din rezervorul de liniștire  $p_{rl}$  [mmH<sub>2</sub>O]
- temperatura aerului în rezervorul de liniștire  $T_{rl}$  [K]
- diferența de presiune la diafragma (1)  $p_{diafr.1}$  [mmH<sub>2</sub>O]
- diferența de presiune la diafragma (2)  $p_{diafr.2}$  [mmH<sub>2</sub>O]
- temperatura apei la ieșirea din motor  $t_{ape\ e}$  [°C]
- temperatura apei la intrare în motor  $t_{ape\ i}$  [°C]
- temperatura apei în blocul motor  $t_{bl}$  [°C]
- temperatura uleiului din baia de ulei  $t_u$  [°C]
- presiunea uleiului  $p_u$  [kPa]
- temperatura gazelor de evacuare  $t_{ge}$  [°C]
- presiunea gazelor de evacuare  $p_{ge}$  [mmH<sub>2</sub>O]
- căderea de presiune pe filtru de aer  $p_{fil}$  [mmH<sub>2</sub>O]
- depresiunea de comandă a avansului vacuumatic  $p_{cav}$  [mmH<sub>2</sub>O]
- unghiul de avans la aprindere  $\beta$  [°RAC]
- procentul volumic de monoxid de carbon din gazele de evacuare CO [%]
- procentul volumic de oxizi de azot din gazele de evacuare NO<sub>x</sub> [%]
- presiunea GPL [kPa, barr]

### ***b) Mărimi calculate***

#### ***Consumul de aer***

S-a măsurat căderea de presiune pe două diafragme duble având dimensiunile principale:

$$d_1' = 35 \text{ mm}; g = 3 \text{ mm}$$

$$d_2' = 35 \text{ mm}; g = 3 \text{ mm}$$

$$D_1 = 50 \text{ mm}$$

$$D_2 = 50 \text{ mm}$$

$$d_1 = 48 \text{ mm}; g = 3 \text{ mm}$$

$$d_2 = 48 \text{ mm}; g = 3 \text{ mm}$$

Pentru calcul pot fi utilizate formulele:

$$a) G = 1,252 \alpha \varepsilon d^{12} \sqrt{\Delta p \gamma_{\text{acr}}} \quad [\text{kg/h}] \quad (5.4)$$

$$m = \left( \frac{d'}{D} \right)^2 \quad (5.5)$$

sau

$$G = 1,252 \alpha \varepsilon m D^2 \sqrt{\Delta p \gamma_{\text{acr}}} \quad [\text{kg/h}] \quad (5.6)$$

unde:  $\alpha$  - coeficient de debit,  $\alpha = 0,7783$  (interpolare cf. [126])

$\varepsilon$  - coeficient de expansiune

$d'$  - diametrul orificiului dispozitivului de strangulare în cm

$\Delta p$  - diferența de presiune, în mm H<sub>2</sub>O

$\gamma$  - greutatea specifică a fluidului de măsurat în kgf/m<sup>3</sup>

$$\gamma = \frac{pb}{R \cdot T} \quad \gamma_{\text{acr}} = \frac{pb \cdot \gamma_{\text{Hg}}}{29,27 \cdot T} \quad (5.7)$$

$$T = T_o + t_{\text{acr}} \quad (5.8)$$

$$b) Q_v = 0,01252 \alpha \varepsilon d^{12} \sqrt{\frac{\Delta p}{\gamma_{\text{acr}}}} \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (5.9)$$

sau

$$Q_v = 0,01252 \alpha \varepsilon m D^2 \sqrt{\frac{\Delta p}{\gamma_{\text{acr}}}} \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (5.10)$$

$d'$  - diametrul orificiului dispozitivului de strangulat în mm

$\Delta p$  - diferența de presiune, în Kgf/m<sup>2</sup>

$\gamma$  - greutatea specifică a fluidului de măsurat în kgf/m<sup>3</sup>

### **Consumul orar de combustibil lichid – benzină**

S-a determinat prin metoda volumică cronometrându-se timpul în care s-a consumat 90 cm<sup>3</sup> de benzină.

$$C_{\text{benz}} = \frac{V_{\text{benz}} + \rho_{\text{benz}}}{t} \quad [\text{kg/h}] \quad \text{sau} \quad [\text{l/h}] \quad (5.11)$$

$\rho_{\text{benz}} = 9 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$  cantitatea de benzină consumată în timpul  $t$

$t =$  timpul [h]

### *Consumul orar de combustibil lichid – gaz lichefiat.*

S-a determinat prin metoda gravimetrică cronometrându-se timpul în care s-a consumat 100 gr GPL

$$C_{\text{GPL}} = \frac{m_{\text{GPL}}}{t} \quad [\text{kg/h}] \quad (5.12)$$

$m_{\text{GPL}} = 0,1 \text{ kg}$  gaz lichefiat (GPL) consumat în timpul  $t$

$t =$  timpul [h]

### *Momentul efectiv.*

Se determină experimental măsurându-se forța de echilibrare a frânei hidraulice.

$$M_e = F \cdot l \quad [\text{daNm}] \quad (5.13)$$

$F$  [daN] – forța de echilibrare a frânei

$l = 0,722$  [m] lungimea brațului frânei hidraulice

### *Puterea efectivă*

$$P = \frac{M_e \cdot n}{716,2} \quad \text{unde} \quad \begin{array}{|c|c|c|} \hline P & M_e & n \\ \hline \text{CP} & \text{kgf} \cdot \text{m} & \text{min}^{-1} \\ \hline \end{array} \quad (5.14)$$

sau

$$P = \frac{M_e \cdot n}{974} \quad \text{unde} \quad \begin{array}{|c|c|c|} \hline P & M_e & n \\ \hline \text{kW} & \text{kgf} \cdot \text{m} & \text{min}^{-1} \\ \hline \end{array} \quad (5.15)$$

sau

$$P = \frac{M_e \cdot n}{9549,2} \quad \text{unde} \quad \begin{array}{|c|c|c|} \hline P & M_e & n \\ \hline \text{kW} & \text{Nm} & \text{min}^{-1} \\ \hline \end{array} \quad (5.16)$$

### *Determinarea factorului de corecție $\alpha_s$*

Conform STAS 6635 – 87 (STAS 10680 – 89) pentru motoarele cu aprindere prin scânteie, cu aspirație naturală factorului de corecție,  $\alpha_s$  se calculează cu relația:

$$\alpha_s = \left(\frac{99}{p_s}\right)^{1,2} \cdot \left(\frac{T}{298}\right)^{0,6} \quad (5.17)$$

T – temperatura absolută a aerului aspirat de motor. [K]

$p_s$  – presiunea atmosferică a aerului urcat [kPa] (presiunea barometrică absolută mai pentru presiunea vaporilor de apă)

Această relație nu se aplică decât pentru  $0,93 \leq \alpha_s \leq 1,07$

Temperatura (T) pentru motoarele cu aprindere prin scânteie:

$$288 \text{ K} \leq T \leq 308 \text{ K} \quad (5.18)$$

$$T = T_o + t_b \quad (5.19)$$

unde  $T_o = 273, 15$  [K]

$t_b$  = temperatura ambientă  $15^\circ \div 35^\circ$  C

**Presiunea medie efectivă  $p_e$**

$$p_e = \frac{0,00314 \cdot \tau \cdot M_e}{z \cdot \rho \cdot n \cdot 60} \quad [\text{MPa}] \quad (5.20)$$

sau

$$p_e = \frac{P_e \cdot 30 \cdot \tau}{z \cdot V_h \cdot n} \quad [\text{MPa}] \quad (5.21)$$

unde:  $\tau$  - număr de timpi ai ciclului de lucru

$M_e$  – moment motor efectiv [N·m]

$z$  – număr de cilindri ai motorului

$\rho$  - densitatea combustibilului [kg/m<sup>3</sup>]

$n$  – turația motorului [rot/min]

$P_e$  – putere efectivă [kW]

$V_h$  – cilindree unitară [l]

---

---

*Putere efectivă corectată  $P_{ec}$ , moment efectiv corectat  $M_{ec}$  presiune medie efectivă corectată  $p_{ec}$*

Corecțiile la condițiile exterioare standard se fac cu relațiile:

$$P_{ec} = \alpha_s \cdot P_e \quad (5.22)$$

$$M_{ec} = \alpha_s \cdot M_e \quad (5.23)$$

$$p_{ec} = \alpha_s \cdot p_e \quad (5.24)$$

$\alpha_s$  – factor de corecție.

***Cantitatea de aer stoichiometric necesară:***

Compoziția elementară a benzinei ([61] pag.161):

$$c = 0,854 \frac{\text{kmol}}{\text{kg}};$$

$$h = 0,142 \frac{\text{kmol}}{\text{kg}};$$

$$o = 0,004 \frac{\text{kmol}}{\text{kg}};$$

$$L_{\min} = \frac{1}{0,21} \left( \frac{c}{12} + \frac{h}{4} - \frac{o}{32} \right) \quad [\text{kmol/kg}] \quad (5.25)$$

$$L_{\min} = 0,5073 \text{ kmol/kg}$$

Întrucât masa moleculară a aerului  $M_a = 28,96 \text{ kg/kmol}$

$$L_{\min} = 0,5073 \cdot 28,96 = 14,69 \text{ kg aer/kg comb.}$$

***Consumul de aer stoichiometric pentru G.P.L.***

Gazul petrolier lichefiat este format din 93% butan ( $C_4H_{10}$ ) în 7% propan ( $C_3H_8$ ).

Din [168] rezultă că:

- pentru arderea a 1 kg butan  $C_4H_{10}$  este necesar

$$L_o = 15,35 \text{ kg aer/kg } C_4H_{10}$$

---

---

- pentru arderea a 1 kg propan  $C_3H_8$  este necesar

$$L_o = 15,6 \text{ kg aer/kg } C_3H_8$$

Aerul necesar pentru arderea a 1 kg amestec butan – propan se calculează:

$$15,35 \times 93\% = 14,2755 \text{ kg aer/kg } C_4H_{10}$$

$$15,6 \times 7\% = 1,092 \text{ kg aer/kg } C_3H_8$$

$$L_o = 14,2755 + 1,092 = 15,3675 \text{ kg aer/kg GPL.}$$

### ***5.1.1. Caracteristicile de turație.***

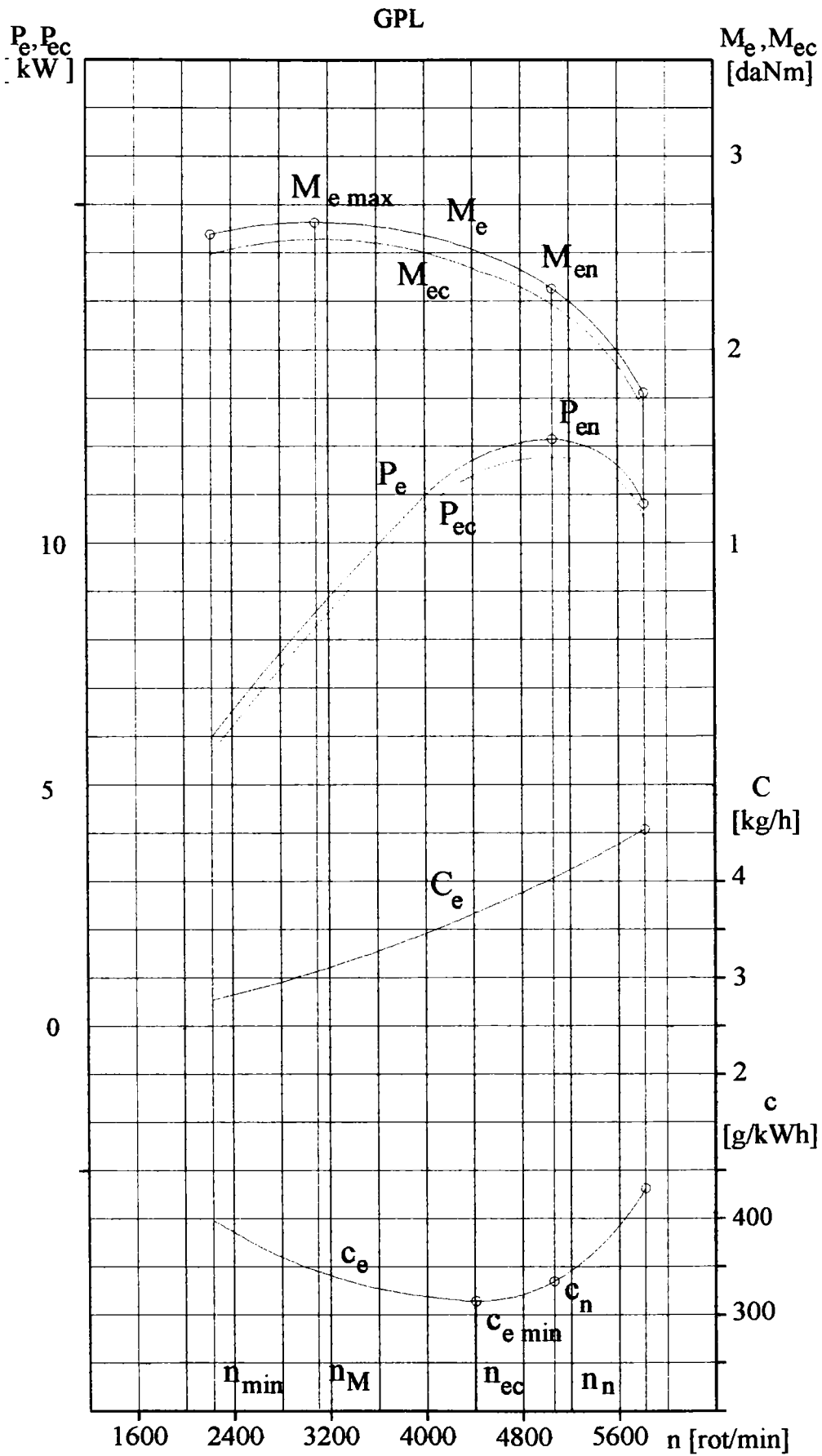
#### ***5.1.1.1. Caracteristica de turație la sarcina totală.***

Caracteristica de turație este una din cele mai importante caracteristici ale motorului.

Caracteristica de turație la sarcină totală se ridică, cu clapeta de admisie complet deschisă, de la turația  $n_{\min}$  (turația minimă de funcționare) până la turația  $1,1 n_n$  ( $n_n$  – turația nominală). Variația turației se obține prin variația momentului rezistent al frânei. Uneori această caracteristică se mai numește caracteristică externă.

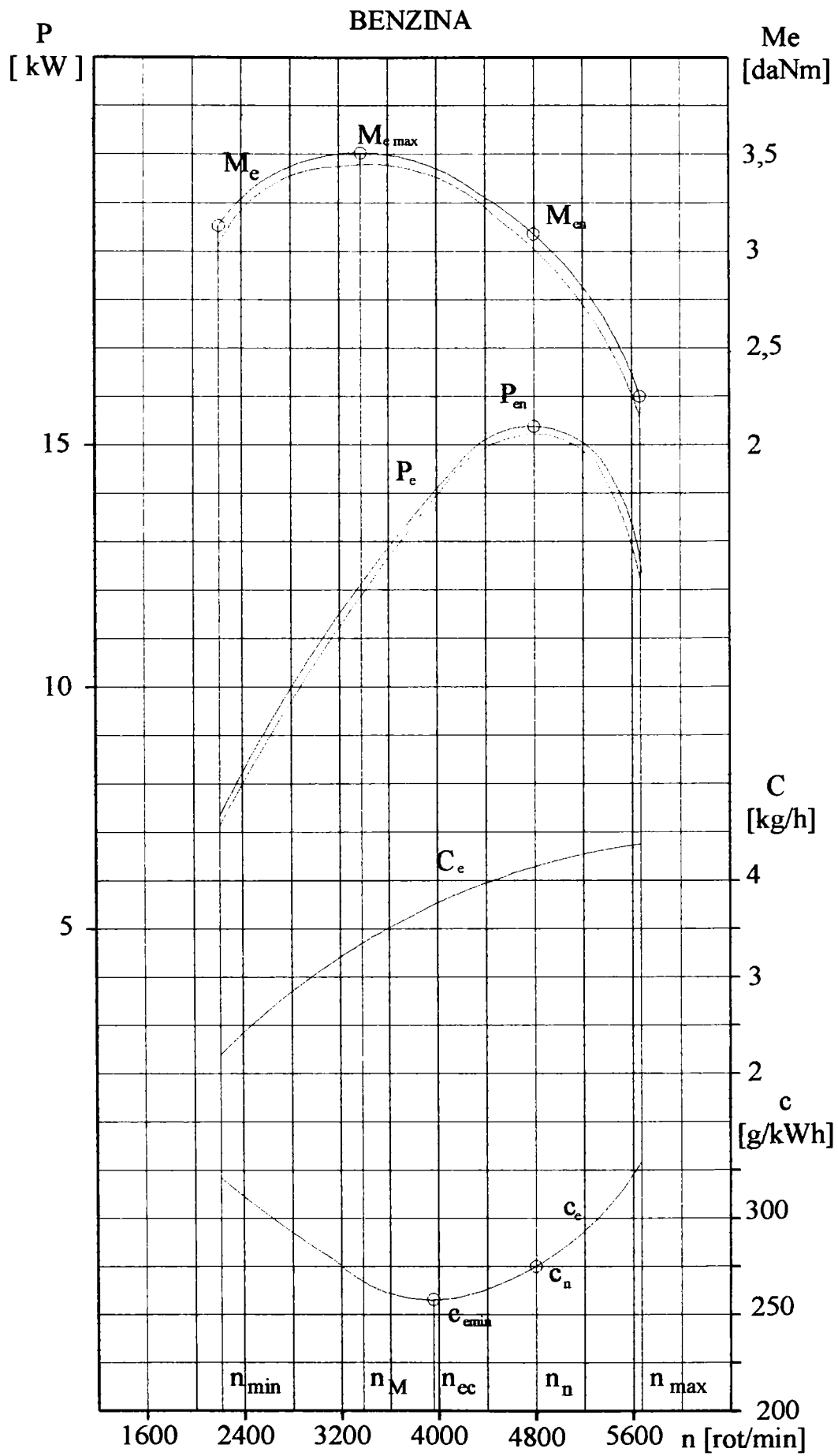
Prin ridicarea curbelor caracteristicii de turație la sarcină totală se pun în evidență indicii energetici și de economicitate de bază, creîndu-se o imagine reală a posibilităților maxime ale motorului.

Caracteristica de turație la sarcină totală cuprinde minimum următoarele curbe de variație în funcție de turație: puterea efectivă  $P_e$  și puterea efectivă corectată  $P_{ec}$ , momentul efectiv corectat  $M_{ec}$ , consumul orar  $C_e$  și consumul specific  $c_e$  (fig.5.1). Uneori, pe caracteristica de turație se trec și curbele de variație a dozajului, unghiului de avans la producerea scânteii electrice, depresiunii în colectorul de admisie, temperaturii gazelor de evacuare, etc.



**Fig. 5.1.a**





**Fig.5.1.b**

---

---

Ridicarea caracteristicii de turație la sarcină totală se face în modul următor: după pornire și stabilizarea regimului de funcționare se frânează puțin motorul și se deschide complet clapeta de admisie.

Determinarea punctelor caracteristicii începe de la turația minimă stabilă de funcționare  $n_{\min}$ . În acest scop, prin acționarea organelor de reglaj ale frânei, se mărește momentul rezistent, micșorând turația arborelui cotit până în momentul apariției unei variații a turației în limitele  $\pm 5\%$ ; după aceea, micșorând încărcarea frânei, se mărește progresiv turația până se obține timp de 10 min. o valoare stabilă, punându-se astfel în evidență turația minimă stabilă de funcționare la sarcină  $n_{\min}$ . La această turație se execută măsurile necesare, iar datele obținute se înscriu în fișa de încercare.

Pentru determinarea punctelor următoare ale caracteristicii se reduce sarcina în mod treptat (se descarcă frâna), în urma cărui fapt turația crește.

La noua turație, stabilită în prealabil, se lasă motorul să funcționeze până la stabilirea regimului, după care se fac măsurările. Micșorarea sarcinii și efectuarea măsurărilor la diferite turații se fac până se pune în evidență maximul curbei de putere și deci turația nominală  $n_n$ ; după aceea se determină indicii de funcționare la turația maximă  $n_{\max}$ , adică turația care depășește cu 10% turația corespunzătoare puterii maxime ( $n_{\max} = 1,1 n_n$ ).

Pe baza măsurilor și a prelucrării datelor experimentale se reprezintă grafic caracteristica de turație la sarcină totală (fig.5.1).

Din analiza caracteristicilor de turație pentru funcționarea pe benzină COR 98 și pe GPL rezultă modul de comportare al motorul respectiv variația puterii efective, a consumului orar, a consumului specific și a momentului motor în funcție de turație.

---

---

### 1. $P_e = f(n)$ se constată:

a – Puterea efectivă maximă este mai mare cu 12 – 17% la funcționarea pe benzină decât pe cea cu gaze lichefiate. Scăderea puterii maxime și în general a puterilor la funcționarea pe gaze lichefiate se explică prin:

- scăderea coeficientului de umplere  $\eta_v$  din cauza preîncălzirii suferite de amestec în urma vaporizării gazului lichefiat în vaporizator, spre deosebire de benzină care se vaporizează în sistemul de admisiune, reducând temperatura amestecului;
- randamentul indicat real maxim  $\eta_{i \max}$  se deplasează spre valori mai mari ale coeficientului excesului de aer decât benzină, astfel puterea calorică a amestecului de aer combustibil scade;
- randamentul mecanic  $\eta_m$  este mai mic la funcționarea pe gaze lichefiate din cauza scăderii puterii indicate datorită cauzelor menționate mai sus și a creșterii regimului termic.

b. – Alura variației puterii efective în funcție de turație  $p_e = f(n)$  este similară la funcționarea pe gaze petroliere lichefiate cu cea pe benzină, ceea ce se explică prin influența turației asupra factorilor care determină mărimea puterii efective:  $(\frac{\eta_i}{\lambda}, \eta_v, \eta_m)$ .

c. – Puterea efectivă scade brusc în cazul funcționării pe gaze petroliere lichefiate în comparație cu funcționarea pe benzină la sarcina de 25% din cauza îmbogățirii amestecului.

La sarcinile de 75% și 50% puterea efectivă pentru cele două cazuri de funcționare variază foarte puțin, coeficientul excesului de aer având valori foarte apropiate.

---

---

## 2 - C = f(n)

Din cauza înrăutățirii formării amestecului la funcționarea pe gaze lichefiate odată cu creșterea turației, consumul orar de combustibil are tendința de creștere mai rapidă la funcționarea pe gaze lichefiate decât la funcționarea pe benzină.

## 3 - c<sub>e</sub> = f(n)

Din punct de vedere al consumului specific minim sarcinile de 100%, 75% și 50% sunt mai economice la funcționarea pe benzină decât la funcționarea pe GPL. Aceasta se poate explica prin faptul că GPL a fost procurat din rețeaua Petrom, amestecul propan - butan putând fi impur, nereușindu-se verificarea puterii calorifice a șarjei utilizate.

Totodată trebuie reținute unele dificultăți la umplerea fiecărui cilindru deoarece GPL se răcește prin destindere pentru a ajunge în fază gazoasă, ulterior fiind puternic încălzit în vaporizator. această încălzire are ca efect diminuarea coeficientului de umplere.

Observația de mai sus este susținută și de reducerea puterii la funcționare de GPL, comparativ cu benzină, situație constatată și de către alți cercetători.

- Curbele de consum specific variază mai lent în funcție de turație la funcționarea pe gaze lichefiate și sunt aproape paralele, ceea ce asigură o economicitate bună într-un domeniu mai larg de turații decât la funcționarea pe benzină;
- La sarcina de 25% alura curbei de consum specific la funcționarea pe gaze lichefiate se menține, dar valorile consumului sunt mai ridicate decât la funcționarea pe benzină.

Creșterea importantă a consumului specific la funcționarea pe gaze petroliere lichefiate în cazul sarcinii de 25% este rezultatul înrăutățirii arderii din cauza scăderii coeficientului excesului de aer.

