

TEZA DE DOCTORAT

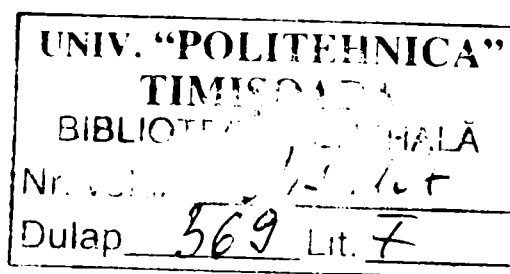
CONTRIBUTII PRIVIND OPTIMIZAREA CONSTRUCTIV  
FUNCTIONALA A MOTOARELOR DE TRACTIUNE RUTIERA  
DE PUTERE MIJLOCIE - MARE

CONDUCATOR STIINTIFIC

PROF. DR. ING.  
VIRGILIU DAN NEGREA  
MEMBRU TITULAR AL ACADEMIEI DE  
STIINTE TEHNICE DIN ROMANIA

DOCTORAND  
ING. FLOREAN DRUGA

- 2006 -



1. INTRODUCERE.....	4
2. OBIECTIVUL LUCRARIII.....	8
3. STADIUL ACTUAL AL CERCETARILOR IN DOMENIUL PERFECTIONARII CONSTRUCTIV FUNCTIONALE ALE MAC DE PUTERE MIJLOCIE MARE DE TRACTIUNE RUTIERA .....	14
3.1 Obiective generale ale cercetarii actuale a MAC de tractiune rutiera.....	14
3.2 Tendinte actuale de natura constructiva in dezvoltarea MAC de tractiune rutiera .....	20
3.3 Particularitati de natura functionala ale MAC modele actuale destinate tractiunii rutiere.....	23
3.4 Directii de cercetare in domeniul perfectionarii constructiv functionale ale MAC de tractiune rutiera.....	27
3.4.1 Supraalimentarea MAC.....	27
3.4.2 Presiunea de injectie .....	31
3.4.3 Recircularea gazelor arse.....	41
3.4.4 Reducerea pasiva a noxelor.....	44
3.4.4.1 Filtre de particule .....	44
3.4.4.2 Catalizatori de reducere/oxidare.....	46
4. PARTICULARITATILE FORMARII AMESTECULUI SI ARDERII IN MAC DE PUTERE MIJLOCIE MARE DESTINATE TRACTIUNII RUTIERE .....	48
4.1 Formarea amestecului si arderea in MAC Generalitati.....	48
4.2 Umplerea motoarelor supraalimentate si cu racire intermediara.....	50
4.2.1 Optimizarea fazelor distributiei .....	51
4.2.2 Criterii de apreciere a perfectiunii umplerii.....	56
4.3 Miscarea aerului admis.....	57
4.4 Procesul de comprimare.....	60
4.5 Injectia de combustibil Generalitati.....	63
4.6 Jetul de combustibil .....	80
4.7 Arderea in MAC .....	87
4.7.1 Controlul arderii in MAC.....	92

4.7.2	Influente asupra arderii in MAC.....	94
4.8	Evaluarea prin metode matematice a procesului de ardere.....	99
5.	MODELAREA CICLULUI DE FUNCTIONARE A MAC TDI IN VEDEREA OPTIMIZARII CONSTRUCTIV FUNCTIONALE .....	108
5.1	Generalitati.....	108
5.2	Modelarera functionarii sistemului de injectie .....	110
5.2.1	Modelul elementului de pompa .....	112
5.2.2	Modelul diuzei injector .....	114
5.2.3	Programul INPOSER .....	118
5.2.4	Modelul jetului .....	119
5.3	Experimente numerice cu programul INPOSER .....	121
5.4	Simularea functionarii motorului cu injectie directa , supraalimentat si cu racire intermediara .....	142
5.4.1	Modelul de lucru .....	141
5.4.2	Compresorul .....	143
5.4.3	Racitorul intermediar.....	144
5.4.4	Turbina.....	144
5.5	Simularea procesului de ardere .....	146
5.6	Simularea functionarii motorului impreuna cu grupul de supraalimentare .....	163
5.7	Experimente numerice realizate pe modelul motorului ROMAN 1035 L6 DTI .....	165
5.8	Studiul posibilitatilor de optimizare a distributiei motorului 1035L6DTI.....	175
6.	POSSIBILITATILE DE INVESTIGARE EXPERIMENTALA A MAC TDI IN VEDEREA CONTROLULUI FORMARII AMESTECULUI SI ARDERII , CU SCOPUL CRESTERII PERFORMANTELOR DINAMICE SI REDUCERII NOXELOR .....	185
6.1	Investigarea procesului de umplere .....	185
6.2	Investigarea procesului de ardere .....	187
6.3	Standul de proba .....	192
7.	DATE EXPERIMENTALE PRIVIND INCERCAREA LA PROBELE DE OMOLOGARE CERTIFICARE A MOTORULUI 1035 L6 DTI 260.....	200
7.1	Experimentarea gazodinamicii galeriilor de admisie si evacuare.....	201

7.2	Experimente asupra echipamentului de injectie .....	203
7.3	Reglajul de avans .....	206
7.4	Probele de omologare certificare .....	207
8.	INTERPRETAREA CRITICA PRIN JUXTAPUNERE A DATELOR EXPERIMENTALE SI A DATELOR DE CALCUL .....	208
9.	INTERPRETAREA DATELOR EXPERIMENTALE OBTINUTE PE MOTORUL 1035 L6DTI SI COMPARAREA CU DATELE CUNOSCUTE ALE ALTOR MODELE , EVALUAREA POSIBILITATILOR DE DEZVOLTARE ULTERIOARA .....	221
9.1	Comparatia cu motorul D2156MTN8R.....	221
9.2	Directii de actiune in perfectionarea solutiilor motorului EURO 2 .....	225
9.3	Tararea motorului la 300 CP.....	227
9.4	Motorul 1035 L6 DTI EURO 3.....	228
9.5	Comparatia cu motoare similare .....	232
9.6	Comparatia performantelor motorului 1035 cu diferite motoare .....	235
10.	CONCLUZII SI CONTRIBUTII PERSONALE .....	237
10.1	Concluzii.....	238
10.2	Contributii personale .....	241
11.	BIBLIOGRAFIE .....	244
	ANEXE	

# CAPITOLUL I

## INTRODUCERE

=====

Din prima clipa a aparitiei sale omul a actionat constient sau nu in sensul modificarii echilibrului natural al mediului inconjurator . De la schimbarea structurii mediului vegetal , prin practicarea agriculturii , generarea de energie prin arderea materiilor organice, pana la modificarea masiva a unor vaste regiuni geografice , actiunile omului au perturbat intens echilibrul natural , initial al vecinatatilor sau microregiunilor iar in final , odata cu evolutia tehnologica ,al intregului mediu planetar .

Asistam in zilele noastre , de cele mai multe ori intr-o stare de neputinta , la fenomene si dezastre naturale fara precedent ,care in sfarsit , pun serios in discutie influentele activitatilor umane si efectele lor asupra mediului , plecand de la evidenta globalizare a problemelor .

Marea majoritate a efectelor dezastrelor naturale recente sunt puse pe seama incalzirii planetei, urmare a cresterii gradului de poluare chimica rezultata din activitatile industriale si din emisiile generate de motoarele termice care utilizeaza combustibili fosili .

Industria prelucratoare , pe langa efectele asupra mediului ce decurg din exploatarea resurselor vegetale sau minerale , implica si intense activitati de transport feroviar , naval ,aerian , dar mai ales rutier , fapt ce a generat in timp producerea si acumularea unor parcuri de autovehicule pentru transportul de marfuri , a caror emisii poluante se adauga celor generate de numarul tot mai mare de vehicule destinate transportului de persoane .

In special dupa criza petroliera din anii "70 omenirea si-a pus problema gasirii unor combustibili alternativi ,initial din motive economice , dar si in ideea reducerii compusilor nocivi emanati in procesul de combustie. In prezent insa emisiile poluante, mai ales compusii de sulf si azot constituie probleme principale in programele de reducere a factorilor de poluare chimica datorati motoarelor termice .

Constructia de masini , in principal de mijloace auto ,constituie un pilon al oricarei economii nationale prin efectul de coagulare al multor alte industrii : siderurgie, chimie , electronica . De asemenea domeniul impune antrenarea de forte si mijloace de cercetare dezvoltare importante , cu efecte si in multe alte ramuri industriale .

In Romania , incepand cu 1954 , cand a fost construit primul camion romanesc , s-a dezvoltat de-a lungul anilor o industrie

constructoare de mijloace de transport echipate cu motoare termice , pentru mai toate categoriile de vehicule. De asemenea , pentru echiparea utilajelor agricole , la UTB Brasov a fost asimilata o gama larga de motoare Diesel pentru puteri pana la 130 CP .

Pentru transportul rutier de marfa si nu numai , la ROMAN – AUTOCAMIOANE BRASOV s-a dezvoltat o capacitate semnificativa pentru productia de motoare , initial m.a.s , pentru ca ulterior , din anii '70 prin licentele MAN si SAVIEM sa se dezvolte fabricatia de motoare Diesel .

In prezent , gama de produse ROMAN cuprinde exclusiv motoare Diesel cu injectie directa , a caror cilindree pleaca de la 2,75 litri si atinge 18 litri , acoperind o gama de puteri de la 40 la 600 CP. (**Anexa 1** )

Comandamentele legate de performante , poluare , costuri au determinat activitati de cercetare dezvoltare desfasurate atat de institutetele specializate - INMT , INAR , universitatile din Brasov si Timisoara , cat si de catre specialistii din cadrul intreprinderii .

Prezenta lucrare este inspirata de unul din programele de modernizare a motorului de baza in productia romaneasca de camioane, motorul de 10,3 litri , al carui cod este 1035 L6 DTI . Programul de modernizare si optimizare constructiv functionala s-a desfasurat de-a lungul a cca 3 ani , din 1998 in 2001 , a fost asimilat in fabricatia de serie si ar fi fost dezvoltat in continuare daca declinul si privatizarea uzinelor ROMAN nu ar fi pus capat activitatilor de cercetare dezvoltare a motoarelor romanesti de tractiune rutiera .

Lucrarea se structureaza pe capitole dupa cum urmeaza :

**Capitolul I** Introducere

**Capitolul II** Obiectivul lucrarii

**Capitolul III** trateaza stadiul actual al cercetarilor in domeniul motoarelor de tractiune rutiera , la nivelul de informatii al ultimilor cativa ani schitand o comparatie a conceptiilor si tendintelor constatate intre diversele "scoli " importante in tabloul mondial al productiei de motoare Diesel , respectiv scolile europene , cea americana si cea asiatica . Pentru comparatia motoarelor de cilindree apropiate, au fost luate in considerare performantele de putere si cuplu , nivelul de poluare si consumul de combustibil , cu observatii asupra aspectelor de ordin tehnologic si implicit de costuri . In acest context este incadrat motorul ROMAN 1035L6DTI , ceea ce poate da posibilitatea pozitionarii acestuia in scara de valoare si de timp, ca si a selectarii problemelor de rezolvat in ipotetica lui supravietuire in viitor .

Pentru sustinerea necesitatii programului de cercetare sunt prezentate imperativele de ordin legislativ la nivel international , respectiv seria de regulamente ECE ONU, SUA si JAPONIA privind emisiile poluante

**Capitolul IV** prezinta particularitatile formarii amestecului si arderii in m.a.c. de putere mijlocie –mare destinate tractiunii rutiere , cu accent pe originile compusilor poluanti , in scopul identificarii cailor de optimizare constructiv functionala a motorului . Se prezinta si procesul de admisie a aerului si injectia de combustibil ,cu sustinerea experimentală desfasurata in programul de dezvoltare a motorului 1035L6 DTI

**Capitolul V** prezinta constituirea bazei teoretice a programului de optimizare functionala, in speta modelarea ciclului de functionare al m.a.c. TDI ,in vederea verificarilor formulei constructive si a reverificarii mecanicii necesare unei dezvoltari ulterioare pentru puteri superioare . Programul de simulare s-a dovedit de un real folos in aprecierea solicitarilor mecanice, in evaluarea diverselor variante constructive pentru distributie, supraalimentare , injectie , ceea ce a redus de o maniera semnificativa atat durata incercarilor pe standul de proba cat si timpul si costul de executie al prototipurilor, la care trebuie adaugat si avantajul economisirii unor eforturi legate de mijloacele de investigare experimentală

**Capitolul VI** este o trecere in revista posibilitatilor actuale moderne de investigare experimentală in vederea optimizarii constructiv functionale a motoarelor de tractiune rutiera cu particularizare la motorul 1035L6DTI . Este prezentata o procedura comoda si rapida de evaluare a rezultatelor optimizarii , la capitolul poluare , iar in final procedura de validare a rezultatelor prin testele de certificare

**Capitolul VII** prezinta o serie de date experimentale , obtinute atat pe motorul model 1035L6DTI supus optimizarii constructiv functionale cat si pe cateva subansamble importante , in scopul evidentierii unor factori constructivi sau tehnologici de valoare practica esentiala asupra emisiilor poluante si a performantelor. Punerea fata in fata a rezultatelor testelor de casa respectiv a celor de certificare internationala demonstreaza fragilitatea si sensibilitatea procedurilor de masurare a unor marimi ca si influenta majora a stapanirii caracteristicilor constructive si de reglaj ale motorului , in vederea incadrarii in limitele de performanta si mai ales de poluare .

**Capitolul VIII** interpreteaza critic prin juxtapunere datele obtinute prin simulare respectiv datele experimentale finale . Scopul principal a fost executia pasului urmator in dezvoltarea motorului 1035L6DTI, in speta evaluarea problemelor constructive si functionale in eventualitatea cresterii puterii motorului de la 260 la 300 CPcu pastrarea nivelului de poluare .

**Capitolul IX** trateaza performantele motorului 1035L6DTI prin comparatie cu modele similare, in vederea evaluarii posibilitatilor de dezvoltare ulterioara . Sunt prezentate realizari in programul de evolutie constructiva ca si in proiectarea unor subansamble de importanta vitala pentru obtinerea performantelor respectiv a reducerii poluarii la limitele EURO 3 , cu posibilitati ulterioare deschise .

**Capitolul X** prezinta concluzii si contributii personale asupra metodologiei de optimizare constructiva si functionala a m.a.c. de tractiune rutiera , perspectivele ce se profileaza in cercetarea actuala , posibilitatile de sustinere a programelor proprii in Romania .

Autorul aduce sincere multumiri colegilor specialisti din Departamentul Tehnic al SC MOTOARE AB SA Brasov , domnilor ingineri Banica Petre si Jacota Adrian , ale caror eforturi pline de pasiune au facut posibila finalizarea cu succes a programului , doamnei dr.ing. Venetia Sandu si domnului Director Radu Gavril de la INAR Brasov , pentru ajutorul dat in desfasurarea programului de testare functionala , domnului s.l. Dr. ing. Sorin Holotescu de la Facultatea de Mecanica Timisoara pentru implicarea si sustinerea desfasurarii programului de simulare si constituire a bazei teoretice a dezvoltarii motorului .

In mod cu totul deosebit autorul aduce sincere si calduroase multumiri domnului Prof. Dr. Ing. Virgiliu Dan Negrea , Membru Titular al Academiei de Stiinte Tehnice din Romania , de la Universitatea Politehnica Timisoara , conducatorul stiintific al prezentei lucrari pentru sprijinul dat programului de cercetare dezvoltare initiat la SC ROMAN -MOTOARE AB si pentru ajutorul esential acordat realizarii acestei teze .



## CAPITOLUL II OBIECTIVUL LUCRARIII

=====

Dupa cum se va observa pe parcursul lecturii , prezenta lucrare este corelata cu programul de dezvoltare a motorului ROMAN de 10,35 litri ,acest motor fiind utilizat de cca 80 % din specificatiile de camioane si autosasiuri comerciale solicitate Uzinelor ROMAN Brasov In specificatii cu asezarea cilindrilor orizontal si inclinat motorul ofera posibilitati de utilizare in constructia de autobuze precum si ca piese de schimb pentru camioane in circulatie . Motorul de 10,35 litri , alezaj / cursa 121 / 150 mm , 6 cilindrii in linie provine din modelul originar MAN D 2156 HMN , cu fazele ulterioare de evolutie concretizate prin modelele D2156 MTN si D2156MTN8R.Ultimul model, turbosupraalimentat cu racire intermediara a fost omologat in anii "80 la parametrii de performanta de 256 CP ISO1585 (280 DIN 70020 ), cu poluare EURO 0 .

Desi , potrivit pasilor de dezvoltare la MAN , cresterea de putere a fost insotita si de majorarea alezajului -pana la 128 mm ,respectiv a cursei - pana la 166mm ,la ROMAN BRASOV , pentru prima faza de evolutie a motorului 1035 L6DTI , s-a considerat oportuna o crestere intensiva a performantelor , motivata si de complicatiile tehnologice si financiare ale schimbarii unor facilitati de productie si de suficienta a puterii in limitele a 360 CP pentru specificatiile existente , pentru care sunt in fabricatie curenta solutii pentru transmisii, cutii de viteze si punti .

In plus , ROMAN dispune de un motor de cilindree mai mare - 12,4 litri , modelul 1240 V8 DT , dezvoltat in anii "80 in cooperare cu AVL Graz Austria , in masura a prelungi gama de puteri disponibile de la 320 la peste 400 CP . Cu aceeasi sectiune , ultimul si cel mai mare motor ROMAN , modelul 1860 V12 inchide plaja de putere pe la 640 CP.

Prima faza a programului , a avut ca scop atingerea puterii de 260 CP (190 kw ) ISO 1585 cu ventilator rigid , cca. 272 CP cu ventilator in varianta visco , o importanta rezerva de cuplu de cca 30 % atinsa la o turatie sub 1400 rpm si un consum specific minim de cel mult 205 g/ kwh , comparabil cu modele similare. In aceasta concepie, datorita disponibilitatii exclusive a sistemului de injectie mecanic( pompe tip 7100 Bosch -import si P8000 MEFIN Sinaia- romanesti ,realizate in premiera ) precum si al lipsei unui sistem de gestiune electronic , faza de poluare propusa a fost EURO 2 ,cu crearea premiselor pentru EURO 3 , utilizand tratamente

post –ardere. Intr-un program ulterior urmau sa fie implicate schimbarea conceptului de constructie al chiulasei ( 4 supape pe sectiune si injector central ) , a sistemului de injectie - similar sistemului "common rail " de mare presiune cu gestiune electronica si supraalimentare cu turbina cu by-pass , iar apoi cu geometrie variabila ,ar urma sa se consolideze performantele EURO 3 si sa se creeze premisele pentru EURO 4 . Prin masuri constructive deja aplicate , consolidarea mecanicii motorului face posibila prelungirea gamei ipotetice de putere pana la cca. 360 CP , evaluarea facandu-se prin comparatie ( cu modelul RABA D 10 )

Ceea ce este de remarcat in mod deosebit la noul motor 1035 L6 DTI , este renuntarea la conceptul de ardere tip Meurer , definit prin camera sferica in piston si distributia peliculara a jetului de combustibil si promovarea injectiei directe in camera toroidala - omega cu adaptarea tuturor parametrilor si subsistemelor implicate .

Lucrarea constituie si o prezentare intrinseca a metodologiei de lucru , foarte concreta , pentru dezvoltarea modelelor Diesel mai vechi , in scopul actualizarii sensibile a performantelor dinamice , la valori similare cu modelele constructorilor consacratii in domeniul motoarelor Diesel de tractiune rutiera . In acelasi timp reconsiderarea constructiv functionala este in masura sa creeze premisele initierii fazelor pentru realizarea de performante corespunzatoare limitelor EURO 3 .

Potrivit unor conceptii larg acceptate , demonstrate de evolutiile in constructia de motoare Diesel pentru tractiune rutiera, pragul intre limitele de poluare cunoscute ca EURO 2 si 3 impune schimbari majore in gestiunea injectiei si a arderii . Datorita incapacitatii sistemelor mecanice de a urmari cu suficienta sensibilitate caracteristicile de functionare necesare regimurilor variabile si factorilor mediului ambiant cu influenta asupra motoarelor de tractiune rutiera , in mod deosebit dupa legiferarea limitelor stricte de poluare chimica si / sau fonica s-au impus sistemele de gestiune electronice . Este cunoscut faptul ca, in situatia rezolvarii problematii pentru intrunirea conditiilor EURO 2, se ajunge la punctul de "trade off " , negocierea valorilor intre oxizii de azot respectiv particule. De la acest punct problemele devin ceva mai complicate , scaderea prin diverse mijloace clasice a unui factor antrenand cresterea altuia .

De aceea programul motorului 1035 L6 DTI isi propune reunirea conditiilor pentru nivelul de poluare EURO 2 , cu rezerve suficiente pentru ca , in cadrul unor programe succesive sa promoveze limitele EURO 3 , initial prin introducerea unui sistem de recirculare a gazelor arse -EGR - ca prima masura de reducere a Nox , in aceasta ipoteza cresterea in consecinta a volumului de particule fiind compensata prin adoptarea

unui filtru (particle trap ). Primele evaluari au fost initiate printr-o colaborare cu firma KEMIRA ajungandu-se la o varianta de catalizator specifica motorului 1035L6DTI.

In dezvoltarea de perspectiva , pentru limitele EURO 3 , 4 , au fost demarate programe complexe de proiectare a sistemului multisupapa, a sistemului de injectie tip " common rail " cu injector electromagnetic , a turbosuflantei cu by pass , s-au initiat primii pasi pentru identificarea si setarea sistemului EDC - Electronic Diesel Control de gestiune computerizata a functionarii motorului. De asemenea s-au proiectat masurile tehnologice necesare maririi fiabilitatii si durabilitatii modelului –materiale , ecruisari , tehnici de honuire , eloxari etc, .

Metodologia dezvoltarii motorului 1035L6DTI este esential inspirata din programele de colaborare ale Departamentului Tehnic al ROMAN / MOTOARE AB cu Institutul AVL din Graz Austria in cadrul unui proiect desfasurat intre anii 1993 si 1999 , cu obiectivul proiectarii , omologarii de prototip si asimilarii in fabricatia de serie la ROMAN a unui motor de cca. 4 litri –motorul 392L4 DTI EURO 2 ,de 126 CP , destinat modelelor de camioane de 7-8 tone. [ **Anexa 2** ]

Aceiasi metodologie s-a aplicat succesiv la realizarea dezvoltarilor EURO 2 ale motoarelor de 5,5 litri din licenta SAVIEM –modelul 550L6 DTI in [ **Anexa 3** ] variante de 160 si 196 CP , respectiv a motoarelor din seria grea tip 1240 V8 DTI, 1840 V12 DT, cu puteri pana la 600 CP.

In partea inferioara a gamei , prin translatia solutiilor au fost realizate modelele prototip 275L3 si 294 L3 , motoare de 3 cilindrii , cu solutii unitare de la motoarele 550 si 392 , in vederea acoperirii unor solicitari pentru aplicatii industriale noi , cu puteri de la 60 la 110 CP .

Structura gamei de puteri a motoarelor ROMAN de tractiune rutiera si acoperirea cu tipuri si modele Diesel este prezentata in [ **Anexa 4** ]

Lucrarea prezinta succesiunea fazelor de cercetare , cu plecare de la un set de parametri de performanta impusi , respectiv de la o serie de solutii constructive si marimi functionale constatate la analiza modelelor unor motoare sensibil apropiate .

Astfel , pentru corelarea parametrilor admisiei cu cei ai injectiei de combustibil ,in vederea reunirii conditiilor cerute de procesul de formare a amestecului si arderii, pentru motorul1035L6DTI, s-au luat in considerare:

- un coeficient de turbionare in jurul valorii de 2,0
- un coeficient maxim al debitului de aer prin optimizarea formei galeriei de admisie din chiulasa si a formei scaunului supapei de admisie, prin cercetari desfasurate pe o instalatie speciala ( dupa metoda Thien )

- pentru evacuare in mod similar s-au determinat caracteristici geometrice in masura a obtine coeficienti de debit maximi .

- o caracteristica a presiunii de supraalimentare - in zona critica a cuplului maxim de peste 1.3 bari , potrivit turatiei de 1350 rpm in masura a asigura un exces de aer de cca. 1,6 la cuplu si cca. 2,1 la turatia de 2100 rpm regimul nominal .

- prin adaptarea intercoolerului aer / aer , s-a urmarit obtinerea temperaturii maxime a aerului admis la valoarea de max. 65 grd.C pentru 20 grd. C mediu ambiant

- pentru faza de injectie a fost stabilit obiectivul de 1100-1200 bar presiune maxima la injector , cu limitare de 1000 bar in elementul pompei , durata de cca. 27 grd RAC, presiune de deschidere injector de 250 bar, cantitatea injectata pe ciclu cca. 120 mmc/ciclu x cil .

In baza observatiilor pe alte motoare si corelat cu ceilalti parametri s-a proiectat un pulverizator cu 5 jeturi .

Toate marimile si caracteristicile de mai sus au constituit baza de lucru si au fost cuprinse in tema de dezvoltare adoptata .

In paralel , o serie de programe au fost incluse in planurile de dezvoltare tehnica ale unor colaboratori ca : MEFIN Sinaia pentru pompa de injectie tip P 8000 ,HIDROJET Breaza pentru diuzele de injector de tip P , PULSOR Scornicesti pentru pompele de apa cu debite majorate , HIDROMECHANICA Brasov pentru turbosuflanta , RAAL Bistrita si ROMRADIATOARE Brasov pentru intercooler , FERMIT -Rm.Sarat pentru garnitura de chiulasa si altii . In interiorul ROMAN , executia accelerata a pregatirii SDV-urilor pentru turnarea semifabricatelor chiulasei si a altor repere specifice s-a realizat printr-un efort de exceptie anume utilizarea in premiera ( 1998) la asemenea scara a sistemului CAD CAM -pentru generarea in 3 D a suprafetelor pe statii grafice si executia lor pe masini CNC conduse de calculator .

Studiul gazodinamicii galeriilor de admisie si evacuare in scopul atingerii valorilor coeficientilor proiectati si specificati in tema de lucru s-a efectuat pe o instalatie a carei etalonare si credibilizare s-a facut in baza cooperarii cu Institutul AVL . Detaliile studiului se vor prezenta in capitolul 4

Pentru determinarea valorilor optime ale coeficientilor de debit ai diuzelor de injector s-a construit o alta instalatie , care a fost ulterior insusita de HIDROJET Breaza .Pentru corectia si stabilitatea coeficientilor de debit ai diuzelor de injector a fost initiat un program impreuna cu MASTER SA Bucuresti si Universitatea Timisoara .

Trebuie subliniat faptul ca validarea rezultatelor cercetarii s-a facut un urma testelor de certificare pe standul de probe ,urmate de buletine conforme cu regulamentele ECE-ONU R 85 , R 24.03 si R 49.02 B la Institutul UVMV din Praga, in urma carora autoritatea romana reprezentata de Ministerul Transporturilor, la propunerea RAR. RA a acordat comunicările de omologare internationala . Imediat dupa omologare-certificare a demarat fabricatia de serie .

Expunerea de mai sus sublinieza complexitatea programului, multimea de factori , agenti economici si specialisti implicati in dezvoltarea unui motor . Pentru faza EURO 3 , programele au inclus cooperari cu ICTCM Bucuresti , MASTER Bucuresti , FERITE Urziceni , Holset -Anglia , Bosch si Heinzmann Germania si altii .

Constituirea bazei teoretice pentru desfasurarea programelor de cercetare este dificila pentru colective de proiectare uzinale . In acelas timp o serie de parametri sunt dificil de determinat prin instrumentatie .

Pe de alta parte dotarea cu aparatura a laboratorului uzinal este destinata in principal receptiei " end of line " si mai putin cercetarii . Testele functionale cer o durata de timp importanta , consumuri mari de carburant , executii numeroase si costisitoare de variante prototip . In aceasta situatie procedura de simulare a proceselor pe modele simplificate devine o necesitate .

Obiectivul prezentei lucrari este prezentarea unei metodologii de simulare a proceselor ce au loc in motorul Diesel TDI , prin utilizarea unor programe cunoscute - INPOSER pentru injectie , DYN pentru asamblare , in vederea :

1- determinarii prin calcul a marimilor importante ce definesc functionarea motorului si comparatia cu datele experimentale cunoscute pentru performantele de baza.

2- In continuare , prin simularea cresterii performantelor determinarea evolutiei marimilor de control in scopul optimizarii constructiv - functionale a solutiilor in vederea evolutiei viitoare .

Aplicatia a vizat determinarea prin simulare a parametrilor ce definesc functional motorul tarat la 260 CP , dupa care , prin programul verificat in baza performantelor efective ,sa fie simulata functionarea la 300 CP a motorului .

Pentru presetarea programului , in prima faza s-a considerat o caracteristica ipotetica a viitorului motor , plecand de la parametri minimali determinati pe o varianta prematura a motorului . Dupa omologarea la 260CP- EURO 2, pe baza rezultatelor testelor de certificare internationala in

laboratorul TUV de la Praga, programul initial a fost adaptat caracteristicilor reale .

Simularile au avut ca scop in primul rand determinarea marimilor neinvestigate experimental , iar in al doilea rand simularea cresterii de putere la 300 CP , ca varianta urmatoare in dezvoltarea motorului .

In vederea optimizarii distributiei pe baza parametrilor de performanta, au fost simulate variante de functionare cu mai multe profile de came de admisie si evacuare , variante de avans , variante de supraalimentare

Obiectivul simularii a fost determinarea caracteristicilor actuale ale distributiei si evaluarea posibilitatilor de alegere a unei variante noi , in masura a sustine cresterea de performante precum si determinarea influentei avansului. Pentru grupul de supraalimentare au fost evaluate prin simulare posibilele diferente in functionare , pentru inca doua variante disponibile de turbosuflante .

Prin programul INPOSER au fost simulate mai multe legi de injectie pentru ca apoi , utilizand legile de degajare a caldurii de tip Wiebe de ordinul I sa se identifice un set de legi posibile . Din acest set de legi , in baza datelor functionale determinate experimental se va identifica legea cea mai probabila de ardere in cazul motorului 1035L6DTI .

Atat la reglajul de 260 CP cat si la 300 CP simularea a semnalat o serie de valori pentru parametrii functionali care indica necesitatea unor schimbari constructive sau de reglaj in vederea optimizarii constructiv functionale .

Consideram ca lucrarea poate fi in plus luata in considerare si ca o expunere de metodologie specifica desfasurarii de programe in conditii de austeritate maxima in ceea ce priveste dotarea cu echipamente de cercetare . In unele cazuri stabilirea unor parametri s-a facut in baza studiului comparativ , prin referiri la alte motoare , iar unele masuratori au prezentat valori relative , ceea ce in prima etapa a generat rezultate teoretice diferite de cele experimentale

Dupa validarea unor parametri la omologare si resetarea programului de simulare, rezultatele s-au apropiat semnificativ , intr-o marja de eroare tehnic acceptabila .

**CAPITOLUL III  
STADIUL ACTUAL AL CERCETARILOR IN DOMENIUL  
PERFECTIONARII CONSTRUCTIV FUNCTIONALE ALE MAC DE  
TRACTIUNE RUTIERA**

**3.1 OBIECTIVELE GENERALE ALE CERCETARII ACTUALE A MAC  
DE TRACTIUNE RUTIERA**

Dezvoltarea industrială mondială, cooperarea economică între diversele regiuni și aglomerări, necesitatea aprovizionării cu materiile prime necesare ca și distribuția ulterioară a produselor finite, au condus în ultimii ani la o creștere fără precedent a volumului transporturilor rutiere. Desfasurate pe adevărate "coridoare", transporturile au suferit o serie de limitări legate de masa transportată și distribuția acesteia pe axele vehiculului, în corelație cu infrastructura regiunii, viteza de circulație și siguranța traficului, poluarea chimică și sonoră etc.

Aceste impuneri au generat specializarea mijloacelor de transport rutier, între care cele de lungă distanță, cunoscute din categoria TIR au devenit emblematice.

Exploatarea mijloacelor de transport rutier de capacitate medie-mare implică luarea în considerare a unui cumul de condiții, de interes fiind cele legate de motorizare.

În ideea schitării unui studiu comparativ (tabelul 3.1), se poate analiza seria de mărci consacrate de motoare, de origine europeană și americană, care constituie baza parcului de transport rutier actual de capacitate mare și lungă distanță:

**[Tabelul 3.1]**

model motor	formula cil/disp	cilindree L	putere CP	turatie rpm	cuplu daNm	cs g/kwh
MAN	6 linie	11,9	310/410	1900	170/210	195/215
IVECO	6 linie	10,3	390/430	1900	180/200	195/220
Renault	6 linie	11,12	265/412	2000	101/187	195/220
Mercedes	6 linie	11,95	350/430	1900	185 / 210	200/230
DAF	6 linie	12,6	340/480	1900	160/ 210	195/ 225
Cummins	6 linie	11	345/420	1900	171/ 200	195/220
Detroit D	6 linie	11,1	285/350	1800	115/135	190/ 230

Se poate constata o similitudine în ceea ce privește :

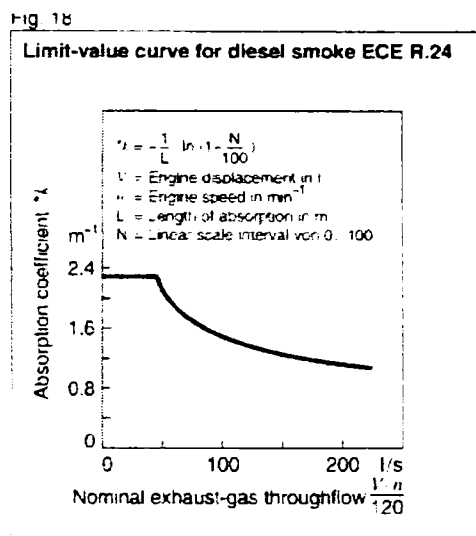
Formula constructiva : Diesel , 6 cilindrii in linie, cilindree in jurul a 12 litri , turbosupraalimentare cu racire intermediara , puteri relativ apropiate - intre 300 si 400 CP cu tendinta crescatoare .

Din datele prezentate de constructori motoarele pretind consumuri specifice minime apropiate ,in jurul a 200 g/ kwh.

Ca urmare a instituirii regionale a legislatiei antipoluare , un criteriu esential in alegerea si dotarea parcului de transport intern si international de capacitate medie / mare il constituie gradul de poluare chimica si fonica in care este incadrat vehicolul . Respectarea limitelor pentru emisiile poluante chimice specifice , ca si a limitelor pentru zgomotul de functionare au generat mai mult ca oricand o cursa contra cronometru in dezvoltarea constructiva si functionala a motoarelor .

Astfel , pe langa sirul de criterii " clasice " – economicitate , putere specifica , greutate specifica ,compactitate , fiabilitate , adaptabilitate etc. criteriul legat de poluarea chimica si sonora devine esential , putand duce la eliminarea din competitie a modelelor si fabricantilor neadaptati legislatiei curente . Este momentul a sublinia aici faptul ca imperativul respectarii regulamentelor europene privind poluarea chimica si sonora sta la originea dificultatilor majore intampinate de industria romaneasca de mijloace de transport , camioane si autobuze .

Regulamentul R24 cu amendamentul 03 stabileste limitele de fum in regim stationar si in acceleratie libera ,cu toate prevederile mult mai ample legate de particule , continute in Regulamentul 49 .[fig. 3.1 a]



**fig . 3.1 a [ 17 ]**

Limitele valorilor fumului conf. R 24 ECE ONU



Coeficientul de absorbtie k este limitat in raport cu debitul de gaze prin motor ,cele doua coordonate se calculeaza dupa formulele :

Debit de gaze  $Q = V.n / 120$  [l/sec] ,  
 V - cilindreea (l) , n - turatia (rpm)

Coeficientul de absorbtie  $K = -1/L \cdot \ln( 1-N/100)$  ( 1/m)  
 L lungimea de absorbtie (m) , N –intervalul scalei

Normele legislatiei in domeniul poluarii mijloacelor de transport pentru cele mai importante regiuni ale lumii sunt date in continuare , impreuna cu ciclurile de incercare . [ fig. 3.2 3.3 3.4 ]

Pentru Europa , in fig. 3.1b este prezentata evolutia limitelor de poluare pentru cele 4 componente nocive din gazele de evacuare [107]

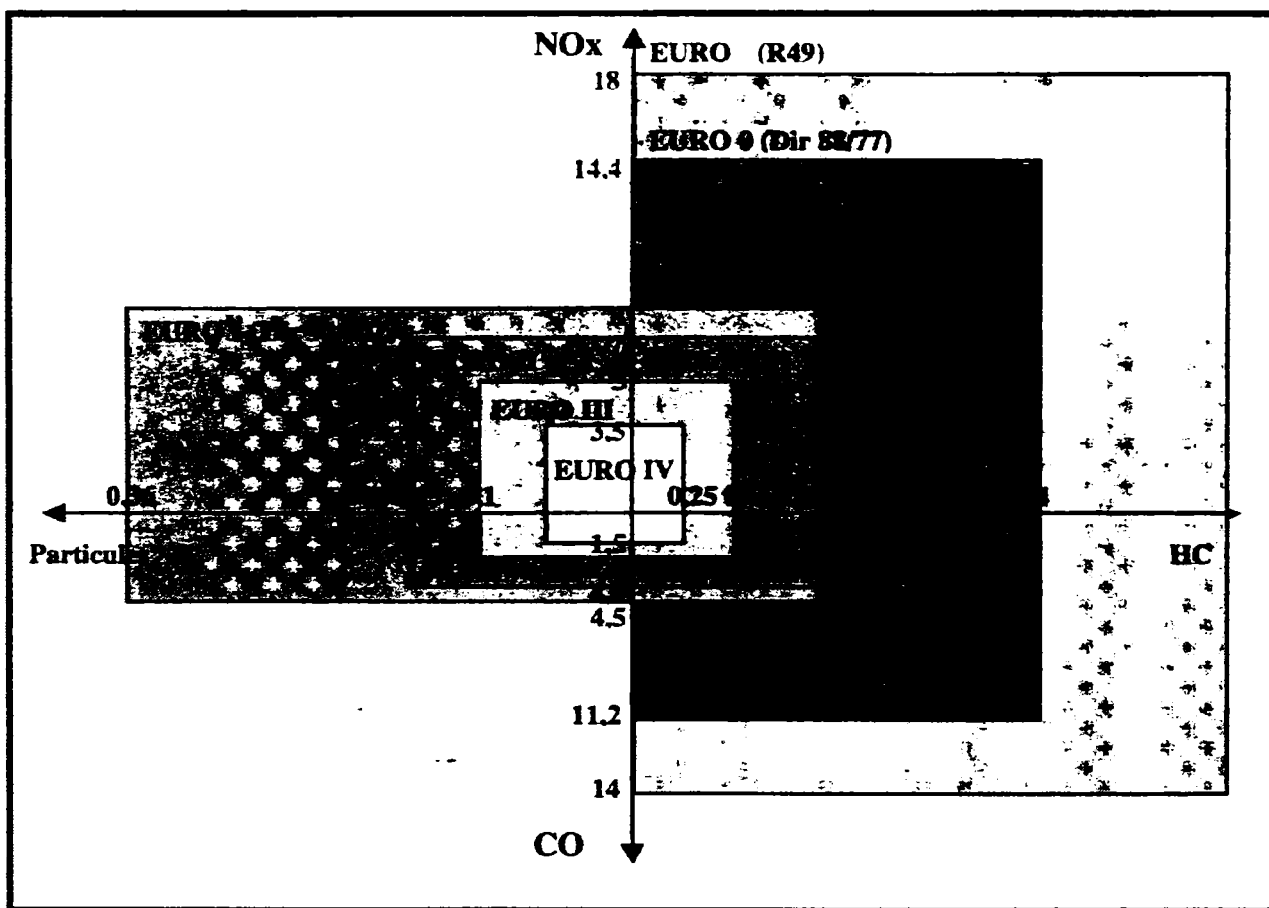


Fig. 3.1 b Etapele de reducere a emisiilor poluante / EURO 0/ EURO IV /

# EUROPE

Year	CO <sub>2</sub> (g/km)	NOx (ppm)	PM (µg/km)	HC (ppm)	EEV (g/kWh)
2000	120	1.0	0.08	1.0	0.08
2005	140	1.0	0.08	1.0	0.08
2010	160	1.0	0.08	1.0	0.08
2015	180	1.0	0.08	1.0	0.08
2020	200	1.0	0.08	1.0	0.08

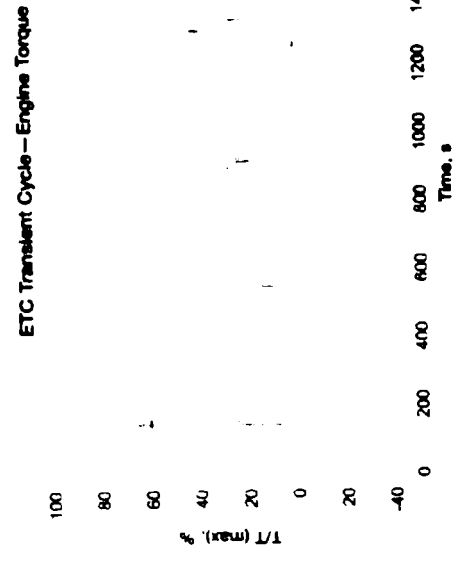
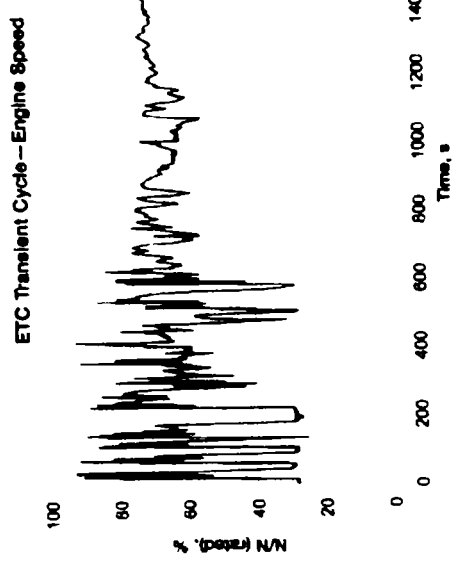
The German government plans to push for a European introduction of low-sulfur gasoline and diesel with a maximum of 10 ppm as of January 1, 2003.

Year	CO <sub>2</sub> (g/km)	NOx (ppm)	PM (µg/km)	HC (ppm)	EEV (g/kWh)
2000	120	1.0	0.08	1.0	0.08
2005	140	1.0	0.08	1.0	0.08
2010	160	1.0	0.08	1.0	0.08
2015	180	1.0	0.08	1.0	0.08
2020	200	1.0	0.08	1.0	0.08

EEV - enhanced environmentally friendly vehicle. For engines less than 0.75 dm<sup>3</sup> swept volume per cylinder and rated power speed of more than 3000 min<sup>-1</sup>. Euro V HD diesel standards as proposed.

Year	CO <sub>2</sub> (g/km)	NOx (ppm)	PM (µg/km)	HC (ppm)	EEV (g/kWh)
2000	120	1.0	0.08	1.0	0.08
2005	140	1.0	0.08	1.0	0.08
2010	160	1.0	0.08	1.0	0.08
2015	180	1.0	0.08	1.0	0.08
2020	200	1.0	0.08	1.0	0.08

EEV - enhanced environmentally friendly vehicle. 1) for natural gas engines only; 2) not applicable to petrol engines at 2000 and 2005 limit; 3) for engines less than 0.75 dm<sup>3</sup> swept volume per cylinder and rated power speed of more than 3000 min<sup>-1</sup>.



Charts Courtesy of www.dieselnet.com

Fig. 3.2 Normele europene

3697 649.107  
 UN V. "POLITEHNICA" 7  
 TIMISOARA  
 BIBLIOTECA CENTRALA

# UNITED STATES

## Table 1. Emission Standards for Heavy-Duty Engines (IMEP)

Year	Vehicle Type	PM (g/kWh)	HC (g/kWh)	CO (g/kWh)	NOx (g/kWh)	PM (g/kWh)	HC (g/kWh)	CO (g/kWh)	NOx (g/kWh)
1994-2003	PM (g/kWh)	18.5	2.0	6.0	4.0	18.5	2.0	6.0	4.0
1994-2003	PM (g/kWh)	18.5	2.0	6.0	4.0	18.5	2.0	6.0	4.0

Heavy-duty vehicles defined as >8500 lbs GVWR. Current federal regulations do not require that complete heavy-duty diesel vehicles be chassis certified just the engines, which are tested over the transient FTP engine dynamometer cycle. Thus, standards are expressed in g/kWh. Also, since 1994 sulfur content in certification fuel has been reduced to 500-ppm wt 1 in-use PM standard 0.07 g/kWh. (Chassis certification may be required for complete heavy-duty gasoline vehicles with standards expressed in g/mile.)

## Table 2. Federal Heavy-Duty Diesel Emission Standards

Year	Vehicle Type	PM (g/kWh)	HC (g/kWh)	CO (g/kWh)	NOx (g/kWh)
1994-2003	PM (g/kWh)	18.5	2.0	6.0	4.0
2004 - 2006	PM (g/kWh)	13.0	1.5	4.5	3.0
2007 - 2010	PM (g/kWh)	10.0	1.0	3.5	2.5

For the EPA ultra-low sulfur diesel fuel is viewed as a technology enabler to allow use of advanced, multi-injector (air-fuel) emission control technologies such as diesel particulate filters and NOx catalysts, when it is necessary to meet 2007 emission standards.

## Table 3. EPA Test Cycle

Year	Vehicle Type	PM (g/kWh)	HC (g/kWh)	CO (g/kWh)	NOx (g/kWh)
1994-2003	PM (g/kWh)	18.5	2.0	6.0	4.0
2004-2006	PM (g/kWh)	13.0	1.5	4.5	3.0
2007-2010	PM (g/kWh)	10.0	1.0	3.5	2.5

The EPA has proposed a diesel fuel sulfur content limit of 15 ppm effective June 2006 for 80% of fuel sold by major refiners for highway use.

## Table 4. Emission Standards for Heavy-Duty Engines (IMEP)

Year	Vehicle Type	PM (g/kWh)	HC (g/kWh)	CO (g/kWh)	NOx (g/kWh)
1994-2003	PM (g/kWh)	18.5	2.0	6.0	4.0
2004-2006	PM (g/kWh)	13.0	1.5	4.5	3.0
2007-2010	PM (g/kWh)	10.0	1.0	3.5	2.5

Goal of standard per EPA, CARB and heavy-duty diesel manufacturer agreement is to reduce heavy-duty highway NOx emissions to about 2.0 g/0.06-hr. Manufacturers can certify their engines under either carbon Emission standards (over 100,000 miles) and NOx (under 100,000 miles) beginning in 2004. EPA test engine (new) definition of useful life of heavy-duty engine for all emissions: 435,000 miles or 10 years, whichever comes first. EPA and CARB standards (normal) through CARB has different standards for urban bus engines.

## Table 5. Emission Standards for Heavy-Duty Engines (IMEP)

Year	Vehicle Type	PM (g/kWh)	HC (g/kWh)	CO (g/kWh)	NOx (g/kWh)
1994-2003	PM (g/kWh)	18.5	2.0	6.0	4.0
2004-2006	PM (g/kWh)	13.0	1.5	4.5	3.0
2007-2010	PM (g/kWh)	10.0	1.0	3.5	2.5

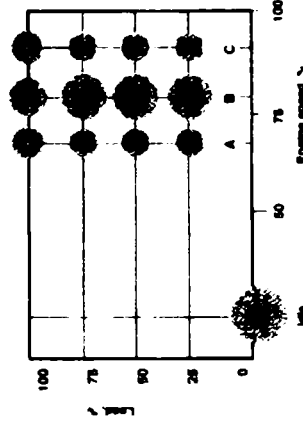
Including medium-duty passenger vehicles covered under the Tier 2 program. Vehicles tested at adjusted loaded weight (ALW). Effective 2007 under Option 1, 2004 under Option 2 or 2009 under Option 3. Full useful life is currently defined as 10,000 miles. EPA is adding 120,000 miles as its useful life. EPA Phase 2 MC standard in the form of NMC03 to be consistent with California MDV standards.

## Table 6. Emission Standards for Heavy-Duty Engines (IMEP)

Mode number	Engine speed	Percent load	Weighting factor	Mode length (minutes)
1	Idle	-	0.15	4
2	$N_n \pm 0.25 \times (N_n - N_{min})$	100	0.05	2
3	$N_n \pm 0.50 \times (N_n - N_{min})$	50	0.10	2
4	$N_n \pm 0.50 \times (N_n - N_{min})$	75	0.10	2
5	$N_n \pm 0.25 \times (N_n - N_{min})$	50	0.05	2
6	$N_n \pm 0.25 \times (N_n - N_{min})$	75	0.05	2
7	$N_n \pm 0.25 \times (N_n - N_{min})$	25	0.05	2
8	$N_n \pm 0.50 \times (N_n - N_{min})$	100	0.05	2
9	$N_n \pm 0.50 \times (N_n - N_{min})$	25	0.10	2
10	$N_n \pm 0.75 \times (N_n - N_{min})$	100	0.05	2
11	$N_n \pm 0.75 \times (N_n - N_{min})$	25	0.05	2
12	$N_n \pm 0.75 \times (N_n - N_{min})$	75	0.05	2
13	$N_n \pm 0.75 \times (N_n - N_{min})$	50	0.05	2

$N_n$ : High speed determined by calculating 70% of maximum power.  $N_{min}$ : low speed determined by calculating 5% of maximum power. Maximum power calculated according to engine mapping procedure.

## FEDERAL MODE SUPPLEMENTAL TEST PROCEDURE



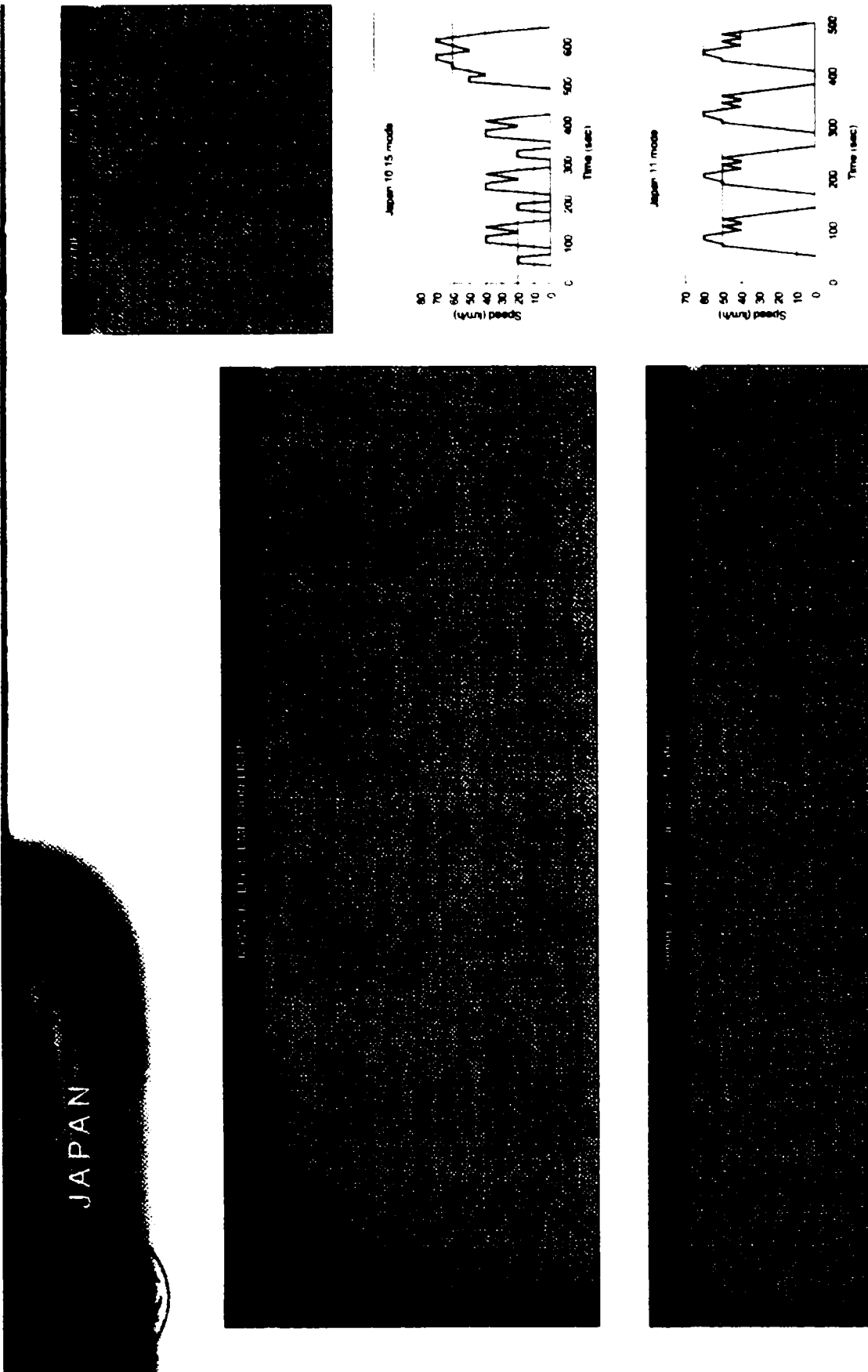


Table indicates current limits. The Japanese government expects to determine new specific limits and fuel requirements by the end of 2002.  
 1) RVP: 93 kPa maximum for cold climates. 2) If viscosity  $\leq 1.7$  mm<sup>2</sup>/sec, 90% point should be  $\leq 150^{\circ}\text{C}$ .

Fig. 3.4 Normele japoneze de poluare

In același timp este evident faptul că marea parte a eforturilor de cercetare dezvoltare a MAC de tracțiune rutieră se concentrează pe identificarea căilor de reducere a poluării. Complexitatea fenomenelor arderii în MAC a combustibililor fosili utilizați în prezent solicită participarea intensă a mai multor științe, antrenând mijloace de cercetare sofisticate și necesitând dotări importante în aparatură și softuri specifice.

În egală măsură, este importantă evoluția tehnologică, soluțiile inspirate din rezultatele cercetărilor fiind în mod necesar susținute de materiale cu caracteristici superioare, tratamente și procedee de prelucrare moderne. Toate aceste condiții reunite sub semnul costului de execuție și exploatare fac posibilă imaginea actuală a competiției în domeniul fabricației de MAC de tracțiune, a eforturilor financiare și științifice necesare susținerii industriei de profil.

### **3.2 TENDINTE ACTUALE DE NATURA CONSTRUCTIVĂ ÎN DEZVOLTAREA MAC DE TRACȚIUNE RUTIERĂ.**

După cum s-a putut observa în subcapitolul anterior, tendințele privind formula constructivă se focalizează pe soluția Diesel cu 6 cilindri în linie cu o capacitate în jurul a 12 litri, supraalimentat cu racire intermediară

În cvasitotalitate s-a renunțat la racirea cu aer, în favoarea racirii cu lichid în circuit forțat, termostatat, protejat frecvent de filtre de lichid

Este generalizată injecția directă multijet, de presiune înaltă, asupra sistemelor de injecție existând de ceva timp o dispută interesantă.

Injecția directă oferă o serie de avantaje privind performanțele dinamice și de consum, dar compensează din plin aceste avantaje prin emisiile crescute de Nox, particule și emisii crescute de zgomot.

Prin urmare, marea parte a eforturilor de cercetare actuale se axează pe reducerea efectelor acestor emisii, pentru care de fapt sunt legiferate limite prin regulamentele internaționale.

Data fiind corelația poluare - soluție constructivă, vom clasifica modelele cunoscute de MAC de tracțiune în raport cu poziția acestora în amendamentele regulamentelor de poluare, respectiv normele cunoscute ca EURO, în scopul evidentierii evoluțiilor lor până în prezent.

Un tablou al anilor '80 releva diferente si asemanari de natura constructiva intre diversele marci de motoare in special in ceea ce priveste sistemele de injectie si supraalimentare.

Pentru motoarele de 10- 12 litri predomina sisteme de injectie cu elementii in linie , presiuni de pana la 800 bari , conform clasificarii Bosch. [ tabel 3.2 ] ,

Tabel 3.2 Echipamente de injectie Bosch [ 17 ]

Fuel-injection system Type	Injection				Engine-related data			
	Injected fuel quantity per stroke mm <sup>3</sup>	Max. nozzle pressure bar	Mechanical Electronic Electromechanical MV Solenoid valve	Direct injection Indirect injection	VE NE Post injection	No. of cylinders	Max. speed min <sup>-1</sup>	Max. power per cylinder kW
<b>In-line injection pumps</b>								
M	60	550	m, e	IDI	-	4..6	5.000	20
A	120	750	m	DI / IDI	-	2..12	2.800	27
MW	150	1.100	m	DI	-	4..8	2.600	36
P 3000	250	950	m, e	DI	-	4..12	2.600	45
P 7100	250	1.200	m, e	DI	-	4..12	2.500	55
P 8000	250	1.300	m, e	DI	-	6..12	2.500	55
P 8500	250	1.300	m, e	DI	-	4..12	2.500	55
H 1	240	1.300	e	DI	-	6..8	2.400	55
H 1000	250	1.350	e	DI	-	5..8	2.200	70
<b>Axial-piston distributor injection pumps</b>								
VE	120	1.200/350	m	DI / IDI	-	4..6	4.500	25
VE...EDC <sup>1)</sup>	70	1.200/350	e, em	DI / IDI	-	3..6	4.200	25
VE...MV	70	1.400/350	e, MV	DI / IDI	-	3..6	4.500	25
<b>Radial-piston distributor injection pump</b>								
VR...MV	135	1.700	e, MV	DI	-	4..6	4.500	50
<b>Single-plunger injection pumps</b>								
PF(R)	150... 18.000	800... 1.500	m, em	DI / IDI	-	arbitrary	300... 2.000	75... 1.000
UIS 30 <sup>2)</sup>	180	1.600	e, MV	DI	VE	8 <sup>3a)</sup>	3.000	45
UIS 31 <sup>2)</sup>	300	1.600	e, MV	DI	VE	8 <sup>3a)</sup>	3.000	75
UIS 32 <sup>2)</sup>	400	1.800	e, MV	DI	VE	8 <sup>3a)</sup>	3.000	80
UIS-P1 <sup>3)</sup>	62	2.050	e, MV	DI	VE	6 <sup>3a)</sup>	5.000	25
UPS 12 <sup>4)</sup>	150	1.600	e, MV	DI	VE	8 <sup>3a)</sup>	2.800	35
UPS 20 <sup>4)</sup>	400	1.800	e, MV	DI	VE	8 <sup>3a)</sup>	2.600	80
UPS (PF[R])	3.000	1.400	e, MV	DI	-	6..20	1.500	500
<b>Common Rail accumulator injection system</b>								
CR <sup>5)</sup>	100	1.350	e, MV	DI	VE <sup>6a)</sup> /NE	3..8	5.000 <sup>5b)</sup>	30
CR <sup>6)</sup>	400	1.400	e, MV	DI	VE <sup>6a)</sup> /NE	6..16	2.800	200

pompe de injectie de clasa A sau P 3000 si injectoare tip S sau P multijet . Pentru reglarea avansului de injectie erau utilizate variatoare mecanice , centrifugale , cu plaje de cca. 7 grd. Rap .

Un motor la nivelul de poluare **EURO 0** putea fi caracterizat astfel :

- aspirat natural sau supraalimentat
- echipament de injectie A sau P3000 la cca 800 bar.
- variator de avans mecanic , centrifugal
- doua supape pe cilindru

**Motoarele EURO 1** prezinta o structura similara , cu sisteme de injectie mecanice , de presiune crescuta ,pompe tip P3000 , injectoare cu masa redusa tip P cu 4-5 jeturi de combustibil in camera toroidala .Se pastreaza solutia cu 2 supape pe cilindru datorita retinerilor in abordarea costurilor legate de sistemul multisupapa . Se extinde supraalimentarea .

**Motoarele EURO 2** valorifica la maximum capacitatile sistemelor mecanice de reglaj , respectiv pompe cu presiuni pana la 1400 bari -tip P 7100 , P8000 , H , injectoare cu masa redusa si diuze cu sac de volum redus , variatoare mecanice , centrifugale cu plaje de cca. 4 grd. rap.

Este generalizata supraalimentarea cu racire intermediara aer /aer cu grad de supraalimentare in jurul valorii de 2,5 .

Dificultatile - ca si abilitatile constructorilor fac sa apara sisteme electronice de reglaj avans si turbine cu by pass, destinate obtinerii unor presiuni crescande in zona joasa de turatii de functionare . Imperativele obtinerii unor conditii optime de injectie si ardere in camera de combustie duce la aparitia primelor modele cu 3-4 supape pe cilindru ,ceea ce face posibila amplasarea centrala a injectorului .

Mecanica motoarelor se adapteaza unor presiuni maxime de ardere ce tind sa atinga si sa depaseasca 100- 120 bari .

**Motoarele EURO 3** prezinta o oarecare diversificare a solutiilor constructive , mai ales la capitolele definitorii de injectie si supraalimentare . Este generalizata injectia de mare presiune , generata de sisteme diferite ca PLD (Pumpe –Leitung-Duze ) , CR(common rail ) ,UIS (united injector system ) practicate in Europa, HEUI , MEUI -sisteme de injectie practicate in SUA . Pozitia centrala a diuzei , rezultat al dezideratului asigurarii conditiilor echivalente fiecarui jet de combustibil a dus la adoptarea mai larga a sistemului multisupapa. Gestiunea injectiei -in special a avansului ( a carei caracteristica tot mai complexa este legata de emisiile de oxizi de azot) dar si a sarcinii ( in conditiile limitarii la unele regimuri pentru

evitarea poluarii ), imposibil a fi realizata mecanic datorita gradului ridicat de acuratete si a influentei majore a factorilor functionali a impus introducerea sistemelor de gestiune electronica EDC –Electronic Diesel Control

Este generalizata supraalimentarea inalta cu racire intermediara , turbina cu by pass sau cu geometrie variabila - VGT comandata electronic.

Dificultatile de reducere a emisiilor de particule respectiv oxizi de azot pentru promovarea limitelor EURO 4 si EURO 5 au revitalizat cercetarile in domeniul tratamentelor post ardere - catalizatori de oxidare / reducere, respectiv filtre de particule .

Pentru etapele urmatoare , cu restrictii crescande in valorile Nox si particule, se prevad o serie de solutii active - cum ar fi majorarea continua a presiunilor de injectie, injectia fractionata , postinjectia pentruregenerarea catalizatorului , respectiv solutii pasive - din categoria catalizatorilor si a filtrelor , pana la injectia de substante reducatoare pentru Nox - ex. uree .

O serie de masuri afecteaza combustibilii si lubrifiantii ca si procedeele tehnologice de executie .

### **3.3 PARTICULARITATI DE NATURA FUNCTIONALA A MAC - MODELE ACTUALE DESTINATE TRACTIUNII RUTIERE**

Conditia esentiala pentru obtinerea unui randament ridicat al procesului de combustie, care sa genereze atat un lucru mecanic maxim al pistonului , dar si prin ardere completa, un volum minim de gaze si particule nocive este asigurarea cantitatii de aer necesar oxidarii particulelor de combustibil injectat . Imperfectiunile procesului din camera de combustie conduc la motoarele Diesel la necesitatea introducerii unei cantitati de aer mai mari decat cea stoichiometric necesara , cuantificabila prin termenul de exces de aer . In mod logic, rezultatele proceselor de ardere in motorul Diesel depind de cantitatea de aer disponibila in camera si de organizarea propriu-zisa a arderii , in esenta de modalitatea de asigurare a conditiilor de reactie combustibil / aer in fiecare punct al volumului. O masura a gradului de perfectiune a organizarii procesului de ardere o constituie cantitatea maxima de combustibil injectata in cilindru , care sa genereze rezultate maxime din punct de vedere al performantelor si a emisiilor motorului . Este evident faptul ca respectarea limitelor de poluare devine prioritara in raport cu performantele , indiferent de limitele mecanicii motorului

In consecinta , un deziderat de prima marime in ordinea proceselor , il constituie imbunatatirea continua a coeficientilor de umplere ai motorului , respectiv a masei disponibile a aerului retinut in cilindru .



Metodele de atingere a cantitatii maxime de aer sunt diverse :

- cresterea sectiunilor de curgere a gazelor , in limitele geometrice
- reducerea pierderilor in tubulaturi si galeriile chiulaselor , ca si in poarta supapelor de admisie .
- adaptarea diagramelor de distributie timp /sectiune
- cresterea masica a cantitatii de aer , prin modificarea densitatii
- cresterea presiunii aerului admis prin supraalimentare
- controlul efectelor de unda – rezonanta in tubulatura de admisie .
- adaptarea caracteristicilor de umplere cu sarcina efectiva momentana a motorului , potrivit diverselor regimuri de functionare .

Prin compararea diverselor constructii de MAC pentru tractiune rutiera , se constata o valoare apropiata a coeficientilor de comprimare , cca. 17 , ceea ce indica un optim al conditiilor de pornire si mai ales al conditiilor de initiere a arderii in momentul injectiei .

Date fiind conditiile de functionare si durabilitatea impusa motoarelor de tractiune rutiera , pentru desfasurarea arderii se urmareste cresterea lenta a presiunii din cilindru in timpul injectiei de combustibil . Arderea progresiva a cantitatii de combustibil injectate prin controlul legii de injectie evita acumularea combustibilului in camera in perioada necesara autoaprinderii evita cresterea accelerata a presiunii si temperaturii in masura a genera emisii poluante, in special de Nox si nu in ultimul rand reduce solicitarile mecanice si termice ale motorului , cu efect atat asupra uzurii cat si al emisiilor de zgomot .

In fig. [ 3.5 ] si fig. [ 3.6 ] – [ 88 ] se pot observa doua ipostaze ale procesului de desfasurare a arderii , primul de factura clasica, cu raport de crestere a presiunii de cca. 1,4 , al doilea regim caracterizat prin controlul injectiei in raport cu conditiile arderii , prin care se obtine un raport redus de crestere a presiunii in cilindru , dar o dezvoltare a diagramei indicate de o maniera ce sugereaza un proces izobar .

La sfarsitul compresiei se obtin presiuni de 118 bari , injectia se produce cu cca. 2 grade inainte de PMI , iar arderea combustibilului genereaza o crestere de numai cca. 2-3 bari a presiunii din cilindru .

Obtinerea unui regim de ardere ca in fig. 3.6 presupune gestionarea riguroasa a avansului in raport cu conditiile din cilindru precum si o rata a injectiei corelata cu viteza de ardere corespunzatoare . Diagramele sunt obtinute pe acela motor [ 392L4 DTI in doua regimuri diferite . Pentru sistemele mecanice de control al avansului si injectiei este posibila doar selectarea unor regimuri de interes major . Este unul din motivele pentru care au fost adoptate sistemele electronice , in masura

a optimiza procesul de injectie in orice regim de sarcina , turatie , temperatura etc .

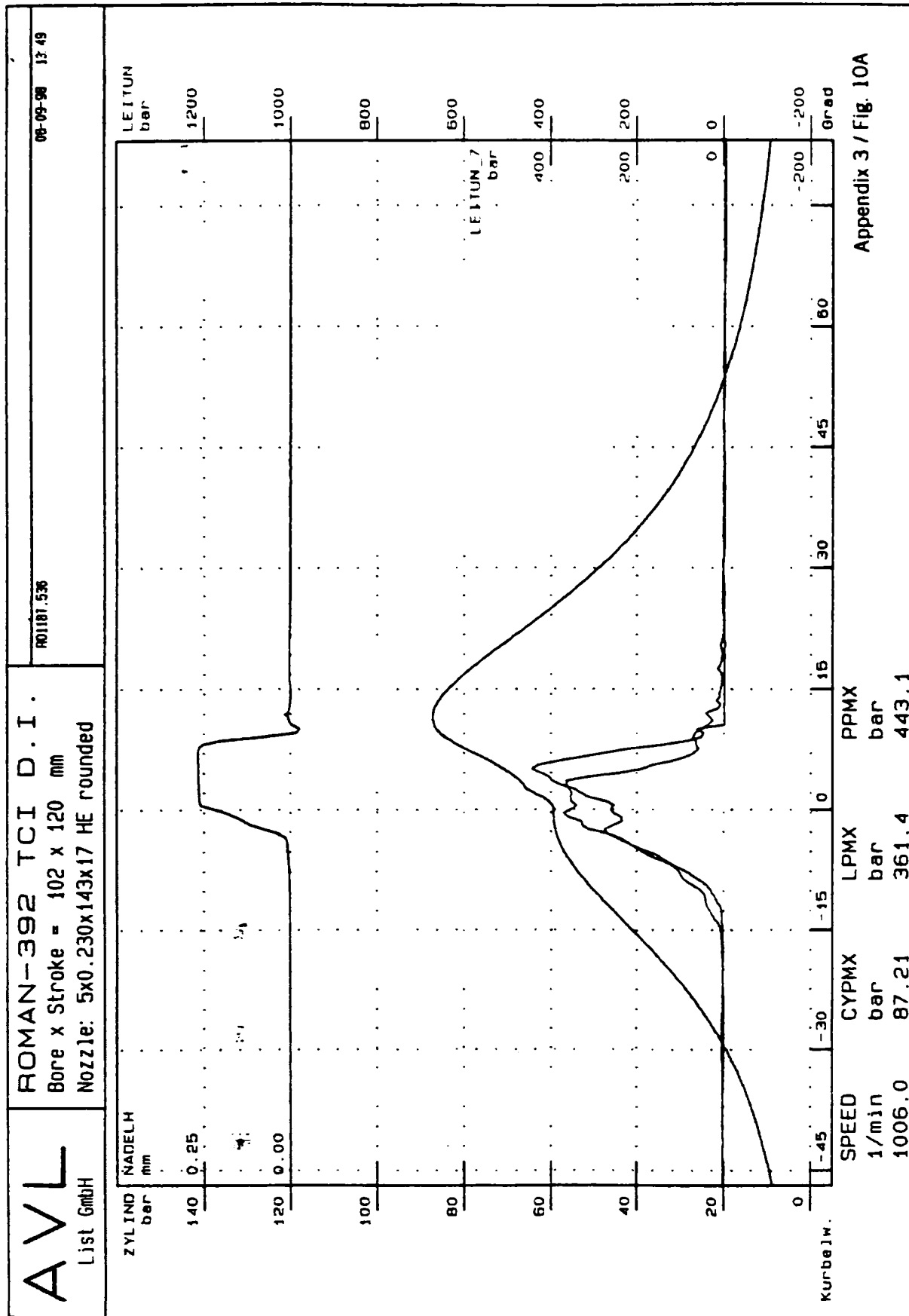
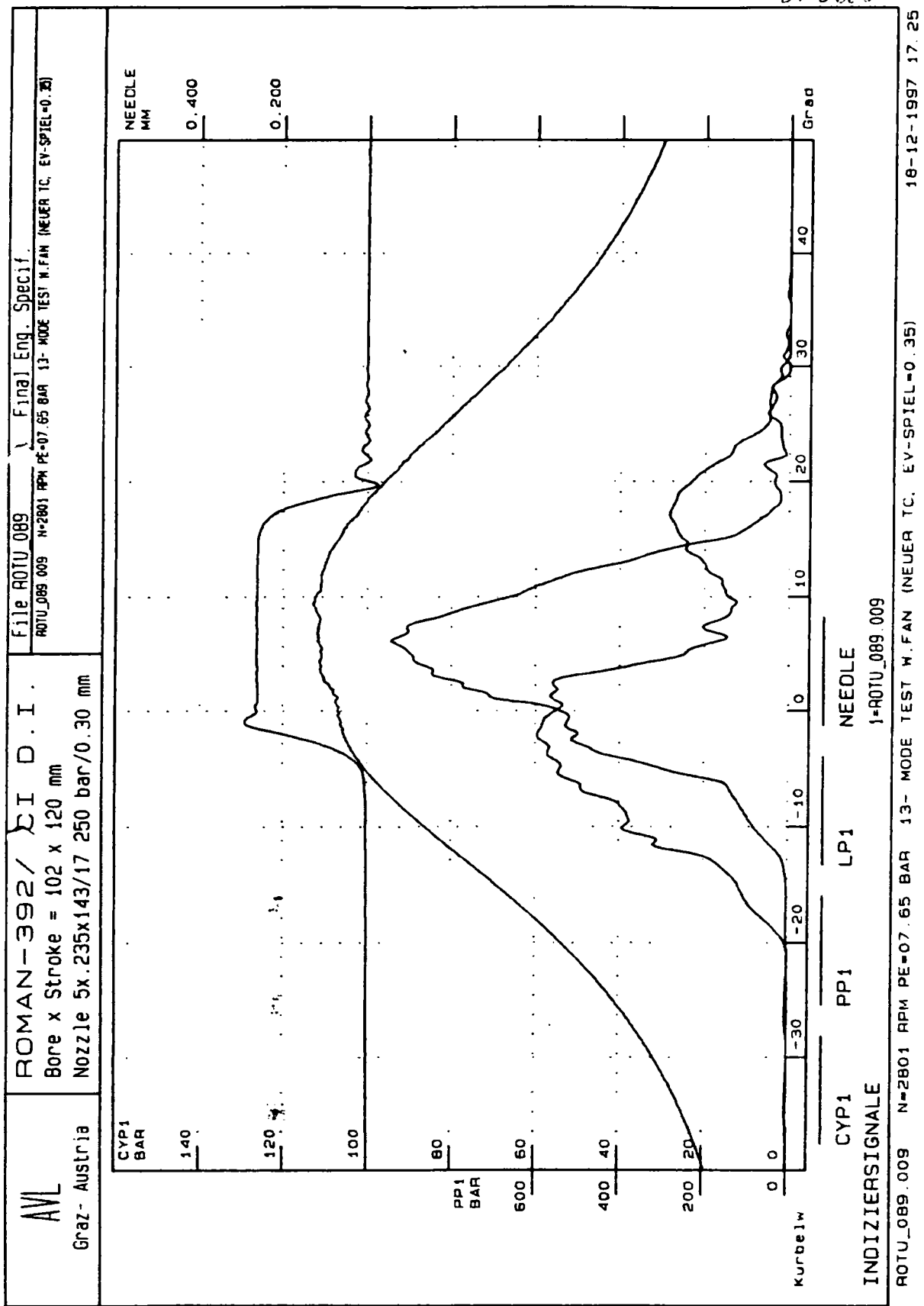


Fig. 3.5 Diagrama indicata -motor 392L4 DTI , cca. 2000 rpm [88]



Appendix 2 Fig 4.1

Fig. 3.6 Diagrama indicata , motor 392L4 DTI , regim nominal [88]

In cele doua diagrame sunt inregistrate simultan presiunile de injectie -la capetele conductei , ridicarea acului si presiunea din cilindru. Procesele de destindere si evacuare sunt concepute a genera maximum de lucru mecanic , distributia avand un rol esential atat in valorificarea potentialului energetic al gazelor cat si in asigurarea functionarii optime a grupului turbocompresor .

