

Ing. MEKKI CHEDLI

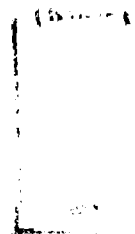
# TEZĂ DE DOCTORAT

CONTRIBUȚII LA CERCETAREA INFLUENȚEI  
ORGANIZĂRII MIȘCĂRILOR AERULUI  
ASUPRA REPARTIȚIEI COMBUSTIBILULUI  
IN CAMERE DE ARDERE UNITARE  
ALE MOTOARELOR CU APRINDERE PRIN  
COMPRIMARE RAPIDE

Conducător științific:  
Prof. Dr. ing. VIRGILIU DAN NEGREA

BIBLIOTECA CENTRALĂ  
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"  
TIMIȘOARA

2000



626.093  
181 E

## MULȚUMIRI

Autorul este deosebit de îndatorat Universității "Politehnica" din Timișoara, care l-a format, regretatului Prof. Dr. ing. Berindean Vasile, care i-a condus primii pași la realizarea lucrării, colegilor din catedra de TMTAR pentru sprijinul permanent din timpul realizării lucrării, îndeosebi domnilor S.I. ing. Pădure Gelu și As. ing. Ostoia Daniel care au și participat practic la unele încercări experimentale, precum și domnului Conf. Dr. ing. Paul-Dan Oprișă-Stănescu, prep.ing. Virgil Stoica, ing. Lastofka Carol pentru ajutorul lor la redactarea lucrării.

În mod excepțional, autorul dorește să mulțumească pe aceasta cale domnilor Prof. Dr. ing. Iorga Daniel și Prof. Dr. ing. Raica Traian pentru sprijinul și îndrumarea continuă la realizarea lucrării.

Autorul aduce mari mulțumiri conducătorului științific, domnul Prof. Dr. ing. Virgiliu Dan Negrea pentru răbdarea, marea grijă și competența cu care i-a dirijat pașii în toate etapele de realizare a tezei.

Tot pe aceasta cale, autorul mulțumește conducerii fabricii Hidrojet S.A. Breaza și Mefin S.A. Sinaia pentru marele ajutor acordat pentru realizarea părții experimentale.

Autorul aduce mulțumiri Excelenței sale Domnului ERRAI M. Abdelhamid, Ambasadorul Tunisiei și Domniei sale Domnului BEN SALAH Ghazi, Consulul Tunisiei, ambii de la Ambasada Tunisiana din Belgrad, care răspund de cetățenii tunisieni în România, pentru sprijinul lor moral concretizat și prin prezența lor la susținerea publică a tezei.

Aduc multe mulțumiri familiei mele, mai ales părinților și fraților mei, soției mele, familiei ei și copiilor mei care mi-au creat atât condiții materiale, cât și atmosfera caldă și mobilizatoare care mi-au permis să parcurg mai ușor acești îndelungați ani de căutare și efort.

Nu în ultimul rând aș vrea să mulțumesc prietenilor care m-au ajutat la îndeplinirea acestei lucrări, dintre care amintesc mai ales pe: Drira Ouassim și Familia Szlahotka. Vă mulțumesc la toți.

**MEKKI CHEDLI**

## REZUMAT

În lucrarea se aduce o modestă contribuție la studiul formării și omogenizării amestecului carburant la motoarele diesel cu injecție directă, acționând atât asupra mișcărilor aerului cât și prin îmbunătățirea calității pulverizării combustibilului.

Studiul are drept scop să participe la rezolvarea problemelor specifice motoarelor diesel, care sunt pulverizarea combustibilului, vaporizarea acestuia și amestecarea cu aerul cât mai complet și mai rapid în vederea arderii cu maxima eficiență, concomitent cu reducerea gradului de poluare a mediului.

Lucrarea începe cu o prezentare a principalelor cercetări teoretice și experimentale a altor autori de pe plan mondial, după care s-a făcut un studiu teoretic al mișcărilor aerului organizate în camera de ardere sub toate formele și în diferitele puncte și a celor turbulente. S-a trecut apoi la studiul jetului pulverizat în cilindru, vaporizarea acestuia și amestecarea sa cu aerul: s-a avut în vedere studiul condițiilor din camera de ardere care contribuie esențial la formarea amestecului dar și influența principalilor parametri ai injecției.

Concluziile rezultate din studiul teoretic au servit la dezvoltarea unui studiu experimental care s-a făcut în mai multe etape. La început, analizând diferitele metode de organizare a mișcărilor aerului, s-a ajuns la o soluție originală a unei camere de ardere care generează, menține și chiar amplifică mișcarea de rotație a aerului în tot volumul camerei de ardere: soluția este dată spre brevetare ca invenție și nu este inclusă în teză.

În etapa următoare s-a trecut la studiul experimental “la rece” al jetului de combustibil pulverizat, urmărind atât caracteristicile jetului cât și distribuția diametrală și masică în volumul jetului la diferite distanțe de la orificiul de pulverizare și la diferite presiuni de injecție, distribuția masică fiind făcută cu ajutorul unei instalații experimentale propusă și ea la rândul ei pentru brevetare ca invenție, respectiv s-a ridicat legea de injecție pentru mai multe regimuri de sarcină și turație.

Următoarea etapă a avut drept scop cercetarea mișcărilor aerului cu ajutorul unui model dinamic bidimensional. S-a studiat efectul mișcărilor de rotație cu un alt model de simulare asupra amestecării trăgându-se concluzii, care diferă puțin față de literatura de specialitate, fără a fi însă contradictorii ci complementare.

Pentru verificarea studiilor teoretice și experimentale “la rece” s-a trecut la cercetări la cald pe motor în două variante.

Prima variantă de motor, cea mai cuprinzătoare ca și cercetări a fost pe un motor diesel cu injecție directă, de fabricație românească sub licență Fiat (D115). Cercetările au vizat în esență: modificarea numărului orificiilor de pulverizare ale injectorului, modificarea unghiului conului de pulverizare, modificarea geometriei acului pulverizatorului, modificarea presiunii de injecție respectiv modificarea temperaturii combustibilului pulverizat, evident s-au făcut și combinații ale acestor modificări, urmărind pe de o parte performanțele motorului (puterea, momentul, consumul specific efectiv, cât și gradul de poluare al acestuia).

A doua varianta de motor studiat, a fost un motor în licența Perkins varianta iugoslavă M33/T la care s-a făcut modificarea sistemului de injecție, s-a modificat capul hidraulic al pompei de injecție, trecându-se de la varianta calasică cu alimentare monopunct la o alimentare multipunct a acestuia, iar controlul regulatorului s-a făcut printr-un sistem numit “load advance” urmarirea sarcinii fiind în regim dinamic secvențială.

Rezultatele cele mai plauzibile s-au obținut în cazul aplicării unei transformări combinate a sistemului de injecție care s-a aplicat în ultima parte a încercărilor experimentale fiind efectuate pe motorul M33/T cu pompa modificată și cu injectoare de debite diferite

Rezultatele experimentale obținute confirmă concluziile teoretice propuse de autor, astfel încât ambele variante de motoare studiate s-au încadrat în normele internaționale de poluare, obținându-se reduceri ale gradului de fum de până la 400%.

În cazul primului motor, care care a fost studiat mai detaliat s-a urmărit și păstrarea indiciilor de performanță, concomitent cu reducerea poluării. Se constată cu ușurință nu numai că s-au menținut dar în cele mai multe dintre variantele studiate, performanțele motorului s-au îmbunătățit evident, obținându-se creșteri de putere chiar de până la 15% și reducerea consumului specific de combustibil de până la 10%.

## RESUMÉ

Ce travail consiste à apporter une modeste contribution à l'étude de la formation et de l'homogénéisation du mélange carburant aux moteurs diesel à injection directe en agissant aussi bien sur l'organisation des mouvements de l'air que sur l'amélioration de la qualité de pulvérisation du combustible.

L'étude a pour but précis de participer à la résolution des problèmes spécifiques des moteurs diesel qui sont: la pulvérisation du combustible, sa vaporisation et son mélange avec l'air le plus complètement et rapidement possible pour obtenir une brulure avec un maximum d'efficacité concomitant à la réduction du grade de pollution de l'environnement.

Le travail commence avec une présentation des principales recherches théoriques et expérimentales des autres auteurs au plan mondial suite à la quelle ont a effectué une étude théorique des mouvements organisés de l'air dans la chambre à combustion sous toutes leurs formes et à des différents points de celle ci, ainsi que pour les mouvements de turbulence de l'air .

Ensuite on est passé à l'étude du jet pulvérisé dans le cylindre , à sa vaporisations et à son mélange avec l'air; on a pris en considération l'étude des conditions dans la chambre á combustion qui contribuent essentiellement à la formation du mélange mais sous l'influence des principaux paramètres de l'injection .

Les conclusions tirées suite à l'étude théorique ont servi au développement d'une étude expérimentale qui a été effectué en plusieurs étapes. Dans un premier temp en analysant les différentes méthodes de l'organisation des mouvements de l'air nous sommes parvenus à une solution originale de chambre a combustion qui genère, maintient et même amplifie les mouvements de rotation de l'air dans tout le volume de la chambre à combustion; la solution est déposée pour brevétation d'invention et n'est pas incluse dans la thèse .

Dans l'étape suivante nous somme passé à l'étude expérimentale "au froid" du jet de combustible pulvérisé en suivant aussi bien les caractéristiques du jet que la distribution diamétrale des gouttes et de la masse du combustible dans le volume du jet à des différentes pressions d'injection et à des différentes distances de capture de l'orifice de pulvérisation .

La distribution de la masse étant effectuée à l'aide d'une installation expérimentale déposée elle aussi pour brevétation d'invention de l'auteur. Respectivement on a relevé la loi d'injection de la pompe pour plusieurs

régimes de charges et de rotations. L'étape suivante a eu comme but précis la recherche les mouvement de l'air à l'aide d'un model dynamique bydimensionnel; on a étudié aussi l'effet des mouvements de rotation de l'air avec un model de simulation sur le mélange et par les conclusions tirées qui différent un peut de la litterature de spécialité sans être contradictoires mais complémentaires.

Pour la vérifications des études théorique et experimantale à froid nous sommes passés à l'étude à chaud sur les moteurs en deux variantes .

La première variante a été effectuée sur un moteur diesel à injection directe de fabrication roumaine sous license Fiat (D115) .Les recherche ont essentiellement visé: la modification du nombre et du diamètre des orifices de pulvérisation de l'injecteur, la modification de l'angle de cone de pulvérisation, la modification de la geometrie de l'aiguille du pulvérisateur, la modification de la pression d'injection respectivement de la temperature du combustible pulvérisé. Evidamment on a même effectuée des combinaisons de ces modifications suivant d'une part les performances du moteurs (moment puissance et consommation spécifique effective) et d'autre part son grade de pollution.

La deuxième variante étudiée a été effectuée sur un moteur de fabrication yougoslave sous license Perkins (M33/T) pour le quel on a modifié le système d'injection; la tête hydrolique de la pompe a été passé de la variante classique d'alimentation ordinaire monopoint à une alimentation multipoints mais le contrôle du régulateur de la pompe se fait par un système nommé "Load advance" le contrôle de charge et de rotation étant en régime dynamique .

Les meilleurs rezultats sont obtenu avec la modifcatin combinée; cas de la dernière recherche experimantale contenu dans cette thèse qui conste au fonctionnement du moteur Perkins avec la pompe modifiée et des injecteurs avec des differents débits d'injection.

Les rezultats expèrimentaux confirment les conclusions théoriques proposées par l'auteur ainsi que les deux moteurs étudiés avec les transformations réalisées se sont encadrées aux normes internationales de pollution obtenant des reductions du grade de fumée jusqu'à 400% .

Dans le cas du premier moteur étudié on a même suivi la maintenace des indices de performances du moteur concomitant à la reduction de pollution;. Les rezultats experimantaux ont démontré qu'ils sont non seulement pas maintenus mais dans plusieurs variantes de modifications les performances du moteur on augmentées en obtenant une croissance de moment et de puissance jusqu'à 15% et une réduction de consommation spécifique effective jusqu'à 10 % en même temp.

## CUPRINS

	pagina
<b>Capitolul.1</b> .- Introducere.	1
<b>Capitolul.2</b> .- Stadiul actual al studiului efectelor repartiției combustibilului în camerele de ardere unitare ale motoarelor cu aprindere prin comprimare rapide.	4
2.1. Considerații generale.	4
2.2. Cercetări privind aspecte fundamentale ale formării amestecului și arderii.	5
2.3. Cercetări aplicative pe modele specifice motoarelor cu ardere internă.	25
2.4. Cercetări speciale și de dezvoltare.	39
2.5. Analiza critică a lucrărilor de cercetare .	47
2.6. Orientarea cercetărilor asupra repartiției combustibilului în camere de ardere unitare ale motoarelor diesel rapide.	50
2.7. Concluzii	51
<b>Capitolul.3</b> .-Studiul repartiției combustibilului în camerele de ardere ale motoarelor diesel rapide.	53
3.1.- Considerații generale.	53
3.2.-Formarea amestecului în camerele de ardere unitare ale motoarelor cu aprindere prin comprimare.	54
3.2.1-Camere unitare cu formare a amestecului în volum.	55
3.2.2-Camere unitare cu formare peliculară a amestecului.	59
3.2.3-Concluzii.	62
3.3.-Mișcările fluidului motor în cilindrul motoarelor cu ardere internă.	63
3.3.1-Macromișcările organizate.	63
3.3.1.1-Mișcarea axială.	64
3.3.1.2-Mișcarea de rotație.	64
3.3.1.3-Mișcarea radială.	65
3.3.2-Micromișcările.	65
3.3.3-Modelarea matematică a macromișcărilor aerului.	66
3.3.3.1-Modelul matematic multidimensional.	66
3.3.3.2-Modelarea matematică a principalelor macromișcări.	71
3.3.3.2.1-Mișcarea de rotație.	71

Mekki Chedli – Teză de doctorat	VI
3.3.3.2.2-Mișcarea radială.	77
3.3.4-Concluzii.	81
<b>Capitolul.4.-Investigații asupra jetului de combustibil.</b>	82
4.1.- Considerații generale.	82
4.2.-Caracteristicile jetului de combustibil	84
4.3.-Modelarea matematică, modelul picăturii de combustibil.	90
4.4.-Concluzii.	95
<b>Capitolul.5.-Evaluarea repartiției combustibilului în camera de ardere.</b>	97
5.1.- Considerații generale.	97
5.2.- Cazul jetului la perete.	104
5.3.-Concluzii.	105
<b>Capitolul.6.-Încălzirea și vaporizarea combustibilului în motoarele diesel.</b>	106
6.1.- Considerații generale.	106
6.2.-Încălzirea și vaporizarea picăturii de combustibil.	106
6.3.-Încălzire și vaporizarea combustibilului în jet.	112
6.4.-Încălzirea și vaporizarea filmului.	113
6.5.-Metode de evaluare a vaporizării combustibilului.	116
6.6.-Concluzii.	130
<b>Capitolul.7.-Arderea combustibilului în motoarele diesel.</b>	135
7.1.- Considerații generale.	135
7.2.-Arderea picăturii de combustibil.	136
7.2.1.-Presiunea aerului.	141
7.3.2.2.-Viteza relativă între mediu și picatură.	142
7.3.-Concluzii.	143
<b>Capitolul.8.-Instalații experimentale, metode de investigații, rezultatele cercetărilor pe standuri și interpretarea acestora.</b>	145
8.1.-Calificarea jetului prin captarea sa în vederea determinării diametrelor medii ale picăturilor.	145
8.2.-Cuantificarea jetului prin cântărire și stabilirea distribuției masice a combustibilului injectat.	157
8.3.-Determinarea legii de injecție.	165
8.4.-Modelarea dinamică bidimensională prin similitudine a mișcării aerului din camera de ardere.	180
8.5.-Studiul formării amestecului prin imitarea jetului cu ajutorul injecției de ulei de parafină în apă în mișcare de rotație.	190
8.6.-Cercetări experimentale pe motor bazate pe îmbunătățirea caracteristicilor injecției și influența lor asupra performanțelor	



energetice și a gradului de fum pentru motorul cu aprindere prin comprimare și interpretarea rezultatelor obținute.	198
8.6.1. -Cercetări experimentale bazate pe modificarea injectoarelor.	199
8.6.1.1. -Modificarea numărului și a diametrului orificiilor pulverizatorului.	205
8.6.1.2. -Pulverizatoare cu orificii de diferite diametre.	211
8.6.1.3. - Modificarea diametrului orificiilor și a unghiului conului de pulverzare.	214
8.6.1.4. - Modificarea combinată a numărului și a diametrului orificiilor și a unghiului conului de pulverzare.	219
8.6.1.5. -Pulverizatoare cu ac rotitor.	224
8.6.1.6. -Modificarea presiunii de injecție.	227
8.6.1.7. -Injecție de motorina preîncălzită.	231
8.6.1.8. -Modificarea combinată a temperaturii combustibilului și a presiunii de injecție.	238
8.6.1.9. -Concluzii.	243
8.6.2. -Cercetări experimentale bazate pe modificarea pompei de injecție.	248
8.6.3. -Cercetări experimentale bazate pe modificarea simultană a pompei de injecție și a injectoarelor.	260
8.6.4.-Concluzii	262
8.7.-Interpretarea datelor experimentale în juxtapunere cu unele date teoretice.	263
<b>Capitolul.9.-Concluzii generale și contribuții personale.</b>	<b>266</b>
9.1.-Concluzii generale.	266
9.2.-Contribuții personale.	273
<b>Bibliografie</b>	<b>276</b>

## Capitolul 1 Introducere

Tendința actuală ca motoarele diesel cu injecție directă să ajungă la performanțe energetice apropiate cu cele ale motoarelor cu aprindere prin scânteie, de exemplu realizarea unor puteri litrice de 70 kW/l precum și măsurile tot mai restrictive în legătură cu nivelul valorilor absolute al noxelor eșapate demonstrează necesitatea găsirii unor soluții pentru controlul riguros al formării amestecului.

În ce privește calitatea aerului, cercetări foarte recente ale agenției americane de protecție a mediului (EPA), au stabilit că degradarea calității aerului se datorește în proporție de 30% deteriorării în timp a reglajelor motorului, 15% utilizării unor combustibili cu proprietăți discutabile și numai 2% faptului că nu se aplică norme limitative mai severe pentru noxe. Aceasta mărește interesul realizării unor motoare diesel de concepție modernizată, cu soluții care să permită conservarea de durată a reglajelor efectuate cu ocazia inspecțiilor tehnice periodice.

Motoarele respective trebuie să utilizeze combustibili de calitate din ce în ce mai bună și, bineînțeles, să se înscrie chiar sub normele stabilite actual pentru noxele eșapate.

Pentru formarea amestecului în condițiile realizării unor motoare tot mai rapide determinantă este organizarea mișcărilor aerului în camera de ardere, care poate să aibă efecte benefice asupra repartiției picăturilor de combustibil.

Încercând să răspundă chiar și numai acestor deziderate, lucrarea în discuție își motivează interesul teoretic și aplicabilitatea în practică.

Structurată în 9 capitole, după introducerea lucrării continuă cu stadiul actual al cercetării efectelor repartiției combustibilului în camerele de ardere ale motoarelor cu aprindere prin comprimare rapide. S-a început cu prezentarea unor lucrări fundamentale, lucrări ce încearcă să găsească o explicație teoretică a fenomenelor, fenomene ca legile de mișcare a fluidului motor, repartiția combustibilului, încălzirea și vaporizarea sa în camera de ardere a motorului diesel, legea de mișcare a vârfului jetului în aer liniștit, legea de mișcare a picăturii în aer în mișcare și traiectoriile picăturilor de combustibil sub efectul mișcării datorită vârtejului. S-a tratat și problema formării amestecului după procedeul Meurer sub influența diferitelor mișcări ale aerului și în fine s-a prezentat o sinteză a ultimelor progrese în domeniul formării amestecului și arderii în motorul cu aprindere prin comprimare.

În continuare s-au prezentat lucrări aplicative, lucrări ce au încercat să stabilească o corelare între teoria mișcării aerului și a picăturii de combustibil,

încercările pe model și cercetările pe motor. S-a mai încercat să se facă o sinteză a modelării formării amestecului în m.a.c. prin tratarea similitudinii traiectoriei vârfului jetului modelarea fizică, să coreleze mișcarea de rotație cu caracteristicile jetului de combustibil. Rezultatele cercetărilor teoretice au fost folosite pentru orientarea cercetărilor experimentale.

În următorul capitol s-au prezentat lucrări de dezvoltare, lucrări ce prezintă metoda de cercetare experimentală pentru îmbunătățirea arderii în motoarele diesel cu injecție directă și distribuția combustibilului în volum. Aici s-au experimentat diferite sisteme de injecție, diferite forme ale camerei de ardere, diferite interstiții dintre piston și chiulasa. În ultima parte a acestui capitol, s-au prezentat metodele de încercări ce se intenționează folosirea lor în această lucrare, după care au urmat concluziile.

În capitolul 3, s-a studiat repartiția combustibilului în camerele de ardere ale m.a.c. rapide. S-au prezentat formele camerelor de ardere, cele cu distribuția combustibilului în volum și cele cu distribuția combustibilului în peliculă, după care studiul s-a orientat spre mișcările fluidului motor din cilindrul motoarelor cu ardere internă. Aici studiul a fost destul de aprofundat datorită importanței acestui fenomen. S-a început cu macromișcările (mișcarea axială și mișcarea de rotație) după care s-a trecut la studiul micromișcărilor (mișcările turbulente). Începând cu modelul matematic multidimensional și urmând studiul cu modelarea matematică a principalelor macromișcări ale aerului.

În capitolul 4 s-au făcut multiple investigații asupra jetului de combustibil pulverizat. S-a început cu caracteristicile jetului și după aceea s-a trecut la modelarea matematică a acestuia (modelul picăturii de combustibil).

Capitolul 5 s-a consacrat pentru evaluarea repartiției combustibilului în camera de ardere a motorului diesel. Aici s-au studiat atât repartiția jetului în volumul camerei, cât și impactul jetului cu peretele, lucru aproape inevitabil asupra unei părți mici ale jetului.

Capitolul 6 s-a ocupat de încălzirea și vaporizarea combustibilului la motoarele cu aprindere prin comprimare. Aici s-au cercetat toate cele trei variante posibile și anume: cazul picăturii singulare, cazul jetului în volumul camerei și cazul filmului la perete.

Capitolul 7 se ocupă cu studiul fenomenului a cărui reușită este scopul tuturor fenomenelor studiate anterior și anume: arderea combustibilului în m.a.c. Și aici s-a studiat arderea picăturii de combustibil și viteza relativă între mediu și picătură.

În capitolul 8 s-au prezentat instalațiile experimentale, metodele de investigații, rezultatele cercetărilor experimentale și interpretarea lor. Aici, din cauza complexității fenomenelor și a interdependenței lor, la început s-a studiat fiecare fenomen în parte, după care în varianta finală, la încercările pe motor fenomenele s-au tratat în ansamblu. La studiul jetului de combustibil încercările s-au efectuat în două etape. În prima etapă jetul a fost captat în vederea calculului diametrelor medii în diferite puncte de pe suprafața amprentei jetului și la diferite distanțe de orificiul

pulverizatorului. În etapa a doua s-au făcut încercări în vederea determinării repartiției masice a combustibilului în jet.

A doua parte a cercetărilor a vizat ridicarea legii de injecție pentru a stabili evoluția cantității de combustibil introdusă în camera de ardere și viteza de introducere a acesteia precum și stabilirea cantității acumulate în camera de ardere în perioada întârzierii la auto aprindere.

Studiul jetului a fost urmat de un studiu al mișcărilor aerului cu ajutorul unui model dinamic bidimensional.

Fenomenele de injecție și de mișcare ale aerului se combina în pasul următor într-o încercare de studiu al amestecului prin injectarea de ulei de parafina în apa în mișcare de rotație.

În final, încercările au fost efectuate la cald pe un motor D115 folosind injectoare cu mai multe variante de duze de injecție de diferite diametre și diferite amplasări ale orificiilor de injecție și cu un pulverizator cu ac în mișcare de rotație. S-au făcut și cercetări experimentale cu modificarea capului hidraulic la pompa de injecție a motorului Perkins M33/T, precum și încercări cu modificarea atât a capului hidraulic cât și a pulverizatoarelor. Capitolul se finalizează cu interpretarea datelor experimentale prin juxtapunerea cu unele date teoretice.

Lucrarea se încheie cu capitolul 9, capitol în care se prezintă concluziile generale și contribuțiile personale.

Precum se vede din scurta prezentare a conținutului, lucrarea încearcă să aducă o modestă contribuție la eludarea calitativa și cantitativa a fenomenelor complexe ce caracterizează distribuția combustibilului în camerele de ardere ale motoarelor cu aprindere prin comprimare (m.a.c.) rapide în condițiile unor mișcări controlate ale aerului, vizând atât creșterea performanțelor motorului cât și reducerea poluării mediului de către acestea.

## **Capitolul 2 Stadiul actual al cercetării efectelor repartiției combustibilului în camerele de ardere unitare ale motoarelor cu aprindere prin comprimare rapide.**

### **2.1 Considerații generale**

Dezvoltarea motoarelor cu aprindere prin comprimare rapide se bazează pe creșterea turației și a presiunii medii efective, ceea ce nu este posibil decât printr-o bună repartiție a combustibilului în camera de ardere, care să asigure pe lângă o utilizare cât mai completă a aerului disponibil și o ardere rapidă. Pentru realizarea unei arderi rapide se poate utiliza mișcarea dirijată a aerului în cilindru și camera de ardere, precum și o caracteristică optimă de injecție a combustibilului, ambele fiind adaptate procedurii de formare a amestecului și ardere.

Răspândirea combustibilului în camera de ardere la m.a.c. rapide este influențată de mișcările dirijate ale aerului, a căror importanță a fost recunoscută de peste 75 de ani. Primele cercetări au fost efectuate de către Hesselman în 1921 și, în continuare, Ricardo în 1923 a întreprins cercetări sistematice pentru studierea influenței mișcării aerului asupra consumului de combustibil.

În ultimul timp au fost efectuate numeroase cercetări asupra influenței mișcării aerului asupra repartiției combustibilului în camera de ardere stabilindu-se relații privind evaluarea intensității mișcării aerului.

Mișcarea combustibilului a fost studiată atât pentru cazul simplu, pentru o picătură de combustibil izolată, cât și pentru jetul de combustibil, care a fost studiat atât ca mediu continuu cât și ca un mediu discontinuu format din picături.

Metodele de tratare a formării amestecului în m.a.c. au explicitat influența a numeroși parametri care controlează procesul formării amestecului în m.a.c. rapide,

foarte utilizate pentru cercetările de dezvoltare, dar până în prezent nu s-a stabilit un model care să cuprindă o corelare a mișcării aerului și a combustibilului.

## 2.2 Cercetări privind aspecte fundamentale ale formării amestecului și arderii

### 2.2.1 Fenomene de vaporizare nestaționare și traiectoriile picăturilor de combustibil injectate într-un vârtej de aer [16]

#### Mișcarea aerului

Studiul mișcării aerului are o mare importanță în construcția supapelor, a pistonului și a chiulasei, ceea ce implică necesitatea cunoașterii vitezei aerului. Cu anumite simplificări, soluția pentru viteza aerului în direcția unghiulară  $A_1$  este dată de (rel. 1), în care, dacă se alege  $K_2 = 0$ , rezultă că relația lui  $V_{a\Lambda}$  arată o distribuție liniară a vitezei pentru un corp solid în mișcare de rotație cu viteza unghiulară constantă  $K_1$ .

Mișcările care prezintă interes ale aerului din cilindru sunt: viteza de vârtej, de rotație și viteza radială care accelerează viteza de rotație și care are o valoare medie ușor de dedus din ecuația de continuitate, în coordonate cilindrice: (rel. 2) în care:

$Z_T$  - distanța dintre piston și chiulasă.

$R_0$  - raza cilindrului, iar

$R_c$  - raza de închidere a cupei pistonului.

Mișcarea cauzată de piston este o viteză perpendiculară pe capul pistonului și variază de la viteza pistonului (la capul pistonului) la zero (la chiulasă)

#### Calculul pentru o singură picătură

Modelul unei singure picături poate fi utilizat corect la studiul jetului dacă se ține cont de interacțiunea dintre picături.

Studiul vaporizării nestaționare se poate face cu relații pentru vaporizare staționară cu admiterea unei teorii evasistaționare și a altor ipoteze, privind calitățile fizice și chimice ale combustibilului și ale efectelor mișcării aerului și ale stratului limită. Astfel de relații sunt de forma: (rel. 3; 4), unde termenii  $K_g$  și  $hZ^*$  sunt coeficienți de transfer corecți pentru vaporizarea picăturii în aer curat,  $\Delta P_f = P_{fl}$ . A doua ecuație (ecuația de transfer de căldură) exprimă în mod simplu faptul că energia termică care se află la suprafața lichidului servește pentru încălzirea picăturii și vaporizarea lichidului. Traectoria picăturii în spațiu se determină din prima lege de mișcare a lui Newton și este de forma: (rel. 5), în care:

- Termenul stâng reprezintă produsul masei picăturii și a componentelor accelerației.

- Primul termen din membrul drept este forța de rezistență ;
- $v$  - viteza relativă între aer și picătură;
- Termenul al doilea este forța gradientului de presiune a aerului;
- Al treilea termen este suma tuturor forțelor care acționează de la distanță (gravitația și forțele electrostatice);
- Al patrulea termen cuprinde momentul produs de vapori.

Modelul unei singure picături provine din faptul că jetul în m.a.c. are o distanță de desfacere mică, după care se împarte în picături.

### Modelul jetului

Viteza lichidului la orificiul pulverizatorului se poate calcula cu relația: (rel. 6), unde:

$P_1$  - presiunea de injecție;

$P_T$  - presiunea totală a aerului

Astfel de relație aplicată pentru diferite picături având aceeași viteză are rezultate prezentate în (fig.1) care mai arată și poziția vârfului jetului interpolat din experimentele lui Schweizer.

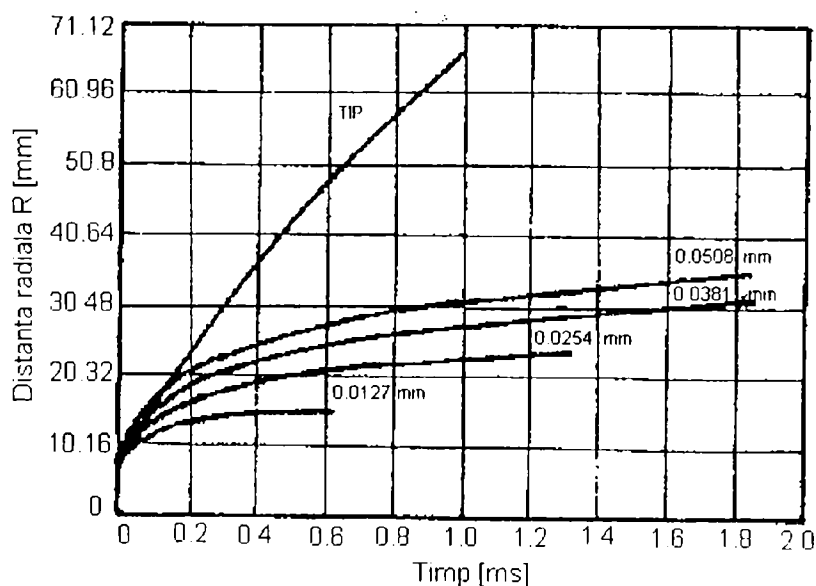


Fig.1.  $R = f(t)$  pentru diferite mărimi de picături în aer staționar

### Modelul asimetric

Jetul poate fi aproximat în forma analitică prin datele lui Schweizer în relațiile: (rel. 7; 8). Această soluție analitică a fost modificată conform condițiilor de limită de mișcare aerului de jet. Profilul vitezei aerului are întreaga formă și linie mijlocie a vitezei și este invers proporțională cu distanța radială. Centrul liniei de

viteză este măsurat ca o funcție de poziție radială și de timp (v. fig. 2) Ecuația pentru viteza în lungul liniei mijlocii a jetului este dată de: (rel. 9).

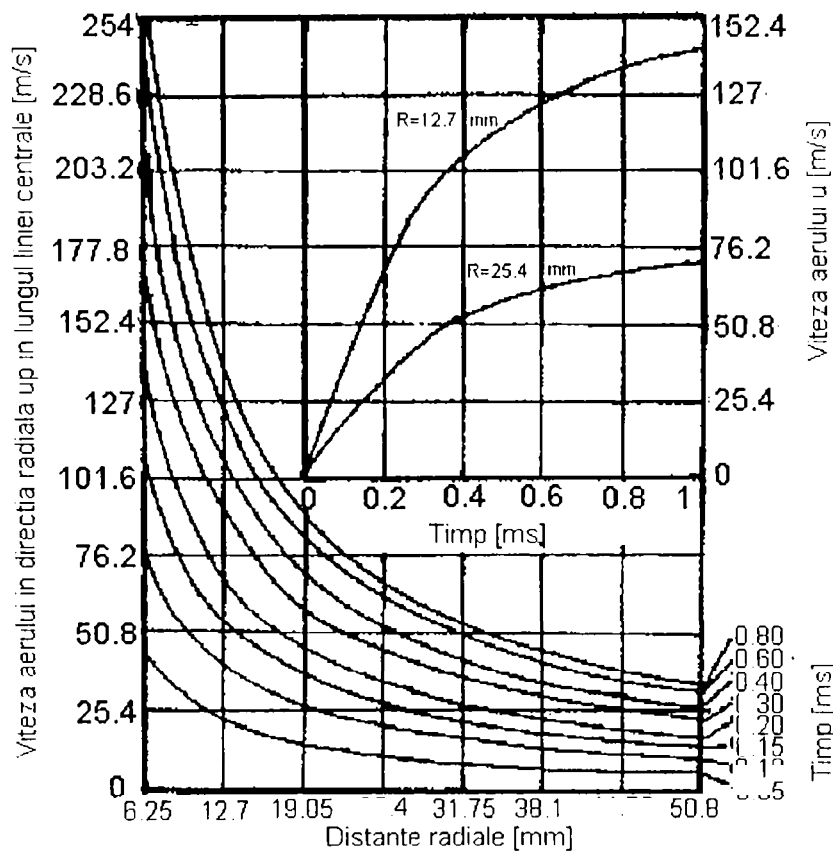


Fig. 2 Viteza aerului indusa în lungul liniei centrale în funcție de timp

1	$v_{aA} = K_1 R + \frac{K_2}{R}$
2	$v_S = \frac{1}{2Z_T R_c} \frac{dZ_T}{dt} (R_0^2 - R_c^2)$
3	$\frac{dw}{dt} \cong -K_g a (\Delta p_f)_\alpha$
4	$w C_{pL} \frac{dT_L}{dt} = ha(T_a - T_L) Z^* + \lambda \frac{dw}{dt}$
5	$w \ddot{X}_i = \frac{1}{2} \left[ \rho_a \cdot \pi \cdot S^2 \cdot C_D \cdot v \cdot v_i \right] + (F_P)_i + (F_g)_i - v_i \dot{w}$
6	$v_T = 0,94 \sqrt{772,8(p_I - p_T) \rho_L}$
7	$v_T = \frac{3600}{1200 \cdot t + 1}$
8	$X_T = 3 \cdot \ln(1200 \cdot t + 1)$
9	$v_{aR}(R, O, t) = 0,72 \frac{X_T \cdot v_T}{R}$



## Motorul și parametrii jetului

Alegerea parametrilor motorului a fost făcută pe baza valorilor reprezentative, cu care s-a simulat un motor Diesel rapid cu injecție directă (Motor CER) [16].

## Rezultate fără mișcare de vârtej

Picăturile cu diametrul de  $0,07 \div 0,1$  [mm] se pare că determină poziția vârfului jetului [16]. Acest model prezice că picăturile mai mici, inițial formează vârful jetului, iar după un timp picăturile mai mari ajung din urmă și depășesc picăturile mici, formând vârful jetului. Dacă picăturile au toate aceeași dimensiune, primele se vaporizează mult mai încet decât cele injectate mai târziu. Curbele de vaporizare a unor picături mai mari au aceeași alură ca și cele mici, dar cu un ordin de mărime mai mic a masei transferate. Trebuie menționat faptul că există o anumită mărime a picăturilor care dă maximul de masă vaporizată pentru fiecare timp de expunere și că această mărime crește cu creșterea timpului de expunere, ceea ce înseamnă că prin vaporizarea picăturilor mici se formează majoritatea vaporilor primei părți a injecției iar masa vaporizată din picăturile mai mari crește în timp. Se observă că picăturile mai mici își reduc imediat dimensiunea iar cele mari, la început își măresc diametrul prin dilatare, chiar la aceeași distanță radială cu cele mici. Drept combustibil s-a utilizat dodecan.

## Rezultate cu vârtej de aer

Prin calculul poziției spațiale a picăturilor pentru cazul unui vârtej de aer în coordonate cilindrice  $R, A, Z$  se calculează  $\dot{R}, \dot{A}, \dot{Z}$ , procentul de masă transferată, raza și temperatura picăturilor. Ținând seama numai de mișcarea de vârtej a aerului, redată prin viteza unghiulară de zece ori mai mare decât viteza de rotație a arborelui cotit, se observă că în fiecare caz picăturile își micșorează rapid viteza lor axială, astfel încât în ultima jumătate a fiecărui fenomen există numai traiectorii în plane perpendiculare pe axa cilindrului. Unghiul  $A$  este o funcție liniară de timp. Se observă că viteza unghiulară finală a picăturilor este întotdeauna egală cu cea a aerului iar în cazul sferelor solide, se observă că ele urmăresc același drum parcurs de picăturile lichide. Efectul de localizare al injectorului în direcția radială asupra distribuției picăturilor este un efect foarte important. Turația motorului are un efect important asupra cantității de combustibil din preamestec, astfel de efect se vede în (fig. 3) și (fig. 4).

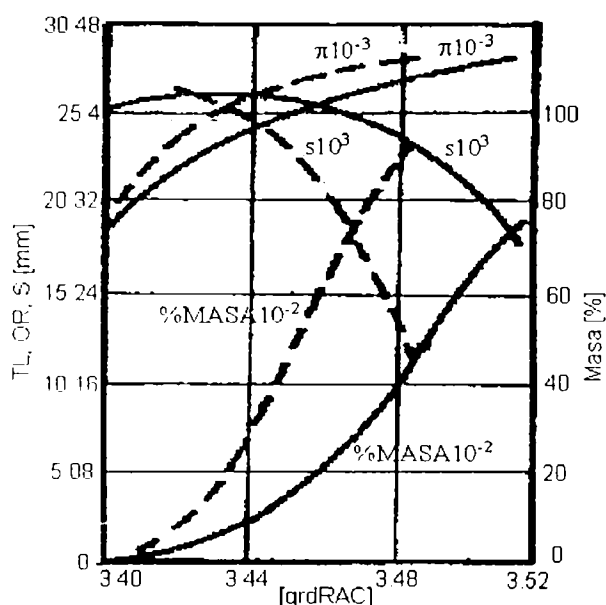


Fig. 3 Raza picăturii, temperatura lichidului și procentul de masa vaporizat, în funcție de unghiul de rotație al arborelui cotit, la turația de 900 și 1800 rot/min. Diametru inițial al picăturii 0,05 mm; raportul de vârtej 10; poziția de plecare  $R = 6$  mm,  $\theta = 10$  grade; timpul de pornire 20 grade înainte p.m.i.

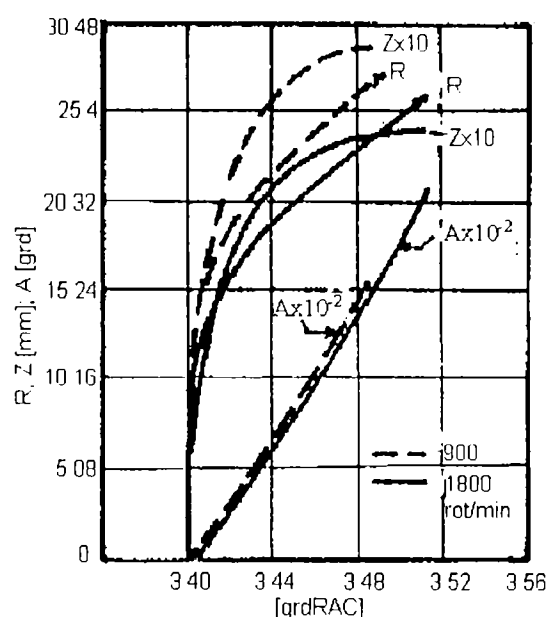


Fig.4. Traiectoriile picăturii în funcție de unghiul de rotație al arborelui cotit la turația de 900 și 1800 rot/min. (la aceiași parametri ca în fig. 3)

Se observă că cele două curbe ale lui A funcție de  $^{\circ}RA$  sunt inițial identice. La 1800 rot/min, numai 60 % din masă a fost vaporizată în  $10^{\circ}RA$  pe când la 900 rot/min, picătura a fost complet vaporizată. Când R și Z sunt reprezentate în funcție de timp, se observă că penetrația Z, pentru un timp dat are o creștere mai mică în cazul 1800 rot/min decât în cazul 900 rot/min.

Cu creșterea raportului de vârtej, unghiul A crește proporțional, iar penetrația în direcția Z descrește din cauza vitezei relative mai mari dintre aer și combustibil, (v. fig. 5).

Accelerația radială centrifugă mărește penetrația radială la rapoarte de vârtej ridicate, iar câteva picături dirijate în jos intersectează pistonul. În majoritatea cazurilor de mai sus, poziția Z a fost menținută constantă iar picăturile au ajuns în impact cu pistonul, ceea ce înseamnă că a fost făcut calculul ținând cont numai de mișcarea aerului cauzată de mișcarea pistonului. De menționat că vitezele aerului care nu au fost considerate în lucrare pot ușor schimba alura curbelor.

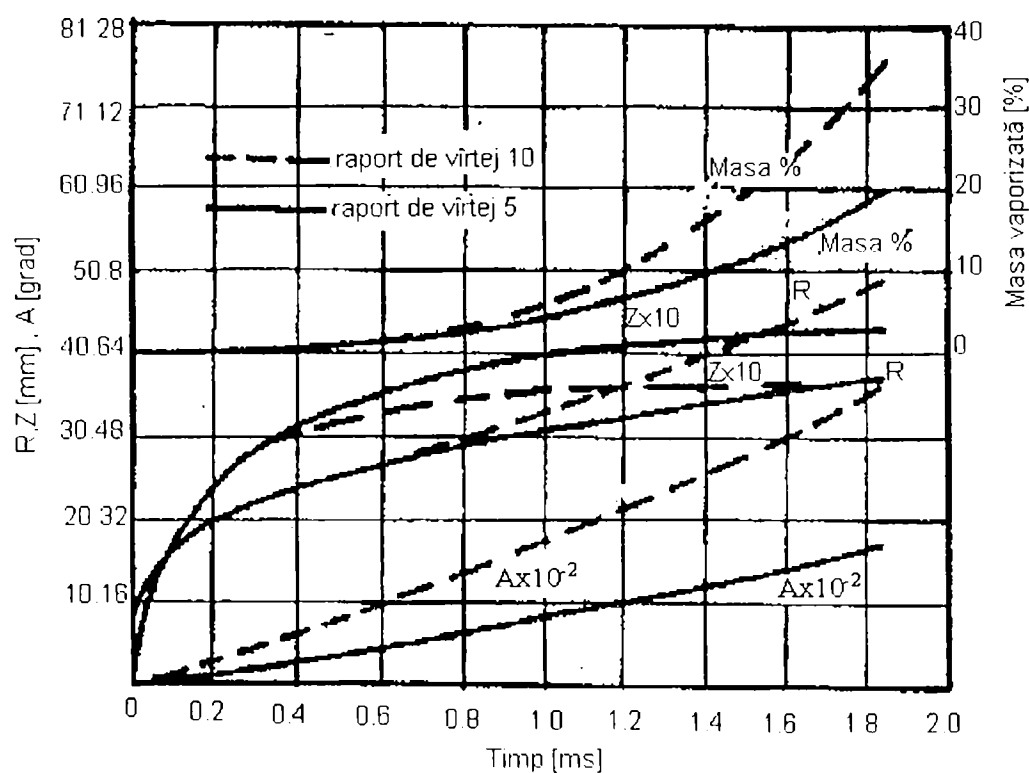


Fig. 5. Efectul raportului de vârtej asupra traiectoriilor picăturii și procesului de vaporizare. Turația motorului 1800 rot/min; diametrul inițial al picăturii, 0,1 mm; Distanța de start,  $R = 6,35$  mm ,  $\theta = 0,25$  grade; timpul de start: 20 grade înaintea p.m.i.

### Extinderea procedurii de simulare

Pentru extinderea procedurii de simulare trebuie să se obțină mai multe date fundamentale asupra modelului unei singure picături, a modelului jetului și a mișcării aerului care ar putea îmbunătăți simularea injecției. Modelul unei singure picături trebuie verificat la presiuni înalte similare celor din motoarele Diesel, presiuni la care trebuie măsurat și coeficientul de rezistență. Coeficientul de difuzie are o dependență mică în funcție de presiune. Deoarece în apropierea punctului critic calculul său este nesigur, aici se folosesc valori determinate experimental. Trebuie bine studiată atât comportarea individuală a picăturii, cât și în corelație cu antrenarea reciprocă cu aerul, ceea ce poate da îmbunătățiri la stabilirea caracterului antrenării aerului.

Pentru aplicarea acestor date, este nevoie de mai multe date asupra mișcării aerului în camera de ardere ceea ce se poate face prin fotografiere sau prin măsurare.

Numărul calculelor cerute în simulare este foarte mare ceea ce solicită foarte mult chiar și calculatoarele rapide. Unii autori propun utilizarea metodei selecției statistice pentru reducerea numărului de calcule la utilizarea computerelor.

## 2.2.2 Evaluarea experimentală a unui model matematic pentru calculul mișcărilor aerului din cilindru cu un monocilindru transparent. [65]:

Această lucrare umple un gol mare lăsat de ceilalți autori în domeniul analizei mișcărilor aerului, care nu au comparat calculele făcute în diferite ipoteze cu rezultate experimentale, în afară de Gosman sau Ramoss care au făcut câteva comparații pentru cursa de admisie și Grosso care a făcut pentru cursa de comprimare și destindere, dar aceste comparații nu sunt convingătoare, cu toate că valorile presupuse sunt adoptate pentru condițiile inițiale. Aici s-a efectuat un calcul și un experiment, pentru a evalua modelul turbulent  $k-\varepsilon$  și funcțiile la perete. S-a făcut un monocilindru transparent cu camera de ardere cupă în piston, care este capabil să dea un câmp de curgere axisimetric. În perioada antrenării motorului au fost măsurate: viteza de curgere a aerului, viteza turbulentă și scara integrală de turbulență în direcție tangențială și axială cu ajutorul unui vitezometru Doppler cu laser, printr-o fantă ce acoperă vecinătatea peretelui. Aceste valori măsurate au fost adoptate ca valori inițiale în calculele numerice ale unui curent axisimetric în cilindru prin utilizarea modelului de turbulență  $k-\varepsilon$ , iar rezultatele au fost comparate cu valorile experimentale.

### 2.2.2.1 Metoda calculului numeric

#### 2.2.2.1.1 Ecuații fundamentale

S-a presupus că pentru cursele de comprimare și destindere curgerea este evisistaționară, asemănătoare cu a unui fluid incompresibil. S-a folosit un sistem de coordonate cilindric ( $r, \theta, z$ ), dând expresia celor 3 componente ale vitezei de curgere  $u, v, w$ . Pentru rezolvarea ecuațiilor de transport s-a folosit ca model al turbulenței modelul  $k-\varepsilon$ , caracterizat prin relațiile lui  $k$  (energia turbulentă pe unitate de masă) și  $\varepsilon$  (raportul său de disipație). Ecuațiile de transport pentru  $k$  și  $\varepsilon$  sunt date după cum urmează: (rel. 10; 11), unde:

$G$  - termenul de producție al turbulenței,

$\sigma_k, \sigma_\varepsilon, C_1, C_2, C_3$  - constantele modelului.

#### 2.2.2.1.2 Condiții de limită.

Se presupune că în axa cilindrului  $u = 0$  și  $\partial/\partial r = 0$ , iar distribuția vitezei lângă peretele cilindrului este logaritmică. Tensiunea de forfecare la perete este dată de funcțiile la perete sau (rel. 12, 13) în care:

- $K$  - constanta lui Karman,  
 $K_p$  - energie turbulentă,  
 $\tau_p$  - tensiunea de forfecare,  
 $U_p$  - componenta paralelă la perete a vitezei medii de curgere la punctul nodal cel mai apropiat de perete,  
 $y_p$  - distanța dintre perete și punctul nodal cel mai apropiat.

### 2.2.2.1.3 Metoda de calcul

Ecuțiile de transport sunt rezolvate cu metoda diferențelor finite utilizând metoda volumului de control. La diferențierea celor doi termeni, de convecție și difuzie s-a folosit o metodă hibridă. Calculul este condus fundamental prin acordare cu metoda explicită.

### 2.2.2.2 Echipamentul experimental

S-a folosit un monocilindru transparent (fig. 6) cu camera de cuarț (4) care este capabil să producă o curgere axial simetrică prin utilizarea unei supape de vârtej (2) și sistemul de acționare a supapelor (1).

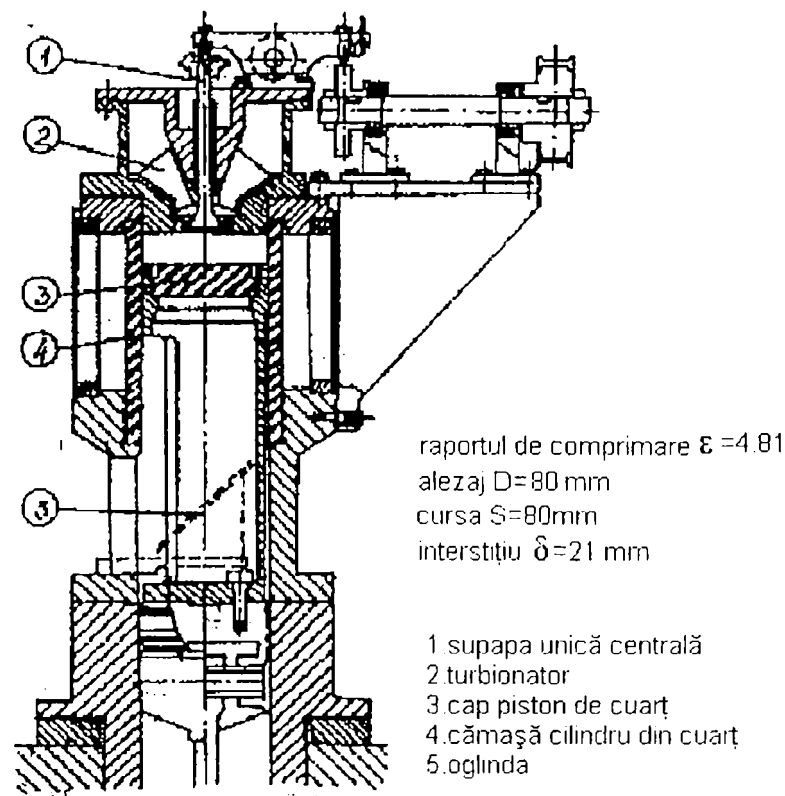


Fig. 6 Motor cu cilindru transparent

S-au făcut măsurători pentru două rapoarte de vârtaj diferite în momentul închiderii supapei de admisiune: de 3,6 , considerat ca raport de vârtaj de mare intensitate și de 1,5 , considerat ca raport de vârtaj de mică intensitate. Componentele axială și tangențială sunt măsurate pe motorul antrenat la o turație de 320 rot/min. În (fig. 7) se reprezintă puterea spectrului vitezei tangențiale medii pentru ambele cazuri de vârtaj, de mare intensitate și de mică intensitate, în punctul de  $r=5\text{mm}$  și  $z=12\text{mm}$ .

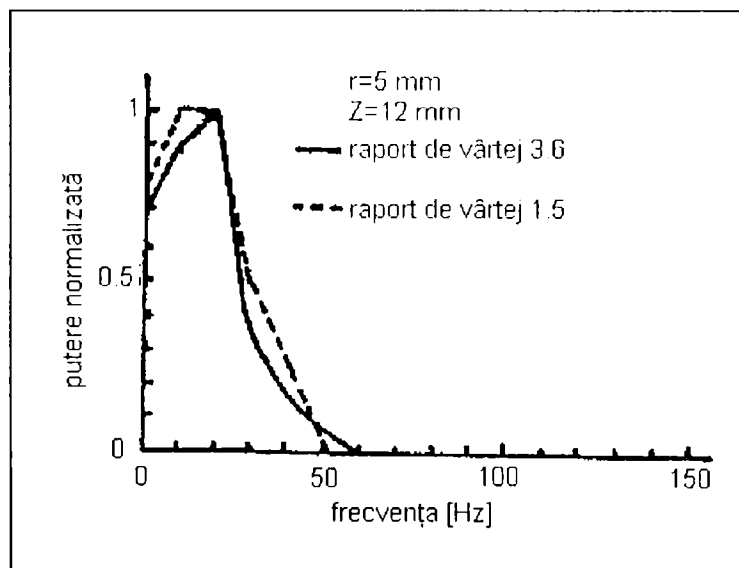


Fig. 7 Puterea spectrului vitezei medii totale pentru cursele de comprimare și destindere

Pentru punerea în evidență a semnalelor, s-au utilizat un generator de frecvență (Kanomax Model 1095), a cărui corectitudine a fost verificată cu un numărător de procese (Kanomax Model 1071).

Pentru vizualizarea nucleului jetului s-a folosit ulei silionic. Semnalul de ieșire a procesorului este convertit A/D la un interval fix de  $^{\circ}\text{RA}$  și transmis la un computer de proces (Model HP 9836 A).

### 2.2.2.3 Rezultate și discuții

#### 2.2.2.3.1 În cazul unui raport de vârtaj de 3,6

##### 2.2.2.3.1.1 Condiții inițiale pentru calcul

S-a făcut un calcul de la  $100^{\circ}\text{RAC}$  înainte de p.m.i. până la  $90^{\circ}\text{RAC}$  după p.m.i. Fig. 8 arată diagrama vectorială a vitezei medii de curgere inițială în secțiunea r-z la  $100^{\circ}\text{RAC}$  înainte de p.m.i. S-au măsurat  $v$  și  $w$  în punctele nodale și  $k$  în ambele direcții, radială și axială.

Componenta staționară a turbulenței a fost testată și s-a presupus că într-un interval de  $45^{\circ}\text{RAC}$  curgerea este staționară. Spectrul componentei turbulente pentru această perioadă a fost calculat cu metoda FFT. Autocorelația a fost calculată

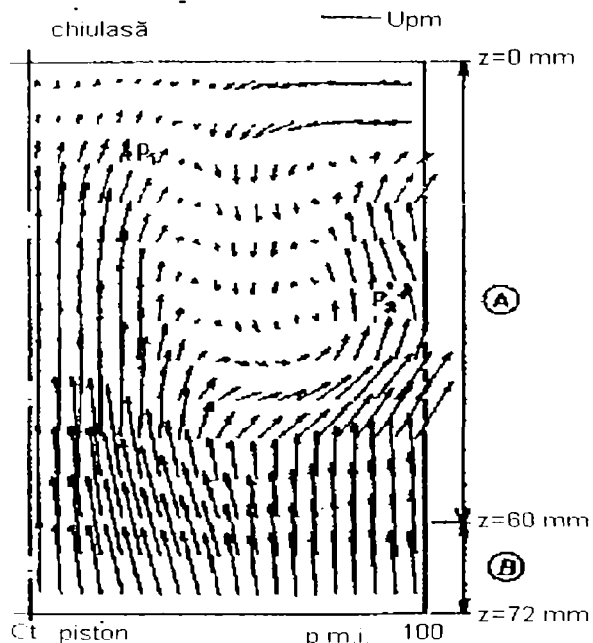


Fig. 8 Valori inițiale a vitezelor medii în secțiunea r-z

cu metoda inversă FFT. Timpul scării integrale de turbulență  $\Lambda$  a fost aproximativ funcție de  $e^{-(U/\Lambda)}$ , unde:  $t$  - timpul. Scara integrală de turbulență  $L$  este obținută prin mijloace de multiplicare a mediei aritmetice a valorii lui  $\Lambda$  în ambele direcții. Valoarea inițială a lui  $\epsilon$  este dată de (rel. 14) prin utilizarea ambelor valori ale lui  $k$  și  $L$ .

### 3.1.2 Comparația dintre calcul și măsurători

Fig. 9 compară rezultatele obținute prin calcul, respectiv măsurători, a variației în timp a vitezei medii de curgere tangențială ( $= \sqrt{\frac{2K}{3}}$ )

într-un punct  $P_1$  ( $r = 10$  mm,  $z = 12$  mm) arătată în (fig. 8).

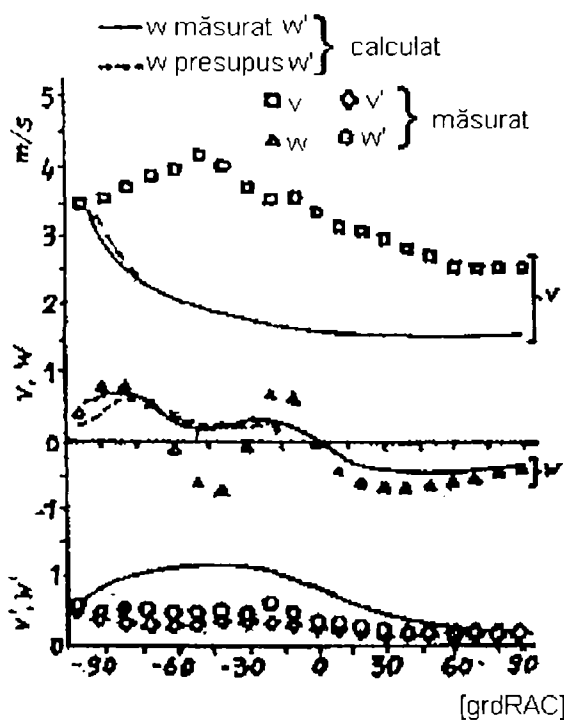


fig. 9. Variație în timp a lui  $v, w, v'$ , și  $w'$  pentru ambele calcul și măsură la  $r=10$  mm,  $z=12$  mm.

Valorile măsurate ale vitezei de curgere turbulentă axială  $w'$  și tangențială  $v'$ , sunt reprezentate separat. Valoarea lui  $v$  măsurată are o scădere la aproape  $50^\circ$  RAC înainte p.m.i. iar cea calculată scade rapid la începutul calculului, în cursa de comprimare și devine aproape constantă în cursa de destindere. Valoarea măsurată a lui  $w$  arată o variație sinusoidală în cursa de comprimare și devine constantă în cursa de destindere. Linia întreruptă reprezintă rezultatul calculului în care valoarea măsurată a lui  $v$  a fost utilizată ca și  $v$  inițial, iar  $w$  inițial a fost luat din viteza pistonului interpolată spațial. În acest caz există o mică diferență între rezultatul celor două calcule, deci efectul convecției, care este cauzat de distribuția spațială a lui  $w$  luat drept condiție inițială

nu este mai mare decât cel al difuziei, care este cauzat de viscozitatea turbulentă. Diferența între valorile calculate și măsurate ale lui  $v$  și  $w$  provin în special din

supraevaluarea în calcul a viscozității turbulente în direcție radială, ceea ce sugerează nevoia unui model care consideră turbulența neizotropică.

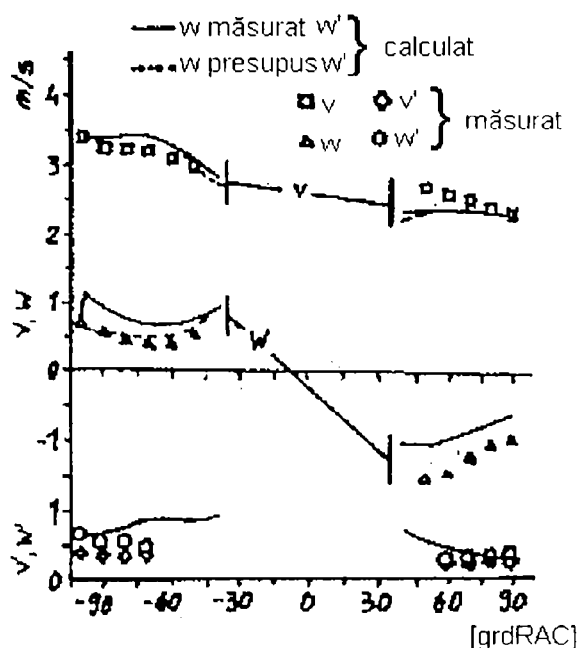


Fig. 10 Variația în timp a lui  $v, w, v'$  și  $w'$  pentru calcul și măsurări.

Rezultatul măsurării arată că  $w'$  este mai mare decât  $v'$  în cursa de comprimare iar în cursa de destindere ele descresc monoton și devin egale, ceea ce înseamnă că în cursa de destindere câmpul de curgere turbulentă este izotropic. Fig. 10 arată o comparație între valorile calculate și măsurate ale lui  $v, w, w'$  și  $v'$  la un punct  $P_2$  indicat în fig. 8.

$r = 38$  mm și  $z = 30$  mm arată o bună concordanță între calcul și măsurători,  $w$  arată o schimbare bruscă la începutul calculului (aproape la  $100^\circ$  RAC înainte p.m.i.) din cauză că iterația pentru presiune și viteză este repetată pentru a satisface ecuația de continuitate. Diferența lui  $v$  este mai mică fiindcă efectul de convecție a lui  $w$  este slab și restricția de condiție limită este dominantă. Diferența de viteză turbulentă între cele două măsurători este mare iar dacă diferența de viteză medie nu este mare.

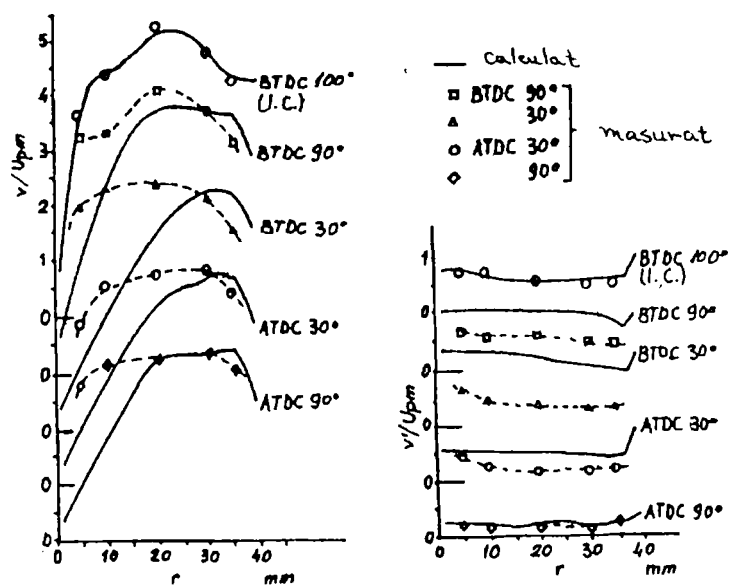


Fig. 11 Variație în timp a distribuției radiale a lui  $v$  și  $v'$  la o secțiune  $z=18$  mm, raport de vârtej 3,6

Fig. 11 arată variația în funcție de  $^\circ$ RA a distribuției radiale a lui  $v$  și  $v'$  normalizate prin viteza medie a pistonului la o secțiune transversală de  $z = 18$  mm. Curba măsurată arată că vârful este compus dintr-un vârtej forțat cu valoarea maximă în  $j r l$  centrului și un vârtej liber în afara de vârful, poziția radială a vârfului se mișcă de la perete în timp, pe când rezultatul calculului arată o schimbare rapidă a formei vârtejului forțat prin efectul viscozității turbulente exceptând vecinătatea peretelui cilindrului. Într-o încercare de a îndrepta rezultatul calculat, s-a mărit valoarea lui  $C_3$  în ecuația lui  $\epsilon$

dar nu s-a obținut o ameliorare semnificativă datorită creșterii viscozității turbulente. Pentru  $v'$  diferența între calcul și măsurători este mare. Fig.12. arată o comparație



între calcul și măsurători a variației în timp a momentului unghiular din totalul aerului admis în cilindru normalizat prin momentul unghiular la 90° înainte p.m.i. Rezultatele calculului și măsurării sunt asemănătoare.

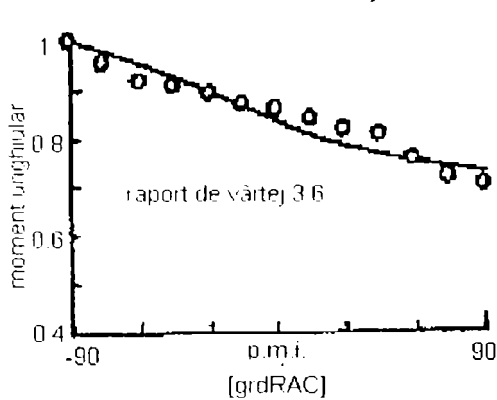


Fig. 12 Variația în timp a momentului total de aer admis, calculat și măsurat.

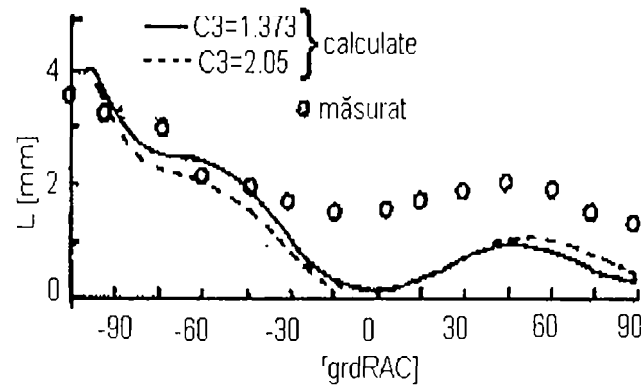


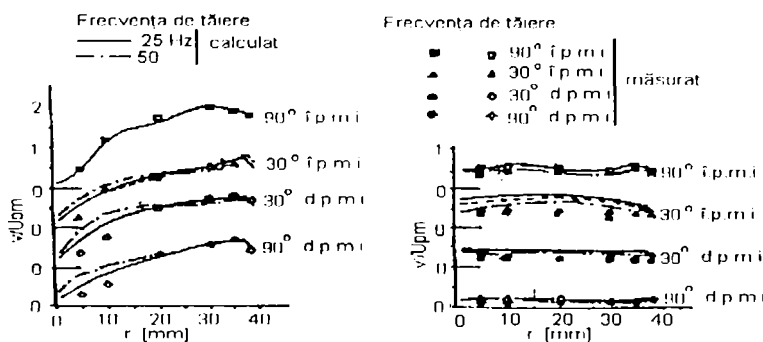
Fig. 13 Variația în timp a scării integrale de turbulență, calculată și măsurată (r=30 mm, z=18 mm, raport de vârtej 3,6).

Considerând că raportul de amortizare a momentului unghiular depinde de cel al vitezei tangențiale, se poate sugera că validitatea condițiilor limită la perete este demonstrată.

În cazul aplicării constantei lui Morel, diferența de moment unghiular dintre cele două calcule este de neobservat.

Fig.13 arată variațiile în timp calculate și măsurate a scării integrale de turbulență L la un punct cu ( r = 30 mm; z = 18 mm). În cursa de comprimare L scade datorită efectului de comprimare prin mișcarea pistonului. Valorile măsurate și calculate ale lui L arată un maxim în cursa de destindere la cca. 45 °RAC după p.m.i. Din calculul lui k și ε s-a găsit că scăderea lui L cauzată de disipația de energie turbulentă se manifestă mai intens după 45 °RAC după p.m.i.

### 2.2.2.3.2 În cazul unui raport de vârtej de 1,5



Condițiile inițiale s-au păstrat ca la raportul de vârtej de 3,6.

Fig. 14 Variația în timp a distribuției radiale a lui v,v' în secțiunea z=18 mm, raport de vârtej 1,5

Fig. 14 arată variația în timp a profilului radial  $v$  și  $w$ , normalizat cu viteza medie a pistonului, la o secțiune transversală de  $z = 18$  mm. Contrar cazului unui vârtej intens, calculul lui  $v$  arată valori mai ridicate în jurul centrului decât în cursa de destindere.

Rezultatele calculate confirmă bine cele măsurate în vecinătatea peretelui, ceea ce sugerează că funcțiile la perete pot fi aplicate la mișcarea nestaționară a aerului de admisie independent de raportul de vârtej. În cazul aplicării valorii lui Morel  $C_3$ , diferența între calcul și măsurare devine puțin mai mare, valoarea lui  $v$  măsurată în direcția radială scade monoton în timp, dar valoarea calculată dă un maxim în jur de  $30^\circ$  RAC înainte de p.m.i.

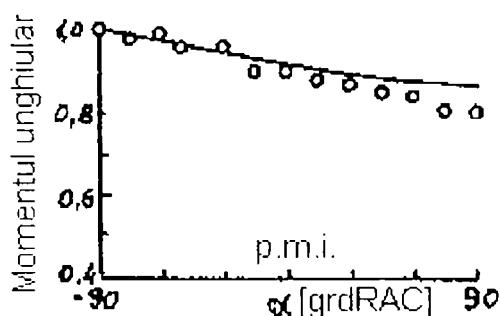


Fig. 15 Variația în timp a momentului unghiular pentru aerul admis, calculat și măsurat.

Fig. 15 arată variația în timp a momentului unghiular pe ru o erul d...s, normalizat de valoarea la  $90^\circ$  înainte p.m.i. Se observă o bună concordanță între calcul și măsurători, ceea ce validează funcțiile utilizate drept condiții limită la perete. Raportul de amortizare în timp al momentului unghiular pentru un vârtej înalt este mai intens decât pentru un vârtej slab.

### 2.2.2.3.3 Influența condițiilor inițiale

#### 2.2.2.3.3.1 Influența frecvenței de tăiere

Cu creșterea frecvenței de tăiere de la  $25 \text{ Hz}$  la  $50 \text{ Hz}$ , viteza turbulentă scade și valoarea lui  $F$  scade. Rezultatul calculului este prezentat în fig. 14 cu linie-punct. Cu creșterea frecvenței de tăiere, efectul viscozității turbulente devine mai slab, gradul de diferențiere a vitezei turbulente rămâne același, și mai ales în vecinătatea peretelui valoarea lui  $v'$  măsurată și calculată sunt aproape egale. Interesant este că dacă  $k$  inițial scade și  $\epsilon$  inițial crește ușor prin schimbarea frecvenței de tăiere, variația în timp a totalului  $K$  nu se schimbă calitativ.

#### 2.2.2.3.3.2 Influența scării integrale de turbulentă

Rezultatul calculului cu valoarea lui  $L$  dublată în cazul unei frecvențe de tăiere de  $50 \text{ Hz}$  este prezentată în fig. 14 cu linie întreruptă. Valoarea inițială a viscozității turbulente este de două ori mai mare decât valoarea experimentală a lui  $L$ ; se poate vedea o bună concordanță cu măsurătorile în jurul axei cilindrului. Diferența dintre calcul și măsurare a valorilor lui  $v'$  este mai mare, dar în

626.093 / 1818

vecinătatea peretelui diferența este mai mica. Din expresia viscozității turbulente: (rel. 15) se observă că valoarea inițială a lui  $L$  are o influență asupra calculului mai mare decât cea a valorii lui  $k$ .

10	$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \cdot k) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho \cdot u \cdot k) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho \cdot w \cdot k) = \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{r \cdot \mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial r} \right) +$ $+ \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial z} \right) + G - \rho \cdot \varepsilon$
11	$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \cdot \varepsilon) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \cdot \rho \cdot u \cdot \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho \cdot w \cdot \varepsilon) = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{r \cdot \mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial r} \right) +$ $+ \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} \right) + \frac{\varepsilon}{k} (C_1 G - C_2 \rho \cdot \varepsilon) + (1 - C_3) \rho \cdot \varepsilon \cdot \text{div} \cdot u$
12	$\tau_p = \tau_w = \begin{cases} \frac{KC_D^4 \cdot \rho \cdot U_p \cdot k_p^2}{\ln(Ey^*)} & \left[ \begin{array}{l} * \\ y \geq 11,6 \end{array} \right] \\ \mu \cdot \frac{U_p}{y_p} & \left[ \begin{array}{l} * \\ y \leq 11,6 \end{array} \right] \end{cases}$
13	$y^* = \frac{C_D^4 \cdot k_p^2 \cdot y_p}{\mu}$
14	$\varepsilon = \frac{C_D \cdot K^3}{L}$
15	$C_D k^2 \frac{\rho}{\varepsilon} = k^2 \cdot \rho \cdot L$

#### 2.2.2.4 Concluzii:

Aplicabilitatea unui calcul numeric ce utilizează modelul de turbulență  $k-\varepsilon$  și funcțiile la perete la un câmp de curgere din cilindrul motorului a fost testat printr-o comparație cu experimente făcute utilizând un monocilindru transparent.

S-au tras următoarele concluzii:

1. Rezultatul calculat al vitezei medii a câmpului de curgere a arătat o bună concordanță cu cele măsurate în cazul unui raport de vârtej de 1,5 când

turbulența poate fi considerată izotropică. Modelul trebuie ameliorat pentru a putea fi aplicat cazului de curgere neizotropică.

2. A fost observată o diferență calitativă și cantitativă între rezultatele calculate și măsurate ale vitezei de turbulență pentru cele două cazuri cu rapoarte de vârtej diferite.
3. A fost posibilă măsurarea variației în timp a momentului unghiular a masei totale a aerului admis.

Rezultatul calculului corespunde în mare măsură cu cel al măsurătorilor. Aceasta înseamnă că funcțiile la perete folosite în prezentul calcul drept condiții la limită sunt corespunzătoare.

### 2.2.3 A supra formării amestecului în motorul Diesel. [94].

Legea de mișcare a vârfului jetului în aer liniștit neglijând forța gravitațională se poate scrie din echilibrul dintre rezistența la înaintare a picăturii și forța de înaintare a ei în felul următor: (rel. 16) unde:  $F$ - suprafața picături (proiecția ei pe un plan perpendicular pe direcția de înaintare);

- $V$  - volumul picăturii;
- $\rho$  - densitatea aerului;
- $\rho'$  - densitatea combustibilului;
- $c$  - coeficientul de rezistență la înaintare;
- $w$  - viteza picăturii;
- $b$  - accelerația picăturii.

Această relație se mai poate scrie sub forma: (rel 17) , unde:

- $K$  - coeficient ce caracterizează mișcarea; relație care se poate scrie și fără cunoașterea dimensiunilor picăturilor.

Prin captarea picăturilor pe suprafețe lichide s-a observat că acestea au o formă alungită.

De valoarea lui  $K$  depinde traiectoria picăturii; la picături diferite dintr-un jet,  $K$  diferă, unele din urmă tind să depășească pe celelalte ceea ce dă forma conică a jetului.

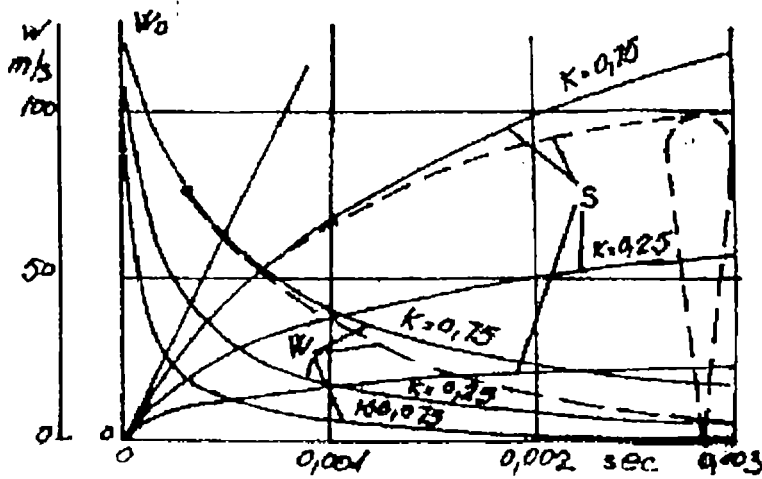


Fig. 16. Variația în timp a spațiului și vitezei picăturilor.

În fig. 16 sunt reprezentate traiectoriile a trei picături cu aceeași viteză de ieșire din ajutoraj. După cum rezultă prin două integrări ale ecuației de inerție scrisă în felul următor: (rel. 18).

### 2.2.3.1 Legea de mișcare a picăturii în aer în mișcare

În acest caz pe lângă forțele amintite mai sus mai apar și o forță de portanță, deoarece presiunea variază local în

turbioanele de aer. Forța are expresia: (rel. 19) unde:

- V - volumul picăturii;
- z - direcția căderii de presiune;
- p - presiune.

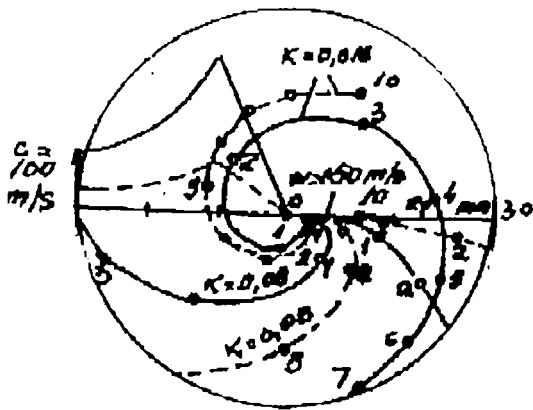


Fig. 17 Traiectoriile a trei picături de mărimi diferite injectate central și care se deplasează în exterior

la motoare cu injecție directă.

Forța de rezistență are forma: (rel. 20). Ambele forțe dau o rezultantă  $R$  ce determină variația vitezei după relația (rel. 21). Forța portanță se manifestă tot mai intens cu creșterea volumului picăturii, cu creșterea intensității curgerii și a vitezei relative. Schimbarea volumului picăturii în timpul mișcării a fost modelată prin programe de calcul. De exemplu: în Germania și în Italia s-au publicat programe și mai bune.

Fig. 17 arată traiectoriile a trei picături de mărime diferite ca sunt injectate central și se deplasează spre exterior asemănător cu procesul

16	$-\frac{cF\rho.w^2}{2} - V\rho'.b = 0$
17	$\frac{V}{cF} = K - \frac{\rho.w^2}{\rho'.2b}$
18	$S = 2K \frac{\rho'}{\rho} \ln \left( 1 + \frac{w_0}{2K} \frac{\rho}{\rho'} \right)$

19	$P_a = -V \frac{dp}{dz}$
20	$P_w = -\frac{cF\rho}{2} w_r^2$
21	$R = V\rho' \frac{dw}{dt}$

2.2.3.2 Aerul se mișcă într-un vârtej potential.

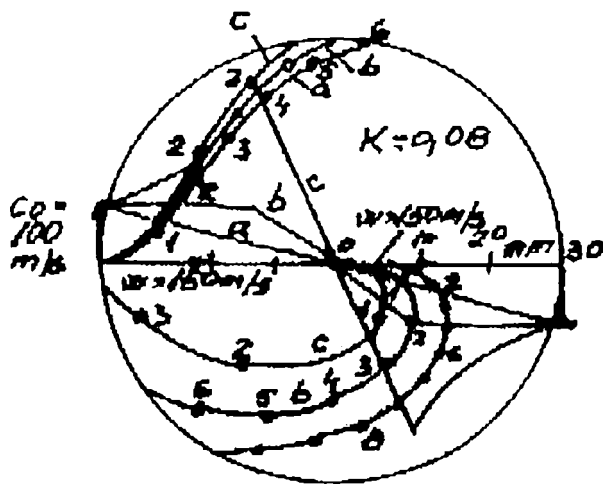


Fig. 18 Influența vârtejului asupra traiectoria picăturii

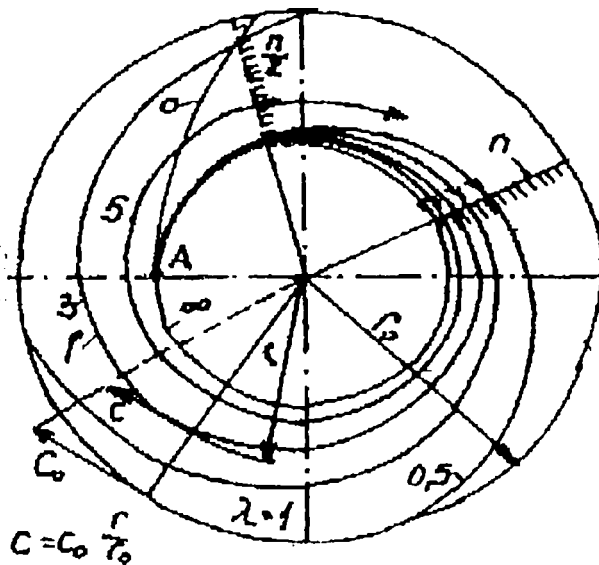
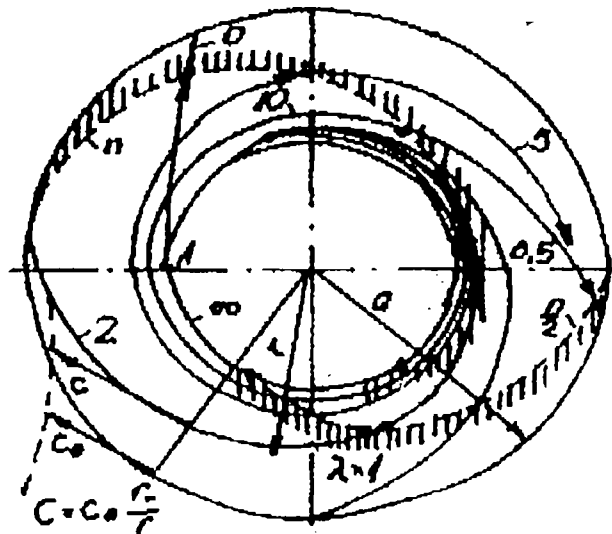


Fig. 19 Dependenta traiectoriilor amestecului de intensitatea vârtejului.

Experiențele au arătat că picăturile grele sunt deviate mai puțin și ajung mai repede pe perete. Odată cu scăderea vitezei aerului devierea picăturii grele scade mult pe când cea a picăturii ușoare mai puțin. Timpul până la atingerea peretelui însă crește foarte mult în cazul picăturii ușoare. Influența vârtejului asupra picăturii este reprezentant în fig. 18, din care se observă că la injecția centrală efectul vârtejului este mult mai pronunțat decât cel în cazul injecției la perete și este comparabil cu cel la viteze mai mari ale aerului.

Picătura în vârtejul potențial este deviată mai mult dar ajunge repede la perete. Din calculul traiectoriilor la diferite valori ale excesului de aer, se poate trage concluzia că felul vârtejului nu este important. Lucru ce devine clar când urmărim fig. 20, care reprezintă evoluția în timp a picăturii.

Fig. 19 arată că traiectoriile ameste-curilor sunt independente de intensitatea vârtejului. Deci la modificarea turației vom avea aceleași traiectorii.

Din fig. 20 se vede că traiectoriile se schimbă în funcție de timp.

La scăderea turației, în timpul întârzierii la aprindere, cantitatea de combustibil depusă pe perete scade indiferent de felul vârtejului.

În cazul injecției centrale, traiectoriile sunt sub forma de spirale cu pasul diferit în funcție de dimensiunea picăturilor. Timpul până la atingerea peretelui este invers proporțional cu dimensiunea picăturilor. Peste aceste spirale se mai adaugă și spiralele amestecului. Amestecurile bogate ajung mai repede la perete. În cazul camerelor de ardere cupă în piston, mai apare și efectul de prag; spiralele nu ajung pe perete ci într-un spațiu inelar în apropierea peretelui și în acest caz, amestecul bogat se găsește spre margine.

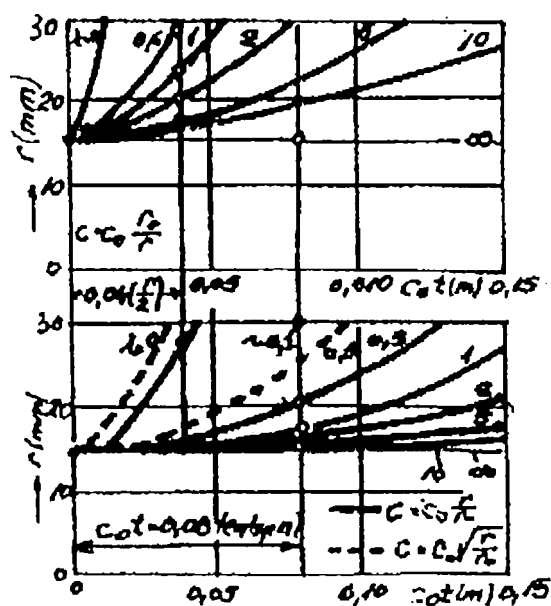


Fig. 20 Schimbarea traiectoriilor funcție de timp.

ru .....ș... a. ...o.o.u.ui se caută să se obțină cât mai puțin amestec preformat.

### 2.2.3.3 Motoare Meurer

În acest procedeu devierea jetului de către vârtej este nesemnificativă. După declanșarea arderii flăcările sunt dirijate spre centrul camerei de ardere, iar aerul este aruncat spre margine cu intensitate foarte mare. Viteza de difuziune a amestecului este cu turația. Acest procedeu a dat preocupări de a obține fenomene similare pentru motoarele cu injecție directă. Unele progrese se pot obține cu injectarea cu jet compact și cu organizarea aerului în vârtej potențial.

Împiedicarea formării unei cantități mari de amestec preformat în timpul întârzierii la aprindere este o problemă de viitor, cel mai aproape este procedeul Saurer cu cupă adâncă.

Unghiul de impact la procedeul Meurer fiind sub  $90^\circ$  (cazul injecției directe), permite un transfer de căldură mai redus (în cazul injecției directe nu se formează o pernă de vapori), fiindcă această favorizează o întindere mai bună a peliculei pe perete. În acest procedeu, vaporizarea și amestecarea se fac imediat după aprindere [37]. Aceasta, datorită faptului că transferul termic după aprindere este foarte bun asupra peliculei izolate de perete prin stratul de vapori. Ceea ce se realizează prin mijloace artificiale la motoarele cu injecție directă (reducerea cantității de combustibil injectat în timpul întârzierii la aprindere), se produce de la sine la motoarele Meurer printr-o vaporizare redusă în acest interval de timp.

### 2.2.4 Progrese în domeniul formării amestecului și arderii în motor [115]

Viteza curentului de aer în p.m.i. este necunoscută, ceea ce este una din dificultățile pentru un studiu lărgit al fenomenelor de amestecare și ardere.

Determinarea variației în timp a vitezei gazelor în camera de ardere pe motorul antrenat a fost făcută cu ajutorul unor sonde electrice de presiune, iar cu ajutorul acestor măsurători se poate preciza raportul de vârtej prin calculul teoretic al acestuia cu ajutorul unor valori numerice de turbionare staționare (v. fig.21, ce reprezintă un exemplu de curent într-un motor cu camera de ardere cilindrică).

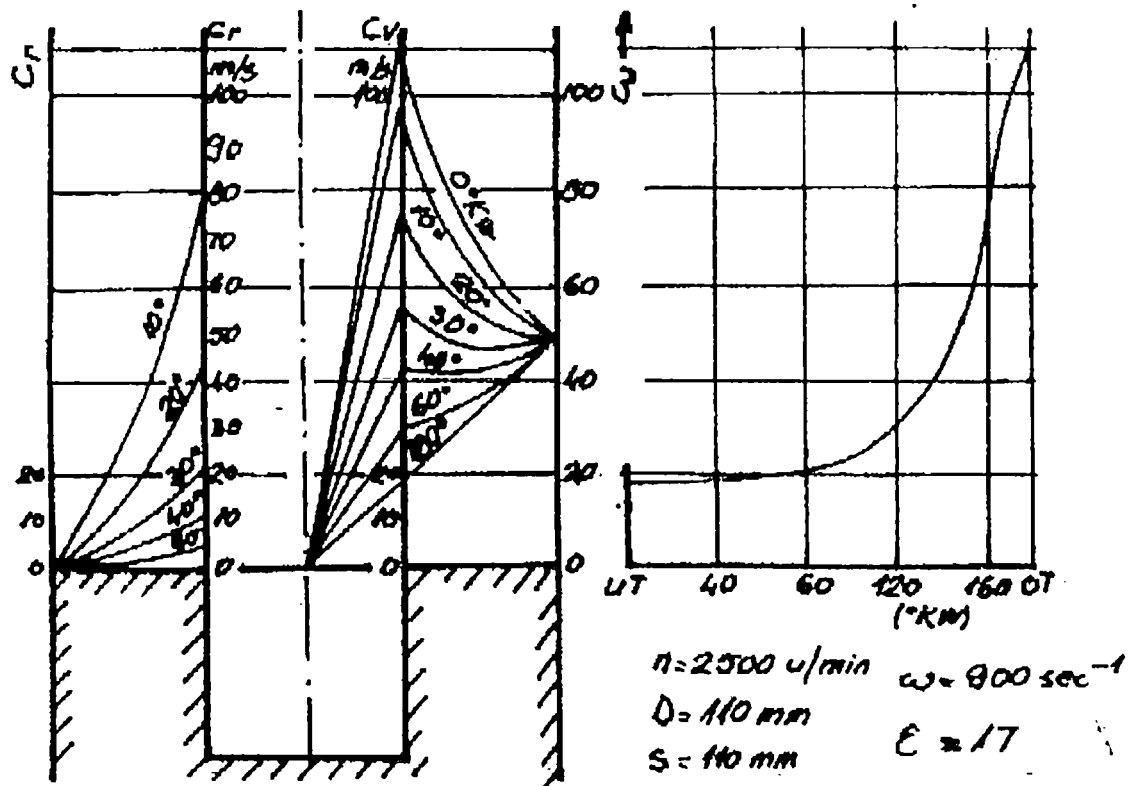


Fig. 21 Un exemplu de curent într-un motor cu camera de ardere cilindrică.

În procesul de amestecare termică, dificultățile fenomenelor de răspândire și de încălzire a filmului măresc dificultățile pentru problema vaporizării filmului de combustibil depus. La procedeul Meurer, nucleul jetului este frânat repede de aerul din camera de ardere și depus pe peretele acestuia, încălzit de la perete și antrenat de aerul care se rotește. Peste pelicula de combustibil existentă pe perete alunecă alte porțiuni de jet cu o viteză superioară, apărând astfel o amestecare, o încălzire comună și în continuare apare o vaporizare locală și, la întârzieri la aprindere mai mici, apare arderea combustibilului amestecat cu aer. Acest fenomen nu poate fi descris matematic. S-a încercat însă studiul formării filmului începând din momentul depunerii combustibilului pe perete. Problema s-a studiat pe motor indirect (din diagrame de ardere pe modele).



Calculul matematic este greu având în vedere complicația determinării prin calcul a schimbului de căldură de la gaz și a schimbului de substanță, a curenților, temperaturii și a concentrației straturilor limită, fenomene nestaționare a căror determinare este aproape imposibilă.

S-a încercat să se facă un calcul brut care să arate factorii fundamentali și de influență. Un astfel de calcul estimativ a arătat că maximum 20 % din cantitatea de căldură convectivă este cedată filmului de combustibil (aceasta s-a demonstrat între anumite limite). Dacă însă radiația ar reprezenta o parte relativă mai mare din transferul de căldură atunci ar trebui ca prin creșterea turației luând în considerare o creștere a temperaturii peretelui și o eventuală schimbare a configurației filmului, să rezulte o antrenare considerabilă de vapori din film și o ardere corespunzătoare încetinită, pentru ca doar transferul de căldură convectiv se mărește prin mărirea vitezei de turbionare cu turația pe când cantitatea de căldură transferată prin radiație rămâne constantă în timp.

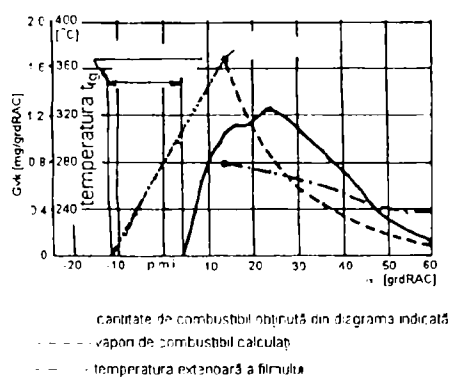


Fig. 22 Rezultatul calculului de vaporizare a motorinei în comparație cu diagrama de cedare a căldurii rezultată din măsurarea presiunii.

În fig. 22 se reprezintă rezultatul calculului de vaporizare, realizat pentru motorină în comparație cu diagrama de cedare a căldurii rezultată din măsurarea presiunii. În cazul unei abordări simplificate a problemei cu ipoteze nesigure, ar apărea o concordanță cantitativ bună, dar este clar că în cazul depunerii combustibilului pe perete, variația în timp a cedării de căldură este precizată de viteza de vaporizare a filmului. Pentru completarea schematică a curbei de vaporizare, s-a trecut în diagrama linie punctuală care începe cu momentul injecției și crește până la prima valoare de calcul. Cantitatea de combustibil vaporizată în această primă perioadă este încă în mare măsură influențată de temperatura peretelui camerei de ardere. În continuare, temperatura filmului într-un interval lung de timp este mai ridicată decât cea a peretelui ceea ce înseamnă că peretele nu mai este sursa cea mai importantă de căldură. La încercarea pe model a vaporizării filmului pe pereți fierbinți s-a observat că dacă temperatura filmului de combustibil ar fi egală cu cea a peretelui, atunci funcționarea motorului ar fi imposibilă mai ales la sarcini parțiale. Temperatura filmului este în special precizată de transferul de căldură de la gaze. Ultima fază a procesului de vaporizare este cea când filmul este atât de subțire spre sfârșitul vaporizării astfel încât temperatura de la suprafața filmului de partea gazului corespunde cu temperatura peretelui. Deși cantitatea de combustibil este relativ mică, temperatura peretelui este de o mare importanță pentru purificarea gazelor de evacuare cu produse parțial arse. Influența negativă a pereților (foarte) reci este din acest punct de vedere cunoscută. Ca o

aplicație a studiului formării amestecului în camerele de ardere de tip Meurer se tratează procedeul FM care are în vedere formarea amestecului similară cu a procedurii Meurer iar aprinderea este asigurată prin scânteie din cauză că unele benzine de calitate inferioară nu pot fi utilizate cu rezultate economice și ecologice în vederea polycarburării motoarelor.

Pe baza cercetărilor experimentale efectuate se stabilește că procedeul FM asigură extinderea gamei de combustibil utilizate pentru motoarele polycarburante, un consum specific de combustibil mai redus și emisii poluante în cantități mai mici în special la sarcini parțiale.

## **2.3 Cercetări aplicative pe modele specifice motoarelor cu ardere internă**

### **2.3.1 Influențarea distribuției combustibilului în camera de ardere a unui motor Diesel printr-o mișcare controlată a aerului [27]**

Dezvoltarea motoarelor impune creșterea turației ceea ce la m.a.c. înseamnă controlarea mișcării aerului, această necesitate s-a descoperit prin deceniul al doilea al secolului nostru. Cu toate că interesul cercetărilor a fost continuu de la bun început, Hesselman 1921, Ricardo 1923 până astăzi, forma potrivită a camerei de ardere la construcții noi se alege empiric. Se cunoaște că arderea se desfășoară în picăturile din anvelopa jetului în amestecul vaporii - aer și nu în jet. Prin picătura se înțelege aici amestecul din nucleul fluid și anvelopa de vaporii - aer.

#### **2.3.1.1 Teoria mișcării picăturii**

Barkan și alții au evidențiat că în cursa de admisie a unui motor se produce un curent sub influența depresiei de vârtej, iar în cursa de comprimare, această mișcare din camera de ardere se transformă într-o rotație propriu zisă a aerului ceea ce presupune că aerul se rotește ca o masă solidă. Asupra unei picături care se mișcă într-un mediu liniștit sau pe o picătura în repaus pe care se suflă aer, acționează forțele de rezistență a aerului și ale energiei cinetice obținute de la procesul de injecție și forțele interioare ale tensiunii superficiale. Rezistența se calculează din relația: (rel. 22)

$C_w$  - coeficientul de rezistență;

$\sigma_L$  - densitatea aerului;

$V_{rel}$  - viteza relativă a curentului,

$F$  - suprafața frontală a picăturii.

O picătură cu diametrul  $d = 20 \mu\text{m}$  care se mișcă într-o cameră de ardere în care aerul este comprimat la 50 bar, la o temperatură de  $500 \text{ }^\circ\text{C}$  întâmpină la o viteză a curentului de  $40 \text{ m/s}$  o rezistență  $W = 2,5 \cdot 10^{-7} \text{ kgf}$ . Corespunzător este greutatea picăturii, la o greutate specifică  $\gamma_T = 840 \text{ kgf/m}^3$ ,  $G_T = 3,5 \cdot 10^{-12} \text{ kg}$  ceea ce înseamnă că forțele aerului sunt de  $10^4 \div 10^5$  ori mai mari decât forța de greutate a picăturii, ceea ce implică limitarea lungimii de pătrundere și în cazul mișcării aerului organizate, influența acestei mișcări care în acest caz apare ca o forță de împingere și nu de rezistență asupra repartiției combustibilului.

### 2.3.1.2 Încercări pe model

Vizualizarea pe motor fiind imposibilă, s-a utilizat modelul de camera prezentat în fig. 23 care constă dintr-un vas (1) cu un capac (2) din plexiglas, în aceasta se rotește un vas cilindric de înălțime mică (3).

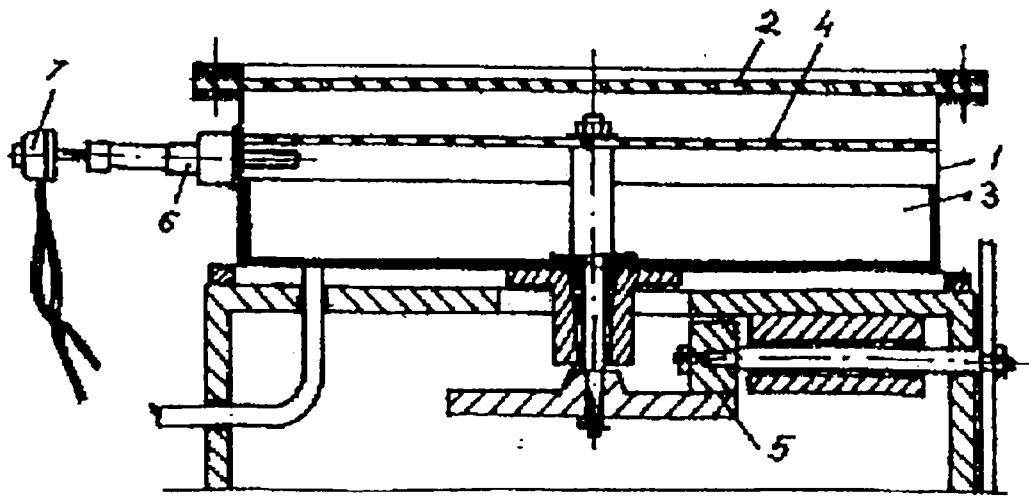


Fig. 23 Model de cameră pentru vizualizarea traiectoriei picaturilor

Pentru a evita influența frecării dintre perete și capac se găsește între acesta și suprafața de injecție, o placă de sticlă (4) care se rotește simultan cu vasul. Antrenarea se realizează cu un motor reglabil de curent continuu printr-o curea de transmisie (5). Aerul a fost înlocuit cu un lichid iar picăturile de combustibil cu mici sfere de material solid care sunt injectate cu ajutorul injectorului (6), contactul (7) servește pentru pornirea de la distanță a aparaturii de înregistrare. Traiectoria sferelor s-a înregistrat cu ajutorul unei instalații de iluminare cu blitz și o cameră fotografică. S-a observat influența vitezei unghiulare a fluidului, a diametrului sferei și a raportului greutateilor specifice asupra traiectoriei picăturii. Spirala traiectoriei picăturii crește cu mărirea diametrului sferelor și scade cu creșterea vitezei de rotație. S-a observat și faptul că la utilizarea unor picături cu greutate specifică mai mare, înainte de a fi împinse în apropierea peretelui, se deplasează spre axa de rotație.

### 2.3.1.3 Cercetări pe motor

Încercările s-au făcut pe un motor în doi timpi prin metoda indirectă, utilizarea fotogramelor de ardere, ceea ce înseamnă oprirea bruscă a motorului și fotografierea urmelor de pe peretele camerei de ardere. S-a observat că picăturile mai mici se mișcă pe curbele de traiectorie interioare iar cele mari pe curbele exterioare. Prin mărirea cantității de combustibil injectate, s-a observat că spațiul ocupat de combustibil este în funcție de cantitatea de aer consumat pentru ardere. De aceea, la sarcina totală, când nu tot combustibilul consumă aerul de ardere motorul scoate fum. Cu un consum mai mare al aerului de ardere, randamentul indicat  $\eta_i$  crește, în aceleași condiții de funcționare. Creșterea traiectoriei picăturii depinde de cantitatea injectată  $g_{sp}$  deoarece aceasta determină și gradul de consum al aerului și o creștere a randamentul indicat  $\eta_i$ . Prin utilizarea unor injectoare diferite constructiv s-a observat că rezultate bune au fost obținute cu jeturi ascuțite. Cercetările au mai arătat că pentru realizarea unei distribuții volumice bune a combustibilului este necesară și o mișcare a aerului perpendiculară pe jetul injectat spre axa camerei de ardere. De asemenea au arătat că arderea se desfășoară în insule de ardere nelegate între ele ceea ce înseamnă existența unor zone necuprinse de ardere, astfel de spațiu se găsește în apropierea orificiului de injecție în partea de aspirație unde nu ajunge destul aer pentru formarea amestecului stoichiometric. Încercările au mai arătat că repartitia volumică a combustibilului se îmbunătățește prin înclinarea jetului de combustibil.

### 2.3.1.4 Discuții și compararea rezultatelor

Se face o comparație cu rezultatele experimentale ale lui Ricardo care a folosit în cercetare un motor cu distribuție în sertar a cărui cameră de ardere este arătată în fig. 24.

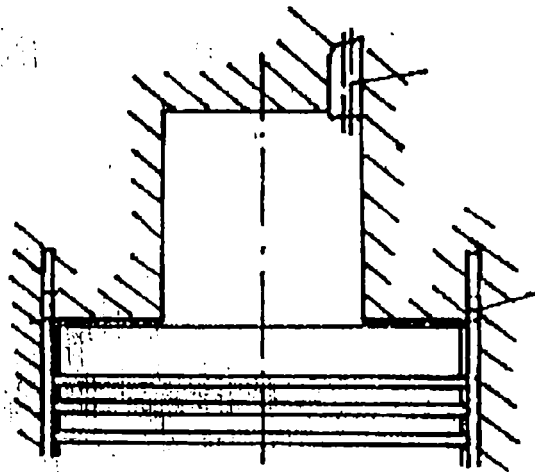


Fig. 24 Schema camerei de ardere folosite de Ricardo

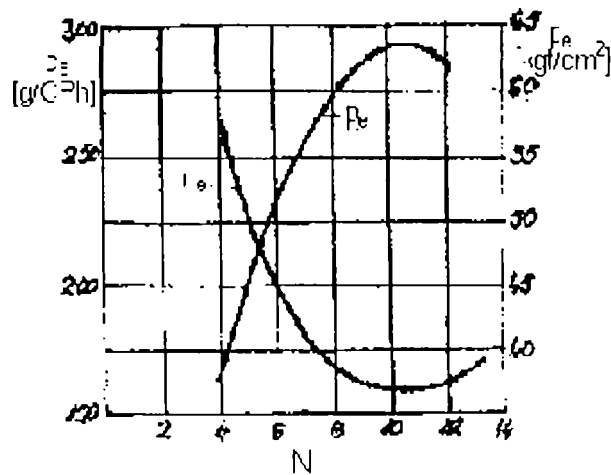


Fig. 25 Presiunea medie efectivă și consumul specific efectiv de combustibil în funcție de raportul de rotație al aerului

A rezultat că există un raport optim de rotație al aerului după cum rezultă din fig. 25, care reprezintă presiunea medie efectivă și consumul de combustibil specific efectiv în funcție de raportul de rotație al aerului  $N$ . (rel. 23)

Acest rezultat este de acord cu rezultatele motorului din fig. 26 în care presiunea medie efectivă a fost reprezentată astfel: (rel. 24).

A doua curbă corespunde unui șir de măsurări ale lui Ricardo. În ambele cazuri au fost constante turația motorului și cantitatea de combustibil injectată pe ciclu. Ambele curbe au aceeași alură. Faptul că în practică motorul Diesel scoate fum la sarcini mari, deși teoria spune că trebuie să funcționeze fără fum este explicat prin efectul de stratificare (zone necuprinse de ardere).

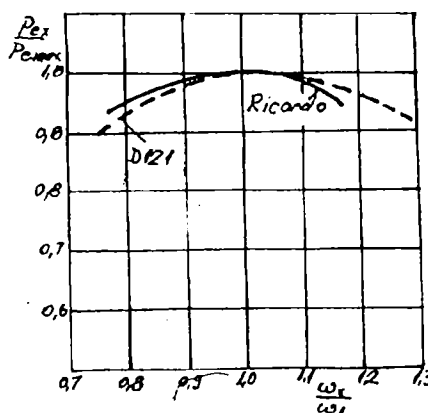


Fig. 26 Curbe măsurate ale lui Ricardo

22	$W = \frac{1}{2} C_w \cdot \rho_L \cdot V_{rel}^2 \cdot F$
23	$N = \frac{\text{turația aerului în camera de ardere}}{\text{turația motorului}}$
24	$\frac{P_{ex}}{P_{e,max}} = f\left(\frac{\omega_x}{\omega_1}\right)$

Încercând diferite forme de camere de ardere s-a ajuns la următorul clasament:

1. Camera de ardere sferică (respectiv emisferică);
2. Camera de ardere conică;
3. Camera de ardere cilindrică.

Picătura trebuie să parcurgă un drum optim, unde suma tuturor traiectoriilor picăturilor să fie maximă.

### 2.3.2 Contribuții la studiul formării amestecului în m.a.c. [77]

Dezvoltarea motoarelor cu aprindere prin comprimare a condus la creșterea turației ceea ce reduce posibilitățile de control al formării amestecului, a arderii, a funcționării și deci a performanțelor lor.

Formarea amestecului la turații mari necesită organizarea și cunoașterea în primul rând a mișcărilor aerului, combustibilului și în continuare a amestecului.

Cercetarea directă a formării amestecului necesită investigații foarte mari și costisitoare, de aceea se utilizează modele transparente care permit vizualizarea curenților fluidului în interiorul cilindrului, iar prin criteriile de similitudine, aceste observații se pot aplica pe motorul real. De asemenea, se utilizează cu succes și modelarea matematică.

### 2.3.2.1 Generalități asupra formării amestecului în m.a.c.

În m.a.c. se formează și arde un amestec eterogen format prin injecția dozei de combustibil către sfârșitul comprimării. Durata formării amestecului este de  $40 \div 80$  °RAC, iar formarea nucleului de flacără se face înaintea amestecării complete a combustibilului cu aerul. La m.a.c. injecția poate fi:

- în volum: injecție se face în volumul camerei de ardere;
- în peliculă: injecția combustibilului se face pe peretele camerei de ardere.

La injecția în volum, importanță mare pentru formarea amestecului o are mișcarea aerului din cilindru în care se face injecție, mișcare care se intensifică cu creșterea turației. La injecție în peliculă, o importanță mare o are fenomenul de vaporizare a combustibilului în aer.

### 2.3.2.2 Modelarea proceselor formării amestecului în m.a.c.

#### 2.3.2.2.1 Criterii de similitudine

Pentru m.a.c. rapide, literatura de specialitate are în vedere următoarele criterii bazate pe respectarea caracteristicilor jetului corelată cu similitudinea camerei de ardere și a pulverizatorului injectorului.

#### Similitudinea traiectoriei vârfului jetului

Pentru calculul penetrației jetului de combustibil lichid într-o atmosferă liniștită există mai multe relații din care au fost selectate cinci care sunt de cele mai des folosite [8] date în tabelul 1. (rel. 25; 34).

Tab. 1: Formule de similitudine.

Autor	Relația de calcul originală	Relația de calcul criterială
SITKEI (1964)	$\frac{\chi}{dp} = K \cdot Sr_p^{0,48} \cdot \rho^{0,35} \cdot Re^{0,30}$	$\frac{\chi}{dp} = K \cdot Sr_{pe}^{0,48} \cdot \rho^{0,09} \cdot Re^{0,30}$
	25	30

PARKES s.a. (1966)	$\frac{\chi}{dp} = K \frac{\rho_a^{0,6}}{1 + \rho_a}$ $\cdot [1 - k_t \cdot T_c' (1 - dp')] \cdot \left(\frac{l}{dp} \Delta p^{0,5}\right)^{0,6}$	26	$\frac{\chi}{dp} = K \cdot \frac{\rho_a^{0,6} \cdot \rho_a^{0,3}}{1 + \rho_a}$ $\cdot [1 - k_t \cdot T_c' (1 - dp')] \cdot Sr_{pe}^{0,60} \cdot \rho^{0,10}$	31
TAYLOR și WALSHMAN (1970)	$\frac{\chi}{dp} = K \left(\frac{l}{dp} \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho_a}}\right)^{0,64} \left(\frac{l}{dp}\right)^{0,18}$	27	$\frac{\chi}{dp} = K \cdot Sr_{pe}^{0,64} \cdot \rho^{0,14} \cdot l_{pe}^{0,18}$	32
LISEVSCHI (1971)	$\frac{\chi}{dp} = K \cdot Sr_p^{0,5} \cdot \rho^{0,5} \cdot We_p^{0,105} \cdot Mp^{0,08}$	28	$\frac{\chi}{dp} = K \cdot Sr_{pe}^{0,5} \cdot \rho^{0,25} \cdot We_p^{0,105} \cdot Mp^{0,08}$	33
DENT (1971)	$\frac{\chi}{dp} = K \cdot \left(\frac{W_{pt}}{dp} \cdot \rho^{0,5}\right)^{0,5} \cdot \left(\frac{530}{T_c}\right)^{0,25}$	29	$\frac{\chi}{dp} = K \cdot Sr_{pe}^{0,5} \cdot \theta^{0,25}$	34

Notatii

$d_p$  - diametrul orificiului de injecție;

$d_{pe}$  - diametrul echivalent (rel. 35);

$\rho_c, \rho_a, \rho_a'$  - densitatea combustibilului, a aerului respectiv cea a aerului raportată la densitatea atmosferică.

$w_p$  - viteza la orificiul de injecție;

$T_a$  - temperatura fluidului în care se injectează;

$\sigma_c$  - tensiunea superficială a fluidului injectat;

$Sr_p, Sr_{pe}$ ; - criteriul lui Strouhal. (rel. 36).  $Sr_{pe}$  este dat în rel. 37

$We_p$  - criteriul Weber (rel. 38);

$Mp$  - criteriul lui Mach (rel. 39)

$J$  - raportul dintre impulsurile aerului și combustibilului  $J = \frac{\rho_a \omega_a^2}{\rho_c \omega_p^2}$

$B$  - cifra de transfer  $B = c_{p,av} (T_a - T_p) h_p$

simplexul densitate este dat în (rel. 40); simplexul temperatură este dat în (rel. 41); indicele p se referă la condițiile de la pulverizator,  $T_c$  este dat în (rel.42)

35	$dp_e = dp \sqrt{\frac{\rho_c}{\rho_a}}$
36	$Sr_p = \frac{w_{pt}}{dp}$
37	$Sr_{pe} = \frac{w_{pt}}{dp_e}$
38	$We_p = \frac{w_p^2 \cdot \rho_c \cdot dp}{\sigma_c}$
39	$Mp = \frac{\mu_c^2}{\rho_c \cdot dp \cdot \sigma_c}$

40	$\rho = \frac{\rho_c}{\rho_a}$
41	$\theta = \frac{530}{T_c}$
42	$T'_c = T_c - 70$

Pe baza unei analize critice a criteriilor de similitudine rezultă că similitudinea

pretinde egalitatea criteriilor  $Sr_{pe}$ ;  $We_p$ ;  $We_a$ ;  $We_c$ ;  $Re_d$ , a complexului  $J$ , a cifrei  $B$  și a similitudinii  $\rho$ .

Deoarece  $We_a$  și  $J$  se calculează pe baza vitezei aerului repartizată după o anumită lege în funcție de raza camerei de ardere, egalitatea acestor criterii implică și similitudinea câmpurilor de viteză ale fluidului în care se injectează.

Instalațiile de modelare funcționând cu fluid încălzit comprimat și având viteze ridicate va fi de tipul unei pompe experimentale relativ complicate sau chiar a unui motor model prevăzute în prealabil și cu posibilitate de acces optic în spațiul cercetat. Dacă nu se ia în considerare procesele de vaporizare și pulverizare este posibil să se opereze cu mai multe combinații de fluid, totodată instalația poate funcționa cu o suprapresiune mică sau chiar la presiunea atmosferică, ceea ce înseamnă că vitezele de fluid ambiant pot fi reduse față de motor.

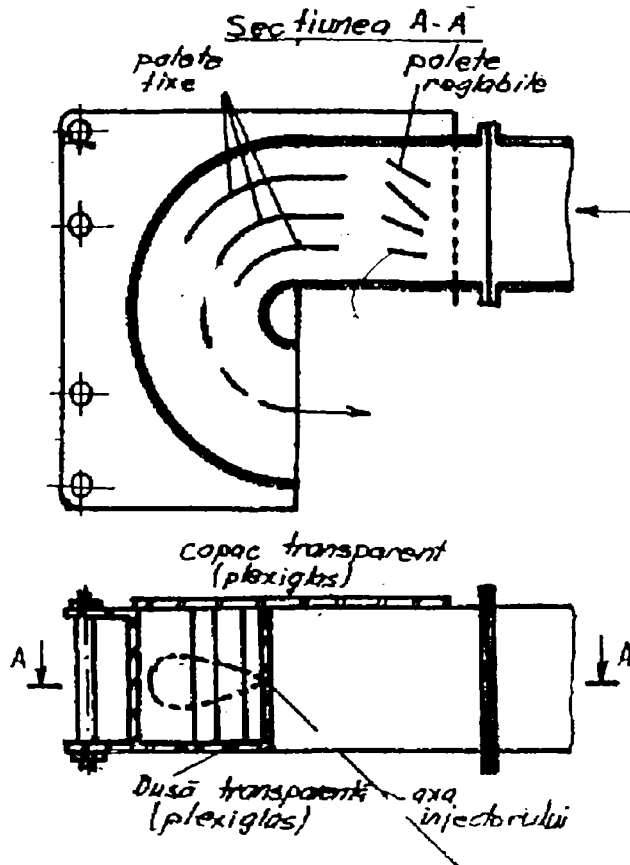


Fig. 27 Model cu camera semicilindrică

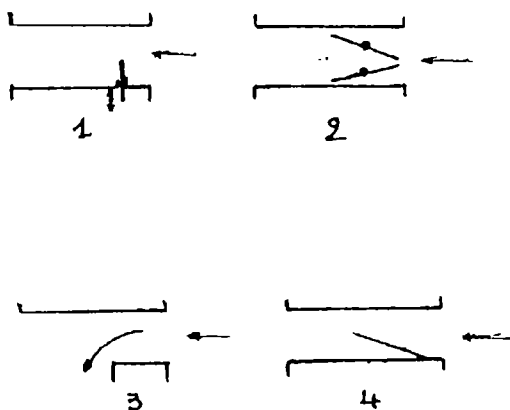


Fig. 28 Soluții pentru realizarea unui câmp de viteze la intrarea în camera model.

### 2.3.2.2.2 Modelarea fizică, instalații de modelare

Alternativa cea mai simplă este cea care nu ia în considerare procesele de pulverizare și vaporizare. Pentru curgerea aerului în regim staționar, combustibilul este injectat printr-un injector de construcție standard după raza unei camere semicilindrică care modelează camera



“cupă în piston” a unui motor Diesel rapid. Camera este confecționată din plexiglas, fiind posibile cercetările optice spațiale ale jetului de combustibil (vezi fig. 27).

Pentru obținerea unui câmp de viteze al aerului în zona jetului de combustibil similar celui de la motorul real, au fost concepute patru soluții constructive [8]. Ele permit controlul distribuției de viteze în fata intrării în camera semicilindrică (fig. 28).

Aceasta camera de ardere poate funcționa cu injectorul alimentat de o pompa de injecție antrenată manual sau de un stand de ceticubat. O altă instalație realizată la Universitatea “Politehnica” din Timisoara constă dintr-un model dinamic bidimensional [77] executat din plexiglas (fig.29). Aparatul este antrenat de un motor electric de curent continuu cu turație variabilă în funcție de tensiune (10÷24V).

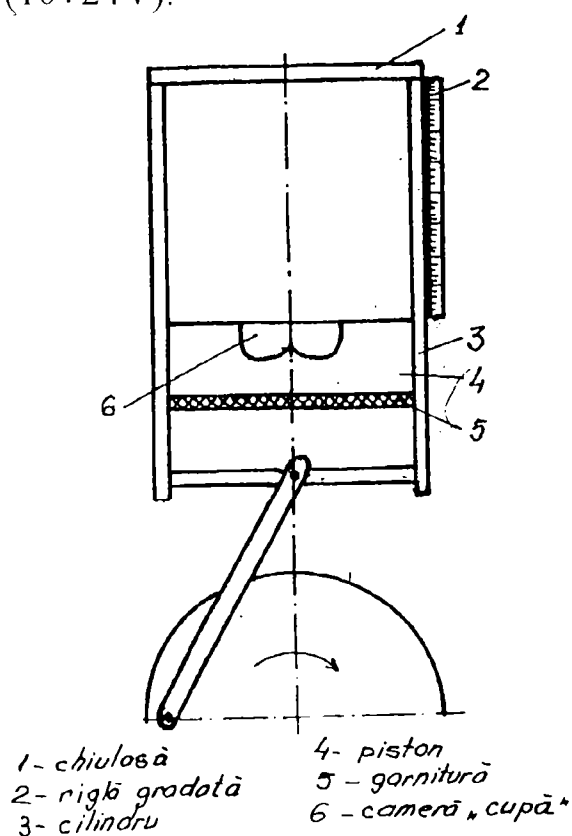


Fig. 29 Model dinamic bidimensional

Fotografierea se face cu un aparat fotografic obișnuit. Poziția pistonului față de p.m.i. se stabilește cu o riglă gradată plasată pe peretele lateral al cilindrului. Ca fluid de lucru s-a folosit apa. Pentru vizualizarea mișcării fluidului s-a folosit o suspensie de particule solide (semințe de muștar). Prin similitudine se poate calcula turația motorului corespunzătoare turației modelului cu relația dedusă din egalitatea numărului Reynolds pentru motor și model. Motorul este indicat cu indicele  $M$  iar modelul cu  $m$ , (rel.43).

### 2.3.2.2.3 Modelarea matematică a mișcării combustibilului [44]

Modelele fizico-matematice care descriu evoluția jetului de combustibil într-un curent de aer se grupează în două clase:

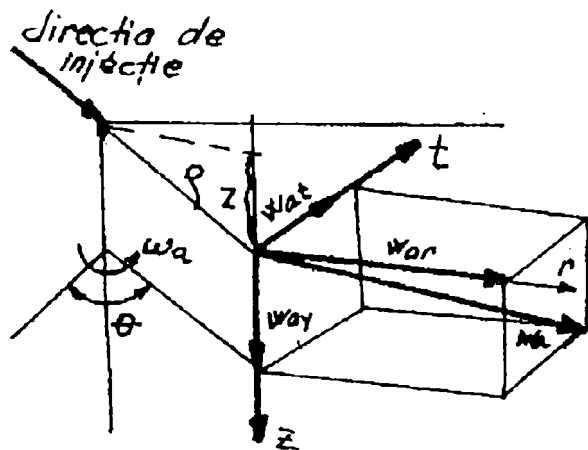
1. Clasa modelelor care tratează jetul prin intermediul unei picături izolate.
2. Clasa modelelor care tratează jetul ca un mediu continuu.

Pentru primul model se admit următoarele ipoteze:

- a - jetul are o structură uniformă și este reprezentat în ansamblu de picături de diametru egal cu diametrul mediu volumic.
- b - picătura de combustibil, de formă sferică, își schimbă dimensiunea în timp prin transfer de masă.
- c - forța de rezistență aerodinamică apare ca o rezultantă a tuturor forțelor exterioare.

- d - coeficientul de rezistență se calculează în ipoteza că în fiecare moment picătura evoluează într-un mediu în repaus, având presiunea și temperatura momentan identice cu cele din cilindru.
- e - mișcarea aerului este de vârtej cilindric, poziția picăturii este definită într-un sistem local de axe ortogonale la care axa z este paralela cu axa cilindrului iar axele r și t reprezintă direcțiile radiale și tangențiale (fig.30) prin descompunerea vitezei absolute a picăturii  $w_a$  în  $w_{at}$ ,  $w_{ar}$  și  $w_{az}$ . Ecuația de mișcare a picăturii este (rel.44) în care:

- $m_p$  - masa momentană a picăturii;
- $F_R$  - rezistența aerodinamică în care:
- $w_{rel}$  - este viteza relativă a picăturii iar,
- $F$  - aria transversală.



Ecuația de mișcare în sistem de coordonate este:

$$\left( \frac{dw_{at}}{dt}, \frac{dw_{ar}}{dt}, \frac{dw_{az}}{dt} \right) \text{ dat de relațiile } 46 \div 48$$

unde

$d_\tau$  - este diametrul momentan al picăturii.

Coordonatele la fiecare moment dat sunt precizate de ecuațiile (rel. 49 ÷ 51).

Fig. 30 Sistemul de coordonate

43	$n_M = n_m \left( \frac{S_m}{S_M} \right)^2 \frac{\gamma_{apa}}{\gamma_{aer}}$
44	$m_{p\tau} \frac{d\bar{w}_a}{d\tau} + \bar{F}_R = 0$
45	$F_R = \frac{1}{2} \cdot C_d \cdot \rho_a \cdot F \cdot w_{rel}^2$
46	$\frac{dw_{at}}{d\tau} = 0,75 \cdot C_{dt} \cdot \frac{\rho_a}{\rho_p} \cdot \frac{1}{d\tau} (r \cdot \omega_a - \omega_{at})^2$
47	$\frac{dw_{ar}}{d\tau} = -0,75 \cdot C_{dr} \cdot \frac{\rho_a}{\rho_p} \cdot \frac{1}{d\tau} w_{ar}^2$
48	$\frac{dw_{az}}{d\tau} = -0,75 \cdot C_{dz} \cdot \frac{\rho_a}{\rho_p} \cdot \frac{1}{d\tau} w_{az}^2$
49	$\frac{dr}{d\tau} = w_{ar}$
50	$\frac{dt}{d\tau} = \frac{w_{at}}{r}$

51

$$\frac{dz}{d\tau} = w_{az}$$

#### 2.3.2.2.4 Concluzii

Pe baza analizei critice a criteriilor de similitudine, a modelării fizice și matematice se stabilesc următoarele concluzii:

1. Cu toată complexitatea fenomenelor formării amestecului în motoarele diesel, din punct de vedere practic importanță pentru modelarea fizică prezintă numai criteriile  $Sr$ ,  $We$  și  $Re$ , simplexul  $\rho$  și cifrei  $B$ ;
2. Modelarea fizică cuprinde un număr foarte mare de modele date în literatura de specialitate bazate pe vizualizarea curenților de aer și combustibil.
3. Modelarea matematică s-a dezvoltat după două criterii sau metode de tratare: metoda picăturii izolate care consideră că jetul este format din picături de același diametru și metoda jetului simplificat. Ambele metode au valoare de tratare comparativă și ca scop stabilirea influenței calitative și într-o oarecare măsură cantitativă a factorilor de influență.

#### 2.3.3 Posibilitati de corelare a mișcării de rotație a aerului cu caracteristicile jetului de combustibil la motoarele diesel rapide cu camera de ardere unitara în vederea reducerii consumului de combustibil [91]

##### 2.3.3.1 Studiul mișcării de vârtej a aerului în cilindrul motoarelor Diesel rapide cu injecție directă.

Arhitectura camerei de ardere tip cupă în piston are o mare importanță în dirijarea mișcărilor aerului și astfel ea are o mare influență asupra performanțelor motorului. Variația vitezei de rotație a aerului, în ipoteza că pierderile prin frecare cu pereții modifică variația momentului cinetic al masei de fluid în cursa de comprimare iar aceste pierderi sunt neglijabile în cursa de admisiune, se calculează pentru faza de admisiune cu relația (52), iar pentru faza de comprimare cu relația (53).

Aceste relații au fost aplicate proceselor din motorul D-115 pentru trei valori ale lui  $(d/D)$ , unde  $d$  este diametrul deschiderii cupei din piston, iar  $D$  este diametrul pistonului, relații din care s-a observat că viteza de rotație a aerului din cilindru variază invers proporțional cu diametrul cupei și această variație devine mai importantă în apropierea p.m.i.

### 2.3.3.2 Studiul jetului de combustibil într-un mediu în repaus

S-au studiat caracteristicile jetului de combustibil și distribuțiile de viteză și de concentrație și compararea parametrilor jetului obținuți prin diferite metode. Relația de calcul a penetrației este relația (54), iar distribuțiile de viteză și concentrație sunt date de relațiile (55), (56).

Din studiul teoretic rezultă că caracteristicile jetului depind de o serie de parametri constructivi și funcționali.

### 2.3.3.3 Calculul deplasărilor jetului într-un vârtej de aer prin metoda picăturii izolate

Prin aplicarea modelului unei singure picături s-a observat că la începutul curgerii, deviația picăturii este neglijabilă pentru că viteza de curgere a combustibilului este mare, iar la distanțe radiale mici mișcarea aerului este slabă. Cu creșterea diametrului orificiilor pulverizatorului, deviația scade pentru că pulverizarea devine grosolană iar picăturile mai mari dețin o energie cinetică mare și se opun devierii de către curentul de aer. Coeficientul de rezistență aerodinamică este sensibil influențat de viteza relativă a picăturii iar diametrul pulverizatorului influențează într-o măsură mai mică coeficientul de rezistență. Unghiul de impact cu peretele la penetrațiile uzuale ale m.a.c. rapide are o valoare importantă în cazul că orificiile pulverizatorului au diametre reduse. Viteza jetului de combustibil scade brusc la ieșirea din orificiul pulverizatorului apoi crește datorită antrenării picăturilor de către curentul de aer.