---

---

Trebuie să se menționeze faptul că în timpul funcționării motorului compoziția gazului din rezervor variază, totodată variază și masa gazului debitat (componenții G.P.L. au densități diferite). Astfel cu toate că în amestecător intră același volum de gaz, masa sa va fi diferită în funcție de participările componentelor gazului.

#### 4. $M_e = f(n)$

- la sarcinile de 50% și 75% curbele momentelor pentru funcționarea cu gaze petroliere lichefiate au valorile apropiate de cele de benzină;
- valorile momentului maxim sunt mai mari în cazul funcționării pe benzină decât pe gaze petroliere lichefiate;
- turațiile corespunzătoare momentului  $n_M$  sunt mai mari la benzină decât la funcționarea pe gaze petroliere lichefiate.

Presiunea medie efectivă  $p_e$  și momentul efectiv  $M_e$  sunt maxime la turația  $n_M$ , numită *turația momentului maxim*. Valoarea turației  $n_M$  este un indice deosebit de important, deoarece domeniul cuprins între turațiile  $n_M$  și  $n_n$  reprezintă domeniul stabil de funcționare a motorului, caracterizat prin coeficientul de elasticitate, coeficientul de adaptabilitate și coeficientul de rezervă a momentului motor.

*Coefficientul de elasticitate*, definit prin raportul

$$e = \frac{n_M}{n_n} \quad (5.26)$$

exprimă posibilitatea învingerii temporare a rezistențelor mărite la înaintarea autovehiculului fără a interveni în schimbarea vitezelor, deoarece la creșterea sarcinii și deci la scăderea turației, în intervalul  $n_n - n_M$ , momentul motor crește.

Cu cât  $e$  este mai mic, cu atât motorul este mai elastic.

*Coefficientul de adaptabilitate*, definit prin raportul

$$a = \frac{M_{e \max}}{M_{en}}, \quad (5.27)$$

caracterizează capacitatea motorului de a învinge rezistențele suplimentare care apar la înaintarea automobilului; în general  $a = 1,2 \dots 1,4$ . Cu cât  $a$  este mai mare, cu atât motorul va avea o capacitate de adaptabilitate mai bună.

*Coefficientul de rezervă a momentului motor* se definește prin raportul

$$\mu = \frac{M_{e \max} - M_{en}}{M_{en}} \cdot 100 [\%] \quad (5.28)$$

și, alături de coeficientul de adaptabilitate, caracterizează capacitatea motorului de a depăși suprasarcinile; în medie  $\mu = 20 \dots 40\%$ .

Valorile pentru  $e$  și  $a$  în funcție de sarcină sunt cuprinse în tabelul 5.2.

*Tabelul 5.2*

Nr. crt.	Sarcina $\chi$	G.P.L.		Benzină COR 98	
		$e_g$	$a_g$	$e_b$	$a_b$
1.	100%	0,632	1,174	0,75	1,093
2.	75%	0,627	1,263	0,723	1,143
3.	50%	0,705	1,25	0,731	1,2
4.	25%	0,736	1,090	0,777	1,174

Din tabelul 5.2 rezultă:

- coeficientul de adaptabilitate are la sarcina de 100% valori ceva mai mici decât media motoarelor autoturismelor europene cu cilindrul totală de 1,1 – 1,5 l, atât pentru gaz cât și pentru benzină, valoarea în cazul alimentării cu GPL fiind mai mare decât pentru benzină, ceea

ce înseamnă un grad de adaptabilitate la tracțiune mai bun;

- la sarcinile de 75% și 50 % adaptabilitatea la mersul pe gaze petroliere lichefiate este superioară aceleia pe benzină;
- la sarcina de 25% adaptabilitatea la tracțiune este foarte slabă la funcționarea pe gaze lichefiate față de cea pe benzină, ceea ce se explică prin înrăutățirea indicilor energetici și economici la această sarcină.

### 5.1.1.2. Caracteristica relativă de turație.

Pentru a determina caracteristica de turație la sarcină totală prin calcul se apelează la caracteristica relativă de turație, care reprezintă variația raportului  $P_e/P_{en}$  în funcție de raportul dintre turațiile la care se produc aceste puteri  $n/n_n$ .

În cazul m.a.s. în patru timpi, cu erori relativ mici, se acceptă o caracteristică relativă de turație unică (fig. 5.3), determinată prin datele din tabelul 5.3.

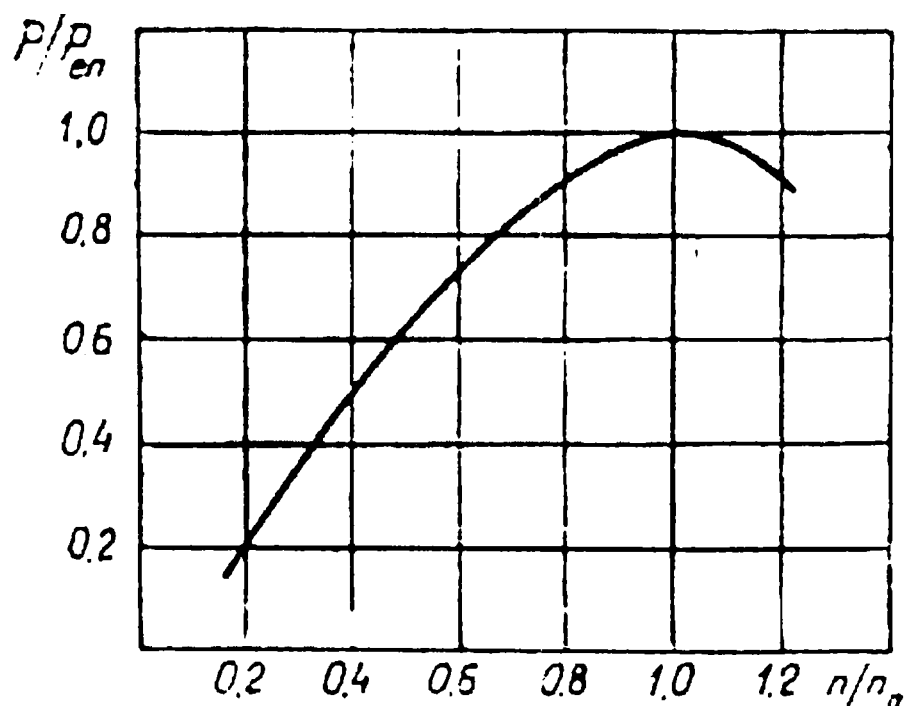


Fig.5.3

*Valori pentru caracteristica relativă de turație la m.a.s. în patru timpi*

$n/n_n$ [%]	20	40	60	80	100	120
$P_e/P_{en}$ [%]	20	50	73	92	100	92

Caracteristica relativă de turație unică poate fi calculată și cu relația:

$$\frac{P_e}{P_{en}} = \alpha_1 \frac{n}{n_n} + \alpha_2 \left( \frac{n}{n_n} \right)^2 - \alpha_3 \left( \frac{n}{n_n} \right)^3 \quad (5.29)$$

în care coeficienții  $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha_3 = 1$  sau se calculează, funcție de coeficientul de elasticitate  $e$ , cu ecuațiile:

$$\alpha_1 = \frac{3 - 4e}{2(1 - e)}; \alpha_2 = \frac{2e}{2(1 - e)}; \alpha_3 = \frac{1}{2(1 - e)} \quad (5.30)$$

**5.1.1.3. Caracteristica de turație la sarcini parțiale.**

Pentru motoarele de automobile care, în majoritatea timpului de funcționare, nu sunt încărcate la sarcina totală, un interes deosebit prezintă caracteristicile de turație la sarcini parțiale, care pun în evidență modificările indicilor de bază ai motorului la aceste sarcini.

În scopul cuprinderii întregului domeniu de funcționare a motorului, caracteristicile de turație la sarcini parțiale se ridică pentru diferite poziții ale obturatorului corespunzătoare la: 85; 70; 55; 40 și 25% din puterea dezvoltată la turația nominală la sarcina totală. Pentru fiecare caracteristică se variază turația de la  $n_{\min}$  (turația minimă de funcționare) la  $1,1 n_n$ .



---

---

Condițiile de ridicare a caracteristicilor de turație la sarcini parțiale sunt identice cu cele de la ridicarea caracteristicii de turație la sarcină totală.

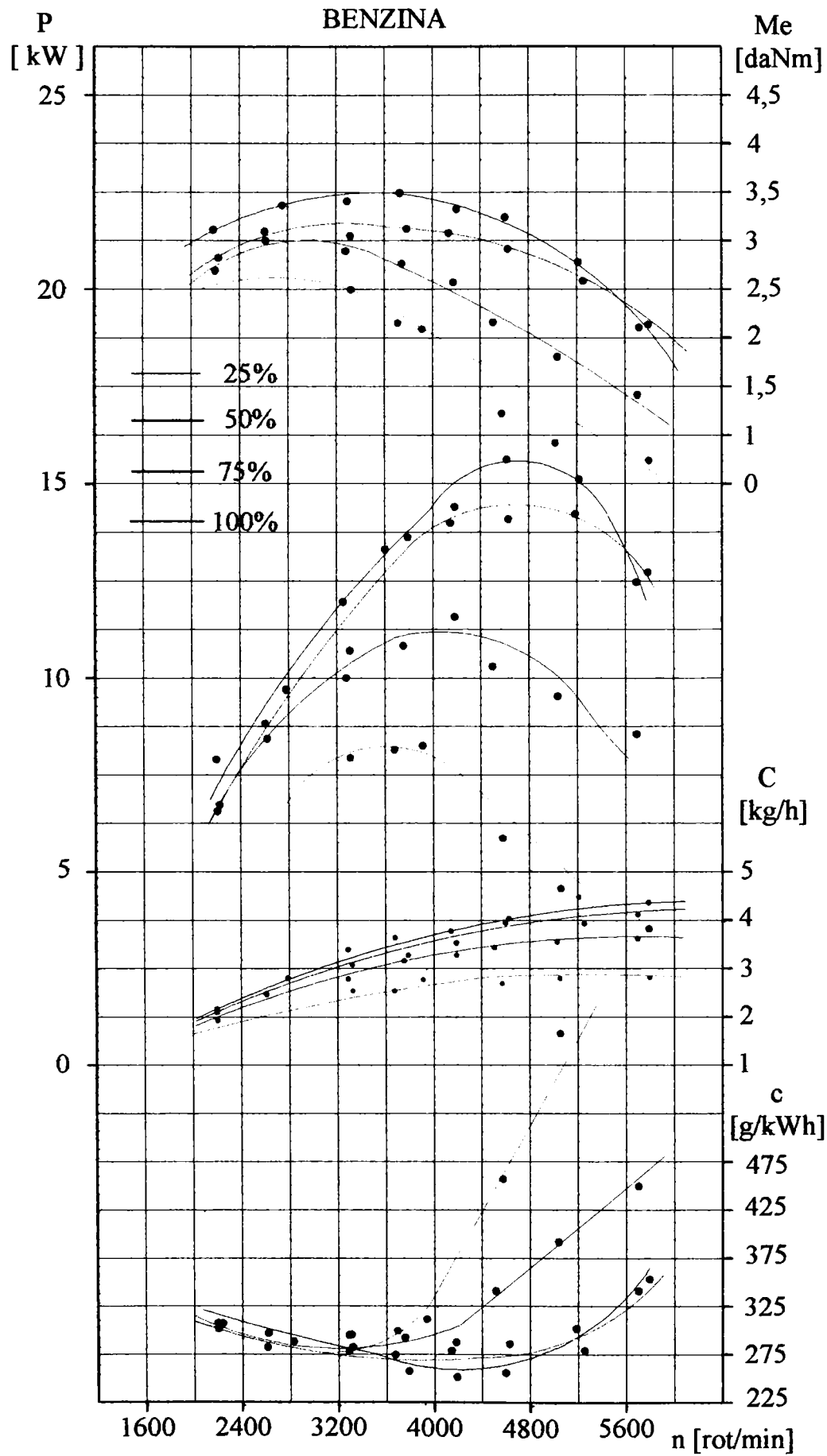
După blocarea obturatorului în punctele corespunzătoare sarcinilor parțiale, se modifică turația, în limitele arătate, prin modificarea momentului rezistent al frânei.

În urma măsurărilor (fig.5.6-5.8) și a prelucrării datelor experimentale (FÎ p.187-190) se reprezintă grafic caracteristicile de turație la sarcini parțiale (fig.5.4; fig.5.5). Se observă că la sarcini parțiale curbele își modifică alura prin deplasarea valorilor maxime sau minime spre zona turațiilor reduse.

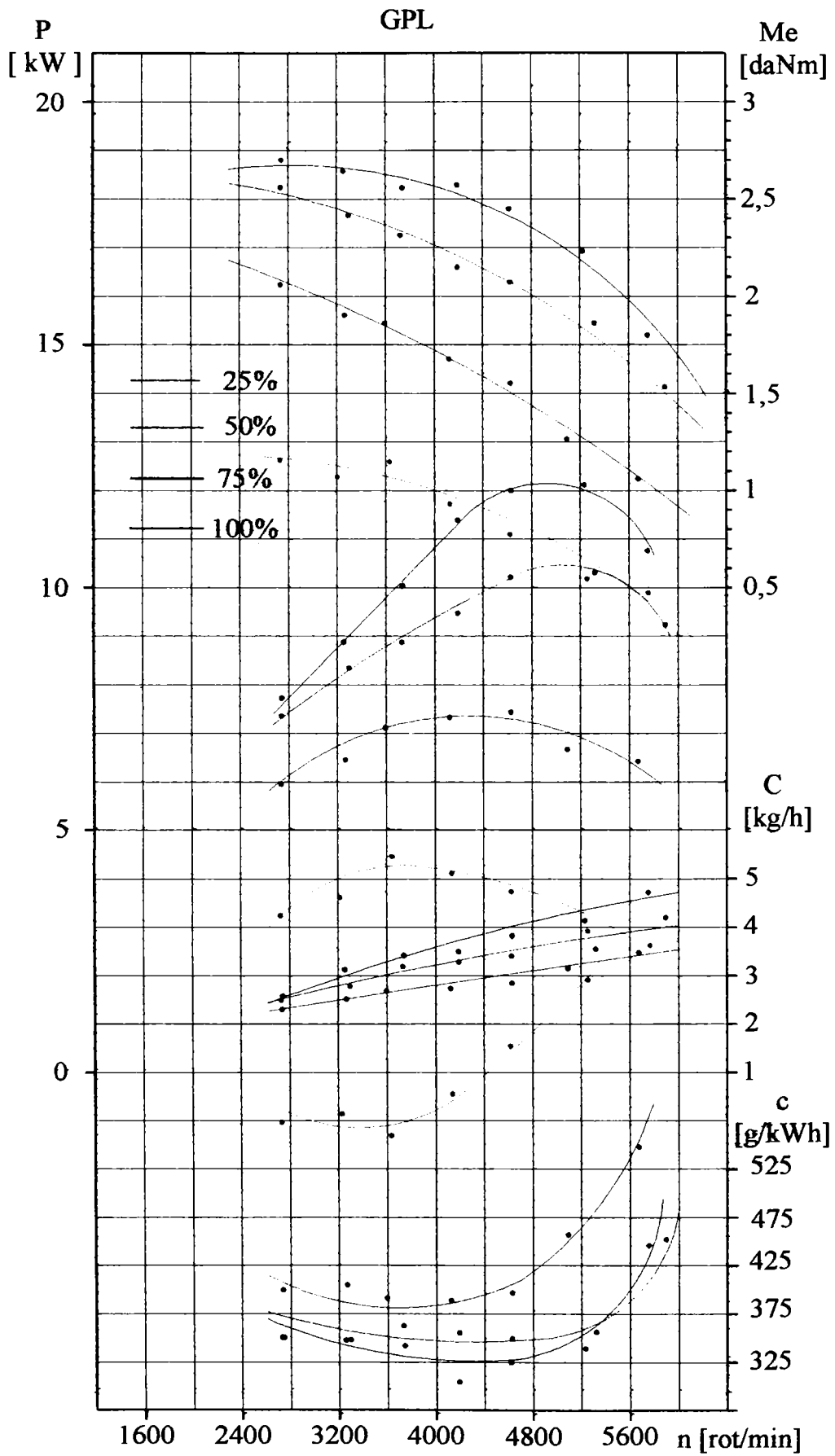
Micșorarea momentului motor și a puterii la sarcini parțiale se explică prin modificarea coeficientului de umplere și a randamentului mecanic cu sarcina, precum și datorită înrăutățirii procesului arderii, așa cum rezultă din ecuația:

$$p_e = \text{const} \cdot \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v \eta_m \quad (5.31)$$

Sarcina are o influență deosebită asupra coeficientului de umplere, reducându-i în mod simțitor valoarea, odată cu închiderea obturatorului, la orice turație. Randamentul mecanic își schimbă alura în funcție de sarcină, în parte tot sub influența coeficientului de umplere. Ca urmare a înrăutățirii arderii, la sarcini parțiale, în afara faptului că se micșorează puterea și momentul motor, se mărește consumul specific de combustibil. În legătură cu aceste influențe se remarcă faptul că m.a.s. asigură economicitatea maximă la sarcina totală. Se constată deci că funcționarea m.a.s. la sarcini parțiale este mai puțin avantajoasă decât m.a.c. care este cu mult mai economic la aceste regimuri.



**Fig.5.4**



**Fig.5.5**

## FIȘA DE ÎNCERCARE PE BANC A MOTORULUI

Instituția: FACULTATEA DE MECANICĂ		Bancul de probă: Laborator MOTOARE		Încercarea		Nr. fișă																										
Motorul: GV Seria: Tip: 505		Benzină/GPL: COR 98		$\chi = 100\%$																												
Temperatura aerului: 18° C		Densitatea relativă la 20° C: 0,75 kg/dm <sup>3</sup>		Reglaje:																												
Presiunea barometrică: 759 mm Hg		Ulei: 15 W 40																														
Umiditatea relativă a aerului: 69%		Carburator: 32 IRMN																														
MĂRIMI MĂSURATE																																
TURATIE			SARCINA			COMBUSTIBIL			PRESTUNI						POLUARE						TEMPERATURI						MĂRIMI CALCULATE					
n	F	t	Pai	Apap	Pead	Pti	Apdad	Pevac	HC	CO	CO <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	NO <sub>x</sub>	t <sub>f</sub>	t <sub>am</sub>	t <sub>api</sub>	t <sub>apc</sub>	t <sub>u</sub>	t <sub>g</sub>	G <sub>a</sub>	C	c	α <sub>f</sub>	P <sub>e</sub>	P <sub>ec</sub>	M <sub>c</sub>	M <sub>cc</sub>	P <sub>t</sub> ·10 <sup>4</sup>	e <sub>n</sub> ·10 <sup>4</sup>	λ		
rovs	dan	s	mmHg	mmHg	mmHg	mmHg	mmHg	mmHg	ppm	%	%	%	ppm	°C	°C	°C	°C	°C	°C	kg/h	kg/h	g/kWh	-	kW	kW	daNm	daNm	daNm	N/m <sup>2</sup>	N/m <sup>2</sup>	-	
1	95	2,9	-	-	250	90	125	46	912	2,5	12,1	4,3	363	23	29	85	80	87	705	153,6	4,17	334	0,985	12,5	12,3	2,1	2,06	50,7	49,9	1,18		
2	86,7	3,9	-	-	243	87	122	45	961	2,2	10,2	5,8	402	24	32	90	85	86	705	151,5	4,57	301	0,987	15,2	15	2,8	2,76	70,3	69,4	1,05		
3	77,3	4,4	-	-	196	70	97	43	977	2,1	11,7	6,1	451	25	33	93	90	87	690	134,8	3,99	258	0,989	15,5	15,3	3,2	3,16	81	80,1	1,09		
4	70	4,6	-	-	188	63	88	43	1102	2	8,5	5,6	398	25	35	95	91	87	670	128,4	3,59	248	0,989	14,5	14,3	3,3	3,26	83	87	1,12		
5	61,7	4,8	-	-	166	52	75	42	1426	2,1	9,3	5,4	431	26	35	93	90	89	640	118,4	3,79	275	0,991	13,5	13,4	3,5	3,47	87,7	86,9	1,08		
6	54,7	4,7	-	-	150	45	65	40	1728	2,8	11,1	6,6	492	26	36	94	92	89	610	110,2	3,36	288	0,991	11,7	11,6	3,4	3,37	85,3	84,5	1,05		
7	46,7	4,7	-	-	115	31	45	40	1950	2,7	10,2	7,3	489	27	37	94	91	88	540	91,6	2,78	281	0,993	9,9	9,83	3,4	3,37	85	84,4	1,1		
8	36,7	4,3	-	-	98	60	41	39	2850	2,7	9,4	7,1	514	27	36	93	90	85	530	87,4	2,13	301	0,993	7,1	7,05	3,1	3,07	77,6	77,05	1,01		

## FIȘA DE ÎNCERCARE PE BANC A MOTORULUI

Instituția: FACULTATEA DE MECANICĂ		Bancul de probă: Laborator MOTOARE		Încercarea		Nr. fișă																								
Motorul: GV Seria:      Tip: 505		Benzină/GPL: COR 98		$\chi = 75\%$																										
Temperatura aerului: 20° C		Densitatea relativă la 20° C: 0,75 kg/dm <sup>3</sup>		Reglajc:																										
Presiunea barometrică: 760 mm Hg		Ulei: 15 W 40																												
Umiditatea relativă a aerului: 70%		Carburator: 32 IRMN																												
MĂRIMI MĂSURATE																														
		POLLUARE				TEMPERATURI																								
TURATIE	SARCINĂ	PREȘIUNI						MĂRIMI CALCULATE																						
		t	P <sub>ai</sub>	ΔP <sub>sp</sub>	P <sub>cad</sub>	P <sub>rl</sub>	ΔP <sub>plaf</sub>	P <sub>evsc</sub>	HC	CO	CO <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	NO <sub>x</sub>	t <sub>5</sub>	t <sub>um</sub>	t <sub>spi</sub>	t <sub>spe</sub>	t <sub>5</sub>	t <sub>5</sub>											
n	F	s	mmHg	mmHg	mmHg	mmHg	mmHg	ppm	%	%	%	ppm	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C										
1	96.6	2.9	57	-	161	58	79	45	508	0.95	12.3	5.2	252	23	21	87	84	92	650	122.1	4.49	354	0.985	12.7	12.5	2.1	2.06	52.65	51.86	1.21
2	87.5	3.6	63	-	180	49	72	43	612	0.85	11.7	4.6	380	22	23	87	83	86	640	116.8	3.99	279	0.983	14.3	14.05	2.6	2.55	65.5	64.38	1.15
3	77.3	4	63	-	155	48	69	43	622	0.8	11.8	4.3	389	24	25	89	85	81	640	113.9	4.05	287	0.987	14.1	13.9	2.9	2.86	73.07	72.12	1.16
4	69.3	4.3	66	-	137	44	63	41	673	0.75	11.7	4.8	395	25	25	90	88	89	630	108.7	3.73	276	0.989	13.5	13.3	3.1	3.05	78.23	77.56	1.18
5	63.3	4.4	75	-	124	39	57	39	851	0.65	11.5	8.8	392	25	26	92	88	88	610	103.4	3.27	258	0.989	12.7	12.5	3.2	3.15	80.37	79.48	1.18
6	55	4.3	81	-	115	35	50	35	843	0.85	10.8	8.2	411	26	29	92	88	87	590	96.6	3.04	281	0.991	10.7	10.6	3.1	3.07	77.97	77.26	1.17
7	44	4.4	101	-	84	28	42	36	963	0.95	10.2	8.1	435	26	31	92	88	84	560	88.9	2.43	277	0.991	8.8	8.72	3.2	3.17	80.16	79.43	1.18
8	37.4	3.8	117	-	64	21	31	32	1104	1.5	10.4	8.1	442	27	33	91	88	82	510	76	2.1	315	0.993	6.6	6.55	2.8	2.78	70.54	70.04	1.21