Reducerea poluarii mediului prin emisiile chimice si zgomot au devenit preocupari esentiale in constructia si reglajul motoarelor de tractiune , ceea ce a generat o serie de solutii si masuri specifice . In acelas timp s-au creat instrumente de cercetare sofisticate , pe baza cunostintelor acumulate in diverse domenii .

Diminuarea poluarii chimice si sonore , optimizarea performantelor dinamice , constituie tot atatea directii de cercetare . In cele ce urmeaza vom trece in revista preocupari actuale si de perspectiva in dezvoltarea si optimizarea constructiv functionala a MAC de tractiune rutiera

### **3.4 DIRECTII DE CERCETARE IN DOMENIUL PERFECTIIONARII CONSTRUCTIV FUNCTIONALE A MAC DE TRACTIUNE RUTIERA**

#### **3.4 1 SUPRAALIMENTAREA MAC**

Avand in vedere faptul ca in totalitate motoarele Diesel de tractiune rutiera actuale sunt echipate cu grup turbocompresor, o deosebita atentie este acordata alegerii si relatiei de interdependenta intre motor si agregatul de supraalimentare Din considerente legate de costuri , la MAC de tractiune rutiera s-a impus supraalimentarea consacrata , cu grup turbocompresor de impuls , in unele aplicatii supraalimentarea mecanica sau in trepte . O caracteristica a functionarii MAC de trafic greu este faza de accelerare , cand se constata cel mai frecvent aparitia fumului negru [fig.3.7] - o diagrama opacitate (absorbție ) // timp

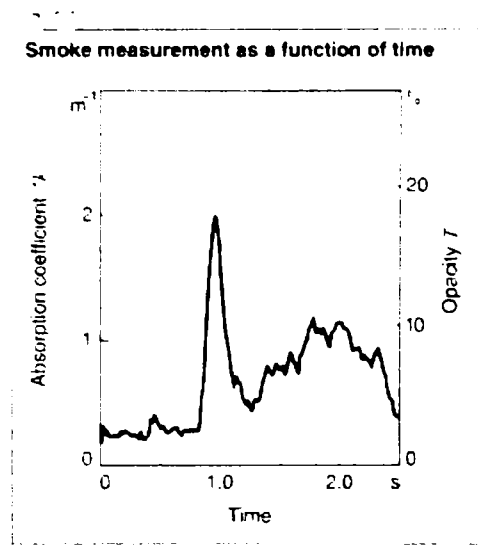


Fig . 3.7 Emisia de fum in accelerare in raport cu timpul [17]

Sarcina comandata motorului intra in contradictie cu posibilitatile reduse ale grupului turbocompresor de a genera aer suficient pornind de la un debit si o presiune scazuta a gazelor , corespunzatoare turatiei reduse a motorului. In acelas timp se manifesta si inertia mecanica a rotorului turbocompresor. Este cunoscut si din testele pe stand ca regimurile sub turatia si sarcina corespunzatoare cuplului maxim al motorului , pun probleme complexe de reglaj, atat pentru avansul la injectie cat si pentru debitul reglat al pompei –la pompele mecanice in general prin utilizarea dispozitivului LDA . Se sacrifica in fapt disponibilitatile de cuplu - solicitat de vehicul -pentru considerente legate de poluare . Sistemele electronice limiteaza campul de functionare predeterminat .

Supraalimentarea cu turbine cu by-pass ( waste gate ) cauta sa rezolve partial problema imbunatatirii coeficientului de exces de aer , prin reducerea sectiunii turbinei , corespunzator debitului de gaze la turatii mai mici, in acelas timp sacrificand o parte a energiei gazelor la turatiile mari ale motorului , prin eliberarea lor direct in esapament printr-o supapa de ocolire a turbinei (by pass ) Se obtin astfel conditii mai bune in vecinatatea punctului de cuplu maxim, care dupa cum este cunoscut, are o pondere majora in calculul gradului de poluare in prevederile Regulamentului R 49 atat pentru particule cat si pentru Nox .

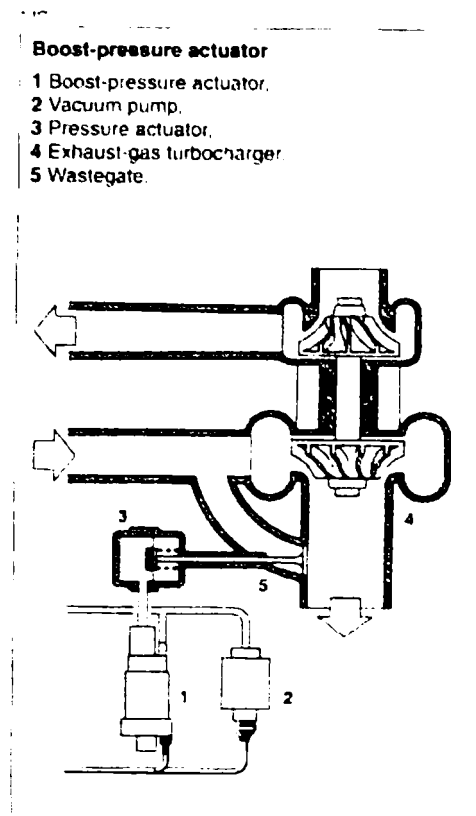
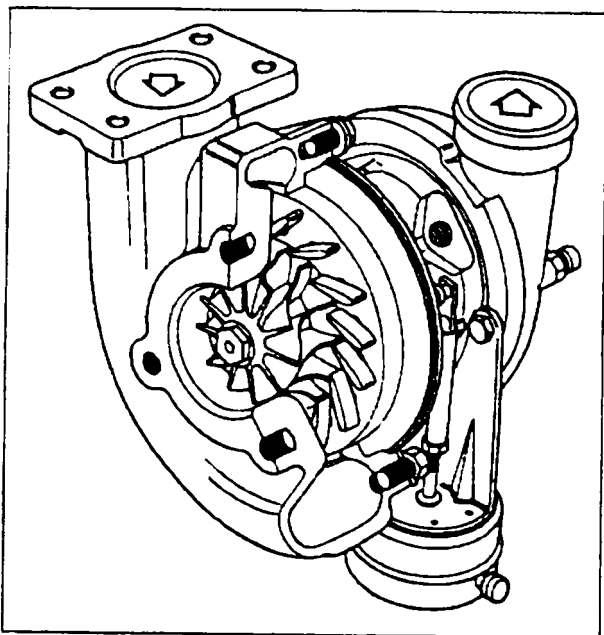


Fig .3.8 [ 17] Turbosuflanta cu by pass  
(waste gate ) , comandata pneumatic si cu control electronic

Turbina 4 este prevazuta cu supapa de descarcare 5 , comandata de capsula pneumatica 3 , a carei de- presiune de comanda este generata de o pompa de vacuum 2 si controlata de un actuator 1 . Sistemul in ansamblu este gestionat electronic .

Grupul turbocompresor este conceput pentru debite mai mici de gaz decat cele generate la regimul nominal . Pentru turatiile si sarcinile mari , o parte a gazelor este scapata controlat direct in conducta de evacuare , pentru a evita supraturarea compresorului . In acelas timp are loc si o crestere a temperaturii medii a gazelor dupa turbina , cu efecte asupra functionarii sistemelor pasive de depoluare – catalizator , filtru de particule .

Dezavantajele supraalimentarii consacrate, in special randamentul modest al turbinelor cu impuls , ca si dificultatile de adaptare rapida a grupului turbocompresor la diversitatea de regimuri reclamate de functionarea motorului in trafic rutier , a facut posibila in ultima perioada de timp extinderea utilizarii turbinelor cu geometrie variabila [ fig.3.9] [ 108 ]



Garrett VNT25 turbocharger

fig. 3.9 Turbina cu geometrie variabila

Modificarea unghiului de incidenta al gazelor cu rotorul , prin sistemul mecanic de directionare a paletelor difuzorului , corespunzator caracteristicilor functionale impuse , in cazul difuzorului mobil, respectiv a vitezei gazelor in cazul urbinei cu distribuitor , fac posibila adaptarea mai corecta si mai rapida a presiunii , a cantitatii de aer insuflat motorului in fiecare punct al campului de functionare .

Este evident ca gestiunea functionala optima a acestui sistem nu poate fi decat electronica , in baza unui complex de parametrii deja determinati si pre-setati in memoria EDC

Caracteristica grupului turbocompresor face posibila realizarea conditiilor de intrare in sistemul motor , respectiv presiunea / debitul de aer disponibil in tubulatura de admisie .

O atentie deosebita se acorda in continuare reducerii pierderilor gazodinamice atat in tubulaturile admisiei cat si in galeriile de admisie si in poarta supapei de admisie . Din simpla vizualizare a colectoarelor si tubulaturilor de admisiune se poate constata acuratetea crescanda a realizarii canalizatiilor , evitarea schimbarilor severe de directie a coloanei de aer, racordarea cu scrupulozitate a elementelor componente , rapoarte dimensionale specifice intre diametre si lungimi respectiv volume etc.

De asemenea s-au elaborat proceduri complexe si sensibile destinate realizarii geometriei galeriilor de admisiune din chiulase si a sectiunii scaunului supapei de admisie , in scopul obtinerii de pierderi gazodinamice minime , respectiv coeficienti de debit maximi .

Miscarea aerului in galerii si in cilindru , corelata cu o serie de

alti factori, in scopul creerii conditiilor de ardere a particulelor de combustibil este caracterizata de coeficientii de turbionare .

Determinarea acestor coeficienti se face pe instalatii specifice , in componenta carora intra debitmetre de aer , senzori de presiune , sonde etc.

O mai atenta abordare a procesului de umplere se va prezenta in cap. 4

### **3.4.2 PRESIUNEA DE INJECTIE**

Odata realizata umplerea cilindrului si comprimarea , procesul de injectie devine esential in optimizarea formarii amestecului si arderii .

Studiile si cercetarile de ultima ora pun accentul pe doua din caracteristicile procesului de injectie - presiunea de injectie (cu efecte in finetea pulverizarii si penetratia jetului de combustibil ) si legea de injectie respectiv functia cantitate / rotatie arbore cotit .

Analizand evolutiile sistemelor de injectie de combustibil de-a lungul timpului ,constatam o tendinta generala si permanenta in realizarea unor presiuni de valori tot mai mari .

Presiunea de injectie a sistemelor mecanice utilizate este limitata tehnologic de :

- finetea posibil a fi realizata la un moment dat in executia orificiilor diuzei
- caracteristicile de rezistenta a conductelor de presiune
- caracteristicile de rezistenta mecanica de durata ale pompelor de presiune .

Astfel , diametrele minime ale orificiilor diuzelor au evoluat de la cca. 1mm acum 30 de ani ( 0,7 mm la pulverizatorul motorului D2156 HMN) la 0,11 mm in prezent , la unele constructii , corespunzator procedeele tehnologice , care au demarat cu executia clasica prin aschiere cu burghiu ajungand astazi pina la executii laser .

Concomitent cu cresterea puterilor specifice , respectiv cu cantitatile injectate pe ciclu , in limitele de timp induse de parametrii de poluare , presiunile de injectie au crescut dramatic , de la 300-400 bari la cca. 2000 bari in prezent . Corespunzator noilor solicitari s-a modificat si conceptia constructiva a pompelor de injectie in masura a suporta solicitarile mecanice superioare . Peste cresterea absoluta a presiunii se adauga si efectele de unda in sistemul de injectie ceea ce complica substantial fenomenele , acordarea unui sistem de injectie cu un motor dat constituind o procedura complexa , cu multe variabile , procedura in general rezervata producatorilor consacratii de echipamente de injectie .

Pentru atingerea performantelor de poluare EURO 3 si EURO 4



sunt luate in considerare presiuni de injectie de cca. 2000 bari , realizate de sisteme de injectie diverse :

**Sistemul PLD (Pumpe - Leitung -Duze ) sau UPS (Unit Pump System)** este caracterizat prin constructia robusta a unitatii de pompare a combustibilului , conducta de inalta presiune , injectorul de regula vertical , in axa cilindrului si a camerei de ardere , la solutia cu 4 supape

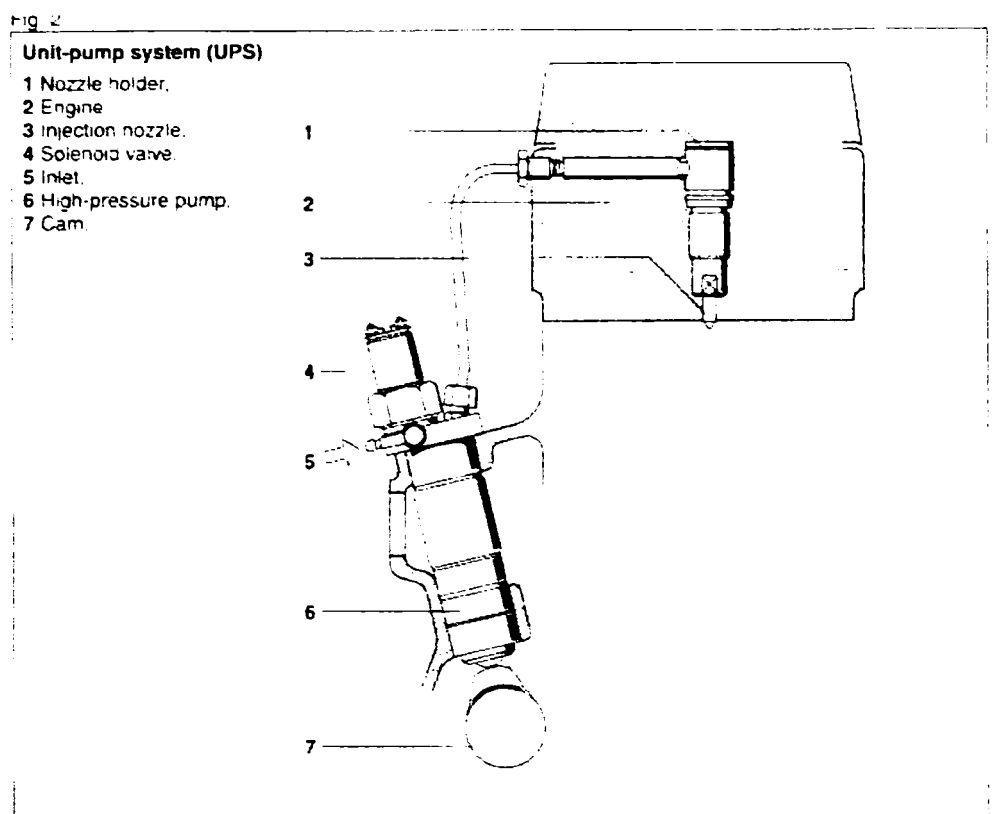


fig 3.10 Sistemul UPS [ 17 ]

Injectorul 1 , respectiv pulverizatorul 3 este asezat in axa cilindrului , in chiulasa motorului 2 , injectia se efectueaza cu ajutorul pompei de mare presiune 6 , comandata de cama 7 , alimentata de la sistemul de joasa presiune prin racordul 5 . Controlul injectiei ca moment si durata este dat de solenoidul 4 ce comanda o supapa .

Solutia pleaca de la dificultatea realizarii unui corp de pompa comun pentru toti elementii de pompare ( o prima tentativa fiind solutia UPEC de la DAF ), problemele de rezistenta a conductelor de presiune - lungime , diametre pentru presiuni variabile pana la 2000bari .

Comanda injectiei se executa cu ajutorul unei electrovalve de mare viteza care permite ajustarea momentului injectiei si a cantitatii injectate , intreruperea injectiei si returul excesului de combustibil in rezervor .

Dintre dezavantajele solutiei amintim si modificarile majore ale blocului motor, ca urmare a executiei locaselor pentru pompele individuale, complicarea axei cu came pentru comanda pompelor si nu in ultimul rand dificultatea modularii legii de injectie . Pana in prezent , electroventilele ultimei generatii au reusit realizarea injectiei multistadiale ca masura de prim rang in evitarea emisiilor crescute de zgomot caracteristice injectiei directe de mare presiune .

**Sistemul UIS**( Unit Injector System)[ 17 ] fig. 3.11 reuneste functiunile de pompa si injector in acelaasi ansamblu , eliminand conducta de presiune . In etajul superior pompa de injectie individuala este actionata de un arbore cu came sau de un culbutor, iar in cel inferior este injectat combustibilul asemanator injectorului clasic . Momentul , respectiv cantitatea injectata este controlata de o electrovalva cu functiuni asemanatoare celei de la sistemul PLD .

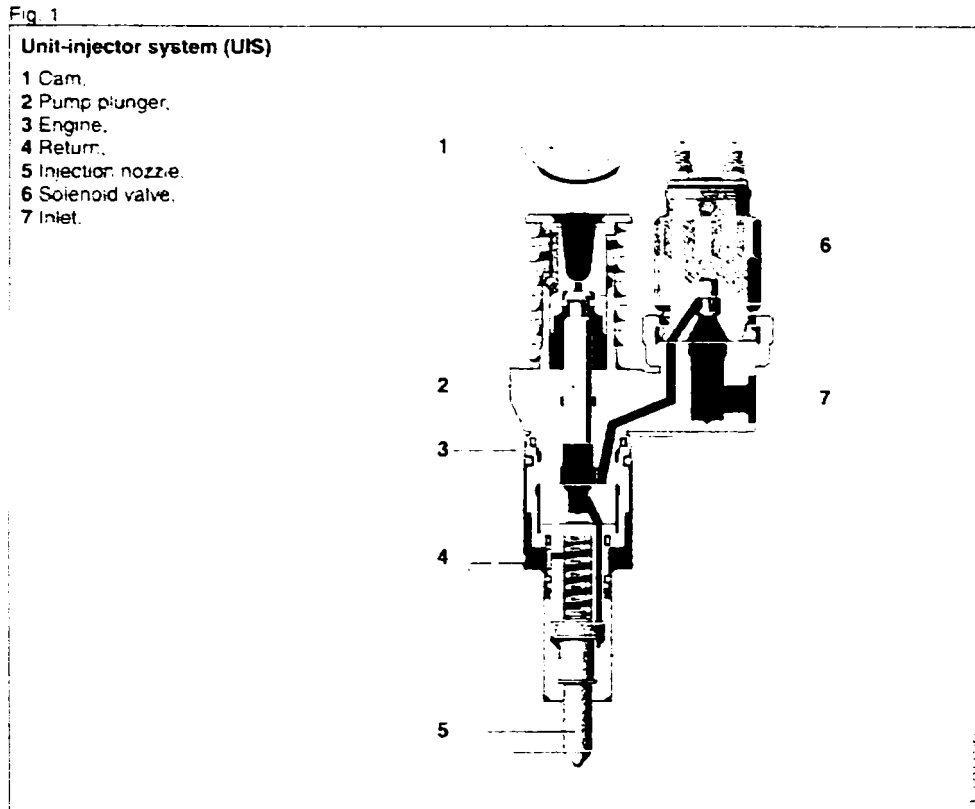


Fig.3.11 Sistemul UIS

Cama 1 actioneaza plungerul 2, al carui cilindru este alimentat prin racordul 7, prin electrovalva 6. Racordul 4 elimina combustibilul in exces printr-un orificiu in chiulasa motorului 3 . Se observa pozitia central-verticala a pompei respectiv pulverizatorului 5, ceea ce sugereaza solutia cu 4 supape / cilindru .

Conceptia UIS complica constructia chiulasei si distributia motorului

fie prin amplasarea in capul chiulasei a axei cu came necesare comenzii pompelor –injector , fie prin multiplicarea mecanismelor tchet, tija ,culbutor cu toate problemele aferente .

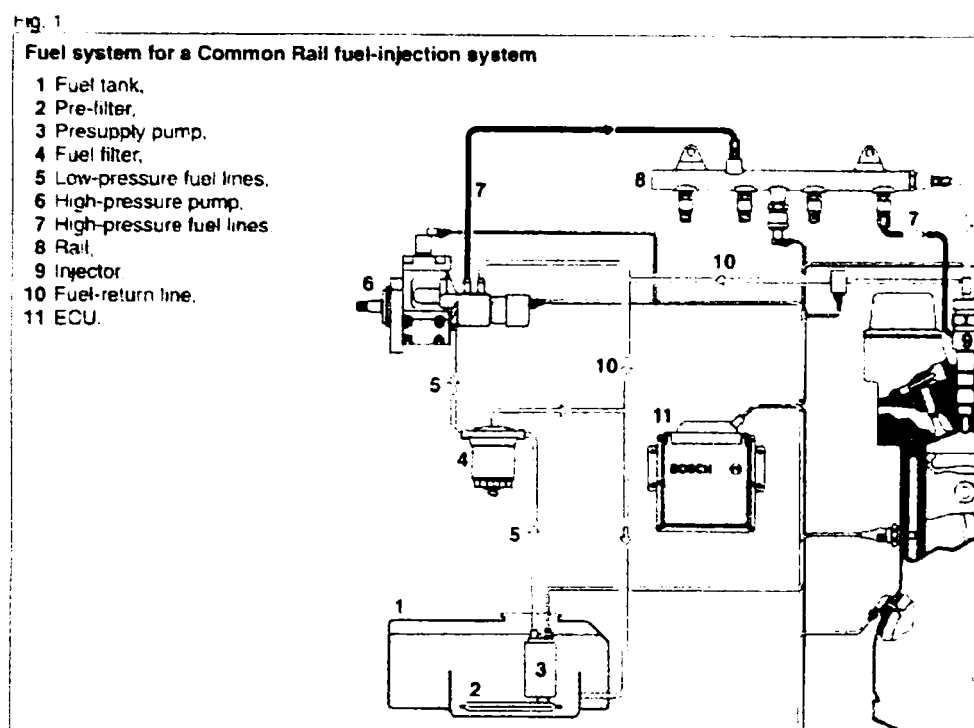
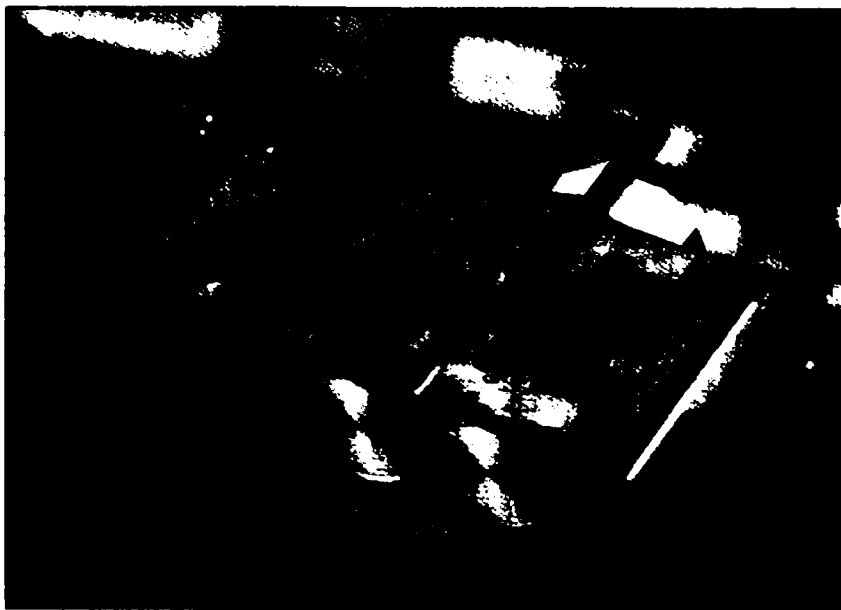


Fig.312 Sistemul common rail ( rampa comuna )

**Sistemul common rail** fig 3.12 , [ 17 ] separa functiunea de pompare de cea de comanda, mutand gestiunea momentului si a timpului de injectie pe injector .

Combustibilul este mentinut la o presiune inalta , in acumulatorul 8 denumit si rampa comuna din care prin conducte separate 7 sunt alimentate injectoarele 9, la presiune constanta sau reglabila . Comanda momentului , respectiv cantitatea injectata - o functie de timp - sunt gestionate electronic de sistemul ECU -11. Combustibilul este pompat prin pompa electrica 3 din rezervorul 1 ,prevazut cu prefiltrul 2 , prin conducte de joasa presiune 5 , la filtrul fin 4 spre pompa de mare presiune 6 .

## SECOND GENERATION COMMON RAIL SYSTEM FOR COMMERCIAL TRUCKS



Bosch's second-generation common rail fuel injection system for heavy-duty commercial vehicles is designed for increased fuel economy and power combined with lower emissions. The second generation of its accumulator injection system has increased the internal pressure from 1400 to 1600 bar

Fig. 3.13 Sectiune prin chiulasa cu 4 supape [ 83 ]

Avantajele acestui sistem deriva din posibilitatile de adaptare pe motoarele de constructie clasica , fara modificari ale blocului cilindrilor sau ale distributiei . Odata cu aparitia sistemului piezo pentru comanda injectorului solutia CR tinde sa se extinda , datorita posibilitatii realizarii injectiilor multiple , necesare atat reducerii zgomotului -injectia pilot ,cat si a postinjectiei necesare regenerarii catalizatorului .

Asezarea centrala a injectorului in constructia cu 4 supape fig.3.13 ofera avantajul conditiilor echivalente tuturor jeturilor de combustibil , pozitia centrala a camerei si echilibrarea pistonului , utilizarea mai buna a miscarilor fluidului in cilindru .

Injectorul este subansamblul comandat electronic , prevazut cu un electromagnet special ce dezvoltata forte de ordinul a 100-120 N , in masura a controla durate de injectie de pana la 1/ 1000 sec

In fig . [ 3.14 ] este prezentat principiul de functionare al injectorului cu comanda electromagnetica [ 17 ]

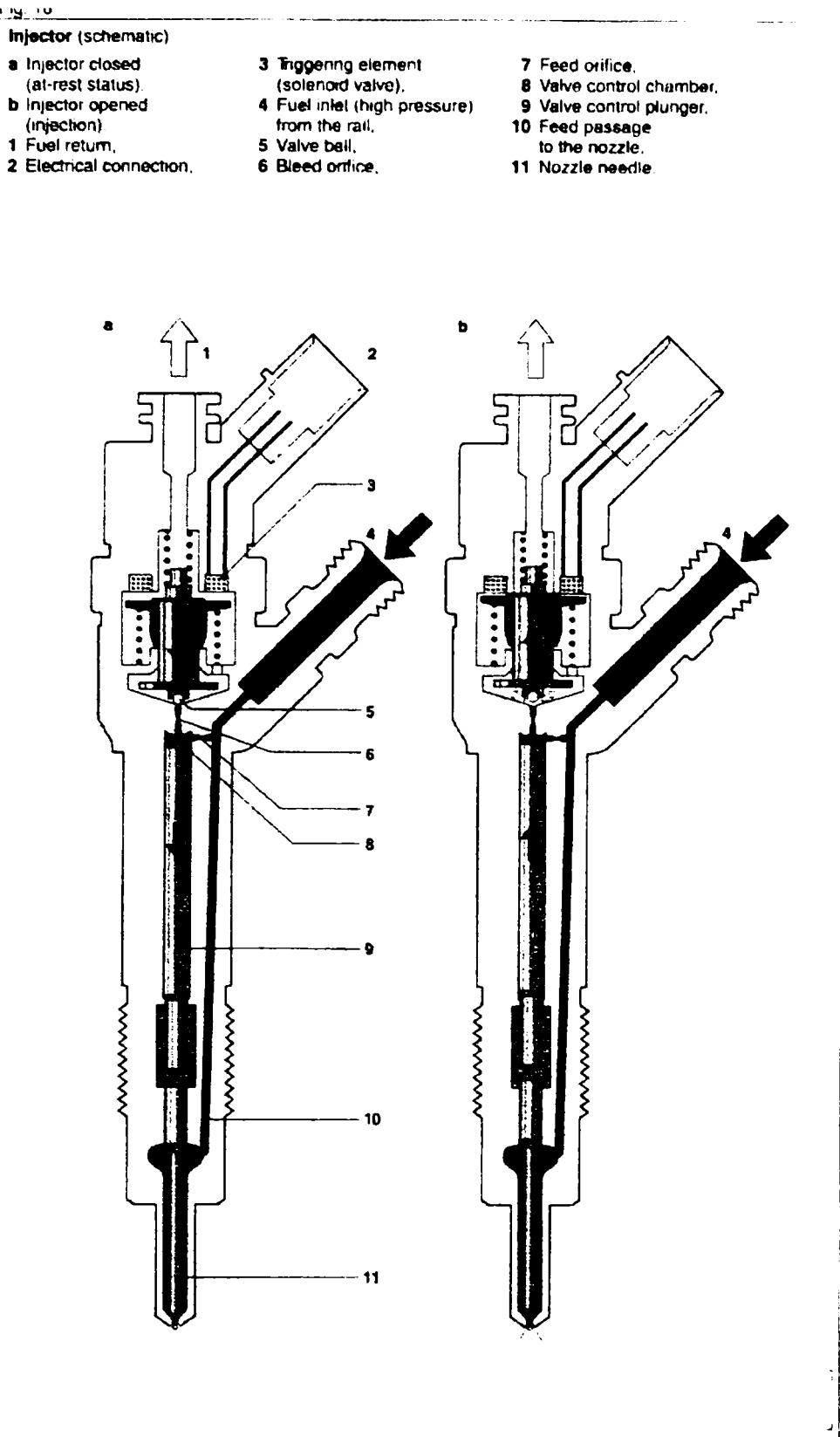
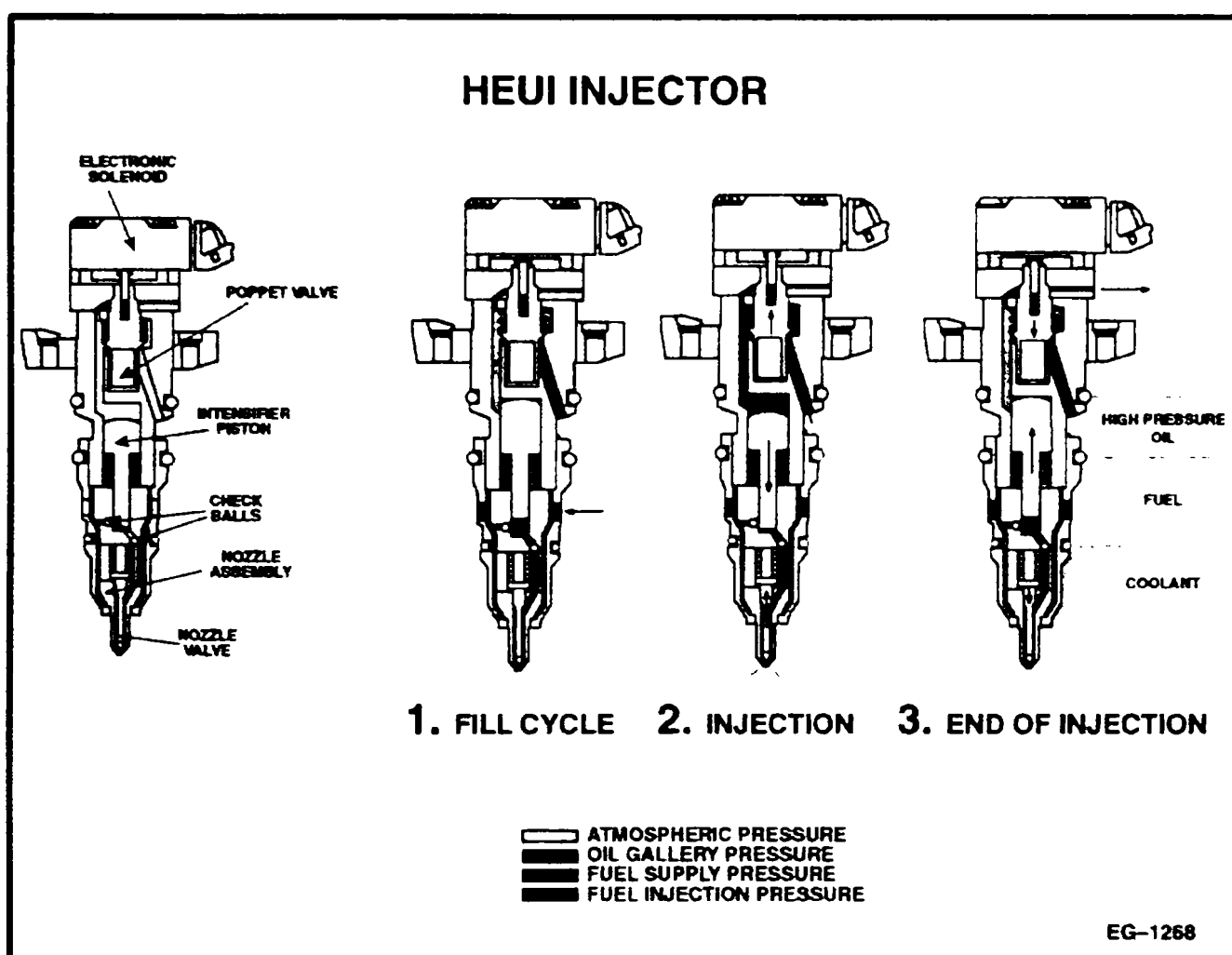


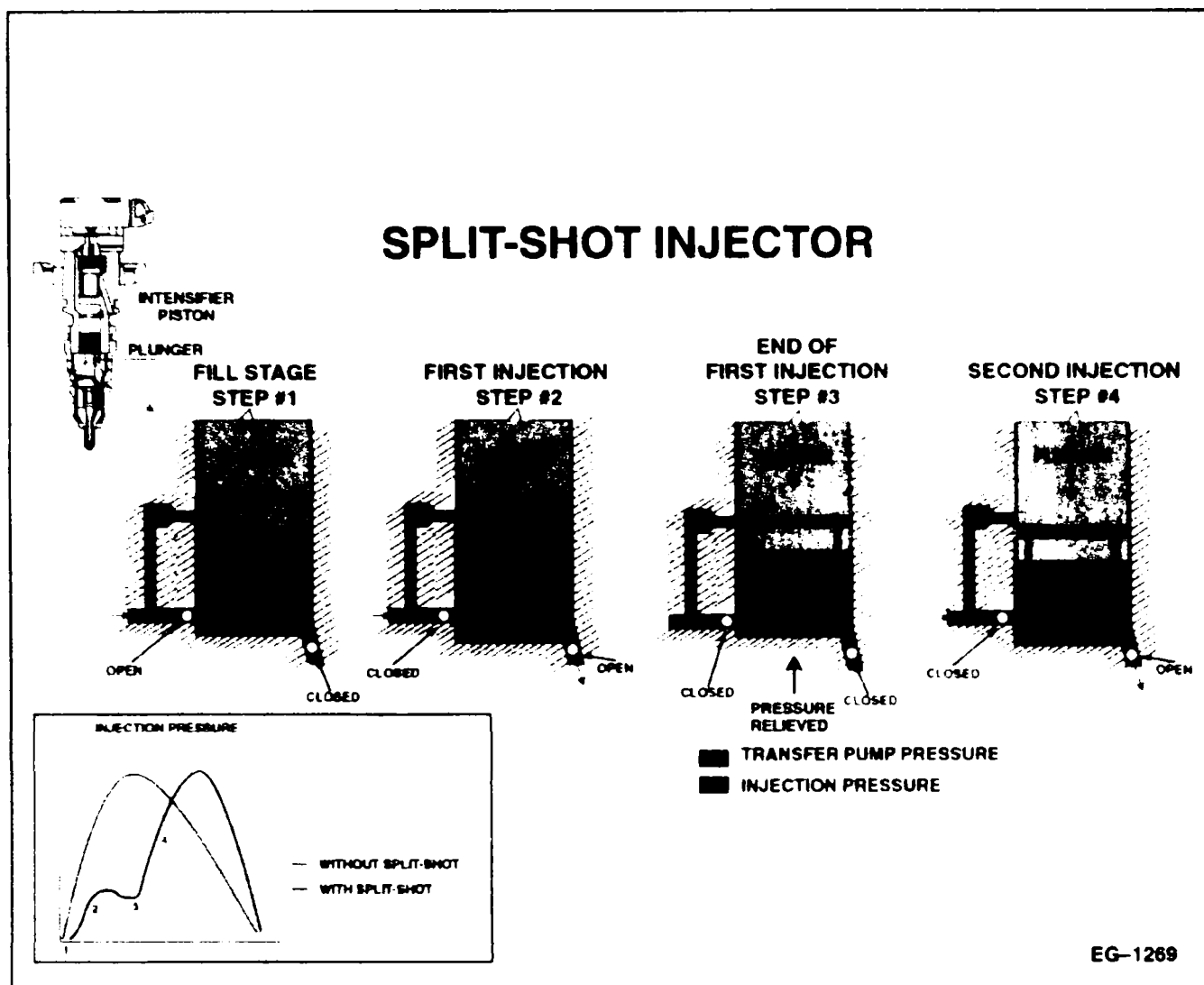
Fig . 3 .14 Injector Common rail cu comanda electromagnetica  
 1- retur comb. , 2- conexiunea electrica , 3-solenoid , 4-intrare comb sub presiune , 5-supapa bila , 6 scurgere , 7-alimentare , 8-camera de control a supapei , 9 –piston actionare supapa , 10 canal alimentare duza , 11-ac .

**Sistemul HEUI** [ 109 ] practicat in unele constructii americane - Navistar , Caterpillar realizeaza presiunea de injectie de peste 2000 bari printr-un injector ce include un amplificator hidraulic ulei / combustibil .fig. 3.15 ]



[ Fig. 3.15 ] sistemul HEUI , injector  
 1. umplere , 2 injectie . 3 sfarsitul injectiei

Presiunea ( reglabila electronic ) in circuitul de ulei , de tipul unei rampe comune , este utilizata ca factor de actionare in amplificatorul hidraulic , printr-o supapa electromagnetica comandata de sistemul de gestiune . In circuitul de combustibil se realizeaza presiuni majorate cu raportul suprafetelor pistonului amplificatorului -cca 7 ori . Modularea injectiei ( in trepte ) se poate efectua in anumite limite prin prelucrari ale capului pistonului pe partea corespunzatoare combustibilului . fig. 3.16



[ Fig. 3.16 / sistemul SPLIT pentru injectie in trepte -boot ] [109]

Pistonul este prevazut cu orificii axiale ce sunt in comunicatie cu un canal circular , prelucrat la o distanta anume in raport cu fata pistonului . Dupa faza de umplere -pasul 1 , in timpul cursei - ,se realizeaza o prima crestere de presiune -pasul 2 , urmata de o scadere a ratei de crestere - pasul 3 , -datorate comunicarii orificiilor din piston cu orificiul de alimentare, dupa care cresterea de presiune se reia -pasul 4 . Se realizeaza astfel caracteristica din figura detaliu , comparata cu varianta fara sistemul split-shot .

Inconvenientele rezulta in special din limitarea procedurilor de comanda pentru injectii multiple si din dificultatile legate de etansarile circuitelor hidraulice

Sistemele de injectie prezentate mai sus realizeaza dezideratele unei presiuni de pulverizare de cca 2000 bari necesare finetii picaturilor

de combustibil . Dupa unele teorii , la cca . 3000 bari norul de picaturi devine o " ceata " compusa din molecule de combustibil separate , ceea ce genereaza o " flacara albastra " in masura a asigura arderea perfecta si completa a combustibilului injectat . Problemele majore ale sistemelor de injectie provin din dificultatea respectarii conditiilor de moment al injectiei si din reglajul de sarcina , in conditii diferite de turatie .

Caracteristicile de injectie , distributia cantitatii injectate / grad RAC sunt diferite functie de sistemul de injectie adoptat .[ Fig. 3.17]

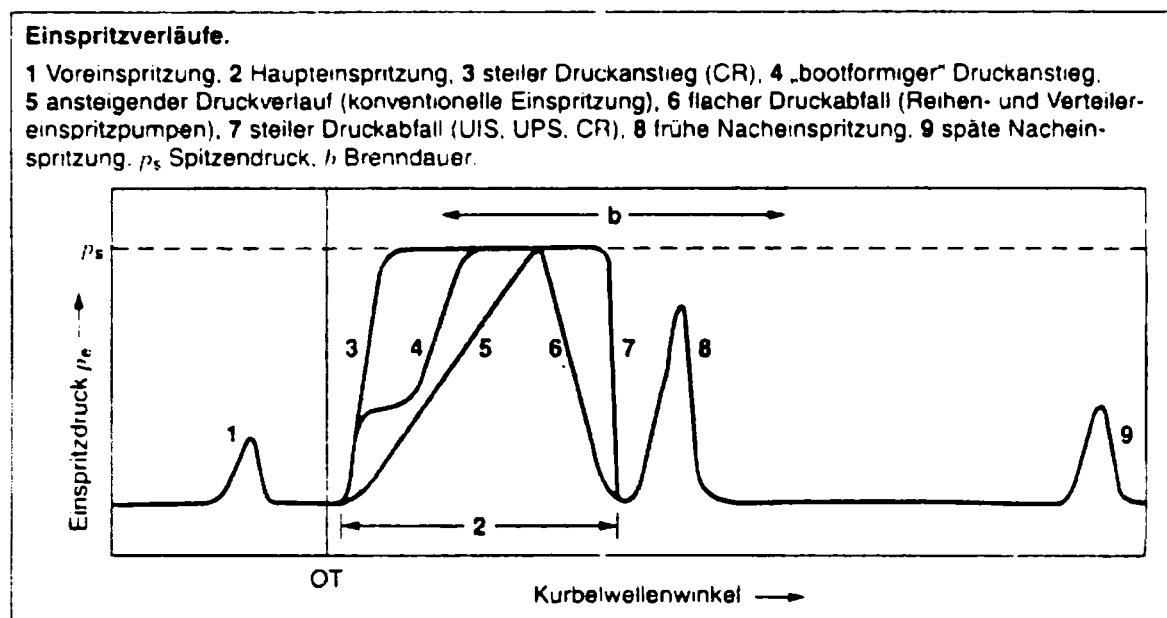


fig. 3 .17 Tipuri de caracteristici de injectie [ 17 ]

- 1-preinjectie (pilot) ,
- 2- injectia principala / 5-6 injectia clasica
- 3- injectie common rail 3-7
- 4- injectie boot ( HEUI , two spring )
- 8 – postinjectie timpurie (secundara )
- 9- postinjectie tarzie ( pentru catalizator )

Dezvoltarile spectaculoase ale sistemului piezo( generatia a 3 a ) dau impresia directionarii solutiilor constructive viitoare catre acest concept al carui orizont este legat in special de cresterea presiunii de injectie .

Marirea performantelor este direct legata de cantitatea de combustibil injectata. Geometria fixa a diuzelor nu permite trecerea unei



cantitati mai mari de combustibil decat prin marirea presiunii si aceasta pana la intrunirea conditiilor regimurilor critice in orificiile diuzelor .

Preocuparile firmei Bosch pentru 2005 includ solutii pentru diuze cu asa zisa geometrie variabila- vario , bazate pe specularea factorilor din relatia de debit , respectiv sectiune si coeficient de debit .

O aplicatie noua in constructia diuzelor , ghidarea dubla a acului are ca efect o egalizare a geometriei jeturilor in camera de ardere fig.3.18

Controlul caracteristicii de injectie in raport cu ridicarea acului pulverizatorului pune probleme de excelenta tehnologica

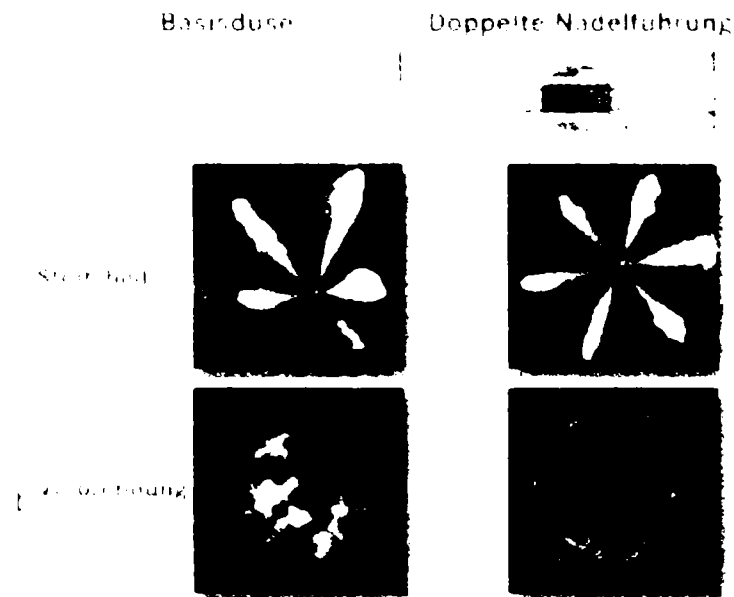
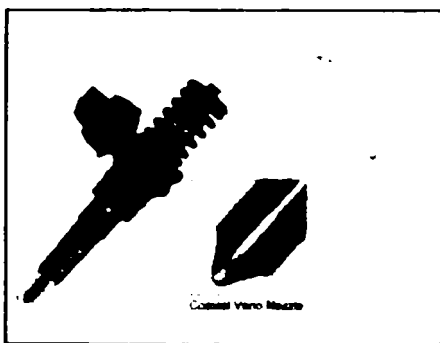


Fig.3 18. Influenta dublei ghidari a acului diuzel injector [104]

Firma Bosch intentioneaza lansare in 2005 a diuzei vario , cu sectiune variabila functie de ridicarea acului fig.3.19



Making diesels quieter and cleaner: In 2005 Bosch is looking to introduce an improved variable injector nozzle.

Fig. 3.19 Diuza vario [83]

### 3.4.3 RECIRCULAREA GAZELOR ARSE

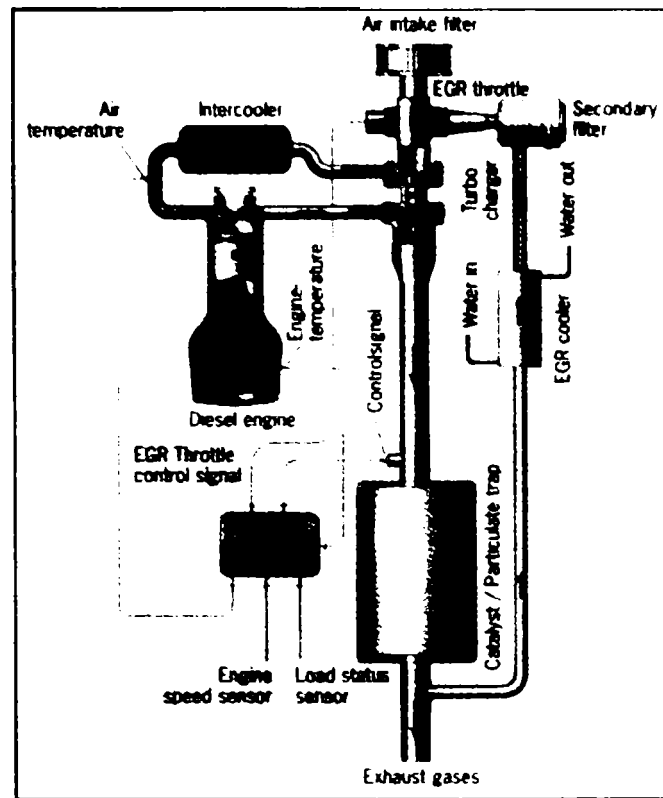
Sudiile functionale au demonstrat o legatura sensibila intre emisia de Nox si cantitatea de gaze reziduale . Spre deosebire de motorul cu aspiratie naturala , unde cantitatea de gaze reziduale reduce performantele umplerii cilindrului , la motoarele supraalimentate regimul termic ridicat , cantitatea de combustibil injectat si energia majora degajata conduc catre o crestere a emisiilor de Nox , al caror volum este influentat de gazele reziduale .

Recircularea unei cantitati din gazele arse prin sistemul EGR permite pe de-o parte reducerea temperaturii de desfasurare a arderii ( emisia de Nox este dependenta exponential de temperatura ), iar pe de alta parte reduce in general prin dispersie in masa incarcaturii , excesul de aer in special la sarcini partiale .

Adaptarea cantitatii de gaz recirculat in raport cu sarcina motorului si cu excesul de aer impune gestiunea electronica a procesului . Racirea gazelor recirculate intr-un racitor suplimentar creste efectul acestora , prin reducerea temperaturii medii a ciclului .

Fig. 3.20 sistemul EMTEC DNOX gestioneaza unitar functionarea motorului si a sistemului de reducere a poluarii . Gazele arse preluate dupa catalizator / filtru de particule , sunt amestecate cu aer si introduse in turbocompresor .Supapa EGR controleaza rata gazelor recirculate , care filtrate si racite sunt aspirate imediat dupa filtrul de aer . Reglarea prin unitatea electronica se face in baza semnalelor senzorilor de turatie sarcina si a parametrilor gazelor de evacuare .

# INTERNATIONAL SUCCESS FOR STT EMTEC'S EMISSIONS REDUCTION SYSTEM

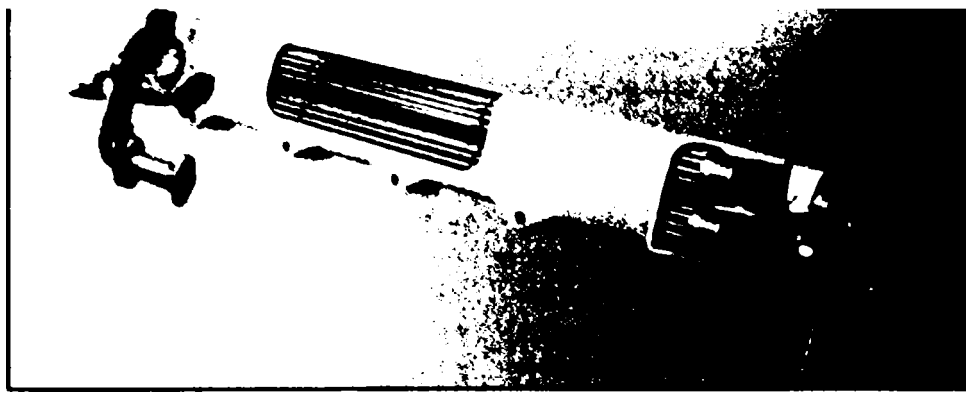


In STT Emtec's DNO<sub>x</sub> system, recirculated exhaust gases are mixed with intake air before the turbo. An EGR valve controls the rate of recirculated exhaust gases. The recirculated gases are rendered particulate-free by passing through a diesel particulate filter and are then cooled.

Fig. 3.20 Sistemul EMTEC de reducere a Nox cu EGR racit si filtru de particule , cu gestiune electronica [ 83 ]

Racirea gazelor recirculate are rolul de a micsora aportul termic asupra ciclului in vederea desfasurarii lui la temperaturi mai scazute ,fapt ce genereaza emisii mai joase de Nox . Racirea se efectueaza de regula cu lichidul de racire al motorului sau cu aer . Un dispozitiv racit cu apa este prezentat in fig.3.21 [ 11 ]

Influenta ratei gaz /aer este prezentata in fig. 3.22 , 3.23 [ 17]



EGR cooling to reduce  $\text{NO}_x$  emissions from all types of diesel engines is one growth market underpinning Modine's rapid expansion in Europe. The wider use of charge-air cooling is another. Seen here is one of Modine's latest EGR coolers.

Fig. 3.21 Dispozitiv EGR racit [ 83]

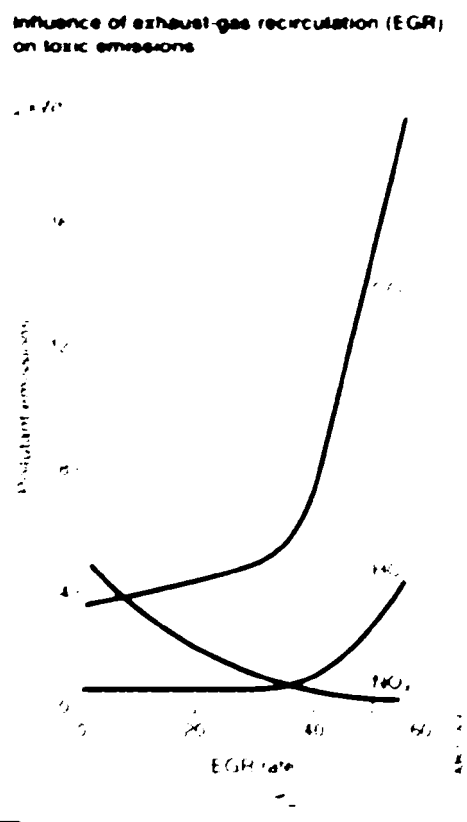


Fig. 3.22 Influenta EGR asupra emisiilor poluante HC , CO , NOX

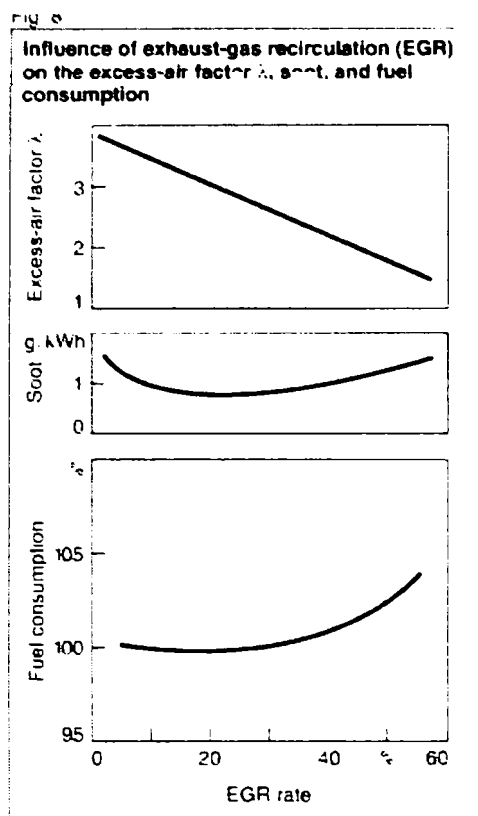


Fig .3.23 Influenta EGR asupra excesului de aer a continutului de cenusi si a consumului specific efectiv

### 3.4.4 REDUCEREA PRIN METODE PASIVE A NOXELOR

Peste anumite valori ale ratei EGR fumul inregistreaza cresteri semnificative [ fig 3.23 ]

Pe de alta parte , metoda reducerii avansului la injectie , cu efecte pozitive asupra emisiilor de Nox produce de asemenea cresteri ale emisiei de particule , aceste efecte contradictorii demonstrand dificultatea rezolvarii punctului de ' trade off ' ce se manifesta incepand de la granita de trecere de la stadiul EURO 2 la EURO 3

Imperativul reducerii emisiei de particule la nivelele legislatiei corespunzatoare EURO 3 si EURO 4 au impulsionat cercetarile in domeniul masurilor de tratament post ardere .

#### 3.4.4.1 FILTRE DE PARTICULE

Prea diluate pentru a putea arde separat, particulele sunt colectate intr-un element de filtru in care sa se asigure arderea sau indepartarea lor . Primele proiecte au aparut in anii '70 si au evidentiat nu atat dificultatea colectarii particulelor cat marile probleme ridicate de regenerarea - in speta curatirea filtrelor .

Solutiile pentru constituentii elementelor filtrante sunt in general dependente de capacitatea de trecere a gazelor , respectiv de contrapresiunea pe traiectul de evacuare , rezistenta in exploatare , greutate dimensiune , cost . Functie de aceste criterii au fost dezvoltate filtre din materii ceramice , fibre , metale poroase etc. Unele preocupari vizeaza separarea electrostatica a particulelor prin electrizare si deviere in camp electrostatic , solutie ce reduce substantial rezistenta traseului de evacuare . Pentru regenerare au fost practicate mai multe solutii , de la sisteme ajutatoare de curatire sau ardere pana la regenerarea prin aprindere la temperaturi mai joase utilizand aditivi din gama pamanturilor rare -ceriu sau metale -fier , cupru , mangan .

Dintre realizările recente recomandate pentru trecerea de la nivelul de poluare EURO 3 la EURO 4 se remarcă soluțiile de filtre cu regenerare continuă , constituite din folii metalice laminate și acoperite cu metale rare cu rol de catalizator sau din materiale sinterizate –fig. 3.24

## **Diesel Particle Oxidation Catalyst – POC™**

For heavy duty engines to meet EURO 4 emission limits

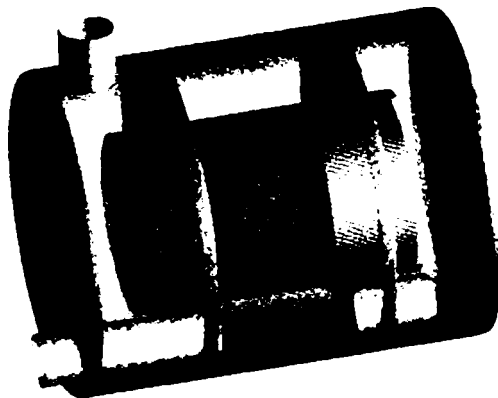


Fig 3.24 Catalizator POC - KEMIRA [99]

Performantele de retinere a particulelor se apropie de 90 % in anumite conditii si la unele constructii , dar o serie de inconveniente legate de durabilitate , gabarit , cost etc. fac ca in general filtrele de particule sa fie adoptate in ultima instanta sau in cazurile in care

poluarea redusa este o conditie primordiala - ex. autobuze in circuit urban , in marile aglomerari .

### 3.4.4.2 CATALIZATORI DE REDUCERE / OXIDARE

In afara particulelor , reducerea Nox , HC si CO constituie conditiile de baza in admiterea in circulatie a mijloacelor dotate cu MAC de tractiune .

Metodele de reducere a Nox sunt grupate in clasele NSCR - ( Non Selective Catalytic Reduction ), respectiv SCR ( Selective Catalytic Reduction ) , in raport cu efectul asupra compusului poluant .

NSCR este caracterizat prin reducerea in principal a Nox la azot molecular (intre 15 si 40 % ) prin reactii cu HC si CO prezente in gazele de evacuare , reactii puternic dependente de temperatura , ceea ce face ca eficienta catalizatorului sa fie o functie de regimul motorului .

SCR utilizeaza un compus -amoniac , uree ce reactioneaza preferential cu Nox , din reactie rezultand azot molecular si apa .

Inconvenientele solutiei sunt legate de necesitatea unor sisteme de dozaj a compusului si de rezervoare suplimentare .fig.3.25 [ 63 ]

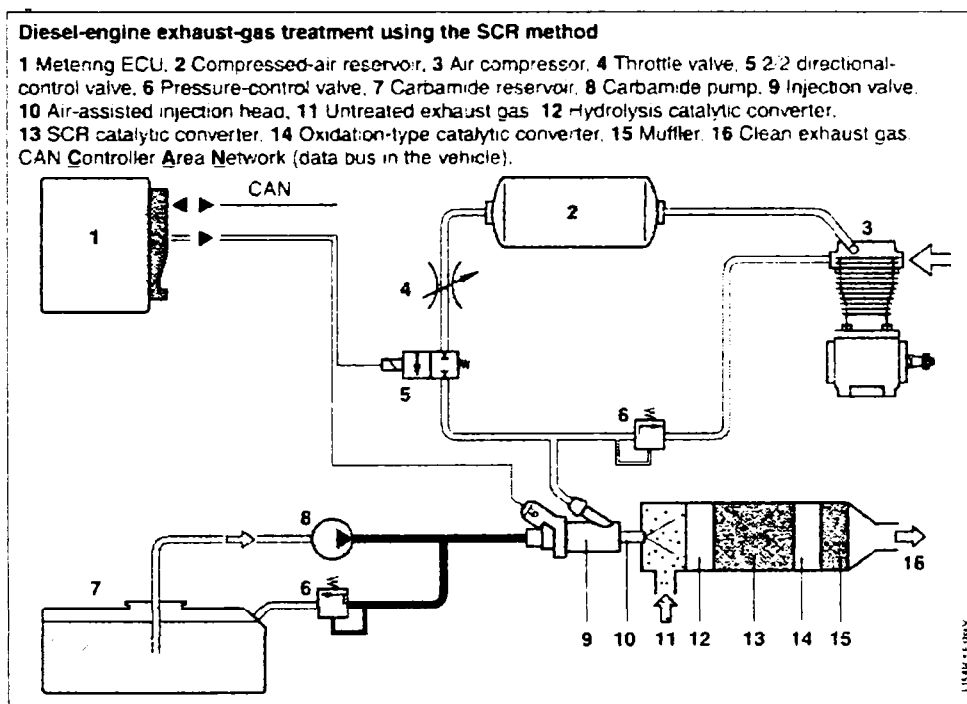


Fig.3.25. Schema SCR

1-ECU ,2-rez.aer comprimat ,3- compresor aer ,4- drosel ,5-distribuitoar ,

6-supapa control presiune ,7-rezervor agent reductor , 8-pompa , 9-supapa injectie , 10 - pulverizator ,11-gaz de evacuare ,12 – catalizator hidroliza , 13 –catalizator tip SCR ,14-catalizator de oxidare , 15-amortizor , 16- gaz purificat ,CAN – controler area network –disp.electronic de gestiune

Pentru motorul ROMAN 1035L6DTI a fost demarat un program de cercetare cu firma KEMIRA -Finlanda, in scopul constructiei si adaptarii unui catalizator bazat pe conceptul POC - particulate oxidation catalyst .

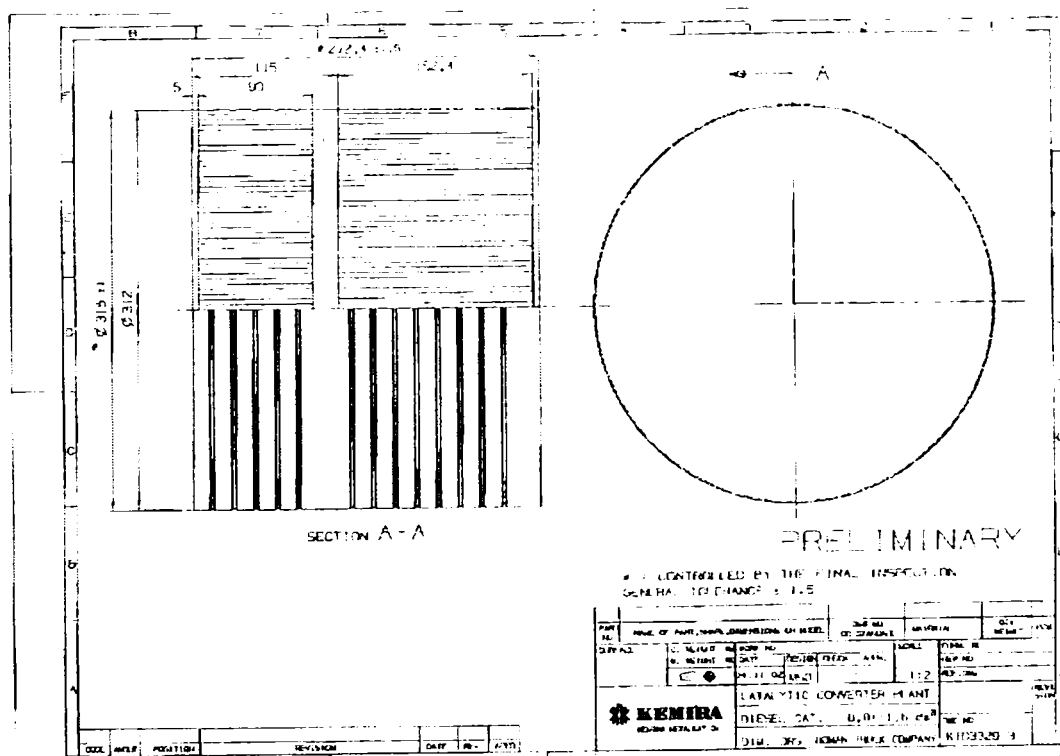
Asteptarile de la acest program , respectiv catalizator au fost legate atat de reducerea Nox cat si de reducerea emisiei de particule , de la valorile obtinute la omologare certificare , pana la limitele EURO 3 .

Sarcina de reducere E2 / E3 a motorului 1035 este de cca. 20 % pentru particule si de cca. 25 % pentru Nox , pentru care catalizatorul prezentat pare sa fie suficient judecand dupa performantele obtinute pe motoare de tractiune grea la Mercedes si Volvo ( 2000-2001) .

In ideea aplicarii unei metode pasive de reducere a noxelor , colaborarea cu firma KEMIRA a dus si la recomandarea unui cartus pentru motorul 392 L4 DTI , care prezinta o sarcina de reducere a emisiilor cu ceva mai mica .

Cartusul recomandat pentru 1035L6DTI se prezinta in fig. 3.26 Adaptarea cartusului in carcasa si a ansamblului pe motor a revenit Serviciului Tehnic ROMAN / SC MOTOARE [ 99]

Fig. 3.26 Cartus catalizator POC KEMIRA pentru motorul 1035 L6DTI





## CAPITOLUL 4

# PARTICULARITATILE FORMARII AMESTECULUI SI ARDERII IN MAC DE PUTERE MIJLOCIE / MARE , DE TRACTIUNE RUTIERA

### 4.1 FORMAREA AMESTECULUI SI ARDEREA IN MAC GENERALITATI

Pentru a explica procesul de formare a amestecului si arderea in MAC vom analiza inclusiv procesul de umplere si comprimare a aerului data fiind relatia stransa intre toate acestea .

In esenta, aerul ce constituie fluidul de lucru este admis in cilindru, unde este comprimat . In urma procesului de comprimare , desfasurat cu consum de lucru mecanic , aerul isi modifica parametrii de stare , presiune si temperatura , proportional cu energia consumata in asa fel incat la sfarsitul fazei de comprimare conditiile din cilindru sa fie suficiente autoaprinderii combustibilului injectat . Aportul de caldura dezvoltat de arderea combustibilului produce o crestere in continuare a valorii parametrilor de stare , crestere ce este valorificata prin miscarea pistonului si recuperarea energiei consumate . Fig.4.1

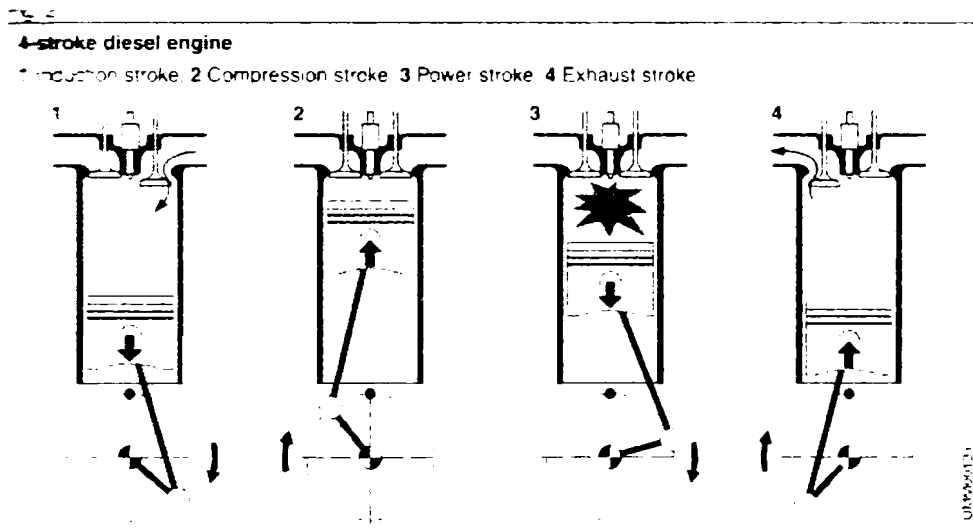


Fig. 4.1  
Motorul Diesel in 4 timpi

In bilantul energetic al sirului de procese au loc pierderi prin frecarea fluidului de lucru de peretii tubulaturilor si canalelor, in organele mecanice de inchidere -deschidere , frecarea pistonului , pierderi de caldura in peretii cilindrului , pierderi prin frecarea gazelor arse evacuate prin tubulaturi si organe de distributie , pierderi rezultate din imposibilitatea

valorificarii integrale a energiei termice a gazelor arse . Toate aceste pierderi fac in final ca randamentul energetic sa fie subunitar, in sensul ca , suma energiilor investite in proces sa fie mai mare decat energia mecanica recuperata . Chiar si asa , motorul Diesel este considerat cel mai eficient dintre motoarele cu combustie interna . fig.4.2

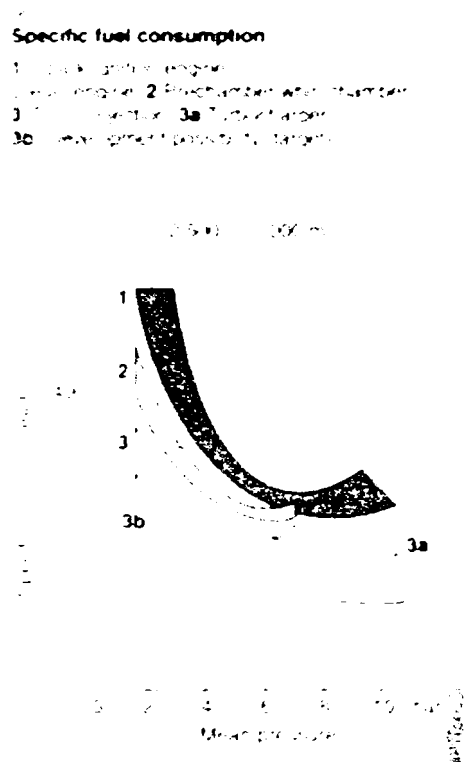


Fig. 4.2 Comparatie din punctul de

vedere al consumurilor specifice intre motoare mas / mac [ 17 ]

1.- MAS , 2 – MAC cu antecamera / camera de vartej , 3- MAC –inj. directa , 3a - motor Diesel supraalimentat , 3b - posibilitati/ obiective de dezvoltare

In raport cu mas , particularitatile formarii amestecului si arderii constau in faptul ca amestecul se produce in cilindru , in timp mult mai scurt , este neomogen , aceasta neomogenitate caracteristica fiind sursa tuturor problemelor legate de performante si poluare si chiar de mecanica motorului .