### 2.3.3.4 Calculul deplasării jetului de combustibil într-un vârtej de aer cu ajutorul unui model de jet continuu.

Jetul de combustibil se consideră continuu, modelul de jet elaborat este definit de un sistem de ecuații diferențiale și algebrice a cărui rezolvare este asemănătoare cu cea din cazul modelului de jet echivalent. Acțiunea curentului se evaluează în tot ansamblul jetului printr-o forță portantă care se modifică în timp, ceea ce ține cont de faptul că regimurile de mișcare ale combustibilului și ale aerului sunt nestaționare. S-au folosit ipoteze simplificatoare referitoare la:

- a) Se calculează numai propagarea vârfului, anvelopa fiind considerată invariabilă.
- b) Frontul jetului are o formă plană.
- c) Pe direcția de injecție vârful jetului avansează cu aceeași viteză ca și în cazul în care mișcarea de vârtej lipsește.
- d) Acțiunea curentului de aer asupra suprafeței laterale a jetului dă naștere unei forțe importante de aceeași natură ca și forța de rezistență aerodinamică.

e) Distribuțiile de viteze și concentrații sunt aceleași ca și în cazul jeturilor injectate în mediul staționar.

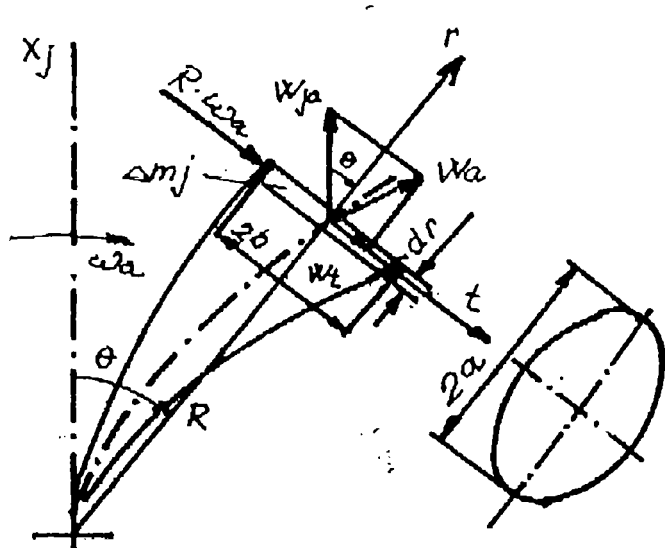


Fig. 31 Configurația jetului în planul orizontal la un moment dat.

Configurația jetului în planul orizontal la un moment dat este arătată în fig. 31. Componenta radială a vitezei vârfului jetului se determină cu relația (57), iar componenta tangențială a vitezei din relația (58).

Coeficientul de rezistență aerodinamică în direcție tangențială se determină în ipoteza că este un multiplu al coeficientului de rezistență la înaintare în direcție axială, care se calculează cu relația (59).

52	$\omega_{afa} = 8 \cdot K_p \cdot \cos \psi \cdot \cos \phi \cdot \bar{w}_{sa} \cdot \frac{R_{sa} \cdot x_{fa} + a^2 \cdot h}{D^2 \cdot x_{fa} + a^4 \cdot h}$
53	$\frac{d\omega_a}{dt} = -\frac{\pi}{2m_a} \cdot \frac{a^2 h + x}{a^4 h + x} \cdot \rho_a^{0,8} \cdot \eta_a^{0,2} \cdot \omega_a^{1,8} \cdot D^{1,6} \cdot (0,067 \cdot x + 0,0055 \cdot D) -$ $-\frac{a^2 \cdot h \cdot \omega_a \cdot (1 - a^2)}{(x + a^2 h)(x + a^4 h)} \frac{dx}{dt}$
54	$\frac{x}{d_0} = n_3 \cdot W_0^{n_1} \cdot M^{n_2} \cdot \rho^{n_3} \cdot r^{n_4}$
55	$\frac{w_j}{w_{aj}} = e^{-\frac{b^2}{4 \cdot a^2 \cdot W \cdot L^2}}$
56	$\frac{c}{c_a} = \left( \frac{w_j}{w_{aj}} \right)^q$
57	$w_r = w_{aj} \cdot \cos \theta$
58	$\frac{dw_t}{dt} = \frac{1}{2} \cdot C_{dt} \cdot \frac{\rho_a}{\rho_c} \cdot \frac{(Rw_a - w_c)^2}{\frac{T_1 \cdot b}{2}}$
59	$C_{da} = -2m_{jt} \cdot \frac{1}{\rho_a \cdot A_j \cdot W_{ja}^2} \frac{dW_{ja}}{d\tau}$

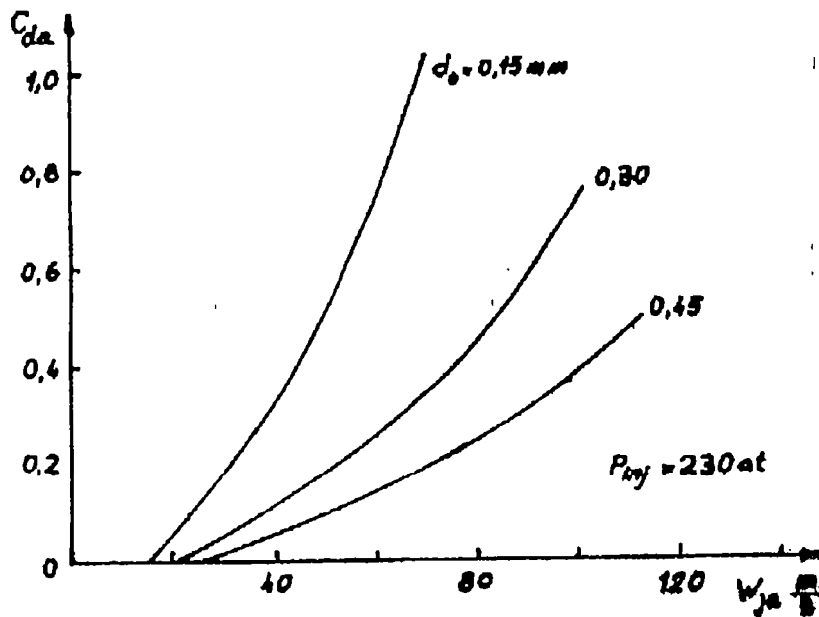


Fig. 32. Exemplu de calcul al coeficientului de rezistență pe direcția axială în funcție de viteza de înaintare a jetului.

### 2.3.3.5 Instalatia experimentală

Experiențele s-au făcut pe motorul D-115 montat pe stand. Impactul jetului cu peretele camerei a fost observat pe amprente văzute pe camera de ardere la oprirea bruscă a motorului iar direcția de deplasare printr-o picătură de vopsea pusă la vârful injectorului.

### 2.3.3.6 Cercetări privind corelația dintre tipurile de formare a amestecului (în volum și în peliculă) din camera de ardere unitară a motorului Diesel.

Fiindcă impactul jet-perete este inevitabil, s-a încercat să se studieze efectele fiecărui mod de amestecare asupra parametrilor motorului prin utilizarea unor injectoare cu numărul de orificii diferit, dar aria totală a orificiilor rămas constantă (vezi fig. 33.), care este obținută prin prelucrarea diagramei indicate la sarcină totală.

S-a constatat că în cazul injectorului cu 4 orificii o creștere a puterii de  $6 \div 7\%$  față de cazul injectorului cu 2 orificii. Din studiul vitezei de ardere și a caracteristicii de degajare a căldurii la funcționarea motorului se observă că în cazul funcționării motorului cu un injector cu 4 orificii arderea decurge într-un timp mai scurt decât în cazul funcționării cu un injector cu 2 orificii (cu mai mult combustibil ars în peliculă).

Cercetările experimentale au arătat importanța turbulenței în camera de ardere la formarea amestecului în ambele moduri de formare a amestecului.

În fig. 32 se arată un exemplu de calcul al coeficientului de rezistență pe direcția axială în funcție de viteza de înaintare a jetului, din care se observă o dependență strictă între traiectorie și diametrul orificiului de injecție.

Din studiul influenței anumitor parametri asupra traiectoriei s-a observat că devierea traiectoriei de către vârtejul de aer scade cu creșterea presiunii de injecție și a diametrului orificiului de injecție.

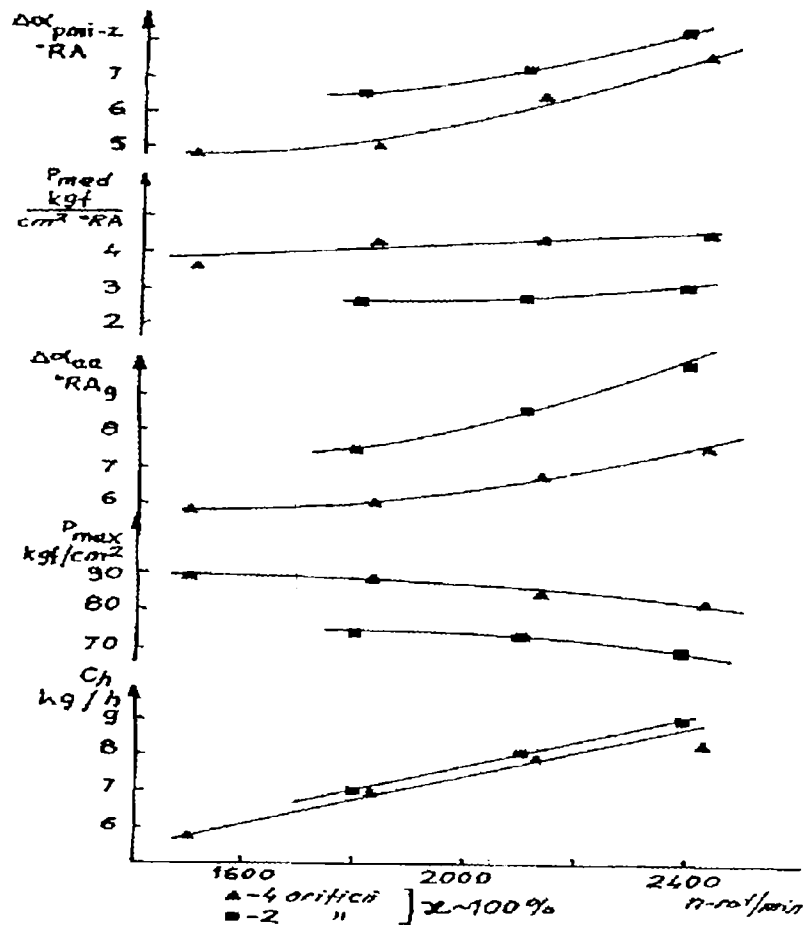


Fig. 33 Efectele fiecărui mod de amestecare asupra parametrilor motorului la injectoare cu diferite numere de orificii.

### 2.3.3.7 Cercetări privind influența condițiilor de impact la perete asupra performanțelor energetice la o cameră de ardere unitară cu mișcare de vârtej.

Pentru studiul influenței condițiilor de impact asupra formării amestecului "în peliculă", camera standard așezată central față de vârful pulverizatorului a fost deplasată într-o poziție excentrică iar pulverizatorul standard al injectorului a fost înlocuit cu un pulverizator cu un singur orificiu respectiv cu două orificii.

S-a observat că la turații reduse (vârtej în camera de ardere redus), injecția în volum este mai avantajoasă decât cea spre perete la regimuri și sarcini reduse, iar cu creșterea sarcinii, cazul injecției spre perete devine mai avantajoasă datorită amplificării efectului de ricoșare al picăturilor din jet după impactul cu pereții camerei. Prin mărirea turației (vârtej mai intens), s-a putut funcționa normal la

sarcini mari, fără să fie afectat indicele de fum. Vârtejul frânează ricoșarea combustibilului de pe perete.

La injectarea în sensul curentului și în contracurent, s-a observat că diferența apare numai la turații mari de la o anumită sarcină.

La injectarea în contracurent, o viteză de impact mai redusă conduce la o formare mai eficientă a amestecului, efectul ricoșării ne mai fiind interesant în cazul vârtejului intens.

La turații reduse, pulverizarea jetului este importantă, însă la turații ridicate, efectul de amestecare al vârtejului face ca pulverizarea să devină mai puțin importantă decât direcția de orientare a jetului de combustibil.

## 2.4 Cercetări speciale și de dezvoltare

### 2.4.1 Posibilități de îmbunătățire a arderii în motoare Diesel cu injecție directă și distribuție a combustibilului în volum [25].

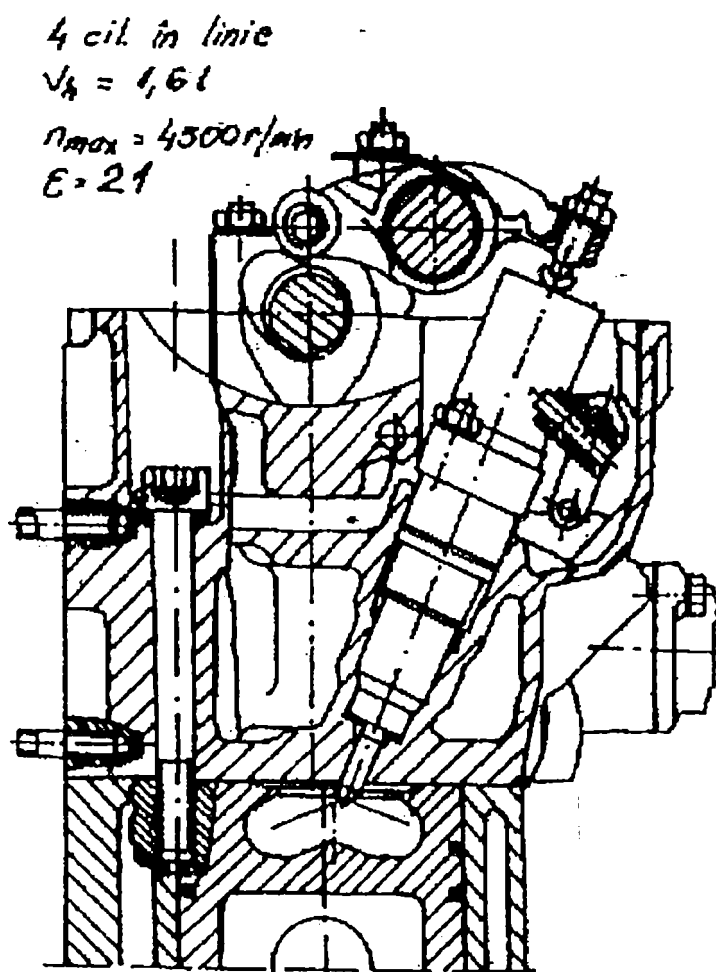


Fig. 34 Chiulasa cu pompa injector și camera de ardere a unui motor diesel rapid cu repartiția combustibilului în volum.

Motoarele Diesel cu injecție directă au o răspândire tot mai largă în construcția de automobile datorită economiei lor. Aici se tratează în special arderia cu distribuția combustibilului în volum unde combustibilul introdus printr-un injector cu orificii multiple și bine pulverizat la care trebuie să se dirijeze aerul folosit pentru ardere (vezi fig. 34.).

La dezvoltarea motoarelor Diesel cu injecție directă trebuie să se țină cont de dezavantajele lor legate de emisia de funingine, de oxizi de azot ( $NO_x$ ) și de zgomot (funcționare aspră). Totodată, eforturile se îndreaptă spre creșterea puterii care este limitată în cazul puterii maxime de limită de fum. Dacă emisia de funingine se reduce considerabil, atunci se dă și posibilitatea de excludere a tuturor dezavantajelor. Se poate astfel ori



mări puterea nominală fără a avea în vedere emisiile și zgomotul de ardere sau la aceeași putere nominală se pot lua măsuri de reducere a zgomotului și a  $\text{NO}_x$ .

Aceste măsuri sunt îndeosebi întârziere la începerea injecției și/sau recircularea gazelor de evacuare.

#### **2.4.1.1 Arderea și formarea funinginii**

La motorul Diesel, aprinderea este influențată de concentrația locală a partenerilor de reacție, proprietățile combustibilului, cifra cetanică și calitățile de vaporizare ale combustibilului (curba de vaporizare), transferul de căldură, difuzia și procesele de curgere în camera de ardere.

În general arderea în motorul Diesel este eterogenă, fiindcă combustibilul și oxidantul se află la începutul arderii în faze diferite și de abia în timpul arderii acestea vor constitui un amestec carburant. Cu creșterea perioadei de întârziere la aprindere crește cantitatea de amestec preformat ceea ce mărește viteza de creștere a presiunii și dă un mers aspru al motorului, de abia arderea care urmează are un caracter eterogen și se poate denumi fază de ardere difuzivă. Se încearcă ca arderea să se dirijeze prin folosirea unui sistem hidraulic de pompa injector astfel încât cantitatea de combustibil în amestec preformat să fie redusă la minim, prin care să se obțină un mers liniștit al motorului, iar arderea difuzivă să fie rapidă pentru a menține valori ridicate ale randamentului indicat. Aici este de mare importanță vaporizarea combustibilului și amestecarea lui cu aerul.

La motorul Diesel, aprinderea se realizează cu toată valoarea globală a coeficientului excesului de aer fiindcă coeficientul excesului de aer local variază între zero și infinit. Arderea eterogenă are dezavantajul funinginii. Fumul negru obținut la eșapament este rezultatul final al unei pregătiri incorecte a amestecului, a cracării combustibilului, polimerizării produselor de cracare și a unei arderi incomplete.

#### **2.4.1.2 Influenta sistemului de injecție asupra formării amestecului și asupra arderii**

Motoarele Diesel lucrează la turații până la 5000 rot/min astfel că combustibilul trebuie injectat la presiuni înalte pentru injectarea rapidă a cantității de combustibil, ceea ce duce la depunerea jetului pe perete. Încercările experimentale s-au făcut pe un motor experimental cu pompa injector de la VOEST ALPINE Friedmann GmbH (VAF). Motorul s-a construit pe baza unui mecanism convențional prin modificarea pistonului și a chiulasei (vezi fig. 34.). Cu creșterea presiunii de injecție crește penetrația jetului și de altfel crește cantitatea de combustibil depusă pe perete, ceea ce determină formarea de funingine și coborârea limitei de fum la sarcini reduse. Un

exemplu, cum se răsfrânge o astfel de soluție asupra presiunii medii realizate la limita de fum este redată în fig. 35.

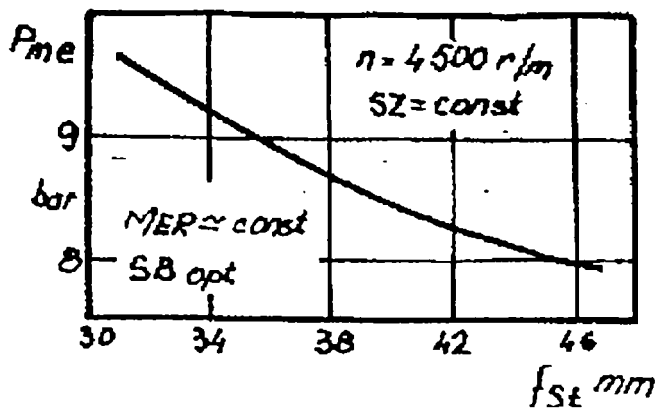


Fig. 35 Presiunea medie efectivă ce se poate obține la limita de fum în funcție de secțiunea pistonășului sertar - SZ, indicele de fum - SB, în centrul injecției, MER - cantitatea medie de combustibil injectat.

Motoarele Diesel rapide cu injecție directă se construiesc de obicei cu camera de ardere cupă în piston de forma unui  $\omega$  asemănător cu cea din fig. 34. Această formă s-a adoptat fiindcă în apropierea p.m.i, oferă mai mult loc jeturilor de injecție și totodată se realizează raportul de comprimare corespunzător cu procedeul de ardere.

S-a observat că strangularea cupei determină emisii de funingine diminuate. Prin strangularea cupei crește viteza gazului refulat în cupa în cursa de comprimare. Fig. 36. arată rezultatele analitice a componentelor vitezei curențului laminat  $w_r$  (radial) și  $w_a$  (axial) în funcție de unghiul de rotație al arborelui cotit pentru două camere de ardere cu ștrangulări diferite. Valorile acestor viteze cresc în afară de aceasta cu turație, cu raportul de comprimare și cu scăderea interstițiului de comprimare dintre capul pistonului în pmi și chiulasa.

Influența interstițiului este mare, prin scăderea lui scad valorile gradului de fum. Prin mărirea vitezei curențului comprimat, crește intensitatea turbulenței care se realizează prin scăparea curențului comprimat de muchia degajării și de ciocnirea curențului de comprimare cu vârtejul de admisie. Creșterea temperaturii medii de ardere la ardere turbulentă duce la o vaporizare mai bună și a reducerii întârzierii la aprindere, cantitatea de amestec preformat este mică ceea ce ameliorează funcționarea motorului.

Creșterea intensității de turbulență în camera de ardere duce la scăderea substanțială a emisiilor de funingine și a creșterii concentrației de  $NO_x$  care se pune pe seama turbulenței intensive.

Pentru rezolvarea acestor probleme se propune în loc de creșterea vitezei curențului care determină intensitatea turbulenței să se mărească zona cu încărcătura

Creația presiunii de injecție determină o pulverizare mai bună doar pentru o parte din combustibilul injectat. Această parte rămâne de aceeași mărime. În același timp crește și penetrația ceea ce duce la dezavantajele peretelui.

Funcționarea motorului Diesel rapid cu injecție directă are la bază regula: "mai multe orificii de injecție, vârtej mai puțin intens".

### 2.4.1.3. Influența arhitecturii camerei de ardere asupra arderii.

turbulentă. Prin aceasta nu se mărește intensitatea turbulenței definită matematic dar se scade lungimea medie a turbulenței și turbulența devine mai omogenă în camera de ardere și energia curentului se va prelungi în mare parte într-o turbulență fină.

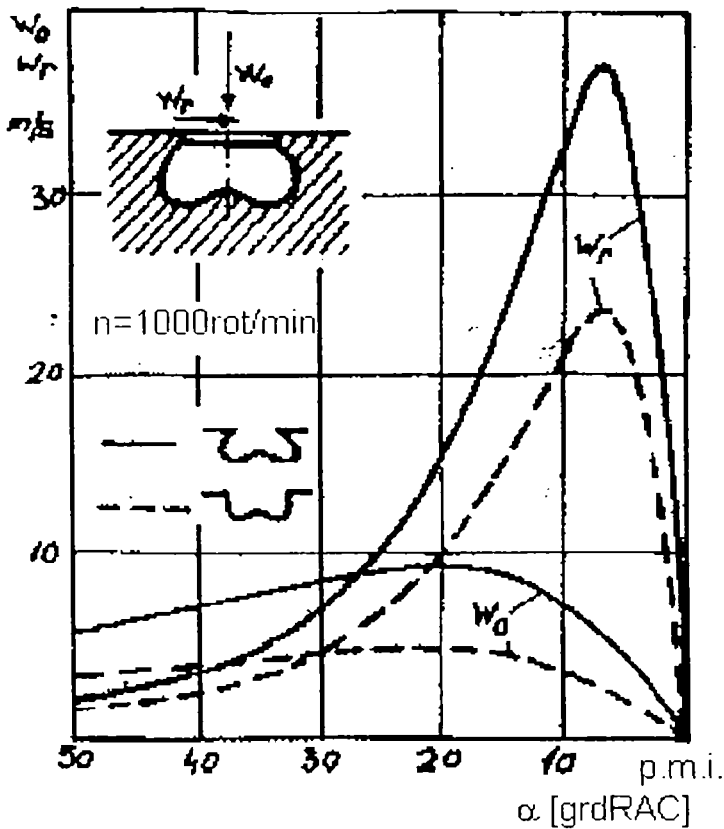


Fig. 36 Variația calculată a componentei de viteza axială și radială în funcție de unghiul razei arborelui cotit la diferite arhitecturi ale camerei de ardere.

La înlocuirea unei camere de ardere cupă în piston cu altă cupă cu orificii laterale s-a observat o ameliorare a performanțelor energetice ale motorului, iar dificultățile tehnologice cresc având în vedere creșterea solicitărilor termice. Pentru a mări eficacitatea cupei, interstițiul dintre capul pistonului în pmi și chiulasa trebuie meninut cât mai mic.

#### 2.4.1.4 Concluzii

1. Una dintre cele mai importante scopuri ale îmbunătățirii arderii în motoarele diesel mici cu injecție directă este reducerea emisiilor poluante care s-ar putea realiza prin modificarea atât a modului de injecție cât și a curgerii din camera de ardere astfel încât energia care este atribuită combustibilului și gazului de ardere să se transforme în mare parte în energie de turbulență.
2. Pe lângă instalația de injecție trebuie să se realizeze o secțiune de injecție optimă cu multe orificii de injecție. Prin aceasta se îmbunătățește pulverizarea și scade cantitatea de combustibil depusă pe perete ca urmare a unei penetrații mai mici.
3. Turbulența în camera de ardere trebuie crescută printr-o mărire a zonei de realizare a curentului. Turbulența aduce astfel un avans la aprindere mai scurt, o pregătire mai bună a amestecului și o ardere mai rapidă și mai completă.
4. Reducerea vârtejului de admisie determină o mărire a puterii la sarcina plină.
5. Un alt scop este reducerea de  $\text{NO}_x$  și de zgomot. Prima măsură ar fi reintroducerea gazelor de evacuare dar o măsură mai puternică este influențarea procesului de injecție cu ajutorul instalației de injecție.
6. Folosirea pompelor injector este aici de indicat. Injecția divizată aduce dezavantajele formării de fum, HC și creșterea consumului de combustibil; arderea turbulentă poate compensa aceste dezavantaje.

## **2.4.2 Cercetări în vederea acordării unei pompe de injecție tip D.P.A. la motorul ARO-L 27-D [9].**

Dezvoltarea motorului ARO-L 27-D și atingerea performanțelor de putere și economicitate impuse de proiectare au reclamat cercetări amănunțite ale procesului de formare a amestecului și a arderii.

În cazul procesului de formare a amestecului, aspectele legate de injecție de combustibil au un rol hotărâtor în evoluția arderii respectiv asupra nivelului presiunii și temperaturii în camera de ardere ca și asupra gradului de fum. Încercările desfășurate inițial pe mai multe motoare ARO-L 27-D au evidențiat o împrăștiere relativ mare a performanțelor, echipamentul de injecție fiind unul din principalii factori responsabili.

### **2.4.2.1 Aspecte ale acordării echipamentului de injecție**

Obiectivele principale ce trebuie atinse prin acordarea echipamentului de injecție cu motorul se referă la economicitatea motorului, nivelul indicelui de fum, zgomotul motorului și posibilitatea de pornire la rece. Optimizarea simultană a tuturor acestor obiective nu este în general posibilă.

În afară de avansul la injecție realizat prin dispozitivul de avans automat care la motorul echipat cu pompa tip D.P.A. are un rol important aparte, stăpânirea procesului de injecție este funcție de controlul asupra duratei și închiderii injecției, cantitatea de combustibil debitată la începutul injecției, întârzierea la injecție și variația ei cu turația, caracteristici ce au o influență deosebită asupra obiectivelor enumerate mai sus.

Avansul la injecție are influențe contradictorii asupra funcționării motorului. Pentru obținerea performanțelor preconizate, trebuie găsit un avans optim în funcție de turație, reprezentând un compromis între parametrii de putere, consum specific de o parte, indicele de fum și nivelul de zgomot pe de altă parte.

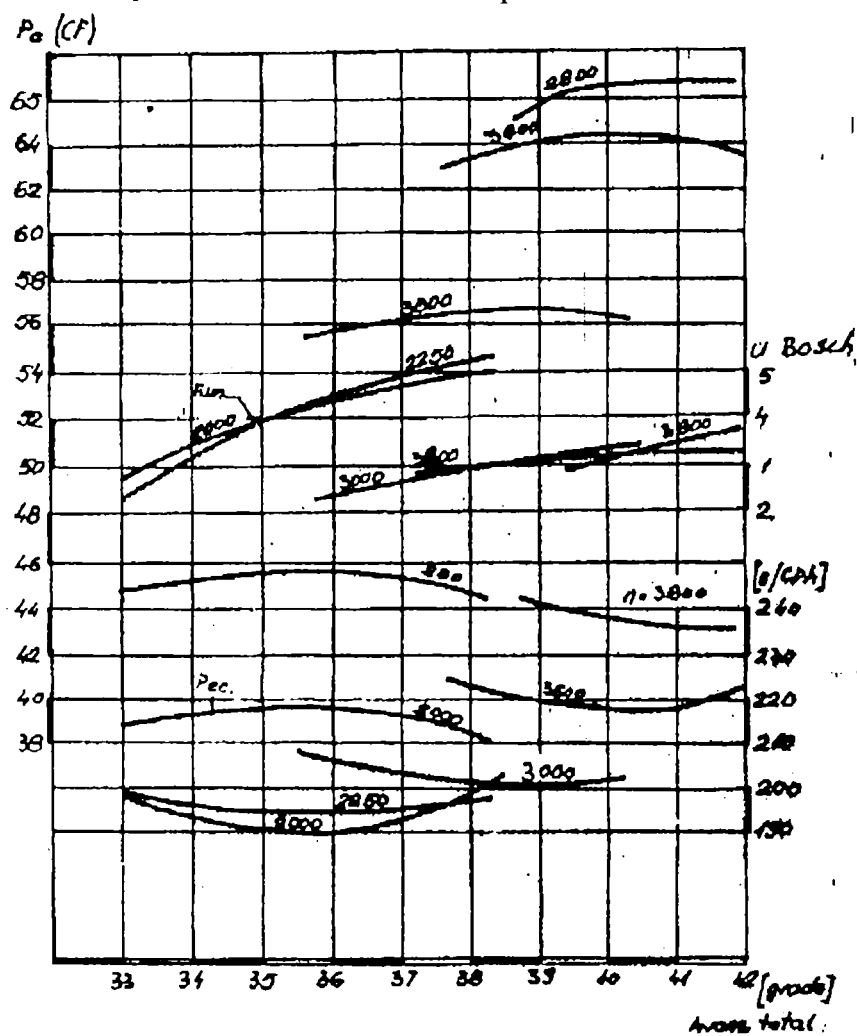
Alura de variație a puterii pentru obținerea performanțelor impuse trebuie realizată în condițiile alimentării cu combustibil a motorului în funcție de turația după o lege în general precizată în proiectare și verificată de-a lungul încercărilor pe mai multe motoare. Abaterile de la această lege de debitare propusă înseamnă fie scăderi de cuplu motor sau putere, fie însemnate creșteri ale indicelui de fum sau consum specific la sporuri de putere în general neimportante.

Cercetările pentru stabilirea caracteristicilor de reglaj optime ale pompei de injecție trebuie să decurgă în două faze: faza încercărilor pe standul de încercat motoare respectiv faza încercărilor pentru pompa de injecție.

## 2.4.2.2 Desfășurarea încercărilor

### 2.4.2.2.1 Incercări pe motor

Aceste încercări au avut scopul determinării valorilor avansului total la injecția în funcție de turația motorului în vederea obținerii puterii maxime, a consumului specific minim de combustibil și a nivelului indicelui de fum minim. Încercările au fost efectuate pe motorul ARO-L 27-D utilizându-se o pompă de injecție DPAM 3842 F050 cu dispozitivul de avans blocat în poziția +1°, de asemenea consumul de combustibil la fiecare turație studiată a fost menținut în limitele preconizate în faza de proiectare.



Variatia puterii, consumului specific de combustibil și a indicelui de fum funcție de avansul total  
 Legenda: motor ARO-L 27-D, seria 8M pompa de injecție DPAM 3842 F050 și R - 50M  
 m.m. - pulverizatoare RO-DNO 30-21  
 MERIN - dispozitiv de avans blocat

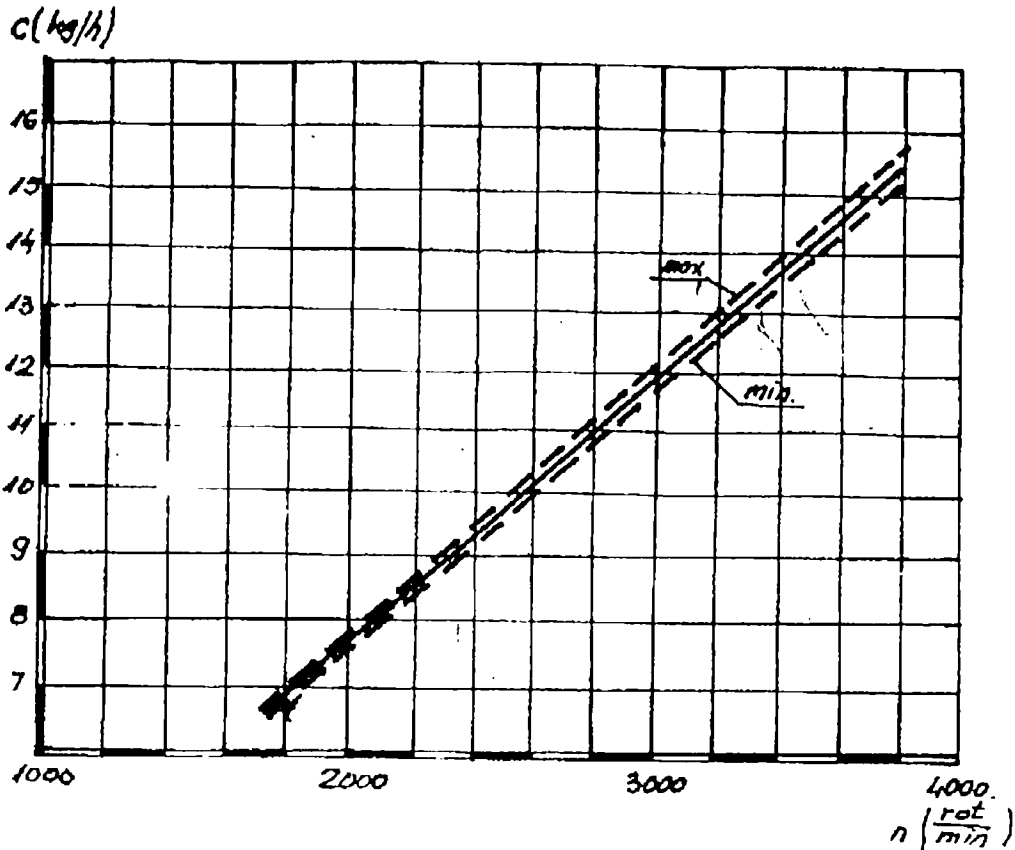
Fig. 37

consumul specific de combustibil cât și indicele de fum au valori convenabile. Se

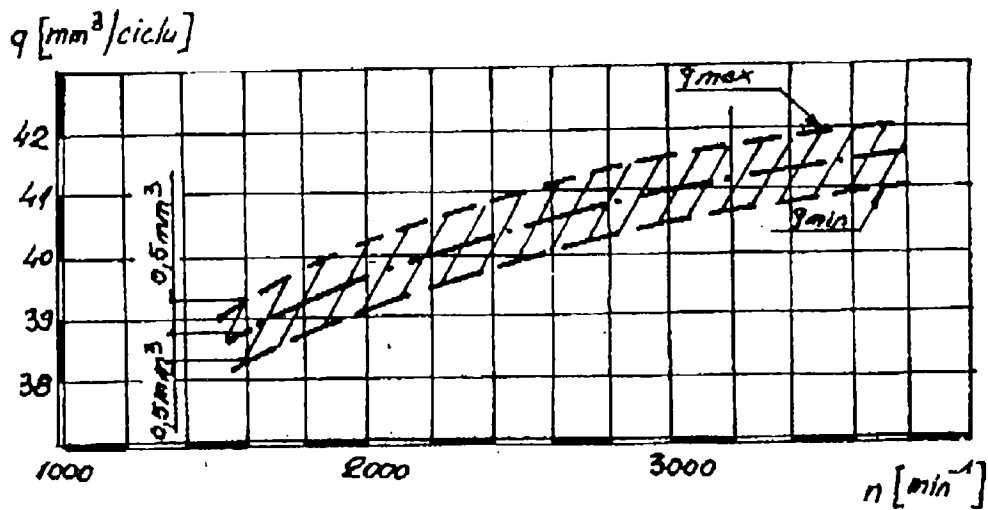
Rezultatele încercărilor sunt prezentați în fig. 37. Se constată că avansul total la injecție poate favoriza fie indicele de fum (u. Bosch), fie puterea și consumul de combustibil. Curbele indicelui de fum au înclinări diferite, mai mari la capetele domeniului de funcționare și mai reduse la turația de 3600 rot/min, ceea ce arată că la această turație sensibilitatea la variație a avansului este mai mică.

Curba de putere manifestă o sensibilitate mai mare la turații mai ridicate și scade cu scăderea turației. În mod corespunzător variază și curbele consumului specific de combustibil. Se observă existența unor domenii importante ale avansului total la injecție pentru care atât puterea și

înțelege că aceste domenii satisfac nivelul performanțelor preconizate. În felul această, legea de avans automat (max. 9 °RAC, între 1000 și 1900 rot/min arbore pompă) care va fi determinată în condiția respectării legii de debitare, trebuie să se înscrie obligatoriu în aceste domenii. Legea de debitare stabilită și preconizată în urma încercărilor este indicată sub forma debitului orar și a debitului pe ciclu în funcție de turație în fig. 38.( a, b).



a. Legea de debitare preconizată - debit orar  
 Legendă: debite realizate cu legea de avans propusă pentru pompa nr. 1.



b. Legea de debitare preconizată - debit pe ciclu

Fig. 38

### 2.4.2.2 Incercări cu pompa de injecție

Pentru determinarea variației debitului pe ciclu în funcție de unghiul de fază, unghi care se modifică în timpul funcționării datorită dispozitivului de avans automat, s-a stabilit mai întâi corelația dintre unghiul de fază, stabilit la cota peste role existente la o pompă 1 etalon și poziția inițială a domeniului de variație ales pentru dispozitivul de avans. Alegerea unghiului de faza corespunzător debitului nominal are un număr foarte redus de posibilități. Este de dorit ca valoarea acestui unghi să se plaseze într-o zonă de variație minimă a debitului pe ciclu în funcție de unghiul de fază. Situația ideală ar fi ca pentru o turație constantă să existe un palier de debit.

Unghiul de fază se definește ca unghiul dintre începutul debitării și momentul centrului maximului suprafeței de suprapunere între orificiile de refulare din rotorul și stătătorul (bucșa) capului hidraulic.

Un rol important pentru alura debitului pe ciclu îl are unghiul  $T$  în care are loc retracția plonjorului. În ipoteza imposibilității realizării legii de debitare cerută de motor în corelație cu legea de avans la injecție impusă de funcționarea în limitele preconizate, este necesar să se modifice retracția sau orificiul pulverizatorului până la găsirea corelației menționate. În fig. 39. și 40. sunt indicate variațiile consumului de combustibil orar măsurat pe un motor ARO-L 27 echipat cu trei pompe de injecție (nr.7, nr.8, nr.9) tip DPAM 3842 F050 echipat cu diferite reglaje (cota  $\phi R$ ; dispozitiv de avans) și variația puterii, a consumului specific și a indicelui de fum în funcție de turație în cazul echipării cu pompele nr.8 și nr.9.

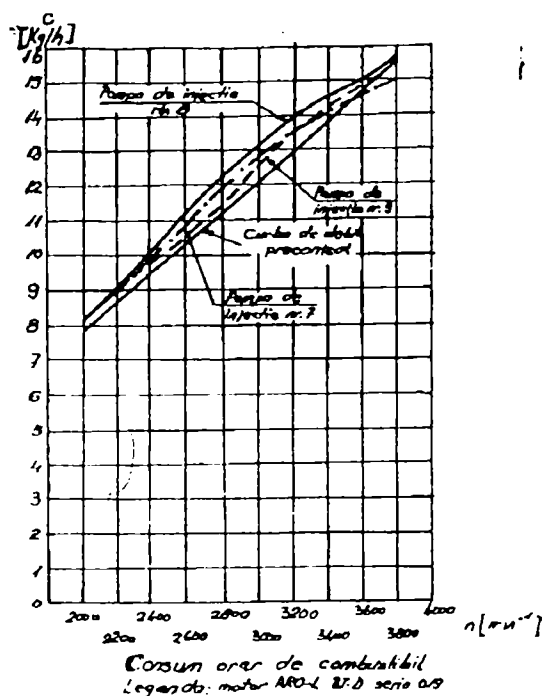


Fig. 39

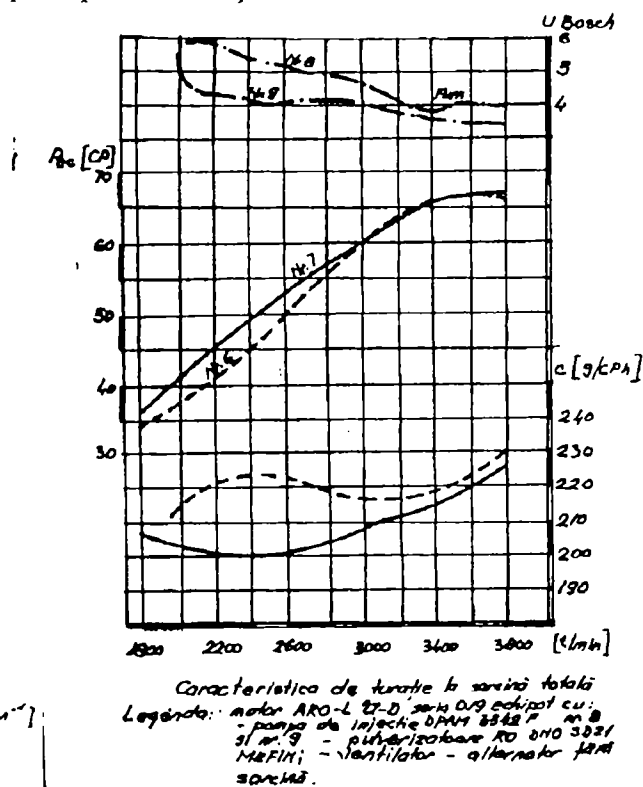


Fig. 40

Din fig. 40. se vede că diferențele înregistrate sunt foarte însemnate. Se observă că numai pompa nr.9 are un debit apropiat de cel preconizat.

Dacă în echiparea cu pompa nr.9 performanțele se încadrează totuși în prevederile caietului de sarcini al motorului ARO-L 27-D, mai puțin indicele de fum de la turație de 1800 rot-min. La echiparea cu pompa nr.8 indicele de fum depășește limita admisă pe tot domeniul de funcționare, iar consumul specific capătă valori mari la turații sub 2000 rot-min.

Creșterea nivelului indicelui de fum se datorează în primul rând nerespectării debitului orar preconizat iar în al doilea rând unei legi de avans la injecție adecvată arderii complete a combustibilului.

## 2.5 Analiza critică a lucrărilor de cercetare

Lucrările prezentate au fost grupate pentru o mai bună sistematizare în lucrări fundamentale, aplicative și de dezvoltare.

### 2.5.1 Lucrări fundamentale

Dintre lucrările cu caracter fundamental, cea mai recentă și cea mai valoroasă după părerea noastră este lucrarea [65] care a demonstrat aplicabilitatea unui model de calcul numeric ce utilizează modelul de turbulență  $k-\epsilon$  și funcțiile de perete la un câmp de curgere din cilindrul motorului testat printr-o comparație cu experimentele făcute într-un monocilindru transparent. Viteza medie măsurată a câmpului de curgere a arătat o bună corelare cu cea măsurată în cazul unui raport de vârtej de intensitate mică, când turbulența este izotropică. Modelul trebuie ameliorat pentru a putea fi aplicat cazului de turbulență neizotropică. S-a constatat diferența calitativă și cantitativă între rezultatele calculate și măsurate ale vitezei de turbulență pentru cele două rapoarte de vârtej diferite. Un rezultat important a fost măsurarea variației în timp a momentului unghiular al masei totale a aerului de admisie.

Echipamentul experimental utilizând un monocilindru cu cămașa de cuarț, aparatura electronică pentru punerea în evidență a semnalelor: un purtător de frecvență (KANOMAX Model 1095) și un numărător de procese (KANOMAX Model 1071) și convertirea semnalelor la ieșire a procesorului convertit A/D la un interval fix de  $\Delta t$  și transmis la un computer de procese (Model HP9836A) precum și metoda de calcul a spectrului componente turbulente (metoda FFT și mulțimea imediată a puterii spectrului; autocorelația a fost calculată cu metoda invers - FFT) demonstrează nivelul foarte ridicat al cercetării experimentale și prelucrării datelor experimentale a autorului lucrării.

Aplicabilitatea lucrării la tratarea mișcărilor aerului din cilindrul motorului cu ardere internă deși posibilă cu rezultate bune pentru explicarea fenomenelor nu poate modela procesele reale ale mișcărilor aerului din cauză că apar o serie de alte



procese cum ar fi de exemplu: procesul de ardere și influența sa în continuare asupra evoluțiilor din cilindrul motorului nu pot fi modelate prin metoda propusă.

Lucrarea [16] conține un model matematic complet al repartiției, încălzirii și vaporizării combustibilului într-o cameră de ardere a m.a.c. Din acest punct de vedere ea constituie un exemplu de tratare a problemei cercetate devenind o lucrare clasică asupra repartiției combustibilului în camera de ardere. Este remarcabilă și poziția autocritică a autorilor lucrării care la paragraful referitor la extinderea procedurii de simulare pe care l-au propus și studiat prezintă și limitele procedurii de simulare dintre care cităm: necesitatea obținerii a mai multor date fundamentale asupra modelului unei singure picături, modelul jetului, mișcarea aerului care ar putea îmbunătăți și simularea injecției.

Lucrarea [94] stabilește legea de mișcare a vârfului jetului în aer liniștit, legea de mișcare a picăturii în aer în mișcare și traiectoriile picăturilor de combustibil sub efectul mișcării datorită vârtejului, totodată, se tratează problema formării amestecului după procedeul Meurer. Lucrarea deși explică procesele care se desfășoară în camerele de ardere ale m.a.c. rapide, conține o serie de ipoteze simplificatoare, cum ar fi de exemplu: mișcarea aerului într-un vârtej potențial nu permite o descriere a fenomenelor care au loc în camerele de ardere.

Lucrarea [115] este o sinteză a ultimelor progrese în domeniul formării amestecului și ardere în motor. În general se apreciază că un calcul matematic respectiv modelarea matematică a proceselor evaporării filmului de combustibil depus pe pereții camerei de ardere nu este posibilă având în vedere dificultățile determinării în calcul a schimbului de căldură de la gaz, a schimbului de substanță și concentrația stratului limită, fenomene în general nestaționare a căror determinare este aproape imposibilă.

### 2.5.2 Lucrări aplicative

Lucrarea [27] încearcă să stabilească o corelare între teoria mișcării picăturii de combustibil, încercările pe model și cercetările pe motor. În acest scop a dezvoltat un model fizic în care a studiat traiectoria picăturilor de combustibil modelate prin mici sfere de material solid injectate într-o cameră în care aerul a fost înlocuit printr-un lichid, determinându-se influențele vitezei unghiulare a fluidului, a diametrului sferei și a raportului greutatea specifice asupra traiectoriilor picăturii. Încercările efectuate pe un motor în doi timpi prin utilizarea fotogramelor de ardere au evidențiat influența cantității de combustibil injectate asupra arderii și existența unor zone necuprinse de ardere. Lucrarea a reușit să evidențieze cauzele formării incomplete a amestecului și arderea incompletă la sarcina totală.

Lucrarea [77] a avut ca drept scop să se facă o sinteză a modelării formării amestecului în m.a.c. prin tratarea similitudinii traiectoriei vârfului jetului, modelarea fizică cu descrierea instalațiilor de modelare și în mod deosebit a

instalațiilor existente la laboratorul de motoare Universitatea Politehnica din Timisoara și în continuare se fac aprecieri asupra modelării matematice a mișcării combustibilului.

Lucrarea [91] încearcă să controleze mișcarea de rotație a aerului cu caracteristicile jetului de combustibil la motoarele Diesel rapide cu camera de ardere unitară cu scopul reducerii consumului de combustibil și a creșterii economicității motorului. Lucrarea a folosit la modelarea matematică a mișcărilor de vârtej ale aerului și a mișcării jetului de combustibil. Relațiile de mișcare stabilite cuprind un sistem de ecuații diferențiale a căror rezolvare a fost făcută numeric pe baza programelor de calcul elaborate. Tratarea este exhaustivă și permite stabilirea unor corelații interesante asupra influenței mișcărilor aerului pentru diferite caracteristici ale jetului de combustibil.

Rezultatele studiului și cercetării teoretice au fost aplicate pentru orientarea cercetărilor experimentale. Trebuie menționat faptul că aplicarea unor rezultate teoretice fără utilizarea modelării fizice este dificilă și în general nesigură, ar fi fost utilă din acest punct de vedere dezvoltarea și cercetarea unor modele fizice care să servească drept legătură între cercetarea teoretică și cea experimentală pe stand de probă. Cercetările experimentale au reușit să prezinte o serie de caracteristici referitoare la performanțele motorului foarte utile pentru continuarea cercetărilor de dezvoltare ale motorului D-115 a cărui cercetare a fost obiectivul părții a doua a prezentei lucrări.

### 2.5.3 Lucrări de dezvoltare

Lucrarea [25] prezintă metodică de cercetare experimentală pentru îmbunătățirea arderii în motoarele Diesel cu injecție directă și distribuția combustibilului în volum. În acest scop se experimentează influența sistemului de injecție asupra formării amestecului și a arderii și a arhitecturii camerei de ardere asupra arderii, în vederea reducerii emisiei de funingine, a oxizilor de azot și a nivelului de zgomot, totodată se tinde spre creșterea puterii a cărei valoare maximă este limitată de ardere cu fum. Experimentările au fost făcute pe un motor experimental cu pompa injector cercetându-se influența creșterii presiunii de injecție ajungându-se la concluzia că este mai avantajoasă utilizarea injectoarelor cu mai multe orificii și totodată reducerea intensității vârtejului.

Cercetările efectuate asupra arhitecturii camerei de ardere au evidențiat influența mare a interstițiului dintre piston și chiulasă asupra formării amestecului și arderii explicată prin creșterea intensității turbulenței. Încercarea unei camere de ardere cupă în piston cu o cupă cu orificii laterale a condus la îmbunătățirea performanțelor energetice ale motorului dar apar dificultăți tehnologice din cauza creșterii solicitărilor termice.

Lucrarea [9] tratează rezultatele obținute prin cercetările efectuate cu mai multe pompe de injecție tip DPA la motorul ARO-L 27-D cu scopul obținerii de valori optime pentru economicitate, indice de fum, nivelul de zgomot și posibilitățile de pornire la rece.

Încercările au fost efectuate prima dată pe motor pentru a determina avansul total optim la injecție în funcție de turația motorului care să permită condițiile menționate mai sus necesare unei funcționări corecte a motorului, în acest scop s-au trasat diagramele de variație a puterii, consumului specific de combustibil și a indicelui de fum în funcție de avansul total la injecție.

În continuare au fost efectuate încercări cu pompe de injecție pentru determinarea variației debitului pe ciclu în funcție de unghiul de fază. Cercetările efectuate pe bancul de ceticubat au stabilit legea de debitare, de debitul orar care a fost comparată cu legea de debitare preconizată respectiv cu debitul de combustibil pe ciclu.

În afară de pompa nr.1 au fost încercate pompa nr.7, nr.8 și nr.9 tip DPAM-3242 F050.

Pe baza rezultatelor obținute s-a observat că numai pompa nr.9 are un debit apropiat de cel preconizat.

Încercările efectuate de către autori ar fi fost necesar să fie completate cu o caracteristică complexă care ar fi dat posibilitatea stabilirii domeniilor optime de funcționare pentru motor, iar încercările făcute pe pompe să fie corelate cu domeniul optim al caracteristicii complexe având în vedere faptul că trasarea unei caracteristici exterioare nu este concludentă decât pentru sarcina plină a motorului și nu reprezintă comportarea motorului la sarcini parțiale la care funcționează de fapt în general un motor de tracțiune.

## **2.6 Orientarea cercetărilor asupra repartiției combustibilului în camere de ardere unitare ale motoarelor diesel rapide**

Problematica referitoare la studiul mișcărilor aerului din sistemul de admisiune și de evacuare, precum și din cilindrul motorului au format obiectul unor cercetări dintre care unele finalizate și cu teze de doctorat la laboratorul de motoare cu ardere internă a Universității "Politehnica" din Timisoara, totodată s-au făcut și încercări de corelare a mișcărilor aerului cu mișcările combustibilului.

În acest scop au fost dezvoltate mai multe modele fizice dintre care cel mai apropiat de modul de desfășurare a proceselor de formare și de amestecare a combustibilului cu aerul din m.a.c. este un model dinamic bidimensional format dintr-un monocilindru cu antrenare electrică.

La laboratorul de motoare cu ardere internă a Universității Politehnice din Timisoara există următoarele modele fizice pentru studiul influenței mișcărilor aerului asupra jetului de combustibil.

Modelul din lucrarea [77] care constă dintr-un vas cu un capac în care se rotește un vas cilindric de înălțime mică pentru a demonstra influența mișcării de rotație a aerului asupra jetului de combustibil. Spre deosebire însă de modelul din lucrarea [27] în loc de sfere mici din material solid se injectează ulei cu o densitate apropiată cu cea a apei.

Modelul de cameră de ardere bidimensional [77] în care se studiază mișcările aerului cu ajutorul unor substanțe trasoare introduse în apă care reprezintă aerul.

Modelul cu bomba în care este introdus un gaz inert la o presiune înaltă iar combustibilul este injectat pe un disc care se rotește cu o turație mare. Mișcările combustibilului pot fi fotografiate rapid într-o fereastră dintr-o sticlă specială.

Ținând seama de dezvoltarea acestei baze de cercetare în cadrul prezentei teme de disertație se vor face în primul rând cercetări pe modele fizice existente și perfecționate în continuare pe baza rezultatelor celor mai noi cunoscute din literatura de specialitate. Modelarea matematică urmează să trateze cantitativ rezultatele obținute pe modele fizice și în felul acesta să permită aplicarea mai ușoară pentru cercetări efectuate pe motorul antrenat cu energie proprie.

## 2.7 Concluzii

1. Lucrările actuale asupra repartiției combustibilului în camerele de ardere unitare ale m.a.c. rapide sunt rezultatul unor cercetări fundamentale, aplicative și de dezvoltare.
2. Modelul singurei picături poate reprezenta jetul dacă se ține cont de interdependența dintre picături din jet în modelarea.
3. Modelele fizice pot simula procesele de curgere izotropică la rapoarte de vârtej mici; dar la rapoarte de vârtej mari, similare celor din motoarele diesel rapide încă nu s-a ajuns să se construiască un model capabil să redea condițiile din motor.
4. Condițiile la perete pot fi folosite cu succes drept condiții limită la modelarea matematică.
5. Pentru un mers liniștit al motorului și a creșterii randamentului termic, cantitatea de amestec formată în timpul întârzieri la aprindere trebuie să fie mică, iar arderea difuzivă să se desfășoare rapid.
6. Lucrările de cercetare fundamentală deși există în literatura de specialitate într-un număr foarte mare nu a ajuns să abordeze direct problema corelării mișcării combustibilului cu cea a aerului, această corelare fiind foarte complicată, se recomandă utilizarea computerelor și reducerea numărului de ipoteze simplificatoare. Ipotezele simplificatoare să fie deduse din condițiile experimentale, iar pentru verificarea rezultatelor teoretice să se compare cu cele experimentale.
7. La motoarele diesel cu camera unitară, impactul jet perete este inevitabil, astfel că avem în totdeauna depuneri de combustibil pe perete. La motoarele diesel rapide

trebuie luate măsuri pentru promovarea amestecării în volumul camerei de ardere și a realizării unei viteze mari a aerului în apropierea peretelui.

8. Cercetările de dezvoltare sunt continuarea cercetărilor teoretice și aplicative. Ca urmare, ele implică efectuarea prealabilă a acestuia. Rezultatele cercetărilor teoretice și aplicative respectiv concluziile lor au fost aplicate cu succes.
9. Prin modificarea modului de injecție și a curgerii aerului din camera de ardere astfel încât energie imprimată curgerii combustibilului și gazului de ardere să se transforme în mare parte în energie de turbulență, se poate obține îmbunătățirea arderii.

## Capitolul 3. Studiul repartiției combustibilului în camerele de ardere unitare ale motoarelor diesel rapide

### 3.1 Considerații generale

Motoarele diesel nesupraalimentate cu camera de ardere cupă în piston și cu injecție directă au în ultima vreme o răspândire tot mai largă în construcția de automobile și în echiparea diverselor tipuri de vehicule, în primul rând datorită economicității lor dată de faptul că aceste tipuri de motoare au un consum de combustibil mai redus și o pornire mai ușoară față de motoarele diesel cu camera de ardere compartimentată. În schimb, au dezavantajul că sunt mai pretențioase față de calitățile constructive și tehnologice ale echipamentului de injecție și față de proprietățile fizico-chimice ale combustibilului și la dezvoltarea lor trebuie să se țină cont și de dezavantajele legate de emisia de funingine, de oxizi de azot ( $\text{NO}_x$ ) și de zgomotul datorat funcționării aspre, totodată și puterea maximă este limitată de limita de fum. Aceste dezavantaje însă pot fi ameliorate destul de simțitor și prin finețea pulverizării și prin utilizarea mișcărilor aerului din cilindrul motorului că factor care contribuie la formarea unui amestec aer-combustibil (concentrație locală) corespunzător ceea ce influențează foarte mult aprinderea și arderea. Dezvoltarea motoarelor diesel rapide cu camera unitară cupa în piston conduce la turații mai ridicate și la presiuni medii efective tot mai mari. Dacă se dorește o mărire a presiunii medii indicate, trebuie, pentru obținerea unei arderi bune să se micșoreze cantitatea de aer consumat (motoarele diesel funcționând cu amestec sărac:  $\lambda=1,1\div 1,6$ )

Eforturile în domeniul arderii din motorul diesel se concentrează de circa 3,5 decenii asupra proceselor formării amestecului care dețin influențe principale asupra vitezei de degajare a căldurii că și asupra formării produșilor poluanți.

Una dintre piedicile pentru un studiu lărgit asupra formării amestecului și asupra fenomenelor de ardere a fost lipsă cunoștințelor în domeniul vitezei curenților aerului de ardere la poziții superioare ale pistonului. În general arderea în m.a.c. este eterogenă fiindcă combustibilul și oxidantul se află la începutul arderii în faze diferite și abia în timpul arderii acestea vor constitui un amestec carburant. Cu creșterea cantității de amestec preformat peste o anumită limită, se mărește viteza de creștere a presiunii și dă un mers aspru al motorului și abia arderea care urmează are un caracter omogen și se poate denumi faza de ardere difuzivă.

Arderea trebuie dirijată astfel încât cantitatea de combustibil în amestecul preformat să fie redusă la minim prin care se obține un mers liniștit al motorului, iar arderea difuzivă să fie rapidă pentru a menține valori ridicate ale randamentului indicat. Aici este foarte importantă vaporizarea combustibilului și amestecarea combustibil-aer. Principial, pulverizarea fină se realizează prin mărirea vitezei relative dintre jetul de combustibil lichid și aer. Cu cât viteza relativă dintre cele două fluide este mai mare cu atât frecarea pe suprafața de contact dintre jetul de combustibil și aer devine mai importantă intensificând procesul de farămîntare (pulverizare) al combustibilului.

Arderea eficientă a motorinei în m.a.c. este influențată esențial atât de calitatea amestecului aer-combustibil cât și de omogenitatea acestuia astfel, pentru formarea unui amestec cât mai omogen dintre combustibil și aer, motorina trebuie injectată în picături foarte mici, vaporizată rapid și amestecată intim cu aerul admis în motor. Intrucât motorina se vaporizează relativ greu, trebuie că jetul să fie pulverizat cât mai fin și mișcarea relativă dintre combustibil și aer să fie cât mai intensă pentru a obține o vaporizare cât mai rapidă. Amestecarea în volum a picăturilor fine de combustibil este favorizată de mișcarea de rotație a aerului, iar amestecarea picăturilor mari, după impactul lor cu peretele camerei de ardere într-o amestecare peliculară este favorizată de mișcarea de vârtej a aerului comprimat.

Vaporizarea combustibilului depinde în foarte mare măsură de mărimea picăturilor, de mișcarea aerului și de prima fază a arderii, cea a amestecurilor preformate.

Repartiția combustibilului în camera de ardere este un lucru primordial pentru controlul funcționării motorului, dar din cauza interdependenței și a complicațiilor, nici repartiția, nici vaporizarea și nici amestecarea combustibilului nu se pot studia pe forma reală a jetului. De aceea cercetătorii au folosit tot timpul modele mai mult sau mai puțin simplificate pentru astfel de studii.

### **3.2 Formarea amestecului în camerele de ardere unitare ale motoarelor cu aprindere prin comprimare**

Procesul de formare a amestecului în m.a.c. rapide se dezvoltă în două faze diferite, prima parte se formează în perioada întârzierii la aprindere ( $40 - 80^\circ\text{RA}$ ) și astfel se formează amestecul preformat în care se declanșează aprinderea și apoi arde în faza arderii rapide cu o viteză medie de ardere ( $\xi = 0,04 \div 0,06$  [Kj/Kj $^\circ\text{RAC}$ ]), o viteză de creștere a presiunii și o presiune maximă de ardere mai mare decât la, m.a.s. Viteza de propagare a flăcării în amestecurile preformate atinge valori de (100 – 200 m/s) ceea ce demonstrează caracterul turbulent asociat cu o accelerare chimică datorită pregătirii chimice prealabile. Cealaltă parte a

amestecului se formează după declanșarea arderii prin transfer de căldură și de masă între combustibilul încă neamestecat și amestecul ars. Arderea acestui amestec format difuziv este caracterizată printr-o flacără care cuprinde întreaga camera de ardere și se propagă pe măsura formării prealabile a amestecului în diferite părți, viteza medie de ardere la această fază este ( $\xi = 0,01 \div 0,02$  [Kj/Kj°RAC] ) iar  $p \leq 0$ .

Arderea amestecurilor preformate duce la un mers trepidant al motorului, câteodată cu bătăi și o solicitare termică ridicată și neuniformă, dar în același timp randamentul termic al motorului și puterea sa sunt ridicate, iar arderea difuzivă este caracterizată prin formarea funinginii în zonele cu concentrații mari de combustibil din cauza lipsei parțiale de oxigen și un mers lin al motorului cu presiuni de ardere moderate.

La ambele faze procesul de amestecare se desfășoară în două nivele distincte; la nivelul microscărilor sau micromixtura care se realizează sub acțiunea difuziei turbulente, se face aleator și nu se poate controla și influența la nivelul macroscărilor sau macromixtura ce se realizează sub acțiunea mișcărilor dirijate a aerului

Macromixtura prezintă mari constrângeri la regimul normal, la regimurile de sarcina plină și suprasarcină și la regimurile de accelerare. Controlînd mai bine macromixtura; în ultimele 2 - 3 decenii s-a putut reduce coeficientul excesului de aer la limita de fum cu  $30 \div 40\%$ , satisfăcând cerința de creștere a turației motoarelor diesel.

Fiindcă performanțele energetice ale unui m.a.c. depind de promovarea unuia sau a altui tip de formare a amestecului, iar tipurile de formare sunt legate de forma camerei de ardere, că urmare, se vor studia aceste camere de ardere.

### 3.2.1 Camere unitare cu formare a amestecului în volum

Camerele de ardere unitare au formă modelată după cea a jetului, (vezi fig. 41), utilizează un injector central cu un număr mare de orificii pentru a realiza o pulverizare cât mai fină. "Micromixtura" se dezvoltă după cele trei direcții, distribuția axială și radială se obțin prin orientarea jeturilor față de planul longitudinal al cilindrului și prin mișcarea radială care se dezvoltă centripet și centrifug cu o viteză radială caracteristică.

Distribuția combustibilului în planul transversal se realizează prin mișcarea de rotație a fluidului motor  $\omega^*$  realizată prin forma și dimensiunile proiectate ale unor organe din sistemul de distribuție și ale camerei de ardere. Se obișnuiește să se folosească (rel. 60) și se numește raportul efectiv de vârtej.



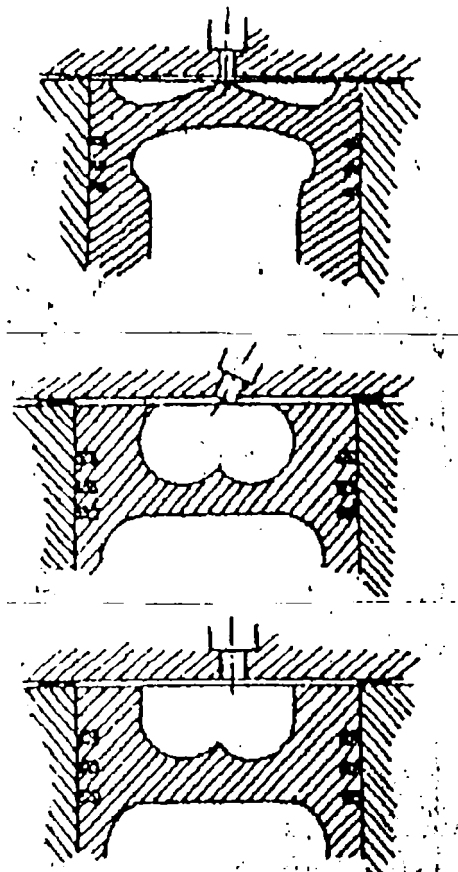


Fig.41 Camera de ardere modelata dupa forma jetului.

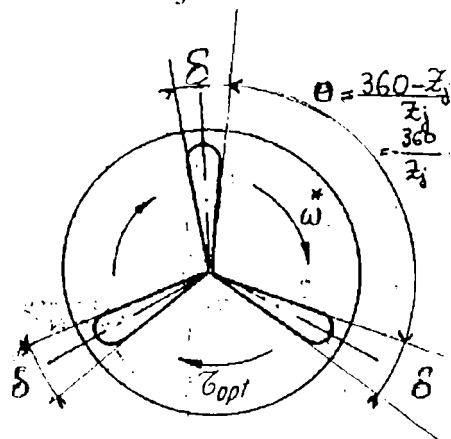


Fig. 42 Schema pentru definirea spațiului unghiular parcurs de aer dintre jeturile de combustibil.

$\Delta\alpha_j$  - durata injectiei [ $^{\circ}$ RA],

$r_{sa} = oo'$  - distanța dintre centrul cilindrului și centrul talerului supapei (fig.43),

$USL_{sa}$  - unghiul-sectiune litrică,

$S$  - cilindree,

$V_{cp}$  - volumul compartimentului cupei în piston,

Aerul dintre două jeturi trebuie să parcurgă integral jetul din față pentru a prelua toată cantitatea de vapori din jet, astfel rezultă ecuația (61), unde:

$\omega$  este astfel definită și se numește viteza unghiulară funcțională,

$\omega_v$  - viteza unghiulară de vârtej,

$\omega$  - viteza unghiulară de rotație a arborelui motor,

$\tau_{\theta}$  - interval de timp în care aerul parcurge distanța unghiulară  $\theta$  dintre două jeturi,

$\tau_{\theta}$  se numește durată funcțională de rotație deoarece este impusă de cerințele procesului de amestecare.

Cu notațiile din (fig.42) rezultă (rel. 62) [43] în care:

$z_j$  - numărul jeturilor

$\theta$  - distanța unghiulară dintre două jeturi.

Se cunoaște că performanțele de economicitate ( $ce$ ) și lucrul mecanic specific ( $p_e$ ) precum și parametrii procesului de ardere ( $p_{max}$ ,  $p$  și  $T_{cv}$ ) depind de raportul de vârtej și că există o valoare optimă a acestuia ( $\Omega_{opt}$ ) pentru care consumul specific efectiv de combustibil ce este minim și sarcina motorului măsurată prin  $p_e$  este maximă. Odată cu creșterea lui  $\Omega$  se intensifică deplasarea aerului peste jetul de combustibil ceea ce dezvoltă anvelopă și masa de amestec preformat  $m_{ap}$  cuprinsă în flacăra turbulentă ceea ce explică faptul că cu mărirea lui  $\Omega$  se intensifică arderea rapidă.

Dacă se scrie (rel. 63) și se ține cont de camera cupă în piston prin relația vitezei unghiulare de rotație în cursa de comprimare se obține (rel. 64), în care:

$n$  - turația motorului,

- $\eta_v$  - gradul de umplere  
 $\mu_{sa}$  - coeficientul mediu de debit prin supapa,  
 $D$  - alezaj  
 $D_c$  - deschiderea părții evazate din capul pistonului; diametrul cupei,  
 $l$  - distanța momentană dintre piston și chiulasa,  
 $\gamma, \beta$  - unghiurile rezultate din descompunerea vitezei de fluid proaspăt prin supapa de admisie (v. fig.43)

Camera de ardere cu capul pistonului plat reprezintă o soluție simplă dar inadecvată, dacă se ține seamă că jetul are o formă conică atât în planul normal pe axa cilindrului cât și în planul longitudinal. De aceea capul pistonului se modelează după forma jetului în planul longitudinal, pentru a preveni contactul cu pereții (camera de ardere Hesselmann - fig.44). Injectorul se montează central și are mai multe orificii, jetul trebuie să aibă o penetrație mare, ceea ce constituie o servitute. În plus, sunt necesare un unghi de dispersie mare și o pulverizare fină pentru a asigura micro și macro-mixtura.

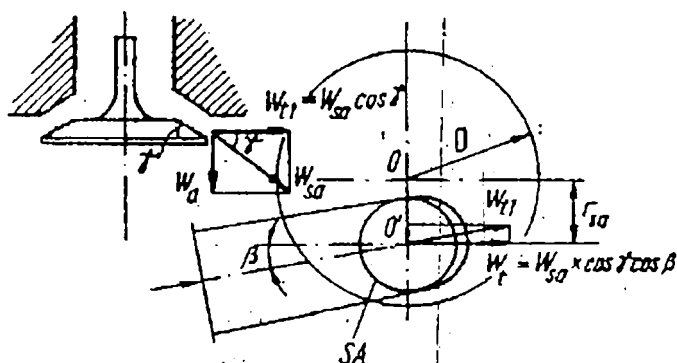


Fig. 43 Schema pentru definiția componentelor vitezei fluidului motor.

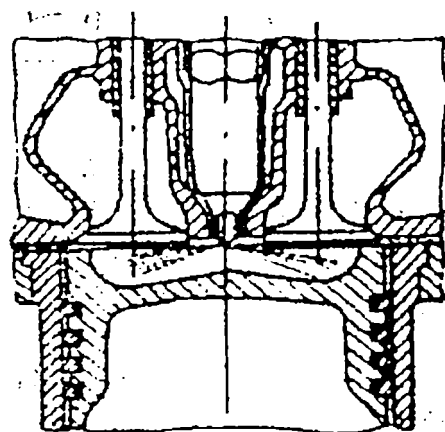


Fig. 44 Camera de ardere Hesselmann

Sistemul de injecție devine complicat, fiind necesară o presiune mare de injecție ( $p_{i0} \approx 500 \text{ daN/cm}^2$ ) și un pulverizator cu mai multe orificii. Din cauza deschiderii mari a cupei, mișcarea radială practic lipsește, amestecarea decurge lent. Camera se folosește pentru motoarele de turație redusă ( $n = 1000 \div 1200 \text{ rot/min}$ ). La motoarele de autovehicule, dezideratele pentru formarea amestecului fiind mult mai severe s-a găsit că o soluție satisfăcătoare este camera cupă în piston, deoarece concentrează fluidul motor în jurul injectorului. La p.m.i., pistonul se apropie de chiulasa, până la o distanță de 0,6-1 mm, volumul compartimentului din piston ajunge până la  $V_{cp} = (0,8 \div 0,85)V_c$  și asigură o mare apropiere a fluidului motor de

orificiile pulverizatorului, ceea ce face posibilă reducerea penetrației jetului și că urmare, a presiunii de injecție ( $p_{i0} = 180 \div 250 \text{ daN/cm}^2$ ).

Camera cupă în piston generează mișcarea radială a fluidului motor care se intensifică pe măsura ce interstițiul  $\delta$  dintre capul pistonului în pmi și chiulasa scade. După unii autori (H. Ricardo, J. Hempson) această mișcare nu este esențială, ei consideră că efectul major care rezultă prin reducerea lui  $\delta$  este concentrarea fluidului motor în jurul injectorului, ceea ce poate ușura formarea amestecului la motoarele rapide și permite simplificarea sistemului de injecție ( $p_{i0} = 180 \div 250 \text{ daN/cm}^2$ ). Chiar dacă mișcarea radială nu este hotărâtoare pentru organizarea macromixturii, ea este generatoare de turbulența, ceea ce poate fi important pentru difuzia oxigenului la nivelul picăturii de combustibil.

Vaporizarea combustibilului și amestecarea sa cu aerul este determinată în primul rând de mișcările fluidului motor și după aceea de temperatura și de presiunea gazelor din cilindru. Acest tip de camera promovează formarea amestecului în volum dar nu înseamnă că întreaga cantitate de combustibil se amestecă în volumul camerei, pentru că acest tip de formare a amestecului implică sau o presiune de injecție mare (pentru creșterea fineței pulverizării), sau o mișcare foarte intensă a fluidului motor (pentru asigurarea amestecării), iar și una și altă duc la impactul între jet și perete, ceea ce duce la formarea peliculară a combustibilului.

60	$\Omega = \frac{\omega_v^*}{\omega}$
61	$\varpi = (\theta + \delta) \frac{\pi}{\tau_\theta} \frac{180}{\tau_\theta}$
62	$\theta + \delta = \frac{360}{z_j}$
63	$\omega_{v,opt} = \frac{12 \cdot \pi n}{\Delta \alpha_j z_j}$
64	$\frac{1}{\Delta \alpha_j z_j} = \frac{1}{10^3 \pi} \frac{\eta_v r_{sa} \cos \gamma \cos \beta}{\mu_{sa} USL_{sa}} \frac{1}{\pi \left(\frac{D}{2}\right)^4 l + V_{cp} \left(\frac{D_c}{2}\right)^2} \frac{1}{\pi \left(\frac{D}{2}\right)^2 l + V_{cp}}$

### 3.2.2 Camere unitare cu formarea peliculară a amestecului

Sunt camere de ardere unitare cu mișcare de vârtaj a fluidului motor, denumite după inventatorul acestei metode MEURER (M) (vezi fig. 45).

Combustibilul se depune cu ajutorul unui injector cu un singur orificiu pe peretele camerei de ardere, este încălzit și frânat de componenta tangențială a aerului care este de  $30 \div 40$  m/s, pată se întinde pe suprafața camerei și acoperă 40-50 % din această (după diagramele de ardere); o mică parte se evaporă și se amestecă cu aerul existent deasupra petei și formează amestecul preformat în care se declanșează arderea. Schimbul de căldură și de masă între gaz și pată este foarte greu de calculat fiindcă după apariția arderii, gazele care trec deasupra petei au o compoziție diferită și diferențe de temperaturi apreciabile, iar prin reacțiile chimice care apar în straturile limită, bilanțul de căldură este influențat considerabil. Peste schimbul de căldură convectiv, se suprapune și schimbul prin radiație. Fluidul care compune filmul de combustibil apare ca un amestec de mai multe componente cu proprietăți de vaporizare și de difuzie necunoscute. Grosimea filmului se poate

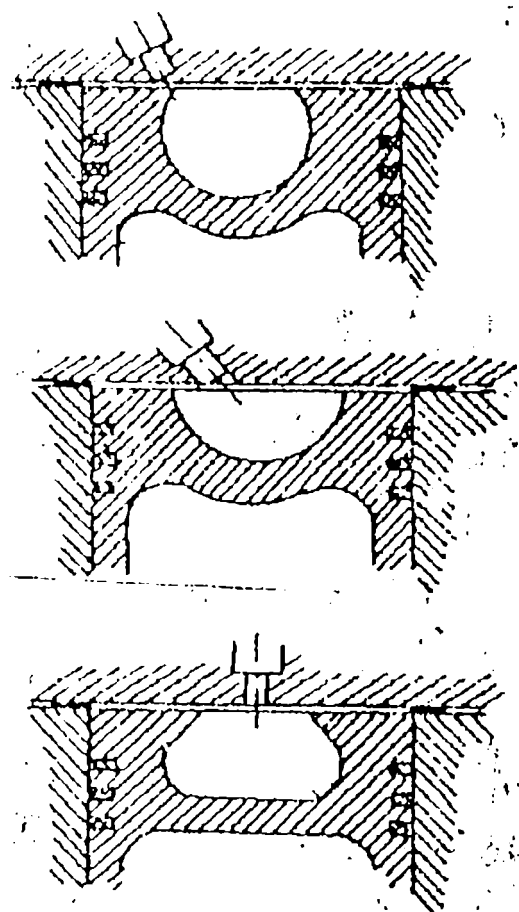


Fig.45 Camere de ardere Meurer.

deduce din ecuația (65) [114], volumul total de combustibil în film se poate reprezenta prin relația (66) [114] iar tensiunea de portanță la peretele camerei de ardere se redă din ecuația (67) [114] (pentru curenți rotativi), iar pentru curenți de vârtaj din relația (68) [114]. Coeficientul local de transfer de căldură pe perimetrul cupei se redă prin ecuația (69) [114] iar cel care rezultă de la difuzia flăcării rezultă din ecuația (70) [114]. Din cauza vaporizării filmului, apar diferențe de presiune parțială date de relația (71) [114]. Masa filmului de combustibil scade în primă perioadă a arderii foarte rapid dar la sfârșitul arderii, această scădere încetinește foarte mult, în final masa filmului nu scade la zero, ci este egală cu aproximativ 3% din cantitatea inițială.

Scăderea rapidă de la început este cauzată de arderea amestecului preformat prin creșterea temperaturii și a presiunii de căldură și prin vârtajul de ardere cauzat prin mișcarea gazelor arse cu densitatea scăzută spre centrul cilindrului

și a aerului nears spre periferie, fenomen ce a fost descoperit de Pischinger și numit amestecare termică.

Viteza maximă de vaporizare se obține pentru temperatura filmului de  $250 \div 320 \text{ C}$  și se elimină producerea amestecurilor preformate și arderea violentă, ceea ce explică viteze reduse de creștere a presiunii  $p = 2 \div 4 \text{ bar}$  și a presiunii maxime  $p_{\max} = 50 \div 60 \text{ bar}$ .

În faza de amestecare, datorită vârtejului, particulele mai grele decât aerul sunt aruncate în exterior (combustibilul) pe când cele mai ușoare (flăcările) sunt antrenate spre interior: În ceea ce urmează vom calcula traiectoria amestecurilor aer-combustibil. Presupunem că amestecul este deja omogen și se mișcă în aer curat. Datorită temperaturii mari la sfârșitul comprimării, amestecul se poate considera supraîncălzit, și deci aplicăm legile gazului perfect (rel. 72) [94] în care:  $T$  este temperatura aerului și  $T'$  - temperatura amestecului.

Pentru a găsi constanta  $R'$  a amestecului scriem relația (73) [94] apoi pentru un coeficient al excesului de aer  $\lambda$  dat de (rel. 74) [94], considerând că aerul conține 23,14 % oxigen,  $R_B$  - constanta combustibilului neamestecat și  $G$  este dat de (rel. 75) [94].

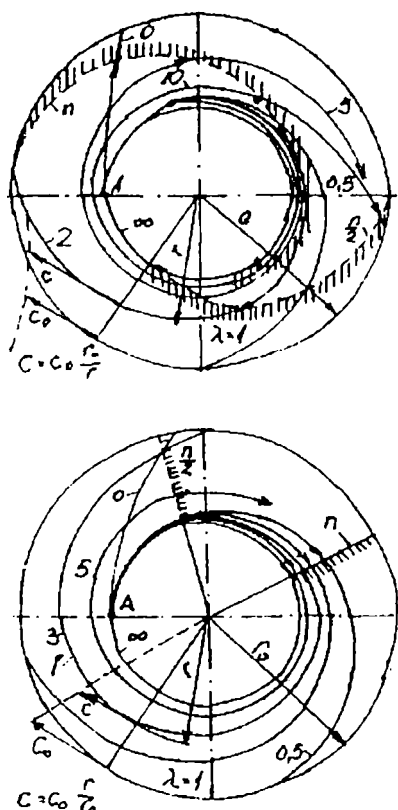


Fig. 46 Traiectoria pentru amestecul de Dodecan și aer pentru diferiți coeficienți ai excesului de aer într-un vârtej potențial (fig. de sus) și într-un vârtej cilindric (fig. de jos)

Între amestec și aer va avea loc un schimb de căldură. În situație limită, amestecul are în final temperatura aerului. Atunci are loc (rel. 76) [94]. A suprafuncționării motorului, amestecarea are o mare influență. Presupunem că într-un motor s-au format  $A$  amestecuri de valori diferite pentru  $\lambda$  și ne punem întrebarea, ce drumuri parcurg ele în timp  $t$  în  $\hat{a}$  z

Dacă acceptăm pentru ambele tipuri de vârtej (Potențial sau Cilindric) viteza de  $80 \text{ m/s}$  și întârzierea la autoaprindere de  $1/1000 \text{ s}$  rezultă o distanță  $C_0 t = 0,08 \text{ [m]}$ .

Pe această distanță la vârtejul potențial, toate amestecurile cu  $\lambda = 0$  până la  $\lambda = 2$  au ajuns deja pe perete. Pentru vârtejul cilindric, amestecurile cu  $\lambda > 0,2$  se mai află în camera de ardere.

Pentru un mers mai liniștit al motorului este avantajos că în timpul întârzierii la autoaprindere să ajungă cât mai mult combustibil pe pereții camerei de ardere (procedeu Meurer) deoarece prin această, arderea este încetinită la începutul ei și sunt create condiții favorabile separării aerului

de gazele arse. Conform (fig.46) traiectoriile amestecurilor sunt independente de intensitatea vârtejului. La modificarea turației vom avea același traiectorii.

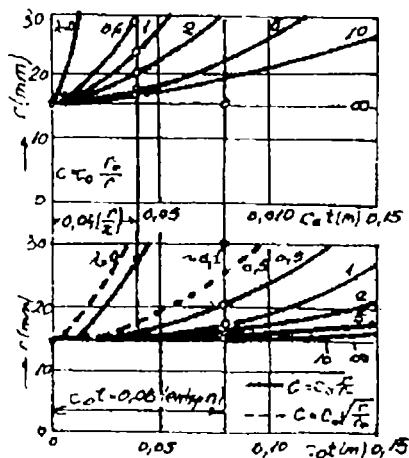


Fig. 47 Desfașurarea traiectoriei în timp după fig.46

În (fig. 7) se vede că în funcție de timp, traiectoriile se schimbă. Dacă turație scade la jumătate, parcursul în timpul întârzierii la autoaprindere este  $C_0 t = 0,04$  [m], deci la ambele tipuri de vârtej avem mai puțin combustibil aruncat pe pereții.

Dacă admitem că arderia este completă în limitele oxigenului existent (linie întreruptă din fig.48), se vede că o anumită valoare a rapoartelor densităților se poate obține cu  $\lambda > 1$  sau  $\lambda < 1$ . Deci pentru un tip de traiectorie vom avea două amestecuri cu  $\lambda$  diferit. În (fig.49) sunt reprezentate traiectoriile: în partea stângă pentru vârtej potențial, în partea dreaptă pentru vârtej cilindric. Vaporii de combustibil ( $\lambda = 0$ ) ajung repede pe perete. Amestecurile corespunzătoare valorilor mici ale lui  $\lambda$  se comporta asemănător cu cele ale amestecului la variația turației.

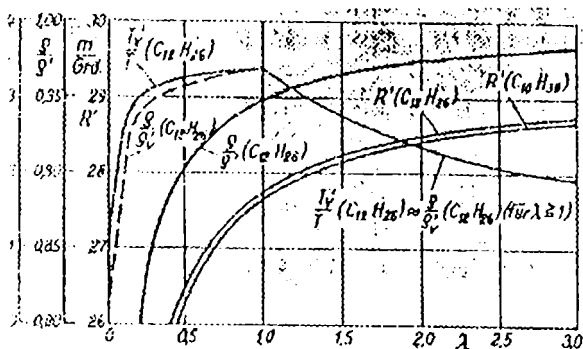


Fig. 48 Constanta gazului pentru amestecul a două hidrocarburi cu aer, raportul de comprimare pentru un amestec și produsele de ardere rezultate în funcție de excesul de aer (Dodecan și Octadecan).

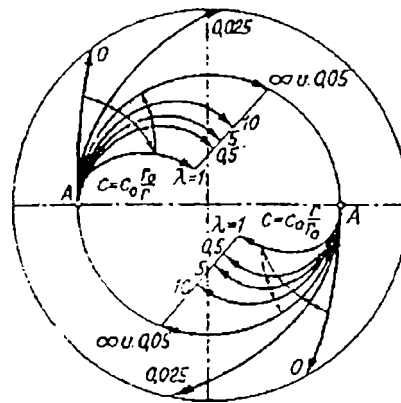


Fig. 49 Traiectoriile produselor arderii într-un vârtej potențial și într-un vârtej cilindric pentru produsele arderii a unui amestec din Dodecan și aer pentru diferiți coeficienți ai excesului de aer

65	$m_B = \rho_B \frac{V_{BO}}{2} \delta_B$
66	$m_B = \rho_B \cdot \delta_B \cdot A_B$
67	$\tau_s = \frac{\xi_s}{B} \rho_G \frac{w^{-2}}{w^2} \left(1 - \frac{v^{-2}}{w^2}\right)^{5/8}$
68	$\tau_D = \frac{\xi_D}{8} \rho_G \cdot v_D^{-2}$

69	$\alpha = \alpha_k + \alpha_s$
70	$S = \varepsilon \cdot \sigma \cdot \frac{T_F^4 - T_W^4}{T_G - T_W}$
71	$\beta = \alpha_k \left( \frac{D_G}{\rho_G^c p_G \lambda_G} \right)^{0.5}$
72	$\frac{\rho}{\rho'} = \frac{R' T'}{R T}$
73	$C_m H_n + \left(m + \frac{n}{4}\right) O_2 = m CO_2 + \frac{n}{2} H_2O$
74	$R' = \frac{1}{G} \left[ (12m + n) R_B + \lambda \frac{32}{0,2314} \left(m + \frac{n}{4}\right) R \right]$
75	$G = 12m + n + \lambda \frac{32}{0,2314} \left(m + \frac{n}{4}\right)$
76	$\frac{\rho}{\rho'} = \frac{R'}{R}$

### 3.2.3 Concluzii

1. La m.a.c. pentru a obține un mers liniștit al motorului cu presiuni maxime moderate trebuie promovată formarea amestecului după momentul aprinderii, dar că dezavantaje avem un randament termic scăzut, o ardere incompletă, emisii poluante de funingine și carbon liber și o pornire grea la rece.
2. Pentru obținerea unui randament termic ridicat trebuie promovată faza de amestecare înaintea aprinderii, care determină o ardere violentă cu un mers neliniștit al motorului și în unele cazuri, cu bătaii, ca urmare a creșterii rapide a vitezei de ardere, a creșterii presiunii și a presiunii maxime de ardere ridicate.
3. Mișcarea aerului are un rol preponderent la formarea amestecului în ambele cazuri; o mișcare insuficientă duce la o amestecare incompletă iar o mișcare excesivă, ar duce la pierderi termice mari pentru organizarea acesteia.
4. Cantitățile de combustibil amestecate înainte, respectiv după declanșarea arderii, nu pot fi calculate matematic din cauză interdependențelor dintre procese și complexitatea acestora; corelarea trebuie făcută experimental.
5. Creșterea turației nu îmbunătățește formarea amestecului la m.a.c., fiindcă scade durată în timp a procesului.
6. Pentru creșterea puterii fără modificarea presiunii efective, trebuie crescute vitezele de vârtej, tangențiale și radiale care îmbunătățesc formarea amestecului, dar aceasta creștere este limitată și ea de pierderile termice și mecanice care provin din cedarea de căldura de la gaze spre pereții camerei de ardere, respectiv de pierderile de presiune datorate frecărilor gazelor cu pereții.

7. O dirijare optimă a formării amestecului conduce la un consum de combustibil mai scăzut și o putere efectivă mai ridicată.

### 3.3 Mișcările fluidului motor în cilindrul motoarelor cu ardere internă

Fluidul motor din cilindrul motoarelor cu ardere internă este un fluid compresibil cu mișcare tridimensională nestaționară. Studiul matematic al acestei mișcări este foarte complex, un studiu exact este chiar imposibil. Din acest motiv, multe lucrări s-au limitat la studiul unei părți din aceste mișcări și fără comparații cu rezultatele experimentale. Mișcarea fluidului motor influențează foarte mult formarea amestecului la motoarele cu ardere internă și de aici apare necesitatea studiului acestei mișcări care se împart după natura lor în două feluri: **macromișcări și micromișcări**.

#### 3.3.1 Macromișcările organizate

Macromișcările organizate realizează macromixtură amestecului aer-combustibil și se pot organiza pentru o realizare mai bună a acesteia. Organizarea acestor mișcări se efectuează cu pierderi mecanice și termice după toate cele trei direcții ale cilindrului (fig.50) mișcarea axială de viteza  $w_a$ , paralelă cu axa cilindrului, mișcarea radială de viteza  $w_r$ , cu direcția după raza cilindrului și mișcarea tangențială de viteza  $w_t$  sau mișcarea de rotație în jurul axei cilindrului de viteza unghiulară  $\omega$  (sau turație  $n$ ) orientată perpendicular pe axa cilindrului.

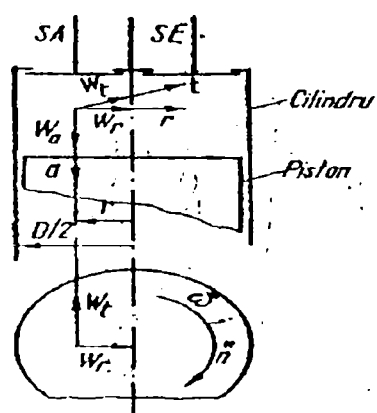


Fig. 50 Vitezele fluidului motor din cilindru.

Viteza de rotație și cea unghiulară sunt conținute într-un plan perpendicular pe axa cilindrului. Mișcarea rezultantă este suma celor trei componente (1.77) [42]. Fiecare componentă este alcătuită dintr-o mărime medie și una fluctuantă.

$$\vec{w} = \vec{w}_a + \vec{w}_r + \vec{w}_t \quad (77)$$



### 3.3.1.1 Mișcarea axială

În cursa de admisie, fluidul proaspăt se deplasează după direcția axială. Viteza de deplasare variază de-a lungul secțiunii transversale a cilindrului, iar în lungul cilindrului mișcarea fluidului rămâne necunoscută fiindcă termoanemometrul (T.A.M.) se poate monta numai în partea superioară a cilindrului, dar bazându-ne pe ipoteza continuității, aceasta viteză trebuie să fie egală cu cea a pistonului: În cursa de admisie viteza medie  $\bar{w}_a$  variază liniar cu turația și crește cu sarcina. În cursa de comprimare T.A.M.-ul a înregistrat și viteze momentane  $\bar{w}_a$  mai mari, media ei variază de asemenea cu turația și sarcina.

### 3.3.1.2 Mișcarea de rotație

În cursa de admisie mișcarea de rotație a fluidului motor se organizează prin forma spirală a canalului de admisie, prin orientarea tangențială a acestuia sau prin montarea unor supape de admisie ecranate care dirijează fluidul motor după o direcție normală pe raza cilindrului. Mișcarea de rotație a aerului din cilindru se evaluează prin viteza unghiulară de rotație  $\omega^*$  [rad/s], prin viteza de rotație  $n^*$  [rot/s], sau prin raportul de vârtej  $\Omega$  care definește viteza relativă de rotație  $\omega^*$  și  $n^*$  la mărimile corespunzătoare  $\omega$  și  $n$  care definesc mișcarea arborelui cotit (rel. 78) [42].

$$\Omega = \frac{\omega^*}{\omega} = \frac{n^*}{n} \quad (78)$$

Experimental viteza unghiulară  $\omega$  (resp.  $n$ ) se determină cu anemometrul cu fir cald (T.A.M.) care se introduce în chiulasa și permite determinarea vitezei  $\bar{w}_t$  la un motor antrenat în cursele de admisie, comprimare și destindere, oferind valori absolute ale vitezei  $\omega^*$  în condiții apropiate de cele realizate în funcționare, sau în experimentările curente unde T.A.M.-ul nu este accesibil, se utilizează anemometrul cu palete, iar cercetarea se decurge pe stand special în condiții staționare.

### 3.3.1.3 Mișcarea radială

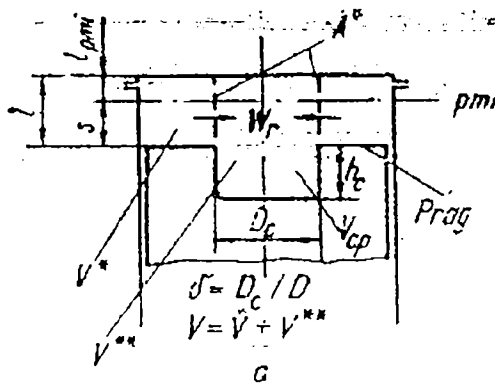


Fig. 51 Schema pentru precizarea interstițiului ( $l_{pmi}$ ) la limita de siguranță. La mișcării radiale a fluidului motor din camera de ardere.

Mișcarea radială se organizează prin efectul de prag în cursele de comprimare și de destindere la m.a.c. cu camera de ardere cupă în piston. La mișcarea pistonului, tendința de egalare a presiunii din interstițiu și din camera duce la refularea fluidului motor după direcția razei cilindrului. Aceasta mișcare se intensifică prin strangularea cupei sau prin micșorarea

interstițiului ( $l_{pmi}$ ) la limita de siguranță. La apropierea pistonului de p.m.i. viteza de reducere a volumului inelar ( $dV^*/d\tau$ ) (fig. 51) este mai mare decât viteza de reducere a volumului care se sprijină pe suprafața cupei  $D_c$ ; ( $dV^*/d\tau > dV^{**}/d\tau$ ), că urmare fluidul motor primește o mișcare centrifugă. În volumul cupei  $V_c$ , mișcarea fluidului se organizează în raport cu poziția momentană a pistonului și cu forma cupei. Când pistonul se deplasează de la p.m.e. la p.m.i., la început fluidul curge pe peretele lateral al cupei. Când pistonul se deplasează de la p.m.e. la p.m.i., la început fluidul curge pe peretele lateral al cupei. Când pistonul se apropie de p.m.i., fluidul se accelerează, ajunge în centrul camerei, își modifică traiectoria și formează un vârtej care se amplifică prin strangularea cupei.

### 3.3.2 Micromișcările

Micromișcările sunt mișcările turbulente, dezordonate ale unor pachete de fluid de dimensiuni diferite, cu viteze diferite, care se pot descrie cu valori medii statistice. Se disting două feluri de turbulențe: (turbulența la perete și turbulența liberă în masa fluidului). Valorile medii ale mărimilor ce caracterizează turbulența se definesc în raport cu două scări diferite: (o scară temporală și o scară spațială). Viteza instantanee  $w$  într-un punct dat se compune din două componente: o viteză medie  $\bar{w}$  și una fluctuantă  $\tilde{w}$ . Prima este constantă pentru regimurile permanente și variabilă pentru regimurile nepermanente și a doua definește mișcarea dezordonată a pachetelor de fluid (rel. 79) [42]. Valoarea medie în timp a lui  $w$  este dată de relația (80) [42], de unde provine numele de mișcare pulsatorie a pachetelor.

Turbulența reprezintă totalitatea pulsațiilor de fluid, iar gradul de turbulența se definește prin intensitatea absolută  $w'$  (rel.81) [42], și intensitatea relativă (rel.82) [42].

79	$w = \bar{w} + \tilde{w}$
80	$\bar{\tilde{w}} = \frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} \tilde{w} d\tau$
81	$w' = \sqrt{\bar{w}^2}$
82	$IRT = \frac{w'}{\bar{w}}$

La m.a.c. turbulența este provocată de curgerea fluidului prin supapa de admisie și prin organizarea mișcărilor dirijate. Însă ea sporește sensibil coeficientul de difuzie ceea ce compensează scăderea timpului de amestecare prin creșterea turației. La m.a.c. rapide arderea picăturilor de combustibil ar fi imposibilă fără difuzie turbulentă, dar în același timp, creșterea turbulenței duce la creșterea pierderilor de căldură. Transferul convectiv de căldură este de tip turbulent, aprinderea se dezvoltă mai greu și randamentul termic se micșorează.

### 3.3.3 Modelarea matematică a macromișcărilor

#### 3.3.3.1 Modelul matematic multidimensional

Modelul matematic tridimensional al mișcării turbulente a fluidului vâscos compresibil s-a elaborat pentru studierea câmpului parametrilor termogazodinamice ai curgerii din cilindrul motoarelor el oferind posibilitatea aplicabilității universale.

Modelul se bazează pe ecuația lui Navier-Stokes scrisă pentru curgerea tridimensională, incluzând și ecuația continuității, a energiei și a difuziei, precum și condițiile corespunzătoare de contur. Sistemul de ecuații al modelului include: ecuația de stare, legea de mișcare a pistonului și a supapei, precum și expresiile destinate determinării coeficienților de transfer molecular și turbulent. Ecuațiile modelului scrise în coordonate cilindrice după unele transformări sunt:

- Ecuația continuității: (Ec. 83), unde:  $A = \rho u$  ;  $B = \rho v$  ;  $C = \rho w$  .
- Ecuația impulsului: (Ec. 84, 85, 86) .
- Ecuația energiei: (Ec. 87), unde:

83	$\frac{\partial(\rho r)}{\partial \tau} + \frac{\partial(Ar)}{\partial r} + \frac{\partial B}{\partial \theta} + \frac{\partial(Cr)}{\partial \alpha} = 0$	
84	$\frac{\partial(Ar)}{\partial \tau} + \frac{D_1}{\partial r} + \frac{\partial F}{\partial \alpha} = \rho v^2 +$	$+(\mu + \mu_u) \frac{u}{r}$
85	$\frac{\partial(Br)}{\partial \tau} + \frac{\partial G}{\partial r} + \frac{\partial H}{\partial \theta} + \frac{\partial I}{\partial \alpha} = -\rho v u -$	$-(\mu + \mu_v) \frac{v}{r}$

86	$\frac{\partial C}{\partial \tau} + \frac{\partial J}{\partial r} + \frac{\partial K}{\partial \theta} + \frac{\partial L}{\partial x} = 0$	
87	$\frac{\partial(er)}{\partial \tau} + \frac{\partial M}{\partial r} + \frac{\partial N}{\partial \theta} + \frac{\partial \psi}{\partial x} = r q_{zp} +$	$+r(\mu + \mu_\tau)\phi$

în care  $p$  – presiune iar  $D_1$ ; E; F; G; H; I; J; K; L; M; N și  $\psi$  sunt date în tabelul următor

	Macromișcări	Micromișcări
$D_1 =$	$r(\rho u^2 + p)$	$-(\mu + \mu_u) \left[ r \left( \frac{\partial u}{\partial r} + u \right) + \frac{1}{3} \left( \frac{\partial(ru)}{\partial \theta} + \frac{\partial v}{\partial \theta} + r \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right]$
$E =$	$\rho uv$	$-\frac{1}{r} (\mu + \mu_u) \left( \frac{\partial u}{\partial \theta} - 2v \right)$
$F =$	$\rho uwr$	$-r(\mu + \mu_u) \frac{\partial u}{\partial x}$
$G =$	$\rho uvr$	$-(\mu + \mu_v) \left( r \frac{\partial v}{\partial r} + v \right)$
$H =$	$\rho v^2 + p$	$-(\mu + \mu_v) \left( \frac{1}{r} \frac{\partial v}{\partial r} + \frac{2u}{r} - \frac{1}{3r} \frac{\partial(ru)}{\partial r} - \frac{1}{3r} \frac{\partial v}{\partial \tau} - \frac{1}{3r} \frac{\partial v}{\partial x} \right)$
$I =$	$\rho vwr$	$-r(\mu + \mu_v) \frac{\partial v}{\partial x}$
$J =$	$\rho uwr$	$-(\mu + \mu_w) \left( r \frac{\partial v}{\partial r} + w \right)$
$K =$	$\rho vw$	$-\frac{1}{r} (\mu + \mu_w) \frac{\partial v}{\partial \tau}$
$L =$	$\rho w^2 r - pr$	$-(\mu + \mu_w) \left( r \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{1}{3} \frac{\partial(ru)}{\partial r} + \frac{1}{3} \frac{\partial v}{\partial \theta} + \frac{1}{3} r \frac{\partial v}{\partial x} \right)$
$M =$	$(e+p)ur$	$-r(\lambda + \lambda_u) \left( \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{T}{r} \right)$
$N =$	$(e+p)v$	$-r(\lambda + \lambda_v) \frac{1}{r^2} \frac{\partial T}{\partial \theta}$
$\psi =$	$(e+p)wr$	$-r(\lambda + \lambda_w) \frac{\partial T}{\partial x}$

• Termenul de disipare

$$\begin{aligned}
 \phi = & \left( \frac{\partial u}{r \partial \theta} + \frac{\partial v}{\partial r} \right)^2 + \left( \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial r} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{r \partial \theta} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial u}{\partial r} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{r \partial \theta} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 - \\
 & - \frac{\partial u}{\partial r} \left( \frac{\partial v}{r \partial \theta} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) - \frac{v}{r} \left( \frac{\partial v}{\partial r} - \frac{\partial u}{r \partial \theta} \right) - \frac{\partial v}{r \partial \theta} \left( \frac{u}{r} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) - \\
 & - \frac{1}{3} \left[ \left( \frac{\partial v}{r \partial \theta} \right) \left( \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{u}{r} \right) + \frac{\partial u}{\partial x} \left( \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial v}{r \partial \theta} \right) + \frac{2u}{r} \left( \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right]
 \end{aligned} \tag{88}$$

- Ecuația de difuzie caracterizează micromișcările turbulente; ec. (89) în care:

	Macromișcări	Micromișcări
P =	$\rho u \bar{\rho}_k$	$-(D+D_u)(r \frac{\partial \bar{\rho}_k}{\partial r} + \bar{\rho}_k)$
Q =	$v \bar{\rho}_k$	$-\frac{1}{r}(D+D_v) \frac{\partial \bar{\rho}_k}{\partial \theta}$
R =	$\rho w \bar{\rho}_k$	$-(D+D_w)r \frac{\partial \bar{\rho}_k}{\partial z}$

Notatii:

- e - energia internă a unității de volum
- D - coeficient de difuziune
- n, v, w - proiecțiile vitezei curentului după direcțiile corespunzătoare
- $\mu$  - coeficientul viscozității moleculare
- $\lambda$  - coeficientul conductivității termice
- $\mu_u, \mu_v, \mu_w, \lambda_u, \lambda_v, \lambda_w, D_u, D_v, D_w$  - coeficienții vâscozității turbulente, conductivității termice și ale difuziei după direcțiile corespunzătoare.
- $\rho$  și  $\rho_k$  - densitatea medie a amestecului și densitatea introdusă a componentei.

- Efectul termic total al reacției bimoleculare:

$q_{TP} = Q_K a^n e^{-E/KT} / Na$  (rel. 90)[65]. Cu ajutorul unui model turbulent  $K - \epsilon$  ( $K$  - energia turbulentă a unității de masă;  $\epsilon$  - raportul său de disipare), ecuațiile de transport se pot scrie într-un sistem de coordonate cilindrice ( $r, \theta, z$ ), astfel (Ec. 91, 92) [65], unde  $G$  este termenul de producere a turbulenței dat prin relația (93).

$$G = \mu [2(\partial u / \partial r)^2 + 2(u/r)^2 + 2(\partial w / \partial z)^2 + (r + \partial(v/r) / \partial r)^2 + (\partial v / \partial z)^2 + (\partial w / \partial r + \partial u / \partial z)] / 3 \text{ div } u (\mu_t \text{ div } u + \rho k) \tag{93}$$

$\rho$  - densitatea fluidului

$\mu_t$  - viscozitatea turbulentă.

$\sigma_1, C_1, \sigma_2, C_2, \sigma_3, C_3$  - constantele modelului, se determină experimental.

89	$\frac{\partial(r\rho_k)}{\partial r} + \frac{\partial P}{\partial r} + \frac{\partial Q}{\partial \theta} + \frac{\partial R}{\partial z} = 0$	
91	$\frac{\partial}{\partial r} (\rho k) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \rho u k) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho w k) =$ $= \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{r \mu_t}{\sigma_r} \frac{\partial k}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial z} \right) - \rho \epsilon +$	+G

92	$\frac{\partial}{\partial \tau}(\rho C) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho u \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho W \varepsilon) =$ $\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{r \mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} \right) - \frac{\varepsilon}{K} C_2 \rho \varepsilon + (1 - C_3) \rho \varepsilon \operatorname{div} u +$	$+ \frac{\varepsilon}{K} C_1 G$
93	$G = \mu_t \left[ 2 \left( \frac{\partial u}{\partial r} \right)^2 + 2 \left( \frac{u}{r} \right)^2 + 2 \left( \frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 + \left( r + \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{v}{r} \right) \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 + \right.$ $\left. \left( \frac{\partial v}{\partial r} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] - \frac{2}{3} \operatorname{div} u (\mu_t \operatorname{div} u + \rho K)$	

### Condițiile de contur

a) **Pe partea pistonului:** viteza reală a pistonului  $C_p = \frac{\partial y_p}{\partial \tau}$  (rel. 94) [65]

iar proiecțiile vitezei curentului;  $u = 0$ ,  $v = 0$ .

Ecuția mișcării pistonului și a supapei:

$$S_p = f(w, \tau) \quad (\text{rel. 95})$$

$$S_s = f_1(w, \tau) \quad (\text{rel. 96})$$

iar ecuația energiei capătă forma dată de (ec. 97).

Pe partea pereților laterali, proiecțiile vitezelor:  $u=0$ ;  $v=0$ ;  $w=0$ , iar ecuația capătă forma dată de (ec. 98).

b) **Pe partea chiulasei:** pentru volumele elementare aflate în zona curentului de intrare în supapa de admisie (ec. 99 ÷ 104) [65].

Pentru volumele elementare aflate în afară zonei curentului ce pătrunde prin supapa de admisie; proiecțiile vitezelor  $u=0$ ,  $v=0$ ,  $w=0$  avem (ec. 105).

Pentru volumele elementare aflate în jurul axei cilindrului:

- Ecuția continuității; (ec. 106)
- Ecuția impulsului; (ec. 107 ÷ 109)
- Ecuția energiei; (ec. 110)
- Ecuția difuziei (micromișcări), (ec. 111) [65], unde s-a notat cu:

$f$  - suprafața periferică de schimb a elementului,

$v$  - volumul elementului axial,

$u_x, u_y$  - proiecțiile vitezei radiale pe axele de coordonate rectangulare  $x$  și  $y$ ;

îndicele  $i$  - arată numărul de ordine al elementului,

$P_i$  - presiunea internă a elementului.

Pentru modelul turbulent  $K-\varepsilon$ , condițiile limită se iau presupunând că la axa cilindrului  $u=0$  și  $\frac{\partial}{\partial r}=0$ ; distribuția vitezei lângă peretele cilindrului este logaritmică,

tensiunea de forfecare  $W$  la perete este dată de funcțiile la perete, (ec. 112), în care  $y^*$  este dat de (rel. 113) și:

$C_D$  - coeficientul de rezistență aerodinamică

$Z_p$  - tensiunea de forfecare

$K_p$  - energie turbulentă

$U_p$  - componenta paralelă la perete a vitezei medii de curgere la punctul cel mai apropiat de perete

$y_p$  - distanța dintre perete și punctul cel mai apropiat

$K$  - constanta lui KARMAN.

97	$\frac{\partial(er)}{\partial\tau} + \frac{\partial M}{\partial r} + \frac{\partial N}{\partial\theta} + \frac{\partial\psi}{\partial\alpha} = rq_{zp} + \frac{\partial}{\partial\tau} \left[ p \left( \frac{V_1}{V} \right)^K \right] +$	$r(\mu + \mu_t)\Phi + \alpha \frac{F_{fp}}{V'} (\Phi_{fp} - T)r$
98	$\frac{\partial(er)}{\partial\tau} + \frac{\partial M}{\partial r} + \frac{\partial N}{\partial\theta} + \frac{\partial\psi}{\partial\alpha} = rq_{zp} +$	$+r(\mu + \mu_r)\Phi + \alpha \frac{F}{2} (\theta_p - T)r$
99	$\frac{\partial(\rho r)}{\partial\tau} + \frac{\partial(Ar)}{\partial r} + \frac{\partial B}{\partial\theta} + \frac{\partial(Cr)}{\partial\alpha} = \frac{1}{r} \rho W_s f_{s1} r$	
100	$\frac{\partial A}{\partial\tau} + \frac{\partial E}{\partial\theta} + \frac{\partial F}{\partial\alpha} + \frac{\partial D_1}{\partial r} = \rho v^2 +$	$+(\mu + \mu_u) \frac{u}{r} - \frac{1}{r} u_s^2 r f_{s1}$
101	$\frac{\partial(Br)}{\partial\tau} + \frac{\partial G}{\partial r} + \frac{\partial H}{\partial\theta} + \frac{\partial I}{\partial\alpha} = -\rho uv + \frac{1}{v} \rho u_s -$	$-(\mu + \mu_v) \frac{v}{r}$
102	$\frac{\partial(Cr)}{\partial\tau} + \frac{\partial J}{\partial r} + \frac{\partial K}{\partial\theta} + \frac{\partial L}{\partial\alpha} = \frac{1}{V} \rho W_s^2 r f_{s1}$	
103	$\frac{\partial(er)}{\partial\tau} + \frac{\partial M}{\partial r} + \frac{\partial N}{\partial\theta} + \frac{\partial\psi}{\partial\alpha} =$ $= \frac{f_s \rho r}{V} \sqrt{u_s^2 + v_s^2 + w_s^2} + \left( \frac{1}{2} + C_p T \right) +$	$+\frac{\alpha f_p}{V} (\theta_p - T)r + (\mu + \mu_T)\Phi$
104	$\frac{\partial(r\bar{\rho}_k)}{\partial\tau} + \frac{\partial P}{\partial r} + \frac{\partial Q}{\partial\theta} + \frac{\partial R}{\partial\alpha} = \frac{f}{V} \bar{\rho}_k W_i$	
105	$\frac{\partial(er)}{\partial\tau} + \frac{\partial M}{\partial r} + \frac{\partial N}{\partial\theta} + \frac{\partial\psi}{\partial\alpha} = rq_{zp} +$	$+(\mu + \mu_T)\Phi + \alpha \frac{F}{V'} (\theta_p - T)$
106	$\frac{\partial p}{\partial\tau} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial\alpha} = \frac{1}{V} \sum \rho_i U_i$	
107	$\frac{\partial}{\partial\tau} (\rho u_y) + \frac{\partial}{\partial\alpha} (\rho u_y w) \frac{\partial u_y}{\partial\alpha} -$ $= \frac{f}{V} \sum (\rho_i u_{y1}^2 - p_i) -$	$-\frac{\partial}{\partial\alpha} (\mu + \mu_u) \frac{\partial U_y}{\partial\alpha} =$ $-\frac{f}{V} \sum [\mu + \mu_u] U_z$
108	$\frac{\partial}{\partial\tau} (\rho u_z + \frac{\partial}{\partial\alpha} \rho u_z w) \frac{\partial u_z}{\partial\alpha} -$ $= \frac{f}{V} \sum [\rho_i u_{z1}^2 - p_i]$	$-\frac{\partial}{\partial\alpha} \left[ (\mu + \mu_u) \frac{\partial U_z}{\partial\alpha} \right] =$ $-\frac{f}{V} \sum [\mu + \mu_u] U_z$
109	$\frac{\partial}{\partial\tau} (\rho v) + \frac{\partial}{\partial\alpha} (\rho v^2 + p) -$	$-(\mu + \mu_w) \frac{\partial v}{\partial\alpha} - \frac{1}{3} (\mu + \mu_w) \frac{\partial v}{\partial\alpha} = 0$

110	$\frac{\partial}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x} ((e+p)w) = \frac{f}{w} \sum (e_i + p'_i)u_i + q_{Tp} +$	$+ \frac{f}{w} \sum (\lambda + \lambda_\tau)(T_i - T) + (\lambda + \lambda_\tau) \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} +$ $+ (\mu + \mu_\tau) \left[ \frac{\left( u_y \frac{\partial u_y}{\partial x} + u_z \frac{\partial u_z}{\partial x} \right)^2}{u_z^2 + u_y^2} + \left( \frac{\partial v}{\partial x^2} \right) \right]$
111	$\frac{\partial \bar{p}_k}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x} (\bar{p}_k w) = \frac{f}{l} \sum \bar{p}_k u_i +$	$+ (D + D_w) \frac{\partial^2 \bar{p}_k}{\partial x^2}$
112	$Z_p = Z_w = \begin{cases} \frac{\frac{1}{KC_D^4 \rho \cdot U_p \cdot K_T^8}}{\ln \left( E y^* \right)} & \left( \begin{array}{l} * \\ y \geq 11,6 \end{array} \right) \\ \frac{\mu \cdot U_p}{y_p} & \left( \begin{array}{l} * \\ y < 11,6 \end{array} \right) \end{cases}$	
113	$y^* = \frac{\rho^{1/4} K^p y_p}{\mu}$	

Modelul multidimensional ia în considerare mișcările potențiale de rotație în pierdere, el a fost utilizat cu succes pe calculatoare de mare viteză și capacitate.

### 3.33.2 Modelarea matematică a principalelor macromișcări

#### 3.3.3.2.1 Mișcarea de rotație

La intrare în cilindru, aerul este orientat de înclinarea sediului supapei astfel că vectorul de viteză  $\vec{w}_{sa}$  se descompune într-o componentă axială  $\vec{w}_a$  și o componentă în planul normal pe axa cilindrului  $\vec{w}_{tl}$  care se descompune la rândul ei într-o componentă radială și una normală pe raza  $\vec{w}_r$ , în raport cu poziția axei colectorului față de direcția radială din cilindru (v. fig. 43). Viteza  $\vec{w}_r$  produsă la așezarea excentrică a supapei de admisie este tangentă la un cerc cu centrul o pe axa cilindrului, de raza  $r_{sa} = oo'$ , o' fiind centrul discului talerului supapei de admisie. Suprafața interioară a cilindrului orientează în continuare curentul și rezultă o mișcare de rotație în jurul axei cilindrului, admițând ipotezele următoare:

- 1) Fluidul motor este solid rigid (cilindru) în mișcare de rotație,



2) Momentul forțelor exterioare de frecare este nul.

Viteza unghiulară la sfârșitul cursei de admisie se determină pe baza teoremei momentului cinetic aplicat fluidului motor din cilindru. Momentul cantității de mișcare a curenților de fluid proaspăt care trece prin spațiul oferit de supapa de admisie este egal cu momentul cinetic al fluidului din cilindru (rel.114) [42]. Momentul de inerție mecanic în p.m.e.,  $J_{pme}$ , este acela al unui cilindru de masă  $m_{fp}$  care se rotește în jurul axei sale. Făcând înlocuirile și simplificările rezultă (rel.115). Aplicând legea conservării momentului cinetic și în cursa de comprimare  $J^*\omega^* = ct$  și făcând înlocuirile și simplificările rezultă expresia vitezei unghiulare de rotație în cursa de comprimare (rel.116).

În realitate, forțele de frecare acționează pe suprafața cilindrului, pe capul pistonului, pe chiulasa și în masa gazului și reduc momentul cinetic al fluidului proaspăt, astfel că ecuația de mișcare a fluidului devine (rel.117), unde  $M_r$  este momentul resultant al forțelor de frecare. Ținând cont de eforturile unitar tangențiale la suprafața cilindrului, pe capul pistonului și chiulasa, ecuația de mișcare a fluidului devine cea dată de (rel.118), și introducând valorile semiempirice, relația finală devine cea dată de (rel.119). Aceasta ecuație diferențială se rezolvă prin metode numerice iar dacă se consideră pasul de integrare (rel.120), ( $\Delta\alpha=3\div 5^\circ RA$ ), se poate scrie mai simplu (rel.121) [42], unde s-a notat cu:

$\xi_{cil}$ ,  $\xi_{p-ch}$  - coeficienții de frecare cu cilindru, respectiv piston-chiulasa,

$V_{\varphi}$  - volumul cupei din piston,

$D_c$  - diametrul cupei,

$h_c$  - înălțimea cupei,

$m_{fp}$  - masa fluidului proaspăt,

114	$\Gamma_{sa} m_{fp} \bar{W}_t = J_{pme}^* \omega_{pme}^*$
115	$\omega_{pme}^* = 8 \left( \frac{r_{sa}}{D^2} \right) \bar{W}_{sa} \cos \gamma \cos \beta$
116	$\omega^* = \frac{\omega_{pme}^* \left( \frac{D}{2} \right)^2}{\left[ \frac{\pi \left( \frac{D}{2} \right)^4 \ell + V_{cp} \left( \frac{D_c}{2} \right)^2}{\pi \left( \frac{D}{2} \right)^2 \ell + V_{cp}} \right]}$
117	$\frac{d(J^* \omega^*)}{d\tau} = -M_r$
118	$\frac{d}{d\tau} (J^* \omega^*) = -\rho_{fp} \omega^{*2} D^4 \left[ \xi_{cil} + \xi_{p-ch} \frac{D}{16} \right] \left( \frac{\pi}{16} \right)$
119	$\frac{d}{d\tau} (J^* \omega^*) = 0,196 \rho_{fp} \omega^{*1,8} D^{3,6} v_{fp}^{0,2} [0,00671 + 0,0055D]$

120	$\Delta\tau = \frac{\Delta\alpha}{6n}$
121	$J_{i+1}^* \omega_{i+1}^* - J_i^* \omega_i^* = -0,196\rho_i \omega_i^{*1,8} v_i^{0,2} (0,067l_i + 0,0055D) \left( \frac{\Delta\alpha}{6n} \right)$

Pentru realizarea unei bune amestecări, viteza unghiulară a aerului trebuie coordonată cu jetul astfel: pentru un număr de  $z_j$  jeturi de combustibil și o durată a injecției de  $\Delta\alpha_j$  [°RA], viteza unghiulară optimă a aerului este:

$$\omega_{opt}^* = \frac{2\pi n}{\Delta\alpha_j z_j} \quad (122)$$

unde  $n$  este turația motorului.

Raportul de vârtej sau cifra de turbionare se poate calcula pentru admisie și comprimare și prin alte metode mai precise.

### Stabilirea cifrei de turbionare a admisiunii

Se fac următoarele ipoteze:

- 1 - energia de rotație a tuturor particulelor de aer intrate în cilindru în timpul admisiunii este egală cu energia de rotație a masei de aer de la sfârșitul procesului de admisie;
- 2 - efectul frecării cu pereții este neglijabil;
- 3 - aerul din cilindru la sfârșitul procesului de admisiune se rotește pe baza legii corpului solid. Cunoșcând masa și viteza unghiulară a aerului care intră în fiecare moment în cilindru în timpul procesului de admisie ( $\omega_{\Lambda}$ ) $_{\alpha}$ , și aplicând principiul de conservare a momentului cinetic, cu notațiile din (fig.52) se obține egalitatea (rel.123) [84] din care rezultă cifra de turbionare a admisiunii (rel.124) [84]. Fiindcă atât masă de aer admisă prin canalul de admisie cât și de mișcarea organizată a aerului generată de canalul de admisie depind de presiunea din cilindru, se analizează două cazuri distincte: pentru curgere subcritică și când presiunea din cilindru  $p_g$  crește peste presiunea critică, (rel.125) rezultă după înlocuiri și simplificări pentru  $\Omega_a$ , (rel.126), iar pentru cazul scurgerii supracritice, valoarea lui  $\Omega_a$  este dată de (rel.127). ZURMUHL R. a calculat masă admisă, coeficientul de umplere și cifra de turbionare prin integrări grafice.

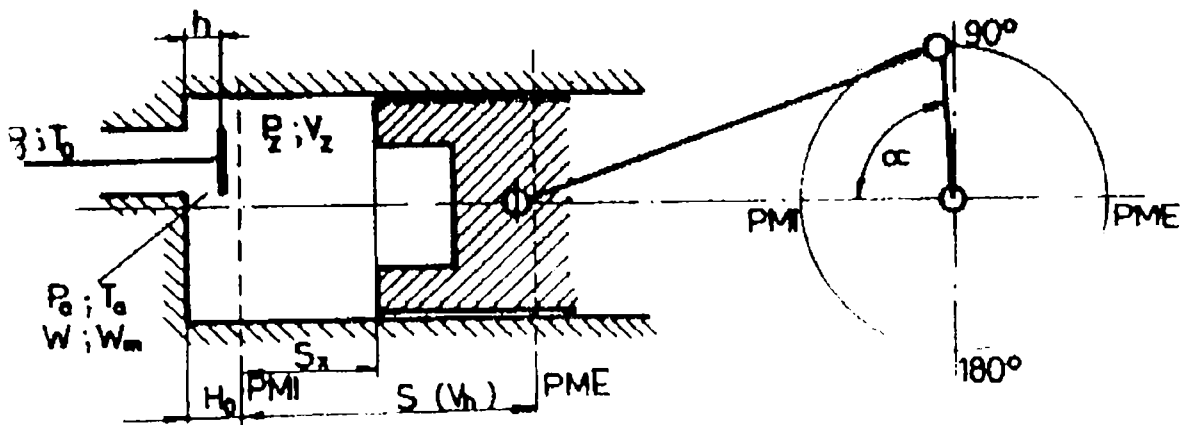


Fig. 52 Schema pentru calculul cifrelor de turbionare a admisiunii

123	$\frac{R^2}{2} \omega_{ad} \int_{\alpha=\alpha_{da}}^{\alpha=\alpha_{sa}} \alpha_m = \frac{R^2}{2} \int_{\alpha_{da}}^{\alpha_{sa}} (\omega_A)_\alpha dm$
124	$\Omega_a = \frac{\int_{\alpha_{da}}^{\alpha_{sa}} \left( \frac{\omega_A}{\omega_m} \right)_\alpha dm}{\int_{\alpha_{da}}^{\alpha_{sa}} dm}$
125	$p_{cr} = p_0 \left( \frac{2}{\chi + 1} \right)^{\frac{\chi}{\chi - 1}}$
126	$\Omega_a = \frac{\int_{\alpha_{da}}^{\alpha_{sa}} \left( \frac{\omega_A}{\omega_m} \right)_\alpha \mu \alpha d\alpha}{\int_{\alpha_{da}}^{\alpha_{sa}} \mu \alpha d\alpha}$
127	$\Omega_{a1} = \frac{\int_{\alpha_{da}}^{\alpha_{sa}} \mu \sigma \left( \frac{\omega_A}{\omega_m} \right)_\alpha d\alpha}{\int_{\alpha_{da}}^{\alpha_{sa}} \mu \alpha d\alpha}$

### Stabilirea cifrei de turbionare relative a comprimării

Se admit următoarele ipoteze:

- energia de rotație a aerului refulat în spațiul inelar este preluată integral de aerul din spațiul de asupra cupei pistonului,
- procesele sunt axial simetrice, fără inerție și pierderi prin neetanșeități,
- aerul din cilindru, la sfârșitul procesului de admisie se rotește pe baza legii corpului cvazisolid.

### a. Cifra de turbionare relativă a comprimării din camera de ardere

Se adoptă schema de calcul din (fig. 53). Momentul cinetic al masei de aer la sfârșitul cursei de admisiune se compune din momentele cinetice ale maselor aflate în volumul cupei  $V_C$ , volumul interstițiului  $V_O$ , și volumul cilindreei  $V_S$ , (rel.128) unde  $J_C$ ,  $J_O$ ,  $J_S$ , sunt momentele de inerție corespunzătoare maselor de aer din volumele enumerate mai sus ( $V_C$ ,  $V_O$ ,  $V_S$ ).

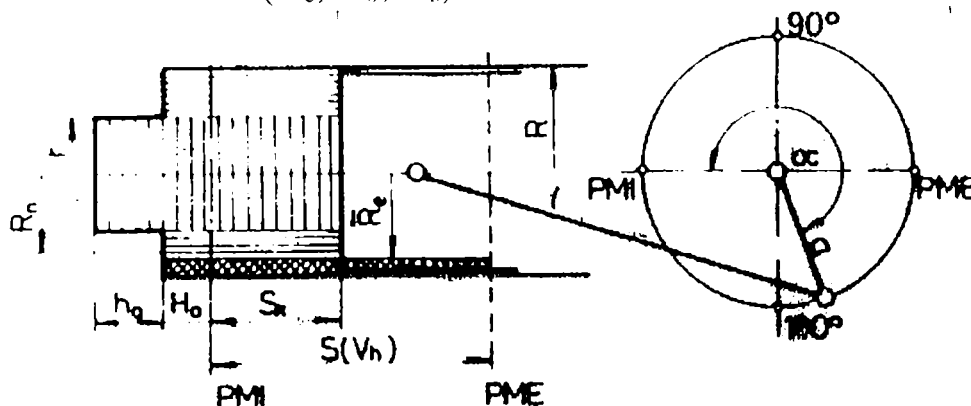


Fig. 53 Schema pentru calculul cifrelor de turbionare a comprimării

Momentul cinetic al masei de aer în timpul cursei de comprimare la un anumit unghi de rotație al arborelui cotit ( $\alpha$ ) se compune din momentele cinetice ale maselor aflate în volum deasupra fundului cupei ( $V_{M\alpha}$ ) și volumul deasupra umărului inelar ( $V_{R\alpha}$ ), (rel.129) [84] unde  $J_{M\alpha}$ ,  $J_{R\alpha}$  sunt momente de inerție corespunzătoare maselor de aer din volumele  $V_{M\alpha}$  și  $V_{R\alpha}$ . Aplicând principiul de conservare a momentului cinetic, se obține (rel.130) în care:  $J\bar{R}_c$  - momentul de inerție al masei de aer din volumul inelar  $V_{Re}$  din p.m.e. echivalent cu volumul inelar  $V_{R\alpha}$  determinat din egalitatea maselor de aer din cele două volume (rel.131).

Aplicând principiul de conservare al momentului cinetic și făcând înlocuirile, considerând că în tot timpul comprimării nu există scăpări de aer și introducând mărimile relative, după transformări se obține (rel.132) [84] din care se constată că cifra de turbionare relativă momentană a comprimării este dependentă de mărimile relative  $\beta$ ,  $\varepsilon_O$ ,  $\varepsilon_M$ , și  $\varepsilon_\alpha$ . (raportul de comprimare momentan pentru un anumit unghi de rotație  $\alpha$ )

$$\varepsilon_\alpha = \frac{V}{V_y} \quad (\text{rel. 133})$$

$$S_\alpha = SF_\alpha \quad (\text{rel. 134})$$

$$F_\alpha = \frac{1}{2}(1 - \cos\alpha + \frac{1}{2}\lambda\sin^2\alpha + \frac{1}{8}\lambda^3\sin^4\alpha) \quad (\text{rel. 135})$$

$$\beta = \frac{r}{R} \quad - \text{ raza relativa a camerei de ardere} \quad (\text{rel. 136})$$

$$\delta = \frac{h_0}{S} \quad - \text{ înălțimea relativă a camerei de ardere} \quad (\text{rel. 137})$$

$$\varepsilon_0 = \frac{V_o}{V_s} = \frac{H_0}{S} \quad - \text{ volumul relativ al interstițiului} \quad (\text{rel. 138})$$

$$\varepsilon_M = \frac{V_o}{V_s} = \beta^2 \delta \quad - \text{ volumul relativ al camerei de ardere} \quad (\text{rel. 139})$$

Cifra de turbionare a comprimării se obține prin alegerea lui  $\varepsilon_\alpha$  cu  $\varepsilon$  (rel. 140) [84].