## FIȘA DE ÎNCERCARE PE BANC A MOTORULUI

Instituția: FACULTATEA DE MECANICĂ		Bancul de probă: Laborator MOTOARE		Încercarea		Nr. fișă																							
Motorul: GV Seria: Tip: 505		Benzină/GPL: COR 98		$\chi = 50\%$																									
Temperatura aerului: 21° C		Densitatea relativă la 20° C: 0,75 kg/dm <sup>3</sup>		Reglaje:																									
Presiunea barometrică: 760 mm Hg		Ulei: 15 W 40																											
Umiditatea relativă a aerului: 62%		Carburator: 32 IRMN																											
MĂRIMI MĂSURATE																													
TURATIE			PRESTUNI			POLUARE						TEMPERATURI						MĂRIMI CALCULATE											
n	F	t	Pai	Apap	Pcap	Pri	Apotaf	Pevnc	HC	CO	CO <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	NO <sub>x</sub>	ta	t <sub>um</sub>	t <sub>apc</sub>	t <sub>b</sub>	t <sub>b</sub>	G <sub>a</sub>	C	c	α <sub>s</sub>	P <sub>c</sub>	P <sub>ec</sub>	M <sub>c</sub>	M <sub>ec</sub>	P <sub>10<sup>r</sup></sub>	P <sub>20<sup>r</sup></sub>	λ
rev/s	dAN	s	mmHg	mmHg	mmHg	mmHg	mmHg	ppm	%	%	%	%	ppm	°C	°C	°C	°C	°C	kg/h	kg/h	kg/h	ppm	kw	kw	dmNm	dmNm	N/m <sup>2</sup>	N/m <sup>2</sup>	-
1	95	1,9	66	-	123	42	60	42	285	0,9	10,8	5,5	185	23	25	79	75	85	106	3,71	445	0,985	8,35	8,18	1,4	1,38	57	56,2	1,16
2	84	2,5	69	-	136	40	57	42	305	0,85	9,5	6,2	220	22	26	77	74	86	104	3,63	383	0,983	9,5	9,34	1,8	1,77	71,8	70,6	1,2
3	76	3	72	-	118	40	56	40	310	0,85	10,5	8,8	280	23	28	80	78	86	102,8	3,48	332	0,985	10,5	10,3	2,2	2,17	86,4	85	1,16
4	70	3,6	75	-	96	37	52	41	520	0,8	11,7	4,2	358	23	31	85	82	87	99,1	3,23	284	0,985	11,4	11,2	2,6	2,56	106	104,4	1,11
5	62	3,9	78	-	87	35	50	38	450	0,8	10,9	8,5	395	23	33	84	83	86	97,1	3,12	286	0,985	10,9	10,7	2,8	2,76	112	110,4	1,11
6	55	4	90	-	75	31	45	37	420	0,85	11,5	9,9	390	24	33	87	84	85	92	2,76	276	0,987	10	9,87	2,9	2,86	122	120,4	1,10
7	44	4,1	102	-	60	27	39	37	1005	0,93	10,7	9,9	350	24	35	89	86	83	85,6	2,43	293	0,987	8,3	8,19	3	2,96	134	122,4	1,12
8	37	3,7	126	-	40	20	29	36	890	0,98	10,2	10,1	355	25	35	90	86	80	71,7	1,96	311	0,989	6,3	6,23	2,7	2,67	106	104,8	1,10

# FIȘA DE ÎNCERCARE PE BANC A MOTORULUI

Instituția: FACULTATEA DE MECANICĂ		Bancul de probă: Laborator MOTOARE		Încercarea		Nr. fișă																								
Motorul: GV	Seria:	Tip: 505	$\chi = 25\%$																											
Temperatura aerului: 16° C		Reglaje:																												
Presiunea barometrică: 759 mm Hg																														
Umiditatea relativă a aerului: 69%																														
Carburator: 32 IRMN																														
MĂRIMI MĂSURATE										MĂRIMI CALCULATE																				
TURATIE	SARCINĂ	COMBUSTIBIL					PRESTUNI					POLUARE					TEMPERATURI					AER	CONSUM DE COMBUSTIB.	COEF. CORECTIE	PUTEREA		CUPUL. MOTOR		PRESIUNEA MEDIE EFECTIVĂ	
		t	P <sub>ai</sub>	P <sub>ap</sub>	P <sub>ad</sub>	P <sub>hi</sub>	P <sub>vac</sub>	HC	CO	CO <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	NO <sub>x</sub>	t <sub>a</sub>	t <sub>am</sub>	t <sub>ape</sub>	t <sub>lu</sub>	t <sub>lg</sub>	G <sub>a</sub>	C	c	α <sub>1</sub>				P <sub>e</sub>	P <sub>ec</sub>	M <sub>c</sub>	M <sub>ec</sub>	P <sub>e</sub> · 10 <sup>4</sup>	P <sub>me</sub> · 10 <sup>4</sup>
1	95,4	0,8	86	-	80	28	40	38	201	0,75	6,3	5,7	130	16	24	52	37	45	560	87,9	2,88	800	0,96	3,6	3,46	0,6	0,576	23,4	22,4	1,5
2	84	1,2	86	-	87	28	40	26	244	0,7	6,1	5,8	144	18	27	92	90	67	550	87,6	2,87	611	0,96	4,7	4,51	0,9	0,86	35,4	33,8	1,3
3	76	1,7	93	-	64	28	40	24	389	0,7	6,2	6,7	184	20	28	90	88	82	560	87,3	2,66	467	0,97	5,7	5,5	1,2	1,16	49,8	48,4	1,3
4	66	2,9	91	-	65	26	39	19	583	0,65	5,8	6,7	187	21	30	92	90	85	550	86	2,73	310	0,97	8,7	8,4	2,1	2,04	81,8	79,4	1,2
5	62	3	97	-	47	25	36	15	437	0,65	4,3	8,7	266	23	31	95	92	88	540	82,4	2,55	300	0,97	8,5	8,2	2,2	2,13	88,6	86	1,2
6	55	3,4	97	-	48	24	35	12	805	0,75	3,8	12,4	344	22	30	95	91	88	540	81,3	2,55	297	0,97	8,6	8,3	2,5	2,43	117,4	114	1,3
7																														
8																														

S.C. THY MOBILSERV SRL  
 ORADER  
 str. CAZABAN 49/A  
 Tel: (059)-164539  
 DATA: 27.10.2001  
 ORA: 10 42  
 Nr. circ.: SP4 - B  
 RPM [1/min] 1280  
 HC [PPM] 1029  
 CO [%] 0.12  
 CO2 [%] 6.5  
 O2 [%] 12.4  
 NOx [PPM] 130  
 LAMBDA 2.082  
 AFR 30.5

S.C. THY MOBILSERV SRL  
 ORADER  
 str. CAZABAN 49/A  
 Tel: (059)-164539  
 DATA: 27.10.2001  
 ORA: 12 15  
 Nr. circ.: SP5 - B  
 RPM [1/min] 1240  
 HC [PPM] 244  
 CO [%] 1.40  
 CO2 [%] 10.1  
 O2 [%] 5.2  
 NOx [PPM] 266  
 LAMBDA 1.278  
 AFR 18.7

S.C. THY MOBILSERV SRL  
 ORADER  
 str. CAZABAN 49/A  
 Tel: (059)-164539  
 DATA: 27.10.2001  
 ORA: 11 15  
 Nr. circ.: SP2 - B  
 RPM [1/min] 1430  
 HC [PPM] 805  
 CO [%] 0.18  
 CO2 [%] 8.8  
 O2 [%] 0.7  
 NOx [PPM] 144  
 LAMBDA 1.559  
 AFR 22.9

S.C. THY MOBILSERV SRL  
 ORADER  
 str. CAZABAN 49/A  
 Tel: (059)-164539  
 DATA: 27.10.2001  
 ORA: 12 30  
 Nr. circ.: SP6 - B  
 RPM [1/min] 1410  
 HC [PPM] 201  
 CO [%] 1.83  
 CO2 [%] 9.9  
 O2 [%] 5.7  
 NOx [PPM] 346  
 LAMBDA 1.254  
 AFR 18.4

S.C. THY MOBILSERV SRL  
 ORADER  
 str. CAZABAN 49/A  
 Tel: (059)-164539  
 DATA: 27.10.2001  
 ORA: 11 39  
 Nr. circ.: SP3 - B  
 RPM [1/min] 1520  
 HC [PPM] 583  
 CO [%] 0.75  
 CO2 [%] 9.9  
 O2 [%] 6.7  
 NOx [PPM] 184  
 LAMBDA 1.351  
 AFR 19.8

S.C. THY MOBILSERV SRL  
 ORADER  
 str. CAZABAN 49/A  
 Tel: (059)-164539  
 DATA: 27.10.2001  
 ORA: 12 56  
 Nr. circ.: SP7 - B  
 RPM [1/min] 1370  
 HC [PPM] 195  
 CO [%] 1.66  
 CO2 [%] 11.4  
 O2 [%] 5.2  
 NOx [PPM] 385  
 LAMBDA 1.225  
 AFR 18.0

S.C. THY MOBILSERV SRL  
 ORADER  
 str. CAZABAN 49/A  
 Tel: (059)-164539  
 DATA: 27.10.2001  
 ORA: 11 58  
 Nr. circ.: SP4 - C  
 RPM [1/min] 1410  
 HC [PPM] 389  
 CO [%] 0.63  
 CO2 [%] 9.9  
 O2 [%] 6.7  
 NOx [PPM] 187  
 LAMBDA 1.379  
 AFR 20.2

S.C. THY MOBILSERV SRL  
 ORADER  
 str. CAZABAN 49/A  
 Tel: (059)-164539  
 DATA: 27.10.2001  
 ORA: 13 18  
 Nr. circ.: SP8 - B  
 RPM [1/min] 1190  
 HC [PPM] 249  
 CO [%] 1.51  
 CO2 [%] 9.3  
 O2 [%] 6.8  
 NOx [PPM] 373  
 LAMBDA 1.354  
 AFR 19.9

Fig.5.6





Fig.5.7

S.C. THY MOBILSERV SRL  
 ORADER  
 str. CAZABAN 49/A  
 Tel: (059)-164539

DATA: 27.10.2001  
 ORA: 20.20  
 Nr. circ.: SP34-B

RPM [1/min]	2180
HC [ppm]	654
CO [%]	0.88
CO2 [%]	11.5
O2 [%]	4.4
NOx [ppm]	391
LAMBDA	1.168
AFR	17.1

S.C. THY MOBILSERV SRL  
 ORADER  
 str. CAZABAN 49/A  
 Tel: (059)-164539

DATA: 27.10.2001  
 ORA: 20.02  
 Nr. circ.: SP33-B

RPM [1/min]	2480
HC [ppm]	976
CO [%]	0.66
CO2 [%]	11.3
O2 [%]	4.0
NOx [ppm]	391
LAMBDA	1.180
AFR	17.3

S.C. THY MOBILSERV SRL  
 ORADER  
 str. CAZABAN 49/A  
 Tel: (059)-164539

DATA: 27.10.2001  
 ORA: 19.40  
 Nr. circ.: SP32-B

RPM [1/min]	2790
HC [ppm]	826
CO [%]	0.92
CO2 [%]	11.6
O2 [%]	4.2
NOx [ppm]	390
LAMBDA	1.142
AFR	16.7

S.C. THY MOBILSERV SRL  
 ORADER  
 str. CAZABAN 49/A  
 Tel: (059)-164539

DATA: 27.10.2001  
 ORA: 19.20  
 Nr. circ.: SP31-B

RPM [1/min]	2620
HC [ppm]	1012
CO [%]	0.75
CO2 [%]	10.0
O2 [%]	5.7
NOx [ppm]	239
LAMBDA	1.234
AFR	18.1

S.C. THY MOBILSERV SRL  
 ORADER  
 str. CAZABAN 49/A  
 Tel: (059)-164539

DATA: 27.10.2001  
 ORA: 20.38  
 Nr. circ.: SP35-B

RPM [1/min]	1960
HC [ppm]	522
CO [%]	0.75
CO2 [%]	11.6
O2 [%]	4.4
NOx [ppm]	389
LAMBDA	1.182
AFR	17.3

Fig.5.8

#### 5.1.1.4. Caracteristica de turație la mersul în gol.

Regimul de mers în gol (sarcina nulă,  $P_e = 0$ ) este un regim cu mare frecvență întâlnit în funcționarea motoarelor pentru automobile; opriri de scurtă durată, funcționarea după pornire până la încălzire, funcționarea în situația schimbării vitezelor etc.

Caracteristica de mers în gol se ridică cu motorul echipat ca și în cazul ridicării caracteristicii de turație la sarcina totală, de la turația minimă de mers în gol  $n_{g \text{ min}}$  până la turația maximă de mers în gol  $n_{g \text{ max}}$ , măsurând consumul orar de combustibil  $C$ , la mărirea treptată a deschiderii clapetei de admisie, frâna fiind decuplată de motor.

Pentru determinarea *turației minime stabile de mers în gol*  $n_{g \text{ min}}$  se închide treptat clapeta de admisie, până în momentul apariției unei variații a turației în limitele  $\pm 5\%$ , după care turația se mărește din nou, până se obține timp de 10 min, o funcționare stabilă.

Cu datele obținute prin încercări (fig 5.10, FÎ p.195, 196) se reprezintă grafic curba  $C = f(n)$  (fig.5.9).

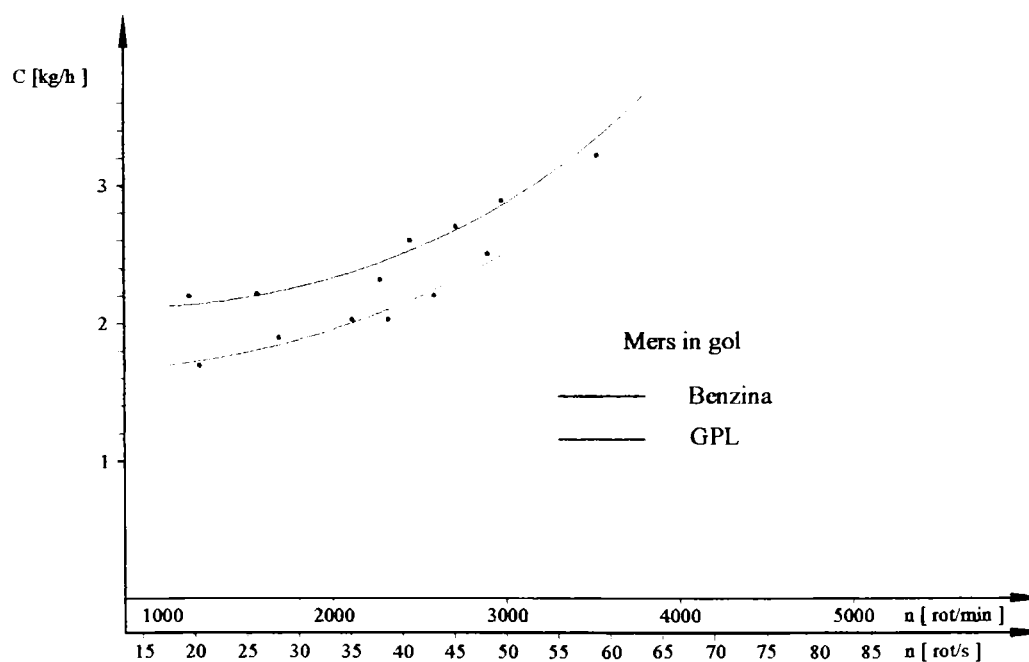


Fig.5.9

# FISA DE INCERCARE PE BANC A MOTORULUI

Instructia: FACULTATEA DE MECANICA Motorul: GV    Seria:    Tip: 505 Temperatura aerului: 21 °C Presiunea barometrica: 761 mmHg Umiditatea rel. a aerului: 72 %	Bancul de proba: Lab. MOTOARE Benzina: COR 98 Densitatea rel. la 20°C: 0,75 kg/dm <sup>3</sup> Ulei: 15 W 40 Carburator: 32 IRMN	Incercarea: Reglaje: Nr. fisa:
---	--	--------------------------------------

Nr. crt.	Marimi masurate										Marimi calculate							OBSERVATII										
	TURATIE n rot/s	SARCINA F daN	COMBUS TIBIL t s	PRESIUNI			POLUARE CO	AVANS β	TEMPERATURI			AER G <sub>a</sub> kg/h	CONSUM DE COMBUS TIBIL C kg/h		CORRECTIE COR K <sub>s</sub>		PUTEREA P <sub>e</sub> kW		CUPLUL MOTOR M <sub>e</sub> daNm		PRESIUNEA MEDIE EFECTIVA P <sub>ec</sub> × 10 <sup>4</sup> N/m <sup>2</sup>		AER COEF GATS λ					
1	19,6	—	130	P <sub>ai</sub> mmHg	ΔP <sub>aei</sub> mmHg	P <sub>cad</sub> mmHg	P <sub>ri</sub> mmHg	ΔP <sub>dial</sub> mmHg	CO	β	t <sub>ai</sub> °C	t <sub>apae</sub> °C	t <sub>u</sub> °C	t <sub>g</sub> °C	G <sub>a</sub> kg/h	C kg/h	c g/kWh	K <sub>s</sub>	P <sub>e</sub> kW	P <sub>ec</sub> kW	M <sub>e</sub> daNm	M <sub>ec</sub> daNm	P <sub>ec</sub> × 10 <sup>4</sup> N/m <sup>2</sup>	P <sub>ec</sub> × 10 <sup>4</sup> N/m <sup>2</sup>	λ	—	1,598	
2	26,2		125	8		260	4	7	1,06		82	63	65	285	37,1	2,1		—										
3	38,5		121	9		270	4	7	1,20		85	72	72	385	38,4	2,2												
4	39,6		112	10		280	4	8	1,60		87	78	75	555	38,9	2,3												
5	41,8		105	10		285	5	8	1,68		89	82	80	560	39,1	2,5												
6	45,2		99	11		300	5	8	1,38		93	85	82	560	39,6	2,6												
7	49,3		94	12		320	6	9	1,35		93	89	83	580	40,6	2,7												
8	58,6		85	14		330	6	10	1,24		94	90	85	590	44,2	2,9												
						350	6	11	1,02		96	91	85	580	46,3	3,2												

# FISA DE INCERCARE PE BANC A MOTORULUI

Institutia: FACULTATEA DE MECANICA

Motorul: GV      Seria:      Tip: 505

Temperatura aerului: 18 °C

Presiunea barometrica: 759 mmHg

Umiditatea rel. a aerului: 69 %

Bancul de proba: Lab. MOTOARE

Gaz: GPL

Densitatea rel. la 20°C: 2,58 kg/m<sup>3</sup>

Ulei: 15 W 40

Carburator: 32 IRMN

Incarcarea:

Reglaje:

Nr. fisa:

## Marimi masurate

Nr. crt.	TURATIE n	SARCINA F	COMBUS TIBIL t	PRESIUNI			AVANS β	TEMPERATURI				POLUARE CO			
				P <sub>ai</sub> mmHg	ΔP <sub>agi</sub> mmHg	P <sub>cad</sub> mmHg		P <sub>tl</sub> mmHg	ΔP <sub>diaf</sub> mmHg	CO	°RAC		t <sub>ai</sub> °C	t <sub>apae</sub> °C	t <sub>u</sub> °C
1	20,7		211	10	8	210	3	6	0,07	74	48	54	380	34,3	1,7
2	28,2		189	11	9	190	3	7	0,08	93	80	72	440	37	1,9
3	35,5		180	15	13	100	4	8	0,1	95	89	81	500	39,6	2,0
4	38,2		181	8	6	310	4	8	1,03	92	90	88	385	39,5	2,0
5	42,8		164	12	11	370	5	9	4,68	96	92	91	560	41,8	2,2
6	48,7		144	15	13	300	5	10	0,11	97	93	91	540	43,9	2,5
7															
8															

## Marimi calculate

AER G <sub>a</sub>	CONSUM DE COMBUS TIBIL C		COEF. CORRECTIE K <sub>s</sub>	PUTEREA		CUPULUL MOTOR		PRESIUNEA MEDIE EFECTIVA		OBSERVATII
	kg/h	B/kWh		P <sub>e</sub> kW	P <sub>ec</sub> kW	M <sub>ec</sub> daNm	M <sub>ec</sub> daNm	P <sub>e</sub> · 10 <sup>-4</sup> N/m <sup>2</sup>	P <sub>ec</sub> · 10 <sup>-4</sup> N/m <sup>2</sup>	
34,3	1,7		—							
37	1,9								1,574	
39,6	2,0									
39,5	2,0								1,491	
41,8	2,2								0,956	
43,9	2,5								1,248	

<p>S.C. THY MOBILSERV SRL            ORDER            str. CAZABAN 49/A            Tel: (059)-164539</p> <p>DATA: 26.10.2001            ORA: 11:20</p> <p>Nr. circ.: MG 2-B</p> <p>RPM [1/min] 1180            HC [ppm] 1822            CO [%] 1.06            CO2 [%] 6.7            O2 [%] 18.6            NOx [ppm] 98            LAMBDA 1.556            AFR 23.4</p>	<p>S.C. THY MOBILSERV SRL            ORDER            str. CAZABAN 49/A            Tel: (059)-164539</p> <p>DATA: 26.10.2001            ORA: 11:43</p> <p>Nr. circ.: MG 3-B</p> <p>RPM [1/min] 2310            HC [ppm] 1037            CO [%] 1.60            CO2 [%] 10.1            O2 [%] 5.5            NOx [ppm] 154            LAMBDA 1.194            AFR 17.4</p>	<p>S.C. THY MOBILSERV SRL            ORDER            str. CAZABAN 49/A            Tel: (059)-164539</p> <p>DATA: 26.10.2001            ORA: 12:11</p> <p>Nr. circ.: MG 4-B</p> <p>RPM [1/min] 2510            HC [ppm] 1357            CO [%] 1.38            CO2 [%] 9.9            O2 [%] 5.8            NOx [ppm] 168            LAMBDA 1.191            AFR 17.5</p>	<p>S.C. THY MOBILSERV SRL            ORDER            str. CAZABAN 49/A            Tel: (059)-164539</p> <p>DATA: 26.10.2001            ORA: 12:25</p> <p>Nr. circ.: MG 5/MG5<sup>8</sup></p> <p>RPM [1/min] 2960            HC [ppm] 1102            CO [%] 1.24            CO2 [%] 11.0            O2 [%] 4.6            NOx [ppm] 165            LAMBDA 1.137            AFR 16.7</p>	<p>S.C. THY MOBILSERV SRL            ORDER            str. CAZABAN 49/A            Tel: (059)-164539</p> <p>DATA: 26.10.2001            ORA: 12:42</p> <p>Nr. circ.: MG 6-B</p> <p>RPM [1/min] 3420            HC [ppm] 1042            CO [%] 1.02            CO2 [%] 11.3            O2 [%] 4.3            NOx [ppm] 222            LAMBDA 1.131            AFR 16.6</p>
<p>S.C. THY MOBILSERV SRL            ORDER            str. CAZABAN 49/A            Tel: (059)-164539</p> <p>DATA: 26.10.2001            ORA: 20:32</p> <p>Nr. circ.: MG 2-G</p> <p>RPM [1/min] 1690            HC [ppm] 3320            CO [%] 0            CO2 [%] 6.4            O2 [%] 11.3            NOx [ppm] 42            LAMBDA 1.574            AFR 23.1</p>	<p>S.C. THY MOBILSERV SRL            ORDER            str. CAZABAN 49/A            Tel: (059)-164539</p> <p>DATA: 26.10.2001            ORA: 21:55</p> <p>Nr. circ.: MG 5-G</p> <p>RPM [1/min] 2570            HC [ppm] 3350            CO [%] 4.58            CO2 [%] 6.7            O2 [%] 6.1            NOx [ppm] 0            LAMBDA 0.355            AFR 14.0</p>	<p>S.C. THY MOBILSERV SRL            ORDER            str. CAZABAN 49/A            Tel: (059)-164539</p> <p>DATA: 26.10.2001            ORA: 21:24</p> <p>Nr. circ.: MG 4-G</p> <p>RPM [1/min] 1690            HC [ppm] 2346            CO [%] 1.03            CO2 [%] 6.5            O2 [%] 9.9            NOx [ppm] 28            LAMBDA 1.491            AFR 21.3</p>	<p>S.C. THY MOBILSERV SRL            ORDER            str. CAZABAN 49/A            Tel: (059)-164539</p> <p>DATA: 26.10.2001            ORA: 22:26</p> <p>Nr. circ.: MG 6-G</p> <p>RPM [1/min] 2320            HC [ppm] 2840            CO [%] 0.11            CO2 [%] 8.9            O2 [%] 7.2            NOx [ppm] 147            LAMBDA 1.248            AFR 18.0</p>	