In cazul studiat, al motoarelor Diesel de tractiune rutiera de putere mijlocie si mare , sirul proceselor formarii amestecului si arderii se particularizeaza la motorul supraalimentat, cu racire intermediara , injectie directa in camera toroidala ( cunoscuta ca omega ) , deoarece in prezent , asa cum s-a aratat in capitolul anterior, motoarele actuale au prin excelenta aceasta formula constructiva generala .

Aceste particularitati pun probleme specifice pentru procesele de umplere si mai mult pentru injectia de combustibil .

## 4.2 UMLEREA MOTORULUI SUPRAALIMENTAT SI CU RACIREA INTERMEDIARA A AERULUI

Supraalimentarea motoarelor Diesel a fost adoptata pe scara larga gratie unui numar de avantaje dintre care :

- posibilitatea utilizarii unei cantitati mai mari de fluid de lucru
- prin consecinta posibilitatea reducerii relative a dimensiunilor motorului
- nivelul mai ridicat al parametrilor de stare , presiune , temperatura , importanti in desfasurarea proceselor de autoaprindere si ardere .
- posibilitatea valorificarii mai bune a caldurii gazelor de evacuare
- reducerea zgomotului de functionare

Din relatia :

$$P_e = p_e \cdot V_s \cdot i \cdot n \cdot (\delta_r / \delta_c) \quad (4.1)$$

se constata ca majorarea puterii  $P_e$  a motorului cu un numar de cicluri  $\delta$ , este posibila pe o cilindree data  $V_s$ , un numar dat de cilindri  $i$ , fie prin cresterea turatiei  $n$  fie prin cresterea presiunii efective  $p_e$ .

Solutia cresterii turatiei  $n$  este limitata fie de caracteristicile mecanice ale motorului fie de nivelul de zgomot. In prezent se manifesta o tendinta sensibila de reducere a turatiilor nominale, pe de-o parte datorita imperativelor legate de poluarea sonora (intre turatie si zgomot exista o relatie aproape liniara) fie din considerente de durabilitate. Fortele generate de masele in miscare de rotatie sau translatie sunt proportionale cu patratul vitezei unghiulare

$$F_r = -m_r \cdot r \cdot \omega^2, \quad (4.2)$$

$$F_a = -m_a \cdot r \cdot \omega^2 (\cos \alpha + \lambda_b \cdot \cos 2\alpha - \lambda_b \cos 4\alpha / 4) \quad (4.3)$$

$m_r$ ,  $m_a$  - mase,  $\omega$  viteza unghiulara,  $r$  raza manivelei,  $\alpha$  unghi rotatie,  $\lambda_b$  - lungimea bielei

Ca urmare, solutiile se concentreaza pe cresterea presiunii medii efective, in a carei formula, prezenta densitatii aerului justifica din punct de vedere termotehnic adoptarea racirii aerului.

$$P_e = k f_e \rho_0, \quad (4.4)$$

Unde  $k = 10^{-2} H_i / L_{min}$ ,  $f_e = \eta_i \eta_n \eta_v / \lambda$

$H_i$  - puterea calorifica inferioara a combustibilului

$L_{min}$ - cantitatea minima de aer ,  $\lambda$  - excesul de aer ,  $\rho_0$ - densitatea ,  $\eta$ - randamente indicat , volumetric , mecanic

Dintre diversele metode de supraalimentare cunoscute, la motoarele de tractiune rutiera s-a generalizat turbosupraalimentarea consacrata , cu agregat de supraalimentare cu turbina centripeta antrenata de gazele de evacuare si compresor centrifug . Ca solutie pentru racirea aerului se utilizeaza radiatoarele aer / aer, asezate in fata radiatorului pentru lichidul de racire .

#### 4.2.1 OPTIMIZAREA FAZELOR DISTRIBUTIEI

In comparatie cu motoarele aspirate natural, motoarele turbosupraalimentate si cu racire intermediara prezinta unele particularitati, derivate din conditiile specifice de desfasurare a ciclului termodinamic . Datorita presiunilor mai mari , inregistrate la inceputul compresiei , in momentul injectiei de combustibil in camera de ardere se obtin presiuni de pana la 100 bari , la motoarele moderne si temperaturi de peste 800 grd. C , care, pe de-o parte reduc substantial perioada de intarziere la autoaprindere , iar pe de alta genereaza desfasurarea proceselor termochimice la valori mai mari de temperatura , cu efecte importante atat asupra solicitarilor termomecanice ale motorului cat si in emisia de noxe , in special oxizi de azot .

Distributia motoarelor TDI va trebui sa atinga urmatoarele deziderate :

- sa asigure intrarea in cilindru a cantitatii maxime de aer
- sa asigure baleerea corespunzatoare a cilindrului , pentru eliminarea gazelor reziduale si pentru asigurarea racirii componentelor expuse
- sa evite temperaturi excesive ale gazelor de evacuare , in masura a pune in pericol functionarea grupului de supraalimentare

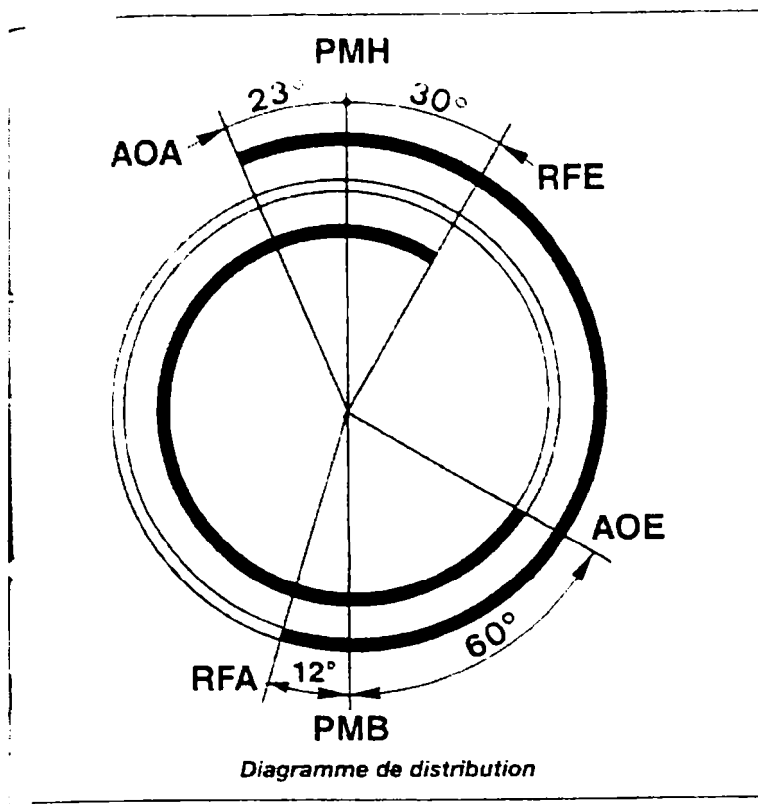


Fig. 4.3 Diagrama de distributie a motorului Renault MIDR 04.02.25A4

AOA -avans deschidere supapa admisie , RFE -intarziere inchidere supapa evacuare,AOE-avans deschidere supapa evacuare, RFA -intarziere inchidere supapa admisie , PMH , PMB- puncte moarte superior/ inferior  
 Una din metodele experimentale simple pentru determinarea rezultatelor optiunilor asupra fazelor de distributie , in ce priveste umplerea , este determinarea consumului de aer al motorului prin antrenare la diverse turatii . Debitul de aer se masoara cu dispozitive tip diafragma sau debitmetre .

Pentru un regim dat , considerand presiunea din colectorul de admisie ca o constanta, umplerea cilindrului va depinde de :

- pierderile in poarta supapei de admisiune
- sectiunea oferita de supapa de admisiune in raport cu unghiul camei

Pierderile de presiune din traiectul chiulasei si din poarta supapei se determina experimental , pe o instalatie specifica , in masura sa asigure la presiunea constanta a aerului :

- Controlul ridicarii supapei
- Masurarea debitului de aer
- Masurarea presiunilor inainte si dupa supapa

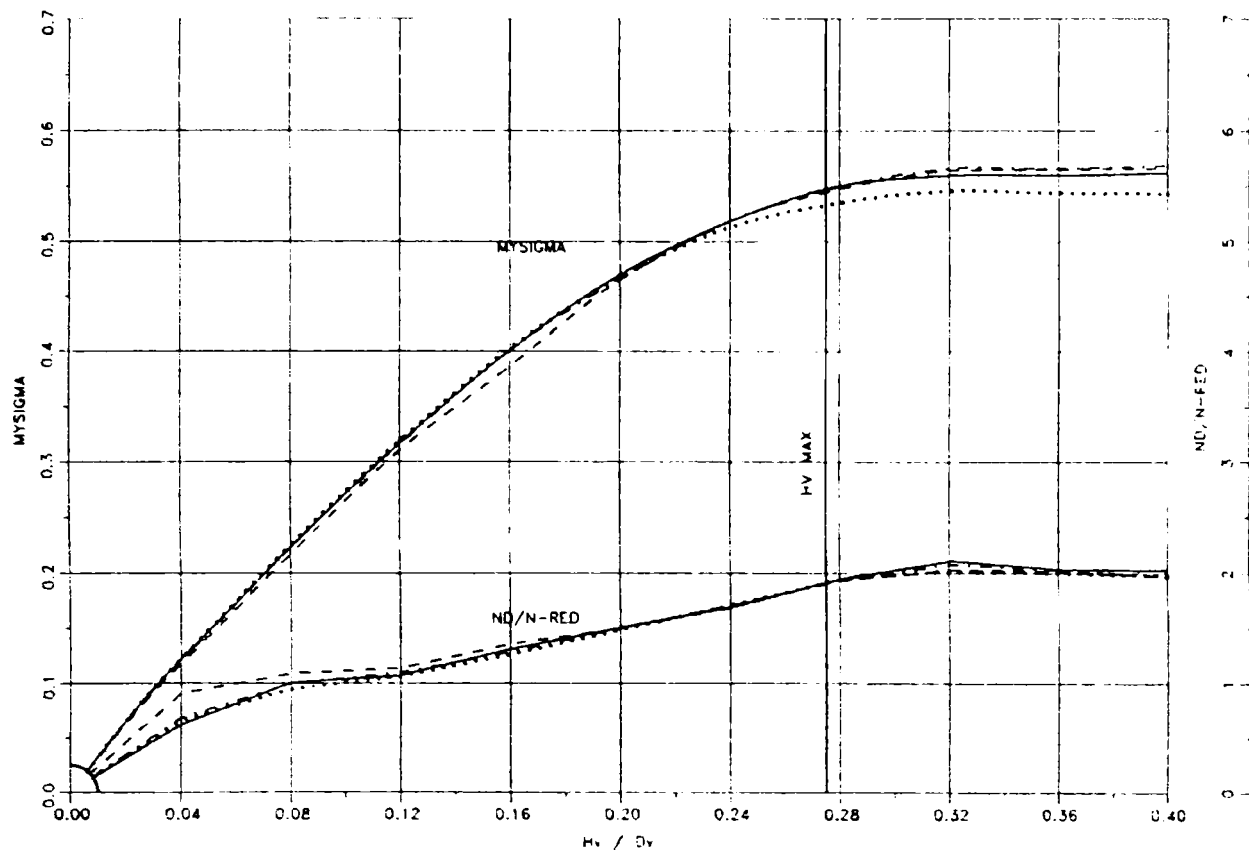
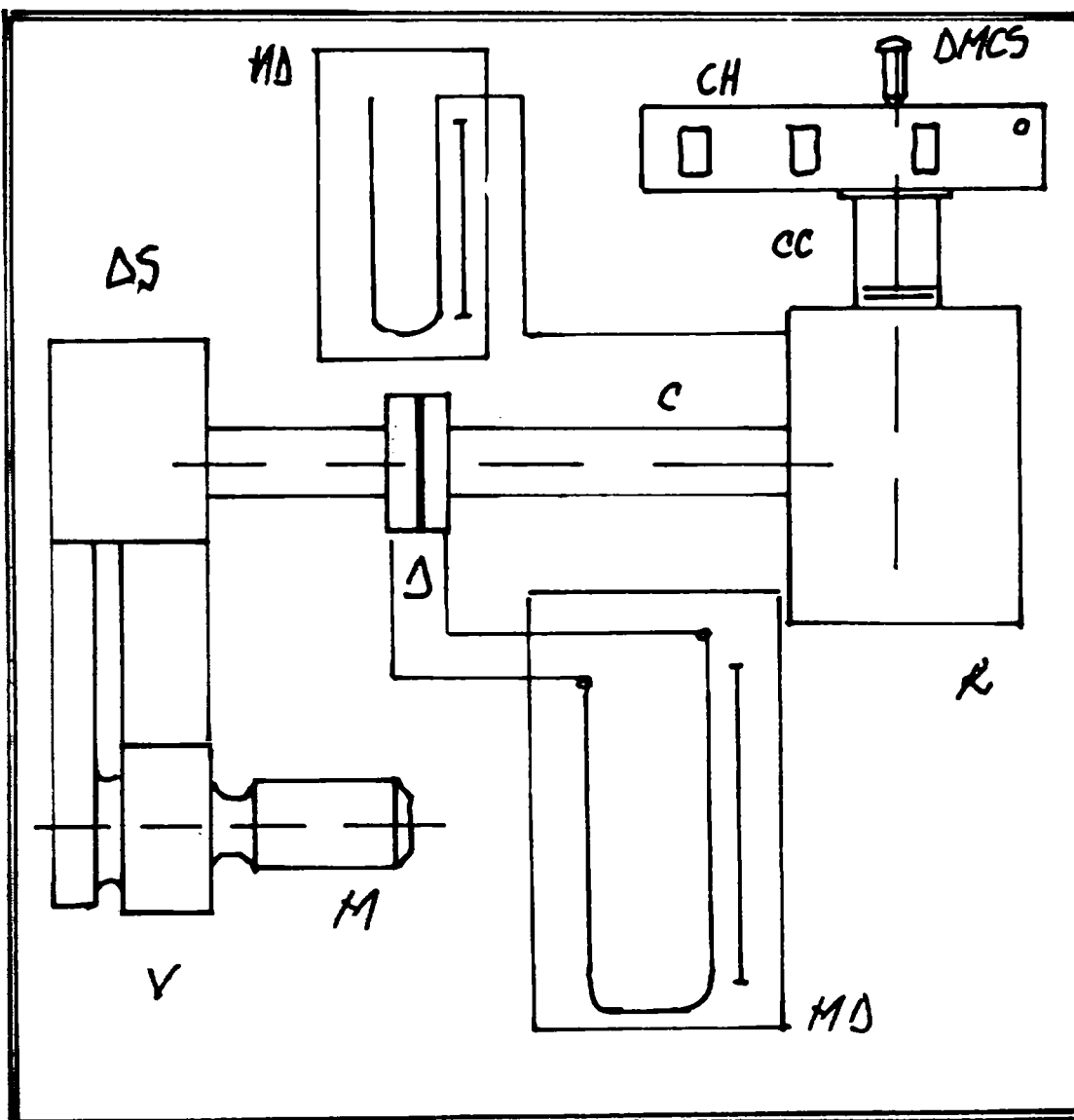


Fig. 4.4 Coeficientii de debit si turbionare conventionale [ 88 ]  
Motor 392 L4 DTI

MYSIGMA - coeficient de debit , ND/N-RED -coeficientul de turbionare redus cu raportul S/D,  $H_v / D_v$  ridicarea supapei raportata la diametrul mediu

Pentru determinarea caracteristicilor galeriilor de admisie si evacuare  
Pentru chiulasele motoarelor 392L4DTI si 1035 L6 DTI ROMAN SC  
MOTOARE AB a fost proiectata si construita instalatia din fig. 4.5



- |                            |  |
|----------------------------|--|
| M - Motor electric         | R - Rezervor   |
| V - Ventilator             | CC - Camasa cilindrului  |
| DS- Distribuitor cu sibere | CH - Chiulasa  |
| C - Conducte               | DMCS- Dispozitiv cu cadran si surub<br>pentru controlul cursei supapei |
| D - Diafragma              |  |
|                            | MD - Manometre diferentiale  |

Fig. 4.5 Instalatia pentru determinarea caracteristicilor de debit si turbionare a galeriilor chiulaselor

Corelat cu coeficientul de debit ales ,prin comparatie cu rezultatele din literatura disponibila privind valori ale coeficientilor de debit de la alte constructii se stabilesc dimensiunile si forma galeriilor de admisiune , dimensiunile si unghiurile scaunelor de supapa .

Coeficientul de turbionare depinde de forma galeriei din chiulasa in special in zona apropiata a scaunului . Acesta se coreleaza cu valorile presiunii de injectie si cu numarul de jeturi. Intre cei doi coeficienti exista o legatura determinata experimental .

Pentru ridicarile de supapa sunt luate in considerare specificul de functionare al motorului , atat din punct de vedere mecanic – gama de turatii de regim , posibilitatea supraturatiilor la franare, cat si calitatile de curgere determinate la studiul gazodinamic .Sunt utilizate doua metode de constructie a camelor, functie de experienta constructorului metoda Kurtz si metoda poldine , fiecare avand avantaje functie de specificul aplicatiei .

Pentru motorul 1035L6DTI , intr-o lucrare stiintifica desfasurata impreuna cu Universitatea Politehnica Timisoara [ 102 ] au fost luate in studiu mai multe variante de came si diagrame de distributie, urmarind prin simulare numerica cu programul DYN influentele asupra functionarii motorului .

Pentru epura distributiei, se pleaca de la urmatoarele considerente :

La deschiderea supapei de evacuare , presiunea mult mai mare din cilindru produce o crestere a vitezei gazelor arse in sectiunea oferita de supapa . Mare parte a evacuarii se desfasoara la viteze critice pana in apropierea PME , o influentare a acestui regim fiind posibila in limite reduse , fie prin modificarea sectiunilor fie prin deschiderea supapei la presiuni mai scazute . Ultima optiune insa presupune sacrificarea performantelor motorului datorita reducerii timpului necesar gazelor sa elibereze cilindrul .

In afara de aceasta , la o cama data , deschiderea supapei de evacuare implica si modificarea timpului de baleaj al cilindrului , prin suprapunere cu deschiderea supapei de admisie .

Suprapunerea deschiderii supapelor de admisie si evacuare , respectiv sectiunea de baleaj are o importanta anume in ce priveste circulatia aerului debitat sub presiune de catre suflanta de supraalimentare.

Pe langa efectul asupra temperaturii pieselor -piston , chiulasa , supape - aportul de aer rece ( cca. 60-80 grd. C ) dilueaza si gazele de evacuare reducand temperatura acestora in fata turbinei, la valori sub cele garantate



de constructor ca maximale( in jurul a 650-750 grd. C) O serie de retete de materiale dedicate constructiei rotorului turbinei fac ca in ultimii ani temperatura maxima suportata de turbina sa se apropie de 900 grd. C , ceea ce permite o valorificare mai buna a energiei gazelor de ardere .

Inchiderea supapei de admisie este conditionata de presiunea de supraalimentare si de raportul acesteia cu presiunea din colectorul de evacuare . Atat valoarea presiunii aerului cat si momentul inchiderii supapei de admisie( respectiv valoarea presiunii din colectorul de evacuare) nu trebuie sa permita circulatia inversa a gazelor , din colectorul de evacuare spre cilindru si dinspre cilindru catre colectorul de admisie . Pierderea de energie este cu atat mai importanta cu cat aceste circulatii se efectueaza cu consum de energie datorat miscarii ascendente a pistonului .

#### 4.2.2 CRITERIILE DE APRECIERE A PERFECTIUNII UMLERII

Stabilirea criteriului general pentru aprecierea perfectiunii umplerii va trebui sa tina cont de pierderile suportate de incarcatura proaspata .

Pierderile gazodinamice sunt datorate curgerii vascoase a incarcaturii prin tubulaturile si discontinuitatile traseului de admisiune, inclusiv in celulele racitorului intermediar . Reducerea acestor pierderi impun dimensionarea riguroasa a sectiunilor tubulaturilor, evitarea schimbarilor violente de directie a curentului de aer, racordarea cu scrupulozitate a pieselor componente ale traiectului admisiei, dimensionarea judicioasa a sectiunilor de trecere a aerului debitat de suflanta prin tuburile racitorului intermediar .

Pierderile termice sunt cauzate de efectul scaderii densitatii aerului ca urmare a modificarilor de temperatura a incarcaturii ce vine in contact cu componentele calde ale traseului .

Coeficientul de umplere este raportul dintre cantitatea de incarcatura efectiv retinuta in cilindru si cantitatea corespunzatoare cilindreei,raportata la conditiile iesirii din compresor

$$\eta_v = C / C_0 = V_0 / V_s \quad , \quad V_0 = C/\rho_0 \quad V_s = \text{cilindreea} \quad ( 4.5)$$

Conditiiile de functionare ale motoarelor de tractiune se caracterizeaza printr-o mare varietate de regimuri , atat de turatie cat si de sarcina , la care se adauga factori de mediu , temperatura / presiune atmosferica , umiditate etc . ceea ce constituie tot atatea variabile si in procesul de umplere . Dezideratul obtinerii unor performante convenabile pentru putere si consum impun proceduri de optimizare functionala imposibil de stapanit in multimea de regimuri intalnite in practica .Cu toate avantajele oferite

de aplicarea larga a gestiunii electronice a motorului , optimizarea functionala este posibila numai punctual sau pe intervale caracterizate de turatie /sarcina

In ultimul timp , in scopul acordarii mai bune a sarcinii motorului cu consumul de aer, care la motoarele turbosupraalimentate este asigurat cu efortul energetic al grupului de supraalimentare au fost initiate cercetari si modele functionale care prevad variatia cantitatii de aer admis in cilindru in raport cu excesul de aer necesar, in special la sarcini partiale. Sunt utilizate dispozitive de obturare, clapete si senzori cunoscuti sub denumirea de sonde lambda , precum si turbosuflete cu geometrie variabila . Gestiunea acestor sisteme este alocata ECU, reglajul lor desfasurandu-se pe baza unor 'harti' prestabilite .

### **4.3 MISCAREA AERULUI ADMIS**

Curentul de fluid proaspat care trece prin sectiunea supapei de admisiune se caracterizeaza printr-o turbulenta dependenta de turatie si sarcina , cu efecte majore atat in performantele de umplere a cilindrului cat si in desfasurarea procesului de amestec si ardere .

Miscarea turbulenta a aerului sporeste sensibil coeficientul de difuzie al vaporilor de combustibil, proces important in special in cazul turatiilor ridicate cand timpul alocat formarii amestecului scade .

In același timp , miscarea turbulenta a aerului maresta intensitatea transferului de caldura cu peretii camerei si ai cilindrului cu efecte negative asupra initierii si dezvoltarii arderii. Stratul limita la peretii camerei, in care se desfasoara un puternic transfer de caldura este responsabil in mare parte de emisia de noxe, in special hidrocarburi datorita conditiilor diferite de temperatura .

Descompunand miscarea aerului in trei componente , este posibil studiul si evaluarea efectelor asupra umplerii si a formarii amestecului si arderii .

Miscarea axiala este asociata cu miscarea lineara a pistonului in cursa de admisiune , viteza aerului fiind considerata egala cu cea a pistonului si dependenta de turatia motorului . Influentele asupra umplerii deriva din caracteristicile curgerii in poarta supapei , regimul termic al motorului, turatie si sarcina . Valorile vitezei axiale ale incarcaturii dau o imagine asupra performantelor de umplere ale cilindrului, respectiv asupra cotei de energie consumata pentru realizarea umplerii .

Miscarea de rotatie a aerului se realizeaza la motoarele moderne prin geometria canalizatiei de admisie , canale in forma spirala ale caror caracteristici se studiaza pe instalatii speciale .

Turatia masurata a anemometrului cu palete indica intensitatea miscarii de rotatie a aerului , care se raporteaza la turatia motorului si la ridicarea supapei in vecinatatea PMI . fig.[ 4.6 ] .

Marimea relativa  $n_d/n_{med}$  are variatia din [fig 4.4 ]si constituie atat un factor de comparatie cu constructiile similare cat si un element important in stabilirea numarului de jeturi ale diuzei injectorului . Intr-o prima aproximare valoarea optima [ 39 ]

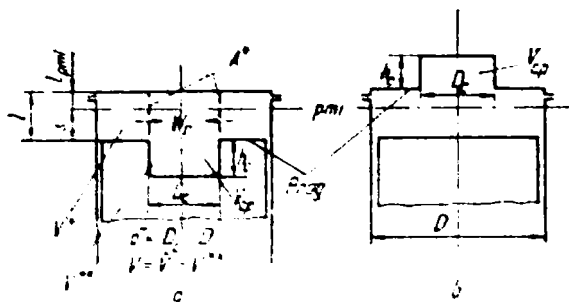
$$\omega_{opt} = 12\pi n / \Delta\alpha_j \cdot z_j \quad ( 4.6 )$$

Unde  $\Delta\alpha$  este durata injectiei , z numar de jeturi , n turatia

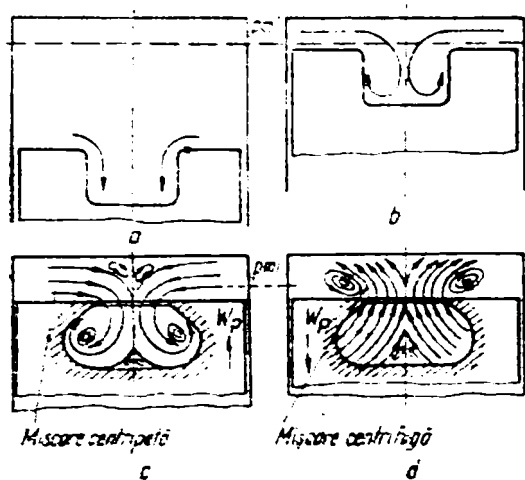
Miscarea radiala a aerului , caracteristica pentru MAC cu camera in piston ,are loc in timpul curselor de comprimare ( centripeta ) si destindere (centrifuga ) datorita efectului de prag . Viteza de scadere / crestere a volumului inelar din afara camerei este mai mare decat a volumului central corespunzator camerei , ca urmare are loc o pulsatie a volumului de gaz spre si dinspre camera de ardere, cu efecte semnificative in desfasurarea procesului de ardere .Turbulente locale au loc si datorita suprafetei capului pistonului , deseori prevazut cu degajari pentru evitarea interferentei cu supapele , sau cu prelucrari destinate asigurarii rezistentei mecanice a muchiilor, compensarii dilatatiilor termice , etc.

in fig. 4.7 a este prezentata schematic miscarea radiala in cazul injectiei directe, cu camera in piston, cazul cel mai frecvent al constructiilor actuale . Cazul b este intalnit la MAS si la motoarele Diesel cu camera divizata .

Masuratori efectuate cu traductori miniaturali plasati in camera pistonului indica valori semnificative ale vitezei fluidului in vecinatatea PMI . Sensul si valoarea vitezei sunt importante avand in vedere faptul ca in apropierea PMI are loc procesul de injectie de combustibil si formarea amestecului prin dispersia picaturilor in volum



Schemă pentru precizarea mișcării radiale a fluidului motor din camera de ardere.



Deplasarea curenților de gaze în camera de ardere.

Fig. 4.7 Mișcarea radială adm /evac[39]

Pe instalația din fig.4.5 ,în cilindru se montează o elice fină ,usoară și sensibilă , în măsură să sesizeze mișcările de rotație ale aerului ce trece prin porturile supapelor de admisie . Turatia acestei elice este măsurată cu un traductor fără contact (inductiv )TI. Lagarele axului sunt executate cu finete și protejate de praf sau orice impurități în măsură să viciuieze antrenarea elicii . [fig.4.8 ]

Controlul ridicărilor de supapă se realizează cu un dispozitiv cu șurub cu pas fin și cu un comparator în contact cu tija supapei .Un arc împiedică supapa să cadă în cilindru .

Instalația cu suflanta și distribuitor permite controlul presiunii și debitului de aer ce trece prin supapa de admisie , funcție de ridicarea acesteia .

Pe instalație sunt montate chiulasa și cilindrul motorului în poziția în care se regăsesc în funcționare .

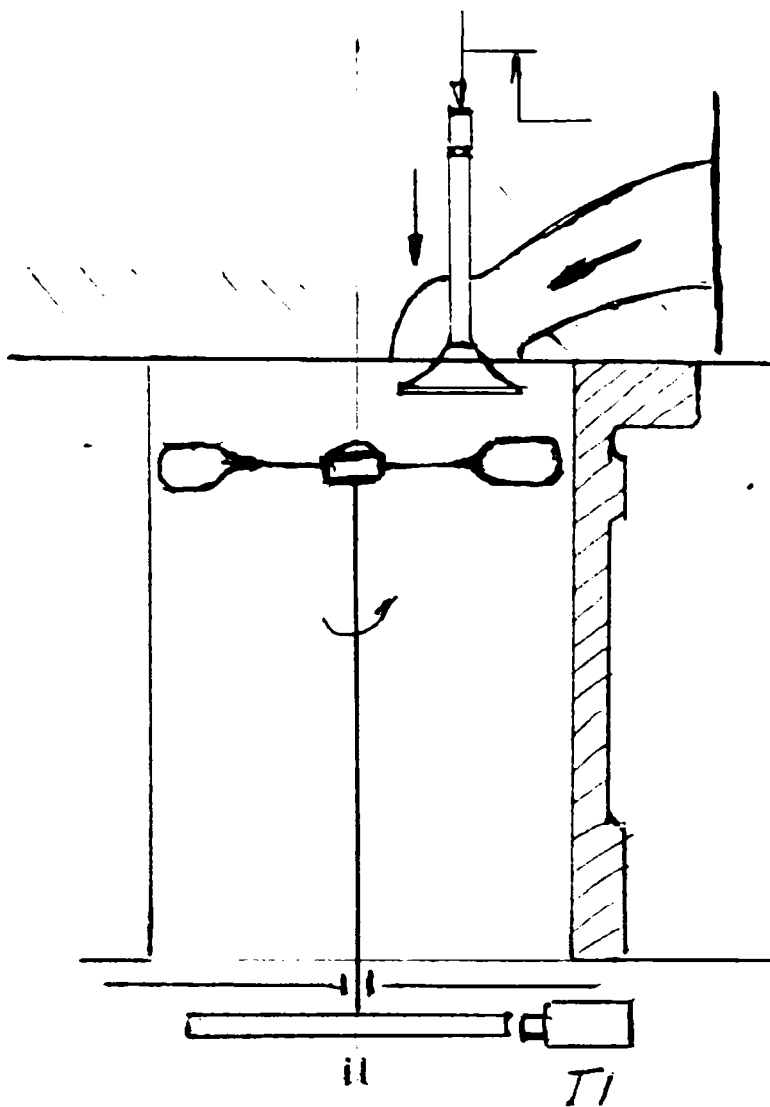


Fig.4.8 Masurarea  $n_d/n_{med}$

#### 4.4 PROCESUL DE COMPRIMARE

In procesul de formare a amestecului si de initiere a arderii, sunt de o importanta deosebita conditiile din cilindru in care este injectat combustibilul . Si pentru ca injectia tinde sa se produca tot mai aproape de pmi , conditiile din cilindru, referitoare la presiune si temperatura sunt cele de la sfarsitul compresiei . Prin aceasta devine interesant procesul de comprimare , legatunile care il guverneaza si influentele asupra conditiilor finale ale fluidului de lucru .

Pornind de la ipoteza ciclului cu ardere mixta , izobara si izocora consideram relatia randamentului termic  $\eta_t$

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon} \frac{\lambda_p - \rho - 1}{(\lambda_p - 1) + \lambda_p \cdot \chi (\rho - 1)} \quad (4.7)$$

$\lambda_p$ - raport de crestere a presiunii ,  $\chi$  – exponentul adiabatic ,  $\rho$  – raport de crestere a volumului ( in diagrama  $p/v$  )

Raportul de comprimare  $\epsilon$  influenteaza randamentul ciclului mixt in sensul ca  $\eta_t$  creste odata cu  $\epsilon$ , dupa o relatie neliniara ceea ce limiteaza intervalul de interes la valoarea de 16-20. Raportul de comprimare intervine in toate relatiile ce definesc randamentele , prin aceasta influenteaza performantele tehnico-economice ale motorului .

Motoarele de tractiune rutiera sunt supuse compromisurilor privind cresterea raportului de comprimare, osciland intre avantajele de pornire, performante, scaderea HC si CO si respectiv conditiile defavorabile pentru valorile maxime ale presiunii si temperaturii de ardere, sollicitatile termice si mecanice , poluarea cu Nox. Din acest motiv , valorile cele mai intalnite la MAC de tractiune rutiera sunt intre 15 si 18 . Acest raport asigura presiuni la sfarsitul compresiei apropiate de 100 bar, cu temperaturi de pana la 800 grd. C , ceea ce ofera conditii bune pentru aprinderea combustibilului injectat fara ca in timpul intarzierii la autoaprindere sa se produca acumulari in cilindru .

Comprimarea incepe odata cu inchiderea supapei de admisie si se termina in momentul injectiei , ceea ce face ca durata sa se situeze in jurul a 90 grd. RAC si nu 180 cat este cursa de comprimare.

Pe durata comprimarii aerul se incalzeste in prima faza de la peretii calzi ai cilindrului . In faza a doua schimbul de caldura se inverseaza , caldura produsa prin comprimare este cedata peretilor camerei . Punctul in care are loc inversarea transferului de caldura este punctul k de adiabatism aparent [ Fig. 4.8 ]

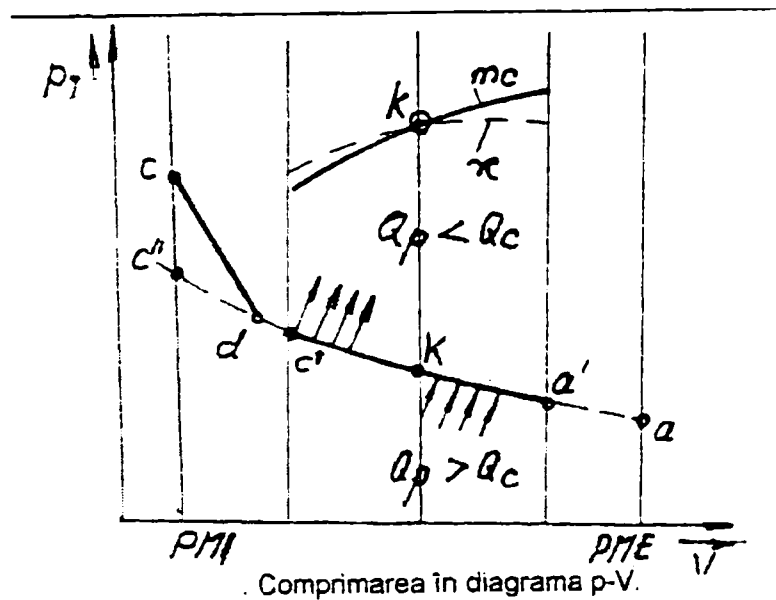


Fig.4.8 [63]

Rezulta ca in cele doua faze politropa

$$pV^m = \text{const.} \quad (4.8)$$

are coeficienti  $m$  diferiti ,

$$m = - \frac{V}{p} \cdot \frac{dp}{dV} \quad (4.9)$$

care pot fi calculati numeric in fiecare punct .

$$m_{1.2} = \frac{\lg p_2 - \lg p_1}{\lg V_2 - \lg V_1} \quad (4.10)$$

In calculele practice se lucreaza cu exponentul politropic mediu

$$m_c = \frac{\lg p_c - \lg p_a}{\lg V_a - \lg V_c} \quad (4.11)$$

Informativ , exponentul acceptat la MAC de tractiune se situeaza intre 1,37 si 1,41 functie de viteza medie a pistonului .

Importante sunt influentele asupra procesului de comprimare , influente ce deriva atat din factorii constructivi ( dimensiunile cilindrului , raportul suprafetelor de schimb de caldura raportate la cilindree , caracteristicile sistemului de racire ) cat si functionali ( turatie , regim termic , uzura ).

Pentru calculul preliminar al conditiilor din camera la sfarsitul compresiei sunt utilizate relatiile :

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^m \quad T_c = T_a \cdot \varepsilon^{m-1} \quad (4.12)$$

Transferul de caldura convectiv catre cilindru se evalueaza cu relatia

$$dQ_c = \frac{C_c \cdot A \cdot \Delta T \cdot d\alpha}{21600 \cdot n} \quad (4.13)$$

Unde  $C$  este coeficientul de convecție in  $\text{kJ/ m}^2\text{phk}$  , pentru care in literatura de specialitate sunt date o serie de relatii ( Cirkov, Sitkei, Woschni etc. ),  $A$  aria instantanee de schimb ,  $n$  turatia

În concluzie , pornind de la cunoasterea raportului de comprimare  $\epsilon$  și aprecierea corectă a exponentului politropic –în raport cu pierderile și influențele diversilor factori ,se pot determina prin calcul condițiile din cilindru la sfârșitul comprimării , eventual pentru o comparație cu starea propriu zisă a motorului , în vederea aproximării stării de uzură .

După cum se va vedea în subcapitolul următor, valorile de presiune și temperatura ale aerului din cilindru în momentul injectiei de combustibil sunt esențiale pentru inițierea și desfășurarea procesului de ardere .

#### **4.5 INJECTIA DE COMBUSTIBIL -generalitati**

Esenta problemei injectiei de combustibil constă în introducerea în cilindru , într-un interval de timp dat și în condițiile de maximă eficiență a unei cantități de carburant aflat în corelație directă cu cantitatea de aer disponibilă. Condițiile de eficiență se referă la asigurarea amestecului optim de combustibil și aer utilizarea cât mai completă a aerului din cilindru în așa fel încât reziduurile neardate să fie minime .

Rezultă de aici două categorii de probleme .

Cantitativ, masa combustibilului introdus în cilindru să aibă asigurată masa de aer necesară arderii .

Calitativ , se știe că amestecul format în interiorul cilindrului este prin excelență neomogen . În diversele puncte spațiale din cilindru putem avea concentrații de combustibil extrem de diferite, practic de la zero la infinit , datorită distribuției combustibilului prin orificiile diuzei injectorului. Mișcarea aerului în camera , împreună cu caracteristicile propriu-zise ale injectiei , dispersia jetului, penetratia lui mărimea picaturilor de combustibil sunt tot atâtea variabile ce intervin în desfășurarea procesului de amestec .

O caracteristică importantă pentru procesul de formare al amestecului în MAC este și faptul că arderea combustibilului se declanșează înainte de terminarea procesului de amestec . Inițierea flăcărilor , compoziții rezultate din primele faze ale arderii , schimbarea condițiilor de temperatură –presiune și chiar mișcările amestecului datorate inițierii arderii fac ca procesul de combustie să se complice pe măsura desfășurării lui .

Combustibilul pompat în cilindru prin orificiile diuzei injectorului se distribuie în picături fine a căror compactitate este susținută de tensiunea superficială . În necesitatea facilitării amestecului cu aerul rezultă condiția



ca dimensiunea acestor picaturi sa fie minima. Finetea pulverizarii este in relatie directa cu presiunea injectiei si de aici dificultatile tehnice si tehnologice .

Din formula debitului intr-o sectiune :

$$\frac{dQ}{d\delta} = \mu_d \cdot A \cdot \left( 2 (p_d - p_z) / \rho_c \right)^{1/2} \quad (4.14)$$

A - aria sectiunii ,  $\mu$ - coef de debit , p -presiuni ,  $\rho$ - densitatea  
se constata marimile ce intervin in desfasurarea injectiei combustibilului  
Diferenta de presiune este data de posibilitatile sistemului de injectie  
si de conditiile din camera la sfarsitul compresiei .

Sistemele de injectie au avut o evolutie tehnologica sustinuta de-a lungul timpului , presiunile maxime ajungand la 2000 bari in prezent .

Cand se vorbeste de presiunile maxime suportate de sistem se are in vedere in special rezistenta mecanica si capacitatile de etansare ale elementelor de pompare , in conditiile de exploatare ale motorului , pentru un timp rezonabil de serviciu . In functionare pot interveni situatii deosebite, cresteri excesive de presiune ca urmare a blocarii unui injector , cresteri de temperatura a combustibilului , scaderi ale temperaturii in conditii de iarna , efecte abrazive ca urmare a impuritatilor etc . Din acest motiv sistemele de injectie , pompe de injectie sau pompe injector se supun unor sofisticate teste de anduranta .

In ansamblul sistemului de injectie, valoarea presiunii maxime atinse depinde de marimea orificiului ,sau orificiilor practicate in diuza de pulverizare. Executia acestor orificii este dificila, reclama tehnologii de varf mai ales in ultimii ani . Se poate constata ca procedeele clasice de gaurire, cu burghiul se opresc la dimensiuni ale orificiilor de cca 0,20 mm , executate pe material netratat . Tratamentele ulterioare de durificare modifica substantial atat dimensiunile cat si forma orificiilor , cu efecte asupra caracteristicilor de pulverizare .

Executia prin electroeroziune se poate face pe material deja tratat eliminand problemele de tratament , dar cu productivitati mai mici .

Marimile atinse azi pentru diametrul orificiilor diuzei se situeaza in jurul a 0,1mm .

Coeficientul de debit al diuzei  $\mu$  caracterizeaza pierderile hidraulice la trecerea combustibilului prin diuza si orificii . Pierderile isi au originea in forma sectiunii , lungimea canalului , directia orificiului fata de directia curgerii curentului , rugozitate etc .

În majoritatea cazurilor diuza prezintă 4-8 orificii sau chiar mai mult, de aici rezultând problema egalizării condițiilor de pulverizare pentru toate orificiile. În același timp, tehnologic apare și problema echivalenței diuzelor pe același motor. În cap. 7 se vor prezenta o serie de date experimentale legate de caracteristicile diuzelor de injector.

Corelat cu dezideratul amplasării centrale a camerei în piston, rezultă din cele de mai sus avantajele așezării axiale a injectorului, posibilă geometric la motoarele multisupapă.

Conductele de presiune fac legătura între sistemul de pompare și injector. Acestea sunt supuse variațiilor de presiune majore, în cazul sistemelor de injectie mecanice clasice, sau unor presiuni continue ridicate - sistemele common rail.

Caracteristicile acestor conducte intervin fie în concepția sistemului de injectie - prin rezistența lor limitată, fie funcțional, prin lungime, traseu, elasticitate. Odată cu creșterea puternică a presiunilor de injectie s-a căutat evitarea lor ca un element sensibil, constructiv și funcțional, ceea ce a dus la apariția pompelor injector -UIS, cu toate complicațiile legate de modificarea mecanismului distribuției motorului.

O complicație în plus, pentru presiunile mari actuale o constituie și modalitatea de etansare a capetelor conductelor la elementii de legătură ai pompei și respectiv injectorului.

Un parametru esențial al procesului de injectie îl constituie momentul începerii debitării combustibilului în camera de ardere.

În raport cu rotația arborelui cotit, momentul debitării este poziționat prin avansul la injectie, măsurat prin valoarea unghiului RAC înainte de PMI. Momentul injectiei de combustibil, în speta avansul la injectie reprezintă un parametru funcțional esențial atât în realizarea performanțelor dinamice cât și în cele de poluare. În fig. [4.9] este reprezentată influența avansului în emisia de noxe - HC și Nox.

Se constată variația puternică a Nox cu avansul la injectie, fapt ce a făcut ca în ultimii ani valoarea avansului să se reducă dramatic. La motoarele Meurer ale anilor 60 avansul se plasa în jurul valorii de 24-26 grd. RAC, generând un interval de timp necesar preluării căldurii de către combustibil și formării amestecului. La injectia directă multijet, condițiile din camera sunt în măsură să provoace într-un interval scurt de timp aprinderea combustibilului fin pulverizat de un echipament de înaltă presiune.

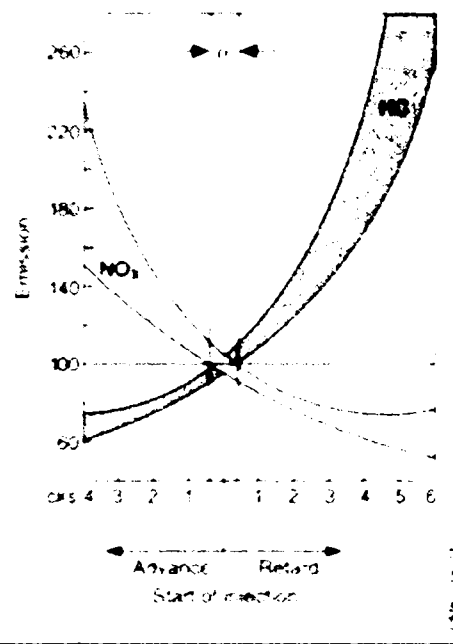


Fig. 4.9 Dependenta noxe avans [ 17 ]

Debitarea cu un anumit timp înainte de PMI a combustibilului își are ratiunea în sirul de întârzieri ce caracterizează atât procesul mecano-hidraulic de pompare cât și în procesul chimic de amestec și aprindere al picăturilor de combustibil. Pe durata procesului de injecție distingem mai multe perioade [ fig. 4.10 ]

Începutul debitării FB are loc după completa obturare a orificiului de alimentare cu combustibil a elementului de pompare. Presiunea în element crește de la valoarea presiunii de alimentare datorită miscării pistonului pompei până când valoarea atinsă în camera injectorului duce la ridicarea acului, deschiderea orificiilor de pulverizare și pătrunderea combustibilului în cilindru – SB.

Timpul între FB și SB constituie întârzierea la injecție SV. Condițiile de temperatură și presiune din camera de ardere declanșează aprinderea combustibilului în momentul VB.

Asemănător, timpul între SB și VB caracterizează perioada de formare a amestecului, vaporizare și aprindere și este denumit întârziere la autoaprindere ZV.

În momentul deschiderii orificiului din element presiunea scade, debitarea încetează în SE, injecția în cilindru se oprește, iar arderea se consumă până în punctul VE.

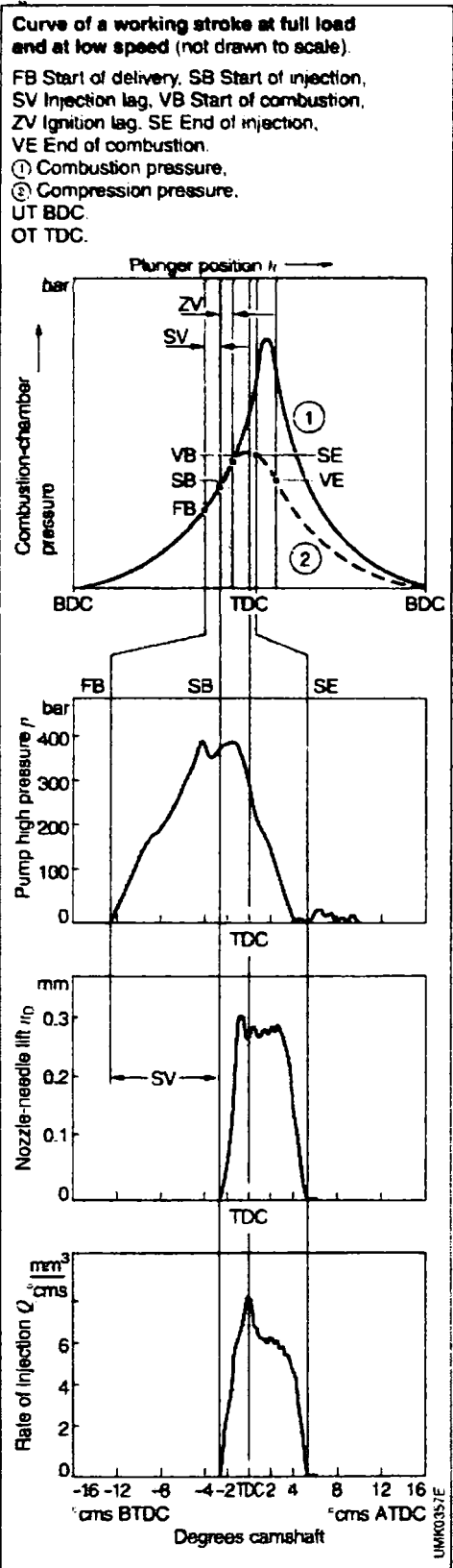


Fig. 4.10 [ 17 ] Procesul de injectie la sarcina plina si turatie redusa .

- 1- curba presiunii cu combustie
- 2- curba presiunii fara combustie

Cadranele prezinta presiunea in cilindru , presiunea din elementul de pompare , ridicarea acului diuzei ,rata de injectie .

In procesul de debitare supapa diuzei este deschisa de unda de presiune ce se propaga prin conducta de legatura intre pompa si injector, cu viteza sunetului in mediul respectiv .

$$\begin{aligned} \text{Viteza sunetului } a &= \left( \frac{dp}{d\rho} \right)^{\frac{1}{2}}, & (4.15) \\ \text{in mediul combustibilului} & \\ a &= \left( \frac{E_c}{\rho_c} \right) & E \text{ modulul de elasticitate} \end{aligned}$$

Timpul de desfasurare al proceselor in elementul pompei si conducta este independent de turatia motorului . Ca urmare , odata cu cresterea turatiei , este nevoie de declansarea in avans a proceselor de debitare . Propagarea undei de presiune depinde de lungimea conductei de inalta presiune si de viteza sunetului, considerata in general 1500 m/s in combustibilul Diesel .Timpul de propagare al undei de presiune este definit ca **intarziere la injectie** si are influenta lui mai ales la motoarele rapide . Inceperea debitarii cu un anumit avans deriva din faptul ca odata cu cresterea turatiei injectorul tinde sa se deschida mai tarziu ,ceea ce micsoreaza intervalul unghiular fata de PMI .

In al doilea rand , dupa injectare ,combustibilul cere un anumit timp pentru a se vaporiza si amesteca cu aerul pentru a forma un amestec inflamabil. Acest timp 'chimic 'de pregatire a amestecului este independent de turatia motorului si este definit ca **intarziere la autoaprindere** .

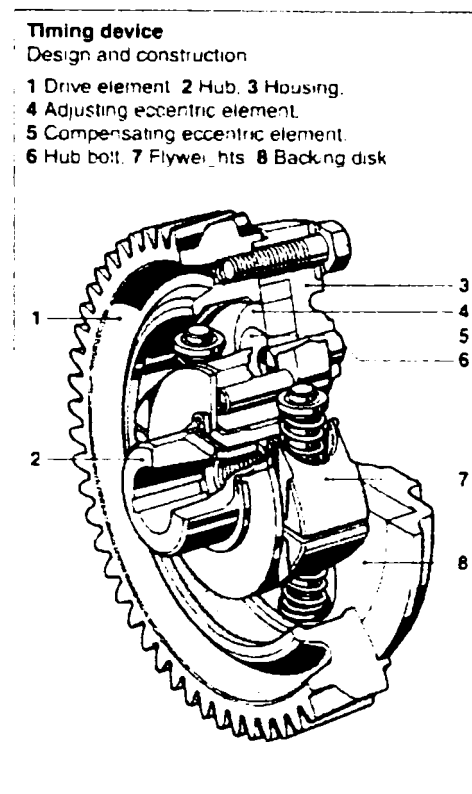
Intarzierea la autoaprindere este dependenta de calitatea combustibilului (cifra cetanica) , calitatea si finetea picaturilor si conditiile de presiune si temperatura din camera , in legatura cu coeficientul de compresie , temperatura aerului admis, presiunea de admisie .De regula acest interval de timp este in jurul a 1 milisec.

Ramanand constant , odata cu cresterea turatiei este nevoie de decalarea inceputului injectiei pentru a evita deplasarea punctelor SB si VE inspre destindere .

Pentru a compensa toate aceste intarzieri odata cu cresterea turatiei este nevoie de gestiunea riguroasa a momentului inceputului debitarii, gestiune realizata pe mai multe cai : hidraulic la pompele rotative, mecanic ,hidraulic electronic la pompele linie, electronic la noile sisteme de injectie PLD , CR , UIS , HEUI, MEUI etc.

In ultimul timp, aplicarea sistemelor de gestiune electronica face posibila adaptarea avansului in raport cu o serie de alte variabile - sarcina , temperatura mediului , temperatura lichidului de racire etc .

Fig. 4.11 Variator mecanic [ 17 ]



Miscarea preluata de pinionul 1 se transmite axului 2 al variatorului , solidar cu axul pompei de injectie prin mecanismul cu contragreutati 7 . Miscarea contragreutatilor sub actiunea fortelor centrifuge este amplificata de manivelele ( excentricele 4,5 ) , a caror miscare plan paralela este limitata intre carcasa 3 si discul 8 .

La sistemele clasice, mecanice, presiunea din elementul de pompare este variabila , in raport cu deplasarea pistonasului sertar actionat de cama pompei . In acelas timp , miscarea acului supapei injector descopera o sectiune variabila atat la ridicare cat si la coborare .

Variatia presiunii si a sectiunii de trecere a combustibilului conduce la o rata variabila a cantitatii de combustibil ce ajunge in cilindru .

Variatia  $dp_i / dt$  , rata de descarcare, rezulta din masurarea presiunii combustibilului in camera acului (sau la piulita injectorului )

Variatia cantitatii cumulate de combustibil , rezultata din insumarea ratelor de injectie pe grad RAC -  $m_{ci}(\alpha)$  , raportata la masa totala de combustibil injectat  $m_c$  constituie caracteristica de injectie  $\xi_i$

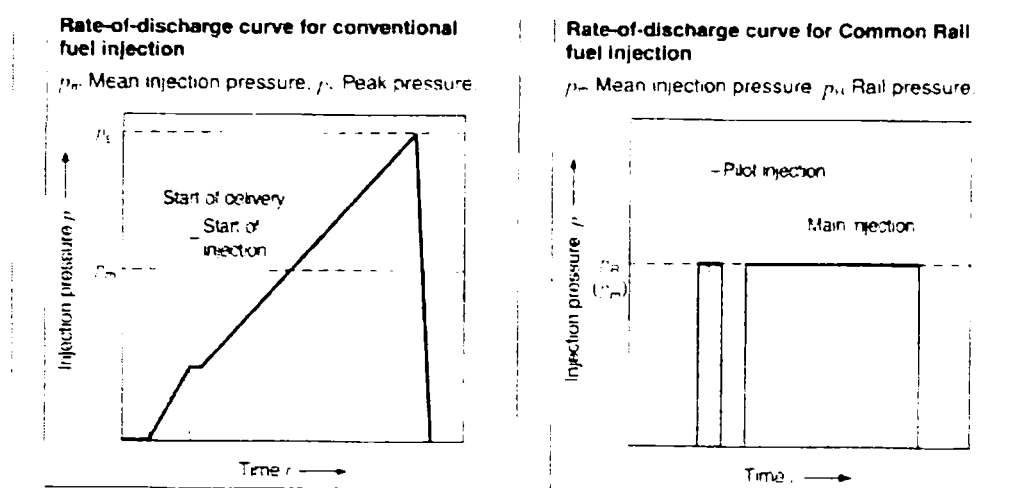


Fig. 4.12 Variatia presiunii de injectie - clasica si CR pilot [ 17 ]  
in raport cu timpul

$P_m$  -presiunea medie ,  $P_s$  -presiunea maxima  
La injectia clasica , cu alura triunghiulara sunt evidentiata momentele de debitare si respectiv injectie , cu intarzierea la injectie .  
Pentru sistemul CR, cu rampa de presiune constanta rata de descarcare este cvasi -constanta , datorita realizarii presiunii direct in camera injectorului si prin reducerea influentei timpilor de ridicare -coborare a acului, miscare realizata fie prin electromagnet fie mai nou prin actuatorul piezoelectric. Injectia pilot de scurta durata este urmata de injectia principala  
Deoarece , asa cum s-a descris anterior , dupa inceperea injectiei are loc intarzierea la autoaprindere , ca proces termochimic de durata invariabila cu turatia si sarcina , in aceasta perioada are loc o acumulare de combustibil .

Este evident faptul ca marimea acestei acumulari se afla in corelatie cu rata de crestere a presiunii de ardere ,cu efecte si asupra solicitarilor mecanice si a zgomotului .

Pentru reducerea cantitatii de combustibil acumulat inainte de declansarea autoaprinderii sunt practicate mai multe metode .  
La injectia clasica , cu pompa de injectie mecanica cu elemente de

pompare , rata de debitare are alura triunghiulara din fig .[4.12 ]

Deplasarea varfului triunghiului modifica ratele de descarcare din prima parte a debitarii . Aceasta alura se poate realiza prin valori mai mari ale arcurilor supapelor injector , lungimi de conducta , profilul varfului acului injector .

Tot in ideea reducerii ratei initiale se practica forma ' boot ' a variatiei curbei de debitare , cu ajutorul injectorului cu arcuri in trepte . Primul arc controleaza o ridicare a acului de cca. 0,05 mm , al doilea controland restul cursei acului . Se asigura astfel doua regimuri diferite ale ratei de descarcare, primul fiind mai redus pentru evitarea acumularii combustibilului in faza initiala a injectiei .fig. 4.14

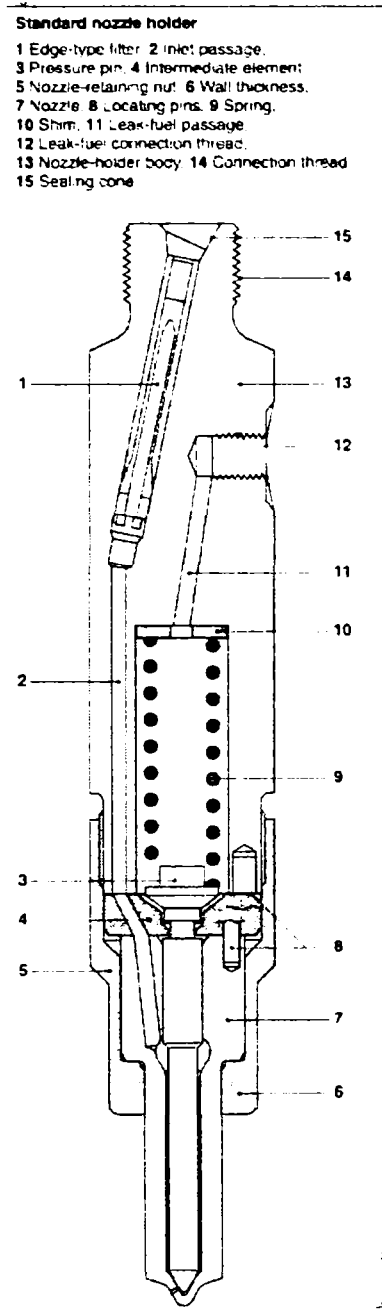


Fig. 4.13 Injector clasic [ 17 ]



La injectorul clasic (standard) fig. 4.13 combustibilul sub presiune trece prin filtrul 1 si canalul 2 spre pulverizatorul 7, fixat de corpul injectorului 13 cu piulita 5, care este mai rezistenta si mai precisa in zona 6. Pulverizatorul este positionat univoc prin bolturile 8. Acul se ridica sub actiunea presiunii si prin boltul 3 comprima arcul 9 pe saiba de reglaj a pretensionarii 10. Prin orificiile 11 si 12 se evacueaza combustibilul scapat intre ac si corpul pulverizatorului. Conducta de injectie etanseaza pe conul 15 prin fixare pe filetul 14 cu o piulita olandeza.

Injectorul cu doua trepte pastreaza in principiu constructia, cu diferenta ca in corpul sau sunt inseriate doua arcuri 3 si 6.

In detaliu se poate vedea impartirea cursei totale a acului in cele doua trepte  $h_1$  si  $h_2$ , limitate prin executia riguroasa a boltului de presiune 11 si a degajarii din saiba de limitare 10. Tensiunea arcurilor se regleaza prin saibele 2 si 9.

Acul injectorului ridica tija si boltul 4 prin elementul de ghidare 5.

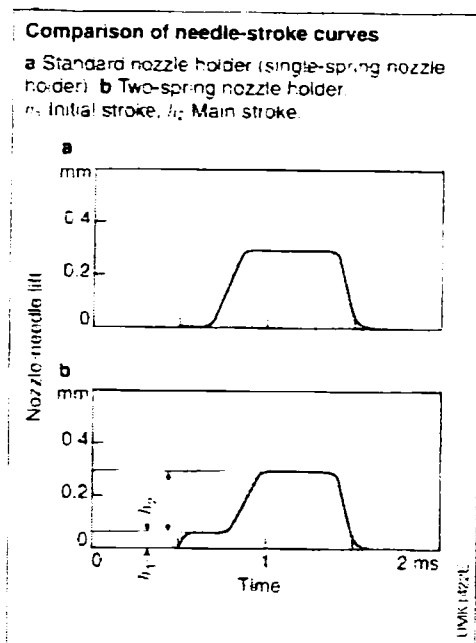


Fig 4.14 a [ 17 ]

In fig. 4.14 a se prezinta cursa acului pulverizatorului in cele doua variante constructive de injector.

Si pentru motorul 1035 L6 DTI a fost proiectat la SC MOTOARE AB si executat la HIDROJET Breaza un lot de injectoare in trepte, in programul de reducere a zgomotului motorului.

## Two-spring nozzle holder for direct-injection (DI) engines

- 1 Nozzle-holder body, 2 Shim, 3 Spring 1,  
 4 Pressure pin, 5 Guide element, 6 Spring 2,  
 7 Pressure pin, 8 Spring seat, 9 Shim,  
 10 Intermediate element,  
 Stop sleeve,  
 12 Nozzle needle,  
 13 Nozzle-retaining nut,  
 14 Nozzle body.  
 $h_1$  Initial stroke,  
 $h_2$  Main stroke.

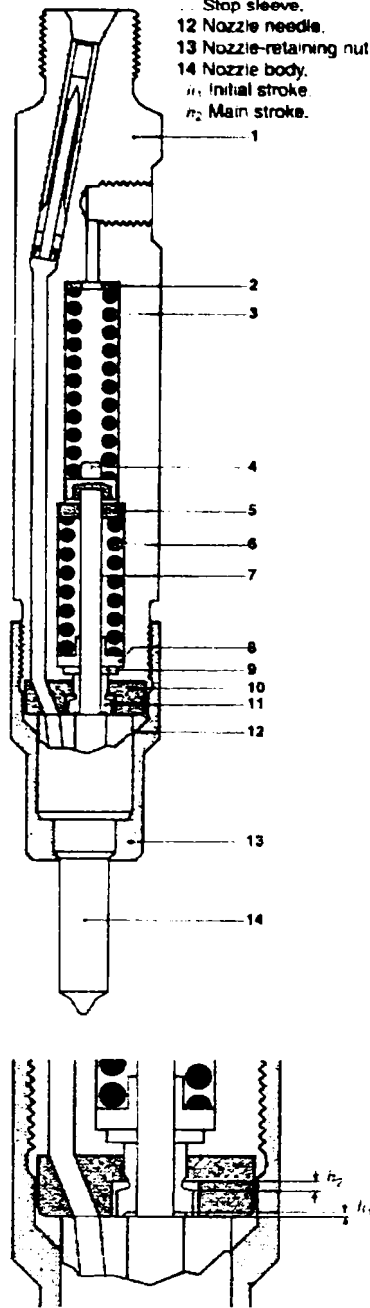


Fig. 4.14 b Injektortyp [17]

Pentru sistemele common rail s-a dezvoltat injectia pilot , prin comanda ridicarii acului in doua etape diferite . fig. 4.15 .

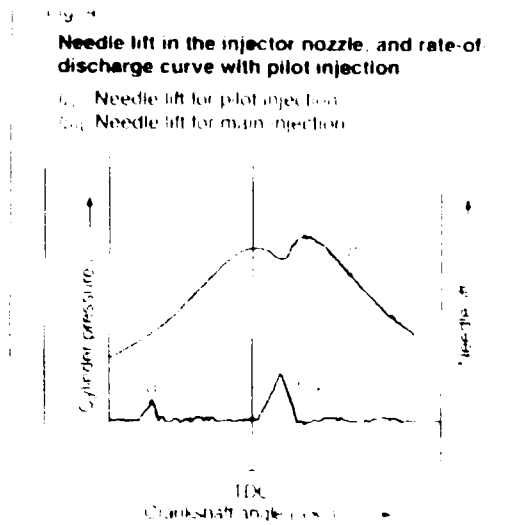


Fig 4.15 Inj. Pilot [ 17 ]

Injectia pilot este comandata inaintea injectiei principale , cantitatea injectata fiind redusa , 1-4 mmc./ciclu .cil cu scopul de a 'preconditiona' camera de combustie . Ea are urmatoarele efecte :

- presiunea la sfarsitul compresiei este usor mai ridicata datorita arderii partiale a combustibilului
- se reduce intarzierea la autoaprindere pentru injectia principala
- rata de crestere a presiunii in camera de ardere se reduce ca urmare a arderii progresive a combustibilului introdus .

Urmare a injectiei pilot se constata o reducere a zgomotului datorat solicitarilor bruste prin cresterea rapida a presiunii ,are loc o reducere a consumului specific datorat reducerii pierderilor mecanice prin soc , chiar o reducere a noxelor ca urmare a arderii progresive mai lente , fara acumulari.

Posibilitati de ultima ora ofera solenoizii performanti sau actuatorul piezo, [ fig. 4.16 ] care pe langa pre-injectie pot genera si o post-injectie necesara regenerarii catalizatorului sau filtrului de particule .

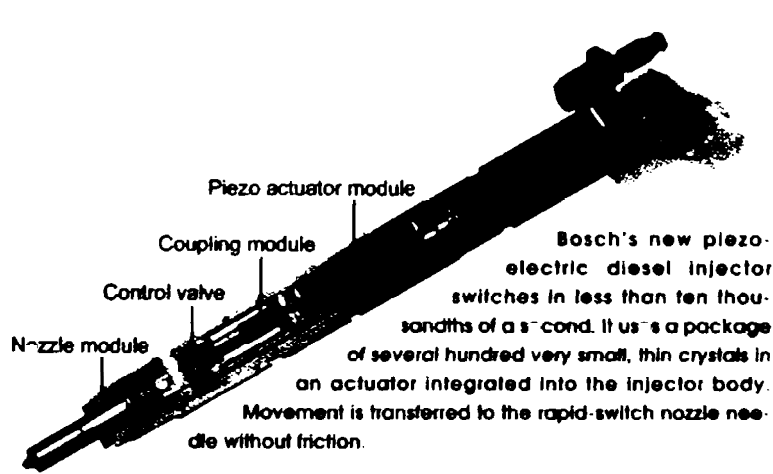


Fig. 4.16 Injectorul cu actuator piezoelectric [ 83 ]

Modulul actuatorului piezo , construit dintr-un numar mare de saibe de material special actioneaza prin modulul de legatura asupra unei supape de comanda a trecerii combustibilului catre pulverizator .In prima generatie de injectoare piezo ,actuatorul actiona direct asupra acului , cu posibilitati reduse de marire a cursei de ridicare - cca. 0,08 mm Ultima generatie creaza premisele aplicarii sistemului la motoare mai mari .

Durata injectiei este direct legata de rata de descarcare si constituie parametrul principal al procesului . Ea se masoara in grade rotatie arbore cotit , arbore cu came sau arbore pompa , ca ordin de marime fiind in general de ordinul milisecundelor .

Fig. 4.17 [ 17 ] prezinta felul in care descarcarea combustibilului este initiata de rotatia axului cu came , respectiv cum este injectat combustibilul prin diuza,in raport cu unghiul rotatiei camei. Se pot evalua duratele intarzierilor cauzate de diversele elemente componente ale traseului .

Se constata ca , daca ridicarea elementului incepe la pozitia relativa zero grade a camei, cadranul 1 , presiunea in element ,cadranul doi are o intarziere de cca . 4 grade , supapa elementului ,cadranul 3 , adauga o intarziere de inca 4 grade , presiunea in conducta la iesire din elementul de pompare ,cadranul 4 creste cu o intarziere de pana la 12 grade fata de zero ,parcurgerea conductei de catre unda de presiune adauga cca.2 grade intarziere – ti ,cadranul 5 presiunea in camera acului creste dupa cca. 14 grade ,cadranul 6 , iar debitarea combustibilului , cadranul 7, incepe practic dupa 14-15 grade.

Diagramele ale carei cadrane arata miscarile diverselor componente Sunt ridicate in cazul unei pompe rotative dar situatia este asemanatoare si la pompele linie .

Semnificatiile notatiilor sunt :  $H_n$  ,  $V_n$  – ridicarea si viteza pistonului  $p_E$ - presiunea din elementul de pompare,  $h_v$  – ridicarea supapei elementului PLP – presiunea combustibilului la capatul conductei spre pompa , PLD presiunea la piulita injector ,  $t_L$  –intarzierea la injectie ,  $h_D$  –ridicarea acului ,  $Q$  –rata de descarcare .

Studiul procesului de injectie evidentiaza timpii necesari pentru a fi luati in considerare la calculul si reglajul de avans fix , precum si influentele si efectele schimbarilor dimensionale .

Aparatura necesara se compune din traductori de deplasare Piston si ac pulverizator , traductori de presiune piezoelectricsi , placa de achizitie date , computer , soft . Se pot surprinde fenomenele de unda in diverse regimuri si valorile maxime de presiune la pompa si la injector .

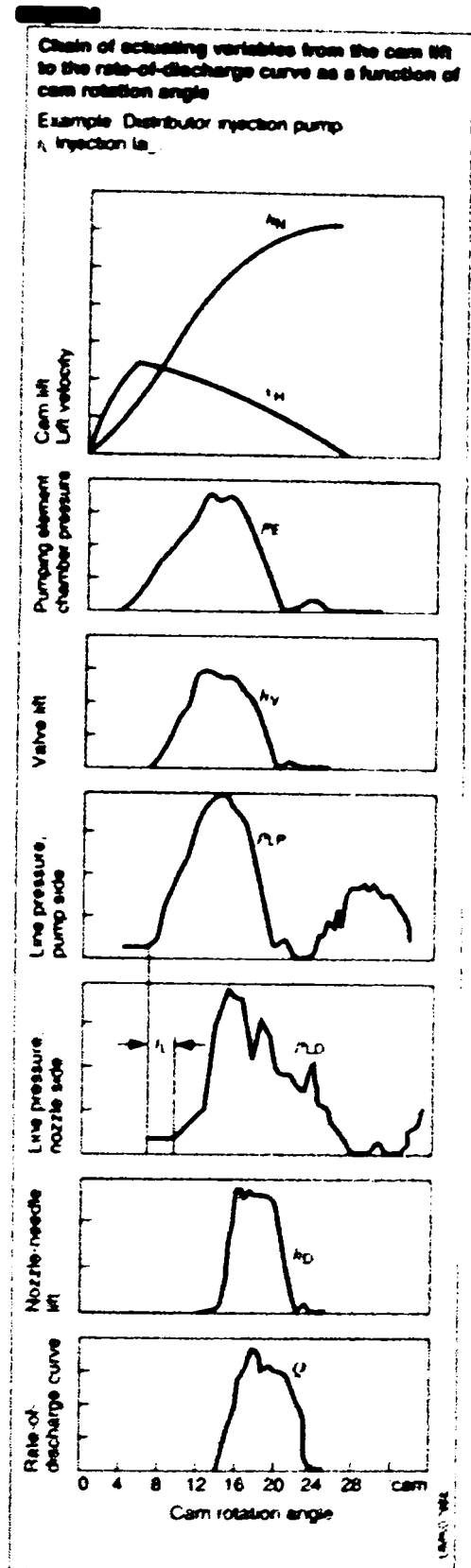


Fig. 4.17 Lantul injectiei [ 17 ]  
sistem cu pompa rotativa

Injectia directa necesita 25-30 grade RAC . La 30 grd. RAC sunt echivalente 15 grd. RAP sau 1,25 msec pentru turatia de 2000 rpm.

În scopul obținerii unor performanțe bune pentru consumul specific sau fum, este necesar ca la începutul injectiei rata de debitare să fie mică, iar spre sfârșitul injectiei mai mare.

Efectele de undă reflectate în conductele de injectie generează așa-numita post-injectie, o creștere secundară, necontrolată a presiunii în camera acului, urmată de ridicarea acestuia și pulverizarea atât la momentul nepotrivit -tarzie, la condiții improprii arderii satisfăcătoare, cât și defectuoasă din punct de vedere al presiunii.

Fenomenul de post-injectie se caracterizează prin apariția fumului excesiv și al consumului specific crescut. Evitarea post-injectiei se face prin corelarea dimensiunilor conductei, al supapei de refulare a pompei, întărirea arcului injectorului.

O imagine a postinjectiei este prezentată în cap. 3 fig.3.12

Construcția propriu-zisă a pulverizatorului poate reduce sau elimina volumele moarte de la capatul diuzei, numitul sac, în care combustibilul acumulat poate intra în cilindru după închiderea acului.