128	$b_a = (J_c + J_0 + J_s) \omega_{ad}$
129	$b_{c\alpha} = (J_{M\alpha} + J_{R\alpha}) \omega_{c\alpha}$
130	$J_{R\alpha} \omega_{c\alpha} = J \bar{R}_e \omega_{ad}$
131	$m_{R\alpha} = m \bar{R}_e$
132	$\Omega_{c0} = \frac{\beta^2 \varepsilon_M + \left[ (1 + \varepsilon_0)^2 - (1 + \varepsilon_0)(1 - \beta^2) \left( \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} - \varepsilon_M \varepsilon_\alpha \right) \right]^2}{\beta^4 \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} + \beta^2 (1 - \beta^2) \varepsilon_M \varepsilon_\alpha}$
133	$\varepsilon_\alpha = \frac{V}{V_v}$
134	$S_\alpha = S F_\alpha$
135	$F_\alpha = \frac{1}{2} (1 - \cos \alpha + \frac{1}{2} \lambda \sin^2 \alpha + \frac{1}{8} \lambda^3 \sin^4 \alpha)$
136	$\beta = \frac{r}{R}$
137	$\delta = \frac{h_0}{S}$
138	$\varepsilon_0 = \frac{V_o}{V_s} = \frac{H_0}{S}$
139	$\varepsilon_M = \frac{V_o}{V_s} = \beta^2 \delta$
140	$\Omega_c = \frac{\beta^2 \varepsilon_M + \left[ (1 + \varepsilon_0)^2 - (1 - \varepsilon_0)(1 - \beta^2) \varepsilon \varepsilon_0 \right]^2}{\beta^2 \left[ \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} - (1 - \beta^2) \varepsilon \varepsilon_0 \right]}$

în care:  $\beta$ - raza relativă a camerei de ardere,  $\delta$ - înălțimea relativă a camerei de ardere,  $\varepsilon_0$ - volumul relativ al interstițiului iar  $\varepsilon_M$  - volumul relativ al camerei de ardere.

### b. Cifra de turbionare relativă a comprimării din camera inelară a interstițiului.

Se admite schema de calcul din (fig.53). Raza echivalentă se poate scrie astfel: (rel.140) [84] unde  $R_{n\alpha}$  - este raza curentă a camerei inelare  $V_{Rn}$  la un anumit unghi de rotație al arborelui cotit.

Aplicând principiul de conservare al momentului cinetic se poate scrie (rel.142) [84]. Notând raza relativă curentă că  $\beta_n$  (rel.143) și executând unele transformări algebrice utilizând mărimile relative  $\varepsilon_0$  și  $\varepsilon_M$  se obține cifra de turbionare relativă în timpul comprimării din camera inelară momentană a interstițiului (rel.144), iar cifra de turbionare relativă a comprimării din camera inelară se obține prin egalarea lui  $\varepsilon_0$  cu  $\varepsilon$  (rel.145).

141	$\bar{R}_{ne\alpha}^2 = R^2 - \varepsilon_\alpha \frac{(R^2 - R_{n\alpha}^2)(H_0 + S_\alpha)}{H_0 + S}$
142	$J_{Rn\alpha} \omega_{Rn\alpha} = J_{\bar{R}_{ne}} \omega_{ad}$
143	$\beta_n = \frac{R_n}{R}$
144	$(\Omega_{co})_{Rn} = \frac{\omega_{Rn\alpha}}{\omega_{ad}} = 1 + \varepsilon_M \frac{\varepsilon_\alpha - 1}{\varepsilon_0 + 1} \left( \frac{1}{\beta_n^2} - 1 \right)$
145	$(\Omega_c)_{Rn} = 1 + \varepsilon_M \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon_0 + 1} \left( \frac{1}{\beta_n^2} - 1 \right)$

#### 3.3.3.2.2 Mișcarea radială

Mișcarea radială se organizează în cursele de comprimare și destindere prin efectul de prag prin plasarea unei părți din camera de ardere în piston (fig.54), soluție curentă la m.a.c. Când pistonul se apropie de p.m.i., viteza de reducere a volumului inelar ( $\frac{dV^*}{d\tau}$ ) este mai mare decât viteza de reducere a volumului central care se sprijină pe suprafața cupei de diametru  $D_c$  ( $\frac{dV^*}{d\tau} > \frac{dV^{**}}{d\tau}$ ), că urmare fluidul motor este deplasat de la periferia cilindrului spre partea centrală (mișcare centripetă (fig.54-a,b,c). Când pistonul se îndepărtează de p.m.i., inegalitatea se inversează ( $\frac{dV^*}{d\tau} < \frac{dV^{**}}{d\tau}$ ), iar fluidul motor are o mișcare centrifugă (fig.54-d).

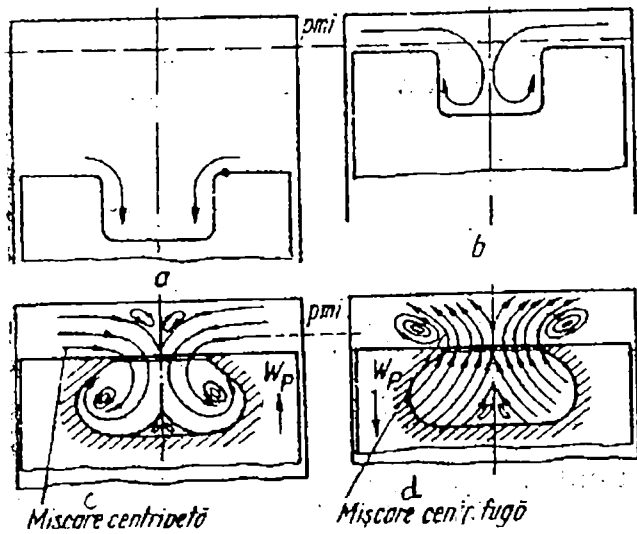


Fig. 54 Deplasarea curenților de gaze în camera de ardere

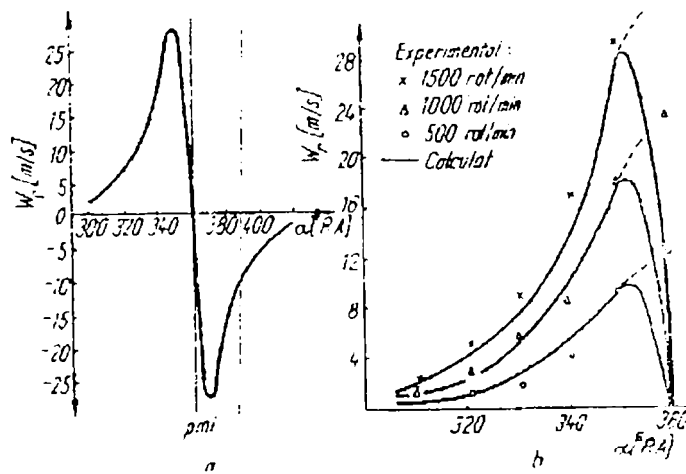


Fig. 55 Viteza radială momentană din cilindru

Mișcarea fluidului motor în volumul cupei  $V_{cp}$  se organizează în raport cu poziția momentană a pistonului și cu formele constructive care se conferă cupei. Când pistonul se deplasează de la p.m.e. la p.m.i., la început fluidul curge pe peretele lateral al cupei (v.fig.54-a); Când pistonul se apropie de p.m.i., fluidul se accelerează, ajunge la centrul camerei, își modifică traiectoria și formează un vârtej b, intensitatea vârtejului se amplifică prin închiderea parțială a cupei c. Metodele din (fig.54-a și b) și măsurările cu T.A.M.-ul (fig.55-b) arată că mișcarea este deosebit de intensă în apropierea de p.m.i.

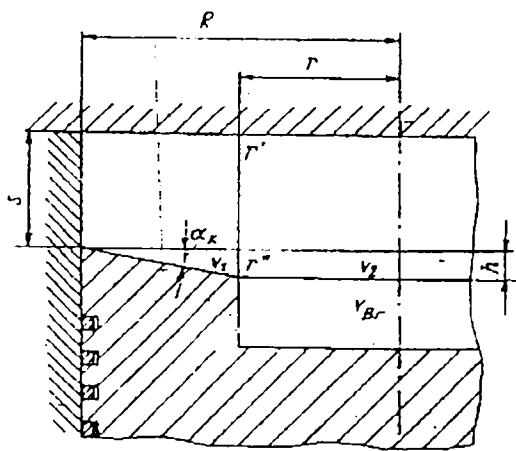


Fig. 56 Indicația notățiilor folosite

Pentru calculul vitezei radiale  $w_r$  se adoptă schema din (fig.56). Într-un interval de timp elementar  $d\tau$ , volumul elementar de fluid motor  $dV_r$  care se deplasează radial din zona pragului în zona cupei prin suprafața imaginată de arie momentană  $A^*$ , cu viteza  $w_r$  este dat de ecuația debitului (rel.146) [42]. Se admite ipoteza ca  $dV_r$  este proporțional cu reducerea de volum  $dV^*$ , coeficientul de proporționalitate fiind raportul volumelor  $\frac{V^{**}}{V}$ , prin urmare,  $dV_r$  este dat de (rel.147), care împreună cu ecuația debitului dau (rel.148). Substituind în (rel.148) mărimile și după simplificări se obține (rel.149).

146	$dV_r = A^* w_r d\tau$
147	$dV_r = \left(\frac{V^{**}}{V}\right) dV$

148	$W_r = \frac{V^{**} dV^*}{AV d\tau}$
149	$W_r = \frac{(1-\delta^2)\delta}{2\varphi\sigma_\alpha} + \left( \frac{h_e}{\ell_{pmi} + S} \right) W_p$

in care

$V^*$  - volumul cilindrului inelar din dreptul pragului,

$V^{**}$  - volumul cilindrului central de diametru  $D_c$ ,

$V$  - volumul momentan al cilindrului,

$D_c$  - diametrul cupei

$$\delta = \frac{D_c}{D} \quad (\text{rel. 150})$$

$$\sigma_\alpha = \frac{2}{\varepsilon - 1} + (1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) \quad (\text{rel. 151})$$

$$\varphi = \frac{S}{D} \quad (\text{rel. 152})$$

$$w_p = \frac{ds}{d\tau} \quad (\text{rel. 153})$$

$S$  - cursa

$$s = \frac{1}{2} S(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) \quad (\text{rel. 154})$$

$$\lambda = \frac{r}{L} \text{ -lungimea bielei} \quad (\text{rel. 155})$$

$r$  - lungimea manivelei

$$V_c = V_{cp} + V_{lpmi} \quad (\text{rel. 156})$$

$$l_{pmi} = \frac{S}{S-1} - h_c \delta^2 \quad (\text{rel. 157})$$

Expresia analitică a vitezei de deplasare centripetă a aerului bazată pe principiul de egalare a vitezelor de reducere a volumului aflate deasupra umărului pistonului, respectiv cupei pistonului este dată de (rel.158) [86] unde  $\varphi(\alpha)$  este dată de (rel.159) [86] în care  $B$  este dat de relația (160) [86].

Forma adimensională se obține prin exprimarea turației motorului funcție de viteza medie a pistonului  $W_{pm}$  și se obține (rel.161) [85].

158	$W_{r\alpha} = \frac{\pi D}{60} \frac{1 - \alpha^2}{a} n \left( \frac{1 - \delta}{\varepsilon - 1} - \frac{\delta}{S} \right) \varphi(\alpha)$
159	$\varphi(\alpha) = \frac{ B }{\left( A + 2 \frac{\delta}{S} \right) \left( A + \frac{2}{\varepsilon - 1} \right)}$
160	$B = \sin \alpha - \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha$



161	$\frac{W_{ra}}{W_{pm}} = \frac{\pi D}{2 S} \frac{1-a^2}{a} \left( \frac{1}{\varepsilon-1} - \frac{\delta}{S} \right) \varphi_{(\alpha)}$
-----	--

Viteza radială a fost calculată de FITZ, GEORGE și ALISON [122] astfel: Se consideră că inerția și viscozitatea aerului din cilindru sunt neglijabile iar presiunea momentană este uniformă în cilindru, din (fig.56), suprafața cercului  $A_r$  între raza cilindrului și raza camerei de ardere este dată de (rel.162), secțiunea cilindrului este dată de (rel.163) [122]. Notăm cu  $m$  - masa totală a aerului din cilindru, atunci masa în camera exterioară dintre  $R$  și  $r$  este dată de (rel.164). Debitul masic  $dm$  din partea exterioară a camerei rotunde prin suprafața cilindrului  $r'$  și  $r''$  este dată de diferența celor două expresii, (rel.165). Densitatea momentană rezultă din coeficientul masei totale și volumul total, (rel.166). Debitul de volum prin secțiunea  $r'$  și  $r''$  se obține din (rel.167). Prin înlocuiri și simplificări se obține (rel.168) [122]. Se neglijează  $Ads$  și prin continuitate de timp se înmulțește cu  $\frac{ds}{dt}$  și se obține (rel.169) de unde se obține valoarea vitezei radiale (rel.170) în care  $V_1$ ,  $V_2$  și  $V_k$  sunt date de relațiile: (rel.171), (rel.172) [122] respectiv (rel.173). Pentru capul plan al pistonului, viteza radială devine cea dată de (rel.174).

162	$A_r = \pi(R^2 - r^2)$
163	$A = \pi R^2$
164	$m = \frac{A_r S + V_1}{AS + V_1 + V_2 + V_{Br}}$
165	$d_m = m \left( \frac{A_r S + V_1}{AS + V_1 + V_2 + V_{Br}} - \frac{A_r (S + dS) + V_1}{A(S - dS + V_1 + V_2 + V_{Br})} \right)$
166	$\rho = \frac{m}{AS + V_1 + V_2 + V_{Br}}$
167	$dV = \frac{dm}{\rho}$
168	$\frac{dV}{dS} = \frac{A_r V_k - AV_1}{AS - AdS + V_k}$
169	$\frac{dV}{dt} = \frac{A_r V_k - AV_1}{AS + V_k} \frac{dS}{dt}$
170	$V_r = \frac{1}{2\pi[S + (R-r)tg\alpha_k]} - \frac{A_r V_k - AV_1}{AS + V_k} \frac{dS}{dt}$
171	$V_1 = \frac{\pi(R-r)tg\alpha_k}{3} (R^2 - Rr + r^2) - \pi r^2 (R-r)tg\alpha_k$
172	$V_2 = \pi r^2 (R-r)tg\alpha_k$
173	$V_k = V_1 + V_2 + V_{Br}$

174	$V_r = \frac{1}{2\pi r S} \frac{A_r V_{Br}}{AS + V_{Br}} \frac{dS}{dt}$
-----	---

### 3.3.4 Concluzii

1. Câmpul de viteze în canalul de admisie nu se poate calcula exact, dar aceasta determinare poate fi făcută pe cale experimentală.
2. În cursa de admisie, mișcarea de rotație a aerului se compune cu cea axială generată de piston și formează o mișcare elicoidală.
3. Mișcarea de rotație din cilindru este generată din cea din canalul de admisiune
4. În cursa de comprimare, mișcarea aerului generată în cursa de admisie, se amortizează și se generează o mișcare de rotație întreținută de mișcare de expulzare centripetă a aerului.
5. Determinarea precisă a mișcării aerului în cazul unor curgeri turbulente, instantanee și curbilini este imposibilă.
6. Modelul multidimensional folosește ipotezele fundamentale ale gazodinamicii, descrie foarte real mișcarea turbulentă tridimensională și parametrii fundamentali a căror pulsații turbulente se evaluează analitic ținând seamă și de variația lor în timp și spațiu.
7. Realizarea modelului tridimensional a fost făcută pentru că metoda tridimensională de separare a fluidului la miez și strat limită în cazul proceselor, nu este acceptată din mai multe motive.
8. Curgerea radială de prag are ca efect creșterea vârtejului.
9. Creșterea intensității mișcărilor dirijate duce la creșterea turbulenței necontrolabile.
10. Intensitatea mișcării centripete a masei de aer depinde în primul rând de  $\frac{D}{s}$ , de raportul dintre diametrul cupei și alezaj  $\frac{D_c}{D}$ , de raportul de comprimare  $\varepsilon$  și de interstițiul dintre capul pistonului în pmi și chiulasa.

## Capitolul 4 Investigații asupra jetului de combustibil

### 4.1 Considerații generale

Fiindcă viteza de vaporizare depinde de suprafața de contact dintre lichid (combustibil) și mediul gazos înconjurător (aer comprimat), de diferența de concentrație a vaporilor la suprafața lichidului și în mediul aflat în apropierea sa și de coeficientul de transfer de masă. Prin injecție se obține o amplificare de sute de ori a suprafeței de contact dintre faza lichidă și cea gazoasă și se asigură o dirijare a combustibilului în concordanță cu cerințele utilizării cât mai complete a aerului disponibil pentru ardere. În continuare se propune un studiu al jetului de combustibil a cărui energie cinetică, este parametrul fundamental al injecției care fiind caracterizat de viteza combustibilului prin orificiul pulverizatorului  $w_0$ , ce se determină pe baza ecuației lui Bernoulli (rel.175) [42] în care:

$\varphi_0$  - coeficientul de viteza al orificiului

$p'_c$  - presiunea aerului la începutul injecției [ $\text{daN/cm}^2$ ], (contrapresiune)

$\rho_c$  - densitatea combustibilului [ $\text{Kg/cm}^3$ ]

$p_{i0}$  - presiunea inițială de injecție

Întrucât  $p_{i0}$  și  $p'_c$  variază pe ciclu înseamnă ca  $w_0$  variază și ea în timpul injecției.

Calitatea pulverizării este influențată de :

1. parametrii funcționali ai sistemului de injecție:  $p_{i0}$ ,  $w_0$  și turație pompei de injecție,
2. starea mediului în care are loc injecție: presiunea din cilindru  $p$ , temperatura  $T$  și densitatea aerului  $\rho_a$ ,
3. proprietățile fizice ale combustibilului: tensiunea superficială  $\sigma_c$  viscozitatea dinamică  $\eta_c$  și densitatea aerului  $\rho_c$ ,
4. elementele constructive ale sistemului de injecție: profilul camei, tipul pompei de injecție și al injectorului (numărul, forma și dimensiunile orificiilor pulverizatorului)
5. factori de exploatare.

Dintre cauzele care determină pulverizarea combustibilului se menționează rezistența frontală pe care o opune aerul la înaintarea jetului și care tinde să spargă jetul și să-l desfacă în particule foarte fine, mișcarea aerului în care se deplasează jetul și curenții din interiorul jetului (turbulența jetului). Unele proprietăți fizice ale combustibilului că tensiunea superficială  $\sigma_c$  [ $\text{N/m}$ ] și viscozitatea  $\eta_c$  [ $\text{Ns/m}^2$ ] se opun pulverizării jetului.

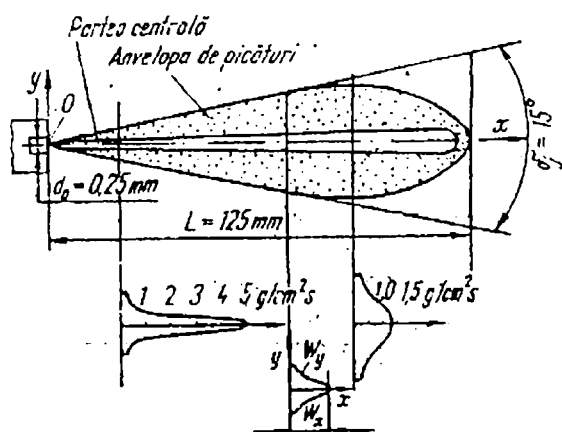


Fig. 57

Schema jetului de combustibil.

În jet variază cu distanța de la axa jetului și cu depărtarea de la orificiul pulverizatorului. Viteza  $w$  este distribuită în secțiunea transversală ca și concentrație deoarece picăturile mai grele au viteze mai mari.

Investigația jetului reprezintă o problemă complexă din care cauza nu se face direct pe motor ci în instalații speciale, în recipiente sub presiune numite bombe (fig.58) care permit verificarea cercetărilor teoretice în condiții simple. Prin intermediul relațiilor criteriale rezultatele se transferă la condițiile din cilindrul motorului.

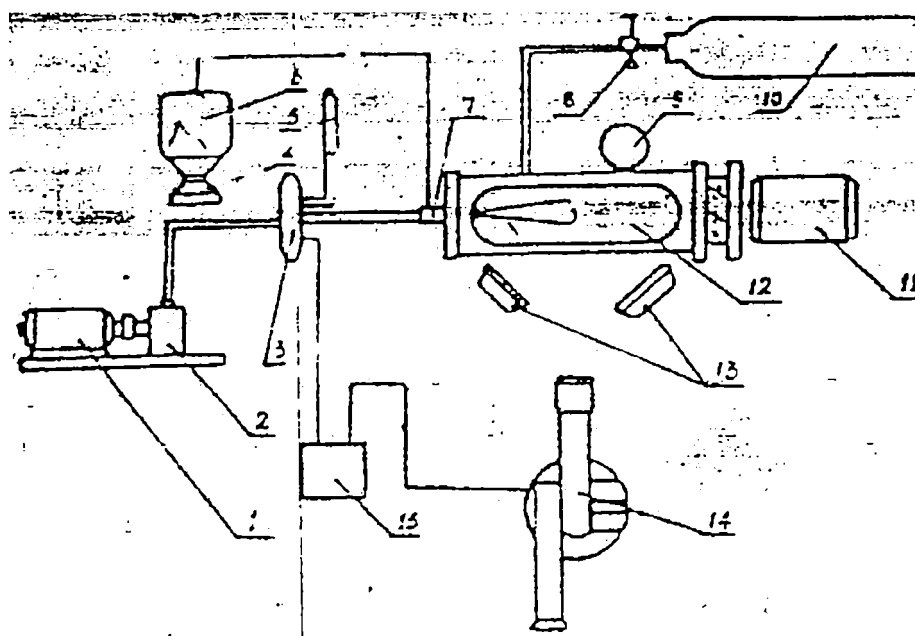


Fig. 58 Schema unui echipament de testare.

- 1-motor; 2-pompa de injecție; 3-electrovalva; 4-camera cu filmare rapidă; 5-injector asistent; 6-osciloscop; 7-injector principal; 8-robotet; 9-piezometru; 10-gaz din cilindru ( $\text{NO}_2$ ); 11 și 13-surse de lumina; 12-camera de injecție; 14-contor sincron.

## 4.2 Caracteristicile jetului de combustibil

Fotografierea rapidă a jetului într-un mediu în repaus arată ca are o formă care seamănă cu un con având vârful în orificiul de debitare al injectorului (v.fig.57). Din imaginea jetului se deduc principalele caracteristici ale acestuia:

- configurația spațială (lungimea, lățimea, unghiul de dispersie al jetului, câmpul vitezelor aerului sau oxigenului insuflat etc.)
- distribuția lichidului în secțiunile transversale ale jetului.
- mărimea picăturii de lichid pulverizat.
- uniformitatea mărimii picăturii în jetul de lichid pulverizat.

Microfotografiile luate în diferite secțiuni transversale și longitudinale indică prezența unor picături grosiere în partea centrală a jetului și a unor picături foarte fine la periferia jetului. Pentru studiul jetului, clasificăm criteriile jetului astfel:

- finețea pulverizării
- omogenitatea pulverizării
- penetrația
- unghiul de dispersie al jetului.

Primii doi parametrii au un rol hotărâtor în desfășurarea procesului de vaporizare iar ultimii doi sunt importanți pentru amestecarea.

Mărimea picăturii de lichid pulverizat depinde de tipul injectorului, de sistemul de injecție și de proprietățile fizice ale mediului în care este injectat. Finețea pulverizării este apreciată prin diametrul mediu, stabilit pe baza de calcul admițându-se un criteriu arbitrar pentru determinarea mediei. Determinarea diametrului mediu aritmetic simplu (rel.176) [42] nu permite obținerea unei indicații asupra distribuției spațiale a picaturilor, la fel și diametrul mediu de suprafață (rel.177) și diametrul mediu de volum (rel.178).

Una din relațiile de calcul ale diametrului mediu folosită frecvent pentru calculul vaporizării, este diametrul mediu Sauter care se stabilește considerând că jetul real de combustibil format din picături de diametre diverse  $d_i$  și jetul convențional format din picături de diametrul mediu au aceeași suprafață și același volum total al picăturilor. Volumul tuturor picăturilor jetului real este (rel.179) [12]. Volumul tuturor picăturilor  $n_m$  de diametru constant  $d_m$  ale jetului convențional este (rel.180). Suprafața tuturor picăturilor pentru cele două jeturi sunt (rel.181, 182) prin împărțirea membru cu membru a relațiilor (rel.183) [12, 42] rezultă (rel.184) [12, 42]. Diametrul mediu Sauter este mai mare decât diametrul mediu aritmetic de aproximativ două ori.

Diametrul mediu se determină aplicând ansamblului de picături un tratament statistic. Fie  $n_{max}$  - numărul total al picăturilor din jet, diametrul picăturilor variază în limitele  $d_{pmin} \leq d_p \leq d_{pmax}$ . Raportul  $n/n_{max}$  reprezintă numărul relativ de picături

cu diametru cuprins între limitele  $d_{pmin} - d_p$  (toate picături cu diametru mai mic decât  $d_p$ ). Raportul  $n/n_{max}$  se numește frecvența relativă cumulată și este o funcție crescătoare de  $d_p$  (pentru  $d_p = d_{pmin}$ ,  $n/n_{max} = 0$ ; pentru  $d_p = d_{pmax}$ ,  $n/n_{max} = 1$ ) rezultă (rel.185) [42] iar funcția  $\Phi(d_p)$  se numește funcția de distribuție a frecvenței cumulate. Derivata funcției  $\Phi(d_p)$  în raport cu  $d_p$  este (rel.186) și reprezintă funcția de repartiție (distribuție) dimensională a picăturilor.

Pentru aprecierea mărimii diametrului mediu în cazul injecției mecanice se poate folosi următoarea relație experimentală, (rel.187) [12] în care:

$\sigma$  - tensiunea superficială,

$\nu$  - viscozitatea cinematică a lichidului,

$N$  - un număr ce caracterizează curentul de lichid,

$N = (\text{debitul de lichid})/p^{1/2}$  sau (rel.188) în care:

$\xi$  - coeficient de debit,

$F$  [ $\text{cm}^2$ ] - aria suprafeței orificiului ajutorului,

$\rho_l$  [ $\text{Kg}/\text{cm}^3$ ] - densitatea lichidului,

$p$  [bar] - presiunea de injecție.

Pentru injectoarele mecanice sub presiune, cu jetul în evantai, se recomandă (rel.189) [12] unde  $\beta$  este unghiul de dispersie sau de evazare.

Dintre relațiile cunoscute pentru jetul injectoarelor mecanice sub presiune se recomandă formula Rosin-Rammler (rel.190) în care:

$F(d_p)$  - raportul volumului picăturilor cu un diametru mai mic decât  $d_p$  și volumul lor total,

$d_p$  - diametrul unei picături oarecare,

$d_m$  - constanta ce caracterizează finețea pulverizării, care se calculează pentru

$$\frac{d_p}{d_m} = 1 - \text{respectiv diametrul cu volumul picăturilor } V = \frac{1}{e} = 0,368 ,$$

$n = 1 \div 4$  - factor de diversitate, o dată cu creșterea lui  $n$ , distribuția procentuală a picăturilor este mai uniformă.

Numărul de picături de diametrul  $d_p$  se obține dacă se împarte ecuația (rel.190), diferențiată cu volumul picăturilor de diametrul  $d_p$  și apoi se integrează (rel.191) [12]. Distribuția Mugele-Evans oferă o bună posibilitate de adaptare la datele experimentale, prin care procesul de pulverizare se consideră că o posibilitate simplă, alegând că variabilă independentă (rel.192) [12] în care:  $d_{pmax}$  și  $d_{pmin}$  - diametrul maxim respectiv minim al picăturii, care pentru distribuția Mugele-Evans poate fi ales  $d_{pmin} = 0$ , iar adaptându-se o distribuție Gauss rezultă funcție de distribuție (rel.193) [12] în care  $\phi(y)$  - este funcția de erori a lui Gauss.

În cazul ideal, toate picăturile au același diametru - pulverizarea este perfectă și omogenitatea este maximă. În realitate pulverizarea este imperfectă. Prin omogenitatea pulverizării se înțelege frecvența de apariție a unor picături cu diametrele cuprinse într-un interval determinat centrat în jurul diametrului mediu.

Pentru distribuția Rosin-Rammler, omogenitatea este cu atât mai mare cu cât factorul de împrăștiere (diversitate)  $n$  este mai mare.

Penetrația jetului sau distanța de pătrundere reprezintă drumul parcurs de partea frontală a jetului într-un timp determinat. Ea trebuie să fie astfel încât în timpul injecției, jetul să străbată întreaga camera de ardere fără să atingă pereții reci ai cilindrului (cazul optim 3 fig.59). Dacă penetrația este mare (1) combustibilul ajunge pe oglinda cilindrului, unde suferă modificări chimice lente, arde incomplet, produce depozite de calamină în camera de ardere și fum în gazele de evacuare.

$$\tau = \frac{\alpha}{6\pi} = \frac{30}{6 \cdot 3000} = 1,66 \cdot 10^{-3} s$$

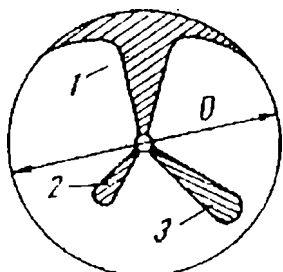


Fig. 59

Schema pentru  
definirea penetrației  
optime a jetului.

Dacă penetrația jetului este mică (2), rămân zone periferice de aer neutilizate, iar combustibilul arde incomplet, deși în camera de ardere există aer în exces.

Prin definiție, dacă se notează cu  $w_0$  - viteza frontului jetului la distanța  $L$  de la orificiu, după axa  $x$  care este și axa orificiului injectorului (v.fig.57), penetrația  $L$  este dată de (rel.194) [42].

Pe baza experimentelor în bombe cu injecție continue s-au stabilit câteva relații de similitudine pentru penetrația zisă și distanța de pătrundere (rel.195÷197) [12] în care:

- $L$  - este lungimea traiectoriei jetului sau distanța de pătrundere a jetului,
- $\tau$  - este timpul,
- $\Delta p$  - diferența de presiune dintre cea a combustibilului înaintea orificiului pulverizatorului și cea a aerului în care se injectează,
- $d$  - diametrul orificiului,
- $\rho_a$  - densitatea aerului,
- $f_1, f_2, f_3$  - funcții care se determină experimental pentru fiecare pulverizator.

În motor, datorită vaporizării și a arderii a jetului, imaginea acestuia este diferită de cea din bombe și nu a fost posibilă stabilirea unor corelații general valabile între configurația jetului în bomba și în motor.

Există mai multe încercări de determinare a vitezei  $w_x$  și a penetrației  $L$ . O încercare simplă consideră că jetul înaintează într-un mediu în repaus, se scrie principiul D'Alembert (rel.198) [42] în care:

- $m_p$  - masa picăturii,
- $R_p$  - rezistența la înaintare a picăturii, în cazul cel mai simplu  $R_p$  este dat de (rel.199) [42],
- $\psi$  - coeficient de rezistență.

În ipoteza ca  $\psi = ct$  se obține ecuația diferențială (rel.200) [42]. Se admite  $\psi = \frac{12,5}{Re^{0,5}}$  (rel.201), iar ecuația diferențială devine (rel.202) [42] care prin integrare

dă (rel.203) unde  $K$  este dat de (rel.204) [42].  $\nu_c$  fiind viscozitatea cinematică a combustibilului. Pentru un ansamblu de încercări s-a obținut  $k=4,7$ . Substituind pe  $w_x$  în relația (rel.194) rezultă penetrația jetului (rel.205). Din cauza lui  $k$ , relația este aplicabilă pentru un număr restrâns de cazuri.

Pentru condițiile din motor în literatura de specialitate s-au dat diferite relații experimentale pentru calculul distanței de pătrundere. Enumerăm relațiile lui A.N.RACHMANOVICI (rel.206) [12] în care:

$\sigma$  - coeficient ce depinde de condițiile de injecție stabilit cu ajutorul unei nomograme.

$w_0$ [m/s] - viteza inițială a vârfului jetului.

S-a stabilit experimental că  $L$  crește proporțional cu creșterea turației arborelui pompei, cu scăderea cantității de combustibil debitat, cu scăderea densității aerului, cu mărirea diametrului ajutorului, și cu creșterea presiunii de injecție.

A.S.LISEVSKI consideră că penetrația este determinată de structura jetului care se modifică pe măsura înaintării. El a deosebit două structuri: structura inițială a jetului alcătuită dintr-o vână lichidă și o anvelopă de picături și este determinată de procesul continuu de pulverizare și structura finală a jetului definită numai de picături de combustibil și da relațiile generale ale lui Lisevski date în (rel.207) [42] și (rel.208) [42] iar coeficienții  $a$ - $g$  se diferențiază pentru etapa inițială  $L_1$ ,  $w_{x1}$  și pentru etapa finală  $L_2$ ,  $w_{x2}$  (tab.2).

P.H.SCHWEITZER nu ține seamă de structura jetului și stabilește pentru penetrația relația (rel.209) unde  $Y$  este dat de (rel.210) în care:

$$R = \frac{\rho_a}{\rho_c} \quad (\text{rel. 211})$$

$$\Delta P = P_{i0} - P_{c'} \quad (\text{rel. 212})$$

Unitățile de măsură pentru relațiile (rel.205,207 și 208) sunt arătate în tabela 2

Tab.2 Valorile coeficienților din relațiile (rel. 205 ÷ 208)

Mărimea	Coeficienții								
	A	B	a	b	c	d	e	f	g
Penetrația $L_1$	0,067	-	0,39	1,04	0,59	0,16	0,7	0,5	0,25
Penetrația $L_1$	8,85	-	0,85	0,5	0,45	0,8	0,0	0,6	0,65
Penetrația $L_2$	0,51	-	0,525	0,71	0,525	0,16	0,5	0,5	0,185
Viteza $w_1$	-	0,015	0,556	1,48	0,841	0,228	0,43	0,715	0,354
Viteza $w_2$	-	0,13	1,05	1,42	1,05	0,32	1,0	1,0	0,37

Unități de măsură:  $d_0$  [m] ;  $w_0$  [m/s] ;  $\rho_c$  [Kg/m<sup>3</sup>] ;  $\eta_c$  [Ns/m<sup>2</sup>] ;  $\tau$  [s] ;  $\rho_a$  [Kg/m<sup>3</sup>] ;  $\sigma_c$  [N/m] ;  $L$  [m] ;  $p_i$  și  $p_{c'}$ , [N/m<sup>2</sup>].



Pentru pulverizatoare închise, la care orificiul este controlat de un ac, pentru unghiul de dispersie a jetului s-a obținut relația (rel.213) [42] care evidențiază factorii de care depinde  $\delta$ .

175	$w_0 = \varphi_0 \frac{\sqrt{2 \cdot 10^5 (p_{i0} - p_c)}}{\rho_c} \quad [\text{m/s}]$
176	$d_m = \frac{\sum n_i d_i}{\sum n_i}$
177	$d_m = \left[ \frac{\sum n_i d_i^2}{\sum n_i} \right]^{1/2}$
178	$d_m = \left[ \frac{\sum n_i d_i^3}{\sum n_i} \right]^{1/3}$
179	$V = \frac{1}{6} \pi \sum n_i d_i^3$
180	$V_m = \frac{1}{6} n_m d_m^3$
181	$F = \pi \sum n_i d_i^2$
182	$F_m = \pi n_m d_m^2$
183	$V = V_m \quad ; F = F_m$
184	$d_m = \frac{6V}{F} = \frac{\sum n_i d_i^3}{\sum n_i d_i^2}$
185	$\Phi(d_p) = \frac{n}{n_{\max}}$
186	$\Phi(d_p) = \frac{d\left(\frac{n}{n_{\max}}\right)}{d(d_p)}$
187	$d = \frac{\sigma^a \lambda^c N^c}{p^d}$
188	$N = \xi F \left(\frac{2}{\rho_i}\right)^{1/2}$
189	$d = \frac{173}{\xi} \frac{1}{p^{0.25}} \left(\frac{N}{\beta}\right)^{0.37} \quad [\mu]$
190	$\Phi(d_p) = 1 - e^{-\left(\frac{d_p}{d_m}\right)^n}$
191	$dN(d_p) = -n \frac{6}{\pi} \frac{d_p^{n-4}}{d_m^n} e^{-\left(\frac{d_p}{d_m}\right)^n} d(d_p)$
192	$Y = \ln a \frac{d_p - d_{p \min}}{d_{p \max} - d_p}$

193	$R(d_p) = \frac{1}{2} \left[ 1 + \phi \left( n \ln a \frac{d_p - d_{p \min}}{d_{p \max} - d_p} \right) \right]$
194	$L = \int_0^r W_x d\tau$
195	$L = f_1(\tau \Delta p)$
196	$\frac{L}{d} = f_2\left(\frac{\tau}{d}\right)$
197	$L(1 + \rho_a) = f_3(\tau \rho_a)$
198	$m_p \frac{dw_x}{d\tau} + R_p = 0$
199	$R_p = \psi \rho_a \left( \frac{\pi}{4} \right) d_p^2 w_x^2$
200	$\frac{dw_x}{d\tau} = c \left( \frac{\rho_a}{\rho_c} \right) \left( \frac{\psi}{d_p} \right) w_x^2$
201	$\psi = \frac{12,5}{Re^{0,5}}$
202	$\frac{dw_x}{d\tau} = -2k_1 w_x^{1,5}$
203	$\frac{1}{w_x^{0,5}} - \frac{1}{w_0^{0,5}} = K\tau$
204	$K = k \left( \frac{\rho_a}{\rho_c} \right) \frac{v_c^{0,5}}{d_0^{1,5}}$
205	$L = \frac{w_0 \tau}{k \tau \sqrt{w_0} + 1}$
206	$L = \frac{w_0}{0,4 + \frac{1}{\tau \cdot 10^3}} \sigma \text{ [cm]}$
207	$L[\text{m}] = A \frac{d_0^a w_0^b \rho_c^c \eta_c^d \tau^e}{\rho_a^f \sigma_c^g}$
208	$w[\text{m/s}] = B \frac{d_0^a w_0^b \rho_c^c \eta_c^d}{L^e \rho_a^f \sigma_c^g}$
209	$L[\text{m}] = 162,3 \sqrt{Y d_0} \sqrt{\tau} \Delta p^{0,25}$
210	$Y = R(1 + 673R^2)$
211	$R = \frac{\rho_a}{\rho_c}$
212	$\Delta P = P_{i0} - P_c'$
213	$\delta = 2 \arctg \left( \frac{0,0112 d_0^{0,39} w_0^{0,64} \rho_a^{0,5}}{\rho_c^{0,11} \eta_c^{0,14} \sigma_c^{0,25}} \right)$

Pentru a încerca de a simplifica lucrurile, anumiți autori au încercat studiul jetului de combustibil prin simplificarea lui la o picătură izolată de combustibil.

### 4.3 Modelarea matematică - modelul picăturii de combustibil

Modelul fizico-matematic care tratează jetul prin intermediul unei picături izolate se bazează pe următoarele ipoteze:

- jetul are o structură uniformă și este reprezentat în ansamblu de picături cu diametre egale cu diametrul mediu volumetric,
- picăturile de formă sferică își modifică dimensiunea prin transfer de masa,
- forța de rezistență aerodinamică apare ca o rezultantă a tuturor forțelor exterioare,
- coeficientul de rezistență se calculează în ipoteză că în fiecare moment, picătura evoluează într-un mediu în repaus, de presiune și temperatura momentane identice cu cele din cilindru,
- mișcarea aerului este reprezentată de un vârtej cilindric.

Traectoria picăturii în spațiu se poate determina din prima lege de mișcare a lui Newton (rel.214) [16] în care  $m\ddot{x}_i$  cuprinde momentul produs de vapori. Termenul al doilea, al treilea și al patrulea din membrul drept au fost găsiți neglijabile pentru cazurile considerate. În particular, termenul al patrulea poate cauza o schimbare de 2% în penetrație la picături foarte mici. Coeficientul de rezistență pentru picături în stadiul de vaporizare  $C_D$  poate fi aproximat numai din datele curențe disponibile (v.Anexa). F.Eisfeld urmărește traectoria unei picături care iese din orificiul unui pulverizator prin ecuația (rel.215) [47] în care:

$r$  - deplasarea jetului,

$\varphi_1, \varphi_2$  - sunt funcții de  $\rho_a, v_a, \omega_a$  și de  $\rho_c$  și  $d_p$ .

Trebuie menționat faptul că determinarea acestor funcții întâmpină dificultăți.

A. Pischinger urmărește mișcarea unei picături într-un vârtej de aer prin intermediul unui parametru (rel.216) [94] în care  $C_D$  este coeficientul de rezistență aerodinamică, dar fiindcă influența mișcării aerului nu este clară,  $C_D$  este luată ca o constantă arbitrară. Parametrul  $K$  caracterizează mișcarea picăturii, el poate fi apreciat din fotografiile jetului, iar dacă scriem ecuația echilibrului între rezistența la înaintare a picăturii și forța ei de inerție, neglijând forța gravitațională se poate obține (rel.217) [94] din care din două integrări succesive se obține traectoria jetului (rel.218) [94].

Cunoașterea lui  $K$  permite scrierea ecuației fără să se cunoască dimensiunile picăturii și coeficientul  $C_D$ . Viteze jetului  $w$  și decelerația acestuia se determină prin derivarea spațiului. S-a observat că valoarea lui  $K$  scade repede o dată cu

îndepărtarea picăturii de la orificiul pulverizatorului. Coeficientul K este determinat de modificarea lui  $C_D$ , a volumului și a suprafeței jetului în urma faramițării acestuia.

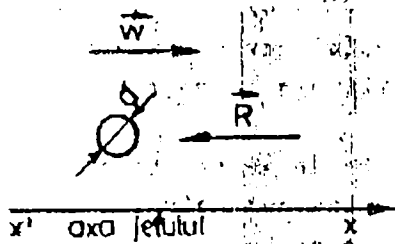


Fig. 60

Schema pentru definirea penetrației jetului.

Dacă scriem vectorial legea de mișcare a lui Newton rezulta (rel.219) [55]. Se consideră (rel.220) care este orientată în sens invers și pe aceeași direcție a vitezei  $w$  (v.fig.60).

Proiectând pe axa  $xx'$  rezultă (rel.221) [55]. Dacă se consideră o curgere turbulentă (v. Anexa) și că masa picăturii nu se schimbă în timpul mișcării, rezultă (rel.222) [55] în care  $k = 0,33 \frac{\rho_a}{\rho_c} \frac{1}{d}$  (rel.223). Dacă se

consideră momentul inițial al mișcării ieșirea picăturii de la orificiul ( $\tau_i = 0 \Rightarrow w = w_{i0}$ ) rezultă (rel.224) [55] ceea ce arată că viteza picăturii scade cu timpul.

Penetrația jetului se poate calcula cu relația (rel.225) [55]. După A.S.Lisevski, viteza și penetrația se pot calcula cu relațiile (rel.226,227). După P.M.Sweitzer, L se calculează cu relația (rel.228) în care:

$$Y = R(1+673 R^2) \quad (\text{rel. 229})$$

$$R = \frac{\rho_a}{\rho_c} \quad (\text{rel. 230}), \text{ iar}$$

$$\Delta p = p_{i0} - p_c' \quad (\text{rel. 231}).$$

Poziția picăturii se poate defini într-un sistem de coordonate ortogonale (v. fig. 61), la care axa  $z$  este paralelă cu axa cilindrului iar axele  $r$  și  $t$  reprezintă direcțiile radială respectiv tangențială.

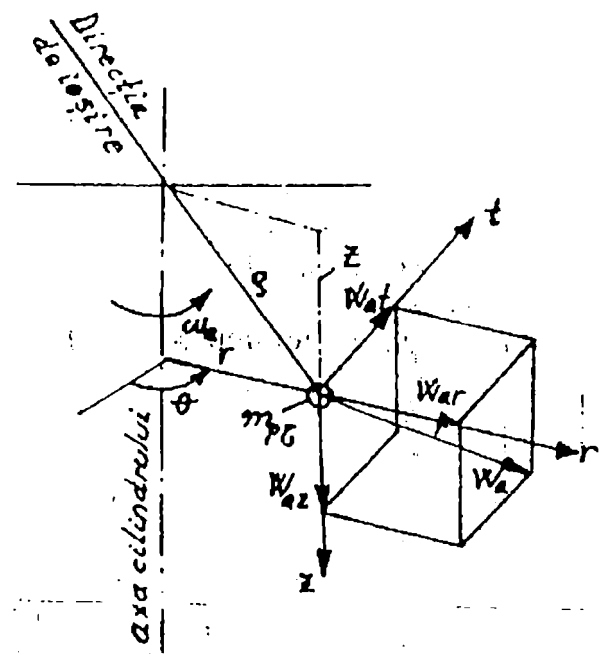


Fig. 61 Schema de calcul pentru stabilirea miscarii jetului.

Viteza absolută a picăturii se descompune în trei componente notate corespunzător  $w_{az}$ ,  $w_{ar}$  și  $w_{at}$ . Ecuația de mișcare a picăturii este (rel.232) [47] în care:  $m_{pt}$  - masa momentană a picăturii,  $F_R$  - rezistența dinamică, definită de (rel.233) [47]

În sistemul de coordonate, ecuația de mișcare devine (rel.234÷235) [47]. Semnele din membrul drept arată că  $C_{Dr}$  și  $C_{Dz}$  au semnificația coeficientului de rezistență iar  $C_{Dt}$  are semnificația unui coeficient de portanță.

Diametrul momentan al picăturii se calculează cu relația (rel.237) [47] în care  $K_v$  este coeficientul de vaporizare al picăturii.

Diametrul mediu volumetric rezultă din relația (rel.238) [47]. Coeficientul de

rezistența se determină din relația (rel.239) în care  $w_{ja}$  este viteza de deplasare a unui jet într-un recipient (rel.240). Autorii au admis că  $C_{Dt} = \chi_t C_D$  (rel.241),  $C_{Dr} = \chi_r C_D$  (rel. 242) și  $C_{Dz} = \chi_z C_D$  (rel.184). Coordonatele în fiecare moment vor fi precizate de ecuațiile diferențiale:  $\frac{dr}{d\tau} = w_{ar}$  (rel.244),  $\frac{d\theta}{d\tau} = (w_{at}/r)$  (rel. 245) și  $\frac{dz}{d\tau} = w_{az}$  (rel. 246).

Timpul la care picătura ajunge la o anumită viteză se calculează cu relația (rel.247) [29]. Dacă se admite o distribuție liniară a vitezei, atunci pentru repartitia presiunilor se obține (rel.248) [29]. Datorită diferențelor de presiune în camera de ardere, asupra picăturii se exercită o forță rezultantă  $R$  radială la axa de rotație, care pentru o picătură sferică este de mărime (rel.249) [29] din care rezultă că accelerația este (rel.250) [29], care prin transpunerea în numere complexe, rezultă ecuația diferențială (rel.254) [29] cu coeficienții.

$$A = \frac{4,5 v_c \gamma_c}{S^2 \gamma_a} \quad (\text{rel. 252}),$$

$$B = \frac{\gamma_c}{\gamma_a} \omega_1^2 \quad (\text{rel. 253}),$$

$$C = \frac{4,5 v_c \gamma_c}{S^2 \gamma_a} \omega_1 \quad (\text{rel. 254}),$$

Ecuația (rel.251) reprezintă o oscilație amortizată a cărei soluție este (rel.255) [29], în care: (rel.256). Aceasta ecuație diferențială se mai poate scrie și pentru componente (rel.257, 258) [29].

Pentru condițiile din motor, termenul de amortizare  $C_1 e^{\lambda t}$  tinde foarte repede la valori neglijabile și după un timp scurt se poate calcula cu o precizie suficientă cu formula (rel.259) care reprezintă ecuația unei spirale logaritmice pe care dacă îi se aplică criteriul stabilității al lui Routh, se observă că spirala se închide numai atunci dacă picătura se deplasează spre axa camerei de ardere când este îndeplinită condiția  $B > \omega_1^2$  sau  $\frac{\gamma_c}{\gamma_a} > 1$ .

Greutatea specifică a picăturii  $\gamma_c$  trebuie să fie mai mare decât cea a mediului înconjurător  $\gamma_a$ . Pentru cazul când  $\frac{\gamma_c}{\gamma_a} = 1$  se obține o traiectorie circulară.

Printr-o mică transformare la situație din motor se obține o formulă pentru lungimea arcului spiralei logaritmice care permite obținerea lungimii traiectoriei optime pentru un caz cunoscut (rel.260) [29] în care:

- $m_1$  - creșterea spiralei logaritmice,
- $\varphi_1$  - unghiul corespunzător,
- $\omega_1$  - viteza unghiulară a aerului rotitor.

Cu această formulă se poate explica teoretic existența unei evoluții de vârtej optime a aerului descoperită empiric de Ricardo.

214 -	$m\ddot{x}_i = \frac{1}{2} [\rho_a \pi S^2 C_D V_{rel} V_i] + (F_p)_i + (F_g)_i - V_i w$
215	$r = \varphi_1 e^{\varphi_2 \tau}$
216	$K = \frac{V}{C_D F} = - \frac{\rho_a \omega^2}{\rho_c 2b}$
217	$-C_D F \frac{\rho_a}{2} w^2 - V \rho_c b = 0$
218	$r = 2K \frac{\rho_c}{\rho_a} \ln \left( 1 + \frac{w_0 \rho_a}{2K \rho_c} \right)$
219	$\sum \vec{F}_{ext} = m \vec{b}$
220	$\vec{R} = \sum \vec{F}_{ext}$
221	$R = C_D \pi S^2 \rho_a \frac{w^2}{\tau}$
222	$\frac{1}{w} - \frac{1}{w_{i0}} = k(\tau - \tau_{i0})$
223	$k = 0,33 \frac{\rho_a}{\rho_c} \frac{1}{d}$
224	$w = \frac{w_0}{1 + k w_{i0} \tau}$
225	$L = \frac{1}{k} \ln(1 + k w_{i0} \tau)$
226	$w = B \frac{d_0^a w_0^b \rho_c^c \eta_c^d}{L^e \rho_a^f \sigma_c^g}$
227	$L = A \frac{d_0^a w_0^b \rho_c^c \eta_c^d \tau^e}{\rho_a^f \sigma_c^g}$
228	$L = 162,3 \sqrt{Y d_0} \sqrt{\tau} \Delta p^{0,25}$
229	$Y = R(1 + 673 R^2)$
230	$R = \frac{\rho_a}{\rho_c}$
231	$\Delta p = p_{i0} - p_c'$
232	$m_{pt} \frac{dw_a}{d\tau} = 0$
233	$F_R = \frac{1}{2} C_D \rho_a F w_{rel}^2$
234	$\frac{dw_{at}}{d\tau} = 0,75 C_{Dt} \frac{\rho_a}{\rho_p} \frac{1}{d\tau} (r \omega_a - w_{at})^2$
235	$\frac{dw_{ar}}{d\tau} = -0,75 C_{Dr} \frac{\rho_a}{\rho_p} \frac{1}{d\tau} w_{ar}^2$
236	$\frac{dw_{az}}{d\tau} = -0,75 C_{Dz} \frac{\rho_a}{\rho_p} \frac{1}{d\tau} w_{az}^2$

237 -	$d\tau = d_{pq} - K_v \tau$
238	$d_{pq} = 1,08 \frac{\eta_c^{0,1466} \sigma_c^{0,1927} d_0^{0,6607}}{\rho_c^{0,0733} \rho_a^{0,266} w_0^{0,532}}$
239	$C_D = -\frac{4}{3} \frac{\rho_p}{\rho_a} \frac{d\tau}{w_{ja}^2} \frac{dw_{ja}}{d\tau}$
240	$w_{ja} = 0,047 \eta_c^{0,1592} \rho_c^{0,5873} d_0^{0,3383} w_0^{1,0328}$
241	$C_{Dt} = \chi_t C_D$
242	$C_{Dr} = \chi_r C_D$
243	$C_{Dz} = \chi_z C_D$
244	$\frac{dr}{d\tau} = w_{ar}$
245	$\frac{d\theta}{d\tau} = \frac{w_{at}}{r}$
246	$\frac{dz}{d\tau} = w_{az}$
247	$t = \int \frac{dv}{b} = \int \frac{m_a}{S} dv$
248	$p = \frac{\gamma_c}{2g} r^2 \omega_1^2$
249	$R = \frac{4}{3} \pi S^3 \frac{\gamma_c}{g} \omega_1^2 r$
250	$b = 4,5 \frac{v_c}{S^2} \frac{\gamma_c}{\gamma_a} V_{rel} - \frac{\gamma_c}{\gamma_a} \omega_1^2 r$
251	$r + Ar + Br + iCr = 0$
252	$A = 4,5 \frac{v_c}{S^2} \frac{\gamma_c}{\gamma_a}$
253	$B = \frac{\gamma_c}{\gamma_a} \omega_1^2$
254	$C = 4,5 \frac{v_c}{S^2} \frac{\gamma_c}{\gamma_a} \omega_1$
255	$r = C_1 e^{\lambda_1 t} + C_2 e^{\lambda_2 t}$
256	$\lambda_{1,2} = \frac{A}{2} \pm \sqrt{A^2 - 4B - 4iC}$
257	$X + AX + BY - CY = 0$
258	$Y + AY + BY + CX = 0$
259	$r = C_2 e^{\lambda_2 t}$
260	$S = a \left[ e^{m_1 \varphi_1 \left( \frac{\omega_x}{\omega_1} \right)^2} - 1 \right] \sqrt{1 + \left( \frac{1}{m_1} \right)^2 \left( \frac{\omega_1}{\omega_x} \right)^2}$

#### 4.4 Concluzii:

1. Studiul experimental al jeturilor de combustibil se realizează în instalații experimentale, studiul pe motor fiind imposibil.
2. În motor, imaginea jetului este diferită de cea din bomba datorită vaporizării și a arderii lui, că urmare, nu a fost posibilă stabilirea unor corelații general - valabile între configurația jetului în bomba și în motor.
3. Rezistența frontală pe care o opune aerul la intrarea jetului, mișcarea aerului și turbulența jetului au un rol pozitiv la pulverizarea combustibilului pe când unele proprietăți fizice ale combustibilului ca tensiunea superficială și viscozitatea se opun fenomenului de pulverizare.
4. Finețea și omogenitatea pulverizării au un rol hotărâtor la desfășurarea procesului de vaporizare iar penetrația și unghiul de dispersie ale jetului sunt de o deosebită importanță pentru amestecare.
5. Penetrația jetului crește cu creșterea diametrului pulverizatorului, cu viteza jetului prin orificiul pulverizatorului, cu densitatea combustibilului și cu timpul pe când ea scade la mărirea densității aerului și la mărirea tensiunii superficiale a combustibilului.
6. Caracteristicile jetului și a factorilor care îi determină au un rol controversat la realizarea vaporizării combustibilului și amestecarea lui cu aerul din motor de aceea pentru a ajunge la un rezultat eficient trebuie făcut un studiu minuțios și teoretic și experimental la condițiile cât mai apropiate de cele din motor și după aceea rezultatul să fie aplicat la realizarea experimentărilor pe motor.
7. Forțele aerului sunt de  $10^4$  până la  $10^5$  ori mai mari decât forța de greutate a picăturii ceea ce determină o limitare a distanței de pătrundere a picăturilor de combustibil injectate în aer în mișcare și fierbinte.
8. Cu ajutorul mișcării aerului se poate foarte mult influența repartiția combustibilului în camera de ardere, în acest caz forța aerului apare ca o forță portanță.
9. Pentru situațiile din camera de ardere a unui motor, traiectoria picăturilor are forma unei spirale logaritmice.
10. Raportul dintre forța de portanță și forța de rezistență la înaintare poate lua valori foarte diferite, prima se afirmă tot mai puternic cu creșterea volumului picăturii, cu creșterea intensității de curgere, cu scăderea densității și a vitezei relative.
11. Dacă în timpul mișcării, picătura își modifică volumul atunci își va modifica și aria frontală, legitatea acestei schimbări se poate determina făcând ipoteze referitoare la schimbarea formei.
12. Rezolvarea ecuației ce reprezintă legea de mișcare a picăturii se poate face cu mijloace de calcul actuale, astfel, la institutul de la Graz, G.Krisper a conceput de mult un program cu care a obținut rezultate bune, iar în America s-au publicat rezultate și mai bune.



## ANEXE

Ingebo a investigat rezistența aerodinamică a picăturii în camera de ardere de rachetă în care presiunea era de 6,5 at. Coeficientul de rezistență a fost găsit aproximativ invers proporțional cu presiunea la puterea 0,64. Acest efect al presiunii este probabil cauzat de schimbarea stratului limita. Pentru numere Reynolds mari, ciocnirile la presiuni înalte ale jeturilor diesel, coeficientul de rezistență este mai puțin uniform decât cel cunoscut.

În funcție de natura curgerii, valoarea coeficientului de rezistență este:

- Curgere laminară:  $Re < 2320$  ,  $C_D = 24/Re$
- Curgere semiturbulentă :  $2320 < re < 5000$  ,  $C_D = 0,4+40/Re$
- Curgerea turbulentă :  $Re > 5000$  ,  $C_D = 0,44$  sau  $C_D = 27 Re^{-0,84}$  .

## NOTĂȚII

- m - masa picăturii,  
 S - raza picăturii,  
 $\rho_a$  - densitatea aerului,  
 $\rho_c$  - densitatea combustibilului,  
 $C_D$  - coeficientul de rezistență,  
 $v_{rel}$  - viteza relativă între aer și picătura,  
 $F_p$  - forța gradientului de presiune aer,  
 $F_g$  - suma tuturor forțelor acționând de la distanța (gravitație, electrostatice),  
 $\nu_a$  - viscozitatea cinematică a aerului,  
 $\omega$  - viteza unghiulară a aerului,  
 $d_p$  - diametrul picăturii,  
 F - suprafața frontală a picăturii,  
 $d_0$  - diametrul orificiului pulverizatorului,  
 $w_0$  - viteza de curgere prin orificiul pulverizatorului,  
 $\eta_c$  - viscozitatea dinamică a combustibilului,  
 $\sigma_c$  - tensiunea superficială a combustibilului,  
 w - viteza picăturii,  
 b - accelerația picăturii,  
 V - volumul picăturii,  
 d - diametrul inițial al picăturii,  
 r - deplasarea jetului.

## Capitolul 5 Evaluarea repartiției combustibilului în camera de ardere

### 5.1 Considerații generale

Pentru controlul funcționării motorului diesel, problema repartiției combustibilului în camera de ardere este un lucru primordial, de aceea, multe cercetări au fost făcute în acest domeniu, dar progresul realizat până în ziua de azi este relativ mic. Complexitatea fenomenelor din interiorul cilindrului și interdependența strânsă dintre ele au făcut pe toți autorii să admită ipoteze simplificatoare foarte îndepărtate de realitate și astfel, rezultatele au fost doar calitative. Într-un motor diesel unde presiunea și temperatura din cilindru sunt cunoscute, se injectează la o presiune de injecție cunoscută, o cantitate cunoscută de combustibil după o anumită lege de injecție cunoscută. Această cantitate de combustibil se injectează sub formă de jet în care mărimea picăturilor este foarte diversă și nu se poate determina o repartiție exactă, de aceea, autorii au admis anumite repartiții matematice a acestei mărimi. Multe cercetări au fost făcute pentru determinarea caracteristicii optime de injecție și a traiectoriei jetului din cilindru, dar complexitatea mișcării aerului, a repartiției de mărime a picăturilor și a formei jetului fac că aceste cercetări să nu ajungă la rezultatele dorite.

O data injectat, jetul este supus la o contrapresiune din interiorul cilindrului care îl frânează și la o mișcare complexă a aerului ce are rol de forță portantă. Dacă ținem cont că jetul nu are în realitate o formă continuă, ci practic se compune din trei zone distincte:

- o zonă inițială cu un con central de concentrații și viteze constante care constituie zona de dezvoltare a jetului
- o zonă principală sau zona dezvoltată din jet
- și o zonă de tranziție.

Dacă ținem cont și de faptul că mișcarea aerului diferă de la un punct la altul din interiorul cilindrului, ne putem da seamă de greutatea reală pentru determinarea repartiției combustibilului în camerele diesel mai ales că la diesel cu camera unitară, impactul jet-perete este inevitabil din cauză tendințelor actuale de reducere a dimensiunilor camerei de ardere pentru favorizarea mișcărilor aerului, mai ales, cele radiale și de creștere a presiunii de injecție pentru obținerea unei pulverizări cât mai fine, astfel că o parte din cantitatea de combustibil se va depune pe pereții camerei de ardere și se va supune la alte legi de vaporizare decât restul combustibilului amestecat în volum.

Vaporizarea combustibilului depinde în foarte mare măsură de mărimea picăturilor, de mișcarea aerului și de primă fază a arderii, a amestecurilor preformate. Concentrațiile de combustibil sunt mai mari în centrul jetului unde valoarea maximă este pe axa jetului și descresc uniform spre periferie. Pătratul diametrului picăturilor scade liniar cu timpul iar la nivel de film, cu cât masa de combustibil scade în timp, volumul peliculei crește la început după aceea scade. Picăturile mai fine, rămân în spațiul camerei de ardere și se amestecă în volum, ceea ce nu necesită mișcări puternice ale aerului dar trebuie menționat faptul că mișcarea de rotație a aerului favorizează această amestecare, iar picăturile mai mari, datorită inerției lor, au distanțe de pătrundere mai mari și în majoritatea cazurilor ajung în contact cu pereții camerei de ardere și rezultă o amestecare peliculară care este controlată de condițiile de impact jet-perete și de mișcarea de vârtej a aerului. În acest caz, mișcarea este sensibil influențată de prezența gazelor arse care pe de o parte împiedică amestecarea combustibilului cu aerul proaspăt, dar de cealaltă parte, densitatea gazelor arse fiind mult mai mică decât cea a amestecului, se dirijează spre centrul cilindrului și provoacă un vârtej care favorizează amestecarea peliculară, fenomen ce a fost denumit de descoperitorul său (Pischinger) amestecarea termică. Forma camerei de ardere și dimensiunile ei, joacă un rol important în repartiția combustibilului prin favorizarea unui sau altui tip de amestecare și prin mișcările aerului produse mai ales în cursa de comprimare și care persistă în momentul injecției. Studiul repartiției, vaporizării și amestecării combustibilului nu se poate studia pe forma reală a jetului, de aceea au fost realizate trei modele de studii:

- modelul picăturii de combustibil care reprezintă jeturile cu distanțe de pătrundere mici și nu poate ține cont de interdependențele dintre picături;
- modelul jetului continuu care nu poate da o imagine a anvelopei jetului;
- modelul jetului de gaz care se apropie cel mai mult de realitate.

Un studiu mai adecvat asupra acestor fenomene nu se poate face fără ajutorul computerului, de aceea, în literatura de specialitate au început să apară programe destinate acestor studii.

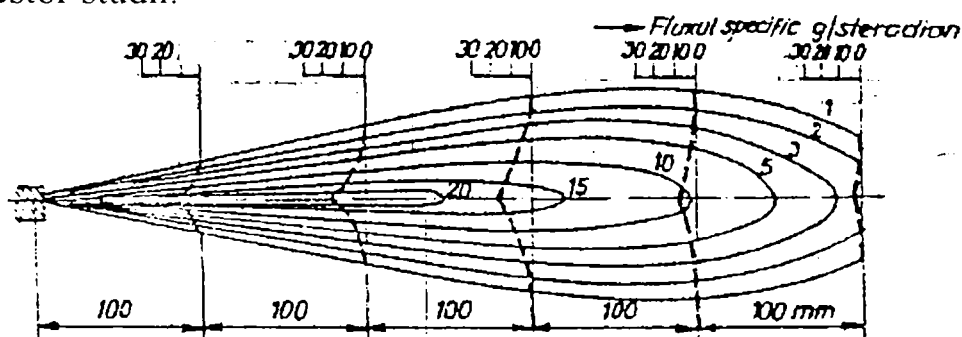


Fig. 62 Repartiția picăturilor de combustibil într-un jet conic cu o secțiune circulară.

În mare, distribuția lichidului în secțiunile transversale ale jetului conic cu secțiune circulară este dat de (fig.62) din care reiese că, cantitatea de lichid pulverizat este mai mare la mijloc și scade spre periferie. În această diagramă se reprezintă densitatea  $f_Q$  a picăturilor de lichid pe unitatea de unghi spațial [steradian].

$$f_Q = \frac{Q}{\omega} = Q \frac{R^2}{F} \text{ [g/Steradian]} \quad (\text{rel. 261})$$

$Q$  - cantitatea de combustibil pe suprafața  $F$  situată la distanța  $R$  de orificiul ajutorului

$$\omega = \frac{F}{R^2} \text{ (rel. 262) - unghiul spațial al jetului conic.}$$

Se constată că cantitatea de lichid scade o dată cu creșterea distanței secțiunilor transversale ale jetului de la orificiul injectorului iar distribuția lichidului la suprafața devine mai uniformă. Totodată, jetul devine mai compact și mai penetrant cu creșterea raportului dintre lungimea  $L$  și diametrul  $d$  al ajutorului dacă celelalte caracteristici rămân aceleași.

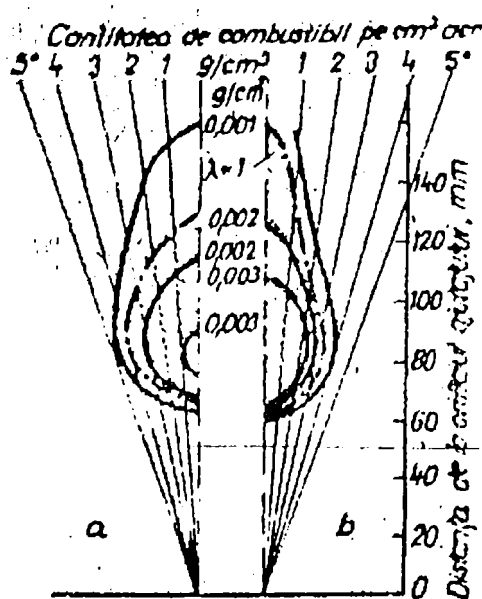


Fig. 63 Repartiția picăturilor de combustibil într-un jet conic:

a-ajutaj cu mai multe orificii,  $d=0,2$  [mm];  
b-ajutaj cu un singur orificiu,  $d=0,5$  [mm].

În cazul unui raport  $L/d$  prea mic, apar perturbații și jetul devine nestabil. Repartiția lichidului în jet poate fi reprezentată și altfel, un alt mod fiind cel arătat în fig.63.

Curbele reprezintă locul geometric al punctelor de aceeași concentrație de combustibil în  $[\text{g}/\text{cm}^3 \text{ aer}]$ . La un ajutor cu diametru mai mare, nucleul format din vâna compactă de combustibil este mai dens și lung. Zonă cu aerul minim necesar ( $\lambda=1$ ) este trasat punctat și ea delimitează între zona cu exces de aer (exterior) și cea cu lipsa de aer (interior). Diagramele de repartiție a picăturilor reprezentate sunt rezultatul cercetărilor pe bombe, astfel ele nu pot să dea numai informații

calitative asupra procesului de injecție care se desfășoară în cilindrul motoarelor. Mărimea picăturii de lichid pulverizat depinde de tipul injectorului, de sistemul de injecție și de proprietățile fizice ale mediului în care este injectat. Finețea pulverizării este precizată cu ajutorul diametrului mediu al picăturii, stabilit pe baza unor formule de calcul admitându-se un criteriu arbitrar pentru determinarea mediei.

Determinarea mediei aritmetice simple nu permite obținerea unei indicații asupra distribuției spațiale a picăturilor, o relație folosită în practică ce se stabilește considerând că jetul real de combustibil format din picături de diametre diverse "d"; și jetul convențional format din picături de diametru mediu au aceeași suprafața și același volum total al picăturilor (diametrul mediu Sauter):

$$d_m = \sqrt[3]{\frac{V}{F}} \quad (\text{rel. 263})$$

$d_m$  - diametrul mediu

$V$  - volumul tuturor picăturilor

$F$  - suprafața tuturor picăturilor

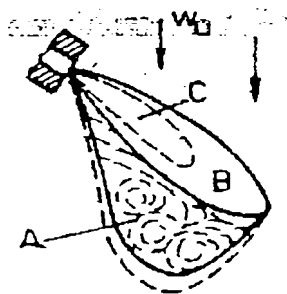


Fig. 64 Deviarea jetului de combustibil injectat în aer cu mișcare organizată.

Devierea și deformarea unui jet de combustibil sub influența mișcării organizate a aerului este redată în (fig.64). Mișcarea picăturilor din jet este mult mai complicată, deoarece pe măsura ce sunt deviate, picăturile continuă să se vaporizeze modificându-și forma și dimensiunile.

Picăturile mai fine vor fi deviate în avalul curențului de aer și astfel "sub jet" (zona A) se crează o zonă bogată în vapori de combustibil, care formează împreună cu aerul un amestec în proporții corespunzătoare apariției nucleului de flacără prin autoaprindere ( $\lambda \approx 0,1$ ). Gazele formate având o densitate mai mică, sunt deviate mai mult de curențului de aer și astfel aerul poate ajunge și la masa compactă de combustibil, arderea continuând în zonele B respectiv C.

Dacă luăm în studiu un model spațial ce acordă o anumită poziție a orificiului pulverizatorului față de axa cilindrului, se admit următoarele ipoteze [6, 7]:

- combustibilul pulverizat cu aerul antrenat este tratat ca un jet gazos turbulent,
- antrenarea aerului în lungul jetului este exprimată prin ecuația lui Ricou și Spalding ce corespunde unor variații mari,
- jetul este cvasi-staționar având distribuții uniforme de viteze și concentrații în orice secțiune exprimate prin ecuația lui Abramovich,
- jetul este axisimetric. Forma reală a secțiunii de curgere este înlocuită printr-una circulară,
- jetul are două zone distincte: zona principală (zona dezvoltată din jet) precedată de zona inițială (zona în dezvoltare a jetului) cu nucleul central care este caracterizat de viteze și concentrații constante, zona a treia (zona de tranziție). Ultima nefiind semnalată în descrierea clasică a jetului.
- aerul are o mișcare de rotație a unui corp solid cu centrul în axa cilindrului.

În scopul de a defini geometria jetului în zona principală s-au considerat două secțiuni care respectă ecuațiile de conservare a raportului masei de vapori de

combustibil, a raportului total al masei de vapori și a momentului fluxului. Cu simbolurile principale arătate în (fig.65), obținem următoarele ecuații exprimate în forma diferențială:

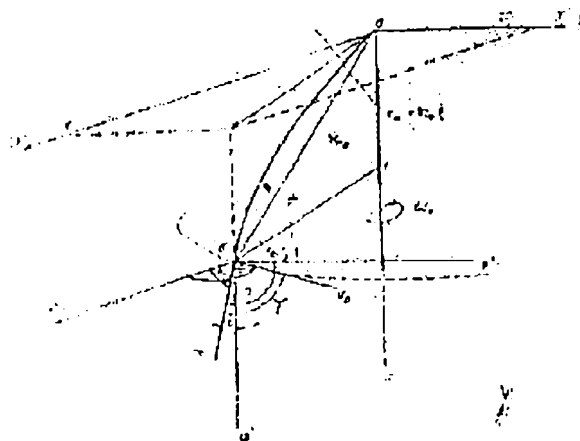


Fig. 65 Parametrii și coordonatele jetului.

- conservarea raportului masei de vapori de combustibil (rel.264),
- conservarea raportului masei totale de vapori cu includerea antrenării aerului din jet (rel.265),
- conservarea momentului total al fluxului pe axele x, y și z (rel.266÷268)
- condiții geometrice (rel.269÷273).

Distribuția de viteze și concentrație într-o secțiune curentă sunt exprimate prin (rel.274, 275) unde  $r = \frac{r}{r_j}$  (rel.276).

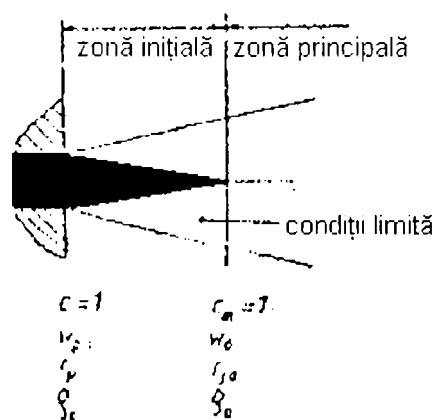


Fig. 66  
Delimitarea zonelor jetului.

Densitatea locală a jetului de combustibil acordat la (rel.274) dat de (rel.277) cu  $\rho = 1 - \frac{R_c}{R_a}$  (rel.278).

Pentru zona inițială (fig.66) sunt necesare două ecuații pentru determinarea valorilor caracteristicilor:

- Conservarea raportului masei de vapori de combustibil (rel.279)
- conservarea momentului fluxului (rel.280),

Prin rezolvarea ecuațiilor (rel.281, 282) se poate determina raza jetului  $r_{j0}$  și viteza centrului  $w_0$  la limita zonei inițiale (rel.281, 282) în care  $I_1$  și  $I_2$  sunt date de (rel.283, 284).

Lungimea zonei inițiale a fost definită adaptând ecuația lui Forstall și Shapiro pentru două jeturi de gaze coaxiale aplicate cazului când gazul secundar este stagnant și fluidul primar diferă de la secundarul cu densitatea (rel.285)

264	$\frac{d}{ds} \left[ \int_0^{r_j} 2\pi r \rho w C dr \right] = 0$
265	$\frac{d}{ds} \left[ \int_0^{r_j} 2\pi r \rho w dr \right] = 2\pi r_j (\rho_a \rho_m)^{0,5} [\alpha' (w_m - w_a \cos \varphi) + \beta' (w_a \sin \varphi)]$
266	$\frac{d}{ds} \left[ \int_0^{r_j} 2\pi r \rho w^2 \cos \alpha dr \right] + w_a \cos \theta \frac{d}{ds} \left[ \int_0^{r_j} 2\pi r \rho w dr \right] = \frac{1}{2} C_D \rho_a 2r_j [  w_a  (\cos \theta -  \cos \varphi  \cos \alpha) ]^2$
267	$\frac{d}{ds} \left[ \int_0^{r_j} 2\pi r \rho w^2 \cos \beta dr \right] + w_a \sin \theta \frac{d}{ds} \left[ \int_0^{r_j} 2\pi r \rho w dr \right] = \frac{1}{2} C_D \rho_a 2r_j [  w_a  (\sin \theta -  \cos \varphi  \cos \beta) ]^2$
268	$\frac{d}{ds} \left[ \int_0^{r_j} 2\pi r \rho w^2 \cos \gamma dr \right] = \frac{1}{2} C_D \rho_a 2r_j [ - w_a  -  \cos \varphi  \cos \gamma ]^2$
269	$\sin 2\alpha \frac{d\alpha}{ds} + \sin 2\beta \frac{d\beta}{ds} + \sin 2\gamma \frac{d\gamma}{ds} = 0$
270	$\cos \varphi = \cos \alpha \cos \theta + \cos \beta \cos \theta$
271	$x = \int_0^s \cos \alpha ds$
272	$y = \int_0^s \cos \beta ds$
273	$\theta = \pi - \arctan\left(\frac{x}{y}\right)$
274	$c = c_m (1 - \tilde{r}^2)^{\frac{3}{2}}$
275	$w = w_m (1 - \tilde{r}^2)^2$
276	$r = \frac{r}{r_j}$
277	$\rho = \frac{p}{[(1-C)R_a + CR_c]T} = \frac{\rho_a}{1 - c_m \bar{\rho} (1 - \tilde{r}^{1,5})}$
278	$\rho = 1 - \frac{R_c}{R_a}$
279	$2\pi \int_0^{r_{j0}} \rho_0 c w r dr = \pi r_p^2 \rho_c w_p$
280	$2\pi \int_0^{r_{j0}} \rho_0 w^2 r dr = \pi r_p^2 \rho_c w_p^2$
281	$r_{j0} = 0,707 r_p \left( \frac{\rho_c I_2}{\rho_a I_1^2} \right)^{0,5}$

282	$w_0 = w_p \frac{I_1}{I_2}$
283	$I_1 = \int_0^1 \frac{(1 - \tilde{r}^{1.5})^3}{1 - \bar{\rho}(1 - \tilde{r}^{1.5})} \tilde{r} d\tilde{r}$
284	$I_2 = \int_0^1 \frac{(1 - \tilde{r}^{1.5})^4}{1 - \bar{\rho}(1 - \tilde{r}^{1.5})} \tilde{r} d\tilde{r}$
285	$l_i = 4d_p \sqrt{\frac{\rho_c}{\rho_a}}$

**Notatii:**

- c - concentrație,  
 $C_D$  - coeficient de rezistență,  
 d - diametru [m],  
 $l_i$  - lungimea zonei inițiale [m],  
 r - raza [m],  
 $\tilde{r}$  - raport de raze,  
 $R_a$  - constanta de gaz a aerului,  
 $R_c$  - constanta de gaz a combustibilului,  
 s - lungimea de arc a curbei [m]  
 x, y, z - coordonate carteziane [m]  
 w - viteza [m/s],  
 $\alpha, \beta, \gamma$  - coordonate angulare [rad],  
 $\alpha', \beta'$  - coeficienții de antrenare,  
 $\varphi, \theta$  - unghi [rad]  
 $\rho$  - densitate [ $\text{Kg/m}^3$ ]  
 $\omega$  - viteza circulară a aerului,  
 $\Delta p_i$  - presiune relativă de injecție [MPa].

**Indici:**

- a - aer,  
 c - combustibil,  
 j - jet,  
 m - axa jetului,  
 o - sfârșitul zonei inițiale,  
 p - pulverizator.



## 5.2 Cazul jetului la perete

Pentru studiul repartiției jetului la perete, se admit următoarele ipoteze simplificatoare:

- formarea amestecului are loc la deplasarea jetului pe perete,
- jetul pe perete are o viteză inițială egală cu viteza jetului liber la impact cu perete (echivalent cu condiția impulsului) Jetul se deplasează în direcția curentului tangențial de aer (jet insotit, în echicurent),
- grosimea inițială a jetului pe perete  $b_0$  se determină din condiția de conservare a secțiunii jetului liber în momentul impactului, care decurge din condiția de continuitate a debitului. Problema jetului la perete este tratată pentru condiții staționare în lucrarea clasică a lui Abramovici (problema "jetului turbulent semi-limitat izobar"). Aplicând relația lui Abramovici pentru calculul lungimii zonei inițiale a jetului (rel 286) [6] în care:  $m_0 = \left( \frac{w_a}{w_c} \right)_0$  (rel. 287) - raportul inițial al vitezelor, și  $\delta_i$  - grosimea stratului limită turbulent la perete,
- jetul pe perete cuprinde numai zona inițială a unui jet turbulent semimarginat, caracterizat printr-un strat limită turbulent de amestecare cu aerul (stratul limită la perete este neglijabil (v.fig.67)). Grosimea stratului limită la contactul cu aerul variază liniar potrivit relației cunoscute (rel.288),
- profilul frontului jetului este similar profilului vitezelor. În stratul limită, profilul vitezelor este definit de relația generală (rel.289) în care  $\eta$  este dat de (rel.290),

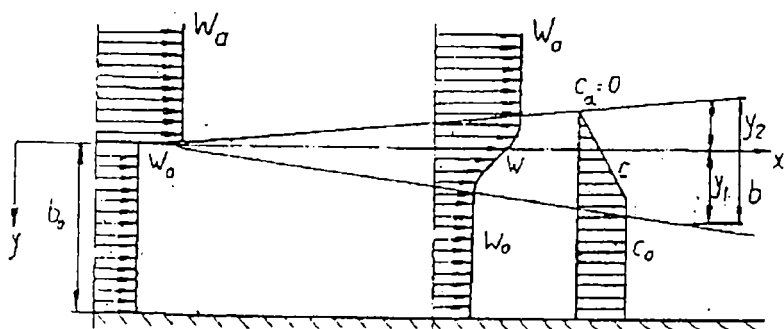


Fig. 67 Schema jetului pe peretele camerei.

- concentrațiile în stratul limită variază liniar (rel.291) ceea ce presupune egalitatea grosimilor stratului limită dinamic, termic și difuziv. Relația (rel.291) este verificată experimental pentru jetul plan staționar.

Pozitia limitelor stratului limită (cotele  $y_1$  și  $y_2 = b - y_1$ ) se poate preciza în continuare din condiția de conservare a masei de combustibil similar jetului liber la care trebuie definită raza unghiului jetului (rel.292) în care  $y_1$  și  $y_2$  sunt date în (rel.293) iar  $c$  (rel.294). Prin definirea geometriei curente a jetului la perete și a repartiției concentrației combustibilului pe secțiune, rezultă posibilitatea de a urmări în continuare procesul formării amestecului pe perete.

286	$\frac{x_i}{b_0} = \left[ \frac{\delta_i}{x_i} \pm 0,27(0,416 + 0,134m_0) \frac{1 - m_0}{1 + m_0} \right]^i$
287	$m_0 = \left( \frac{w_a}{w_c} \right)_0$
288	$\frac{db}{dx} = 0,27 \frac{m_0 - 1}{m_0 + 1}$
289	$\frac{x - x_p}{x_a - x_p} = \frac{w - w_0}{w_a - w_0} = (1 - \eta^{1,5})^2$
290	$\eta = \frac{y_1 - y_2}{b}$
291	$\frac{C - C_a}{C_0 - C_a} = \frac{C}{C_0} = \eta$
292	$\int_0^n c_0 \rho_0 b_0 U_0 dt = \int c_0 \rho_0 (b_0 - y_1) dx + \int_0^i \int_{y_2}^{y_1 - y_2} c \rho dy dx$
293	$y_1 = Kb \quad ; y_2 = b(1-K)$
294	$C = C_0 \frac{y - y_2}{b} = C_0 \left( \frac{y}{b} + K - 1 \right)$

### 5.3 Concluzii

1. La motoarele Diesel actuale cu camera unitară este aproape imposibil de evitat faptul că o parte din combustibil ce formează jetul să ajungă în impact cu peretele camerei de ardere și să se amestece sub formă peliculară.
2. Trebuie menționat faptul că mișcarea aerului și mai ales cea de rotație favorizează fenomenul de amestecare a combustibilului în volum.
3. Picăturile mai mari rezultate din pulverizarea jetului, având o inerție mai mare, ajung în contact cu pereții camerei de ardere și urmează să se amestece în peliculă.
4. Forma camerei de ardere și dimensiunile ei, prin mișcările aerului produse mai ales în cursa de comprimare favorizează unui tip de formare a amestecului sau altul.
5. Fenomenele de repartiție, vaporizare și de amestecare a combustibilului fiind imposibile de studiat pe forma reală, s-a recurs la mai multe modele (trei) de studiu, cel mai apropiat de realitate fiind modelul jetului de gaz.
6. Sub efectul mișcării aerului, picăturile fine sunt antrenate în avalul acestuia, și în această zonă, după vaporizarea și amestecarea cu aerul se formează o zonă favorabilă pentru declanșarea nucleului de flacără.

## Capitolul 6 Încălzirea și vaporizarea combustibilului în motoarele Diesel

### 6.1 Considerații generale

Combustibilii lichizi pot arde numai în faza gazoasă fiindcă temperatura lor de fierbere este întotdeauna mai joasă decât temperatura de aprindere.

Un combustibil care se află într-un spațiu încălzit peste temperatura de aprindere se vaporizează mai întâi parțial până când se formează la suprafața picăturii un amestec de vapori de combustibil și de aer, după care are loc aprinderea masei de amestec. În continuare, arderea este întreținută de procesul de vaporizare de pe suprafața picăturii datorită căldurii degajată de la flacăra.

Flacăra produsă după aprindere, datorită temperaturii ei mult mai ridicate decât temperatura amestecului înainte de aprindere provoacă o creștere bruscă a vitezei de vaporizare ceea ce permite menținerea flăcării până la sfârșitul arderii.

Începând cu perioada vaporizării, masa și dimensiunile picăturii scad. Din momentul aprinderii, dimensiunile scad mai rapid deoarece flacăra intensifică vaporizarea.

La m.a.c. există două feluri de repartiție a combustibilului în camera de ardere: în volum și pelicula. Studiul teoretic al vaporizării jetului privind diferențelor mari de concentrație și de temperatura în diferitele secțiuni ale jetului este imposibil, de aceea, se încearcă studiul fiecărei părți în parte.

### 6.2 Încălzirea și vaporizarea picăturii de combustibil

Din punct de vedere al aplicabilității sale pentru calculul încălzirii și vaporizării combustibilului, modelul picăturii poate fi adoptat cu erori admisibile la motoarele diesel la care distanța de pătrundere este foarte mică, iar efectul interacțiunii între picăturile din jet și între picăturile și aerul poate fi inclus mai târziu cu ajutorul unui calculator de mare viteză. Calculul vaporizării se face admițând următoarele ipoteze:

- a) picătura are o formă sferică;
- b) procesul de vaporizare este staționar;
- c) conductibilitatea termică în interiorul picăturii este infinită;
- d) coeficientul excesului de aer este infinit de mare;
- e) procesul de vaporizare este izobar;

- f) concentrația de vapori de combustibil în mediul înconjurător este neglijabilă;
- g) difuziunea termică și transferul de căldură prin radiație se neglijează;
- h) reacțiile chimice în stratul limită și efectele turbulenței în această zonă se neglijează;
- i) se neglijează și coliziunile, descompunerile și vibrațiile picăturii.

Cu aceste ipoteze scriem ecuație bilanțului termic pentru picătura (rel.295) [12], viteza de vaporizare se obține după (rel.296) [42], cantitatea de vapori formată în intervalul de timp  $d\tau$  se poate determina cu relația (rel.297) [12]. Variație de masa a picăturii cu timpul poate fi scrisă după relația (rel.298) [16]. Calculul variației razei picăturii într-un interval  $T_{c1} - T_{c2}$  se face cu (rel.299) [12], unde  $K_{1,2}$  este dat de relația (rel.300) pe intervalul 1 - 2. Variația diametrului picăturii se face sub forma (rel.301) [42] în care (rel.302).

La motoarele diesel, în procesul de vaporizare există o supraîncălzire a vaporilor de combustibil și o mișcare relativă a picăturii față de aer care produce un transfer de masa și căldura, în final, relația (301) se transformă în (rel.303) [42]. Pentru o picătură în mișcare, s-au găsit valori ale lui ( $m=2$ ,  $m=$  și  $m=$ ).

După M.N.Kuhavev constanta de vaporizare  $K$  se exprimă sub forma (rel.304), unde  $K^*$  ține seamă de difuzia și proprietățile fizice ale combustibilului și de condițiile de stare a aerului iar  $K^{**}$  ia în considerare mișcarea relativă. Pentru motoarele diesel rapide s-a găsit experimental (rel.305) unde  $dp, dp_0$  sunt exprimate în  $[\mu m]$  și  $\tau$  în  $[ms]$ .

Dacă vaporizarea picăturii se consideră din punctul de vedere al difuziei al lui Fick astfel că dacă se consideră o sferă mică de lichid care se vaporizează într-o atmosferă infinită de gaz și se impun următoarele ipoteze:

- o simetrie sferică (mișcare radială neglijabilă),
- stare (cvasi-) staționară a gazului,
- coeficientul de transfer de masa  $K_g$  independent de raza,
- picăturile sunt foarte distante și nu se produc reacții chimice între ele.

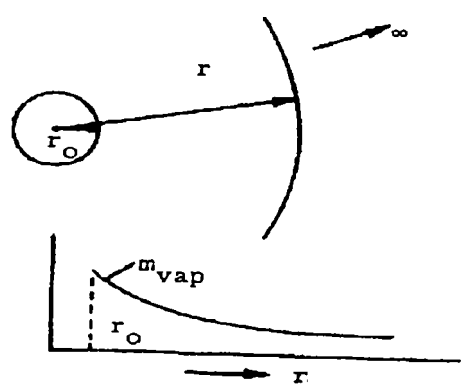


Fig. 68 Model pentru calcul matematic al vaporizării.

Modelul este reprezentat în (fig.68). Procedul de analiză pentru calculul distribuției concentrației de vapori  $m_v$  în gaz este [109]:

a) conservarea masei (rel.306), unde  $r_0$  - raza picăturii,  $G_0$  - raportul de schimbare de faza a lichidului pe unitate de suprafața (v.fig.69),

b) conservarea de vapori (rel.307), iar din legea lui Fick (rel.308) [109].

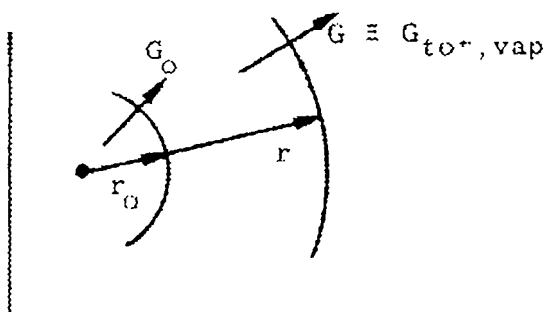


Fig. 69. Model pentru calculul distribuției concentrației vaporilor de combustibil în gaz.

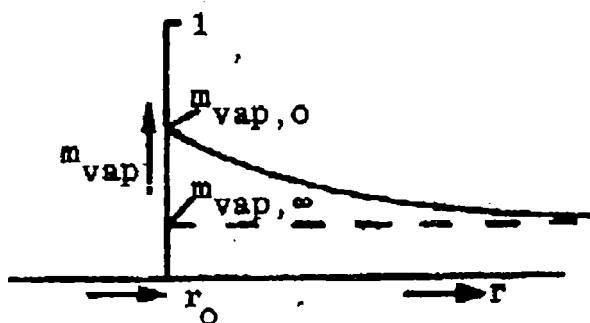


Fig. 70. Reprezentarea grafică a formei calitative a distribuției de vaporii în jurul picăturii de combustibil.

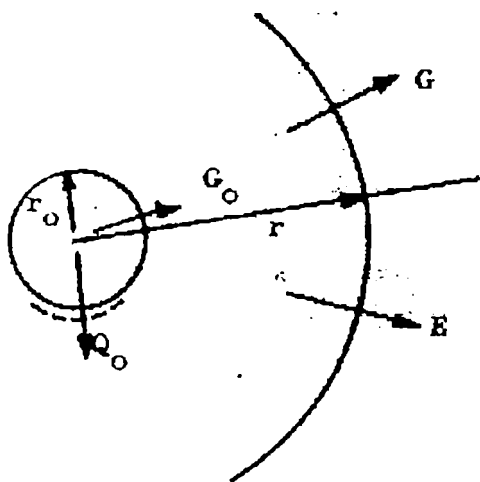


Fig. 71. Schema pentru calculul raportului de vaporizare în termeni de temperatura.

Prin rearanjarea ecuațiilor și integrare, ținând cont de condițiile limită se obține raportul de vaporizare (coeficientul de vaporizare) (rel.308), unde distribuția de vaporii este (rel.310). De obicei forma calitativă a distribuției este asemănătoare cu (fig.70).

Pentru determinarea diametrului picăturii se ține cont de variația proporțională a raportului razei picăturii cu  $G_0$ . Fiind că vaporii sunt formați din expansie de lichid (rel.311). În termeni de diametrul picăturii, relația (311) devine (rel.312). Considerând că  $K_g$ ,  $m_0$  și  $m_{v,\infty}$  sunt toate independente de timp se obține timpul la care diametrul picăturii se reduce zero prin înegarea relației (312) și se obține (rel.313).

Fiindcă tratarea după legea lui Fick leagă timpul de vaporizare cu concentrația de vaporii, care la suprafața picăturii este câteodată necunoscută, vaporizarea se consideră din punct de vedere termic. Pentru această se cere cunoscute: diametrul picăturii, proprietățile de transport a vaporilor, proprietățile termodinamice a vaporilor și a atmosferei și temperatura inițială a picăturii (presupusă uniformă).

Calculul raportului de vaporizare în termeni de temperatura se face admitând următoarele ipoteze simplificatoare: simetrie sferică, starea cvasi-staționară  $\lambda$  și  $C_v$  uniforme, distanța mare dintre picături, absența reacțiilor chimice și a radiației, lucru de forfecare (tensiune) și energie cinetică neglijabile. Adoptând schema din figura 71 [109] se pot scrie:

- conservarea masei (rel.314, 315)
- energie (rel.316) din care rezultă

(rel.317), unde  $Q_0$  fluxul de căldura prin faza gazoasă din jurul suprafeței lichidului a cărei soluție, ținând cont de condițiile limită (rel.318).

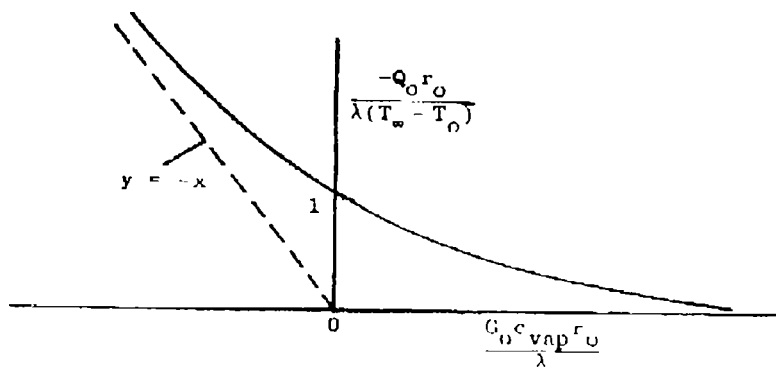


Fig. 72. Reprezentarea grafică a raportului de vaporizare în termeni de temperatura.

Relația (318) este

utilizabilă când  $T_0$  și  $r_0$  sunt

cunoscute, dar când  $Q_0$  este de găsit, se utilizează următoarele forme alternative (rel.319) din care rezultă (rel.320) care la rândul ei duce la (rel.321), ecuație ce poate fi exprimată grafic (v. fig.72).

Pentru studiul

comportării picăturii se adună

relațiile (318) și (320). Relația bilanțului de căldura a picăturii din echilibrul termic la suprafața este (rel.322). Mai pot fi scrise încă două relații:

- ecuația de saturație a atmosferei cu vapori (rel.323)
- ecuația de schimbare a temperaturii atmosferei (rel.324).

Pentru simplificare, aici  $m_{v,\alpha}$  și  $T_\infty$  vor fi considerate că și constante.

### Observații:

Aceste ecuații formează un set complet încât dacă valorile inițiale ale lui  $T_0$  și  $r_0$  sunt date și cantitățile auxiliare  $K_g$ ,  $\lambda$ , etc. sunt cunoscute. Ecuațiile pot fi rezolvate pentru toate valorile de timp, ecuațiile formează un set neliniar prin logaritmul și relația  $m_{v,0} \sim T_0$ , ei vor cere atunci soluție numerică prin computer, problema este foarte simplă pentru un computer, sunt numai două ecuații diferențiale de ordinul I pentru rezolvare, pentru determinarea soluției se face o aproximare pe cale de linearizare, astfel pentru diferențe mici de concentrații și temperaturi, din ecuația (309) se obține (rel.325) și ecuația (320) devine (rel.326), dacă acum se presupune că ecuația (324) poate fi reprezentată prin ordini mici a condițiilor prin (rel.327).

Ecuația bilanțului termic de căldura poate fi aproximată că o relație liniară (rel.328) în care (rel.329; 330). În mod analog se poate scrie (rel.331) unde (rel.332;333). Din relația (328) și relația (331) se poate scrie (rel.334). Timpul de vaporizare se poate determina cu (rel.335) sau, din ecuația bilanțului termic rezultă (rel.336).

Valoarea instantanee a coeficientului de transmitere de căldura de la aer la picătura se poate calcula cu relația (337) în care  $\alpha_0$  este coeficientul de transmitere a căldurii la  $\tau=0$  și  $q$  este cel dat de (rel.338). Dacă se cunoaște relația de variație a

picăturii funcție de timp, variația masei se deduce din (rel.339). Calculele au demonstrat că se poate admite o variație liniară a masei picăturii în funcție de timp. Dacă se cunoaște timpul necesar pentru vaporizarea completă a picăturilor de combustibil, se poate stabili raza picăturii de combustibil și masa de vapori pentru un moment dat.

### Compararea rezultatelor.

Toate modelele folosite au aproape aceleași ipoteze simplificatoare ceea ce implică un nivel de exactitate apropiat dar diferența dintre ele este în presupunerea elementelor cunoscute din calcule astfel că toate aceste metode sunt practic utilizabile pentru calculele teoretice și cele de simulare unde cunoaștem anumite date astfel că ele, pentru game mai diversificate de încercări se completează una pe alta pentru a da o imagine calitativă asupra fenomenului de vaporizare.

295	$4\pi r^2 \alpha (T_a - T_c) d\tau = 4 \frac{\pi}{3} r^3 \rho_c c_c dT_c + 4\pi r^2 \left[ 1 + \frac{1}{2} C_{pv} (T_a - T_c) dr \right]$
296	$\dot{m}_v = 4\pi \frac{\lambda_v}{C_{pv}} \frac{r_p}{1 - \frac{r_p}{r}} \ln \left[ \left( 1 + \frac{C_{pv}}{\ell_v} \right) (T - T_p) \right]$
297	$-4\pi r^2 \rho_c dr = 4\pi r^2 \dot{m}_v d\tau$
298	$\frac{dm}{d\tau} = -K_g \alpha \vartheta (\Delta p_f)$
299	$\frac{r_2}{r_1} = \left[ \frac{\lambda_{1,2} - K_{1,2} (T_a - T_{c2})}{\lambda_{1,2} - K_{1,2} (T_a - T_{c1})} \right]^{\frac{C_{c12}}{2K_{1,2}}}$
300	$K_{1,2} = \frac{\alpha}{\dot{m}_v}$
301	$d_p^2 = d_{p0}^2 - K\tau$
302	$k = 8 \frac{\lambda_v}{C_{pv} \rho_c} \ln \left[ \left( 1 + \frac{C_{pv}}{\ell_v} \right) (T - T_p) \right]$
303	$dd_p^m = d_{p0}^m - K\tau$
304	$K = K^* \cdot K^{**}$
305	$K = 133 + 13,3 d_{p0}$
306	$Gr^2 = G_0 r_0^2$
307	$G_{tot} r^2 = G_{tot,v,0} r_0^2 = G_0 r_0^2$
308	$\left( m_v G - K_g \frac{dm_v}{dr} \right) r^2 = G_0 r_0^2$

309	$\frac{G_0 r_0}{K_g} = \ln\left(1 + (m_{v,0} - m_{v,\infty})(1 - m_{v,0})\right)$
310	$\frac{1 - m_v}{1 - m_{v,\infty}} = \left[\left(1 - m_{v,0}\right)\left(1 - m_{v,\infty}\right)\right]^{\frac{r_0}{r}}$
311	$\frac{dr_0}{d\tau} = -\frac{G_0}{\rho_c}$
312	$\frac{dd_p}{dt} = -4 \frac{K_g}{d_p \rho_c} \ln\left(1 + \frac{m_{v,0} - m_{v,\infty}}{1 - m_{v,0}}\right)$
313	$t_v = \frac{d_{p0}^2 \cdot \rho_c}{8K_g \ln\left(1 + \frac{m_{v,0} - m_{v,\infty}}{1 - m_{v,0}}\right)}$
314	$G = G_{\text{tot},v}$
315	$Gr^2 = G_0 r_0^2$
316	$G_0 r_0^2 = r^2 \left[ -\lambda \frac{dT}{dr} + G_{\text{tot},v} \{C_v(T - T_0) + h_{v,0}\} \right]$
317	$r^2 \lambda \frac{dT}{dr} = G \left[ C_v(T - T_0) - \frac{Q}{G_0} \right] r^2$
318	$\ln \left[ 1 + \frac{C_v(T_\infty - T_0)}{\left(\frac{-Q}{G_0}\right)} \right] = \frac{G_0 C_v r_0}{\lambda}$
319	$1 + \frac{C_v G_0 (T_\infty - T_0)}{-Q_0} = \exp\left(\frac{G C_v r_0}{\lambda}\right)$
320	$-Q = \frac{C_v G_0 (T_\infty - T_0)}{\exp\left(\frac{G_0 C_v r_0}{\lambda}\right)^{-1}}$
321	$\frac{-Q_0 r_0}{\lambda (T_\infty - T_0)} = \frac{G_0 C_v \frac{r_0}{\lambda}}{\exp\left(G_0 C_v \frac{r_0}{\lambda}\right)^{-1}}$
322	$m_{v,0} = f(T_0)$
323	$\frac{dm_{v,0}}{dt} =$
324	$\frac{dT_\infty}{dt} =$
325	$G_0 \approx K_g \frac{m_{v,0} - m_{v,\infty}}{r_0}$



326	$-Q_0 \approx \lambda \frac{T_r - T_0}{r_0}$
327	$m_{v,0} \approx a + bT_0$
328	$\frac{dT}{dt} \approx \frac{pT_0 + q}{r^2}$
329	$p = \frac{-3(\lambda + bLK)}{C_c}$
330	$q = 3 \frac{\lambda T_r + (m_{v,0} - a) LK_g}{C_c}$
331	$\frac{dr_0^2}{dt} \approx KT_0 + \ell$
332	$K \equiv -2bK_g$
333	$\ell \equiv 2(m_{v,0} - a)K_g$
334	$\frac{dT_0}{dr_0} \approx \frac{pT_0 + q}{KT_0 + \ell} \frac{1}{r_0^2}$
335	$t_v \approx \int_{r_{0,start}}^0 (KT_0 + \ell)^{-1} dr_0^2$
336	$d\tau = \frac{\rho_c}{\alpha(T_a - T_c)} \left( \frac{C_c}{3} r - \frac{dr}{dT_c} \right) dT_c$
337	$\alpha = \frac{\alpha_0}{\alpha_0 q \tau + 1}$
338	$q = \frac{0,715 \cdot 10^2}{d_p \rho_a}$
339	$\frac{\Delta m}{m_0} = 1 - \left( \frac{r}{r_0} \right)^3$

### 6.3 Încălzirea și vaporizarea combustibilului în jet

Pentru calculul vaporizării unei cantități de combustibil injectat, trebuie să se cunoască distribuția picăturilor în jet sau să fie admisă după valorile cunoscute experimental. Calculul trebuie efectuat în continuare pentru fiecare mărime a picăturii. Calculele efectuate pentru o distribuție Rosin-Rammler cu luarea în considerare a constantei de vaporizare permit stabilirea cantității de combustibil vaporizat după un interval de timp. Datorită vaporizării, după un interval de timp, diametrul picăturii scade la  $d_{p\tau}$ , (rel.340) [12]. Picăturile a căror diametru este mai mic decât  $\sqrt{K\tau}$  se vaporizează complet în intervalul de timp  $\tau$ . Volumul de combustibil nevaporizat până la intervalul  $\tau$  se poate calcula cu (rel.341) [12].

Cunoscând caracteristica de injecție sau variația cantității de combustibil injectat în funcție de timp, se poate determina cantitatea de combustibil vaporizată. Procesul fiind foarte complicat, pentru calculele practice se recomandă fără erori prea mari admiterea unei valori medii după datele experimentale.

340	$d_{pr} = \sqrt{d_p^2 - K\tau}$
341	$V'_t = \int_{N/\sqrt{K}}^{N_r} V_r dN_{d_p} = \int -n \frac{d_p^{n-4}}{dm} (d_p^2 - K\tau)^3 e^{-\left(\frac{dp}{dm}\right)^n} dd_p$

## 6.4 Încălzirea și vaporizarea filmului

Determinarea cantității de combustibil ce ajunge pe peretele camerei de ardere este imposibilă [115] de aceea pornim pentru calculul vaporizării filmului de la momentul depunerii filmului pe perete, unde la motoarele M s-a observat că filmul se întinde pe o parte de 40÷50% din suprafața camerei de ardere. La motoarele mai mici (300÷700cm<sup>3</sup>/cil), jetul de combustibil atinge peretele, cantitatea de combustibil ce atinge peretele camerei crește cu creșterea presiunii de injecție și cu depășirea intensității vârtejului a anumitei valori optime [25], aceasta creștere a cantității de combustibil duce la formarea de funingine și la coborârea limitei de fum la sarcini reduse. În prezența unei mișcări adecvate a aerului peste filmul de combustibil depus pe perete, motorul are un mers lin și presiuni maxime de ardere mai coborâte decât la arderea amestecurilor preformate [25, 91, 115]. Un calcul exact al fenomenelor de vaporizare a filmului este imposibil [115] din cauza eterogenității mari de presiune, de temperatura și de concentrație locală. De aceea se încearcă să se redea un calcul aproximativ bazat pe analogia din ecuație lui Prandtl între transmiterea de substanță, impuls și căldura.

Ecuația lui Prandtl simplificată între impuls și schimbul de substanță în cazul unui curent rotitor este dat de (rel.342) [37].

O vaporizare corectă a filmului se poate produce numai când aceasta are o grosime care nu depășește câteva sutimi de milimetru. La aceasta grosime a filmului, sub influența curentului de aer impus, pot să apară numai linii de curent cu mișcare unidimensională și laminară ceea ce înseamnă că în film se poate aprecia o împărțire liniară a vitezei cu valoarea maximă  $v_B$  la suprafața filmului. Volumul de curgere a combustibilului de densitatea  $\rho$  printr-o secțiune normală a laturii printr-o linie de curent unde grosimea filmului este  $\delta_B$  rezultă din ecuația (343) [114]. Cu mișcarea, are loc și o încălzire a filmului prin care temperatura  $T_{B0}$  la suprafața filmului și totodată prin presiunea parțială  $p_{D0}$  a vaporilor de combustibil cresc. Într-un element de film de lungime  $d\ell$ , care parcurge secțiunea susnumită într-un interval

de timp  $dt$ , volumul de trecere pe interval de timp se micșorează prin vaporizare (rel.345) [114]. Aceasta relație arată prima ecuație de vaporizare a filmului în primirea unei presiuni parțiale nestabile la mijlocul camerei de ardere. Prin scrierea bilanțului de energie pentru elementele de film, rezultă (rel.345) care reprezintă ecuația pentru temperatura filmului. Volumul total de combustibil în film se poate reprezenta prin suprafața filmului  $\delta_B$  în ecuația (346).

Schimbarea momentană a masei filmului este egală cu schimbarea masei de combustibil vaporizat. A doua ecuație de vaporizare este reprezentată prin ecuația (347) care este pentru masa combustibilului vaporizat pe toată suprafața a filmului. Tensiunea la perete a filmului de combustibil laminar cu împrăștierea vitezei laminare este arătată în (rel.348) iar tensiunea de forfecare la perete rezultă în urmă unor curenți elicoidali asemănători cu curenți din țeava elicoidală și se determină din ecuația (349). Tensiunea de forfecare în cazul unor curenți de vârtej este exprimată în ecuația (350). Cifra de forfecare obținută după (rel.351) [114] variază cu  $\pm 8\%$  din cele experimentale ceea ce este mai mare numai de 0,5 ori decât coeficientul de forfecare al curentului la țeava axială, deci nu de 7 ori mai mare cum reiese din formula lui Flatz. Pentru curenți de vârtej sau circulari la care viteza totală trece în viteza tangențială și cea axială devine nulă, rezultă în ecuația (352) pentru cifra lui Nusselt dată de (rel.353).

În timpul formării amestecului și a arderii în m.a.c. există un câmp complex de curenți că rezultat al vârtejurii de admisie, masa aerului primește o mișcare de rotație în jurul axei cilindrului în apropierea de p.m.i., mișcarea pistonului produce curenți radiali care în cupa se transformă într-un vârtej dublu. Acești curenți își schimbă sensul și direcție și împiedică mișcarea filmului în apropierea p.m.i.. Dacă presupunem că toată căldura transmisă prin convecție la peretele camerei de ardere este egală cu căldurile care s-au transformat prin câmpuri de curenți separați rezultă pentru coeficientul de transfer de căldura local prin convecție (rel.354). Coeficientul de transfer de căldura în camera de ardere a unui motor că urmare a difuziei flăcării se arată în (rel.355) [114].

Condițiile inițiale s - au luat din condițiile experimentale de la un motor MAN 3650HM, viteza diferenței de presiune de-a lungul liniei cu și fără ardere este egală ceea ce înseamnă că relația (356) [105] este reală. Viteza caracteristică a convecției de ardere trebuie să fie proporțională cu toate gradientele de schimbare a energiei interne în camera de ardere (rel.357) [105].

Că rezultat al influențelor contradictorii între transferul de căldura și de masa, transferul de căldura convectiv aflat peste suprafața filmului în anumite intervale de timp a procesului de ardere se mărește cu 100÷400%.

Timpul de vaporizare a filmului se exprimă cu relația (358) [12] unde  $F_0$  este suprafața finală a filmului. În concordanța cu analogia dintre  $\beta$  și viteza , având în vedere că  $\beta$  are dimensiuni de viteza se poate scrie (rel.359) [12] unde  $C_F$  este

coeficient adimensional de frecare pe peretele camerei iar  $w_\varphi$  dat de (rel.360) este viteza tangențială a curentului principal. În conformitatea cu teoria stratului limită turbulent (rel.361) unde  $C$  și  $n$  - sunt coeficienți care depind de natura curgerii și de arhitectura camerei de ardere. După Flatz (rel.362) pentru  $n=-0,2$  se poate scrie (rel.363) care arată că viteza aerului intensifică vaporizarea filmului în timp ce temperatura și presiunea au influențe contradictorii care practic se compensează. Accelerarea foarte rapidă a vaporizării filmului se explică prin variația presiunii parțiale  $p_v$  a vaporilor în funcție de temperatura filmului  $T_{fl}$ . Dacă vaporizarea filmului se consideră izotermă, expresia presiunii parțiale a vaporilor este dată de (rel.364), astfel produsul  $R_v T_m \frac{1}{p_v}$  se poate scrie astfel (rel.365) din care se deduce influența mare a variației temperaturii filmului.

342	$\frac{Sh}{Re.S_c} = \frac{\beta}{U} = \frac{C_F}{2}$
343	$\dot{m}_B = \rho_b \frac{V_{B_0}}{2} \delta_B$
344	$\frac{dm_B}{dt} = -\beta \frac{p_{D_0}}{R_D T_{B_0}} \frac{V_{B_0}}{2}$
345	$\begin{aligned} \frac{dT_{B_0}}{dt} = \frac{3V_{B_0}}{4m_b C_{p_{BO_2}}} & \left[ \frac{\rho_B \lambda_B V_{B_0}}{2m_B} (T_W - T_{B_0}) + \alpha (T_G - T_{B_0}) + \right. \\ & + \frac{\rho_B \eta_B}{2m_B} V_{B_0}^3 - \beta \frac{p_{D_0}}{R_D T_{B_0}} (L_B + C_{p_D} T_{B_0}) + \\ & \left. + \frac{1}{3} \beta \frac{p_{D_0}}{R_D T_{B_0}} (2C_{p_{BO_2}} T_{B_0} + C_{p_{BN}} T_W) \right] \end{aligned}$
346	$m_B = \rho_B \delta_B A_B$
347	$\frac{dm_0}{dt} = \left( \frac{\rho_B \delta_B}{V_{B_0}} \frac{dV_{B_0}}{dt} + \beta \frac{p_{D_0}}{R_D T_{B_0}} - \frac{\rho_B \delta_B}{A_B} \frac{dA_B}{dt} \right) A_B$
348	$\tau_{BW} = \eta_B \frac{V_{B_0}}{\delta_B}$
349	$\tau_S = \frac{\xi_S}{B} \rho_G \bar{w}^2 \left( 1 - \frac{\bar{w}^2}{w^2} \right)^{\frac{5}{8}}$
350	$\tau_D = \frac{\xi_D}{8} \rho_G \bar{V}_D^2$
351	$\xi_D = 1,54 (0,3164 R_{e_D}^{-0,25})$

352	$Nu_s = Nu_a \left( \frac{\bar{w}}{\bar{V}} \right)^3 \left( 1 + \frac{\bar{V}^2}{\bar{w}^2} \right)^{\frac{5}{8}}$
353	$Nu_D = 154 \cdot Nu_a$
354	$\alpha_K = 1315 p_G^{0,8} T_G^{-0,55} \bar{w}_G^{0,8} D^{-0,2}$
355	$S = \varepsilon \sigma \frac{T_F^4 - T_w^4}{T_G - T_w}$
356	$\bar{w}_{v(1)} = const [(p_G)_v - (p_G)_c]$
357	$\bar{w}_{v(2)} = h \left[ \left( \frac{1}{T_G} \frac{dT_G}{dt} \right)_v - \left( \frac{1}{T_G} \frac{dT_G}{dt} \right)_c \right]$
358	$\tau_v = K \frac{\dot{m}_v}{F_0} \frac{1}{\beta} R_v T_m \frac{1}{p_v}$
359	$\beta \approx C_F w_\varphi$
360	$w_\varphi = r \omega$
361	$C_F = CR_e^n$
362	$C_F = 0,32 R_e^{-0,2}$
363	$\frac{1}{\beta} \approx w_\varphi^{-0,8} p_v^{0,2} T_m^{-0,3}$
364	$p_v = C_1 e^{-\frac{Q_v}{R_m T_A}}$
365	$R_v T_m \frac{1}{p_v} \approx C_1' T_m e^{\frac{Q_v}{R_m T_A}} \approx C_1' T_m e^{\frac{C_1'}{T_A}}$

## 6.5 Metode de evaluare a vaporizării combustibilului

Date fiind proprietățile foarte bune de difuzibilitate ale gazelor, formarea amestecului și cu această și arderea se raționalizează numai în măsura în care combustibilul care inițial se află în faza lichidă ajunge în faza gazoasă.

În cele ce urmează ne vom ocupa cu studiul vaporizării picăturii de combustibil pe baza a trei tipuri de modele de calcul [90].

În afara notațiilor cunoscute, revenim asupra unora dintre acestea vom utiliza următoarele:

- A - suprafața
- D - constanta de difuzivitate
- M - masa moleculară
- $\dot{Q}$  - flux de căldura

- $\mathcal{R}$  - constanta individuală a gazelor
- R - constanta universală a gazelor
- T - temperatura
- $D_f$  - diametrul picăturii
- $R_f$  - raza picăturii
- a - coeficient de temperatura
- $c_p$  - capacitatea termică la presiunea constantă (pentru gaze)
- $c_f$  - capacitatea termică specifică pentru fluid (combustibil)
- m - masa
- $L_f$  - căldura de vaporizare
- a - coeficient de convecție
- b - coeficient de transfer de masa
- $\lambda$  - coeficient de conducție

#### **Indicii**

- $v_d$  - vapori de combustibil (proces de vaporizare)
- $v_b$  - pentru proces de ardere
- a - aer
- f - picătura de combustibil (fluid)

### **6.5.1 Evaluarea procesului de vaporizare pentru o picătura de combustibil cu luarea în considerare a schimbului de căldura prin conducție și convecție și a schimbului de masa și se materie**

În procesul de vaporizare pentru o picătură de combustibil, ecuația de bilanț termic este dată de (rel.366) unde fluxul de căldură schimbat prin convecție este (rel.367), fluxul de căldura necesar încălzirii picăturii este (rel.368), fluxul de căldura ce servește la vaporizare este dat de (rel.369) și fluxul de căldura preluat pentru supraîncălzirea picăturii este (rel.370).

Deoarece picăturile de dimensiuni foarte mici se încălzesc rapid și temperatura lor se modifică doar puțin în cea mai mare parte a duratei vaporizării, procesul de vaporizare propriu zis se consideră izoterm.

Pentru determinarea temperaturii de vaporizare la echilibru se pornește de la relația (366) pentru că nu se ia în considerare termenul ce cuantifică supraîncălzire (rel.371). Cum se acceptă că vaporizarea picăturilor din vecinătate nu are influența asupra celei în discuție, presiunea vaporilor la distanțe mari de picătura se consideră nulă ceea ce permite să se scrie pentru debitul vaporizat (rel.372) unde (rel.373) este temperatura medie la periferie. Din relațiile (371 și 372) se obține temperatura de echilibru (rel.374).

Analogia dintre schimbul de căldură și de masă permite ipoteza că cifra Lewis (rel.375) ceea ce conduce la (rel.376). Factorul  $K_1$  ce are în vedere schimbul de căldură și de masă prin suprafața permeabilă formată de vapori poate fi calculat cu (rel.377). Cu relațiile (374 și 377) se obține pentru temperatura de echilibru (rel.378), cu rata de vaporizare (rel.379) se determină pentru diametrul picăturii (rel.380).

Deoarece viteza relativă dintre picătura care se vaporizează și aerul ce o antrenează în mișcare este mică, se poate accepta (rel.381). Pentru criteriul Nusselt de speța II-a (ce caracterizează schimbul de masă), (rel.382), cu  $Le=1$  și  $D$  dat în (rel.383), se obține pentru coeficientul de transfer de masă având în vedere și difuzibilitatea (rel.384) cu constanta de corecție (rel.385).

Cu relațiile (384 și 385) prin integrarea relației (380) se obține (rel.386) în care  $D_{fin}$  este diametrul inițial al picăturii și  $C$  este dat de (rel. 387).

În ipoteza variației liniare a concentrației se obține pentru principalii parametri valorile (rel.388÷392).

În domeniul temperaturilor de interes, parametrii fizico-chimici ai combustibilului, în special combustibil diesel, pot fi calculate cu relațiile :

- căldura de vaporizare (rel.393);
- capacitatea termică specifică a vaporilor de combustibil (rel.394);
- capacitatea termică specifică a combustibilului în faza lichidă (rel.395);
- coeficientul de conductivitatea termică pentru vaporii de combustibil (rel.396);
- viscozitatea dinamică a vaporilor de combustibil (rel.397);
- presiunea parțială a vaporilor de combustibil în [mbar],(rel.398);
- densitatea combustibilului în faza lichidă (rel.399). Masa moleculară pentru cetan de exemplu este  $M_{vd}=226$ . Coeficientul de conductivitate termică al aerului este (rel.400);
- capacitatea termică specifică a aerului este (rel.401);
- viscozitatea dinamică pentru aer se poate calcula cu (rel.402).

Literatura de specialitate oferă și alte relații pentru calculul proprietăților combustibililor folosiți la motoarele cu ardere internă, câteva fiind redată în cele ce urmează: căldura de vaporizare (rel.403), a cărei variație cu temperatura este (rel.404) în care  $T_{rf}$  (rel.405) este temperatura redusă la cea critică (rel.406) în care  $T_{50}$  este temperatura până la care distilează 50% din combustibil și  $\rho_{288}$  - densitatea combustibilului în  $[kg/m^3]$  la 288 [K].

Pentru  $L_f$  se poate folosi și (rel.407), precizia de calcul este de  $\pm 5\%$ . Capacitatea termică specifică se poate calcula cu (rel.408) și (rel.409), precizie de calcul fiind de  $\pm 10\%$ .

Coeficientul de conductivitate pentru combustibilul în faza lichidă este (rel.410), densitatea combustibilului în faza lichidă (rel.411) unde din tabelul 3

rezultă constanta  $C$ ,  $d_{288}$  fiind densitatea relativă a combustibilului la 288[K] față de apă. Puterea calorică inferioară a combustibilului poate fi calculată cu (rel.412).

Tabelul. 3

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

Revenind la studiul evoluției unei picături de combustibil, încălzirea acesteia de la mediul în care se găsește în vederea vaporizării stabilită prin variație de temperatura, se apelează la integrale (rel.413). Pentru transferul termic convectiv la picătura sferică, coeficientul de transfer este (rel.414).

Figura 73 prezintă rezultatele calculului evoluției în timp a unei picături de motorină supusă procesului de vaporizare și pentru comparație s-a prezentat curba echivalentă pentru o picătură de benzină. Se evidențiază că vaporizarea este mai rapidă și se realizează la temperaturi de echilibru  $T_{fech}$  mai coborâte pentru benzină datorită bunelor sale proprietăți de volatilitate.

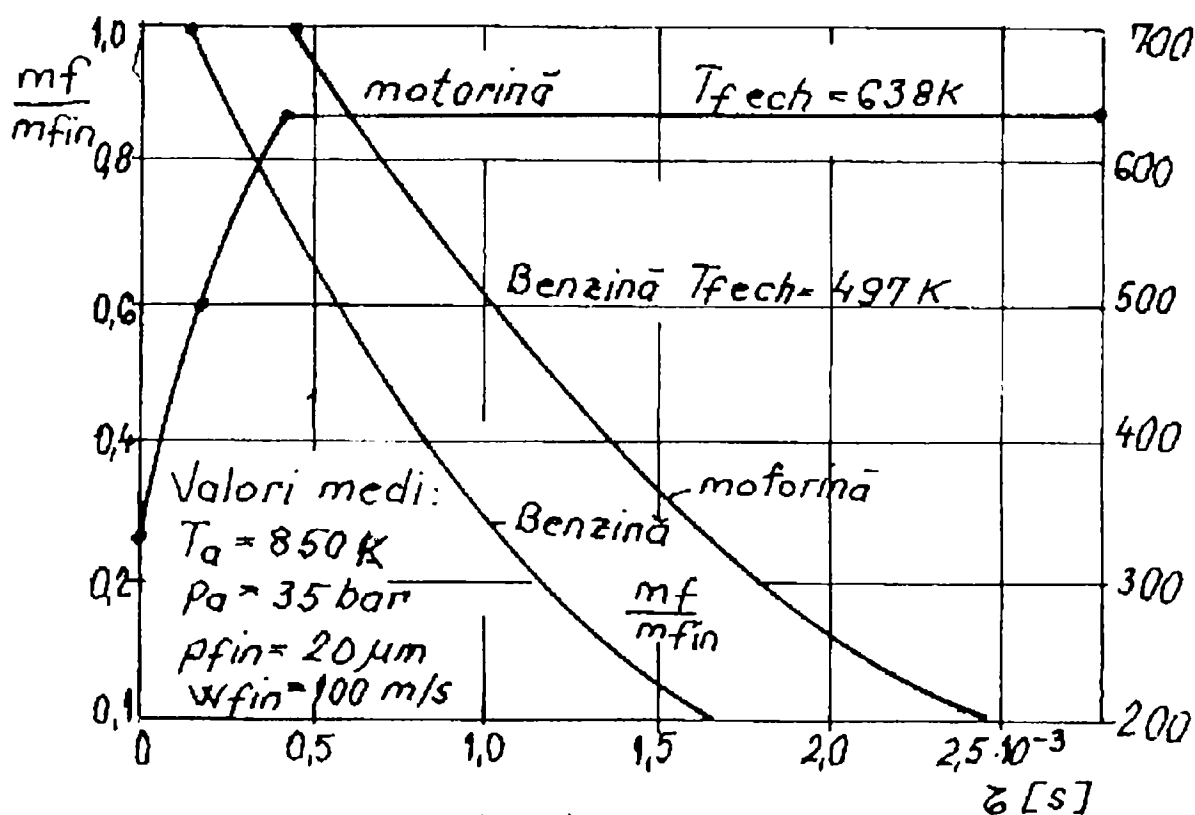


Fig. 73 Evoluția în timp a picăturii

De interes este studiul vaporizării picăturii în contact cu pereții camerei de ardere a motoarelor cu ardere internă. Se neglijează căldura înmagazinată în filmul foarte subțire care este supus vaporizării și se ia în considerare căldura schimbată



practic numai prin conducție între filmul de combustibil de grosime  $S_F$ , a cărei suprafață exterioară în care are loc vaporizarea are temperatura  $T_F$ , și peretele camerei de ardere cu temperatura  $T_W$ , ecuație de bilanț termic este în acest caz (rel.415). Pentru raportul între coeficienții de transfer termic convectiv și transfer de masa se folosește relația (376). Analogia între relația impulsului și cea a transferului de masa permite obținerea pentru coeficientul transferului de masa expresia data de (rel.416) în care  $w_a$  este viteza relativă a aerului față de filmul de combustibil,  $c_f$  - coeficientul de turbionare la perete și  $K_2$  - calculat cu relația (385). Factorul de corecție pentru difuzie pe o singură parte este dat de (rel.417) unde  $Re_0$  este cifra Reynolds pentru aer raportată la diametrul camerei de ardere. Coeficientul de conductivitate pentru combustibil diesel poate fi calculat cu (rel.418). Dacă se cunoaște temperatura peretelui camerei de ardere, cu ajutorul relației poate fi calculată pas cu pas temperatura filmului de combustibil.

Pentru o suprafață exterioară  $A_F$  a filmului de combustibil, debitul vaporizat din film va fi calculat folosind o relație de tipul relației (372); (rel.419).

În figura (74) sunt prezentate rezultatele calculului cotei parte din picătura de combustibil lichid vaporizat pe fiecare grad de raza arbore cotit [ $^{\circ}RAC$ ] - $dm_f/d\alpha$ - și a temperaturii exterioare a filmului de combustibil  $T_F$ . Cu linie continuă sunt prezentate datele experimentale privind cantitatea de combustibil arsă pe același interval - $dm_{fvb}/d\alpha$ - și temperatura medie a peretelui camerei de ardere  $T_W$ . În abscisa este unghiul RAC. Diagramele sunt ridicate pentru un motor diesel cu camera de ardere Meurer.