Fig.5.10

---

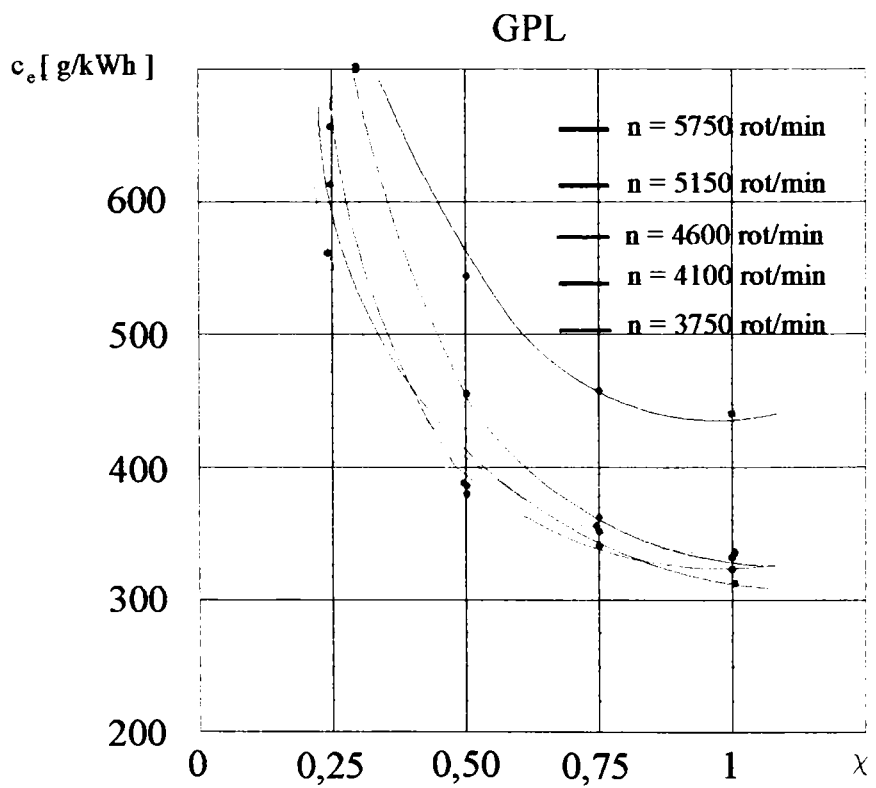
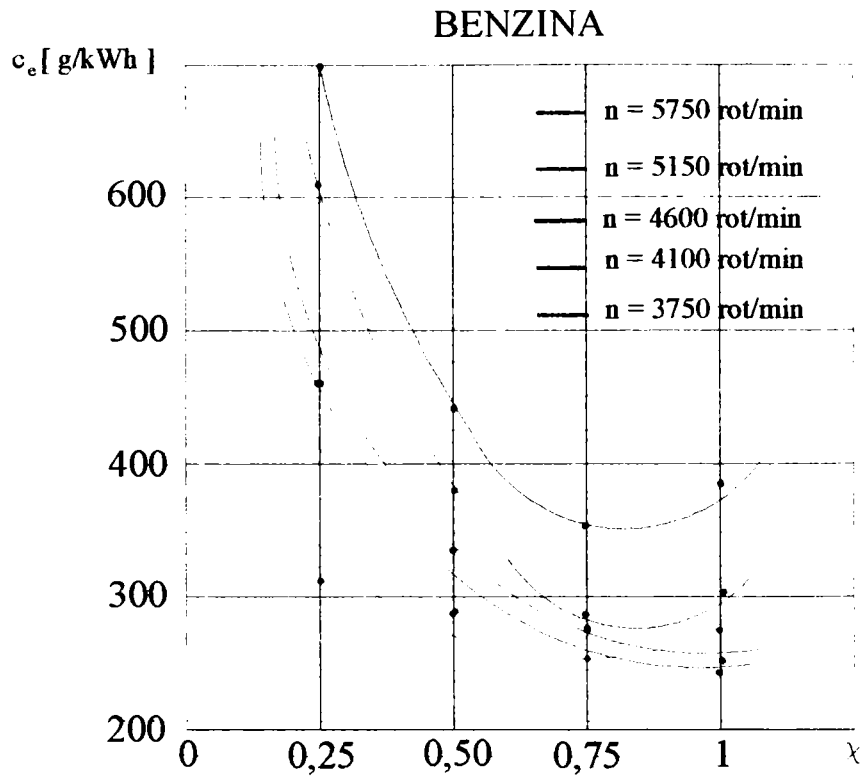
---

Turația minimă de mers în gol  $n_{g \min}$  este mai mică decât turația minimă la sarcina totală  $n_{\min}$ , aceasta depinzând de rapiditatea motorului ( $n_{g \min}=400\dots600$  rot/min). Caracteristica de mers în gol este deosebit de sensibilă față de imprecizia reglajelor și a concordanței între dispozitivul de mers în gol și sistemul principal de dozare al carburatorului. În cazul variației continue a caracteristicii se asigură trecerea corectă a motorului de la regimul de mers în gol la regimul de sarcină medie. Atunci când curba prezintă anumite inflexiuni, se indică o supraîmbogățire sau o suprasărăcire a amestecului, ca urmare a cuplării incorecte a elementelor de dozare în carburator. În primul caz are loc cuplarea timpurie a dispozitivului principal de dozare, iar în al doilea caz – cuplarea cu întârziere a dispozitivului.

În anumite cazuri, pe caracteristica de mers în gol, în afară de consumul orar de combustibil  $C$ , se mai reprezintă variația consumului orar de aer  $C_a$ , coeficientul de exces de aer  $\lambda$ , avansul la producerea scânteii electrice  $\theta$ , depresiunii în colectorul de admisie  $\Delta p$ , în scopul punerii la punct a motorului la mersul în gol.

### 5.1.2. *Caracteristicile de sarcină.*

În timpul exploatării, motoarele pentru automobile și tractoare în mare majoritate a timpului funcționează la sarcini parțiale. La aceste regimuri, când puterea se micșorează în mod intenționat, aprecierea unui motor se face după economicitatea lui. În acest scop se ridică *caracteristica de sarcină*, care reprezintă dependența consumului orar de combustibil  $C$  și a consumului specific de combustibil  $c_e$ , eventual și a altor parametri, de sarcina motorului la o turație constantă. Pe baza analizei caracteristicii de sarcină se pot determina valorile absolute ale consumurilor de combustibil la turații și sarcini diferite, se pot evidenția regimurile de funcționare cele mai economice, se pot stabili cauzele particularităților modificării indicilor economici ai unui motor la sarcini parțiale. În cazul m.a.c. se poate determina și limita admisibilă a debitului de combustibil pe ciclu  $\Delta C$ . Cu ajutorul unei familii de caracteristici de sarcină, ridicate la diferite turații, se poate construi caracteristica de turație a motorului.



**Fig.5.11**



---

---

În cazul motoarelor cu aprindere prin scânteie, variația sarcinii la o turație constantă se urmărește prin poziția unghiulară a obturatorului  $\gamma$ , puterea efectivă a motorului  $P_e$ , sau coeficientul de sarcină  $\chi$ , măsurându-se consumul orar de combustibil  $C$ . Ca 100% se consideră puterea dezvoltată de motor la o turație dată cu obturatorul complet deschis, iar ca zero se consideră puterea de mers în gol. Pentru aprecierea sarcinilor parțiale uneori se adoptă drept criteriu depresiunea din colectorul de admisie, care variază de la 40 la 80 mbar, când obturatorul este complet deschis și puterea este maximă la 700 – 800 mbar, în regimul de mers în gol.

La ridicarea caracteristicii de sarcină, unghiul de deschidere a obturatorului se modifică treptat, de la deschiderea maximă până la cea corespunzătoare mersului în gol.

Pentru ridicarea caracteristicii de sarcină se procedează în felul următor. După pornirea și încălzirea motorului se frânează puțin motorul, se deschide complet obturatorul și, prin modificarea încărcării frânei, se stabilește turația la care s-a proiectat ridicarea caracteristicii. Se lasă motorul să funcționeze la acest regim până se stabilizează starea lui termică. Apoi se execută măsurările necesare: forța de frână, turația arborelui cotit, consumul de combustibil, depresiunea în colectorul de admisie, unghiul de avans la declanșarea scânteii, consumul de aer, temperatura și presiunea mediului înconjurător, ș.a.

După executarea măsurărilor se închide puțin obturatorul, din care cauză turația se micșorează. Acționând asupra organelor de reglare a frânei, se reduce sarcina iar turația crește, ajungând la valoarea la care are loc ridicarea caracteristicii. La noua poziție a obturatorului se lasă să se stabilizeze starea termică a motorului și

---

---

din nou se fac măsurările. Experiențele se repetă închizând obturatorul până când, pentru restabilirea turației la care se face ridicarea caracteristicii, va trebui descărcat motorul complet. În scopul determinării mai precise a momentului de intrare în funcțiune a economizorului și valorii consumului minim de combustibil punctele experimentale trebuie să fie mai dese în această zonă.

Pe baza măsurărilor și în urma prelucrării rezultatelor experimentale, se trasează caracteristica de sarcină (fig.5.11).

Din examinarea caracteristicilor de sarcină, fig.5.11, se constată:

1. – Toate familiile de caracteristici au aceeași alură crescătoare cu scăderea sarcinii.
2. Caracteristicile la funcționarea pe gaze petroliere lichefiate prezintă următoarele particularități:
  - Influența mică a turației asupra consumului specific de combustibil la sarcini de 100%, 75% și 50%;
  - consumuri specifice de combustibil mai mari decât la benzină pentru toate sarcinile ;
  - - creșterea rapidă a consumului specific de combustibil pentru G.P.L. la sarcina de 25% și 50%.
3. Caracteristicile la funcționare pe benzină se disting prin:
  - consumul specific de combustibil are variații mari în funcție de turație;
  - consumul specific pentru turația corespunzătoare momentului maxim este aproape constant în funcție de sarcină.

---

---

Particularitățile caracteristicilor mai sus menționate se explică prin:

- în cazul funcționării pe gaze petroliere lichefiate valorile lui  $\lambda$  variază în limite restrânse, cu tendința de scădere a domeniului de variație odată cu creșterea sarcinii în timp ce la funcționarea pe benzină domeniul de variație este larg;
- la funcționarea pe gaze petroliere lichefiate valorile coeficientului excesului de aer  $\lambda$  au tendința de creștere odată cu creșterea sarcinii, în timp ce pentru benzină au tendință descrescătoare;
- pentru turațiile de 2750, 3250, 4250 și 4750, la funcționarea pe benzină se constată domenii de variație liniară a coeficientului excesului de aer în funcție de sarcină;
- variația liniară a consumului specific de combustibil în funcție de sarcină pentru  $n_M$  în cazul alimentării cu benzină se explică prin compensarea efectului de scădere a lui  $\lambda$  odată cu creșterea sarcinii (înrautățirea arderii) și cu efectul de creștere a randamentului mecanic cu creșterea sarcinii.

### ***5.1.3. Caracteristicile complexe.***

În scopul stabilirii unor reglaje optime (dozaj, consum specific, indice de fum ș.a.), precum și pentru a studia calitățile motorului în raport cu destinația sa se utilizează *caracteristicile complexe*.

Caracteristicile complexe pun în evidență interdependența mai multor indici de apreciere a performanțelor motorului. O utilizare curentă o au caracteristicile complexe  $P_e - n$ ,  $p_e - n$  și  $M_e - n$ , completate cu curbele izoparametrice pentru valori identice ale consumului specific de combustibil.

Pentru ridicarea unei caracteristici complexe pe caracteristica de turație la sarcini parțiale se trasează dreapta de consum specific

---

---

$c_e = \text{const.}$  Punctele de intersecție cu curbele de consum specific de combustibil corespunzătoare diferitelor sarcini, punctele 1 - 6 se transpun în diagrama  $P_e - n$ , în concordanță cu sarcinile respective. Prin unirea punctelor astfel obținute 1' - 6', în diagrama  $P_e - n$ , rezultă curba izoparametrică  $c_e = \text{const.}$  Punctul care reprezintă consumul minim de combustibil se numește *polul economic al diagramei*.

Au avantajul că evidențiază polul economic de funcționare al motorului.

1 - Având în vedere faptul că autorul a dorit ca datele experimentale să fie însoțite și de diagrama indicată cu achiziție automată de date pe calculator, instalația a funcționat pe toată durata probelor.

Problemele legate de duranța limitată a traductorului piezoelectric și a bujiei în care a fost montat, nu au permis ridicarea unui set complet de caracteristici de turație care să ofere posibilitatea stabilirii în detaliu a caracteristicilor complexe la funcționarea motorului pe benzină și pe GPL.

Insistăm și asupra informației că nu se poate lucra cu bujia predestinată motorului GV 505, neechipată cu traductor piezoelectric, deoarece aceasta, față de bujia cu traductor încorporat, ar fi alterat rezultatul măsurărilor.

În cazul funcționării pe benzină au servit ca model de referință caracteristicile complexe, ridicate pe cele cincizeci de motoare (seria 0) obținute pentru motorul GV 500 cu răcire cu aer, cu ocazia punerii în fabricație.

După datele avute astfel la dispoziție s-a reușit obținerea printr-un set laborios de probe, a consumului specific efectiv de minim minimorum pentru GV 505, la funcționarea pe benzină, pentru care s-au înregistrat în jur de 250 g/kWh și apoi probele s-au repetat căutându-se punctul de minim minimorum la

---

---

funcționarea pe GPL, rezultând în jur de 230 g/kWh echivalent benzină (după puterea colorifică la funcționarea pe GPL).

2 – Pentru funcționarea pe GPL s-au ridicat mai multe caracteristici de turație la sarcini diferite, ceea ce a permis concluzia că, caracteristicile complexe au o alură mai aplatizată la funcționarea cu propan - butan, comparativ cu cele la funcționarea pe benzină, pentru motorul GV 505.

#### *5.1.4. Caracteristicile de variație ale dozajului amestecului aer – gaz în funcție de depresiunea din amestecător.*

Raportul de amestec aer – gaz depinde de:

- presiunea din conducta de aer;
- presiunea din conducta de gaz;
- secțiunile conductei de aer și a conductei de gaz;
- depresiunea din amestecător.

Conform [100] raportul de amestec aer – gaz este:

$$m = \frac{S_a W_a}{S_g W_g} = \frac{S_a}{S_g} \sqrt{\frac{(p_a - p_m) \cdot \rho_g}{(p_g - p_m) \rho_a}} \quad (5.32)$$

Pentru o anumită valoare a lui  $m$ , raportul necesar  $q$  al secțiunilor de trecere este:

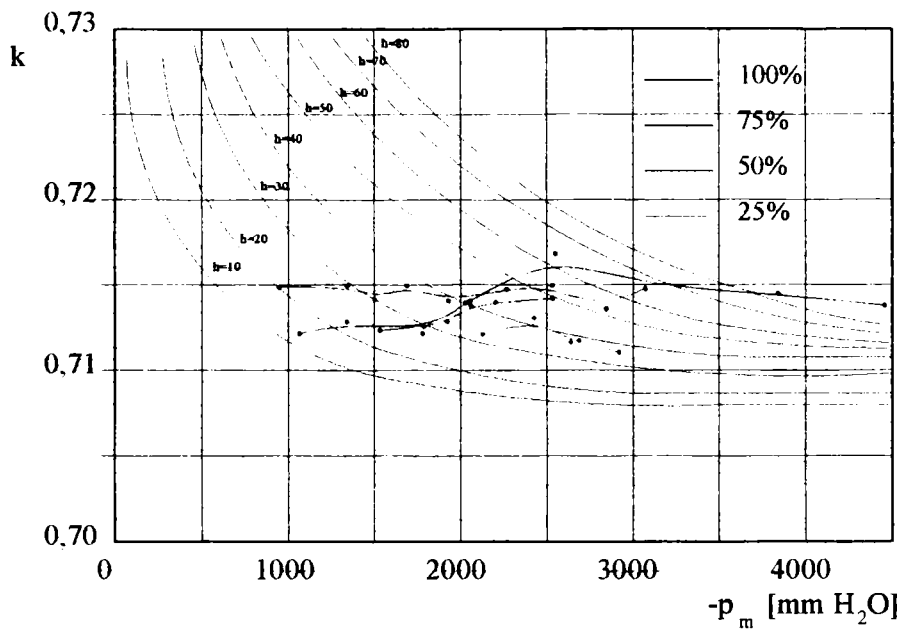
$$q = \frac{S_a}{S_g} = mk \quad \text{unde} \quad k = \sqrt{\frac{(p_g - p_m) \rho_a}{(p_a - p_m) \rho_g}} \quad (5.33)$$

$$h = p_g - p_a \quad (5.34)$$

Luând  $S_a = 1963 \text{ mm}^2$ ; ( $D_a = 50 \text{ mm}$ ) ;  $S_g = 78,5 \text{ mm}^2$  ( $D_g = 10 \text{ mm}$  )  
 $\rho_a = 1,29 \text{ kg/m}^3$ ;  $\rho_g = 2,58 \text{ kg/m}^3$  se construiesc curbele teoretice și experimentale ale diagramei Hellen – Schmidt (fig.5.12) cu ajutorul valorilor din tabelul 5.4.

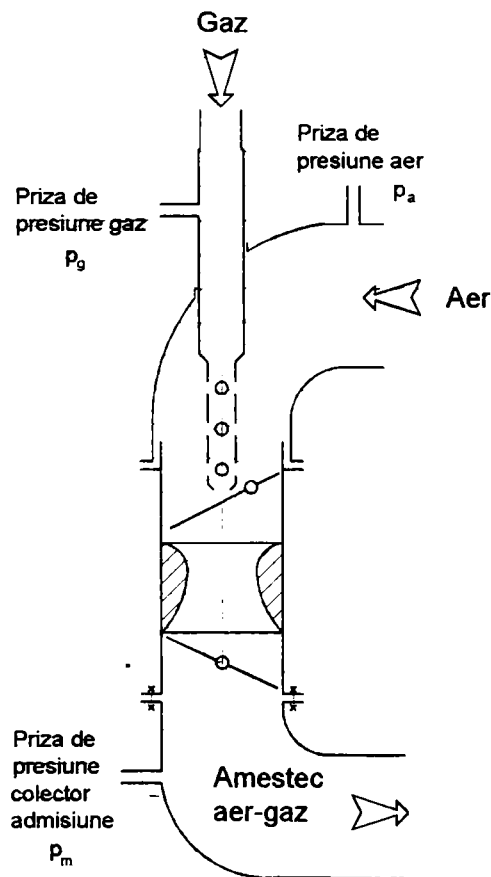
Tabelul 5.4

Nr.	Teoretic					Experimental					
	h	-p <sub>g</sub>	-p <sub>a</sub>	-p <sub>m</sub>	k	h	-p <sub>g</sub>	-p <sub>a</sub>	-p <sub>m</sub>	k	
	mm H <sub>2</sub> O	mm H <sub>2</sub> O	mm H <sub>2</sub> O	mm H <sub>2</sub> O		mm H <sub>2</sub> O	mm H <sub>2</sub> O	mm H <sub>2</sub> O	mm H <sub>2</sub> O		
1	10	190	200	4500	0,708	86	113	200	4460	0,714	100%
2	10	180	190	4000	0,708	84	48	132	3849	0,715	
3	10	170	180	3500	0,708	71	37	108	3033	0,715	
4	10	160	170	3000	0,708	66	39	105	2448	0,717	
5	10	150	160	2500	0,708	40	60	100	2040	0,714	
6	10	140	150	2000	0,709	36	54	90	2026	0,714	
7	10	130	140	1500	0,710	26	52	78	1755	0,712	
8	10	120	130	1000	0,711	22	36	58	1333	0,713	
9	10	110	120	500	0,716	16	23	39	1075	0,712	
10	20	180	200	4500	0,709	65	95	110	3019	0,715	
11	20	160	180	4000	0,709	48	42	90	2828	0,713	
12	20	140	160	3500	0,709	54	34	88	2592	0,715	
13	20	120	140	3000	0,709	51	9	60	2203	0,715	
14	20	100	120	2500	0,710	39	1	40	1921	0,714	
15	20	80	100	2000	0,710	36	2	38	1713	0,715	
16	20	60	80	1500	0,712	32	4	36	1550	0,714	
17	20	40	60	1000	0,714	28	4	32	1332	0,715	
18	20	20	40	500	0,722	22	8	30	952	0,715	50%
19	30	170	200	4500	0,710	46	43	89	2530	0,714	
20	30	140	170	4000	0,710	42	41	83	2244	0,714	
21	30	110	140	3500	0,710	39	32	71	2040	0,714	
22	30	80	110	3000	0,710	29	22	51	1904	0,713	
23	30	50	80	2500	0,711	28	3	31	1700	0,713	
24	30	20	50	2000	0,712	25	5	30	1564	0,713	25%
25	40	160	200	4500	0,710	51	2	53	2942	0,713	
26	40	120	160	4000	0,711	45	8	53	2720	0,713	
27	40	80	120	3500	0,711	41	11	52	2080	0,714	
28	40	40	80	3000	0,712	39	12	51	2448	0,713	
29	40	0	40	2500	0,713	36	14	50	2176	0,713	
30	50	150	200	4500	0,711						
31	50	100	150	4000	0,712						
32	50	50	100	3500	0,712						
33	50	0	50	3000	0,713						
34	60	140	200	4500	0,712						
35	60	80	140	4000	0,712						
36	60	20	80	3500	0,713						
37	70	130	200	4500	0,713						
38	70	60	130	4000	0,713						



**Fig.5.12**

În fig.5.13 este prezentată o schemă a carburatorului – amestecător utilizat pentru funcționarea pe gaz și locurile prizelor de prelevare a depresiunilor (aer, gaz, amestec).



**Fig.5.13**

---

---

În diagramele din fig. 5.12 (Hellen – Schmidt) sunt reprezentate valorile lui  $k$  în funcție de depresiunea din colectorul de admisie  $p_m$ , pentru  $h = \text{constant}$ .

Reprezentând pe aceste diagrame punctele obținute experimental, motorul funcționând la sarcinile  $\chi = 100\%$ ,  $75\%$ ,  $50\%$ ,  $25\%$  se obțin curbele experimentale  $k = f(p_m)$ .

Din examinarea acestor curbe experimentale  $k = f(p_m)$ , rezultă următoarele:

- curbele experimentale de sarcină constantă sunt cuprinse între curbele de  $h = 10$  și  $h = 80$  (mm H<sub>2</sub>O) ceea ce asigură avantajul unui mers stabil al motorului la diferite sarcini.
- mersul cel mai stabil al motorului se obține pentru  $\chi = 25\%$  deoarece curba de sarcină  $\chi = 25$  este cuprinsă între  $h = 30$  și  $h = 40$  (mm H<sub>2</sub>O), ca și la funcționarea la sarcină  $\chi = 75\%$ .
- mersul mai puțin stabil al motorului se obține pentru  $\chi = 100\%$  respectiv pentru  $\chi = 50\%$ .

## 5.2. Parametrii procesului de ardere.

*Calculul temperaturii în punctul de desprindere  $T_d$  de pe diagrama indicată.*

Formula de calcul a temperaturii în punctul de desprindere este:

$$T_d = T_a \left( \frac{p_d}{p_a} \right)^{\frac{m_{c-1}}{m_c}} \quad (5.35)$$

în care:

$T_a$  – temperatura de admisie a amestecului [K]

$p_a$  – presiunea la admisie [bar]

$p_d$  – presiunea în punctul de desprindere [bar]

$m_c$  – exponentul politropic mediu în faza de compresiune.