În prezent se practică mai multe construcții de sac fig. 4.18 [17], fiecare oferind rezultate în raport cu emisiile în special de HC.

Capatul pulverizatorului se execută sferic sau conic, din motive tehnologice și cu respectarea lungimii orificiului de debitare. Sacul reprezintă un volum necesar evitării intersecției între vârful acului și corpul pulverizatorului, mai ales după funcționarea îndelungată. Acul se ghidează pe suprafața cilindrică și închide trecerea combustibilului prin contact pe suprafața conică sau sferică special profilată. Volumul de combustibil rămas în corpul pulverizatorului este în contact cu camera de ardere, arde în condiții vitrege în deficit de aer și este o sursă a emisiilor de HC precum și de carbon solid ce se depune în sac. Sacul poate avea secțiune cilindrică sau conică.

O execuție modernă, destinată minimizării volumului sacului, constă în plasarea orificiilor de pulverizare pe zona de contact, respectiv închidere, astfel încât acul acopere secțiunea orificiilor.

La acest tip de execuție orificiile sunt prelucrate electrochimic. Mișcarea acului este limitată de fața 13 a corpului 11. Orificiul 12 este pentru poziționare în corp. Presiunea combustibilului ce intra prin canalul 3 acționează pe umarul 4 în camera de presiune 9. La ridicarea acului pe ghidajul 10, combustibilul trece pe lângă tija 5 spre capatul cu orificii de pulverizare 6.

Fig. 5

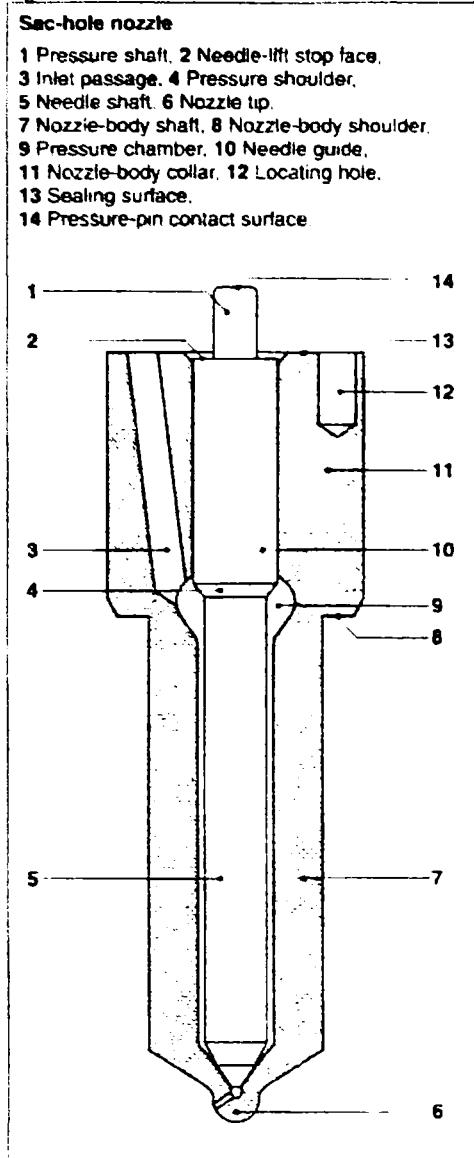


Fig. 6

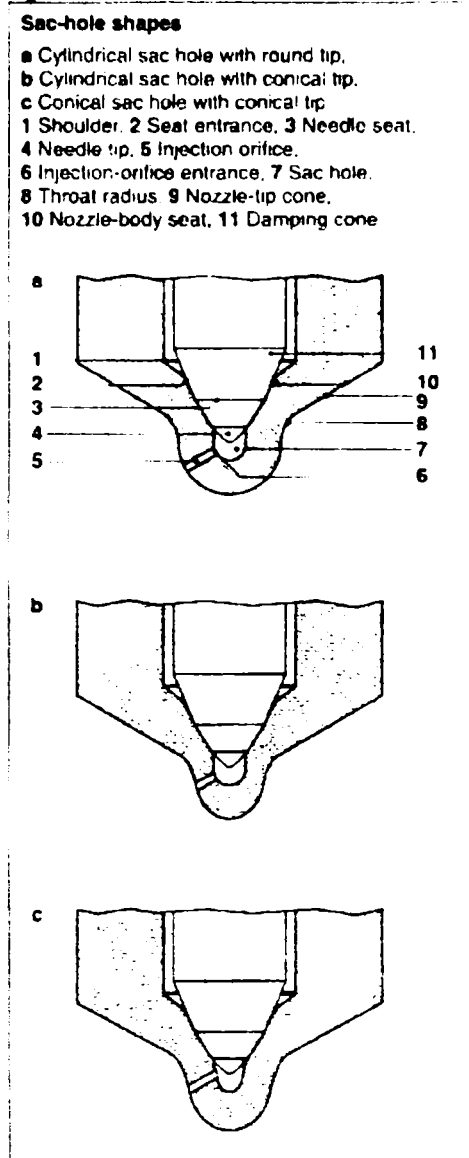


Fig. 4.18  
Pulverizatoare [17]

Pulverizatorul poate avea mai multe constructii (det. a, b, c), forma sacului putand fi de forma cilindrica sau conica

Momentul de start al injectiei si durata acesteia sunt variabile importante in controlul emisiilor poluante si al consumului specific de combustibil

Informativ, in fig. 4.19 se prezinta influenta duratei injectiei asupra consumului de combustibil si asupra emisiilor de noxe (cenusi, oxizi de azot, hidrocarburi) pentru un motor cu injectie indirecta.

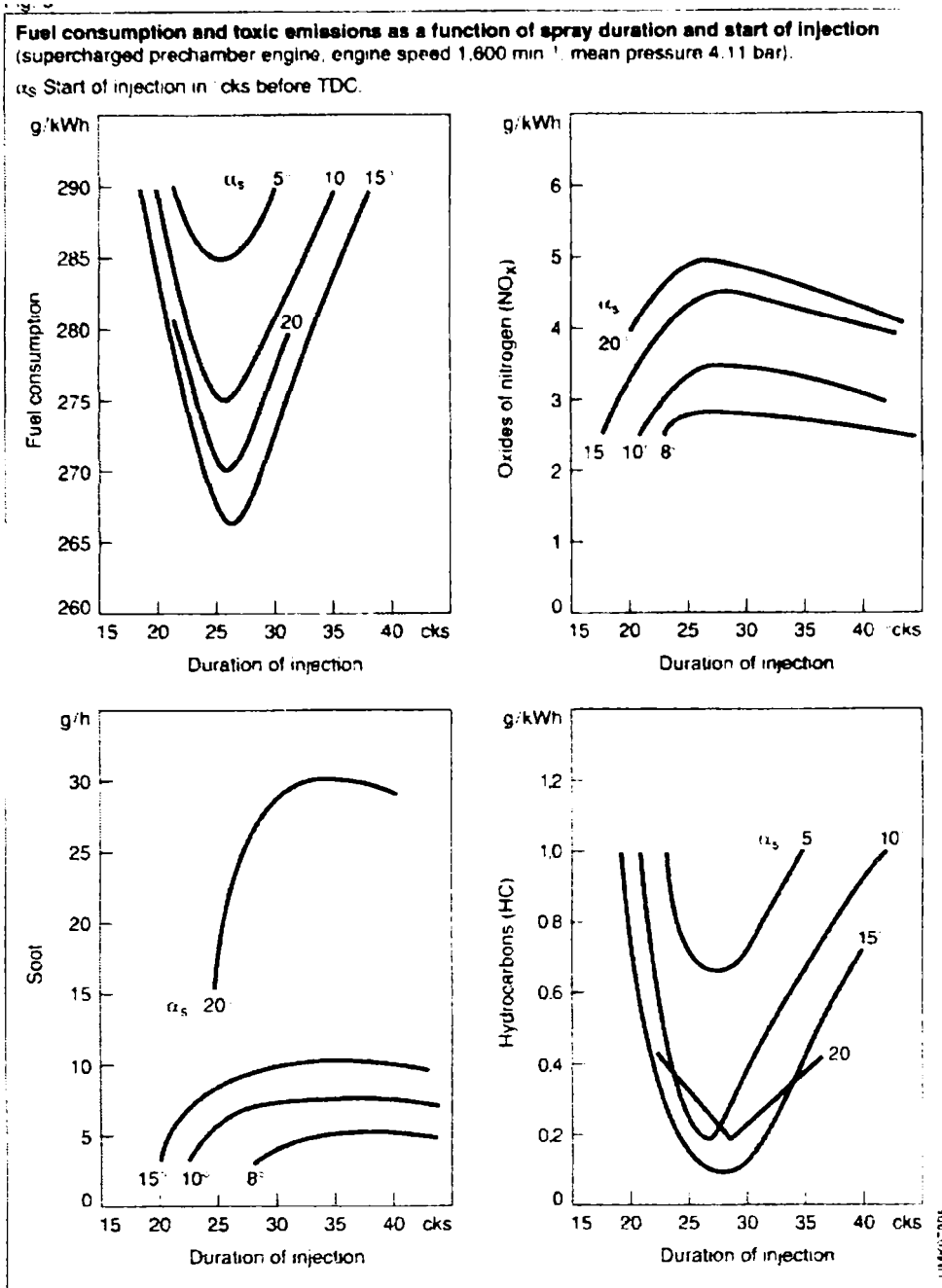


Fig. 4.19 [ 17 ] Influențele duratei de injectie asupra consumului specific emisiei de fum , HC si Nox .

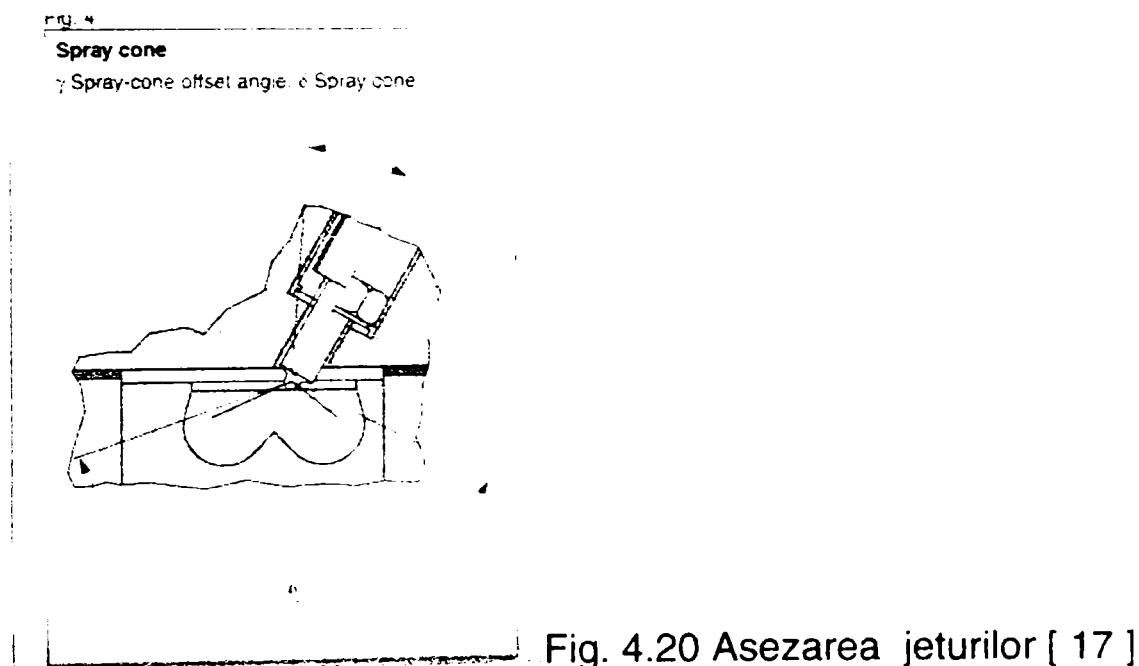
Efectele duratei de injectie sunt prezentate si in relatie cu momentul  $\alpha_s$  de injectie ( valori de la 5 la 20 grd . RAC )

Diagramele sugereaza atat influenta duratei injectiei cat si efectul momentului injectiei asupra emisiilor poluante si a consumului specific



## 4.6 JETUL DE COMBUSTIBIL

Odata cu sosirea undei de presiune in camera acului pulverizatorului , acul , se ridica si elibereaza orificiile de pulverizare . Pentru a preveni intrarea gazelor in camera acului si in conducta de presiune , ca si pentru a evita pulverizarea la presiuni mai mici, acul este presat pe sediu de un resort ale carui caracteristici intervin in procesul de injectie . Orificiile pulverizatorului sunt pozitionate cu grija in raport cu pozitia injectorului si a camerei de ardere . Axele orificiilor sunt dirijate pe suprafata conica cu varful in centrul diuzei si uzual cu punctele de intersectie cu suprafata camerei de ardere intr-un plan perpendicular pe axa pistonului . Conditia de baza in aranjamentul si orientarea orificiilor este distributia cat mai egala a combustibilului , distante fata de peretele camerei cat mai stranse ca dispersie , unghiuri intre axe in masura a oferi volume geometrice de aer aproximativ egale .



Numarul de orificii si diametrul lor sunt dependente de cantitatea de combustibil injectat, forma camerei de ardere si coeficientul de turbionare a aerului .

Realizarea cu scrupulozitate a conditiilor echivalente pentru jeturile de combustibil , ca si pentru toate injectoarele motorului pune probleme tehnologice deosebite .Procedee de hidroeroziune HE practicat de Bosch

are efecte in reducerea pierderilor prin efectul 'de colt' al curgerii combustibilului , reduce dispersia debitelor intre orificii , imbunatateste coeficientul de debit , ceea ce inseamna debite mai mari pe orificii de dimensiuni mai reduse , cu efecte atat in presiunea de injectie cat si in finetea pulverizarii .

La constructiile actuale de motoare Diesel de tractiune , se practica 5-8 orificii cu diametre intre 0,2 si 0,3 mm .

Solutia cu doua supape , una de admisie , una de evacuare nu permite asezarea centrata si verticala a injectorului . Ca urmare nu se pot asigura conditii echivalente pentru fiecare jet de combustibil, datorita distantelor sensibil diferite fata de peretii camerei si a unghiurilor diferite ale unor orificii fata de axa diuzei (care provoaca pierderi hidraulice diferite) . In plus , la ridicari de 0,2-0,3 mm este deosebit de importanta curgerea lichidului intre ac si scaunul sau , ceea ce a generat solutii de ghidare dubla pentru centrarea acului .

Jetul de combustibil se formeaza prin trecerea prin orificiul diuzei a combustibilului aflat sub presiunea ridicata a sistemului de injectie , 1400-1600 bari sau mai mult , in camera de ardere din piston , unde presiunea la sfarsitul compresiei poate atinge 100 bari .

Notiunea de jet presupune un nor de picaturi care , dupa parcurgerea unei distante dependente de anumiti parametrii, se disperseaza in mediul din camera de ardere , amestecandu-se cu aerul .

Ca parametrii ai jetului definim :

- lungimea sau penetratia
- dispersia sau unghiul spatial
- omogenitatea - respectiv dispersia dimensionala a picaturilor
- marimea picaturilor

Aceste marimi intervin in gestiunea arderii si constituie un domeniu de studiu in care sunt aplicate metode avansate de investigatie .

Una din metodele de studiu se constituie dintr-o incinta cu ferestre transparente , in care se mentine gaz inert sub presiunea sfarsitului de compresie . Din exterior , printr-un sistem hidraulic se injecteaza combustibil , iar prin ferestrele transparente se fotografiaza rapid fazele de penetratie si spargere a jetului

In fig. 4.21 [ 108 ] este schematizat complexul de aparate destinate fotografierii jetului de combustibil .

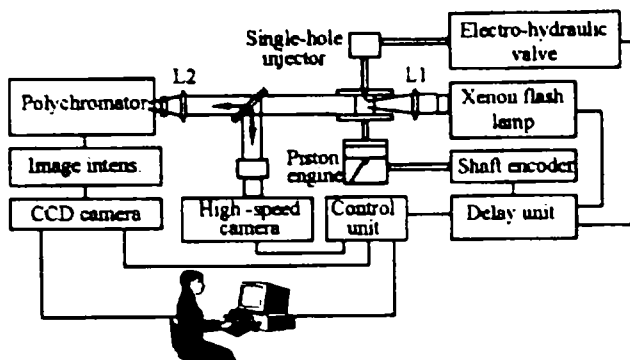


Fig.3-Experimental apparatus

#### 4.21 Fotografierea jetului

Pe o constructie speciala ce imita conditiile din cilindru ,spotul luminos al unei lampi cu xenon lumineaza traiectoria jetului generat de un sistem hidraulic . Imaginea este fotografiata cu o camera de mare viteza . In acelasi timp prin dispersie imaginea este inregistrata de un policromator , intensificata electronic si preluata de o camera cromatica .O unitate de control gestioneaza coordonarea aparaturii sistemului .

Finetea de pulverizare se poate determina satisfactor prin directionarea jetului pe un ecran de sticla acoperit cu straturi de substanta impresionabila si apoi microfotografiere , sau prin fotografiere rapida .

Pentru determinarea matematica a caracteristicilor jetului se porneste de la ipoteza simplificatoare ca jetul este echivalent cu un corp solid si se utilizeaza o serie de informatii experimentale .

Pentru calculul deplasarii se folosesc relatiile [ 62 ]

$$\frac{S_s}{dD} = 7,4 \left( \ln \frac{\delta (\Delta p_e)^{1/2}}{100 dD \cdot \rho_a} \right) \quad (4.16)$$

S -lungimea jetului , dD diametrul orificiului ,  $\Delta p$  diferenta de presiune ,  $\rho_a$  densitatea aerului ,  $\delta$  timpul

Pentru unghiul dispersiei spatiale  $\alpha$  nu sunt relatii generale, el fiind dependent de geometria diuzei (lungime , diametru ,forma sectiunii) si a acului prin turbulenta pe care o genereaza in sectiunea de trecere .

Unghiul de dispersie creste cu densitatea mediului gazos  $\rho_g$  si scade cu densitatea combustibilului injectat  $\rho_L$

Relatia [ 62 ] :

$$\tan \alpha (\theta/2) = \frac{4 \pi}{A} (\rho_g / \rho_L)^{1/2} f(T) \quad (4.17)$$

reda satisfacator variatia unghiului, considerand A un factor de geometrie a ajutorului , in legatura cu fenomenele de turbulenta si cavitatie .

Intelegerea si preconditionarea proceselor de dezintegrare si caracteristicile norului de picaturi au o importanta deosebita in proiectarea motoarelor moderne, data fiind influenta acuta a caracteristicilor jetului de picaturi asupra amestecului si arderii .

Procedeele de fotografiere rapida au evidentiat evolutia jetului de la formare pana la dispersie sau spargere a vanei de lichid sub presiune in penetratia mediului vascos din cilindru .

Se defineste lungime de spargere  $L_b$  spatiul parcurs de combustibil intr-o forma concentrata ,cu distributie compacta a picaturilor .

Studii si experimente recunoscute in privinta comportarii jetului au fost facute de Hiroyasu . Se definesc variabilele :

- Lungimea de spargere a jetului
- diametrul mediu Sauter SMD al picaturilor
- timpul de spargere dupa teoria lui Levich

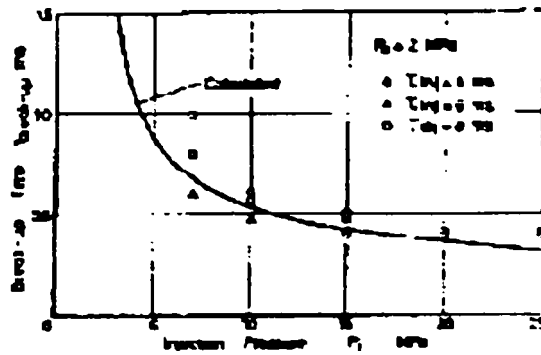
Timpul de spargere a jetului este dependent de presiunea de injectie dupa curba din fig.4.22

Se poate constata ca timpul de spargere al jetului scade odata cu cresterea presiunii de injectie . Aceasta observatie serveste atat in prefigurarea caracteristicilor injectiei la marirea presiunii cat si la imaginea procesului de formare a amestecului . Presiunile mari de injectie au ca urmare o dispersie pronuntata a jetului de combustibil , nu in directa relatie cu lungimea de penetrare -respectiv dimensiunile camerelor de ardere cat mai ales in relatie cu coeficientii de turbionare .

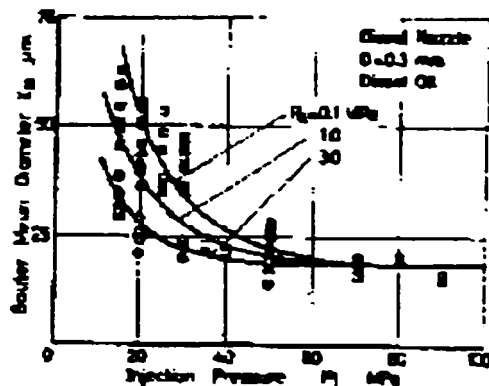
Finetea picaturilor este cuantificata de diametrul mediu Sauter . In fig. 4.23 este prezentata si influenta presiunii mediului asupra diametrului Sauter . Se constata ca presiunile mari de injectie scad diametrul Sauter , iar in acelasi timp , presiunile din cilindru ,in care se face pulverizarea modifica valoarea diametrului Sauter . Cele doua diagrame vin sa explice evolutia continua atat a presiunii de injectie , evolutia sistemelor hidraulice de combustibil ,cat si tendinta de a injecta combustibilul la presiuni ale aerului in cilindru cat mai mari .

Dupa cum se va vedea in continuare , diametrul mediu Sauter Intervine in desfasurarea procesului de ardere

Fig. 4.22 .[103 ]



Timpul de spargere funcție de presiunea efectivă de injecție



Efectul presiunii mediului asupra diametrului mediu Sauter

Fig. 4.23 [ 103 ]

Pentru diametrul mediu Sauter se utilizeaza relatia empirica a lui Kamimoto [83] ( 4.18 )

$$D_{32} = 47 d Re^{-0,5} (\rho_g / \rho_L)^{0,26} \quad ( 4.18 )$$

: d- diametrul orificiului , Re criteriul Reynolds

Hiroyasu [44] propune relatia

$$D_{32} = d \max \left( \begin{matrix} 4,12 Re^{0,12} We^{-0,75} \mu^{0,54} \rho^{0,18} \\ 0,25 Re^{0,25} We^{-0,32} \mu^{0,37} \rho^{-0,47} \\ 0,38 Re^{0,38} We^{-0,32} \mu^{0,37} \rho^{-0,47} \end{matrix} \right) \quad ( 4.19 )$$

Unde We reprezinta criteriul Weber , ρ-densitate , μ – viscozitate ca rapoarte intre valorile corespunzatoare fazei lichide respectiv gazoase .

Distributia picaturilor se calculeaza cu relatia Nukiyama-Tanasawa sub forma :

$$\frac{dn}{d} = a \left( \frac{D}{D_{32}} \right)^\eta \exp \left[ -b \left( \frac{D}{D_{32}} \right)^\zeta \right] dD / D_{32} \quad (4.20)$$

Diametrul cel mai frecvent in distributie

$$D_{fy \max} = \left( \frac{D_x}{2} \right)^{-2} + \left[ \left( \frac{D_x}{2} \right)^{-2} + 2/a \right]^{-1} \quad (4.21)$$

Unde  $a = \text{aprox } 0,005 \mu m$

Odata considerata spargerea jetului se poate studia miscarea picaturii de combustibil , viteza si acceleratia ei , traiectoria in mediul definit prin viteza aerului inconjurator , viscozitatea dinamica a aerului , rotatia si viteza unghiulara a aerului in miscare in cilindru .

Coeficientul rezistentei la inaintare a picaturii sferice este

$$C_w = 0,4 + 40 / Re_f$$

Unde numarul Reynolds ( 4.22)

$$Re_f = w_f \cdot D_f / \nu_a$$

Viteza picaturii este data de relatia rezultata din echilibrul dinamic

$$W_f = \frac{\beta \cdot 1}{\alpha e^{\beta(\delta-\gamma)} - 1} , \quad a = 0,3 \rho_a / \rho_c \cdot D_f \quad (4.23)$$

$\rho$  fiind densitatile aer / combustibil

$$\text{iar } \beta = 30 \rho_a \nu_a / D_f^2 , \quad \gamma = \frac{1}{\beta} \ln \frac{\alpha \cdot W_{f0}}{\beta + \alpha \cdot W_{f0}} \quad (4.24)$$

In fig 4.24 [ 63] este prezentata variatia de calcul a vitezei in raport cu timpul si diverse diametre  $D_f$

Se poate constata ca viteza picaturii scade cu diametrul iar scaderea vitezei conduce la scaderea penetratiei picaturii in mediul din cilindru . Prin urmare , din punct de vedere practic marirea presiunii conduce la finetea pulverizarii si la dispersia jetului si nu la penetratia lui in camera de ardere .

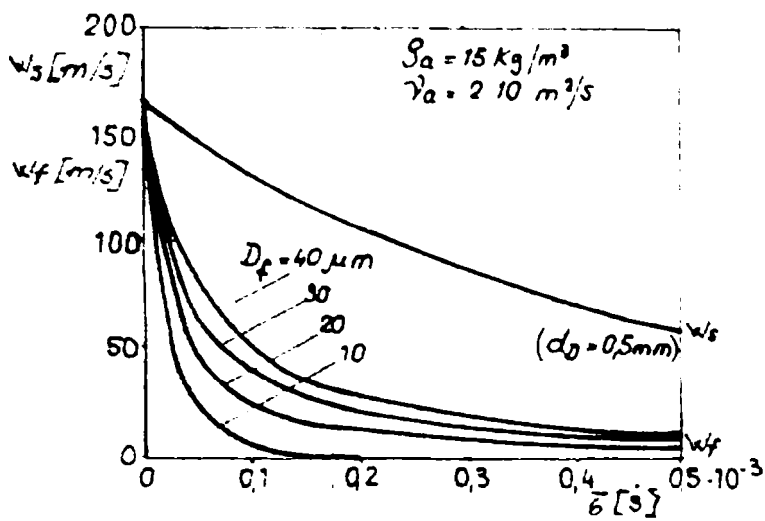


Fig. 4.24 Viteza calculata

a picaturii

Picatura este antrenata pe o traiectorie curba cu raza

$$r = r_a \cdot \cos \left[ \left( \frac{\rho_a}{\rho_g} \right) - 1 \right] \cdot \varphi \quad (4.25)$$

In fig 4.25 [ 63 ] se prezinta traiectoriile picaturilor in curent turbionar , supuse influentelor si fortelor de inertie si miscarii aerului , care genereaza triunghiuri de viteza conform fig 4.26 [ 1 ]

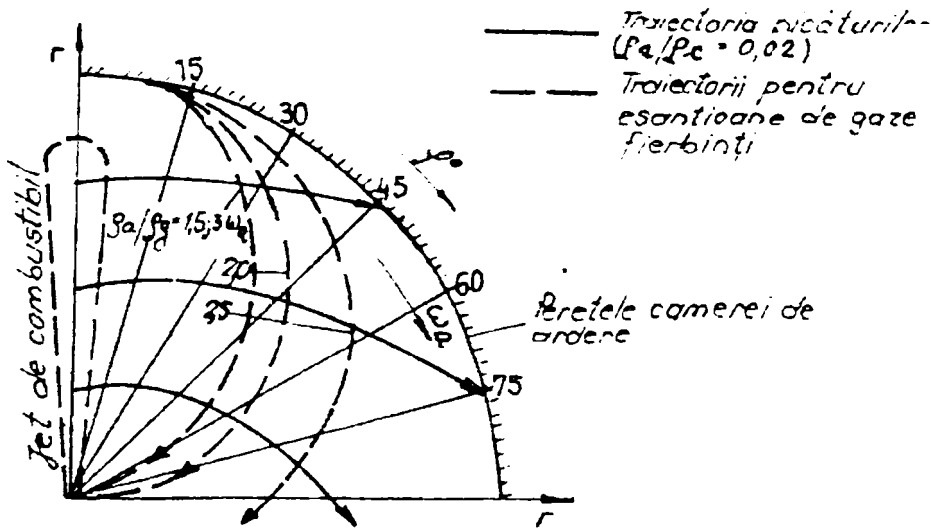


Fig 4.25 Traiectoriile picaturilor

In camera de ardere , picaturile au traiectorii curbe , miscarea lor fiind simultana cu procesul de vaporizare

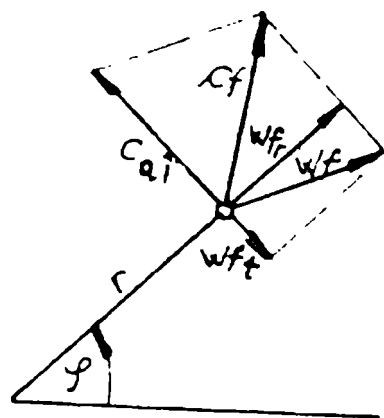


Fig. 4.26 [63] Triunghiurile de viteza ale picaturii

$W_{ft}$  - componenta tangentiala ,  $W_{fr}$  -componenta radiala ,  $W_f$  rezultanta .  
 Miscarea aerului cu viteza  $c_a$  duce la rezultanta  $c_f$  , diferita ca orientare .  
 Studiul traiectoriei picaturilor in camera de ardere prezinta importanta deosebita in special la motoarele cu injectie multijet , unde fie parametrii injectiei fie coeficientul de turbionare poate genera situatia suprapunerii traiectoriilor picaturilor de la diversele jeturi , ajungand astfel la creerea de zone cu concentratii mari de combustibil cu efecte nedorite in poluare .

#### 4.7 ARDEREA IN MAC

Pentru motoarele cu injectie directa , multijet , procedeu generalizat pentru tractiunea rutiera, arderea are loc in urma injectiei combustibilului in camera de ardere la presiuni inalte, in scopul realizarii conditiilor optime de pulverizare, vaporizare si amestec cu aerul. Supraalimentarea cu racire intermediara pe de-o parte ridica nivelul presiunilor ciclului , pe de alta reduce temperaturile de pornire a procesului de compresie . La sfarsitul compresiei apar presiuni de cca.100 bari si temperaturi de cca. 800 grd.C, conditii in care procesele de vaporizare a combustibilului se accelereaza datorita transferului de caldura mai intens . Miscarile aerului in camera de ardere intensifica procesul de amestec . Importanta controlului arderii in MAC va consta in mare parte in calitatea pulverizarii si in organizarea miscarilor aerului in camera .

Caracteristic MAC este faptul ca arderea se declanseaza in camera de ardere inainte de terminarea injectiei de combustibil . Mare parte



a injectiei are loc intr-un mediu deja perturbat atat de procesele fizice de pulverizare-vaporizare cat si de initierea reactiilor de ardere .

Studiile efectuate asupra proceselor de aprindere si ardere a combustibilului in MAC au evidenciat evolutia polistadiala si neizoterma desfasurata in succesiunea a trei faze :

**Faza I - de aprindere** , faza caracterizata prin desfasurarea proceselor de transfer de caldura dinspre mediul camerei catre picaturile de combustibil , care incep sa se vaporizeze ,iar compusii rezultati se amesteca cu aerul . In punctele in care aprinderea este posibila , se produc reactiile de oxidare corespunzatoare unei arderi rapide . Acest proces a carei durata se compune din timpii fizic si respectiv chimic , este definit ca **intarziere la autoaprindere** . Aceasta intarziere la autoaprindere este dependenta sub aspectul fizic de finetea pulverizarii si caracteristicile picaturilor , iar sub aspectul chimic depinde de caracteristicile combustibilului (indice Diesel , cifra cetanica) In conditiile de presiune si temperatura date .

**Faza a II a - a arderii rapide** , este caracterizata printr-o viteza mare de degajare a caldurii rezultate prin arderea amestecurilor preformate in perioada intarzierii la autoaprindere . La periferia jetului (fig 4.27 )apar nuclee de flacara de la care flacara se propaga cu viteze de 100-200 m/s (mai mari decat la MAS)

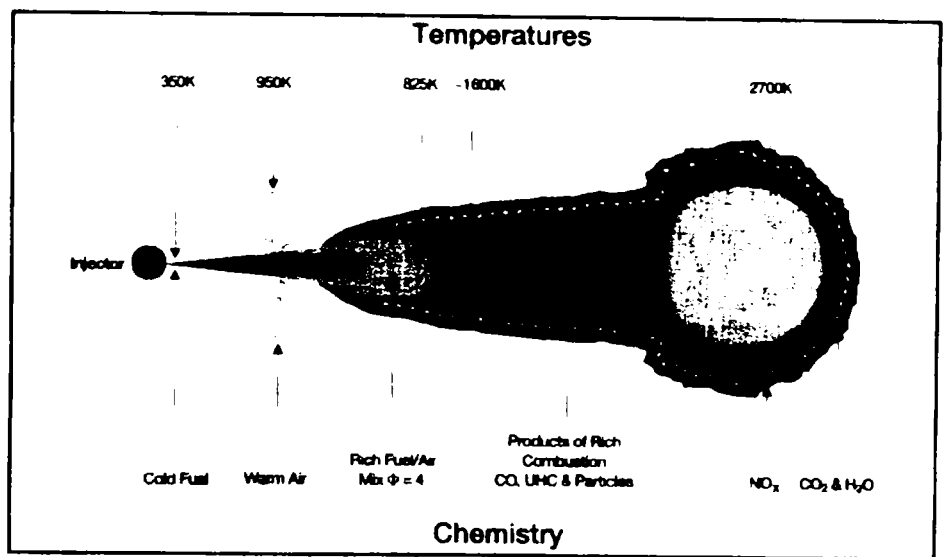


Fig. 4.27 Jetul de combustibil [ 84 ]

Viteza mare de propagare a flacarii este explicata de pregatirea chimica a amestecurilor preformate , periferia jetului oferind excese de

aer supraunitare . Pe langa aceasta , are loc o accelerare chimica a procesului , ceea ce defineste mecanismul arderii rapide ca fiind un mecanism mixt de flacara turbulenta accelerata chimic suplimentar , asemanatoare detonatiei MAS .

Este de remarcat faptul ca intrunirea conditiilor de aprindere pe anvelopa jetului poate avea loc in mai multe puncte, aprinderea putand apare simultan sau succesiv . Efectul detonatiei nu este atat de evident ca la MAS , unde intreg amestecul este strabatut de frontul de flacara, deoarece la MAC aceasta faza violenta a arderii este numai o parte a procesului de ardere, in faza initiala ea fiind de durata scurta, apreciata la 2-4 grade RAC.

**Faza a III a - a arderii moderate .** In aceasta faza are loc arderea combustibilului ramas in urma arderii rapide , in special fractiunile grele, precum si combustibilul injectat in continuare .

De remarcat este faptul ca in aceasta faza conditiile de amestec si aprindere a combustibilului sunt diferite, atat ca urmare a consumului de oxigen in faza arderii rapide, cat si a schimbarii presiunii si temperaturii ca urmare a degajarii intense de caldura .

" vicierea " locala a mediului prin reducerea excesului de aer ca si prin prezenta compusilor de ardere , reduce viteza frontului de flacara . Apare astfel importanta ventilarii camerei prin miscarea organizata a aerului . Propagarea frontului de flacara are loc in raport cu viteza de difuzie a picaturilor din vana principala de combustibil , pe masura ce picaturile din nucleul jetului ajung sa se vaporizeze si sa intalneasca conditiile de exces de aer corespunzatoare minimului pentru autoaprindere.

In aceasta faza in punctele in care arderea este incompleta , urmare a amestecului insuficient aer / combustibil , apar particule si substante carbonoase a caror reaprindere este dificila .

Particulele rezultate in procesele de ardere punctuale au capacitatea de coagulare in formatiuni mai mari ,vizibile sub forma fumului negru caracteristic arderii Diesel .

Caracterul difuziv al arderii moderate , esential legat de viteza de desfasurare a procesului fizic de difuzie a combustibilului, cu degajari de caldura mai putin violente decat in faza arderii rapide , are ca efect cresterea mai lenta a presiunii si temperaturii .

In fig.4.28 [ 39 ] se prezinta variatiile parametrilor de stare a mediului de lucru , presiune temperatura  $p$ ,  $T$ , impreuna cu viteza de crestere a presiunii (cadranel 1 ) .Punctul  $a_1$  semnifica inceputul injectiei de

combustibil. In cadranul 2 se prezinta caracteristica de injectie

$\xi_j = m_{cja} / m_c$  si corespunzator caracteristica de degajare a caldurii  $\xi$ , cu evidentierea intarzierii la autoaprindere  $\Delta\alpha_d$ . Notatiile  $\Delta\alpha_j$  semnifica durata injectiei, iar  $\Delta\alpha_{ar}$  durata arderii. In cadranul 3 apare variatia vitezei de degajare a caldurii, cu doua valori maxime corespunzatoare fazelor de ardere rapida si respectiv moderata a caror evolutii separate sunt marcate cu liniile intrerupte x, y.

Inceputul injectiei, pozitia punctului i corespunzatoare avansului la injectie, durata intarzierii la declansarea arderii rapide  $\Delta\alpha_i$ , acumularea de combustibil pe aceasta durata, dau amplitudinea variatiei degajarii de caldura, prima valoare maxima a vitezei de degajare a caldurii, in urma careia are loc cresterea de presiune in cilindru.

In concluzie, prin reducerea avansului la injectie, corelata cu asigurarea conditiilor de reducere a intarzierii la autoaprindere, ambele cu efect in micșorarea cantitatii de combustibil acumulat in aceasta perioada, se obtine o viteza de degajare a caldurii de valori mai mici cu o crestere de presiune lenta, fara socuri insotite de solicitari mecanice si zgomot in functionare. In acelas timp se obtin si valori mai bune pentru consumul specific de combustibil.

In diagrama p-v alura curbei de presiune indica desfasurarea ciclului mixt, cu preponderenta desfasurarii izobare a procesului de ardere.

Diagrama 4.28 prezinta evolutia presiunii p si temperaturii T in cilindru rata de crestere a presiunii din momentul i al injectiei, rata de crestere a cantitatii de combustibil si cantitatea cumulata injectata. Duratele  $\alpha$  reprezinta procesele de injectie si de ardere. Alura curbei legii de injectie determina punctul de maxim al arderii, corespunzator ratei maxime de crestere a presiunii. Durata  $\Delta\alpha_d$  intre punctele I si d semnifica intarzierea la autoaprindere si cantitatea de combustibil acumulat in cilindru pana la declansarea autoaprinderii amestecurilor preformate.

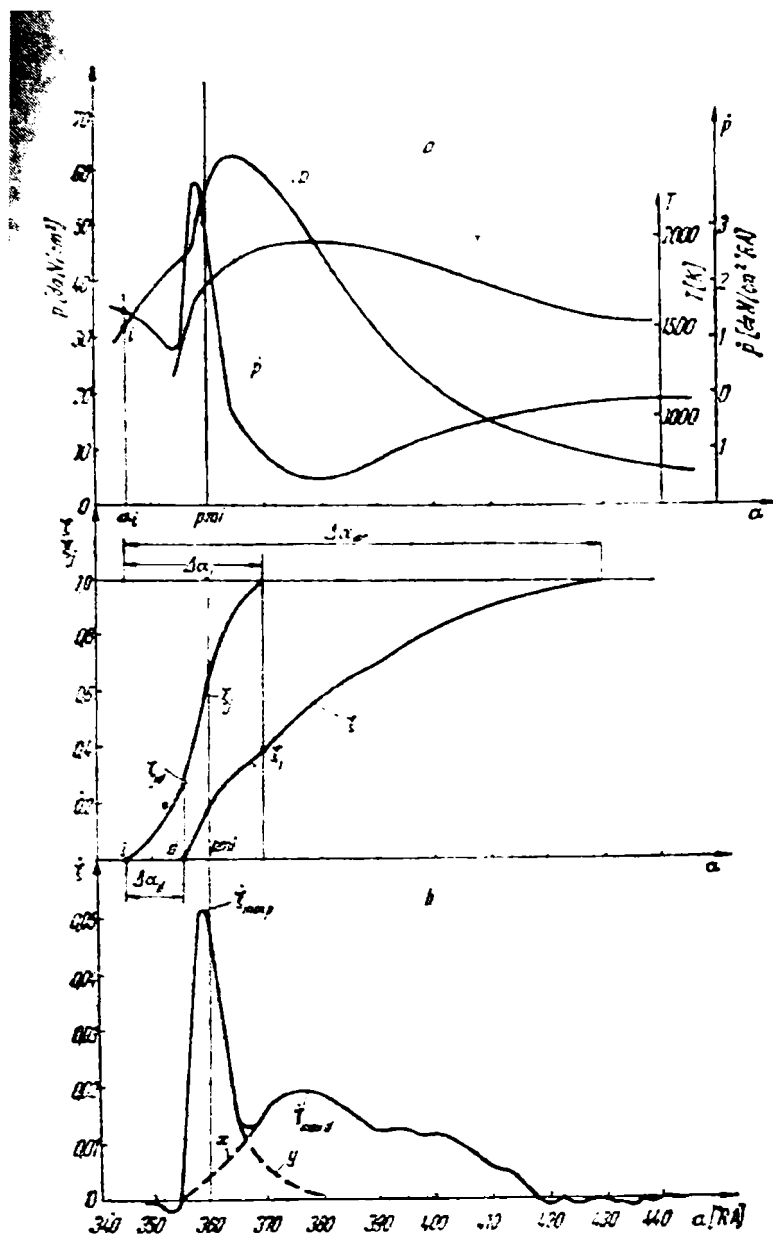


Fig. 4.28 Diagrama evolutiei parametrilor  $p, T$ , caracteristicile de injectie ,de degajare a caldurii si viteza de degajare a caldurii . [ 39]

Arderea incompleta este determinata de utilizarea deficitara a oxigenului din aerul aflat totusi in exces in camera de ardere . De aceea , in aceasta faza , organizarea miscarii aerului este esentiala .

Este de remarcat disproportia serioasa intre vitezele de desfasurare a celor doua procese caracteristice -cel chimic ,de oxidare si cel fizic de difuzie a oxigenului catre picaturile de combustibil .Aceasta disproportie constituie cauza principala a aparitiei compusilor de ardere incompleta , in special funingine .

In raport cu viteza de degajare a caldurii , arderea moderata cuprinde doua etape , corespunzatoare arderii combustibilului nears in faza arderii rapide - cu viteza mica de degajare a caldurii , la volum relativ constant ( transformare izocora) si respectiv arderii combustibilului introdus ulterior aprinderii , in care pistonul se deplaseaza spre PME avand ca efect cresterea volumului camerei , transformarea capatand caracter izobar .

#### 4.7.1 CONTROLUL ARDERII IN MAC

Controlul arderii implica stapinirea celor trei faze descrise anterior . Desfasurarea arderii rapide depinde de cantitatea de amestec preformat aceasta cantitate fiind dependenta de :

- cantitatea de combustibil injectat - respectiv rata de descarcare
- caracteristicile combustibilului - cifra cetanica , indicele Diesel
- raportul de comprimare cu efectele sale in valorile de presiune si temperatura de la sfarsitul compresiei
- momentul injectiei , caracterizat de avansul la injectie

In diagrama ciclului mixt de ardere Fig. 4.29

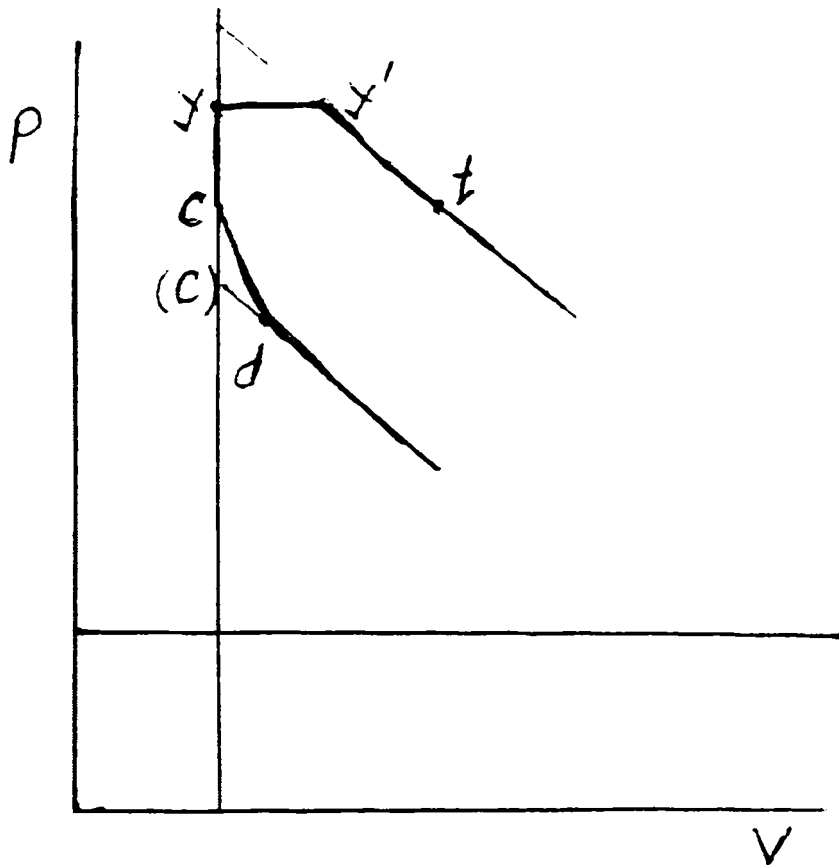


Fig. 4.29

obtinerea unei suprafete maxime a ciclului - corespunzator obtinerii lucrului mecanic , presupune dezvoltarea atat pe verticala cat si pe orizontala ,respectiv obtinerea de efecte atat pe perioada transformarii izobare cat si izoterme .

Majorarea fazei izocore , respectiv cresterea presiunii ciclului se obtine printr-o mai mare cantitate de combustibil in prima faza a injectiei, ceea ce duce la o fractiune mai mare in perioada de intarziere la autoaprindere . In practica , aceasta echivaleaza cu cresteri mari de presiune , socuri si zgomote in functionare .

Cresterea presiunii de injectie si injectia multijet au ca efect o mai mare cantitate de combustibil pe grad , pentru injectia directa . Zgomotul motoarelor cu injectie directa este unul din dezavantajele modelelor actuale , fapt ce a generat impunerea prin lege a limitelor pentru autovehicule .Injectia in trepte si injectia pilot sunt metode pentru evitarea cresterilor bruste de presiune .

Dezvoltarea fazei arderii moderate depinde de caracteristica de injectie, in esenta de legea de injectie, ca variatie a ratei de descarcare si de conditiile din camera .

Adaptarea cantitatii de combustibil cu evolutia procesului de ardere , in esenta gestionarea legii de injectie este posibila la motoarele cu sisteme mecanice prin adoptarea corespunzatoare a profilului camei pompei de injectie si a caracteristicii injectorului .

La motoarele cu sisteme common rail, presiunea constanta la injector face imposibila gestionarea legii de injectie, fiind necesare alte metode, ca injectia pilot . Cantitatea mare de combustibil injectat de sistemul CR impune reducerea cat mai serioasa a timpului afectat formarii amestecului, a perioadei de intarziere la autoaprindere , in asa fel incat sa se evite acumularea combustibilului . Reducerea intarzierii este realizata atat prin conditiile de la sfarsitul compresiei cat si prin calitatea pulverizarii - presiuni mari de pulverizare , jeturi multiple cu sectiuni mici .

Faza arderii moderate este influentata si de miscarile aerului in camera de ardere, fapt pentru care se acorda o atentie majora adaptarii coeficientului de turbionare cu numarul de jeturi si presiunea de injectie .

## 4.7.2 INFLUENTELE ASUPRA ARDERII IN MAC

**Calitatea combustibilului** tinde sa fie supusa unor conditii general acceptate , in cadrul unor standarde impuse de regulamentele internationale . Extinderea si globalizarea retelelor de distributie carburanti , extinderea acceptarii limitelor zonale pentru poluare si tendinta accentuata spre regulamente unice pe plan mondial , duc inevitabil catre standarde riguroase in ce priveste combustibilul Diesel

Cresterea cifrei cetanice CC si a indicelui Diesel reduce intarzierea la autoaprindere si implicit poluarea conform fig. 4.30

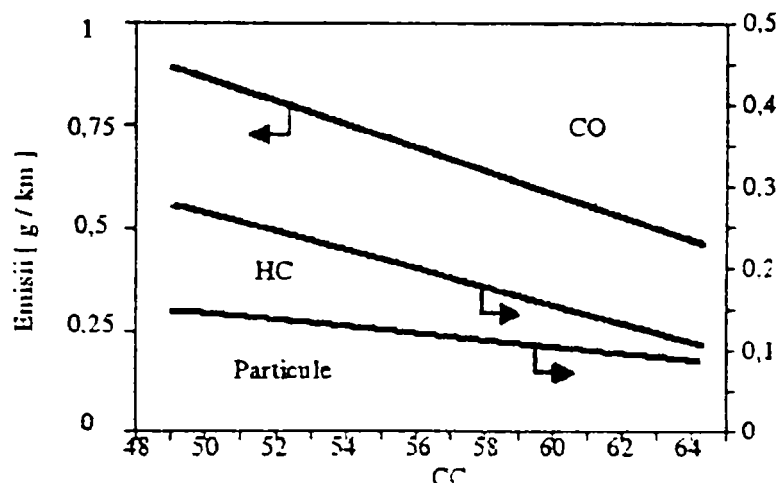


Fig. 4.30 Relatia cifra cetanica - poluare [ 63 ]

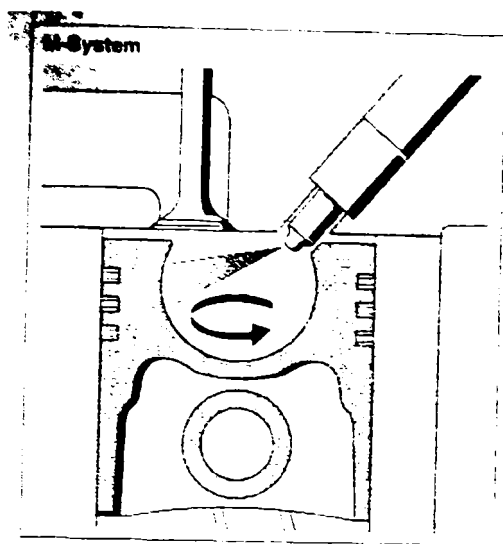
Reducerea fractiunilor grele cu efecte in desfasurarea fazelor arderii , este reglementata prin limitele procentuale impuse aromaticelor din motorine

Reducerea continutului de sulf , implicat in procesul de ardere prin reducerea disponibilului local de oxigen , are ca efect reducerea continutului de particule , atat ca rezultat al arderii cat si ca prezenta a oxizilor de sulf in particule poluante. Fata de un combustibil cu 0,5 % sulf , un combustibil cu 0,05 % reduce cu 10 % continutul de cenusi

Densitatea si vascozitatea combustibililor, in anumite limite influenteaza calitatea picaturilor si caracteristicile lor de vaporizare , prin aceasta procesul de autoaprindere .

**Factorii constructivi** , pornind de la procedeul de ardere au un rol esential in gestiunea arderii .

Am amintit in cap.2 despre renuntarea la procedeul de ardere Meurer si adoptarea procedeului injectiei multijet. Ambele procedee sunt in categoria injectiei directe , ambele au camera de ardere in piston , dar intre cele doua exista diferente majore .



. Fig.4.31 Procedeul de ardere Meurer

**Procedeul Meurer** -fig.4.31 [ 17 ] se caracterizeaza prin prelungirea fazei arderii moderate , realizata prin distributia peliculara -cca 95 % a combustibilului , pe suprafata pistonului -mai rece .

Cele 5 % din combustibil sunt distribuite in volum servind la initierea arderii .

Pelicula de combustibil preia caldura suprafetei pistonului ,la o temperatura de 200-250 grd.C combustibilul degajand progresiv compusii mai volatili care se amesteca cu aerul ,a carei miscare este caracterizata prin coeficientul mare de turbionare - cca. 3,5 - 4 (Thien )

Turbionarea puternica a aerului permite motoarelor Meurer o functionare linistita , cu zgomot redus si excese mici de aer . Inconveniente rezulta insa din pierderile de energie prin turbionare in procesul de admisie , pornirea greoaie la temperaturi joase , emisii poluante la pornire si sarcini mici , emanarea de picaturi neare la relanti si sarcini partiale , emisia de fum la accelerare . Raportul intre cantitatea de combustibil distribuita pelicular si cea in volum a generat



mai multe programe de cercetare , la un moment dat propunandu-se solutii alternative ca - interpunerea unui prag pe suprafata camerei , in traiectoria jetului , pentru a realiza o dispersie dupa preluarea unei cantitati de caldura , sau orientarea unui jet suplimentar (al doilea) cu o anumita sectiune , spre centrul camerei .

In special consumul specific minim ridicat ( 260 g/ kwh ) si emisiile poluante au facut ca acest procedeu sa fie abandonat in favoarea injectiei in volum , unde consumurile specifice minime sunt in jurul a 200 g/ kwh.

**Injectia directa multijet** -fig.4.32 intr-o camera in piston s-a generalizat , datorita avantajelor legate de performante si poluare .

Cunoscuta mai ales sub denumirea de **camera ' omega '** datorita formei sectiunii , camera de ardere cupa in piston impune presiuni de injectie mai mari , in scopul obtinerii caracteristicilor de pulverizare , corelate cu coeficienti de vartej moderat - 1,8- 2,2 . Numarul de jeturi de 5-8 este justificat atat de cantitatea de combustibil necesara obtinerii performantelor ,cat si de caracteristicile legate de penetratia si dispersia jeturilor. Coeficientul de vartej imbina necesitatea umplerii cilindrului cu a distributiei combustibilului in camera .

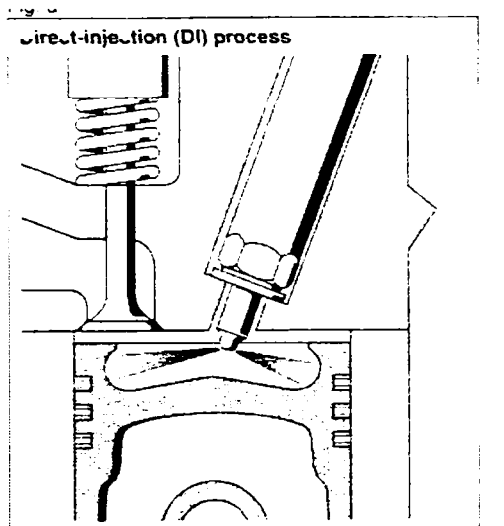


Fig. 4.32 [ 17 ] Injectia directa multijet

**Raportul de compresie**  $\epsilon$  imbina tendintele de a obtine o pornire usoara si conditii de presiune si temperatura mai propice autoaprinderii cu efectele cresterii bruste de presiune ,zgomot si emisii de Nox .

Motoarele actuale ,prevazute cu sisteme EGR( recircularea gazelor arse ) isi permit rapoarte mai mari -16—17 , in masura in care pot stapani emisiile de noxe , respectiv zgomotul de functionare

**Presiunea si legea de injectie**, sunt date de tipul echipamentelor de injectie . Asa cum s-a prezentat in cap. 3 , necesitatea obtinerii presiunilor de injectie superioare au dus la evolutia sistemelor cu presiuni pana la 2000 bari si a gestiunii electronice pentru momentul si durata injectiei in raport cu turatia , sarcina si conditiile termice .

Desi exista inca dispute asupra superioritatii unora sau altora dintre sisteme , se pare ca injectia common rail se extinde . Initial aplicata la motoarele Diesel de automobil -1997 , CR a fost adoptata de mai multe firme ( MAN, Renault , Mercedes, Volvo ) si pentru camioane sau motoare stationare . O observatie este faptul ca injectia CR elimina posibilitatile de gestionare a legii de injectie -rata este constanta - si introduce alte metode de control al arderii .

**Factorii functionali** , in special **avansul la injectie** este corelat cu turatia - datorita componentelor fizice si chimice invariabile cu timpul si sarcina - pentru evitarea prelungirii timpului de ardere in destindere .

Avansul la injectie este variabil ca urmare a diversitatii regimurilor de functionare ale motoarelor de tractiune rutiera .

Valorile prea mari ale avansului provoaca acumulari de combustibil in perioada intarzierii la autoaprindere , cu efect in cresterea puternica a degajarii de caldura, valori mari ale presiunii de ardere izocora, socuri mecanice si zgomot aspru . Degajarile mari de caldura genereaza emisii de Nox proportionale cu temperatura medie a ciclului .

Valorile prea mici ale avansului reduc timpul acordat procesului de ardere , prelungirea procesului de injectie spre destindere si cresterea emisiei de fum .

**Turatia** variabila in limite largi impune adaptarea avansului suficient de rapid pentru a evita regimurile neeconomice sau poluante . Cresterea turatiei afecteaza regimul turbulentelor si coeficientul pierderilor gazodinamice , scade transferul de caldura si imbunatateste exponentul politropic iar la sistemele mecanice de injectie creste presiunea de pulverizare . La cresterea turatiei scade timpul afectat proceselor de vaporizare si amestec, drept pentru care este necesara cresterea avansului . Data fiind cresterea zgomotului cu turatia, precum si cresterea pierderilor mecanice , turatia nominala si de cuplu maxim a motoarelor de tractiune rutiera medie/ mare sufera o evolutie scazatoare Turatiile nominale scad sub 2000 rpm iar cele de cuplu sub 1100 rpm.

Curba de avans optim se determina pentru fiecare motor, are alura scazatoare pana la turatia de cuplu maxim ( fixata riguros ca urmare a conditiilor dure de poluare in acest regim ) dupa care creste cu turatia .

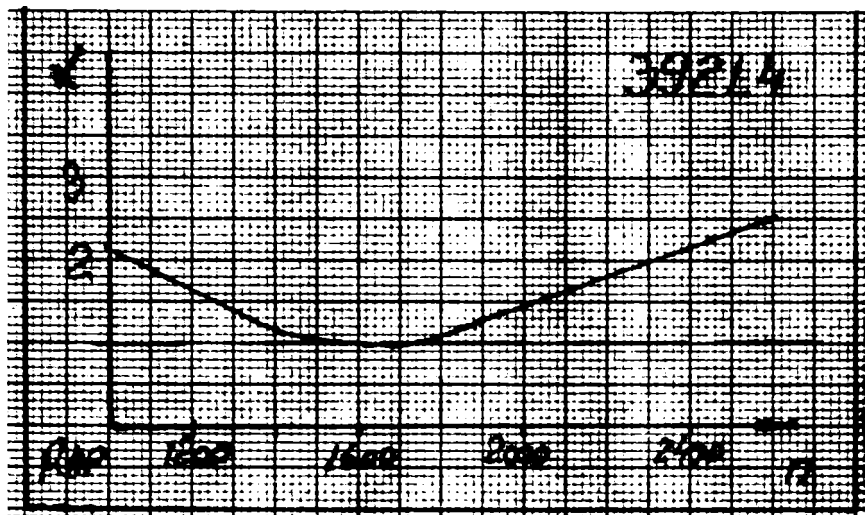


Fig.4.33 [88.1] Variatia avansului variator hidraulic - motor 392 L4 DTI

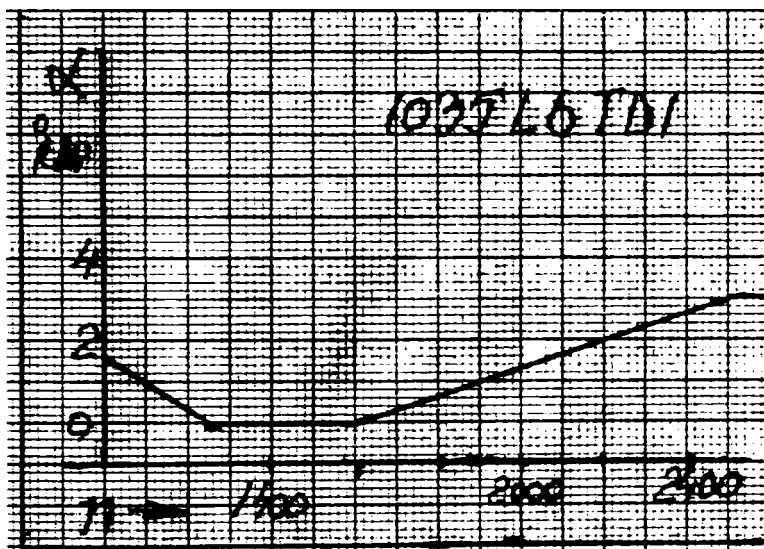


Fig. 4.34 Variatia avans variator mecanic si piston profilat - motor 1035L6 DTI [97]

Problemele generate de limitele de poluare impun stapanirea variatiilor de avans cu turatia in intervalul a 0,5 grd. RAC.

Caracteristica de avans este neliniara cu turatia . Realizarea ei este relativ mai usoara la pompele rotative cu dispozitiv hidraulic- fig.4.33 . Pentru pompele linie ,cu variator mecanic centrifugal , modificarea avansului sub turatia de cuplu maxim se poate efectua prin profilarea capului elementului de pompare , in asa fel incat muchia de atac ce inchide orificiul de alimentare cu combustibil a elementului , functie de rotatia lui , sa urmareasca valoarea necesara a avansului fig. 4.34

**Sarcina** impune de asemenea variatii ale avansului ca o corelare cu timpul acordat formarii amestecului si desfasurarii arderii. Alura este asemanatoare cu cea corelata cu turatia, fapt pentru care variatoarele de avans au tinut cont doar de turatie . La sarcini partiale desfasurate la turatii mai mari ,cu avans corespunzator mai mare si excesul de aer mare, arderea este incompleta datorita temperaturilor reduse la care se desfasoara ciclul . La constructiile moderne se practica fie recircularea gazelor arse, pentru reducerea emisiilor de Nox , fie obturarea admisiei pentru reducerea excesului de aer .

Odata cu cresterea sarcinii ,respectiv a cantitatii de combustibil injectate exista tendinta deplasarii arderii catre destindere , drept pentru care se impune cresterea avansului

**Regimul termic** contribuie la modificarea caracteristicilor fluidului admis ca urmare a schimbullui de caldura la trecerea prin canalizatiile motorului, prin aceasta fiind influentata temperatura la sfarsitul compresiei, respectiv la momentul injectiei . Sistemele electronice de gestiune a avansului la injectie tin cont de aceste regimuri si corecteaza avansul in raport cu temperatura lichidului de racire .

Pornirea la rece si functionarea la temperaturi joase fac necesara marirea avansului pentru a acorda un timp mai mare formarii amestecului .

#### **4.8 EVALUAREA PRIN MODELE MATEMATICE A PROCESULUI DE ARDERE**

Simularea matematica a proceselor termice din MAC in scopul selectionarii initiale ale unor parametri constructivi si functionali ca si optimizarea constructiv functionala a unor motoare deja existente au dus la elaborarea unor modele de calcul pe baza carora , prin experimente numerice au fost sesizate limitele sau neconcordantele ce pot apare in functionare.

Modelele matematice se bazeaza pe o serie de abstractizari si ipoteze simplificatoare, imbinand teoria cu caracteristicile obtinute empiric pe baze statistice , prin aceasta conturandu-se un ansamblu de relatii ce caracterizeaza procesele fizico – chimice ce au loc in funtionarea MAC.

Modelul de lucru supus simularii presupune existenta unui fluid cu caracteristici cunoscute asupra caruia actioneaza legile de degajare a caldurii rezultate prin arderea combustibilului.Comportamentul fluidului de lucru , in parametrii  $p, T$  conduc la evaluarea energetica si respectiv

a performantelor motorului din punct de vedere energetic si de poluare .

Experimentele numerice pe sistemul de relatii matematice solicita precunoasterea unor parametrii constructivi sau functionali , in general constante sau variabile in intervale reduse , o serie de alti parametrii putand fi iterati in limite oarecare de interes , in raport cu o variabila principala , care poate fi unghiul de rotatie arbore cotit sau timp .

**Metoda Weibull** , este bazata pe un model statistic de estimare a variatiei unor parametri , avand la baza distributia cu acelaasi nume . Metoda presupune extrapolarea fenomenologica in domeniul matematic pentru obtinerea trendului esential de evolutie .

In caz particular metoda Weibull se poate aplica pentru evaluarea legii de degajare a caldurii la motoarele cu ardere interna, ajungandu-se la **legile formale de tip Vibe** .

Pentru considerarea mai multor parametri repartitia Weibull considera curba de frecventa de forma [63]

$$F_x ( x, \theta , \beta, \gamma ) = \frac{\beta}{\theta} \left( \frac{x-y}{\theta} \right)^{\beta-1} \exp \left( - \left( \frac{x-y}{\theta} \right)^{\beta} \right) \quad (4.26)$$

In care :  $\beta$  este un parametru de forma pentru alura curbei Weibull  
 $\gamma$  este un parametru de localizare

$\theta$  este un parametru pentru scara reala

Prin insumarea repartitiilor in conditiile cand parametrii considerati variaza in intervale cunoscute, delimitate de asa numitele puncte de separare se obtine o functie continua ce indica evolutia fenomenului considerat .

Funcțiile de tip Vibe [ 80] pleaca de la modelul matematic Weibull la care aplica observatii inregistrate pe un mare numar de motoare, personalizand parametrii in semnificatii fizice . Se obtine o lege pentru trendul degajarii de caldura sub forma unei functii de frecventa a vitezei de degajare a caldurii de forma :

$$\frac{dQ_c(\varphi)}{d\varphi} = \frac{Q_{c\ tot}}{\Delta\varphi_a} \cdot a \cdot (m+1) \left( \frac{\varphi - \varphi_{ia}}{\Delta\varphi_a} \right)^m \cdot \exp \left( -a \left( \frac{\varphi - \varphi_a}{\Delta\varphi_a} \right)^{m+1} \right)$$

Unde  $\varphi$  este unghiul RAC (4.27)

$\Delta\varphi$  este durata arderii

$\varphi$  este momentul de inceput al arderii

$m$  parametrul de forma al variatiei Vibe

## Q caldura degajata

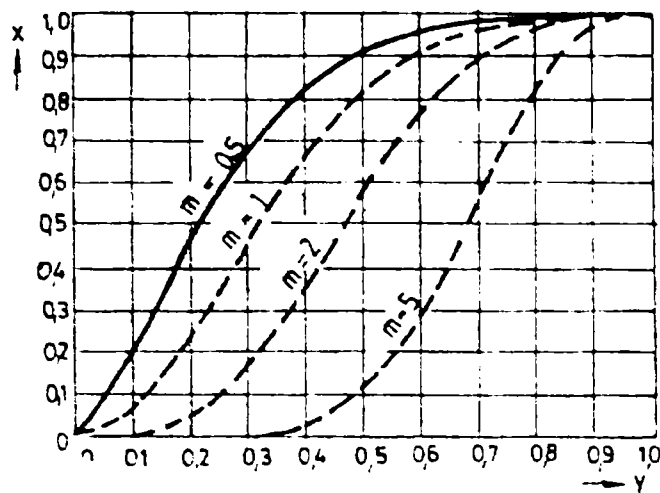
Iar  $a = \ln(\lambda_{in} / \lambda)$ ,  $\lambda$  excesul de aer -variabil pe timpul arderii

Legea formală Vibe de ordinul II ia în considerare mai mulți parametri permitând o acordare mai bună cu datele experimentale, ceea ce poate evidenția cele două etape ale procesului de ardere caracteristic motoarelor Diesel- arderea amestecurilor preformate, respectiv arderea difuzivă.

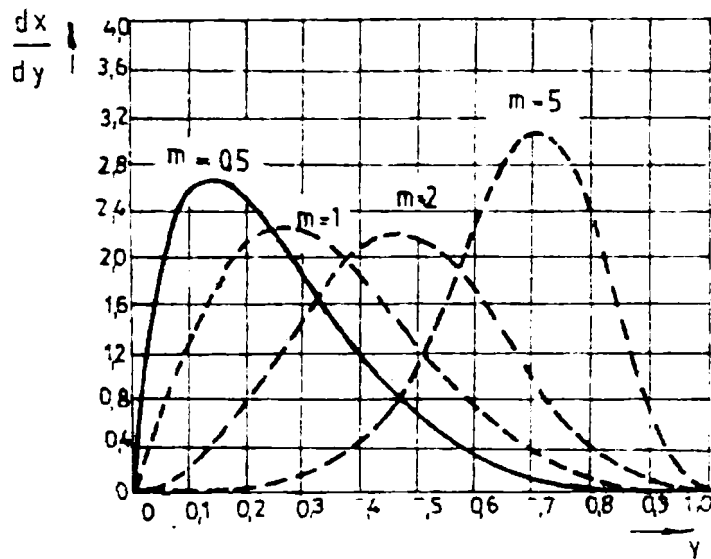
Este de reținut că fixarea legilor Vibe pe o variație conformă cu cazul în speță impune considerarea unui număr de parametri cunoscuți din prelucrarea datelor experimentale. O altă metodă porneste invers, de la alegerea unei legi de degajare a căldurii, operând cu diverși parametri până la obținerea diagramei ciclului apropiată de cea experimentală. Legea obținută permite apoi simulări în limite ale unor parametrii de reglaj și obținerea variației altor parametri.

Legile de degajare a căldurii și respectiv vitezele de degajare a căldurii au formele din fig. 4.35 (vezi și fig. 4.28)

Parametrul de formă Vibe, notat cu  $m$ , caracterizează momentul de maxim al vitezei de degajare a căldurii, prin această realizând dependența de momentul injectiei și perioada întârzierii la declanșarea arderii rapide. Valoarea lui  $m$  depinde de parametrii enumerați și prin urmare depinde de regim, așa cum se poate constata din fig. 3.5, 3.6 capitolul 3.



Legea de degajare a căldurii



Viteza de degajare a căldurii

Fig. 4.35 Legea și viteza de degajare a căldurii [ 1 ]

**Evaluarea legii de degajare a căldurii pe baza evoluției norului de picături** pleacă de la caracterizarea norului de picături de combustibil, pe baza teoriei de dezintegrare a lui Levich [57], calculând parametrii jetului - lungimea de spargere, timpul de spargere, diametrul mediu Sauter și viteza picăturilor în fiecare moment

$$\delta_s = 28,65 \frac{\rho_L \cdot d_o}{P_s \cdot \Delta p}^{0,5}, \quad L_p = 0,39 \left( \frac{2\Delta p}{\rho_L} \right) \cdot \delta^{0,5}, \quad 0 < \delta < \delta_s$$

( 4.28 )

$$L_p = 2,95 \left( \frac{\Delta p}{\rho_g} \right)^{0,25} \cdot (d_o \cdot \delta)^{0,5}, \quad \delta_s < \delta$$

Pentru care timpul curent se calculeaza diferit inainte si dupa timpul de spargere .

Diametrul mediu Sauter si viteza rezulta din relatiile lui Hiroyashu  
 $L$  lungimea de penetrare ,  $\Delta p$  diferenta de presiune ,  $\rho$  densitatea aerului si a combustibilului,  $d$  diametrul orificiului,  $Re$  numarul Reynolds ,  
 $We$  numarul lui Weber ,  $\mu$  viscozitatea .

Descrierea statistica a norului de picaturi este considerata pe baza functiei de distributie Rosin- Rammler propusa de Tanasawa [102].

Viteza de vaporizare a picaturii de combustibil , respectiv variatia masei in raport cu timpul este data de relatia

$$\frac{dm}{d\delta} = 2 \pi \cdot D \cdot \left( \frac{\alpha}{C_p} \right) \ln ( 1 + B ) ( 1 + 3 Re^{0.5} Pr^{1/3} ) \quad (4.29)$$

Unde  $\alpha$  este coeficient de conductivitate termica ,  
 $c_p$  capacitatea termica specifica  
 $Pr$  numarul lui Prandtl ,  
 $B$  numar de transfer  
 $D$  diametrul picaturii

$$\text{viteza masica de ardere} \quad (4.30)$$

$$\frac{dm}{d\delta}(\delta) = 1,5 \frac{m}{VI} \frac{F(\delta)}{D_{32}^2} \int_{D_1}^{D_{max}} ( D^2 - D_1^2 )^{0.5} D \cdot \exp ( - BD ) d D$$

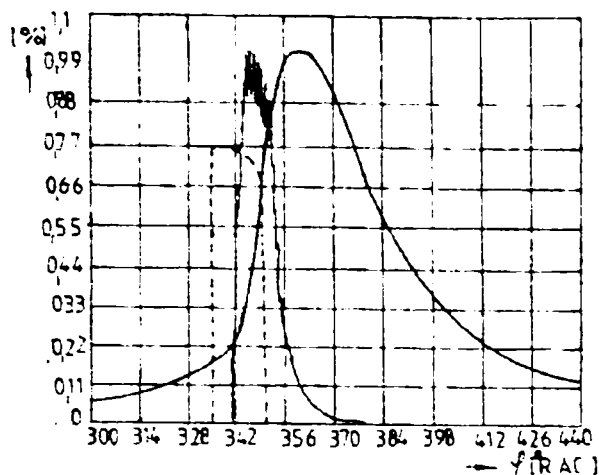
$$\text{unde } VI = \int_0^{D_{max}} D^{i+3} \cdot \exp ( - BD ) dD$$

Prin insumarea contributiilor fiecarei transe se obtine legea de degajare a caldurii .