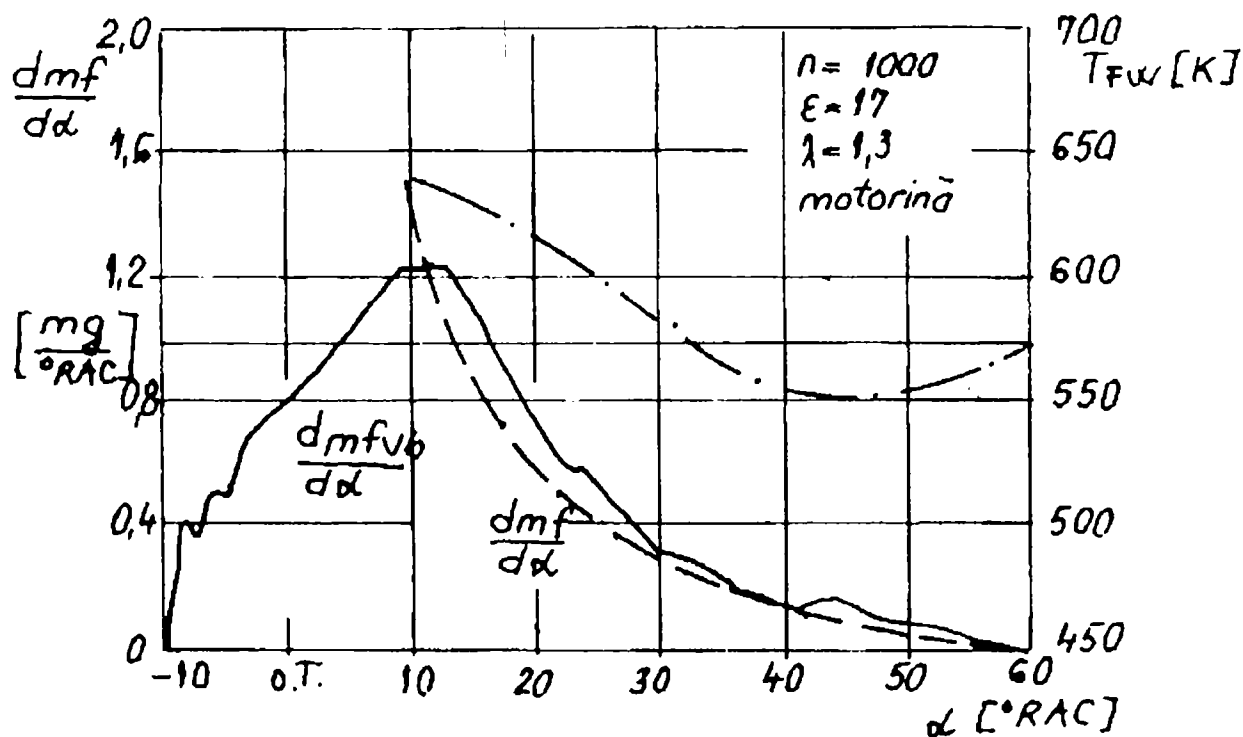


Fig. 74 Evoluția combustibilului vaporizat și ars pentru un motor cu camera M.

Calculul vaporizării filmului foarte subțire s-a efectuat prin aprecierea cu o aproximație ridicată a dispersiei combustibilului de către aerul ce-l înconjoară.

366	$\dot{Q}_c = \dot{Q}_{in} + \dot{Q}_v + \dot{Q}_s$
367	$\dot{Q}_c = \alpha \cdot A_f \cdot (T_a - T_f)$
368	$\dot{Q}_{in} = m_f \cdot c_f \cdot \frac{dT_f}{d\tau}$
369	$\dot{Q}_v = L_f \cdot \dot{m}_f$
370	$\dot{Q}_s = c_{pvd} \cdot \dot{m}_f \cdot (T_a - T_f)$
371	$\alpha \cdot A_f \cdot (T_a - T_{fech}) = \dot{m}_f \cdot [L_{fech} + c_{pvd} \cdot (T_a - T_{fech})]$
372	$\dot{m}_f = \beta \cdot A_f \cdot \frac{P_{vd,ech}}{\mathfrak{R}_{vd} \cdot T_m}$
373	$T_m = \frac{T_{fech} + T_a}{2}$
374	$T_{fech} = T_a - \frac{L_{fech}}{\frac{\alpha \mathfrak{R}_{vd} \cdot T_m}{\beta P_{vd,ech}} - c_{pvd}}$
375	$Le = \frac{a}{2 \cdot \mathfrak{R}}$
376	$\frac{\alpha}{\beta} = \rho_m \cdot c_{pm} \cdot K_1$
377	$K_1 = \frac{P_{vd}}{P_a} \left\{ \frac{1}{\ln \left[ \frac{P_a}{P_a - P_{vd}} \right]} + \frac{c_{pvd} \cdot M_{vd}}{2 \cdot c_{pm} \cdot M_m} \right\}$
378	$T_{fech} = T_a - \frac{L_{fech}}{\frac{M_m}{M_{vd}} \frac{c_{pm}}{\ln \left( \frac{P_a}{P_a - P_{vd,ech}} \right)} - \frac{c_{pvd}}{2}}$
379	$-\frac{\pi}{6} \cdot \rho_f \cdot d(D_f^3) = \beta \cdot \pi \cdot D_f^2 \cdot \frac{P_{vd,ech}}{\mathfrak{R}_{vd} \cdot T_m} \cdot d\tau$
380	$\frac{d(D_f)}{d\tau} = -\frac{2\beta}{\rho_f} \cdot \frac{P_{vd,ech}}{\mathfrak{R}_{vd} \cdot T_m}$
381	$Nu = \frac{\alpha \cdot D_f}{\lambda} \cong 2$
382	$Nu' = \frac{\beta \cdot D_f}{2 \cdot \mathfrak{R}} \cong 2$

383	$\mathcal{D}=a = \frac{\lambda}{\rho \cdot c_p}$	
384	$\beta = \frac{2 \cdot \lambda_m}{\rho_m \cdot c_{p_m} \cdot D_f} \cdot K_2$	
385	$K_2 = \frac{1}{\frac{P_{vd}}{p_a} \ln\left(\frac{p_a}{p_a - P_{vd}}\right) + \frac{\lambda_m \cdot P_{vd}}{2 \cdot \rho_m \cdot c_{p_m} \cdot \eta_m \cdot \mathfrak{R}_{vd} \cdot T_m}}$	
386	$D_f = \sqrt{D_{f_{in}} - C \cdot \tau}$	
387	$C = \frac{8 \cdot P_{vdech} \cdot M_{vd} \cdot \lambda_m}{\rho_f \cdot p_a \cdot M_m \cdot c_{p_m}} \cdot K_2$	
388	$\lambda_m = \frac{P_{vdech}}{2 \cdot p_a} \cdot \lambda_{vd} + \left(1 - \frac{P_{vdech}}{2 \cdot p_a}\right) \cdot \lambda_a$	
389	$\rho_m = \frac{p_a \cdot M_m}{R \cdot T_m}$	
390	$M_m = \frac{P_{vdech}}{2 \cdot p_a} \cdot M_{vd} + \left(1 - \frac{P_{vdech}}{2 \cdot p_a}\right) \cdot M_a$	
391	$c_{p_m} = \frac{\frac{P_{vdech}}{2 \cdot p_a} \cdot \frac{M_{vd}}{M_m} \cdot c_{p_{vd}}}{1 - \left(1 - \frac{P_{vdech}}{2 \cdot p_a}\right) \cdot \frac{M_a}{M_m}}$	
392	$\eta_m = \frac{P_{vdech}}{2 p_a} \eta_{vd} + \left(1 - \frac{P_{vdech}}{2 p_a}\right) \eta_a$	
393	$L_f = 465 - 0,5 \cdot T$	[J/g]
394	$c_{p_{vd}} = 1,6 + 1,7 \cdot 10^{-3} \cdot T$	[J/gK]
385	$c_f = 0,46 + 5 \cdot 10^{-3} \cdot T$	[J/gK]
396	$\lambda_{vd} = 1,0 \cdot 10^{-4} \cdot T - 0,024$	[W/mK]
397	$\eta_{vd} = (0,045 \cdot T - 12) \cdot 10^{-6}$	[Ns/m <sup>2</sup> ]
398	$\log \cdot p_{vd} = 7,5 - \frac{2127}{T - 86}$	[mbar]
399	$\rho_f = 1,04 - 6,6 \cdot T$	[g/cm <sup>3</sup> ]
400	$\lambda_a = 3,65 \cdot 10^{-4} \cdot T^{0,75}$	[W/mK]
401	$c_{p_a} = 0,7 + 0,1085 \cdot 10^{-3} \cdot T$	[J/gK]
402	$\eta_a = 5,18 \cdot 10^{-7} \cdot T^{0,62}$	[Ns/m <sup>2</sup> ]
403	$L_f = 820 - 85 \cdot \log M$	[J/kg]

404	$\frac{L_{f_1}}{L_{f_2}} = \left( \frac{1 - T_{r_{f_1}}}{1 - T_{r_{f_2}}} \right)^{0,32}$	
405	$T_{r_f} = \frac{T}{T_{cr}}$	
406	$T_{cr} = 1,045 \cdot 10^3 \cdot T_{50} \cdot \rho_{288} + 259$	[K]
407	$L_f = 6,3 \cdot 10^{-4} \cdot M + 54$	[J/g]
408	$c_{pvd} = (136 + 1,17 \cdot T) \cdot (4 - \rho_{288})$	[J/gK]
409	$c_f = \frac{758 + 3,3 \cdot T}{\rho_{288}}$	[J/gK]
410	$\lambda_f = \frac{7}{\rho_{288}} \cdot (0,132 - 6,33 \cdot 10^{-4} \cdot T)$	[W/mK]
411	$\rho_f = \rho_{288} \cdot [1 + C \cdot (288 - T)]$	[kg/m <sup>3</sup> ]
412	$H_i = 51439 + \frac{5946000}{\rho_{288} - 1529}$	[kJ/kg]
413	$T_f = \int_0^r \frac{6\alpha}{\rho_f \cdot c_f \cdot D_f} \cdot (T_a - T_f) \cdot d\tau$	
414	$\alpha = \frac{\lambda_a}{D_f} \cdot (2 + 0,33 \cdot \sqrt{Re_f})$	
415	$\frac{\alpha}{\beta} (T_a - T_F) + \frac{1}{\beta} \cdot \frac{\lambda_f}{S_{F_1}} \cdot (T_w - T_F) - \frac{P_{vd} \cdot T_F}{\mathfrak{R}_{vd} \cdot T_m} \cdot [L_f + c_{pvd} \cdot (T_a - T_F)] = 0$	
416	$\beta = 0,5 \cdot w_a \cdot c_f \cdot K_2$	
417	$c_f = 0,32 \cdot Re_a^{-0,2}$	
418	$\lambda = 0,144 - T \cdot 10^{-4}$	[W/m.K]
419	$\dot{m}_k = A_F \cdot \beta \cdot \frac{P_{vd, T_F}}{\mathfrak{R}_{vd} \cdot T_m}$	

### 6.5.2 Evaluarea procesului de vaporizare și a celui de ardere a filmului și a picăturii de hidrocarburi pentru un mediu imobil și regim staționar în ipoteza filmului stagnant.

Pentru modelul de calcul prezentat în continuare se admit următoarele ipoteze simplificatoare:

- se consideră că arderea se desfășoară într-un film stagnant ce aderă pe perete,
- raportul combustibil - aer se determină strict pentru acest film,
- se are în vedere difuzia oxigenului numai de la limita exterioară a filmului la suprafața flăcării și transferul de căldura prin conducție de la flacăra la picături și de la flacăra la mediul ambiant,

- se neglijează atât căldura aferentă reacției de descompunere a hidrocarburilor cât și reacțiile ce implică produși intermediari,
- viteza tangențială relativă la limita lichid - gaz s-a constatat experimental că este neglijabilă ceea ce permite luarea în considerare numai a componentei vitezei orientată strict după direcție normală la suprafața picăturii,
- ecuațiile difuziei se scriu numai după direcția normală deoarece temperatura și compoziție gazului la suprafața picăturii nu diferă sensibil dintr-un punct în altul,
- combustibilul părăsește suprafața picăturii sub formă de vapori sau produse de reacție în masa sa neabsorbându-se substanțe.

Cu ipotezele de mai sus, durata de existență a picăturii care se vaporizează sau arde se determină pe baza relației (420) în lipsă informațiilor despre  $\lambda$  proprii filmului stagnant.

Pentru procesul de vaporizare fără ardere, numărul de transfer  $B_{vd}$  are expresia (rel.421), cu variație de entalpie a vaporilor de combustibil (rel.422) unde  $T_M$  este temperatura mediului în care evoluează picătura. Numărul de transfer pentru ardere este (rel.423) în care :

- $m_{O_2}$  - concentrație gravifică în oxigen a mediului gazos.
- $\beta$  - oxigenul necesar pentru arderea unității de masa a combustibilului.

În lipsa altor informații privind temperaturile și capacitățile termice specifice se acceptă (rel.424). Masa relativă vaporizată sau arsă se calculează cu relația (rel.425) unde indicii au următoarele semnificație:

- $f_{in}$  - pentru picătura inițială
- $f$  - pentru picătura la un moment dat pe durata evoluției sale. Viteza maximă de vaporizare sau de ardere este dată de (rel.426).

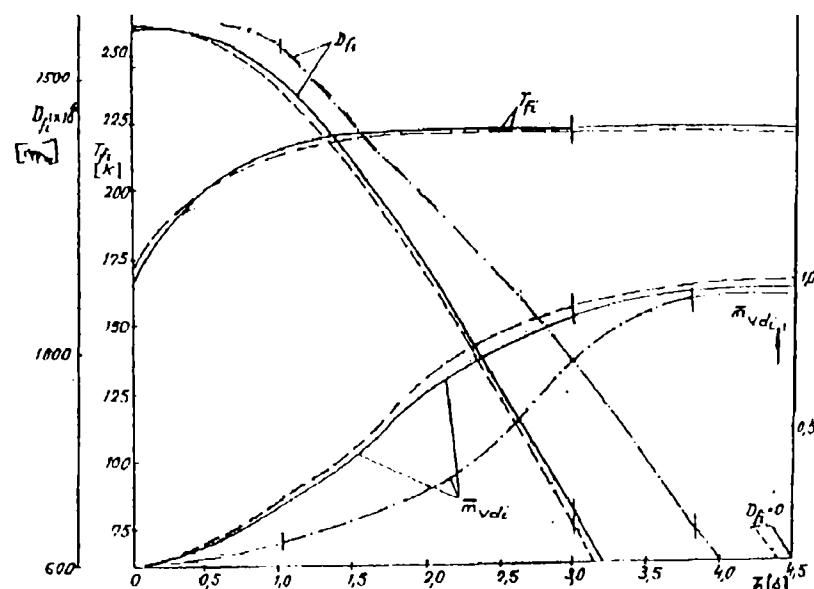


Fig. 75. Evoluția în procesul de vaporizare a unei picături de hexadecan.

Pentru validarea metodei filmului stagnant ne ocupăm de studiul vaporizării unei picături de hexadecan pentru care se dispune de date experimentale și de date de calcul obținute cu un model complex prelucrat pe calculator.

În (fig.75) este prezentată evoluția picăturii de hexadecan calculată cu metoda de mai sus (linie-punct), după date experimentale (linie întreruptă) și după metoda RUB (Ruhr Universität Bochum)(linie continuă). Curbele trasate mai subțiri s-au obținut prin extrapolare.

Ipoteza filmului stagnant permite un calcul extrem de expeditiv, abaterile variind în legătură cu diametrul momentan al picăturii între 3,8% și 24% iar în legătură cu timpul de evoluție între 4,02% și 9,04% față de datele experimentale.

Precizia metodei filmului stagnant scade pe măsura ce picătura evoluează în timp și este înconjurată de tot mai mulți vapori a căror proporție nu se cunoaște față de faza fluidă. În plus în calcule se operează cu coeficientul de conducție termică pentru fluid și nu cu cel pentru vapori, necunoscut după datele experimentale și care este la gaze  $1/4 \div 3/4$  din cel propriu lichidelor. Calculul cu coeficientul de conducție pentru vapori ar translata curba obținută relativ la diametrul momentan al picăturii spre stângă, ceea ce ar reduce abaterile față de experiment.

Experimente numerice comparative folosind metoda filmului stagnant efectuate pentru o picătură de motorină, kerosen și benzină sunt analizate în continuare, (fig.76) semnificația curbelor caracteristice fiind: motorină -linie continuă, kerosen -linie-punct, benzină-linie întreruptă.

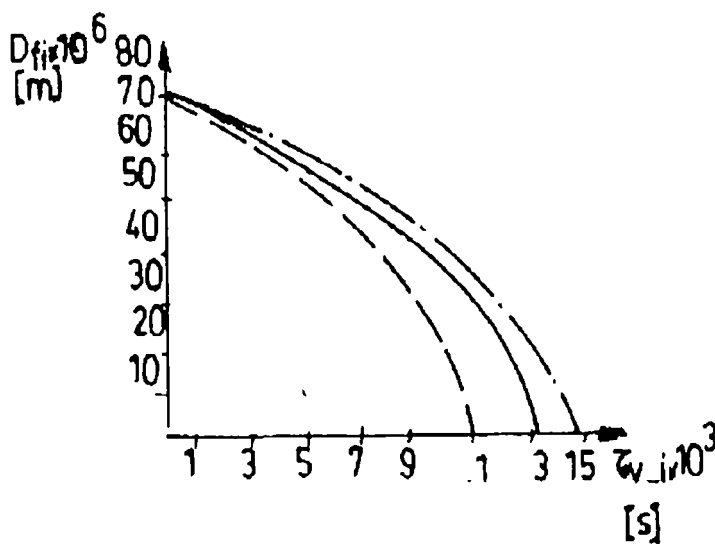


Fig. 76 Evoluția picăturii în procesul de vaporizare

Studiul evoluției unei picături cu diametrul inițial de  $70 \cdot 10^{-6}$  [m], pe durata vaporizării se constată că date fiind în primul rând proprietățile de volatilitate diferite, picătura de motorină se evaporă complet după  $13,31 \cdot 10^3$  [s], cea de kerosen după  $14,69 \cdot 10^3$  [s] și cea de benzină după  $11,12 \cdot 10^3$  [s], alură curbelor fiind asemănătoare.

Pentru proceselor de ardere prezentat în (fig.77), timpurile până la arderea completă sunt de la 6,61 până la 9,36 ori mai reduși decât cei de vaporizare și anume în valori absolute: pentru motorina  $1,68 \cdot 10^{-3}$  [s], pentru kerosen  $1,57 \cdot 10^{-3}$  [s] și pentru benzina  $1,69 \cdot 10^{-3}$  [s].

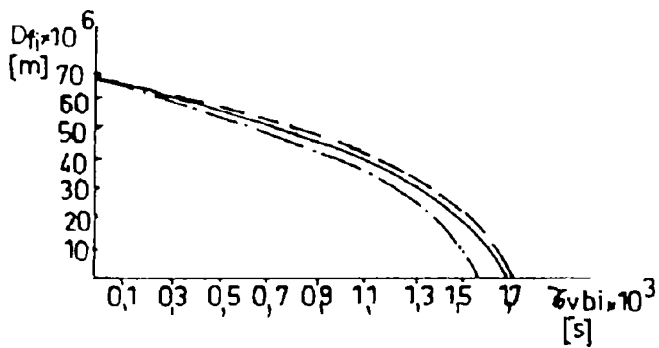


Fig. 77 Evoluția picăturii în procesul de ardere.

disponibilitățile mai mari de aer fiind favorizante procesului de ardere.

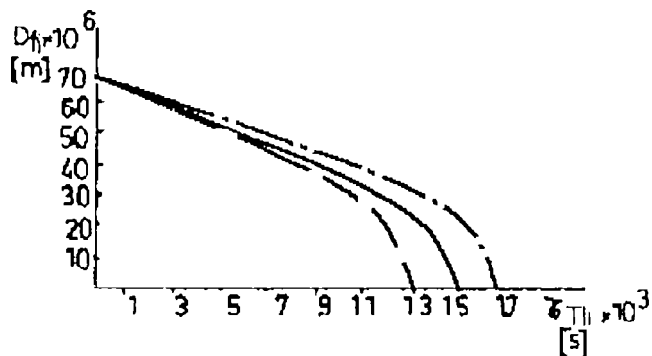


Fig. 78 Evoluția picăturii prin cumulara procesului de vaporizare și ardere.

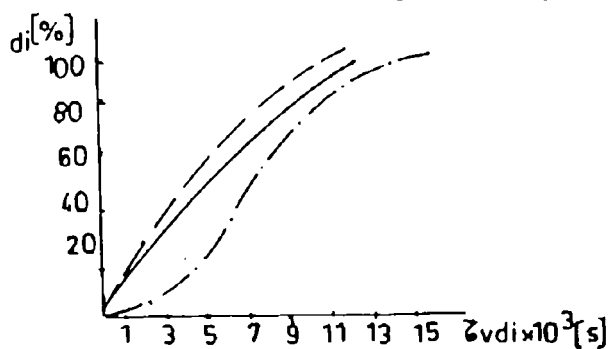


Fig. 79 Evoluția masei relative procentuale vaporizate.

timp are aspectul normal, masa cea mai rapid arsă cantitativ înregistrându-se pentru kerosen (până la atingerea cotei de 100%) și cea mai puțin rapid arsă pentru benzina, în corelație cu rezultatele precedent discutate.

Situația constatată și anume că diametrul picăturilor pentru motorina și benzina evaluate strict numai în procesul de ardere scade mai încet decât pentru kerosen se datorește în primul rând faptului că s-a lucrat cu coeficienți ai excesului de aer mai reduși pentru primii doi combustibili (1,6 respectiv 1; proprii arderii în m.a.i.) față de kerosen (1,73 propriu camerei de ardere RUB) și datorită

Cum predominant că și durata este procesul de vaporizare, evoluția picăturii pentru timpii cumulați de vaporizare și de ardere (fig.78), are structura asemănătoare cu cea proprie procesului strict de vaporizare, durata limită fiind pentru motorina  $15 \cdot 10^{-3}$  [s], pentru kerosen  $12,8 \cdot 10^{-3}$  [s] și pentru benzina  $12,8 \cdot 10^3$  [s].

Masa relativă procentuală vaporizată în timp (fig.79) dovedește cum era firesc că evoluția cea mai puțin rapidă o are kerosenul, cu volatilitatea cea mai scăzută, mai ales în prima parte prin faptul că are un coeficient de conducție termică, capacitatea termică specifică și densitatea asupra acestei mase.

Evoluția masei relative procentuale (fig.80) arsă funcție de

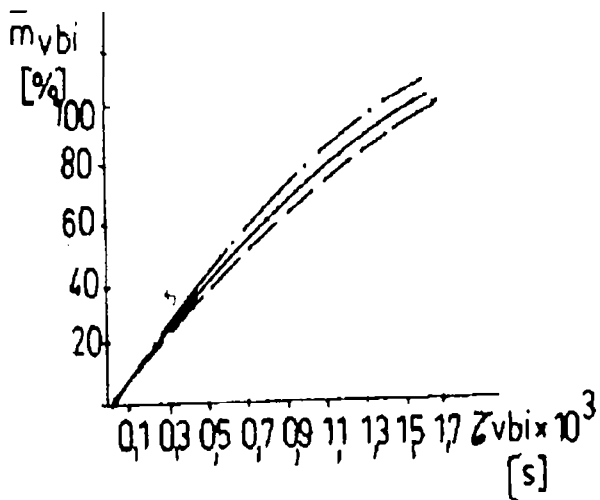


Fig. 80 Evoluția masei relative procentuale arse

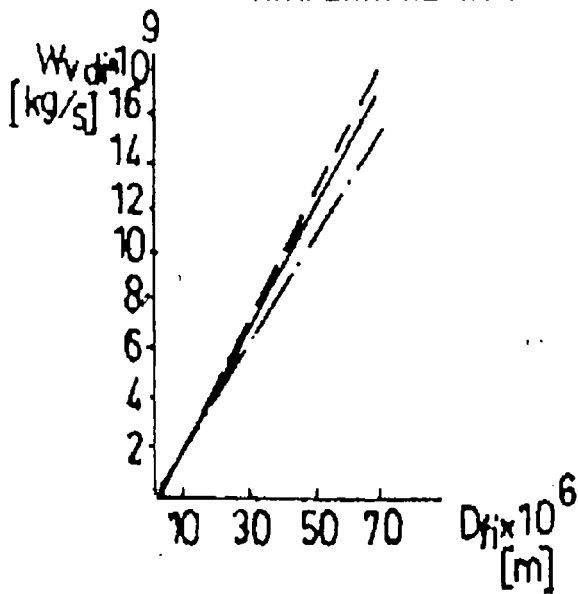


Fig. 81 Evoluția vitezei de vaporizare

consistentă în exces viteza maximă fiind proprie kerosenului și anume  $140,99 \cdot 10^{-9}$  [kg/s], pentru motorina înregistrându-se  $133,24 \cdot 10^{-9}$  [kg/s] și pentru benzina  $115,96 \cdot 10^{-9}$  [kg/s].

Vitezele maxime de ardere (la diametrul cel mai mare al picăturii) sunt de 6,62 până la 9,34 ori mai mari decât cele de vaporizare.

Datele prezentate au permis studii comparative relativ la evoluția unei picături singulare de motorina, kerosen și benzina evidențiindu-se implicațiile pe care le au natura combustibilului și parametrii specifici ai mediului imobil în care are loc vaporizarea și arderea și cu aproximația cu care sunt evaluate condițiile de detaliu ale acestor procese.

În ceea ce privește viteza de vaporizare (fig.81) benzina având cea mai mare volatilitate, va avea viteza maximă cea mai mare  $17,51 \cdot 10^{-9}$  [kg/s] față de motorina  $16,93 \cdot 10^{-9}$  [kg/s] și kerosen  $15,9 \cdot 10^{-9}$  [kg/s].

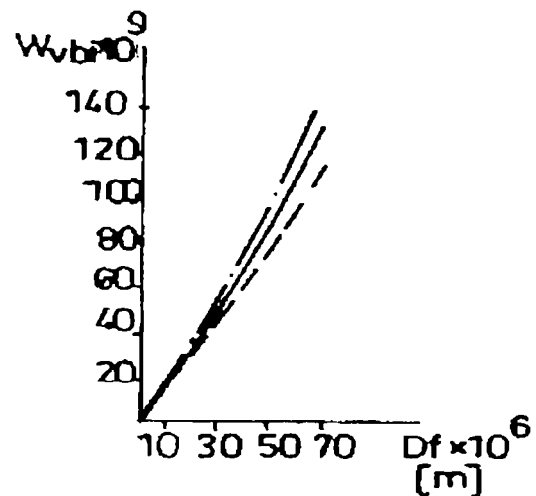


Fig. 82 Evoluție vitezei de ardere.

Evoluția vitezei de vaporizare că și a celei de ardere este cvasiliniară în raport cu  $d_f$  et ul picături i deoa ece ea dep de consistent de aceasta, în cazul relațiilor dezvoltate după metoda filmului stagnant. Aspectul variației vitezelor de ardere (fig.82) subliniază circumstanța favorizantă de a se dispune pentru relațiile de ardere de cantități de oxigen



420	$\tau_{v_d:v_b} = \frac{\rho_f \cdot c_f \cdot R_f^2}{2\lambda_f \cdot \ln(1 + B_{v_d:v_b})}$
421	$B_{v_d} = \frac{c_f \cdot (T_M - T_f)}{\Delta I_{v_d}}$
422	$\Delta I_{v_d} = L_f + c_f \cdot (T_M - T_f)$
423	$B_{v_b} = \frac{H_i}{\Delta I_{v_b}} \cdot \frac{m_{O_2}}{\beta} + c_f \cdot \frac{(T_M - T_f)}{\Delta I_{v_b}}$
424	$\Delta I_{v_d} \cong \Delta I_{v_b}$
425	$\bar{m}_{v_d:v_b} = \frac{m_{f_{in}} - m_f}{m_{f_{in}}} = \frac{\rho_{f_{in}} \cdot R_{f_{in}}^3 - \rho_f \cdot R_f^3}{\rho_{f_{in}} \cdot R_{f_{in}}^3}$
426	$w_{v_d:v_b} = \left( \frac{dm}{d\tau} \right)_{v_d:v_b} = 2\pi \cdot R_f \cdot \frac{\lambda_f}{c_f} \cdot \ln(1 + B_{v_d:v_b})$

### 6.5.3 Evaluarea procesului de vaporizare și de ardere a picăturii de hidrocarburi într-un mediu imobil în regim staționar pe baza legii diametrelor

Folosirea relațiilor din ultimele două paragrafe pentru obținerea evoluției picăturii este dificilă deoarece este necesară cunoașterea parametrilor fizico-chimici ai combustibilului lichid cât și ai mediului din apropierea picăturii. De asemenea în practică se poate utiliza și o metodă de rezolvare directă a problemei dacă se cunoaște după măsurări experimentale constanta K de vaporizare și de ardere.

Pentru combustibili lichizi volatili, se poate admite pentru finețea de pulverizare realizată de injectoare, mărimea K este independentă de diametrul inițial al picăturilor pulverizate, dar crește cu creșterea temperaturii mediului în care are loc procesul.

Pornind de la relația de bilanț masic (rel.427) cu  $m_{ft}$  - masa vaporizată și arsă până la momentul  $\tau$ , se admite că masa consumată este proporțională cu diametrul picăturii (rel.428). Pentru picătura sferică (rel.429) și (rel.430) în care se notează (rel.431).

Integrând relația (430) pentru condițiile la limită  $D_f = D_{fin}$  pentru momentul  $\tau = 0$  și  $D_f$  pentru momentul  $\tau$  ce caracterizează evoluție în timp a picăturii și care devine la terminarea procesului de vaporizare și ardere  $\tau_{T_f}$  rezultă (rel.432), de unde (rel.433).

Parametrul K se determină prin măsurarea diametrului inițial și a diametrului la momentul  $\tau$ .

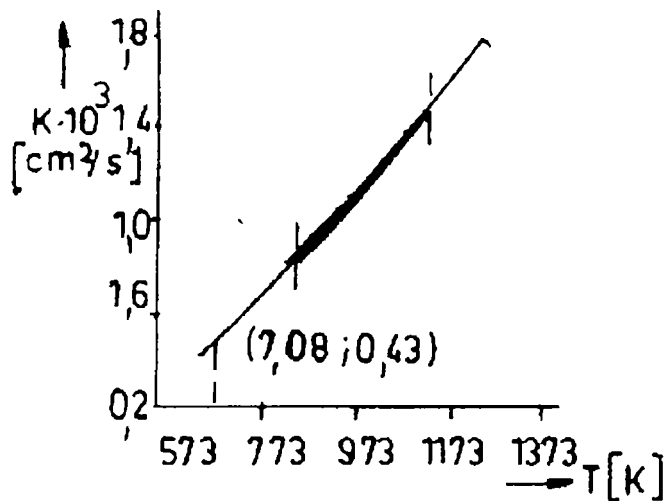


Fig. 83 Variația parametrului K pentru kerosen

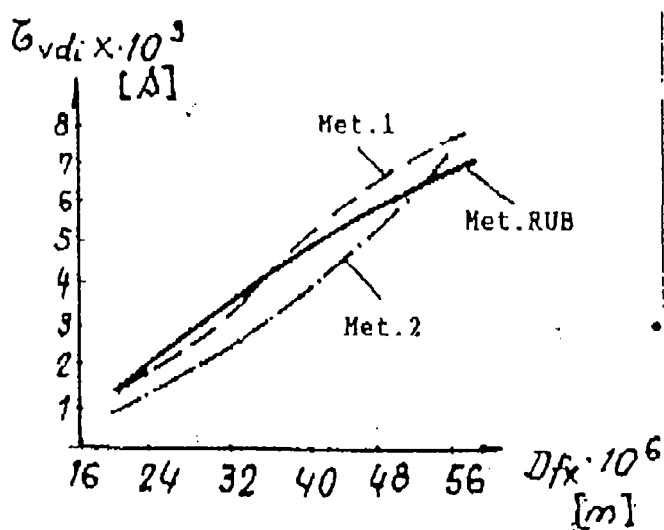


Fig. 84 Evoluția picăturii de kerosen determinată prin legea diametrelor, metoda filmului stagnant și modelul complex RUB

- linie continuă - după modelul RUB.

Se constată că în cazul legii diametrelor pentru picătura cu  $D_f = 38 \cdot 10^{-6}$  [m] se obține o abatere maximă de 23,4%.

Folosind metoda filmului stagnant, abaterea maximă este de 10,3% și este înregistrată pentru picături cu diametrul de  $56 \cdot 10^{-6}$  [m].

Trebuie remarcat faptul că modelul de calcul după legea diametrelor operează cu constanta K de vaporizare și de ardere determinată experimental global astfel că abaterile procentuale în raport cu datele obținute cu metoda RUB sunt și mai mari.

Alura și dispunerea curbei ridicată după metoda filmului stagnant dovedește o aproximare tehnic acceptabilă încă în raport cu datele considerate de referință.

Viteza de vaporizare și de ardere se stabilește cu (rel.434). Având în vedere și relația (430) rezultă (rel.435).

În figura (83) se prezintă evoluția parametrului K în funcție de temperatura pentru picături de kerosen arse în aer imobil. Cu linie subțire s-a extrapolat curba pe domeniul de temperaturi extins.

Experimente numerice efectuate relativ la evoluția diametrului picăturii de kerosen pe baza legii diametrelor, prin metoda filmului stagnant și cu modelul complex de calcul dezvoltat la RUB permit aprecieri în legătură cu precizia rezultatelor.

Se accentează că referința modelul RUB pentru care s-au obținut pentru picătura de kerosen comparativ cu datele experimentale (fig.75) abateri de 0,15% pentru  $D_f = 1250 \cdot 10^{-6}$  [m] și 6% pentru  $D_f = 5 \cdot 10^{-6}$  [m].

Din datele de calcul prezentate în (fig.84) în care semnificația curbelor este:

- linie-punct - după legea diametrelor;
- linie întreruptă - după metoda filmului stagnant;

427	$m_{f\tau} = m_{fin} - m_f$
428	$\frac{dm_f}{d\tau_{Tf}} = -\frac{dm_{f\tau}}{d\tau_{Tf}} = K_1 \cdot D_f$
429	$\frac{d}{d\tau_{Tf}} \left( \rho_f \cdot \frac{\pi \cdot D_f^3}{6} \right) = -K_1 \cdot D_f$
430	$D_f \cdot dD_f = -\frac{4K_1}{2 \cdot \pi \cdot \rho_f} \cdot d\tau$
431	$K = \frac{4K_1}{2 \cdot \pi \cdot \rho_f}$
432	$D_f^2 = D_{fin}^2 - K \cdot \tau_{Tf}$
433	$\tau_{Tf} = \frac{D_{fin}^2 - D_f^2}{K}$
434	$w_{Tf} = \frac{dm_{f,\tau}}{d\tau_{T,\ell}} = \rho_f \cdot \frac{d}{d\tau_{T,\ell}} \left( \frac{\pi \cdot D_f^3}{6} \right) = \pi \cdot \rho_f \cdot \frac{D_f^2}{2} \cdot \frac{dD_f}{d\tau_{Tf}}$
435	$w_{Tf} = -\frac{\pi \cdot \rho_f \cdot D_f}{4} \cdot K$

## 6.6 Concluzii

1. O determinare teoretică a vaporizării jetului în sine este imposibilă, Determinarea ei prin calculul vaporizării picăturii se face cu ipoteze simplificatoare care se contrazic cu realitatea și unele cu altele.
2. Forma sferică a picăturii nu este adevărată fiindcă prin captarea picăturilor s-a observat că acestea au o forma alungită, iar pentru că conductivitatea termică să fie infinită în interiorul picăturii, picătura trebuie să fie foarte mică, iar relațiile de calcul al vaporizării nu explică vaporizarea picăturilor foarte mari, dar sunt practice pentru picăturile mai mici de 200  $\mu\text{m}$ ;
3. Un studiu teoretic exact al vaporizării filmului este practic imposibil;
4. Studiul actual al vaporizării combustibilului în m.a.c. dă numai o imagine globală a fenomenelor dar este bun pentru experimentele de simulare a vaporizării;
5. Vaporizarea și transferul de masa nu au un caracter liniar fiindcă picăturile nu se vaporizează practic deloc până la temperatura de 150-200°C, după care intervine o vaporizare intensă;
6. Viteza de vaporizare a filmului la peretele camerei de ardere a unui motor diesel M se bazează pe valorile mari ale coeficientului local de transfer de căldura la suprafața filmului. Acest coeficient este aproximativ de 10 ori mai mare decât coeficientul de transfer de căldura mediu pe suprafața totală a cilindrului;

7. Coeficientul de transfer local de căldura la peretele camerei de ardere a unui motor diesel M își atinge valorile mari prin suprapunerea efectelor a vitezei de vârtej mari a masei de gaze concentrată în cupa camerei de ardere și a arderii concentrate care determină o convecție locală de ardere aproximativ de 4 ori mai mare față de cea locală medie. Aceasta relație între convecție locală de ardere și cea locală medie atrage coeficienți de trecere a căldurii ce se explică prin ordinul de mărime între raportul suprafeței totale a cilindrului și a suprafeței cupei camerei de ardere când pistonul se află în apropierea p.m.i., aici arderea este concentrată în cupa pistonului și gazul de ardere poate pătrunde greu în interstițiul dintre capul pistonului și chiulasa;
8. Mărirea de 4 ori a coeficientului local de convecție de ardere față de cel local mediu a fost obținută în ipoteza că mărirea coeficientului de trecere a căldurii prin radiația flăcării este egală la motorul diesel M cu cea măsurată în spațiile de ardere ale motorului diesel cu injecție directă. Aici însă, flacăra ajunge foarte aproape de suprafața superficială a filmului de combustibil astfel încât căldura radiată la un motor diesel M este ceva mai mare decât la motoarele diesel cu injecție directă ceea ce ar trebui verificat experimental.

## Anexe

$$K^* = 0,293 \left( \frac{B_1}{\rho_c} \right) D_0 \left( \frac{T_p}{p} \right) \exp \left( \frac{-B_2}{T_p} \right) \text{ unde } B_1 \text{ și } B_2 \text{ depind de natura combustibilului.}$$

$D_0$ -coeficientul de difuzie redus la gradientul presiunilor parțiale a vaporilor la 0°C și la 1daN/Cm<sup>2</sup>

$$K^{**} = 1 + 0,3 \frac{d_p^2}{N\tau} \ln(1 + Re_0)^{0,5} \left( \frac{N\tau}{d_p^2} \right)$$

$$\text{unde: } N = 4,7 \frac{\rho_a v_a}{\rho_c}$$

$$Re_0 = w_0 \frac{d_p}{v_a} \text{ - numărul lui Reynolds inițial}$$

$$\lambda = 1 + \frac{1}{2} c_{pv} (T_a - T_c)$$

Durata vaporizării picăturii se poate stabili pe baza relației bilanțului termic al vaporizării:

$$d\tau = \frac{\rho_c}{\alpha(T_a - T_c)} \left( \frac{c_c}{3} r - \frac{dr}{dT_c} \right) dT_c$$

Accastă relație se poate rezolva numeric pe un interval de temperatura precizat  $T_{c_j} - T_{c_{j+1}}$  pusă sub forma:

$$\Delta_{j,j+1} = \frac{m}{\alpha \left( T_a - \frac{T_{c_j} + T_{c_{j+1}}}{2} \right)}$$

$$\text{unde: } m = \rho_c \left( \frac{C_c}{3} r_m + \lambda \frac{dr}{dT_c} \right) \Delta T_c$$

$$\alpha = \frac{\alpha_0}{\alpha_0 q \tau + 1}$$

$\Delta_{j,j+1}$  se calculează prin metoda iterației după care se adună valorile sale pentru obținerea timpului necesar vaporizării.

$$\frac{dW_{B_0}}{dt} = \frac{3W_{B_0}}{4m_B} \left( \tau_{G_0} - \tau_{B_w} + \frac{2}{3} \beta \frac{P_{D_0}}{R_D T_{B_0}} V_{B_0} \right)$$

Ecuția  $\xi_s = 0,3164 R_{e_w}^{-0,25}$  arată coeficientul de frecare al curenților de tub care este o funcție de viteza totală  $\bar{w}$  și a numărului Reynolds.

Coeficientul local de trecere a căldurii pe perimetrul cupei camerei de ardere a unui motor Diesel cu injecție directă se compune după ecuația  $\alpha = \alpha_k + \alpha_s$  din convecție și radiație a flăcării.

Prin măsurările bilanțului termic la un motor, Woschni a elaborat o formulă pentru coeficientul de transfer de căldura mediu local peste toată suprafața a cilindrului care corespunde cu relația:  $\alpha_{KD} = 1315 p_G^{0,8} T_G^{-0,55} \bar{V}_D^{0,8} D_R^{-0,2}$

În relația  $\alpha_k = 1315 p_G^{0,8} T_G^{-0,55} \bar{w}_G^{0,8} D^{-0,2}$ , viteza gazului total este arătată în relația:  $\bar{w}_G^{0,8} = 0,65 \bar{u}_k^{0,3} + \bar{v}_k^{0,8} + \bar{v}_D^{0,8} + a \bar{w}_v^{0,8}$

Din cauza c[ la vaporizarea filmului de combustibil apar diferențe de presiune parțială, în relația:  $\beta = \alpha_k \left( \frac{D_G}{q_G p_G \lambda_i} \right)^{0,5}$  după compoziție valorilor medii a materiei, se introduce gazul care trece peste film.

La arderea filmului apare o viteză nouă acționată prin ardere că o combinație a celor 2 viteze definite dinainte cum se arata în relația:  $\tau_D = C_{FD} \frac{\rho_G \bar{V}_D^2}{2}$  în care  $C_{FD}$  este dat de relațiile:

$$C'_{FD} = \frac{\xi_D}{4} = 154 \frac{\xi_a}{4} = 154 C'_{fa}$$

$$C'_{FD} = 154 \left( 0,046 R_{e_p}^{0,20} \right)$$

$$C'_{FD(Frac)} = 0,32 R_{e_p}^{-0,2}$$

### Notații:

- R - constanta gazelor  
T - temperatura absolută  
 $p_p$  - presiunea parțială a gazelor  
 $\lambda_v$  - coeficient de conductibilitate  
 $C_{pv}$  - căldura specifică a vaporilor la presiune constantă  
 $\ell, L_v$  - căldura latentă de vaporizare  
 $d_p$  - diametrul picăturii  
 $d_{p0}$  - diametrul inițial al picăturii  
r - raza picăturii  
 $T_a$  - temperatura aerului  
 $T_c$  - temperatura combustibilului  
 $\tau$  - timpul  
 $\rho_c$  - densitatea combustibilului  
 $C_c$  - căldura specifică a combustibilului  
 $\alpha$  - coeficientul de trecere a căldurii de la picătura la combustibil  
 $m_v$  - viteza maximă de vaporizare pe unitate de suprafață  
 $\alpha_0$  - coeficientul de trecere a căldurii pentru  $\tau = 0$   
 $q = 0,715 \frac{10^{-2}}{d \rho_a}$ ; d- diametrul picăturii [m]  
 $r_m$  - raza medie a picăturii  
 $\beta$  - coeficient de vaporizare  
 $\rho_v$  - densitatea vaporilor  
 $p_{vi}$  - presiune parțială a vaporilor  
 $R_v$  - constanta vaporilor  
 $T_m$  - temperatura medie a amestecului  
a,  $a_1$ ,  $a_2$ , b - constante  
 $C_f$  - coeficientul de frecare  
 $C_p$  - capacitatea căldurii specifice la presiune constantă (h+KT)  
 $C_p^2$  - capacitatea căldurii specifice la presiunea constantă (h+2KT)  
D - coeficient de difuzie  
H și K - constante  
 $R_e$  - numărul lui Reynolds

- Q - căldura
- Nu - numărul lui Nusselt
- u - componenta axială a vitezei (direcție axei cilindrului)
- v - componenta tangențială a vitezei
- w - viteza totală
- $\alpha$  - coeficient de transfer de căldura
- $\beta$  - coeficient de transfer de masa
- $\varepsilon$  - gradul de emisie radială a flăcării
- $\delta$  - grosimea filmului
- $\xi$  - coeficientul de frecare după Blasius
- $\sigma$  - constanta lui Stefan-Boltzmann
- $\phi$  - gradul de curbură

**Indici:**

- A - început
- a - axial
- B - combustibil
- c - compresie
- D - vârtej vapori de combustibil
- F - flacăra, ardere
- G - gaz
- K - convecție, piston, curbura
- k - circular
- o - în secțiune cu o singură intrare
- n - viteza maximă a unei secțiuni și diametrul respectiv
- 0 - la suprafața filmului
- R - țevă
- S - rază
- s, s - elicoidal
- W - perete
- v - în direcția vitezei totale
- z - ciclu de lucru al motorului.

## Capitolul 7 Arderea combustibilului în motoarele cu aprindere prin comprimare

### 7.1 Considerații generale

În m.a.c. injecția combustibilului în cilindru la sfârșitul cursei de comprimare produce câmpuri de concentrație foarte variate. Amestecul combustibil-aer este neomogen ceea ce are drept consecințe aprinderea amestecului pentru orice valoare a coeficientului de dozaj (la plina sarcină  $\lambda \approx 1,2 \div 1,4$  ; la mers în gol  $\lambda \approx 6 \div 8$ ) din care cauza fenomenul are o mare stabilitate, amestecarea incompletă a aerului cu combustibil. Timpul disponibil pentru formarea amestecului la m.a.c. este foarte scurt ( $40 \div 80^\circ \text{RAC}$ ). Apariția nucleului de flacără înainte că amestecarea combustibilului cu aer să fi avut complet constituie caracteristica dominantă a arderii în m.a.c. cu consecințe fundamentale asupra randamentului și solicitărilor mecanice, asupra vibrațiilor și zgomotul, asupra duratei de serviciu a motorului. De aceea controlul autoaprinderii combustibilului și intensificarea procesului de amestecare al combustibilului cu aerul constituie principalele preocupări ale inginerului mecanic în domeniu.

În regim staționar, arderea este caracterizată prin două procese interdependente: vaporizarea picăturii de combustibil datorată căldurii primite de la flacără și arderea amestecului de vapori și aer de la suprafața lichidului.

Spre deosebire de cazul arderii pe o suprafața plană a lichidului, flacără cuprinde picătura de combustibil din toate părțile iar transmiterea căldurii are loc printr-un strat subțire de vapori a cărui mecanism nu este pe deplin elucidat.

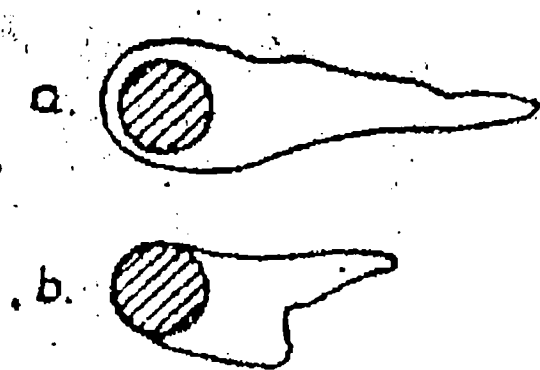


Fig.85 Poziția flăcării față de picătura de combustibil: a - flacără îmbracă picătura; b - flacără în spatele picăturii.

Din cauza convecției naturale sau a curenților de aer, flacără din jurul picăturii nu este sferică și concentrică cu aceasta ci are o formă alungită în sensul vectorului vitezei curenților de aer și poate să formeze un înveliș al picăturii sau să apară numai în spatele picăturii (fig.85). Poziție relativă a flăcării este determinată de mecanismul diferit de ardere. Flacără de difuziune îmbracă picătura, în acest caz vapori de combustibil difuzează spre zona de reacție iar oxigenul difuzează în sens invers, zona de reacție finală stabilindu-se



în regiunea în care  $\lambda=1$ .

Zona de flacără existentă numai în spatele picăturii este rezultatul arderii mecanismului preformat dintre oxigen și combustibil, care difuzează până la zonă de reacție.

În (fig.86) sunt prezentate cele două mecanisme a formării flăcării la picăturile care ard. Din această figură se deduce că în timpul procesului de ardere al unei picături se formează două zone distincte: o zonă internă cuprinsă între picătura și zona de reacție formată din vapori de combustibil și gaze de ardere și o zonă externă în afără zonei de reacție, unde se află gaze arse și aer. Temperatura variază în zona internă de la temperatura de fierbere a lichidului până la temperatura flăcării, iar în cea externă, temperatura variază de la valoarea maximă la valoarea temperaturii medii a gazelor din camera de ardere.

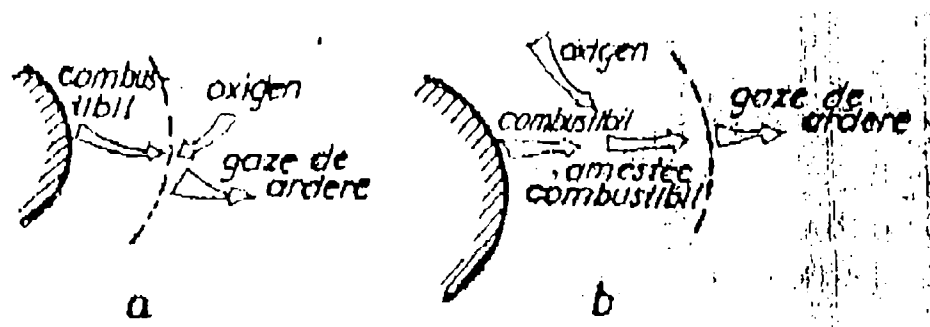


Fig.86. Mecanismul formării flăcărilor în jurul picăturilor:  
a - flacără difuzivă; b - flacără amestecului preformat.

Controlul arderii în m.a.c. bazat pe punctele caracteristice ale diagramei indicate se face prin creșterea cantității de amestec preformat pentru dezvoltarea arderii rapide ceea ce se face de obicei prin influențarea distribuției combustibilului și a caracteristicilor jetului, iar pentru controlul fazei de ardere difuzive se acționează asupra mișcărilor organizate și prin turbulența dar și prin finețea pulverizării și prin creșterea numărului de jeturi. Funcționarea motorului diesel rapid cu injecție directă are la baza: mai multe orificii de injecție, vârtej mai puțin intens.

## 7.2 Arderea picăturii de combustibil

Din punct de vedere al comportării, modelul picăturii poate reprezenta jetul de combustibil la motoarele diesel la care distanța de pătrundere este foarte mică, iar efectul interacțiunii picătura-aer și picături între ele poate fi inclus mai târziu cu ajutorul unui calculator de mare viteză.

Figura (87) arată fenomenul de ardere a unei picături de combustibil într-un mediu oxidant. De obicei există mișcări relative între picătura și gazul înconjurător, mișcare ce există și din cauza momentului cu care picătura este injectată în acest mediu sau din cauza proceselor naturale de convecție.

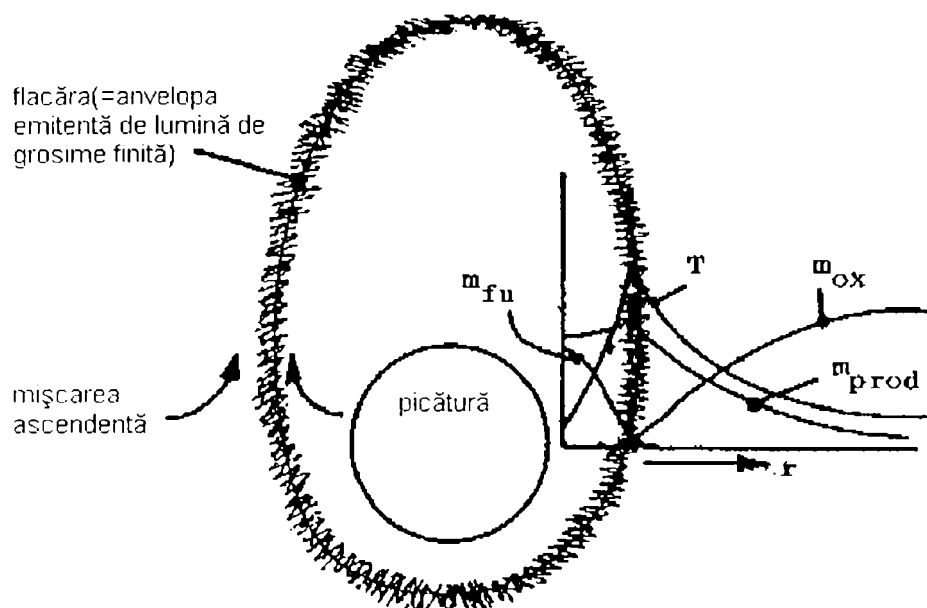


Fig.87 Schema de desfășurare a arderii unei picături.

Mișcările relative amintite duc la nesimetria flăcării. Flacără înconjoară picătura imediat după aprinderea și sunt multe flăcări obișnuite care au caracteristici asemănătoare. Când picătura este foarte mică, viscozitatea gazului operând la distanțe foarte mici, ea urmărește numai mișcările relative slabe. Astfel picătura devine foarte repede sferică. În decursul timpului, diametrul picăturii descrește, în final până la zero. Temperatura lichidului se poate schimba în timpul procesului de ardere.

S-au dezvoltat trei tehnici experimentale pentru cercetarea arderii într-un mediu oxidant (în general aer) (v.fig.88). Prima (fig.88.a) constă în alimentarea continuă cu combustibil a unei sfere poroase, atât cât este necesar pentru menținerea unui strat de lichid foarte subțire pe suprafața sferei în timpul arderii. În a doua, (fig.88.b), picătura de combustibil este suspendată pe un fir de cuarț aflat în stare de repaus și se măsoară diametrul picăturii după ardere. La a treia, (fig.88.c) picăturile cad liber, fiind aprinse și observate în timpul arderii. Fiecare dintre tehnicile de mai sus are domeniul ei de aplicare: prima este staționară, a doua dă rezultate pentru stabilirea variației picăturii în funcție de timp iar a treia este aplicabilă pentru picături foarte mici.

În cazul primei metode, pentru a menține o ardere staționară, masa pe secundă necesară alimentării sferei este (rel.436) unde:

$r$  - raza sferei

$K''$  - independentă de  $r$

$m$  - masa de combustibil pe secundă.

După tehnicile b și c, experimentele efectuate au arătat ca după o perioadă inițială nestaționară, pătratul diametrului picăturii descrește liniar în funcție de timp (rel.437), relație ce se referă la cazul vaporizării picăturii în absența arderii, în care:

d- diametrul picăturii

$\tau$  - timpul

0 - indice ce se referă la starea inițială

K - constanta de vaporizare independentă de timp.

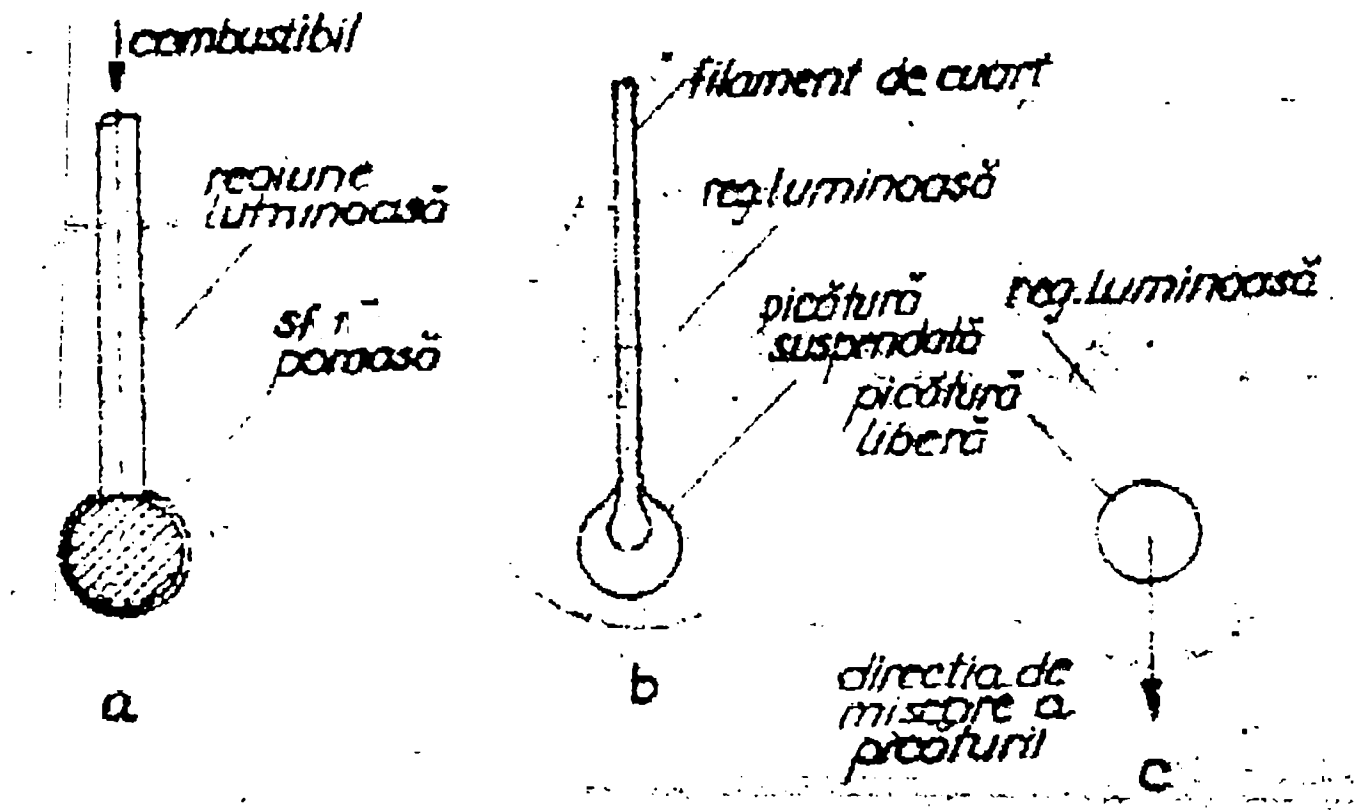


Fig.88 Tehnici experimentale pentru cercetarea arderii picăturii într-un mediu oxidant: a - sfera poroasă; b - picătura suspendată; c - picătura cazătoare.

Procesul de ardere a picăturii determină formarea a două zone în stratul de gaze ce înconjoară picătura: prima zonă situată în vecinătatea picăturii, în care temperatura crește de la temperatura de fierbere de pe suprafața picăturii, până la temperatura flăcării pe suprafața frontului de flacără în timp ce concentrație de vapori de combustibil scade de la valoarea maximă aflată pe suprafața picăturii, până la valoarea zero din zona de reacție. A doua zonă, caracterizată prin scăderea temperaturii de la cea a flăcării până la temperatura mediului în care se află picătura, iar concentrație de oxigen crește de la valoarea din zona de reacție până la concentrație normală din mediul ambiant (Fig.89).

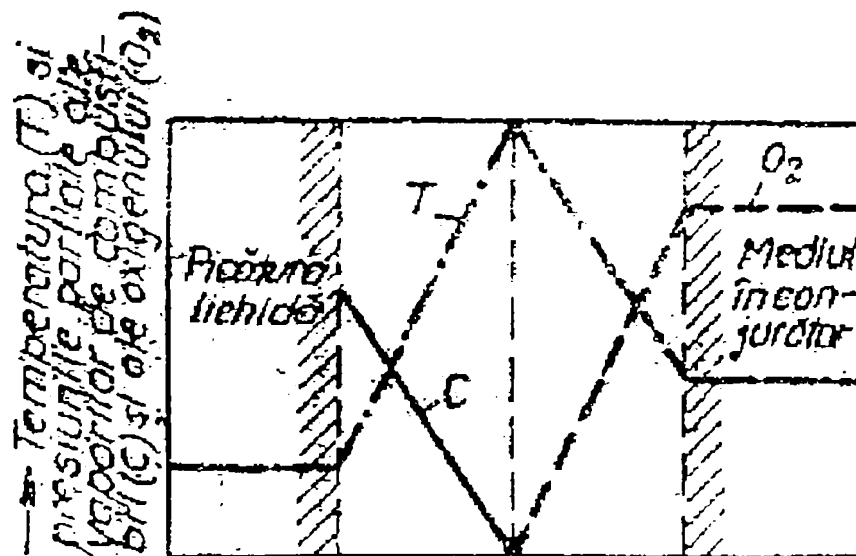


Fig.89 Variația temperaturii și a concentrației de vapori de combustibil și de oxigen în cele două zone care înconjoară picătura.

Pentru calculul vitezei de ardere se acceptă următoarele ipoteze simplificatoare:

- zona de ardere este o suprafață sferică concentrică cu picătura, sau se admite simetrie sferică deși cercetările experimentale au evidențiat o formă diferită de cea sferică;
- mărimile mediului în care se desfășoară arderea și în particular temperatura sunt constante în interiorul picăturii (temperatura picăturii este egală cu temperatura de fierbere a lichidului)
- procesul de ardere este controlat numai de transferul de substanță și de căldură;
- mărimea picăturii rămâne aceeași în tot timpul arderii, ipoteza care este în concordanța aproximativ numai cu tehnica de experimentare (a) din (fig.88), fără a fi în concordanța cu (b și c);
- procesul de ardere este controlat numai de transferul staționar de substanța și de căldura;
- se neglijează influența convecției și a radiației;
- pe suprafața sferică de reacție amestecul aer-combustibil este stoechiometric;
- viteza de vaporizare este aproximativ egală cu viteza de ardere.

Arderea picăturii de combustibil se desfășoară difuziv, ceea ce înseamnă că pe baza legii difuziunii, viteza de difuziune radială a oxigenului din aerul înconjurător spre frontul de flacără din jurul picăturii este proporțională cu gradientul radial al concentrației de oxigen. Masa de oxigen difuzată spre zona de reacție în cazul neglijării diferenței de masă moleculară între componente, pentru o suprafața sferică  $r = \frac{d_1}{2}$  ( $d_1$ - diametrul flăcării sferice), se explică prin (rel.438) în care:

- $\rho_{O_2} \left[ \frac{Kg}{m^3} \right]$  - densitatea oxigenului;  
 $D_{O_2} \left[ \frac{m^2}{s} \right]$  - coeficientul de difuziune al oxigenului;  
 $M_{O_2} = 32 \left[ \frac{Kg}{Kmol} \right]$  - masa moleculară a oxigenului;  
 $n'_{O_2}$  - participarea molară a oxigenului.

Coeficientul de difuziune  $D$  variază cu presiunea și temperatura după relația (439), indicele 0 se referă la condițiile normale iar exponentul  $c=1,75 \div 2,0$ .

Relația de bilanț al oxigenului este dată de (rel.440) unde:

- $d_0 [m]$  - diametrul picăturii lichide;  
 $\dot{m} \left[ \frac{Kg}{m^2 s} \right]$  - viteza de vaporizare la suprafața picăturii;  
 $n \left[ \frac{Kmol}{Kg.Comb} \right]$  - numărul de kilomoli de produse de ardere rezultate prin arderea unității de masă de combustibil;  
 $n_{O_2} \left[ \frac{Kmol}{Kg.Comb} \right]$  - numărul de kilomoli de oxigen necesari pentru arderea stoechiometrică a unității de masa de combustibil.

Rezolvarea în funcție de  $\dot{m}$  după integrarea relației (440) între limitele  $r=\infty$  și  $r = \frac{d_1}{2}$ , considerând că pe suprafața de reacție  $\frac{dn'_{O_2}}{dr} = 0$ , duce la (rel.441) în care  $n'_r \approx 0,21$ .

În prima zonă, pentru o sferă având diametrul cuprins între diametrul zonei de reacție și diametrul picăturii, relația bilanțului termic între căldura care trece prin conducție spre zona de reacție și căldura cedată vaporilor de combustibil din vecinătatea picăturii este dat de (rel.442) în care:

- $l \left[ \frac{Kj}{Kg} \right]$  - căldura latentă de vaporizare a combustibilului lichid la temperatura  $T_0$ ;  
 $\lambda \left[ \frac{W}{m.grad} \right]$  - coeficientul de conducție termică;  
 $T_0 [K]$  - temperatura la suprafața picăturii;  
 $c \left[ \frac{Kj}{Kg.grad} \right]$  - căldura specială a vaporilor de combustibil.

Prin integrarea relației (442) între limitele  $r = \frac{d_0}{2}$  și  $r = \frac{d_1}{2}$  și rezolvarea în funcție de  $\dot{m}$  se obține (rel.443) în care  $T_f [K]$  este temperatura flăcării.

Daca relațiile (441 și 443) se pun sub forma (rel.444) și (rel.445) și se adună membru cu membru rezultă (rel.446).

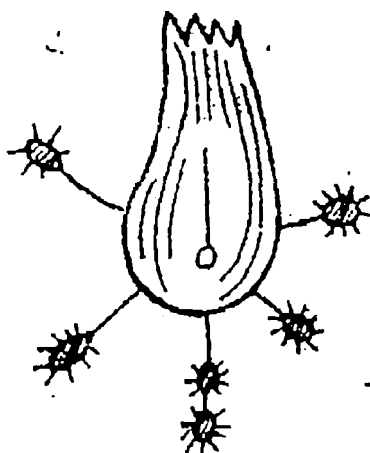


Fig.90 Răspândirea fragmentelor de combustibil greu în urmă spargerii cenosferei.

La un diametru inițial, există o relație la legea diametrelor. Pătratul diametrului inițial al picăturii de combustibil nu scade uniform cu timpul în procesul de ardere. Astfel picătura se dilată la început prin încălzire apoi datorită vaporizării și arderii volatilor, diametrul scade. Restul picăturii formează datorită temperaturii ridicate, o crustă vâscoasă semisolidă care sub acțiunea presiunii gazelor și a vaporilor din interior își mărește din nou diametrul, după care, în urmă creșterii presiunii se produce spargerea crustei exterioare, răspândirea particulelor ei în zonă de ardere (v.fig.90) iar diametrul picăturii scade din nou. Creșterea diametrului picăturii poate să se repete și în final picătura complet cocsificată sau cenosferă arde brusc.

Timpul de ardere a unei picături (zis și timp de existența) de combustibil greu, poate fi calculat considerându-se că este suma a patru componente (rel.447) în care:

- $\tau_a$  - timpul de ardere al picăturii;
- $\tau_i$  - întârzierea la aprindere sau timpul necesar încălzirii picăturii până la temperatura de aprindere a volatilelor;
- $\tau_v$  - timpul de ardere a volatilelor;
- $\tau_{ic}$  - întârzierea de aprindere al cenosferei, respectiv timpul necesar încălzirii picăturii până la aprinderea cenosferei;
- $\tau_c$  - timpul de ardere al cenosferei.

În condițiile unei convecții naturale s-a stabilit următoarea relație pentru timpul de ardere al picăturii de combustibil greu (rel.448).

### 7.2.1 Presiunea aerului

Deși pe baza teoriei simplificatoare, presiunea nu influențează cantitatea vaporizată decât prin variația cu presiune a constantelor de vaporizare ale lichidului, viteza masică a picăturii crește puțin cu presiunea, experimental s-a constatat că este proporțională cu  $p^{\frac{1}{2}} + p^{\frac{1}{5}}$ . Creșterea vitezei de ardere se explică prin influența presiunii asupra radiației, convecției și vitezei de reacție. Mărimea presiunii determină activarea curenților de convecție și creșterea coeficienților de schimb de

căldura prin convecție cu presiune, astfel crește căldura transmisă la suprafața picăturii și debitul de combustibil vaporizat.

### 7.2.2 Viteza relativă între mediu și picătură

Cercetările efectuate se referă în general la picături aflate în aer, în stare de repaus. În general aerul se află în mișcare față de suprafața picăturii.

Creșterea frecvenței și amplitudinii vibrațiilor aerului intensifică mai întâi vaporizarea și arderea picăturii de combustibil. Probabil datorită difuzivității, dar de la o anumită creștere a lor, are ca efect scăderea vaporizării și arderii. Probabil din cauza deformării flăcării.

Viteza relativă dintre mediu și picătura are o influență mare asupra vitezei de ardere a picăturii, care la baza cercetărilor experimentale poate fi exprimată prin relațiile următoare (rel.449) în care:

$m_0$  - viteza de vaporizare fără convecție;

$R_c$  - criteriul lui Reynolds (rel.450);

$\rho_\infty, w_\infty, \mu_\infty$  - densitatea, viteza și viscozitatea mediului gazos la diametrul  $d$  ale picăturii;

$S_c$  - criteriul lui Schmidt pentru un amestec binar (rel.451).

Relația (449) a fost stabilită pentru picătura vaporizată fără ardere. În cazul arderii picăturii, a fost propusă relația (452) în care:  $Pr$  - criteriul lui Prandtl (rel.453) sau (rel.454). Diferența între relațiile (449) și (rel.452) este practic neglijabilă, dar criteriul Prandtl poate fi determinat uneori mai ușor și cu mai multă certitudine decât criteriul lui Schmidt pentru amestecuri de gaze multicomponente.

436	$\dot{m} = K'r$
437	$d_0^2 - d^2 = K(\tau - \tau_0)$
438	$-4\pi \cdot r^2 \rho_{O_2} \frac{D_{O_2}}{M_{O_2}} \frac{dn'_{O_2}}{dr}$
439	$D = D_0 \left( \frac{T}{T_0} \right)^c \frac{p_0}{p}$
440	$-4\pi \cdot r^2 \rho_{O_2} \frac{D_{O_2}}{M_{O_2}} \frac{dn'_{O_2}}{dr} = \pi \cdot d_0^2 \dot{m} (m'_{O_2} + n_{O_2})$
441	$\dot{m} = \frac{\rho \cdot D_{O_2}}{16n} \frac{d_1}{d_0^2} \ln \left( 1 + \frac{n}{n_{O_2}} n'_w \right)$
442	$4\pi \cdot r^2 \lambda \frac{dT}{dr} = \pi \cdot d_0^2 \dot{m} [1 + c(T - T_0)]$

443	$\dot{m} = \frac{2\lambda \cdot \ln \left[ 1 + \frac{c(T_f - T_0)}{\ell} \right]}{cd_0^2 \left( \frac{1}{d_0} - \frac{1}{d} \right)}$
444	$\dot{m} \frac{d_0^2}{d_1} = \frac{\rho \cdot D_{O_2}}{16n} \ln \left( 1 + \frac{n}{n_{O_2}} n'_o \right)$
445	$\dot{m} d_0^2 \left( \frac{1}{d_0} - \frac{1}{d_1} \right) = 2 \frac{\lambda}{c} \ln \left[ 1 + \frac{c(T_f - T_0)}{\ell} \right]$
446	$\dot{m} = \frac{\lambda}{cd_0} \left\{ 2 \ln \left[ 1 + \frac{c(T_f - T_0)}{\ell} \right] + \frac{\rho \cdot D_{O_2} c}{16n\lambda} \ln \left( 1 + \frac{n}{n_{O_2}} n'_o \right) \right\}$
447	$\tau_a = \tau_i + \tau_v + \tau_{ic} + \tau_c$
448	$\tau_a = d_0^2 \left( \frac{T_0}{T_a} \right) \left( A + B \cdot \log \frac{1}{c_{O_2}} \right)$
449	$\frac{\dot{m}}{\dot{m}_0} = 1 + 0,276 Re^{\frac{1}{2}} Sc^{\frac{1}{3}}$
450	$Re = \rho_\infty W_\infty \frac{d}{\mu_\infty}$
451	$Sc = \frac{\mu}{\rho \cdot D_{1,2}}$
452	$\frac{\dot{m}}{\dot{m}_0} = 1 + 0,276 Re^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}}$
453	$Pr = \mu \frac{c_p}{\lambda}$
454	$Pr = \frac{4\chi}{9\chi - 5} \quad \text{iar} \quad \chi = \frac{c_p}{c_v}$

### 7.3 Concluzii

1. O reducere a consumului specific efectiv înseamnă o îmbunătățire a randamentelor ciclului termic, ceea ce din punct de vedere al arderii corespunde la dezvoltarea fazei de ardere rapide;
2. Arderea rapidă se apropie de izobară;
3. Limitarea funcționării violente a motorului cu șocuri, trepidații și zgomote corespunde la dezvoltarea fazei arderii moderate cu viteze mici de degajare a căldurii;



4. În cazul unei cantități constante de combustibil injectate, pentru intensificarea arderii rapide trebuie influențată masa de amestec preformat prin factorii care modifică gradul de pregătire fizico-chimică a combustibilului acumulat în cilindru adică prin caracteristicile jetului și calitatea combustibilului respectiv starea aerului din cilindru:

- finețea de pulverizare
- omogenitatea jetului
- penetrația jetului
- unghiul de dispersie a jetului
- numărul de jeturi
- starea aerului din cilindru
- sensibilitatea combustibilului la autoaprindere.

## **Capitolul 8    Instalații experimentale, metode de investigații, rezultatele cercetărilor pe standuri și interpretarea acestora.**

Ținând cont de complexitatea fenomenului de pregătire a arderii și a arderii în sine în camera de ardere a motorului diesel cu injecție directă, datorată de multitudinea și interdependența elementelor componente ale acestuia, studiul experimental s-a făcut în mai multe trepte. La început s-a studiat fiecare fenomen în parte pentru a-l cunoaște mai detaliat după care s-au studiat fenomene combinate. Incercările s-au derulat astfel:

1. Determinarea repartiției diametrale a picăturilor jetului de combustibil pulverizat în funcție de distanța de la axa jetului.
2. Determinarea masei de combustibil pulverizat funcție de distanța de la axa jetului.
3. Determinarea legii de injecție a pompei.
4. Studiul mișcărilor aerului din camera de ardere a unui motor diesel cu camera unitară prin metoda similitudinii.
5. Studiul formării amestecului prin imitarea jetului cu ajutorul injecției de ulei de parafină în apă rotitoare.
6. Cercetari pe motor.

În punctele 1-5 s-au putut observa posibilitățile unui motor diesel pentru o funcționare cât mai bună iar observațiile trase s-au folosit pentru dirijarea cercetărilor pe motor (punctul 6), cercetări ce s-au făcut și ele în mai multe variante prin intervenții asupra injectorului și asupra pompei de injecție.

### **8.1    Calificarea jetului prin captarea sa în vederea determinării diametrelor medii ale picăturilor.**

#### **8.1.1    Consideratii generale.**

Fiindcă combustibilul care urmează să fie amestecat și după aceea ars cu aerul din interiorul motorului este introdus în camera de ardere prin injecție sub forma de jet (unul sau mai multe de la caz la caz) la sfârșitul comprimării cu un anumit avans numit avansul la injecție, deoarece injecția și pulverizarea combustibilului au un rol principal la formarea amestecului în camerele unitare ale

m.a.c. rapide fie la cele cu formarea amestecului în volum unde se necesită o pulverizare cât mai fină și mai omogenă să se obțină o repartizare cât mai uniformă a picăturilor de combustibil în masa de aer, deci o atenție deosebită s-a acordat calității procesului de pulverizare. La metodele cu formare peliculară a amestecului, combustibilul se depune pe peretele camerei de ardere sub forma de peliculă iar vaporizarea și amestecarea lui treptată cu aerul din cilindru se realizează și în funcție de mișcarea intensă a acestuia în camera de ardere. În acest capitol se va trata studiul jetului de combustibil pulverizat sub toate aspectele sale.

Pentru un studiu detaliat al jetului referitor la partea de vaporizare necesară pentru un studiu al fenomenului de amestecare și ardere s-a impus și această analiza care se bazează pe calculul diametrelor medii ale picăturilor din jet.

S-au calculat toate pătru diametrele medii cunoscute în literatura de specialitate:

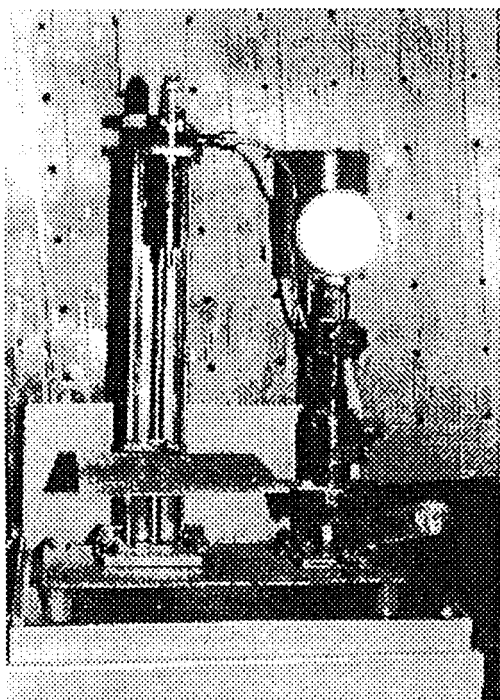
- Diametrul mediu aritmetic:  $d_{10} = \frac{\sum n_i \cdot d_{p_i}}{\sum n_i}$  (rel. 455)
- Diametrul mediu de suprafață:  $d_{20} = \left[ \frac{\sum n_i \cdot d_{p_i}^2}{\sum n_i} \right]^{\frac{1}{2}}$  (rel. 456)
- Diametrul mediu de volum:  $d_{30} = \left[ \frac{\sum n_i \cdot d_{p_i}^3}{\sum n_i} \right]^{\frac{1}{3}}$  (rel. 457)
- Diametrul mediu Sauter:  $d_{32} = 6 \frac{\sum n_i \cdot d_{p_i}^3}{\sum n_i \cdot d_{p_i}^2}$  (rel. 458)

Calculul acestor diametre este foarte folositor pentru studiul jetului în vederea alegerii variantei jetului introdus în motor, care corelată cu mișcarea adecvată a aerului în camera de ardere duce la o ardere perfectă fără fum.

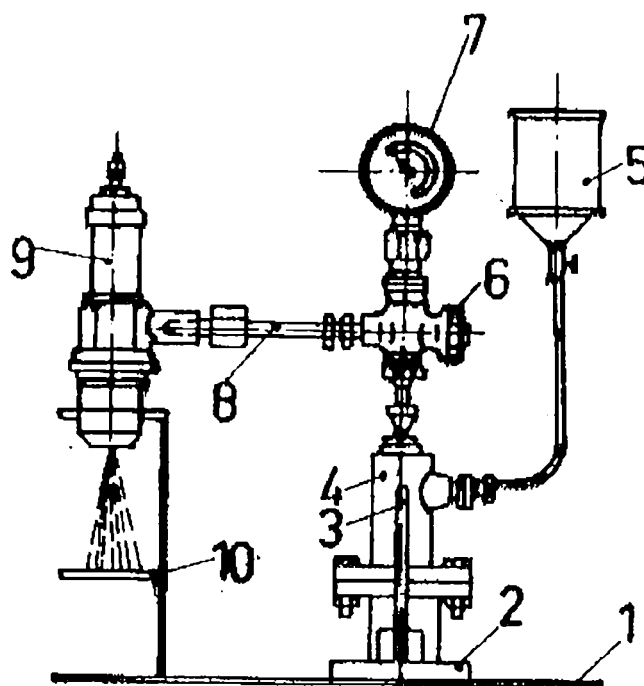
### 8.1.2 Instalația experimentală și metodică de încercare.

S-a folosit un aparat pentru încercare și reglare a injectoarelor din dotarea laboratorului de motoare cu ardere internă al Universității Politehnice din Timișoara (Fig.95). În figura (95-a) se arată fotografia aparatului iar în figura (95-b) se arată schema de funcționare a acestuia.

Aparatul se compune dintr-o placă de baza 1 care servește la colectarea motorinei, corpul inferior 2 în care este ghidat împingătorul elementului de pompa de injecție, acționat de maneta 3. În corpul 4 este montat elementul de pompa al cărui piston are canalul de scapare al combustibilului infundat. Rezervorul de combustibil este legat la elementul de pompa printr-o conductă cu robinet. În partea superioară a corpului 4 este montat robinetul cu trei căi 6, una mergând spre manometrul 7, altă către conducta de înaltă presiune 8, iar cealaltă către elementul



a.



b.

Fig. 95 Aparat de reglat injectoare.

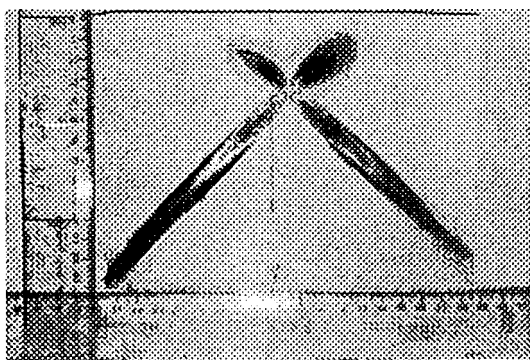


Fig.96 Amprenta jeturilor captate dintr-o poziție perpendiculară pe axa injectorului și în contact cu aceasta.

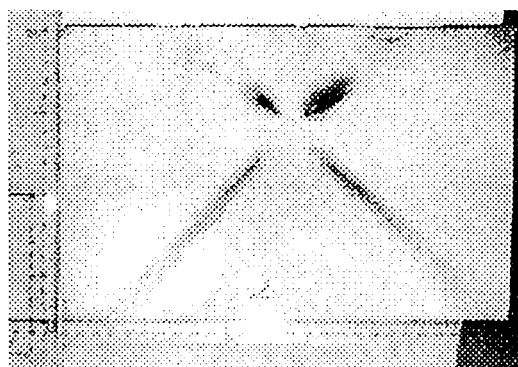


Fig.97 Amprenta jeturilor captate dintr-o poziție perpendiculară pe axa injectorului și la distanța de 5 mm de aceasta.

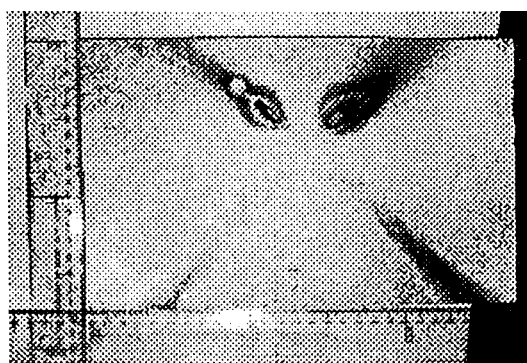


Fig.98 Amprenta jeturilor captate dintr-o poziție perpendiculară pe axa injectorului și la distanța de 10 mm de aceasta.

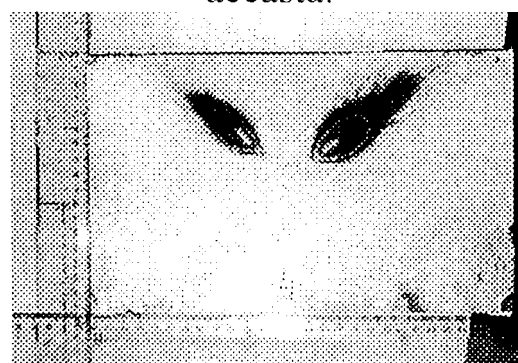


Fig.99 Amprenta jeturilor captate dintr-o poziție perpendiculară pe axa injectorului și la distanța de 15 mm de aceasta.

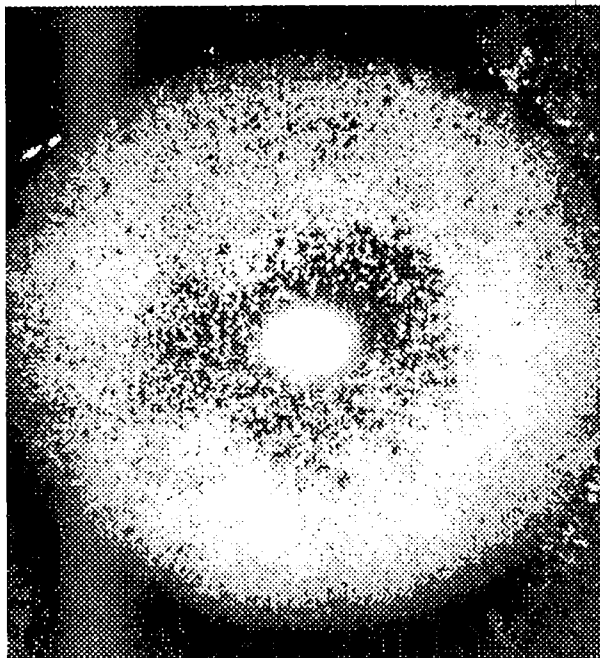


Fig.100 Amprenta unui jet injectat la presiunea de 140 bar și captat dintr-o poziție perpendiculară pe axa orificiului de pulverizare la distanța de 350 mm de aceasta.

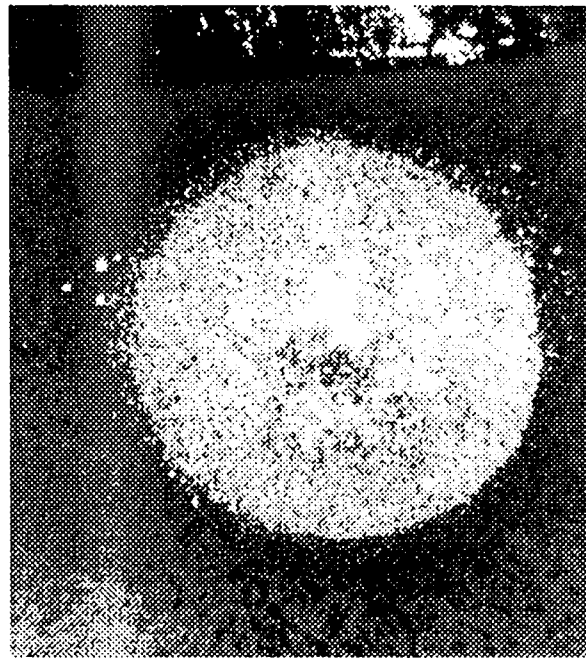


Fig.101 Amprenta unui jet injectat la presiunea de 140 bar și captat dintr-o poziție perpendiculară pe axa orificiului de pulverizare la distanța de 400 mm de aceasta.

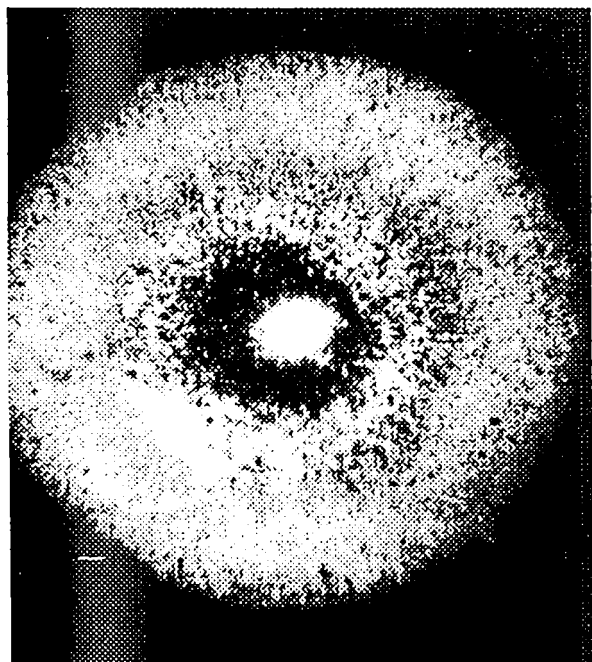


Fig.102 Amprenta unui jet injectat la presiunea de 170 bar și captat dintr-o poziție perpendiculară pe axa orificiului de pulverizare la distanța de 200 mm de aceasta.

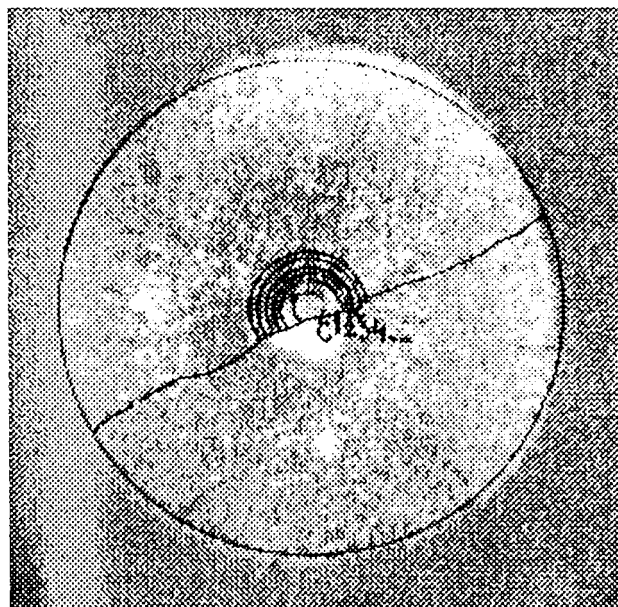


Fig.103 Amprenta unui jet injectat la presiunea de 170 bar și captat dintr-o poziție perpendiculară pe axa orificiului de pulverizare la distanța de 300 mm de aceasta.

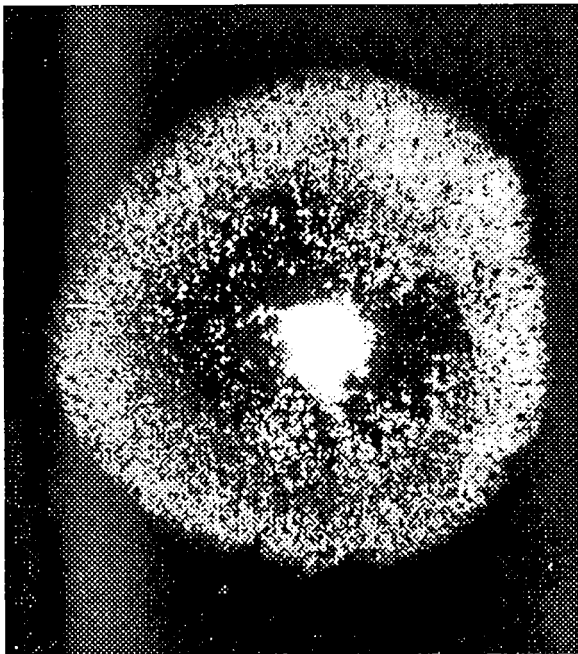


Fig.104 Amprenta unui jet injectat la presiunea de 200bar și captat dintr-o poziție perpendiculară pe axa orificiului de pulverizare la distanța de 300 mm de aceasta.

de pompa. Injectorul 9 de încercat este fixat pe un trepidat iar combustibilul injectat este captat pe o placă 10 care se deplasează prima dată în poziție perpendiculară pe axa injectorului unde s-au captat 4 amprente: în contact cu injectorul (fig.96), la distanța de 5 mm (fig.97), la distanța de 10 mm (fig.98) și la distanța de 15 mm (fig.99) unde două dintre jeturi nu se mai captează clar. După aceea, placa a fost mutată cu un dispozitiv culisant pe o axă paralelă cu axa orificiului pulverizatorului pentru a sta în poziție perpendiculară pe direcție de deplasare a jetului și s-au captat amprente de tip (fig.100 ; 104).

Pentru colectarea a unor amprente ale jetului, s-au încercat mai multe feluri de captare din care se enumeră metoda cu hârtie xerox veche și imediat amprenta este absorbită. Cu o sugativă și aici amprenta s-a văzut destul de bine pentru un scurt timp iar după aceea începe să se extindă și pe parcurs se evaporă și după câțiva timp dispare.

Cea mai eficientă metodă de recoltare încercată s-a dovedit cea cu plăci de sticlă curate care se înnegresc uniform cu funingine de petrol peste care se aplică un strat foarte subțire de oxid alb de titan, strat de grosime invers proporțională cu distanța dintre orificiul de pulverizare și placa. Placa de sticlă astfel tratată poate fi folosită cu succes ca o placă de captare a jeturilor și urma persistă bine în timp dacă ținem cont de extinderea motorinei pe placa care diferă foarte mult de amprenta prin faptul că are o culoare galbenă care se deosebește clar de amprenta jetului.

S-au făcut captări ale jetului injectat la diferite presiuni de injecție (140, 170 și 200 bar) și la diferite distanțe de la ieșirea orificiului pulverizatorului (50, 100, 150, 200, 220, 250, 300, 350 și 400 mm). Plăcile au fost fotografiate prin microscop la o mărire de 82 ori (fig.105÷109) după care picăturile au fost măsurate una câte una pentru determinarea dispersiei marimii lor în jet. S-au făcut peste 500 fotografii a căror realizarea, măsurarea și prelucrarea datelor a durat peste un an de zile.

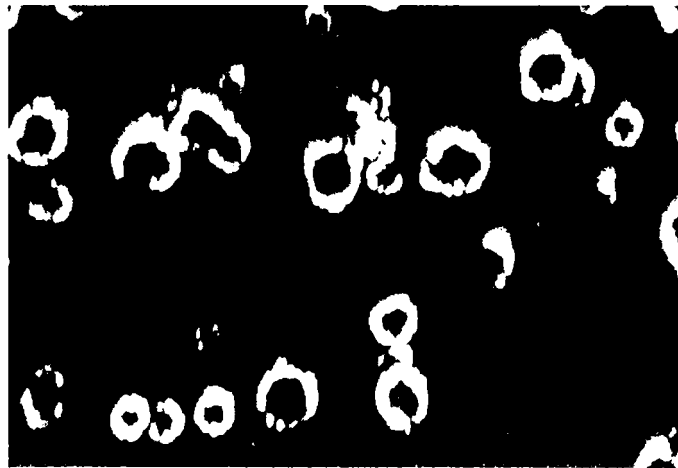


Fig.105 Microscopie la distanța de 22 mm de la axa amprentei unui jet injectat la presiunea de 140 bar și captat la distanța de 400 mm.



Fig.106 Microscopie la distanța de 35 mm de la axa amprentei unui jet injectat la presiunea de 170 bar și captat la distanța de 200 mm.

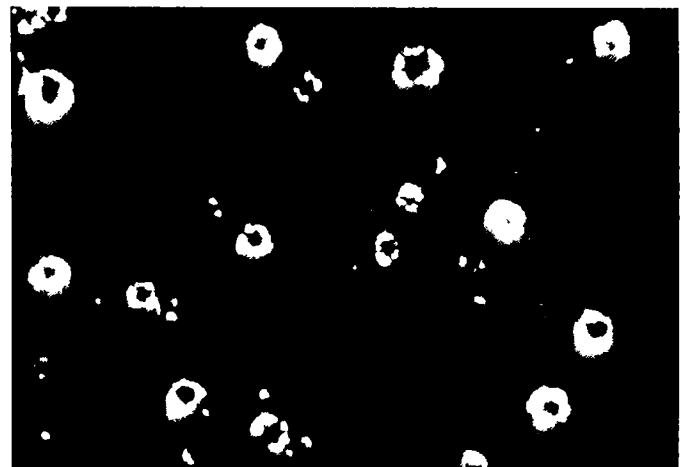


Fig.107 Microscopie la distanța de 37 mm de la axa amprentei unui jet injectat la presiunea de 170 bar și captat la distanța de 400 mm.

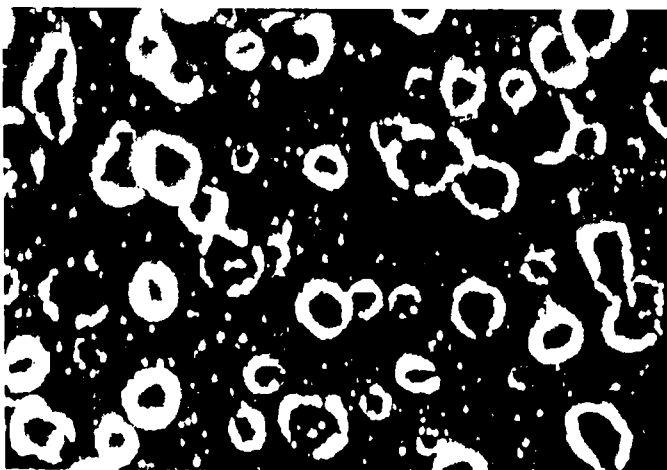


Fig.108. Microscopie la distanța de 18 mm de la axa amprentei unui jet injectat la presiunea de 200 bar și captat la distanța de 50 mm.



Fig.109 Microscopie la distanța de 26 mm de la axa amprentei unui jet injectat la presiunea de 200 bar și captat la distanța de 400 mm.

Pentru verificarea rezultatelor, experimentele au fost reluate cu un dispozitiv pentru calibrat injectoare mari (Fig.110) la care reglarea presiunii de injecție se face printr-o cremalieră de reglare a debitului de combustibil debitat de elementul de pompa către injector (Fig.110.b) și un injector ALCO.

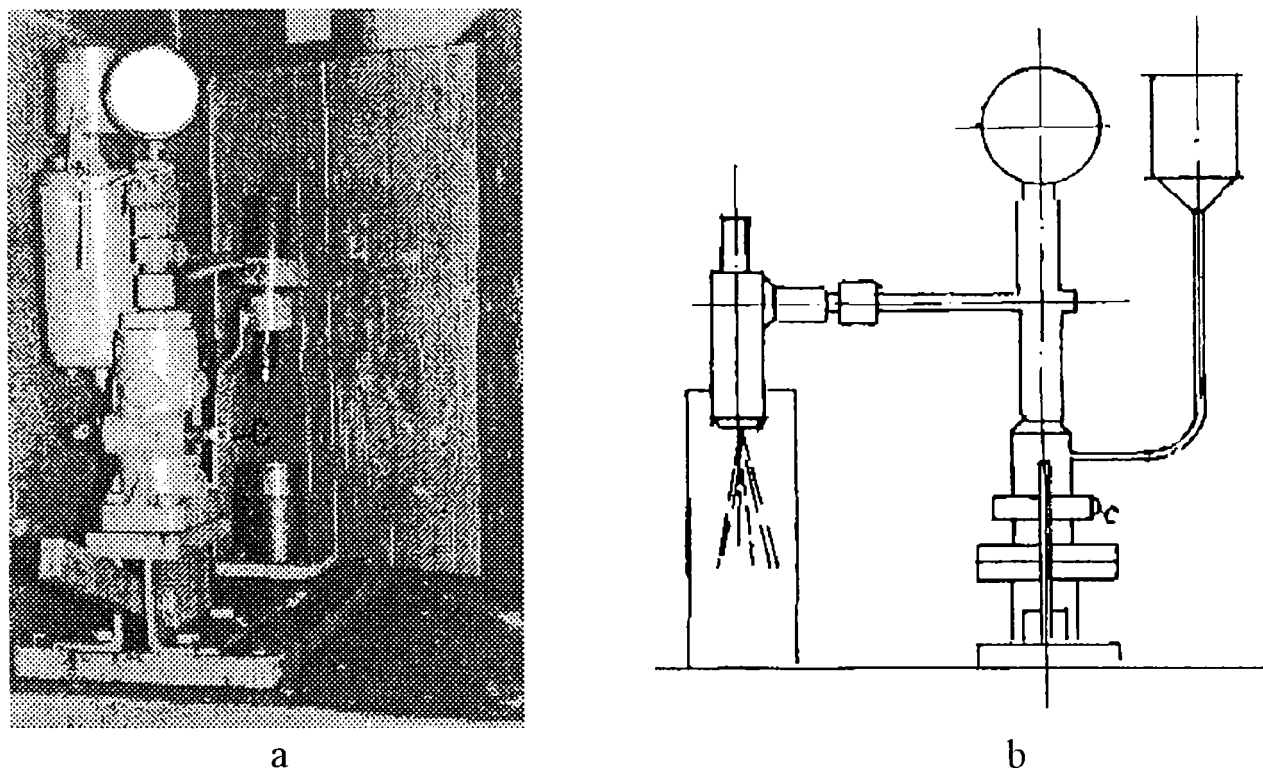


Fig.110 Aparat de reglat injectoare mari.

Dispozitivul a fost preluat de către Universitatea Politehnică Timișoara de la I.C.M. Reșița, montat și pus în funcționare de către autor.

### 8.1.3 Rezultate experimentale, interpretarea lor și concluzii.

Măsurarea picăturilor și a repartiției lor în jet s-a făcut pe amprente captate la distanța de 220 mm și la presiunile de injecție de 140 bar, 170 bar și 200 bar. Poziționarea probelor colectate este arătată în figura 103 [61].

Cu rezultatele obținute s-a trecut la calcule pentru trasarea diagramelor specifice studiului pulverizării că: studiul variației diametrelor picăturilor, studiul distribuției numărului de picături în jet, caracteristica de pulverizare, etc. Primul rezultat grafic a fost trasarea caracteristicii reale de pulverizare la diferite presiuni (fig.111). Curbele de variație a diametrelor medii caracteristice ale picăturilor în funcție de presiunea de injecție sunt redată în fig.112, iar cele de modificare a diametrelor medii ale picăturilor funcție de raza jetului la diferite presiuni de injecție în figurile 113÷115.



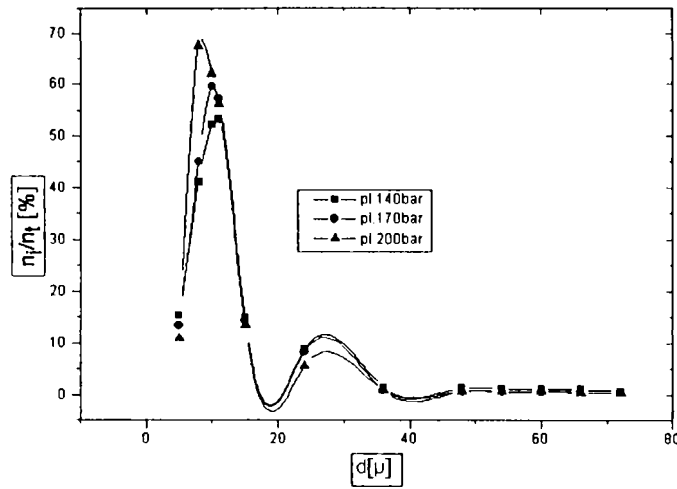


Fig.111 Caracteristica reală de pulverizare la diferite presiuni.

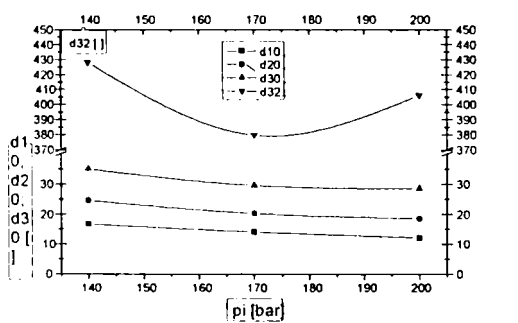


Fig.112 Variația diametrelor medii caracteristice ale picăturilor funcție de presiunea de injecție.

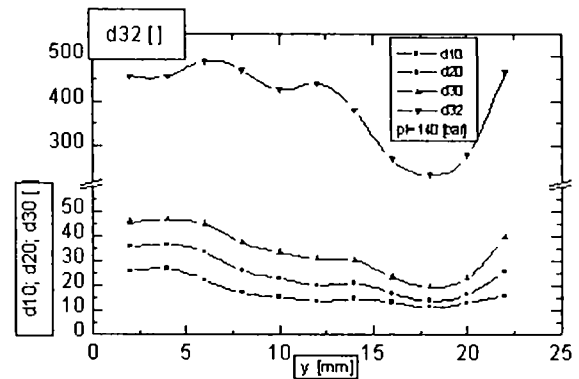


Fig.113 Variația diametrelor medii ale picăturilor funcție de raza petei jetului la presiunea de injecție de 140 bar.

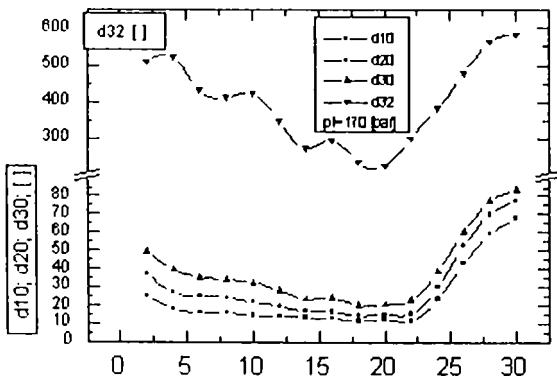


Fig.114 Variația diametrelor medii ale picăturilor funcție de raza petei jetului la presiunea de injecție de 170 bar.

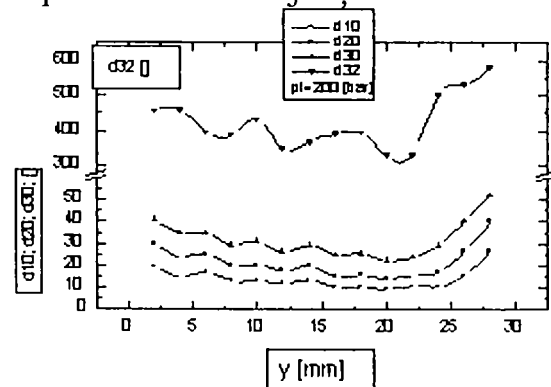


Fig.115 Variația diametrelor medii ale picăturilor în funcție de raza petei jetului la presiunea de injecție de 200 bar.

Din studiul diagramelor prezentate se poate observa că caracteristicile reale de pulverizare nu reprezintă o variație Gauss perfectă, ci se prelungește cu o variație ondulatorie nesemnaltă de alți autori, care numai în ultima vreme au observat separarea nucleului jetului de anvelopa sa cu o zonă tranzitorie despre care nu s-a cunoscut mai aproape nimic.

Independent de presiunea de injecție, apare un lucru foarte interesant care constă în faptul că picăturile din anvelopa jetului nu scad monoton ca mărime de la nucleul jetului spre periferia sa, așa cum se cunoaște teoretic, ci picăturile mai mici sunt înconjurate de picături mai mari și dinspre nucleu și dinspre periferie, acest lucru poate explica apariția nucleului de flacără mai spre interiorul anvelopei, lucru ce nu putea fi explicat prin forma simplificată a jetului dată în teorie.

Influența măririi presiunii de injecție asupra dispersiei picăturilor în jet este foarte importantă; ea constă în deschiderea domeniului cu picături mai mici din interiorul anvelopei și în același timp o reducere a mărimii acestora cu niște ondulații în mărimea picăturilor în funcție de distanța de la axa jetului, ondulații care avantajează arderea prin existența amestecului pentru ambele perioade ale arderii. Aceasta observație ne recomandă folosirea creșterii presiunii ca o soluție pentru ameliorarea amestecării la motoarele diesel cu formarea amestecului în volum.

Variația diametrelor medii în funcție de presiune arată că o creștere exagerată a presiunii de injecție fără o organizare adecvată a mișcărilor aerului poate duce la fenomenul de cracare, nedorit la arderea în motoarele diesel.

#### 8.1.4 Calculul timpului, a masei relative și a vitezei de vaporizare și de ardere a picăturilor din jeturile studiate.

Și aici calculul timpului de vaporizare și de ardere, a masei relative și a vitezei de vaporizare și de ardere s-a efectuat în ideea că picătura ar evolua în interiorul unui cilindru al unui motor diesel într-un mediu ce nu se află în mișcare. Pornind de la temperatura de autoaprindere de 630 K și considerând că aprinderea amestecului combustibil-aer este reușită dacă temperatura este mai mare cu circa 200 K decât precedentă. Experimentele numerice se efectuează cu o temperatură a mediului de 830 K. Temperatura de vaporizare este după unii autori de 491 K și se operează cu un coeficient al excesului de aer  $\lambda=1,6$  obișnuit pentru motoarele Diesel supraalimentate.

Proprietățile fizico-chimice ale motorinei sunt prezentate în tabelul 4.

Tabelul 4

M	C	H	S	$H_i \cdot 10^{-3}$	$T_{vi}$	$\rho_{288}$	$L_{\bar{i}}$	$C_{p\bar{i}}$	$C_{pg}$	$\lambda_{\bar{i}}$
208	85,56	13,53	0,85	42430	491	837	228000	1930	1550	0,134

unde:

- M - masa molară
- C - conținutul de carbon [kg. C/100 kg. combustibil];
- H - conținutul de hidrogen [kg. H<sub>2</sub>/100 kg. combustibil];
- S - conținutul de sulf [kg. S/100 kg. combustibil];

- $H_i$  - puterea calorică inferioară [kJ/kg];  
 $T_{vi}$  - temperatura de vaporizare [K];  
 $\rho_{288}$  - densitatea combustibilului la 288 K [kg/m<sup>3</sup>];  
 $C_{pfi}$ ,  $C_{pg}$  - capacitatea termică specifică la presiune constantă [kJ/kg.K];  
 $\lambda_{fi}$  - coeficientul de transfer termic prin conducție [W/mK];

Dacă se consideră că arderea se desfășoară într-un film stagnant ce aderă la picătură, iar raportul combustibil-aer de ardere în flacără cât și procesele de transport au loc în interiorul acestui film. Aceste procese sunt: difuzia oxigenului de la limita exterioară a filmului la suprafața flăcării, transferul prin conducție a căldurii de la flacără la picătură, transferul de căldură de la flacără la mediul ambiant.

Dacă în raționamente se neglijează atât căldura aferentă reacțiilor de descompunere cât și reacțiile ce implică produși intermediari, această ultimă ipoteză este valabilă în tot timpul studiului cu excepția zonei subțiri de reacție cu temperatura ridicată ceea ce nu introduce erori importante.

Cu ipotezele de mai sus determinarea timpului, a masei relative și a vitezei de vaporizare se face în felul următor: Durata de existență a picăturii care se vaporizează sau arde pe baza relației (420), În lipsa informațiilor despre  $\lambda_g$  proprie filmului stagnant. Masa relativă vaporizată, arsă sau totală se calculează cu (rel.425). Viteza maximă de vaporizare sau de ardere este: (rel.426). Pentru procesul de vaporizare fără ardere numărul de transfer  $B_{vdi}$  are expresie dată de (rel.421) în care (rel.422).

Pentru determinarea timpului, a masei relative și a vitezei de ardere se procedează astfel: pentru acești parametri se folosesc relațiile (420, 425 și 426) pentru care numărul de transfer va avea valorile proprii arderii,  $B_{vbi}$ , determinat în propriu după cum urmează.

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

- Viteza tangentială relativă la limita lichid-gaz s-a constatat experimental că este neglijabilă ceea ce permite luarea în considerare numai a componentei vitezei orientată strict după direcție normală la suprafața picăturii.
- Ecuațiile difuziei se scriu numai după direcție normală deoarece temperatura și compoziția gazului la suprafața picăturii nu diferă sensibil dintr-un punct în altul.
- Combustibilul părăsește suprafața picăturii sub formă de vapori sau produse de reacție, în masa sa neabsorbindu-se substanțe.

Pentru vaporizarea picăturii, cu ecuație de bilanț la suprafața de separație lichid-gaz, se exprimă transportul debitului masic specific al vaporilor de la

suprafața picăturii care se realizează prin convecție și difuzie. Se folosește în acest sens și ecuația transferului de căldură.

În final, numărul de transfer pentru ardere devine cel dat de (rel.423) unde în lipsa altor informații relativ la temperaturile și căldurile specifice (rel.424) și (rel.459a, 460b sau 461c).

459	$m_{O_2} = 0,21 \cdot \lambda \cdot \bar{S}_v$
460	$\beta = 0,21 \cdot \bar{S}_v$
461	$\frac{m_{O_2}}{\beta} = \lambda$
462	$\tau_{Tli} = \tau_{vdi} + \tau_{vbi}$

Observație. Timpul total de vaporizare și de ardere se poate obține prin suma dată de (rel.462).

Aplicând aceste relații la picăturile de motorină măsurate în experimentele anterioare și ținând cont că aceste relații pot fi aplicate până la diametre de 200  $\mu$ .

În figura 116 se reprezintă evoluția picăturii de 200  $\mu$  de diametru (linie continuă ) în procesul de vaporizare. Picăturile de motorină se vaporizează complet după  $108,5 \cdot 10^{-3}$  [s]. Pentru procesul de ardere prezentat în (Fig.117). Valoarea absolută a timpului până la arderea completă este de  $13,71 \cdot 10^{-3}$  [s]. de unde se deduce că aceasta este de 7,92 ori mai mic decât celui de vaporizare.

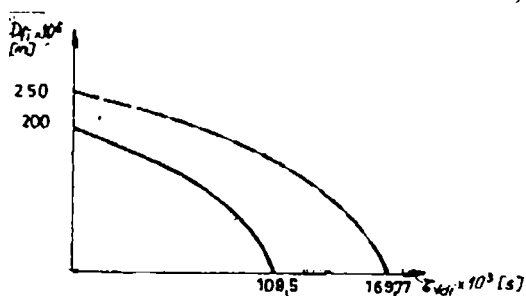


Fig.116 Evoluția picăturii în procesul de vaporizare.

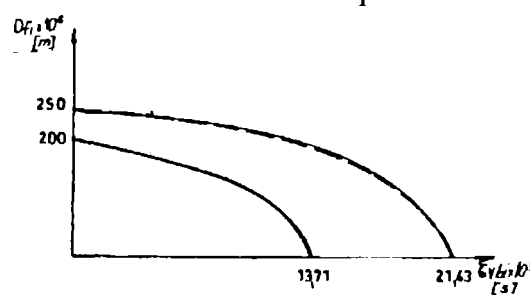


Fig.117 Evoluția picăturii în procesul de ardere.

Fiindcă procesul de vaporizare este predominant ca și durată, evoluția diametrului picăturii pentru pentru timpii cumulați de vaporizare și de ardere (fig.118) are o alură asemănătoare cu cea proprie procesului strict de vaporizare, durată limită fiind de  $122,37 \cdot 10^{-3}$  [s].

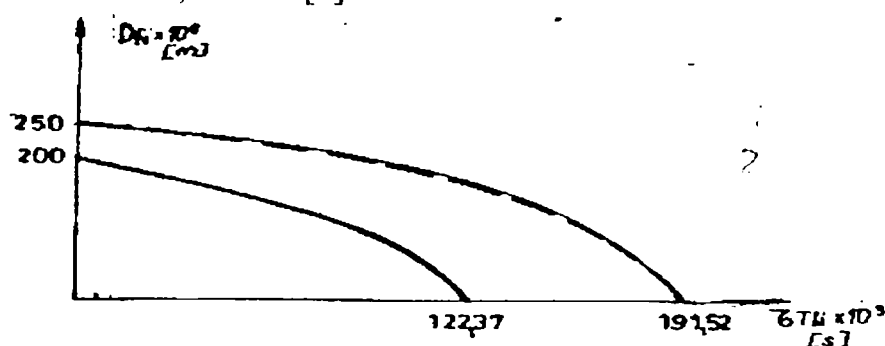


Fig.118 Evoluția picăturii prin cumularea procesului de vaporizare și ardere.

Masa relativă procentuală vaporizată în timp (fig.119) arată o evoluție; mai ales în prima parte când este mai manifestat coeficientul de conductivitate termică, capacitatea calorică specifică și densitatea asupra acestei mase.

Evoluția masei relative procentuale arsă în funcție de timp (fig.120) arată masa arsă cantitativ până la atingerea cotei de 100% corelată cu diametrul picăturii.

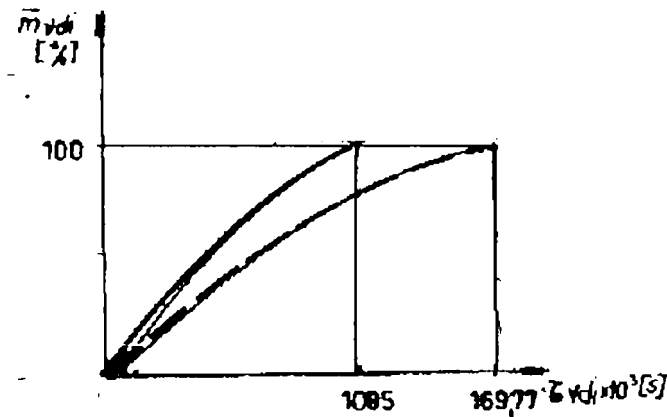


Fig.119 Evoluția masei relative procentuale vaporizată.

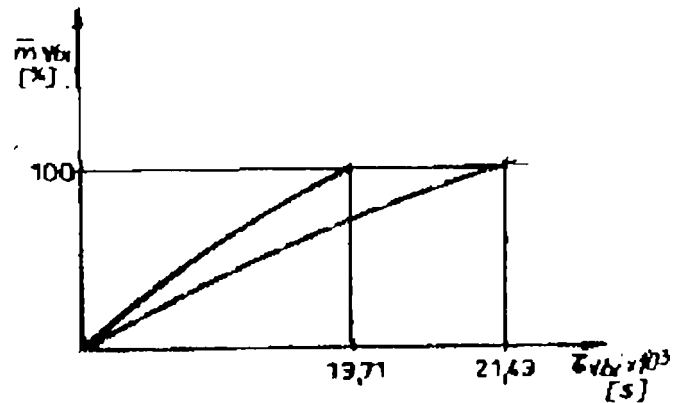


Fig.120 Evoluția masei relative procentuale arsă.

În ceea ce privește viteza de vaporizare (fig.121) pentru o picătură de diametru de 200  $\mu$ , aceasta este de  $48,7 \cdot 10^{-9}$  [Kg/s].

Evoluția vitezei de vaporizare ca și celei de ardere este cuasiliniară în raport cu diametrul picăturii deoarece ea depinde consistent de acesta, în cazul relațiilor dezvoltate după metoda "filmului stagnant".

Aspectul variației vitezelor de ardere (Fig.122) subliniază circumstanța favorizată de a se dispune pentru reacțiile de ardere de cantități consistente de oxigen în exces, pentru diametrul maxim al picăturii de 200  $\mu$ , motorină atingând o viteză de ardere de  $380,69 \cdot 10^{-9}$  [Kg/s]. Viteza de ardere fiind de 7,87 ori mai mare decât cea de vaporizare.

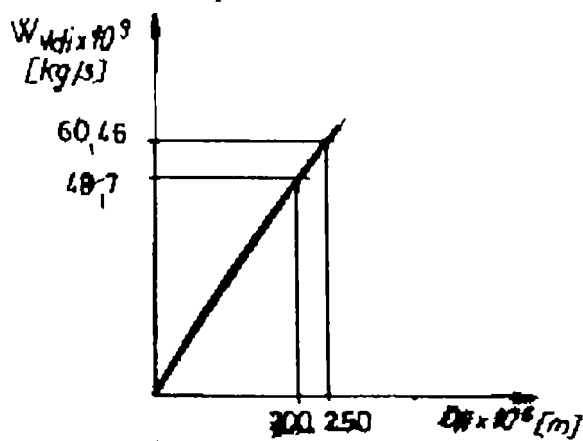


Fig.121 Evoluția vitezei de vaporizare.

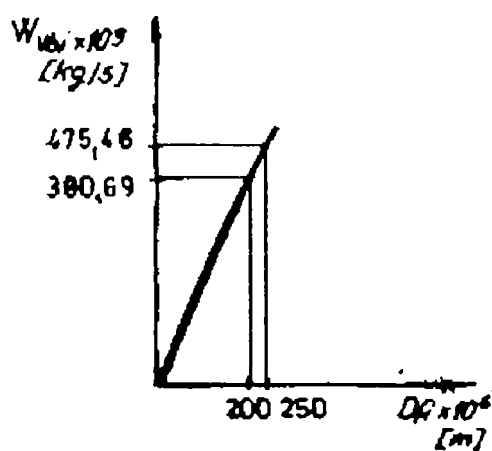


Fig.122 Evoluția vitezei de ardere.

Dacă considerăm că relațiile referitoare la vaporizare și la ardere pot fi aplicate fără mare eroare și la picături de diametru de 250  $\mu\text{m}$ , diametru ce reprezintă maximum la măsurătorile făcute de autor, atunci prin extrapolări se obține:

- timpul de vaporizare:  $\tau_{vdi}=169,77 \cdot 10^{-3}$  [s]
- timpul de ardere:  $\tau_{vbi}=21,43 \cdot 10^{-3}$  [s].
- timpul cumulat de vaporizare și de ardere:  $\tau_{Tli}=191,2 \cdot 10^{-3}$  [s].
- viteza de vaporizare:  $w_{vdi}=60,46 \cdot 10^{-9}$  [Kg/s].
- viteza de ardere:  $w_{vbi}=475,46 \cdot 10^{-9}$  [Kg/s].

În figurile (116÷122), cu linie întreruptă sunt trasate curbele pentru picăturile de diametru de 250  $\mu$ . Datele prezentate au permis un studiu relativ la evoluția unei picături singulare de motorină cu evidențierea implicațiilor pe care le are în procesul de vaporizare și de ardere natura combustibilului și parametrii principali ai mediului staționar în care au loc aceste procese.

## 8.2 Cuantificarea jetului prin cântarire și stabilirea distribuției masice a combustibilului injectat.

### 8.2.1 Considerații generale.

Deoarece calculul vaporizării, al formării amestecului și al arderii se efectuează cu masa de combustibil injectat și masa de aer admisă, iar masa combustibilului nu se poate calcula cu exactitate din diametrul picăturilor (din cauză că acestea nu sunt perfect sferice ci au diferite forme alungite și aceste calcule folosesc diametre medii ale picăturilor pentru calculul cărora se admit ipoteze foarte departe de realitate), și fiindcă repartiția acestei mase este foarte importantă, s-a rezervat un subcapitol pentru acest studiu.

Pentru acest studiu s-a conceput și realizat de către autor o instalație care permite o analiză amănunțită a tuturor straturilor jetului pentru a cunoaște masa de combustibil din jet care există la orice distanță de la axa acestuia și apoi s-a calculat distribuția combustibilului din jet.

### 8.2.2 Instalația experimentală, modul de experimentare și rezultate.

În fig. 123 se arată figura clasică a unui jet cu notațiile de riguarie iar instalația experimentală este redată schematic în fig. 124 și este o instalație capabilă să redea cantitatea fixă de combustibil la fiecare rază a amprentei jetului. Captarea jetului s-a efectuat cu un injector cu diuză tip C simbol **RO-DLLA 150S 720** folosit la motorul **D110** la diferite presiuni de injecție (140; 170 și 200 bar). La fiecare dintre aceste variante, captarea s-a realizat la diferite distanțe de la orificiul pulverizatorului ( $l_c = 50 - 100 - 150 - 200 - 250 - 300 - 350$  și 400 mm) [61].

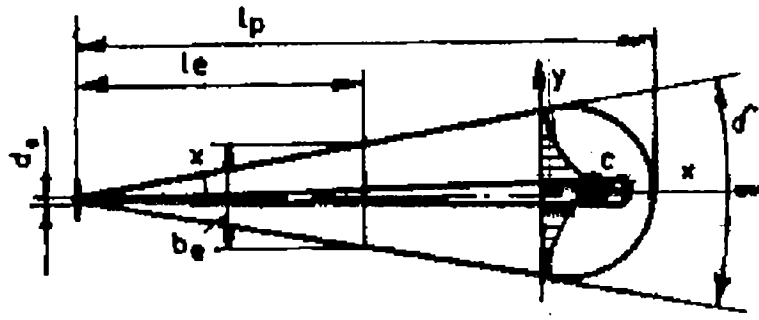


Fig.123 Figura clasică a unui jet.

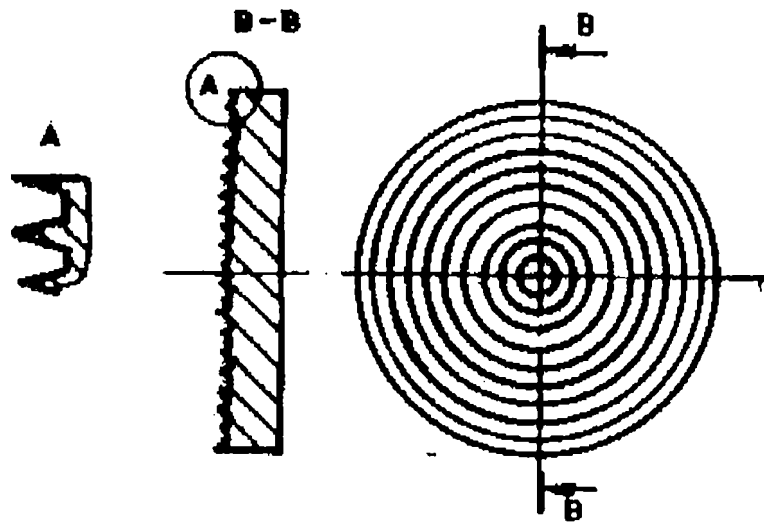


Fig.124 Schema instalației experimentale.

Rezultatele încercărilor sunt redată grafic pentru repartiție masică a combustibilului în jet, în care  $m_1 \div m_{10}$  sunt masele de combustibil din cercurile 1 ÷ 10 numerotate din centru spre margina amprentei, pentru fiecare distanță în fig.125 ÷ 132 și toate împreună în fig.133 pentru presiunea de 140bar; în fig.134 ÷ 141 pentru fiecare distanță și împreună în fig.142 pentru presiunea de 170bar și în fig.143 ÷ 150 și împreună în fig.151 pentru fiecare distanță pentru presiunea de 200bar.