Conform [140] formula de calcul a temperaturii  $T_a$  este



$$T_a = \frac{T'_o + \gamma T_r \left( \frac{p_a}{p_r} \right)^{\frac{\chi_r - 1}{\chi_r}}}{1 + \gamma} \quad (5.36)$$

în care:

$T'_o$  este temperatura amestecului în urma încălzirii sale la trecerea prin

colectorul de admisie  $T'_o = T_o + \Delta T$

$T_o$  – temperatura mediului ambiant

$\Delta T$  – creșterea de temperatură datorită încălzirii în sistemul de admisie

$T_o$  – se măsoară

$\Delta T$  – se alege statistic

$T_r$  – temperatura gazelor reziduale aleasă statistic funcție de tipul motorului

$p_r$  – presiunea gazelor reziduale la începutul admisiei, calculat funcție de tipul motorului cu formule aproximative [bar]

$$p_r = p_o + 0,000316 \left( \frac{\pi D^2}{4 f_{e \max}} w_{pm} \right)^{1,5} = p_o + 0,00465 w_{pm}^{1,5} \quad (5.37)$$

pentru motoare rapide.

în care:

$w_{pm}$  – viteza medie a pistonului [m/s]

$D$  – alezajul

$f_{e \max}$  – aria maximă controlată de supapa de avacuare [m<sup>2</sup>]

$\chi_r$  – raportul căldurilor specifice  $\chi_r = \frac{c_{pr}}{c_{vr}}$  pentru gazele de ardere ale

combustibililor lichizi de proveniență petrolieră

Coeficientul gazelor reziduale calculat cu formula:

$$\gamma = \frac{p_r}{p_o} \cdot \frac{T_o}{T_r} \cdot \frac{1}{\eta_v} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \quad (5.38)$$

în care

$\varepsilon$  - este gradul de compresie al motorului

$\eta$  - coeficientul de umplere calculat cu formula:

$$\eta_v = \frac{p_o \cdot T_o}{p_o \cdot T_o' \cdot (\varepsilon - 1)} \left[ \varepsilon - \left( \frac{p_r}{p_a} \right) \cdot \frac{1}{\chi_r} \right] \quad (5.39)$$

exponentul politropic mediu la comprimare se calculează cu formula:

$$m_c = \frac{\log p_c - \log p_a}{\log \varepsilon}$$

în care

$p_c$  - este presiunea la sfârșit de comprimare stabilită convențional ca fiind presiunea în punctul mort interior pe diagrama indicată desfășurată  $p - \alpha$ .

$$\text{Temperatura la admisie } T_a = \frac{T_o' + T_t \left( \frac{p_a}{p_r} \right)^{\frac{\chi_r - 1}{\chi_r}}}{1 + \gamma} \quad (5.40)$$

$$T = (10 \div 45) \text{ [K]}$$

$$T_r = 1000 \text{ K}; p_r = 1,1 p_o$$

$$p_r = p_o + 0,00465 w_{pm}^{1,5} \text{ [kgf/cm}^2\text{]}$$

$$T_a = (300 \div 350) \text{ [K]}$$

$$\gamma = \frac{p_r}{p_o} \cdot \frac{T_o}{T_r} \cdot \frac{1}{\eta_v} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \text{ coeficientul gazelor reziduale} \quad (5.41)$$

$$T_o' = T_o + \Delta T \quad - \text{Temperatura în colectorul de admisie}$$

$$p_o = 1,01 \text{ at.}; \chi_r = 1,288 \text{ - exponentul politropic al gazelor reziduale}$$

$$T_o = 293 \text{ [K]}$$

$$\eta_v = \frac{p_a T_o}{p_o T_o' (\varepsilon - 1)} \left[ \varepsilon - \left( \frac{p_r}{p_a} \right) \frac{1}{\chi_r} \right] \text{ - coeficientul de umplere} \quad (5.42)$$

$$p_a = p_o - 0,00465 w_{ipm}^{1,5} \text{ [kgf/cm}^2\text{]}$$

$$P_{\max} ; \chi = 100\% ; \text{Benzină} ; n = 5250 \text{ r/min} ; w_{\text{pm}} = \frac{n \cdot S}{30}$$

$$w_{\text{pm}} = \frac{5250 \cdot 74 \cdot 10^{-3}}{30} = 12,95 \text{ m/s}$$

$$p_a = 1,01 - 0,00465 \cdot 12,95^{1,5} = 0,8 \text{ at}$$

$$p_r = 1 + 0,00465 w_{\text{pm}}^{1,5} = 1,2 \text{ at (presiunea gazelor reziduale)}$$

$$T_o' = 305 \text{ K}$$

$$\eta_v = \frac{0,8 \cdot 293}{1,305 \cdot 8} \left[ 9 - \left( \frac{1,2}{0,8} \right)^{\frac{1}{2,888}} \right] = 0,7032$$

$$\gamma = \frac{1,23}{1,01} \cdot \frac{293}{1000} \cdot \frac{1}{0,7032} \cdot \frac{1}{8} = 0,0634$$

$$T_a = \frac{305 + 0,0634 \left( \frac{1,01}{1,23} \right)^{\frac{0,288}{1,288}} \cdot 1000}{1,066} = 340 \text{ K}$$

$$m_c = \frac{\log p_c - \log p_a}{\log \varepsilon} = \frac{\log 14 - \log 0,8}{\log 9} = 1,3026$$

exponentul politropic la comprimare

$$x_d = \frac{74}{2} (1 - \cos \alpha) + \frac{74}{8 \cdot 3,325} (1 - \cos 2\alpha) = 0,9775 \text{ mm}$$

$$v_d = \frac{\pi D^2}{4} \cdot x + v_c = \frac{\pi \cdot 74^2}{4} \cdot 0,9775 + 42000 = 46551,852 \text{ mm}^3$$

$$v_c = 42 \text{ cm}^3$$

$$T_d = T_a \left( \frac{p_d}{p_a} \right)^{\frac{m_c - 1}{m_c}} = 340 \left( \frac{9,00}{0,8} \right)^{\frac{0,3774}{1,3374}} = 626,13 \text{ K}$$

În tabelul 5.5 sunt prezentate , comparativ , pentru  $\chi = 100\%$  , regimurile  $P_{\max B}$  ,  $P_{\max GPL}$  ,  $M_{\max B}$  ,  $M_{\max GPL}$  ,  $C_{\min B}$  ,  $C_{\min GPL}$  .

Tabelul 5.5

	$P_{\max B}$ 100%	$P_{\max G}$ 100%	$M_{\max B}$ 100%	$M_{\max G}$ 100%	$C_{\min B}$ 100%	$C_{\min G}$ 100%
$P_o$	1,0056 at	1,0056 at	1,0056 at	1,0056 at	1,0056 at	1,0056 at
$T_o$	296 K	296 K	296 K	296 K	296 K	296 K
$n$	5250 r/min	5250 r/min	3280 r/min	3240 r/min	4200 r/min	4200 r/min
$w_{pm}$	12,95 m/s	12,95 m/s	8,419 m/s	8,316 m/s	10,78 m/s	10,78 m/s
$T_o'$	305 K	335 K	305 K	335 K	305 K	335 K
$P_a$	0,8 at	0,89 at	0,892 at	0,88 at	0,841 at	0,88 at
$T_a$	340 K	366 K	336,5 K	350 K	330 K	366 K
$P_r$	1,2 at	1,106 at	1,1036 at	1,1171 at	1,17 at	1,17 at
$T_r$	1000 K	900 K	1000 K	900 K	1000 K	900 K
$\gamma$	0,066	0,0648	0,051	0,0059	0,059	0,067
$\eta_v$	0,7032	0,76	0,84	0,78	0,8116	0,76
$P_c$	14 at	13,5 at	13,5 at	13,75 at	15 at	15 at
$m_c$	1,3076	1,3	1,27	1,3	1,3463	1,3463
$T_d$ [K]	626/625	680	536,4/524,7	630	653/681	700
$P_d$	9 at	10,75 at	10 at	11,25 at	12 at	11 at
$\varepsilon$	0,16%		2,18%		4%	

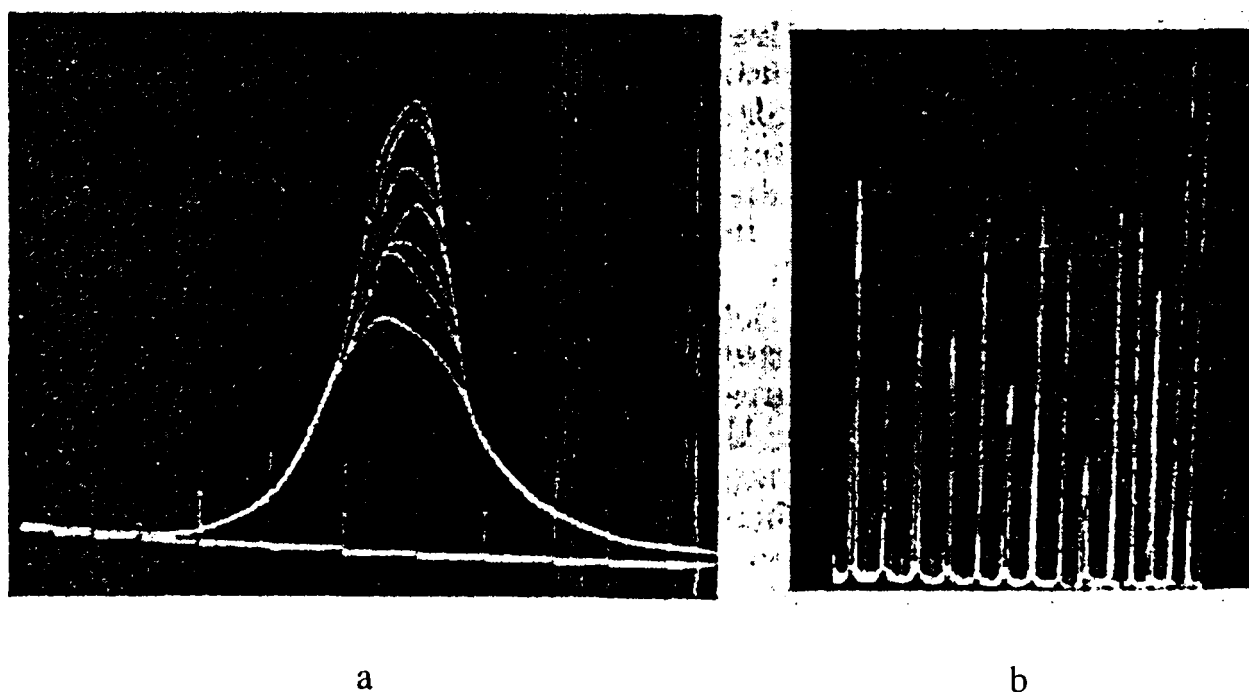
### 5.3. Dispersia ciclică.

Din punctul de vedere al reproducerii, fenomenele dintr-un motor cu ardere internă se prezintă sub patru aspecte diferite:

1. Fenomene care se reproduc riguros în ciclurile succesive ale motorului sau fenomene periodice (ex: variația presiunii în cilindrul unui motor antrenat).
2. Fenomene care se reproduc parțial (ex: variația presiunii în timpul arderii).
3. Fenomene întâmplătoare (ex: aprinderile secundare).
4. Fenomene tranzitorii, care apar la accelerarea și decelerarea motorului.

Fenomenul de dispersie ciclică constă în ireproductibilitatea fazelor de ardere din ciclurile succesive ale unui motor cu ardere internă.

Studiul experimental al fenomenului de dispersie ciclică poate fi efectuat pe două căi diferite. Metoda clasică constă fie în suprapunerea diagramelor indicate desfășurate,  $p-\alpha$ , din ciclurile succesive ale motorului (fig. 5.14, a ), fie în alăturarea diagramelor indicate restrânse,  $p-\alpha$ , din ciclurile succesive ale motorului ( fig. 5.14, b ), pentru a evidenția numai maximele de presiune.



*Fig.5.14*

---

A doua metodă de cercetare, utilizată de Salé, constă în determinarea, cu ajutorul unei aparaturi electronice speciale, a frecvenței de apariție a unei presiuni la un număr  $N_0$  de cicluri succesive, la diferite unghiuri de rotație a manivelei, în timpul procesului de ardere.

Natura fenomenului de dispersie ciclică poate fi explicată considerând că abaterile presiunii de la valoarea medie sunt determinate, în esență, de turbulența amestecului.

Apariția și dezvoltarea nucleului de flacără, în faza inițială, sunt determinate în deosebi de viteza reacției chimice. Turbulența locală, de scară mică, poate provoca însă abateri mari în desfășurarea reacției chimice.

În motorul cu aprindere prin scânteie, cu toate că se realizează un grad ridicat de omogenitate a amestecului aer-combustibil, imperfecțiunea locală a amestecului nu poate fi evitată. În condițiile vaporizării incomplete a combustibilului în colectorul de admisiune, mișcarea întâmplătoare a elementelor de volum determină apariția unor fluctuații locale de omogenitate. Modificarea concentrației de combustibil în amestecul din dreptul bujiei, poate provoca, în momentul declanșării scântei electrice, fie o intensificare, fie o slăbire a reacției chimice. În al doilea caz, apariția nucleului de flacără este întârziată, ceea ce afectează desfășurarea întregului proces, deplasându-l din jurul p.m.i..

Modificarea locală a vitezei de reacție sub acțiunea turbulenței are loc și pe alte căi. Când reacția se desfășoară în volume ale căror dimensiuni sunt de același ordin de mărime cu ale aceluia cuprins între electrozii bujiei, micropulsațiile diluează amestecul, modificând compoziția chimică locală, micșorează concentrația de centri activi, reduc temperatura prin intensificarea transferului de căldură, afectând astfel formarea nucleului inițial [ 9 ]. Micropulsațiile constituie ele însele un fenomen statistic, ca și totalitatea pulsațiilor turbulente, astfel încât în jurul electrozilor bujiei, în momentul declanșării scântei, ele sunt evident ireproductibile, ceea ce determină abaterile de la condițiile medii corespunzătoare desfășurării reacției chimice. Ele vor provoca fluctuații ale vitezei de reacție. Ast-

fel, în prima fază a procesului de ardere, abaterile locale ale vitezelor de reacție, determinate de natura statistică a fenomenului de turbulență și neomogenitatea locală a amestecului sunt capabile să amplifice într-atât faza inițială, să determine un asemenea grad de instabilitate a focarului inițial, încât în unele cicluri fie că apariția lui este împiedicată, fie că dezvoltarea lui este întreruptă. Astfel se explică existența unor cicluri în care procesul de ardere este absent.

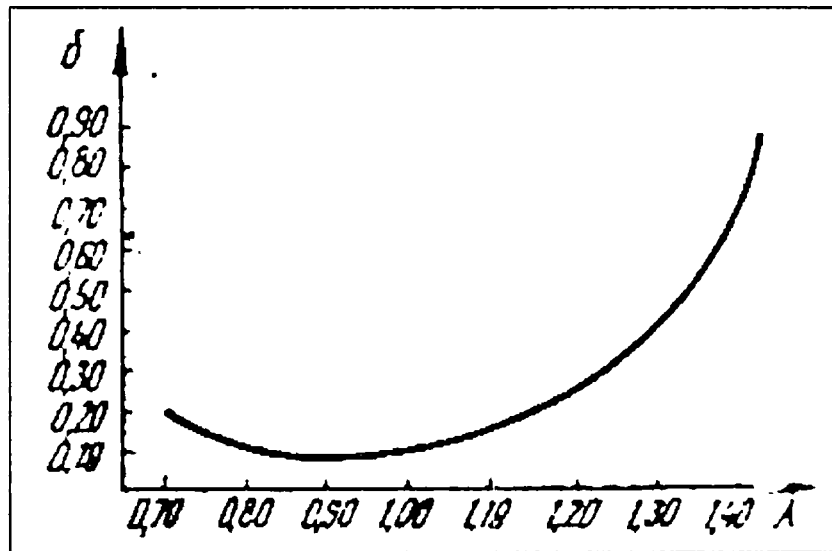
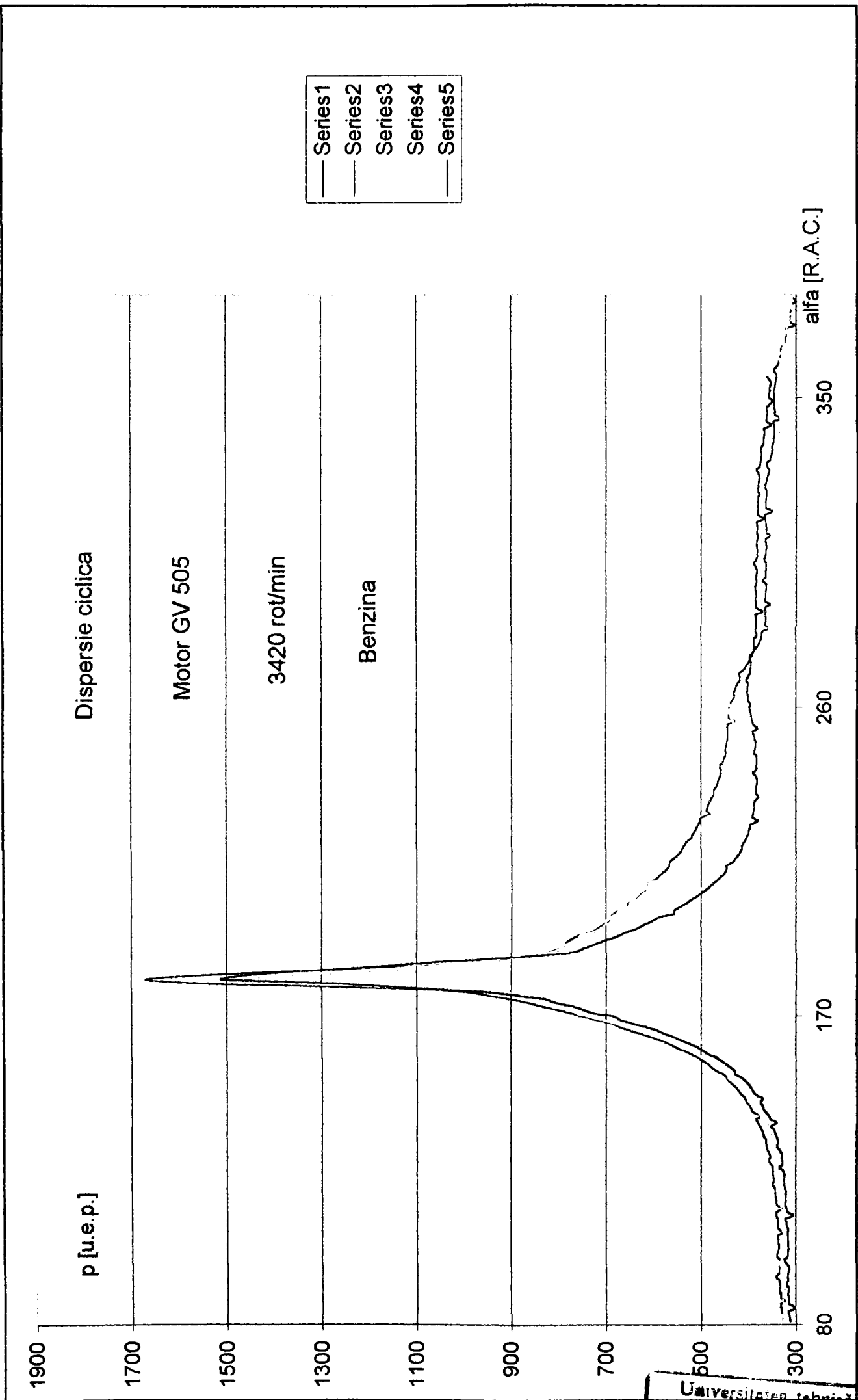


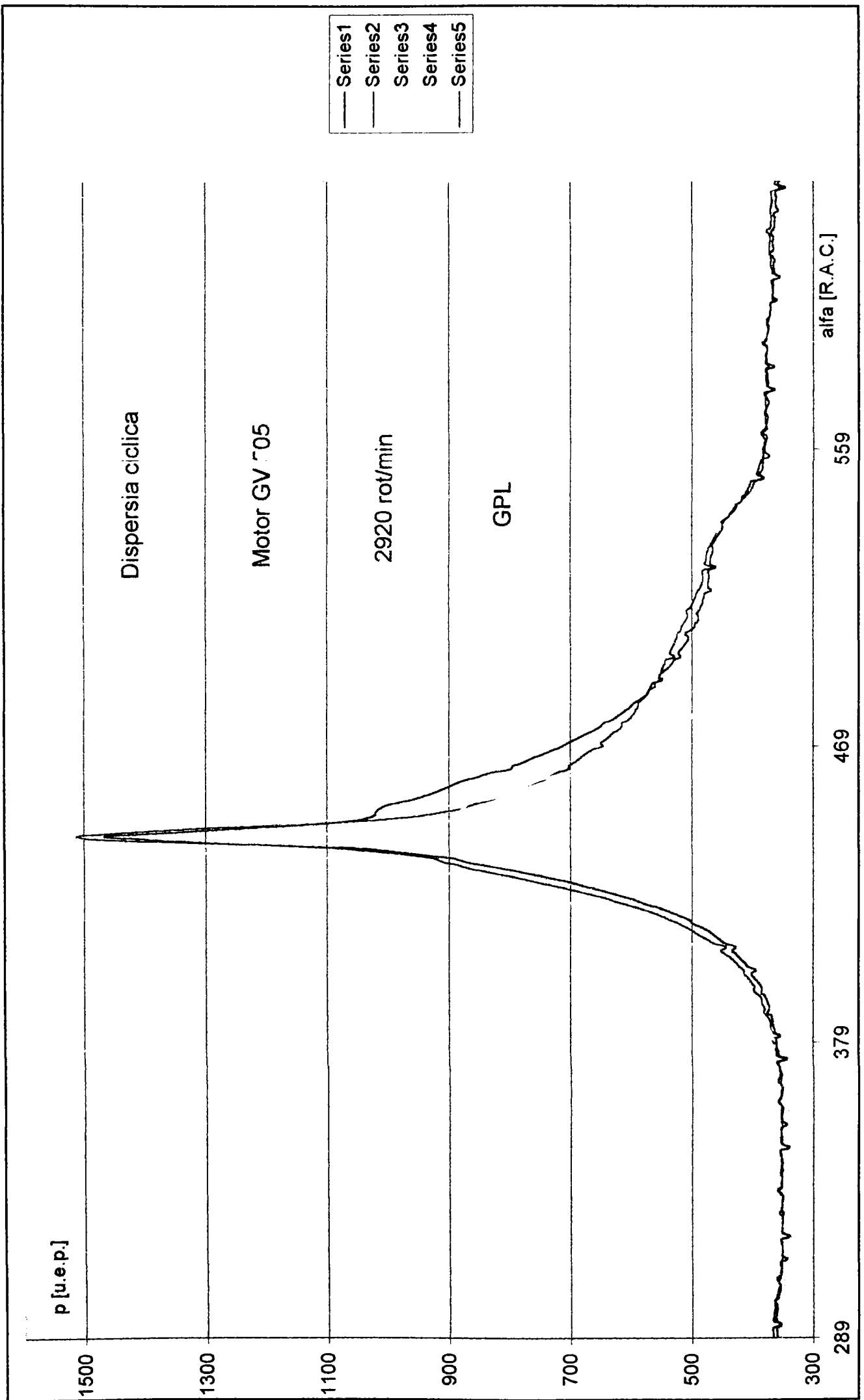
Fig.5.15

În figura 5.15 se prezintă variația gradului de dispersie ciclică cu doza. Se constată o dispersie minimă la acele dozaje la care viteza reacției chimice este maximă. Gradul de dispersie ciclică crește sensibil în domeniul amestecurilor foarte sărace. Aceasta nu numai că face imposibilă utilizarea amestecurilor foarte sărace, dar și explică, alături de celelalte elemente cunoscute, scăderea randamentului indicat la sărăcirea excesivă a amestecului [ 9 ].

Pentru studiul experimental al fenomenului de dispersie ciclică la motorul GV 505 s-a utilizat metoda suprapunerii diagramelor indicate desfășurate,  $p-\alpha$ , obținute prin achiziții de date cu ajutorul plăcii MBC Metro Byte STA 16 și prelucrarea lor prin intermediul programului specializat ASYSTANT+ ( p.215 și 216 ).







---

---

Fenomenul de dispersie se caracterizează prin gradul de dispersie care reprezintă abaterea medie relativă a presiunii maxime de la valoarea medie.