Modelul presupune ca toate picaturile unei transe de combustibil incep sa arda simultan dupa scurgerea timpului de spargere si a timpului de atingere a conditiilor de autoaprindere , care impreuna constituie intarzierea la autoaprindere. Pe perioada intarzierii la autoaprindere se acumuleaza combustibil care in cea mai mare parte arde simultan ceea



ce corespunde arderii amestecurilor preformate .Perioada de intarziere la autoaprindere depinde de timpul de spargere si conditiile de temperatura si presiune din camera de ardere . Nu se iau in considerare aspectele chimice . Se presupune ca jetul nu atinge peretii camerei , dar modelul poate fi extins functie de distributia dimensionala pana la impactul cu peretele .



degajare a căldurii-raportată la 45.5 mg °RAC  
 99.42bar  
 . 45.5 mg °RAC

Legea de injecție, viteza de degajare a căldurii și variația presiunii

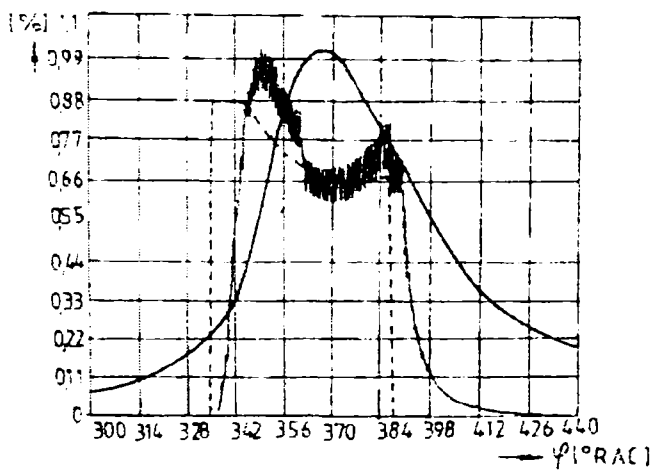


Fig. 4.36 [ 63 ] Viteza de degajare a căldurii , caracteristica de injecție și presiunea la un motor , în două regimuri

În fig 4.36 - sunt prezentate caracteristica de injecție, viteza de degajare a căldurii și creșterea de presiune pentru două regimuri ale unui motor .

Se observă o corelație acceptabilă între variația ratei de injecție

si variatia vitezei de degajare a caldurii .

Pentru valori ale presiunii din cilindru la sarcini partiale mai mici , creste debitul injectat si perioada de intarziere la autoaprindere .

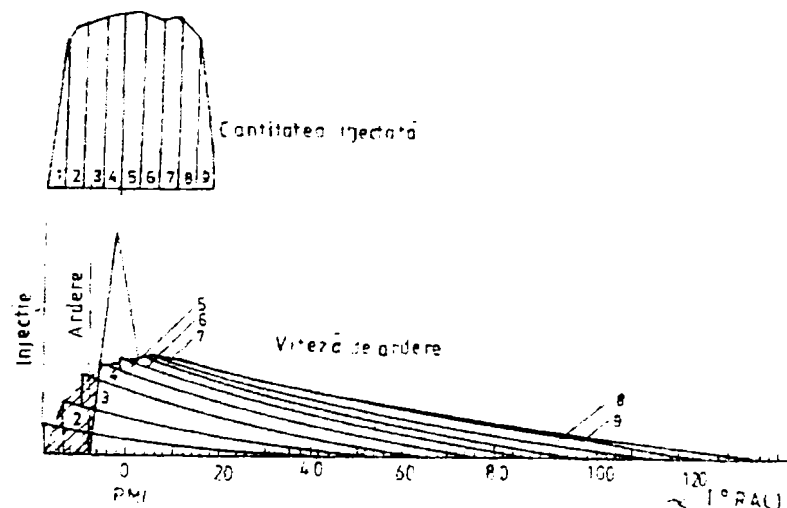
Utilizarea cu o aproximatie acceptabila a modelului decurge din ipoteza omogenitatii fluidului de lucru , a considerarii temperaturii la suprafata picaturilor ca temperatura de fierbere , viteza picaturilor se considera uniforma , diametrul maxim al picaturilor este considerat cel mult dublul diametrului mediu Sauter , iar legea de distributie si pierderile de caldura au un caracter particular .

**Evaluarea procesului de ardere pe baza transformarilor termodinamice simple** , ia in considerare evolutia procesului de ardere pe fragmente caracterizate de transformari simple -izobare , izocore , politrope , izoterme . Se ajunge la un sistem de ecuatii cu mai multe necunoscute , din care unele se aleg in raport cu datele experimentale iar altele se itereaza in intervale de variatie posibila .

Adoptarea si utilizarea modelelor tip pasi marunti este posibila prin utilizarea extinsa a calculatoarelor .

### Modelele de ardere unidimensionale

**Metoda Austen-Lyn** pune accent pe importanta vitezei de injectare a combustibilului , indicand modul in care fazele procesului de ardere poate fi abstractizat matematic . Procesul de injectie este fragmentat in etape scurte , in fiecare etapa combustibilul este preparat si ars in mod diferit . Se obtine prin punere cap la cap o variatie a vitezei de preparare a amestecului pe durata injectiei. In timpul perioadei de intarziere la autoaprindere combustibilul se acumuleaza si apoi arde rapid ca un amestec preformat. Combustibilul injectat ulterior arde pe masura introducerii in camera de ardere . fig. 4.36 [63]



Metoda lui Lyn pentru evaluarea modului de degajare a caldurii.

Fig.4.36

Obținerea unei curbe asemănătoare celei experimentale indică o apropiere de legea reală de ardere. Se remarcă aici implicarea puternică a experimentului prin determinarea legii de injecție. În același timp duratele de ardere teoretic lungi se consideră încheiate în raport cu procentele semnificative de desfășurare a procesului.

**Metoda Whitehouse- Way** [63], pune accent pe mărimea suprafeței totale a picăturilor formate pornind de la ipoteza simplificatoare a similitudinii picăturilor. În raport cu masa, rezultă aria sferei picăturii și suprafața totală a picăturilor, proporțională cu viteza de preparare a amestecului. Prin analogie cu diverse tipuri de motoare se identifică tipul și legitatea proceselor de ardere, după care prin identificarea unor constante se trasează variația vitezei de degajare a căldurii.

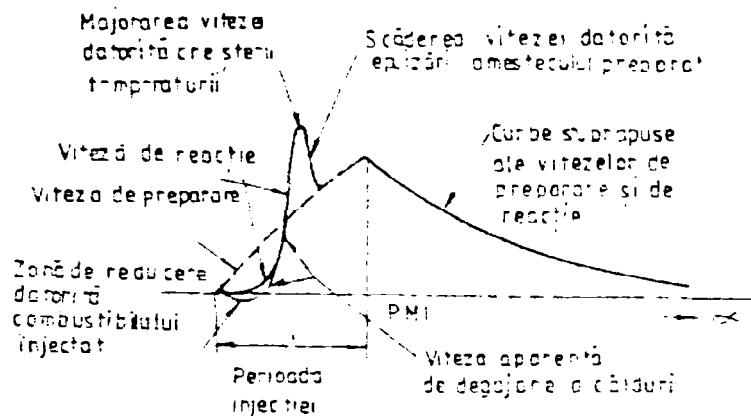


Fig.4.37[ 63 ] Variația vitezei de degajare a căldurii după Whitehouse- Way

**Modele de ardere bidimensionale** consideră conținutul camerei de ardere divizat în două zone uniforme. În cele două zone au loc fenomene diferite, ca amestec respectiv ardere, desfășurate după legi diferite.

**Modelul zonei de ardere conic circulară** simplifică până la forma geometrică de bază atât jetul cât și camera de ardere. Modelul ia în considerare lovirea jetului în perete și schimbările de formă, determinând un șir de valori semiempirice, rezultând o relație pentru viteza de preparare bazată pe diametrul mediu Sauter. Modelul presupune valoarea constantă a presiunii de injecție, ceea ce particularizează într-un fel aplicarea lui.

**Modelele de ardere multidimensionale** , constau in estimarea vitezei de amestecare a gazelor in diverse zone , functie de o serie de date empirice sau semiempirice , sau ipoteze de lucru , in vederea evaluarii turbulentelor prin ecuatii transpuse numeric si prelucrabile pe computer .

Multitudinea metodelor utilizate indica pe de-o parte complexitatea proceselor de amestec , ardere si transfer de masa si caldura , pe de alta parte diversitatea de procedee si particularitati constructive proprii MAC .

Motoarele moderne actuale se caracterizeaza prin coeficienti de umplere ridicati , coeficienti de vorticitate in scadere si presiuni ridicate de injectie .

Ca urmare se constata mai putin devierea jeturilor de combustibil , consecinta a scaderii miscarilor aerului in cilindru , cresterea penetratiei si dispersiei jetului ca efect al presiunilor de injectie . Este de inteles ca diametrul picaturilor devine tot mai redus , iar dispersia pronuntata are ca efect amestecul mai rapid cu aerul , schimbul de caldura este mai intens si intarzierea la autoaprindere este in scadere . Unele teorii sustin ca la cca. 3000 bari se poate produce atomizarea combustibilului injectat , care , in atmosfera din camera , caracterizata de presiuni si temperaturi ridicate arde rapid si complet , cu poluare minima .

## CAPITOLUL 5

### MODELAREA CICLULUI DE FUNCTIONARE AL MAC IN VEDEREA OPTIMIZARII CONSTRUCTIV FUNCTIONALE

=====

#### 5.1 Generalitati

Datorita complexitatii fenomenelor ce caracterizeaza functionarea motoarelor cu ardere interna , a caror evolutie constructiva implica si studiul interactiunii diverselor subsisteme si agregate in corelatie ( ex. grupul de supraalimentare , intercoolerul , sisteme de corectie ) , multe din procesele ce se petrec in acest sistem de masini nu pot fi sintetizate prin calcul , motiv pentru care se recurge frecvent la experiment . Experimentul are ca scopuri studierea si intelegerea fenomenului studiat , identificarea constantelor necesare in alcatuirea complexului de relatii si legitati precum si obtinerea datelor de calcul in vederea alcatuirii unor modele pentru studiul fenomenelor similare .

In acelas timp insa , anumite fenomene ce nu pot fi investigate deocamdata din motive legate de imposibilitati tehnologice sunt abstractizate si evaluate prin metode teoretice , matematice .

Modelarea matematica a ciclului porneste de la elaborarea unui model abstract sau simplificat , dar a carui functionare virtuala sa respecte maximul de conditii si legitati in care se petrec fenomenele reale . In cazul in care experienta sau calculele preliminare indica influente neglijabile ale variatiei unor parametri se recurge la ipoteze simplificatoare . Pentru determinarea comportarii calitative a unor parametri se recurge la liniarizarea sau aproximarea variatiei unor marimi , chiar determinate experimental .

Faza urmatoare elaborarii modelului simplificat este intocmirea complexului de relatii matematice ,de obicei in forma unui sistem de ecuatii diferentiale . Ideal ar fi ca sistemul de relatii sa reflecte in totalitate caracterul desfasurarii procesului precum si efectele factorilor de influenta . Atat fixarea unor constante cat si fidelitatea cu care ansamblul de relatii poate reflecta fenomenul se poate evalua prin exercitii numerice desfasurate in puncte cu marimi cunoscute,determinate experimental .

Odata asezat matematic modelul permite determinarea efectelor variatiei unor parametri de reglaj, in limite stabilite, cu pasi semnificativi pentru comportamentul modelului .

Procedeu de simulare permite evitarea unor teste de durată , cu costuri serioase , permite reducerea timpului pentru punerea la punct a unui produs , evita investițiile enorme pentru dotări cu mijloace de investigare .

Pentru MAC TDI , vom considera cazul motorului ROMAN 1035 L6 DTI , cunoscut din punct de vedere constructiv și ale cărui performanțe au fost determinate cu acuratețe în cadrul probelor de omologare certificare . Cunoașterea a cât mai multe date despre motor , sistem de injecție , supraalimentare precum și echilibrul parametrilor în unele puncte din câmpul de funcționare permite alcatuirea unor modele simplificate pentru motor și agregate , permite setarea constantelor ce intervin în sistemul de relații matematice , permite verificarea corectitudinii acestor relații . În continuare , odată setat sistemul de ecuații , este posibil studiul influenței variației unor parametri de stare presiune, temperatura - importanți pentru evaluarea comportamentului motorului în condiții climatice diverse , avans -ca parametru de reglaj , doza ciclică - pentru determinarea limitelor mecanice și termice la creșterea puterii , poluarea în astfel de cazuri . Nu este lipsit de importanță avantajul determinării corectitudinii proiectării unor subansamble - colector de admisie sau evacuare , distribuția , alegerea grupului de supraalimentare sau a intercoolerului etc .

În cele ce urmează vom prezenta o serie de rezultate efectuate asupra motorului 1035 L6DTI , obținute în urma unui program de cooperare între ROMAN / SC MOTOARE AB și Universitatea Tehnică Timișoara , Catedra de Motoare Termice .

În acest program au fost utilizate datele constructive furnizate de Serviciul de Proiectare al SC Motoare AB , datele experimentale obținute în probele de casă desfășurate pe stand cât și la INAR SA Brașov , datele obținute la UVMV Praga , Republica Cehă , în cadrul probelor de omologare și certificare internațională în acord cu regulamentele europene R 85 , R 24.03 și R 49.02 B EURO 2 .

Într-o etapă ulterioară s-a efectuat modelarea funcționării și obținerea unor date privitoare la posibilitățile de majorare a puterii motorului de la 260 la 300 CP , implicațiile acestei retarări asupra eforturilor în mecanica motorului ca și în ceea ce privește încadrarea parametrilor de funcționare a subansamblelor în intervalele garantate de furnizori, în special pentru echipamentul de injecție și supraalimentare . În cazul acestor echipamente vitale sunt impuse limite constructive dificil de respectat mai ales în condițiile în care nu se dispune de echipament adecvat de investigare .

## 5.2 MODELAREA FUNCTIONARII ECHIPAMENTULUI DE INJECTIE

Marea majoritate a motoarelor EURO 2 destinate tractiunii rutiere medii sau mari sunt echipate cu pompa de injectie linie cu piston sertar

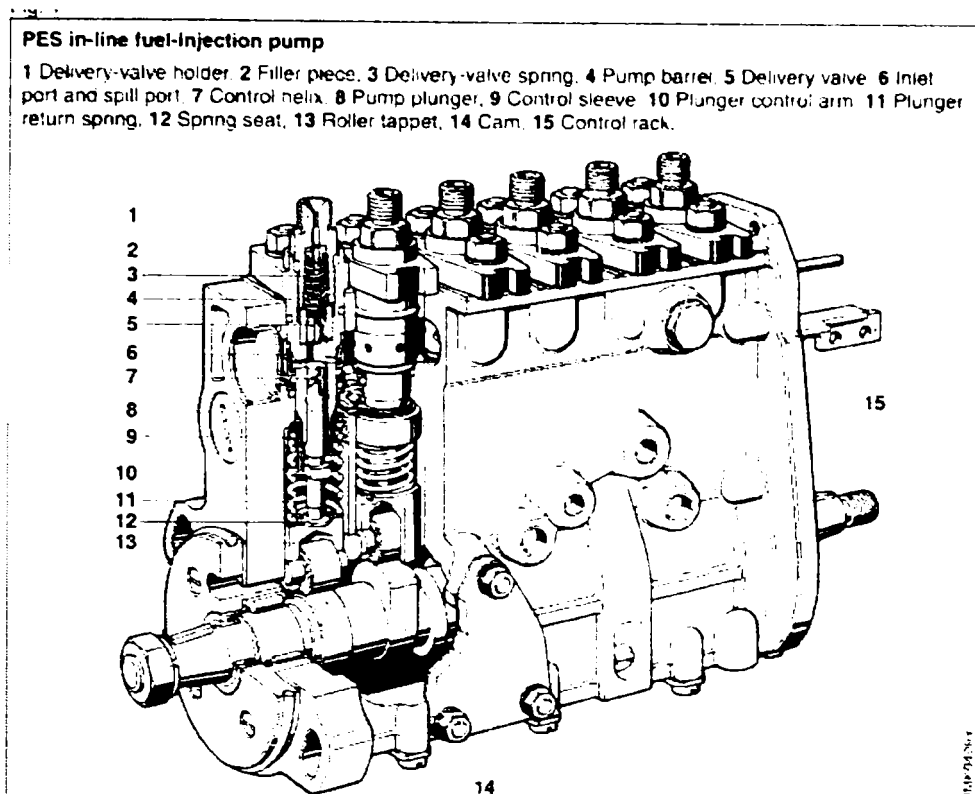


Fig. 5.1 [ 17 ] Sectiune prin elementul pompei de marime P

1-corp supapa, 2-piesa de capat , 3-arcul supapei, 4-bucsa element, 5-supapa, 6-orif.admisie , 7-profil de scapare, 8-piston , 9-bucsa de control , 10-brat piston, 11-arcul de revenire , 12-suport arc , 13-tachet cu rola , 14 –cama , 15 – bara de control

In raport cu turatia si puterea motorului , respectiv doza ciclica firma Bosch GmbH , lider european si mondial in productia de echipamente de alimentare cu combustibil a MAI , a dezvoltat o serie de pompe cu elemente de pompare in linie , cu piston sertar - fig 5.2 cu constructii diferite adaptate presiunilor de functionare de durata garantate

Clasificarea si simbolizarea pompelor tine seama de destinatie , presiunea maxima de injectie (la intrarea in conducta de presiune ) si de puterea maxima pe cilindru a motorului, ca parametru de orientare .

Features	PE in-line injection pumps				
	M	A	MW	P1...3000	P7100..8000
Injection pressure in bar (pump side)	550	750	1100	950	1300
Application	Passenger cars and vans	Light to medium commercial vehicles, tractors, industrial engines.			Heavy commercial vehicles, industrial engines.
Output per cylinder in kW/cylinder	20	27	36	60	160

Fig. 2

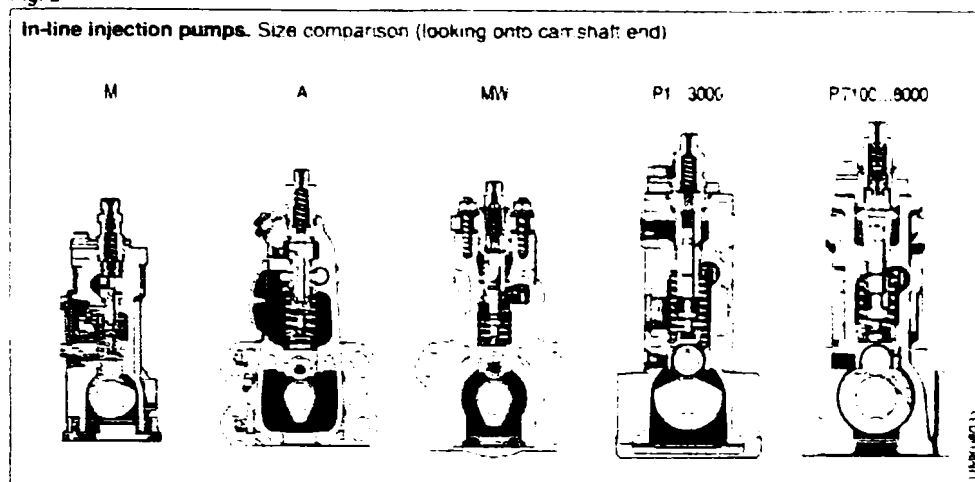


Fig. 5.2

Pompe de injectie Bosch [17]  
Marimile M, A , MW , P 3000 , P 7100 / 8000

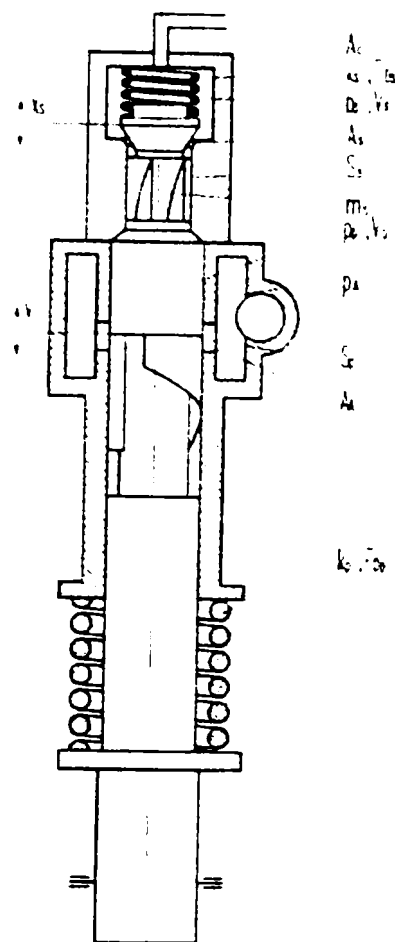
Pentru motorul 1035 L6 DTI , SC Motoare AB si firma MEFIN Sinaia SA au proiectat si asimilat o pompa tip P8000, in scopul obtinerii presiunilor maxime de injectie in jurul valorilor practicate la motoarele EURO 2 si in ideea obtinerii unor rezerve in valorile emisiilor de noxe , fata de limite , in masura a permite atingerea pragului EURO 3 in prima faza , cu ajutorul procedeeleor pasive .

Din testele anterioare omologarii , ca si din observatiile asupra motoarelor similare - RABA D10 , MAN D 28 , Renault MIDR , s-a anticipat o crestere a zgomotului motorului, drept pentru care injectorul are variante si cu doua arcuri , proiectat si asimilat in cooperare cu Hidrojet Breaza SA .



## 5.2.1 Modelul elementului de pompa

Elementul de pompa , fig. 5.3



Schema camerei pistonului pompei

Fig. 5.3

este caracterizat de marimile cunoscute :

- diametrul pistonului 13 mm
- ridicarea maxima a pistonului 14 mm ( potrivit camei )
- ridicarea supapei drosel -1,75 mm
- sectiunea droselului - 0.8 mm
- constanta arcului supapei 6000 N/m
- sectiunea orificiului de alimentare a camerei piston  $d = 3\text{mm}$
- masa redusa a supapei 0,015 kg
- panta muchiei pistonului 25 grd.

Cama de comanda a elementului de pompare s-a ales in conformitate cu informatiile de la Bosch, cel puțin pentru o prima dotare a motorului.

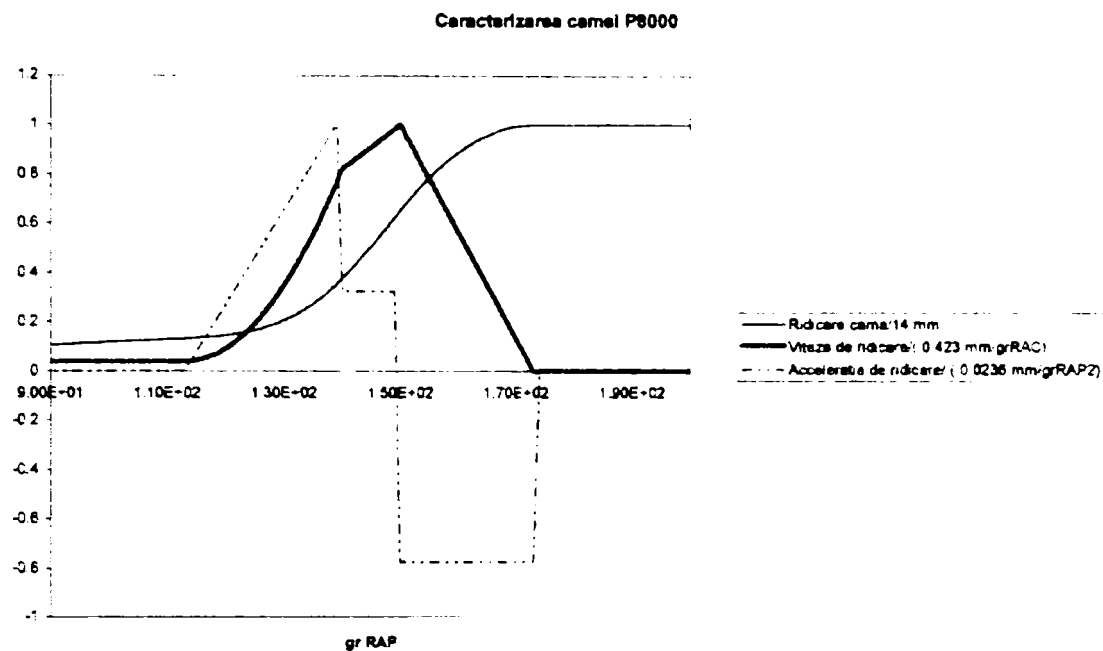


Fig. 5.4 Caracteristicile camei pompei P 8000 Mefin (ridicare tchet , viteza , acceleratia )

Relatiile ce caracterizeaza functionarea modelului prezinta variatiile deplasarii pistonului si a supapei precum si variatiile presiunii in camera pistonului si a supapei . (notatiile din fig. 5.3 )

$$\frac{dp_p}{dt} = \frac{E}{V_p} \left[ S_p \frac{dy}{dt} - S_s \frac{dx_s}{dt} - \mu A A A \left( \frac{2(p_p - p_A)}{\rho_c} \right) - \mu_s A_s \left( \frac{2(p_p - p_s)}{\rho} \right) \right] \quad (5.1)$$

$$\frac{d^2 y}{dt^2} = \frac{1}{m_p} \left( -k_{py} - F_{0P} + S_p p_p \right) \quad (5.2)$$

$$\frac{dp_s}{dt} = \frac{E}{V_s} \left( S_s \frac{dx_s}{dt} + \mu_s A_s \left( \frac{2(p_p - p_s)}{\rho} \right) - A_c W_{cs} \right) \quad (5.3)$$

$$\frac{d^2 x_s}{dt^2} = \frac{1}{m_s} [ S_s ( p_p - p_s ) - k_s x_s - F_{0s} ] \quad (5.4)$$

Variabila de comanda este  $y$ , ridicare piston, functie de profilul cunoscut al camei - ridicarea  $h = f(\alpha \text{ grad. RAC})$

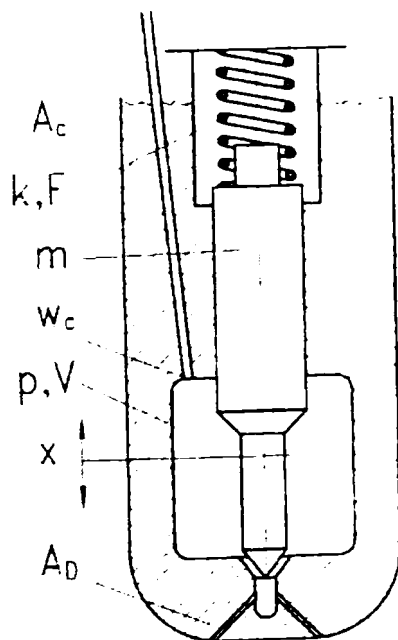
Necunoscutele sunt presiunile  $p_p$ ,  $p_s$  camera pistonului si supapei, ridicarea supapei  $x_s$

Alte notatii, in afara celor identificabile in fig.5.3 :

$E$  -modulul de elasticitate al combustibilului,  $\rho$  densitatea,  $\mu$  coeficientii de debit corespunzatori strangularilor.

### 5.2.2 Modelul supapei injector

In fig .5.5 este prezentat modelul supapei injector, pentru care se cunosc datele geometrice din desenul constructiv. Necunoscuta este ridicarea acului  $x$  in raport cu presiunea in camera acului si cu rotatia camei.



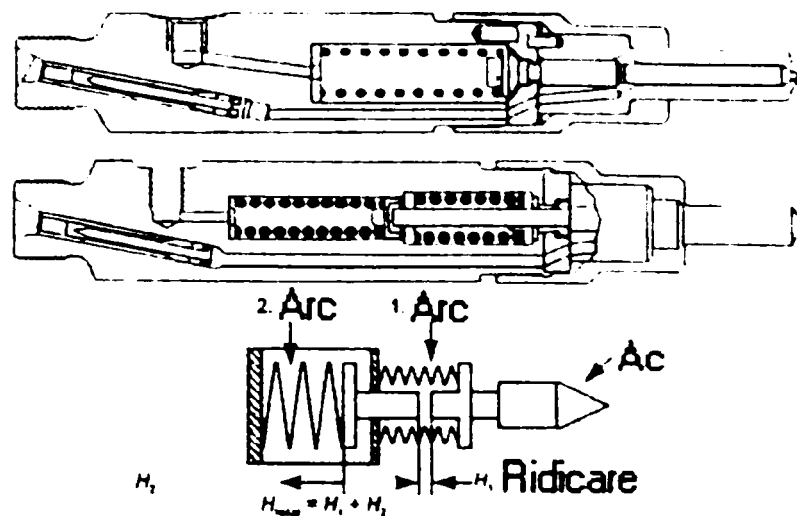
Camera acului injectorului

Fig. 5.5

Din relatia de impuls rezulta legea de ridicare a acului :

$$\frac{d^2 x}{dt^2} + \frac{k}{m} x + \frac{F_0 - p S_A}{m} = 0 \quad (5.5)$$

Modelarea mecanismului acului , in cele doua variante - cu unul sau doua arcuri (fig 5.6 ) ,



Propunere privind modificarea acțiunii acului injectorului

Fig. 5.6 Modelul injectorului

poate descompune miscarea acului si reprezentarea ecuatiei de miscare in cele doua cazuri :

$$\frac{d^2x}{dt^2} + \frac{k_1}{m_1}x + \frac{F_{01} - pSA}{m_1} = 0 ; \quad (5.6)$$

k caracteristica arcului  
 F forta initiala a arcului  
 m masa arcului  
 p presiunea  
 SA suprafata acului

$$\frac{d^2x}{dt^2} + \frac{k_1 + k_2}{m_2}x + \frac{F_{02} - pSA}{m_2} = 0 \quad (5.7)$$

Prima ridicare , de cca. 0.05 mm este stapanita de primul arc , cu prestrangerea si caracteristica lui , dupa care ridicarea continua pana la cursa totala de 0,3 mm cu arcul al doilea , primul fiind tamponat in saiba de limitare .

Cunoasterea pantei profilului pistonasului , respectiv al caracteristicii incetarii injectiei in raport cu rotatia pistonasului in buca elementului permite transpunerea unei relatii doza ciclica / pozitie cremaliera .

De subliniat ca una din ipotezele simplificatoare presupune o rigiditate perfecta a componentelor sistemului de injectie , ceea ce inseamna o transmitere instantanee a presiunii de la pistonul sertar la diuza injectorului. Reconsiderarea elasticitatii conductelor de injectie sau a altor elemente complica corespunzator sistemul de relatii si modifica in anumite limite rezultatele finale .

O alta ipoteza , partial reala este ca , in urma procesului de injectie presiunea in conducta scade la zero, conducta se descarca total. Ipoteza este in parte adevarata , in general pentru presiuni mari de injectie evitarea post-injectiei date de al doilea varf de presiune - corespunzator undei reflectate - impunand solutii de reducere ca valoare a presiunii de varf si remanente sub limita care ar permite re-ridicarea sau sustinerea acului .

Pentru conducta de presiune se considera sectiunea transversala constanta , viteza pe sectiune uniform distribuita si egala cu viteza medie pe sectiune. Se cunosc sectiunea , lungimea , densitatea fluidului (chiar si sub o relatie dependenta de presiune, temperatura), modulul de elasticitate , densitatea . Se determina coeficientul Darcy pentru pierderi , presiunea , viteza in sectiune , viteza sunetului .

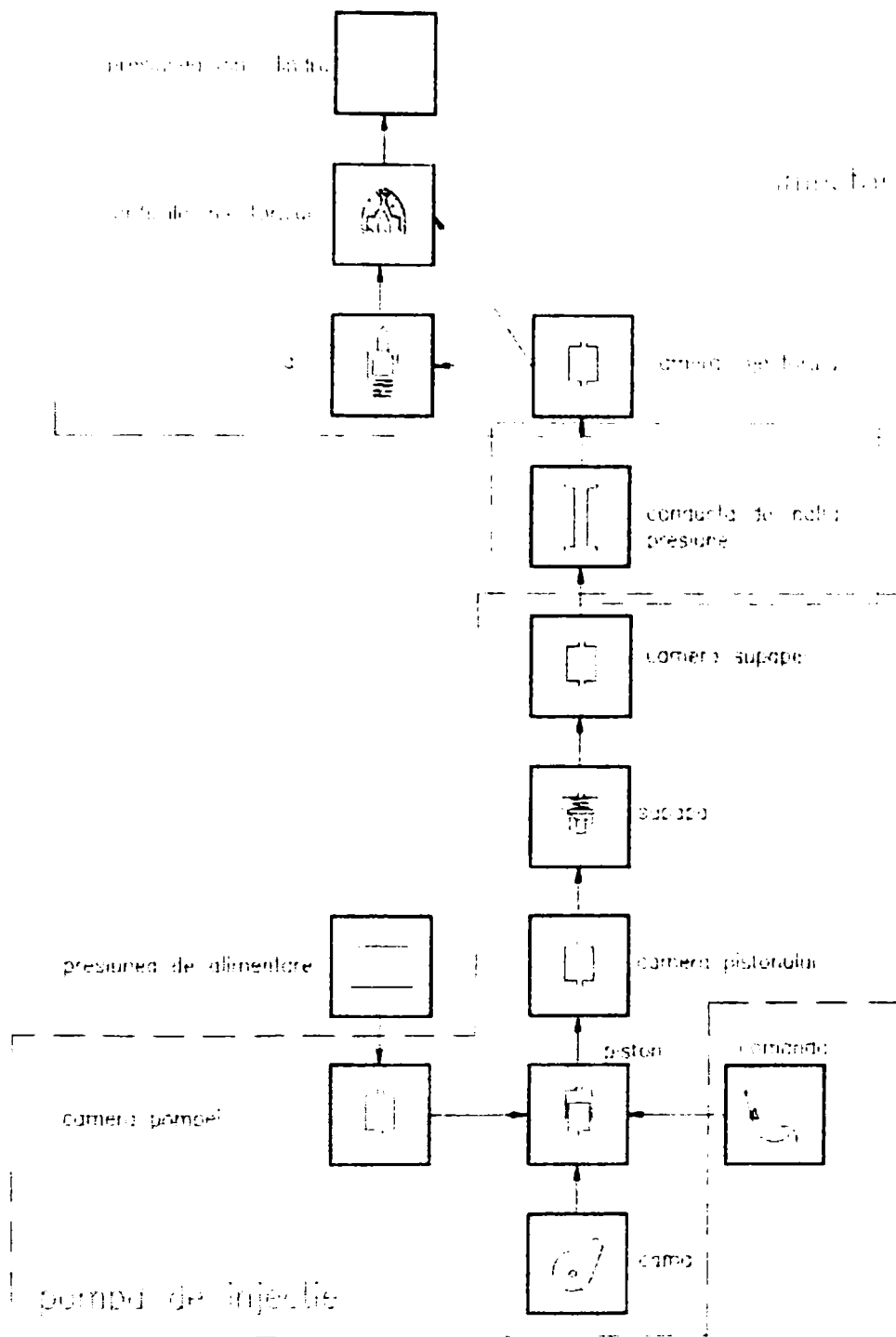
Daca  $c$  este viteza locala a sunetului rezulta  $dp/d\rho = c = E/\rho$  si  $c = dx/dp$  si notand  $D = \rho v$  rezulta relatia debitului instantaneu  $D_k$  in fiecare moment  $m$

$$D_k = \frac{\rho_{k-1}^{m-1} - \rho_{k+1}^{m-1}}{2c} + \frac{D_{k-1}^{m-1} + D_{k+1}^{m-1}}{2} + \frac{\Phi_{k-1}^{m-1} - \Phi_{k+1}^{m-1}}{2c} \Delta x \quad (5.8)$$

Conditiiile de intrare in camera acului , aferente combustibilului sunt datele de iesire din conducta de presiune :

$$\frac{dp}{dt} = \frac{E}{V} \left[ \mu_c A_c w_c - S_A \frac{dx}{d} - \mu_D \cdot A_D \cdot n \left( 2(p - p_z) / \rho \right)^{0.5} \right] \quad (5.9)$$

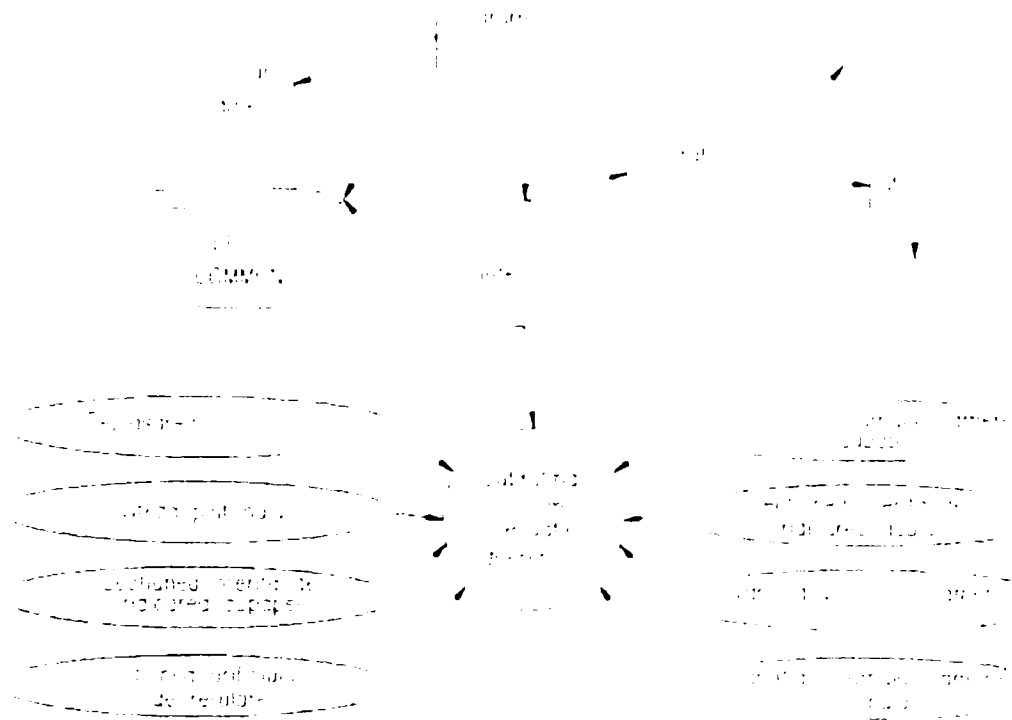
Functionarea modelului pompa injector impune cuplarea modelelor pompa - conducta - injector cilindru dupa schema din fig .5.7



**Principiul de funcționare a sistemului pompă - injector**

**Fig. 5.7 [ 102]**

**5.2.3 Programul INPOSER( IN -injectie, PO-pompa, SER -sertar )**  
 are logica din fig. 5.8



Schema logică a programului IMPOSER

Fig. 5.8 Logica programului INPOSER[102]

Combustibilul intra in cilindru prin pulverizatorul injectorului de diametru  $d_0$  ca urmare a diferentei de presiune  $p$  din camera acului si  $p_z$  din cilindru .

Mecanismele pulverizarii, in speta transformarea lichidului intr-un nor de picaturi in atmosfera gazoasa au fost studiate de mai mult timp de McCarthy si Molloy , Reitz si Bracco , Hiroyasu , Hsiang si Faeth . Asupra fenomenelor si metodelor de calcul exista inca dispute si simplificari , date de complexitatea suprapunerii miscarilor mediului gazos si miscarea jetului. Ipotezele de calcul imagnate de cei de mai sus se limiteaza a considera mediul ca stationar , injectia facandu-se la presiune constanta printr-un singur orificiu .

**5.2.4 Modelul jetului** format dintr-un nor conic de picaturi este cel mai cunoscut ,cu toate ca structura intima a acestuia este inca neclara ca urmare a dificultatii investigatiei. Miscarea mediului in care se desfasoara miscarea norului de picaturi duce la distorsionarea suplimentara a traiectoriilor parcurse de picaturi , la modificarea conditiilor de schimb de caldura si vaporizare in faza lichida si la modificarea locala a distributiei picaturilor .

Asupra parametrilor ce caracterizeaza jetul exista de asemenea dispute Distanța de spargere este conceputa si considerata diferit de Haenlein sau de McCarthy si Molloy .

Dupa cum s-a aratat in capitolul anterior ,marimile ce caracterizeaza jetul de picaturi sunt : distanta de spargere , unghiul de divergenta , penetratia , diametrul mediu Sauter .

Hiroyasu a descoperit recent comportamente nemonotone ale distantei de spargere in raport cu viteza ,comportamente asociate cu schimbarile ce au loc in geometria ajutorului , fenomenele de cavitate , in general turbulentele datorate cresterii vitezei in sectiunile ajutorului .

In literatura apar mai multe criterii semiempirice de predictie a spargerii jetului .

Criteriul lui Miesse se bazeaza pe numarul Z al lui Ohnesorge :

$$Z = 100 \text{Re}_L^{-0.92} , \quad Z = \mu_L / (\rho_L d_0 \sigma)^{0.5} \quad (5.10)$$

Numarul lui Weber , care exprima raportul intre forta de inertie si tensiunea superficiala  $We$  delimiteaza diverse regimuri de spargere astfel ( Fig.5.9 )

Pentru  $We_L > 8$  si  $We_g < 1,2 + 3,41 \cdot Z^{0.9}$  apare regimul Rayleigh de spargere , pentru

$$1,2 + 3,41 Z^{0.9} < We_g < 13 \quad (5.11)$$

apare regimul indus de fortele aerodinamice , pentru

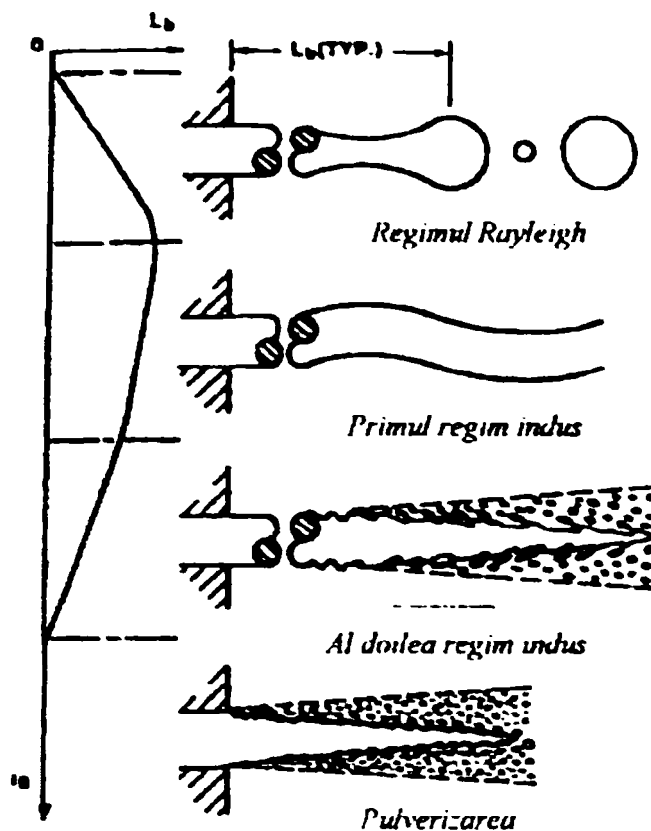
$13 < We_g < 40,3$  apare al doilea regim indus ,iar pentru

$We > 40,3$  se atinge regimul de pulverizare

Numarul lui Weber pentru lichid si respectiv gaz are forma :

$$We_g = \rho_g V_0^2 d_0 / \sigma \quad \text{respectiv} \quad We_L = \rho_L V_0 d_0 / \sigma \quad (5.12)$$





Regimul de spargere al jetului

Fig. 5.9 [102]

In vederea corelarii lungimii de spargere in cazul particular dat de dimensiunile cunoscute ale orificiilor diuzei se considera parametrul A dat de Reitz

$$A = 3 + (L / d_0) / 3,6 \text{ unde } L \text{ si } d_0 \text{ sunt dimensiunile orificiului}$$

De aici unghiul de dispersie

$$\tan(\theta / 2) = 4\pi / A \left( \rho_g / \rho_L \right)^{0,5} \cdot f(T) \quad (5.13)$$

pentru diametrul mediu Sauter avem relatia  $(5.14)$

$D_{32} = 47 d \text{ Re}^{-0,5} \left( \rho_g / \rho_L \right)$  unde  $d = d_0$  diametrul orificiului iar Re calculat in sectiunea de trecere functie de presiune

Hiroyasu propune relatiile :

$$D_{32} = d_{\max} \left( \begin{array}{cccc} & 0,12 & -0,75 & 0,54 & 0,18 \\ 4,12 & \text{Re} & \text{We} & \mu & \rho \\ & 0,25 & -0,32 & 0,37 & -0,47 \\ 0,38 & \text{Re} & \text{We} & \mu & \rho \end{array} \right) \quad (5.15)$$

unde Re si We sunt calculate cu viteza de injectie si proprietatile fizice ale lichidului , iar  $\rho$  si  $\mu$  sunt rapoarte intre valorile corespunzatoare fazelor lichide si gazoase .

Pentru numarul de picaturi se utilizeaza relatia lui Tarasawa

$$\frac{dn}{n} = a \left( \frac{D}{D_{32}} \right)^{\eta} \exp \left[ -b \left( \frac{D}{D_{32}} \right)^{\xi} \right] Dd / D_{32} \quad (5.16)$$

unde a , b ,  $\eta$  si  $\xi$  sunt definiti de geometria ajutorului .

Pentru aplicatii numerice s-a considerat setul de valori

$$a=62,5 \quad b=5 \quad \xi=1 \quad \eta=2$$

Determinarea legii de degajare a caldurii pe baza diametrului mediu Sauter se va efectua in sectiunea de simulare a arderii .

### 5.3 EXPERIMENTELE NUMERICE CU PROGRAMUL INPOSER

Simularea functionarii echipamentului de injectie cu ajutorul programului INPOSER a avut ca scop determinarea legilor de variatie ale parametrilor :

- presiune de injectie la capetele conductei , valori importante pentru constructia pompei , rezistenta conductei de presiune si calitatea pulverizarii
- ridicarea acului , debitul injectat ( caracteristica de injectie , importanta in calculul ciclului termic )
- durata injectiei , in ideea evaluarii probabile a emisiilor de noxe

Au fost analizate doua sisteme de injectie, unul cu pompa tip P8000 executata de Mefin Sinaia SA si unul cu pompa tip P 7100 Bosch , ambele variante de motor rezultate fiind certificate EURO II .

De remarcat ca in privinta presiunilor la capetele conductei , in colaborare cu Serviciul Constructor al SC Mefin Sinaia SA am reusit obtinerea unor date experimentale, in testele de anduranta de 600 ore cu echipamentul setat corespunzator obtinerii performantelor de putere, cuplu si poluare EURO 2 . Comparatii si aprecieri intre rezultatele de calcul si cele experimentale se vor face in cap. 8 al lucrarii .

Experimentele numerice s-au facut in ambele variante pentru

construcția injectorului, cu unul respectiv două arcuri (cazurile A și B)

În dotare cu pompa de injecție P 8000, pentru cazul injectorului cu un singur arc, reglat pentru deschidere la o presiune de 250 bari se obțin variațiile din Fig.5.10

Rezultatele experimentelor numerice pentru cazul în care se modifică doar supapa (cazul A)

Rezultate calculate pentru viteza unghiulară de 6300 grRAP/s

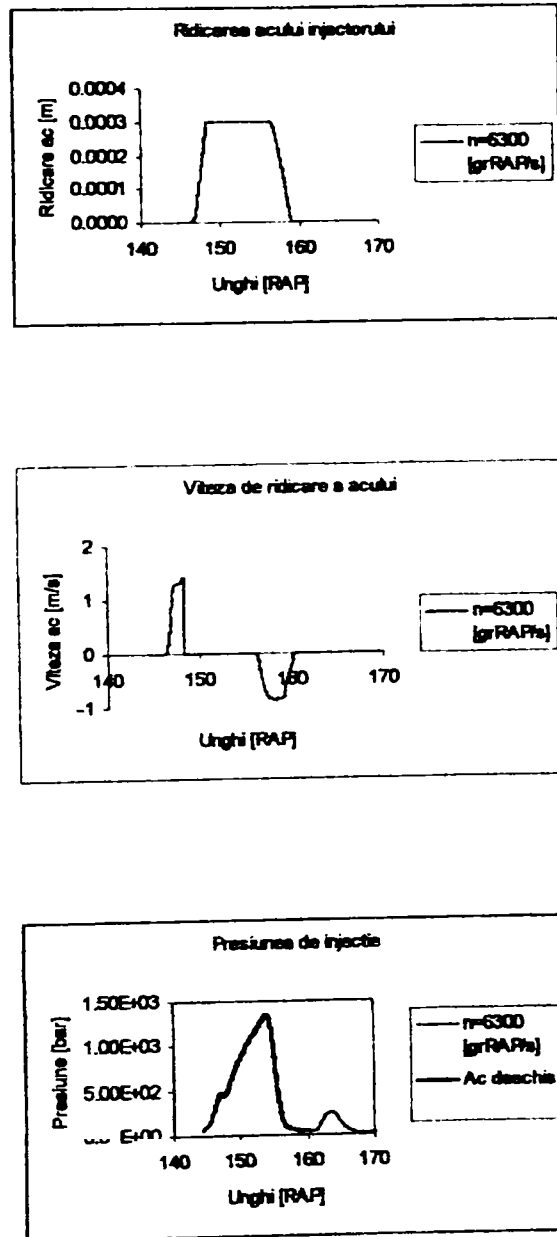


Fig.5.10

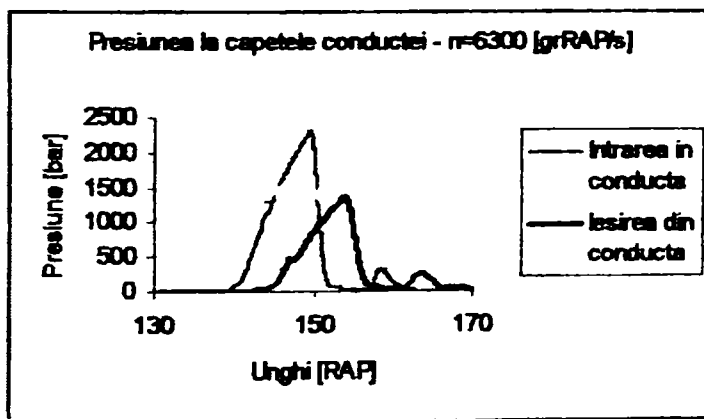
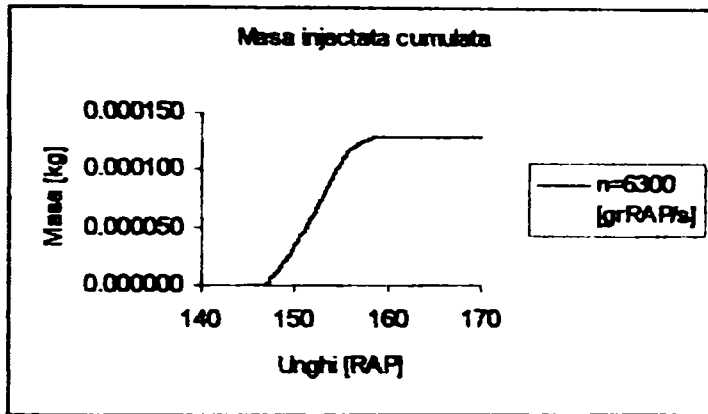
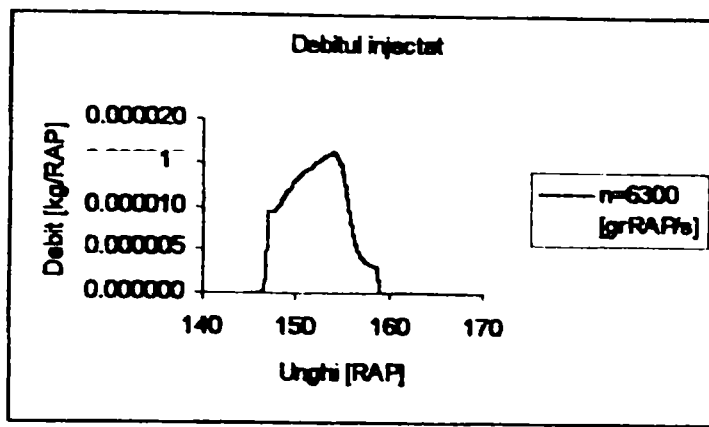
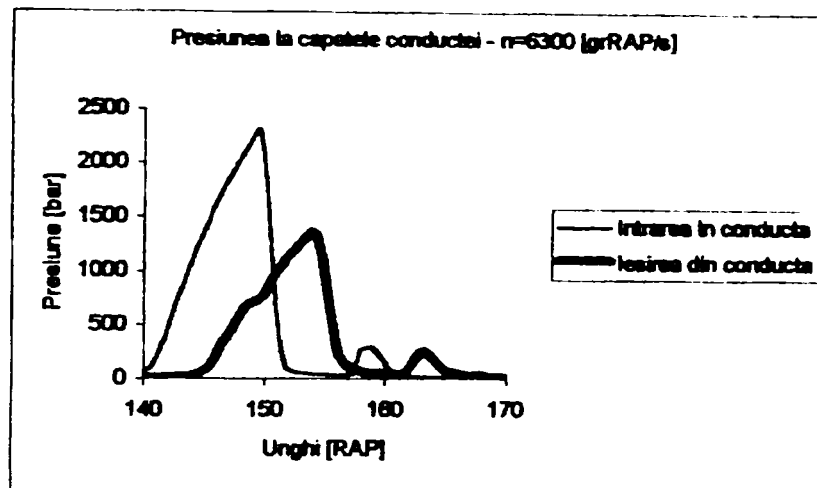
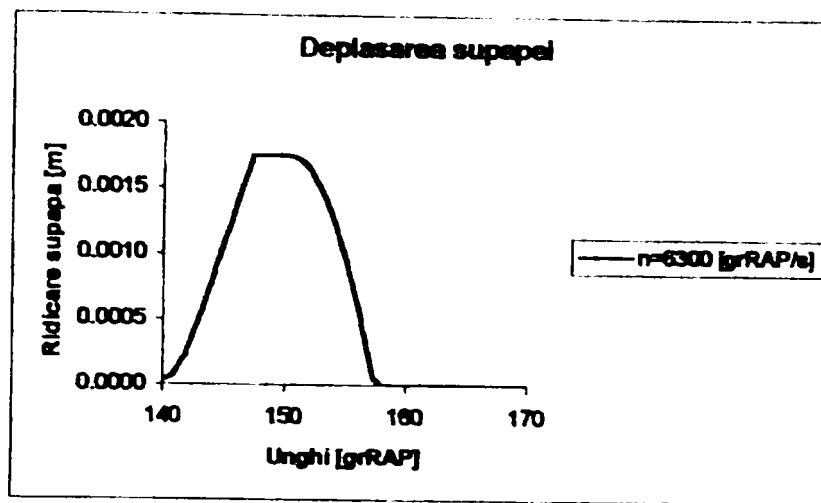


Fig . 5.11



**Rezultate comparative pentru diverse taratii**

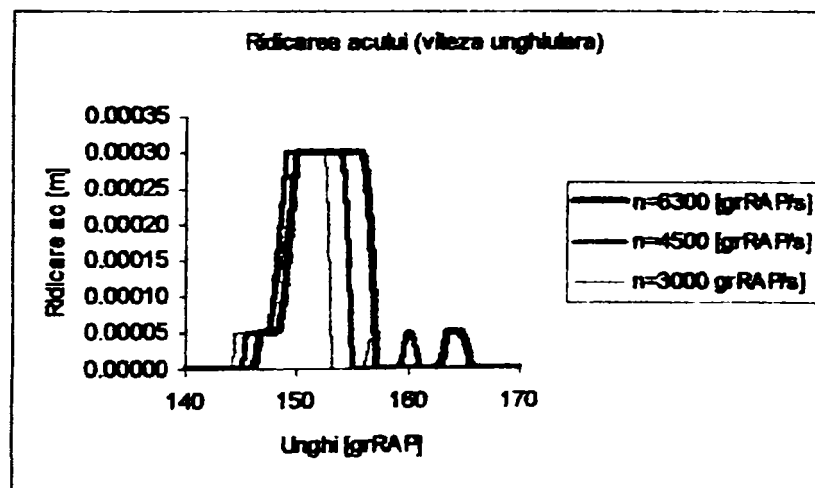


Fig.5.12

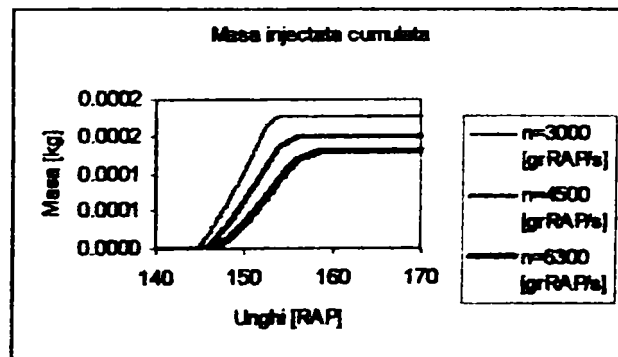
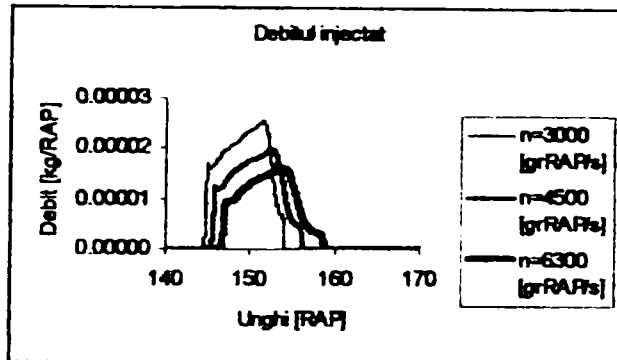
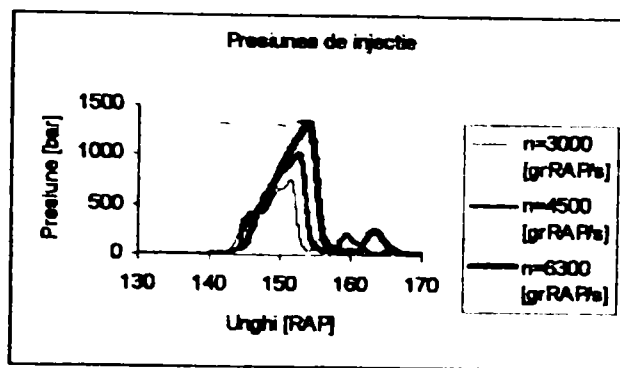
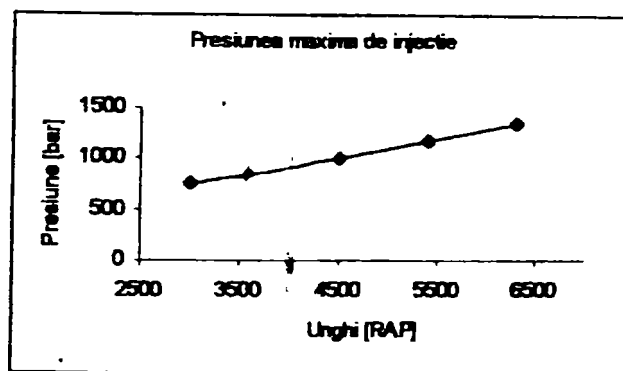
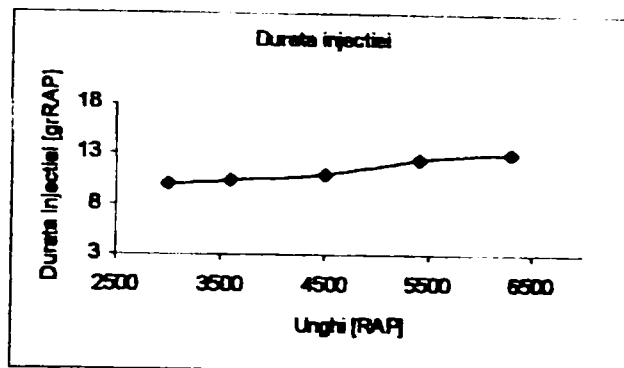
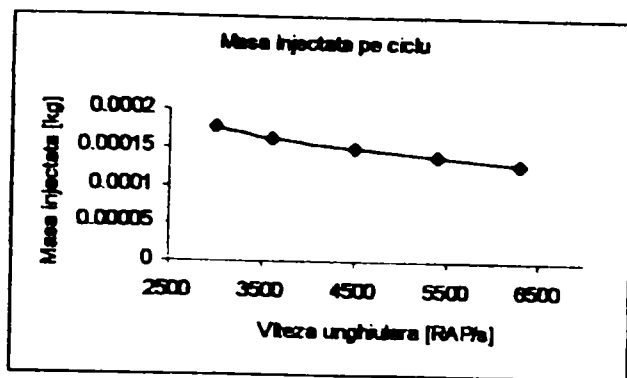


Fig.5.13

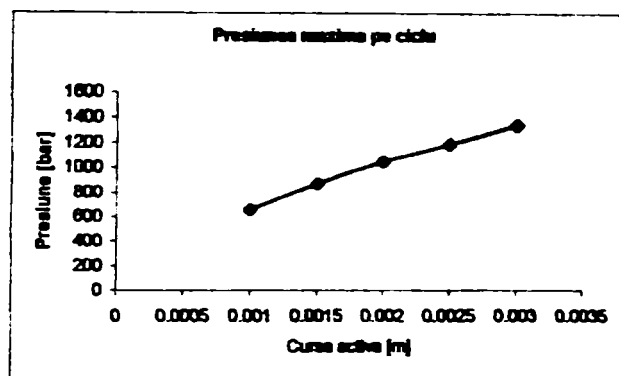
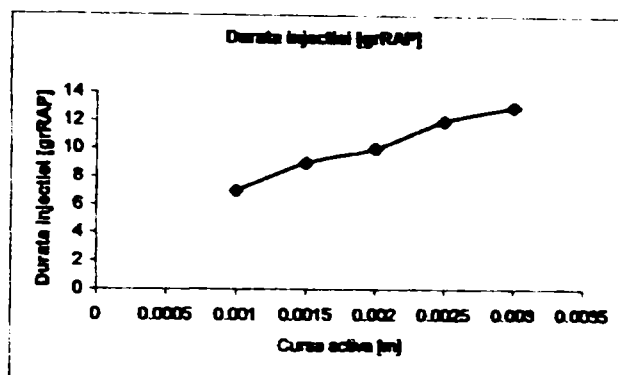
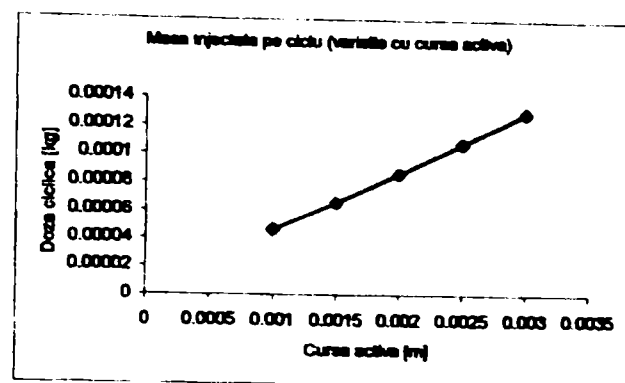


Viteza unghiulara [RAP/s]	Inceputul injectiei [grRAP]	Sfarsitul injectiei [grRAP]	Presiunea maxima [bar]	Durata injectiei [grRAP]	Doza ciclica [kg]
3000	144	154	753	10	0.000177
3600	144.5	155	842	10.5	0.000163
4500	145	156	1010	11	0.000149
5400	145.5	158	1180	12.5	0.000138
6300	146	159	1340	13	0.000129

Fig. 5.14

Rezultate experimentale pentru diverse curse active

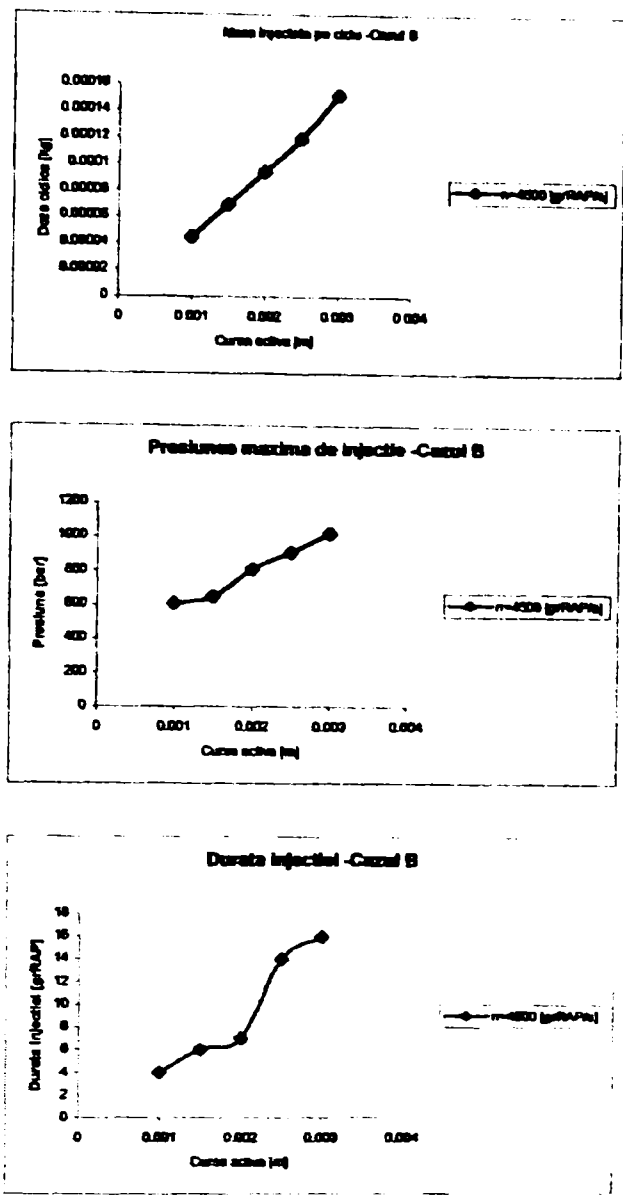
Viteza unghiulara de 6300 [grRAP/s]



Cursa activa [m]	Doza ciclica [kg]	Presiunea maxima [bar]	Inceputul injectiei [RAP]	Staritul injectiei [RAP]	Durata injectiei [RAP]
0.001	0.000046	658	146	153	7
0.0015	0.0000653	870	146	155	9
0.002	0.0000858	1050	146	156	10
0.0025	0.000107	1190	146	158	12
0.003	0.000129	1340	146	158	13

Fig.5.15





Cursa activa [m]	Doza ciclica [kg]	Presiunea maxima de injecție [bar]	Inceputul injectiei [grRAP]	Sfarsitul injectiei [grRAP]	Durata injectiei [grRAP]
0.001	0.0000447	605	145	149	4
0.0015	0.0000691	647	145	151	6
0.002	0.0000938	808	145	152	7
0.0025	0.000119	909	145	159	14
0.003	0.000152	1020	145	161	16

Fig. 5.16

Variatia presiunii de injectie asupra evolutiei diversilor parametri

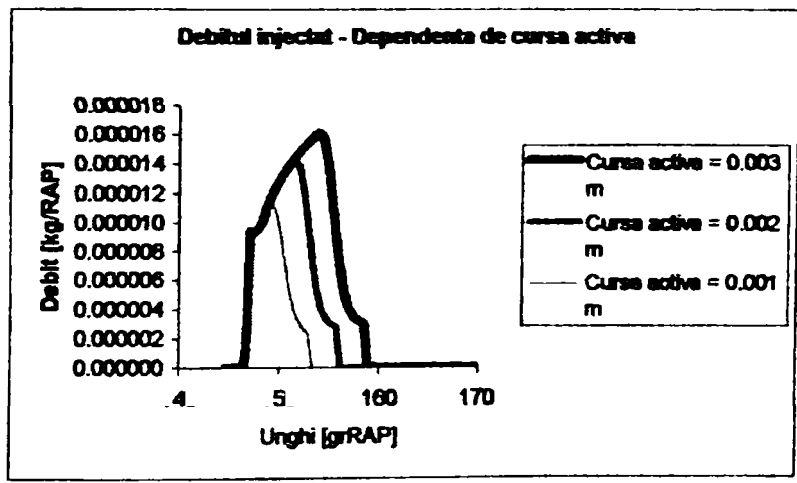
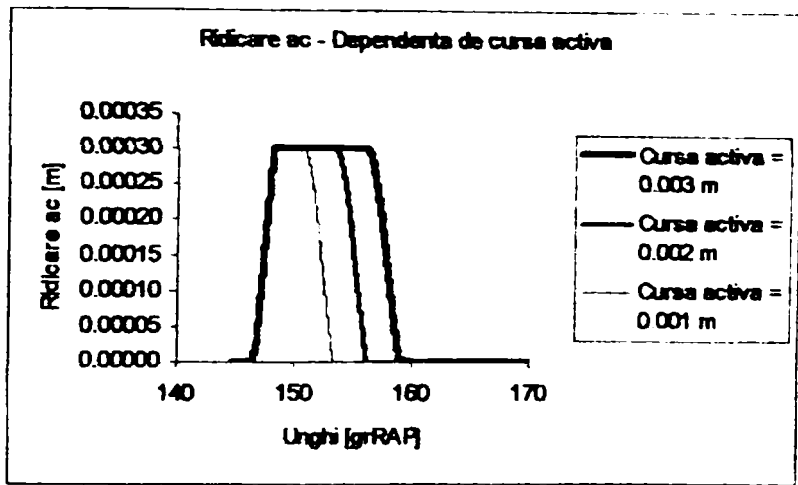
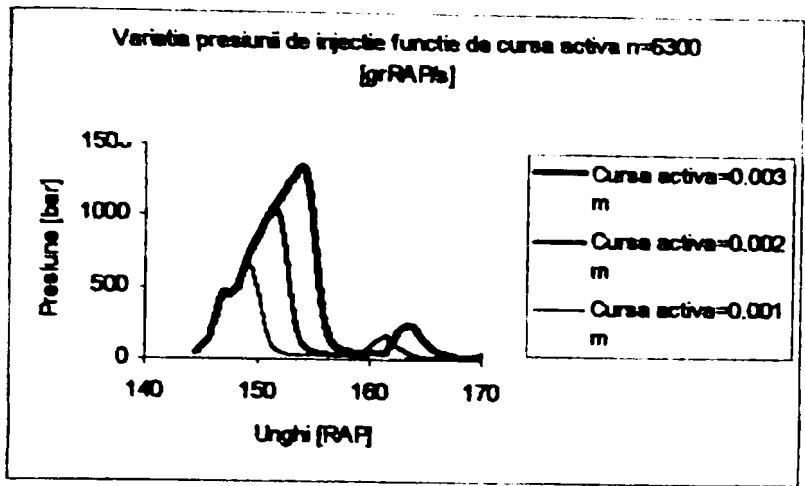


Fig. 5.17

Estimările parametrilor procesului de injectie pentru cazul in care se modifica atat supapa cat si actionarea acului injectorului (cazul B)

Rezultate numerice pentru turatia de 6300 [grRAP]