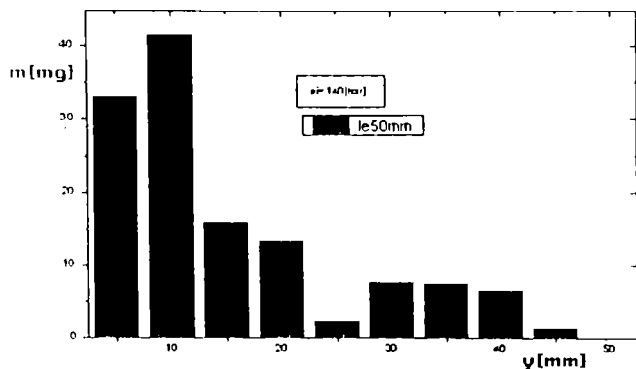


Fig. 125

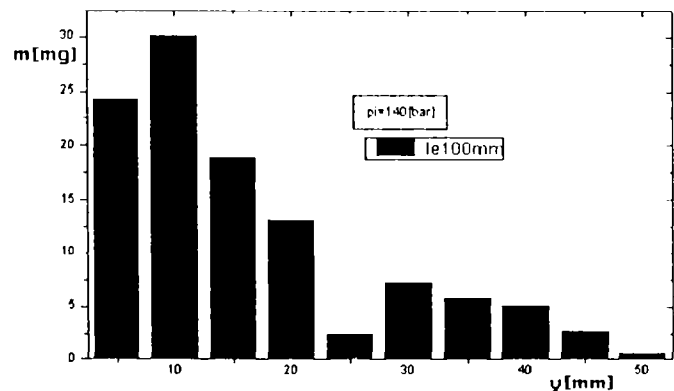


Fig. 126

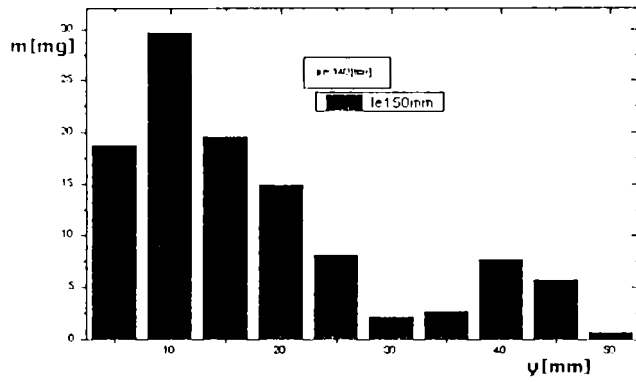


Fig. 127

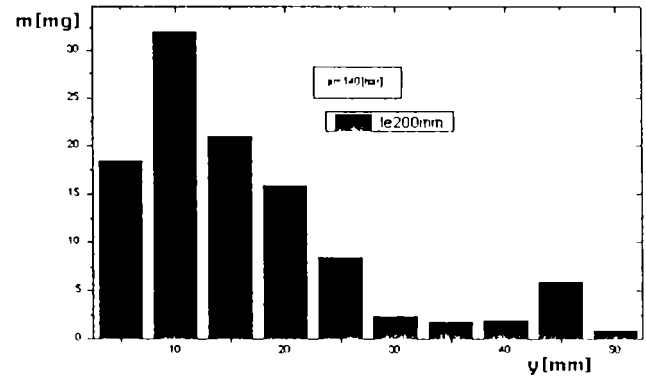


Fig. 128

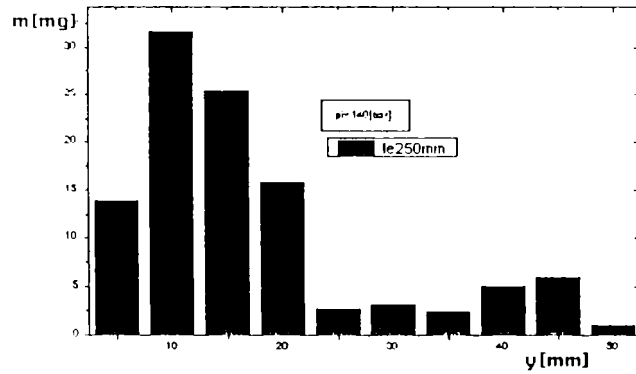


Fig. 129

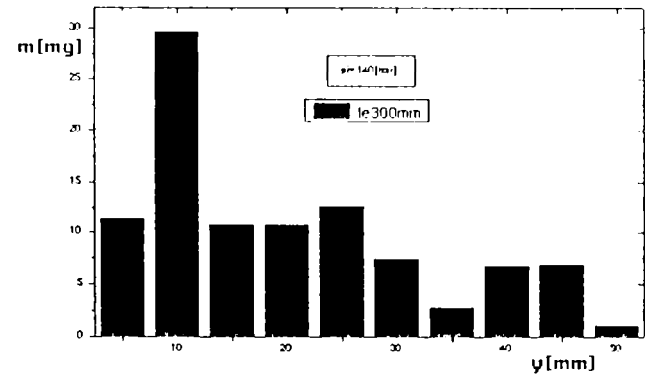


Fig. 130

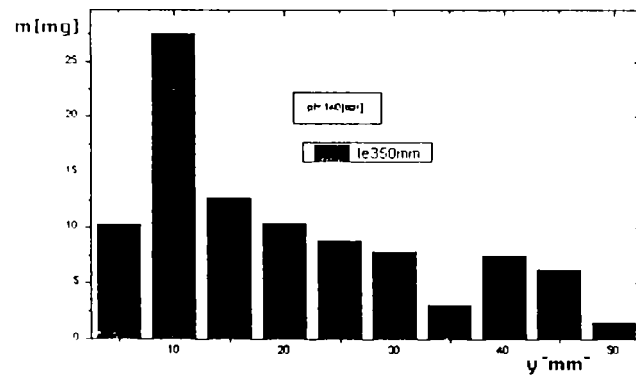


Fig. 131

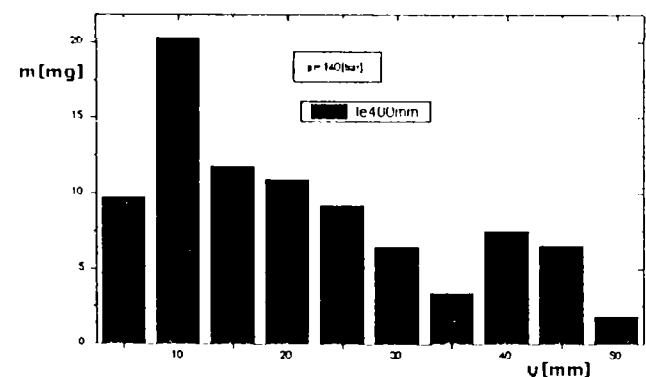


Fig. 132

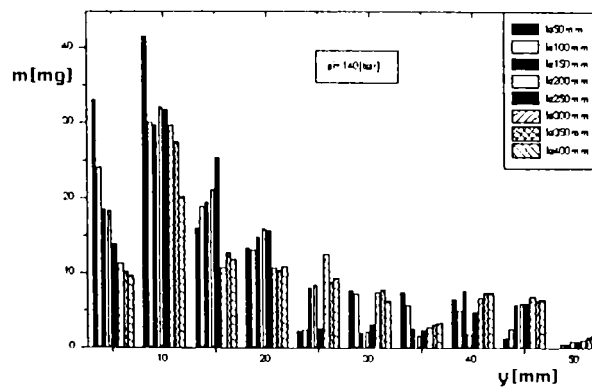


Fig. 133



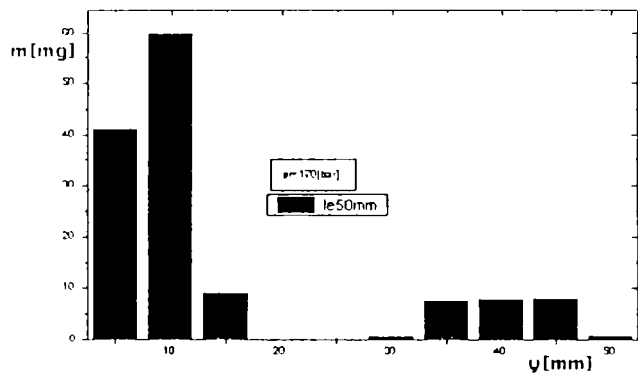


Fig. 134

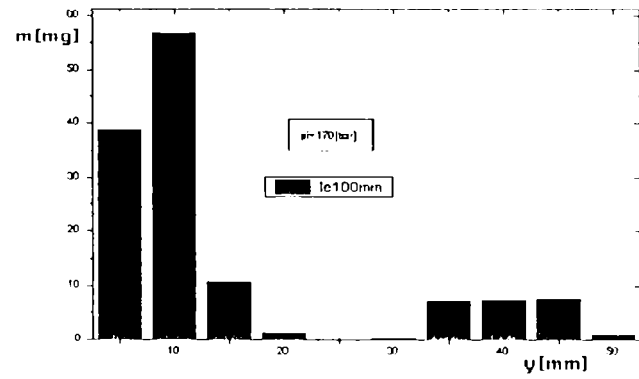


Fig. 135

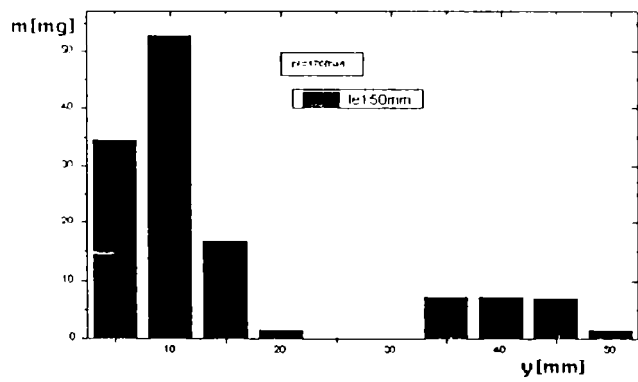


Fig. 136

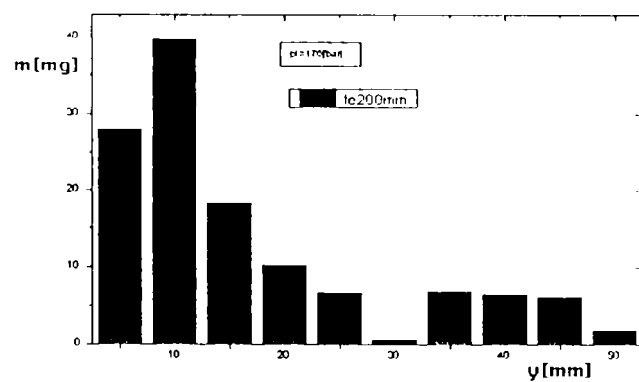


Fig. 137

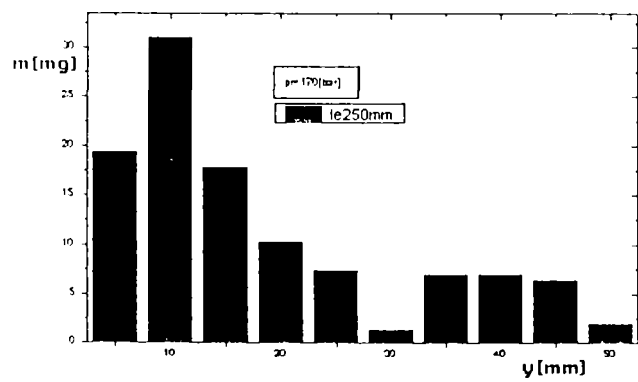


Fig. 138

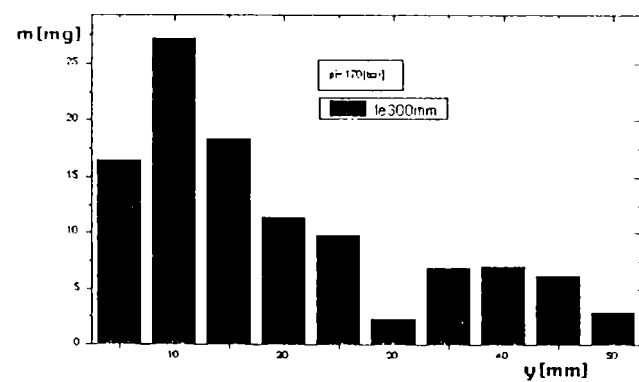


Fig. 139

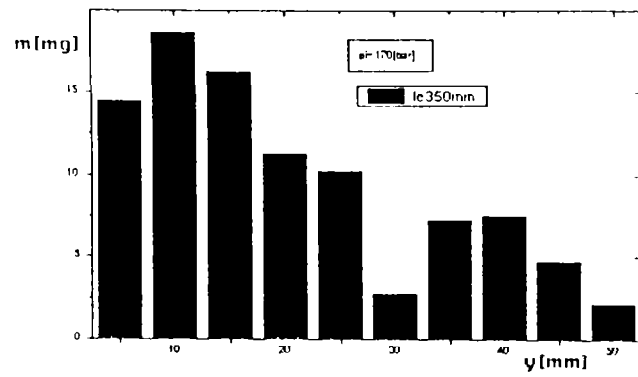


Fig. 140

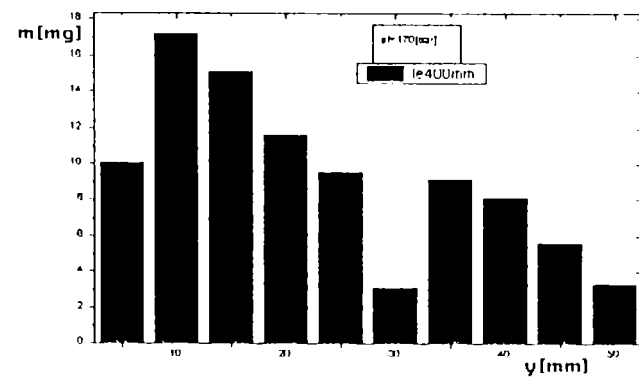


Fig. 141

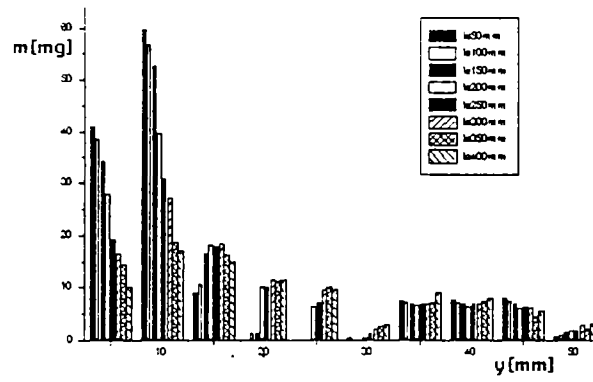


Fig. 142

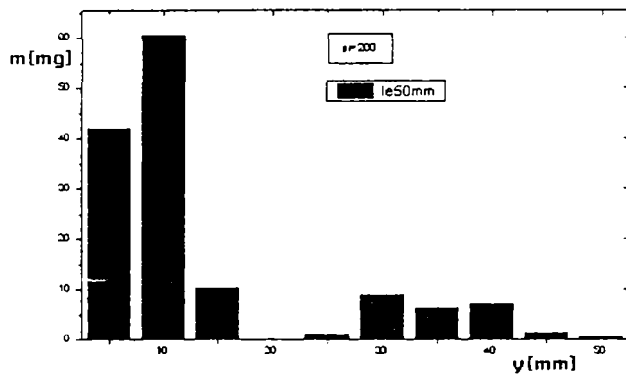


Fig. 143

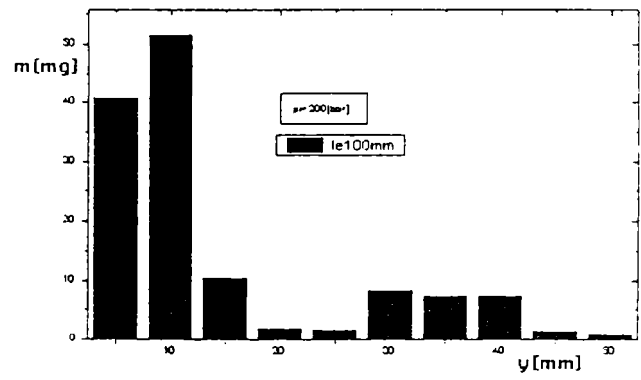


Fig. 144

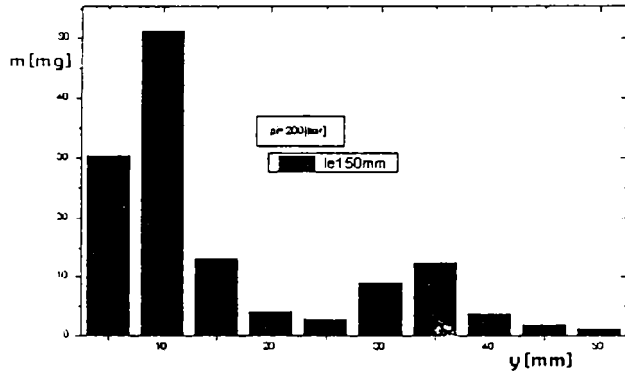


Fig. 145

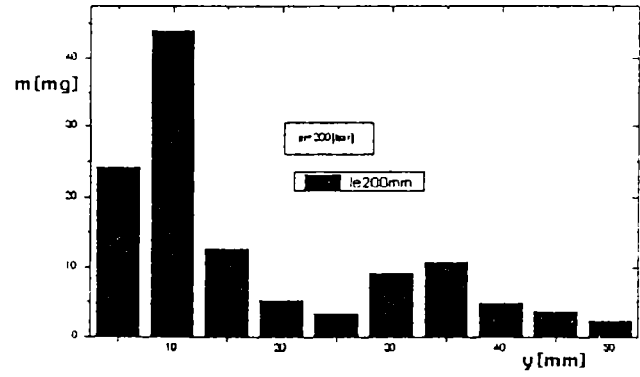


Fig. 146

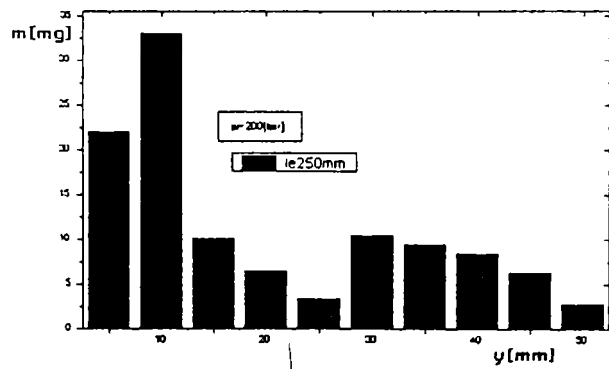


Fig. 147

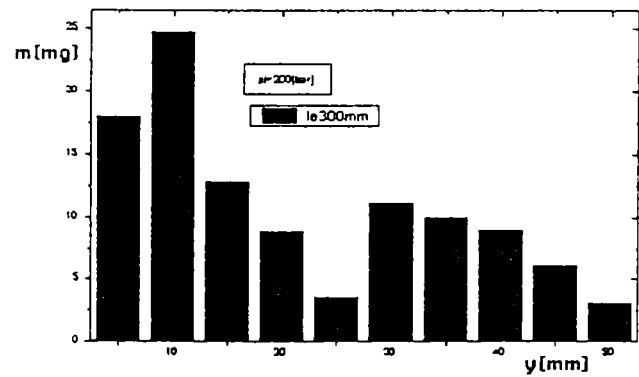


Fig. 148

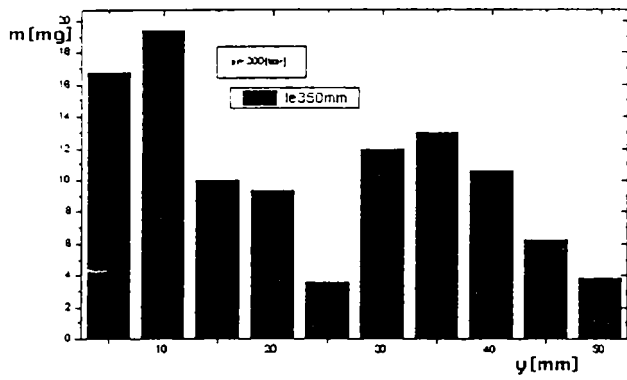


Fig. 149

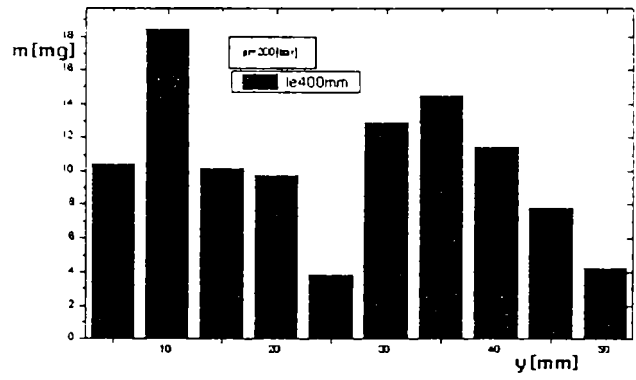


Fig. 150

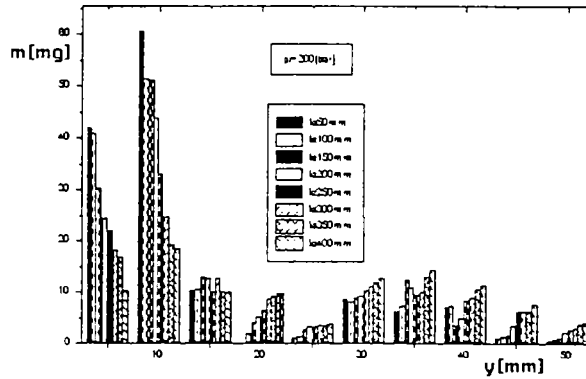


Fig. 151

Cu un calcul matematic simplu s-a obținut distribuția concentrației combustibilului în jet cu pastrarea notațiilor anterioare referitoare la indice iar "c" reprezintă concentrația și reprezentat în fig.152÷154, pentru distribuția concentrației combustibilului în jet la aceeași presiune și la diferite distanțe de la orificiul pulverizatorului iar în fig.155÷162 se arată distribuția combustibilului în jet la diferite presiuni de injecție și la aceeași distanța de la orificiul pulverizatorului.

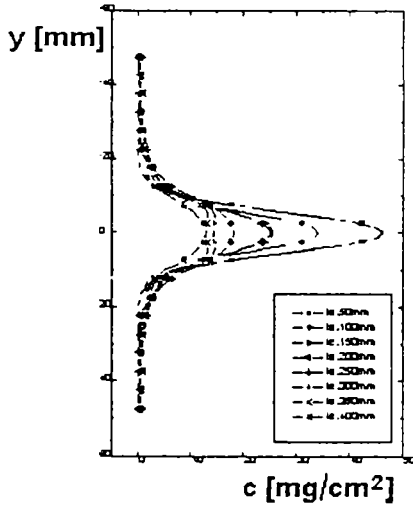


Fig. 152

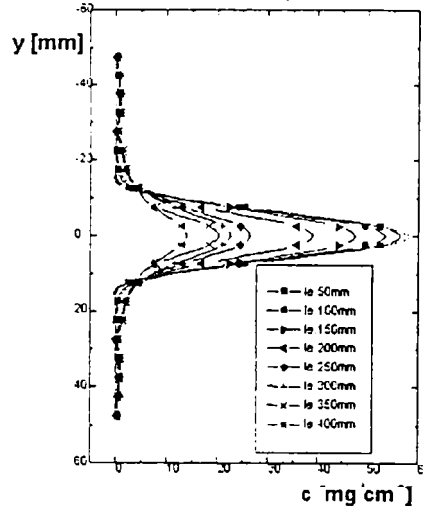


Fig. 153

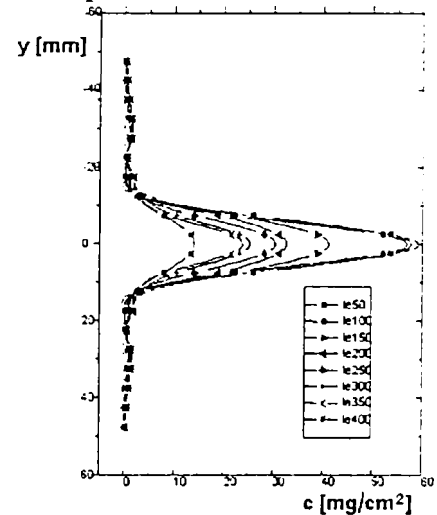


Fig. 154

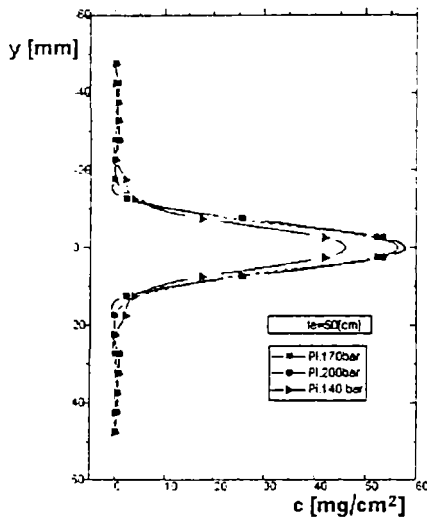


Fig. 155

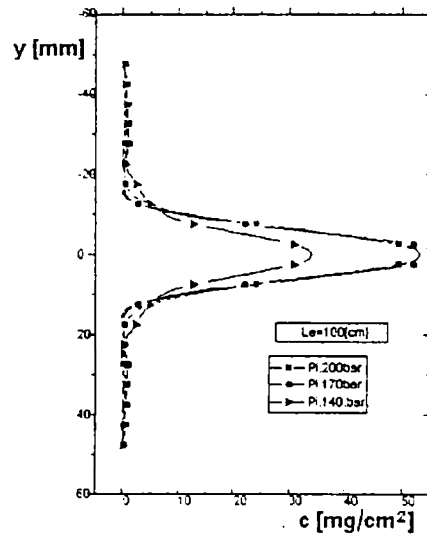


Fig. 156

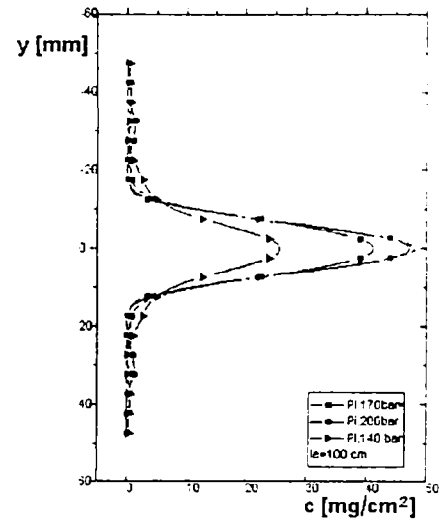


Fig. 157

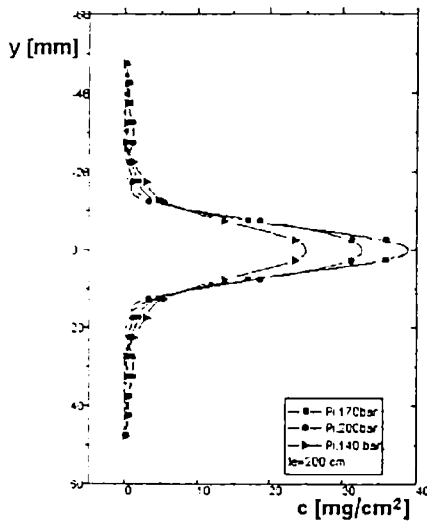


Fig. 158

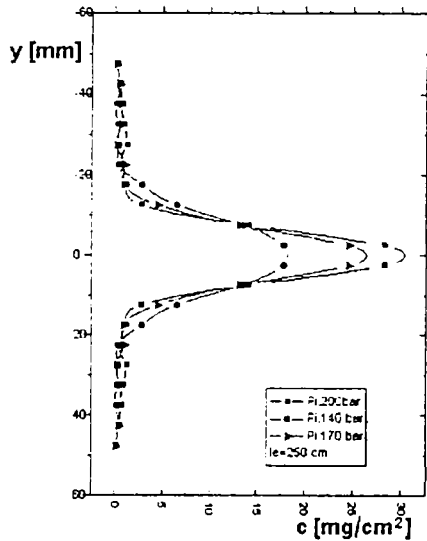


Fig. 159

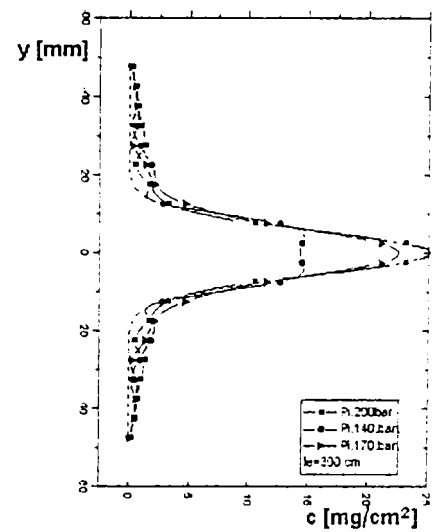


Fig. 160

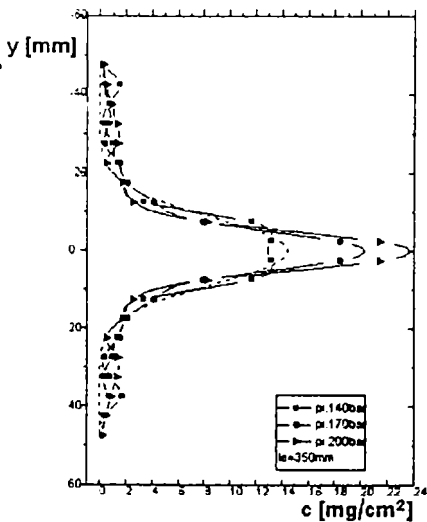


Fig. 161

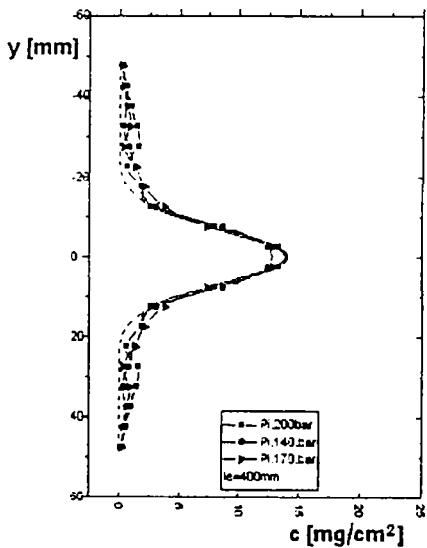


Fig. 162

### 8.2.3 Interpretarea rezultatelor și concluzii.

Din analiza figurilor de distribuție masică se observă că cantitatea de combustibil scade într-adevar de la axa centrului jetului spre periferie dar această scădere nu este monotonă ci la un moment dat este o urcare ușoară după care începe iarăși să scadă spre zero.

Scaderea cantităților de combustibil în jet din centru spre periferie devine mai fină cu creșterea distanței dintre dispozitivul de captare și orificiul pulverizatorului lucru ce arată că jetul devine mai uniform cu cât înaintează mai mult. Acest lucru iese în evidență și mai bine dacă luăm în considerare și figurile (fig.152÷162) din care ies în evidență lucruri foarte interesante: Curbele de distribuție a concentrației combustibilului în jet au o formă într-adevăr asemănătoare cu curba "Gauss" dar cu o anumită deviere de la aceasta imediat după coborârea abruptă de la centrul jetului, deviere ce se manifestă printr-o coborâre și după aceea o urcare față de linie gaussiană prezentată în linie întreruptă, că în final curbele tind să se unească. Existența unui minim imediat după partea cu concentrație maximă explică faptul că nucleul de flacără la motorul diesel cu injecție în volum apare în interiorul jetului și nu la partea exterioară a lui, lucru neexplicabil cu teoria scăderii monotone.

Din analiza curbelor de distribuție a combustibilului în jet captat la aceeași presiune de injecție și la diferite distanțe de captare se observă că la distanțe mai mari de la orificiul de pulverizare, concentrația scade mai puțin decât la distanțe mai reduse, ceea ce arată că jetul este mai uniform cu departarea de la orificiul de pulverizare ceea ce dă șanse de o ardere mai bună.

Din analiza curbelor ce reprezintă distribuție combustibilului în jet la diferite presiuni de injecție și la aceeași distanța de captare unde apare un lucru aparent paradoxal care constă în faptul că creșterea presiunii de injecție de la 140 la 170bar duce la o creștere a concentrației în centru ceea ce arată că jetul are o energie mai mare și rămâne mai compact la partea centrală la aceeași distanța de captare și are o concentrație mai mare deci în motor pericolul de a ajunge pe perețele camerei de ardere este mai mare. Dar pe de alta parte, continuând cu creșterea presiunii de injecție la 200 bar concentrația începe să scadă și acest lucru se explică prin faptul că deoarece finețea de pulverizare este mai bună, picăturile sunt frânate mai puternic de mediul gazos, jetul se desface și ca urmare distribuția se îmbunătățește ceea ce în interiorul camerei de ardere înseamnă că pericolul de a veni în contact cu pereții camerei scade, finețea fiind și ea mai bună și de aici șansele de o ardere mai bună și fără fum cresc.

Din analiza acestor rezultate se poate concluda că:

- Distribuția masică a combustibilului în jet nu urmărește fidel o curbă Gaussiană și are un minim în vecinătatea periferiei jetului și nu la periferie fapt ce explică declanșarea nucleului de flacăra în aceasta zonă și nu la periferie cum ar trebui să fie în cazul unei alure Gausiene.
- O presiune de injecție mai mare nu înseamnă neapărat o distanță de pătrundere mai mare și de aici un risc de contact cu pereții camerei mai mare fapt explicat prin finețea de pulverizare la care creștere implică o frînare a picăturilor mai puternică din cauza marimii lor și o desfacere a vânei centrale ceea ce da șanse a unei arderi mai bune.
- O distanță de patrundere mai mare înseamnă o desfacere mai bună a jetului, lucru adevărat indiferent de presiunea de injecție: cu cât jetul se îndepartează de orificiul de pulverizare cu atât combustibilul în jet este mai uniform distribuit și șansele unei arderi mai bune cresc.

## 8.3 Determinarea legii de injecție

### 8.3.1 Considerații generale

O bună funcționare a motoarelor diesel se obține prin dezvoltarea fazei de ardere rapidă cu scopul degajării unei cantități importante de căldură în apropierea punctului mort interior, procesul se apropie de transformarea izocoră, în același timp trebuie limitată și funcționarea violentă a motorului cu bătaii, trepidații și zgomote generate de astfel de ardere, adică o fază de ardere moderată.

La aceste motoare este nevoie de o corelare între procesul de injecție, de formare a amestecului și cel de ardere. De aceea cunoașterea vitezei și a legii de injecție se impune ca o necesitate.

Viteza de injecție reprezintă debitul volumic  $V_i$  [ $\text{mm}^3/\text{s}$ ] sau [ $\text{mm}^3/^\circ\text{RAC}$ ], care se injectează în funcție de timp pe durata procesului de injecție sau în funcție de unghiul de rotație al arborelui pompei de injecție [ $^\circ\text{RAP}$ ].

Legea de injecție  $\xi_i$  reprezintă raportul dintre cantitatea de combustibil ce s-a injectat de la începutul injecției până la orice moment al acesteia, raportată la cantitatea totală injectată pe ciclu. Ea pune în evidență fracțiunea din doza ciclică acumulată în camera de ardere în perioada întârzierii la autoaprindere. De această cantitate depinde caracterul fazei rapide a arderii și în buna măsură performanțele și fiabilitatea motorului. În același timp, legea de injecție permite urmărirea evoluției în timp a injecției combustibilului în cilindrul motorului și permite stabilirea duratei procesului de injecție. De unde reiese clar că o funcționare optimă a motorului corespunde unei anumite legi de injecție considerată injecție optimă. Lege de injecție optimă (că de astfel și viteza de injecție optimă) este

caracterizată fiecărui tip de motor și rezultă din corelarea strânsă a procesului de injecție cu procesele de formare a amestecului și de ardere ceea ce înseamnă cu intensitatea și tipul mișcărilor aerului din camera de ardere a motorului.

### 8.3.2 Instalația experimentală și modul de lucru

Principalele componente ale instalației experimentale sunt reprezentate de roata celulară (v.fig.163÷167). Sistemul de transmitere a mișcării de rotație de la arborele principal al standului de ceticubat la arborele roții celulare și dispozitivul electromagnetic de declanșare a captării jetului de combustibil în celulele roții.

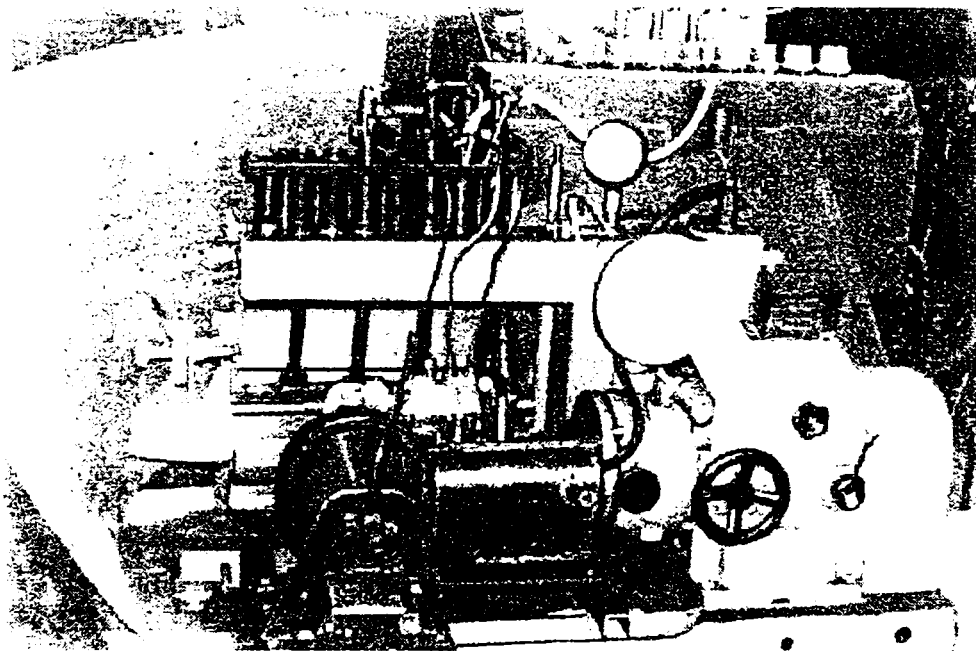


Fig. 163 Instalația experimentală.

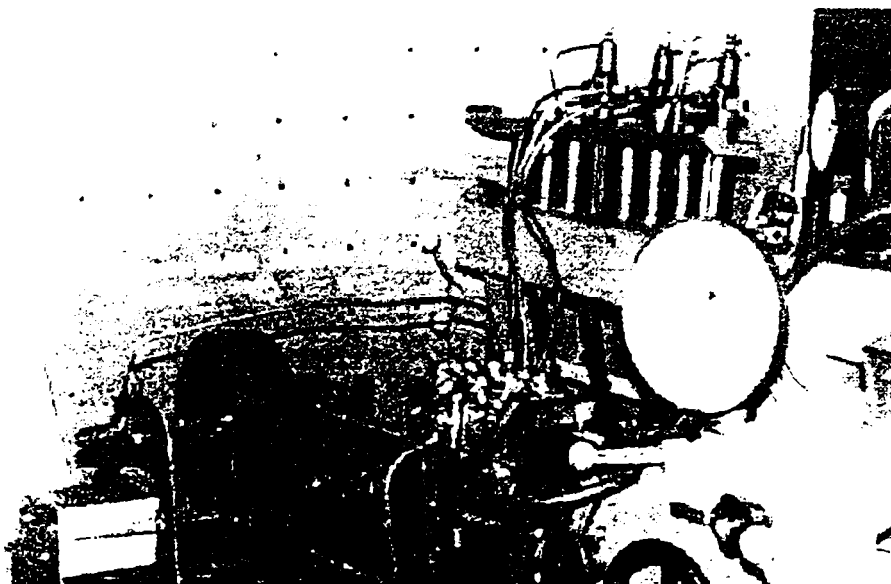


Fig. 164 Instalația experimentală.

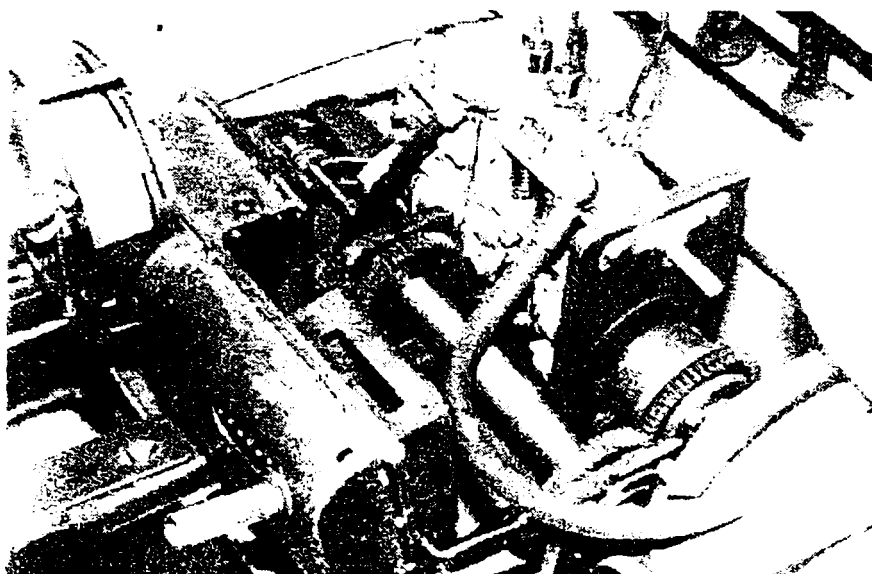


Fig. 165 Instalația experimentală.

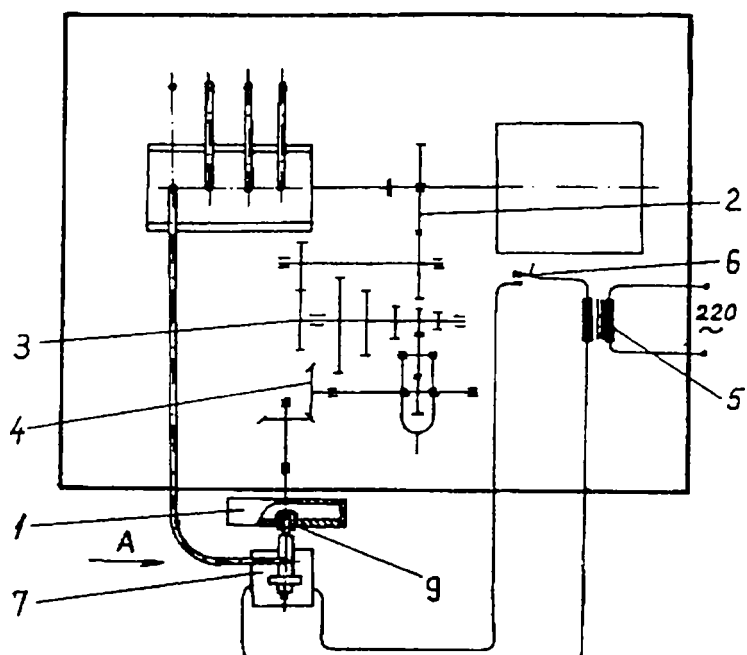
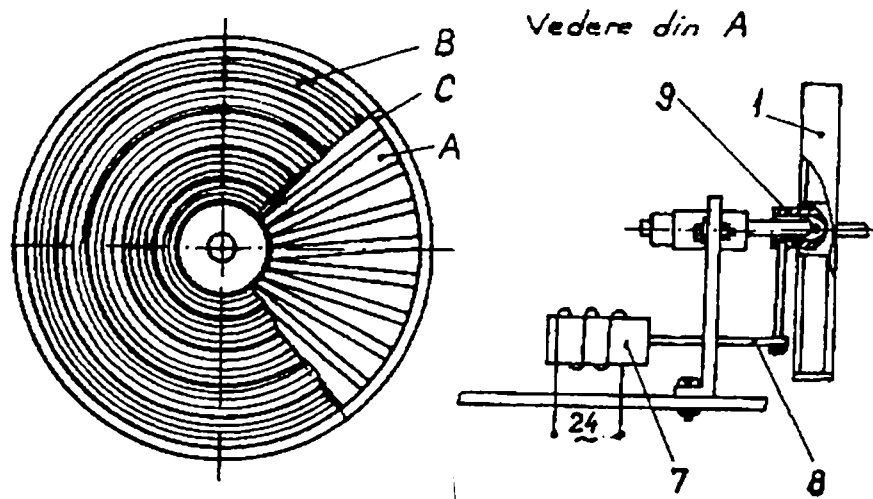


Fig. 166 Instalația experimentală.



a. b. Fig. 167 Roata celulară.



Roata celulară 1 este compusă din (v.fig.167): discul cu canale radiale A, discul frontal gradat B și inelul de închidere a fantelor C. Discul este prevăzut cu un alezaj pentru fixarea pe arborele principal al dispozitivului. Transmiterea mișcării de rotație de la arborele roții celulare se realizează printr-un sistem de roți dințate (v.fig.166) compus din roțile dințate cilindrice 2, cutia Norton 3 și roțile conice 4. Sistemul electromagnetic este compus din transformatorul electric 220/24V, microîntrerupătorul 6 montat pe pârghia de comanda a numărătorului de impulsuri 10 și include circuitul electric secundar al transformatorului 7 și bobina cu miezul feromagnetic 5 comanda captarea jetului de motorină în canalele roții celulare prin sistemul de tije 8 și manșonul 9. La acționarea pârghiei de comanda 10 a numărătorului de impulsuri al sistemului de centicubat, microîntrerupătorul 6 închide circuitul electric secundar al transformatorului 7, bobina 5 realizând câmpul magnetic, atrage miezul feromagnetic care fiind solidar cu pârghia cotita 8 o deplasează spre stânga, în acest moment manșonul deflector 9 fixat pe pârghia 8 care în faza anterioară acoperă orificiile injectorului 12 se retrage și jeturile de combustibil sunt colectate în celulele roții 1 care se află în mișcare de rotație. Astfel, în faza de "așteptare", injectorul poate funcționa, combustibilul injectat fiind deviat de manșon prin niște canale în afară roții celulare. Acest lucru permite realizarea corectă a parametrilor de injecție. Când numărul de injecții programate a fi colectate s-a realizat, numărătorul de impulsuri eliberează pârghie de comandă, microîntrerupătorul 6 întrerupe circuitul electric, astfel încât manșonul deflector revine în poziție inițială oprind brusc captarea jeturilor în canalele roții celulare. Citirea calității de combustibil colectat în celulele roții celulare se face cu ajutorul a 3 probe martor (în cazul pompei cu 4 elemente), se colectează simultan în eprubete gradate și combustibilul injectat de la elemente  $e_1$ ,  $e_2$ , și  $e_3$  ai pompei de injecție 11 (elementul  $e_4$  debitează în roata celulară). Evident că înaintea tuturor încercărilor se reglează uniformitatea debitării la toți elementii pompei de injecție la abateri sub 2%, pentru turația și debitul nominal.

### 8.3.3 Rezultate experimentale

Măsurătorile s-au efectuat pe pompe de injecție destinate pentru echiparea motorului D110, model RO-PES4A90D410RS2240(MV), pompă a cărei caracteristica de sarcină și de turație sunt date în fig.168-169, rezultatele fiind obținute prin măsurători pe standul de centicubat.

Pentru ridicarea legii de injecție, încercările s-au făcut la diferite turații ale arborelui pompei de injecție:  $n_p = 900$ ; 625 și 300 [rot/min], pentru fiecare turație modificându-se poziția cremalierii  $h = 9$  (poziție maximă); 7; 5; și 4 [mm].

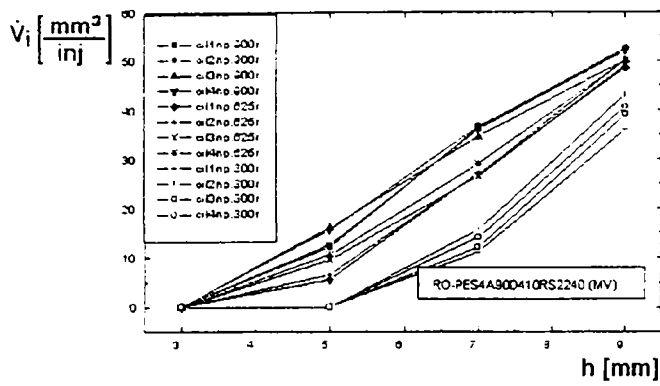


Fig. 168 Caracteristica de turație.

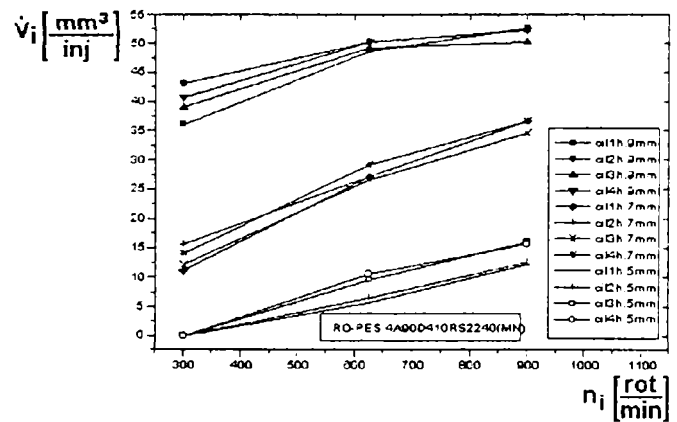


Fig.169 Caracteristica de sarcină.

Rezultatele experimentale au fost înregistrate, prelucrate și reprezentate grafic în fig.170÷186. Pentru a ilustra influența particularităților constructive a orificiilor aceluiași injector asupra vitezei și legii de injecție la diferite turații și la diferite poziții ale cremalierii s-au trasat diagramele din fig.170÷179. În figurile 180÷182 este redată influența modificării turației pompei de injecție (300÷900 [rot/min]) asupra vitezei și a legii de injecție iar în fig.183÷186 se poate urmări influența modificării sarcinii (poziție cremalierii) asupra vitezei și a legii de injecție la diferite turații constante ale arborelui pompei de injecție.

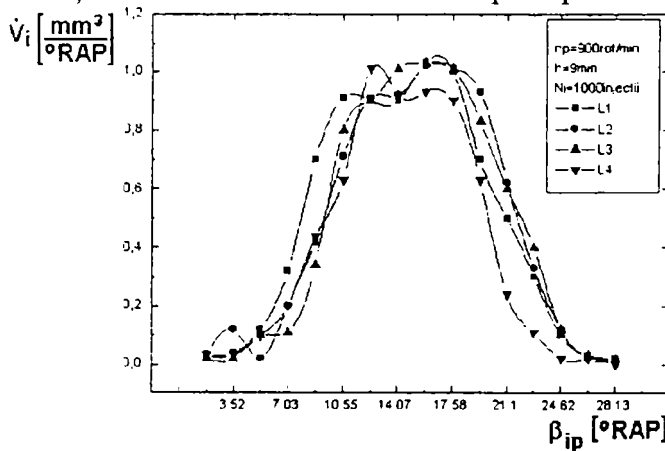
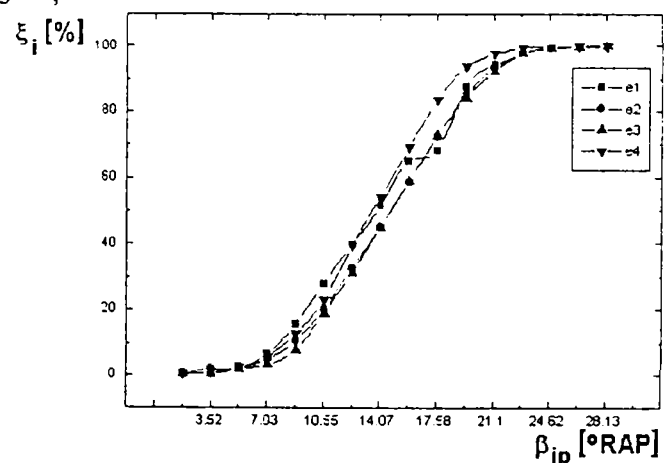


Fig. 170a  $n_p = 900 \text{ rot/min}$ ,  $h = 9 \text{ mm}$



Fi . 170b  $n_p = 900 \text{ rot/min}$ ,  $h = 9 \text{ mm}$

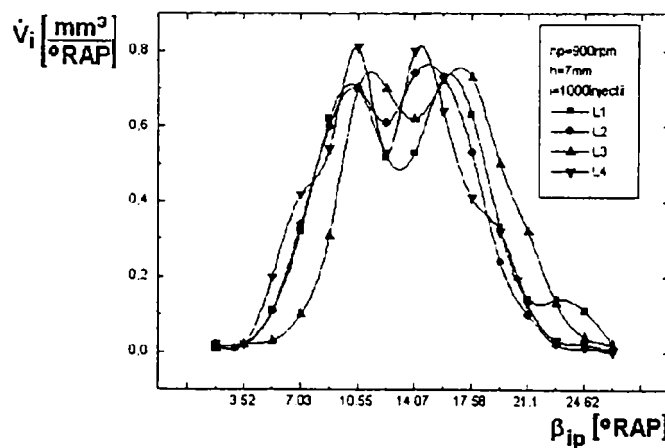


Fig. 171a  $n_p = 900 \text{ rot/min}$ ,  $h = 7 \text{ mm}$

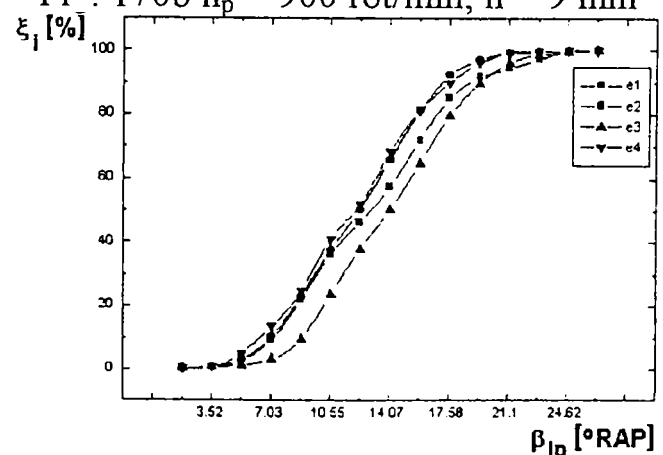


Fig. 171b  $n_p = 900 \text{ rot/min}$ ,  $h = 7 \text{ mm}$

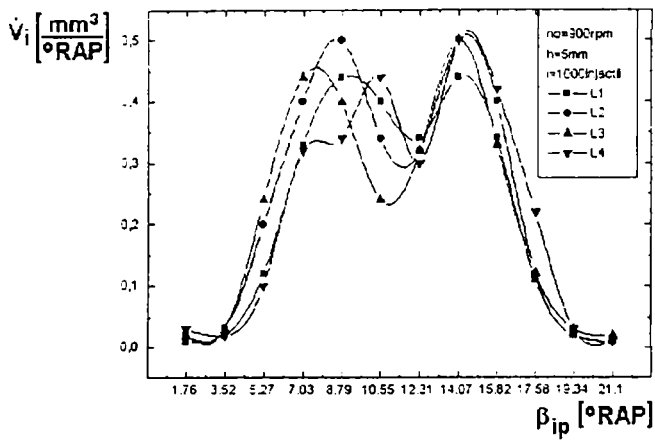


Fig. 172a  $n_p = 900$  rot/min,  $h = 5$  mm

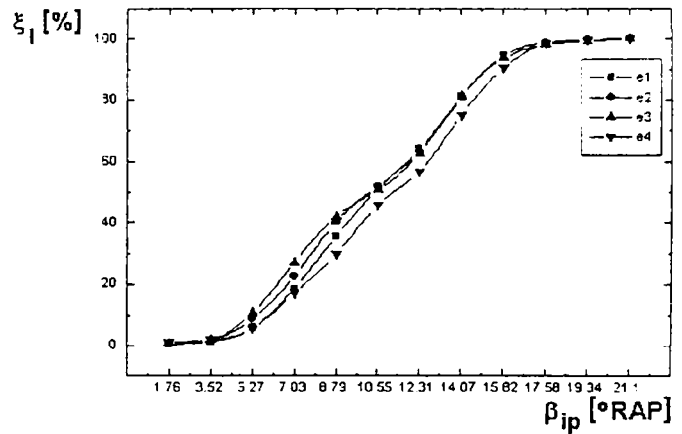


Fig. 172b  $n_p = 900$  rot/min,  $h = 7$  mm

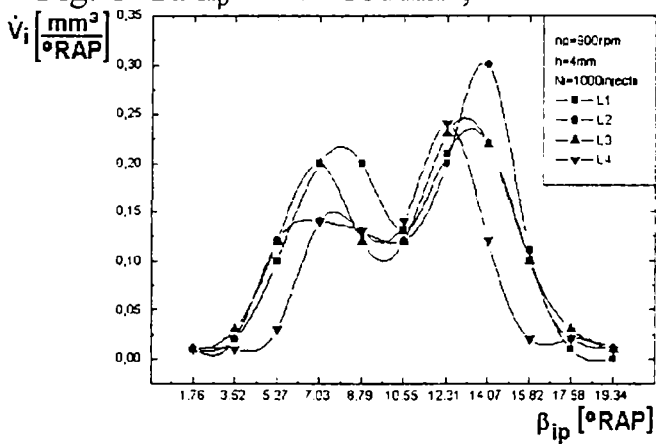


Fig. 173a  $n_p = 900$  rot/min,  $h = 4$  mm

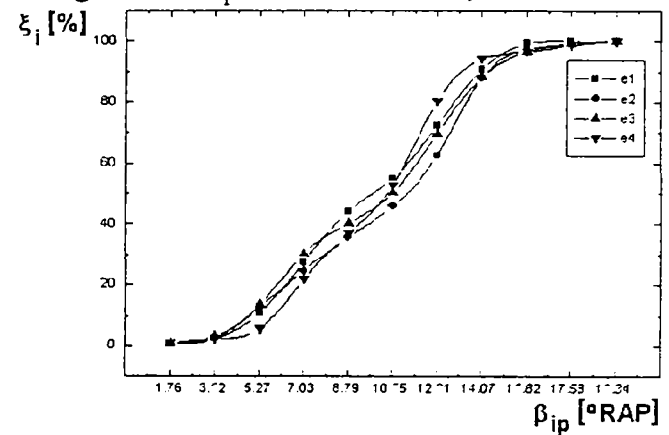


Fig. 173b  $n_p = 900$  rot/min,  $h = 4$  mm

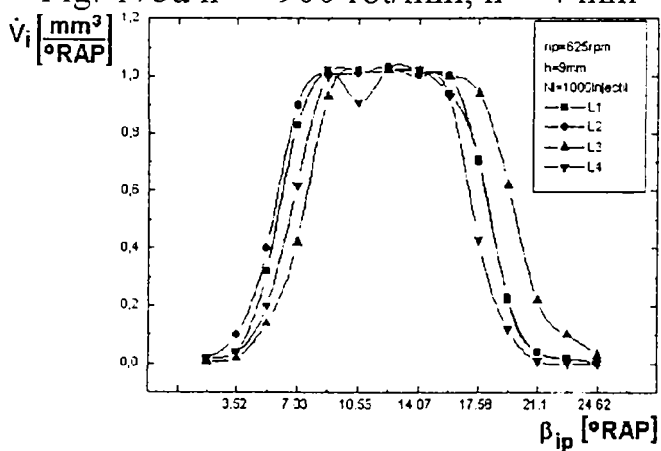


Fig. 174a  $n_p = 625$  rot/min,  $h = 9$  mm

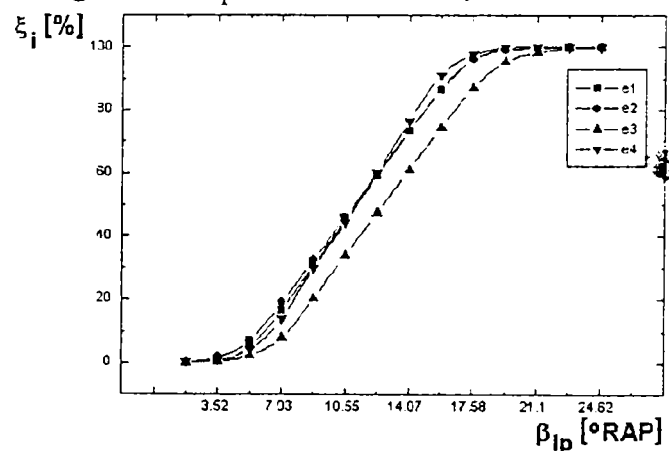


Fig. 174b  $n_p = 625$  rot/min,  $h = 9$  mm

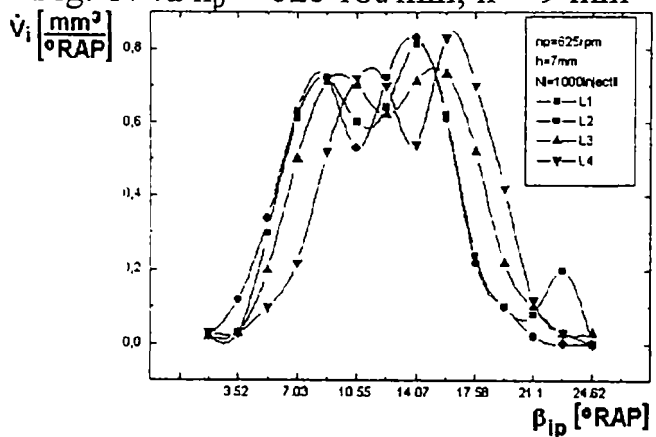


Fig. 175a  $n_p = 625$  rot/min,  $h = 7$  mm

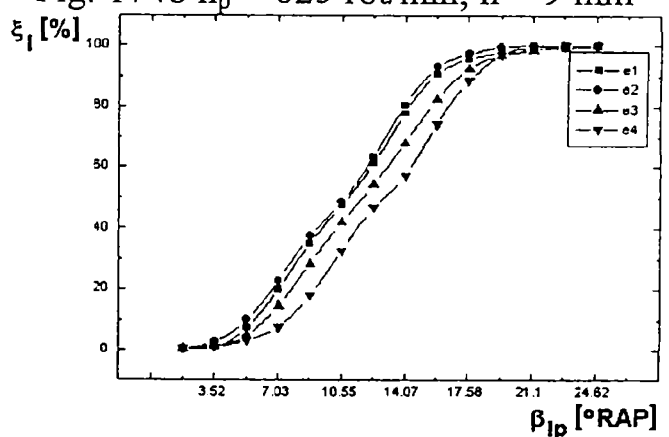


Fig. 175b  $n_p = 625$  rot/min,  $h = 7$  mm

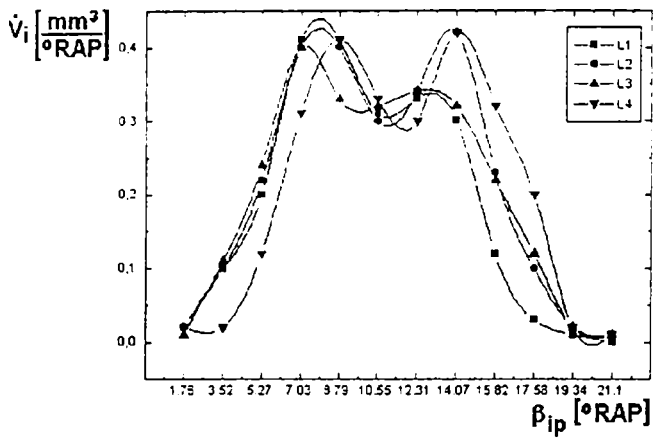


Fig. 176a  $n_p = 625$  rot/min,  $h = 5$  mm

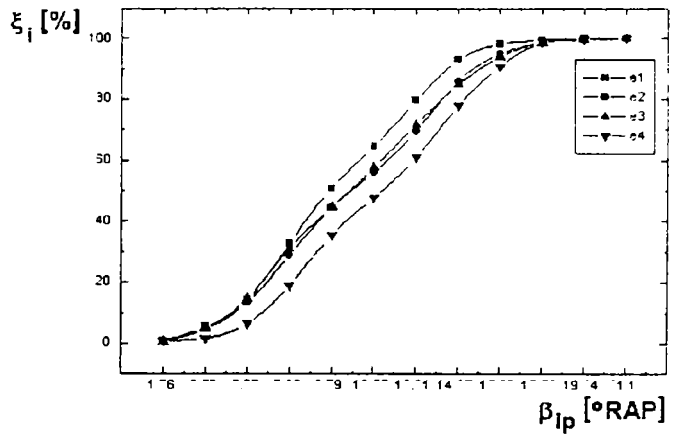


Fig. 176b  $n_p = 625$  rot/min,  $h = 5$  mm

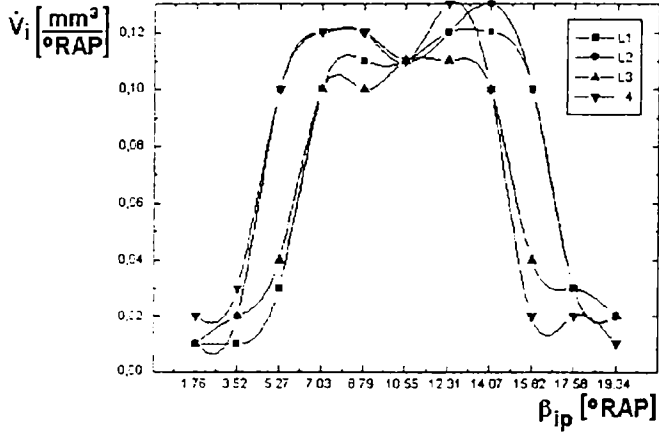


Fig. 177a  $n_p = 625$  rot/min,  $h = 4$  mm

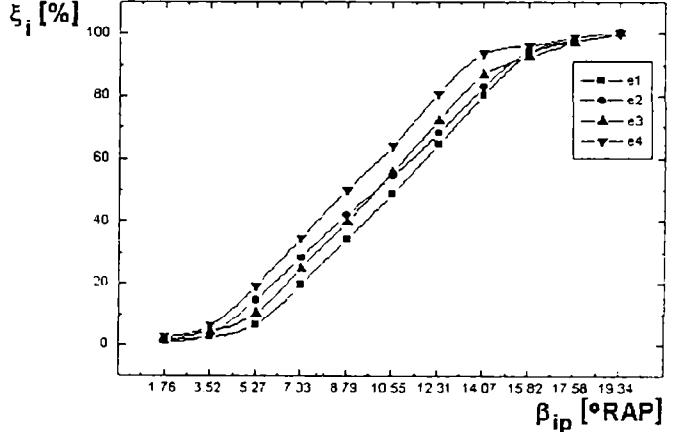


Fig. 177b  $n = 625$  rot/min,  $h = 4$  mm

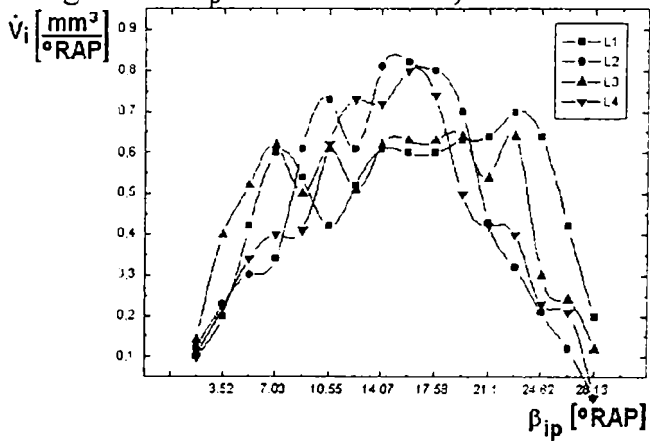


Fig. 178a  $n_p = 300$  rot/min,  $h = 9$  mm

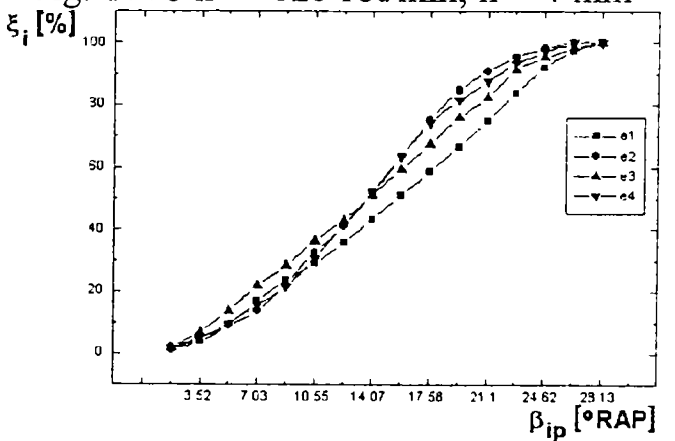


Fig. 178b  $n_p = 300$  rot/min,  $h = 9$  mm

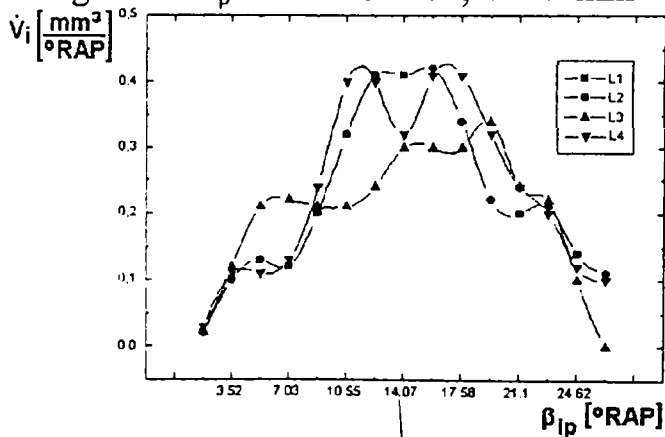


Fig. 179a  $n_p = 300$  rot/min,  $h = 7$  mm

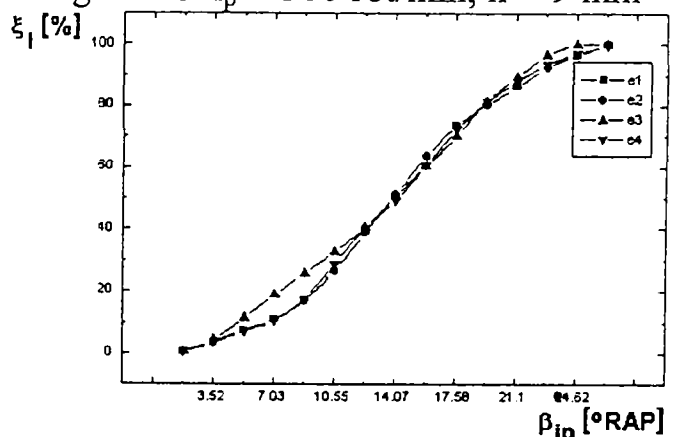


Fig. 179b  $n_p = 300$  rot/min,  $h = 7$  mm

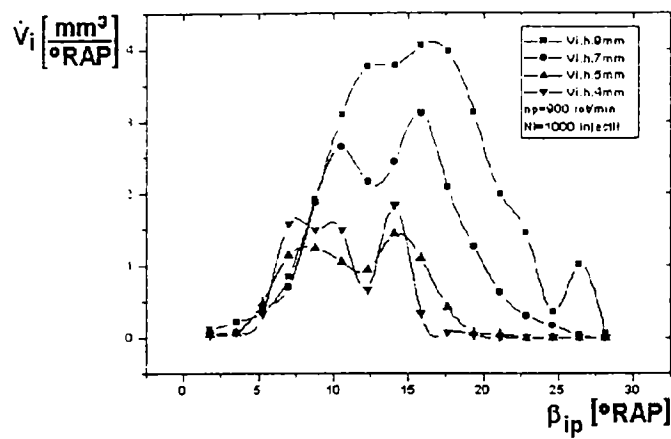


Fig. 180a  $n_p = 900$  rot/min

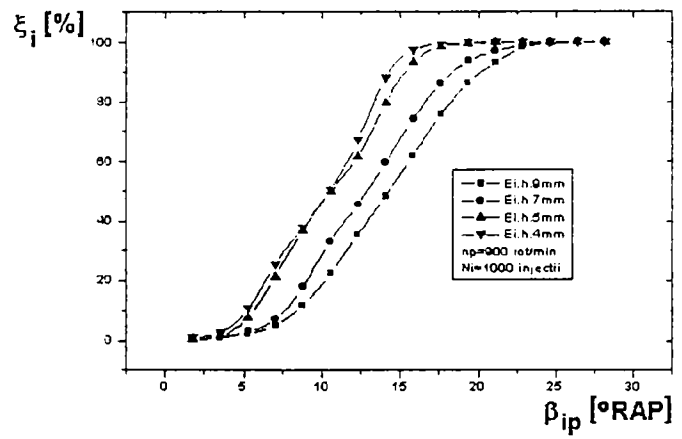


Fig. 180b  $n_p = 900$  rot/min

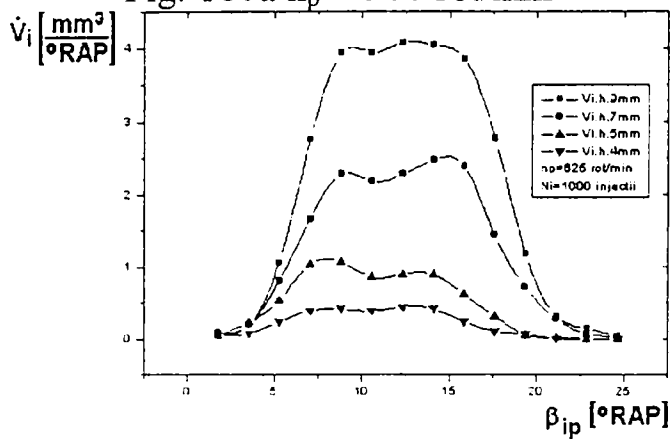


Fig. 181a  $n_p = 625$  rot/min

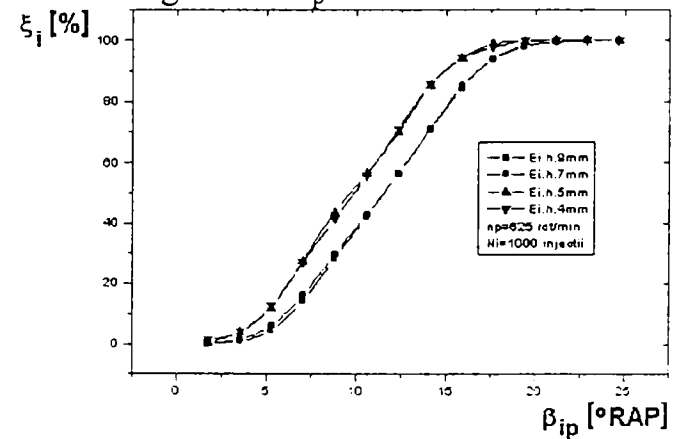


Fig. 181b  $n_p = 625$  rot/min

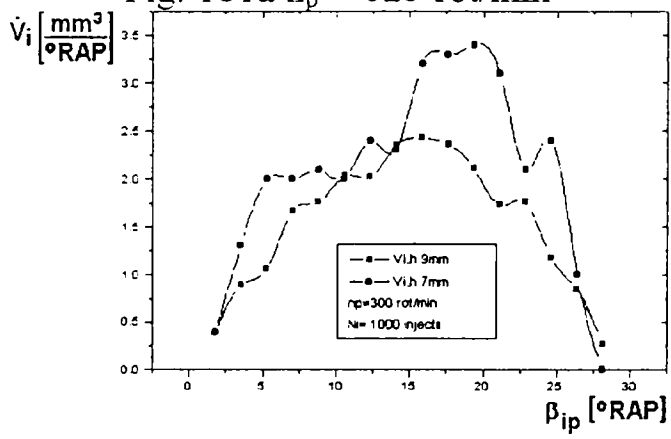


Fig. 182a  $n_p = 300$  rot/min

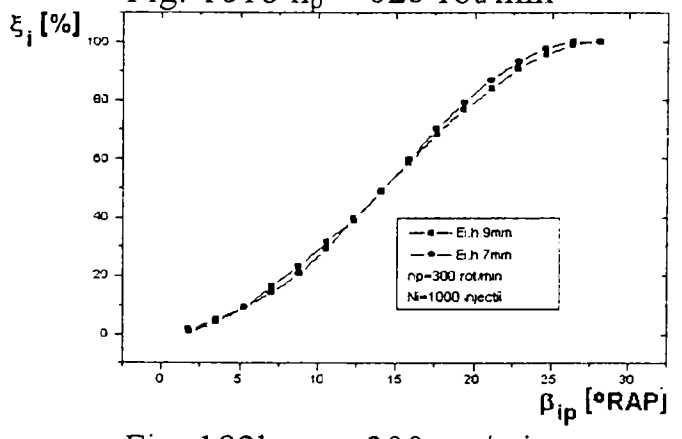


Fig. 182b  $n_p = 300$  rot/min

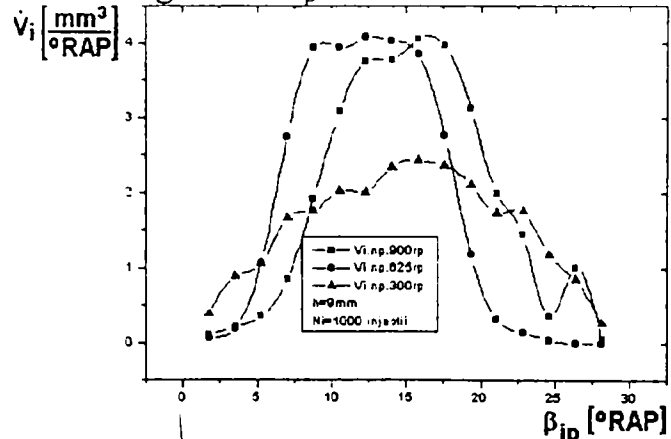


Fig. 183a  $n_p = 900$  rot/min,  $h = 9$  mm

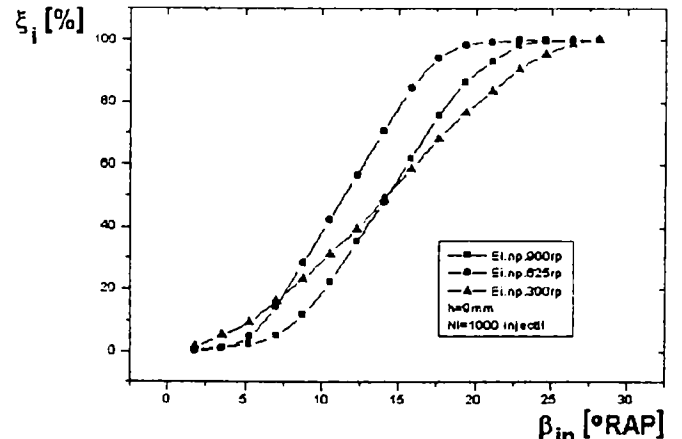


Fig. 183b  $n_p = 900$  rot/min,  $h = 9$  mm

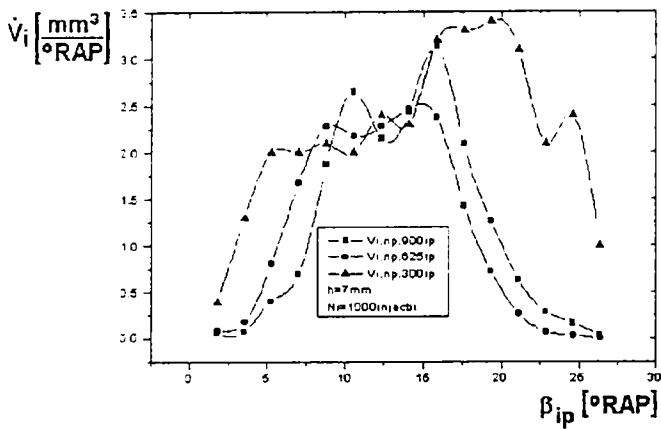


Fig. 184a  $n_p = 900$  rot/min,  $h = 7$  mm

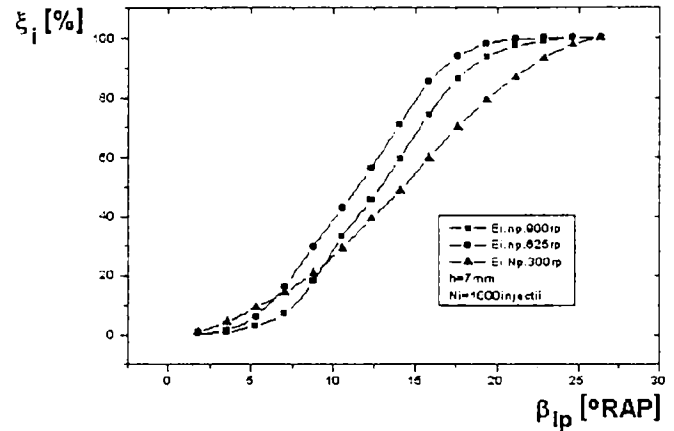


Fig. 184b  $n_p = 900$  rot/min,  $h = 7$  mm

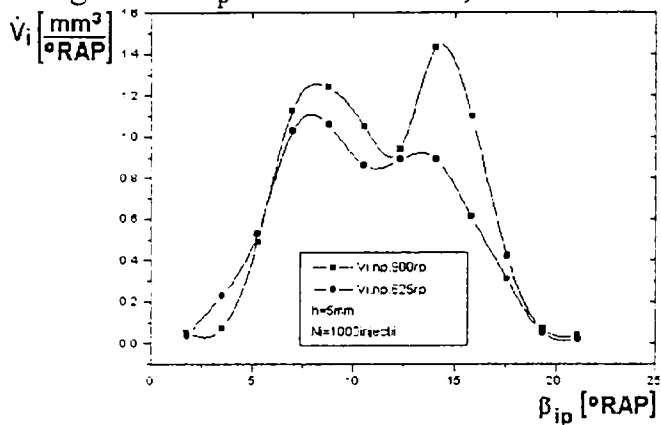


Fig. 185a  $n_p = 900$  rot/min,  $h = 5$  mm

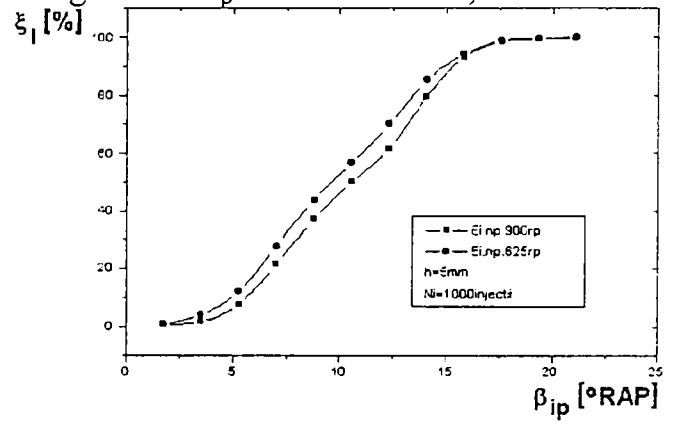


Fig. 185b  $n_p = 900$  rot/min,  $h = 5$  mm

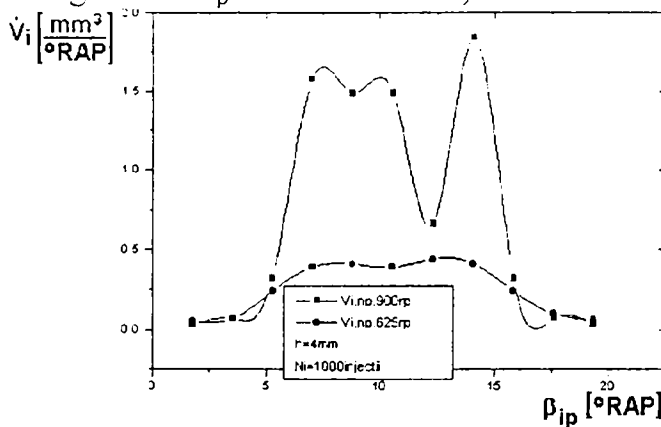


Fig. 186a  $n_p = 900$  rot/min,  $h = 4$  mm

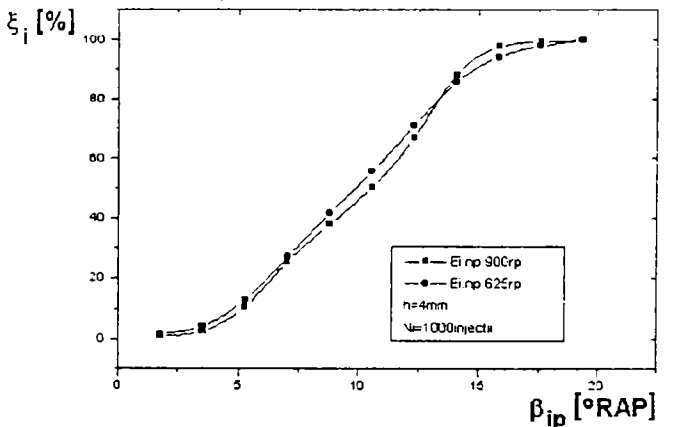


Fig. 186b  $n_p = 900$  rot/min,  $h = 4$  mm

Pentru verificarea rezultatelor încercările s-au repetat cu o pompă de injecție model RO-PES4A80D410RS2240(MN) a cărei caracteristica de sarcină și de turație este dată în fig.187-188 și cu care s-au parcurs aceleași etape de încercare că și în cazul anterior. Rezultatele sunt redată în diagramele din fig.189÷202 din care influența particularităților constructive ale orificiilor injectorului sunt ilustrate de fig.189÷196, influența modificării turației pompei este redată în fig.197÷199, iar influența modificării sarcinii se poate urmări în fig.200÷202.

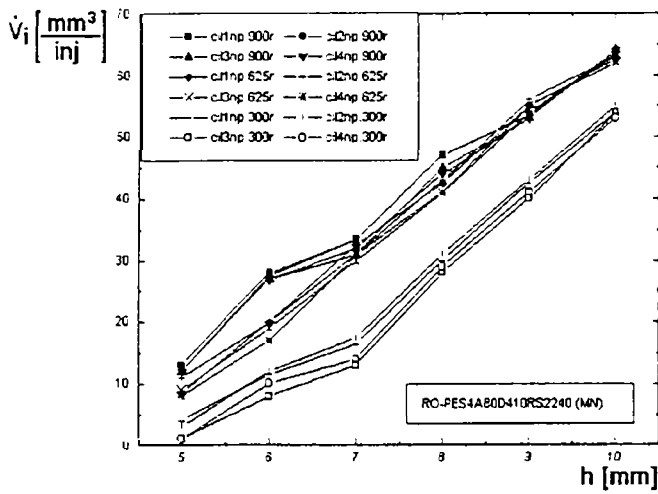


Fig. 187 Caracteristica de sarcină

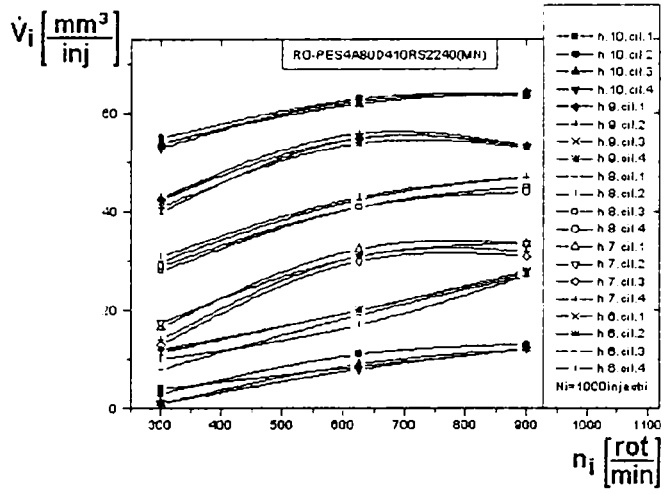


Fig. 188 Caracteristica de turație

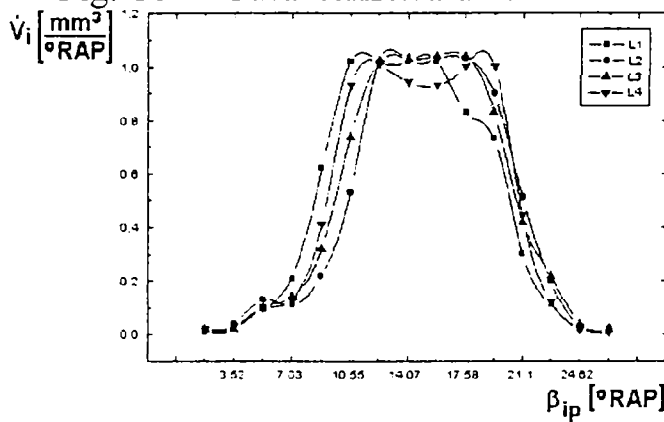


Fig. 189a  $n_p = 900 \text{ rot/min}$ ,  $h = 9 \text{ mm}$

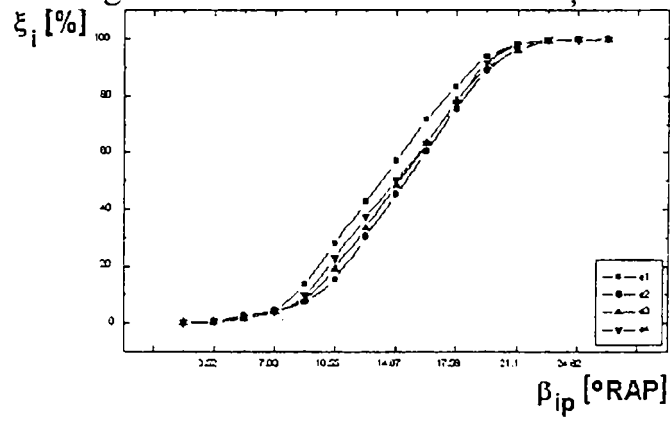


Fig. 189b  $n_p = 900 \text{ rot/min}$ ,  $h = 4 \text{ mm}$

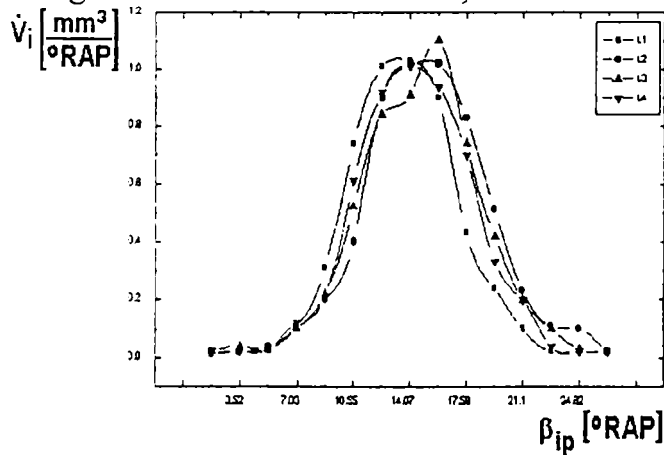


Fig. 190a  $n_p = 900 \text{ rot/min}$ ,  $h = 7 \text{ mm}$

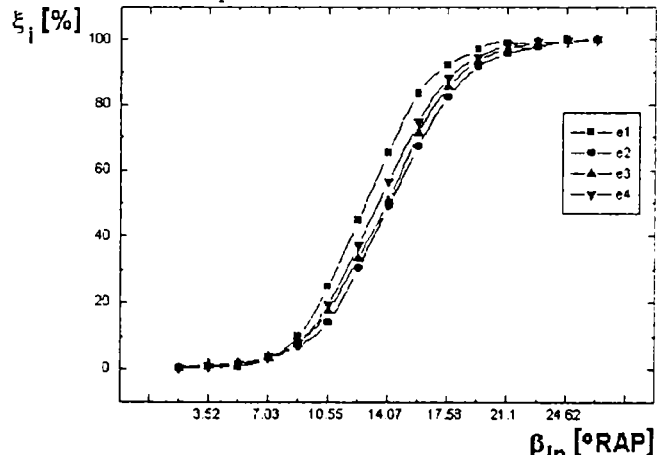


Fig. 190b  $n_p = 900 \text{ rot/min}$ ,  $h = 7 \text{ mm}$

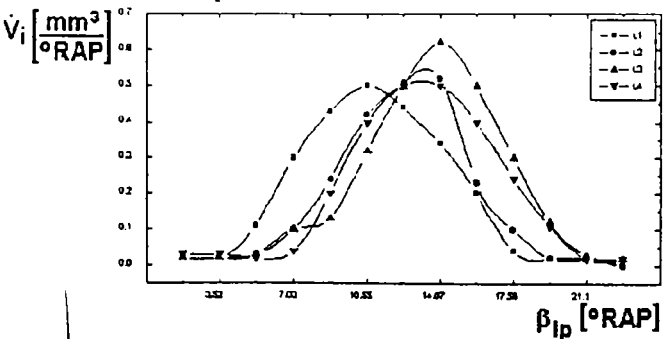


Fig. 191a  $n_p = 900 \text{ rot/min}$ ,  $h = 5 \text{ mm}$

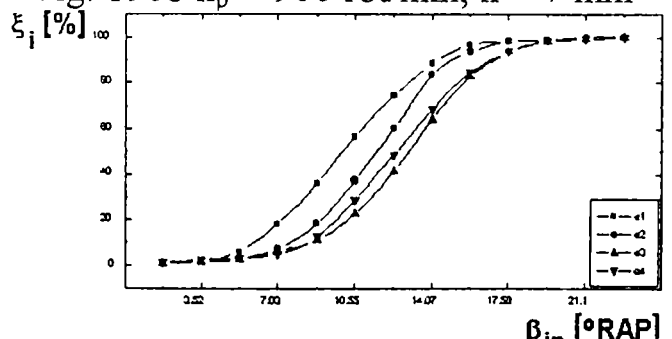


Fig. 191b  $n_p = 900 \text{ rot/min}$ ,  $h = 5 \text{ mm}$

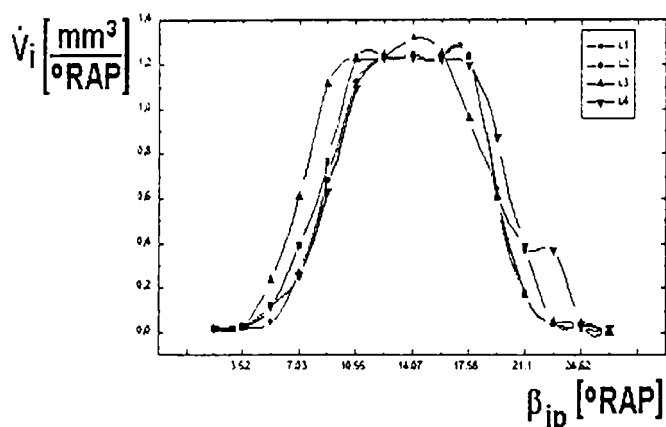


Fig. 192a  $n_p = 625$  rot/min,  $h = 9$  mm

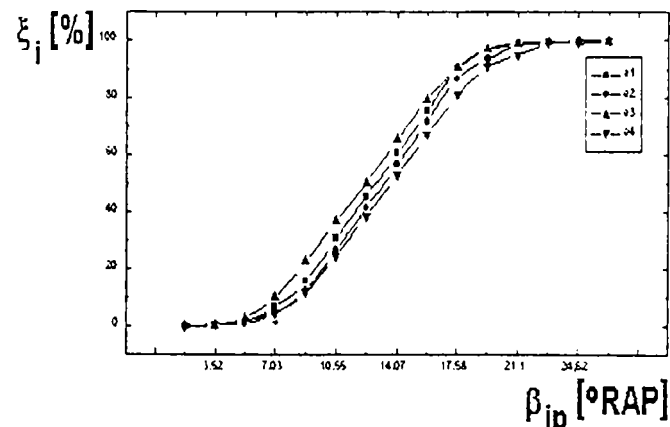


Fig. 192b  $n_p = 625$  rot/min,  $h = 9$  mm

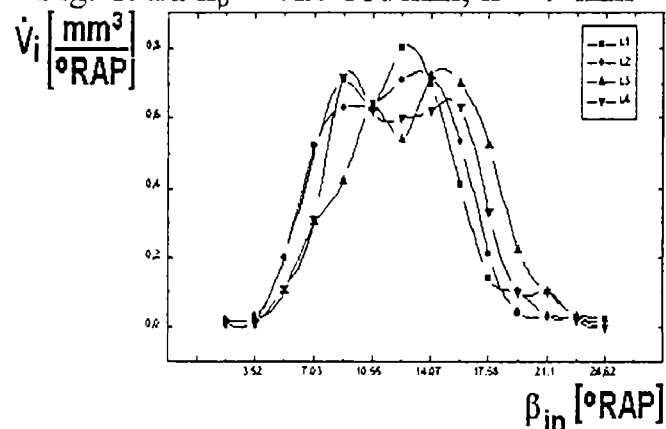


Fig. 193a  $n_p = 625$  rot/min,  $h = 7$  mm

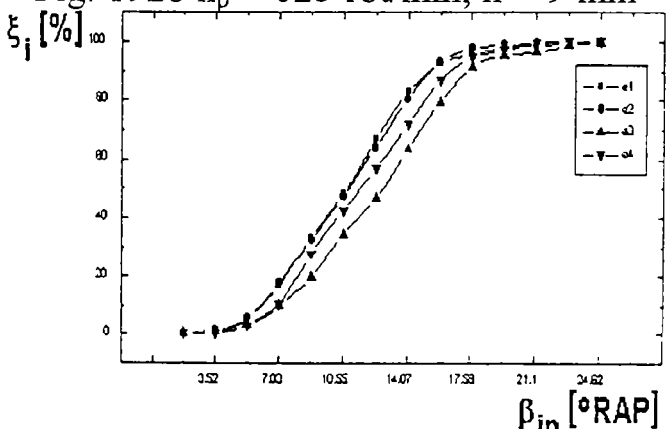


Fig. 193b  $n_p = 625$  rot/min,  $h = 7$  mm

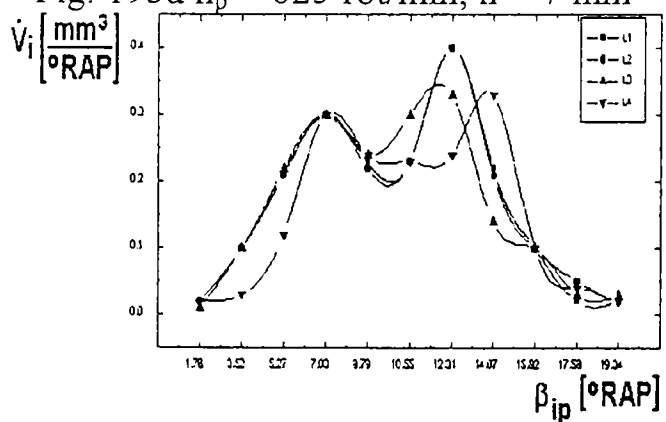


Fig. 194a  $n_p = 625$  rot/min,  $h = 5$  mm

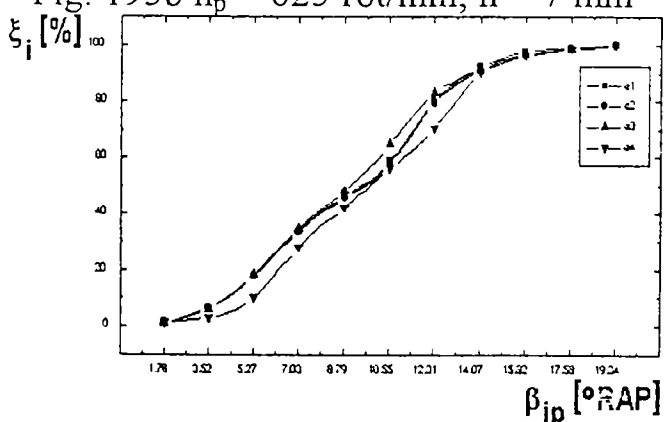


Fig. 194b  $n_p = 625$  rot/min,  $h = 5$  mm

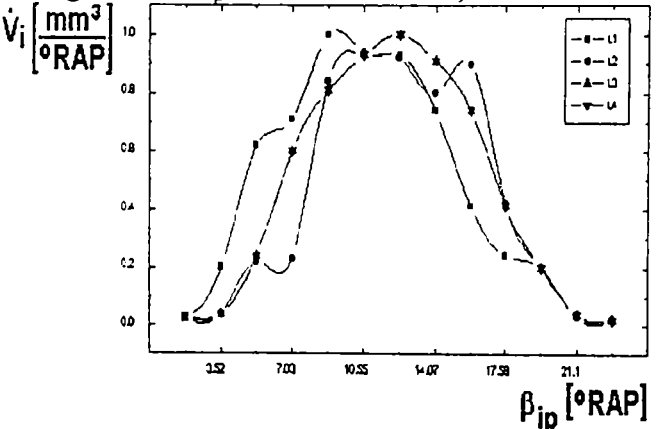


Fig. 195a  $n_p = 300$  rot/min,  $h = 9$  mm

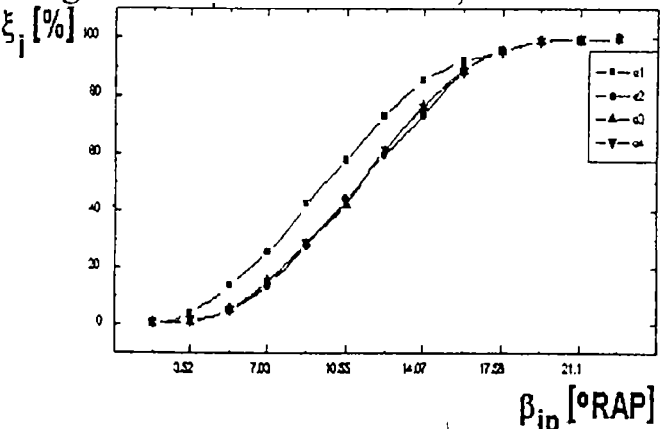


Fig. 195b  $n_p = 300$  rot/min,  $h = 9$  mm



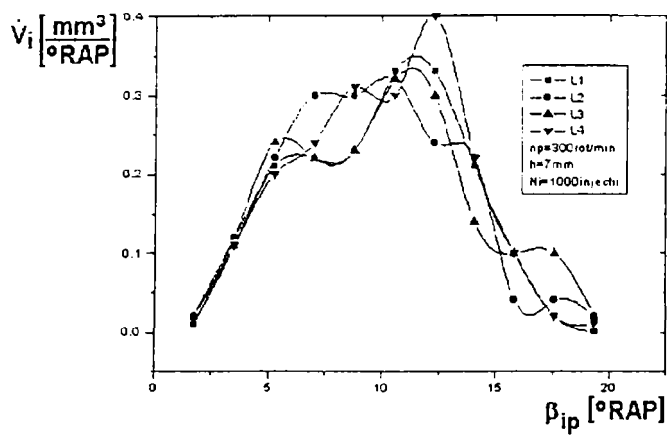


Fig. 196a  $n_p = 300$  rot/min,  $h = 7$  mm

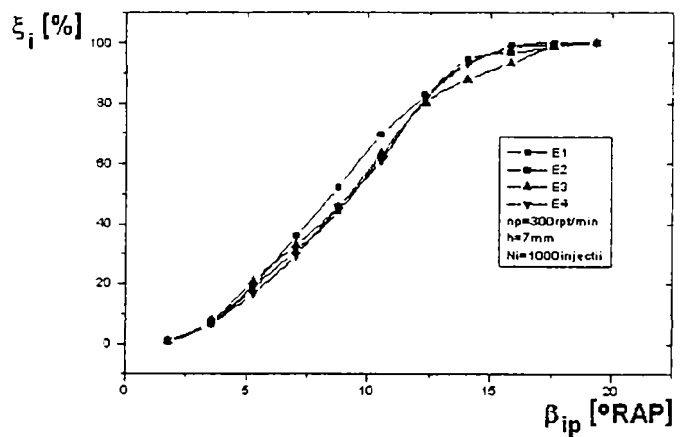


Fig. 196b  $n_p = 300$  rot/min,  $h = 7$  mm

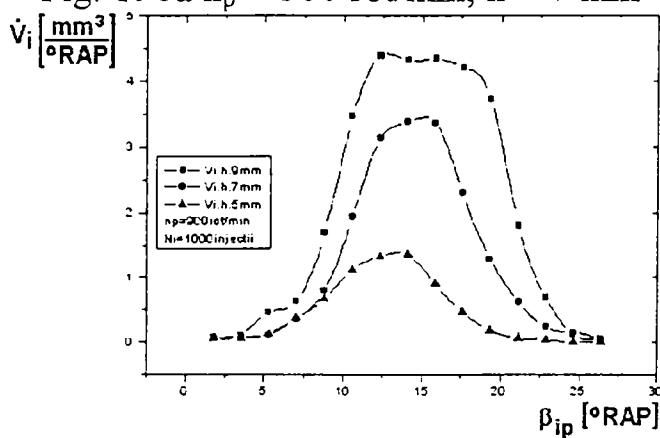


Fig. 197a  $n_p = 900$  rot/min

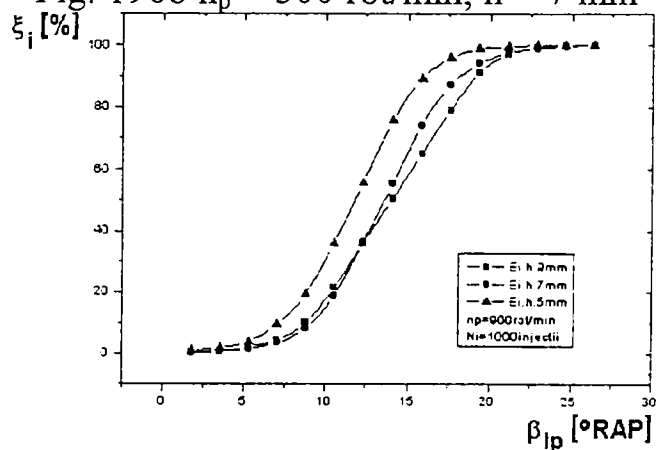


Fig. 197b  $n_p = 900$  rot/min

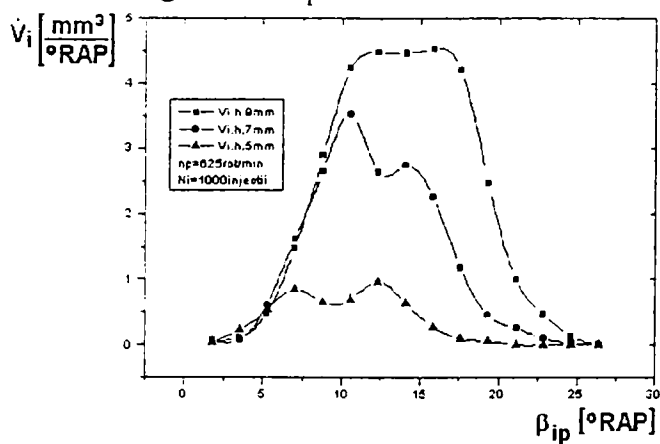


Fig. 198a  $n_p = 625$  rot/min

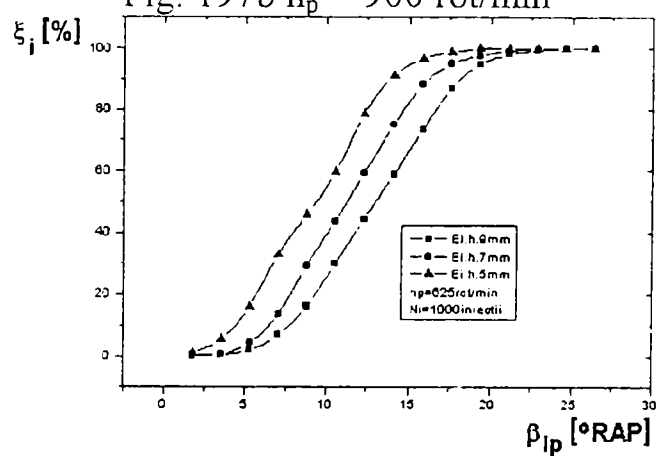


Fig. 198b  $n_p = 625$  rot/min

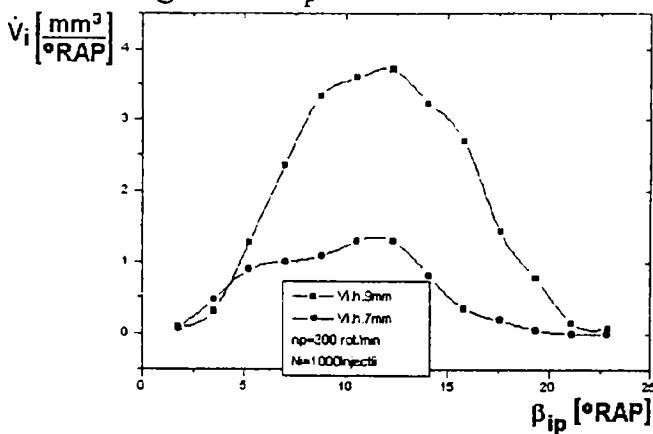


Fig. 199a  $n_p = 300$  rot/min

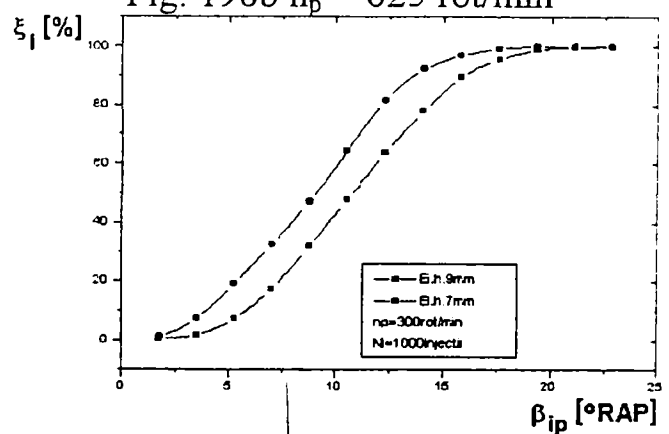


Fig. 199b  $n_p = 300$  rot/min

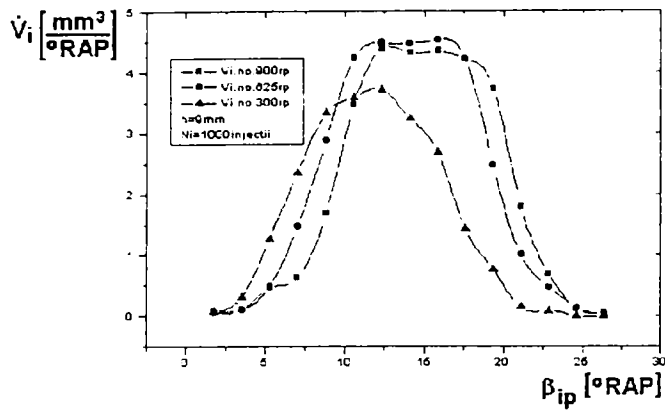


Fig. 200a  $n_p = 900$  rot/min,  $h = 9$  mm

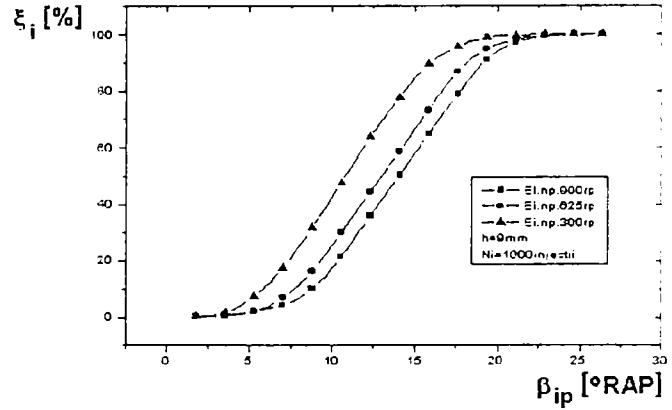


Fig. 200b  $n_p = 900$  rot/min,  $h = 9$  mm

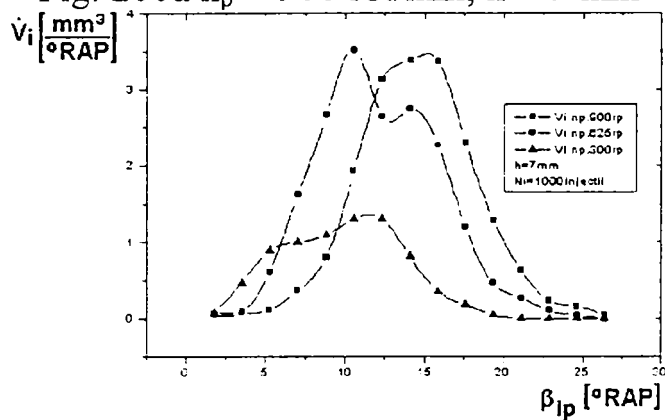


Fig. 201a  $n_p = 900$  rot/min,  $h = 7$  mm

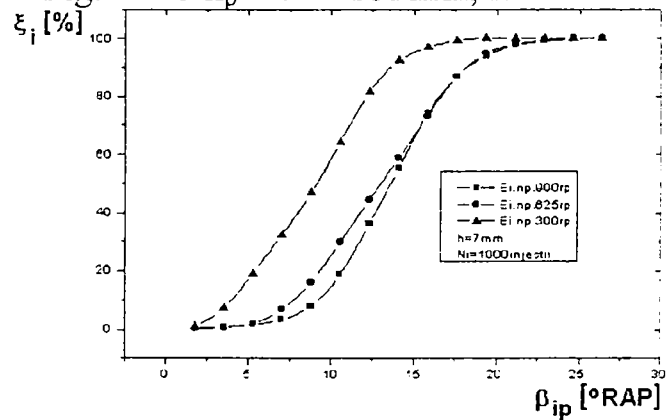


Fig. 201b  $n_p = 900$  rot/min,  $h = 7$  mm

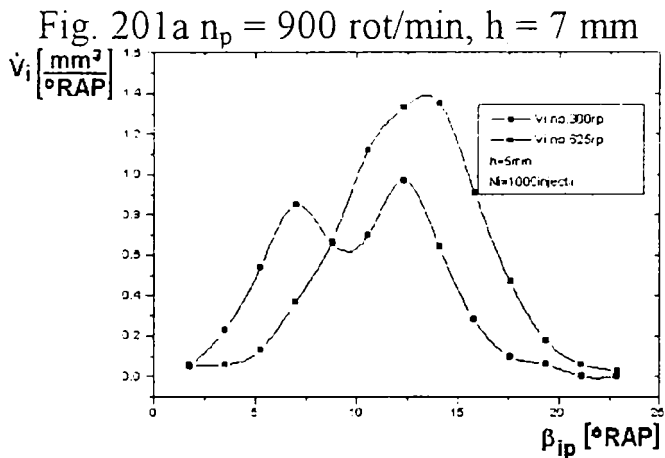


Fig. 202a  $n_p = 900$  rot/min,  $h = 5$  mm

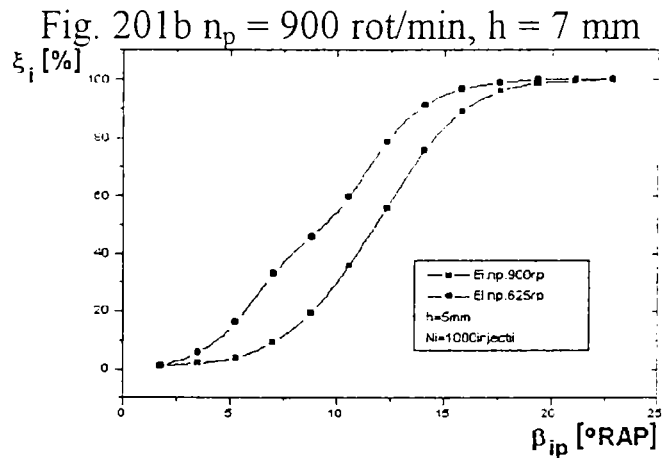


Fig. 202b  $n_p = 900$  rot/min,  $h = 5$  mm

### 8.3.4 Interpretarea rezultatelor și concluzii

Alura celor patru jeturi la cele 4 orificii ale pulverizatorului prezentate în fig.170÷179 respectiv în fig.189÷196 este asemănătoare, maximul curbelor atingând valori apropiate, deci execuția lor corespunde cerințelor uniformității distribuției combustibilului în camera de ardere. Combustibilul colectat în eprubete la celelalte 3 injectoare simultan cu ridicarea fiecărei legi de injecție pentru verificarea preciziei metodei folosite a arătat după efectuarea calculelor că precizia este bună, abaterile față de valoarea medie a dozei ciclice fiind de  $\pm 1,5\%$ ; corespunzătoare unor asemenea măsurători.

Din diagramele din fig.183÷186 și fig.200÷202 se observă că la o poziție constantă a cremalierii ( $h=ct.$ ), doza ciclică de combustibil injectată prezintă un maxim în jurul turației de moment maxim ( $n_p=625$  rot/min), scăzând apoi atât la scăderea atât și la creșterea turației motorului. Explicația acestui maxim, dedusă în urmă multiplelor experimentări efectuate (care nu sunt redată în lucrare) este următoarea: la creșterea turației motorului scad pierderile prin neetanșeități, respectiv datorită creșterii rezistențelor hidrodinamice la curgerea prin orificiul de alimentare, presiunea de injecție este realizată cu un avans înaintea de închiderea orificiului și că rezultat al ambelor fenomene doza ciclică crește; concomitent însă timpul-secțiune al orificiului de alimentare scade ceea ce are ca efect reducerea gradului de umplere al elementului pompei și doza ciclică scade. Cele două influențe contradictorii acționând simultan determină un optim unde doza ciclică este maximă. La turații reduse, deși timpul-secțiune crește, efectul predominant este al creșterii pierderilor prin neetanșeități respectiv al atingerii cu întârziere a presiunii de injecție (datorită rezistențelor hidrodinamice mai reduse) și doza ciclică scade. Durata unghiulară a injecției crește cu creșterea turației, aspect normal ținând seamă de relația  $\alpha_i=6n\tau_i$  (pentru motor) și  $\beta_{ip}=6.n_p\tau_i$  (pentru pompa) unde:  $\tau_i$  - durata în timp a injecției,  $n$ ;  $n_p$  - turația motorului, respectiv a pompei de injecție, iar  $\alpha_i$ ;  $\beta_{ip}$  -durata injecției la arborele cotit, respectiv la arborele pompei.

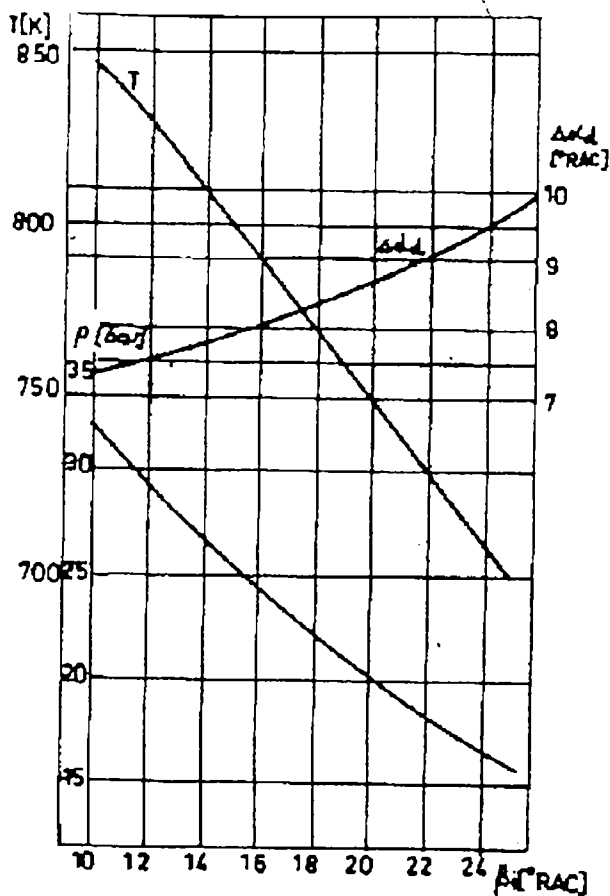


Fig. 203

În toate cazurile (mai ales la pompa nouă), la scăderea turației masa de combustibil acumulat în camera de ardere ( $m_{cd}$ ) în perioada întârzierii la autoaprindere crește ( $\xi_{id}$  crește), cum însă  $\Delta\alpha_d$  scade la scăderea turației, în final se poate spune că masa reaă acumulată în camera de ardere crește relativ puțin la scăderea turației, impunând condiții speciale injecției și procesului de ardere, dacă exploatarea motorului se face numai la turații joase.

Apreciind că la o creștere a turației cu 400 rot/min,  $\Delta\alpha_d$  crește cu aproximativ 4°RAC atunci folosind și datele din fig.203 unde s-au calculat  $\Delta\alpha_d$  cu relațiile pentru m.a.c. [42] cu cameră unitară considerând un avans la injecție  $\beta_i=20^\circ$ RAC se obțin următoarele rezultate pentru poziție maximă a cremalierii  $h = 9$  mm.

- La turația de 900 rot/min se acumulează în camera de ardere  $\xi_{id1}=15\%$  din doza ciclică.
- La turația de 625 rot/min,  $\xi_{id2}= 22 \%$  ;
- La turația de 300 rot/min,  $\xi_{id3}= 31 \%$  .
- La o turație constantă a pompei de injecție ( $n_p=ct.$ ), rezultă o scădere a dozei ciclice și a duratei de injecție odată cu reducerea cursei cremalierii pompei; se observă că fracțiunea de combustibil acumulată în camera de ardere crește cu scăderea cursei cremalierii, dar ținând seamă că doza ciclică scade rezultă că masa de amestec preformat rămâne practic constantă, asigurând același caracter al arderii în prima fază (a arderii amestecurilor preformate). Continuând ideea rezultă că la curse cu  $h$  ridicate, cantitatea de combustibil injectată după consumarea întârzierii la autoaprindere crește, arderea se prelungește în destindere cu efecte de scădere a randamentului și a puterii motorului. De aceea la creșterea cursei cremalierii va trebui realizată o creștere a fracțiunii de combustibil acumulată în cilindru în faza  $\Delta\alpha_d$  , concomitent cu măsuri de îmbunătățire a proceselor de formare a amestecului și de ardere pentru obținerea unor randamente optime.
- Durata injecției scade la scăderea turației și a cursei cremalierii. La valori reduse ale turației și a cursei cremalierii, alura legii de injecție se apropie de o dreaptă, în rest este o parabolă asemănătoare cu a cursei pistonului pompei. Există diferențe între cele două pompe încercate, maximul curbelor la pompa nouă se extinde pe mai multe grade față de cea veche, fiind atins și mai repede, dovedind pierderi mici prin neetanșeități și atingerea presiunii de injecție cu un avans mai mare înaintea închiderii orificiului de alimentare. Durata injecției la pompa veche este mai mare cu efecte negative asupra procesului de ardere. La turația de moment maxim (625 rot/min) cantitatea de combustibil acumulată în camera de ardere în perioada  $\Delta\alpha_d$  , este mai mare rezultând o ardere cu viteza mai mare de creștere a presiunii în faza arderii rapide. Din studiul făcut, se pot trage următoarele concluzii în legătura cu pompa de injecție la motoarele diesel:
- Cantitatea de combustibil injectată de fiecare orificiu al pulverizatorului variază în principal datorită erorilor tehnologice de fabricație.
- La o turație constantă a pompei de injecție, prin variația poziției cremalierii spre valori mai mici, rezultă o scădere a cantității de combustibil injectată pe ciclu, o deplasare spre valori mai mici ale unghiului de rotație al pompei a maximului de combustibil injectat și o scădere a duratei de injecție.
- La o turație variabilă și o poziție constantă a cremalierii rezultă un maxim a cantității de combustibil injectat la aproximativ 625 rot/min, maximul la aceasta turație deplasându-se spre valori mai mici ale unghiului de rotație. La turații mai mici de 62 rot/min, cantitatea injectată scade brusc.

## 8.4 Modelarea dinamică bidimensională prin similitudine a mișcării aerului din camera de ardere

### 8.4.1 Considerații generale

Pentru cercetarea mișcării aerului, a formării și structurii vârtejului în camera de ardere a unui motor cu camera unitară și ținând cont de complexitatea problemei s-a realizat un model dinamic bidimensional pentru efectuarea acestor investigații. Modelul a fost executat pe baza unor criterii de similitudine care în cazul unui motor cu ardere internă, pentru stabilirea criteriilor de similitudine s-au introdus mărimi specifice funcționării motoarelor, ca de exemplu: durata în timp a unei rotații a arborelui motor  $\tau_r$ , cursa  $S$  și viteza medie a pistonului  $C_m$ . Densitatea  $\rho$ , diferența de presiune  $\Delta p$  și viscozitatea  $\nu$  se raportează la starea inițială transformându-se în mărimi adimensionale. Fluidul se consideră incompresibil, respectiv se neglijează variația densității la viteze mari de curgere. În continuare se admite că fluidul la începutul procesului de curgere se află în repaus (se neglijează procesul schimbării gazelor și se consideră că nu se produce nici un schimb de căldură prin conducție).

Pe baza acestor ipoteze simplificatoare se pot scrie următoarele criterii în care indicele  $M$  se referă la model iar  $m$  la motor (tab.5)

Tabelul 5

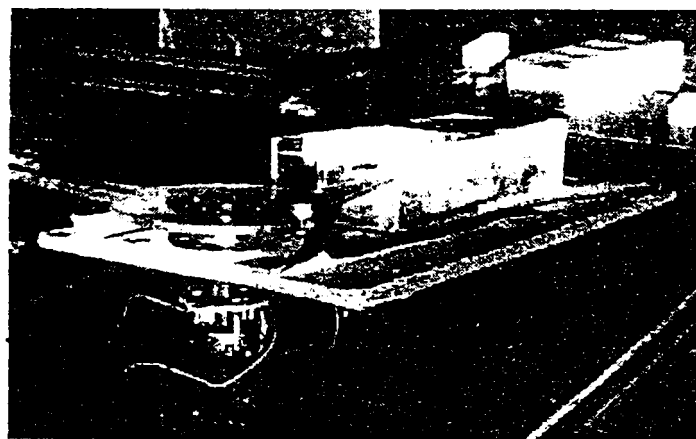
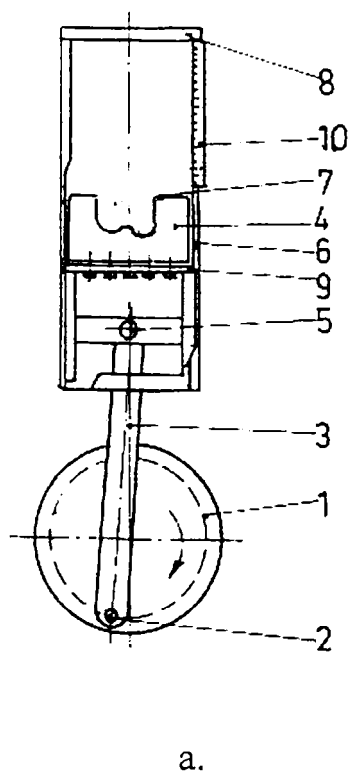
Nr. Crt.	Criteriu	Formula
463	Numărul lui Strouhal	$\left(\frac{S}{C \cdot \tau_r}\right)_M = \left(\frac{S}{C \cdot \tau}\right)_m$
464	Numărul lui Froude	$\left(\frac{C_m^2}{S \cdot F}\right)_M = \left(\frac{C_m^2}{S \cdot F}\right)_m$
465	Numărul lui Euler	$\left(\frac{p_0}{\rho_0 \cdot C_m^2}\right)_M = \left(\frac{p_0}{\rho_0 \cdot C_m^2}\right)_m$
466	Numărul lui Reynolds	$\left(\frac{C_m^2}{\nu_0}\right)_M = \left(\frac{C_m^2}{\nu_0}\right)_m$

Din literatura de specialitate se cunoaște că numărul lui Froude este puțin folosit pentru cercetări din cauza că influența forței de greutate ca forță acceleratoare este neglijabilă datorită densității mici a gazelor. Dacă forțele de viscozitate și forțele de greutate sunt neimportante și se neglijează forța de inerție produsă prin mișcarea pistonului, numărul lui Euler are valoarea 1. Forța de inerție este produsă astfel numai datorită forței de presiune. Cu aceste simplificări ale

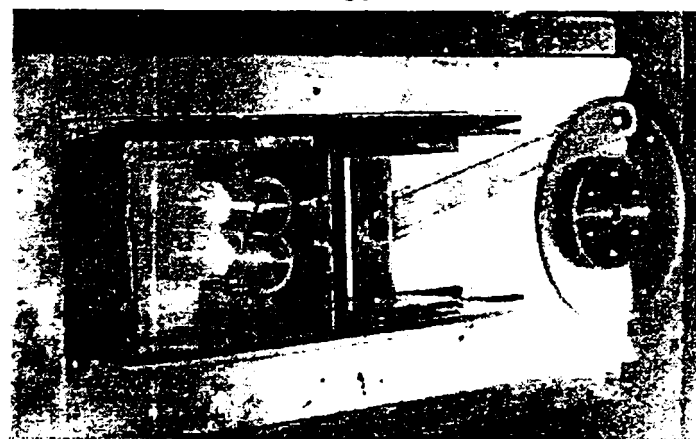
similitudinii aproximative, în cazul modelului bidimensional utilizat se folosește criteriul lui Reynolds.

### 8.4.2 Instalația și modul de experimentare

Instalația a fost realizată la laboratorul de motoare al universității "Politehnica" din Timișoara de către autor [77] și constă într-un model dinamic bidimensional, rezultat prin calculul de similitudine ce simulează un motor diesel de fabricație românească (D-115). Modelul este executat dintr-un material plastic transparent (stypdex) și este format (vezi fig. 204 a; b; c) dintr-un disc 1 care reprezintă manivela monocilindrului pe care este fixată cu articulație 2, o bielă 3 care leagă discul de pistonul 4 printr-un bolț 5. Pistonul este în mișcare de culisare într-un cilindru 6. În capul pistonului este executată o cameră de ardere cupă în piston 7 asemănătoare celei din motor. Cilindrul este închis în partea opusă a pistonului cu o chiulasa 8. Înălțimea pereților este de 100 mm. Etanșarea pistonului este asigurată de o placă de cauciuc 9 montată transversal la o distanță de 2,5 mm de peretele pistonului.



b.



c.