Stabilirea gradului de dispersie ciclică se bazează pe măsurarea și determinarea următoarelor mărimi:

$p_{yi}$  – presiunea maximă în  $i$  cicluri succesive ;

$p_{ym}$  – presiunea maximă medie ;

$\Delta p_{yi}$  – abaterea de la valoarea medie:  $\Delta p_{yi} = |p_{yi} - p_{ym}|$  ; (5.43)

$\Delta p_{ym}$  – abaterea medie:  $\Delta p_{ym} = \frac{\sum \Delta p_{yi}}{i}$  (5.44)

- gradul de dispersie:  $\delta = \frac{\Delta p_{ym}}{p_{ym}}$  (5.45)

Valoarea presiunii maxime medii s-a admis ca media aritmetică a presiunilor maxime.

În urma prelucrării diagramelor indicate înregistrate și determinării prin calcul a valorilor pentru  $p_{yi}$ ,  $p_{ym}$ ,  $\Delta p_{yi}$ , au fost obținute următoarele valori pentru:

-benzină :  $\Delta p_{ym} = 273,15$

$\delta = 0,17554$

-GPL :  $\Delta p_{ym} = 197,25$

$\delta = 0,14059$

Gradul de dispersie ciclică mai mic la funcționarea pe gaze petroliere lichefiate este rezultatul omogenității mult mai mari față de cea în cazul funcționării pe benzină.

În concluzie se poate aprecia că arderea este mai stabilă pentru funcționarea pe gaze petroliere lichefiate.

În cazul cercetării efectuate pe motorul GV 505, motor ce funcționează cu bujii M14LP24 (cu filet lung), bujia cu traductor de presiune, tip KISTLER model 6001, folosită, are filet scurt. Ca urmare a acestui fapt, între camera de ardere și

---

---

electrodul bujiei se interpune un spațiu tampon ce poate conține gaze arse neevacuate care pot provoca “ecranarea” electrodului bujiei și apariția unor cicluri fără ardere sau cu aprinderea amestecului întârziată.

Întrucât scopul acestei lucrări nu a fost studiul în regim dinamic a funcționării unei astfel de bujii cu traductor de presiune, efectele perturbatoare gazodinamice sau de altă natură (ale canalului bujiei și ale traductorului, cifra termică necorespunzătoare a bujiei, răcirea prea intensă sau insuficientă a grupului bujie cu traductor, fenomene de rezonanță în canale etc.), nu au fost evidențiate.

#### **5.4. Reducerea noxelor.**

Tabelul 5.6 cuprinde reducerile emisiilor poluante ale motoarelor funcționând cu gaze petroliere lichefiate raportate la emisiile acelorași tipuri de motoare alimentate cu combustibili convenționali [115].

**Tabelul 5.6**

<b>COMPARAȚIA CU M.A.S.</b>
75% mai puțin CO
85% mai puțin HC
40% mai puțin NO <sub>x</sub>
87% mai puțin ozon

##### **5.4.1. Corelația dintre condițiile de funcționare și noxe.**

Condițiile de funcționare ale motoarelor cu aprindere prin scânteie sunt determinante pentru noxele eșapate [115], atât în cazul folosirii combustibililor convenționali cât și a celor neconvenționali.

**Influența turației.** La creșterea turației crește și lucrul mecanic de frecare, consumul orar se majorează, randamentul mecanic și puterea efectivă se diminuează, consistența noxelor devine mai severă.

---

---

La o turație mai mare, obținerea puterii se face cu un consum de combustibil mărit, aceasta însemnând inclusiv creșterea noxelor.

**Influența sarcinii.** În cazul creșterii temperaturii fluidului din cilindru, se reduce efectul de stingere a flăcării în masa de gaze, se îmbunătățește arderea moderată, scade conținutul de hidrocarburi și monoxid de carbon, dar crește cel de oxizi de azot.

**Influența vitezei de deplasare a vehiculului.** Dacă această viteză crește, puterea efectivă crește, consumul orar de combustibil crește, ceea ce ar determina, în general, majorarea noxelor. Dacă se are în vedere că la creșterea vitezei vehiculului, crește și sarcina motorului se poate aprecia că hidrocarburile și monoxidul de carbon nu cresc cu aceasta, însă se majorează cantitatea de oxizi de azot datorită regimului termic mai ridicat.

**Efectele funcționării în regim tranzitoriu al motorului.** Dificultățile de dozaj în regim tranzitoriu determină majorarea noxelor. Deschiderea bruscă a obturatorului facilitează separarea combustibilului din aer și cu aceasta necesitatea îmbogățirii suplimentare a aerului crescând consumul de combustibil și noxelele.

---

---

**6. INTERPRETAREA CRITICĂ A REZULTATELOR  
EXPERIMENTALE PRIN COMPARARE CU DATE TEORETICE PRIVIND  
ARDEREA ÎN MOTORUL CU APRINDERE PRIN SCÂNTEIE ALIMENTAT  
CU GAZE PETROLIERE LICHEFIATE**

**6.1. Rezultate ale cercetărilor teoretice.**

- Studiul și cercetarea teoretică a procesului de ardere în motoare cu aprindere prin scânteie alimentate cu gaze petroliere lichefiate pot fi elaborate după aceleași metode ca și a combustibililor lichizi, neexistând deosebiri esențiale în ceea ce privește arderea lor în motor. Combustibilii lichizi ard în m.a.s. în fază cvasi-gazoasă.
- Ordinograma de calcul utilizată pentru stabilirea caracteristicii de degajare a căldurii și a parametrilor arderii permite într-un timp scurt evaluarea desfășurării în timp a procesului de ardere și compararea acesteia pentru combustibilii cercetați.
- Din motive de simplificare a programului de calcul, ordinograma a fost stabilită pentru cazul omogenității termice. Totuși ea permite să se facă un studiu comparativ al desfășurării procesului de ardere cu rezultate confirmate de cercetările experimentale (durata arderii, viteza de ardere, etc.).
- Aproximarea caracteristicii de degajare a căldurii printr-o caracteristică Vibe este acceptabilă din punct de vedere practic, abaterile, cu excepția începutului și sfârșitului arderii între căldura relativă utilă stabilită cu

- 
- 
- ajutorul diagramei indicate și cea calculată cu legea lui Vibe nedepășind 5%.
- Arderea amestecurilor de aer-gaze petroliere lichefiate poate fi mai bine evaluată cu ajutorul caracteristicii de tip Vibe față de cea a amestecurilor de aer-benzină și datorită gradului de omogenitate mai mare al amestecului.
  - Relațiile de calcul ale exponentului politropic pentru perioada arderii, date pentru combustibili lichizi nu sunt valabile pentru gaze petroliere lichefiate. Aceste relații trebuie stabilite pentru fiecare compoziție de gaze petroliere lichefiate când arderea este evaluată după procedeul ciclului cvasiideal.
  - Durata fazei principale a arderii este dependentă și de natura combustibilului și de dozaj, deși influența acestora, comparativ cu cea a turbulenței este relativ mică.
  - Relațiile de calcul pentru calitatea amestecului aer-gaz pot servi numai la determinarea domeniului de funcționare stabilă a motorului.

## ***6.2. Rezultate ale cercetărilor experimentale.***

- 1 - Standul de încercări conceput și realizat de autor permite efectuarea tuturor măsurărilor necesare pentru studiul și cercetarea procesului de ardere.
- 2 - Metodele de cercetare utilizate pot fi folosite pentru toate motoarele cu aprindere prin scânteie alimentate cu gaze petroliere lichefiate.
- 3 - Adaptarea carburatorului pentru funcționarea pe gaze petroliere lichefiate este foarte simplă dar secțiunea de trecere în unele cazuri (regimuri) este prea mică, ceea ce impune găsirea unui amestecător adecvat.
- 4 - Puterea efectivă maximă, în cazul menținerii aceluiași raport de comprimare, este mai mică cu 12-17% la funcționarea pe gaze petroliere lichefiate.

---

---

5 – Dacă motorul funcționează după caracteristica de turație  $P_e = f(n)$ , alura variației la funcționarea pe gaze petroliere lichefiate este aceeași ca și la benzină, mai puțin la sarcini parțiale mai mici de 35% când se constată o scădere bruscă a puterii

- La funcționarea pe gaze petroliere lichefiate consumul specific la sarcinile de 100%, 75% și 50% este mai mare decât la funcționarea pe benzină.

6 – La funcționarea după caracteristicile de sarcină se constată:

- consumuri specifice mai mari la utilizarea gazelor petroliere lichefiate pentru sarcini comparate între ele de 100%, 75% și 50%.

7 – Stabilitatea maximă a motorului pentru funcționare pe gaze petroliere lichefiate se obține în domeniul sarcinilor 75% și 50%.

8 – Durata arderii este mai mare la funcționarea pe gaze petroliere lichefiate decât la funcționarea pe benzină.

9 – Temperatura și presiunea maximă de ardere sunt mai mari la toate regimurile, în cazul funcționării pe gaze petroliere lichefiate.

10 – Prin utilizarea gazelor petroliere lichefiate se obține o reducere importantă a emisiilor poluante și în special a monoxidului de carbon.

11 – Funcționarea pe gaze petroliere lichefiate este avantajoasă la sarcini mari întrucât se obțin valori minime ale emisiilor de CO.

12 – Alimentarea cu gaze petroliere lichefiate reprezintă o alternativă pentru reducerea consumului de benzină, a costului exploatării autovehiculelor echipate cu m.a.s. și a reducerii emisiilor poluante.

\* \* \*

De menționat că pentru regimurile ilustrate în figurile din Anexă,  $p_i$  calculată prin metoda ciclului real și cea măsurată la stand au fost:

$$p_{i1B} = 11,174 \text{ bar}$$

$$p_{i2B} = 10,812 \text{ bar}$$

---

---

ceea ce înseamnă o abatere de 3,24 %, fiind evidențiată astfel veridicitatea modelului teoretic construit.

În cazul funcționării pe GPL s-au înregistrat:

$$P_{i1GPL} = 11,871 \text{ bar}$$

$$P_{i2GPL} = 12,501 \text{ bar}$$

înregistrându-se o abatere de 5,04 %.

Pentru acest caz, diferențele între calcul și experiment sunt mai consistente decât la benzină având în vedere faptul că în descrierea procesului de ardere s-a avut în vedere numai puterea calorifică a gazului, care poate diferi, de la șarjă la șarjă, la îmbuteliere.



---

---

## 7. CONCLUZII

Sinteza foarte pe scurt, avându-se în vedere detalierea făcută la fiecare capitol, conduce la reținerea faptului că, considerată doar prin prisma poluării perspectiva dezvoltării și mai ales a utilizării motorului cu ardere internă este destul de sigură.

Lucrând asupra prelucrării emisiunilor din motor și cu precădere asupra proceselor care generează substanțele poluante în cilindrii motori, se poate afirma cu certitudine, încă de pe acum, că realizarea unor emisiuni complet acceptabile este posibilă, cunoscându-se căile și mijloacele adecvate. Chiar faptul că toate acestea vor mării costul motorului poate deveni acceptabil [7].

Din păcate, motorul cu ardere internă este confruntat – ca de altfel orice alt tip de motor consumator de combustibili fosili – cu problema epuizării resurselor disponibile de astfel de combustibili. De aceea, orice soluție care ar rezolva atât economisirea combustibililor fosili, cât și reducerea emisiilor de noxe în mediul ambiant, reprezintă rezolvarea completă și rațională a problemelor majore actuale ale motorului cu ardere internă, lucrarea încadrându-se în problematica rezolvării acestor deziderate.

Data fiind răspândirea actuală, frecventă, a motorului cu ardere internă, în mai toate domeniile activității omului și investițiile importante în domeniul fabricației sale la scară mondială, soluția optimă pare a fi folosirea în continuare a acestui tip de motor, dar alimentat cu alți combustibili, dintre care gazul petrolier lichefiat ar fi de departe unul dintre cei mai convenabili combustibili,

---

---

chiar și numai din punct de vedere al emisiilor poluante mai reduse ,mai ales in cazul tractiunii city.

Precizăm că în timpul încercărilor efectuate în laborator au fost obținute reduceri de 60-80% la CO, 30-40% la CO<sub>2</sub>, 10-25% la NO<sub>x</sub>

Comparând datele de calcul cu datele experimentale obținute de autor pentru cazul funcționării în gol a motorului atât pe benzină cât și pe GPL, regim important în cazul tracțiunii rutiere, deoarece ocupă 29 % din timpul de utilizare, autorul a obținut abateri sub 5 % între mărimile obținute pe cale analitică, evaluând analitic termogazodinamica motorului prin ciclul real, în raport cu cele obținute la stand.

În cazul caracteristicilor de turatie la sarcini partiale și a caracteristicilor de sarcină la diferite turatii, obținute prin calcul după metoda ciclului real și prin măsurări la standul de probă, în cazul funcționării pe benzină, cantitatea noxelor a fost mai mare decât în cazul GPL. Abaterile între calcul și experiment, pentru performanțele energetice cuantificate prin presiunea medie indicată în textul lucrării, s-au încadrat sub 5,1 %, ceea ce demonstrează veridicitatea calculelor întocmite relativ la ciclul real de funcționare al motorului.

Din compararea caracteristicilor de turație la sarcini parțiale la funcționarea pe benzină și la funcționarea pe GPL rezultă consumuri orare relativ apropiate.Ținând cont de acest aspect și de faptul că prețul GPL este ½ din prețul benzinei rezultă un avantaj net în ceea ce privește utilizarea pe viitor a GPL la alimentarea motoarelor cu aprindere prin scânteie,combustibil ce poate fi stocat la bordul autovehiculelor în condiții relativ simple și pentru care problemele PSI sunt soluționate în mult mai bune condițiuni decât în cazul utilizării altor combustibili diferiți de benzină.

---

---

## 8. CONTRIBUȚII PERSONALE

- Sistematizarea informațiilor din literatura de specialitate referitoare la caracteristicile gazelor petroliere, formarea amestecului, modelarea procesului de ardere, modelarea caracteristicii de degajare a căldurii, instalații pentru recuperarea și utilizarea căldurii evacuate.
- Proiectarea și realizarea standului de încercări pentru motorul cu aprindere prin scânteie răcit cu apă, Dacia 500, pentru funcționare pe benzină COR 98 și pe gaze petroliere lichefiate.
- Proiectarea și realizarea cuplajului cu ax cardanic dublu și a discului cu fante pentru baza de timp și pentru marcarea unghiului de rotație.
- Proiectarea și realizarea vasului de liniștire pentru aer și a instalației de măsurare a debitului de aer.
- Modificarea chiulasei motorului Dacia 500 răcit cu apă pentru fixarea traductorului piezoelectric.
- Proiectarea și realizarea fixării traductorului KISTLER model 6001.
- Proiectarea și realizarea instalației de racire a traductorului piezoelectric.
- Ridicarea cu ajutorul unei instalații electronice de achiziție de date, pentru prima dată în România, a diagramei indicate a acestui motor cu camera hemisferică, cu posibilități de aplicație și la motorul Citroen Axel de 1300 cm<sup>3</sup>.
- Proiectarea și realizarea unui dispozitiv pentru prinderea unui comparator cu ceas cu cursă de 30 mm pentru măsurarea ridicării supapelor, raportul la culbutor fiind variabil pas cu pas datorită sprijinirilor sferice.

- 
- 
- Proiectarea și realizarea unui dispozitiv volumetric pentru măsurarea consumului specific de benzină.
  - Proiectarea și realizarea unui dispozitiv gravific pentru măsurarea consumului specific de gaze lichefiate.
  - Proiectarea și realizarea acționărilor mecanice la distanță pentru comanda starterului și pentru comanda accelerării.
  - Proiectarea și realizarea acționării electrice la distanță pentru comutarea alternativă pentru funcționare pe benzină și pe gaz.
  - Adaptarea carburatorului pentru funcționarea cu gaze petroliere lichefiate.
  - Adaptarea schemei logice și a programului de calcul pentru ridicarea diagramei indicate (prin metoda ciclului real) pentru motorul GV 505 (răcit cu apă), atât pentru alimentare cu benzină cât și pentru alimentare cu gaze lichefiate.
  - Măsurarea parametrilor funcționali și studiul propagării erorilor la măsurări indirecte, înregistrându-se erori totale sub 3%.
  - Abilitarea experimentală a rezultatelor în juxtapunere cu date de calcul pentru motorul GV 505 funcționând cu benzină cât și cu GPL, cu abateri ce se încadrează sub 5%.
  - Cercetările fiind efectuate pe un motor cu aprindere prin scânteie rapid din seria zero a motorului GV 505 răcit cu apă, ele au avut și caracterul unei cercetări de dezvoltare, ceea ce permite aplicarea rezultatelor și la motoare de autoturisme cu cilindree  $V_c = 500 \div 2000$  cm<sup>3</sup>.
  - Definirea indirectă, prin cercetările efectuate, a posibilităților de stabilire în perspectivă, a rezervelor pe care le are motorul răcit cu apă comparativ cu motorul răcit cu aer, mai ales în ceea ce privește reducerea consistenței noxelor în general și a NO<sub>x</sub> în special, datorită regimului de temperaturi mai scăzute pe ciclu, pe care le are mașina ce utilizează lichide în sistemul de răcire.

---

---

## 9. BIBLIOGRAFIE

1. Abelson H. Philip - Weltweite Chancen für Energie aus Biomasse, UiWuT nr.12/1981
2. Abăităncei D., Bobescu Gh. - Motoare pentru automobile, Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1975
3. Abăităncei D. - Motoare pentru automobile și tractoare, vol. I, II, Ed. Tehnică, București, 1978
4. Abăităncei D., Bobescu Gh. - Motoare pentru automobile și tractoare. Îndrumător de proiectare, Brașov, 1977
5. Alquier S., Lecoffre Y. - Pompele de căldură și locuința individuală, Ed. Moniteur, 1982
6. Apostolescu N., Taraza D. - Bazele cercetării experimentale a mașinilor termice, Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1979
7. Apostolescu N., Sfințeanu D. - Automobilul cu combustibili neconvenționali, Ed. Tehnică, București, 1989
8. Apostolescu N., Bațagă N. - Motoare cu ardere internă, Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1967
9. Aramă C., Grünwald B. - Motoare cu ardere internă. Procese și caracteristici, Ed. Tehnică, București, 1966
10. Aramă C., Grünwald B., Dudaș Th. - Combustibili și lubrifianți, Ed. Tehnică, București, 1962

- 
- 
11. Aramă C., Apostolescu N., - Poluarea aerului de către motoarele cu Grunwald B. ardere internă, Ed. Tehnică, București, 1975
  12. Aramă C., Apostolescu N., - Poluarea aerului de către m.a., Ed. Tehnică, Grünwald B. București, 1975
  13. Arkhangelsky V. - Motoare de automobil, Moscova, 1979
  14. Athenstaedt G. - Entwicklung stationärer Gasmotoren seit dem Inkrafttreten der TA – Luft, MTZ 54 (1993)
  15. Baghinov D. - Motoare cu ardere internă la mașini rutiere și de construcții, Moscova, 1974
  16. Bartels T. - Influența calității gazului de ardere asupra puterii, randamentului și emisia gazelor de ardere a motoarelor de gaz Otto, Berlin, 1992
  17. Bățagă N. - Motoare termice, Litografia I.P.Cluj, 1980
  18. Bățagă N. - Motoare termice. Lucrări practice, Litografia I.P.Cluj, 1988
  19. Bățagă N., Zătreanu - Motoare termice, Ed.Didactică Pedagogică, București, 1979
  20. Bănărescu M. - Motoare cu combustie internă, Ed.Tehnică, București, 1957
  21. Beghi G. - Auf der Suche nach dem Brennstoff der Zukunft, UiWuT nr.18/1981
  22. Behrens M. - Fehlerquellen bei der Kraftstoffverbrauchsbestimmung an Prüfstandsmotoren KFT 11/1964
  23. Belov P. - Motoare destinate mașinilor militare, Moscova, 1971
  24. Benbaouche L. - Echtzeit – Simulationsmodell für den Entwurf von Umrichtersteuerungen, Berlin,
- 
-

25. Bensinger W.D. - Reglarea schimbului de gaze la motoare cu ardere internă rapide. Construcția și calculul elementelor de reglare, Berlin, - Heidelberg, N. York, 1968
26. Berindean V. - Ridicarea diagramei indicate a motoarelor cu ardere internă cu ajutorul indicatorului piezoelectric, Energetica și hidrodinamica 9 – 10/1954
27. Berindean V., Brener H., - Contribuții la stabilirea unei soluții T.E.S. pentru valorificarea nămolurilor stațiilor de epurare, Timișoara, 1980
28. Berindean V. - Procese, caracteristici și supraalimentarea motoarelor cu ardere internă, II, Litografia IPTVT, 1979
29. Berindean V. - Procese, caracteristici și supraalimentarea motoarelor cu ardere internă III, Litografia IPTVT, 1984
30. Berindean V. - Contribuții la studiul și cercetarea aprinderii amestecurilor omogene de combustibil – aer, aprinse prin comprimare – Teza doctorat, Timișoara, 1966
31. Berindean V., Demetrian R. - Contribuții la calculul termic al ciclurilor cvasi – ideale ale motoarelor cu aprindere prin comprimare supraalimentate cu ajutorul calculatorului electronic, Timișoara, 1976
32. Berindean V., Demetrian R. - Contribuții la studiul schimbului de căldură în motoare Diesel înalt supraalimentate prin metoda coeficienților politropici, Bul. științific

- 
- 
- și tehnic al IPTVT tom 23 (37), fasc.1/1978
33. Bibisev A., Rabinovici I. - Utilajul electric al motoarelor cu gaze, Moscova, 1958
34. Biermann J - Ein photoakustisches Messverfahren zur Bestimmung der Temperaturleitfähigkeit von Gasen, Stuttgart, 1992
35. Boltinsky V.N. - Motoare de tractoare și automobile, Ed. Tehnică, București, 1955
36. Caramavru N. - Motoare cu ardere internă I, II, Litografia IPT, 1967
37. Carapetient M.H. - Termodinamica chimică, Ed. Tehnică București, 1958
38. Chmela F., Kapus P. - Das TRI-FLOW – Verbrenungsverfahren für den Magerbetrieb von Gasmotoren MTZ 55 (1994) 9
39. Craiu C. - Contribuții la procesul de epurare anaerobă cu producție de biometan, Teza doctorat, Timișoara, 1988
40. Cristea P. - Motorul de automobil, Ed. Tehnică, 1969
41. Cristea P. - Ciudățeni aparente cu privire la consumul de benzină, Revista Transporturi (2), 10/1955
42. Cristea P. - Despre rateurile în conductele de evacuare ale motoarelor cu explozie, Rev. Transporturi (3), 1/1956
43. Cristea M. - Echipament electric pentru automobile, Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1962
44. Constantinescu S. - Biogazul – Sursa de energie neconvențională, Rev. Știința și tehnică,
- 
-



---

---

6/1979

45. Constantinescu P. - Motorul termic, Ed. Tineretului București, 1968
46. Covaci A., Osnea Al. - Mașini și instalații termice, C.M., Inst. Petrol și Gaze Ploiești, 1982
47. Deici M.E. - Gazodinamică tehnică, Moscova - Leningrad, 1961
48. Diacenko H. - Teoria motoarelor cu ardere internă. Procese de lucru, Leningrad, 1974
49. Dogu H. - Prelucrarea gunoiului menajer, Stuttgart, 1991
50. Emmerling W. - Cercetarea termodinamică a unui nou procedeu de recuperare a căldurii gazelor de ardere la motoare cu ardere internă, Darmstadt, 1971
51. Eschenbach D. - Raum genug für Biomasse UiWuT, 23/1982
52. Flamisch Otto - Carburatoare și pompe de injecție ale automobilelor, Budapesta, 1981
53. Fülöp Zoltan - Belsőegésűmotorak Tankönyvkiado, Budapest, 1990
54. Fülöp Zoltan - Kalorikus Gepek, Tankönyvkiado, Budapest, 1986
55. Gaiginschi R. - Procese termice în m.a.i., Iași, 1971
56. Ghenkin K.I. - Motoare cu gaz, Moscova, 1972
57. Gitye V. - Contribuții la îmbunătățirea funcționării unei stații orășenești pentru epurarea biologică a apelor reziduale menajere și industriale. Teza de doctorat, Timișoara,
- 
-