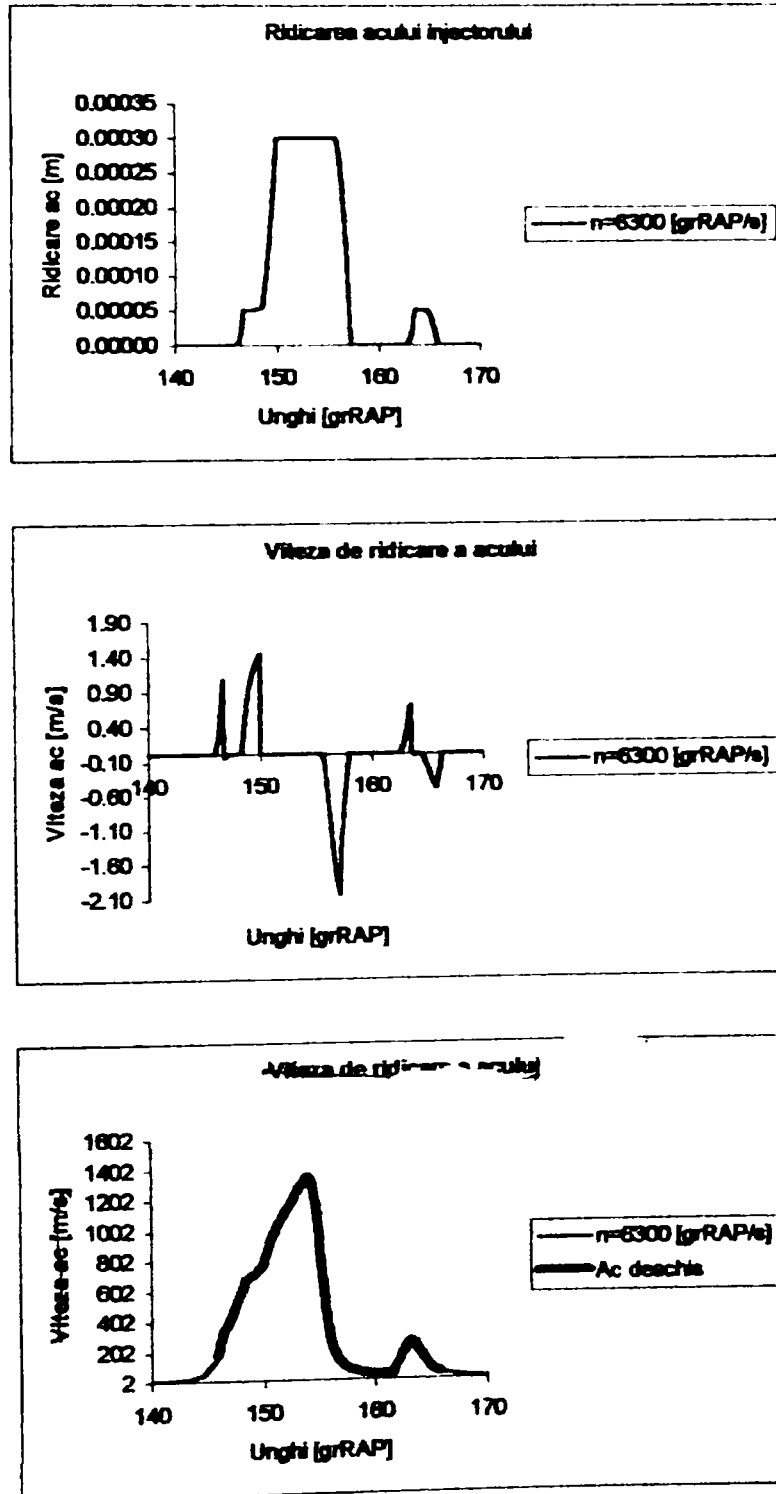


Fig.518

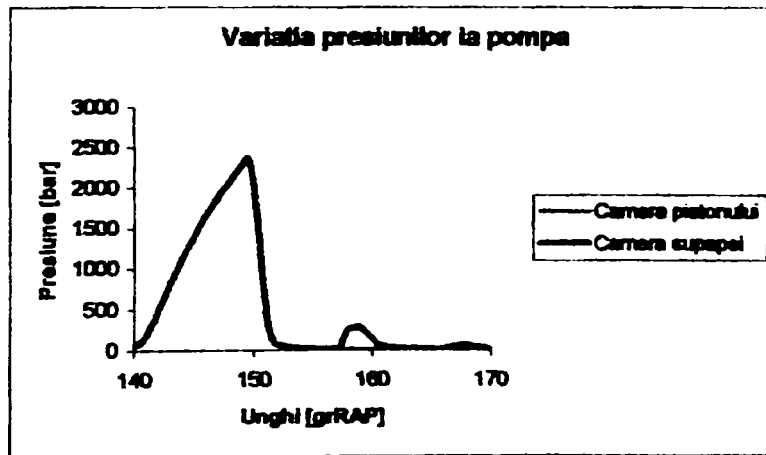
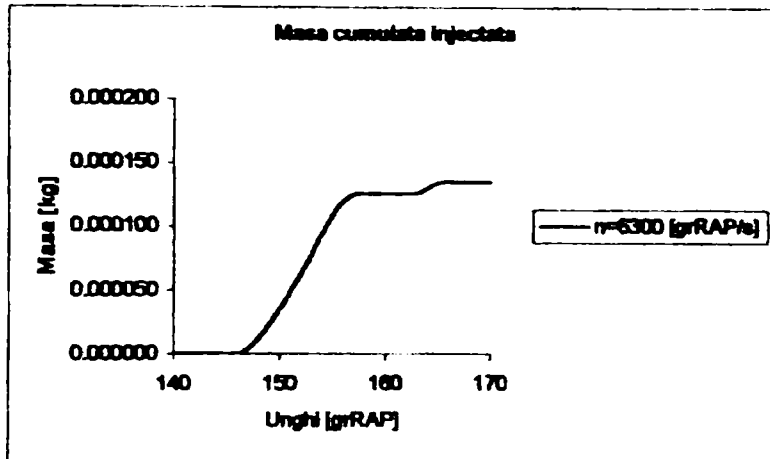
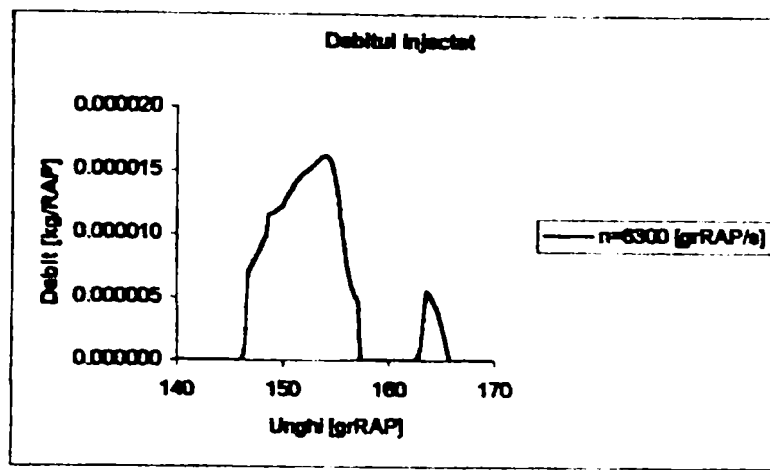
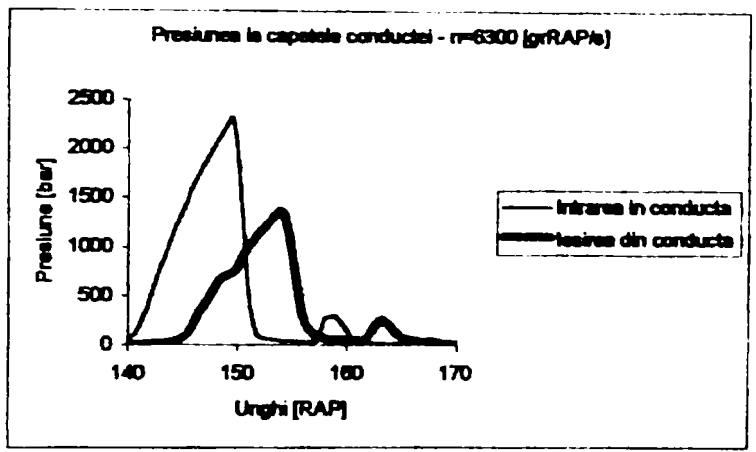
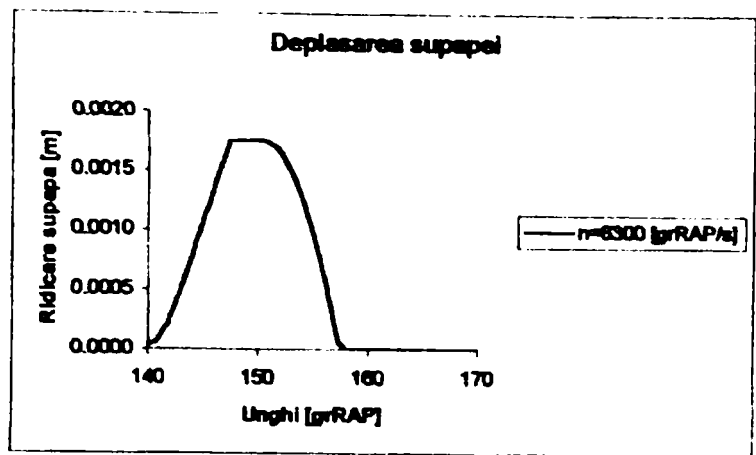


Fig.5.19



**Rezultate comparative pentru diverse turatii**

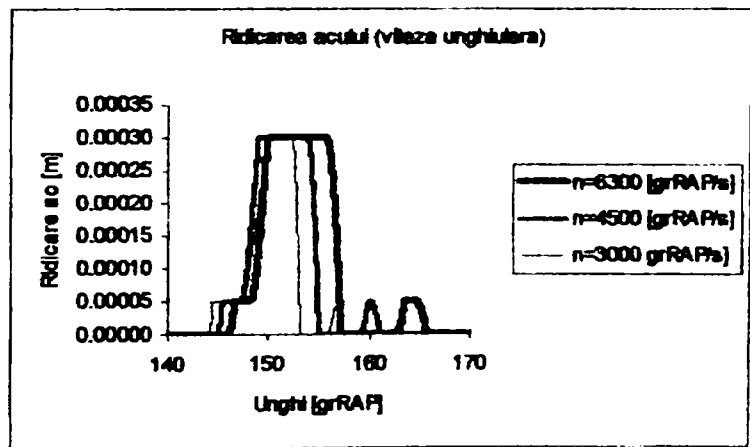


Fig. 5.20

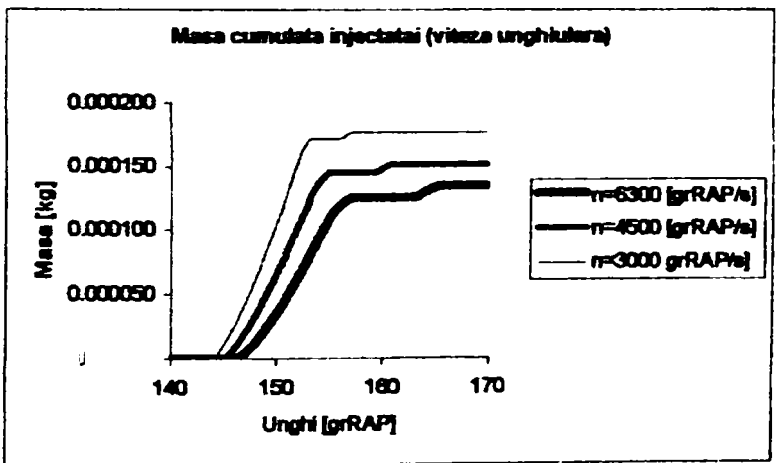
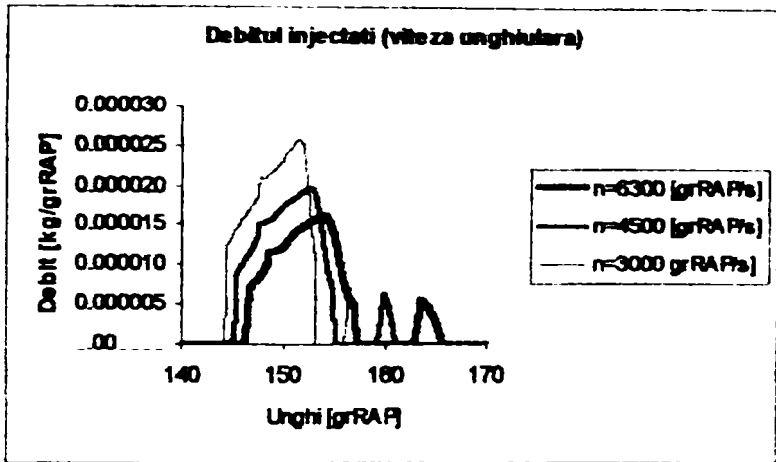
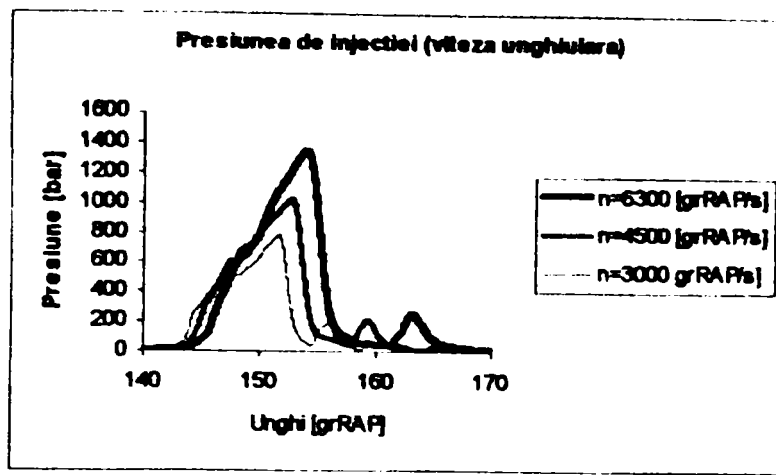
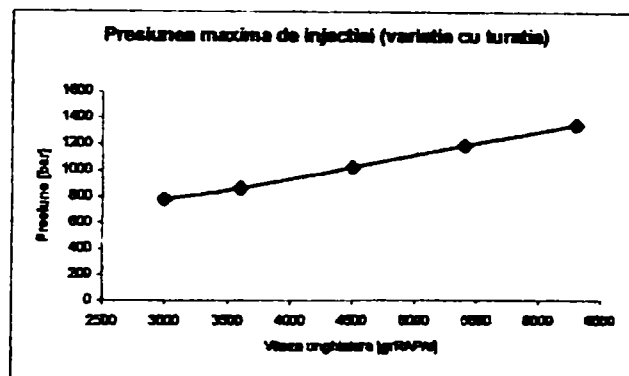
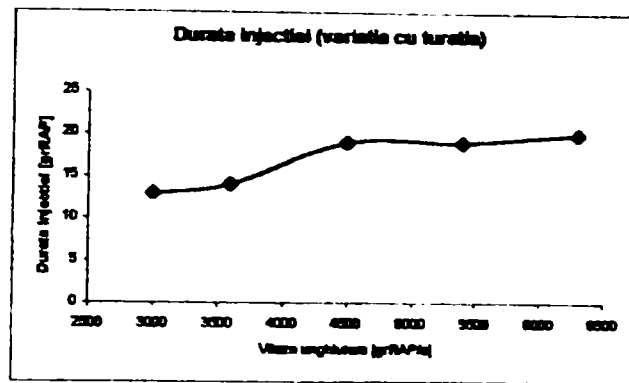
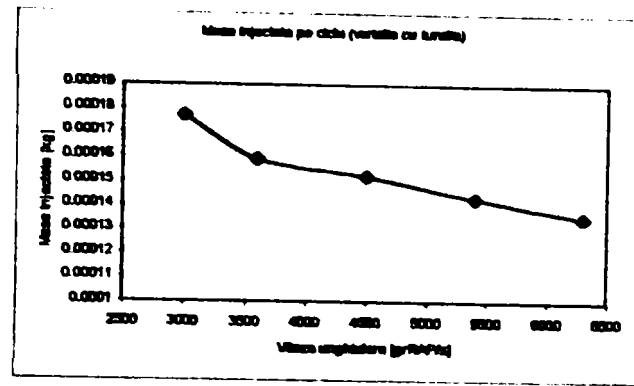


Fig.5.21



Viteza unghiulara [grRAP/s]	Inceput injectie [grRAP]	Sfarsit injectie [grRAP]	Presiunea maxima de injectie [bar]	Durata injectiei [grRAP]	Doza ciclica [kg]
3000	144	157	778	13	0.000177
3600	144	158	861	14	0.000158
4500	144	163	1020	19	0.000152
5400	145	164	1190	19	0.000143
6300	146	166	1350	20	0.000135

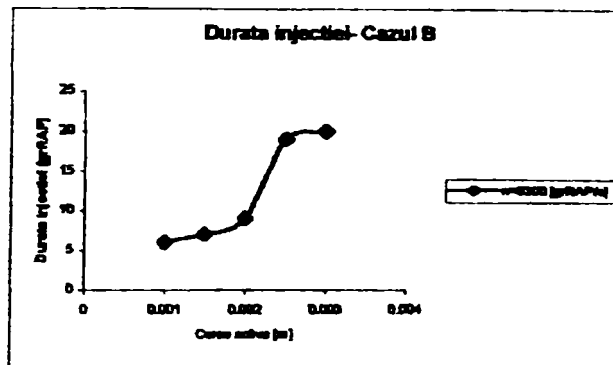
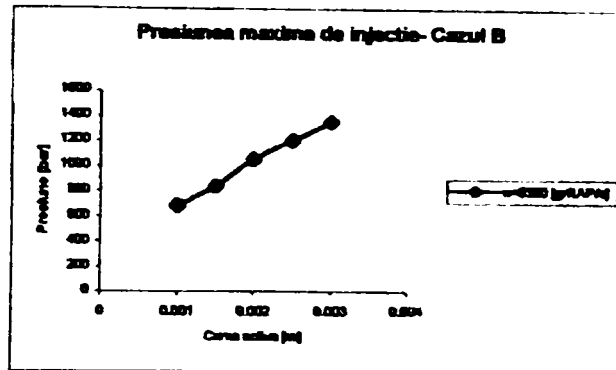
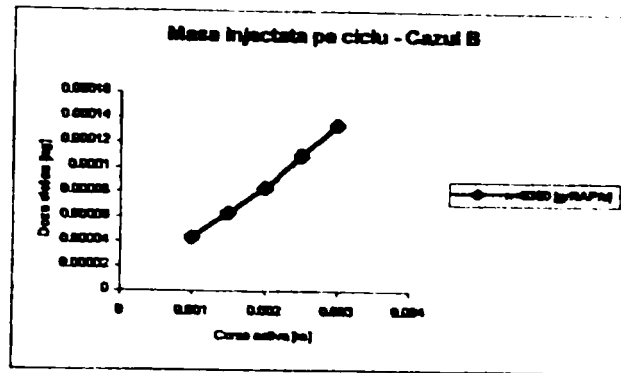
Fig. 5.22

Prin modificarea cursei active  $m$ , in speta a volumului de combustibil injectat se obtin variatii ale parametrilor in raport cu sarcina la aceleasi turatii .

Fig. 5.23

**Rezultatele experimentelor numerice pentru diverse curse active**

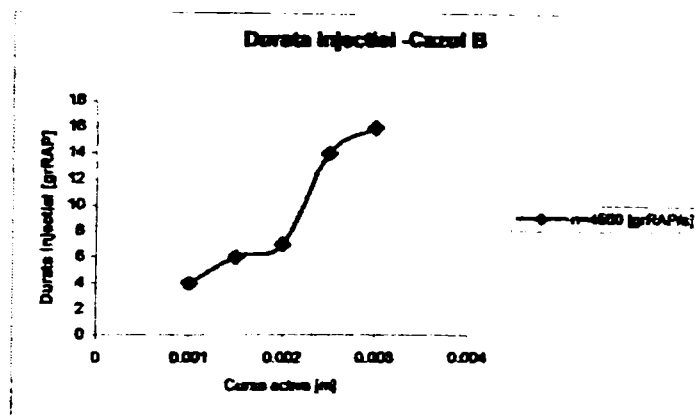
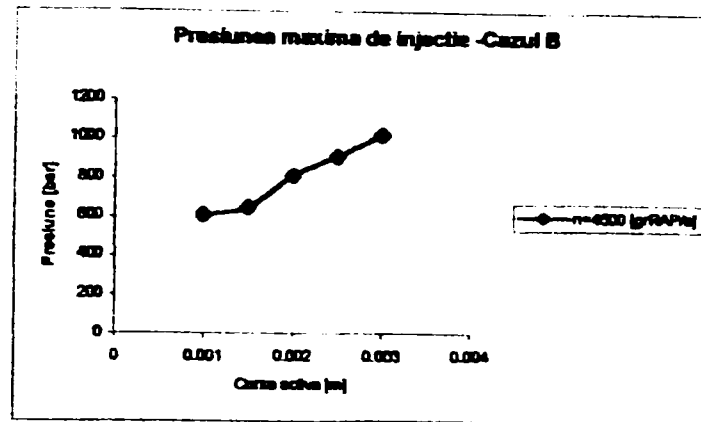
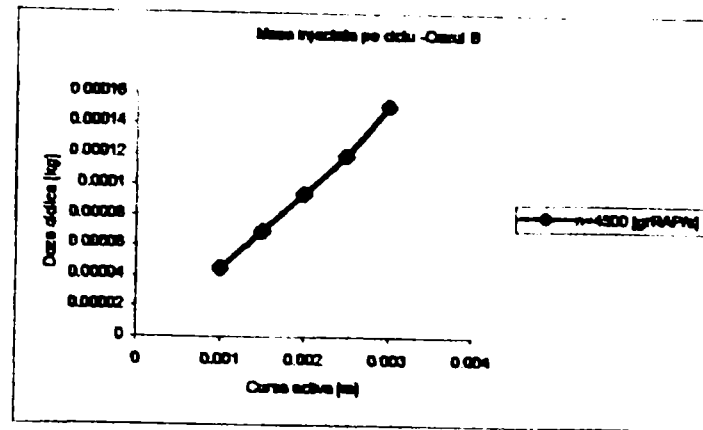
**Viteza unghiulara 6300 grRAP/s**



Cursa activa [m]	Doza ciclica [kg]	Presiunea maxima de injectie [bar]	Inceput ul injectiei [grRAP]	Starsitul injectiei [grRAP]	Durata injectiei [grRAP]
0.001	0.0000432	682	146	152	6
0.0015	0.0000626	833	146	153	7
0.002	0.0000828	1050	146	155	9
0.0025	0.000109	1200	146	165	19
0.003	0.000134	1350	146	166	20



**Fig. 5.24: Viteza unghiulara 4500 grRAP/s**



Cursa activa [m]	Doza ciclica [kg]	Presiunea maxima de injectie [bar]	Inceputul injectiei [grRAP]	Sfarsitul injectiei [grRAP]	Durata injectiei [grRAP]
0.001	0.0000447	605	145	149	4
0.0015	0.0000691	647	145	151	6
0.002	0.0000938	808	145	152	7
0.0025	0.000119	909	145	159	14
0.003	0.000152	1020	145	161	16

Fig. 5.24

✓ **Influenta cursei active asupra evolutiei unor parametri**

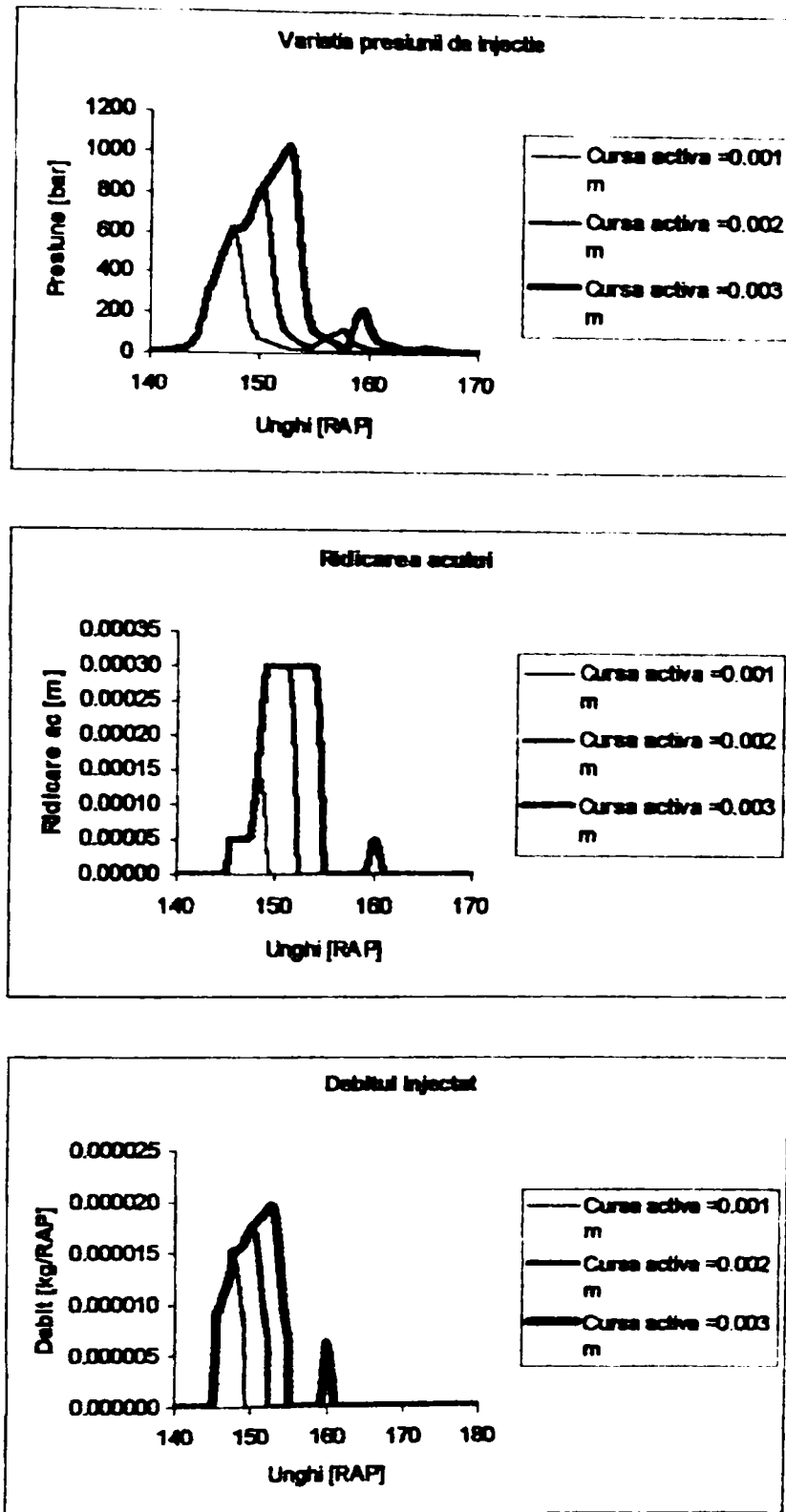


Fig. 5.25

Cursa activa intre 0,001 si 0,003 m corespunde unei doze ciclice de la 132 mmc la 397 mmc , ceea ce cuprinde excesiv domeniul de extindere al puterii motorului

Atat pentru variatia presiunii cat si pentru ridicarea acului se semnaleaza valorile cresterii secundare , datorate undei reflectate , peste cea de ridicare a acului, in acest fel fiind presupusa o injectie secundara -postinjectie , cu efecte dramatice in emisia de fum .

Simularea a fost facuta pentru arcurile injectorului tarate la valori ale presiunii de deschidere injector de 175 respectiv 250 bari , care, in aceste conditii trebuie reconsiderate . Efectul de postinjectie si respectiv de extindere a injectiei apar datorita deschiderii injectorului cu doua arcuri, in treapta de joasa presiune ,datorita undei reflectate, in masura a redeschide supapa injector , treapta I .

Pentru echiparea cu pompa **P 7100 Bosch** s-au luat in calcul marimile cunoscute :

Diametrul elementului de pompare 12 mm

Ridicarea pistonului 12 mm

S-a pastrat injectorul cu 5 orificii, ac de 4mm diametru, ridicarea acului de 0,3 mm , constanta arcului 193 N/ mm ,raport diferential 2

Experimentele numerice cu INPOSER au urmarit si comportarea echipamentului de injectie in cazul utilizarii unor pulverizatoare cu orificii diferite - de la diametre de 0,24 la 0,30 mm , diverse doze ciclice - de la 0,100 la 0,140 g/ciclu , diverse forte initiale in prestrangerea arcului injector, diverse constructii pentru pulverizator, in speta rapoarte de acoperire .De asemenea , tinand cont de problema coeficientilor de debit ai pulverizatorului - realizat sau nu prin hidroeroziune, au fost analizate efectele asupra duratei de injectie. Rezultatele de calcul sunt prezentate in tabelele 5.2 si 5.3 unde variabila este doza ciclica .

Simularea numerica este confirmata experimental in privinta duratei injectiei si a variatiei presiunii, dar nu poate reproduce efectul de crestere a presiunii la piulita injectorului .

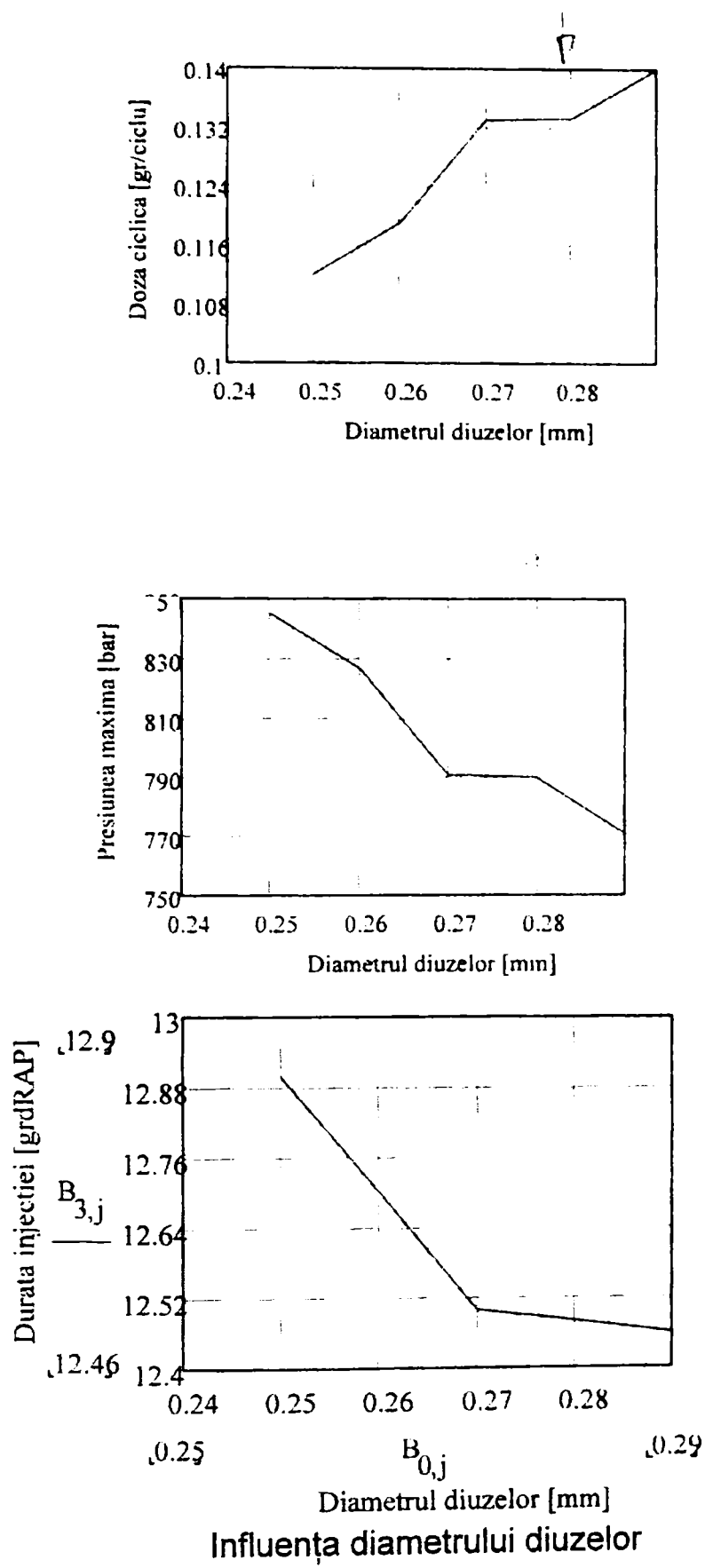


Fig.5.26

Rezultatele obtinute au aratat o zona de relativa constanta pentru diametre de 0,27 -0,28 mm ( Fig. 5.26) , drept pentru care ambele specificatii de motor au aceleasi diametre ale orificiilor (aceleasi diuze ) De asemenea au fost stabilite influentele fortei de prestrangere a arcului injectorului si ale raportului diferential

Tabel 5.2

Forța arc ac (N)	250	300	350	400	450
Doza ciclica (g)	0.143	0.138	0.133	0.127	0.121
Presiune de injectie maxima (bar)	764	776	791	809	841
Durata injectiei (grd RAP)	14.4	13.5	12.5	11.8	11

Echivalent raport diferential*	0.5	0.6	0.7	0.75	0.8
Doza ciclica (g)	0.111	0.121	0.129	0.133	0.136
Presiune de injectie maxima (bar)	843	807	793	791	791
Durata injectiei (grd RAP)	10.3	11.4	12.2	12.5	12.8

\* Raportul diferential (D/D) echivalent raportul

Obs. Raportul diferential fiind raportul intre diametrul acului -4 mm si diametrul de etansare al acului ,este important pentru constructorul diuzei , pentru durabilitatea injectorului si in special pentru caracteristica inchiderii injectorului .

Pretensionarea arcului intervine in faza de ridicare si mai ales coborare la presiuni in scadere , ceea ce face ca pulverizarea sa aiba calitati mai slabe , ducand la aparitia fumului negru .

Coeficient de debit	0.4	0.5	0.6	0.75	0.8
Doza ciclica (g)	0.082	0.097	0.112	0.133	0.139
	5				
Presiune de injectie maxima (bar)	922	883	845	791	774
Durata injectiei (grd RAP)	13.9	13.1	12.8	12.5	12.4

Cursa ac (mm)	0.2	0.25	0.3	0.35	0.4
Doza ciclica (g)	0.135	0.134	0.133	0.132	0.131
Presiune de injectie maxima (bar)	798	794	792	790	789
Durata injectiei (grd RAP)	12.3	12.5	12.5	12.5	12.6

Tabel 5.3

Pe durata probelor de stand s-a constatat modificarea (cresterea) cu cca. 10% a debitelor diuzei (masurate la presiune de 100 bari, standul pentru diuze) pana la o relativa stabilizare.

Influenta coeficientului de debit al diuzei este data in tabelul 5.3

Importanta coeficientului de debit al diuzei a impulsionat cercetarile SC Motoare AB impreuna cu Universitatea Timisoara, MASTER SA Bucuresti si Hidrojet Breaza pentru cresterea performantelor diuzelor si reducerea dispersiei debitelor la executia de serie prin conceperea unor tratamente de debavurare interioara a muchiiilor, similare metodei Bosch de hidroeroziune.

Simularile numerice INPOSER au facut posibila setarea componentei sistemului de injectie al motorului 1035 L6 DTI si prin evaluarea legii de injectie au permis simularea functionarii motorului pe baza legilor de degajare a caldurii Vibe, obtinand in continuare date despre presiunile de ardere, temperaturi, consumuri specifice precum si functionarea sistemului de supraalimentare.

## **5.4 SIMULAREA FUNCTIONARII MOTORULUI CU INJECTIE DIRECTA SUPRAALIMENTAT SI CU RACIRE INTERMEDIARA A AERULUI**

### **5.4.1 Modelul de lucru [ fig. 5.27 ]**

Modelul motorului supraalimentat si cu racire intermediara cuprinde un ansamblu format, pe langa cel al motorului propriu zis, din modelele grupului de supraalimentare - compresor si turbina, racitor intermediar, colectoarele de admisie si evacuare eventual din dispozitivele de tip filtru de aer sau toba de evacuare daca acestea prezinta interes.

Din datele experimentale obtinute la omologare - certificare se pot determina direct sau prin calcul o serie conditii de functionare - la valori impuse de regulamente pentru testele de omologare, ceea ce da pe de-o parte posibilitatea setarii constantelor in complexul de ecuatii, iar pe de alta parte permite variatia acestora in anumite intervale, simuland functionarea motorului in diferite conditii climatice sau situatii de exploatare -ex. filtru de aer sau toba colmatate.

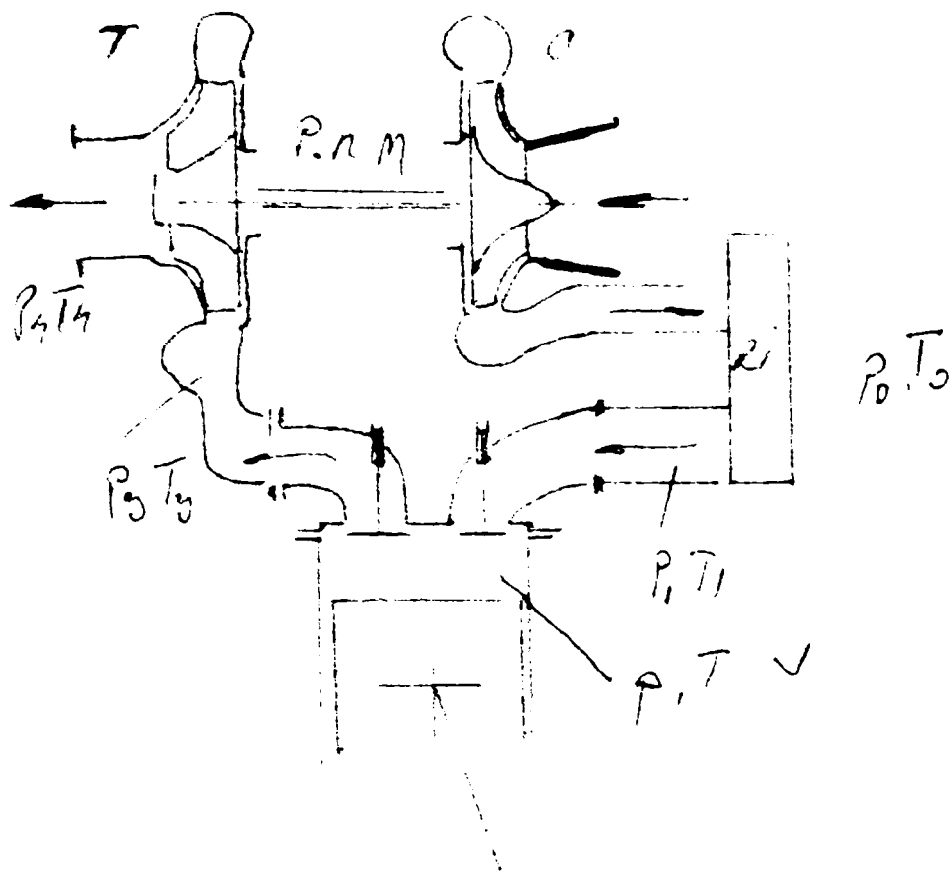


Fig. 5.27

Se cunosc urmatoarele date :

Parametrii de stare in fata compresorului sau filtrului de aer,  $p_0, T_0$  caracteristicile intercoolerului RI, volumul colectorului de admisie si volumele ramurilor colectorului de evacuare , caracteristicile motorului , caracteristica de avans a variatorului functie de turatie si eventual sarcina , caracteristicile compresorului si turbinei , conditiile de dupa turbina . Prin programul de tip INPOSER ( pentru tipul de pompe corespunzator ) se pot simula diverse regimuri de functionare in raport cu turatia si sarcina .

Simularea presupune cunoasterea legitatilor proceselor caracteristice din sistemul de modele ale complexului studiat, legitati transpuse matematic si al relatiilor de legatura intre componente

#### 5.4.2 Compresorul

Relatiile ce definesc procesul de comprimare in compresorul centrifug :

- raportul de comprimare al aerului (5.17)

$$p_1 / p_0 = \pi_c = \frac{\rho_e c_e \lambda L_{\min} T_1}{\Lambda \rho_0 T_0} \quad \text{unde } L_{\min} = 14-14,3 \text{ kg aer / kg motorina}$$

n



$$\text{Debitul masic } m = \Lambda \cdot i \cdot V_s \cdot \rho \cdot \delta_c \cdot \dots, \quad i=6, \delta_c=4 \quad (5.18)$$

$\Lambda$  = coeficientul de baleiaj ,  $V_s$  cilindreea totala ,  $c_e$  consum specific

Temperatura  $T_1$  dupa suflanta este data de adiabata :

$$T_1 = T_0 \left[ 1 + \frac{1}{\eta_{ad}} \left( \pi_c^{\frac{\chi-1}{\chi}} - 1 \right) \right] \quad \text{unde } \chi = 1,4 \text{ exponentul adiabatic aer} \quad (5.19)$$

Pentru un compresor dat ,se cunoaste caracteristica universala de functionare in coordonatele

$$\pi_c : m(T)^{1/2} / p \quad (5.20)$$

in campul careia sunt trasate curbele de turatie si limita de pompaj precum si curbele de randament constant . [ Anexa 5 ]

### 5.4.3. Racitorul intermediar

Pe racitorul intermediar se produce o cadere de temperatura  $\Delta T$  si o pierdere de presiune  $\Delta p$  conform caracteristicilor proprii .

Pierderea de presiune se determina experimental ,vehiculand debitul de aer prin racitor. Variatia este liniara cu debitul, pierderea la debitul maxim de aer limitandu-se la cca. 70-75 mm Hg. ( 0,1 bar. )

Puterea de racire , liniara cu debitul , este in corelatie cu diferentele de temperatura inregistrate de cele doua fluide . Debitul aerului de racire , pentru racitorul aer / aer in discutie ,este o functie de turatie a motorului fiind debitat de ventilator . Pentru aerul motorului se cunoaste debitul , presiunea , temperatura de intrare in racitor . Pentru valori ale aerului de racire si debitele functie de turatie se determina temperatura aerului admis . Simularea poate prezenta variatiile pierderii de presiune , temperatura aerului dupa racitor , influentele mediului in raport cu regimurile de functionare ale motorului -turatie ,sarcina .

### 5.4.4 Motorul

Marimile  $p_1, T_1, m_a$  sunt datele de intrare in colectorul de admisie al motorului .

Aerul admis este comprimat dupa politropa

$$P_1 V_1^m = p_1 V_1^m \quad \text{unde } m \text{ este exponentul politropic}$$

$$m = - \frac{V dp}{p dV} \quad \text{calculabil functie de volum, (5.21)}$$

pana intr-un punct  $i$  al politropei in care, cu avansul  $\alpha$  fata de PMI se produce injectia de combustibil. Durata acesteia si cantitatea injectata pe grad s-au determinat cu programul INPOSER. Durata corespunzatoare intarzierii la autoaprindere se poate determina functie de parametrii de regim, turatie, presiune si temperatura in cilindru in momentul injectiei, calitatile combustibilului (CC):

$$\alpha_{id} = \frac{6 \cdot n}{1000} \cdot \frac{40}{CC} \cdot \frac{0,00965}{p} \cdot \frac{4644,44}{T} \cdot e \quad \text{unde } n \text{ este turatia, (5.22)}$$

$p, T$  conditiile in cilindru in momentul injectiei, CC cifra cetanica

Dificultatea principala in calculul proceselor in cilindru este legata de modelarea procesului de ardere, ca proces chimic ce se desfasoara dupa legitati specifice. O alta problema este pierderea de caldura prin peretii camerei, ca fractiune din caldura degajata prin ardere.

Se determina relatiile pentru durata arderii, parametrii de stare pentru puncte de functionare de pe diagrama indicata, definite de unghiul manivelei in raport cu sarcina in functie de parametrii de reglaj turatia, avansul, sarcina sau parametrii exteriori de presiune si temperatura. De asemenea se pot simula diverse volume pentru colectoarele de admisie si evacuare, variante de caracteristici pentru componentele sistemului, intercoolere, compresoare, turbine, distributii, legi de injectie etc. prin iterarea in intervale a marimilor luate in considerare in sistemul de relatii.

#### 5.4.5 Turbina

In exclusivitate, la motoarele de tractiune rutiera sunt utilizate turbine centripete cu impuls. Gazele sunt evacuate din cilindru la deschiderea supapei (supapelor) de evacuare, sectiunea de curgere in raport cu rotatia manivelei fiind cunoscuta din calculul distributiei. Parametrii de stare ai gazului de ardere rezulta din calculul coordonatelor punctului in care se deschide supapa, corespunzator diagramei de distributie. Gazele arse din cilindru se destina pana la conditiile din colectorul de evacuare, de volum cunoscut, la presiunea  $p_3$  din fata turbinei.

Diferenta de presiune dintre cilindru si colectorul de evacuare, precum si descarcarile cilindrilor invecinati dau un caracter pulsator presiunii  $p_3$  si temperaturii  $T_3$  in colectorul de evacuare al motorului, respectiv in carcasa turbinei.

Pentru turbina data se cunoaste caracteristica in coordonatele

$$\pi_T : m_g \cdot (T_g)^{1/2} / p_g \quad (5.23)$$

[Anexa ] caracteristica H3 a turbinelor

Caracteristica complexa a turbinei cuprinde si variatiile turatiei relative si ale randamentului.

Relatiile de legatura cu compresorul rezulta din ;

- egalitatea turatiilor compresorului si turbinei ,
- egalitatea puterilor compresorului si turbinei
- relatia de conservare /continuitate a masei fluidului vehiculat de cele doua masini .

## 5.5 SIMULAREA PROCESULUI DE ARDERE

Scopul simularii este in principal determinarea caracteristicii de degajare a caldurii dupa Vibe , determinarea presiunii maxime de ardere parametrii gazului din cilindru la sfarsitul arderii in speta inceputul destinderii .

Plecand de la functia de ardere

$$\frac{dx}{dy} = a (m+1) y^m e^{-ay} \quad \text{se obtine legea Vibe} \quad (5.24)$$

inlocuind coordonatele x si y cu

$x = Q_{ca} / Q_{tot}$  - caldura degajata / caldura totala

$y = (\alpha - \alpha_{ia}) / (\alpha_{sa} - \alpha_{ia})$  cu semnificatiile

$\alpha$  pozitia curenta a manetonului ,  $\alpha_{ia}$  , sa inceputul / sfarsitul arderii , se obtine legea completa a arderii (5.25)

$$\frac{dQ_{ca}}{d\alpha} = \frac{dQ_{tot}}{\Delta\alpha} a (m+1) \left( \frac{\alpha - \alpha_{ia}}{\Delta\alpha_a} \right)^m e^{-a \left( \frac{\alpha - \alpha_{ia}}{\Delta\alpha_a} \right)}$$

in care intra parametrii  $\Delta\alpha$  durata arderii ,  $\alpha_{ia}$  inceputul arderii , m coeficientul de forma Vibe. Marimea a este factorul de perfectiune al arderii ( considerat de regula 6,908 )

Parametrul de forma m caracterizeaza alura functiei de ardere respectiv centru intensitatii arderii .

$Q_{ca}$  este caldura degajata prin arderea masei de combustibil , masa ce arde cu viteza

$$dm / d\alpha = 2\pi D ( \alpha / c_p ) \ln (1+ B ) (1+3 Re^{1/2} \cdot Pr_g^{1/3} ) \quad (5.26)$$

in care D , diametrul picaturii are o lege de distributie dimensionala

$$G(D) = \frac{n}{D_{32}} A \left( \frac{D}{D_{32}} \right)^2 \cdot \exp \left( -B \left( \frac{D}{D_{32}} \right)^3 \right) \quad (5.27)$$

Parametrii A si B din distributia Rosin Rammler propusa de Tarasawa sunt functii dependente de doi parametri .

Transpunerea grafica a legii de degajare a caldurii  $dQ_{ca} / d\alpha$  pentru  $a= 6,908$  , si valori ale  $\Delta\alpha$  si m date in fig [ 5.28 ] si corespunzator in fig. [ 5.29 ] sunt vitezele de degajare a caldurii [ 102 ] .

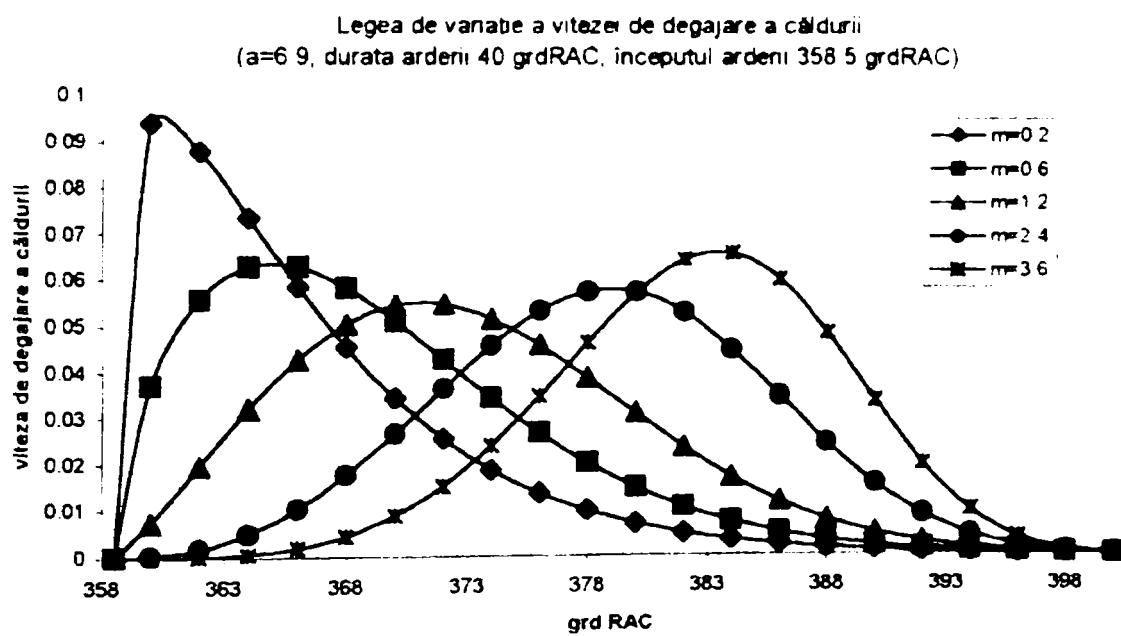
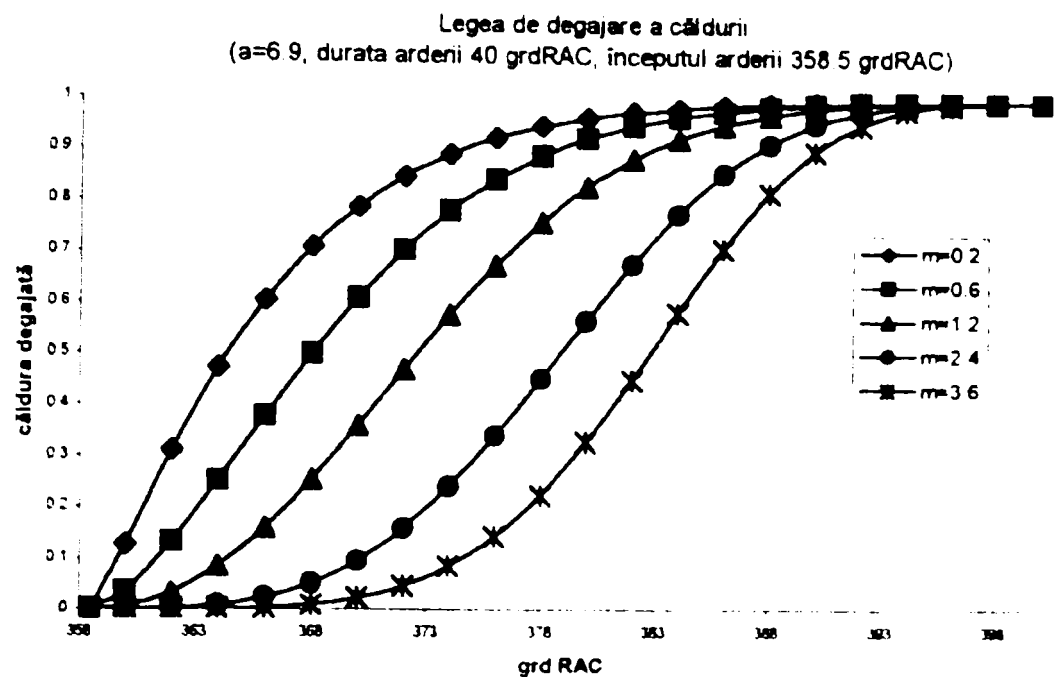


Fig. 5.28

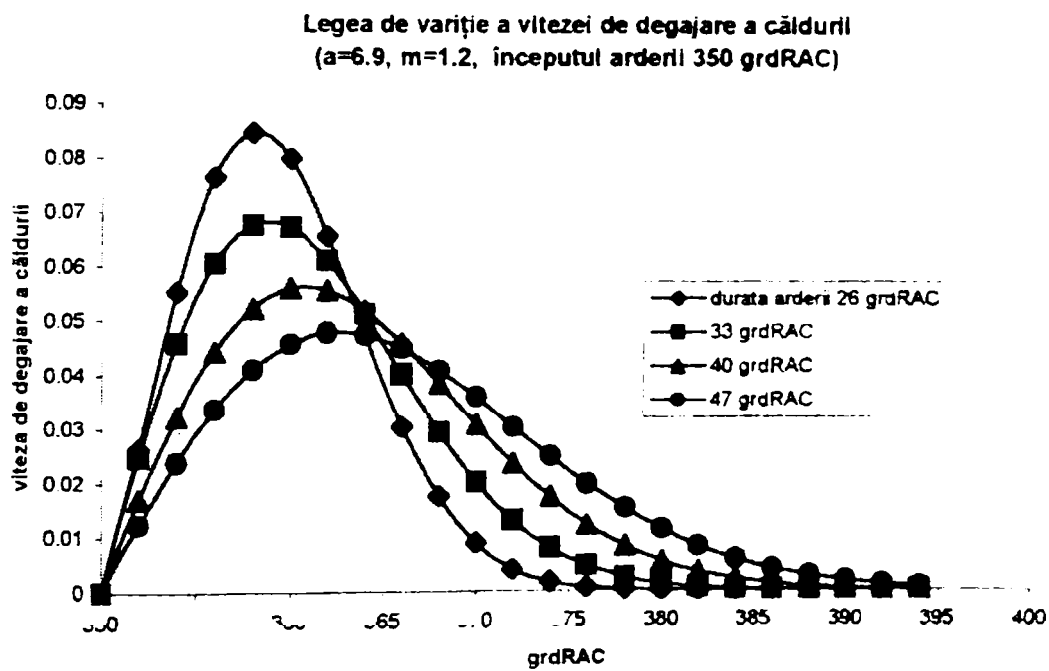
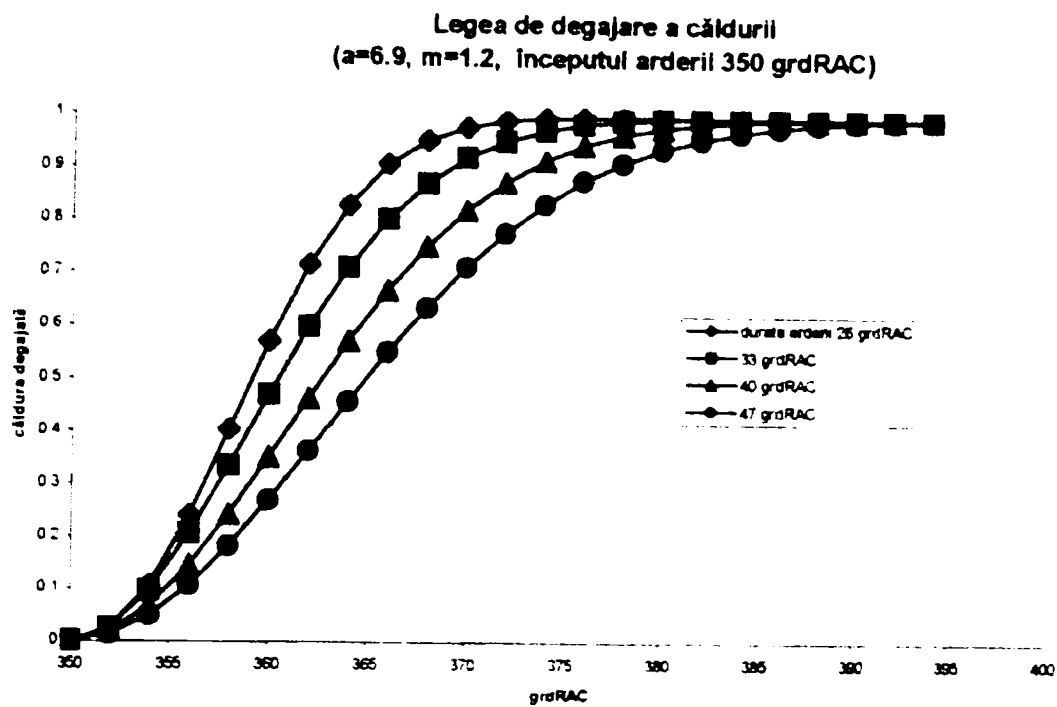


Fig. 5.29

Pentru diverse valori  $m$  si durate de ardere posibile intr-un interval ( 26 , 33 , 40 , 47 ) se determina prin calcul :

- coeficientul excesului de aer , consumul specific efectiv , Fig.5.30

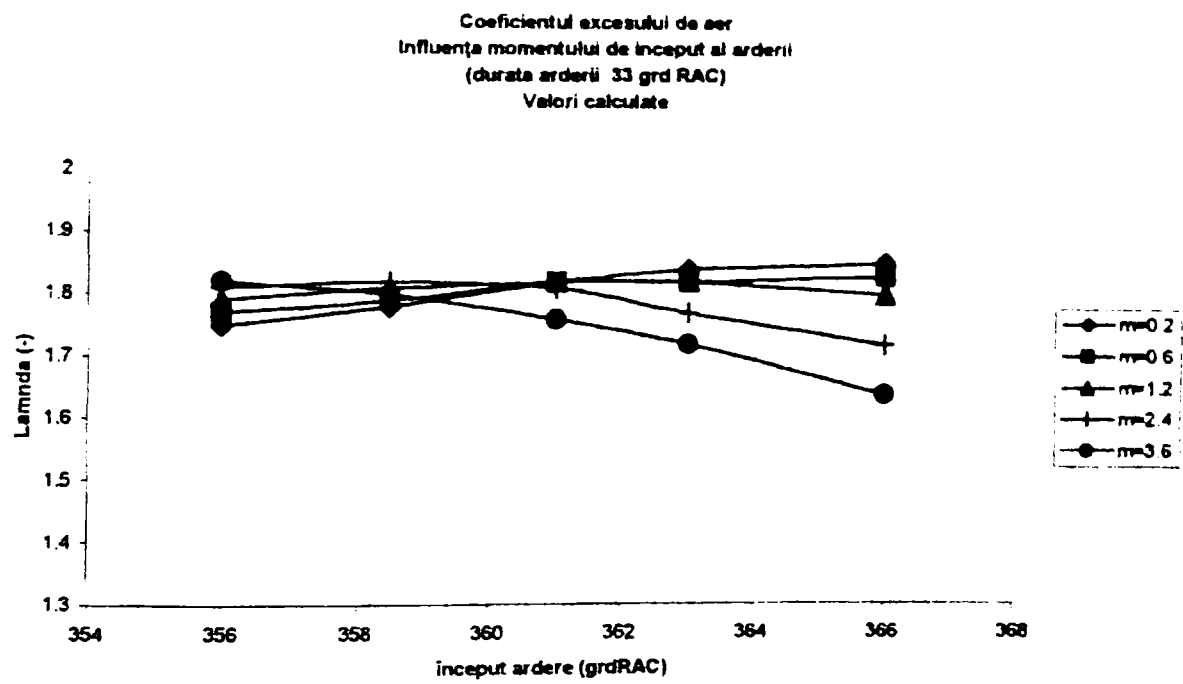
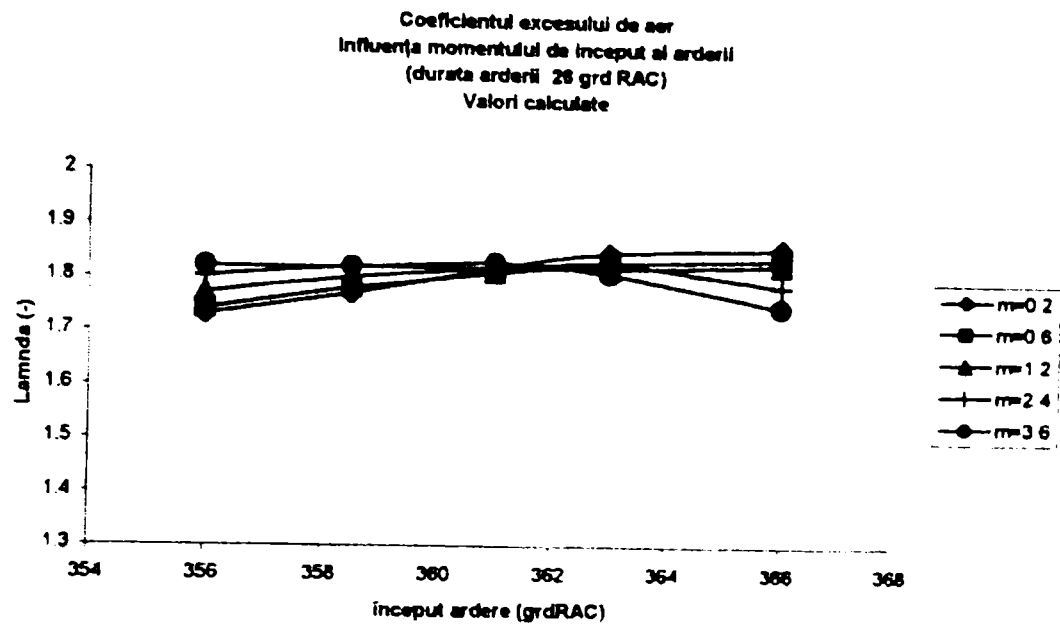
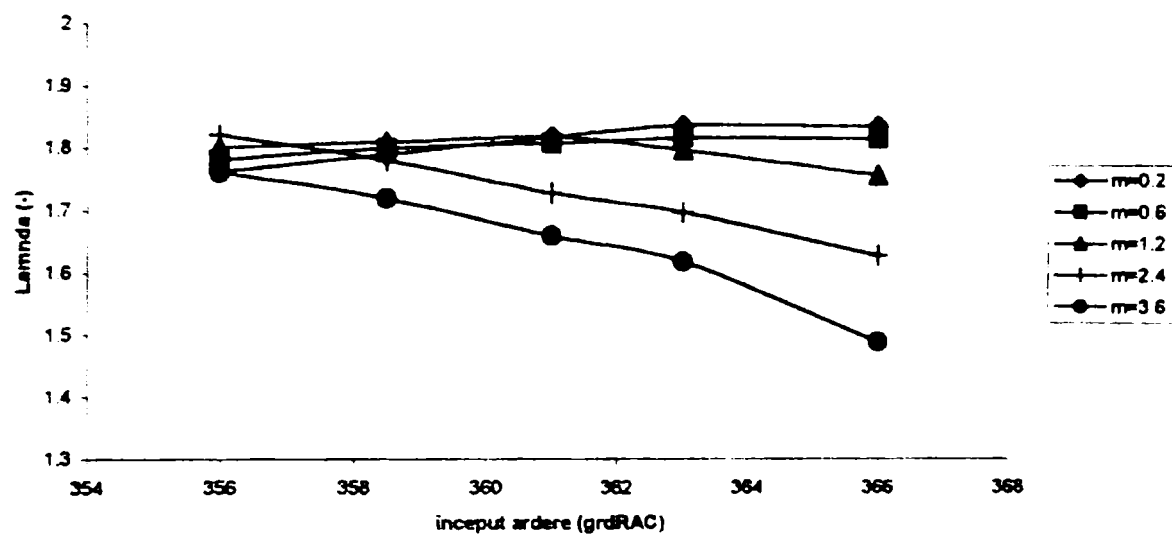


Fig. 5.30

Coeficientul excesului de aer  
 Influența momentului de început al arderii  
 (durata arderii 40 grd RAC)  
 Valori calculate



Coeficientul excesului de aer  
 Influența momentului de început al arderii  
 (durata arderii 47 grd RAC)  
 Valori calculate

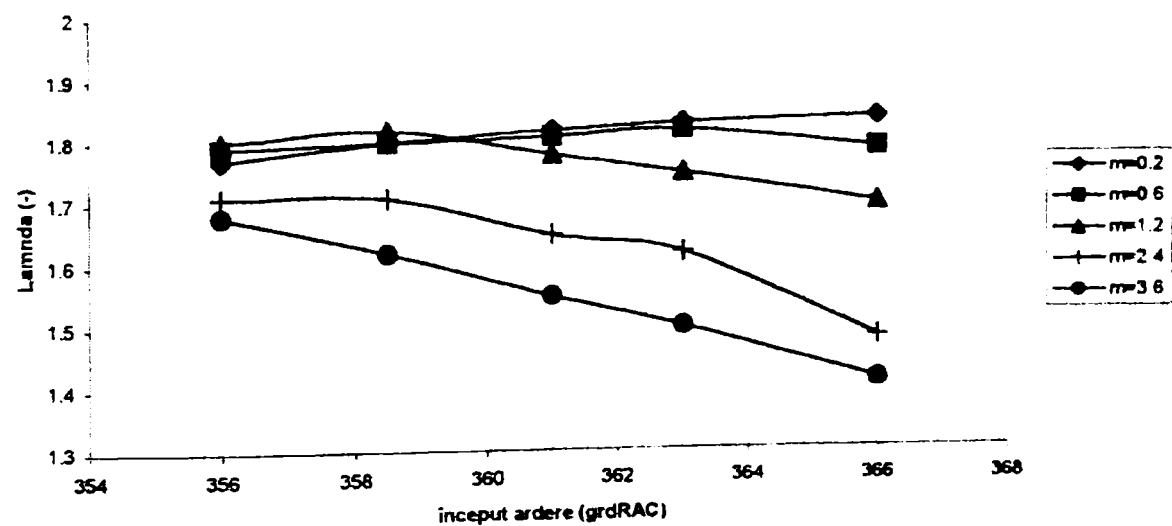
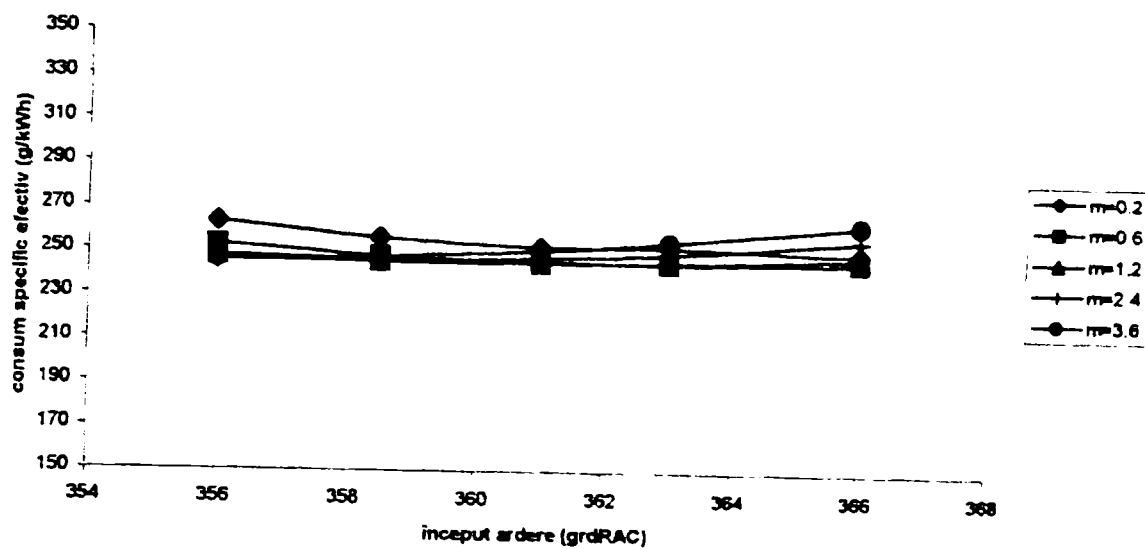


Fig. 5.31



Consumul specific efectiv  
 Influența momentului de început al arderii  
 (durata arderii 26 grd RAC)  
 Valori calculate



Consumul specific efectiv  
 Influența momentului de început al arderii  
 (durata arderii 33 grd RAC)  
 Valori calculate

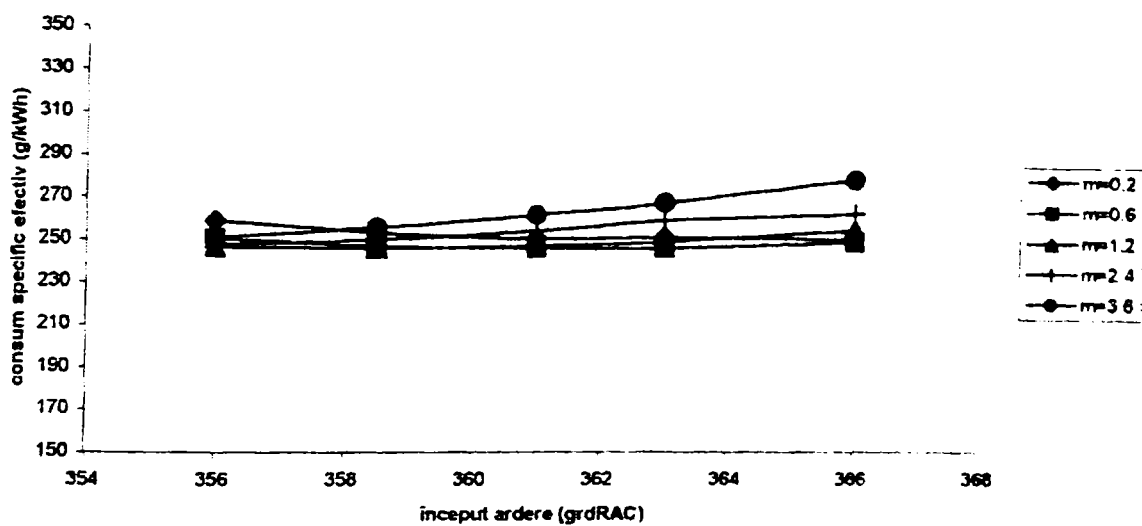
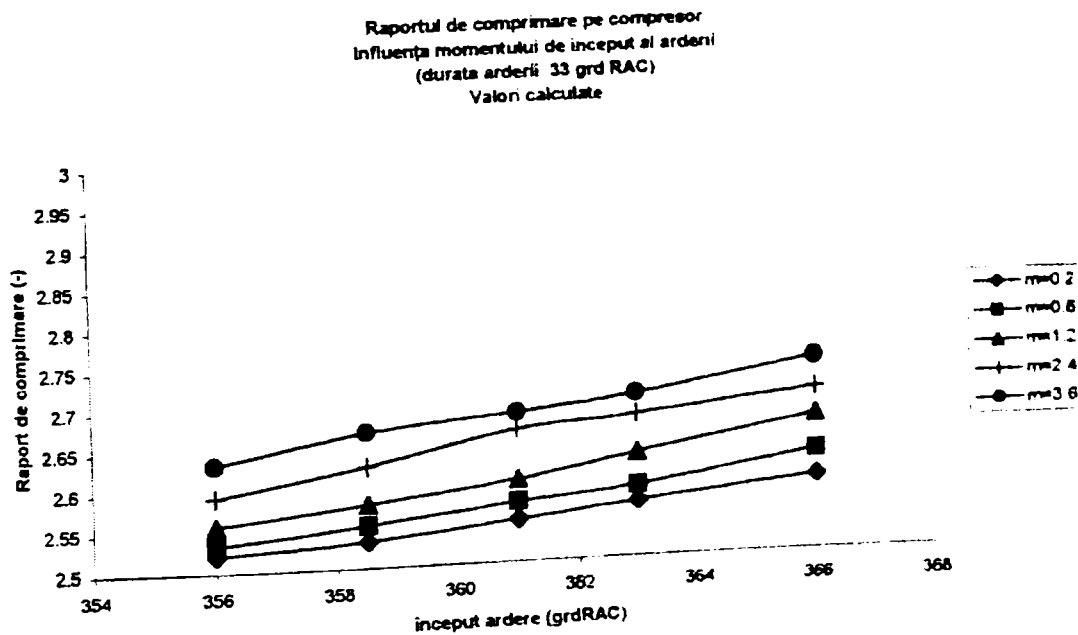
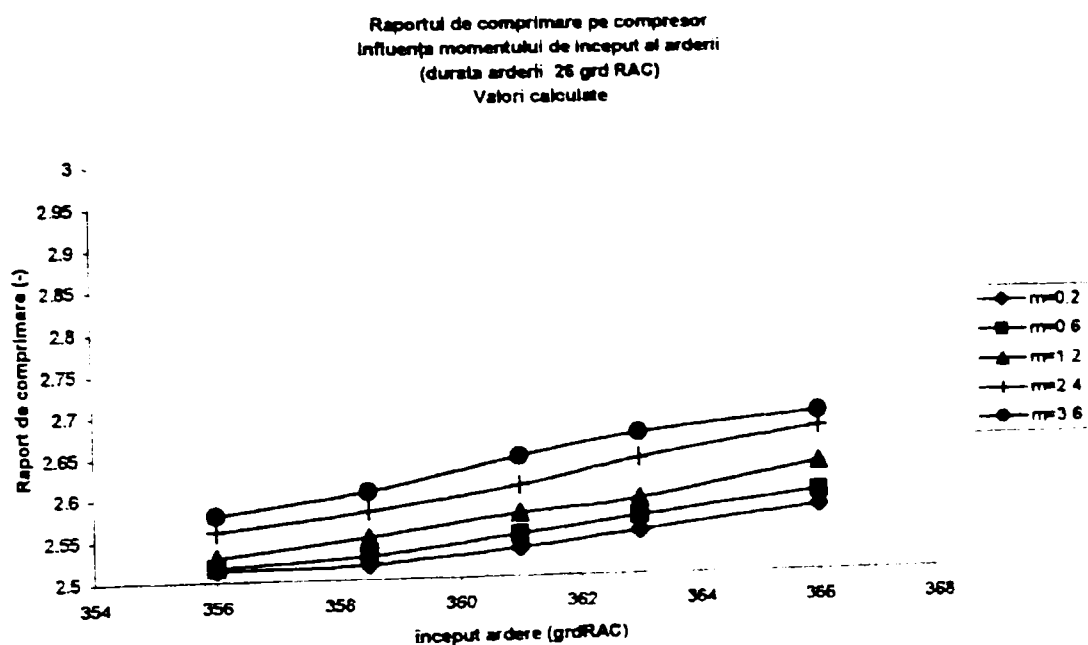