Fig. 204 Model dinamic bidimensional

Stabilirea poziției pistonului față de punctul mort interior se face cu ajutorul unei rigle gradată în milimetri 10 fixată pe cilindrul modelului. Modelul este antrenat de un motor electric de curent continuu tip EP.2 – 24 V cu turație variabilă în funcție de tensiune (10 - 24) V. Ca fluid de lucru s-a folosit apă la temperatură și presiune atmosferice în care s-au imersat (pentru observarea curenților de aer) particule solide complet scufundate (praf de tutun) densitatea acestuia fiind mai mică decât densitatea apei astfel câmpul de viteze nu a fost influențat de masa particulelor.

Încercările au fost făcute cu cinci deschideri diferite a camerei de ardere (fig. 205 - a; b): în prima variantă încercările s-au efectuat cu camera existentă pe motor (I). În a doua (II), camera de ardere s-a strangulat cu 20 % față de cea reală iar strangularea s-a continuat în următoarele variante din 20 % în 20 % (III, s-a strangulat cu 40 % și IV, cu 60 %) astfel că la ultima variantă (V) s-a ajuns la o strangulare de 80 %; pentru a observa efectul strangulării camerei asupra mișcării aerului în camera de ardere, apariția și forma vârtejului care apare în urma strangulării camerei concomitent cu creșterea mișcării axiale și radiale ale aerului.

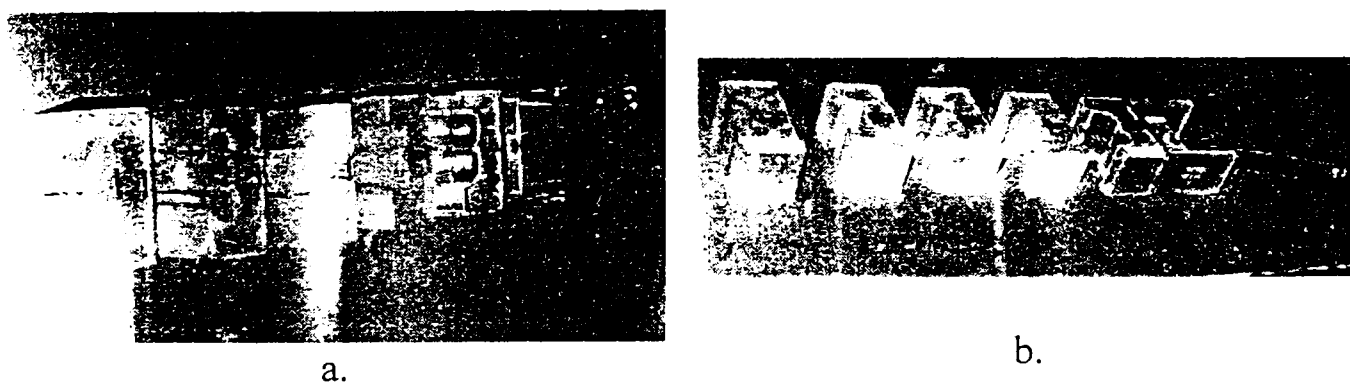


Fig. 205 Variante de camere de ardere cu diferite strangulări.

Pentru prezentarea rezultatelor, încercările s-au filmat cu o camera video iar banda a fost folosită cu ajutorul unui calculator pentru prelevarea pozițiilor dorite, prelevarea se execută după mai multe curse ale pistonului. Fiecare dintre variante a fost încercată la 4 viteze de rotație diferite ale modelului (12; 24; 32 și 40 rot/min) care corespund la turațiile de (826; 1634; 2179 respectiv 2723 rot/min) ale motorului. Pentru studiu, s-au prelevat pozițiile interesante pentru procesul de amestecare și ardere (-20 °RAC - avansul la injecție; -10 °RAC - începutul arderii; punctul mort interior; +10 °RAC - punctul cu presiunea maximă și +20 °RAC - sfârșitul arderii). Pentru aplicarea rezultatelor obținute pe model la motor, s-au calculat turațiile motorului corespunzătoare turațiilor modelului prin egalarea numărului Reynolds pentru model și motor astfel s-a obținut (rel.467).

467	$n_M = n_m \left( \frac{S_m}{S_M} \right)^2 \frac{v_{apa}}{v_{aer}} \quad [\text{rot/min}]$
-----	---

### 8.4.3 Rezultatele încercărilor experimentale și interpretarea lor

Încercările filmate sunt reprezentate în figurile 206 ÷ 210 pentru varianta I la turația de 12 rot/min și din care se observă că creșterea vitezei de rotație duce la o creștere a vitezelor aerului (cea radială și cea axială). Direcția sensului de dirijare a aerului este arătată de poziționarea vârfulor unor bucăți de fir plasate la diferite poziții ale camerei de ardere. Un lucru interesant de menționat este faptul că creșterea vitezei (fig. 211 ÷ 215 pentru turația de 24 rot/min; fig. 216 ÷ 220 pentru turația de 32 rot/min și fig. 221 ÷ 225 pentru turația de 40 rot/min;) duce la un turbion limitat de un cilindru format de suprafața de deschidere a cupei și de fundul cupei și de chiulasă, turbion a cărui intensitate crește proporțional cu creșterea vitezei. La încercarea cu modelul cupei II (fig. 226 ÷ 230), la turația de 12 rot/min se observă că strangularea cupei duce la creșterea vitezelor aerului, iar cu această cupa, o creștere a vitezei de deplasare a pistonului (fig. 231 ÷ 235 pentru turația de 24 rot/min; fig. 236 ÷ 240 pentru turația de 32 rot/min și fig. 241 ÷ 245 pentru turație de 40 rot/min) își menține rolul în dezvoltarea curenților de aer și de aici creșterea vitezelor aerului și scăderea suprafeței deschise a cupei ce limitează volumul de manifestare al turbionului ceea ce îl fac mai violent astfel că vitezele curenților de aer sunt mai mari decât în cazul anterior.

O creștere în continuare a strangulării cupei (varianta III), la o turație de 12 rot/min (fig. 246 ÷ 250) arată faptul că strangularea fiind crescută față de cazurile anterioare, se observă clar influența acestui factor care confirmă cele spuse iar dacă se crește viteza de deplasare a pistonului (fig. 251 ÷ 255 pentru turația de 24 rot/min; fig. 256 ÷ 260 pentru turația de 32 rot/min și fig. 261 ÷ 265 pentru turația de 40 rot/min) se observă clar că observațiile spuse anterior se confirmă, mai ales că la turația de 40 rot/min turbionul devine așa de intens încât aruncă apa din camera de ardere.

La încercarea modelului cu varianta de cameră IV (fig. 266 ÷ 270 pentru turația de 12 rot/min; fig. 271 ÷ 275 pentru turația de 24 rot/min; fig. 276 ÷ 280 pentru turație de 32 rot/min și fig. 281 ÷ 285 pentru turație de 40 rot/min) lucrurile devin și mai clare mai ales că apa ajunge să fie aruncată la turația de 32 rot/min. Dacă se repetă încercarea dar de data această cu varianta de camera V (fig. 286 ÷ 290 pentru o turație de 12 rot/min; fig. 291 ÷ 295 pentru o turație de 24 rot/min; fig. 296 ÷ 300 pentru turație de 32 rot/min și fig. 301 ÷ 305 pentru turația de 40 rot/min) lucrurile se mențin în același ritm, apa fiind aruncată de turbionul intensiv la turația de 24 rot/min).





Fig. 206



Fig. 207



Fig. 208



Fig. 209



Fig. 210



Fig. 211



Fig. 212



Fig. 213



Fig. 214



Fig. 215



Fig. 216



Fig. 217



Fig. 218



Fig. 219



Fig. 220



Fig. 221



Fig. 222



Fig. 223



Fig. 224



Fig. 225



Fig. 226



Fig. 227

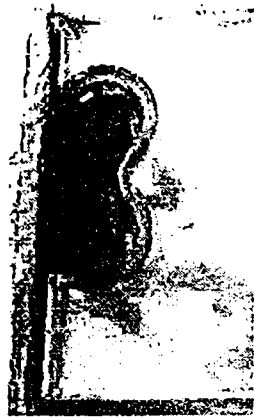


Fig. 228



Fig. 229



Fig. 230



Fig. 231



Fig. 232



Fig. 233



Fig. 234



Fig. 235



Fig. 236



Fig. 237



Fig. 238



Fig. 239



Fig. 240



Fig. 241



Fig. 242



Fig. 243



Fig. 244



Fig. 245



Fig. 246



Fig. 247



Fig. 248



Fig. 249



Fig. 250



Fig. 251



Fig. 252



Fig. 253



Fig. 254



Fig. 255



Fig. 256



Fig. 257

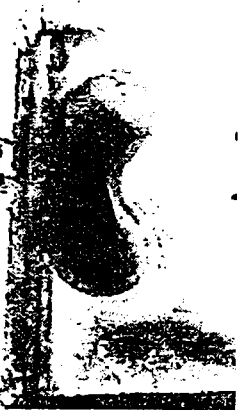


Fig. 258



Fig. 259



Fig. 260



Fig. 261



Fig. 262



Fig. 263



Fig. 264



Fig. 265



Fig. 266



Fig. 267



Fig. 268



Fig. 269



Fig. 270

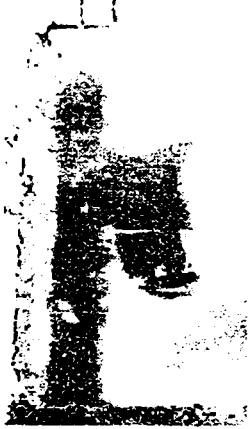


Fig. 271



Fig. 272



Fig. 273



Fig. 274



Fig. 275



Fig. 276



Fig. 277



Fig. 278



Fig. 279



Fig. 280



Fig. 281



Fig. 282



Fig. 283



Fig. 284



Fig. 285



Fig. 286



Fig. 287



Fig. 288



Fig. 289



Fig. 290

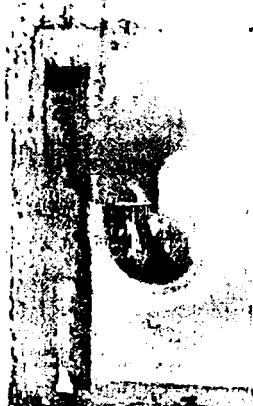


Fig. 291



Fig. 292



Fig. 293



Fig. 294



Fig. 295



Fig. 296



Fig. 297



Fig. 298



Fig. 299



Fig. 300



Fig. 301



Fig. 302



Fig. 303



Fig. 304



Fig. 305

Din urmărirea încercărilor pe tot parcursul acestei etape se observă că indiferent la ce strangulare respectiv la ce viteză a pistonului, apariția mișcărilor intense din interiorul camerei de ardere începe cu puțin înaintea momentului de avans la injecție. Limitarea studiului la acest interval este suficientă fiindcă în rest mișcarea este liniștită. Fenomenele ce se întâmplă la punctele corespunzătoare pozițiilor de  $-20^{\circ}\text{RAC}$ ; respectiv  $-10^{\circ}\text{RAC}$  înaintea p.m.i. se repetă la punctele  $+10^{\circ}\text{RAC}$  și  $+20^{\circ}\text{RAC}$  după p.m.i. dar aerul este direcționat invers, adică din centrul cupei spre exteriorul ei. Strangularea cupei a arătat și faptul că ea duce la antrenarea centrului de turbion de la poarta cupei la interiorul ei, lucru arătat în figurile cu strangulări mari, mai ales la viteze de deplasare mari ale pistonului.

Încercările fiind efectuate la 5 grade de strangulare diferite cu menținerea volumului cupei, fiecare variantă fiind încercată la 4 turații, ce s-au menținut la toate variantele au făcut că pentru fiecare parametru schimbat rămân multe invariabile și astfel comparația factorilor studiați fiind posibilă.

#### 8.4.4 Concluzii

Din acest studiu asupra efectelor ștrangulării cupei pistonului și a creșterii vitezei de deplasarea a dus la următoarele concluzii:

1. Camera de ardere cupă în piston de tip " $\omega$ " nu permite creșterea turației prea mult din cauza mișcărilor aerului care nu ajută la amestecarea combustibilului cu aer.
2. Strangularea pistonului nu este o soluție de creștere a mișcării aerului.
3. Nici în fundul cupei, nici pe umerii pistonului nu se generează mișcări de rotație.
4. Turbulența de mare intensitate devine foarte violentă la viteze ale pistonului și la strangulări ale cupei mari.
5. Sub forma lor actuală, camerele de ardere cupă în piston nu permit performanțe asemănătoare cu cele ale motorului cu aprindere prin scânteie.
6. O cameră de ardere diesel pentru viitor trebuie să aibă posibilitatea de creare a unor mișcări ale aerului mai ales cele de rotație fără să ajungă la pragul vitezelor de turbulență de amplitudine mari.
7. Mișcările turbulente se amplifică cu apropierea de p.m.i.
8. Un studiu al mișcărilor aerului în cilindrul motorului diesel este destul să fie făcut în apropierea punctului mort interior, să cuprindă și avansul la injecție și sfârșitul arderii, din două motive:
  - perioada menționată acoperă domeniul de interes,
  - mișcările aerului devin violente numai în jurul p.m.i. cu valoarea maximă la aceasta.

## **8.5 Studiul formării amestecului prin imitarea jetului cu ajutorul injecției de ulei de parafină în apa în mișcare de rotație**

### **8.5.1 Considerații generale.**

Mișcarea de rotație a aerului în camera de ardere a unui motor cu injecție directă și cu mai multe jeturi este o mișcare de o foarte mare importanță. Această mișcare antrenează jetul într-o direcție care este unică care nu duce spre pereții camerei de ardere. Pe de altă parte, această mișcare are rolul de a aproviziona jeturile cu aer proaspăt și de a elimina produsele arderii, lucru care reprezintă unul dintre problemele principale ale arderii în m.a.c.

Aspectele prezentate au cerut realizarea următorul studiu, mai ales că această mișcare este aproape inexistentă la sfârșitul comprimării la formele obișnuite ale camerelor de ardere ale motoarelor diesel existente și pentru simplificarea studiului s-a folosit metoda prin similitudine.

S-a folosit un model experimental realizat la laboratorul de motoare cu ardere internă al Universității Politehnice din Timișoara care constă într-o instalație de modelare a repartiției combustibilului prin injecție de ulei de parafină într-un vârtej de apă. Aceasta metoda de modelare a fost folosită din mai multe motive: datorită faptului că greutatea specifică a uleiului este apropiată de cea a apei, jetul de ulei poate fi deviat similar cu cel de combustibil utilizând un vârtej de intensitate mică. S-a lucrat cu o presiune de injecție între 20 și 50 Kg/cm<sup>2</sup>, iar turația apei a fost între 0 și 400 rot/min.

Injecția uleiului de parafină în apă dă posibilitatea determinării diametrelor picăturilor injectate dacă se fotografiază imaginea unei picături de apă sub microscop.

Posibilitatea modelării fenomenului de repartiție a combustibilului cu această instalație este avantajoasă, deci datorită simplității instalației, datorită pretențiilor mici de echilibrare (turații mici) și datorită ușurinței determinării diametrului mediu al picăturilor.

### **8.5.2 Descrierea instalației de încercare**

Modelul experimental (fig. 306) se compune dintr-un vas 1 în interiorul căruia se găsește un alt vas 2, care se poate roti împreună cu discul de plexiglas 3, cu ajutorul motorului 6.

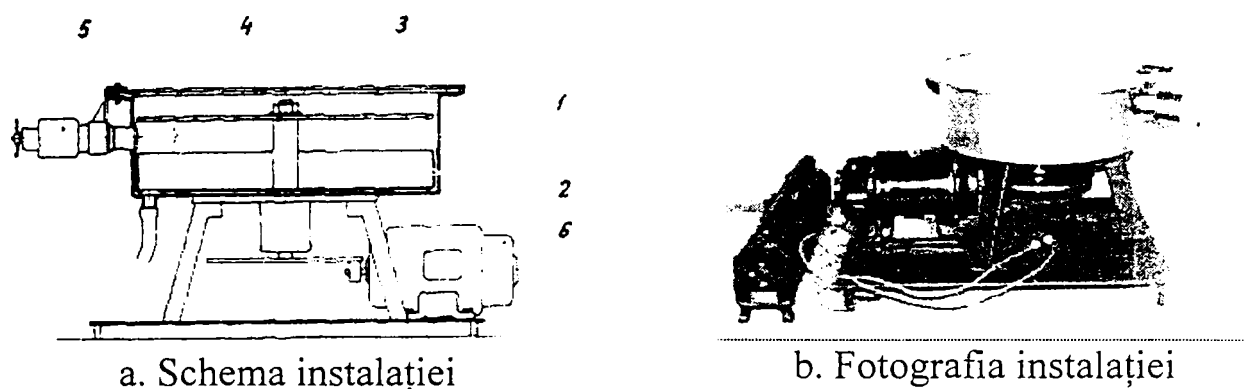


Fig. 306 Instalație experimentală de injecție de ulei de parafină în apă.

Vasul este umplut cu apă și este închis etanș cu capacul de plexiglas 4. În acest fel volumul de apă care se rotește sub discul 3 se poate pune în mișcare de rotație sub forma unui vârtej de corp solid ( $\omega = \text{constant}$ ), imitând vârtejul de aer din camera de ardere a unui motor diesel cu organizarea mișcării aerului.

Cu ajutorul injectorului 5 (Fig. 307) se injectează ulei de parafină în vârtejul de apă. Cu ajutorul pretensionării arcului se poate regla presiunea de injecție între  $20 \div 50 \text{ Kg/cm}^2$ . Debitul de combustibil este reglabil și el prin modificarea spațiului dintre duză și pistonăș.

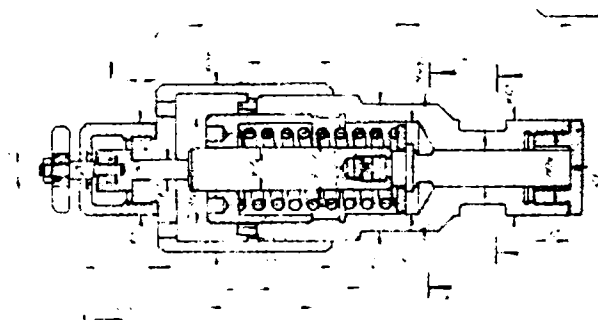


Fig. 307 Injector

### 8.5.3 Rezultate și concluzii

Utilizarea acestei metode de experimentare a permis vizualizarea procesului de repartiție a jetului injectat în vârtejul de apă. Din studiul de similitudine al fenomenului rezultă că adâncimea radială de pătrundere ( $r$ ) depinde de pătrunderea în mediul liniștit ( $s/d_d$ ) și de criteriul invariantului care ține cont de intensitatea vârtejului de aer ( $\frac{\omega_r}{W_0}$ ), (rel.468) în care:  $r$  - adâncimea de pătrundere radială;  $d_d$  - diametrul duzei;  $s$  - parcursul spiral al picăturilor;  $\frac{\omega_r}{W_0}$  - invariantul care ține cont



de intensitatea vârtejului de aer;  $\frac{s}{d_i}$  - adâncimea de pătrundere în aer liniștit;  $W_0$  - viteza de injecție.

Prin urmare, cu ajutorul vizualizării fenomenelor de repartiție din acest model se obțin rezultate care se pot transpune pentru injecția de motorină în aer comprimat prin utilizarea invariantului  $\frac{\omega_r}{W_0}$ .

În fig. 308 ÷ 310 s-au prezentat rezultatele unor astfel de vizualizări obținute în condițiile date de (tab.6).

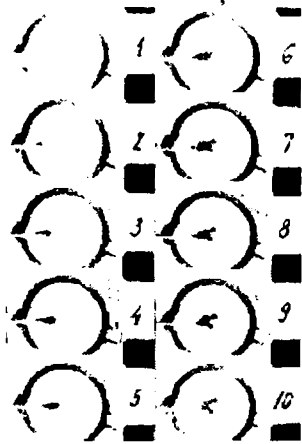


Fig. 308

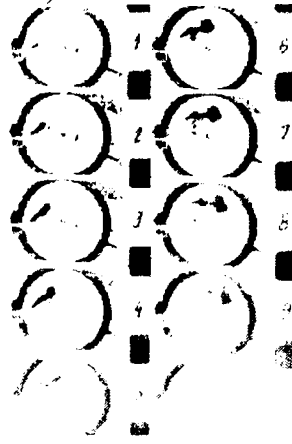


Fig. 309

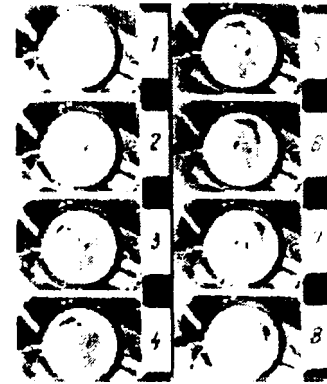


Fig. 310

Tabelul 6

Marime	Notatie	Unit. măs.	Fig. 308	Fig. 309	Fig. 310
turatia. apei	n	rot/min	0	150	235
viteza.inject.	$W_0$	m/s	35	35	35
diametr.med	d	$\mu$	25	25	25
cant.ulei.inj	q	$cm^3$	09	1,0	0,9
vit. filmare	$W_{film.}$	imag/s	48	48	48



Fig. 311 Micrografia unei picături de apă.

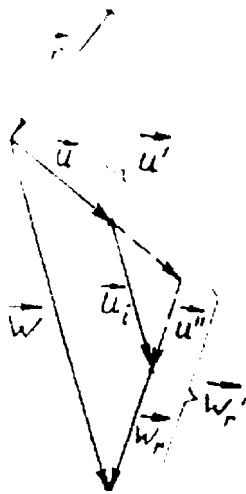
În fig. 311 se arată micrografia unei picături de apă utilizată pentru determinarea diametrului mediu al picăturilor de ulei.

Efectuarea unor astfel de filmări a dus la determinarea influenței pe care o are invariantul  $\frac{\omega_r}{W_0}$  asupra adâncimii de pătrundere (rel.469) unde:

$\phi_a$  - funcție care ține cont de mișcarea imprimată de jet aerului.

$k_a$  si  $k_{a0}$  - corespund rapoartelor de viteze în vârtej de aer respectiv aer liniștit definite după (rel.470) în care:

$u$ ,  $u'$ ,  $W_r$  și  $W_r'$  sunt determinate pe considerentul că în prima perioadă a procesului de injecție viteza indusă aerului de jet este mare și că în metodele de calcul ale modelului picăturii izolate nu s-a ținut cont de aceasta, aici calculele au fost orientate în acest sens ceea ce a fost verificat prin modelul experimental. Pentru descrierea matematică s-a construit diagrama vitezelor din (fig. 312).



Viteza totală a aerului este (rel.471) în care:

$u$  - viteza datorată mișcării aerului

$u_i$  - viteza indusă a aerului de către jet

Dacă se descompune viteza  $u_i$  în două componente, una pe direcția lui  $u$  și cealaltă pe direcția vitezei relative  $W_r$  atunci relația (471) devine (rel.472) unde:

$u'$  - viteza căreia îi corespunde forța datorită gradientului de presiune;

$u''$  - viteza care micșorează viteza relativă și deci forța datorată rezistenței aerului.

Fig. 312 Diagrama vitezelor.

Întrucât  $u_i$  este paralel cu  $W$  căci viteza indusă aerului are direcția vitezei picăturii, se poate scrie (rel.473). Valoarea acestui raport este variabilă în timp scăzând de la un maxim până la unu, ceea ce înseamnă că viteza indusă aerului scade de la valoarea maximă anulându-se prin consumarea de către jet a energiei cinetice cu care a pornit când a părăsit injectorul.

Forțele care acționează asupra picăturii din jet se pot scrie după cum urmează: forța care se datorează rezistenței aerului (rel. A4. Anexa) dacă se consideră că curgerea este laminară și  $c_w$  se înlocuiește cu valoarea corespunzătoare (rel.A7.Anexa) și relația (rel.A4.Anexa) devine (rel.474). Folosind relația (473) expresia lui  $R$  devine (rel.475). Forța datorată gradientului de presiune corespunde vitezei date de (rel.476) (proiecția lui  $u_r$  pe direcția perpendiculară pe vectorul de poziție  $r$ ), (rel.477). Cu ajutorul acestor forțe se obține un sistem de ecuații diferențiale liniare care se pot integra obținându-se ecuațiile de mișcare ale jetului de combustibil, variabile în prima perioadă (v. A11. Anexa), cu  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  și  $\beta$  ce rezultă din (rel.A13, A14 și A15. Anexa);  $A'$  și  $\omega'$  sunt date de (rel.A9. Anexa) iar pentru  $K_a$  se consideră o valoare medie (rel.478). În perioada a doua, când energia cinetică inițială imprimată prin injecție s-a consumat și deci  $K_a$  devine 1,  $e^{\alpha_1 t}$  devine neglijabil și ecuațiile de mișcare se transformă în (rel.A12. Anexa) cu  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  și  $\beta$  rezultă din (rel.479). În relațiile din (A11 și A12. Anexa), valorile  $\gamma_1$ ,  $\gamma_2$ ,  $\delta_1$ ,  $\delta_2$  rezultă din condițiile inițiale.

Ecuațiile din (A12) reprezintă o spirală logaritmică și ele coincid cu rezultatele lui Einfeld [27, 28, 29], aceste ecuații sunt însă valabile numai pentru a

doua parte a procesului când energie cinetică proprie a jetului devine neglijabilă. Este necesar de observat că pentru  $\rho_a/\rho_p = 1$  relațiile se simplifică (rel.480), iar în perioada a doua, când  $K_a = 1$ , relațiile (480) se transformă în (rel.481). Prin aceasta, ecuațiile de mișcare (A12. Anexa) caracterizează mișcarea pe un cerc cu viteza unghiulară egală cu cea a mediului rotitor (rel.482). Dacă se studiază în continuare influența raportului  $\rho_a/\rho_p$  atunci se constată că pentru  $\rho_a/\rho_p < 1$ , picăturile se mișcă pe o spirală către peretele camerei de ardere, iar pentru  $\rho_a/\rho_p > 1$  vaporii de combustibil respectiv gazele care ard parcurg o spirală către centrul camerei de ardere. Aceste rezultate sunt în concordanță cu noțiunea de amestecare termică a lui A. Pischinger [92, 93, 94]. Conform acestei metode de calcul, ecuațiile de mișcare corespunzătoare (fig. 310) de exemplu, pentru cele două perioade sunt: (rel.483) pentru prima perioadă și (rel.484) pentru cea a doua.

Rezultatele acestui calcul sunt prezentate în (fig. 313).

Din calcul a rezultat poziția, lungimea și forma axei jetului și cunoscând unghiul de divergență al lui s-a construit conturul jetului de ulei injectat.

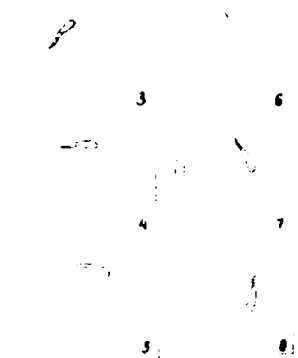


Fig. 313 Forma și poziție jetului determinate prin calcul.

În cadrul experimentelor pe acest model, densitatea uleiului de parafină fiind  $\rho_p = 0,89 \text{ g/cm}^3$ , raportul densităților poate fi considerat 1 și deci în perioada a doua, după anularea energiei cinetice inițiale, picăturile de ulei se mișcă pe un cerc fără să existe vreo viteză relativă între ele și mediul de apă. Cu ajutorul acestui model s-a putut determina variația lui  $K_a$  reprezentată în fig. 314. Pentru aplicarea calculului într-un caz real se determină  $K_{a0}$  cunoscând distanța de pătrundere a jetului, apoi din diagrama (fig. 314) se obține  $K_a$ . Desigur acest lucru este valabil în ipoteza că valoarea vitezei induse aerului este dependentă doar de intensitatea vârtejului de aer, de raza camerei de ardere și de viteza inițială de injecție. În prima aproximație se poate considera că această ipoteză este valabilă.

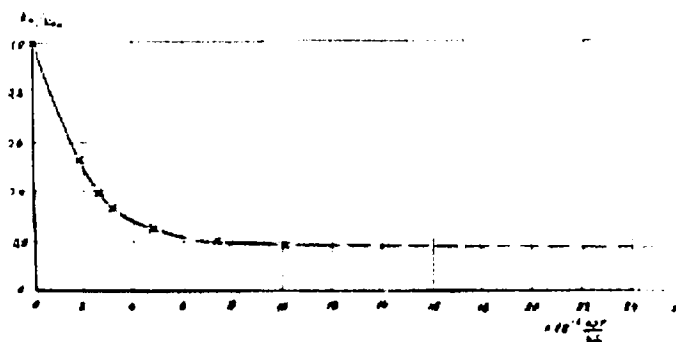


Fig. 314. Diagrama de variație a lui  $K_a$

Această metodă are avantajele ce provin din simplitatea instalației utilizate, care permite totuși transpunerea rezultatelor pe motor. Simplitatea ce se datorește faptului că sunt suficiente turații mici ale apei (max.400 rot/min). Simplitatea mai provine și din faptul că viteza de filmare este mică 48 imagini/s . Pentru a filma pătrunderea jetului de motorină în aer comprimat este necesară o viteză de filmare între 5000 și 15000 imagini/s. De asemenea faptul că mediul în care se injectează nu este sub presiune constituie o simplificare a instalației.

Dezavantajele metodei provin din faptul că fenomenele care se petrec în acest model sunt destul de îndepărtate de cele din motor. Din această cauză precizia rezultatelor suferă și este necesară o continuare a încercărilor în instalații care simulează fenomenul de repartiție a combustibilului mai aproape de cel real, instalații cu ajutorul cărora se pot corecta și întregi rezultatele obținute cu instalația de injecție de ulei de parafină în vârtej de apă.

Modelul matematic pornește de la teoria picăturii izolate, corelate cu repartiția picăturilor în jetul de combustibil după dimensiunea lor. Erorile cele mai mari intervin datorită faptului că nu se ține cont în calcul de viteza indusă aerului în prima perioadă când această viteză este însemnată. Modelarea matematică propusă aici încearcă să țină cont de această viteză indusă.

Cu toate dezavantajele menționate instalația de simulare cu injecție de ulei în apă a putut arăta importanța mișcării de rotație a fluidului motor și comportamentul jetului într-un mediu cu astfel de mișcare și cu cât că rezultatele nu sunt precise cantitativ pentru motor, ele dau o idee destul de clară ce ne interesează în legătură cu necesitatea acestor mișcări.

468	$\frac{r}{d_d} = \frac{r}{d_d} \left( \frac{S}{d_d}, \frac{\omega_r}{w_0} \right)$
469	$\Phi_a = \frac{k_a}{k_{a0}} = 0,18 + 0,82.e^{-39,3 \left( \frac{\omega_r}{w_0} \right)^{0,95}}$
470	$k_a = \frac{w_r'}{w_r} = \frac{U'}{U}$
471	$\bar{u}_r = \bar{u} + \bar{u}'$
472	$\bar{u}_r = \bar{u}' + \bar{u}''$
473	$k_a = \frac{U'}{U} = \frac{w_r'}{w_r}$
474	$\bar{R} = -3.\pi.v_a.d.\rho_a.\bar{w}_r$
475	$\bar{R} = -3.\pi.v_a.d.\rho_a.\frac{1}{k_a}(\bar{w} - \bar{u}')$
476	$u' = \omega'.r$
477	$\bar{P} = u.\rho_a.\omega'^2.\bar{r}$

478	$k_a = \int k_a \cdot dt$
479	$A' = A$ si $\omega' = \omega$
480	$\alpha_1 = 0$ ; $\alpha_2 = -A'$ ; $\beta = -\omega'$
481	$\alpha_1 = 0$ ; $\alpha_2 = -A$ ; $\beta = -\omega$
482	$x = \gamma_1 \cdot \cos(\omega t) + \delta_1 \cdot \sin(\omega t)$ $y = \delta_1 \cdot \cos(\omega t) + \gamma_1 \cdot \sin(\omega t)$
483	$I \begin{cases} x = -0,021 \cos(493 \cdot t) + 0,101 \cdot \sin(493 \cdot t) + e^{-1450 \cdot t} \\ \quad (0,021 \cdot \cos(493 \cdot t) - 0,039 \cdot \sin(493 \cdot t)) \\ y = 0,101 \cdot \cos(493 \cdot t) + 0,021 \cdot \sin(493 \cdot t) + e^{-1450} \\ \quad (0,039 \cdot \cos(493 \cdot t) + 0,021 \cdot \sin(493 \cdot t)) \end{cases}$
484	$II \begin{cases} x = -0,021 \cdot \cos(24,6 \cdot t) + 0,101 \cdot \sin(24,6 \cdot t) \\ y = 0,101 \cdot \cos(24,6 \cdot t) + 0,021 \cdot \sin(24,6 \cdot t) \end{cases}$

### Anexa.

#### Stabilirea ecuațiilor de mișcare. Metoda de calcul propusă la catedra de termotehnică, Mașini termice și Autovehiculele rutiere a Universității Politehnice din Timișoara.

Viteza indusă a aerului,  $U_i$  este paralelă cu viteza picăturii, conform diagramei vitezelor (v.fig.312), viteza totală a aerului este (rel.A1). se notează raportul vitezelor (rel.A2).  $k_a$  mediu s-a determinat experimental. În (fig.314) se prezintă variația lui  $k_a$  în funcție de raportul vitezelor  $u/w$ .

Ecuția de echilibru a forțelor care acționează asupra picăturii este (rel.A3), unde (rel.A4, A5). În relațiile anterioare: (rel.A6). Cu ajutorul relațiilor (A4), (A5), (A6) și aproximația (A7), ecuația (A3) se transformă în (rel.A8) unde (A9).

Ecuția (A8) se poate scrie sub formă unui sistem de ecuații diferențiale liniare de ordinul doi (A10). Prin integrarea acestui sistem de ecuații diferențiale se obțin ecuațiile de mișcare ale jetului de combustibil:

- Prima perioadă: formarea jetului: (A11).
- A doua perioadă: mișcarea jetului după ce  $e^{\alpha 2t}$  devine neglijabil: (A12).

În ecuațiile (A11) și (A12): (A13), (A14), (A15) și (A16). Iar  $\gamma_1, \gamma_2, \delta_1$  și  $\delta_2$  se obțin din ecuațiile pe care nu le oferă condițiile inițiale: (A17).

A1	$\vec{u}_r = \vec{u}' + \vec{u}''$
A2	$k_a = \frac{w_r'}{w_r} = \frac{u_r'}{u}$
A3	$m \cdot \vec{a} = \vec{R} + \vec{P}$

A4	$\vec{R} = -c_w \cdot F \cdot \frac{\rho_a}{2} \cdot \vec{w}_r \cdot  \vec{w}_r $
A5	$\vec{P} = -V \cdot \nabla p$
A6	$F = \frac{\pi \cdot d^2}{4} ; V = \frac{\pi \cdot d^3}{6} ; m = \rho_p \cdot \frac{\pi \cdot d^3}{6} ; \nabla p = \rho_a \cdot \omega'^2 \cdot \vec{r}$
A7	$C_w = \frac{24}{\text{Re}} = \frac{24 \cdot \nu_a}{ \vec{w}_r  \cdot d}$
A8	$\vec{a} + A'(\vec{w} - \vec{\omega}' \cdot \vec{r}) + \frac{\rho_a}{\rho_p} \cdot \omega'^2 \cdot \vec{r} = 0$
A9	$A = 18 \cdot \frac{\nu_a}{d^2} \cdot \frac{\rho_a}{\rho_p} ; A' = \frac{A}{K_a} ; \omega' = \omega \cdot K_a$
A10	$\begin{cases} \ddot{x} + A'(\dot{x} - \omega' \cdot y) + \frac{\rho_a}{\rho_p} \cdot \omega'^2 \cdot x = 0 \\ \ddot{y} + A'(\dot{y} + \omega' \cdot x) + \frac{\rho_a}{\rho_p} \cdot \omega'^2 \cdot y = 0 \end{cases}$
A11	$\begin{cases} x = e^{\alpha_1 t} (\gamma_1 \cdot \cos \beta t - \delta_1 \cdot \sin \beta t) + e^{\alpha_2 t} (\gamma_2 \cdot \cos \beta t + \delta_2 \cdot \sin \beta t) \\ y = e^{\alpha_1 t} (\delta_1 \cdot \cos \beta t + \gamma_1 \cdot \sin \beta t) + e^{\alpha_2 t} (\delta_2 \cdot \cos \beta t - \gamma_2 \cdot \sin \beta t) \end{cases}$ $A' = \frac{A}{K_a} ; \omega' = \omega \cdot k_a$
A12	$\begin{cases} x = e^{\alpha t} (\gamma_1 \cos \beta \cdot t - \delta_1 \sin \beta \cdot t) \\ y = e^{\alpha t} (\delta_1 \cos \beta \cdot t + \gamma_1 \sin \beta \cdot t) \end{cases}$ $A' = A ; \omega' = \omega$
A13	$\alpha_1 = -\frac{A'}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{\frac{\sqrt{(A'^2 - 4C')^2 + 16B'^2} + (A'^2 - 4C')}{2}}$
A14	$\alpha_2 = -\frac{A'}{2} - \frac{1}{2} \sqrt{\frac{\sqrt{(A'^2 - 4C')^2 + 16B'^2} - (A'^2 - 4C')}{2}}$
A15	$\beta = -\frac{1}{2} \sqrt{\frac{\sqrt{(A'^2 - 4C')^2 + 16B'^2} - (A'^2 - 4C')}{2}}$
A16	$B' = A' \omega' ; C' = \frac{\rho_a}{\rho_p} \omega'^2$
A17	$\begin{cases} \gamma_1 + \gamma_2 = x_0 \\ \delta_1 + \delta_2 = y_0 \\ \alpha_1 \gamma_1 + \alpha_2 \gamma_2 + \beta (\delta_1 - \delta_2) = \dot{x}_0 \\ \alpha_1 \delta_1 + \alpha_2 \delta_2 + \beta (\gamma_1 + \gamma_2) = \dot{y}_0 \end{cases}$

Notatii principale

$d$  - diametrul picăturii

$F$  - proiecția suprafeței picăturii pe plan normal pe direcția de mișcare

$V$  - volumul picăturii

$m$  - masa picăturii

$\bar{v}$  - viteza picăturii

$\bar{a}$  - accelerația picăturii

$\omega$  - viteza unghiulară a aerului

$\bar{u}$  - viteza aerului

$t$  - timpul

$\nu$  - viscozitatea cinematică

$Re$  - invariantul Reynolds

$Nu$  - invariantul Nusselt

$\rho$  - densitatea

$C_w$  - coeficientul de rezistență al aerului

Indicii

$p$  - picatura

$0$  - inițial

$a$  - aer

$T$  - total

$i$  - indus

$r$  - relativ

## **8.6 Cercetări experimentale pe motor bazate pe îmbunătățirea caracteristicilor injecției și influența lor asupra performanțelor energetice și a gradului de fum pentru motorul cu aprindere prin comprimare și interpretarea rezultatelor obținute.**

Pentru verificarea studiilor anterioare, s-a încercat aplicarea lor pe un motor în funcționare cu urmărirea rezultatelor de performanță și de fum. Modificarea motorului pentru crearea mișcărilor dorite ale aerului fiind greu de realizat în condițiile de laborator ale institutului s-a recurs însă la modificarea condițiilor de injecție ale combustibilului în diferite variante.

### 8.6.1 Cercetări experimentale bazate pe modificarea injectoarelor

Prima parte a cercetărilor pe motor s-a efectuat în laboratorul de motoare cu ardere internă a Universității "Politehnica" din Timișoara. Încercările s-au făcut pe un motor diesel de tractor de fabricație românească. Motor diesel în patru timpi, cu injecție directă, cu cameră de ardere tip cupă în piston de formă "ω", de tip D 115, având caracteristicile date în (tab.7). Ungerea motorului s-a făcut cu ulei de ungere românesc tip M30.

Tabelul 7

Denumirea motorului	D 115	Cilindree totală $V_t = i \cdot V_s [\text{dm}^3]$	2,34
Tipul motorului	m.a.c.	Raport de comprimare $\varepsilon = V_a / V_c$	17
Numărul de timpi	4	Consum specific minim $C_{\text{emin}}$ $[\frac{\text{g}}{\text{kWh}} / \frac{\text{g}}{\text{CPh}}]$	245 / 180
Puterea nominală $P_e [\text{kW} ; \text{CP}]$	33 ; 45	presiunea efectivă $p_e$ $[\text{daN/cm}^2]$	7,05
Turație nominală $n_p$ [rot/min]	2400	Viteza medie a pistonului $\tilde{w}_p$ [m/s]	8,8
Momentul cuplului motor maxim $M_e$ [daN.m/kgf.m]	14 / 14,3	Puterea litrică $P_L$ $[\frac{\text{kW}}{\text{l}} / \frac{\text{CP}}{\text{l}}]$	14,1 / 19,2
Turația la momentul maxim $n_M$ [rot/min]	1200	$P_{e1} [\frac{\text{kW}}{\text{cil}} / \frac{\text{CP}}{\text{cil}}]$	11 / 15
Alezaj D [mm]	95	$m_p [\frac{\text{kg}}{\text{kW}} / \frac{\text{kgf}}{\text{CP}}]$	7,6 / 5,6
Cursa S [mm]	110	$i \frac{\pi \cdot D^2}{4} [\text{dm}^2]$	2,13
$\psi = S / D$	1,166	$P_A = \frac{P_{e1}}{\pi \cdot D^2 / 4}$ $[\frac{\text{kW}}{\text{dm}^2} / \frac{\text{CP}}{\text{dm}^2}]$	15,6 / 21,2
Numărul de cilindri	3	Ordinea de injecție	1 - 2 - 3
Așezarea cilindrilor	linie	Avansul la injecție [°RAC]	13°
Cilindree unitară $V_s [\text{dm}^3]$	0,779	Camera de ardere	camera unitară cu galerie tangențială

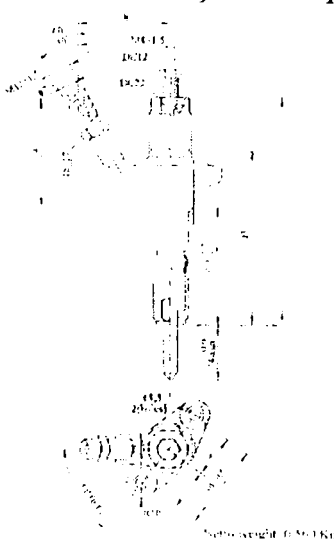


Fazele de distribuție		Procedeul de injecție	inj. directă
Avans la evacuare [°RAC]	48°30'	Presiunea de injecție [kgf/cm <sup>2</sup> ]	230
Întârziere la evacuare [°RAC]	6	Presiunea uleiului in canalizație de ungere [kgf/cm <sup>2</sup> ]	3 ÷ 4
Avans la admisie [°RAC]	3		
Întârziere la admisie [°RAC]	23	Masa motorului uscat [kg]	252

Echipamentul standard de injecție al motorului este format din:

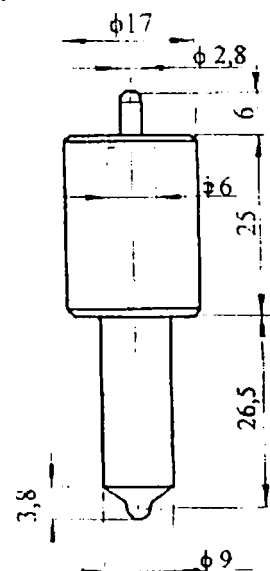
- pompă de injecție cu distribuitor rotativ, de tip DPA M 3233 F 330, realizată sub licență CAV Lucas;
- injectoare de tip RO - KBL270S23 (fig.315), echipate cu pulverizatoare RODLLA-145-8-448-JR, realizate la Hidrojet Breaza, cu 4 orificii de pulverizare, cu diametru de 0,30 mm, dispuse pe un con cu unghiul de 145° (fig.316), presiunea inițială de deschidere a injectoarelor fiind reglată la 230 ± 5 bar, conform prescripțiilor constructorului;
- conducte de înaltă presiune având diametrul interior de 1,5 mm, diametrul exterior de 6 mm și lungimea de 825 ± 25 mm.

Pentru studierea influențelor pe care le are modificarea echipamentului de injecție, au fost folosite și alte tipuri de pulverizatoare.



Symbol	Symbol Item	Symbol Item	A	B	Opening	Material
	Injector	Nozzle	mm	mm	pressure	mm
0.32.14.011	RO - KBL 270 S 23	RO - DLLA 145 S 10	02	37	230	1.234
	0.32.14.011	0.32.14.108				

Fig. 315



D

Weight: 0,054 Kg

Fig. 316

Pentru început s-a încercat scoaterea în evidență a influenței numărului de orificii, amplasarea și înclinarea lor asupra formării amestecului. Astfel pornind de la

la proiectarea autorului și apoi fabricate la HIDROJET România au fost realizate diferite pulverizatoare cu orificii de pulverizare variind ca număr, diametru, amplasare și conuri de pulverizare (tab. 8).

Tabelul 8

Nr. Crt.	Denumire / Varianta	Nr. total de orificii	Diametrul orificiilor [mm]	Înclinația orificiilor [°]
1	1	5	0,275	145
2	2	6	0,26	145
3	3	7	0,24	145
4	4	8	0,22	145
5	5	6	3 * 0,275	145
			3 * 0,23	145
6	6	4	2 * 0,38	145
			2 * 0,22	100
7	7	4	2 * 0,38	145
			2 * 0,22	80
8	8	8	4 * 0,22	145
			4 * 0,22	100
9	9	8	4 * 0,22	145
			4 * 0,22	80
10	.Ac rot.	4 (cu ac rotitor)	0,3	145
11	St.	4 (Varianta standard)	0,3	145

Pentru măsurarea performanțelor motorului, el a fost montat pe un stand de încercat care permite măsurarea performanțelor necesare pentru evidențierea rezultatelor schimbării modului de injecție asupra funcționării motorului. Pentru o verificare mai completă a condițiilor de funcționare ale motorului, au mai fost măsurate o serie de mărimi care caracterizează aceasta, cum sunt:

- condițiile ambiante de stare: presiunea barometrică  $p_b$ , temperatura ambiantă  $t_a$  și umiditatea  $\varphi$ ;
- presiunea și temperatura uleiului de ungere;
- temperatura gazelor de ardere eșapate la diferite distanțe de la ieșirea din motor;
- temperatura aerului la intrarea în motor;
- temperatura apei de răcire a motorului;

Standul împreună cu motorul este reprezentat fotografic în (fig.317÷320) iar schema lui de principiu este prezentată în (fig.321).

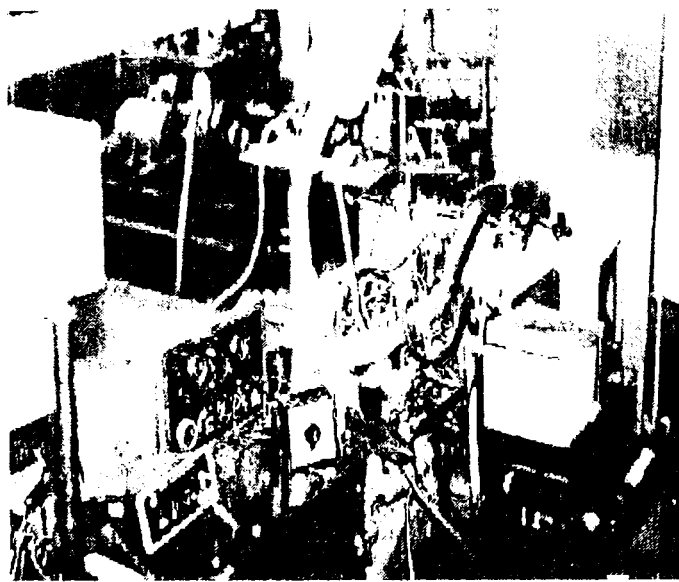


Fig. 317

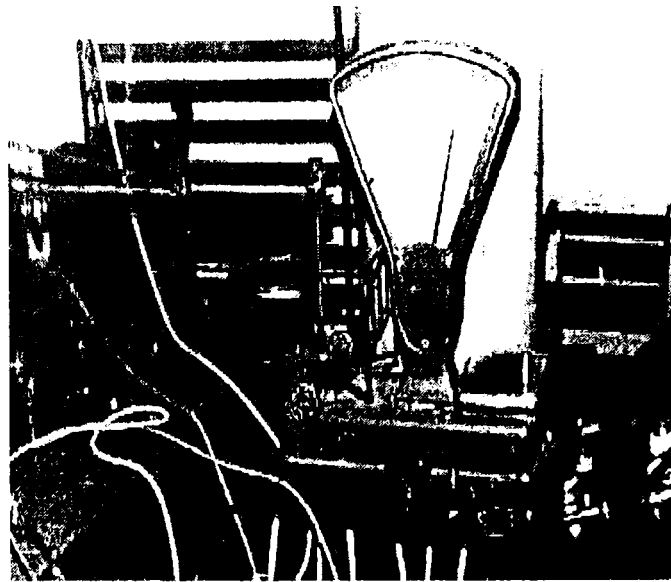


Fig. 318

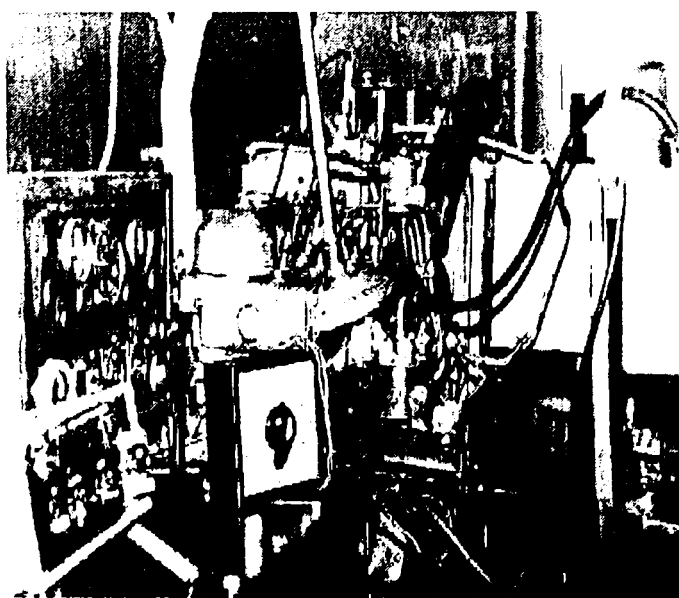


Fig. 319

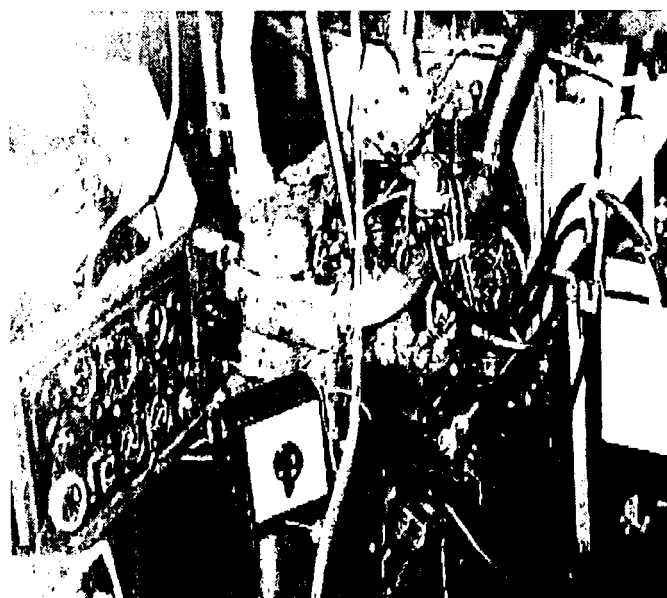


Fig. 320

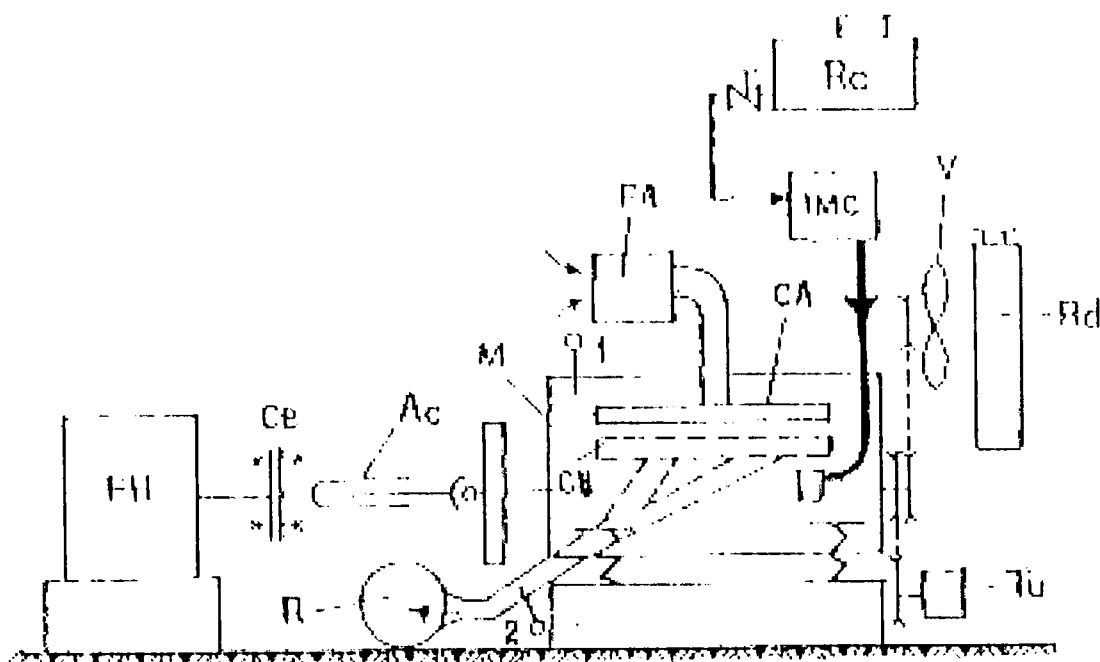


Fig.321- Schema standului

M - motor; R<sub>c</sub> - rezervor combustibil; IMC - instalație pentru măsurarea gravimetrică a consumului de combustibil; V - ventilator; R<sub>d</sub> - radiator răcire; FA - filtru aer; CA - colector admisie; CE - colector evacuare; Tu - turometru; Ac - arbore cardanic; Ce - cuplaj elastic; FH - frână hidraulică; 1,2 - termometre

Momentul motor a fost determinat cu ajutorul unei frâne hidraulice de tip Junkers (fig. 322 - a; b), alimentată cu apă de la rețeaua proprie a laboratorului. Pentru calculul momentului efectiv și a puterii nominale s-au folosit relațiile (485; 486).

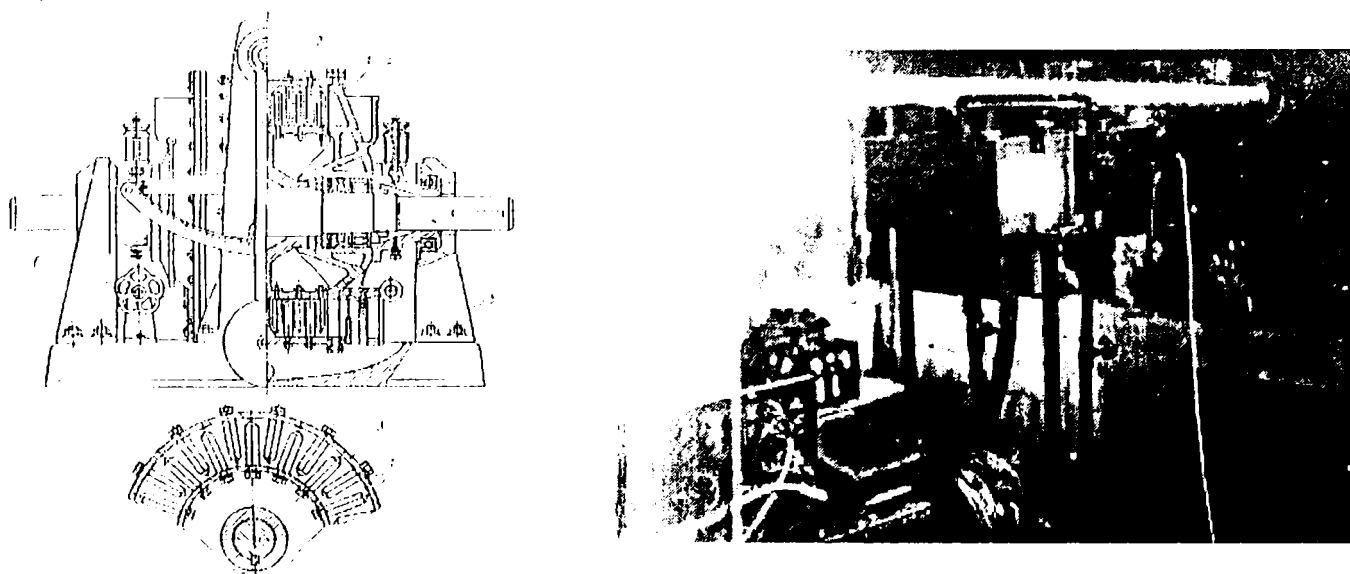


Fig. 322 Frâna tip Junkers

1 - știfturi; 2 - rotor; 3 - stator; 4 - orificiu admisie apă; 5 - orificiu evacuare apă

$M_e = F \cdot l = mg \cdot l$	485	$P_e = M_e \cdot \omega = M_e \cdot \frac{\pi \cdot n}{30}$	486
--------------------------------	-----	---	-----

Consumul orar de combustibil a fost măsurat prin metoda gravimetrică, alimentarea motorului făcându-se dintr-un rezervor de combustibil amplasat pe platanul unui cântar și măsurând intervalul de timp în care motorul a consumat o anumită cantitate de motorină.

Răcirea motorului s-a asigurat prin sistemul propriu motorului, cu radiator de răcire și ventilator antrenat de la arborele cotit.

Turația motorului a fost măsurată prin două metode:

- cu ajutorul unui tuometru centrifugal clasic;
- cu ajutorul unui traductor piezoelectric aflat în dotarea opacimetrului GATS 1000 ND, montat cu ajutorul unei cleme pe conducta de înaltă presiune a unuia dintre injectoare, și care înregistrează de fapt numărul de injecții sesizând pulsațiile de presiune din interiorul conductei, pe care le transformă apoi de la turația pompei de injecție la turația arborelui cotit. Precizia de înregistrare a turației, cu ajutorul traductorului piezo a fost de  $\pm 10$  rot/min.

Evacuarea gazelor de ardere s-a făcut printr-o tubulatură cu ramificație la circa.  $20^\circ$ , care să permită prelevarea probelor de gaz prin introducerea sondei flexibile a opacimetrului până în mijlocul conductei de evacuare, astfel încât capătul cu orificiul de prelevare să fie în centrul curentului de gaz și coaxial cu acesta (fig.323).

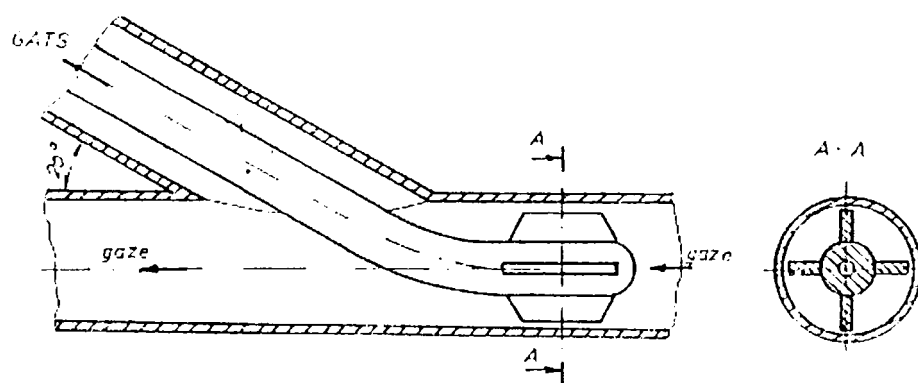


Fig. 323

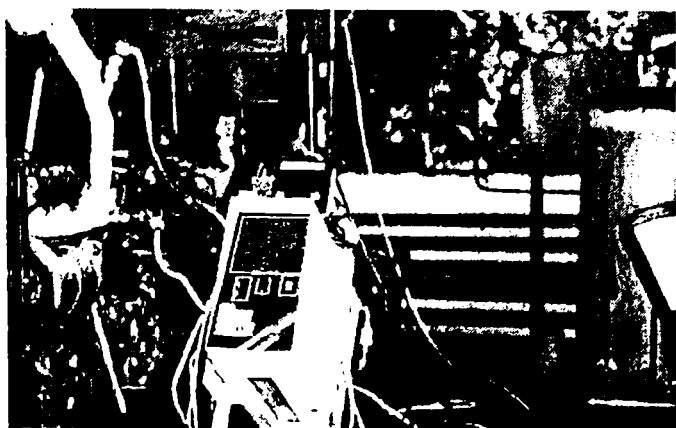


Fig. 324

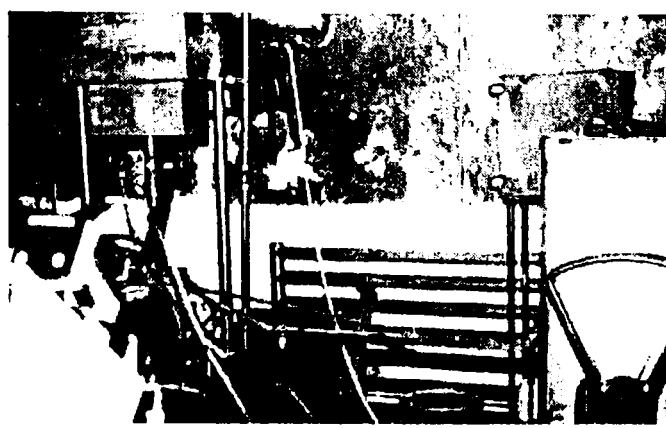


Fig. 325

Gradul de fum și opacitatea gazelor de ardere au fost măsurate cu ajutorul unui opacimetru tip GATS 1000 ND (fig.324;325). Pentru fiecare variantă încercată, presiunea de deschidere a injectoarelor a fost reglată pe un stand de încercat injectoare. (fig. 95- a; b)

Încercările au constat în ridicarea caracteristicii de regulator a motorului diesel prevăzut cu regulator mecanic centrifugal, la o sarcină constantă de 75 %, cu înregistrarea parametrilor energetici de performanța și a gradului de fum pentru fiecare regim, respectiv în regim de accelerare liberă a motorului, între turația minimă de 750 rot/min și turația maximă de 2200 rot/min, accelerare efectuată într-un interval de timp sub 2 s.

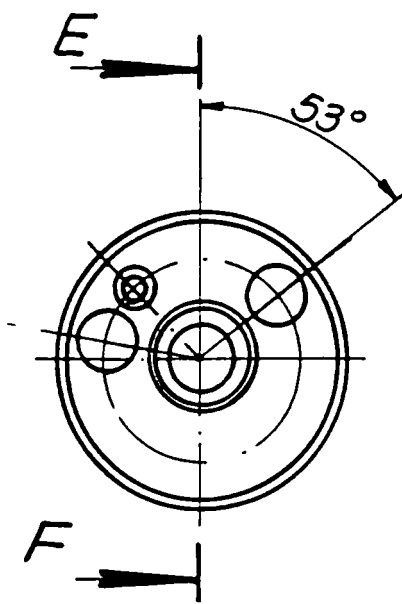
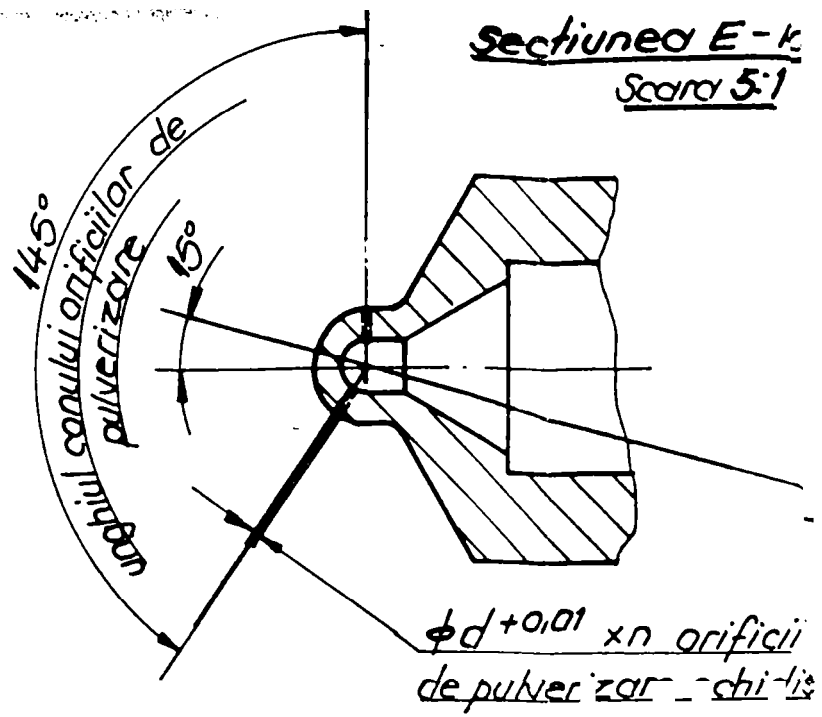
#### **8.6.1.1 Modificarea numărului și a diametrului orificiilor pulverizatorului**

Într-o primă fază a cercetărilor experimentale [127], s-a urmărit influența numărului și a diametrului orificiilor de pulverizare asupra indicilor energetici ai motorului (putere, moment, consum specific, doză ciclică) în corelație cu evoluția gradului de fum Hartridge, exprimat prin coeficientul de absorbție  $K$  [ $m^{-1}$ ].

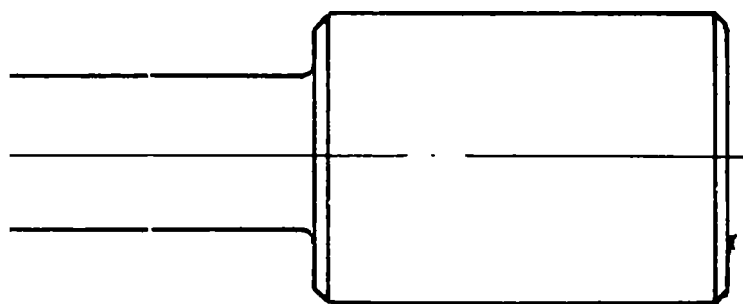
Încercările au fost efectuate cu echiparea injectoarelor cu pulverizatoarele standard, respectiv cu pulverizatoarele cu 5÷8 orificii (variantele 1÷4, tabelul 2), (fig.326). Numărul orificiilor de pulverizare a fost mărit, simultan cu reducerea diametrului acestora, astfel încât suprafața totală de pulverizare să rămână constantă. Numărul de orificii de pulverizare a fost limitat la 8 din considerente tehnologice, un număr mai mare de orificii reducând rezistența mecanică a capului pulverizatorului sub limita admisibilă. Presiunea de deschidere a injectoarelor a fost reglată la  $p_i = 230$  bar.

Rezultatelor încercărilor experimentale sunt prezentate grafic pentru varianta standard (fig.327), pentru varianta 1 (fig. 328), pentru varianta 2 (fig.329), pentru varianta 3 (fig.330), iar pentru varianta 4 (fig.331). Pentru comparație, ele sunt prezentate sub formă grafică grupate pe performanțe în: (fig.332) - momentul motor; (fig.333) - puterea efectivă; (fig.334) - consumul specific efectiv de combustibil, în (fig.335) - se prezintă variația gradului de fum în funcție de turația motorului, (fig.336) - doza ciclică injectată, în (fig.337) - se reprezintă evoluția emisiei de particule - corelație MIRA, iar în (fig.338) - doza ciclică injectată, pentru caracteristica de regulator ridicată respectiv variația gradului de fum Hartridge cu doza ciclică injectată.

Secțiunea E-k  
Scara 5:1



Nr. var.	n	$\phi d$	$\alpha$
1	5	0,275	$36^\circ$
2	6	0,26	$30^\circ$
3	7	0,24	$25^\circ 43'$
4	8	0,22	$45^\circ$



1. Debitul prin rotametrul : 173...186 l/h
2. Restul cotelor și al condițiilor tehnice conform reper corp pulverizator tip FIAT RO-DLLA 145 S 448

NOTĂ : La împerecherea cu acul pulverizator, se va realiza cursa  $h = 0,25 \pm 0,05$  mm.

Proiectat	Ing. Chedli M.	<i>[Signature]</i>					
Desenat	Andrei E.	<i>[Signature]</i>					
Verificat	Ing. Sirbu Cr.	<i>[Signature]</i>					
Contr. STAS							
Aprobat							
			Masa: 0,048kg				
			2:1 (5:1)			CORP PULVERIZATOR (VARIANTELE 1-4)	
			Data:				



Fig. 326

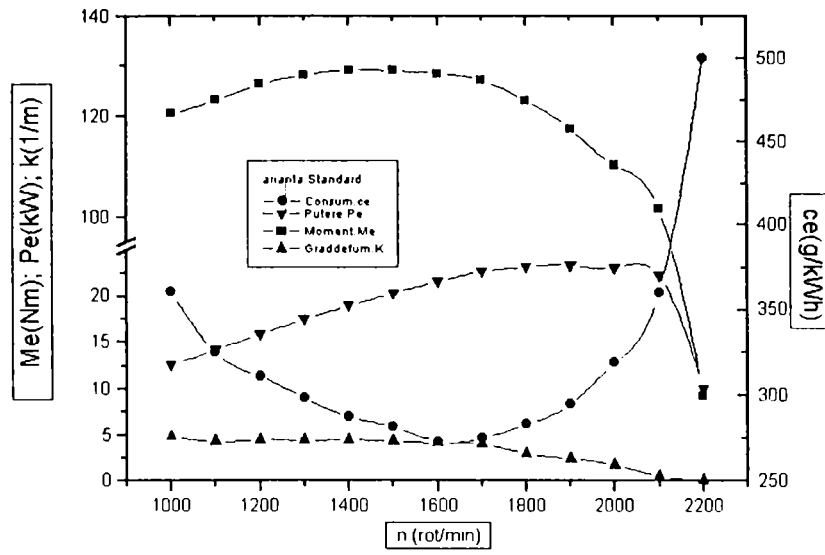


Fig. 327

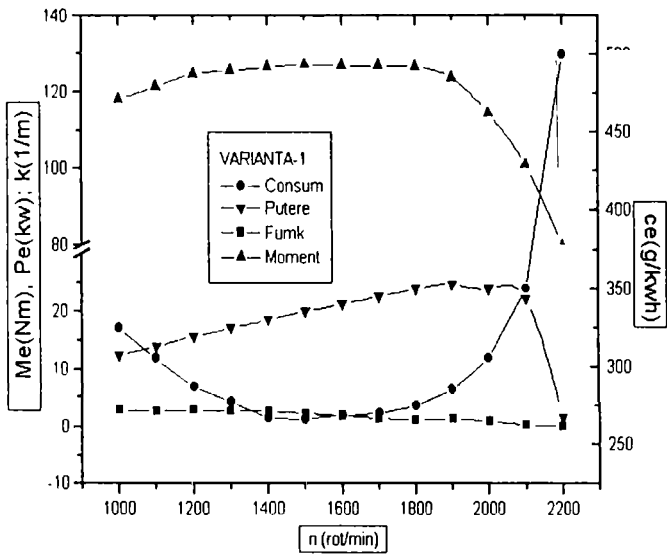


Fig. 328

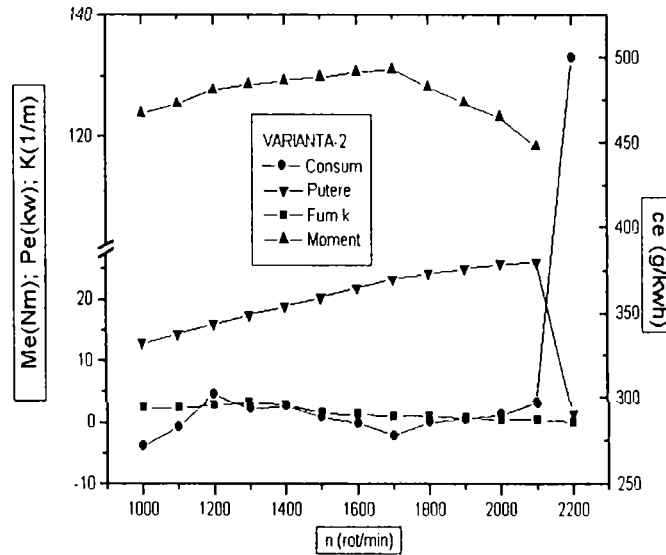


Fig. 329

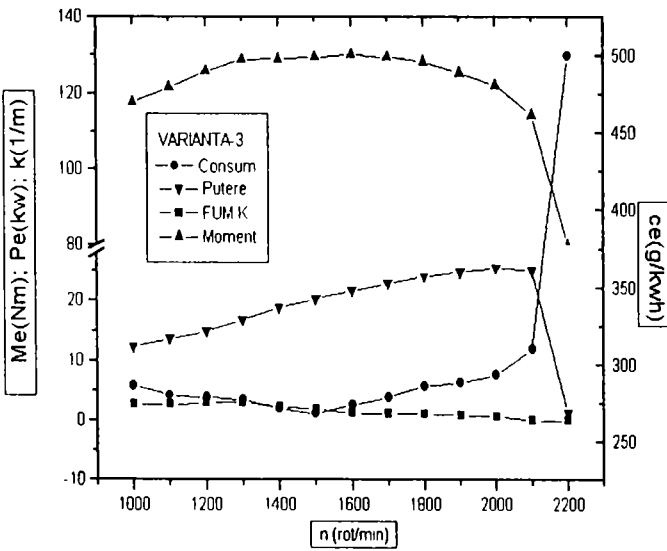


Fig. 330

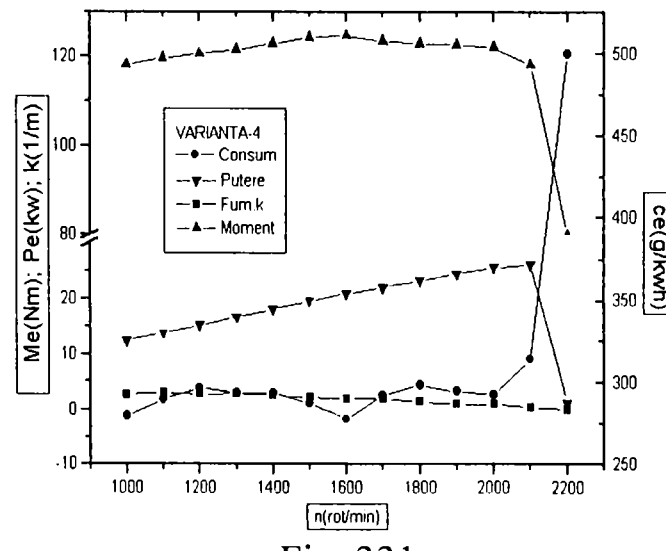


Fig. 331

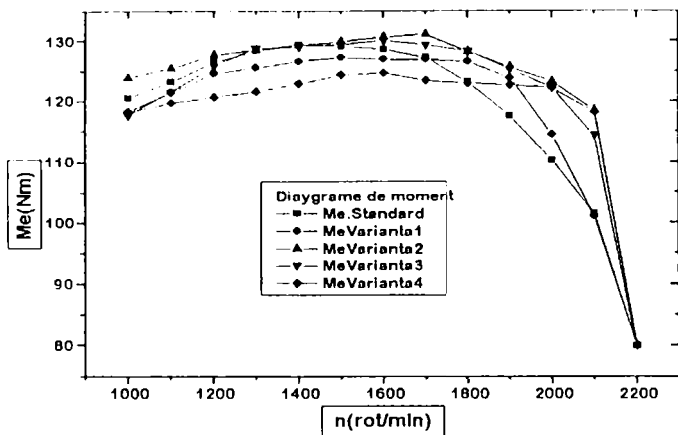


Fig. 332 Momentul motor

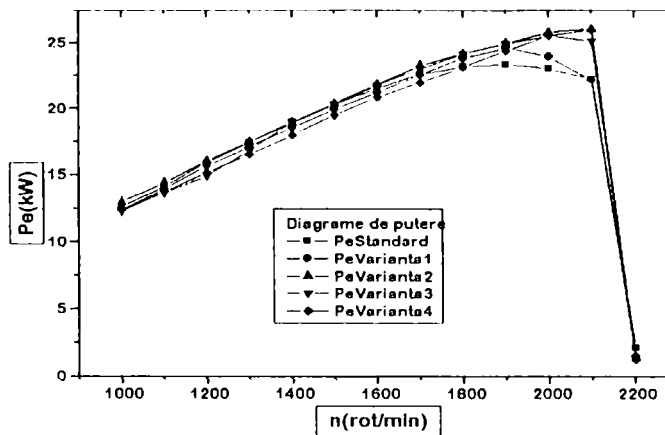


Fig. 333 Puterea efectivă

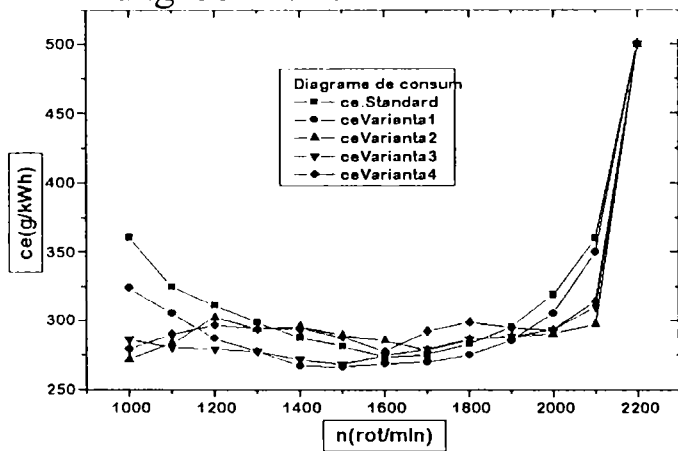


Fig. 334 Cons. specific efectiv

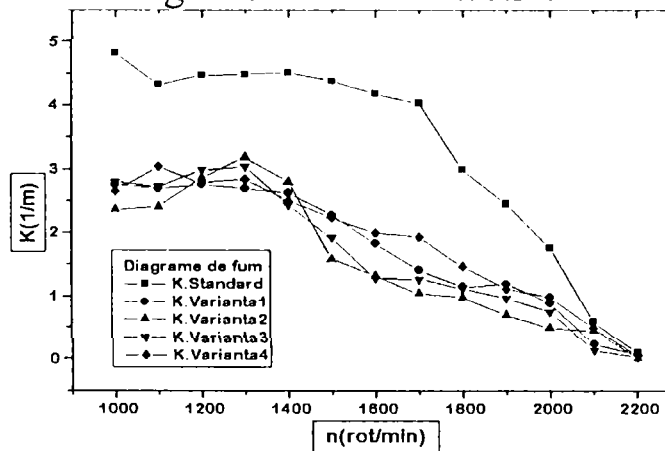


Fig. 335 Gradului de fum Hartridge

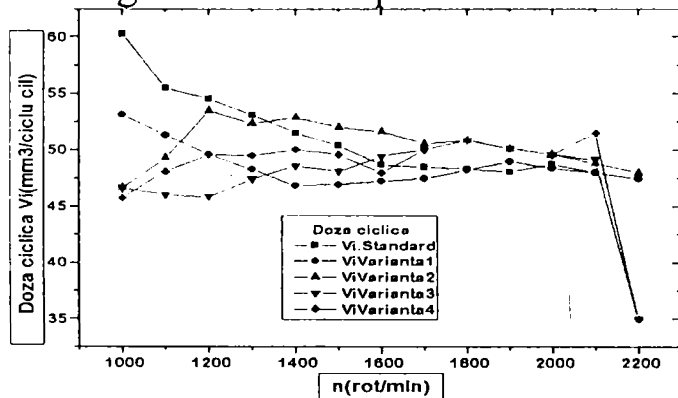


Fig. 336 Doza ciclica injectata

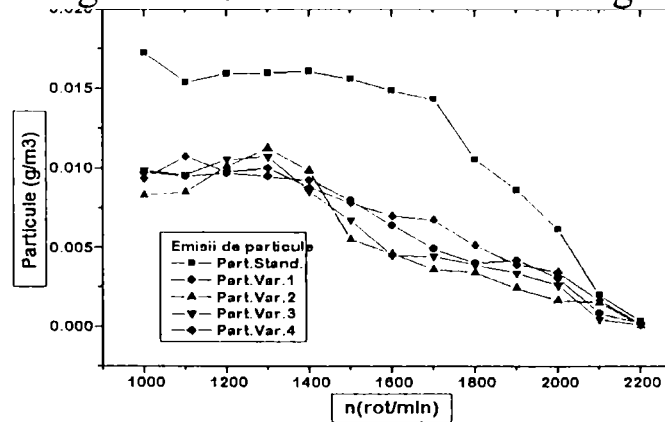


Fig. 337 Evoluția emisiei de particule, corelație MIRA

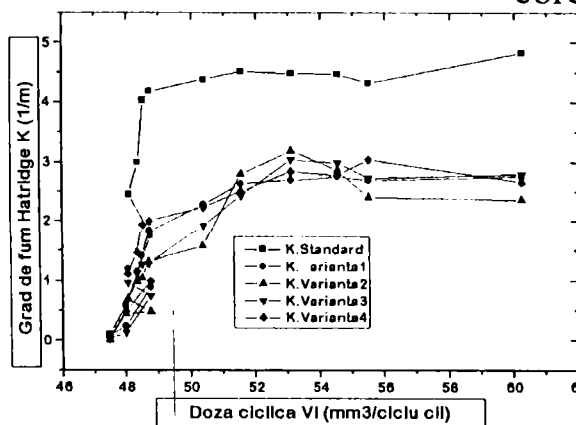


Fig. 338 Variația gradului de fum Hartridge cu doza ciclică injectată

Referitor la puterea efectivă a motorului, la turațiile mari se constată o creștere continuă a puterii, comparativ cu varianta standard, luată ca bază de referință, pe măsura măririi numărului de orificii de pulverizare și a reducerii concomitente a diametrului acestora. Această creștere se manifestă până la un număr de 6 orificii de pulverizare, apoi, la mărirea în continuare a numărului acestora, se înregistrează o ușoară scădere a puterii - comparativ cu varianta 2, dar totuși superioară față de cazul standard. Pentru varianta 2 (cu 6 orificii), creșterea de putere față de soluția standard este de 11 % la 2000 rot/min, scăzând apoi treptat (4 % la 1800 rot/min, 1,6 % la 1600 rot/min), ajungând la valori comparabile - la 1400 rot/min, și înregistrând din nou o creștere de putere în domeniul turațiilor mici (1 % la 1200 rot/min și 3 % la 1000 rot/min). Față de soluția standard, varianta 1 înregistrează scăderea puterii la turații sub 1700 rot/min, varianta 3, sub 1400 rot/min iar varianta 4, sub 1800 rot/min. Pentru soluțiile cu 7 respectiv 8 orificii de pulverizare, comparativ cu varianta cu 6 orificii, s-au obținut puteri cu circa 3÷5 % mai mici.

Aceeași evoluție se consemnează și pentru momentul motor care prezintă un palier la valori maxime ale lui pe un domeniu destul de larg.

În ceea ce privește consumul specific efectiv de combustibil, varianta 1 înregistrează valori mai mici față de soluția standard, pe întreg domeniul de turații - cu o reducere maximă de 7 % a consumului la turațiile 1200÷1500 rot/min.

Pentru varianta 2, s-au obținut consumuri mai reduse în domeniul turațiilor mari respectiv mici (peste 1800 rot/min și sub 1300 rot/min). În domeniul turațiilor mijlocii, consumurile înregistrate au fost mai mari comparativ cu varianta standard. Varianta 3 prezintă aceeași evoluție cu varianta 1, iar 4 cu 2, ceea ce indică aceleași condiții de formare ale amestecului pentru variantele cu număr par de orificii, respectiv impar.

Doza ciclică injectată prezintă valori apropiate pentru toate variantele de pulverizatoare, abaterile înregistrate la turațiile mici datorându-se neuniformității de debitare a pompei de injecție.

Referitor la emisiile poluante eșapate de motor, exprimate prin gradul de fum Hartridge, prin mărirea numărului de orificii ale pulverizatorului injectorului, s-a obținut o reducere importantă a acestuia - până la 60 - 75 % mai mici comparativ cu soluția standard. Varianta standard a avut valori medii ale gradului de fum de  $4,40 \text{ m}^{-1}$ , pentru variantele 1÷4 obținându-se valori medii ale gradului de fum de  $2,50 \text{ m}^{-1}$  - pentru turații relativ mici, apropiate de turația de cuplu maxim, respectiv  $1\div 1,5 \text{ m}^{-1}$  pentru turații mai mari, varianta 1 asigurând poluarea minimă.

Prin creșterea numărului de orificii de pulverizare și reducerea diametrului acestora, dimensiunea picăturilor pulverizate se va micșora, dispersia lor va fi mai mare, cu efecte favorabile în ceea ce privește vaporizarea lor și amestecarea cu

aerul. Micșorarea diametrului orificiilor de pulverizare determină pe de-o parte mărirea vitezei de ieșire a picăturilor din injector. Pe de altă parte, injecția producându-se în aer comprimat, prin micșorarea diametrului picăturilor scade lungimea de pătrundere a jetului datorită reducerii forțelor de inerție și a creșterii amortizării. Aceste aspecte explică reducerea substanțială a gradului de fum la mărirea numărului de orificii de pulverizare de la 4 la 5, reducerea gradului de fum prin mărirea în continuare a numărului de orificii atenuându-se datorită efectului de recombinare a picăturilor fine care se manifestă la creșterea numărului jeturilor de combustibil.

Deoarece doza ciclică injectată nu variază substanțial și cum gradul de umplere al cilindrului motorului a fost același pentru variantele de pulverizatoare încercate, reducerea gradului de fum poate fi explicată numai prin îmbunătățirea condițiilor de pulverizare ale combustibilului (diametrul picăturilor mai mic, viteză mai mare de ieșire, forță de inerție mai mică, efect mai mare al forțelor de rezistență la înaintare, frânare mai eficientă, vaporizare mai intensă și amestecare făcută în mare parte în volumul camerei de ardere fără prea mare contact al combustibilului cu pereții ei).

În ceea ce privește reducerea gradului de fum în regim de accelerare liberă, aceasta este continuă pe măsura creșterii numărului de orificii de pulverizare, varianta cu 8 orificii asigurând un grad de fum de circa 30% față de varianta standard.

Aplicând corelația MIRA dintre gradul de fum și emisia de particule, acestea se pot determina prin calcul, fără măsurători directe. Evoluția acestora este aceeași cu a gradului de fum, ceea ce explică folosirea fumului în aprecierea emisiei de particule a unui autovehicul.

La motorul diesel cu cameră de ardere unitară cupă în piston, tip "ω", cu injecție directă și formarea amestecului în volum, mișcarea de rotație a aerului în interiorul cilindrului este foarte puțin prezentă, în lipsa unor soluții constructive pentru generarea acesteia. Mișcarea de rotație a aerului îmbunătățește procesul de formare a amestecului, aducând aerul pentru alimentarea jeturilor de combustibil cu aerul proaspăt necesar amestecării și îndepărtarea gazelor produse ale arderii. La mărirea numărului jeturilor, se reduce distanța parcursă de aer între jeturile pulverizate, timpul de amestecare micșorându-se, cu efecte favorabile asupra formării amestecului și a arderii respectiv asupra performanțelor motorului și a gradului de fum.

În urma încercărilor efectuate, se constată că pentru motoarele diesel cu injecție directă, prin creșterea numărului de orificii de pulverizare, gradul de fum al motorului scade, concomitent cu mărirea indicilor de performanță ai motorului (putere superioară, consum specific mai mic). Prin mărirea numărului de jeturi pulverizate, se aduce combustibilul în zonele cu aer disponibil, favorizând

formarea amestecului. Varianta cu 6 orificii de pulverizare asigură performanțele cele mai bune ale motorului, atât din punctul de vedere al gradului de fum cât și al performanțelor energetice ale motorului. Creșterea în continuare a numărului de orificii de pulverizare nu aduce mari reduceri ale gradului de fum, cu excepția încercărilor în regim de accelerare liberă, care să justifice adoptare acestor soluții.

Regimul termic al motorului reprezentat prin temperatura gazelor de evacuare (fig.339) arată că aceste temperaturi se încadrează într-un domeniu de variație foarte restrâns la toate variantele (standard, varianta 1, varianta 2, varianta 3, varianta 4) până la viteza de rotație de 1800 rot/min după care gazele cele mai fierbinți apar la varianta standard iar varianta 2 emite gazele cele mai reci. Aceste rezultate reflectă din nou modul de vaporizare, amestecare și ardere al combustibilului și măsura în care aceasta a fost folosită pentru dezvoltarea puterii motorului.

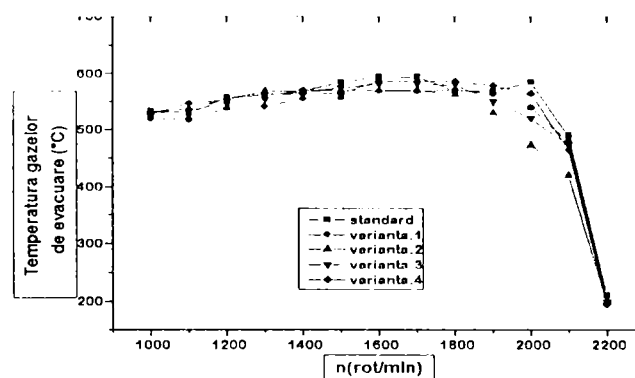


Fig. 339 Temperatura gazelor de evacuare.

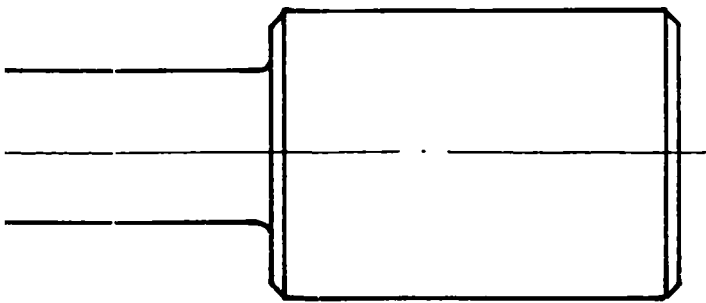
#### 8.6.1.2 Pulverizatoare cu orificii de diferite diametre

Pentru verificarea rezultatelor obținute la rece în legătură cu compoziția jetului; faptul că acesta este format din picături cu diametru de mărime foarte diversificată (și foarte mici și foarte mari), s-a recurs la metoda de demonstrație prin absurd astfel: În ideea de a avea picături de diametre mai mari concomitent cu creșterea numărului orificiilor pentru a asigura combustibil în volumul camerei de ardere mai îndepărtat de la orificiile pulverizatorului și în același timp pentru asigurarea unei rezerve de combustibil nevaporizat în perioada formării amestecului preformat. S-au realizat injectoare cu 6 orificii pe pulverizator, 3 orificii egale cu diametrul de 0,23 mm (pentru asigurarea picăturilor mici) pe con de 145° și 3 egale cu diametrul de 0,275 mm tot pe con de 145° - pentru asigurarea picăturilor mari - (Var.5), (Fig.340). Aceasta situație mai aduce un avantaj evidențiat de autor [132] și anume că prin creșterea perimetrului orificiilor efectul de ejecție al jetului este mai intens, contribuind la o amestecare mai rapidă și mai completă a combustibilului cu aerul din camera de ardere. Încercările s-au făcut la presiunea standard a injectorului de 230 bar.



3x23 x 3 orificii de  
verificare echidistante

3x75 x 3 orificii de  
verificare echidistante



1. Debitul prin rat-metru 173..186 l/h.
2. Restul cotelor și al condițiilor tehnice, conform reper corp pulverizator tip FIAT RO-DLLA 145 S 448.

**NOTĂ:** La împerecherea cu ocul pulverizator, se va realiza cursa  $h = 0,25 \pm 0,05$  mm.

Proiectat	Ing. Chedli M.	<i>[Signature]</i>					
Desenat	Andrei E.	<i>[Signature]</i>					
Verificat	Ing. Sirbu Cr.	<i>[Signature]</i>					
Cont. STAS							
Aprobat							
			Masa: 0,048 Kg				
			2:1 (5:1)		CORP PULVERIZATOR (VARIANTA 5)		
			Data:				



—

Fig. 340

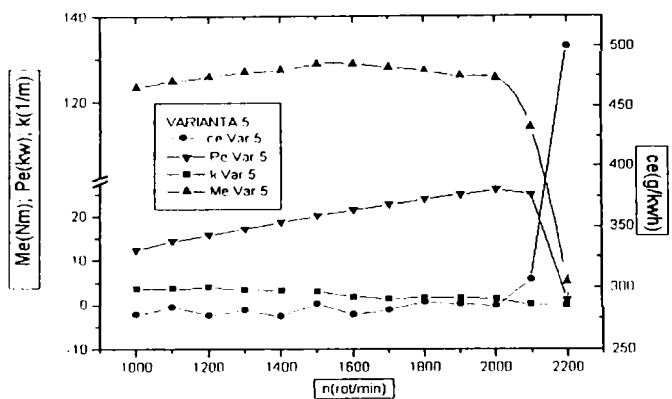


Fig. 341

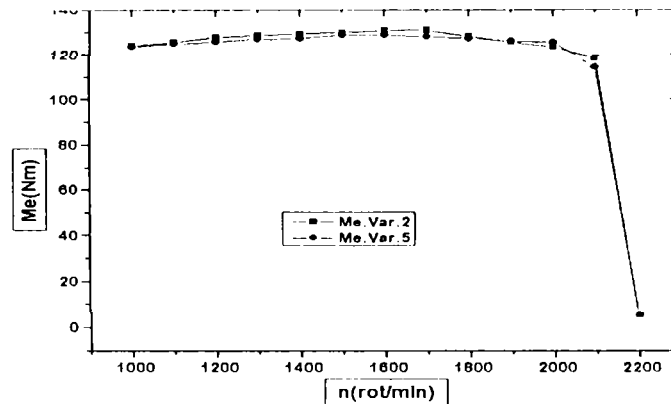


Fig. 342

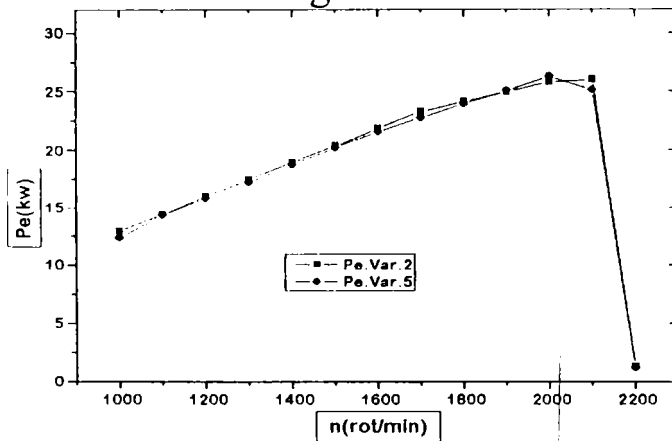


Fig. 343

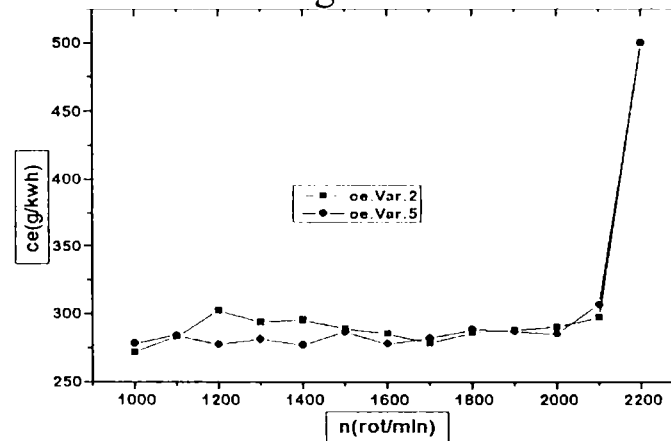


Fig. 344

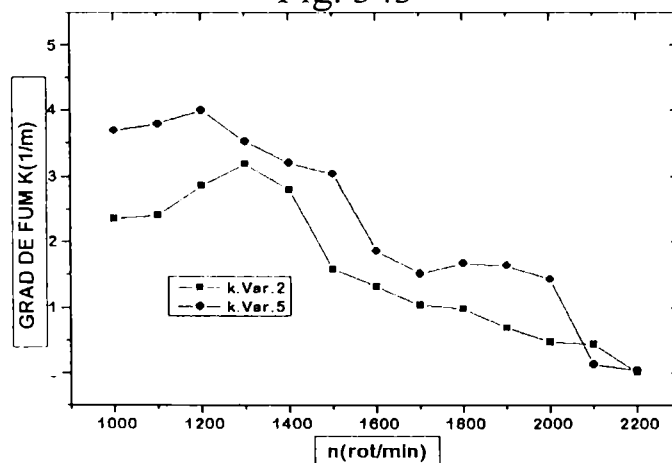


Fig. 345

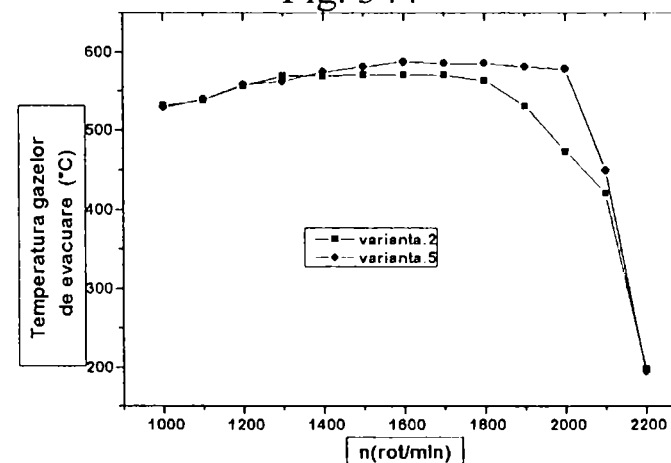


Fig. 346

Caracteristica de regulator rezultată din încercările făcute este redată grafic în (fig.341). Pentru discutarea acestor rezultate, ele s-au prezentat împreună cu cele obținute din prelucrarea variantei 2 cu 6 orificii egale cu diametrul de 0,26 mm tot la un con de 145° și cu varianta standard.

Din analiza diagramei de moment (fig.342) și a celei de putere (fig.343) se constată că indicii de performanță au valori mai mari în cazul variantelor cu 6 orificii în afara unui domeniu restrâns de turație (1100 ÷ 1500 rot/min) când valorile scad sub cele standard numai în cazul variantei cu 6 orificii diferite.

Această comportare confirmă ipoteza că prin cele trei orificii mai mari (0,275 mm), picăturile grosiere traversând camera de ardere ajung pe peretele ei, determinând arderea incompletă. Comparând între ele momentul și puterea motorului în cazul celor două variante cu 6 orificii, se constată că varianta cu orificii egale are valori puțin mai mari decât cea cu orificii inegale până la turația de 1900 rot/min după care scade față de aceasta și revine la turații de peste 2100 rot/min; această scădere este obiecționabilă fiind la o singură turație poate fi și o eroare de măsură. În orice caz variantele cu 6 orificii se dovedesc superioare celei standard în ce privește performanțele de moment motor și putere, prin cuprinderea mai completă a camerei de ardere de către celor 6 jeturi.

Din punct de vedere al randamentului indicat se constată că varianta cu 6 orificii diferite este superioară la turații joase (sub 1500 rot/min) și revine după 1900 rot/min față de celelalte două, este un rezultat interesant dovedit prin consumul specific efectiv mai redus (fig.344), ceea ce arată că distribuția combustibilului între faza arderii amestecurilor preformate și arderea difuzivă este superioară din punct de vedere energetic.

În ceea ce privește gradul de fum al motorului (fig.345), variantele cu 6 orificii egale se dovedesc net superioare, mai ales la turații ridicate, pentru care reducerea gradului de fum s-a făcut cu 80%, aici varianta cu 6 orificii diferite este inferioară celei cu 6 orificii egale, dovedind că pulverizarea fină determină arderea cu grad de fum mai redus, chiar dacă performanța de consum este mai bună la varianta cu orificii diferite.

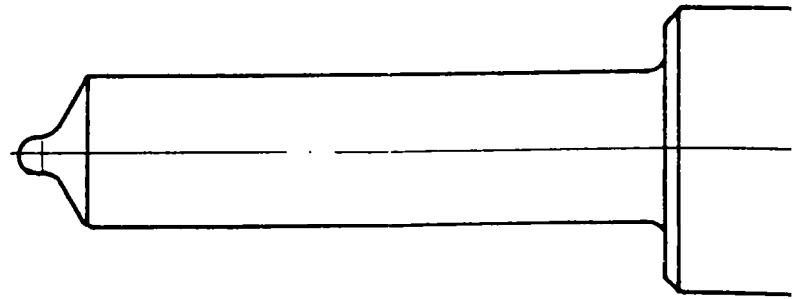
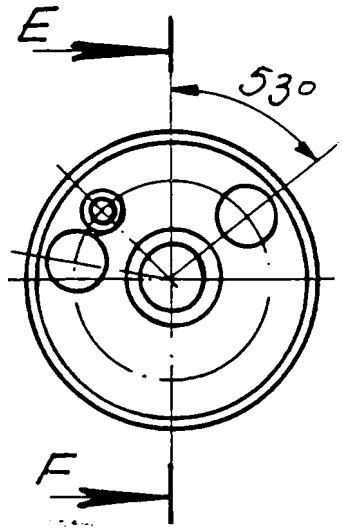
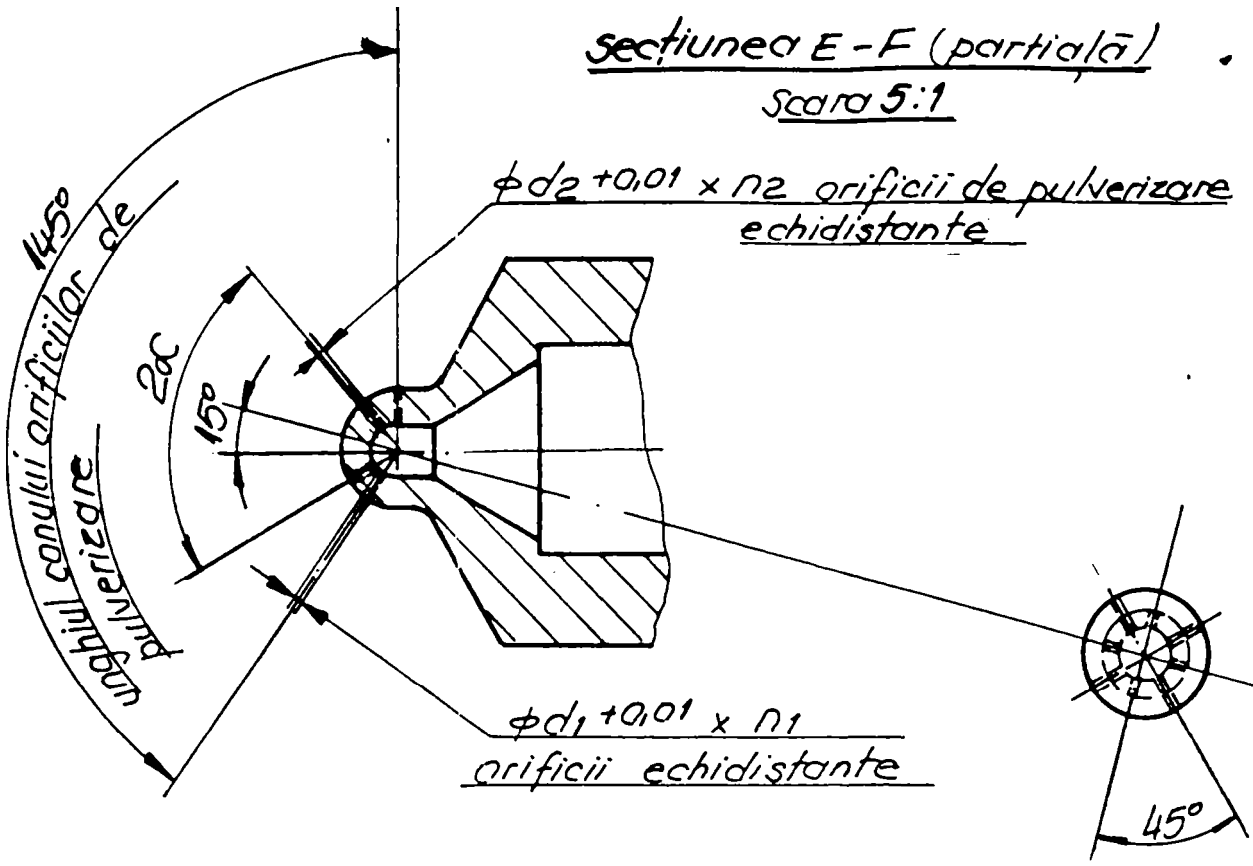
Urmărirea variației curbelor de temperatură a gazelor de evacuare (fig.346), care reflectă nivelul regimului termic al motorului se poate observa că varianta 2 evacuează gaze mult mai reci decât varianta 5 mai ales la turații mai ridicate decât 1400 rot/min ceea ce arată că la varianta 5 amestecul carburant își continuă formarea și arderea după părăsirea camerei de ardere fiind incomplet realizate în timpul necesar în interiorul acesteia.

### **8.6.1.3 Modificarea diametrului orificiilor și a unghiului conului de pulverizare**

Distribuția combustibilului injectat în camera de ardere a motorului diesel sub diferite unghiuri, presupune îmbunătățirea arderii utilizând efectele mișcărilor axiale și radiale ale aerului, cu neglijarea efectelor mișcărilor de rotație, care sunt oricum insuficiente. Injecția combustibilului sub diferite unghiuri încearcă să folosească întreg volumul camerei de ardere, motorina fiind distribuită la diferite înclinații fata de axa cilindrului și acoperă majoritatea camerei de ardere și cupa pistonului. Acest lucru este eficient în condițiile existenței unei intense mișcări de rotație în tot volumul camerei de ardere, fapt ce nu este asigurat de camerele de tip "ω".

secțiunea E-F (parțială)

Scara 5:1



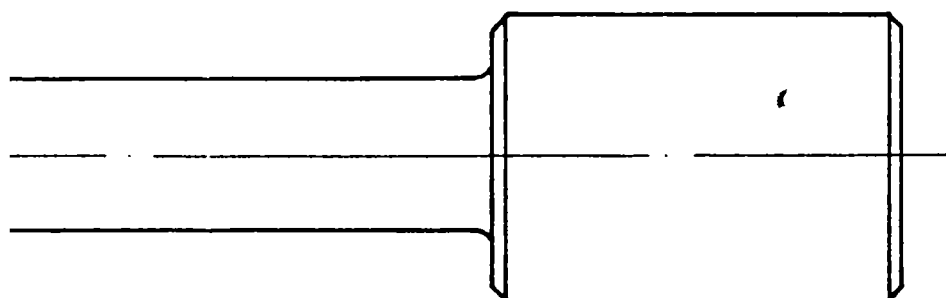
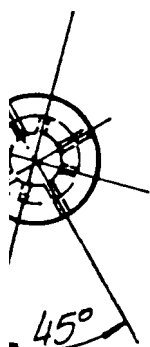
Nr. var.	$n_1 \times \phi d_1$	$n_2 \times \phi d_2$	$2\alpha$
6	$2 \times \phi 0,38$	$2 \times \phi 0,22$	$100^\circ$
7	$2 \times \phi 0,38$	$2 \times \phi 0,22$	$80^\circ$
8	$4 \times \phi 0,22$	$4 \times \phi 0,22$	$100^\circ$
9	$4 \times \phi 0,22$	$4 \times \phi 0,22$	$80^\circ$

NOTĂ: La în realizare

Proiectat	Ing. Chedli M.
Desenat	Andrei E.
Verificat	Ing. Sirbu cr.
Contr. STAS	
Aprobat	

7/

vizare



1. Debitul prin rotametrul 173...186 l/h.
2. Restul cotelor și al condițiilor tehnice, conform reper corp pulverizator tip FIAT RO-DLLA 145 S 448.

NOTĂ: La împerecherea cu acul pulverizator, se va realiza cursa  $h = 0,25 \pm 0,05$  mm.

Proiectat	Ing. Chedli N.			
Desenat	Andrei E. Bludni			
Verificat	Ing. Sirbu Cr.			
Contr. STAS				
Aprobat		Masa: 0,048 kg		
		2:1 (5:1)	CORP PULVERIZATOR (VARIANTELE 6-9)	
		Data:		

Fig. 347

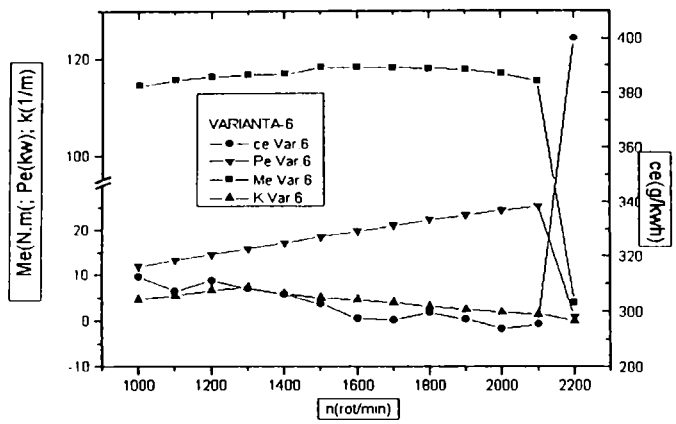


Fig. 348

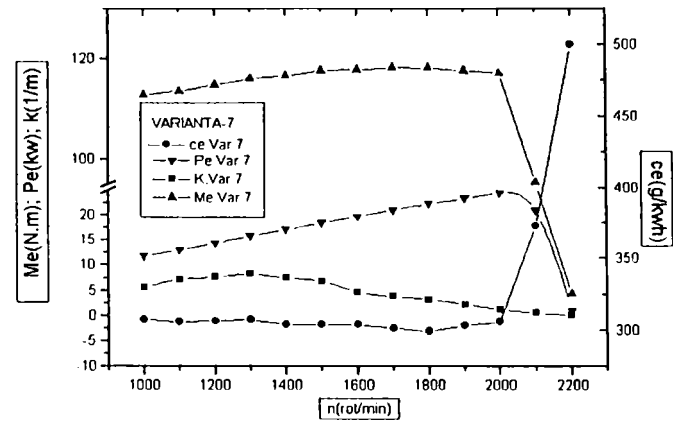


Fig. 349

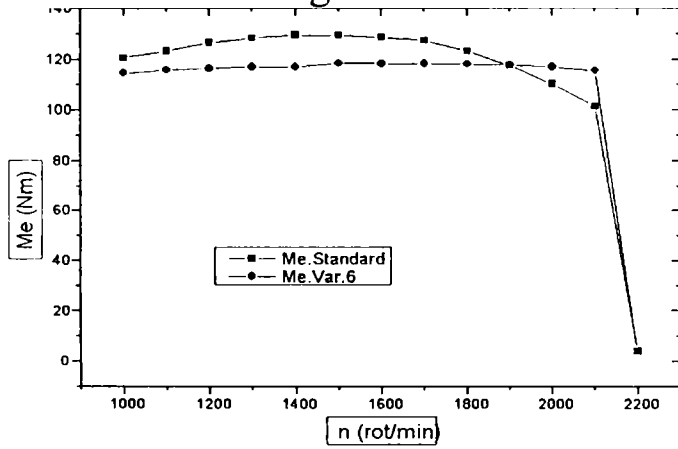
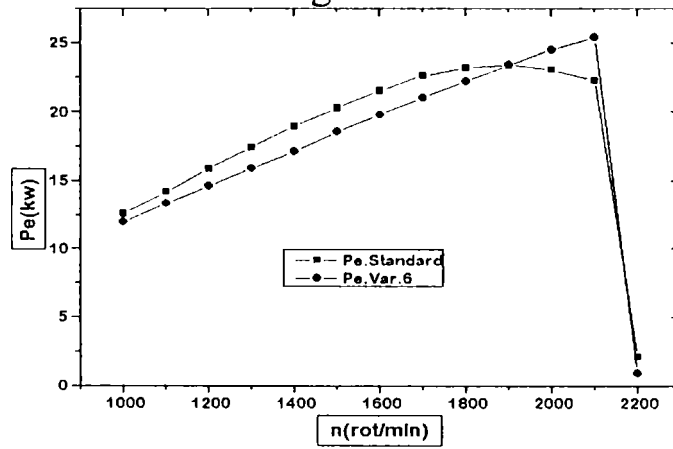


Fig. 350



Fi . 351

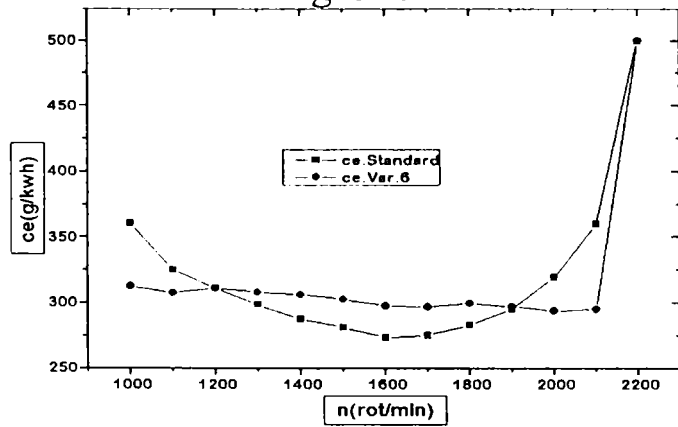
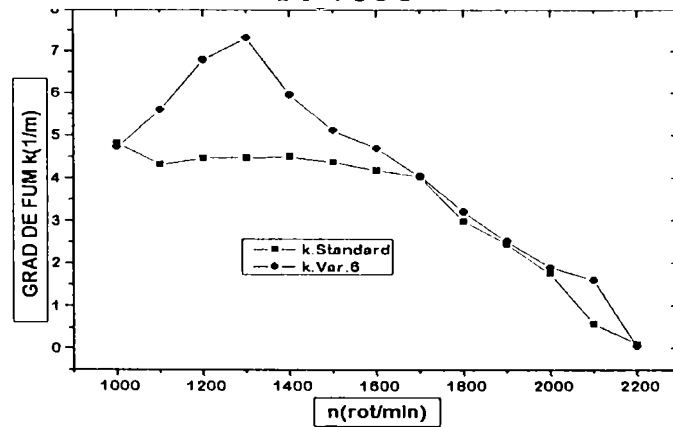


Fig. 352



Fi . 353

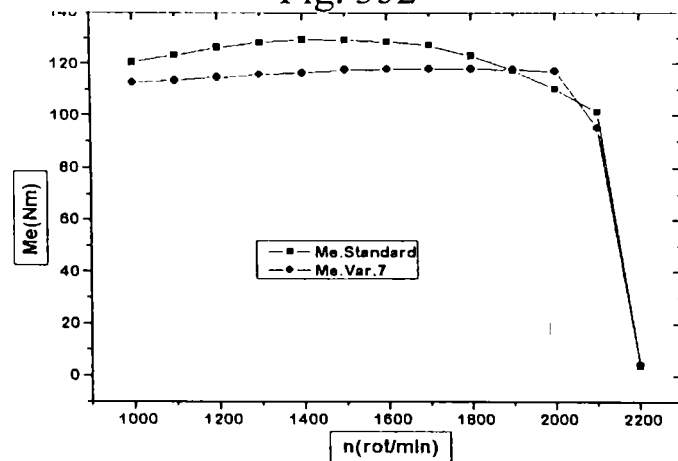


Fig. 354

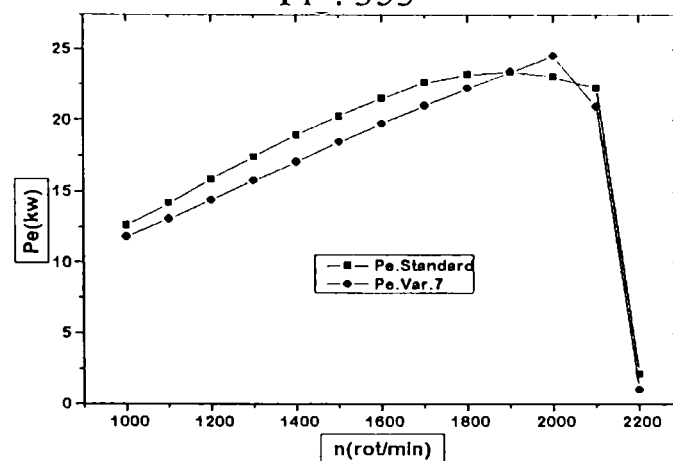


Fig. 355

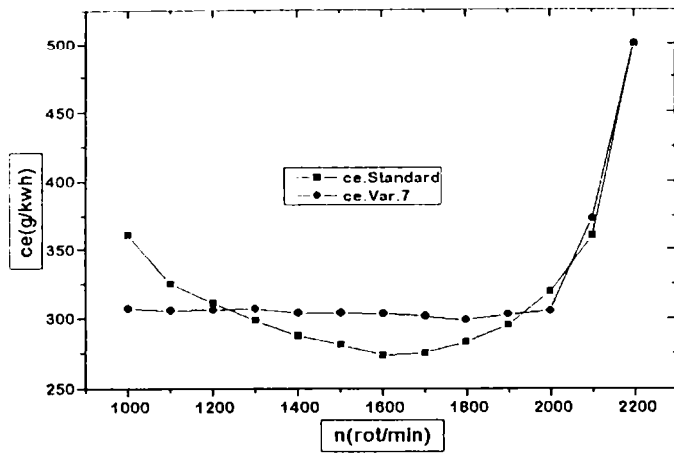


Fig. 356

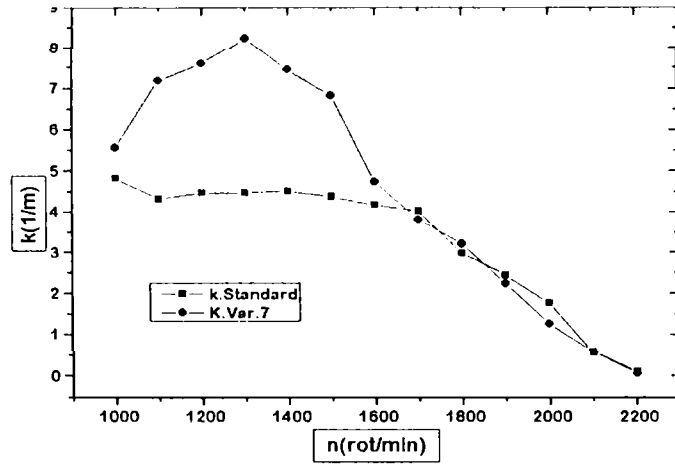


Fig. 357

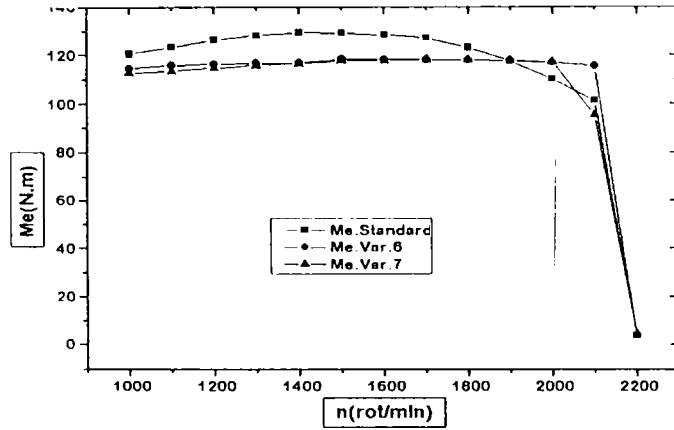


Fig. 358

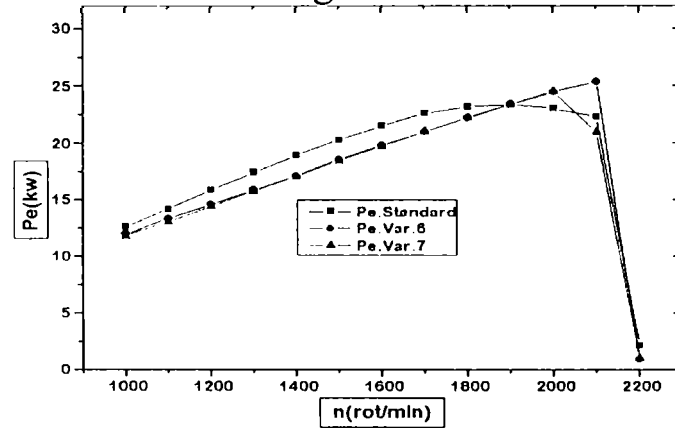


Fig. 359

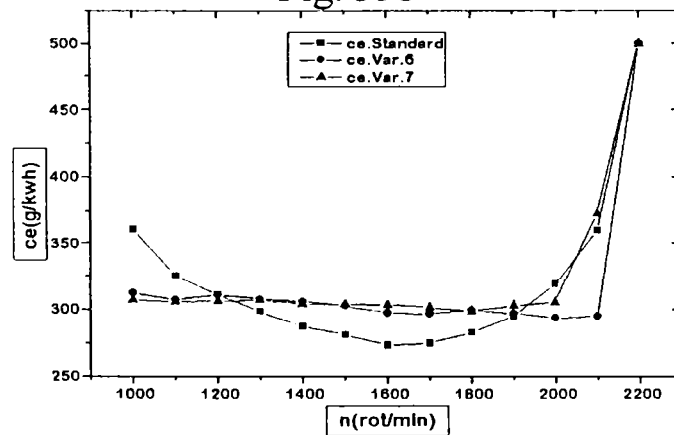


Fig. 360

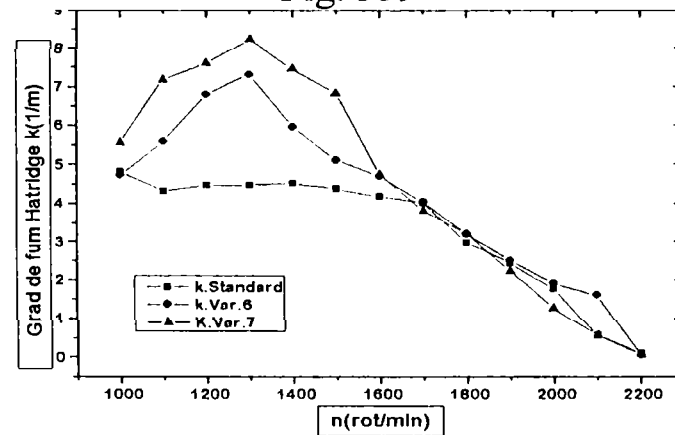


Fig. 361

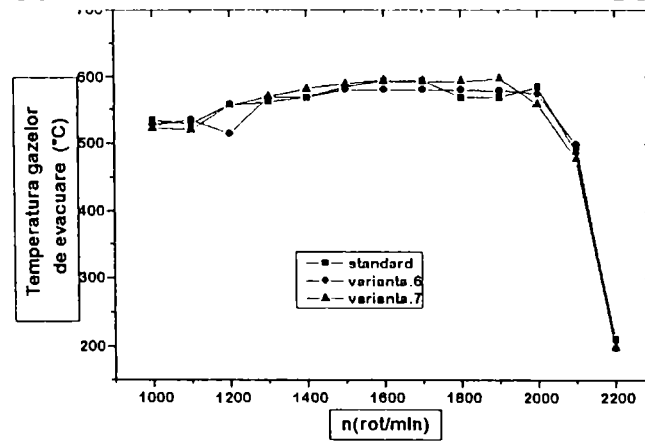


Fig. 362



Încercările care au fost efectuate prin injectarea motorinei sub diferite unghiuri în camera de ardere își propun să demonstreze importanța mișcării de rotație a aerului la acest tip de cameră de ardere și că lipsa acestor mișcări reprezintă o deficiență în funcționarea motorului diesel.

În vederea studiului influenței modificării diametrului orificiilor și a conului de pulverizare s-au folosit două tipuri de pulverizatoare care au și diametre diferite ale orificiilor dar cu păstrarea numărului orificiilor pe pulverizator: S-au folosit pulverizatoare cu 4 orificii egale două câte două și intercalate între ele. Două orificii au un diametru egal cu 0,33 mm iar celelalte două au un diametru egal cu 0,22 mm. Orificiile cu diametrul mai mare sunt plasate pe un con de  $145^\circ$  ca la cel standard la ambele variante iar cele mai mici sunt dispuse pe un unghi de con de  $100^\circ$  la prima variantă (Var.6) și pe un unghi de con de  $80^\circ$  la a doua varianta (Var.7) (fig.347). Încercările s-au derulat tot pentru trasarea caracteristicii de regulator la presiunea de injecție standard de 230 bar și după efectuarea calculelor necesare s-au reprezentat diagramele rezultate din măsurătorile luate pentru trasarea caracteristicii de regulator pentru cazul variantei 6 (fig.348), respectiv a variantei 7 (fig.349).

Pentru compararea rezultatelor la varianta 6, rezultatele s-au reprezentat împreună cu cele ale variantei standard în figurile (fig.350)- pentru momentul motor din care se observă că: Momentul motor este mai mic în cazul variantei 6 decât cel standard la turații până la 1900 rot/min, diferența ce are un maxim de 10% obținut la turația de 1400 rot/min. După depășirea turației de 1900 rot/min, momentul dezvoltat de motor în cazul echipării sale cu pulverizatoare din varianta 6 devine mai mare decât cel dezvoltat în cazul pulverizatoarelor standard și diferența depășește valoarea de 14% la turația de 2100 rot/min. Puterea (fig.351) are și ea o alură asemănătoare. Din (fig.352) se observă că consumul specific efectiv în cazul variantei 6 este mai mic decât cel al variantei standard sub turația de 1200 rot/min și peste cea de 1900 cu maxime obținute la turațiile de 1000 și 2100 rot/min, iar la turații între 1200 și 1900 rot/min, consumul specific efectiv este mai mic în cazul variantei 6 decât cel al variantei standard și cu maxim la 1600 rot/min. La turații mici (până 1700 rot/min), gradul de fum (fig.353), la varianta standard este mai bun decât cel al variantei 6, după care devin aproape egale cu o singură excepție dată la turația de 2100 rot/min și care mai poate fi și o eroare de măsurare.

În cazul variantei 7, până la 1900 rot/min, momentul motor (fig.354) este mai mic decât cel al variantei standard cu un maxim de 11%. După această turație, momentul la varianta 7 depășește cel de la varianta standard dar pentru un scurt timp, astfel că el coboară sub aceasta la o turație între 2000 și 2100 rot/min. Puterea (fig.355) are și ea o variație asemănătoare cu cea a momentului. Consumul specific la varianta 7 (fig.356) are o variație semănătoare cu cea a variantei 6 cu

variații foarte mici, numai la turații mari, în cazul variantei 7, consumul specific crește față de cel din cazul variantei standard. Gradul de fum, la folosirea variantei 7 (fig.357) are o alură asemănătoare celui obținut cu varianta 6 cu valori mai mari decât celor a variantei standard la turații mici, după care ele se apropie una de cealaltă.