---

---

1988

58. Gribanov V. - Carburatoarele motoarelor cu ardere internă, Leningrad, 1967
59. Groth K. - Der Einfluß des Totpunktmarken Fehlers in Druck – Zeit – Indikatordiagrammen MTZ 16 (1955) 8
60. Grünwald B. - O ecuație de propagare a flăcării turbulente în motorul cu aprindere prin scânteie, Buletinul Institutului Politehnic București XXV 4/1963, Construcții de mașini, 2/1965
61. Grünwald B. - Teoria, calculul și construcția motoarelor pentru autovehicule rutiere, Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1980
62. Grünwald B., Apostolescu N., Dodu N. - Programe pentru calculul arderii din motoarele cu piston, I.P.București, 1975
63. Grünwald B., Apostolescu N. - Neomogenitatea termică și chimică a gazelor din m.a.i., Editura Acad. RSR, București, 1975
64. Güldner H. - Calculul și proiectarea motoarelor cu ardere internă și a instalațiilor motoarelor de forță cu gaz, Berlin, 1920
65. Güldner H. - Proiectarea și calculul mașinilor cu ardere internă, Berlin, 1920
66. Guido A. - Un indicator pentru motoare pluricilindrice, Milano, 1960
67. Hacijan A.S. - Motoare cu ardere internă, Moscova, 1978
68. Haeder H. - Motoare cu gaz și generatoare, I, II,

69. Heckershoff A. - Aparat de măsurare a determinării continue a concentrației de substrat în cazul apelor reziduale și acțiunea de emanare gazoasă a nămolurilor activate, Darmstadt, 1980
70. Hinze W. - Ein "angenäherter" Kreisprozeß für Verbrennungsmotoren, WZHS Magdeburg 3/1958
71. Hoffman V., Câmpean V. - Contribuții la studiul experimental al arderii în motorul cu aprindere prin scânteie, Construcția de Mașini, 19/1967 (8-9)
72. Homann R., Homilius K. - Automatisierte Prüfeinrichtungen für Diesel motoren zur Qualitätsicherung bei der Fertigung, MTZ 40 (1979) 9
73. Iancu Ș. - Controlul funcționării m.a.s. cu ajutorul dispozitivelor electronice SID 45
74. Iancu Ș. - Controlul funcționării motorului cu ardere internă cu ajutorul dispozitivelor electronice, OID-ICM București, 1985
75. Illgen H. - Manual de carburatoare, Berlin, 1975
76. Ionescu E., Erlitz I., Bobescu Gh. - Motoare termice și mașini de tracțiune pentru transporturi forestiere, Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1964
77. Ionescu C. - Măsurarea debitelor cu ajutorul diafragmelor, Ed. Tehnică București, 1982
78. Iorga D. - Alimentarea și reglarea motoarelor cu ardere internă, I, Litografia IPTVT, 1985
79. Jacobs J. - Amestecarea turbulentă în camera de ardere,

- 
- Karlsruhe, 1974
80. Jadot A. - Le moteur a gaz, Dunod – Paris, 1931
81. Jess A. - Sinteza gazelor prin oxidare parțială catalitică a metanului în aer, Karlsruhe, 1991
82. Jungbluth G., Nashe G. - Ein quasidimensionales Modell zur Beschreibung das ottomotorisches Verbrenungsablaufes Teil 1, 2, MTZ, 52 (1991) 5,6
83. Kaltwasser B. - Producerea și folosirea biogazului, Budapesta, 1983
84. Karpov V. - Arderea amestecului de gaze în motoare, Moscova, 1965
85. Kiracovschi N.V. - Repararea și montarea motoarelor staționare cu ardere internă, Moscova, 1953
86. Kiss E.Q. - Biogazul, Budapesta, 1984
87. Klaunig W., Will K. - Dieselmotoren Nachrichten nr.47
88. Klell M. - Ein verfahren zur thermodynamischen Bewertung von Druckaufnehmern, MTZ 50, (1989), 3
89. Kolcin A.I., Demidov V. - Calculul motoarelor de automobile și tractoare, Moscova, 1980
90. Kolesova L. - Motoare cu combustie internă, Moscova – Leningrad, 1965
91. Konstantinovici I., Manciu L., Erja I. - Optimizarea procesului biologic de fermentare anaerobă la stația de epurare a municipiului Timișoara, Sesiunea de comunicări științifice Timișoara, 1979
92. Kordzinsky C. - Sistemul de carburatie și formarea amestecului la motoare cu ardere internă,
-

- 
- Warşovia, 1968
93. Korkmaz F. - Acționarea hibridă la mașini cu ardere pentru mijloace de transport orășenesc, Berlin, 1965
94. Kovacevic S., Simic B. - AUTOGAS – PRIMJENA TECNOG NAFTNOG GASA ZA POGON AUTOMOBILA – Beograd, 1985
95. Kuşul V.M. - Un nou tip de motor cu ardere internă, Leningrad, 1965
96. Kyung – Yub Hwang - Epurare anaerobă a apelor reziduale cu câștig de biogaz într-un bioreactor pulsant, Seoul, 1989
97. Lacoïn A. - Curs de motoare cu gaz, vol.I, Studiul gazelor, Paris, 1920
98. Lang O.R. - Instalația de forță a motoarelor cu ardere internă rapide, Berlin – Heidelberg – New York, 1966
99. Lange W., Woschni G. - Thermodynamische Auswertung von Indikator – Diagrammen elektronisch gerechnet, MTZ 25 (1964) 7
100. Leiker M. - Die Gasmaschine, Wien, 1953
101. Leiker M. - Gasmotor und Wechsellmotor in den letzten 30 Jahren, MTZ 26 (1965) 5
102. Lestz S.S., Meyer W.E. - Combustion regularity a key to spark ignition engine emission reduction. The Interval Combustion Engine Conf., București, 1970
103. Linte N., Dumitrescu V., Matea N. - Introducere în procese privind motoarele cu ardere internă pentru automobile, I, Ed.
-

- 
- Tehnică București, 1973
104. Livezeanu G.,  
Abăitancei D. - Carburatoare. Construcție, întreținere,  
exploatare, Ed. Tehnică București,  
1973
105. Marcovici M., Leonte A. - Realizări moderne în construcția motoarelor  
cu ardere internă, Ed. Tehnică, București,  
1967
106. Marcuk O. - Structura motoarelor de ardere internă ca  
sistem de cunoaștere, Kiev, 1975
107. Marinceș D., Negruș E. - Combustibili, lubrifianți și materiale speciale  
pentru automobile, Ed. Didactică și  
Pedagogică, București, 1977
108. Marinceș D., Radu Ghe.,  
Negruș E. - Combustibili, lubrifianți și materiale  
speciale pentru automobile, Ed.  
Didactică și Pedagogică, București, 1983
109. Martyensz L.K. - Enciclopedia construcției de mașini  
Budapesta, 1957
110. Mettig H. - Construcția motoarelor cu ardere internă,  
Berlin – New York, 1973
111. Misin I.A. - Durabilitatea motoarelor, Leningrad, 1976
112. Müller H., Winter B.,  
Rohde-Braudenburger K. - Vergleichende Untersuchung von  
piezoelektrische Druckaufnehmern auf ihre  
Eignung für Verbrennungsmotoren, MTZ, 47  
(1986) 1
113. Moletta R. - La digestion anaerobe Du plus petit  
au plus grand Biofutur – 01/1993
114. Murat M. - Valorisation des dechets et des  
sousproduits industriels, Ed. Masson, Paris,  
New York, 1981
-

- 
- 
115. Negrea V.D., Sandu V. - Combaterca poluării mediului în transporturile rutiere, Ed. Tehnică, București, 2000
116. Neligon R.E. - Aparataj de măsură utilizat în protecția contra poluării aerului, Construcția de Mașini 1/1979
117. Novicky Igor - Motare de automobile și tractoare, Minsk, 1975
118. Obelnicky A.M. - Combustibili și lubrifianți pentru motoare cu ardere internă, Moscova, 1982
119. Pană Gh. - Motoare termice, Atel. reprograf I.C.București, 1974
120. Pasztor E. - Bestimmung der Reibungsverlusten von Verbrennungskolbenmotoren durch Messung, Budapesta, 1994
121. Pasztor E. - Untermchumngsverfahren für Beschleunigten abuntzung der Verbremnungkolben motoren, Budapesta, 1995
122. Pecican A. - Analiza numerică; Referat pentru examenul la disciplina Analiza numerică, Cat. TMTAR - 1992
123. Pecican A. - Cercetări actuale asupra motoarelor și instalațiilor de producere a biogazului UPT, Referat I, Stagiu doctorat – 1993
124. Pecican A. - Reducerea poluării mediului prin producerea biogazului și arderea lui în motoare cu ardere internă, Zilele academice timișene, ediția a III-a, mai 1993
125. Pecican A. - Studiul teoretic al soluției energetice a
- 
-

- 
- 
- motorului și a recuperării pierderilor de energie, UPT, Referat II, Stagiul doctorat – 1994
126. Pecican A. - Probleme ale reducerii poluării prin utilizarea biogazului în Timișoara, Zilele academice timișene, ediția a IV-a, mai 1995 (cu participare internațională)
127. Pecican A. - Reducerea poluării la aplicarea T.E.S. prin utilizarea biogazului, Al XXI-lea Simpozion cu tema: Aspecte privind probleme igienico-sociale în direcția poluării și protecției mediului, Timișoara, iunie 1996
128. Pecican A. - Biogazul, un posibil combustibil al viitorului, Sesiunea științifică: “Politici energetice pentru o dezvoltare durabilă, Chișinău”, octombrie 1996
129. Pecican A. - Protecția și poluarea mediului în cifre, Sesiunea națională de comunicări științifice Academia Aviației și Apărării Antiaeriene Henri Coandă Brașov, noiembrie 1996
130. Pecican A. - Studiul tehnicii de cercetare experimentală a motorului și a instalației de recuperare a pierderilor de energie, UPT Referat III, Stagiul doctorat, 11.1996
131. Pecican A., Saftencu D. - Protecția mediului prin transformarea economiei energetice, Simpozionul “Tendințe actuale ale cercetării științifice în domeniul poluării și a optimizării activităților pentru protecția mediului înconjurător”, Zilele
- 
-



- 
- 
132. Pecican A., Saftencu D. - academice timișene, Ediția a VI-a, mai 1999  
- Energiile regenerative – alternativa reală și realistă pentru economia mileniului III, Simpozion științific omagial Baia Mare, mai 2001
133. Saftencu D, Pecican A. Tehnologiile de mediu – baza unei economii durabile, Sesiunea Anuală de Comunicări Științifice SACS 2001, Oradea
134. Penescu T., Petrescu V. - Măsurarea presiunii în tehnică, Editura Tehnică, București, 1968
135. Pescaru Gh. - Carburanți, lubrifianți și produse de întreținere, Ed. Tehnică București, 1974
136. Pesic R. - Softversko podrška ispitivanyi mptpra sus, Kraguievac, 1994
137. Petricenko R. - Sisteme de răcire cu lichid a motoarelor cu ardere internă rapide, Leningrad, 1975
138. Pischinger R  
Sams T. - Der Arbeits-prozess des Verbrennungsmotors, Tagenug 9, 10.04.1987
139. Popescu P.P., Mihordea R. - Măsurarea debitului în tehnică, Editura tehnică, București, 1969
140. Popa B., Carabogdan I.G. Manualul inginerului termotehnician, II, Ed. Tehnică, București, 1986
141. Radu – Cernea A. - O metodă de obținere a diagramelor indicate mediu la motoarele cu aprindere prin scânteie, Buletinul Institutului Petrol și Gaze, X, 1963
142. Radu – Cernea A. - O metodă de calcul a vitezei de propagare a flăcării pe baza diagramei indicate, Buletinul Institutului Petrol și Gaze, VIII, 1962
- 
-

- 
- 
143. Radu – Cernea A. - Influența avansului la declanșarea scânteii electrice asupra vitezei de propagare a flăcării în arderea normală din motoare, Buletinul Institutului Petrol și Gaze, IX, 1963
144. Radu – Cernea A. - O metodă simplificată de calcul a vitezei de propagare a flăcării, Buletinul Institutului Petrol și Gaze, XI, 1964
145. Radcenko V. - Termodinamică tehnică în mașini termice, Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1976
146. Rădulescu L.F. - Contribuții la studiul și cercetarea răcirii aerului de supraalimentare a motoarelor cu aprindere prin comprimare în patru timpi, Teză de doctorat, Timișoara, 1997
147. Ricardo H.R. - Motoare cu ardere internă cu turație înaltă, London, 1967
148. Riemer G. - Simulare pe calculator a procesului real din interiorul cilindrului a motoarelor cu gaz. Dizertație, Stuttgart, 1988
149. Sachse J., Jaskullo N. - Vermincherte Schadstoffemission durch gasformige kraftstoffe, KFT 5/1974
150. Saviuc S.,  
Calciu Gh. - Aprecierea gazului drept combustibil pentru motoare cu aprindere prin scânteie, Revista Transporturi și Telecomunicații RSR 5/1988
151. Said M. - Banc de probă la măsurarea sarcinii dinamice a autovehiculelor, Stuttgart, 1991
152. Schiffgens H.J., Hupperich P., Schollmeyer H.J. - Einflub der Methanzahl auf die Verbrenung in Gas-Ottomotor, MTZ 54 (1993) 7/8
- 
-

- 
- 
153. Sieffert U. - Alternative Kraftstoffe – Chancen und Aufgaben für die Industrie, Rev. UiWuT 2/1981
154. Sitkei G. - Transferul de căldură și încărcarea termică în m.a.i., Budapesta, 1974
155. Spausta F. - Combustibili pentru motoare cu ardere internă, Wien, 1953
156. Spausta F. - Carburanți pentru motoare cu ardere internă 2 (Gaz), Wien, 1953
157. Stancu V. - Flacăra biogazului, Editura CERES, București, 1982
158. Stratulat M., Munteanu S.D. - Încercarea motoarelor cu ardere internă, Editura Tehnică București, 1966
159. Stratulat M. - Instalație pentru măsurarea automată a consumului de combustibil și a numărului de rotații la încercarea motoarelor, Revista Transporturi 10/1966
160. Szathmary J. - Motoare, Budapesta, 1961
161. Șapoșnikov E.H. - Motoare cu ardere internă, Kiev, 1972
162. Thiemann - Vefahren zur genanen Zylinderdruckmessung au Verbrennungsmotoren, 1-2 MTZ 50 (1989), 2, 3
163. Toor Savadkoochi Lotfollah - Contribuții la studiul și cercetarea arderii în motoare cu aprindere prin scânteie alimentate cu gaze lichefiate, Teza doctorat, Timișoara, 1980
164. Tölle Horst - Măsurări în instalațiile termice, Editura Tehnică, București, 1972
165. Ullrich W. - Einfluss des Totpunktfehlers auf die
- 
-

---

---

Bestimmung des indizierten Mitteldrucks, MTZ  
44 (1983)

166. Vasilescu C.A., Pimsner R. - Influența dozajelor sărace asupra caracteristicii de putere a motoarelor cu aprindere prin scânteie și combustibil lichid, transformat să lucreze cu gaze naturale. Studii și cercetări de energetică, Tom 6, nr.3/1956
167. Vasilescu C.A., Pimsner R. - Posibilitatea transformării motoarelor de automobil cu aprindere prin scânteie pentru a funcționa cu gaz natural, Energetica nr.11/1956
168. Vasilescu A.C., Faur S. - Corelațiile dintre combustibilul lichid și motorul cu ardere internă, Ed. Academiei RSR, 1972
169. Vasilescu A.C., Năstase M., Teodorescu L. - Rezultate experimentale în legătură cu desfășurarea procesului de ardere în motoare cu ardere internă alimentate cu gaze petroliere lichefiate, Rev. Construcții de mașini, 31 (1979) nr.1
170. Vasilescu A.C. - Combaterea produșilor poluați emiși de motoarele autovehiculelor, Ed. Acad. RSR, 1972
171. Vasilescu C.A., Stoica N. - Distribuția temperaturii și concentrației de produși
172. Vasilevszky V. - Generatoare de automobile, Moscova, 1978
173. Vintilă M. - Biogazul, Ed. Tehnică București, 1989
174. Volzke H. - Comportarea la încărcarea și dimensionarea rezervorului sub presiune. Dizertație. Berlin, 1991

- 
- 
175. Wibe I.I. - Novoe o rabocem žikle dvigatelei Masghiz, Moscova, 1962
176. Zacharis F - Rezentarea analitică a proprietăților termodinamice ale gazelor de ardere, Berlin, 1966
177. Zarzalis N. - Calcularea câmpului de curgere nestaționară și a răspândirii flăcărilor în camera cilindrului în motor Otto, Karlsruhe, 1986
178. Zugrăvel M., Giurcă V. - Motoare cu ardere internă. Alimentarea cu combustibil, I.P.Iași, 1979
179. Yamasekhi K. - Reduction of NO<sub>x</sub> from Exhaust Gases of Lean – burn Gas Engines, Internet, 11.2000

Programul de calcul utilizat pentru modelarea ciclului real de funcționare al unui motor , PROGO, a fost completat cu diverse subprograme, în funcție de obiectivele urmărite. In cadrul acestui program, a fost introdusă subrutina NOX de calcul a emisiilor de NO.

Programul este realizat sub formă structurată - fig. 1, fiind compus dintr-un program principal - MAIN, și o serie de proceduri externe, de tip funcție sau subrutină. In cele ce urmează se va face o scurtă descriere a principalelor proceduri externe.

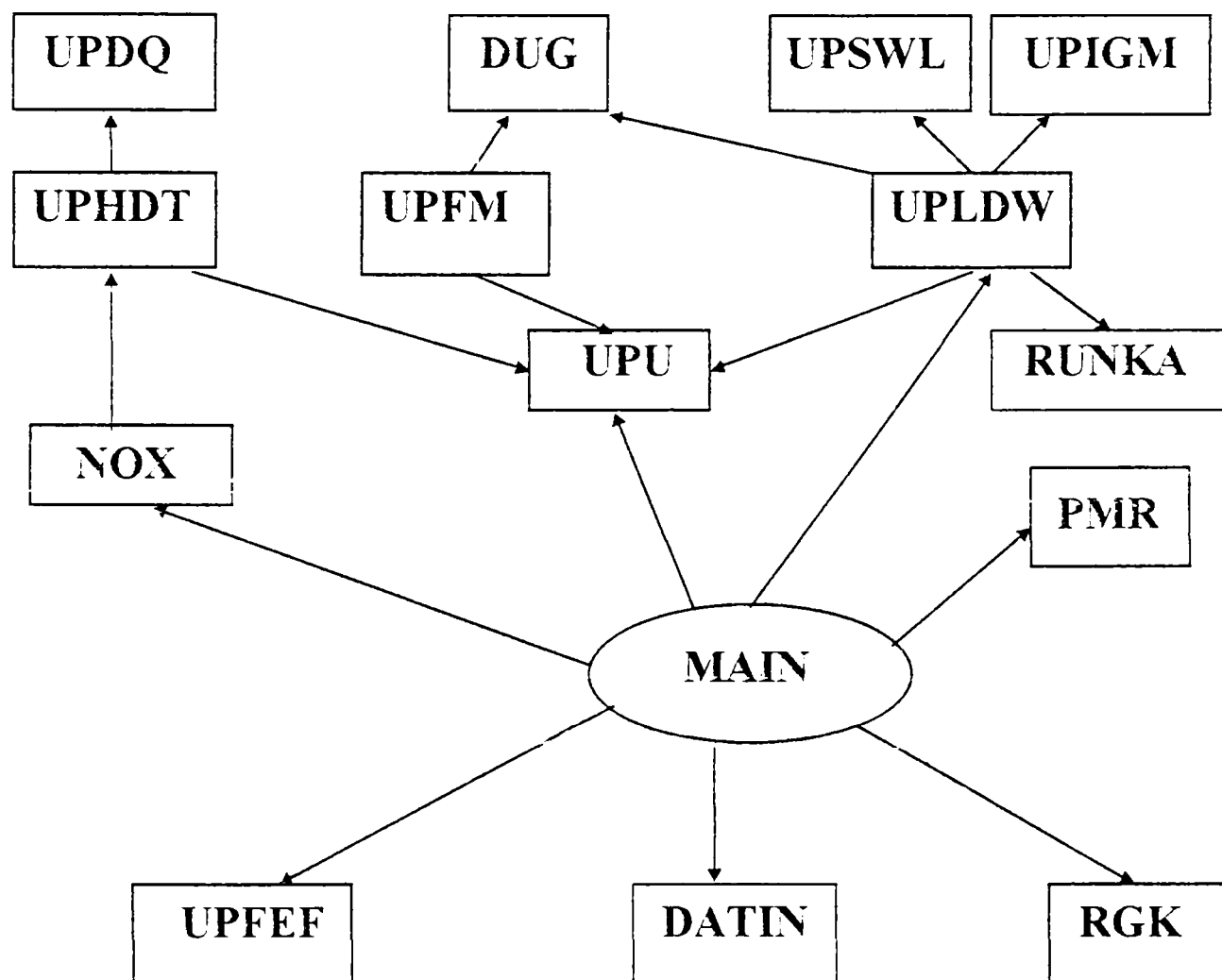


Fig. 1. Schema structurală a programului de calcul a ciclului real de funcționare al motorului

- **DATIN** - subrutină de citire a datelor de intrare;
- **UPFEF** - subrutină de calcul a secțiunii efective de curgere ale orificiilor controlate de supape (admișiune și evacuare). Secțiunile de curgere se determină pornind de la legile de ridicare ale supapelor, ținând cont de geometria acestora și de a canalelor de curgere;

- **RGK** - subrutină de calcul a constantei gazelor reale, pentru aer și gazele de ardere;
- **UPHDT** - subrutină care calculează mărimile de stare din cilindru pentru partea de înaltă presiune a ciclului (comprimarea, arderea, destinderea). Calculele se efectuează ținând cont de energia internă a fluidului care evoluează în cilindru în timpul fiecărui proces de lucru, a căldurii schimbate. Subrutina modelează procesul de ardere după o lege tip Vibe de ordinul II .
- **NOX** - subrutină care calculează noxele globale eșapate după un model (funcție) Schroer;
- **UPU** - subrutină de calcul a energiei interne și a capacităților termice masice pentru fluidul motor care evoluează în timpul fiecărui proces de lucru (admișiune, comprimare, ardere, destindere, evacuare);
- **UPFEM** - subrutină de calcul iterativ a presiunii gazelor din cilindru cu ajutorul ecuației de stare și cu luarea în considerație a constantei reale a gazelor care evoluează;
- **UPLDW** - subrutină de calcul a părții de joasă presiune a ciclului, se determină mărimile de stare din cilindru în timpul procesului de schimb de încărcătură (admișiune și evacuare);
- **RUNKA** - subrutină de aplicare a metodei Runge-Kutta;
- **UPIGM** - subrutină de calcul a presiunii fluidului proaspăt la intrarea în cilindru;
- **UPSWL** - subrutină de calcul a schimbului de căldură și a coeficienților de convecție pentru diferitele zone ale camerei de ardere (cilindru, chiulasă, supape, scaun supape, etc);
- **UPDQB** - subrutină de calcul a căldurii degajate prin arderea combustibilului de-a lungul ciclului;
- **PMR** - extensie tip funcție, de calcul a presiunii medii indicate, a presiunii medii efective și a pierderilor mecanice;
- **DUG** - extensie tip funcție, de calcul a secțiunilor efective de curgere prin orificiile controlate de supape;
- **RGK** - extensie tip funcție, de calcul a constantei gazelor reale.

Suprapunere diagrafe inregistrate/calculate

Motor GV 505

MG 6 B

3420 rot/min

p [u.e.p.]