Fig.5.32

Pentru diverse valori  $m$ , in raport cu momentul de inceput al arderii si durata arderii se pot determina -

Raportul de comprimare pe compresor ,presiunea maxima pe ciclu , temperatura medie dupa racitor , temperatura medie pe ciclu , temperatura gazelor in fata turbinei . Fig.5.33

Fig.5.33



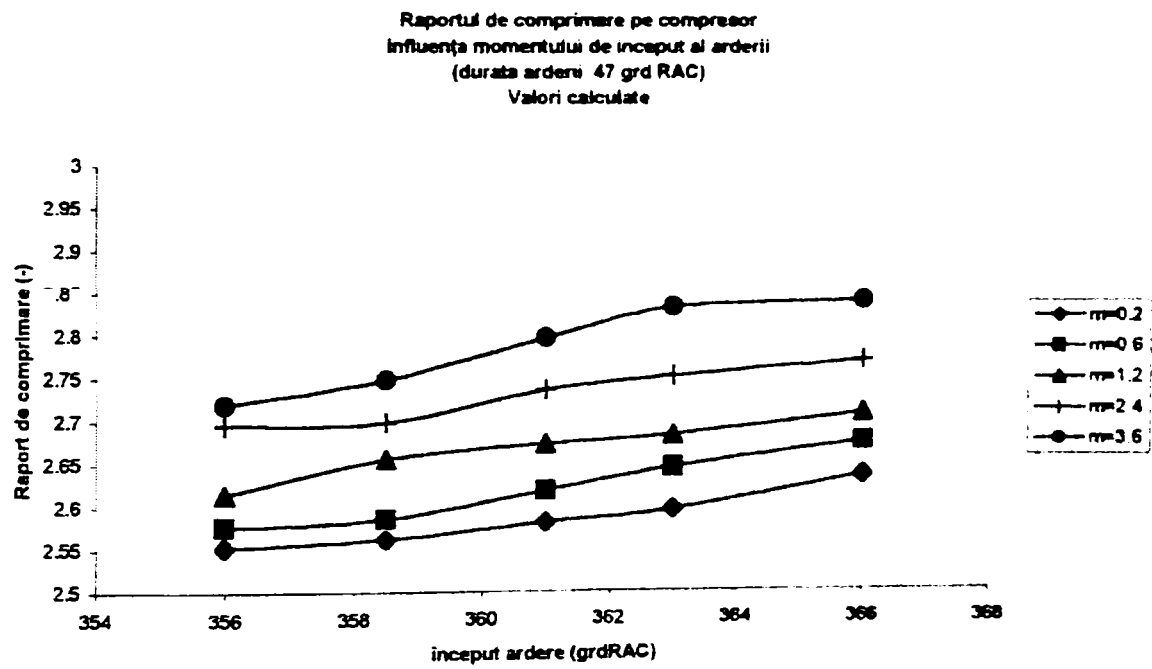
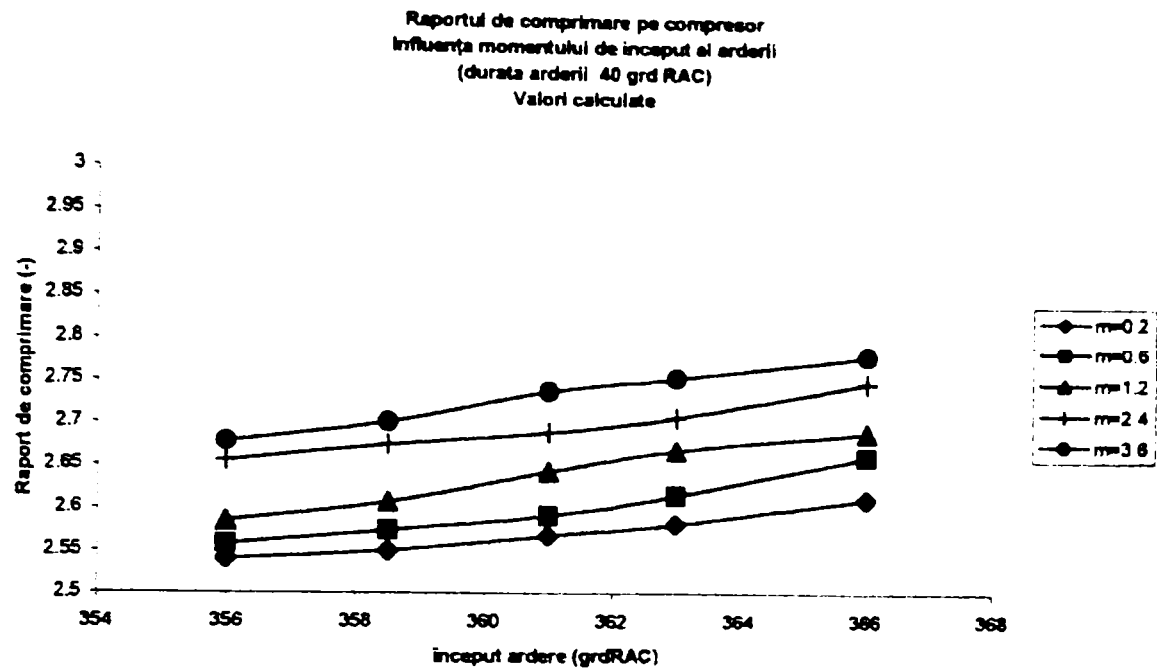


Fig.5.34

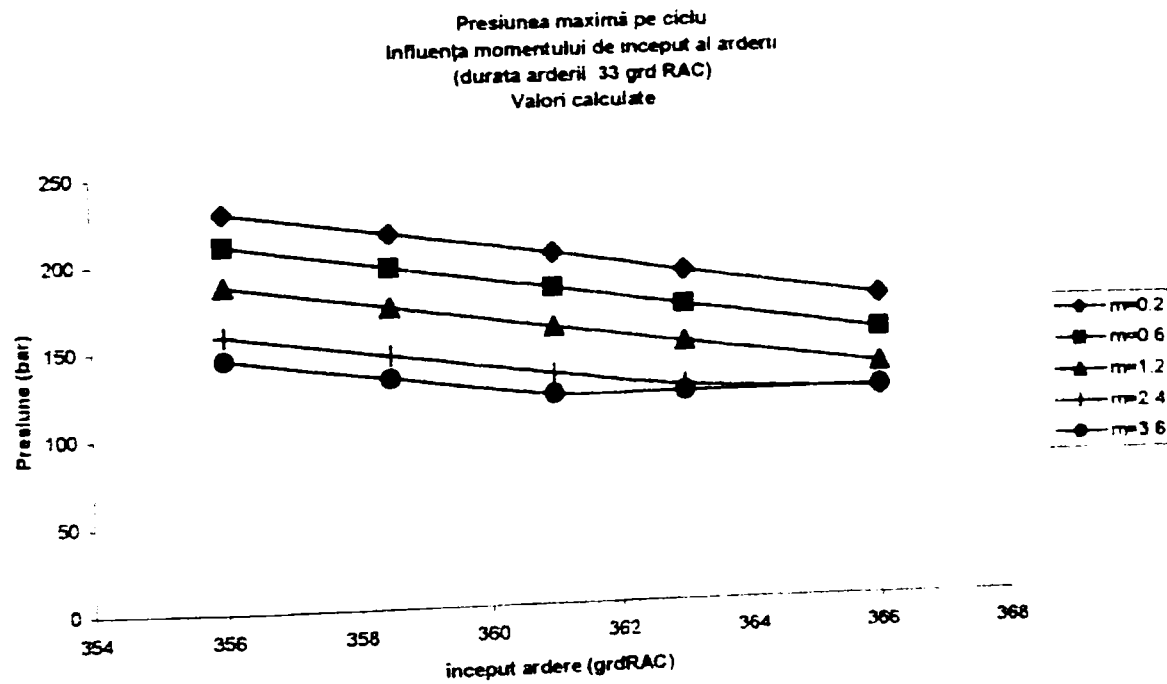
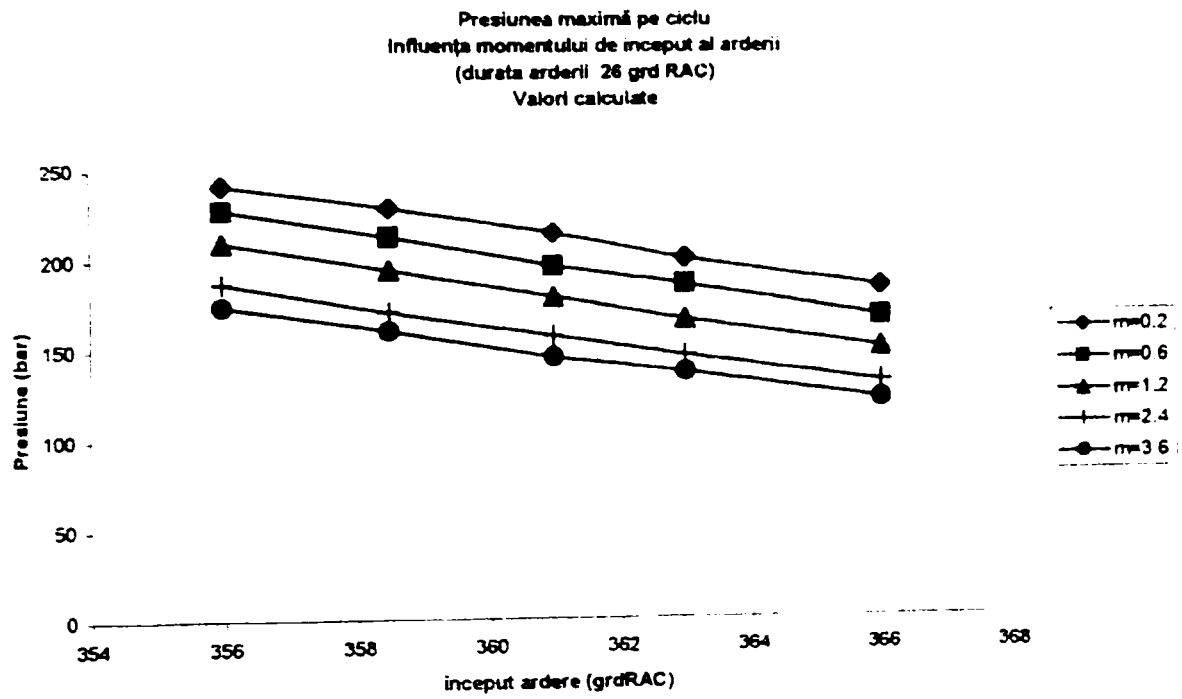


Fig.5.35

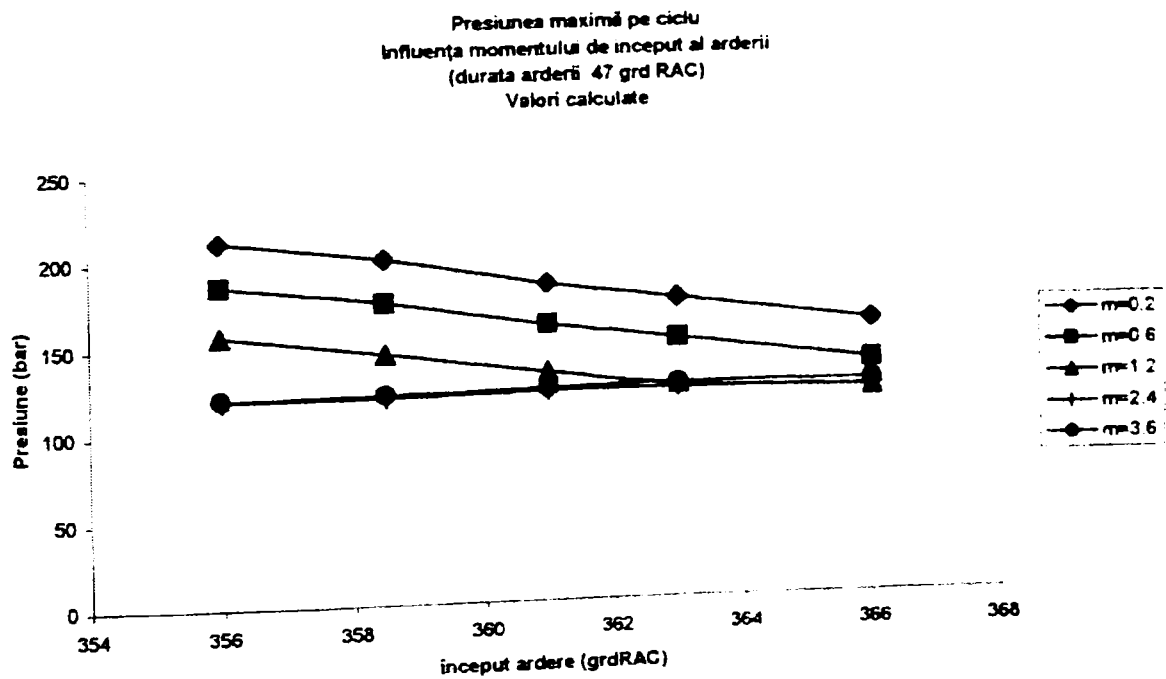
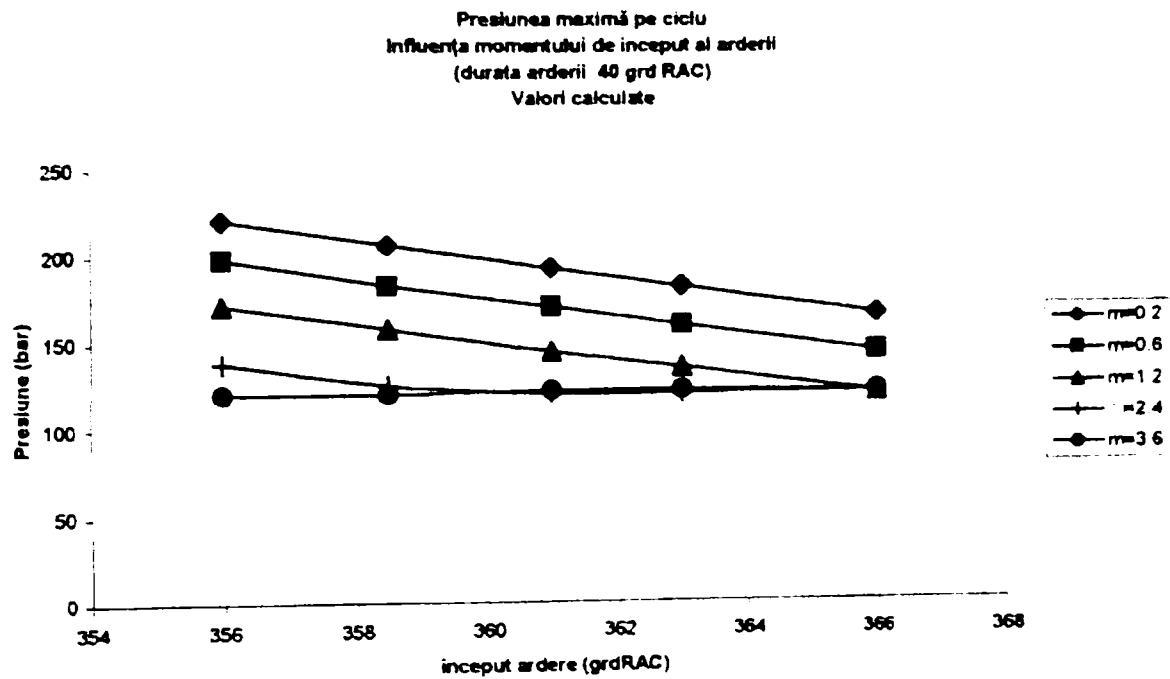
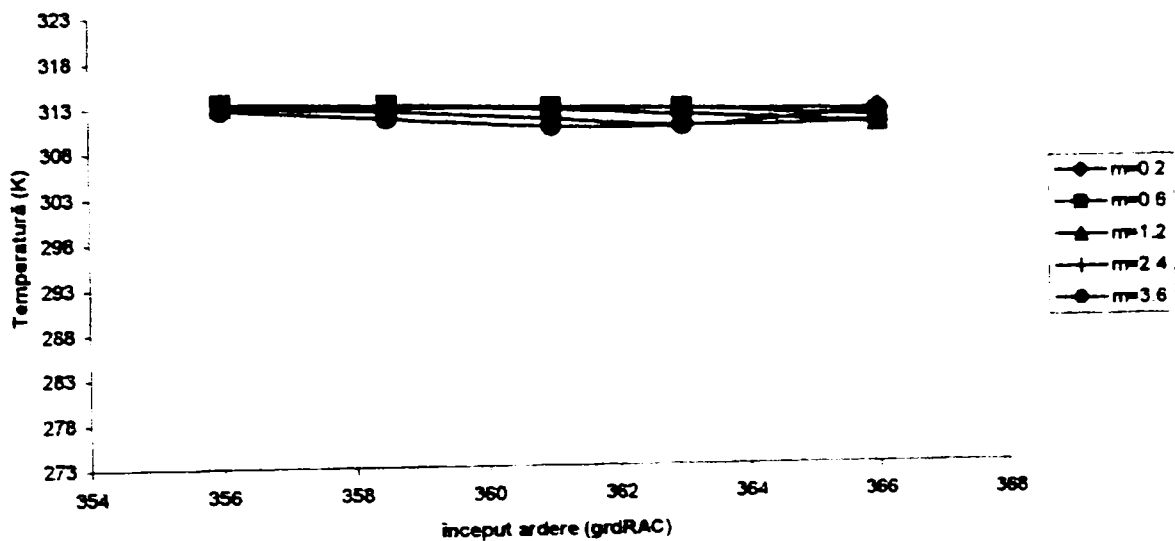


Fig.5.36

Temperatura medie după răcitor  
 Influența momentului de început al arderii  
 (durata arderii 26 grd RAC)  
 Valori calculate



Temperatura medie după răcitor  
 Influența momentului de început al arderii  
 (durata arderii 33 grd RAC)  
 Valori calculate

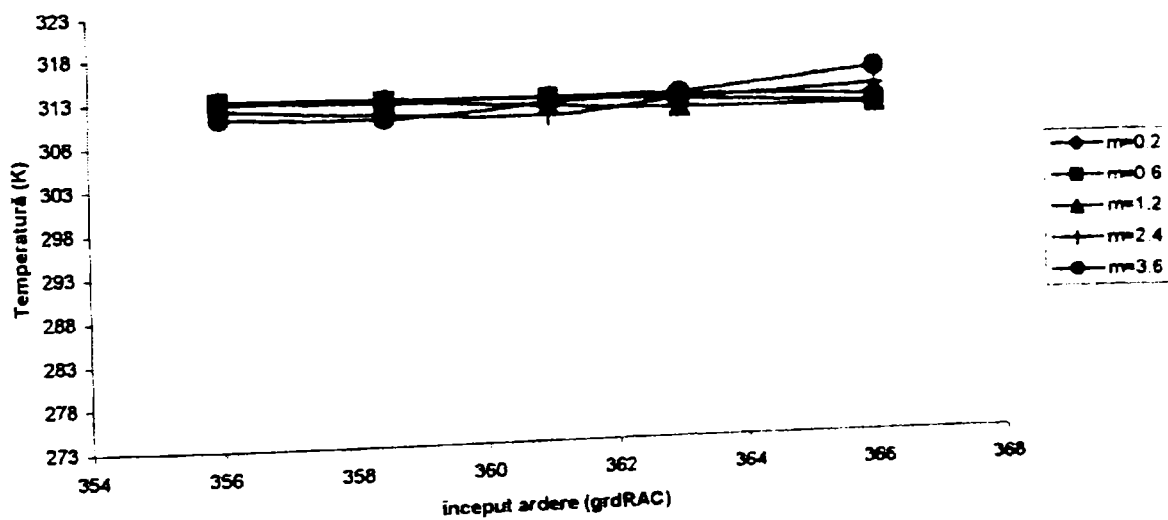


Fig.5.37

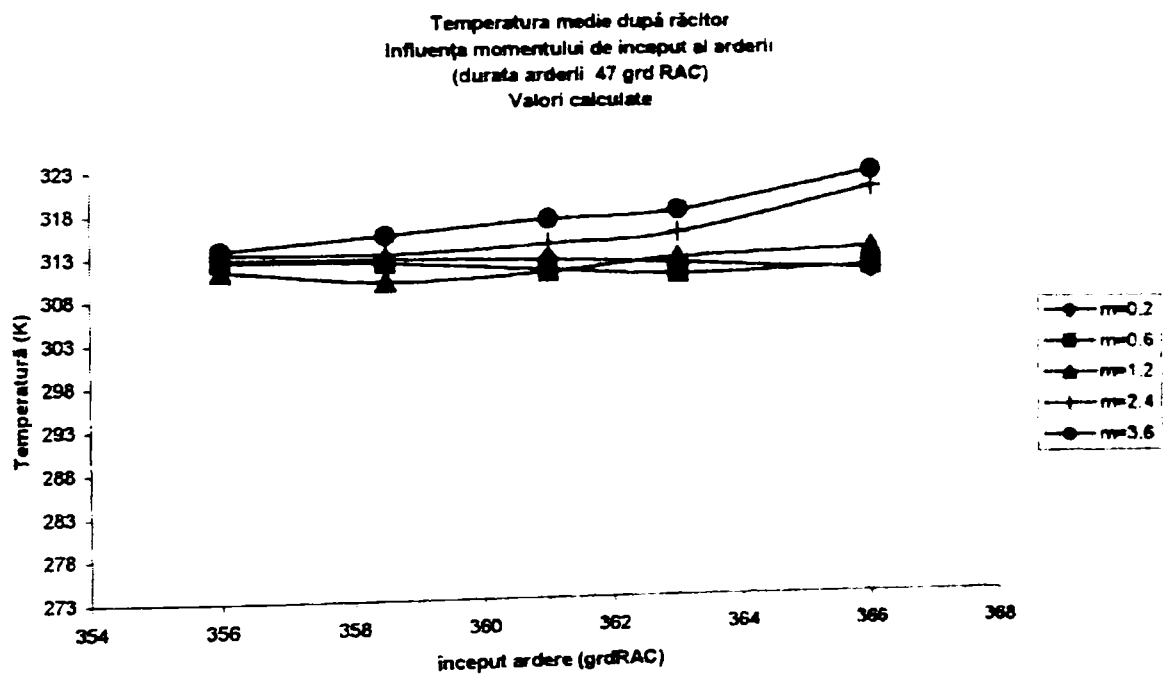
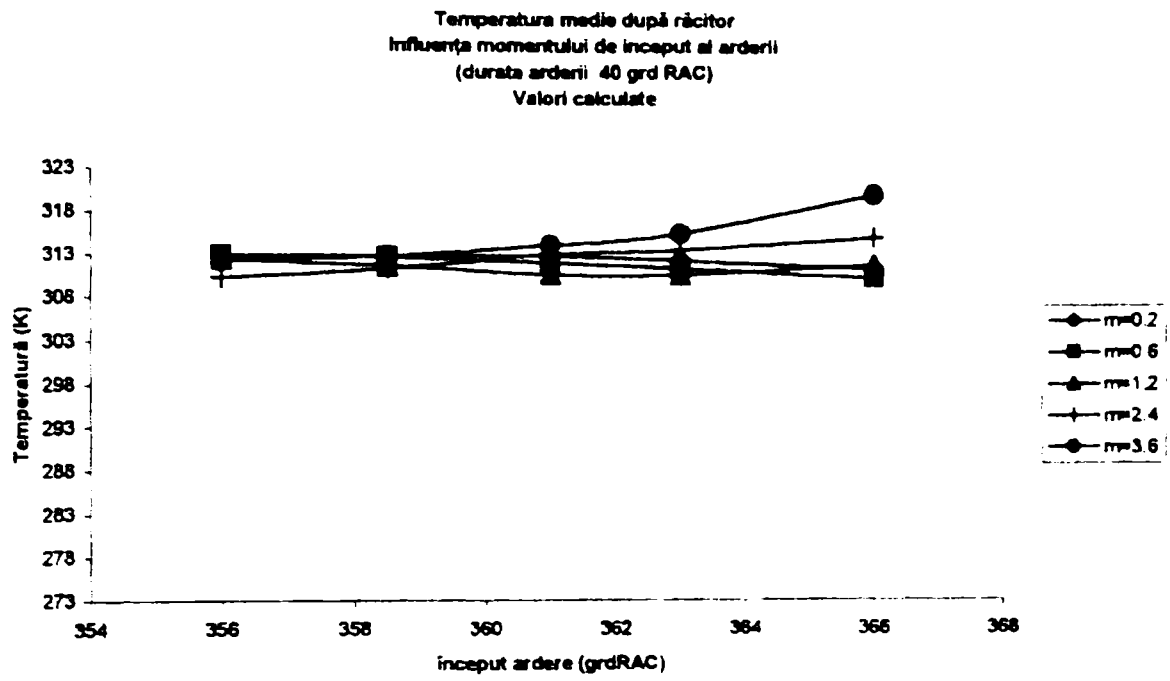


Fig.5.38

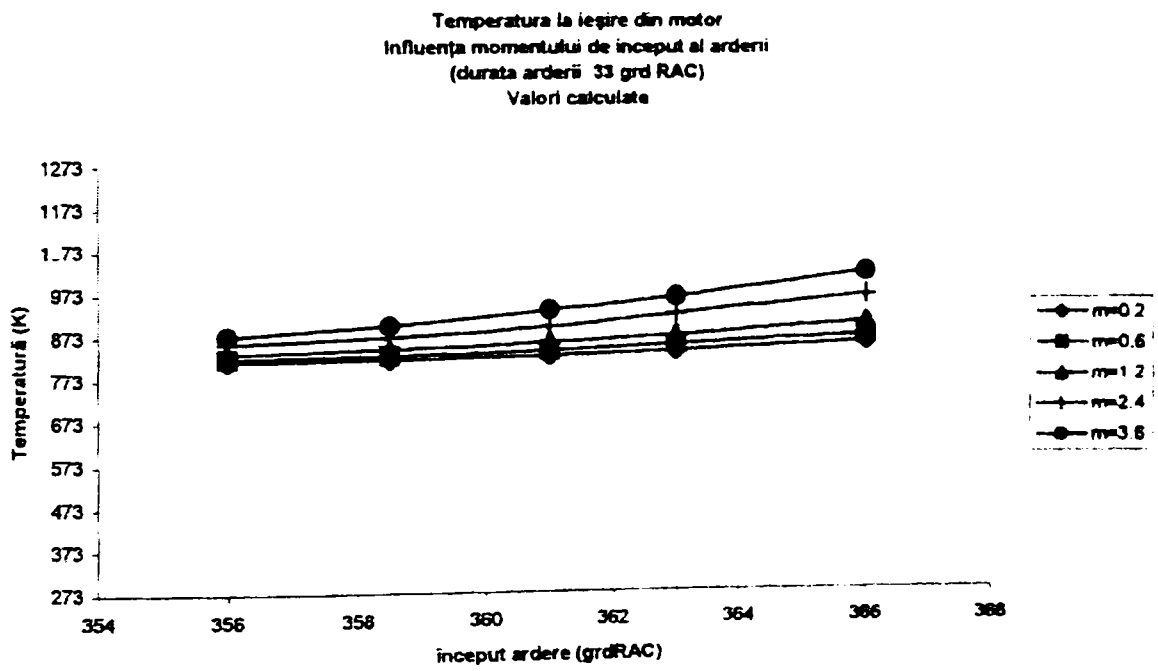
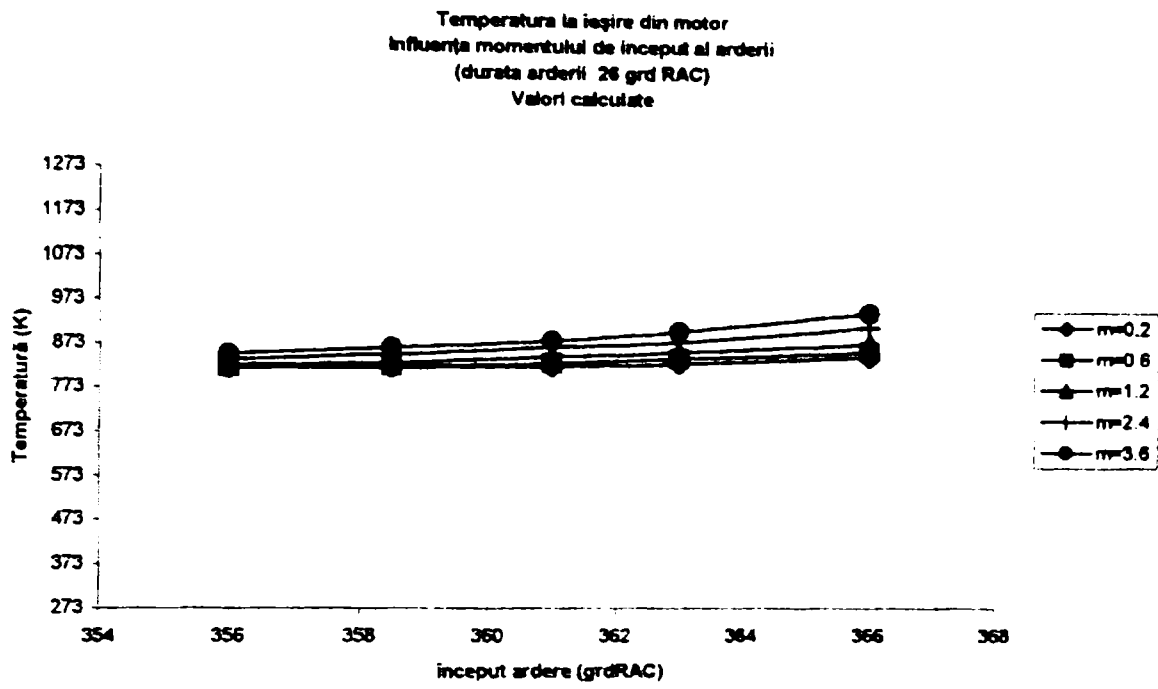


Fig.5.39



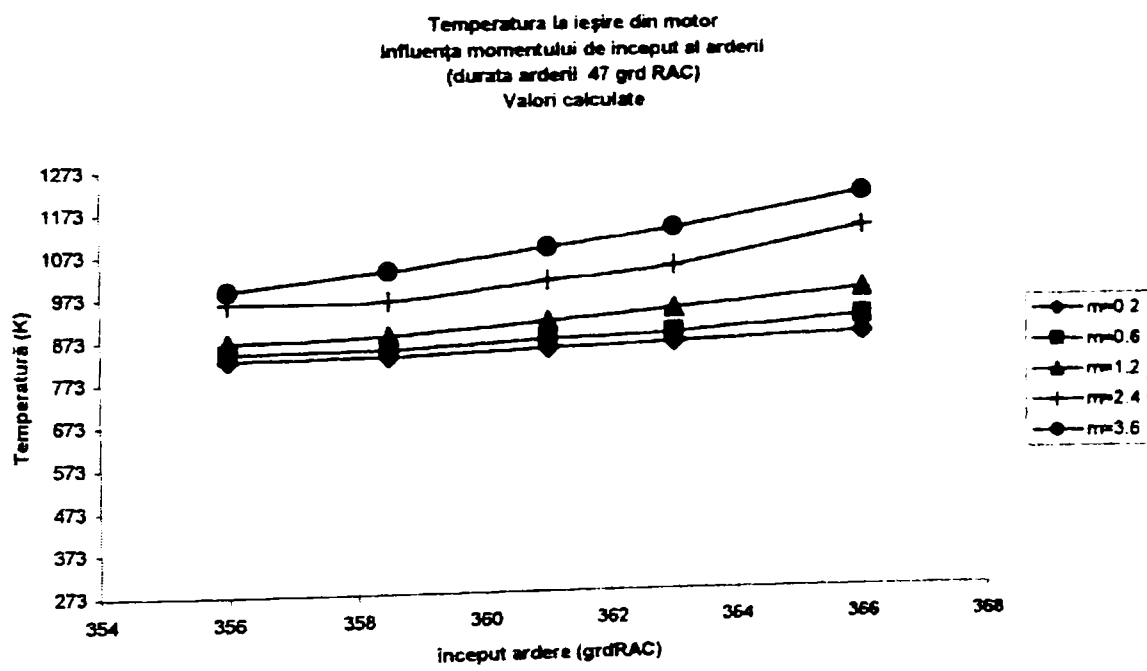
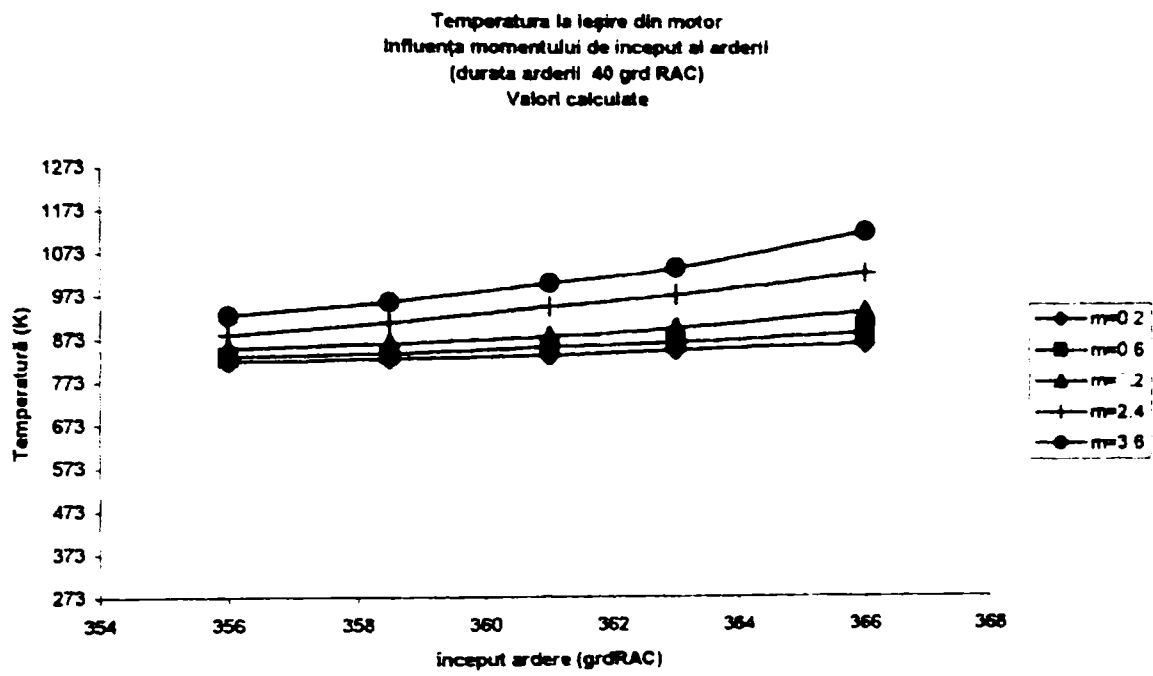


Fig.5.40

Determinarea legii de ardere Vibe este conditionata de cunoasterea parametrilor

- momentul de inceput al arderii , in care intervin in raport cu inceputul injectiei : intarzierea la injectie , intarzierea la autoaprindere
- momentul de sfarsit al arderii , in care intervine durata arderii
- parametrul  $a$  ( de regula considerat 6,908 ) ,este dependent de excesul de aer si coeficientul masic al gazelor reziduale .
- parametrul de forma  $m$  , asociat cu momentul degajarii maxime de caldura .

Se subliniaza importanta existentei datelor experimentale pentru determinarea momentelor de inceput ale arderii si durata acesteia . In lipsa valorilor experimentale pentru momentele de mai sus , se adopta o lege de degajare a caldurii dupa care se calculeaza marimile corelate cu datele disponibile experimental , ca in cazul exercitiilor numerice pe motorul 1035 L6DTI.

Durata arderii se calculeaza cu relatia lui Anisits[ 5 ] :

$$\Delta\alpha_{ac} / \Delta\alpha_{ac0} = (\lambda_0 / \lambda)^{0,6} (n / n_0)^{0,5} \quad (5.28)$$

Care arata dependenta fata de turatie si excesul de aer .

Presiunea maxima de ardere se determina cu ajutorul relatiilor lui Clapeyron pentru transformare izocora la volumul  $V_y$  de la sfarsitul compresiei  $V_y = V_c / \varepsilon$  ,

$$p_{max} = R T_y \text{ si } T_y = \pi T_c / \mu_t , \pi = p_y / p_c \quad (5.29)$$

$T_y$  - temperatura in punctul de presiune maxima  $p_{max}$  (fig.5.41) se determina functie de caldura degajata de combustibilul injectat , dupa legea de ardere Vibe , tinand seama de avansul la autoaprindere si durara arderii

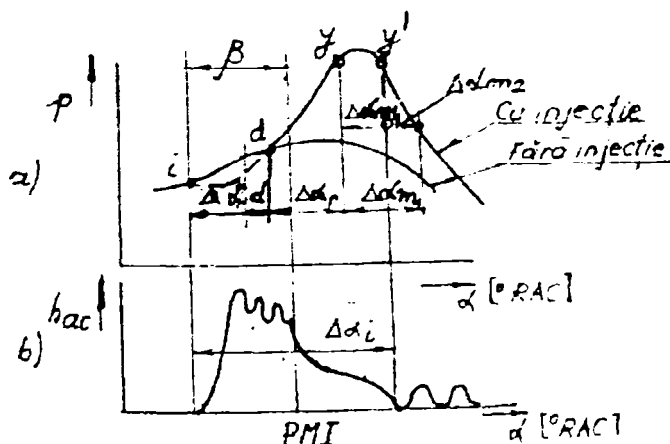


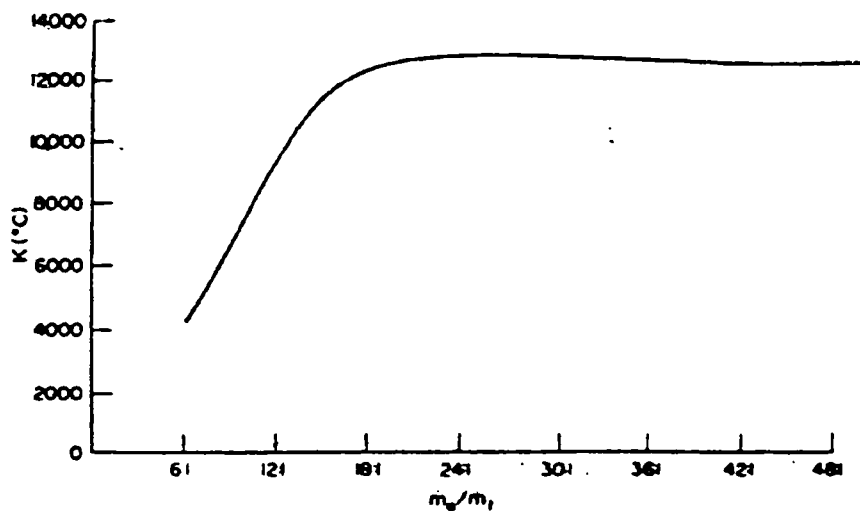
Fig 9.21. Diagrama indicată în cazul motorului diesel.

Fig. 5.41

Evoluția gazului în cilindru după atingerea  $p_{\max}$ , urmează o politropă cu exponentul  $m_d$  calculat cu relația

$$m_d = \frac{\log p_{\max} - \log p_{dse}}{\log V_{\max} - \log V_{dse}} \quad (5.30)$$

$V_{\max}$  - volumul corespunzător  $p_{\max}$ ,  $dse$  - deschidere supapă evacuare  
 În calculul expeditiv, pentru temperatura de la sfârșitul arderii se consideră factorul de creștere a temperaturii  $K$ , determinat prin calcul sau experiment, în general cu valori apropiate, cu alura din fig. 5.42



Variația factorului de creștere a temperaturii  $K$   
 funcție de raportul aer-combustibil

Fig. 5.42 [102]

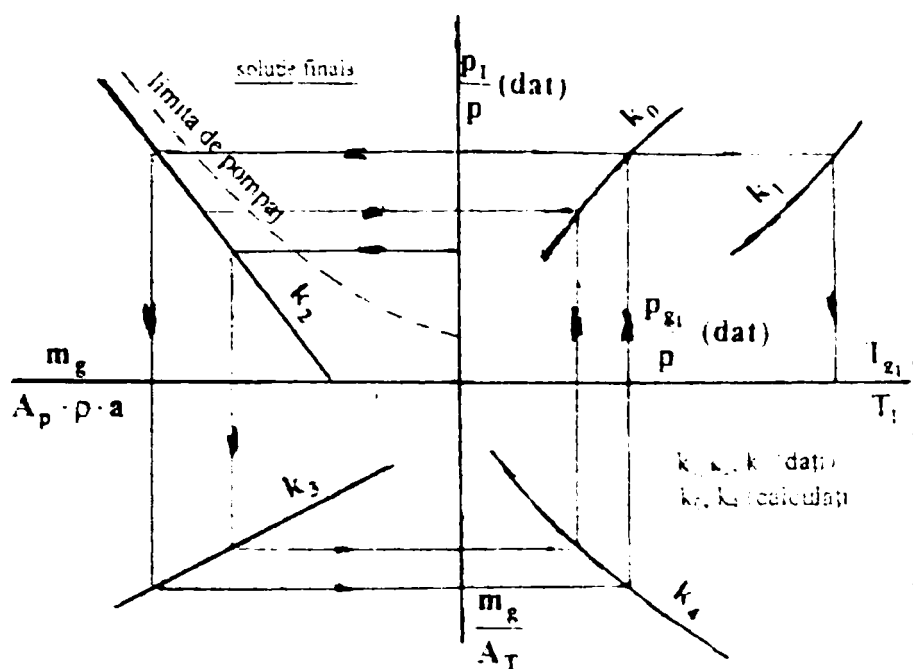
Factorul este dependent de raportul  $m_a / m_f$  al debitelor masice. Temperatura în fața turbinei rezultă din (5.31)

$$T_{03} = T_{02} + \frac{K}{1 + (m_a + m_f)}$$

Relația se poate utiliza pentru simulare prin iterarea debitelor  $m_a$ ,  $m_f$  în raport cu  $\alpha$  RAC, prin aceste debite schimbând și valoarea lui  $K$  conform caracteristicii.  $T_{03}$  reprezintă temperatura medie a gazelor în fața turbinei, pentru care fabricantul impune reguli stricte de protecție.

## 5.6 SIMULAREA FUNCTIONARII MOTORULUI IMPREUNA CU GRUPUL DE SUPRAALIMENTARE

Metoda cea mai practica de simulare a functionarii motorului supraalimentat impreuna cu turbosuflanta este cea realizata de Gustav Winkler a celor patru cadrane . Fig.5.43[63]



Variabilele / coordonate sunt :

Fig.5.43

- $\pi_c$  , raportul  $p_1 / p_0$  al presiunilor inainte si dupa compresor ,
- $\pi_T$  , raportul  $p_{g1} / p_{g2}$  destinderea gazelor in turbina ,
- raportul

$$\frac{m_g}{A_p \rho a}$$

intre debitul masic de gaze , A aria pistonului

$$A_p \rho a$$

a - fiind viteza sunetului la intrare in compresor

- raportul  $m_g / A_T$  intre debitul masic de gaze si sectiunea de intrare in turbina

Pentru cadranul 1 se calculeaza

$K_0 = f \cdot \eta_{TS} \cdot T_1 / T$  - unde  $\eta_{TS} = \eta_T \cdot \eta_s$  , randamentele turbinei si suflantei , f raportul debitelor de gaze arse si de aer ,  $T_1 / T$  raportul temperaturilor de intrare si iesire din compresor .

$$1 - \eta_i - \eta_R \quad x_g - 1 \quad p_i$$

$K_1 = \frac{\dots}{f \cdot \lambda \cdot \eta} \frac{\dots}{x_g} \frac{\dots}{p}$  unde  $\eta_R$  raportul între caldura evacuată în sistemul de răcire și cea transformată în cilindru,  $x_g$  exponentul adiabatic al gazelor de ardere,  $\eta_i$ ,  $p_i$ , randamentul și presiunea indicate:

$$p_i = \eta_i \cdot m_c \cdot H_i / V_s \quad (5.32)$$

cu  $H_i$  puterea calorifică inferioară,  $m_c$  masă de combustibil injectat. rezulta

$$T_{g1} / T_1 = 1 + K_1 \frac{p_{g1}}{p_1} \quad (5.33)$$

Pentru cadranul doi se calculează  $K_2$  (5.34)

$$K_2 = f \cdot \lambda \cdot \frac{T}{T_1} \frac{w_m}{4a} \quad \text{cu } w_m \text{ viteza medie a pistonului } w_m = 2 \cdot S \cdot n$$

a viteza sunetului.  $A_T$   $T^{1/2}$

$$K_3 = K_1 \cdot K_2 \quad \text{iar } K_4 = \alpha \frac{A_T}{A_p} \cdot \left( \frac{T}{T_1} \right)^{1/2}, \quad \alpha \text{ fiind un coeficient ce} \quad (5.35)$$

tine seama de pulsațiile debitului de gaz.

Modificarea unor parametri ai motorului afectează parametrii  $K$  aflați în interdependență.

Astfel - modificarea turatiei  $n$  afectează  $K_2$  prin  $w_m$ , viteza medie a pistonului

- temperatura mediului  $T$  afectează  $K_2$ ,  $K_3$  și  $K_4$ .

- modificarea sarcinii prin  $m_c$  și  $p_i$  modifică  $K_1$ .

Simularea poate fi utilizată pentru determinarea unor dimensiuni pentru turbina ( $A_T$ ) în condițiile stabilite pentru ceilalți parametri, definește prin  $p$ ,  $T$  puncte de funcționare, sau caracterizează linii de funcționare în câmpul de caracteristici ai compresorului sau turbinei

Datele obținute din exercitiile numerice prin simulare pot conduce la identificarea regimurilor critice de temperatură pentru turbina, pompaj pentru compresor, funcționare la randamente proaste (trecerea liniei de funcționare prin zone de randament scăzut, evidențiază funcționarea la sarcini parțiale sau în condiții de mediu  $p$ ,  $T$  diferite

## 5.7 EXPERIMENTE NUMERICE REALIZATE PE MODELUL MOTORULUI ROMAN 1035 L6 DTI

Motorul 1035 L6 DTI prezinta o serie de date cunoscute privind dimensiunile camerei de ardere , echipamentul de injectie si supraalimentare , date de reglaj etc. furnizate atat de proiectant cat si de setul de teste de omologare .

Echiparea motorului testat :

Grupul de supraalimentare H3 0225 A/ A 17A2, pompa de injectie P 8000, cu element de  $\varnothing$  13mm , MEFIN- ROPES 6 P 130A 720 RS 8000, ridicare element 14 mm, injector tip KDAL 108 P cu arc de 197 N/mm ,5 orificii x 0,28 mm , constanta hidraulica 104 cmc/100bar.30sec , diuza DLLA 138 P , conducte de injectie 6 x 2 x 950 mm , se cunoaste caracteristica de compresor 60777 , dimensiunile rotorului turbinei .

Punctele de functionare in care au fost facute determinarile la UVMV PRAGA , conform cu regulamentele ECE ONU R85 ,R24 .3 si R49.02 B , constituie tot atatea puncte de verificare a mecanismului de simulare .

In desfasurarea probelor de casa au fost determinate valori scazute ale HC si CO, mult sub limitele R 49.02B EURO 2. Problema principala a motorului a fost reusita incadrarii in limitele pentru Nox si particule , drept pentru care a fost studiata prin simulare comportarea motorului in cazul cand se modifica avansul la injectie ,

Au fost determinate in raport cu variatia avansului , pentru punctele de functionare de la cuplul maxim respectiv putere nominala o serie de marimi functionale :

- excesul de aer  $\lambda$  fig. 5.44
- consumul specific efectiv fig.5.45
- raportul de comprimare realizat de compresor fig. 5.46
- temperatura dupa racitorul intermediar fig. 5.47
- doza ciclica de combustibil fig. 5.48
- temperatura la iesire din cilindru si din colectorul de evacuare fig. 5.49
- presiunea maxima in cilindru fig. 5.50

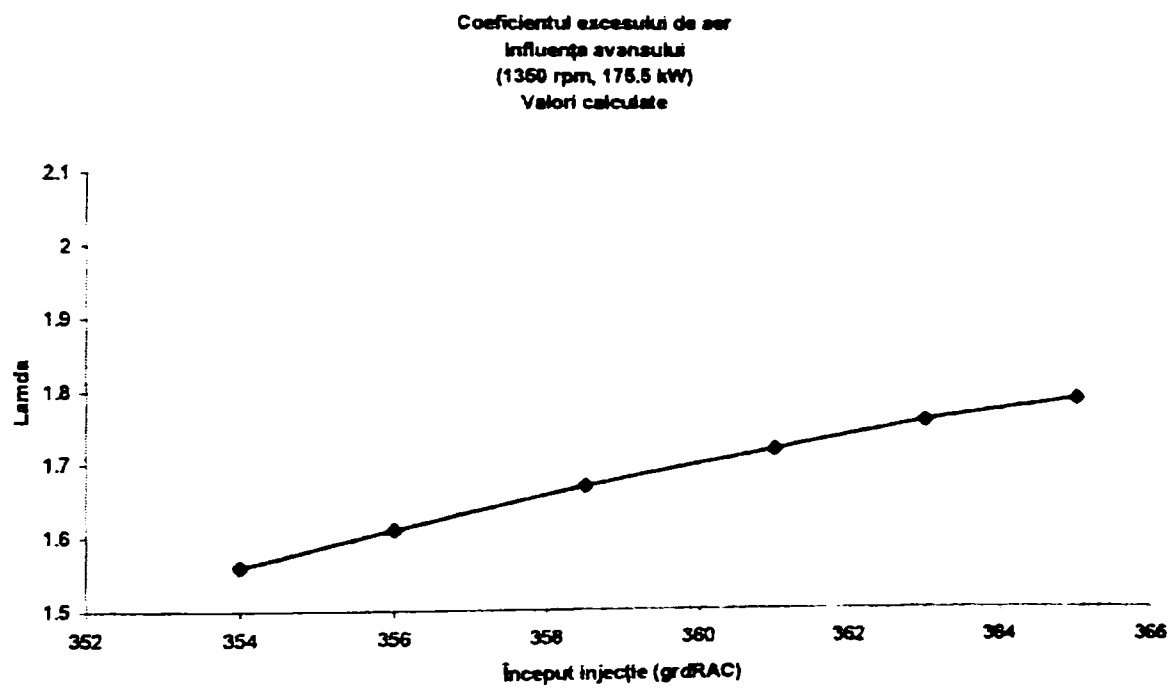
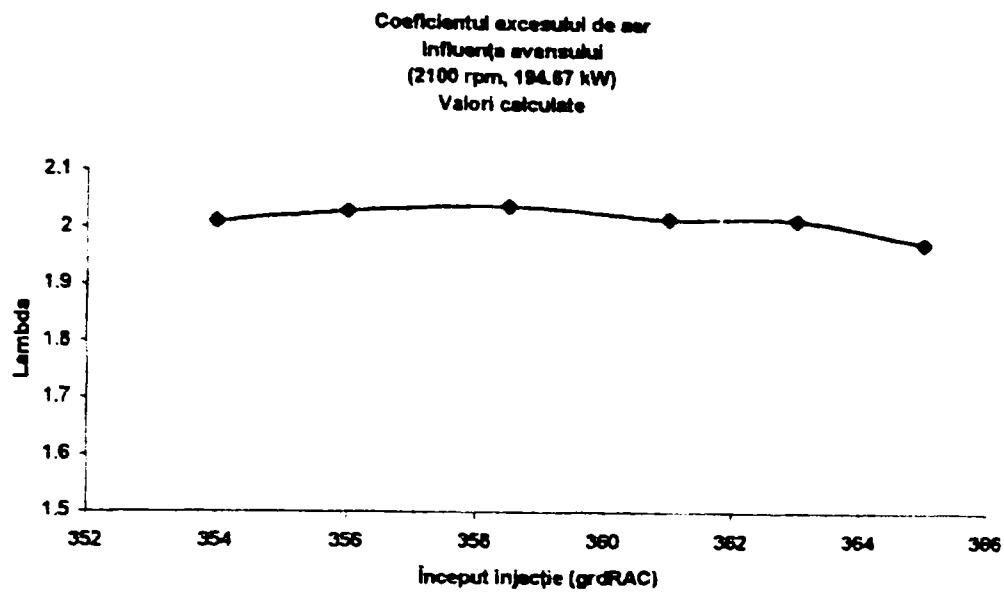


Fig.5.44 Coeficientul excesului de aer

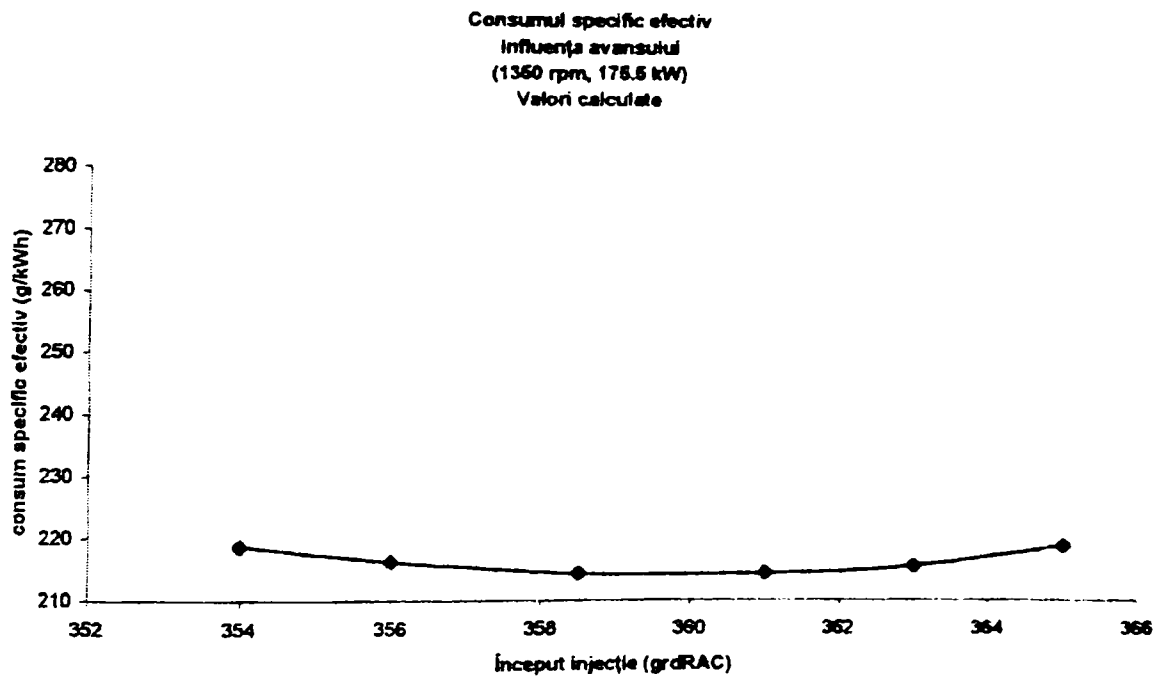
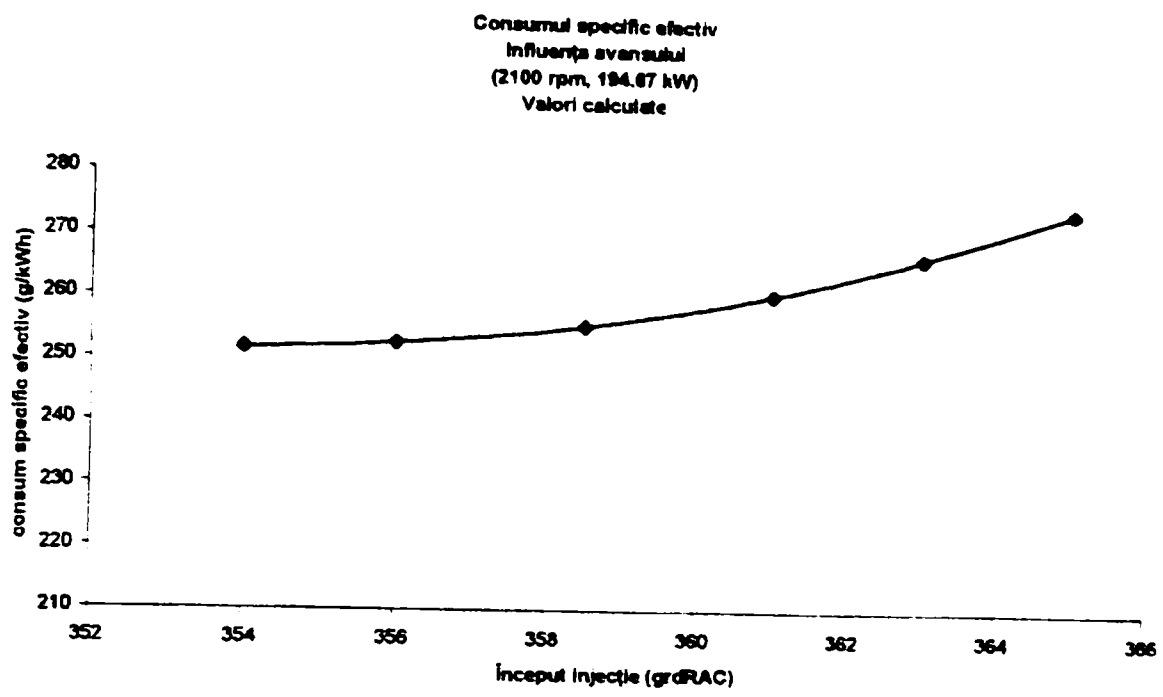


Fig.5.45 Consumul specific efectiv de combustibil



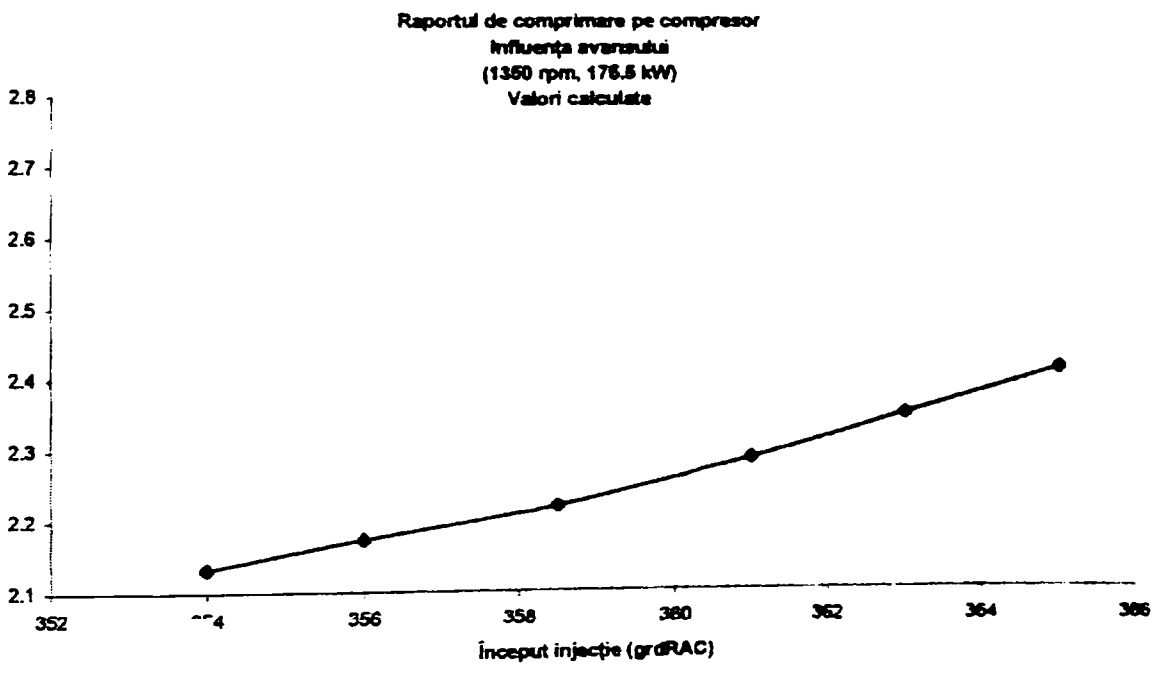
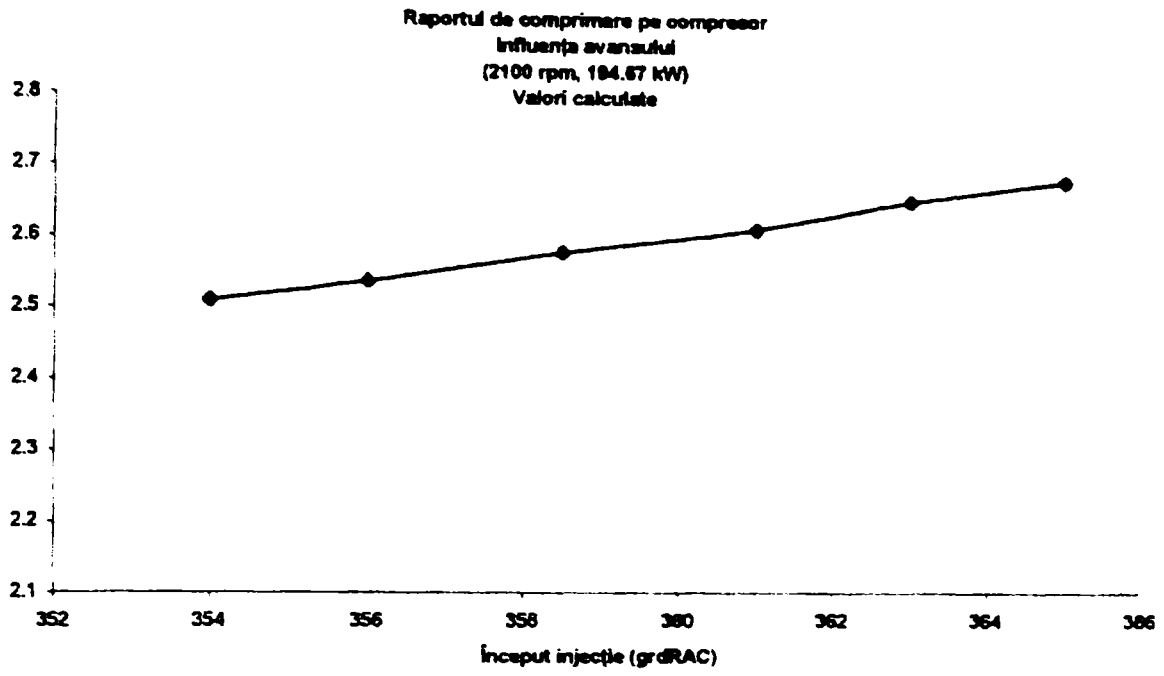