Numărul orificiilor și diametrul lor fiind același la variantele 6 și 7, ele s-au reprezentat concomitent pentru studii și de aici se observă că: Momentul motor în cazul variantei 7 este mai mic decât cel din cazul variantei 6 până la turație de 1400 rot/min, merg aproape egal cu aceasta până la turație de 2000 rot/min iar după aceasta scade din nou și diferența dintre ei ajunge la un maxim de 21% la turație de 2100 rot/min (fig.358). Puterea (fig.359), are și ea o variație asemănătoare cu cea a momentului. Din (fig.360) se observă că variația curbei de consum specific la varianta 7 este mai dezavantajoasă și acest lucru dat în cifre înseamnă: La turația de 1600 rot/min, cu varianta standard motorul consumă 273 g/kWh, cu variantă 6 consumă 297,6 iar cu varianta 7 consumă 303,71 g/kWh; La turație de 2100 rot/min, cu varianta standard motorul consumă 360,1 g/kWh, cu varianta 6 consumă mai puțin de atât (295,38 g/kWh), iar echipat cu pulverizatoare de varianta 7, el consumă 372,96 g/kWh. Din (fig.361) se observă că cel mai bun rezultat obținut pentru gradul de fum este cel cu pulverizatoare standard până la turația de 1700 rot/min și cel cu pulverizatoare 7 la turații mai mari decât aceasta.

În acest caz, temperatura gazelor de evacuare (fig.362) nu arată variații semnificative față de cele ale variantei standard ceea ce înseamnă că regimul termic al motorului nu a suportat mari schimbări.

#### **8.6.1.4 Modificarea combinată a numărului și a diametrului orificiilor și a unghiului conului de pulverizare**

Pentru studierea influenței unei modificări combinate a numărului și diametrului orificiilor și a unghiului conului de pulverizare, au fost încercate comparativ pulverizatoarele cu 8 orificii toate de diametru de 0,22 mm, dispuse patru câte patru intercalate între ele la  $145^\circ$  și  $100^\circ$  (Var.8), și la  $145^\circ$  și  $80^\circ$  (varianta 9), (v.fig.347) celelalte mărimi care caracterizează procesul injectiei rămânând constante. După încercarea, măsurarea și efectuarea calculelor, rezultatele experimentale au fost reprezentate grafic în (fig.363) pentru varianta 8 și în (fig.364) pentru varianta 9. Pentru studiul efectelor modificărilor și compararea rezultatelor, acestea s-au trasat pe categorie împreună cu cele ale variantei 4 care are același număr de orificii cu același diametru dar cu o înclinație unică a orificiilor pe un con de  $145^\circ$  asemănătoare cu cele standard.

În cazul variantei 8 curbele de variație ale momentului motor (fig.365), ale puterii efective (fig.366), arată că momentul motor și puterea au o scădere cu îndepărtarea jeturilor, scădere ce se reduce prin creșterea turației motorului astfel de exemplu îndepărtarea jeturilor prin trecerea de la varianta 4 la varianta 8 produce o scădere de moment de 3,4 % la turație de 1000 rot/min. La turație de 1600 rot/min, trecerea de la varianta 4 la varianta 8 duce la o pierdere de moment și putere de 3,6 %. Această scădere continuă să se reducă cu creșterea turației astfel că la turația de 2100 rot/min ajunge la 2,1 % în cazul variantei 8.

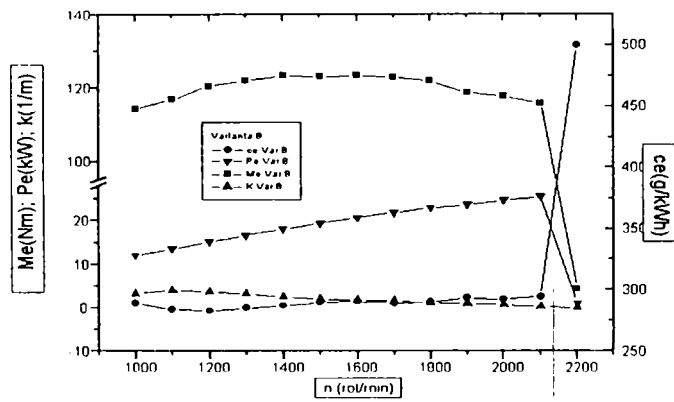


Fig. 363

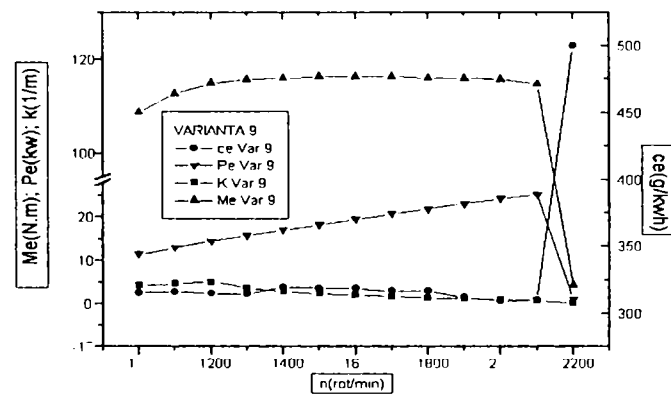


Fig. 364

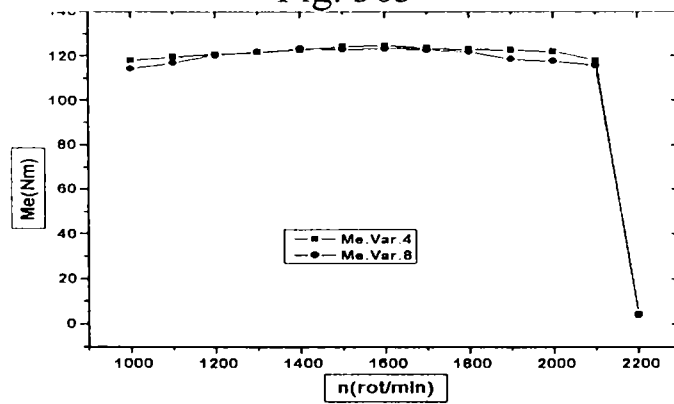


Fig. 365

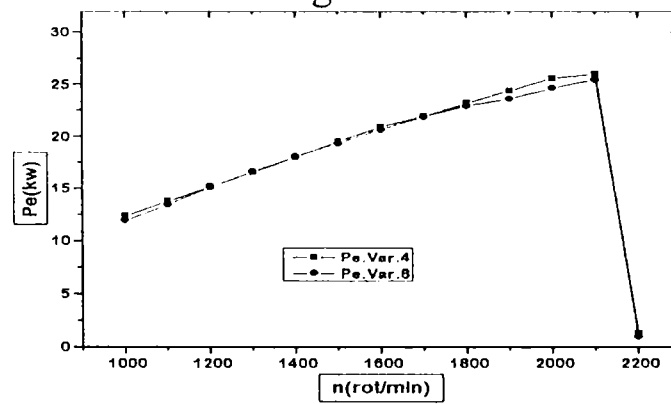


Fig. 366

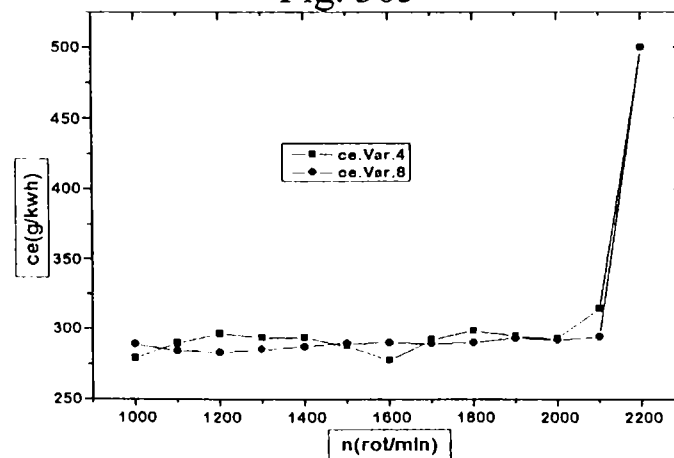


Fig. 367

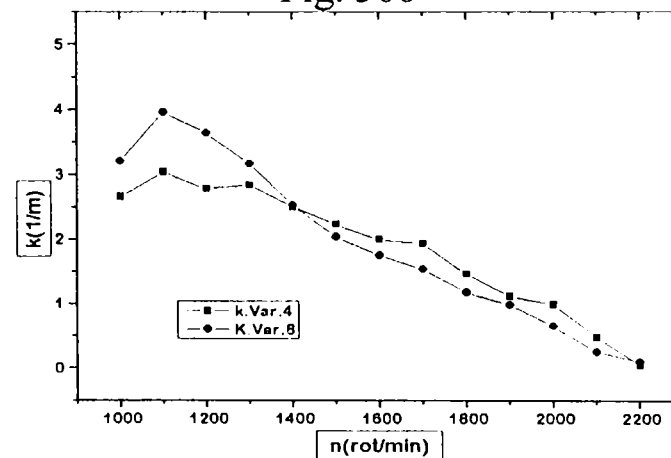


Fig. 368

Consumul specific efectiv (fig.367) suportă și el consecințele acestor modificări astfel că la turația de 1000 rot/min, la trecerea de la varianta 4 la

varianta 8 consumul specific crește cu 3,4 %. La turația de 1600 rot/min acest consum crește cu 8,13 % prin trecerea de la varianta 4 la varianta 8. Lucrul cel mai interesant se întâmplă la turații mari astfel că la turația de 2100 rot/min situație se inversează la trecerea de la varianta 4 la varianta 8 consumul de combustibil se reduce cu 6,4 %.

Gradul de fum (fig.368) are și el o variație dependentă de turație astfel că la turația de 1000 rot/min K crește cu 20,6 % cu trecerea de la varianta 4 la varianta 8. La turație de 1600 rot/min schimbarea variantei 4 cu varianta 8 duce la o reducere a gradului de fum cu 12,5 %. La turații mari ale motorului, emisiile poluante măsurate în grad de fum Hartridge devine asemănătoare.

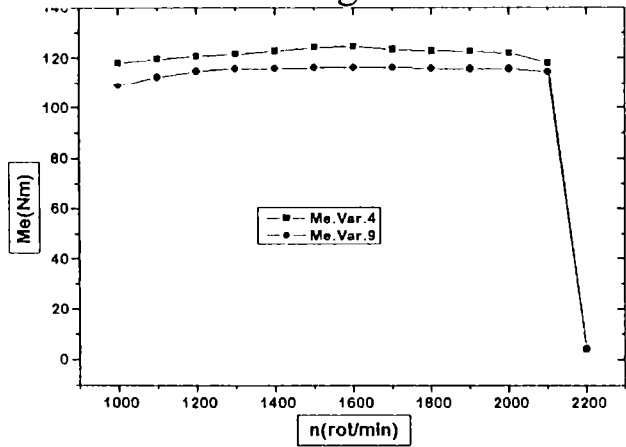


Fig. 369

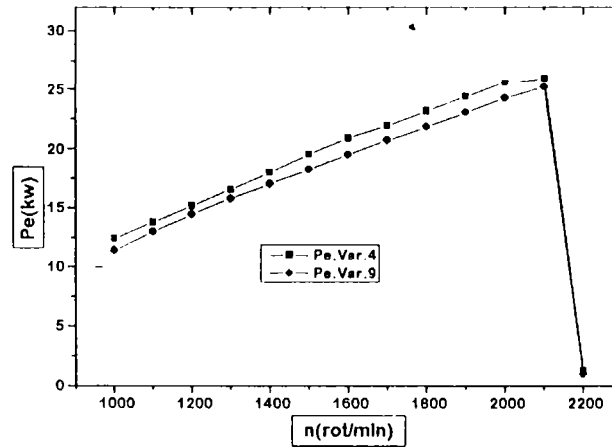


Fig. 370

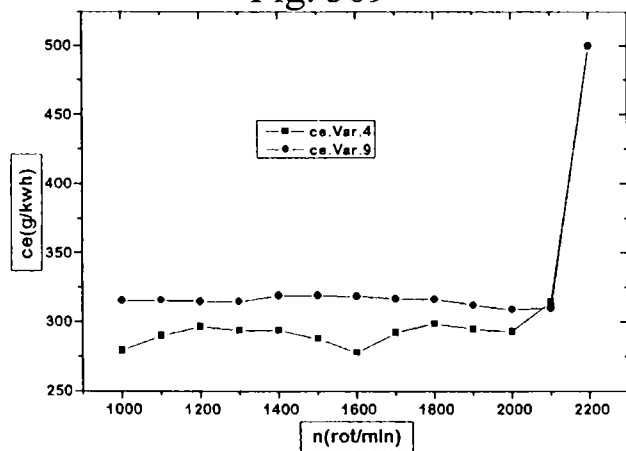


Fig. 371

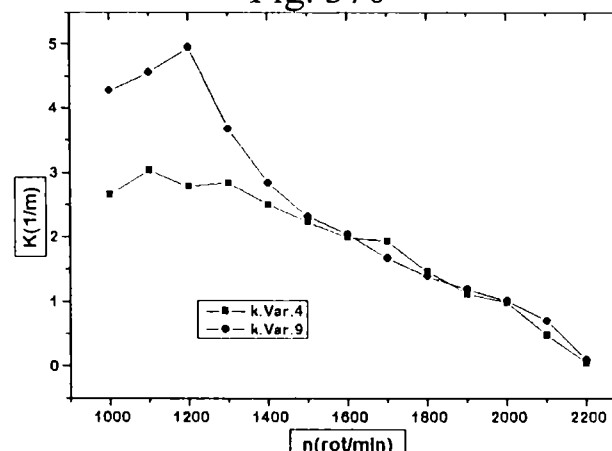


Fig. 372

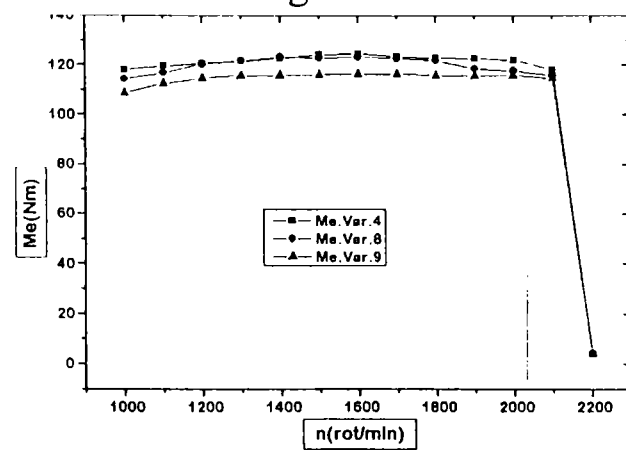


Fig. 373

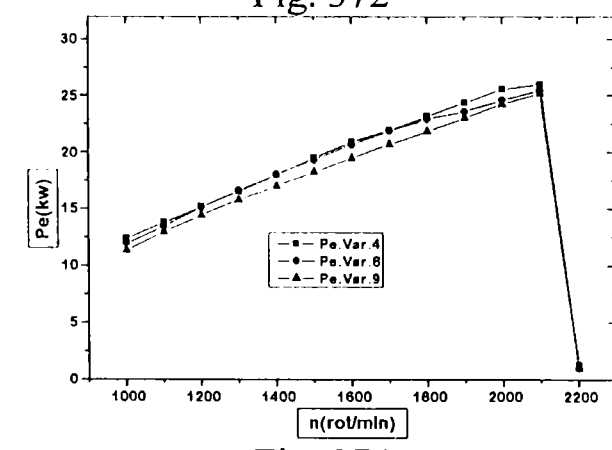


Fig. 374

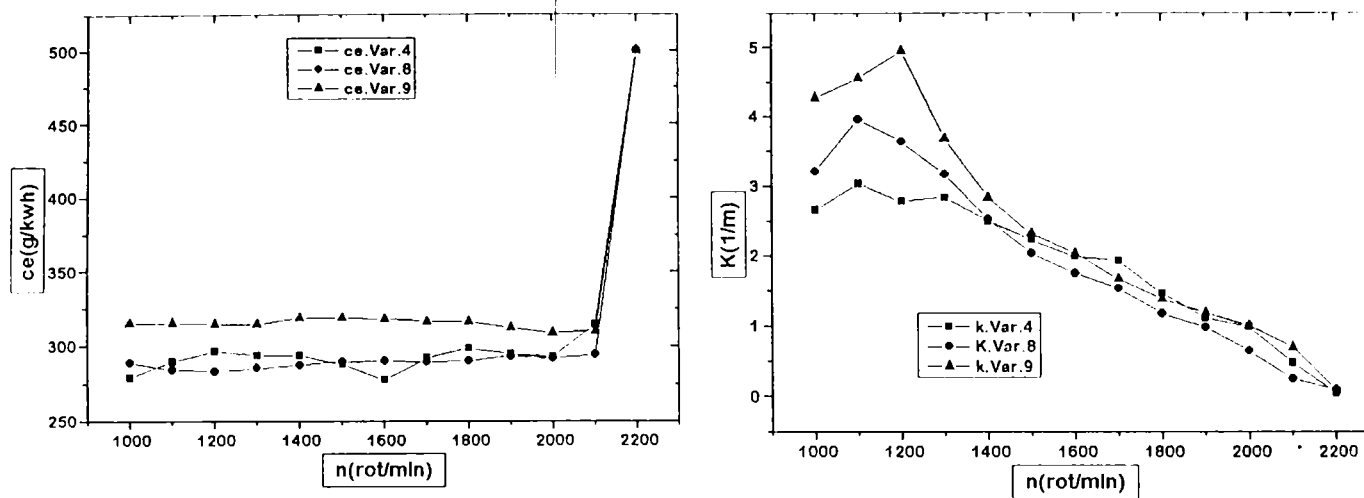


Fig. 375

Fig. 376

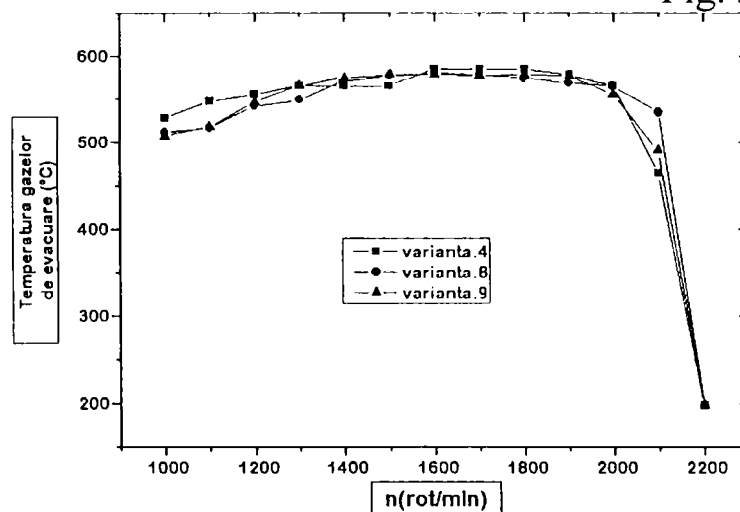


Fig. 377

Și în cazul variantei 9 momentul motor (fig.369) și puterea (fig.370) au o scădere cu îndepărtarea jeturilor, scădere ce se reduce prin creșterea turației motorului astfel de exemplu la turație de 1000 rot/min îndepărtarea jeturilor prin trecerea de la varianta 4 la varianta 9 produce o scădere de moment de 8,7 %. La turația de 1600 rot/min, trecerea de la varianta 4 la varianta 9 duce la o pierdere de moment și putere de 7,2 %. Această scădere continuă să se reducă cu creșterea turației astfel că la turația de 2100 rot/min ajunge la 3,1 % în cazul variantei 9.

Consumul specific efectiv (fig.371) suportă și el consecințele acestor modificări astfel că la turația de 1000 rot/min, la trecerea de la varianta 4 la varianta 9 consumul specific crește cu 6,65 %. La turația de 1600 rot/min acest consum crește cu 14,57 % la schimbarea variantei 4 cu varianta 9 și aici se întâmplă lucruri interesante la turații mari astfel că la turația de 2100 rot/min situație se inversează la trecerea de la varianta 4 la varianta 9 consumul de combustibil se reduce cu 1,46 %.

Gradul de fum (fig.372) are și el o variație dependentă de turație astfel că la turația de 1000 rot/min crește cu 20,6 % cu trecerea de la varianta 4 la varianta 9 și cu 61 % cu trecerea de la varianta 4 la varianta 9. La turația de 1600 rot/min schimbarea variantei 4 cu varianta 8 duce la o reducere a gradului de fum cu 12,5 % iar această schimbare a variantei 4 s-ar face cu varianta 9 ea ar duce la o creștere a gradului de fum cu 33 %. La turații mari ale motorului, emisiile poluante măsurate în grad de fum Hartridge devine asemănătoare la toate 3 variante.

Dacă grupăm ambele variante (var.8; var.9) reprezentate grafic împreună cu varianta 4 se observă din curbele de variație a momentului motor (fig.373) și a puterii (fig.374) că între cele trei variante, varianta cu toate jeturile în același plan (var.4) este cea mai bună lucrurile se înrăutățesc pe măsură creșterii unghiului dintre jeturi astfel că cea mai rea variantă este cea 9.

Consumul specific efectiv (fig.375) și gradul de fum (fig.376) arată că tot cea mai bună variantă este cea (var.4) și lucrurile se înrăutățesc pe măsura trecerii în ordine var.8 și var.9.

Regimul termic al motorului, reprezentat de temperatura gazelor evacuate (fig.377) nu arată mari variații între aceste variante ceea ce înseamnă că motorul și-a păstrat regimul termic într-o oarecare măsură.

Injecția combustibilului la unghiuri mai mici ale conului de pulverizare, adică mai aproape de axa cilindrului, respectiv a cupei pistonului determină înrăutățirea performanțelor motorului, atât a celor energetice cât și a celor de poluare. Aceasta înrăutățire se datorează injecției motorinei la unghiuri mai mici unde intensitatea mișcărilor de rotație ale aerului este mult atenuată iar cu mișcările radiale ale aerului, induse în timpul cursei de comprimare datorită existenței cupei în capul pistonului, mișcări ce determină “adunarea” jeturilor în apropierea axei cupei, nepermițând utilizarea completă a aerului cu înrăutățirea condițiilor de formare a amestecului. Aceste aspecte sunt dovedite prin creșterea gradului de fum, mai ales în domeniul turațiilor, în zona momentului maxim, adică la debite mai mari de combustibil și reduse când intensitatea mișcărilor axiale și radiale este mică. Creșterea este redusă la turații mijlocii-mari ale motorului (peste 1400 rot/min) la turații mari, datorită vitezei superioare a pistonului, intensitatea mișcărilor axiale și radiale ale aerului din cilindrul motorului compensează parțial lipsă mișcărilor de rotație, asigurând o amestecare aproximativă a jeturilor de combustibil cu aerul necesar arderii, astfel încât gradul de fum nu înregistrează valori mult mai mari în cazurile reducerii unghiului de injecție. La turații mici, prin scăderea vitezei pistonului se reduc și mișcările axiale și radiale ale aerului astfel încât jeturile de combustibil nu ajung în același plan, și în lipsa mișcărilor de rotație, prin reducerea unghiului de injecție a combustibilului, gradul de fum crește în mod substanțial. Gradul de fum în regim de accelerație liberă înregistrează de asemenea creșteri la scăderea unghiului de injecție, valorile practic dublându-se.

### 8.6.1.5 Pulverizatoare cu ac rotitor

Pentru motoarele diesel, partea de înaltă presiune a sistemului de injecție reprezintă porțiunea cea mai sensibilă a acestora. Punctul slab referitor la fiabilitatea sistemului de injecție este injectorul, datorită uzurilor neuniforme care apar ca urmare a frecărilor dintre scaunul duzei și acul pulverizatorului. Dereglarea sau uzura sistemului de pulverizare al combustibilului în motorul diesel conduce la funcționarea defectuoasă a acestuia, cu necesitatea înlocuirii sau reglării subansamblelor defecte, operațiuni care nu sunt disponibile în orice moment sau loc, iar dacă sunt, ele sunt oricum destul de costisitoare. Pentru evitarea acestor neplăceri, s-a proiectat de autor pulverizatoare cu ac rotitor (varianta 10). Varianta de pulverizator prezentată este din punct de vedere al geometriei orificiilor varianta standard, pe suprafața exterioară a acului pulverizatorului fiind frezate un număr de patru canale oblice, echidistante la  $90^\circ$  (fig.378-a; b), aceste canale având rolul să imprime acului pulverizatorului o mișcare de rotație, mișcare care va fi transmisă și combustibilului. Această soluție asigură o uniformizare a uzurilor care apar între acul injectorului și corpul pulverizatorului, imprimând în același timp combustibilului o mișcare de rotație, care vine să completeze lipsă mișcării de rotație a aerului din camera de ardere la sfârșitul comprimării, respectiv în momentul injecției, în cazul motoarelor diesel cu injecție directă. Aceasta mișcare de rotație a combustibilului, ameliorează procesul de amestecare între cele două componente, în vederea asigurării unei arderi cât mai bune, ceea ce conduce la ameliorarea performanțelor motorului, atât din punct de vedere energetic cât și al emisiilor poluante eșapate (fum, particule, etc.)

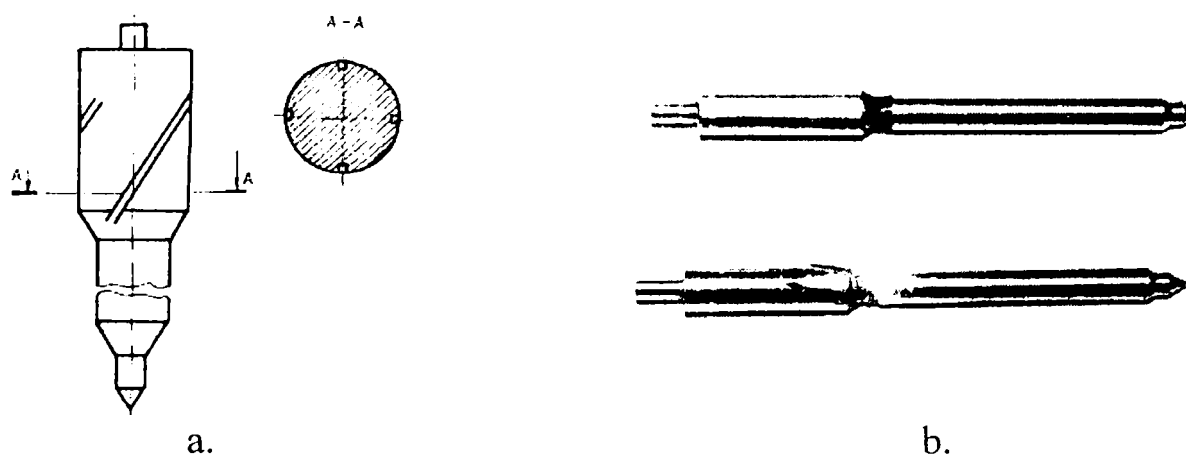


Fig. 378 Pulverizator cu ac rotitor

În cadrul acestor încercări, se prezintă evoluția parametrilor motorului (energetici și de poluare) echipat cu varianta cu pulverizatoare cu ac rotitor

(fig.379) prin trasarea caracteristicii de regulator și comparativ, parametrii acestuia se reprezintă împreună cu cele ai variantei standard cu pulverizator normal.

Momentul motor (fig.380) și puterea efectivă (fig.381) prezintă valori mai mari pentru varianta cu ac rotitor în domeniul turațiilor mari (peste 1700 rot/min), câștigul maxim înregistrat fiind în jurul turației de 2000 rot/min, cu o creștere a momentului motor și a puterii efective de 13÷15 %.

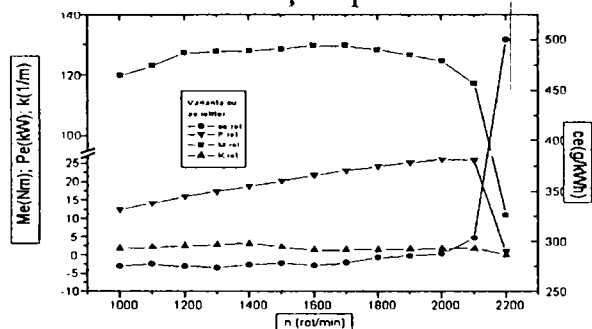


Fig. 379

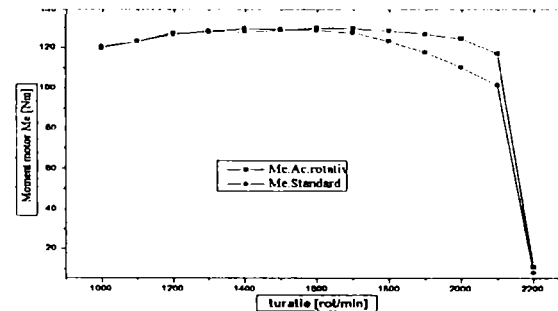


Fig. 380

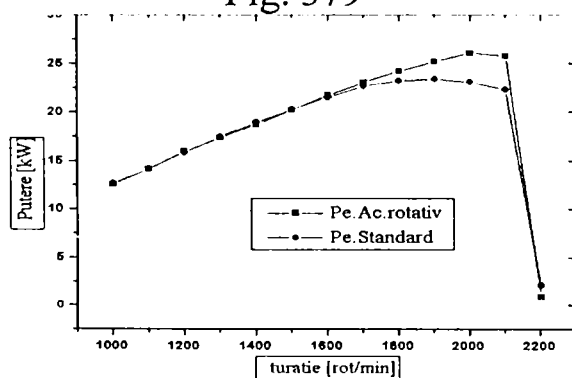


Fig. 381

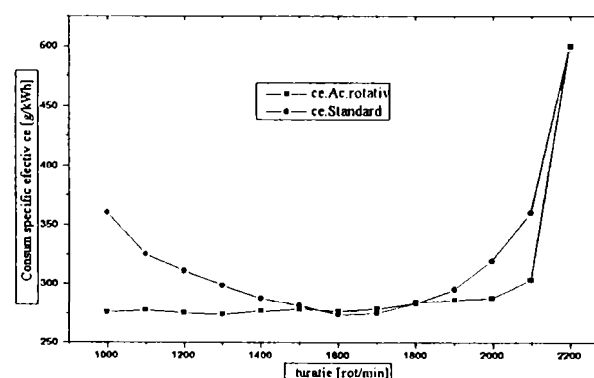


Fig. 382

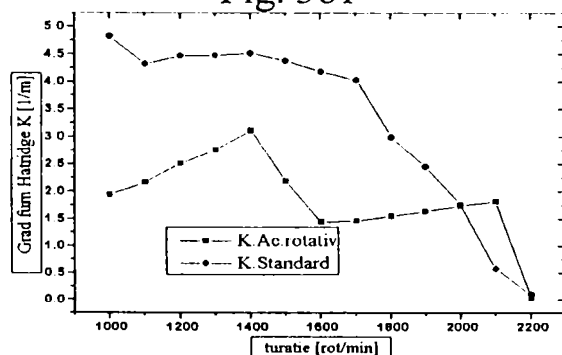


Fig. 383

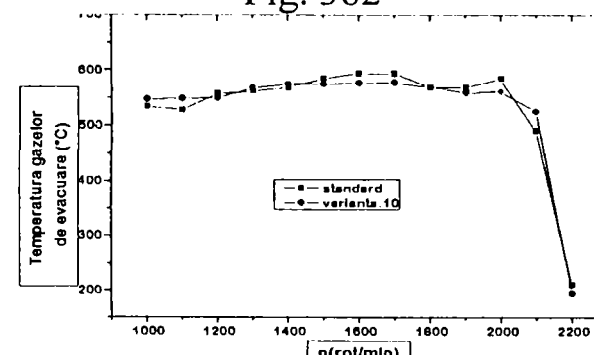


Fig. 384

La turații sub 1700 rot/min, momentul motor respectiv puterea efectivă nu prezintă diferențe semnificative pentru varianta cu ac rotitor comparativ cu soluția clasică. În acest domeniu, diferențele înregistrate între cele două variante nu au depășit 1 % - în plus sau în minus. Comportarea diferențială a motorului la turații reduse și mari ar avea ca explicație creșterea presiunii de injecție la turațiile ridicate, ceea ce generează și o viteză mai mare de curgere a combustibilului prin canalele de rotire și deci intensificarea vârtejului jeturilor la ieșirea prin orificiile pulverizatorului; se asigura astfel o omogenizare superioară a amestecului și o ardere cu eficiență optimă.



Puterea maximă obținută a fost de 26,281 kW pentru soluția cu ac rotitor față de 23,388 kW pentru varianta standard.

Pentru soluția de injector cu pulverizator cu ac rotitor s-a obținut extinderea domeniului de turații pentru care momentul motor are valori apropiate de valoarea maximă (între 1200÷2000 rot/min), comparativ cu soluția standard clasică, care înregistrează valori mari ale momentului motor în domeniul de turații 1200÷1700 rot/min.

La funcționarea motorului cu injectoare cu pulverizator cu ac rotitor, se obțin consumuri specifice efective de combustibil mai mici pe întreg domeniul de turații considerat (fig.382). Dacă în domeniul turațiilor mijlocii, între 1400÷1800 rot/min, reducerea de consum specific de combustibil este mai mică, nedepășind 2,5 %, în domeniul turațiilor mari respectiv mici - peste 1800 și sub 1400 rot/min, scăderea de consum specific este remarcabilă, depășind 10 %, ajungând la valori de 15÷23 % .

De semnalat că dacă pentru varianta standard, se înregistrează un consum minim de combustibil în jurul turațiilor de 1600÷1700 rot/min, la turații mai mari respectiv mai mici, consumul de combustibil crescând; pentru varianta cu ac rotitor, sub turația de 1700 rot/min se înregistrează valori relativ constante ale consumului, cu variații mici în jurul valorii minime.

Emisiile poluante ale motorului, materializate prin indicele de fum Hartridge sunt mult reduse în cazul folosirii injectoarelor cu ac rotitor, comparativ cu varianta clasică. Pentru turații sub 1900 rot/min, reducerea gradului de fum este între 33÷65 % - fig.383. Această scădere poate fi interpretată atât prin reducerea consumului de combustibil cât mai ales prin mișcarea de rotație imprimată combustibilului de către acul rotitor al pulverizatorului.

Până la turație de 1400 rot/min, temperatura gazelor evacuate (fig.384) arată că regimul termic la varianta 10 este oscilant față de cel standard. După aceasta viteza de rotație a motorului, temperatura gazelor de evacuare la varianta 10 scade suficient de mult față de cea de la varianta standard, numai că această scădere se schimbă la turația de 2100 rot/min.

În perioada finală a injecției, acul pulverizatorului execută mișcării pulsatorii în timpul așezării sale pe scaun, cu injecție la presiuni mai reduse. Prin mișcarea de rotație a acului pulverizatorului se produce o așezare mai rapidă a acului pe scaunul său, cu întreruperea bruscă a injecției în perioada finală, când presiunile din conducta de înaltă presiune se reduc, iar picăturile de combustibil injectate vor fi mai uniforme. Acest aspect este evidențiat de reducerea gradului de fum pe întreg domeniul de turații, cât mai ales în regimul accelerării libere, când gradul de fum a scăzut de la 2,33 m<sup>-1</sup> - varianta standard, la 0,43 m<sup>-1</sup> pentru varianta standard cu ac rotitor, adică o reducere de peste 5 ori a gradului de fum.

### 8.6.1.6 Modificarea presiunii de injecție

Este evident faptul că numai încercările la cald pot dovedi valabilitatea concluziilor trase la rece asupra variația calității jetului cu presiunea. De fapt ideea creșterii presiunii de injecție nu este nouă fiind ușor de realizat, dar ea trebuie făcută numai în corelație cu arhitectura camerei de ardere, altfel fie aceasta nu este folosită ca volum, fie jeturile ajung pe pereții cupei, în ambele situații sunt compromise performanțele motorului. În prezent trebuie urmărite acele modificări care duc în primul rând la reducerea noxelor motoarelor și numai în al doilea rând păstrarea parametrilor motorului.

Pentru studierea acestei influențe, încercările au fost efectuate pentru două presiuni de deschidere a injectoarelor: la 230 bar, respectiv la o presiune mărită, de 280 bar. Pentru a putea fi urmărite efectele calitative asupra procesului injecției, respectiv al poluării, au fost alese variantele cele mai defavorabile în ceea ce privește gradul de fum înregistrat, respectiv variantele 6 (fig.385) și 9 (fig.386)-pulverizatoare cu orificii mari și cu orificii de diametru mic dar dispuse la un unghi de pulverizare mic (var.6) și multe orificii de pulverizare (8) dar mici dispuse la un unghi puțin mai mare. Alegerea numărului și a diametrelor lor nu a fost întâmplătoare, încercând să se verifice o concluzie trasă anterior: creșterea presiunii de injecție duce evident la o finețe de pulverizare mai bună, dar o penetrație mai redusă a jeturilor modificându-se în consecință caracterul arderii în faza amestecului preformat cu dependența de turație de funcționare. Pentru interpretarea rezultatelor, curbele de variație a performanțelor motorului au fost grupate la diferite presiuni pentru fiecare varianta.

Analizând rezultatele variantei 6 (fig.387) se observă că la turații între 1000 și 1400 rot/min variația momentelor este asemănătoare la ambele presiuni 230 și 280 bar, puțin superioară pentru cazul funcționării motorului cu presiunea de injecție standard de 230 bar (2,26 %), aspect ce se inversează la turații mai mari cu diferențe accentuate (până la 5,6 %). Variația puterii (fig.388) prezintă o formă asemănătoare cu cea a momentului motor.

În ceea ce privește consumul specific efectiv de combustibil (fig.389), acesta prezintă valori mai ridicate la presiunea de injecție de 230 bar față de cel de la 280 bar până la turații de 2000 rot/min cu până la 10,13 %, aspectul se schimbă la turații și mai mari dar cu diferențe mai mici (până la 2,75 %).

Gradul de fum (fig.390) este net inferior în cazul presiunii de injecție de 280 bar, el se reduce până la 64 % pentru presiunea mărită de deschidere a injectoarelor, reducere datorată condițiilor mai bune de pulverizare la presiuni de injecție mari cât și pe seama reducerii consumului specific de combustibil și a dozei ciclice injectate și dovedind o ardere mai bună.

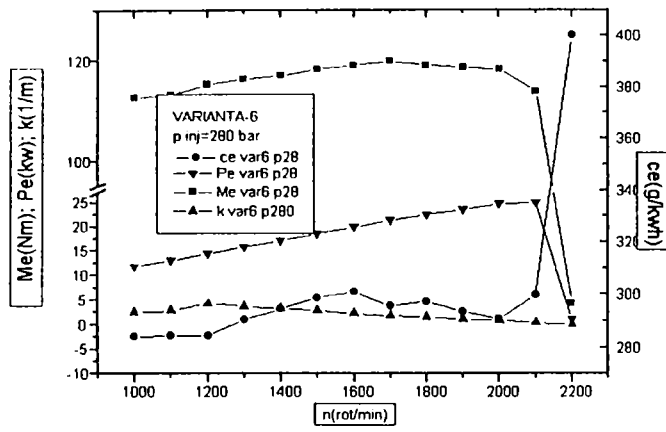


Fig. 385

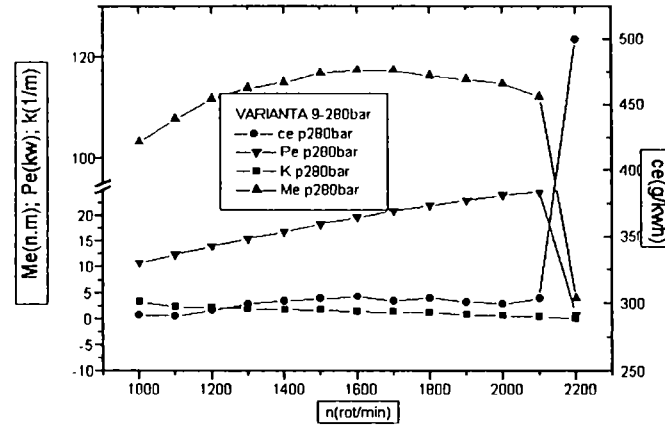


Fig. 386

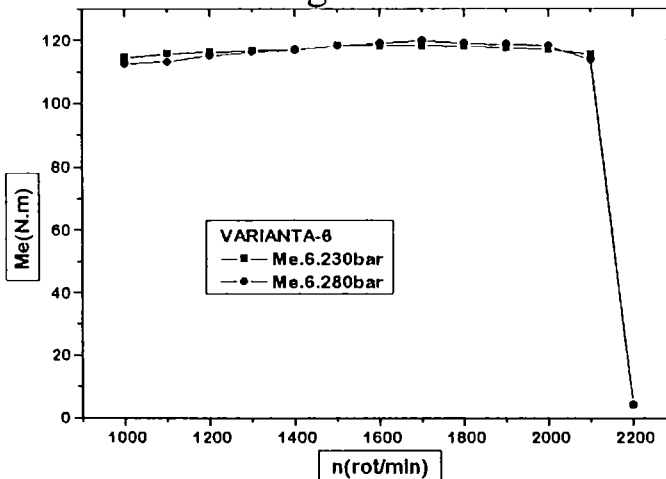


Fig. 387

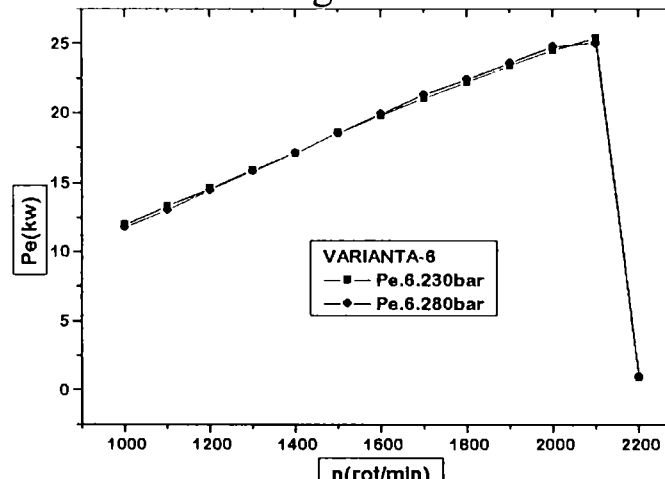
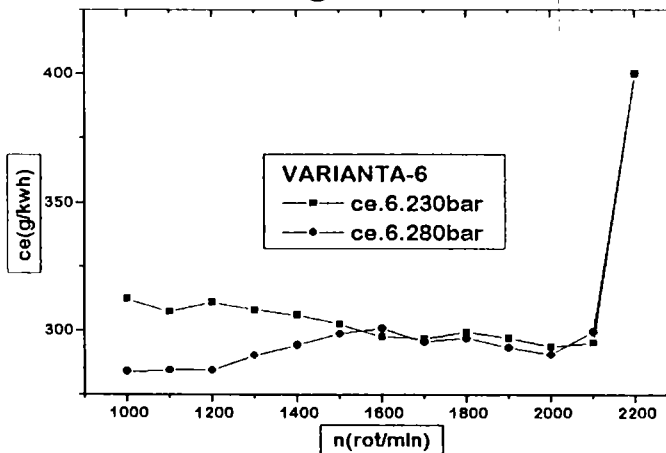


Fig. 388



Fi . 389

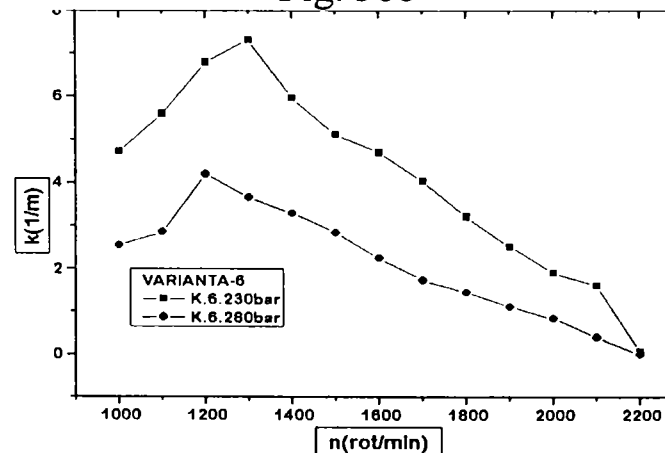


Fig. 390

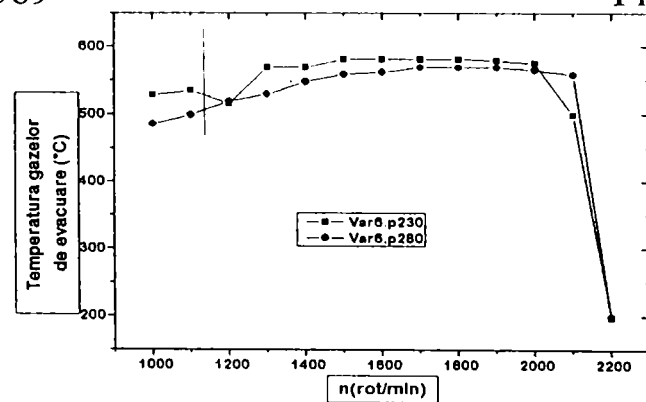


Fig. 391

În cazul celor patru orificii, se constată că mărirea presiunii de injecție favorizează arderea amestecurilor preformate, dar la turații mari, lungimea de pătrundere se reduce ( $p_i = kn^2$ ) datorită frânării picăturilor mici și jeturile nu mai folosesc tot aerul din cupă, dovada fiind creșterea consumului de specific combustibil.

Temperatura gazelor de evacuare (fig.391) este mult mai scăzută la presiunea de injecție de 280 bar decât la 230 bar ceea ce arată că amestecul în cazul presiunii de injecție mai ridicată (280 bar) este mai repede realizat și arderea este mult mai rapidă în acest caz ceea ce justifică încă o dată observațiile și concluziile făcute de autor în legătură cu efectul presiunii de injecție asupra jetului.

În cazul variantei 9, la ridicarea presiunii de injecție de la 230 bar la 280 bar, s-a constatat că motorul funcționează aspru cu bătaii, dovedind că pulverizarea a devenit foarte fină și că o cantitate mai mare de combustibil se amestecă în perioada de preardere și se aprinde la început de ardere determinând o creștere violentă a presiunii de ardere.

La turații între 1000 și 1400 rot/min și peste 1900 rot/min, pentru presiunea de injecție de 230 bar, momentul motor (fig.392) prezintă valori superioare celui produs de motor la funcționarea sa cu presiunea de injecție de 280 bar, în restul domeniului valorile se inversează fiind mai mari în cazul presiunii de injecție de 280 bar; la fel variază și puterea (fig.393).

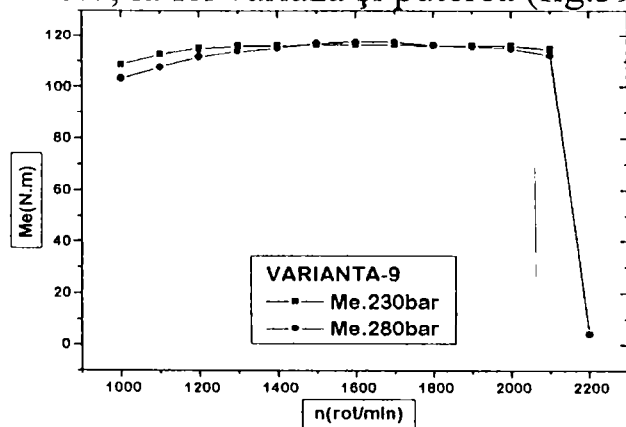


Fig. 392

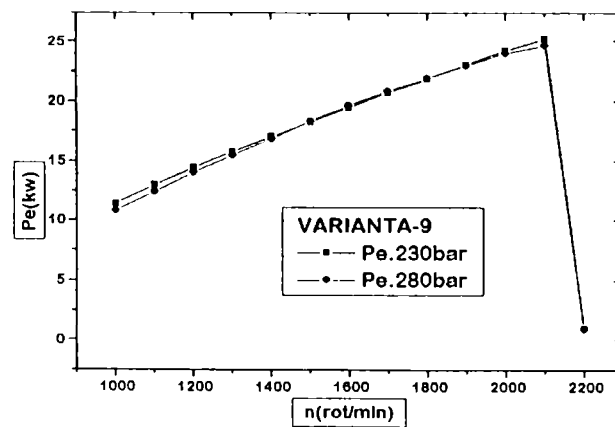


Fig. 393

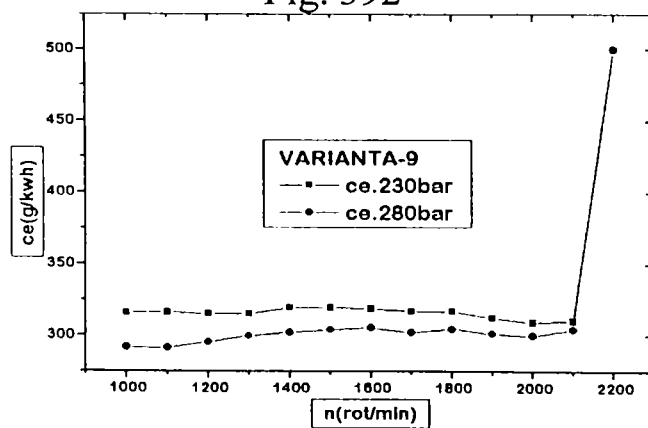


Fig. 394

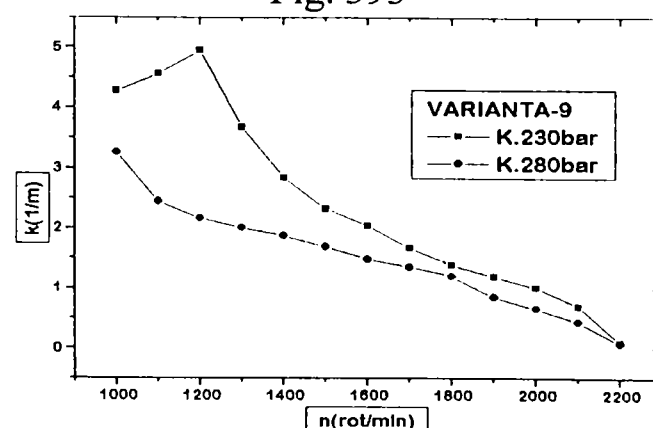


Fig. 395

Consumul specific efectiv de combustibil (fig.394) este în permanență inferior în cazul presiunii de injecție de 280 bar cu o reducere de până la 11,23 % față de presiunea standard de 230 bar.

Gradul de fum în acest caz (fig.395) este net inferior în cazul presiunii de injecție de 280 bar, cu o reducere foarte importantă de până la 72,5 %. Se dovedește astfel că se poate ajunge la reducerea gradului de poluare a unui motor existent acționând, cum s-a mai arătat de autor asupra calității pulverizării combustibilului.

În acest caz, temperatura gazelor evacuate la  $p_i = 280$  bar este mult mai scăzută decât cea dată la  $p_i = 230$  bar (fig.396), lucru care confirmă cele spuse anterior.

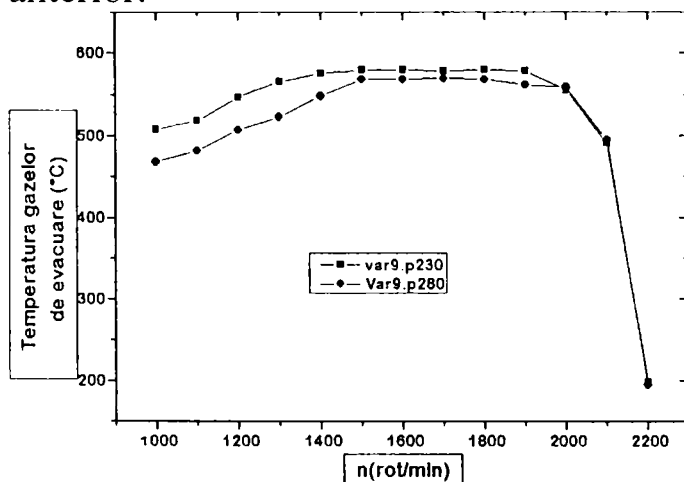


Fig. 396

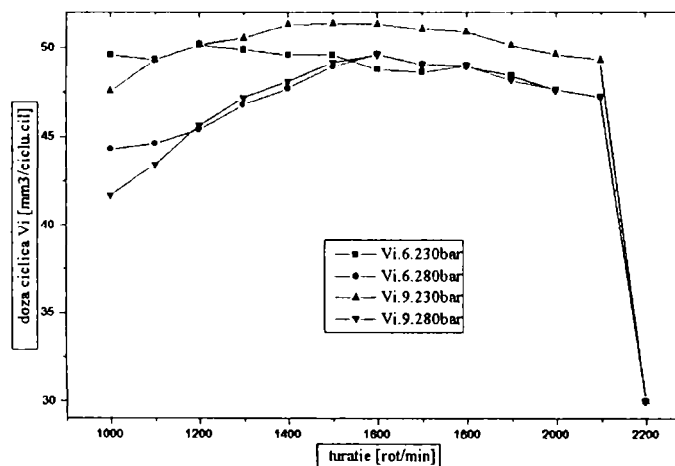


Fig. 397

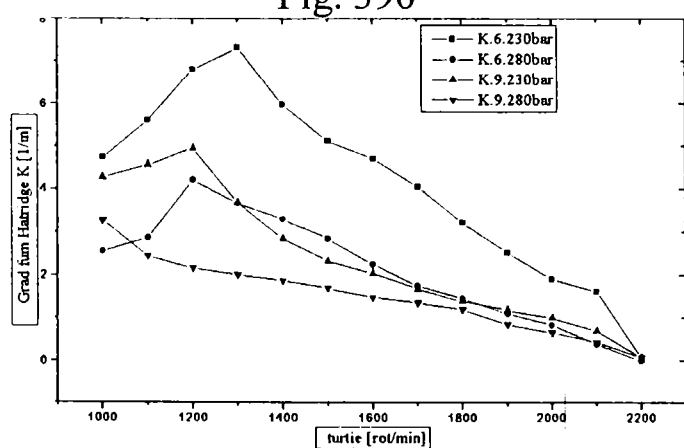


Fig. 398

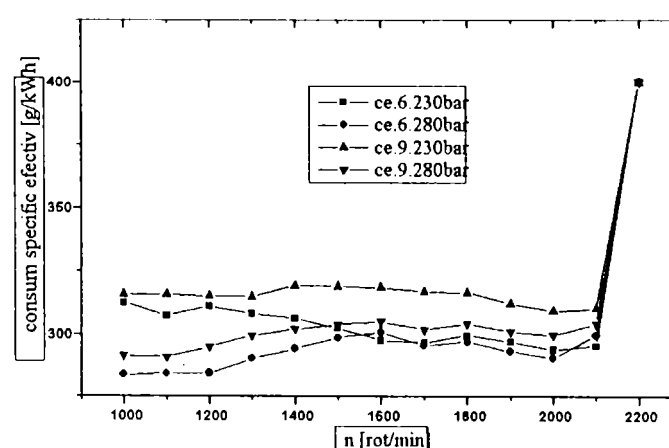


Fig. 399

Doza ciclică injectată se reduce prin creșterea presiunii de injecție, pentru varianta 6, reducerea manifestându-se pentru turații sub 2000 rot/min, iar pentru varianta 9, reducerea dozei ciclice injectate se manifestă pe întreg domeniul de turații - (fig.397).

Se remarcă deci o reducere a gradului de fum (fig.398) respectiv a consumului specific efectiv de combustibil (fig.399) prin creșterea presiunii de deschidere a injectoarelor, fără modificări semnificative ale puterii și momentului motor.

Măsurarea gradului de fum în regim de accelerare liberă, pentru toate variantele de pulverizatoare încercate, evidențiază tendința de reducere a fumului evacuat la creșterea presiunii de deschidere a injectoarelor, valorile gradului de fum fiind inferioare variantei standard în cazul celorlalte tipuri de pulverizatoare încercate, cu excepția variantei 6, datorita orificiilor grosolane (fig.400).

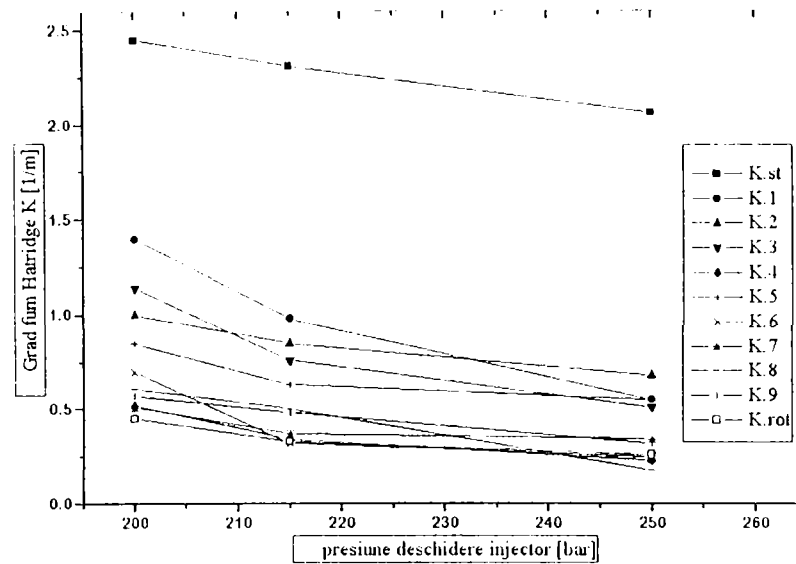


Fig. 400

### 8.6.1.7 Injecție de motorina preîncălzită

Prin preîncălzirea combustibilului înainte de injecția sa în motorul diesel se obține în principal îmbunătățirea fineții de pulverizare, prin reducerea diametrului picăturilor, exprimată prin reducerea diametrului mediu Sauter,  $d_{32}$ .

Acest fapt poate fi demonstrat utilizând o relație de exprimare a diametrului mediu Sauter, obținută prin similitudine, utilizând criteriile Weber, Mach și densitatea (rel.487), unde:  $w_0$  [m/s] - viteza de curgere prin orificiul de pulverizare;  $\rho_a$  [kg/m<sup>3</sup>] - densitatea aerului;  $\rho_c$  [kg/m<sup>3</sup>] - densitatea combustibilului;  $\sigma_c$  [N/m] - tensiunea superficială a combustibilului; și  $\eta_c$  [Ns/m<sup>2</sup>] - viscozitatea dinamică a combustibilului;

În relația (rel.488), s-a notat cu  $\rho_0$  - densitatea combustibilului la temperatura de referință  $t_0$ ; și cu  $C$  - coeficient. De asemenea, prin creșterea temperaturii combustibilului și reducerea viscozității, cresc pierderile prin retur, datorită neetanșeităților sistemului de injecție (jocul între elementele în mișcare ale pompei de injecție). În această relație, prin creșterea temperaturii combustibilului, doi factori influențează favorabil reducerea diametrului mediu Sauter, respectiv tensiunea superficială și viscozitatea dinamică, care se reduc, iar reducerea densității combustibilului cu temperatura (rel.488), influențează nefavorabil injecția, dar efectul primilor doi factori este preponderent.

Picaturile fine rezultate au și o temperatură mai apropiată de cea a vaporizării și dimensiunile ei mici permit o scurtare a timpului de pregătire pentru ardere, ceea ce se deduce din relația vitezei de vaporizare (rel.489), în care:  $r$ ,  $r_p$  - raza picăturii;  $T$ ,  $T_p$  - temperatura;  $\lambda_v$  - coeficient de conductivitate;  $c_{pv}$  - căldura specifică a vaporilor la  $p = \text{Cst}$ ;  $L_v$  - căldura latentă de vaporizare

487	$d_{32} = \frac{1,445 \cdot d_0^{0,6607} \cdot \sigma_c^{0,1927}}{\rho_a^{0,266} \cdot \rho_c^{0,0723} \cdot W_0^{0,532} \cdot \eta_c^{0,1927}}$
488	$\rho = \rho_0 \cdot [1 + C \cdot (t_0 - t)]$
489	$\dot{m}_v = \frac{4\pi \cdot \lambda_v}{c_{pv}} \left( \frac{r_p}{1 - \frac{r_p}{r}} \right) \cdot \ln \left[ 1 + \frac{c_{pv}}{L_v} (T - T_p) \right]$

Instalația experimentală este prezentată în fig. 401 (schema), și fig. 402 - 403.

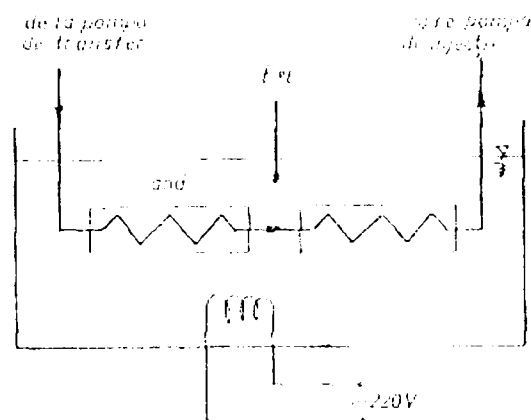


Fig. 401

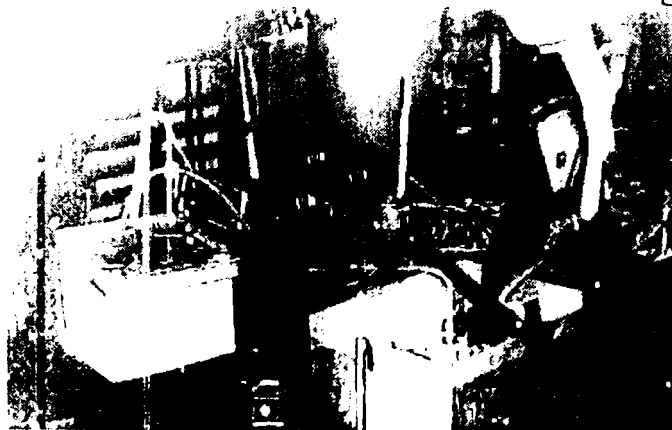


Fig. 402



Fig. 403

Pentru încercări la cald, s-au folosit variantele de pulverizatoare standard la temperaturile de preîncălzire a motorinei de 40 °C (fig.404); 60 °C (fig.405) și 80 °C (fig.406), varianta cu ac rotitor tot la temperaturile de 40 °C (fig.407); 60 °C

(fig.408) și 80 °C (fig.409) și varianta 6 la temperaturile de 40 °C (fig.410) ; 60 °C (fig.411) și 80 °C (fig.412).

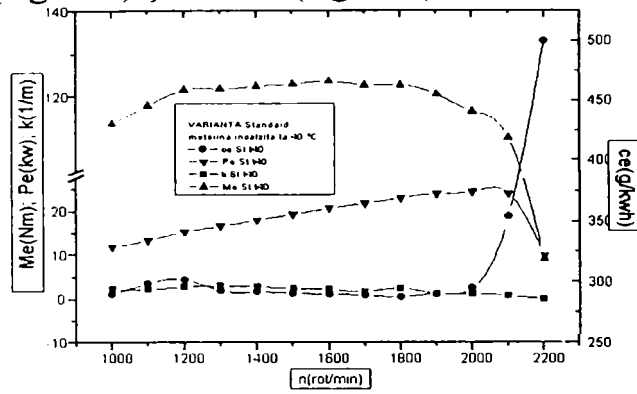


Fig. 404

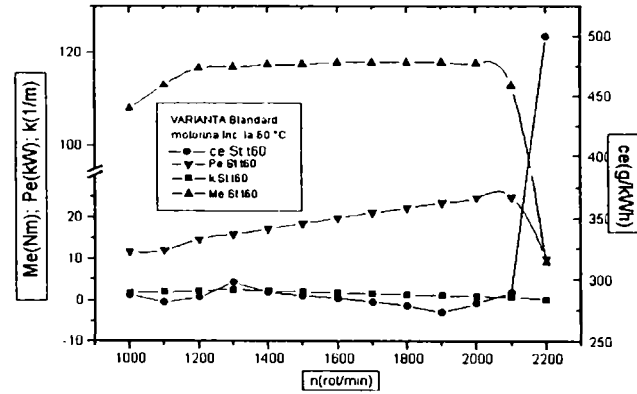


Fig. 405

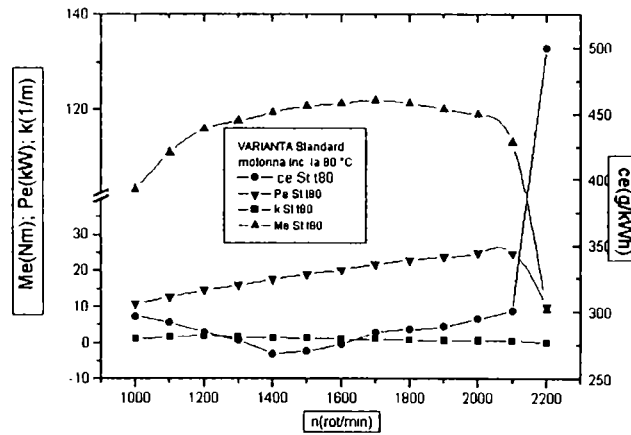


Fig. 406

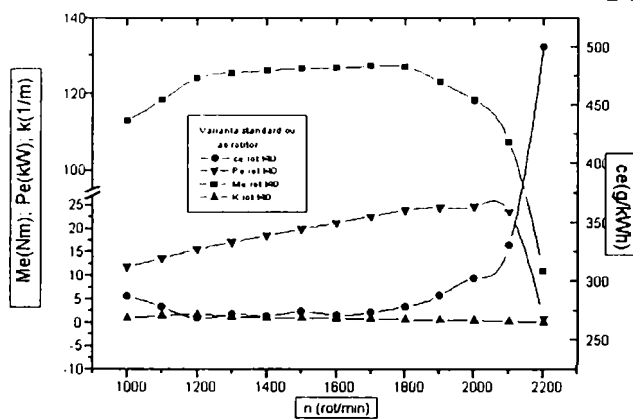


Fig. 407

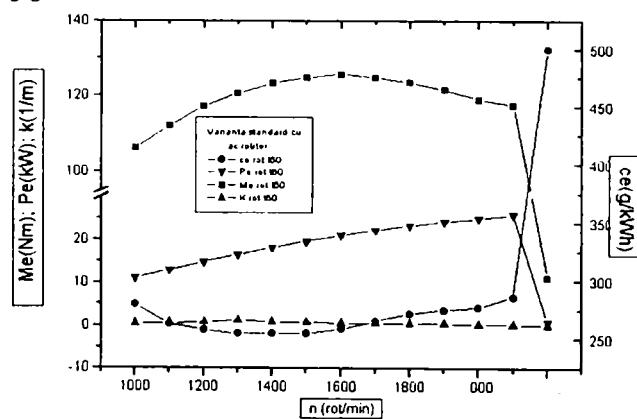


Fig. 408

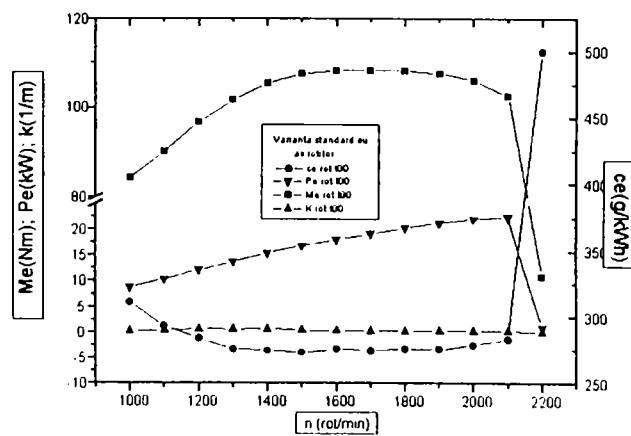


Fig. 409



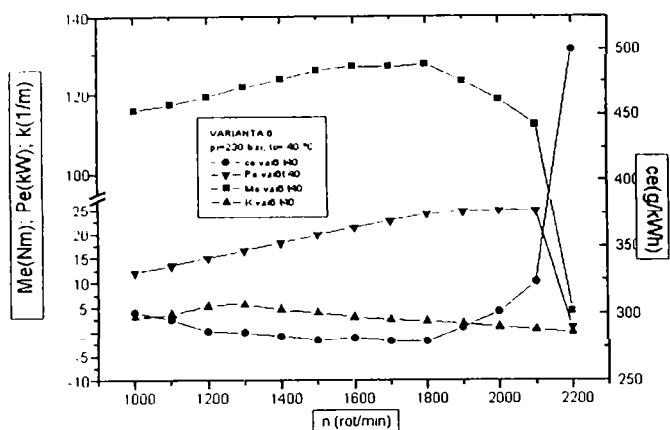


Fig. 410

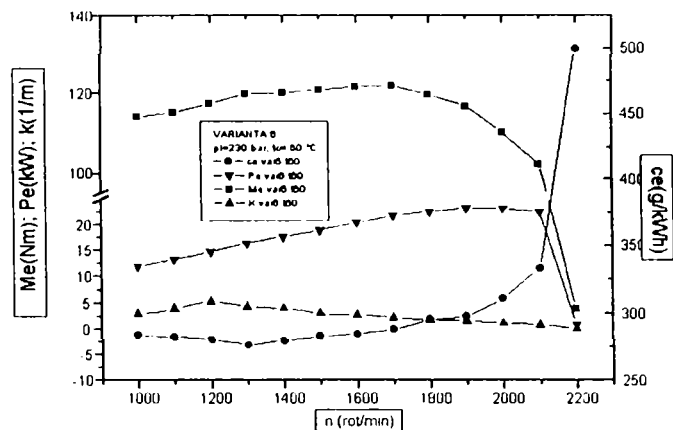


Fig. 411

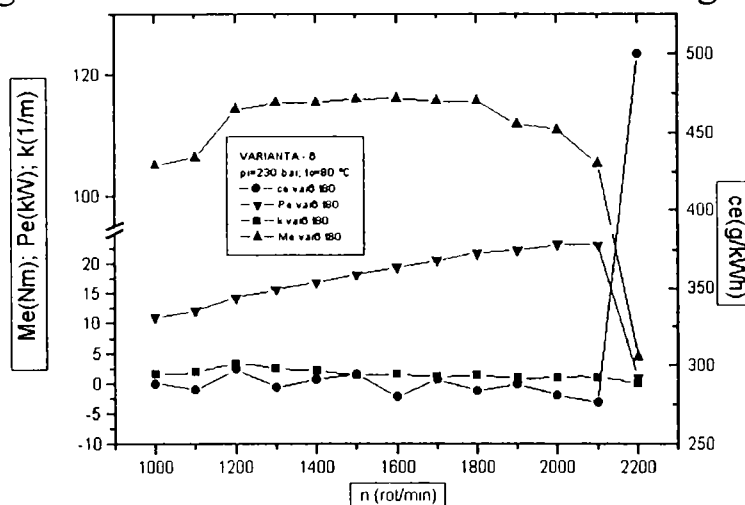


Fig. 412

Analizând evoluția parametrilor obținuți în urma încercărilor, se pot face următoarele aprecieri, precizând că pentru fiecare variantă, referința s-a considerat pentru combustibilul la temperatura ambiantă (20 °C):

**Varianta standard:** valorile momentului motor (fig.413) și ale puterii (fig.414) înregistrează valori superioare în cazul temperaturii ambiante (20 °C) pentru turații sub 1900 rot/min, surplusul de putere și de moment ajungând la 10 % pentru anumite regimuri. Pentru turații mai mari, variantele cu motorina încălzită reprezintă valori superioare cu până la 6 % în comparație cu valorile obținute la temperatura ambiantă. Consumul specific efectiv de combustibil (fig.415) înregistrează valori inferioare pentru variantele încălzirii motorinei la temperaturi de 40 - 60 °C, dar cu anumite oscilații la unele regimuri de funcționare, la care consumul specific a fost superior. În cazul preîncălzirii motorinei la 80 °C, pentru turații cuprinse între 1600 și 1900 rot/min, valorile consumului au fost superioare valorilor de la temperatura ambiantă, pentru celelalte turații, consumul fiind mai mic. Gradul de fum (fig.416) înregistrează o scădere continuă pe măsura creșterii temperaturii de preîncălzire a motorinei, reducerea fumului fiind între 300 și 400 % pe întreg domeniul de turații.

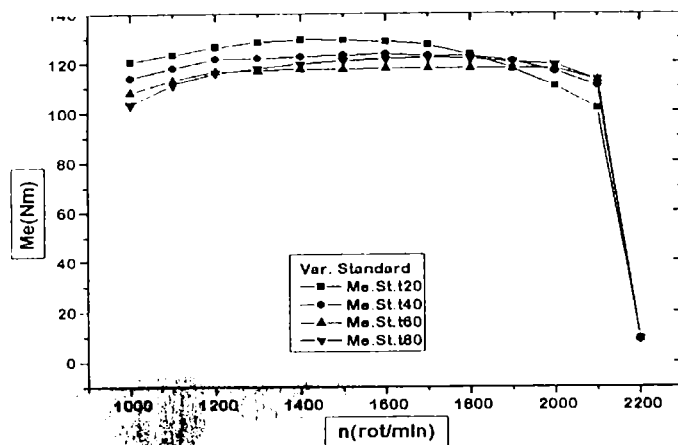


Fig. 413

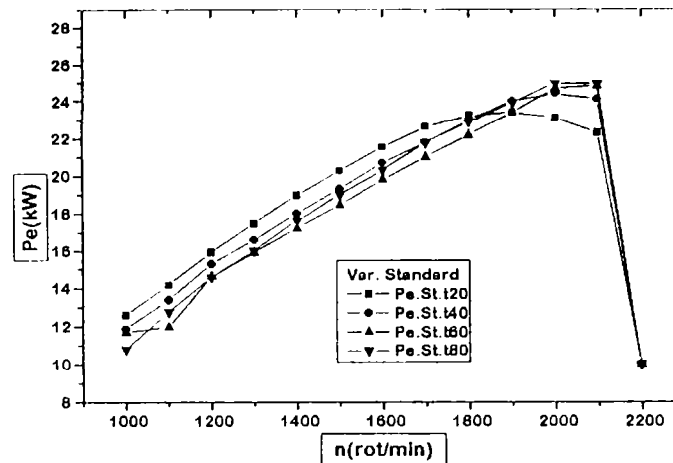


Fig. 414

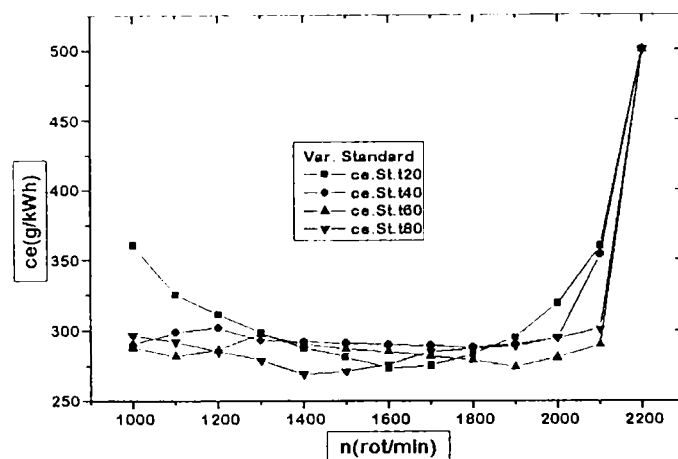


Fig. 415

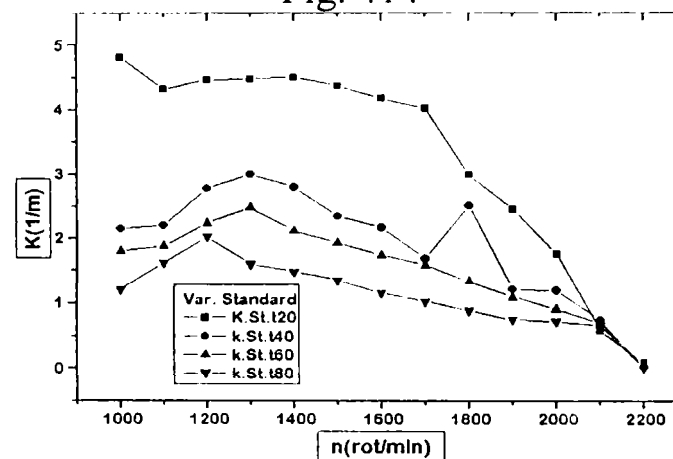


Fig. 416

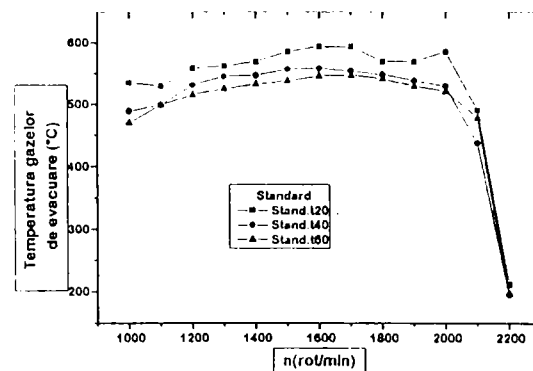


Fig. 417

Ridicarea temperaturii combustibilului duce la o scădere a regimului termic arătat prin temperatura gazelor evacuate (fig.417). Aceasta scădere este invers proporțională cu nivelul temperaturii în cazul variantei standard, lucru ce arată că încălzirea combustibilului înainte de injecția sa în camera de ardere ameliorează vaporizarea sa și de aici promovează formarea amestecului și arderea.

**Varianta 6:** Momentul motor (fig.418) și puterea (fig.419) arată că prin încălzirea combustibilului de la 20 °C la 40 °C, momentul motor crește la turații până la 2000 rot/min, cea mai semnificativă creștere fiind de 7,4 % realizată la turația de 1600 rot/min. La creșterea turației peste 200 rot/min, momentul motor

dezvoltat cu motorina încălzită la 40 °C scade sub acela dezvoltat de motor cu motorina la temperatura ambiantă de 20 °C, scădere ce are un maxim de 2,6 % la tura de 2100 rot/min.

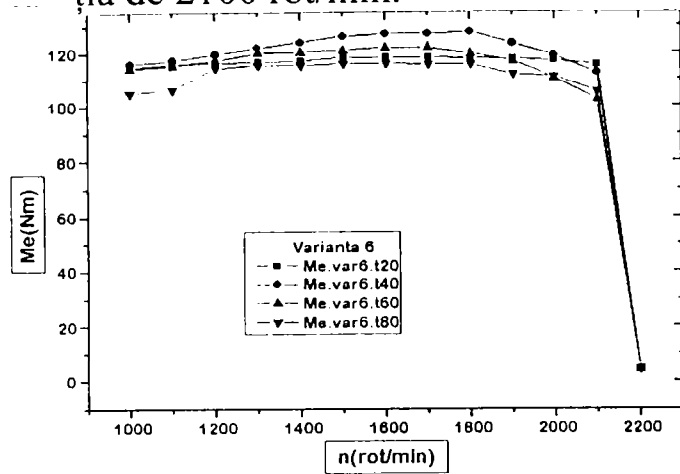


Fig. 418

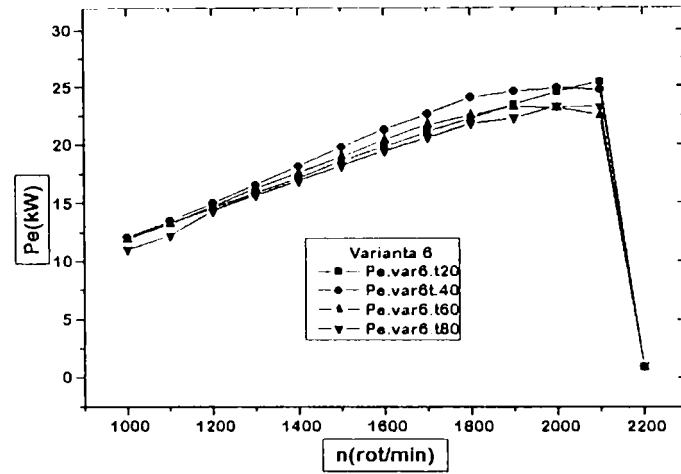


Fig. 419

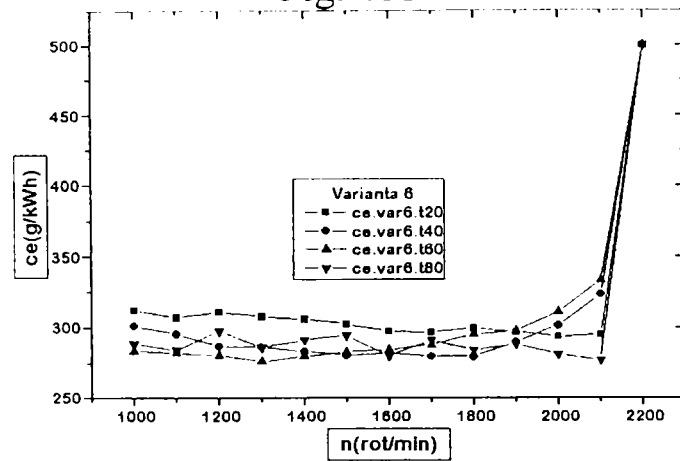


Fig. 420

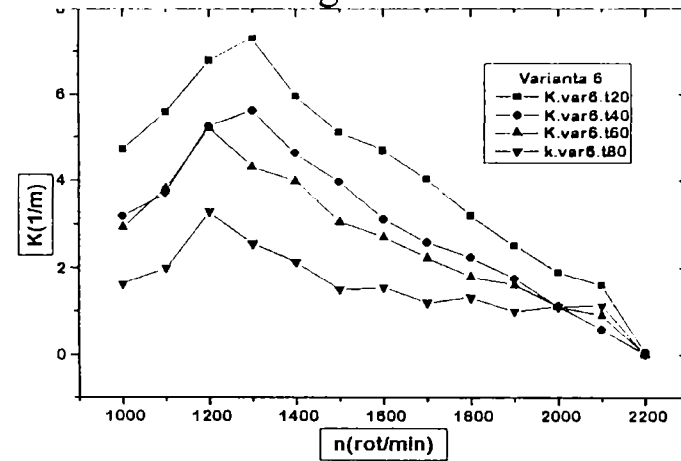


Fig. 421

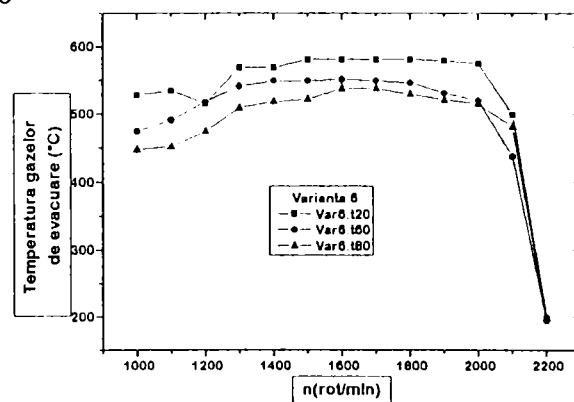


Fig. 422

O ridicare în continuare a temperaturii combustibilului injectat până la 60 °C face că la turații mici până la 1200 rot/min, motorul dezvoltă o putere mai mică decât cea dezvoltată la injecție combustibilului neîncălzit (20 °C), diferența ce are un maxim de 0,48 % realizat la turație de 1100 rot/min (diferența nesemnificativă).

După depășirea vitezei de rotație de 1200 rot/min, momentul motorului cu motorină încălzită la 60 °C devine mai mare decât cel a motorului cu motorină la 20 °C până la turație de 1800 rot/min, și diferența are maxim de 3 % la turația de

1700 rot/min). După depășirea vitezei de rotație de 1800 rot/min, situație se mai inversează iarăși cu momentul la temperatura de 60 °C a motorinei este mai mic decât momentul cu motorina la 20 °C cu maxim 13 % obținut la 2100 rot/min.

Ridicarea în continuare a motorinei până la 80 °C înainte de injecție face că motorul să dezvolte un moment și o putere tot timpul mai mici decât cele dezvoltate de motorul cu motorina la 20 °C și diferența dintre ei având un maxim de 10 % realizat la viteza de rotație de 2100 rot/min.

Consumul specific de combustibil (fig.420) are variația următoare: încălzirea motorinei până la 40 °C, consumul de combustibil este mai mic decât cel al motorinei la 20 °C până la turație de 2000 rot/min. După această turație, situația se schimbă. - La încălzirea în continuare a motorinei până la 60 °C, consumul se reduce până la turație de 1900 rot/min față de cel al motorinei neîncălzite (20 °C). După această viteză de rotație consumul combustibilului încălzit devine mai mare decât cel al motorinei neîncălzite. La continuarea încălzirii motorinei până la 80 °C, consumul specific efectiv este pe tot domeniul de turații mai mic decât consumul specific în cazul motorinei neîncălzite.

Gradul de fum (fig.421) se micșorează la mărirea temperaturii combustibilului, dar în comparație cu variantele anterioare, reducerea este relativ constantă și doar de 30 % pe întreg domeniul de turații. Aceasta micșorare mai puțin spectaculoasă este cauzată de orificiile de pulverizare cu diametru mare, de 0,38 mm, creșterea temperaturii combustibilului, prin efectele favorabile asupra tensiunii superficiale și a viscozității având influența atenuată asupra pulverizării.

În cazul variantei 6, temperatura gazelor evacuate (fig.422) variază invers proporțional cu temperatura combustibilului injectat ceea ce vine în sprijinul afirmațiilor autorului amintite anterior.

**Varianta standard cu ac rotitor (Var. 10):** puterea motorului (fig.423) descrește pe măsura măririi temperaturii de preîncălzire a motorinei, valorile minime fiind obținute la temperatura de 80 °C, reducerea puterii în raport cu soluția de referință fiind de 15 %. Referitor la momentul motor (fig.424), valorile maxime se obțin pentru temperaturile de preîncălzire de 40 °C și 60 °C - creșteri de 3÷4 %, iar valorile minime pentru temperatura de 80 °C - reduceri de până la 13 %. Consumul specific efectiv de combustibil (fig.425) înregistrează valori mai mici pentru toate variantele de preîncălzire ale motorinei - reduceri de până la 7 % pentru temperatura de 60 °C. Gradul de fum (fig.426) înregistrează o reducere substanțială la ridicarea temperaturii de preîncălzire, cu scăderi de 300 și 400 % pe întreg domeniul de turații - valori sub 1,0 m<sup>-1</sup> pentru temperatura de 60 °C respectiv sub 0,7 m<sup>-1</sup> pentru 80 °C.

Temperatura gazelor de evacuare (fig.427) în cazul variantei cu ac de pulverizare rotitor scade și cu ridicarea temperaturii combustibilului injectat.

Acest lucru justifică încă o dată afirmațiile autorului în legătură cu influența temperaturii combustibilului injectat asupra vaporizării, formării amestecului și în final asupra arderii și funcționării motoarelor diesel.

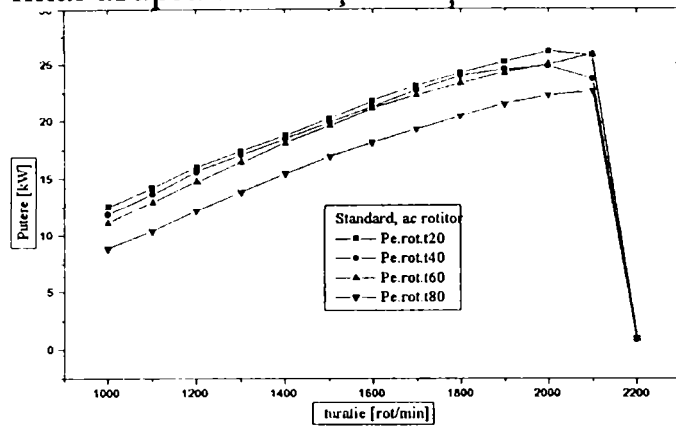


Fig. 423

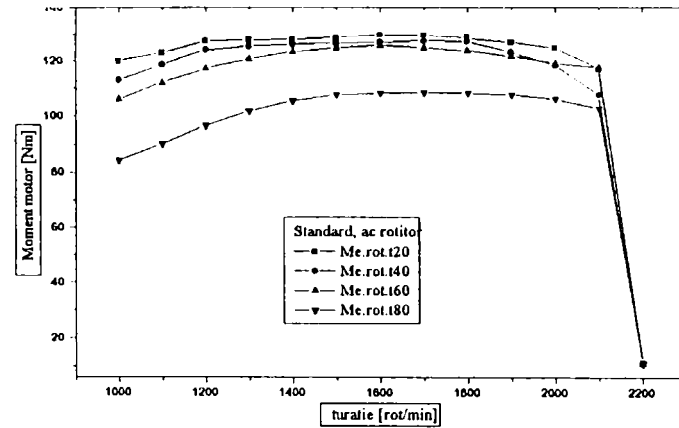


Fig. 424

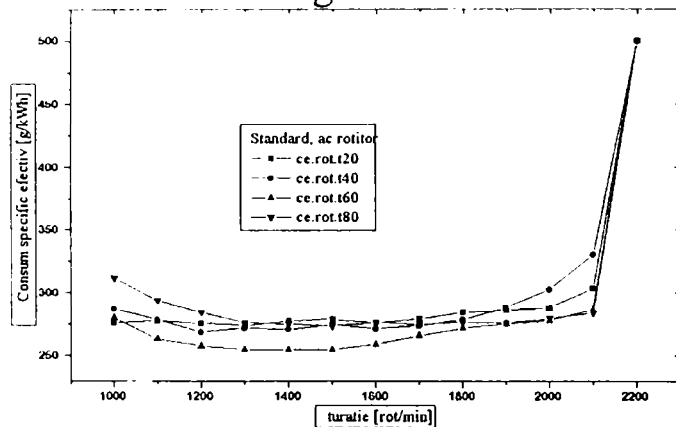


Fig. 425

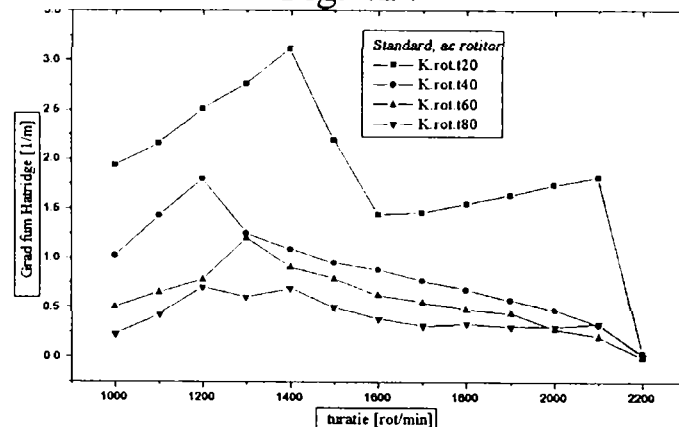


Fig. 426

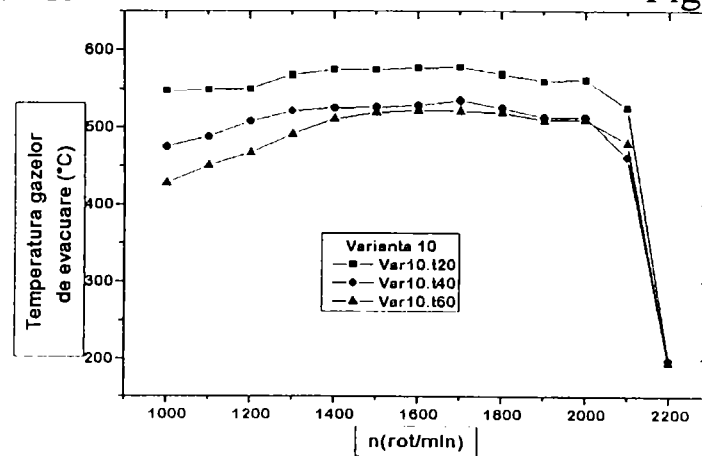


Fig. 427

### 8.6.1.8 Modificarea combinată a temperaturii combustibilului și a presiunii de injecție

Influența creșterii presiunii de injecție se manifestă în primul rând prin creșterea vitezei deci a energiei jetului și astfel finețea de pulverizare crește cât și viteza de ieșire de la orificiul pulverizatorului. Peste o anumită limită a presiunii

apar și picături mari prin recombinarea picăturilor inițial formate cu diametre reduse, iar distanța de pătrundere scade datorită efectului de frânare mai puternic asupra picăturilor mici, jetul se "retrage" spre orificiile de pulverizare și nu este bine utilizat aerul din camera de ardere. Pe de altă parte o finețe superioară determină scăderea întârzierii la autoaprindere, arde o cantitate sporită de amestec în faza amestecurilor preformate, precum și o reducere a suprafeței diagramei indicate deci a momentului motor și a puterii. Din punct de vedere al arderii ne așteptăm la o ardere mai bună (viteza ridicată) datorită amestecului mai omogen și că rezultă un grad de fum mai redus.

Un efect similar cu creșterea presiunii de injecție s-ar putea obține și prin creșterea temperaturii motorinei, care devine mai puțin vâscoasă și deci dă posibilitatea unei pulverizări mai superioare. Pentru a verifica cele spuse, s-au analizat efectele simultane ale modificării presiunii de deschidere a injectoarelor și ale temperaturii de preîncălzire al combustibilului asupra performanțelor motorului și a gradului de fum. Variantele analizate au fost următoarele:

**Varianta standard** la presiunea de deschidere a injectoarelor de 250 bar și temperaturile de 20 °C (fig.428); 40 °C (fig.429); 60°C (fig.430) și 80 °C (fig.431) iar pentru studiu, rezultate s-au comparat cu acele ale aceleiași variante la presiunea de 230 bar și temperatura ambiantă (20 °C).

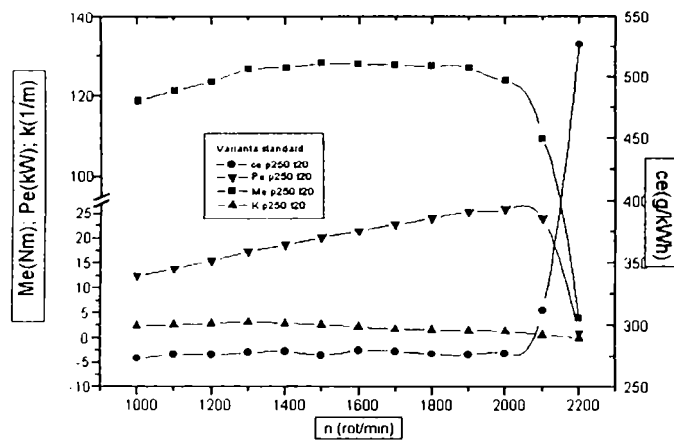


Fig. 428

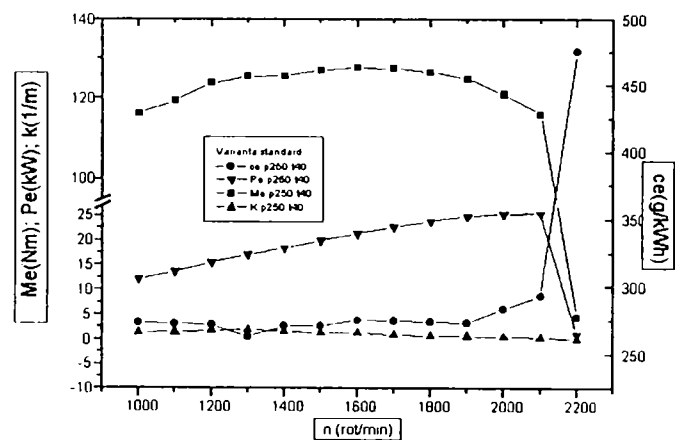


Fig. 429

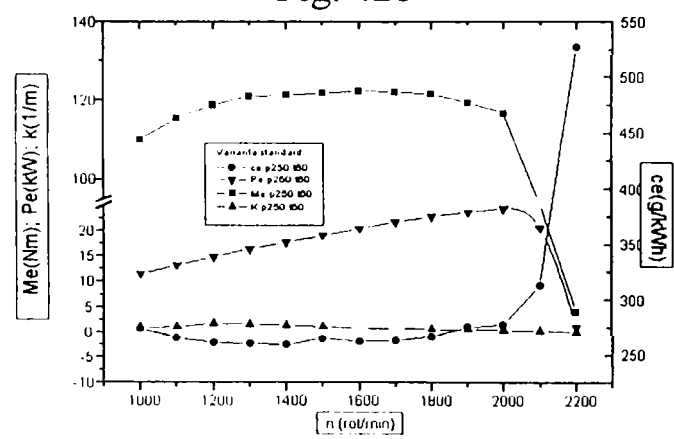


Fig. 430

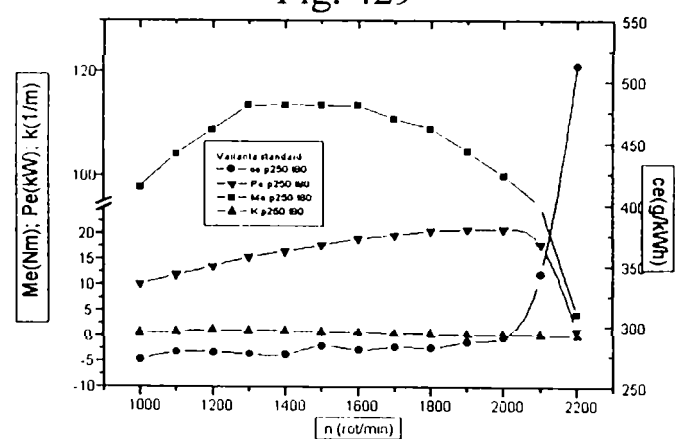


Fig. 431

**Varianta 6** la presiunea de 250 bar și temperaturile de 40 °C (fig.432) și 60 °C (fig.433) iar studiul s-a făcut prin comparație cu rezultatele obținute cu aceeași variantă la presiunea de 230 bar și temperatura de 20°C.

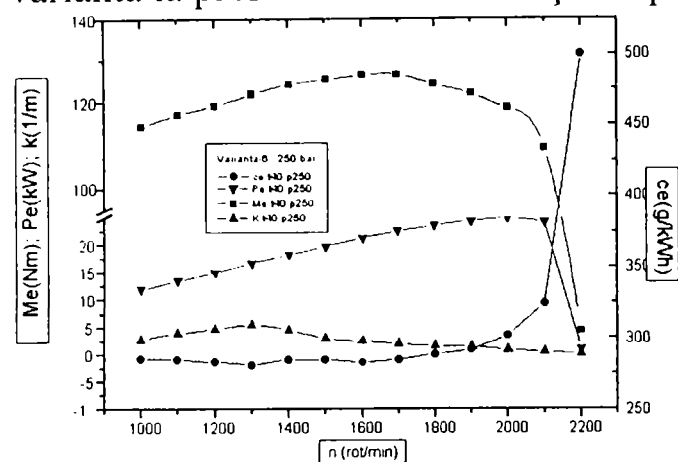


Fig. 432

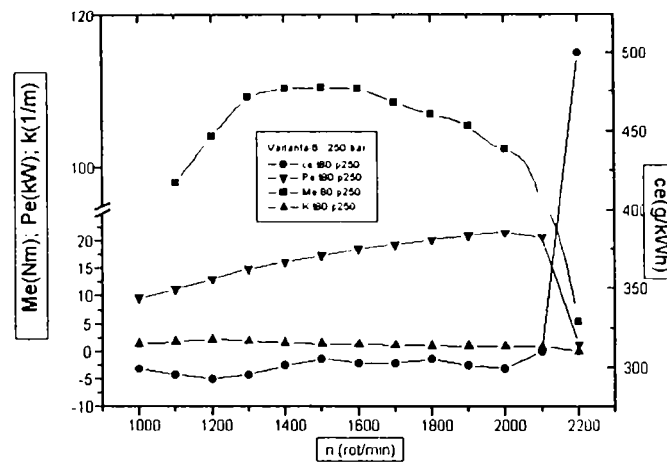


Fig. 433

Din analiza rezultatelor variantei standard se remarcă o reducere a momentului motor (fig.434) și a puterii (fig.435) la creșterea presiunii de deschidere a injectoarelor și respectiv a temperaturii de preîncălzire, reducere între 10 și 15 %. Această descreștere este determinată exclusiv de mărirea temperaturii combustibilului, creșterea presiunii de injecție determinând aceleași valori pentru puterea și momentul motor până la turații de 1800 rot/min, pentru că la turații mai mari să asigure chiar valori superioare.

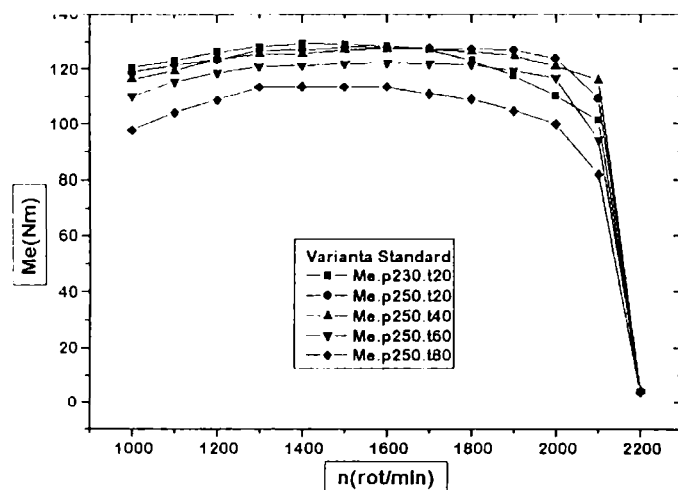


Fig. 434

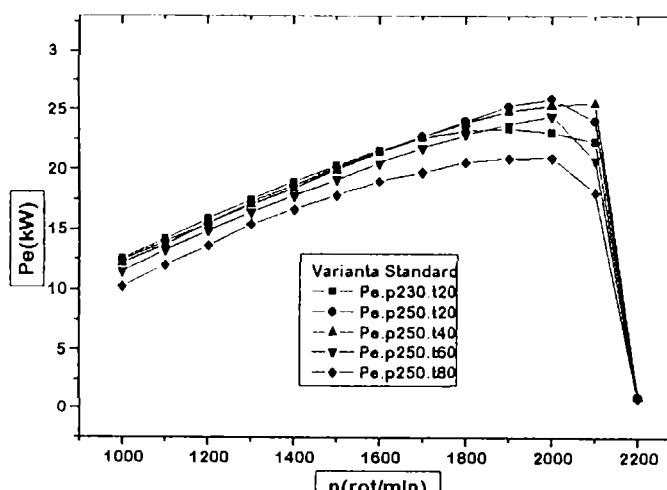


Fig. 435

Consumul specific efectiv de combustibil (fig.436) înregistrează reduceri ale valorilor, acestea fiind determinate de creșterea presiunii de deschidere a injectoare, influența temperaturii fiind nesemnificativă.

Referitor la gradul de fum al motorului, acesta prezintă valori mai reduse, determinate atât de creșterea presiunii de deschidere a injectoarelor cât și de mărirea temperaturii de preîncălzire a combustibilului (fig.437). Reducerea

globală a gradului de fum este de 400 %, de la valoarea maximă de  $4,82 \text{ m}^{-1}$  ( $p=230 \text{ bar}$ ,  $t=20^\circ\text{C}$ ) la  $1,19 \text{ m}^{-1}$  ( $p=250 \text{ bar}$ ,  $t=80^\circ\text{C}$ ). Din această reducere globală a gradului de fum, creșterii presiunii de deschidere a injectoarelor cu 20 bar îi revine o cotă de 25 % iar mării temperaturii de preîncălzire a motorinei de la  $20^\circ\text{C}$  la  $80^\circ\text{C}$  îi revine 75 %.

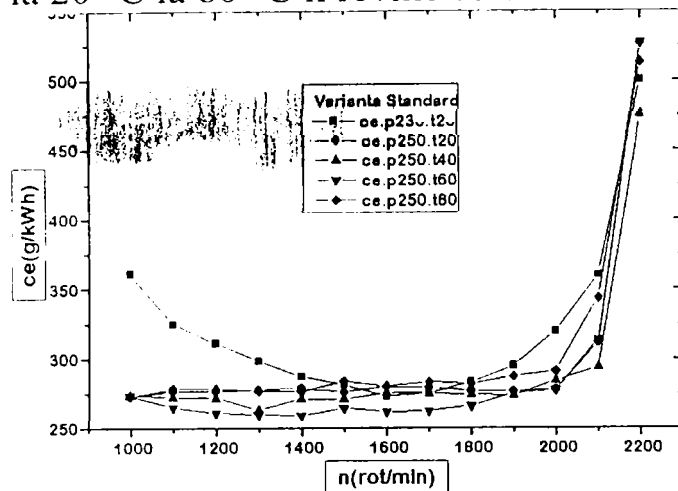


Fig. 436

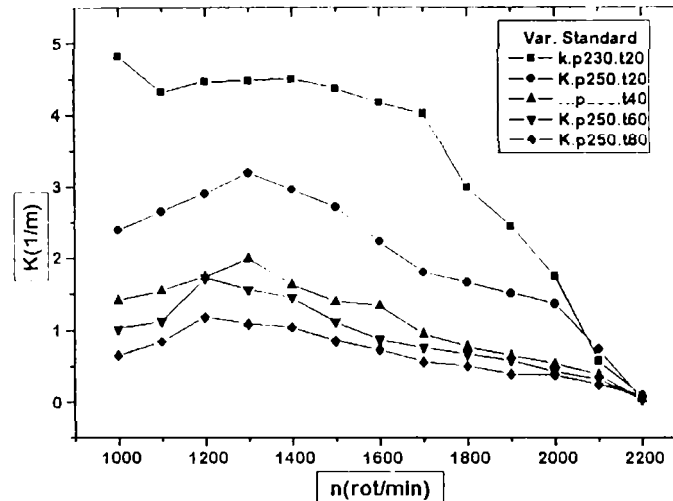


Fig. 437

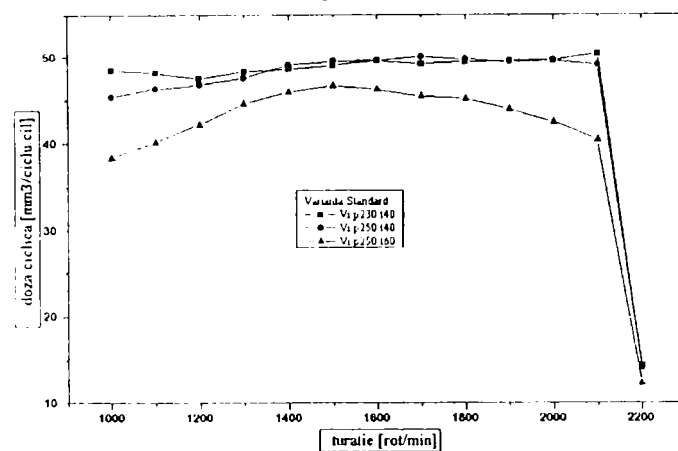


Fig. 438

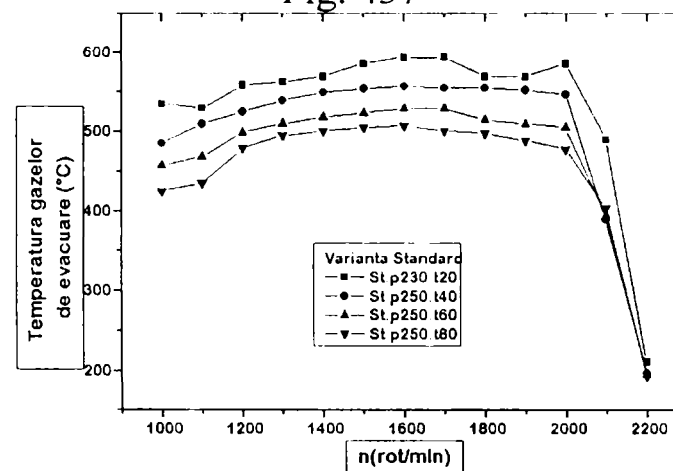


Fig. 439

Doza ciclă injectată prezintă valori mai mici cu 12÷13 % în cazul preîncălzirii combustibilului la  $80^\circ\text{C}$  față de temperatura ambiantă (fig.438), reducere care justifică și scăderea puterii și a momentului motorului cu aproximativ aceleași valori. Ponderea presiunii în această reducere este nesemnificativă pentru turații peste 1500 rot/min, dar devenind semnificativă pentru turațiile mai mici, când influența temperaturii se diminuează.

În cazul variantei standard, ridicarea concomitentă a presiunii de injecție și a temperaturii combustibilului duce la o scădere clară a nivelului temperaturilor gazelor de evacuare (fig.439), acest efect este prezent în toate încercările făcute de autor, ceea ce arată efectul benefic al ridicării presiunii de injecție și a temperaturii combustibilului injectat asupra fenomenelor de vaporizare, amestecare și ardere a combustibilului în camera de ardere a motorului diesel rapid cu injecție directă și de aici, acest efect benefic se reflecta până la urmă asupra funcționării motorului.



Pentru varianta 6, efectele constatate la varianta standard sunt aceleași, respectiv reducerea puterii (fig.440) și a momentului (fig.441) cu până la 15% la creșterea temperaturii combustibilului, și cu influențe minore la creșterea presiunii de deschidere a injectoarelor. Această reducere a puterii și momentului este reflectată de micșorarea consumului specific (fig.442) și a dozei ciclice (fig.443) cu 6÷15% prin mărirea temperaturii de preîncălzire, creșterea presiunii determinând diferențe mult mai mici, doar de 2÷3%. Gradul de fum (fig.444) se reduce la creșterea presiunii de deschidere a injectoarelor și a temperaturii combustibilului, reducerea globală fiind mai mică decât în cazul standard, de 250%; de la  $5,63 \text{ m}^{-1}$  ( $p=230 \text{ bar}$ ,  $t=40^\circ\text{C}$ ) la  $2,27 \text{ m}^{-1}$  ( $p=250 \text{ bar}$ ,  $t=60^\circ\text{C}$ ), creșterea presiunii determinând reduceri ale gradului de fum relativ mici; sub 25%, mărirea temperaturii de preîncălzire a motorinei producând reduceri de peste 100%.

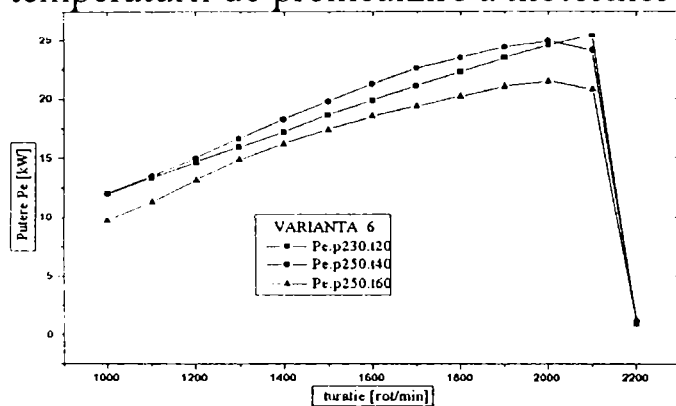


Fig. 440

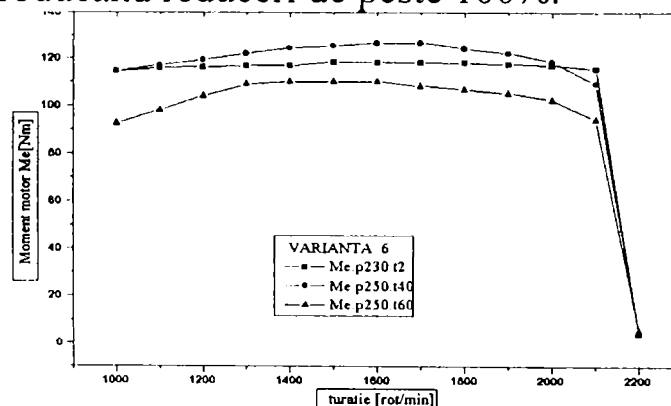


Fig. 441

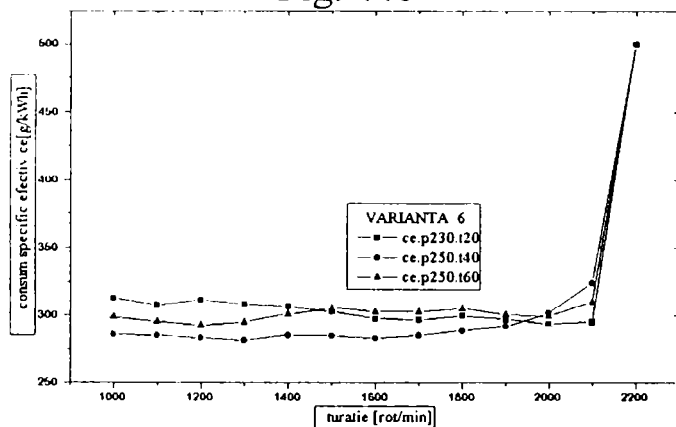


Fig. 442

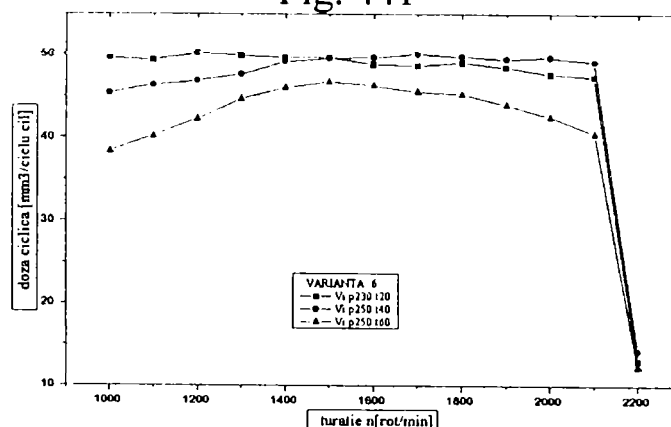


Fig. 443

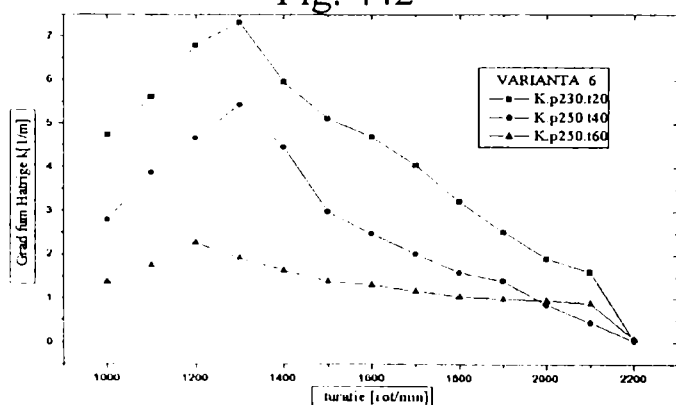


Fig. 444

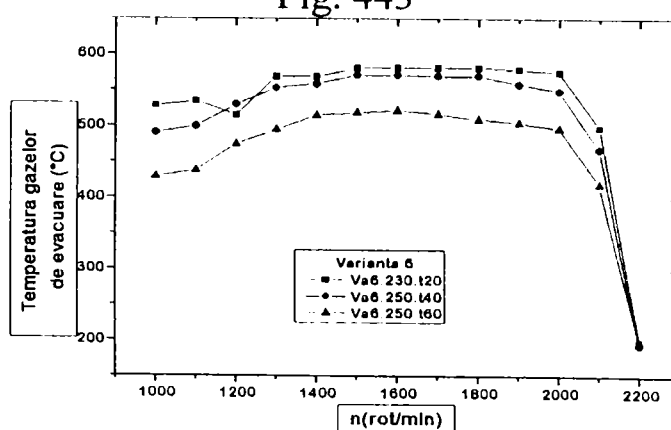


Fig. 445

Și în cazul variantei 6, temperatura gazelor de evacuare (fig.445) arată același lucru benefic al ridicării presiunii de injecție concomitent cu ridicarea temperaturii combustibilului injectat asupra funcționării motorului ce se manifestă printr-o scădere a regimului termic al motorului.

### 8.6.1.9 Concluzii

Factorii care influențează indicii de performanță și nivelul emisiilor poluante la motorul diesel sunt numeroși, cei mai importanți fiind: regimul funcțional al motorului (turație, sarcina, regimul termic), caracteristicile sistemului de injecție (tipul pompei, presiunea de injecție, tipul injectorului și construcția pulverizatorului), particularitățile constructive ale motorului (tipul camerei de ardere, fazele distribuției, dimensiunile principale etc.), caracteristicile combustibilului, starea tehnică a motorului.

Analizând rezultatele modificărilor făcute la sistemul de injecție prin diferite modificări ale pulverizatorului, ale presiunii de deschidere ale injectoarelor și ale temperaturii combustibilului injectat asupra funcționării motorului diesel cu camera de ardere cupă în piston de tip "ω" și injecție directă se pot trage următoarele concluzii:

1. Prin modificări posibile ale sistemului de injecție se poate ajunge la păstrarea parametrilor motorului și încadrarea în normele de poluare obligatorii, care devin tot mai restrictive.
2. Injectarea în camera de ardere la presiuni mai ridicate are avantajul unei injecții într-un timp mai scurt și la un grad de finețe al pulverizării mai mare. Legea de injecție este factorul care determină delimitarea arderii rapide (de care depinde randamentul motorului) de cea difuzivă (responsabilă de funcționarea silențioasă a motorului).
3. Mișcările aerului în camera de ardere au rol extrem de important la frânarea jetului și direcționarea lui pentru a nu ajunge în contact cu pereții camerei de ardere precum și la promovarea proceselor de vaporizare, amestecare și ardere a picăturilor de combustibil injectat prin spălarea continuă a suprafețelor acestora alimentarea cu aerul proaspăt și îndepărtarea produselor arderii. Intensitatea mișcărilor aerului trebuie luată în evidență din motivul care o creștere necontrolată a ei ar duce la o turbulență de intensitate mare dăunătoare pentru procesul de propagare a flăcării de ardere.
4. Pentru motorul diesel cu injecție directă, cu cameră de ardere tip "ω", la care mișcările de rotație ale fluidului proaspăt nu se manifestă în mod semnificativ, prin creșterea numărului de orificii ale pulverizatorului și reducerea concomitentă a diametrului acestora cu condiția că secțiunea totală de pulverizare să rămână constantă, puterea și momentul motor se măresc pentru

- anumite regimuri de funcționare, consumul specific efectiv de combustibil se micșorează iar gradul de fum al motorului se reduce într-un mod încurajator.
5. Mărirea numărului jeturilor de combustibil concomitent cu reducerea diametrului orificiilor de pulverizare, conducând la o finețe de pulverizare mai bună a jeturilor injectate în camera de ardere, ameliorează funcționarea motorului, îmbunătățindu-se procesul de pulverizare și de formare a amestecului și de aici la garantarea unei arderi ce duce la niște performanțe energetice și de poluare bune ale motorului.
  6. Dezvoltarea motoarelor diesel cu injecție directă și formarea amestecului în volum este strâns legată pe de parte de mișcările aerului din camera de ardere și pe de alta parte de performanțele de injecție sisteme interdependente care trebuie studiate simultan.
  7. Mișcarea organizată de rotație a aerului în cilindrul motorului diesel este deosebit de importantă, prin injecția motorinei în apropierea axei cilindrului, adică zone în care mișcarea de rotație se manifestă redus, parametrii motorului se micșorează (putere, moment motor, consum specific de combustibil) iar emisiile poluante ale acestuia se amplifică;
  8. La turații mari ale motorului, injecția combustibilului la unghiuri mai mici, în apropierea axei cilindrului, nu influențează considerabil parametrii de performanță și de poluare, datorită faptului că se intensifică mișcările radiale și axiale ale aerului, compensând parțial lipsa mișcărilor de rotație;
  9. Mișcarea de rotație a aerului în cilindrul motorului este importantă și trebuie indusă fie prin construcția traseului de admisiune din chiulasă, fie prin profilări corespunzătoare ale capului pistonului.
  10. Pentru variantele analizate, cu 4÷8 orificii de pulverizare, în legătura cu emisiile poluante, efectele cele mai semnificative s-au obținut la mărirea numărului orificiilor de pulverizare de la 4 la 5, cu reducerea diametrului lor de la 0,30 mm la 0,275 mm. Reducerea gradului de fum a fost de 60÷75 %, creșterea în continuare a numărului de orificii de pulverizare neducând la efecte semnificative numai că din punct de vedere al performanțelor energetice, varianta 2 cu 6 orificii de același diametru plasate pe același unghi are cele mai bune rezultate.
  11. Chiar și în cazul variantei cu 6 orificii identice când finețea de pulverizare crește și deci penetrația scade, în domeniul turațiilor ridicate ( $p_i = kn^2$ ) energia jetului crescând aceasta traversează camera de ardere și performanțele de putere și moment se păstrează chiar mai bune ca la varianta standard, s-a obținut o creștere a puterii motorului prin mărirea numărului de orificii ale pulverizatorului, puterea maximă obținându-se pentru varianta cu 6 orificii. Pentru celelalte variante, creșterea de putere a fost mai redusă și nu pe întreg domeniul de turații de funcționare.

12. Variantele cu un număr par de orificii de pulverizare au înregistrat consumuri specifice efective de combustibil mai mici decât varianta standard pe întreg domeniul de turații; pentru variantele cu un număr impar de orificii de pulverizare, s-au obținut consumuri specifice mai reduse în domeniul turațiilor mari respectiv mici și consumuri mai mari în domeniul turațiilor mijlocii. Prin creșterea numărului de orificii ale pulverizatorului, gradul de fum al motorului s-a redus considerabil, obținându-se scăderi de până la 60÷75 % față de soluția standard, varianta cu 5 orificii asigurând emisiile poluante minime. Se poate aprecia că dintre variantele încercate, soluția cu 6 orificii de injecție asigură parametrii superiori comparativ cu varianta standard - putere mai mare, consum specific efectiv de combustibil mai bun în domeniul turațiilor mari respectiv mici, grad de fum și nivel de poluare mai scăzut al motorului.
13. Pentru creșterea performanțelor motorului, mai ales cea de reducere a consumului specific efectiv se mai poate acționa în continuare asupra alegerii orificiilor cu diametre diferite, care au dovedit că mai există posibilități de îmbunătățire.
14. Creșterea presiunii de injecție peste o anumită limită duce la reducerea lungimii de pătrundere a jeturilor și deci, în lipsa unor mișcări intense ale aerului, acesta dezvoltându-se de fapt într-un amestec mai omogen dar bogat, cu comportare contradictorie funcție de turație. Din punct de vedere al randamentului arderii el este superior în cazul pulverizării mai fine a combustibilului, dovedit de consumul specific efectiv mai redus, dar și printr-o reducere a gradului de fum ceea ce nu trebuie neglijat pentru limitarea poluării mediului.
15. Evoluția emisiei de particule, determinată pe baza corelației MIRA cu gradul de fum prezintă aceeași evoluție cu fumul, ceea ce justifică folosirea acestui parametru în aprecierea emisiilor poluante ale m.a.c.
16. Prin injecția combustibilului la unghiuri diferite în camera de ardere, respectiv în cupa pistonului, se constată o înrăutățire a emisiilor poluante și a performanțelor energetice și de consum ale motorului cu cât unghiul de injecție are valori mai mici, adică injecția se produce mai aproape de axa cupei și a cilindrului. Sub efectul mișcărilor radiale care se manifestă în mod pregnant la motoarele cu injecție directă cu cameră de ardere cupă în piston, jeturile de combustibil sunt adunate spre axa cilindrului, efect accentuat și de injecția combustibilului la unghiuri mici ale conului de pulverizare.
17. Prin realizarea a 4 canale oblice pe suprafața exterioară a acului pulverizatorului, se asigură o mișcare de rotație a acestuia în timpul funcționării, care pe lângă reducerea și uniformizarea uzurilor, determină o așezare mai rapidă a acului pulverizatorului pe scaunul său, cu întreruperea injecției la presiunile mai mici din perioada finală. Aceste modificări ale acului

pulverizatorului au avut ca efect o reducere cu 33÷65 % a gradului de fum al motorului pe întreg domeniul de turații investigat, concomitent cu creșterea cu 13÷15 % a puterii și a momentului motor, respectiv reducerea cu până la 10 % a consumului specific efectiv de combustibil.

18. Efectul cel mai semnificativ care s-a obținut a fost reducerea de peste 5 ori a gradului de fum în regimul de accelerare liberă a motorului, de la 2,33 m<sup>-1</sup> pentru varianta standard la 0,43 m<sup>-1</sup> pentru varianta cu ac rotitor S-a obținut o creștere a momentului și a puterii efective a motorului prin utilizarea pulverizatorului cu ac rotitor, mărirea fiind semnificativă pentru turații peste 1700 rot/min, creșterea fiind până la 15 %. Pentru turații sub 1700 rot/min, variația momentului și a puterii motorului este ne semnificativă, diferențele înregistrate fiind sub ±1 %. Pentru varianta cu ac rotitor, s-a obținut extinderea domeniului de turații pentru care se obțin valori mari, apropiate de valoarea maximă, pentru momentul motor.
19. Varianta injectoarelor cu pulverizator cu ac rotitor asigură consumuri specifice efective de combustibil mai mici comparativ cu soluția clasică, pe întreg domeniul de turații, cu reduceri mai accentuate (până la 23 %) pentru turații sub 1400 și peste 1800 rot/min. Emisiile poluante ale motorului, materializate prin indicele de fum Hatridge sunt mult reduse în cazul folosirii injectoarelor cu ac rotitor, comparativ cu varianta clasică. Pentru turații sub 1900 rot/min, reducerea gradului de fum este între 33÷65 %. Această scădere poate fi interpretată atât prin reducerea consumului de combustibil cât și prin mișcarea de rotație imprimată combustibilului de către acul rotitor al pulverizatorului. Se poate deci aprecia că utilizarea unui injector cu pulverizator cu ac rotitor este benefică pentru echipamentul de injecție, atât din punctul de vedere al fiabilității - prin mișcarea de rotație a acului pulverizatorului obținându-se o uniformizare a uzurilor, cât și din punctul de vedere al performanțelor motorului - energetice, de consum de combustibil și de poluare.
20. La mărirea presiunii de deschidere a injectoarelor de la 230 bar la 280 bar, gradul de fum al motorului se reduce cu până la 60%, fără modificări semnificative ale puterii și a momentului motor. Reducerea gradului de fum se obține prin micșorarea cu până la 6,5% a consumului specific efectiv de combustibil și a dozei ciclice injectate. Efectul de reducere a gradului de fum cu creșterea presiunii de deschidere a injectoarelor s-a remarcat la toate tipurile de pulverizatoare încercate, pentru regimul de accelerare liberă a motorului. Cercetările efectuate în prezenta lucrare au arătat că există posibilități de reducere a gradului de fum al unui motor diesel rapid, cu injecție directă cu modificări minime ale sistemului de injecție. Astfel într-o primă variantă se poate mări presiunea de injecție, când pierderea de putere și moment este ne semnificativă, în varianta 2-a păstrând presiunea de injecție se mărește

temperatura motorinei injectate când apare o pierdere de putere și moment la turații joase și un câștig la turații mari (peste 1800 rot/min), dar reducerea gradului de fum este spectaculoasă ajungând până la 200%. A treia variantă este mărind presiunea de injecție în limite moderate dar și temperatura motorinei injectate, când reducerea gradului de fum scade și în valori absolute de la limitele  $(0,6 \div 4,5)$  [1/m] la  $(0,5 \div 2,0)$  [1/m], aspect foarte important pentru încadrarea în limitele tot mai restrictive privind gradul de fum al motoarelor diesel. Cu creșterea presiunii de injecție, finețea de pulverizare crește, ceea ce poate determina de la un moment dat mersul aspru și trepidant la accelerare datorită promovării arderii amestecurilor preformate, de aceea trebuie acționat fie asupra avansului fie asupra dimensiunii orificiilor pulverizatorului pentru a limita cantitatea injectată în perioada întârzierii la autoaprindere.