1700

1500

1300

1100

900

700

500

300

0

90

180

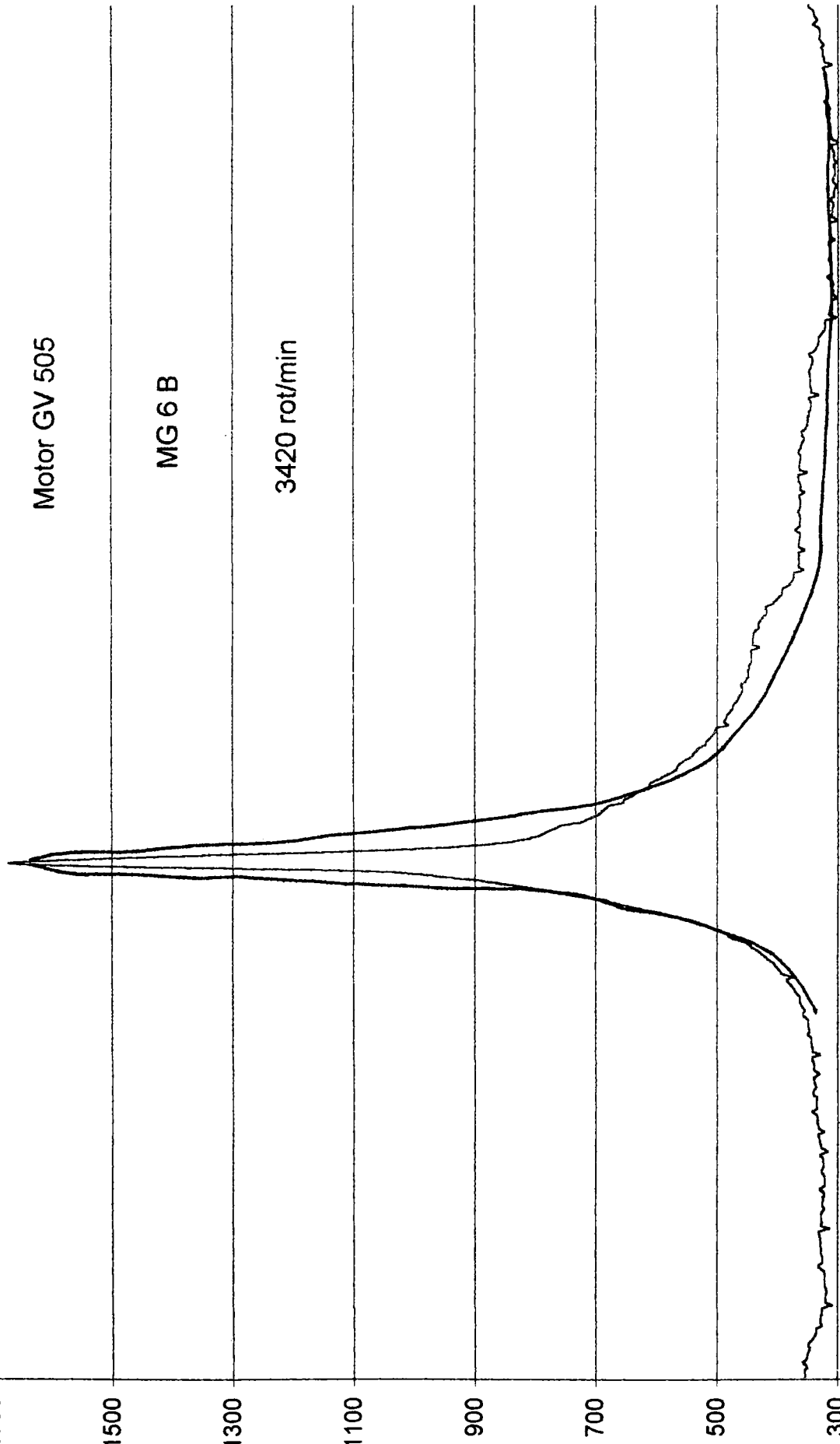
270

360

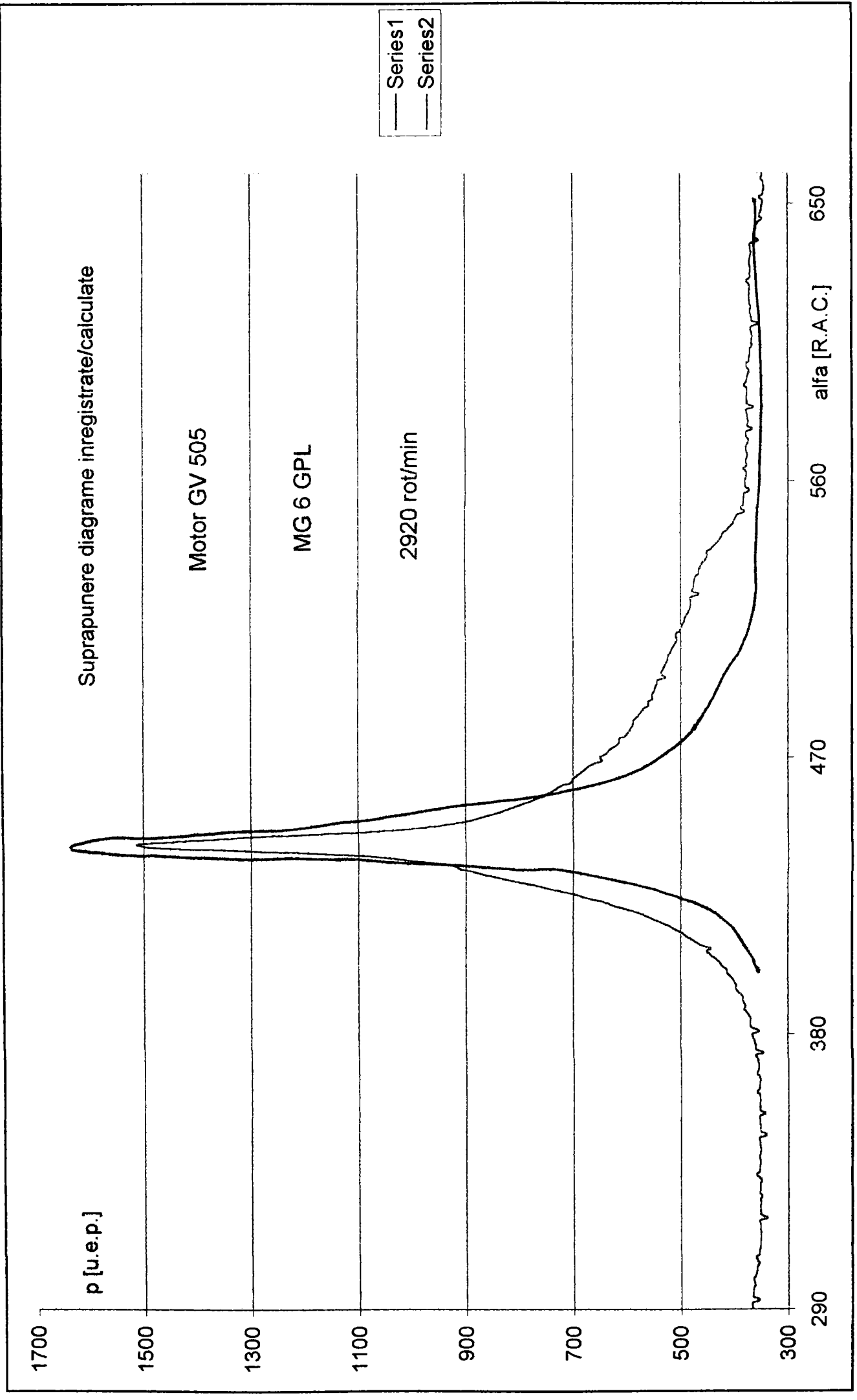
450

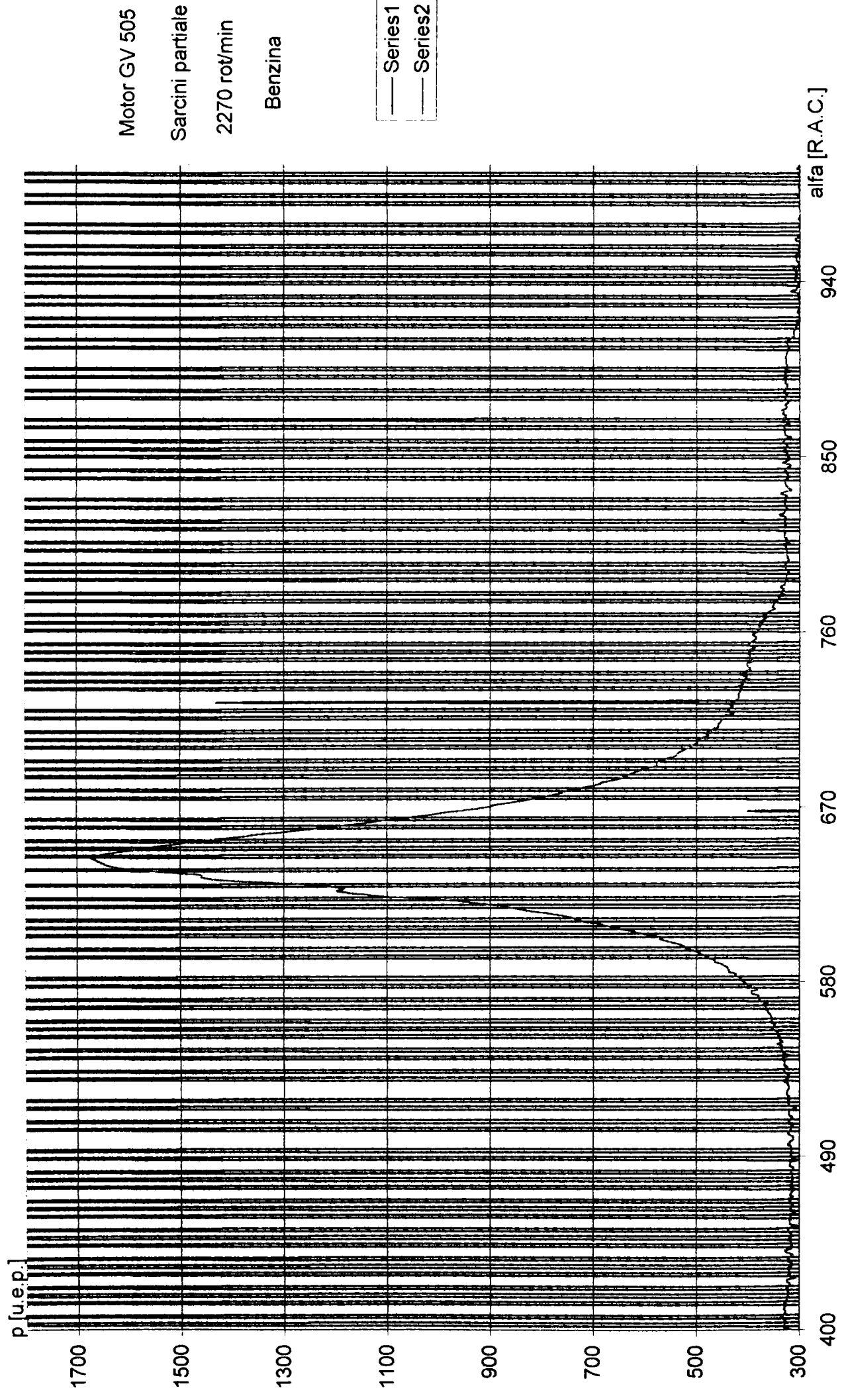
alfa [R.A.C.]

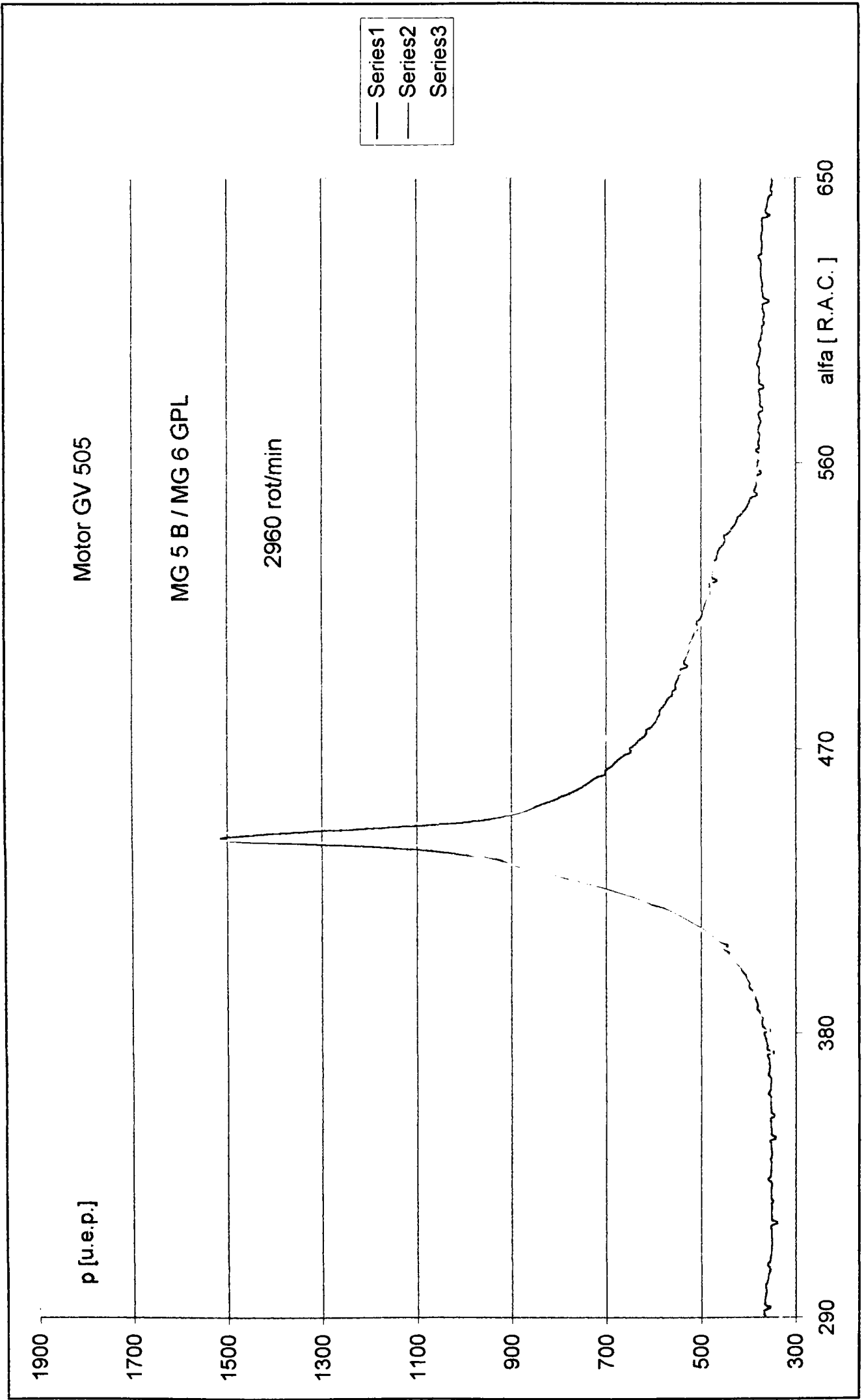
Series1  
Series2











LAD.WECHSELARBEIT [KJ] = .00472 BEZ. ARBEIT UT-UT [% ]= 1.60  
 ZUSAMMENFASSUNG DER WICHTIGSTEN ERGEBNISSE FUER EINE  
 N ZYLINDER

## RECHNUNG MIT REALER GASKONST.-----

MOTORDREHZAHL : 2920.000000 1./MIN  
 KOLBEN QPKO = .054233  
 DECKEL QPDE = .061918  
 BUECHSE QPBUE = .039264  
 GESAMTER WANDWAERMESTROM QPGES = .155415  
 KRUEMMER QPKRUE= .025789

ARBEIT .2961  
 ABGASENTH. .3957  
 QKRU= .0258  
 FRIEN= .0775  
 FEHL= 3.492951E-03 [KJ/AS] FEHLP= 4.371268E-01 %  
 FEHLBZ= 3.139892E-03 [KJ/AS] FEHLBP = 3.929431E-01 [%]  
 OMITTLERER INDIZIERTER DRUCK PMI = 1  
 1.871 (BAR)  
 MITTLERER INDIZIERTER KRAFTSTOFFVERBRAUCH BI =209  
 .589 (G/KW H)  
 PME= 8.310 PMR= 3.561 BE= 299.413 ETAMECH= .7000  
 GZ = .000259 [KG/AS] BZ = .00000071 [KG/AS] GLZ = .000258  
 [KG/AS]  
 GES = .000000 [KG/S] LE = 4.2944 [KG/KWH]  
 LUFT EIN [KG] .000247 MASSE AUS [KG] .000264 RESTGAS % 4.5

85  
 BLOW-BY [G]= 0.000000E+00  
 PMAX= 55.81 TMAX=2628.84  
 INNERER WIRKUNGSGRAD ETAI =  
 .371 (-)  
 BRENNSTOFFMASSE PRO ARBEITSSPIEL QBO =  
 .799 (KJ/AS)  
 VERBRENNUNGSLUFTVERHAELTNIS AMO = 1  
 .00 (-)  
 LUFTVERHAELTNIS BEI EINLASS SCHLIESST AM =  
 25.4 (-)  
 OISENTROPE VERDICHTERARBEIT HL =  
 .000 (KJ)  
 ISENTROPE TURBINENARBEIT HT =  
 -.001 (KJ)  
 ERFORDERLICHER TURBOLADERWIRKUNGSGRAD ETATL =  
 -.002 (-)  
 LIEFERGRAD BEZOGEN AUF LUFTZUSTAND IM EINLASS AML =  
 .825 (-)  
 OFOERDERBEGINN FIFB =3  
 52.000 (KW)  
 EINSPRITZBEGINN FIEB =3  
 50.000 (KW)  
 ZUENDVERZUG DELZV =  
 .000 (KW)  
 BRENNBEGINN FIVA =3

50.000 (KW)		
BRENNDAUER		DELFI =
95.000 (KW)		
BRENNDAUER1 (DOPPELVIBE)		DELFI1
= 65.000 (KW)		
0FORMPARAMETER FUER DEN BRENNVERLAUF NACH VIBE		VM = .
300 (-)		
FORMPARAMETER1 (DOPPELVIBE)		VM1 =
.000 (-)		
KRAFTSTOFFANTEIL1 (DOPPELVIBE)		X1BR =
.000 (-)		
0TEMP. VOR EINLASS		TE =312
.0 (K)		
MITTLERE GASTEMPERATUR		TGM = 1
611.03 (K)		
NOX-EMISSION NACH SCHROER		NOX =
5127.[ PPM]		
MITTLERE ABGASTEMPERATUR		TMAG =
1289.90 (K)		
0MITTLERE WAERMEUEBERGANGSZAHL FUER DEN BRENNRAUM		ALFM =
.2780 (KJ/M2 SEC K)		
0MITTLERE WAERMEUEBERGANGSZAHL OHNE VERBR. GLIED		ALFCMM=
.0979 (KJ/M2 SEC K)		
DTO. FUER DEN VENTILSITZ		ALFVSM
= .4683 (KJ/M2 K)		
ERSATZWAERMELEITZAHLEN VENTILUNTERSEITE-VENTILSITZ		VK1 =
.000530 (KJ/SEC K)		
	VENTILSITZ-DECKELSITZ	VK2 =
.001227 (KJ/SEC K)		
	DECKELSITZ-KUEHLMITTEL	VK3 =
.001519 (KJ/SEC K)		
0VENTILTEMPERATUREN AM AUSSLASSVENTIL		
	VENTILTeller UNTERSEITE	TVU= 90
5.00 (K)		
	VENTILSITZ SITZSEITIG	TVS= 68
3.00 (K)		
	VENTILSITZ DECKELSEITIG	TDS= 52
8.00 (K)		
WAERMESTROM IN DEN VENTILSITZ		QPVS =
.072544 (KJ/SEC)		

LAD.WECHSELARBEIT [KJ] = .00677 BEZ. ARBEIT UT-UT [% ]= 2.43  
 ZUSAMMENFASSUNG DER WICHTIGSTEN ERGEBNISSE FUER EINE  
 N ZYLINDER

## RECHNUNG MIT REALER GASKONST.-----

MOTORDREHZAHL : 3420.000000 1./MIN  
 KOLBEN QPKO = .045320  
 DECKEL QPDE = .051654  
 BUECHSE QPBUE = .035502  
 GESAMTER WANDWAERMESTROM QPGES = .132476  
 KRUEMMER QPKRUE= .022685

ARBEIT .2787  
 ABGASENTH. .3829  
 QKRU= .0227  
 FRIEN= .0773  
 FEHL= 3.018081E-03 [KJ/AS] FEHLP= 4.064400E-01 %  
 FEHLBZ= 2.917978E-03[KJ/AS] FEHLBP = 3.929592E-01[%]  
 OMITTLERER INDIZIERTER DRUCK PMI = 1  
 1.174 (BAR)  
 MITTLERER INDIZIERTER KRAFTSTOFFVERBRAUCH BI =221  
 .996 (G/KW H)  
 PME= 7.822 PMR= 3.352 BE= 317.137 ETAMECH= .7000  
 GZ = .000259 [KG/AS] BZ = .00000073 [KG/AS] GLZ = .000258  
 [KG/AS]  
 GES = .000000 [KG/S] LE = 4.5511 [KG/KWH]  
 LUFT EIN [KG] .000247 MASSE AUS [KG] .000264 RESTGAS % 4.6  
 78

BLOW-BY [G]= 0.000000E+00  
 PMAX= 53.52 TMAX=2525.63  
 INNERER WIRKUNGSGRAD ETAI =  
 .375 (-)  
 BRENNSTOFFMASSE PRO ARBEITSSPIEL QBO =  
 .743 (KJ/AS)  
 VERBRENNUNGSLUFTVERHAELTNIS AMO = 1  
 .00 (-)  
 LUFTVERHAELTNIS BEI EINLASS SCHLIESST AM =  
 24.3 (-)  
 ISENTROPE VERDICHTERARBEIT HL =  
 .000 (KJ)  
 ISENTROPE TURBINENARBEIT HT =  
 -.001 (KJ)  
 ERFORDERLICHER TURBOLADERWIRKUNGSGRAD ETATL =  
 -.002 (-)  
 LIEFERGRAD BEZOGEN AUF LUFTZUSTAND IM EINLASS AML =  
 .624 (-)  
 OFCERDERBEGINN FIFB =3  
 52.000 (KW)  
 EINSPRITZBEGINN FIEB =3  
 50.000 (KW)  
 EUENDVERZUG DELZV =  
 .000 (KW)  
 BRENNBEGINN FIVA =3

50.000 (KW)		
BRENNDAUER		DELFI =
95.000 (KW)		
BRENNDAUER1 (DOPPELVIBE)		DELFI1
= 65.000 (KW)		
0FORMPARAMETER FUER DEN BRENNVERLAUF NACH VIBE		VM = .
300 (-)		
FORMPARAMETER1 (DOPPELVIBE)		VM1 =
.000 (-)		
KRAFTSTOFFANTEIL1 (DOPPELVIBE)		X1BR =
.000 (-)		
0TEMP. VOR EINLASS		TE =312
.0 (K)		
MITTLERE GASTEMPERATUR		TGM = 1
518.75 (K)		
NOX-EMISSION NACH SCHROER		NOX =
3167. [ PPM]		
MITTLERE ABGASTEMPERATUR		TMAG =
1255.74 (K)		
0MITTLERE WAERMEUEBERGANGSZAHL FUER DEN BRENNRAUM		ALFM =
.2969 (KJ/M2 SEC K)		
0MITTLERE WAERMEUEBERGANGSZAHL OHNE VERBR. GLIED		ALFCMM=
.1117 (KJ/M2 SEC K)		
DTO. FUER DEN VENTILSITZ		ALFVSM
= .5000 (KJ/M2 K)		
ERSATZWAERMELEITZAHLEN VENTILUNTERSEITE-VENTILSITZ		VK1 =
.000492 (KJ/SEC K)		
	VENTILSITZ-DECKELSITZ	VK2 =
.001169 (KJ/SEC K)		
	DECKELSITZ-KUEHLMITTEL	VK3 =
.001472 (KJ/SEC K)		
0VENTILTEMPERATUREN AM AUSSLASSVENTIL		
	VENTILTELLER UNTERSEITE	TVU= 90
5.00 (K)		
	VENTILSITZ SITZSEITIG	TVS= 68
3.00 (K)		
	VENTILSITZ DECKELSEITIG	TDS= 52
3.00 (K)		
WAERMESTROM IN DEN VENTILSITZ		QPVS =
.071959 (KJ/SEC)		