21. Prin preîncălzirea combustibilului înainte de intrarea în pompa de injecție, se realizează o pregătire suplimentară a motorinei în vederea formării amestecului în interiorul cilindrului, prin reducerea viscozității și a tensiunii superficiale. Efectul preîncălzirii motorinei asupra gradului de fum s-a concretizat prin reducerea acestuia cu  $300 \div 400$  % pentru temperaturi ale combustibilului de până la  $80^{\circ}\text{C}$ . Puterea și momentul motor prezintă scăderi la mărirea temperaturii motorinei, dar s-au obținut și valori superioare pentru anumite regimuri și temperaturi ale combustibilului, în raport cu varianta standard. În regimul de accelerare liberă, reducerea gradului de fum a fost de până la 300 % pentru variantele încercate (standard, ac rotitor și varianta 6). Procedul de încălzire a combustibilului înaintea injecției poate fi rezumat la avantajele sale legate de reducerea gradului de fum. Aceste cercetări au arătat că cu niște modificări minime ale sistemului de injecție; de exemplu încălzirea combustibilului s-au obținut niște rezultate foarte interesante mai ales legate de fumul emis de motor care după rezultatele obținute după modificarea făcută, arată că motorul s-a încadrat în normele internaționale de poluare lucru foarte important chiar dacă la anumite temperaturi de încălzire a combustibilului, performanțele de putere și moment au scăzut un pic, consumul specific s-a redus și el compensând pierderea la factorii anteriori amintiți.
22. Cercetările cu încălzirea combustibilului merită continuate și mai departe mai ales în combinație cu ridicarea presiunii de injecție pentru a determina pentru fiecare caz presiunea de injecție și temperatura de încălzire a combustibilului optime care trebuie folosite pentru încadrarea motorului în normele internaționale fără dăunarea performanțelor energetice.
23. Temperaturile de preîncălzire ale combustibilului pot fi obținute în exploatare relativ ușor, cu ajutorul unor schimbătoare de căldură, utilizând căldura

preluată de sistemul de răcire al motorului, care este evacuată în mediul ambiant.

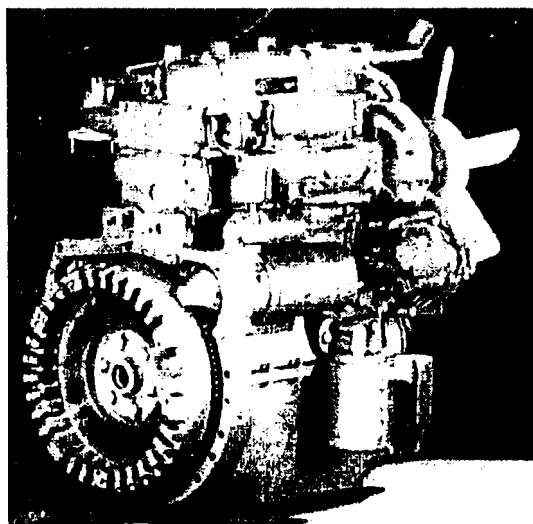
24. Analizând efectele combinate ale unor factori cu influența favorabilă în micșorarea gradului de fum al motorului diesel, s-a stabilit că în reducerea globală a gradului de fum, creșterea temperaturii de preîncălzire a combustibilului înaintea pompei de injecție are o pondere de 75% iar mărirea presiunii de deschidere a injectoarelor influențează în proporție de 25% micșorarea fumului.
25. Din punct de vedere al performanțelor de moment și putere în cazul pulverizării cu o finețe superioară apare o deplasare a arderii spre amestecurile preformate și suprafața diagramei indicate se reduce, cu scăderea momentului motor și puterii. Acest aspect este întărit și de caracterul aspru al funcționării motorului la anumite variante încercate.

## **8.6.2 Cercetări experimentale bazate pe modificarea pompei de injecție**

### **8.6.2.1 Consideratii generale**

Fiindcă o modificare a sistemului de injecție nu ajunge a fi făcută numai prin modificări ale injectoarelor ci trebuie modificări și ale pompei de injecție, la care modificarea este mai larg folositoare ținând cont de faptul că motoarele diesel sunt și în varianta cu injecție indirectă. În această lucrare s-a încercat și tratarea acestei posibilități pe un motor combinat unde o intervenție numai asupra injectoarelor fără o intervenție asupra pompei de injecție nu ar fi avut mare succes. Rezultatele obținute fiind aplicabile și asupra motorului cu injecție directă și cu formare a amestecului în volum.

### **8.6.2.2 Descrierea instalatiei și metodica de experimentare**



Încercările s-au făcut pe un motor diesel Perkins M33/T (fig.446), motor cu o cameră de ardere combinată (fig.447). Combinația dintre camera de preardere și injecție directă permite presiuni de injecție relativ reduse, o elasticitate în funcționare, presiuni de ardere medii etc. Acest motor echipază în general tractoare cu două punți produse de IMT Beograd Iugoslavia cum ar fi tractorul IMT-539; IMT-542 și IMT-533. Și are caracteristicile tehnice date în (tab.9).

Fig. 446 a. Motorul M33/T

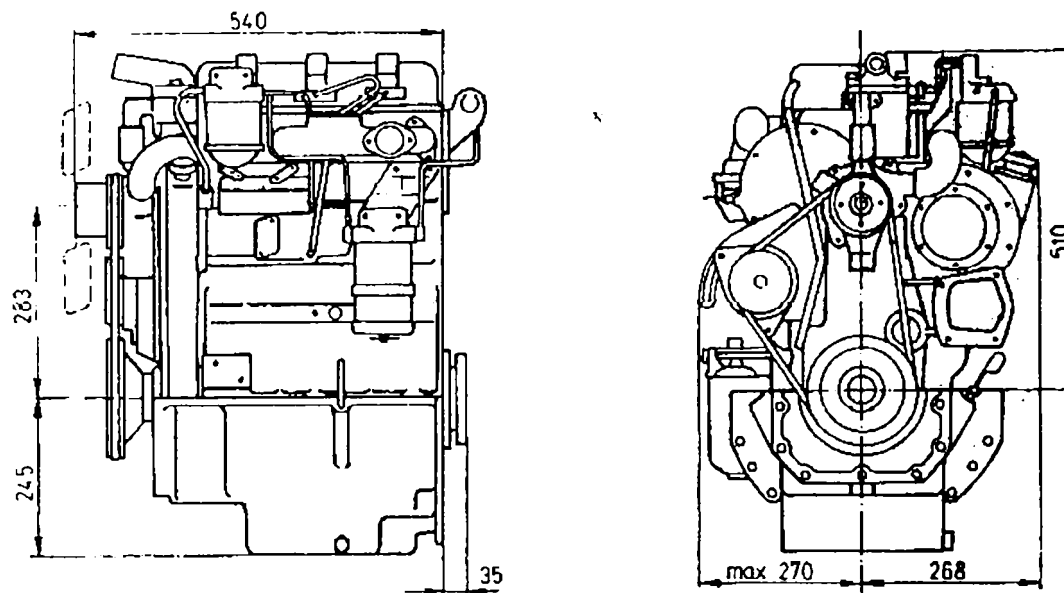


Fig. 446 b. Motorul M33/T

Tabelul 9

Număr de cilindri :	3 în linie
Alezaj [mm] :	91,4
Cursa [mm] :	127
Cilindree totală [ℓ] :	2,5
Raport de comprimare $\epsilon$ :	17,4/1
Ordinea de aprindere :	1-2-3
Pompa de injecție tip:	DPA Rotativă
Răcire :	cu apă
Ungerea motorului:	sub presiune
Filtru de ulei:	integral
Domeniu de lucru al motorului:	-15÷+40°C cu echiparea standard -30÷+50°C cu o echipare speciala
Masa motorului (fără ulei) [Kg] :	186
Sensul de rotație :	invers acelor de ceasornic, privit din față

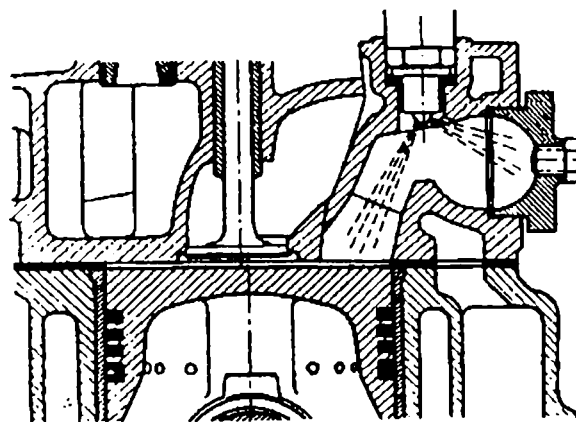


Fig. 447 Camera de ardere a motorului M33/T



Camera de ardere combinată Perkins are o formă specifică, ea se caracterizează prin faptul că aceasta este sferică și se află lateral, legată printr-un canal suficient de larg cu camera de ardere din cilindru. Pulverizatorul are două orificii înclinate la  $110^\circ$ . Unul dintre ele este direcționat prin canalul exterior în camera de ardere principală, ceea ce înseamnă în contrasensul curgerii aerului. Cel de al doilea este îndreptat spre antecameră și este în sensul curgerii aerului. Prin aceasta se obține ca la pornire, jetul care este îndreptat către nucleul curentului fierbinte, curge din camera principală, ceea ce duce la o funcționare mai liniștită a motorului.

Antecamera este închisă din partea exterioară printr-un dop care nu este răcit și care creează condiții favorabile procesului de ardere și reduce pierderile termice. Tot în favoarea unei funcționări mai economice este și diametrul mare al canalului exterior, deoarece pierderea efectului curentului principal este redusă.

În ideea adaptării acestui motor la normele Euro 1, cerute de piață, împreună cu specialiștii de la Mefin Sinaia, având un motor Master la secția de prototipuri Mefin montat pe un stand Hofmann, cu frână hidraulică, în prima etapă, au fost ridicate caracteristicile motorului și ale pompei Master tip DPA cu cod de fabricație 3733F406 (tab.10).

Tabelul 10

POMPA	DPA3733F406
INJECTOR	L4, Pd=250 bar
CONDUCTA	$\varnothing 6 \times \varnothing 1.75 \times 800$
CAP HIDRAULIC	YUGOSLAVIA
CAMA	7123-309x
RACORD REFULARE	YUGOSLAVIA
DISPOZITIV AVANS	YUGOSLAVIA
TIP ANTRENARE	cu butuc
COD REGLAJ	

Analizând legea de variație a presiunii la injector la cele două puncte caracteristice de turație: 700 rot/min (fig.448; tab.11) respectiv 1000 rot/min (fig.449; tab.12), în ambele cazuri se observă post injecții la intervale foarte scurte

Tabelul 11

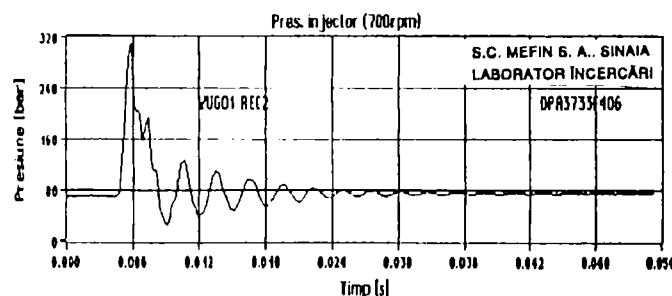


Fig. 448 Presiunile la injector la turația de 700 rpm a pompei.

TURATIE	700 rpm
P <sub>max</sub>	310 bar
P <sub>rem</sub>	71 bar
P <sub>virl după injecție</sub>	126 bar
P <sub>transfer</sub>	4.8 bar
Unghi avans	0°
DEBIT (Q)	52.5 cmc/1000p

Tabelul 12

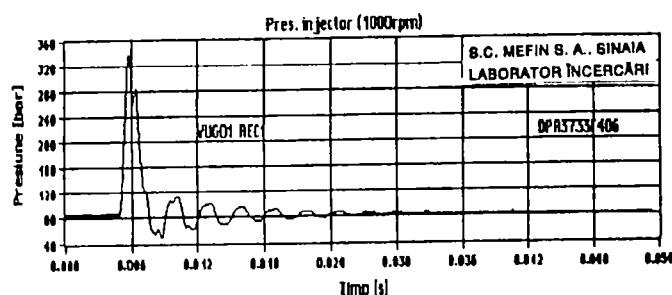


Fig.449 Presiunile la injector la turația de 1000 rpm a pompei.

<b>TURATIE</b>	<b>1000 rpm</b>
<b>P<sub>max</sub></b>	<b>338 bar</b>
<b>P<sub>rem</sub></b>	<b>84 bar</b>
<b>P<sub>vîrf după injecție</sub></b>	<b>112 bar</b>
<b>P<sub>transfer</sub></b>	<b>6.8 bar</b>
<b>Unghi avans</b>	<b>0°</b>
<b>DEBIT (Q)</b>	<b>51 cmc/1000p</b>

de circa  $2 \div 3$  [ms] care duc la un consum de combustibil mai mare, un grad de fum mai ridicat respectiv la o funcționare mai aspră a motorului. Aceste post injecții duc la o fază de ardere neregulată ceea ce implică o cantitate de combustibil mai mare cu cât această perioadă de post ardere este mai lungă. Legea de injecție este definită de elementele sistemului de injecție, în primul rând de inelul cu came al pompei de injecție, caracteristicile conductelor de înaltă presiune și a injectoarelor.

Problema care s-a pus a fost cea de eliminare pe cât posibil a acestor post injecții aceasta putându-se realiza prin corelarea a doi factori : un timp de injecție mai scurt și o presiune la injectoare mai ridicată pentru a scădea cantitatea de combustibil injectat. Scăderea cantității de combustibil poate duce pe de o parte la scăderea puterii motorului iar pe de altă parte la scăderea gradului de fum. Scurtarea timpului de injecție va duce în perioada injecției la o cantitate mai mare de combustibil injectat într-o perioadă de timp dată. Aceasta dând o funcționare mai aspră a motorului dar mai economică deoarece arderea se desfășoară în apropierea punctului mort interior.

Mărirea presiunii de injecție cu menținerea caracteristicilor pompei va da o perioadă de injecție mai lungă iar aceasta este neeconomică. De aceea a trebuit găsită o corelație între cele două, adică injectarea în primă fază a unei cantități minime de combustibil, perioada de injecție să nu fie prelungită ceea ce permite un grad de fum și un consum mai redus.

Având în vedere cele spuse anterior, s-a trecut la realizarea unei soluții tehnice relativ moderne, cunoscută în literatura de specialitate sub denumirea de "Load Advance".

Deoarece motorul M33/T nu permite datorită formei camerei sale de ardere ridicarea presiunii de injecție foarte mult, s-a adoptat împreună cu specialiștii de la Hidrojet Breaza a variantei românești de injector cu presiunea de injecție de 130+8 bar. Injector cu simbolul românesc RO-KB32 S 112 (fig.450), cu pulverizatorul dat în (fig.451) perfect compatibil cu cel iugoslav. Presiunea dată de injectorul iugoslav cu simbolul YU-KB-117 este de 125+5 bar.

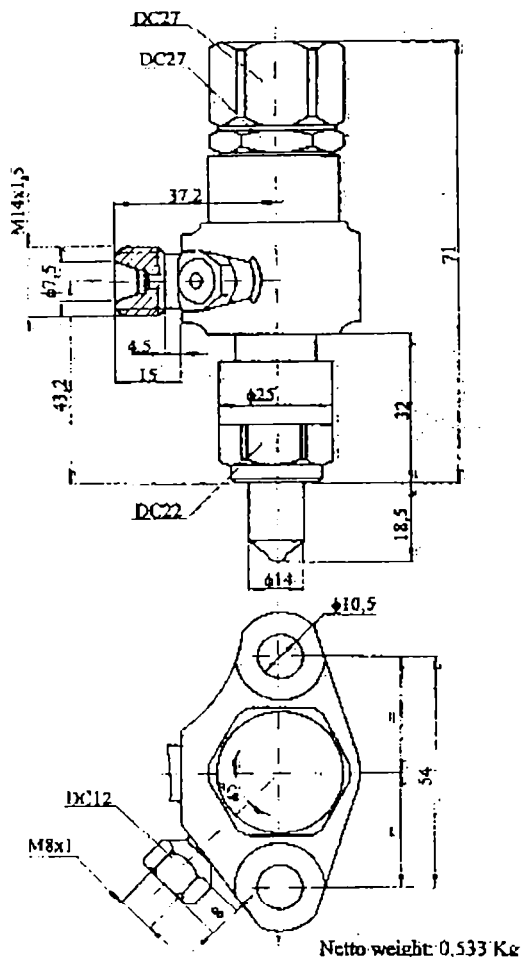
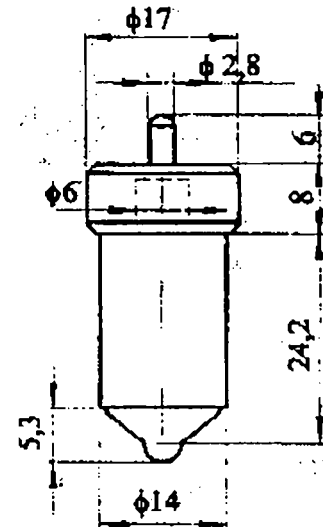


Fig. 450 Injectorul RO-KB32 S 112.



Weight: 0.036 Kg

Fig. 451 Pulverizatorul românesc.

Ridicând presiunea de injecție foarte puțin și folosind pompa de injecție iugoslavă s-a stabilit că perioada post injecțiilor secundare era foarte lungă de circa 6 ms; implicit a crescut gradul de fum și consumul de combustibil. Ameliorarea acestora putându-se realiza doar prin construcția unui nou cap hidraulic (fig.452) și aplicarea pe aceasta a "load advance"-ului (fig.453).

S-a trecut de la alimentarea clasică monopunct, caracteristică pentru pompele DPA, la o alimentare multipunct cu trei orificii, ceea ce a dus implicit la o uniformizare a cantității de combustibil admis în capul hidraulic. Practic am scăzut debitul pompei de transfer, deoarece prin această metodă am uniformizat umplerea.

Pentru a optimiza momentul injecției și a scurta timpul de injecție la o presiune mai ridicată cu o cantitate mai mică de combustibil fără a afecta caracteristicile declarate ale motorului, s-a acționat asupra corectorului pompei de injecție (fig.454), a supapei de dozaj și a pârghiei regulatorului, adică asupra caracteristicii de sarcină. S-a obținut o nouă variantă de regulator pentru toate regimurile de lucru ale motorului strâns legate de turație și de sarcină. După cum se poate explica din figură, combustibilul sub presiune, care este debitat de capul hidraulic printr-un canal este admis în corector. Pistonașul corectorului fiind modificat, mărit de la un diametru  $\phi 16$  conform licenței Lucas la un diametru  $\phi 19$  propus de Mefin. Această pompă numindu-se pompa mefinizată.

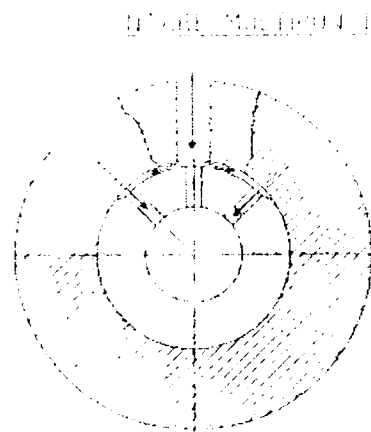
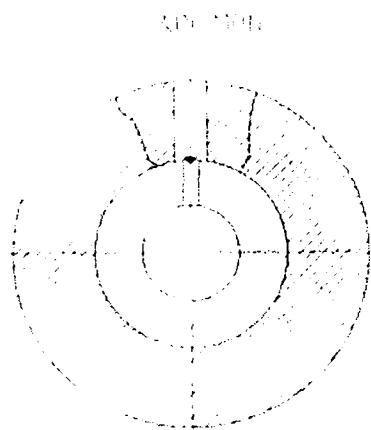


Fig. 452 Soluție tehnică  
a capului hidraulic.

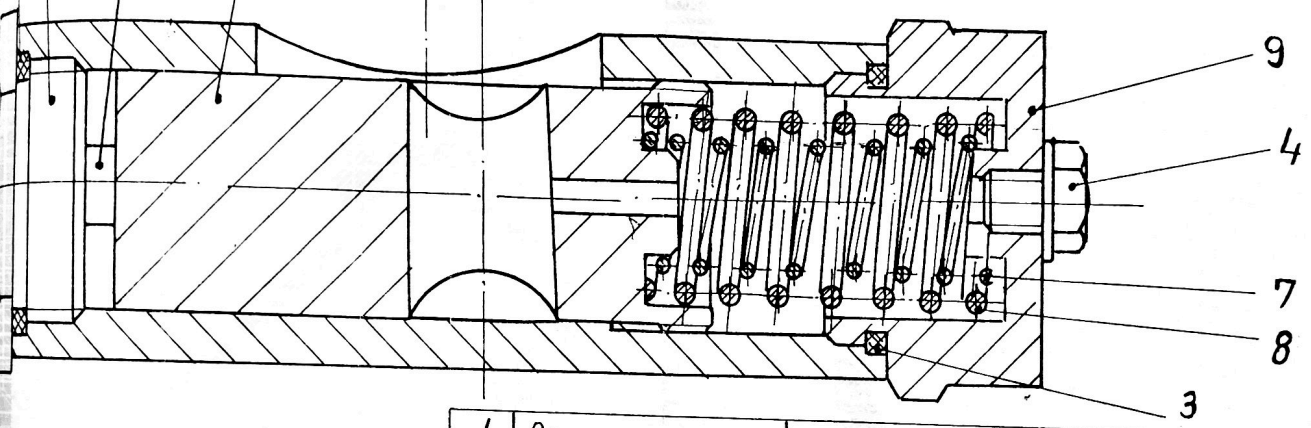


Fig. 453 Schema de funcționare  
Load advance.

Presiunea acționează asupra pistonului care retrăgându-se sub efectul acesteia, modifică poziția inelului cu came adică acționează asupra avansului dinamic al pompei, descoperind totodată și canalul de comunicare cu supapa de dozaj care dozează combustibilul la ieșirea din pompa spre conductele de înaltă presiune care la construcția clasică este comandată doar de pârghia regulatorului și are un domeniu de rotație între ( $1^{1/2} \div 3^{3/4} \circ$ ) grade ceea ce înseamnă circa  $4 \div 6$  ms la injecție. Prin modificarea adusă prin comanda dublă funcție de turație cât și de sarcină și a controlului cantității de combustibil, unghiul de rotație la supapa de dozaj s-a modificat la  $3^{3/4}$  la  $5^{1/2} \circ$  interval ce corespunde în diagrama legii de injecție la o perioadă de  $2 \div 3$  ms. Această dublă comandă permite totodată scăderea consumului de combustibil deoarece supapa de dozaj întârzie deschiderea față de varianta clasică. Intervalul deschiderii este mult mai aproape față de punctul mort interior creându-se condiții mai apropiate de cele ideale.

Datorită scăderii timpului de deschidere a supapei de dozaj, cantitatea de combustibil admisă spre injectoare este mai mică. Partea de regulator legată de turație rămânând să acționeze clasic ca și la varianta DPA inițială.

9	Capacul resortelor	9094-755	1	AUT 12T STAS 1350-89		
8	Resort exterior	7123-294T	1	RM-1,6 STAS 893-89		
7	Resort interior	7123-293B	1	RM-1,4 STAS 893-89		
6	Șaibă de reglaj	NW 2-78	1	OLC B A/C STAS 795-87		
5	Dopul dispozitivului de avans	7123-473	1	AUT 12T STAS 1350-89		



4	Dop	5334-291		AUT 12T STAS 1350-89		
3	Garnitură	NW 519	1	O-Cu 995 STAS 27011-88		
2	Inel, 0"	5855-3080	2	Сачуик F0/80 STAS 732011-85		
1	Pistonul dispozitivului de avans asamblat cu corpul	9094-752	1			
Poz.	Denumirea	Nr. desen sau STAS	Buc.	Material	Observatii	Masa

Proiectat						
Desenat						
Verificat						
Contr. STAS						
Aprobat						
		Masa	Nr. inv. <u>Subans 9094-593</u>			
		2:1	DISPOZITIV DE AVANS AUTOMAT			
		Data:				



Fig. 454

Teoretic aceasta nouă construcție hibrid trebuie să ducă la scăderea consumului de combustibil, a gradului de fum, la o funcționare mai liniștită a motorului fără a afecta caracteristicile de moment și putere cu mai mult de 5% față de aceeași caracteristici declarate ale motorului după normele de recepție Perkins.

Pompele realizate, propuse pentru omologare la Mefin au fost montate pe motorul etalon M33/T serie 437951 după principiul marcaj pe marcaj, adică la unghiul recomandat al avansului la injecție pe motor de 20°RAC înainte p.m.i. S-au făcut încercările cu aceste pompe după care s-au calculat parametrii funcționali ai motorului. Încercările s-au făcut pentru determinarea caracteristici de turație la sarcina totală (caracteristica externă).

### 8.6.2.3 Rezultate experimentale și interpretări

Primele încercări s-au făcut la Mefin Sinaia pe un stand Hofmann dotat cu o frână hidraulică. Rezultatele fiind date în (fig.455) pentru motorul echipat cu pompa de injecție DPA 3733F-406 (A58/600/1/2140), injectoare, filtre, pompa de alimentare și conducte de înaltă presiune din Yugoslavia. Avans fix la 20 grade RAC injectoarele reglate la presiunea de debitare de 130 bar (avansul fix și presiunea de debitare la injectoare sunt menținute invariabile în această serie de încercări). În (fig.456) se reprezintă caracteristica externă pentru motorul echipat cu pompa Mefin seria 001, injectoare, filtre, pompa de alimentare, conducte de înaltă presiune din Romania. În (fig.457) este prezentată caracteristica externă a motorului Perkins echipat cu pompa de injecție Mefin serie 002, injectoare, filtre, pompa alimentare, conducte înaltă presiune din Romania. Iar în (fig.458) se reprezintă același tip de caracteristica pentru același motor echipat cu pompa de injecție Mefin 003, celelalte echipări rămânând neschimbate. Figura 459 reprezintă caracteristica externă a motorului Perkins echipat cu pompa de injecție Mefin 004, injectoare, filtre, pompa alimentare, conducte înaltă presiune Iugoslavia. Cu menținerea aceleași echipări în afara de pompei de injecție care s-a schimbat cu pompa Mefin 005, s-a trasat caracteristica externă a motorului (fig.460). Pentru următoarele două încercări, s-au folosit injectoare, filtre, pompa de alimentare, conducte de înaltă presiune românești și s-a urmărit trasarea caracteristicii externe a motorului Perkins folosind pompa de injecție Mefin 006 (fig.461), respectiv pompa Mefin 008 (fig.462).

Pentru studiul rezultatelor încercărilor efectuate, s-au trasat diagramele de moment (fig.463), diagramele de putere (fig.464), cele de consum (fig.465) și cele ale gradului de fum (fig.466), iar pentru identificarea curbele ce provin din figura 455 (pompa DPA3733F-406) sunt trasate în linie întreruptă, cele ce provin din figura 456 (pompa Mefin 001) sunt trasate cu linie-pătrat plin. Cele ce provin din figura 457 (pompa Mefin 002) sunt trasate cu linie-cerc plin. Cele ce provin din

figura 458 (pompa Mefin 003) sunt trasate cu linie-triunghi plin cu vârful în sus. Cele ce provin din figura 459 (pompa Mefin 004) sunt trasate cu o linie-triunghi plin cu vârful în jos. Cele ce provin din figura 460 (pompa Mefin 005) se trasează cu linie-pătrat gol. Cele ce provin din figura 461 (pompa Mefin 006) sunt trase cu linie-cerc gol. Iar cele ce provin din figura 462 (pompa Mefin 008) sunt trase în linie-triunghi gol cu vârful în sus.

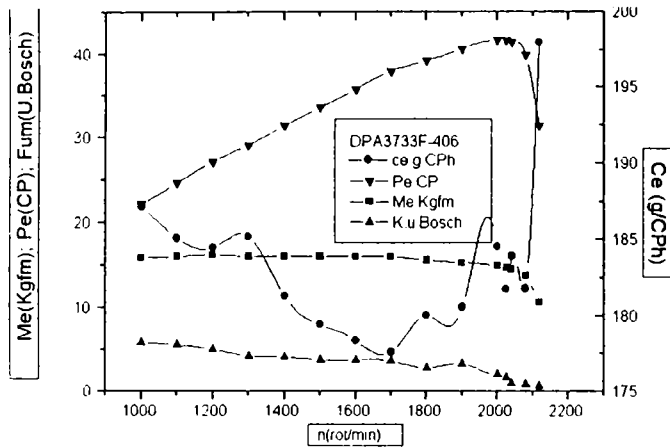


Fig. 455

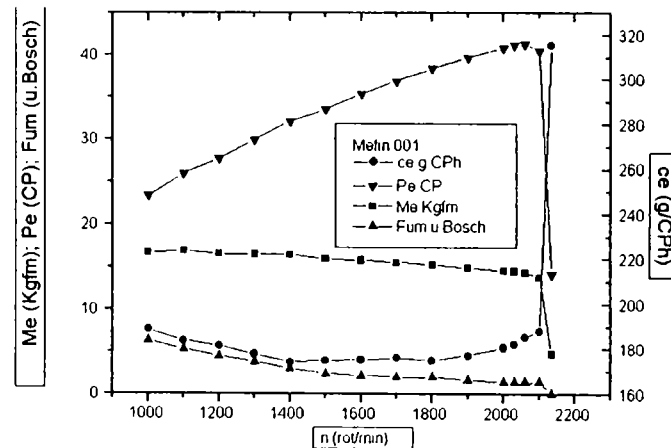


Fig. 456

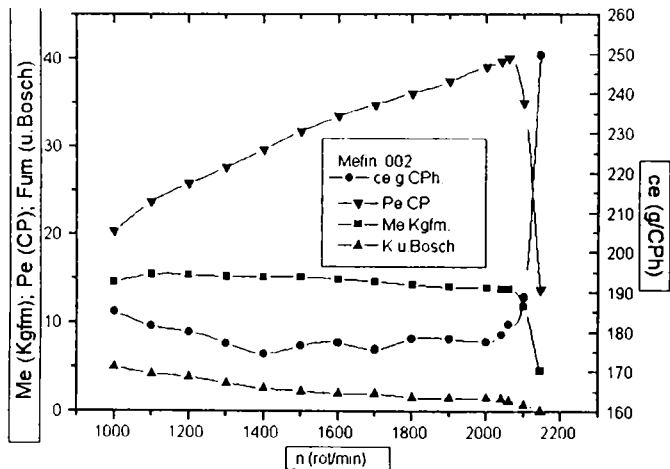


Fig. 457

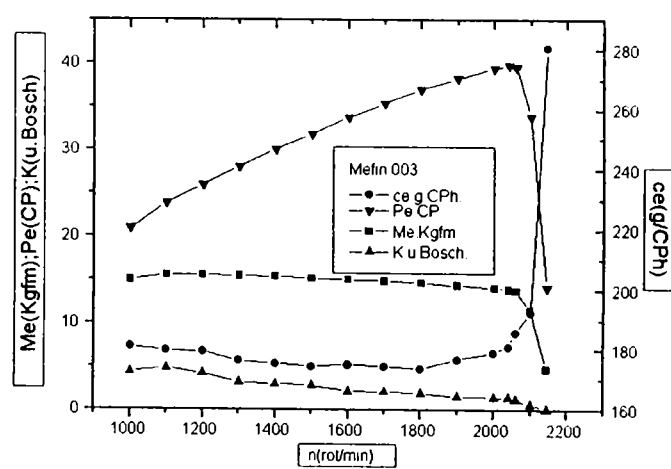


Fig. 458

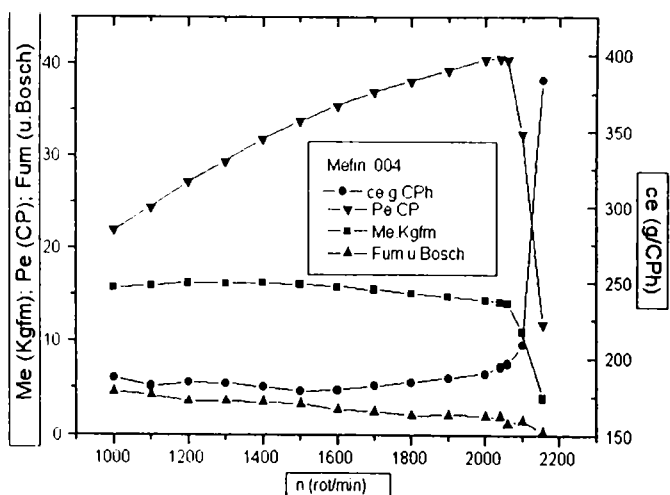


Fig. 459

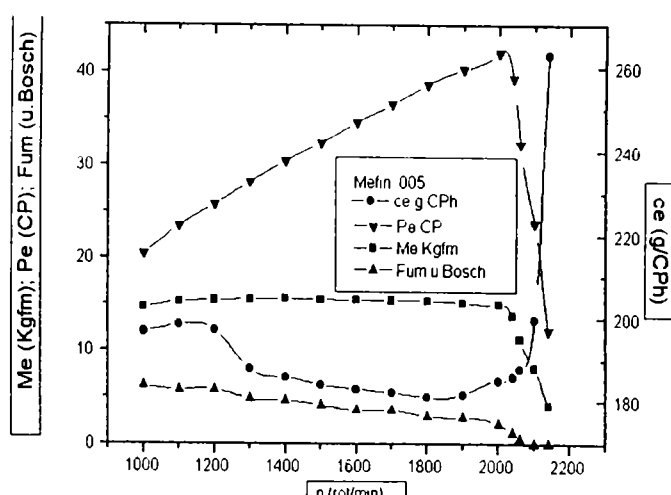


Fig. 460



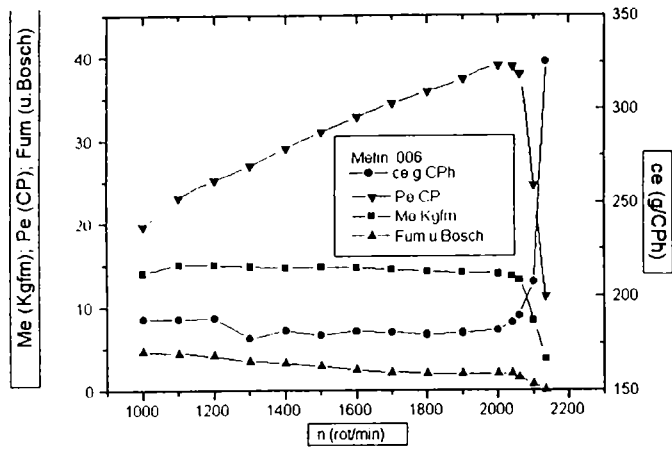


Fig. 461

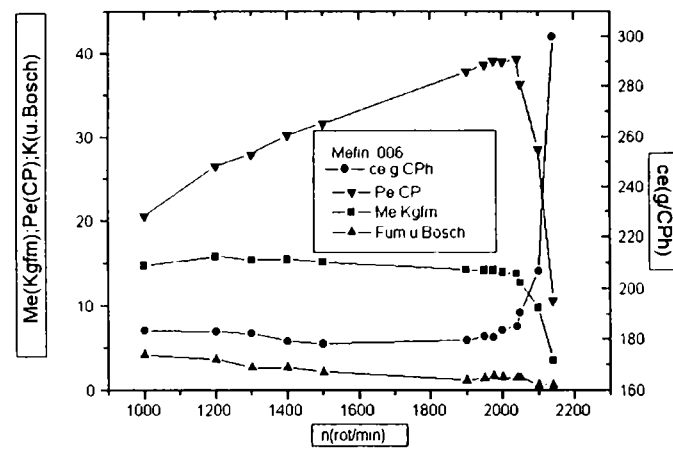


Fig. 462

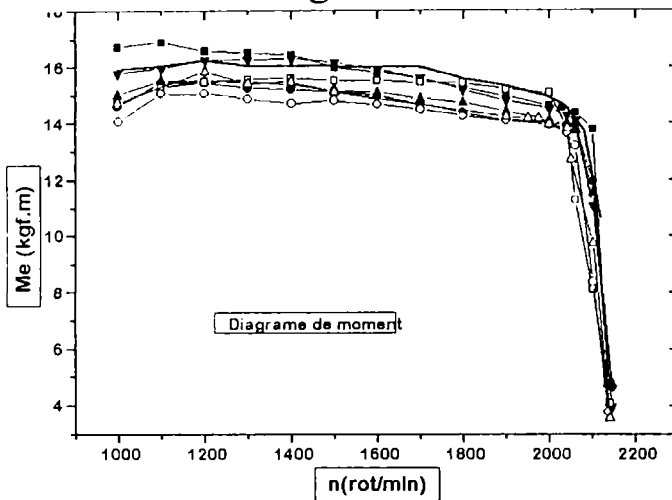


Fig. 463

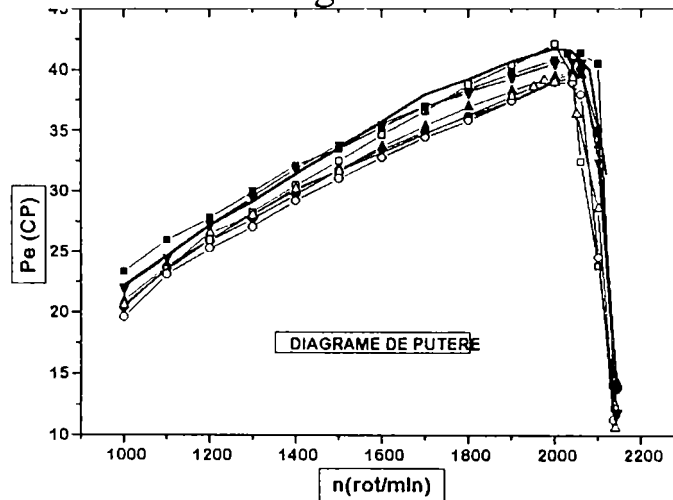


Fig. 464

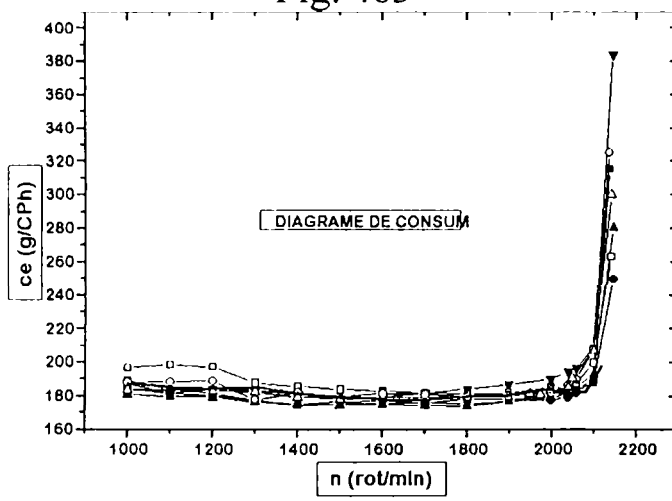


Fig. 465

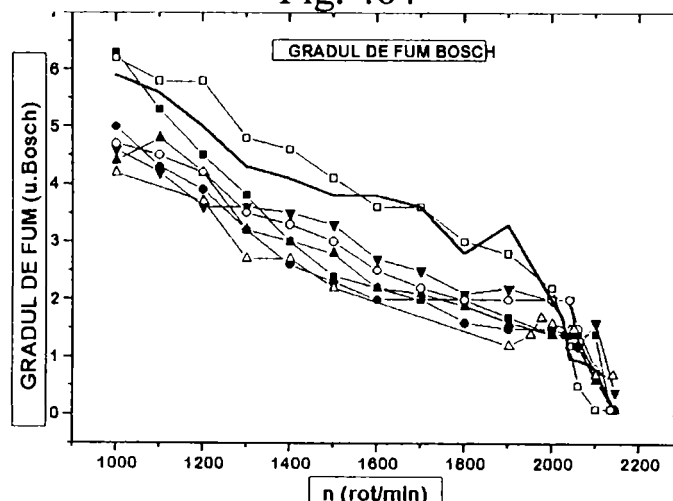


Fig. 466

Încercările au mai fost reluate în alte condiții atmosferice la Industria Motora Rakovica-Beograd tot pentru determinarea caracteristicii de turație la sarcină totală (caracteristica externă) pe un stand Schenck U2-30 dotat cu frână hidraulică.

La început s-a montat pe stand motorul Perkins M33/T cu serie 437951 și cu număr motor 850004 cu ulei de ungere SAE 30 și echipat cu o pompă de injecție DPA-Mefin-3833F406 cu serie 008 și injectoare Hidrojet cu debit de 44,324 l/h

(fig.467), varianta cu care nu s-a atins turația de mers în gol de 2100 rot/min. Pentru următoarea încercare toate elementele s-au păstrat în afara pompei de injecție care s-a înlocuit cu cea cu serie 003 la care s-a dat un avans de 2 mm (fig.468).

În etapa următoare setul de injectoare și toți factorii au fost menținuți aceiași în afara de pompei de injecție care a fost înlocuită cu cea de serie 002 și cu care s-a atins turația de 2100 rot/min (fig.469), și la care s-a făcut histereza motorului și curbele corespunzătoare sunt reprezentate în linie punctată iar simbolurile sunt menținute pentru a cunoașterea curbei numai că în acest caz simbolurile sunt goale. Menținând tot echipamentul de încercare ca și în cazul precedent și după reglarea turației de mers în gol la 2170 rot/min s-a repetat proba (fig.470) după care s-au încercat injectoarele la cald și s-au înlocuit cu alt set de injectoare noi și s-au făcut încercări cu pompa la întrerupere în gol fără eșapament, s-a obținut un grad de fum de 1,5 Rh Bosch (comportament foarte bun). Cu setul nou de injectoare s-au repetat încercările (fig.471).

În etapa următoare s-au menținut toți factorii în afară de pompa de injecție care a fost înlocuită cu cea serie 004 și s-au refăcut încercările (fig.472). După care s-a ridicat de la turația de mers în gol la 2170 rot/min și s-a reluat proba. Rezultatele sunt prezentate în linie punctată cu păstrarea simbolurilor pentru cunoașterea curbei numai că în acest caz, simbolurile sunt goale.

Cu menținerea setului de injectoare, pompa de injecție s-a înlocuit cu cea serie 006 și s-au repetat încercările (fig.473). după care setul de injectoare a fost înlocuit și proba s-a repetat pentru punctele de moment și de putere maxime ale motorului iar rezultatele sunt prezentate în linie punctată cu păstrarea simbolurilor numai că acestea sunt goale.

În ultima etapă, pompa de injecție a fost înlocuită cu cea serie 004. Cu motorul la mers în gol, s-a ridicat turația maximă la 2440 rot/min pentru o putere maximă la turație nominală de 2250 rot/min și s-au refăcut încercările; s-au obținut rezultate excelente (fig.474).

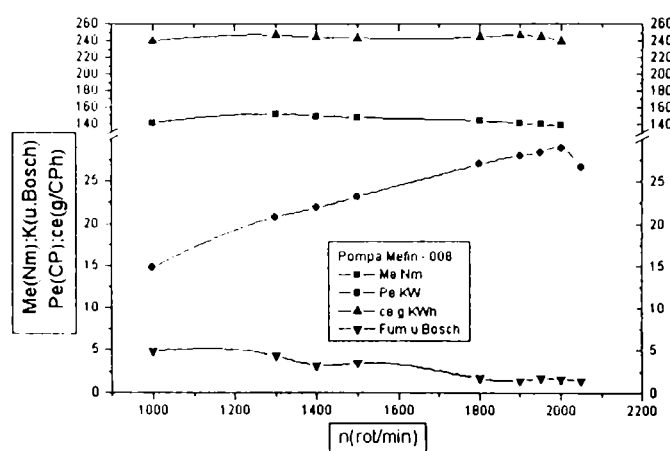


Fig. 467

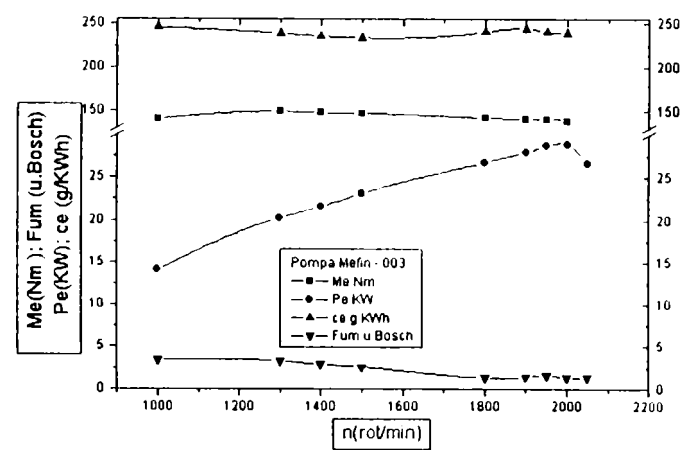


Fig. 468

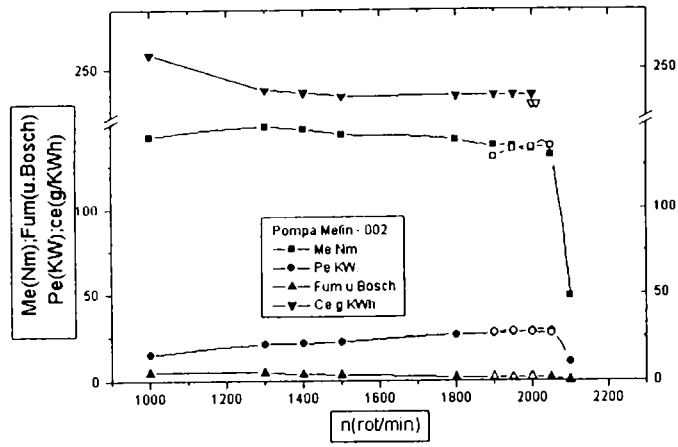


Fig. 469

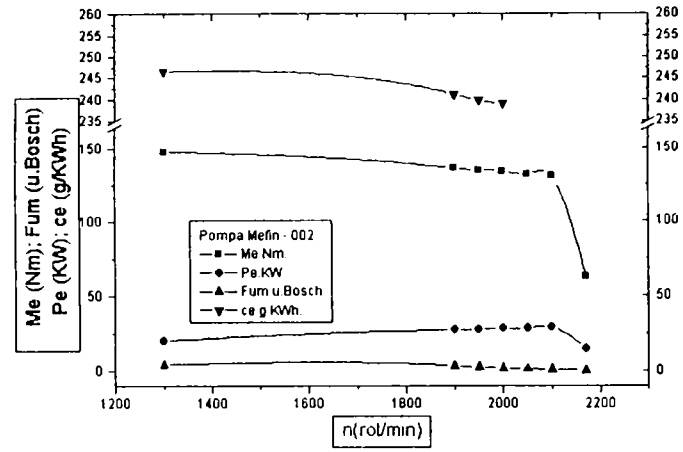


Fig. 470

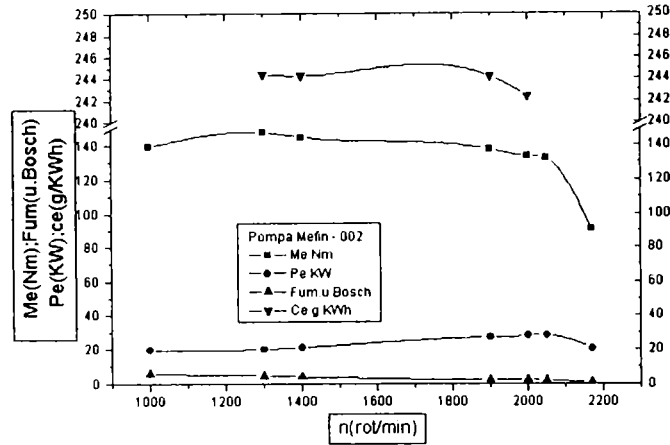


Fig. 471

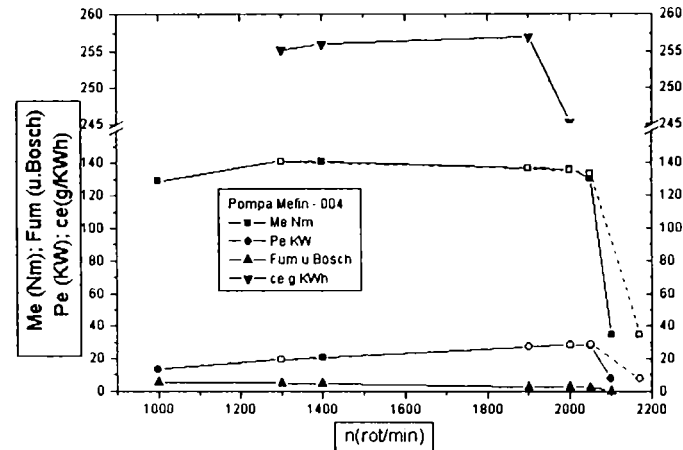


Fig. 472

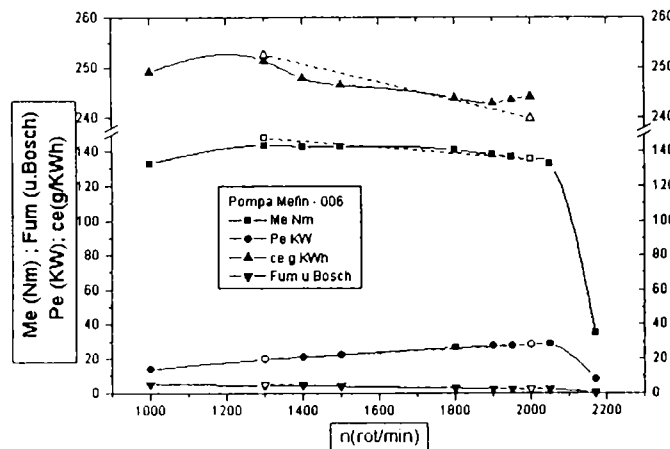


Fig. 473

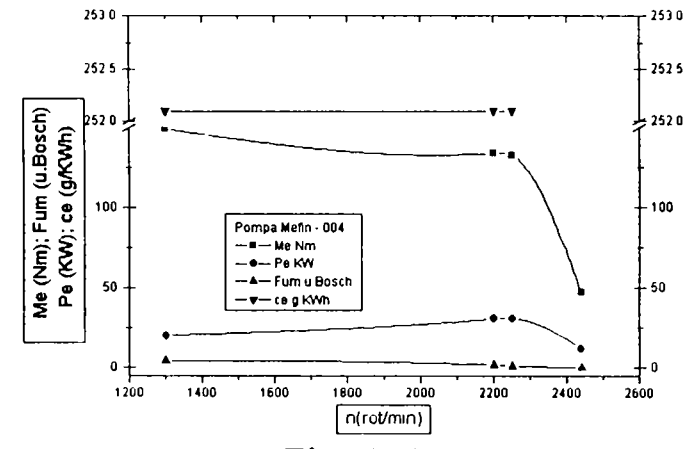


Fig. 474

Se observă că rezultatele sunt identice cu cele făcute în România. S-au ridicat diagramele de moment (fig.475), de putere (fig.476), de consum specific (fig.477) și gradul de fum (fig.478) pentru pompa Master cu care a fost echipat motorul, pompa de producție IPM Beograd și pompele Mefin Sinaia. S-au acceptat ca pompe de referință pompele Mefin 003; 006 și 008 dintre care pompa 008 a fost aleasă drept pompă Master. Pompele 004 și 006 au fost alese pompe de referință pentru IMR iar pompa 003 ca pompă de referință pentru Mefin.

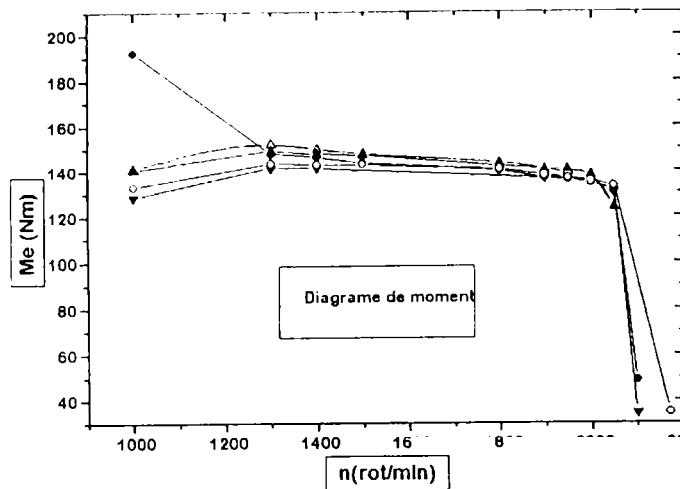


Fig. 475

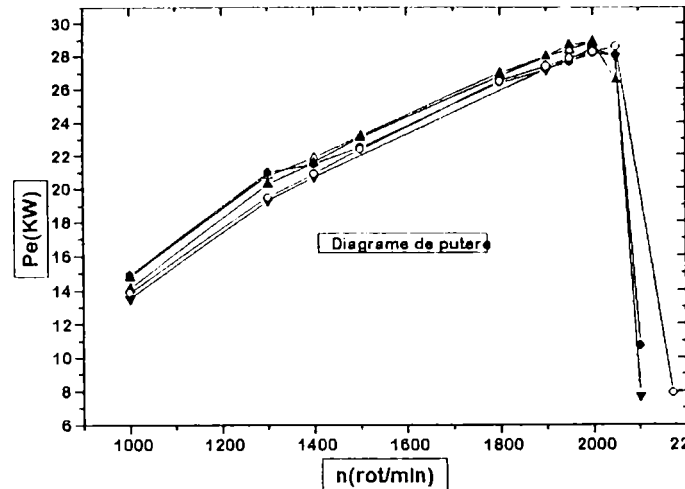


Fig. 476

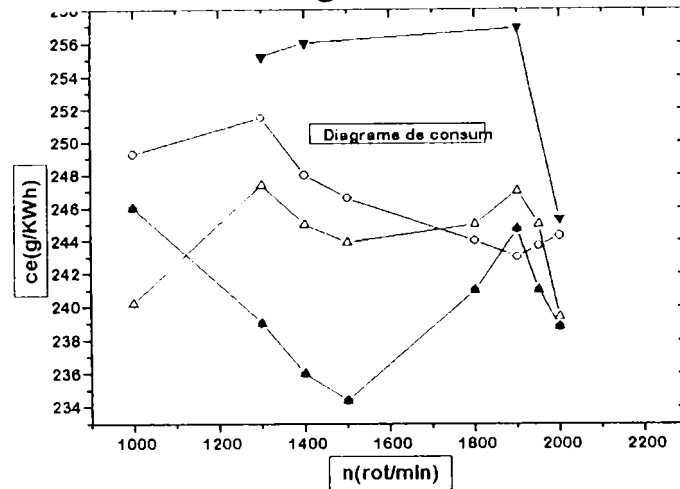


Fig. 477

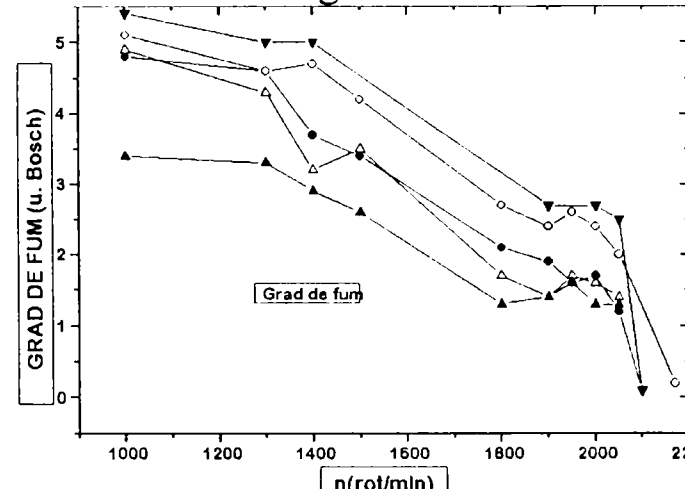


Fig. 478

Analizând diagramele de putere și moment obținute comparativ cu pompa Master IPM, acestea au puterea nominală mai mică decât cea declarată cu maxim 4% înscriindu-se în normele prescrise.

Din analiza diagramelor de consum și de fum se observă că atât consumul specific cât și consumul orar scad în cele două puncte de control ale turației (turația la moment maxim respectiv la putere nominală) cu circa 10÷25%.

Rezultatul cel mai elocvent îl dă diagrama de fum unde reducerea gradului de fum la pompele Mefin Sinaia este de 1,5 până la 3 Rh Bosch. Fumul maxim admis de normele Euro 1 la m.a.c. cu utilizare pe tractoare și pe mașini agricole fiind de 4,5 Rh Bosch.

### 8.6.3 Cercetări experimentale bazate pe modificarea simultană a pompei de injecție și a injectoarelor.

Pentru a scădea și mai mult gradul de fum, s-a încercat și stabilirea unui debit de combustibil optim la injectoare. Încercările s-au realizat cu pompa Mefin 004 pe standul Schenck U2-30, alegându-se câteva clase de debite adică 44,324;

43,188; 42,05 și 39,778 (l/h). Caracteristicile motorului sunt prezentate în (tab.13) iar rezultatele sunt date în (tab.14). În figurile (fig.479÷482) sunt reprezentate comparativ momentul, puterea, consumul specific și gradul de fum la diferitele debite ale injectoarelor încercate.

Tabelul 13 a

Tip motor	Perkins M 33 / T
Serie motor	437951
Nr. de fabricație	850004
Tip pompă de injecție	DPA-MEFIN-3833F406
Serie pompa	004
Injectoare	HIDROJET
Nr. frână	34
Tip de ulei	SAE 30
Consum minim de combustibil [cm <sup>3</sup> ]	250
Temperatura mediului ambiant	20°C
Presiunea atmosferică [m bar]	1000
Factor de corecție	0,992

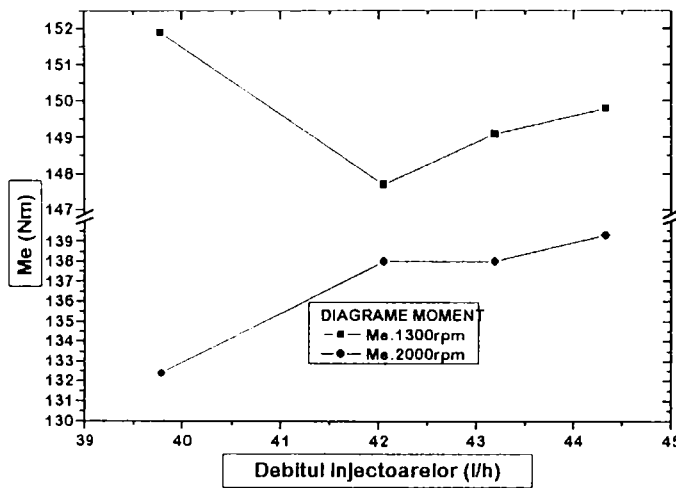


Fig. 479

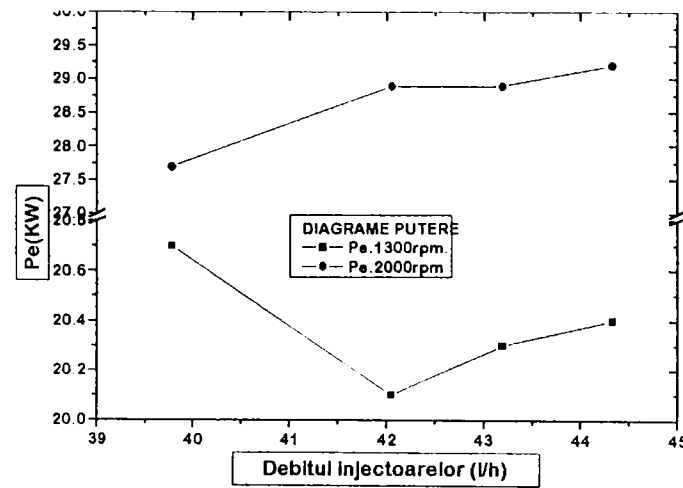


Fig. 480

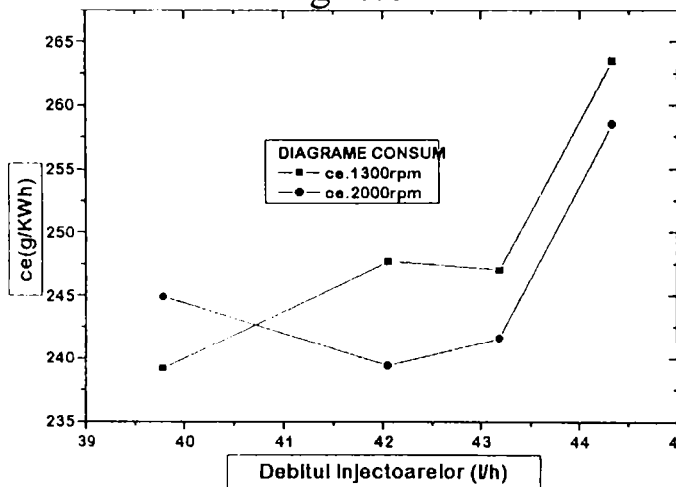


Fig. 481

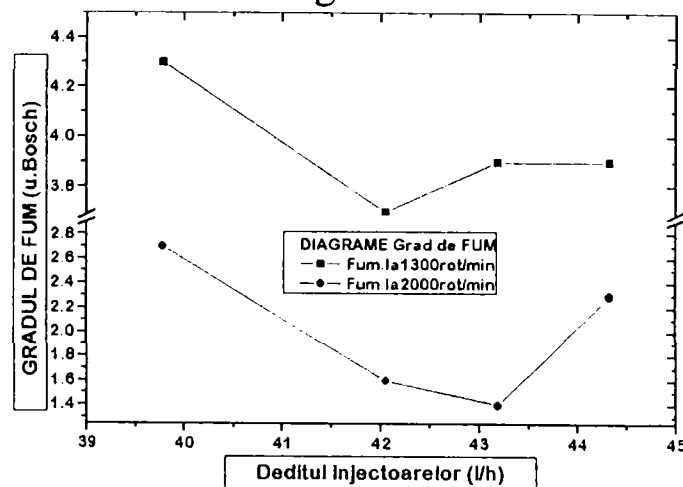


Fig. 482

Analizând rezultatele obținute se poate ușor observa că odată cu scăderea debitului scade relativ și fumul dar nu în pozițiile extreme (39,778 și 44,324 (l/h)). Cele mai bune rezultate s-au obținut cu debitul stabilizat la 43,188 și 42,05. Cu aceste debite la turație de 1300 rot/min (moment maxim) respectiv la 2000 rot/min (putere nominală) gradul de fum este de 3,9 respectiv 1,5 Rh Bosch la 43,188 iar pentru 42,05 s-a obținut 3,7 respectiv 1,6 Rh Bosch dar scăderea față de caracteristicile puterii și momentului declarate este de 5 ÷ 6% la 42,05 ceea ce a împins la folosirea gamei de debite de 43,188(l/h).

Scăzând debitul la 39,778 (l/h) se observă ca gradul de fum crește, explicația fiind prelungirea momentului injecției iar pentru varianta 44,324 (l/h) am avut un grad de fum mai ridicat decât la varianta cu 43,188 ceea ce se explică printr-o ardere mai violentă cu o cantitate de combustibil mai mare într-un timp de injecție mai scurt.

#### 8.6.4 Concluzii

1. Pompa de injecție cu alimentare multipunct și "Load advance" DPAM 3833F406 produsă de Mefin a fost omologată de către IMR Beograd și un lot de 50 de motoare numite serie 0 au fost omologate de către producătorul de tractoare Industria Masina i Traktora Beograd.
2. Analizând rezultatele obținute putem concluziona că acest echipament de injecție a adus următoarele îmbunătățiri în funcționarea motorului:
  - scăderea semnificativă a consumului specific de combustibil,
  - scăderea gradului de fum sub valoarea de 4 Rh Bosch adică permite înscrierea în Euro 1.
3. Funcționarea motorului este liniștită și turația de ralanti a putut fi scăzută la 400 rot/min.
4. Încercările cu motorul la rece respectiv la cald pentru proba "la întreruperi" a dat rezultate foarte bune; motorul având o perioadă de stabilizare de circa 3÷5 secunde neobservându-se în eșapament urme de combustibil ners nici întreruperi ale arderii. Această funcționare stabilă se asigură datorită load advance-ului care permite injectarea unei cantități de combustibil suficient de mare pentru o pornire sigură și apoi reducerea bruscă a acesteia până la limita de funcționare normală.
5. Prin aplicarea corectorului cu load advance se poate observa că valoarea puterii pentru o turație cuprinsă între 1900 ÷ 2050 rot/min ia forma de palier ceea ce ne duce la concluzia intrării într-un regim foarte stabilizat permițându-ne împingerea limitei de fum în sus. Dar din motive de construcție a motorului nu s-a depășit turația de 2250 rot/min, această variantă a fost încercată cu pompa 004 și ilustrată tabelar, rezultatele obținute fiind remarcabile.

6. În programul dezvoltării în continuare al sistemului de injecție pentru îmbunătățirea caracteristicilor de fum, adică de eliminarea completă a post injecțiilor și crearea efectului de acumulator la racordurile de debitare a combustibilului din pompă, s-au montat supape de reținere unisens foarte sensibile care după scăderea presiunii de injecție la 130 bar închid ne mai permițând trecerea unor pulsații ulterioare, prin acestea eliminând eventualele erori de post injecție.
7. Datorită sistemului cu load advance, pompa este foarte sensibilă la caracteristica de regulator, prin rotirea ei în sensul măririi sau scăderii avansului, rotirea de la punctul zero este foarte mică. Pompa având o caracteristică de regulator sensibilă ceea ce permite exploatarea motorului în condiții dure iar în caz de nevoie o folosire scurtă în suprasarcină prin mărirea avansului la injecție, pornirea lui rămânând în continuare ușoară.

### **8.7 Interpretarea datelor experimentale în juxtapunere cu unele date teoretice**

Calificarea jetului prin captarea sa în vederea determinării diametrelor medii ale picăturilor a scos în evidență niște lucruri foarte interesante și anume: cu cât caracteristica de injecție a unui pulverizator are o alură asemănătoare cu cea dată în teorie prin faptul că are o formă Gaussiană și variația ei cu presiunea este asemănătoare cu cea dată în teorie. Există o abatere de la aceasta după coborârea abruptă a curbei Gauss printr-o fluctuație ușoară a curbei experimentale în jurul celei teoretice, după care curbele tind să se unească.

Determinarea diametrelor medii a picăturilor din jet, caracteristice modului de calcul al proceselor de formare al amestecului și al arderii a arătat că experimentele nu sunt în total de acord cu teoria care spune că jetul clasic este format dintr-o vână lichidă care constituie nucleul jetului și de o anvelopa a jetului formată din picături de combustibil cu diametre descrescătoare de la centru spre periferie, ci că nucleul jetului prin creșterea presiunii de injecție sau a distanței de pătrundere se transformă și el în picături, iar dimensiunea diametrală a picăturilor din anvelopa jetului are o formă total diferită de cea descrescătoare de la centru spre periferie mai mult picaturile din anvelopa jetului cu diametre mai mici sunt înconjurată cu picături cu diametre mai mari și din partea periferică a jetului și din partea nucleului și acest lucru poate fi explicat prin energie mai mare a picăturilor mari, energie ce le permite să curgă în partea exterioară a jetului și ca cele din partea nucleului poate ca abia s-au despărțit de la aceasta. În plus, acest studiu a arătat un lucru și mai interesant care nu prea este în total acord cu teorie care spune că o creștere a presiunii de injecție este benefică din punct de vedere a fineței de pulverizare dar are defectul de creștere a distanței de pătrundere și în consecință

contactul cu pereții camerei este inevitabil. Ca atare trebuie evitate presiunile ridicate de injecție. Aici s-a arătat că o creștere a presiunii de injecție duce la o lărgire a domeniului cu picături cu diametre medii mai mici și că cu continuarea ridicării presiunii de injecție palierul curbei diametrelor medii în domeniul picăturilor fine prezintă o variație oscilatorie probabil prin recombinarea picăturilor mici ceea ce este un avantaj foarte mare pentru fenomenele de amestecare și de ardere astfel că picăturile mai mari rămân și pentru faza de ardere difuzivă. La creșterea presiunii de injecție trebuie ținut cont și de fenomenul de recombinație a picăturilor mici pentru reformarea unor picături mai mari.

Cuantificarea jetului prin cântărirea sa în vederea stabilirii distribuției masice a combustibilului injectat arată un lucru asemănător cu precedentul și anume: Cantitatea de combustibil injectat în jet nu este distribuită în mod descrescător de la centrul jetului spre periferia sa dar într-adevăr că la centru există o variație Gaussiană dar curba experimentală deviază de la aceasta imediat după coborârea din centru printr-o fluctuație ca și în cazul caracteristicii de injecție și exact în același mod.

Și distribuția masică a combustibilului din jet care a fost făcută cu o instalație ce reprezintă un subiect de propunere pentru invenție depus la OSIM, ea a apărut ca o necesitate pentru calcul formării amestecului și al arderii care se calculează cu masa de combustibil, masă care fără această instalație se calculează cu volumul picăturilor considerându-le sferice lucru care toți autori recunosc că nu este adevărat din cauza viscozității picăturilor care sunt supuse la niște forțe opuse; de injecție și de rezistența a aerului. Aceste experiențe au arătat efectul ridicării presiunii de injecție, astfel că cu o creștere a presiunii, nucleul jetului se menține compact ce arată că are o energie care-l poate duce în contact cu pereții camerei. O continuare a creșterii presiunii de injecție arată că jetul pierde din energia sa din cauza frânării mai pronunțate ce se manifestă la picăturile mici și devine mai uniform, lucru ce este benefic pentru fenomenul de amestecare și de ardere în volum.

În linii mari, rezultatele experimentale prezentate sunt în comun acord cu cele date de teorie dar există unele abateri ce apar în zona imediată după nucleul jetului. Aceste abateri au apărut la toate încercările realizate de autor și sunt mai apropiate de realitate prin faptul că: teoria susține că picăturile mici ale jetului sunt în partea periferică a anvelopei sale. Jetul fiind înconjurat de aer, logic ar trebui după această teorie ca nucleul de flacără să apară în această zonă dar el apare mai în interior spre partea centrală; lucru inexplicabil prin această teorie. Dar ținând cont de rezultatele prezentate în lucrare, apariția nucleului de flacără este ușor explicabilă prin faptul că picăturile mai mici fiind în interior, chiar dacă această zonă este mai săracă cu aer. Din cauza vitezei de vaporizare a picăturilor mici superioara a celor mai mari și ținând cont că nucleul de flacără se declanșează într-o zonă cu amestec bogat, lucru acceptat de comun acord în toate teoriile.



Rezultatele experimentale prezentate explică foarte simplu această zonă de declanșare a nucleului de flacără la arderea la motoarele diesel.

Toate aceste rezultate duc la o concluzie evidentă și anume: Creșterea presiunii de injecție este un lucru dorit la motoarele diesel cu injecție directă și cu formarea amestecului în volum pentru obținerea unor performanțe mai bune. Această creștere trebuie menținută cu o mișcare adecvată a aerului din camera de ardere pentru asigurarea unui amestec rapid și eficace pentru ardere.

Modelarea dinamică bidimensională a arătat lucruri în total acord cu teoria și anume că mișcările axiale și radiale ale aerului din camera de ardere cresc cu creșterea turației motorului și cu strangularea camerei cupă în piston, lucruri ce duc la apariția turbulenței, ceea ce după o anumită valoare a ei devine dăunătoare a fenomenului de amestecare și mai ales celui de ardere în motorul diesel.

Studiul formării amestecului prin imitarea jetului cu ajutorul injecției de ulei de parafină în apa în mișcare de rotație a arătat că rezultatele sunt în total de acord cu teoria care arată importanța mișcării de rotație a aerului din camera de ardere pentru fenomenele de amestecare și ardere în motorul diesel și implicit pentru performanțele motorului.

Din studiile teoretice și din cele anterioare făcute de alți autori, din încercările cu modelul dinamic bidimensional și studiul formării amestecului dirijat de o mișcare de rotație se vede clar că în motor mișcarea de rotație este aproape inexistentă la motoarele diesel actuale și că această mișcare are un rol esențial la creșterea performanțelor motorului de aceea autorul a găsit o soluție care permite creșterea mișcărilor axiale și radiale fără ca turbulența să apară cu un rol distructiv ci să ajute și ea prin transformarea ei în mișcare de rotație, la ridicarea performanțelor motorului soluție care constituie un subiect de propunere de invenție deținută de OSIM pentru brevetare.

Încercările la cald (pe motor), care au fost dirijate ca urmare a concluziilor trase din partea experimentală amintită anterior pentru verificarea lor, au fost în total acord cu acestea, ceea ce ne duce la ideea că contradicțiile cu partea teoretică este justificată, mai ales că s-au arătat la toate încercările și s-au dovedit și pe motor.

# Capitolul 9 Concluzii generale și contribuții personale

## 9.1 Concluzii generale

1. Dezvoltarea motoarelor diesel cu injecție directă și formarea amestecului în volum este strâns legată pe de o parte de mișcările aerului din camera de ardere și pe cealaltă parte de performanțele sistemului de injecție; ambele sisteme sunt interdependente și deci trebuie studiate simultan.
2. Pentru creșterea puterii fără modificarea dimensiunilor motorului trebuie crescute vitezele de vârtej, tangențiale și radiale, care îmbunătățesc formarea amestecului, dar aceasta creștere este limitată de pierderile termice și mecanice care provin din cedarea de căldura de la gaze spre pereții camerei de ardere, respectiv de pierderile de presiune datorate frecărilor gazelor cu pereții. O dirijare optimă a formării amestecului duce la un consum de combustibil mai scăzut, o putere efectivă mai ridicată și o reducere a emisiilor poluante.
3. La motoarele diesel cu camera unitară impactul jet-perete este aproape inevitabil datorită faptului că picăturile mai mari rezultate din pulverizarea jetului, având o inerție mai mare, ajung în contact cu pereții camerei de ardere astfel ca avem întotdeauna depuneri de combustibil pe perețele camerei și, ca urmare, o formare peliculară a amestecului. La motoarele rapide trebuie luate măsuri pentru promovarea amestecării în volum și realizării unei viteze mari a aerului în apropierea peretelui, respectiv limitarea cantității de combustibil care ajunge la pereți.
4. Arderea se poate îmbunătăți prin modificarea modului de injecție și a curgerii aerului din camera de ardere astfel încât energia imprimată curgerii combustibilului și a aerului de ardere să se transforme în mare parte în energie pentru amestecare și alimentarea continuă a arderii cu aer proaspăt.
5. Un mers liniștit al motorului diesel, cu presiuni maxime de ardere moderate, înseamnă promovarea fazei de ardere difuzivă cu formarea amestecului după momentul aprinderii, dar acest lucru mai înseamnă și un randament termic scăzut, o ardere incompletă, emisii poluante de funingine și carbon liber și o pornire grea la rece, lucruri care bineînțeles nu pot fi decât dezavantajoase. O reducere a consumului specific efectiv al motorului înseamnă o îmbunătățire a randamentelor ciclului termic, ceea ce din punct de vedere al arderii corespunde cu dezvoltarea fazei de ardere rapidă a amestecurilor preformate care este o ardere violentă, cu mers neliniștit și aspru al motorului și în unele cazuri cu bătăi, ca urmare a creșterii rapide a vitezei de ardere, a creșterii presiunii și a presiunii maxime ridicate.

6. La formarea amestecului, mișcarea aerului are un rol preponderent în ambele cazuri. O mișcare insuficientă duce la o amestecare incompletă iar o mișcare excesivă ar duce la pierderi termice mari pentru organizarea acesteia și la o deplasare a combustibilului spre pereții camerei de ardere. În ambele cazuri apar pierderi de performanțe.
7. Mișcările aerului în camera de ardere au rol extrem de important la frânarea jetului și direcționarea lui pentru a nu ajunge în contact cu pereții camerei de ardere precum și la promovarea proceselor de vaporizare, amestecare și ardere a picăturilor de combustibil injectat prin spălarea continuă a suprafețelor acestora, alimentarea cu aer proaspăt și îndepărtarea produselor arderii. Intensitatea mișcărilor aerului trebuie luată în considerare deoarece o creștere necontrolată a ei ar duce la o turbulență de mare intensitate, care este dăunătoare pentru procesul de propagare a flăcării în timpul de arderii.
8. Pentru motorul diesel cu injecție directă, cu cameră de ardere tip “ $\omega$ ”, la care mișcările de rotație ale fluidului proaspăt nu se manifestă în mod semnificativ, prin creșterea numărului de orificii ale pulverizatorului și reducerea concomitentă a diametrului acestora, cu condiția că secțiunea totală de pulverizare să rămână constantă, puterea și momentul motor se măresc pentru anumite regimuri de funcționare, consumul specific efectiv de combustibil se micșorează iar gradul de fum al motorului se reduce apreciabil.
9. Corelarea între cantitățile de combustibil amestecate înainte, respectiv după declanșarea arderii trebuie făcută experimental, ele nefiind determinabile matematic din cauza interdependențelor mari dintre procese și complexității lor în camera de ardere.
10. Forțele de frânare ale aerului sunt ca ordin de mărime de  $10^4$  până la  $10^5$  ori mai mari decât forța masică a picăturii, ceea ce determină o limitare a distanței de pătrundere a picăturilor de combustibil injectate în aer fierbinte. Cu ajutorul mișcării aerului se poate influența foarte mult repartiția combustibilului în camera de ardere, caz în care forța aerului apare ca o forță portantă. Raportul dintre forța portantă și forța de rezistență la înaintare poate lua valori mult diferite, prima se afirmă tot mai puternic cu creșterea volumului picăturii, cu creșterea intensității de curgere, cu scăderea densității și a vitezei relative. Dacă în timpul mișcării, picătura își modifică volumul atunci își va modifica și aria frontală - legitatea acestei schimbări se poate determina făcând ipoteze simplificatoare referitoare la schimbarea formei.
11. În canalul de admisiune câmpul de viteze încă nu se poate calcula exact. Deocamdată un astfel de studiu poate fi făcut numai pe cale experimentală.
12. Mișcarea de rotație din cilindru este generată de cea din canalul de admisiune. În cursa de admisiune, ea se compune cu cea axială generată de deplasarea pistonului pentru formarea unei mișcări spirale. În cursa de comprimare (spre sfârșitul căreia se injectează combustibilul în motor) aceste mișcări ale aerului

- se amortizează sub efectul mișcării de adunare centripetă a aerului spre interiorul cupei din piston.
13. O determinare precisă a mișcării turbulente a aerului este imposibilă fiindcă aceste mișcări sunt haotice și nedefinibile matematic.
  14. A fost necesară realizarea modelului multidimensional deoarece în cazul proceselor din motor modelul tridimensional de separare a fluidului în două zone (zona interioară și zona stratului limită) nu poate fi acceptat din mai multe motive. Modelul multidimensional folosește ipotezele fundamentale ale gazodinamicii, descrie foarte real mișcarea de turbulență tridimensională și parametrii fundamentali a căror pulsații turbulente se evaluează analitic ținând seama și de variația lor în timp și spațiu.
  15. Creșterea intensității mișcărilor dirijate duce la creșterea necontrolabilă a turbulenței. La camerele " $\omega$ " curgerea radială de prag are ca efect creșterea vârtejului. Intensitatea mișcării centripete a masei de aer depinde în primul rând de raportul dintre alezajul și cursa pistonului, de raportul dintre diametrul cupei și alezaj, de raportul de comprimare și de interstițiul dintre capul pistonului în punctul mort interior și chiulasă.
  16. Rezolvarea ecuației legii de mișcare a picăturii se poate face cu mijloacele de calcul actuale. La institutul de la Graz, G. Krisper a conceput de mult un program cu care a obținut rezultate bune, iar în America s-au publicat rezultate și mai bune. Pentru situațiile din camera de ardere a unui motor, traiectoria picăturilor are forma unei spirale logaritmice.
  17. Studiul experimental al jeturilor de combustibil fiind imposibil de realizat pe motor, el se face în instalații experimentale numite bombe. Imaginea jeturilor din bombă diferă de cea din motor datorită vaporizării și arderii, ca urmare nu a fost posibilă stabilirea unor corelații general valabile între configurația jetului în bombă și în motor.
  18. Pentru fenomenul de pulverizare, rezistența frontală pe care o opune aerul la intrarea jetului în cilindru, mișcarea aerului și turbulența jetului au un rol pozitiv cu creșterea fineții de pulverizare, pe când unele proprietăți fizice ale combustibilului ca tensiunea superficială și viscozitatea se opun fenomenului. Finețea și omogenitatea pulverizării au un rol hotărâtor la desfășurarea procesului de vaporizare (și ulterior de ardere), iar penetrația și unghiul de dispersie ale jetului sunt de o deosebită importanță pentru amestecare. Penetrația jetului crește proporțional cu diametrul pulverizatorului, cu viteza jetului prin orificiul pulverizatorului, cu densitatea combustibilului și cu timpul, respectiv scade la mărirea densității aerului și la mărirea tensiunii superficiale a combustibilului.
  19. Forma camerei de ardere și dimensiunile ei, prin mișcările aerului produse mai ales în cursa de comprimare, favorizează un tip de formare al amestecului sau altul. Sub efectul mișcării aerului, picăturile fine sunt antrenate în aval. În

aceasta zonă, după vaporizarea și amestecarea cu aerul se formează o zonă favorabilă pentru declanșarea nucleului de flacără. Fenomenele de repartiție, vaporizare și de amestecare a combustibilului fiind imposibil de studiat analitic sub forma reală, s-a recurs la trei modele de studiu. Cel mai apropiat de realitate este modelul jetului de gaz.

20. Pentru o corelare perfectă între faza arderii rapide și faza arderii difuzive trebuie adoptată o lege de injecție optimă, cu limitarea cantității de combustibil injectată în perioada întârzierii la autoaprindere și o influențare a masei de amestec preformat prin factorii care modifică gradul de pregătire fizico-chimică a combustibilului acumulat în cilindru, adică prin caracteristicile jetului și calitatea combustibilului respectiv starea aerului din cilindru.
21. Studiul procesului de formare al amestecului în motoarele diesel rapide nu poate fi detaliat prin metode de calcul iar studiul experimental ar cere mai multe încercări cu diferite forme ale galeriei de admisiune și camerei de ardere, diferite amplasări ale injectorului, diferite diametre și înclinații ale orificiilor de pulverizare. Aceste studii, dacă ar fi făcute direct pe motor, ar costa foarte mult și ar necesita un timp îndelungat de cercetare de aceea apare necesitatea unui studiu pe modele, cel puțin pentru cercetările preliminare.
22. Tradițional, cercetarea experimentală a proceselor de formare a amestecului se efectuează direct pe motoare special amenajate, funcționând independent sau antrenate. Studiul motoarelor diesel cu injecție directă cu ajutorul modelelor poate deveni un instrument util pentru definirea domeniului favorabil, în care trebuie să se înscrie parametrii ce controlează procesele formării amestecului în faza de punere la punct sau de dezvoltare a unui motor.
23. Cercetarea pe modele în care injecția combustibilului în camera de ardere din motor este simulată, de exemplu cu injecție de lichid în lichid sau de gaz în gaz prezintă interes deoarece permite obținerea unor informații utile într-un interval de timp scurt, folosind instalații simple și cu un preț de cost redus. Asigurarea similitudinii proceselor din instalația model cu cele din motor nu este simplă, datorită complexității proceselor implicate. Modelul instalației se poate stabili numai pe baza unei alegeri corecte a criteriilor de similitudine determinante, eventual cu condiția abordării separate a unor grupe de procese. Condițiile de similitudine trebuie stabilite luând în considerare cele mai recente cunoștințe asupra proceselor implicate. Validarea instalației de modelare poate fi făcută prin compararea datelor obținute cu cercetările experimentale pe motor.
24. Urmărirea cinematicii jetului se poate face apelând la cinematografierea rapidă. Pentru filmarea pătrunderii jetului de motorina în aer comprimat este necesară o viteză de filmare de  $5000 \div 15000$  imagini/s. În cazul lipsei aparatelor necesare, se pot folosi modele de simulare și tehnici optice care folosesc simpla fotografiere (48 imagini/s) asociată cu o iluminare adecvată, metode ce au dat rezultate bune.

25. Mărirea numărului jeturilor de combustibil concomitent cu reducerea diametrului orificiilor de pulverizare conduce la o finețe de pulverizare mai bună a jeturilor injectate în camera de ardere și îmbunătățește procesul de formare a amestecului. De aici rezultă o ardere ce duce la performanțe energetice și de poluare bune ale motorului. Astfel, la mărirea numărului orificiilor de pulverizare de la 4 până la 6 orificii puterea motorului crește cu până la 11 %. Mărind în continuare numărul de orificii, puterea motorului scade din cauza deplasării arderii în faza arderii rapide, cu bătăi ale motorului, dar puterea rămâne totuși peste cea a motorului cu varianta de injectoare standard. Consumul specific efectiv de combustibil scade la varianta cu 5 orificii până la 7%. În ceea ce privește emisiile poluante, creșterea numărului de orificii a condus la o reducere a acestuia până la 75%.
26. Mișcarea organizată de rotație a aerului în cilindrul motorului diesel este deosebit de importantă. Prin injecția motorinei în apropierea axei cilindrului, adică zone în care mișcarea de rotație se manifestă redus, parametrii motorului se micșorează (putere, moment motor), iar consumul specific de combustibil și emisiile poluante ale acestuia cresc. La turații mari ale motorului, injecția combustibilului la unghiuri mai mici ale conului de pulverizare, în apropierea axei cilindrului, nu influențează considerabil parametrii de performanță și de poluare, datorită faptului că mișcările radiale și axiale ale aerului se intensifică, compensând parțial lipsă mișcărilor de rotație. Din rezultatele obținute pentru două variante de dispunere a orificiilor, una cu toate cele 8 orificii plasate pe același con, iar cealaltă cu câte 4 orificii plasate pe două conuri diferite, al doilea mai larg, au rezultat următoarele: în cazul celei de a doua variantă la turații mici puterea efectivă a crescut cu cca. 8 % în timp ce consumul de combustibil a crescut cu 6 ÷ 7 %, iar gradul de fum a crescut de 1,6 ori. La turații mari, puterea efectivă a crescut cu numai 3 %, în timp ce consumul de combustibil și gradul de fum au rămas neschimbate.
27. Mișcarea de rotație a aerului în cilindrul motorului este importantă și trebuie indusă fie prin construcția traseului de admisiune din chiulasă; soluție nu prea sigură din cauză amortizării mișcării aerului în timpul comprimării, fie prin profilări corespunzătoare ale capului pistonului. Creșterea turației nu îmbunătățește esențial formarea amestecului la motoarele diesel din cauza scăderii duratei în timp a procesului.
28. Varianta injectoarelor cu pulverizator cu ac rotitor asigură consumuri specifice efective de combustibil mai mici comparativ cu soluția clasică, pe întreg domeniul de turații, cu reduceri mai accentuate (până la 23 %) pentru turații sub 1400 și peste 1800 rot/min. Emisiile poluante ale motorului, materializate prin indicele de fum Hartridge sunt mult mai reduse în cazul folosirii injectoarelor cu ac rotitor, comparativ cu varianta clasică. Pentru turații sub 1900 rot/min, reducerea gradului de fum este între 33 - 65 %. Această scădere poate fi

interpretată atât prin reducerea consumului de combustibil cât și prin mișcarea de rotație imprimată combustibilului de către acul rotitor al pulverizatorului. Se poate deci aprecia că utilizarea unui injector cu pulverizator cu ac rotitor este o soluție benefică pentru echipamentul de injecție, atât din punctul de vedere al fiabilității (prin mișcarea de rotație a acului pulverizatorului obținându-se o uniformizare a uzurilor), cât și din punctul de vedere al performanțelor energetice și de poluare ale motorului.

29. La mărirea presiunii de deschidere a injectoarelor de la 230 bar la 280 bar, gradul de fum al motorului se reduce cu până la 60%, fără modificări semnificative ale puterii și a momentului motor. Reducerea gradului de fum se obține prin micșorarea cu până la 6,5 % a consumului specific efectiv de combustibil și a dozei ciclice injectate. Efectul de reducere a gradului de fum cu creșterea presiunii de deschidere a injectoarelor s-a remarcat la toate tipurile de pulverizatoare încercate, pentru regimul de accelerare liberă a motorului.
30. Cercetările efectuate în prezenta lucrare au arătat că există posibilități de reducere a gradului de fum al unui motor diesel rapid, cu injecție directă cu modificări minime ale sistemului de injecție. Astfel, într-o primă variantă se poate mări presiunea de injecție, când pierderea de putere și moment este nesemnificativă. Cu creșterea presiunii de injecție, finețea de pulverizare crește, ceea ce poate determina la un moment dat un mers aspru și trepidant la accelerare datorită promovării arderii amestecurilor preformate, de aceea trebuie acționat fie asupra avansului fie asupra legii de injecție pentru a limita cantitatea injectată în perioada întârzierii la autoaprindere.
31. În altă variantă, păstrând presiunea de injecție se mărește temperatura motorinei injectate, când apare o pierdere de putere și moment la turații joase și un câștig la turații mari (peste 1800 rot/min), dar reducerea gradului de fum este spectaculoasă ajungând până la 200%.
32. A treia variantă este mărirea temperaturii motorinei injectate și în limite moderate a presiunii de injecție, când reducerea gradului de fum scade în valori absolute de la valorile  $0,6 \div 4,5$  l/m la  $0,5 \div 2,0$  l/m, aspect foarte important pentru încadrarea în limitele tot mai restrictive privind gradul de fum al motoarelor diesel.
33. Prin preîncălzirea combustibilului înainte de intrarea în pompa de injecție se realizează o pregătire suplimentară a motorinei în vederea formării amestecului în interiorul cilindrului, prin reducerea viscozității și a tensiunii superficiale. Efectul preîncălzirii motorinei asupra gradului de fum s-a concretizat prin reducerea acestuia cu  $300 \div 400$  % pentru temperaturi ale combustibilului de până la 80 °C. Puterea și momentul motor prezintă la mărirea temperaturii motorinei scăderi nesemnificative, dar s-au obținut și valori superioare pentru anumite regimuri și temperaturi ale combustibilului, în raport cu varianta

- standard. În regimul de accelerare liberă, reducerea gradului de fum a fost de până la 300 % pentru variantele încercate (standard, ac rotitor și varianta 6).
34. Procedul de încălzire a combustibilului înaintea injecției poate fi rezumat la avantajele sale legate de reducerea gradului de fum. Modificări minime ale sistemului de injecție, de exemplu încălzirea combustibilului, au dus la rezultate foarte bune. După modificarea făcută motorul s-a încadrat în normele internaționale de poluare, lucru foarte important, chiar dacă la anumite temperaturi de încălzire a combustibilului performanțele de putere și moment au scăzut puțin, consumul specific s-a redus și el compensând pierderea la factorii anteriori amintiți.
35. Cercetările privind încălzirea combustibilului merită continuate, mai ales în combinație cu ridicarea presiunii de injecție pentru a determina pentru fiecare caz presiunea de injecție și temperatura de încălzire a combustibilului care trebuie folosite pentru încadrarea motorului în normele internaționale fără reducerea performanțelor energetice.
36. Temperaturile de preîncălzire ale combustibilului pot fi obținute în exploatare relativ ușor, cu ajutorul unor schimbătoare de căldură, utilizând căldură preluată din sistemul de răcire al motorului. Analizând efectele combinate ale unor factori cu influența favorabilă în micșorarea gradului de fum al motorului diesel, s-a stabilit că în reducerea globală a gradului de fum, creșterea temperaturii de preîncălzire a combustibilului înaintea pompei de injecție are o pondere de 75%, restul de 25% revenind măririi presiunii de deschidere a injectoarelor.
37. Din punct de vedere al performanțelor de moment și putere, în cazul pulverizării cu o finețe superioară apare o deplasare a arderii spre amestecurile preformate și suprafața diagramei indicate se reduce, cu scăderea momentului motor și puterii. Acest aspect este întărit și de caracterul aspru al funcționării motorului la anumite variante încercate.
38. Pompa de injecție cu alimentare multipunct și "Load advance" DPM 3833F406 produsă de Mefin a fost omologată de către IMR Beograd și un lot de 50 de motoare (seria 0) au fost omologate de către producătorul de tractoare IMT Beograd. Acest echipament de injecție a adus îmbunătățiri în funcționarea motorului Perkins M33/T: - scăderea semnificativă a consumului specific de combustibil, - scăderea gradului de fum sub valoarea de 4 Rh Bosch: adică permite înscrierea în Euro 1, funcționarea motorului este liniștită și turație de ralenti a putut fi scăzută la 400 rot/min.
39. Încercările cu motorul la rece respectiv la cald pentru proba "la întreruperi" a dat rezultate foarte bune; motorul având o perioadă de stabilizare de circa  $3 \div 5$  s, neobservându-se la eșapament urme de combustibil ners, nici întreruperi ale arderii. Aceasta funcționare stabilă este asigurată de Load advance, care permite injectarea unei cantități de combustibil suficient de mare



- pentru o pornire sigură și apoi reducerea bruscă a acesteia până la valorile de funcționare normale.
40. Prin aplicarea corectorului cu Load advance se poate observa ca valoarea puterii pentru o turație cuprinsă între 1900 ÷ 2050 rot/min ia forma de palier ceea ce duce la concluzia unui regim foarte stabilizat, permițând reducerea gradului de fum la turații înalte. Din motive constructive ale motorului nu s-a depășit turația de 2250 rot/min. Aceasta variantă a fost încercată cu pompa 004, rezultatele obținute fiind remarcabile.
  41. În programul dezvoltării în continuare a sistemului de injecție pentru îmbunătățirea caracteristicilor de fum, adică de eliminare completă a post injecțiilor și crearea a efectului de acumulator la racordurile de debitare a combustibilului din pompa, s-au montat supape de reținere unisens foarte sensibile care după scăderea presiunii de injecție la 130 bar se închid, împiedicând trecerea unor pulsații ulterioare. Prin aceasta se elimină eventualele erori de postinjecție.
  42. Datorită sistemului cu Load advance, pompa este foarte sensibilă la caracteristica de regulator. La mărirea sau scăderea avansului, rotirea în apropierea punctului zero este foarte mică. Caracteristica de regulator sensibilă permite exploatarea motorului în condiții dure, iar în caz de nevoie, o folosire scurtă în suprasarcină prin mărirea avansului la injecție. Pornirea lui rămânând în continuare ușoară.

## 9.2 Contribuții personale

1. Sistematizarea informațiilor din literatura de specialitate privind efectele repartiției combustibilului în camerele de ardere unitare ale motoarelor cu aprindere prin comprimare rapide, informații ce vizează atât aspectele teoretice ale problematicii cât și rezultatele experimentale realizate de alți autori.
2. Interpretarea în corelație și în juxtapunere a efectelor diferitelor tipuri de mișcări ale aerului din cilindrul motorului, respectiv a mișcării turbulente asupra condițiilor de formare ale amestecului la motoarele diesel rapide.
3. Inventarierea și descrierea modelelor matematice pentru cuantificarea macromișcărilor aerului în condiții multidimensionale ale mișcării axiale de rotație și ale mișcării radiale.
4. Interpretarea unui volum relativ mare de informații asupra investigațiilor ce privesc jetul de combustibil, informații la zi din literatura tehnică de specialitate.
5. Studiul cazului de jet la peretele camerei de ardere din punct de vedere al formării amestecului atât în regim laminar cât și în regim turbulent.

6. Cercetarea efectelor încălzirii și vaporizării combustibilului în condițiile injectiei acestuia în camera de ardere.
7. Analizarea și sistematizarea informațiilor privind arderea picăturii de combustibil cu luarea în considerare a vitezei relative între mediu și picătură.
8. Elaborarea unor tehnici experimentale cu grad ridicat de originalitate pentru captarea jetului și calificarea sa din punct de vedere al diametrelor picăturilor și al repartiției acestora în jet.
9. Punerea în evidență, pentru prima dată, a efectelor pe care le are presiunea ridicată de injecție asupra distribuției diametrelor picăturilor, adâncimii de pătrundere și interpretarea efectelor acestora privind condițiile de autoaprindere.
10. Proiectarea și realizarea unei instalații originale, supusă brevetării, pentru cuantificarea jetului prin cântărire apelând la captarea sa în vederea stabilirii distribuției masice a combustibilului injectat.
11. Stabilirea pentru prima dată a faptului că distribuția picăturilor în jet nu este gaussiană ci mai complexă, precum și explicarea în premieră a condițiilor de apariție a primelor nuclee de flacără în interiorul anvelopei jeturilor.
12. Explicarea și clarificarea în detaliu, în premiera mondială a dispersiei combustibilului în zona tranzitorie a jetului.
13. Vizualizarea mișcărilor aerului din cilindru și influența efectelor strangulării camerei cupă în piston precum și a turației motorului asupra acestor mișcări.
14. Elaborarea unui model dinamic bidimensional pentru studiul mișcării aerului în camera de ardere, model ce apelează la teoremele similitudinii și care a servit pentru proiectarea variantelor de duze de pulverizare pentru controlul formării amestecului prin jeturi de diferite forme și distribuții.
15. Conceptul nou, brevetabil, de control al distribuției jetului la formarea volumică a amestecului.
16. Stabilirea experimentală pe baza unor cercetări sistematice în interdependența lor complexă a efectelor diferitelor tipuri de orificii ale duzelor, a variantelor de ac de pulverizator, proiectate și realizate de autor, asupra pulverizării combustibilului în motorul diesel cu camera unitară cu distribuție în volum și implicit asupra performanțelor energetice și de poluare ale motorului diesel cu injecție directă.
17. Verificarea experimentală a unei ipoteze teoretice anterioare privind rolul numărului de orificii și a distribuției lor pe conul de pulverizare asupra posibilităților de încadrare ale motoarelor diesel rapide cu camere unitare în normele de poluare, rezultatele obținute fiind remarcabile și apreciate în consecință de specialiști cu ocazie participării la conferințe naționale (București, Brașov, Craiova) și internaționale (Yugoslavia).
18. Stabilirea în detaliu pentru prima dată a efectelor pe care le are încălzirea combustibilului asupra performanțelor motorului diesel rapid cu cameră unitară, în condițiile reducerii apreciabile a gradului de fum al acestora.

19. Proiectarea, realizarea și experimentarea unui cap hidraulic cu alimentare multipunct a pompei de injecție cu rezultate pozitive care au permis încadrarea motorului în normele internaționale de poluare.

**BIBLIOGRAFIE**

1. APOSTOLESCU N., CHIRIAC R. - Procesul arderii în motorul cu ardere internă; Economia de combustibil; Reducerea emisiilor poluante. Editura tehnică; Buc. 1998.
2. ABĂITĂNCEI D. - Aplicarea procedeului de formare a amestecului și de ardere la un motor diesel de autocamion. A VII-a conferința națională de automobile și tractoare. CONAT. Brașov. Vol. 1. 1993.
3. ALCOCK J.F. - Some more light on Diesel combustion. The institution of mechanical engineer. Proc.of the automobile division. 4/1962-3.
4. ALCOCK J.F. - Air swirl în oil engine. Proc. IME, vol.128, 1934
5. APOSTOLESCU N. - Un model de calcul al formării amestecului în motorul cu aprindere prin comprimare și injecție directă. Bul. I.P.G. Gheorghiu - Dej, Nr.2,Buc. 1980.
6. APOSTOLESCU N. s.a. - A fuel spray model for the mixing analysis în Diesel engine. Rev. Roum. Sci-tech-electrotech. et energ. Nr.1 Bucharest 1983.
7. APOSTOLESCU N. s.a. - A general fuel spray model for the mixing process analysis în combustion engines. Part I. The free jet. Rev. Roum. sci - tech - electrotech. et energ. Nr.2. Buc. 1987.
8. APOSTOLESCU N. s.a. - Posibilități de studiu pe model al proceselor formării amestecului dintr-un motor diesel rapid cu injecție directă. Construcția de mașini Nr.12. Buc. 1980.
9. BĂNICĂ P.; NEAGU C. - Cercetări în vederea acordării unei pompe de injecție tip D.P.A. la motorul ARO-L27-D. Construcția de mașini Nr.11-12, Buc.1986.
10. BĂȚAGĂ N. s.a. - Possibilities of adaptation between the piston architecture and the opacity level of gases limit for Diesel engines. A VII-a conferința națională de automobile și tractoare, CONAT, Brasov. 1993.
11. BELLOIR F.X; MELINAND J.P. - Fine spatial description of the air motion în motored Diesel engine by L.D.A. Third international symposium on Laser anemometry to fluid mechanics. Lisbon, Portugal, 1986.
12. BERINDEAN V. - Procese caracteristici și supraalimentarea motoarelor cu ardere internă. Partea II-a. I.P.T.V.T. Fac. Mecanică. Timișoara,1979.
13. BERINDEAN V. - Procese caracteristici și supraalimentarea motoarelor cu ardere internă. Partea III-a.I.P.T.V.T. Fac. Mecanică. Timișoara,1985.
14. BERINDEAN V. - Studiul și cercetarea vizualizării mișcării apei de răcire în blocul și chiulasa motorului D.103. I.P.T. Aprilie 1971, comunicare.
15. BERINDEAN V. - Vizualizarea pentru mișcarea fluidului. Buletin de JSF, 23, 6, Japonia. 1968.

16. BORMAN G.L.; JOHNSON J.R. - Unsteady vaporization histories and fuel drops injected into swirling air. Society of automotive engineers. National powerplant meeting . Philadelphia, Pa. 1962.
17. BÖTTGER J. - Neue geschichtspunkte über gemischbildung im kolben verbrennungsmotoren, insbesondere Dieselmotoren.. Kraftfahrzeugtechnik 2, 2/1957.
18. BUDU T. - Studiul proceselor de formare a amestecului la motoarele cu aprindere prin compresie. Ref.I. I.P.T.V.T. Fac. Mecanică.
19. CAVALIERE A.; RAGUCCI R: s.a. - Analysis of Diesels sprays through two - dimensional Laser light scattering. The XXII-th. international symposium on combustion. The University of Washington, Seattle, Washington, August, 1988.
20. CHARNAY G.; LANCE M.; BELLOIR F.X.- Air motions în a model engine with axisimetric geometry. A XIX-th.international symposium on heat and mass transfer în gazolina and Diesel engines. Dubrovnic, Yugoslavia.1987.
21. CHIANG C.W.; MYERS P.S.; UYEHARA O.E. - Phisical and chimical ignition delay în a operating Diesel engine using the hot - motored technique. Part.II. SAE-transactions. 1960.
22. CSER G. - A tangencialis legörvény szerepe a kozvetlen befecskendezeses Diesel - motorok keverekkepzesi foljamataban. Jarmuvek - Mezögazdasagi gepek, oct - nov. 1968.
23. CZERMAK L. - Stadiul actual al cercetărilor repartiției combustibilului în camerele de ardere unitare ale motoarelor cu aprindere prin comprimare. Ref.II. I.P.T.V.T. Timisoara. Fac. Mecanică. 1978.
24. CZERMAK L. - Instalații experimentale pentru cercetarea repartizării combustibilului în camerele de ardere unitare ale motoarelor cu aprindere prin comprimare. Ref.III. I.P.T.V.T. Fac. Mecanică. Timișoara. 1973.
25. CZERWINSKI J. - Möglichkeiten zur verbesserung der verbrennung im schnellaufeden Kleindieselmotor mit Direkteinspritzung und Luftverteilung. MTZ.48.Nr.2. 1987.
26. EISELE E. - Probleme ber der Entwicklung von Verbrennungsverfahren fur schnellaufende Dieselmotoren. MTZ. Nr.8. 1965.
27. EISFELD F. - Die beeinflussung der Kraftstoffverteilung im brennraum eines Dieselmotors durch eine gesteuerte luftbewegung. MTZ 24. Nr.10-1963.
28. EISFELD F. - Der einfluss der luftbewegung auf die Kraftstoffverteilung im brennraum eines Dieselmotors mit luftdrehung. Dissertation - 1960.
29. EISFELD F. - Der einfluss der luftwegung auf die Kraftstoffverteilung im brennraum eines Dieselmotors mit luftdrehung. D.F.L - Bericht, Nr. 136. 1961.
30. EISFELD F. - Probleme der warmeübertragung Kraft - stoff - filme. Kolloquium TU/DFVLR - Braunschweig, April - 1970.
31. EISFELD F. - Beobachtung der Verdampfung eines Kraftstoff - films în stömender luft. DFL-Bericht Nr.200. 1964.

32. EISFELD F. - Die film verdampfungsbrennkammer und ihre phisikalischen grundlagen. MTZ. NR.2;3. 1970.
33. FINK W. - Die verbrennung in einer brennkammer mit potentialwirbel. MTZ. Nr.5.1969.
34. FINK W. - Beitrag zur untersuchung von verbrennungsvorgangen in brennraumen mitmrotierenden gasbewegung. Dissertation, 1967.
35. FISCHER H. ;MELCHER T. - Mehrdimensionale verbrennungsrechnung ein werkzeug fur die Brennraumentwicklung. MTZ. 50. Nr.4. 1989.
36. FITZGEORGE D.; ALLISON J.L . - Air swirl in a road - vehicle Diesel engine. Proc.I. Mech.Engineers (aut.Div.) vol. 177. Nr. 4. 1962 - 63.
37. FLATZ W. - Das Verdampfen von Dieselkraftstoff an der wand. MTZ. Nr.1. 1965.
38. FROSLING N. - Uber die Verdampfung Fallender trophen. Beitrage zur Geofhisik, Vol. 52, 1938.
39. GERBER A. ; CHARNAY G. ; BIDAULT M. - Comparisions between steady and unsteady flows in cylinders of internal combustion engine. Paper Nr. 850121. Society of automotive engineers, inc. 1986.
40. GIFFEN E. ; MURAZSOW A. - The atomisation of liquid fuels. London - 1953.
41. GROEBER E. G. -Grundgesetze der warmeübertragung. Springer. 1961.
42. GRÜN WALD B. - Teoria, calculul si constructia motoarelor pentru autovehicule rutiere. Editura didactică si pedagogică, Buc.1980.
43. GRÜN WALD B. - Despre conceptul de macromixtură la motoarele Diesel cu camera unitară cu mişcare de rotaţie a fluidului motor. Constructia de maşini Nr.8. 1987.
44. GRÜN WALD B. ; APOSTOLESCU N. - Cercetări privind formarea amestecului in camera de ardere unitară pentru motorul diesel rapid. Bul. I.P.G.Gheorghiu-Dej Nr.4. Buc.1981.
45. GRÜN WALD B. ; APOSTOLESCU N. - Cu privirea la evaluarea intensităţii mişcării de rotaţie a aerului din cilindrul unui motor diesel rapid cu injectie directă. Constructia de maşini, Buc.32 Nr. 4, 1982.
46. GRÜN WALD B. s.a. - Consideraţii privind proiectarea unei camere de ardere unitare pentru un motor diesel rapid. Constructia de maşini 32, Nr. 12; Buc. 1980.
47. GRÜN WALD B. s.a. - Calculul traiectoriei jetului de combustibil într - un curent de aer in mişcare de vârtej. Bul. I.P.T.B. Tom.XII: Nr. 4. Buc., 1982.
48. GRYGLEWSKI W. ; KOWALEWICZ A. ; VISINEWSKI W. - Metody badan procesow tworzenia mieszaneki w komorze spalania silnica wysokopreznego. Silniki spalinowe Nr.3;1972.
49. GUPTA A. K. ; ADGER J. ; KRETSCHMER D. - Gas turbine fuels and their influence on combustion - Abacus. Press - Thunbrige wells 1986.

50. HESSELMAN K. J. E. - Hochdruckölmotor mit Einspritzung des Brennstoffes ohne Druckluft. ZVDP: Bd. 67, 1927.
51. HORVATIN M. ; HUSSMANN A. W. - Messung von Luftbewegungen in zylinder von Verbrennungsmotoren. Cong. XII. FISITA, Barcelona; 1968.
52. HUSSMANN A. W. ; KAHOUN F. ; TAYLOR R. A. - Charge stratification by fuel injection into swirling air. SAE - transactions, 1963.
53. HUSSMANN A. W. ; MAYBACH G. W. - The film vaporization combustor. SAE - transactions, 1961.
54. INGEBO R. D. - Drag coefficients for droplets and solid spheres in clouds accelerating in air streams. NACA TN / 3762; 1956.
55. IORGA D. - Alimentarea și reglarea motoarelor cu ardere internă. Vol.II. I.P.T.V.T. Fac. Mecanică; Timișoara 1986.
56. IORGA D. - Dispositif de declanchement electromagnetique pour la levee de la loi d'injection. Bul. stiintific si tehnic al UTT, 37 (51), Fascicola 1-2. 1992.
57. IORGA D. ; JĂDĂNEANȚ M. - La levee de la loi d'injection a l'aide d'un dispositif a declanchement electromagnetique. Bul. stiintific si tehnic al UTT.38 (52), Fascicola 1-2; 1993.
58. IORGA D. ; PĂDURE G. ; IORGA Dan - Considerații privind legea de injecție ridicată cu un dispozitiv de captare cu declanșare electromagnetice. A IV-a conferința națională de termodinamica. Vol.III. Timisoara, iunie - 1994.
59. IORGA D. ; IORGA Dan - Cercetari experimentale privind modificarea legii de injecție la pompele cu piston - sertar în funcție de sarcina și de turația motorului. ESFA, vol.II, Bucuresti. 1995.
60. IORGA D. ; IORGA Dan - Stabilirea unor parametri ai injecției prin ridicarea experimentală a legii de injecție cu un dispozitiv cu declanșare electromagnetice. A VIII-a conferința internațională CONAT-96; Brașov, Romania, nov. 1996.
61. IORGA D. ; NEGREA V. ; MEKKI C. - Cercetări experimentale privind distribuția combustibilului pulverizat la un injector destinat distribuției combustibilului în volum. INGMEC. Craiova, 1998.
62. IORGA D. ; NEGREA V. ; MEKKI C. - Posibilități de adaptare a sistemului de injecție la motoarele Diesel rapide cu injecție directă și distribuție a combustibilului în volum. INGMEC. Craiova, 1998.
63. IORGA D. ; NEGREA V. ; MEKKI C. - Stand pentru determinarea parametrilor pulverizării. Cerere de brevetare a propunerii de invenție C/23. Ianuarie 1999.
64. JOVANOVIC Z. ; PETROVICI S. - The modelling of fluid flow in a heavy - duty Diesel engine combustion chamber.
65. KAMIMOTO T. s.a. - Experimental evaluation of a mathematical model for calculating in cylinder air motion with a transparent cylinder engine. A XIX-th international symposium. Heat and mass transfer in gasoline and Diesel engines, Dubrovnic, Yugoslavia. 1987.

66. KAMIMOTO T. s.a. - Effect of high pressure on soot formation processes in a rapid compression machine to simulate Diesel flames. International off-highway congress and powerplant exposition, Milwaukee, Wisconsin. 1987.
67. KNECHT B. - Primenenie modelirovania d-lia isledovenie vozdušnik potokov i dalinoboinosti fakela topliva v otkritih zgovania cetirehtaktnik dvigatelei. CIMAC. XI. M. 1978.
68. KRENGEL J. - Untersuchung Über Verdunstungsverhalten Von Einzeltropfen. Kolloquium TU - DFVLR; Braunschweig, April 1970.
69. KRISOER G. - Zum Verhalten des Dieseleinspritzstahles in einem Luftwirbel. Dissertation, T.H.Graz, 1965.
70. LEE D. W. - A study of air flow in air engine cylinder. NACA, T.R. Nr.653; 1939.
71. LI DE TAO - Contribuții la studiul adaptării camerelor de ardere ale motoarelor cu aprindere prin comprimare cu camere separate de vârtej la turații înalte. Teza de doctorat; I.P.T.V.T. Fac. Mecanică, Timișoara 1982.
72. LI DE TAO; ZHU YANA - A mathematical model on the penetration of fuel spray in an indirection injection Diesel engine. The XVIII-th CIMAC.
73. LISEVSKI A. S. - Protessi raspilivaniia topliva dizelnimi forsunkami. Masinostroitehnoi literaturi, Moscova 1963.
74. LUSTGARTEN G. - Modelluntersuchungen zur Gemischbildung und Verbrennung im Diesel motor. Sutzer - Forschungsheft; 1974.
75. LYN VALDMANIS - The application of high speed schlieren photography to Diesel combustion research. The journal of photographie science Nr.10, 1962.
76. MEKKI C. - Studiul și proiectarea unei pompe de injectie. proiect de diplomă. I.P.T.V.T. Timișoara, iunie, 1986.
77. MEKKI C. - Contribuții la studiul formării amestecului în m.a.c. Sesiunea de comunicări studențești a cercurilor științifice I.P.T.V.T. Timișoara, 1985.
78. MEKKI C. - Stadiul actual al cercetării repartiției combustibilului în camerele de ardere unitare ale m.a.c. rapide. Ref.I. I.P.T.V.T. Fac. Mecanică, Timișoara, 1988.
79. MEKKI C. - Studiul repartiției combustibilului în camerele de ardere unitare ale m.a.c. rapide. Ref.II. U.P.T. Fac. Mecanică, Timișoara, 1998.
80. MEKKI C. - Instalații experimentale pentru cercetarea repartiției combustibilului în camerele de ardere unitare ale m.a.c. rapide. Ref.III. U.P.T. Fac. Mecanică, Timișoara, 1998.
81. MEKKI C.; IORGA D. ; NEGREA V. - Camera de ardere unitară pentru motorul Diesel cu orificii străpunse ale motorului. Cerere de brevetare a propunerii de invenție C/22. Ianuarie 1999.
82. MEURER S. - Der Wandel in der vorstellung von Ablauf der Gemischbildung und Verbrennung im Diesel motor. MTZ. Nr.4. 1966.
83. MEURER S. - Das MAN-M- Verbrennungsverfahren. ATZ, Bd.4 - 5; 1956.



84. MICHELS H. G. - Contribuții la studiul și cercetarea organizării mișcării aerului în timpul admisiunii la motoarele cu aprindere prin compresiune cu camera de ardere unitară. Teza de doctorat, I.P.T.V.T.; Fac. Mecanică. Timisoara, 1976.
85. NAGY T. - Influența intensității mișcării organizate a aerului din cilindrul motorului diesel cu camera de ardere în piston asupra procesului de ardere. Conferința de motoare cu ardere internă, Buc. 1970.
86. NAGY T. - Studiul caracteristicilor aerodinamice ale camerei de ardere la motorul D-103. Bul. Inst. Politehnic, Brasov, vol. X. Seria A. 1968.
87. NEGREA V. D. - Bazele cercetării experimentale a mașinilor termice. vol.I. I.P.T.V.T., Fac. Mecanica, Timisoara - 1978.
88. NEGREA V. D. - Bazele cercetării experimentale a mașinilor termice. vol.II. I.P.T.V.T., Fac. Mecanică, Timișoara - 1979.
89. NEGREA V. D. ; HEINER Pfof - Studium des Verdampfungsund Verbrennungsprozesses eines leichten ein Komponenten organischen Stoffes und Erdölkraftstofftropfens im bewegungslosen Medium und stationärem Regime. Bochum. Dez. 1993.
90. NEGREA V. D. ; HEINER Pfof - Studii teoretice privind evoluția picăturii de combustibil în procesul de vaporizare și ardere cu implicații asupra noxelor emise de către motoarele cu ardere internă. Timișoara, iunie 1994.
91. NGUYEN VAN LAP -Posibilități de corelare a mișcării de rotație a aerului cu caracteristicile jetului de combustibil la motoarele diesel rapide cu camera de ardere unitară în vederea reducerii consumului de combustibil. Teza de doctorat, I.P.T.B., București 1980.
92. PISCHINGER A. - Gemischbildung und Verbrennung im Dieselmotor. Springer- Verlag. 1957.
93. PISCHINGER A. - Probleme der Verbrennung im Dieselmotor. ÖTZ.Nr.1. 1960.
94. PISCHINGER A. ; KRISPER G. ; PISCHINGER R. - Zur Frange der Gemischbildung im Dieselmotor. MTZ.26, Nr.8. 1965.
95. PISCHINGER A. ; PISCHINGER F. - Der Einfluss der Wand bei der Verbrennung eines Brennstoffstrahles in eines Luftwirbel. MTZ. Nr.1. 1959.
96. PISCHINGER F. - Der Verbrennungsablauf im Dieselmotor aus neuer sicht. V.D.I.- Zeitschrift. Nr.7. 1969.
97. PISCHINGER F. ; SIENCNIK L. - Verdampfung von filmen und tropfen im Brenraum aus der sicht der Ähnlichkeitsmechanik. Kolloquium TU / DFVLR - Braunschweig, April. 1970.
98. PISCHINGER R. - Gemischbildungsfragen im Dieselmotor unter besonderer Berücksichtigung dies Vielstoffproblems. Dissertation T.H.Graz. 1961.
99. RABIN E. s.a. - Displacement and schattering of propellant drops. Rockeldyne AFO SR TR 60-75, 1960.

100. RANZ W. E. - On sprays and spraying. Engineering research bulletin B-65. The Pennsylvania State University.
101. RICARDO H. - The high - speed internal combustion engine. London and Glasgow, 1967.
102. SASS F. - Bau und Betrieb von Dieselmotoren. Berlin. 1948.
103. SCHAFFITZ W. s.a. - Ausbreitung von Kraftstoffstrahlen in Dieselmotoren. M.T.Z. 47, Nr.10. 1986.
104. SEEGER G. - Über der Mischung und Verbrennungsverlauf in einem geschlossenen turbulenten Diffusions - flammen. Dissertation. 1966.
105. SEPPEN J. J. - The application of numerical flow programs for combustion engine research. T.N.O. research for road vehicles, Delft - The Netherlands.
106. SEPPEN J. J. - A study of flow phenomena in internal (piston) combustion engines. Thesis Delft University of Technology, The Netherlands.
107. SITKEI G. - Über den Dieselmotorischen Zündverzögerung. M.T.Z. Nr.6, 1963.
108. SITKEI G. - Kraftstoffaufbereitung und Verbrennung bei Dieselmotoren. Springer - Verlag, 1964.
109. SPALDING D.B. - Combustion and mass transfer. Pergamon Press. England, 1978.
110. STOCK D. - Untersuchungen der Gemischbildung - Zünd - und Verbrennungsvorgänge eines direkt einspritzenden Dieselmotors mit Hilfe der Troeppler'schen Schlierenmethode und der Hochgeschwindigkeitsfotografie. Dissertation TU, Berlin, 1970.
111. TAKASHI SUZUKI ; TADAKAZU SHIOZAKI - A new combustion system for the Diesel engine and its analysis via high speed photography. S.A.E. Paper 77674.
112. THON L. - The production of rotary movement within the cylinder of 4-cycle engines and its effects on the performance of Meurer engines. The international combustion engines conference. Buc. 1970.
113. TROMSDORFF W. - Untersuchung des Verhaltens frei fliegender Einzeltropfen. Kolloquium TU / DFVLR , Braunschweig, April 1970.
114. TRIFUNOVIC R. - Ein Beitrag zur Erforschung des M-Verbrennungsverfahrens. M.T.Z. 44, Nr.1,4. 1983.
115. URLAUB A. - Fortschritte auf dem Gebiet der Gemischbildung und Verbrennung im Motor. A.T.Z. 70, Nr.8; 1968.
116. URLAUB A. - Der Einfluss der Luftbewegungen auf die Gemischbildung in Dieselmotoren mit direkter Einspritzung. VDI- Zeitschrift, Fortschrittberichte, Reihe 6, Nr.2.
117. WEIDENMÜLLER M. - Geschwindigkeiten im Brennraum eines fremdangetriebenen Dieselmotors. M.T.Z. Nr.4, 1970.
118. WENZEL W. - Der Zündvorgang im Dieselmotor . V.D.I. Sonderheft, Dieselmotoren VI- 1936.

119. WILLIS D. A. s.a. - Mapping of air flow patterns în engines with induction swirl. S.A.E. 660093.
120. WITSKY J. E. ; CLARK J. M. - The third cycle stratified charge. Mechanical engineering. March - 1969.
- 121.\*\*\*\*\* Progress în the formation of the mixture and în combustion în Diesel engines. Proc. of the inst. of mechanical engineers, Part 1-181; 1966-1967.
122. Wernitz J. - Minderung der Quetströmungsgeschwindigkeit bei Dieselmotoren mit Directeinspritzung. KFT. Nr.4. 1974.
123. Miodrag C. Zivkovici - Motori sa unuttrasnjim sagorevanjen I deo - teorija motora . Masinski Facultet. Beograd 1982.
124. Miodrag C. Zivkovici - Motori sa unuttrasnjim sagorevanjen II deo - Masinski Facultet. Beograd 1983.
125. Von Alfred Hartung, Karl-Heinz Lies.- Schnellverfahren zur Bestimmung der PAK-Werte. MTZ Motortechnische Zeitschrift 51, ianuarie 1990.
126. Von Franz X. Moser; Erwin Haas; Harald Schlögl. -Zur Partikelemission von Nutzfahrzeug-Dieselmotoren. MTZ Motortechnische Zeitschrift 51, mai 1990.
127. IORGA D., NEGREA V.D., MEKKI C., PĂDURE G., NAGI M.- Încercări privind îmbunătățirea funcționării motorului diesel prin mărirea numărului orificiilor pulverizatorului. A IX-a Conferința națională de termotehnica. Craiova. Mai 1999.
128. IORGA D., PĂDURE G., MEKKI C., OSTOIA D. - Effects of the fuel preheating on the performance parameters and smoke degree of a direct injection diesel engine. Technical Papers of the 17-th International conference "Science and vehicles '99" JUMV; SIAR. 11 iunie 1999. Constanta.
129. IORGA D., MEKKI C., PĂDURE G., OSTOIA D.- Cercetări comparative privind efectul modificării presiunii de injecție sau temperaturii combustibilului asupra pulverizării și performanțelor unui motor diesel cu injecție directă.- Academia tehnică militară. A XXVIII-a Sesiune de comunicări științifice, cu participare internațională, București 21-22 octombrie 1999.
130. IORGA D., MEKKI C., OSTOIA D., PĂDURE G., - Instalații experimentale pentru comparație între curgerea staționară și nestaționară în cilindrul unui motor cu ardere internă. - Academia tehnică militară. A XXVIII-a Sesiune de comunicări științifice, cu participare internațională, București 21-22 octombrie 1999.
131. MEKKI C., PĂDURE G., IORGA D., NEGREA V.D., OSTOIA D. - Injectarea combustibilului la diferite unghiuri în volumul camerei de ardere. Academia tehnică militară. A IX-a Conferința națională de termotehnica. Craiova. Mai 1999.
132. MEKKI C., IORGA D., PĂDURE G., OSTOIA D. - Correlation between the fuel jet distribution and diesel engine pollution. Technical Papers of the 17-th

- International conference "Science and vehicles '99" JUMV; SIAR. 11 iunie 1999. Constanta.
133. MEKKI C., PĂDURE G., IORGA D., NEGREA V.D. OSTOIA D.- Îmbunătățirea amestecării unui jet grosolan în vederea arderii sale în motorul diesel cu injecție directă. Academia tehnică militară. A XXVIII-a Sesiune de comunicări științifice, cu participare internațională, București 21-22 octombrie 1999.
134. MEKKI C., IORGA D., OSTOIA D., NEGREA V.D.- Modificarea geometriei pulverizatorului și influențe asupra performanțelor și gradului de poluare al unui motor diesel și injecție directă. - Academia tehnică militară. A XXVIII-a Sesiune de comunicări științifice, cu participare internațională, București 21-22 octombrie 1999.
135. NEGREA V.D., MEKKI C., IORGA D., PĂDURE G., OSTOIA D. -Cercetări privind presiunea maximă de injecție la un motor diesel cu injecție directă. A IX-a Conferința națională de termotehnica. Craiova. Mai 1999.
136. NEGREA V.D., IORGA D., MEKKI C., PĂDURE G., OSTOIA D. - Interdependența dintre forma camerei de ardere a unui motor diesel cu formarea amestecului în volum și presiunea de injecție. - Academia tehnică militară. A XXVIII-a Sesiune de comunicări științifice, cu participare internațională, București 21-22 octombrie 1999.
137. NEGREA V.D., PĂDURE G., IORGA D., MEKKI C., OSTOIA D. - Influence of diesel oil heating temperature on the smoke degree and particle emission to a direct injection diesel engine. The IX-th International conference CONAT '99, 11-12 Noiembrie Brașov 1999.
138. OSTOIA D., MEKKI C., IORGA D., PĂDURE G., NEGREA V.D.- Modelarea matematică a jetului prin modelul picăturii de combustibil. - Academia tehnică militară. Academia tehnică militară. A XXVIII-a Sesiune de comunicări științifice, cu participare internațională, București 21-22 octombrie 1999.
139. OSTOIA D., MEKKI C., IORGA D., PĂDURE G.- Modelarea arderii cu ajutorul procesului de injecție. - Academia tehnică militară. A XXVIII-a Sesiune de comunicări științifice, cu participare internațională, București 21-22 octombrie 1999.
140. PĂDURE G., MEKKI C., IORGA D., NEGREA V.D., OSTOIA D. - Injectoare cu ac de pulverizare rotitor pentru motoarele diesel. A IX-a Conferința națională de termotehnica. Craiova. Mai 1999.
141. PĂDURE G., MEKKI C., IORGA D., OSTOIA D. -Diesel oil heating temperature optimisation for smoke degree limitation of a direct injection diesel engine. Technical Papers of the 17-th International conference "Science and vehicles '99" JUMV; SIAR. 11 iunie 1999. Constanta.

142. PĂDURE G., IORGA D., NEGREA V.D., MEKKI C., OSTOIA D.- Ridicarea presiunii de injecție și a temperaturii combustibilului la un motor diesel, cu implicații asupra construcției pulverizatorului - Academia tehnică militară. A XXVIII-a Sesiune de comunicări științifice, cu participare internațională, București 21-22 octombrie 1999.