Fig.5.46 Raportul de comprimare pe compresor

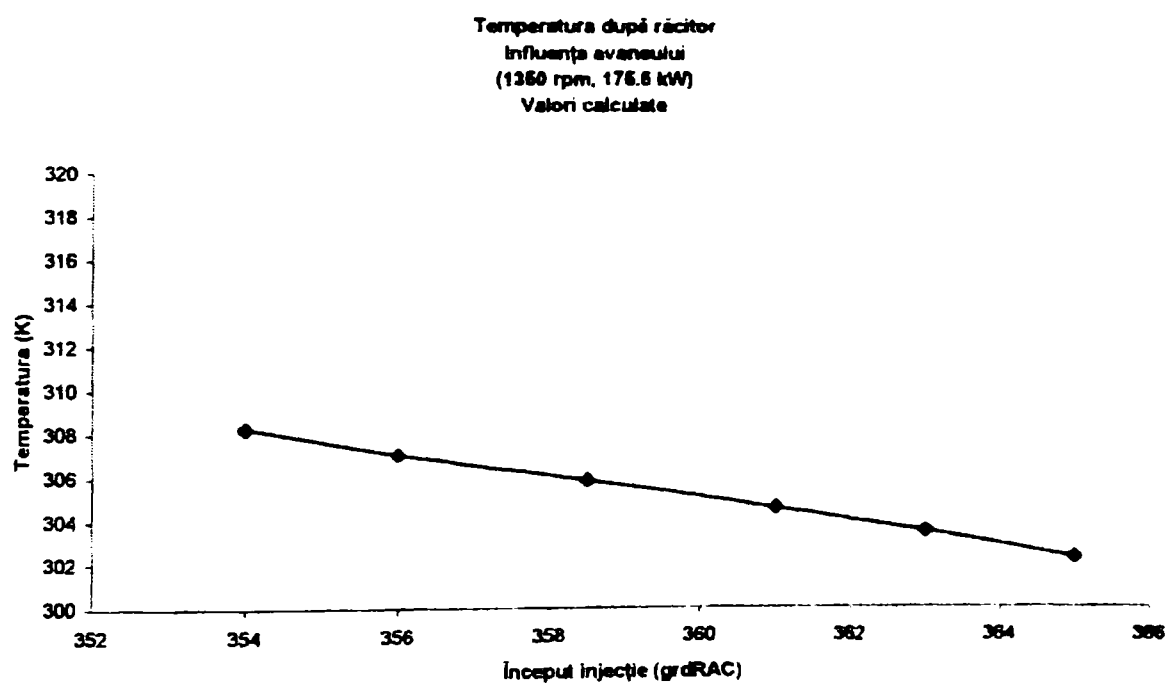
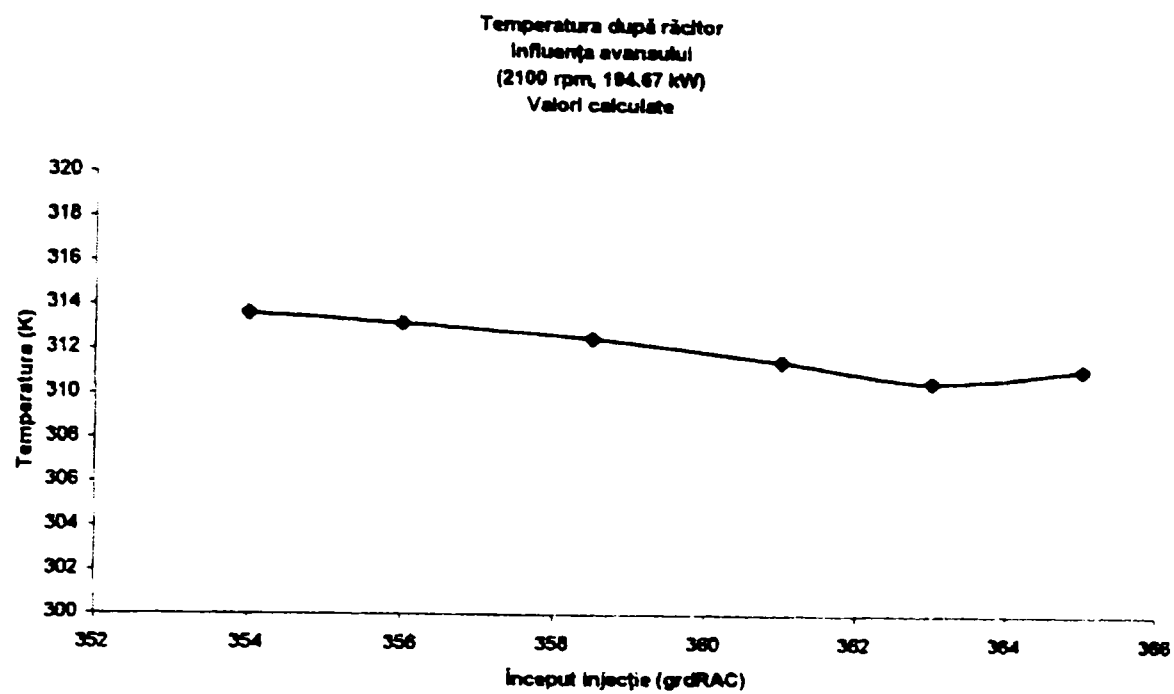
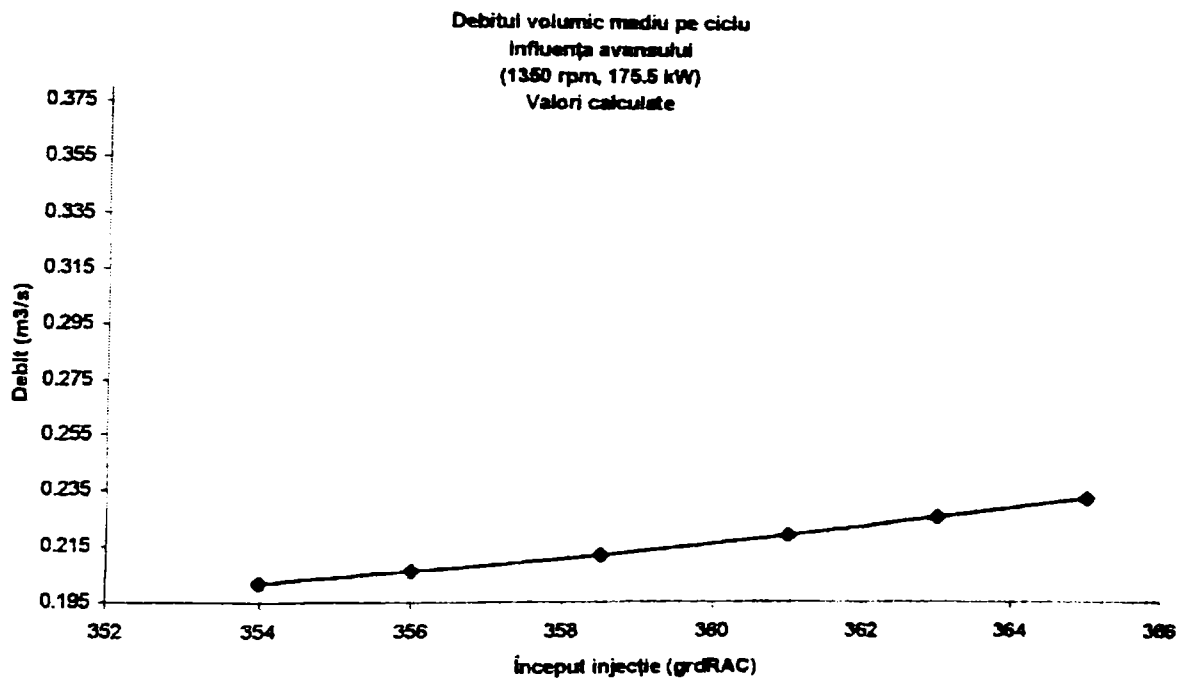
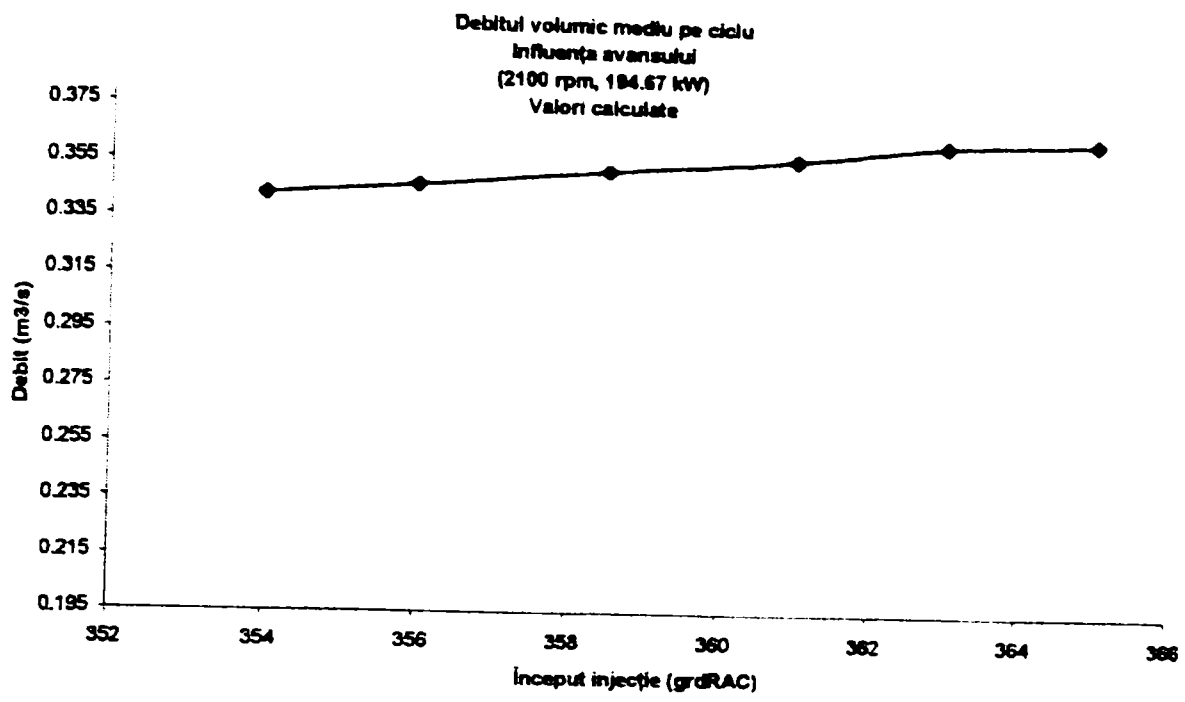


fig. 5.47 Temperatura după răcitorul intermediar



g.5.48 Doza ciclica de combustibil

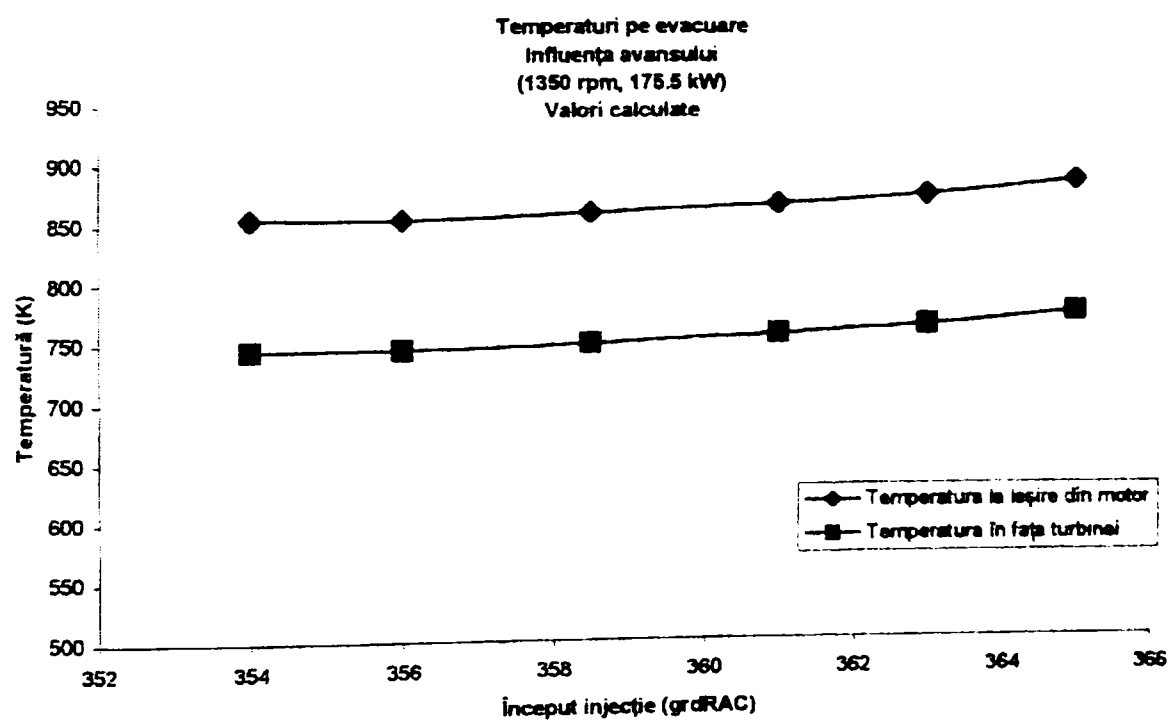
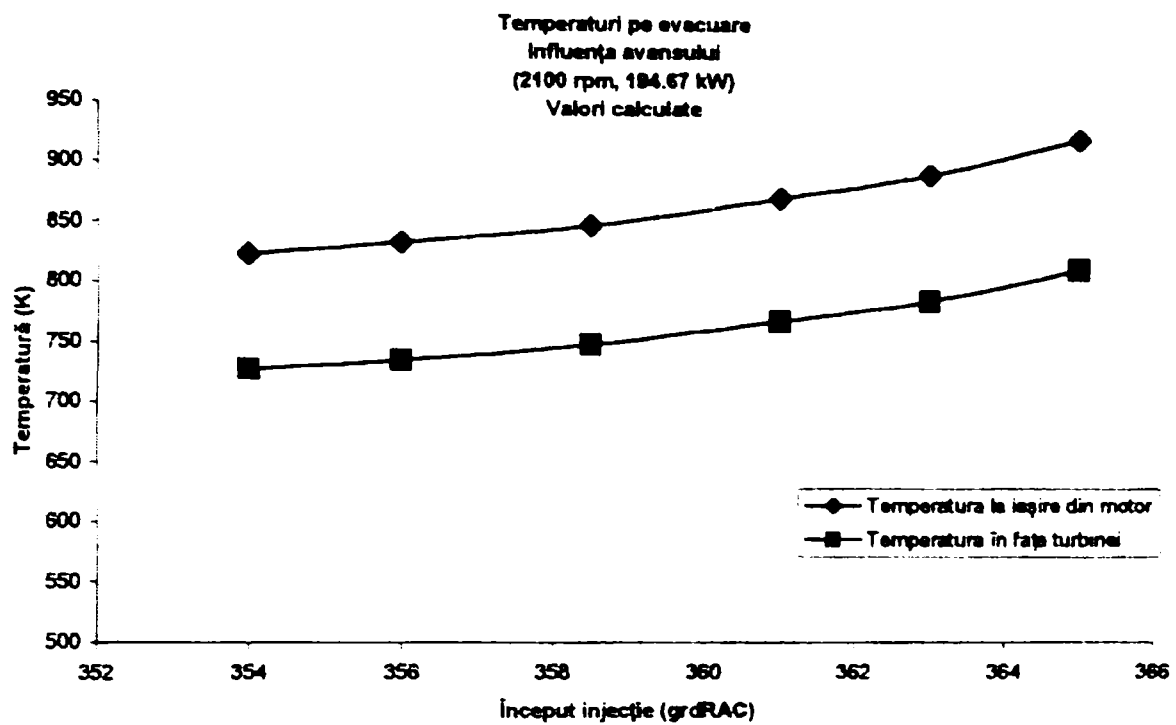


fig. 5.49 Temperatura gazelor la ieșire din cilindru și în fața turbinei

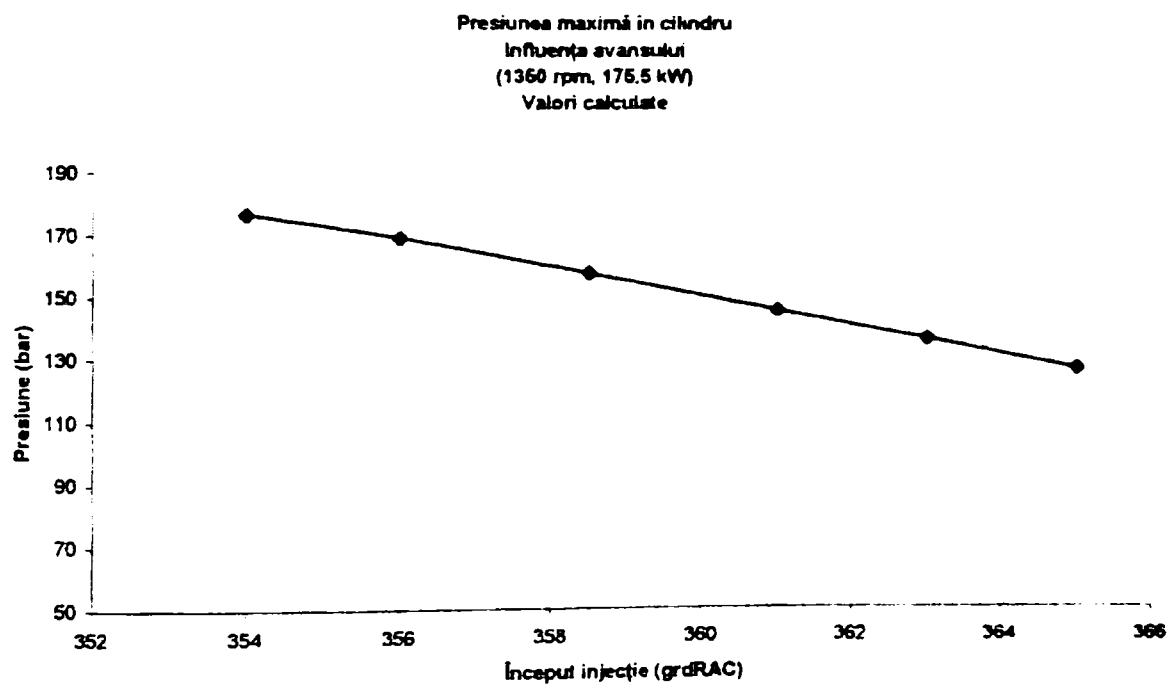
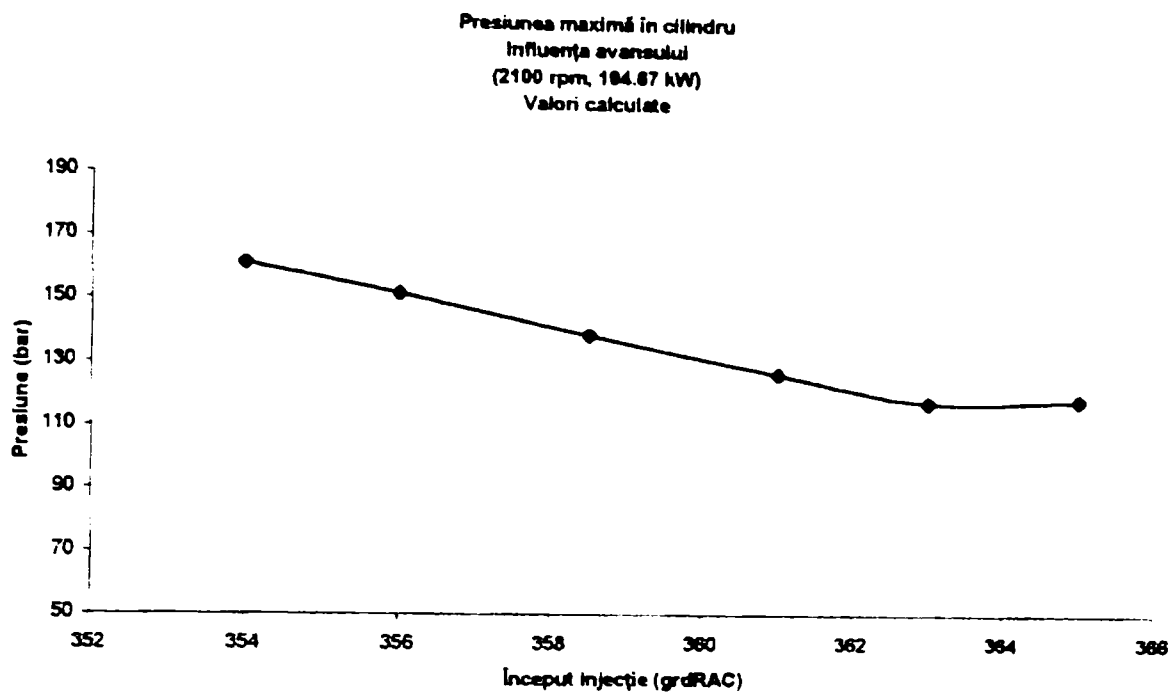
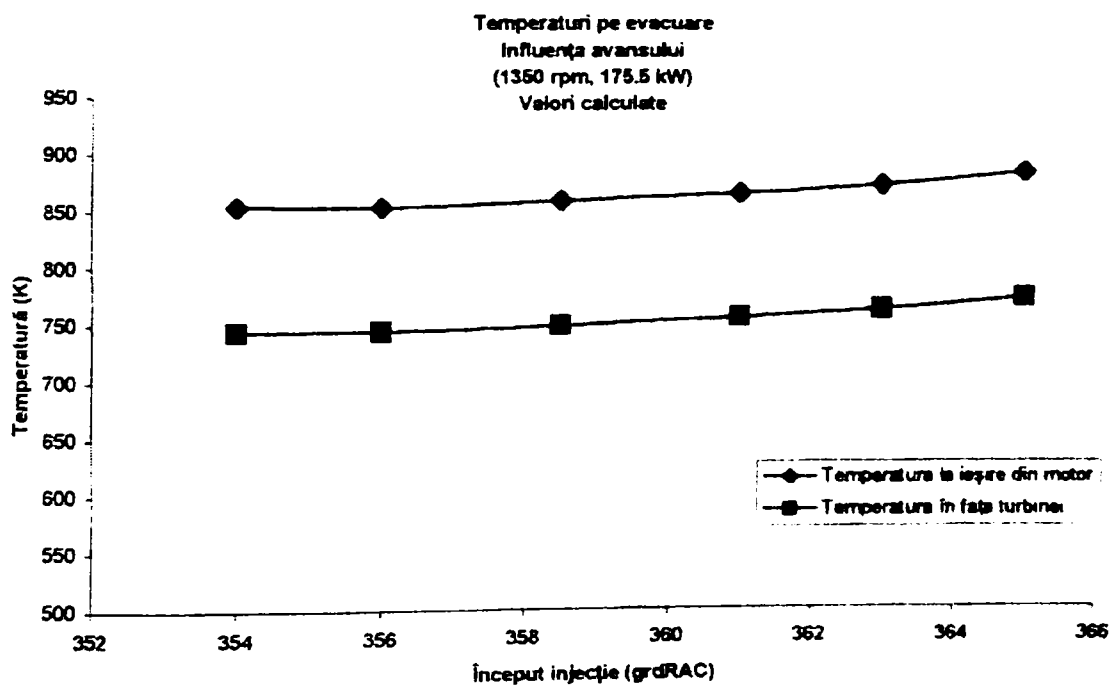
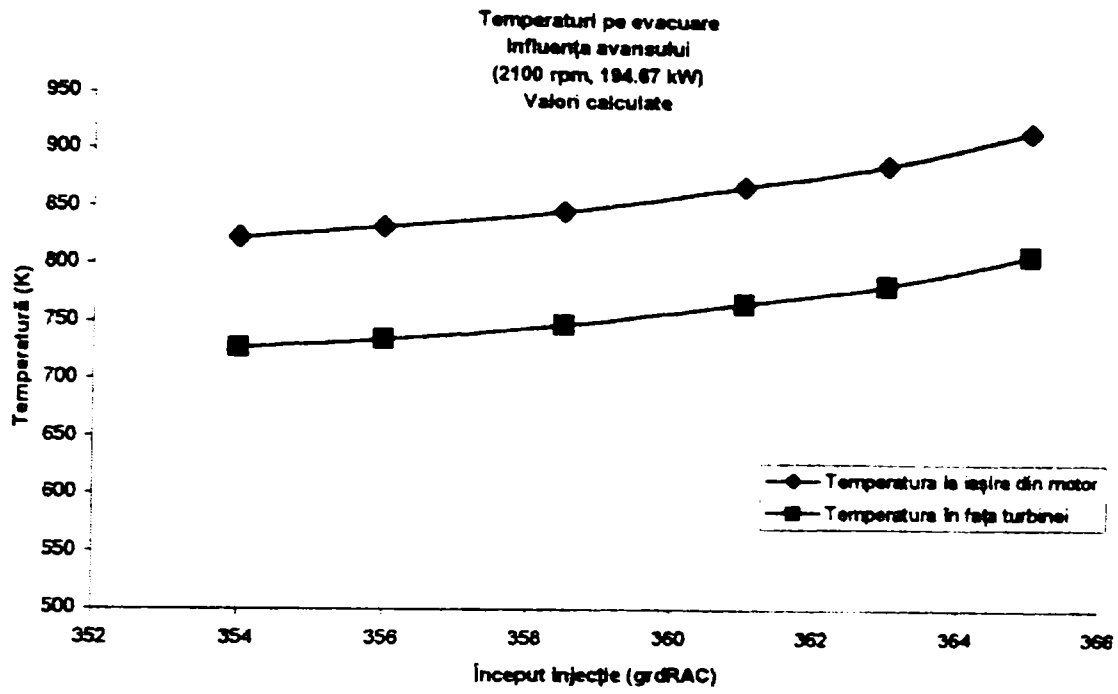


Fig. 5.50 Presiunea maxima in cilindru

In punctele de control ale testelor de certificare , plecand de la rezultatele experimentale se determina valorile parametrilor motorului , neevidentati prin alta masuratoare :

Fig.5.51 - temperatura in fata turbinei in functie de avans



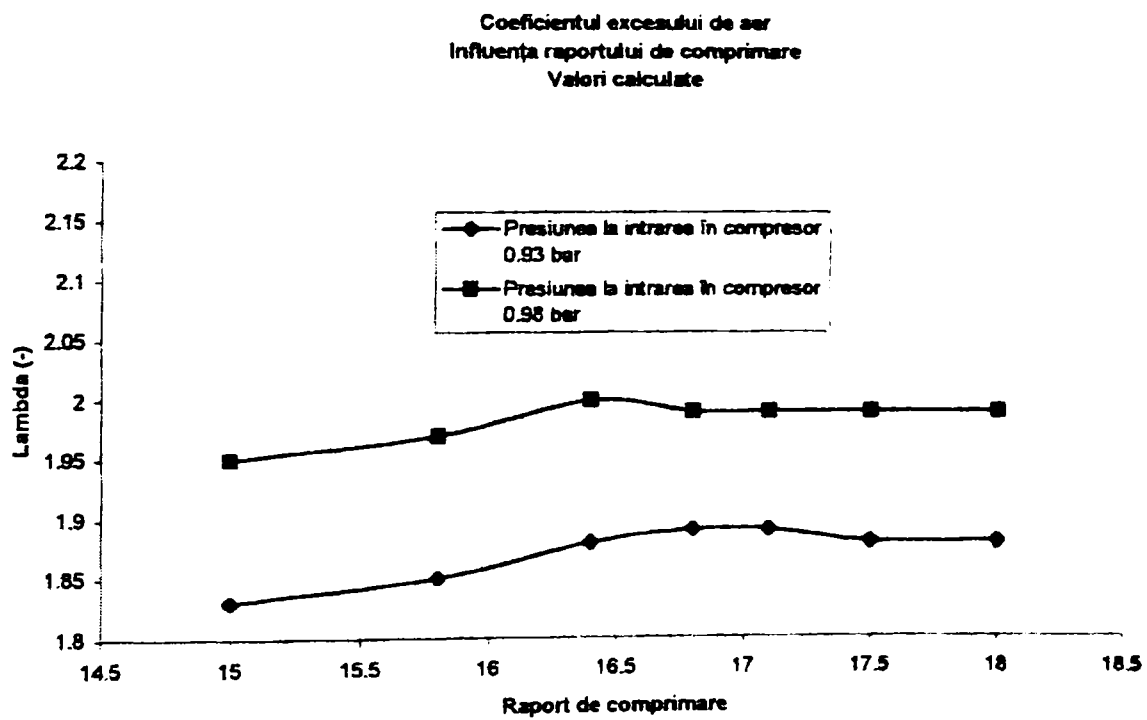
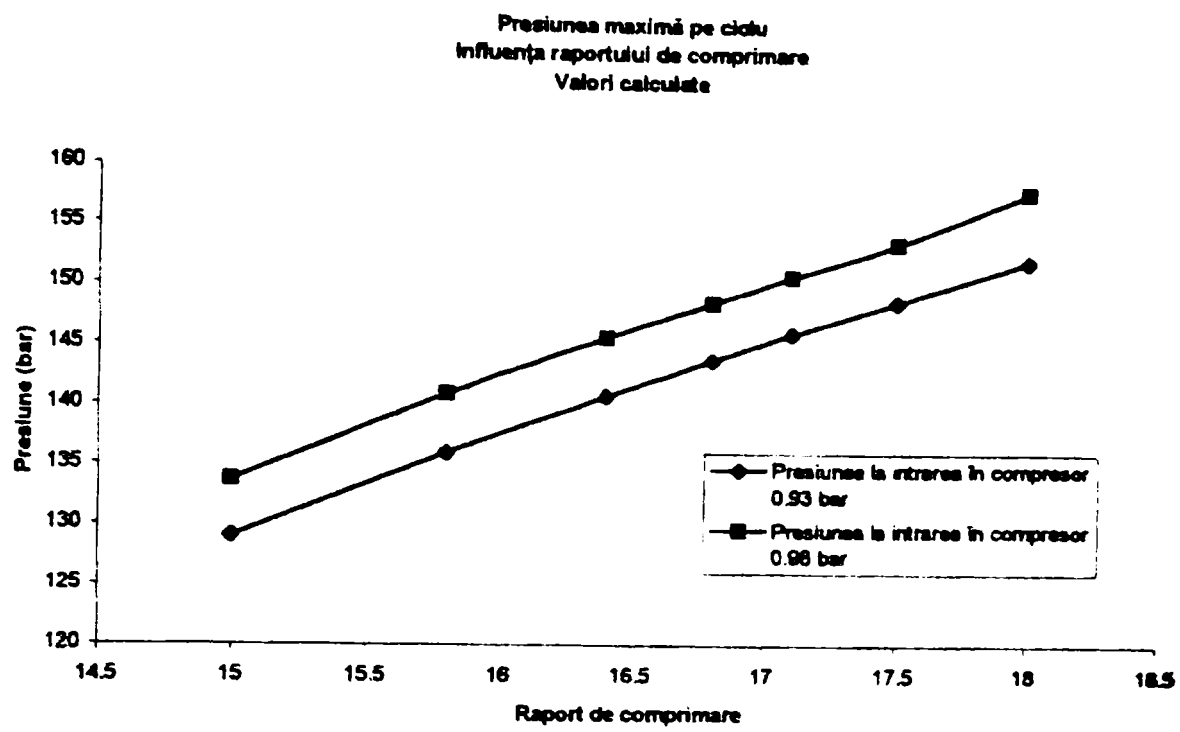


Fig.5.52 Presiunea maxima pe ciclu si excesul de aer functie de raportul de comprimare

In vederea cresterii performantelor motorului la 300 CP , in prima instanta s-a presupus ca prima masura cresterea cantitatii de combustibil injectat realizabila direct pe standul de proba cu motorul 1035 L6 DTI echipat in aceeasi specificatie .

Simularea numerica permite evaluarea efectelor unor modificari constructive . In capitolul urmator se va simula efectul schimbarii legilor de ridicare a supapelor , prin schimbarea profilului camelor .

De asemenea a fost simulata modificarea diagramei de distributie a motorului .

In ipotezele de mai sus au fost determinate evolutiile parametrilor motorului in vederea identificarii unor solutii de optimizare constructiv functionala .

Marimile urmarite au fost :

- consumul specific de combustibil
- coeficientul excesului de aer
- presiunea maxima pe ciclu
- temperatura medie in fata turbinei
- raportul de comprimare pe compresor
- debitul de aer al compresorului

Regimurile investigate au corespuns puterii nominale respectiv cuplului maxim

## **5.8 .STUDIUL POSIBILITATILOR DE OPTIMIZARE A DISTRIBUTIEI MOTORULUI 1035 L6 DTI**

Motorul 1035 L6 DTI 260 a pastrat axa cu came a motorului D2156 MTN 8 , de serie , conceput pe baza principiului de ardere M . Imbunatatiri in acest domeniu , bazate exclusiv pe experiment ar fi fost deosebit de laborioase si costisitoare pentru uzina constructoare .

Procedura ar fi trebuit sa cuprinda fie studii pe monocilindru , inexistent , fie executia unui numar de axe cu came , de mai multe profile , caz in care durata de executie ar fi fost deosebit de mare , costurile extreme iar rezultatele indoielnice si incomplete din cauza dotarilor modeste de cercetare pe stand. Subliniem ca obiectivul principal al dezvoltarii motorului a fost reducerea poluarii la nivelul normelor



EURO 2 , ceea ce ar fi permis continuarea fabricatiei de motoare si autocamioane .

Simularea functionarii motorului cu diverse profile de came si epure de distributie a venit ca o metoda rapida si comoda de evaluare a influentelor modificarilor distributiei in aceasta faza , precum si a oportunitatii schimbarii camelor si axei standard .

Simularea functionarii cu solutiile propuse pentru distributie s-a facut in cadrul unui program de colaborare cu Universitatea Timisoara, Facultatea de Mecanica , Departamentul Masini Termice si Transporturi

**Modificarea epurei de distributie** in conditiile utilizarii **camelor standard** a luat in considerare rotirea camelor la 5 valori diferite de deschidere astfel :

Admisie - 679 , 689 , 699 , 709 , 719

Evacuare - 468 , 474 , 480 , 486 , 492

In calcul variantele vor fi notate cu a / e -admisie /evacuare , si indice de la 1 la 5 potrivit valorii rotatiei

Experimentele numerice au furnizat urmatoarele rezultate :

Tabel 5.4

Consumul specific de combustibil (g/kwh)

	a1	a2	a3	a4	a5
e1	218.11	218.39	218.71	219.22	220.96
e2	218.13	218.5	218.77	219.34	221.05
e3	218.67	219.15	219.43	220.04	221.61
e4	219.92	220.45	220.69	221.14	222.6
e5	222.19	222.19	222.39	222.68	223.97

*Raportul de comprimare al compresorului) – regim nominal*

	a1	a2	a3	a4	a5
e1	2.436	2.44	2.461	2.485	2.522
e2	2.45	2.451	2.472	2.5	2.539
e3	2.466	2.461	2.489	2.524	2.568
e4	2.479	2.474	2.508	2.555	2.605
e5	2.449	2.485	2.526	2.591	2.612

*Debit de aer vehiculat de compresor ( $m^3/s$ ) – regim nominal*

	a1	a2	a3	a4	a5
e1	0.3252	0.332	0.3327	0.3303	0.3253
e2	0.3325	0.3387	0.3383	0.3347	0.3283
e3	0.3392	0.3442	0.3334	0.3388	0.3314
e4	0.3454	0.3492	0.3481	0.3434	0.3355
e5	0.3458	0.3534	0.3525	0.3486	0.3371

*Coefficientul excesului de aer) – regim nominal*

	a1	a2	a3	a4	a5
e1	2.05	2.09	2.09	2.07	2.01
e2	2.08	2.11	2.11	2.09	2.03
e3	2.09	2.12	2.12	2.10	2.05
e4	2.09	2.12	2.13	2.11	2.07
e5	2.04	2.11	2.12	2.12	2.06

*Presiunea maximă pe ciclu (bar) ) – regim nominal*

	a1	a2	a3	a4	a5
e1	128.9	131.6	131.9	131.3	130.5
e2	129.2	131.9	132.2	131.8	131.1
e3	129.5	132.2	132.8	132.7	132.2
e4	129.9	132.5	133.5	133.8	133.6
e5	128.9	132.8	134.2	135.2	135.3

*Temperatura medie în fața turbinei (K) ) – regim nominal*

	a1	a2	a3	a4	a5
e1	808	788	774	764	759
e2	807	792	779	769	765
e3	804	797	787	778	773
e4	799	800	795	788	783
e5	797	801	803	798	798

Tabelul 5.5

Se remarca combinatia epurei ( a2 e5 ) pentru obtinerea la regimul de moment a unui exces de aer de 1,64 si consum specific de 215.16 g/ kwh cu valori respective de 2,11 si 222, 39 la regimul de putere .

In faza a doua au fost studiate 5 perechi de profile de came Kurtz, pentru care s-au facut simulari numerice pentru aceeasi durata a baleiajului [ Tabel 5.6 ]

*Presiunea maximă pe ciclu (bar) ) – regimul de moment maxim*

	ka1	ka2	ka3	ka4	ka5
ke1	143.7	141	140.3	*	*
ke2	142.1	139.5	140.1	138.7	135.6
ke3	143.8	142.7	142.1	140	136.4
ke4	147.2	145.3	144.9	143.1	139.3
ke5	*	*	*	*	*

*Temperatura medie în fața turbinei (K) ) – regimul de moment maxim*

	ka1	ka2	ka3	ka4	ka5
ke1	805	797	786	*	*
ke2	793	785	771	765	780
ke3	769	759	752	768	857
ke4	752	748	756	848	954
ke5	*	*	*	*	*

*Raportul de comprimare al compresorului) – regimul de moment maxim*

	ka1	ka2	ka3	ka4	ka5
ke1	2.09	2.025	2.045	*	*
ke2	2.061	2.007	2.063	2.082	2.1
ke3	2.1	2.056	2.083	2.12	2.122
ke4	2.215	2.138	2.195	2.225	2.217
ke5	*	*	*	*	*

Tabelul 5.6

Varianta 5 se situeaza prea aproape de limita de pompaj

Perechea **ka2, ke2** se alege pentru determinarea epurii optime  
Simularile numerice au fost executate pentru cele doua regimuri de  
interes , la putere maxima si la cuplu maxim , respectiv pentru  
220 kw/ 2100 rpm si 183 kw la 1400 rpm .

Valorile pentru parametrii determinati pentru fiecare din profilele camelor  
sunt prezentati in tabelele urmatoare .(5.7) (5.8)

Cu combinatia ( ka2 , ke2 ) de came Kurtz s-a determinat epura optima  
pentru motorul de 220 kw/ 2100 rpm , considerand variante de valori  
pentru unghiul de deschidere :

- admisie 687 , 693 , 699 , 705 , 711
- evacuare 458 , 464 , 470 , 476 , 482

Notatiile semnifica

Ka2 x - cama admisie cu profil Kurtz , deschiderea x ( x de la 1 la 5 )

Tabel 5.7

*Consumul specific efectiv (g/kWh) – regimul nominal*

	ka21	ka22	ka23	ka24	ka25
ke21	218.21	218.16	218.33	218.49	218.86
ke22	217.37	216.49	217.39	217.53	218.02
ke23	217.5	217.36	216.49	216.49	217.64
ke24	217.91	217.84	217.73	217.6	217.87
ke25	218.81	218.81	218.57	218.39	218.61

*Coeficientul excesului de aer) – regimul nominal*

	ka21	ka22	ka23	ka24	ka25
ke21	2.11	2.11	2.09	2.07	2.05
ke22	2.12	2.12	2.11	2.09	2.07
ke23	2.11	2.12	2.12	2.11	2.08
ke24	2.11	2.12	2.12	2.11	2.10
ke25	2.09	2.11	2.12	2.12	2.10

*Presiunea maximă pe ciclu (bar) ) – regimul nominal*

	ka21	ka22	ka23	ka24	ka25
ke21	132	132.3	132.2	131.5	131.6
ke22	131.5	131.6	131.8	131	131.1
ke23	131	131.7	131.5	130.8	131.2
ke24	130.7	131.5	131.8	131.3	131.7
ke25	130.2	131.2	131.8	131.8	132.4

Tabel 5.8

*Consumul specific efectiv (g/kWh) – regimul de moment maxim*

	ka21	ka22	ka23	ka24	ka25
ke21	*	*	*	218.87	218.45
ke22	215.54	215.74	216.15	216.5	217.2
ke23	214.46	214.49	215.84	216.47	*
ke24	213.93	213.82	214.16	*	*
ke25	213.26	213.99	214.17	*	*

*Coeficientul excesului de aer– regimul de moment maxim*

	ka21	ka22	ka23	ka24	ka25
ke21	*	*	*	1.5	1.5
ke22	1.59	1.56	1.54	1.52	1.49
ke23	1.59	1.58	1.53	1.51	*
ke24	1.61	1.6	1.59	*	*
ke25	1.64	1.6	1.6	*	*



*Presiunea maximă pe ciclu (bar) – regimul de moment maxim*

	ka21	ka22	ka23	ka24	ka25
ke21	*	*	*	139.9	141.3
ke22	143.7	142.2	140.8	140.5	139.2
ke23	142.7	142.9	139.5	139	*
ke24	143	143.3	142.5	*	*
ke25	144.6	142.9	142.6	*	*

Rezultatele arata o dependenta redusa fata de modificarea epurii de distributie .

Totusi se observa ca , pentru a obtine excesul de aer la turatia de moment este necesara cresterea baleiajului

In concluzie , cu baleiaj marit si camele ka2/ ke2 , simularea motorului la 300 CP/ 220 kw indica valori acceptabile pentru parametrii studiati

Simularile au permis concluzia potrivit careia , pentru motorul 1035 L6 DTI reglat la 220 kw (300CP ) si in continuare (capatul de serie fiind considerat 360 CP ) , este nevoie fie de modificarea camelor la profilul Kurtz identificat ca optim, cu pastrarea grupului de supraalimentare H3 0225 A . Se poate lua in considerare si inlocuirea acestuia cu un alt grup, al carui furnizor sa permita valori mai mari pentru temperatura in fata turbinei si randamente mai bune .

Oricum , pentru extinderea reglajului de putere s-a presupus ca la un moment dat grupul de supraalimentare H3 0225 A poate deveni un factor de risc in exploatare , datorita apropierii de limitele sale tehnice si calitative . Din acest motiv , a fost demarata din timp o colaborare cu firma Holset . O dezvoltare viitoare mai ampla a motorului nu elimina insa posibilitatea schimbarii profilului camelor daca la un moment dat se va considera oportuna .

## Capitolul 6

# POSSIBILITATILE DE INVESTIGARE EXPERIMENTALA A MAC TDI IN VEDEREA CONTROLULUI FORMARII AMESTECULUI SI AL ARDERII ,CU SCOPUL CRESTERII PERFORMANTELOR DINAMICE SI AL REDUCERII NOXELOR

Investigarea proceselor complexe ce au loc in motoarele cu ardere interna este inca metoda de baza pentru identificarea legatatiilor dupa care se desfasoara aceste fenomene , metoda de determinare a efectelor unor modificari constructive si de reglaj asupra performantelor motorului .

Simularea , desi adoptata tot mai larg nu poate emana o ultima decizie ci numai o suma de posibilitati sau combinatii de masuri care pot duce la limitarea campului de variatie a unor parametri in desfasurarea testului functional .

Laboratoarele de testare experimentala au evoluat semnificativ in ultimii ani , adoptand metode si procedee stiintifice de varf . Tehnicile bazate pe spectroscopia de masa , cromatografia gazelor , spectroscopia in infrarosu sau ultraviolet , ionizarea in flacara , chemiluminiscenta, ca si tehnicile de fotografiere rapida , cantarirea de precizie , etc. au devenit metode curente in cercetarea si dezvoltarea motoarelor cu ardere interna .

Mijloacele si instrumentele de investigare sunt concepute in raport cu marimea masurata . Precizia acestora a crescut dramatic in ultimii ani gratie cercetarilor si evolutiilor in domeniul tehnicilor de masurare . De asemenea timpul de raspuns al aparatului la modificarea valorilor marimilor masurate permite acum in multe cazuri inregistrarea practic in timp real a marimilor fizice de interes.

Investigarea experimentala a MAC presupune cunoasterea in fiecare moment si in raport cu parametrii de functionare comandati ai motorului ( turatie , sarcina ) a marimilor fizice implicate in procesele termice care au loc in motor- camera de ardere - ca si in subsamblele acestuia - echipament de injectie, grupul de supraalimentare, racitor etc .

### 6.1 Investigarea procesului de umplere

Investigarea procesului de umplere are ca scop imbunatatirea parametrilor aerului proaspat, in special a densitatii in vederea obtinerii masei maxime de aer destinat arderii si determinarea surselor pierderilor

gazodinamice ale traiectului de admisie. Supraalimentarea cu ajutorul grupului turbina / compresor este generalizata pentru motoarele de tractiune rutiera , in prezent grade de supraalimentare de 2,5 fiind frecvente .

Investigarea procesului de umplere presupune masurarea parametrilor de stare a aerului ,  $p, T$  , a debitului  $m$  , a pierderilor de presiune in diversele canalizatii . O mare importanta se acorda organizarii miscarilor aerului admis in vederea controlului formarii amestecului si a arderii in cilindru .

Traductoarele de presiune larg utilizat sunt de tip piezo , pentru diferite intervale de valori , deoarece permit masurarea in timp real a variatiilor de presiune . Cunoasterea conditiilor de presiune in colectoarele de admisie conduce la identificarea posibilitatii obtinerii unor regimuri favorabile de unda in masura a imbunatatii procesul de umplere . Pentru valori medii se utilizeaza manometre sau traductoare capacitive .

Traductoarele de temperatura larg utilizate sunt de tip Pt , cu tija cilindrica cu diametre mici - 4-6 mm . Aceste traductoare nu permit determinarea temperaturii in timp real datorita inertiei termice .

Traductoarele de debit au diverse principii de functionare .

Termoanemometrele cu fir cald functioneaza pe baza determinarii caldurii preluate de fluid , in raport cu viteza fluidului , transformata intr-o marime electrica masurabila intr-o punte .

Dispozitivele cu organ rotitor masoara turatia unei elice in raport cu debitul de aer .

Diafragmele , tuburile etc. permit calcularea debitului pe baza efectelor asupra presiunii , efecte datorate strangularii fluxului de aer .

In general sunt utilizate o gama larga de debitmetre pentru fluide , care permit masurarea debitelor in regim stationar .

Prin cunoasterea debitului volumetric si a parametrilor de stare se poate determina debitul masic al aerului admis in motor .

Coeficientii de debit conventionali ai supapelor de admisie se determina pe stand , la presiune constanta a aerului , la diverse ridicari ale supapei , raportate la diametrul mediu .

Investigatia are ca scop eliminarea pierderilor in poarta supapei prin optimizarea dimensionala si de forma a scaunelor de supapa si a galeriilor de admisie .

Miscarile aerului se determina cel mai frecvent cu ajutorul unei elici ( paddle wheel ) asezate in camasa cilindrului . La presiune constanta a aerului si la diverse ridicari ale supapei se masoara

turatiei elicei , care este proportionala cu componenta rotitoare a curentului de aer admis .

## **6.2 Investigatia procesului de ardere**

Investigarea arderii presupune determinarea parametrilor de stare ai fluidului din cilindru in raport cu miscarea manivelei (diagrama indicata) simultan cu ridicarea acului injectorului si desfasurarea procesului de injectie de combustibil . Asa cum s-a prezentat in cap. 4 , este esential studiul influentei momentului de injectie , duratele intarzierilor la injectie si autoaprindere , duratele injectiei si arderii .

Evolutia presiunii si temperaturii in cilindru este determinata si corelata cu desfasurarea procesului de injectie ceea ce impune masurarea simultana a parametrilor procesului .

Pentru injectia de combustibil sunt utilizati traductorii de presiune piezometrici amplasati la capetele conductei de inalta presiune. In acest mod este posibila inregistrarea valorii instantanee a presiunii combustibilului injectat precum si momentul declansarii debitarii pompei. La injector se inregistreaza valoarea varfului de presiune , momentul sosirii unde de presiune , ceea ce permite studierea efectelor influentelor conductelor de injectie . Ridicarea acului si declansarea injectiei de combustibil in cilindru este posibila prin utilizarea traductoarelor de miscare a acului injector . (fig. 6.1 ) [ 5 ]

In corpul injectorului 1 , este montat traductorul 2 format din bobina miniaturala si un miez magnetic solidar cu tija injectorului 4 (detaliu ). Miscarea tijei si implicit a acului permit vizualizarea amplitudinii ridicarii acului si a momentelor de inceput si sfarsit ale injectiei , precum si prezenta fenomenelor de injectie secundara .

La unele motoare moderne de autoturism injectorul cu traductor de miscare a devenit o componenta curenta , necesara ajustarii injectiei prin calculatorul de gestiune a functionarii .

Presiunea din cilindru este masurata cu ajutorul traductoarelor piezometrice , adesea racite cu apa pentru protectie la temperatura .

Cele mai cunoscute sunt fabricate de firmele Kistler sau AVL . Corelarea variatiei presiunilor de injectie si de ardere se realizeaza in raport cu rotatia arborelui cotit , prin utilizarea unui traductor inductiv si un disc dintat atasat arborelui motor . Semnalele tip impuls ale traductorului marcheaza un arc determinat de rotatie .

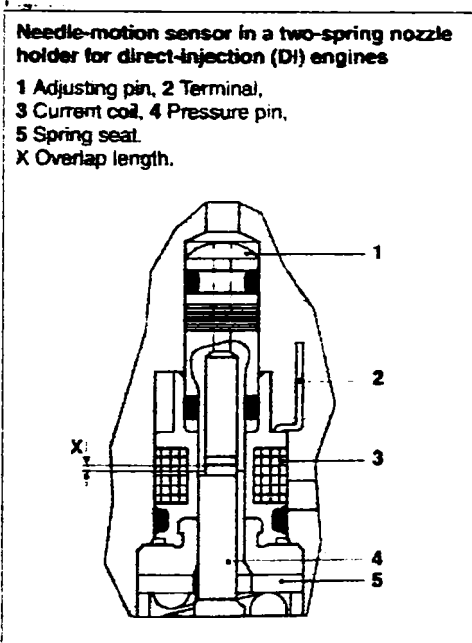
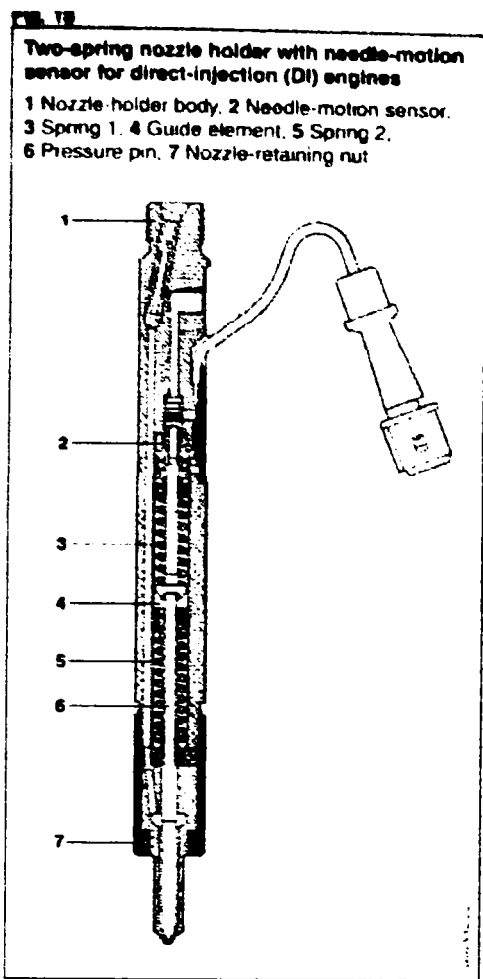


Fig. 6.1 Injector dublu arc cu traductor inductiv [17]  
 Detaliu - traductor cu bobina miniaturala - 1-surub ajustare , 2- terminal  
 3- bobina , 4 -bolt de presiune , 5-saiba de sprijin (arc)

Determinarea temperaturii in cilindru este dificila atat ca urmare a diversitatii conditiilor in camera de ardere cat si ca urmare a vitezei de desfasurare a fenomenului . Utilizarea termocuplelor poate da informatii privitoare la nivelele medii de temperatura la care se desfasoara arderea .

Investigarea arderii prin vizualizare directa , in special pe camere de monocilindru presupune constructii speciale cu ferestre transparente de cuarț si tehnici de fotografiere rapida .

In combustibil sunt introduse substante trasoare cu proprietati termo-chemiluminiscente in masura a indica nivele de temperatura si compozitia substantei din camera pe parcursul arderii .

Alte metode –ex. AVL utilizeaza un set de traductori foto amplasati in fata camerei de ardere , inregistrand 'harta' desfasurarii arderii .

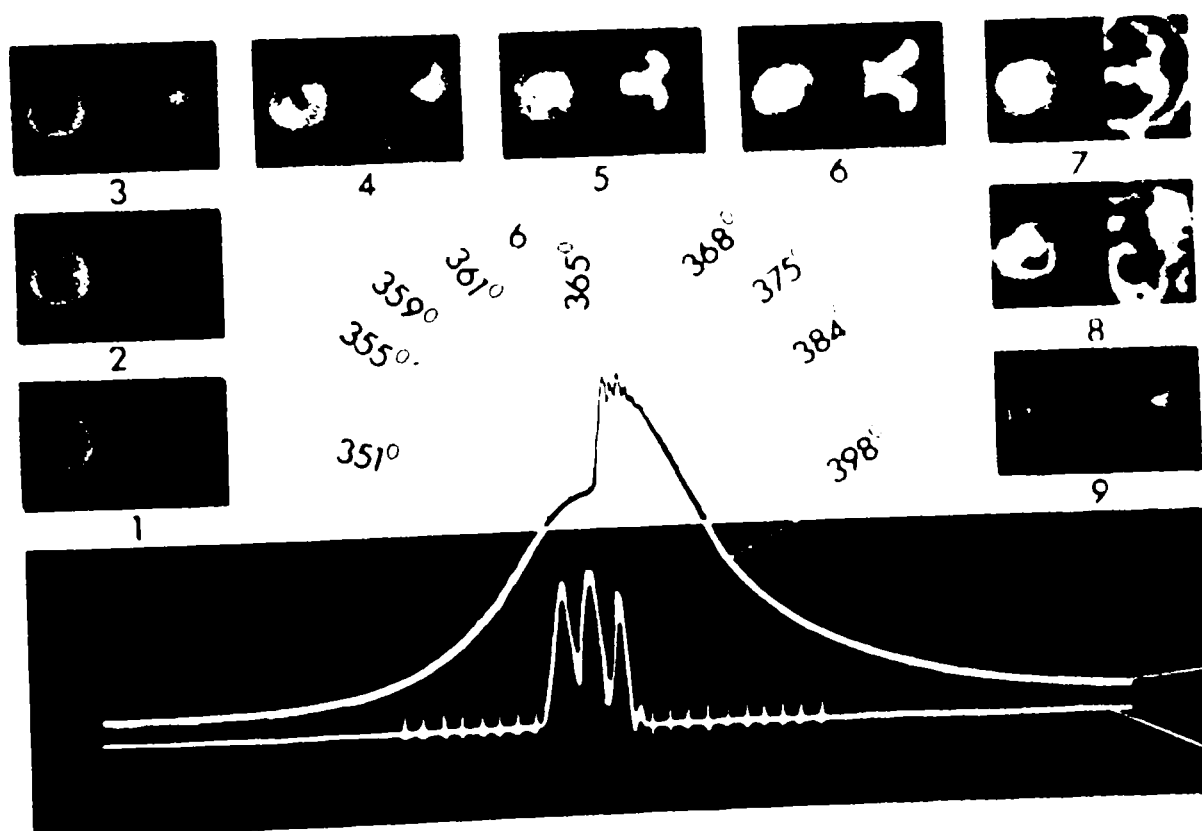
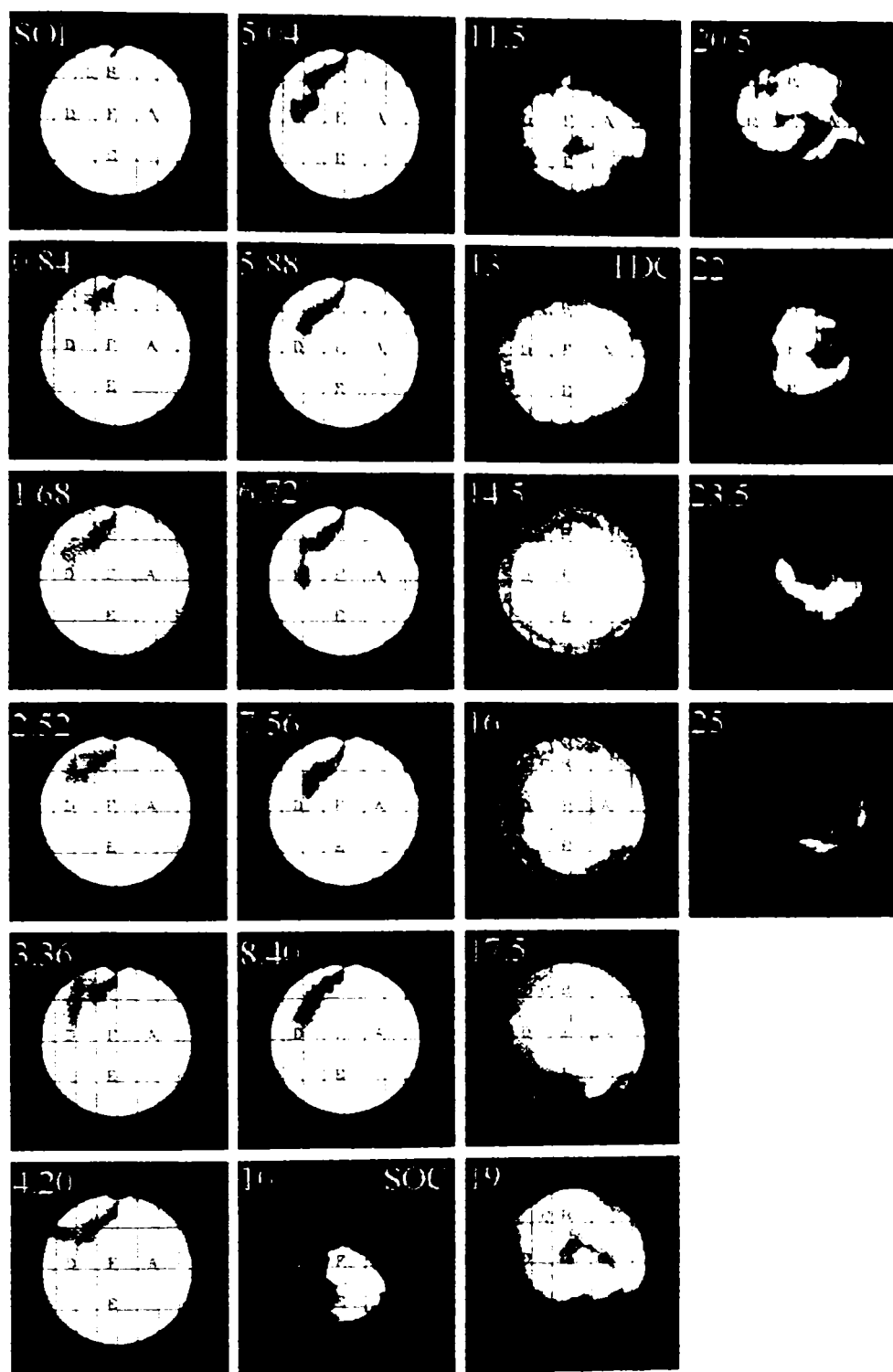


Fig. 6.3 Fotografierea camerei de ardere [ 39 ]

Utilizarea fibrelor optice a permis in ultimii ani vizualizarea completa a procesului desfasurarii jetului de combustibil, initierea si dezvoltarea arderii .

In fig. 6.3 -este prezentata fotografierea rapida prin fereastra de cuarț



Direct photography of spray evolution and combustion Location of optical measurements

Fig. 6.4

In fig. 6.4 [ 108 ] este prezentata fotografierea directa a evolutiei jetului de combustibil si a combustiei prin utilizarea unui complex de elemente optice si asamblarea imaginilor .

Metoda permite vizualizarea dezvoltării jetului de combustibil, mișcarea norului de picături în curentul organizat de aer, apariția și dezvoltarea nucleelor de flacără. Fotografierile în culori permit determinarea temperaturilor locale în timp real, evidențiate prin trepte de culoare, a tipurilor de amestec și a zonelor cu funingine. Diversi aditivi adăugați în combustibili permit vizualizarea flăcărilor neluminoase și a compusilor de ardere, formarea acestora și mișcările în camera de ardere în diverse zone.

Dacă studiul arderii prin metode de vizualizare cu fotografiere rapidă se execută pe monocilindru, înregistrarea diagramei indicate în raport cu unghiul manivelei, simultan cu măsurarea variației presiunii de injecție și ridicarea acului [fig. 6.5] constituie o procedură curentă de apreciere a calității procesului de ardere pe motorul real, policilindric.

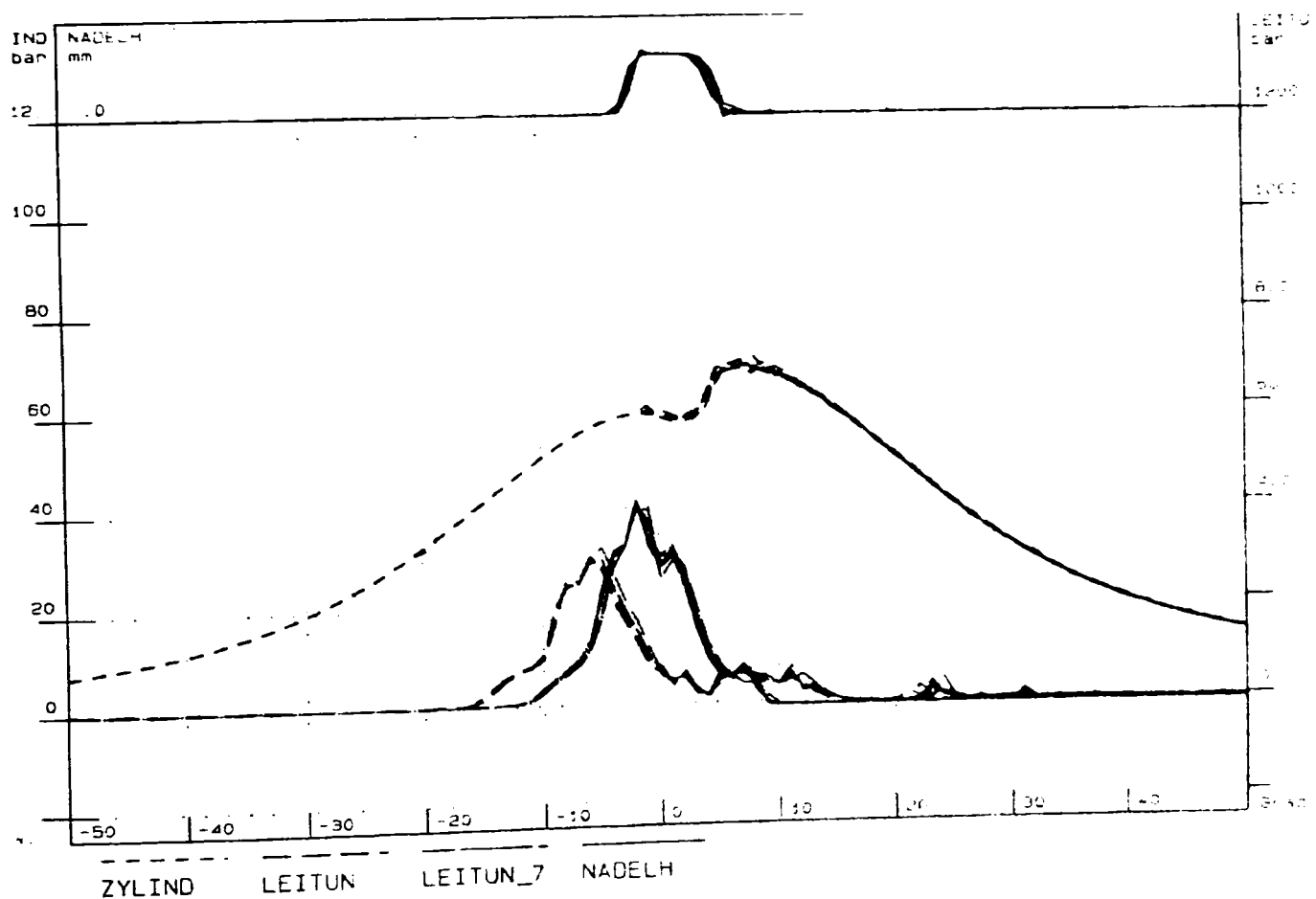


Fig. 6.5 Diagrama indicată, corelată cu presiunea de injecție și ridicarea acului [88]

Analiza diagramei la turatii și sarcini diferite oferă un cumul de informații asupra evoluției procesului de ardere și asupra corecțiilor de



reglaj ale sistemelor motorului . In paralel , pe stand pot fi conectate si aparate pentru determinarea noxelor , a zgomotului etc.

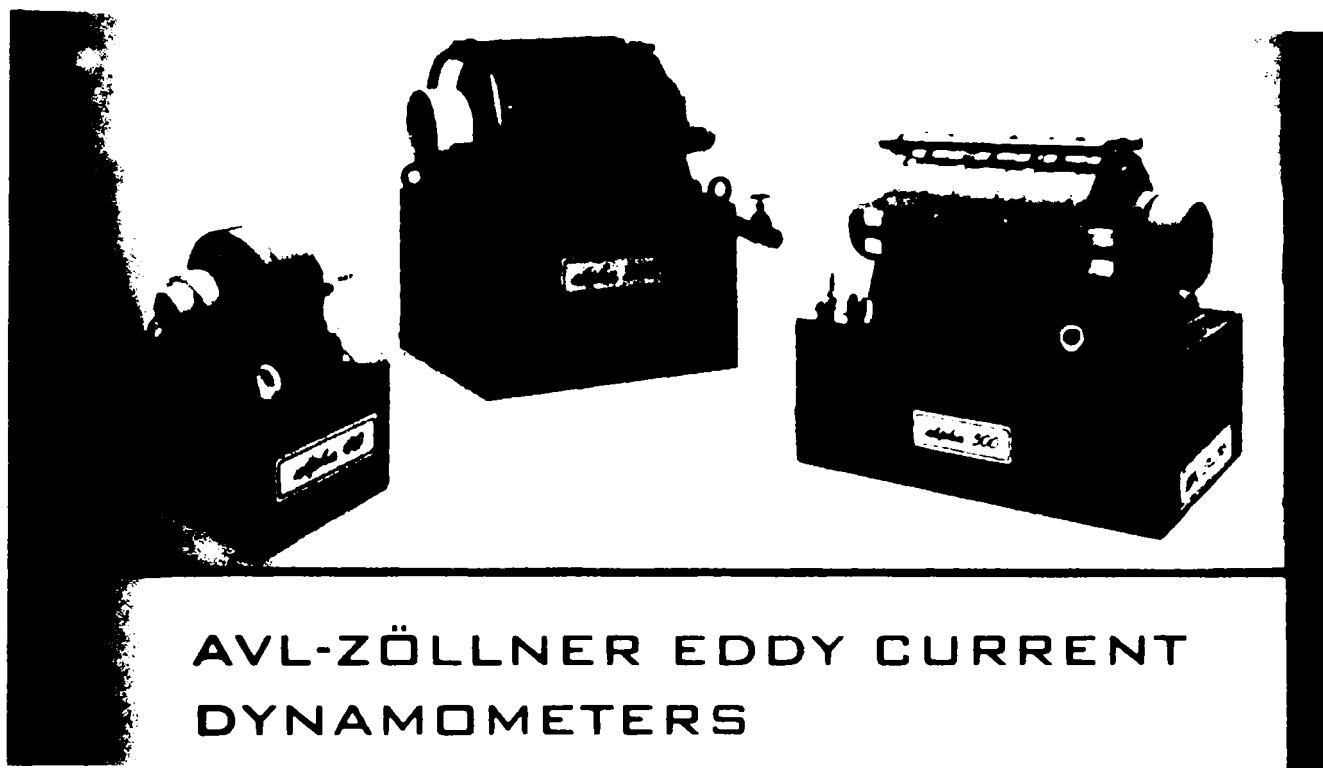
### 6.3 Standul de probe

Standul de proba complet echipat [ fig 6.6 ] presupune existenta dispozitivelor de masurat presiuni , temperaturi , debite , turatie , forta , emisii poluante si zgomot , toate acestea conferind informatiile necesare evaluarii functionarii motorului .



fig. 6.6 Stand de probe cu frana dinamometrica

**Frana dinamometrica** poate fi hidraulica sau electrica. Pentru cercetari in regim stationar sunt utilizate atat frane hidraulice cat si electrice, cu curenti turbionari ( Schenck , AVL , Froude Consine )  
Pentru regimuri variabile au fost promovate frane dinamometrice electrice tip generator / motor , in masura a urmarii un program de incercare prestabilit .



## AVL-ZÖLLNER EDDY CURRENT DYNAMOMETERS

Fig.6.7 Frane cu rotor bobinat

**Forța de franare** se măsoară în general cu o doză tensometrică, în special cu timbre tensometrice așezate în punte pe un suport. Cantarele clasice au fost eliminate datorită inerției lor și a influențelor uzurii.

**Turațiile** se măsoară cu traductorul inductiv și număratorul de impulsuri. Impulsurile traductorului sunt generate de o roată dintată solidară cu arborele motor. La grupul de supraalimentare, unde valorile ating 130-180.000 rpm se utilizează stroboscoape. Unele construcții de turbosuflete sunt dotate cu traductori inductivi încorporați în carcasa lagarelor, pe axul rotoarelor fiind atașat chimic un compus cu proprietăți de magnet permanent.

**Presiunile joase**, aer, apă, combustibil, gaze etc. se măsoară cu manometre sau traductoare diverse -piezo, capacitive, tensometrice etc.

**Presiunile înalte**, cum sunt cele ale injectiei de combustibil și presiunea din cilindru sunt măsurate cu traductoare piezo.

**Temperaturile** se măsoară cu sonde Pt pentru valori până la 500 gr.C și cu termocuple peste aceste valori.

**Consumul de combustibil** presupune măsurarea volumului sau masei de combustibil în unitatea de timp, la regimuri cunoscute ale motorului. La aparatele volumetrice intervine măsurarea densității combustibilului.

**Măsurarea noxelor** se efectuează cu un set de aparate specializate.

Analizorul de gaze masoara concentratiile de HC , CO , NO/NO<sub>2</sub> , CO<sub>2</sub> etc , pe baza principiilor fizice de absorbtie in infrarosu (NDIR -pentru CO) , a chemiluminiscentei ( Nox ), a ionizarii flacarii ( FID ) indicand concentratiile emisiilor poluante in %sau ppm. [ Fig.6.8 analizoare ]



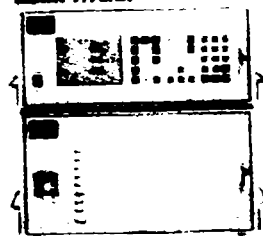
# HORIBA

Explore the future

## The New Standard for Automotive NH<sub>3</sub> Measurement

The ideal tool for measuring NH<sub>3</sub> in the development of various NO<sub>x</sub> reduction technologies, such as Selective Catalytic Reduction (SCR), Lean NO<sub>x</sub> Traps (LNT) and Three-way Catalysts.

**For NH<sub>3</sub> and NO<sub>x</sub> Measurement**  
Motor Exhaust Gas Analyzer  
MEXA-1170NK

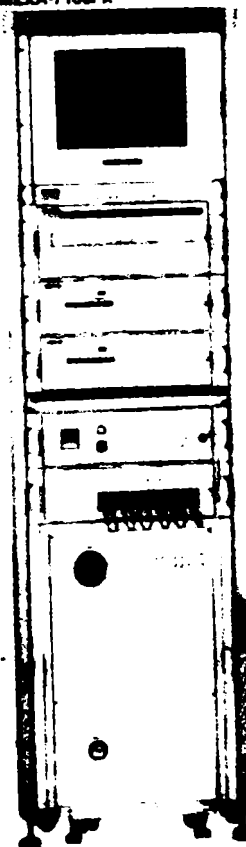


Target components:  
Selectable either NH<sub>3</sub> and NO<sub>x</sub>  
or NO<sub>x</sub>, NO and NO<sub>2</sub>

## Faster Response Speed Makes a Difference

With a faster response\* than standard systems, it offers superior performance when it comes to high precision direct modal tests, analysis, catalyst development and R&D of engines and parts.

**For Direct Measurement**  
Motor Exhaust Gas Analyzer  
MEXA-7100FX

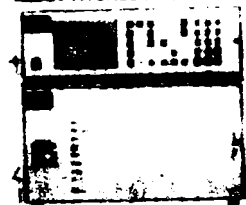


Target components:  
CO, CO<sub>2</sub>, HC, NO<sub>x</sub>,  
O<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>

## Compact and Easy NO and NO<sub>x</sub> Analysis

Integrating high level functions into a compact housing, the MEXA-1170HOLD provides "big system" performance for the real time measurement of NO and NO<sub>x</sub> emitted from gasoline, diesel and LPG engines.

**For NO and NO<sub>x</sub> Measurement**  
Motor Exhaust Gas Analyzer  
MEXA-1170HOLD Series



Target components: NO, NO<sub>x</sub>

The MEXA-1170 Series can be used via the MEXA-

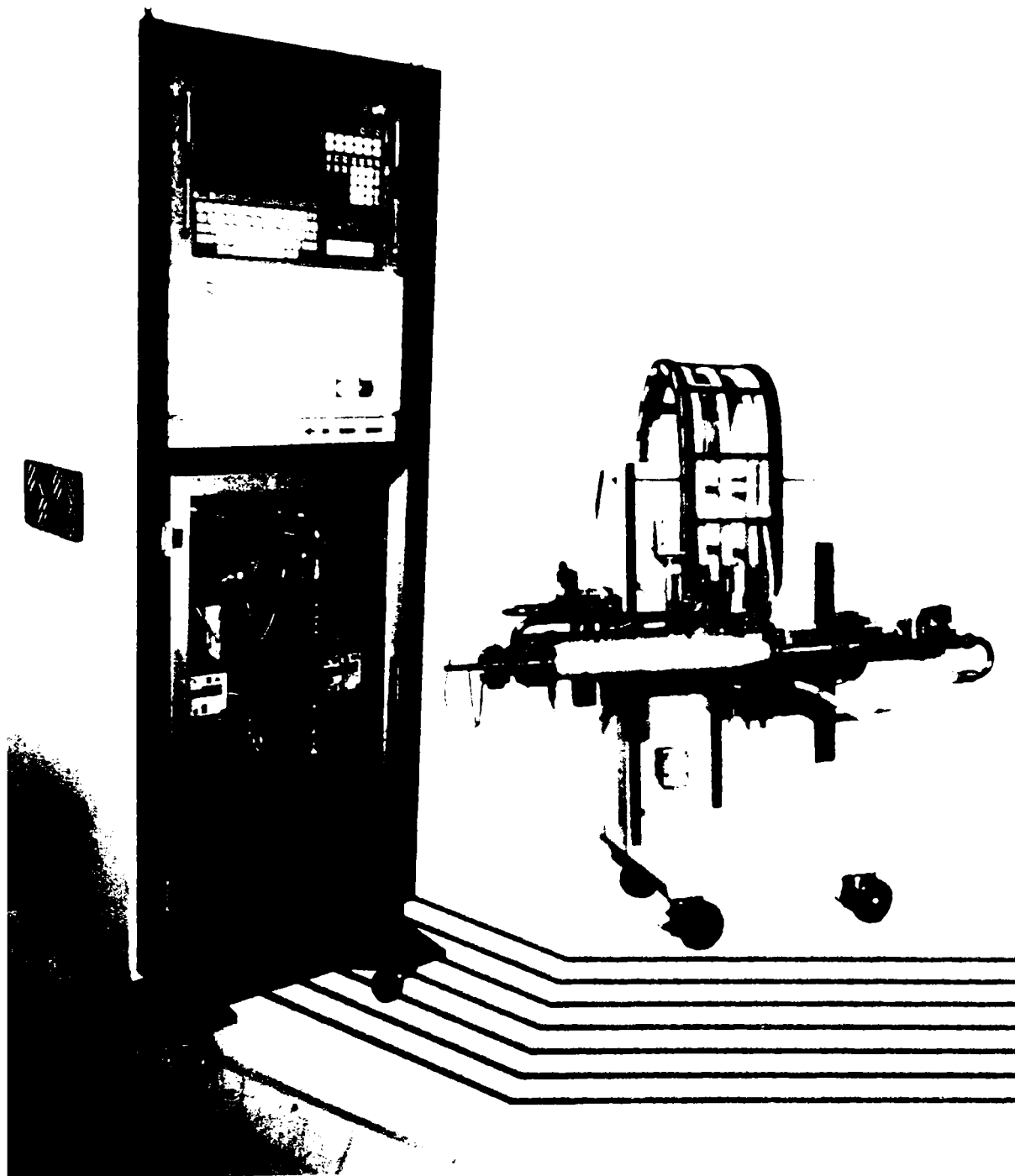
7000 system for remote control and monitoring.

fig. 6.8 Analizoare Horiba

Fumul este masurat cu aparate de tip opacimetru ( Hartridge ) sau prin filtrare si masurarea stralucirii filtrului (Bosch) . Intre diversele metode exista relatii de echivalenta .

# PSS-20

## PARTICULATE SAMPLING SYSTEM



Aparat pentru masurarea continutului de particule si tunel de

### **Masurarea continutului de particule**

Motoarele de tractiune rutiera , cu volum considerabil de gaz vehiculat sunt testate cu aparatura bazata pe prelevarea partiala a gazelor prin tunelul de dilutie [ Fig. 6.9 ]

Gazele esapate sunt prelevate din conducta de esapament , diluate cu aer in volume controlate , amestecul fiind apoi filtrat prin filtre speciale.

Volumul de gaz se coreleaza cu turatia si sarcina motorului .

Pentru ' probe de casa ' s-a utilizat o metoda de corelatie fum / particule , determinata experimental / statistic si cunoscuta ca si curba de corelatie MIRA ( Motor International Research Asociation )

**Masurarea zgomotului** permite aprecierea efectelor adoptarii unor solutii constructive si poate furniza informatii asupra calitatii procesului de ardere . Variatiile mari de presiune in cilindru sunt insotite de zgomotele mecanicii motorului , intensitatea acestora putand furniza informatii calitative privind procesul de ardere - intarzierea la autoaprindere , rata de crestere a presiunii etc .

Aparatura este specializata , permite masurarea intensitatii zgomotului in game de frecventa , ceea ce poate duce la identificarea surselor si luarea de masuri de reducere . Pentru studii aprofundate se utilizeaza camere 'surde ' izolate fonic si un complex de receptori asezati pe laturile si in colturile unui paralelipiped , in scopul determinarii pe fiecare directie a intensitatii zgomotului si a identificarii agregatului responsabil pentru emisia de nivel maxim .

Centrele de cercetare consacrate , institute sau laboratoare uzinale dispun de instrumentatii complete , retele de masurare cu traductori si placi de achizitie date , precum si softuri de incercare - masurare – prelucrare specializate .

Investigatia experimentală ofera inainte de toate o ultima verificare a solutiilor constructive si a reglajelor , inainte de lansarea in fabricatie . In acelas timp sunt oferite date concrete pentru setarea programelor de simulare , in masura a permite simularea functionarii virtuale a motorului in cele mai variate conditii .

Data fiind importanta economica a sectorului industriei constructoare de motoare de tractiune , o serie de firme s-au specializat in executia echipamentelor de investigare cum ar fi :

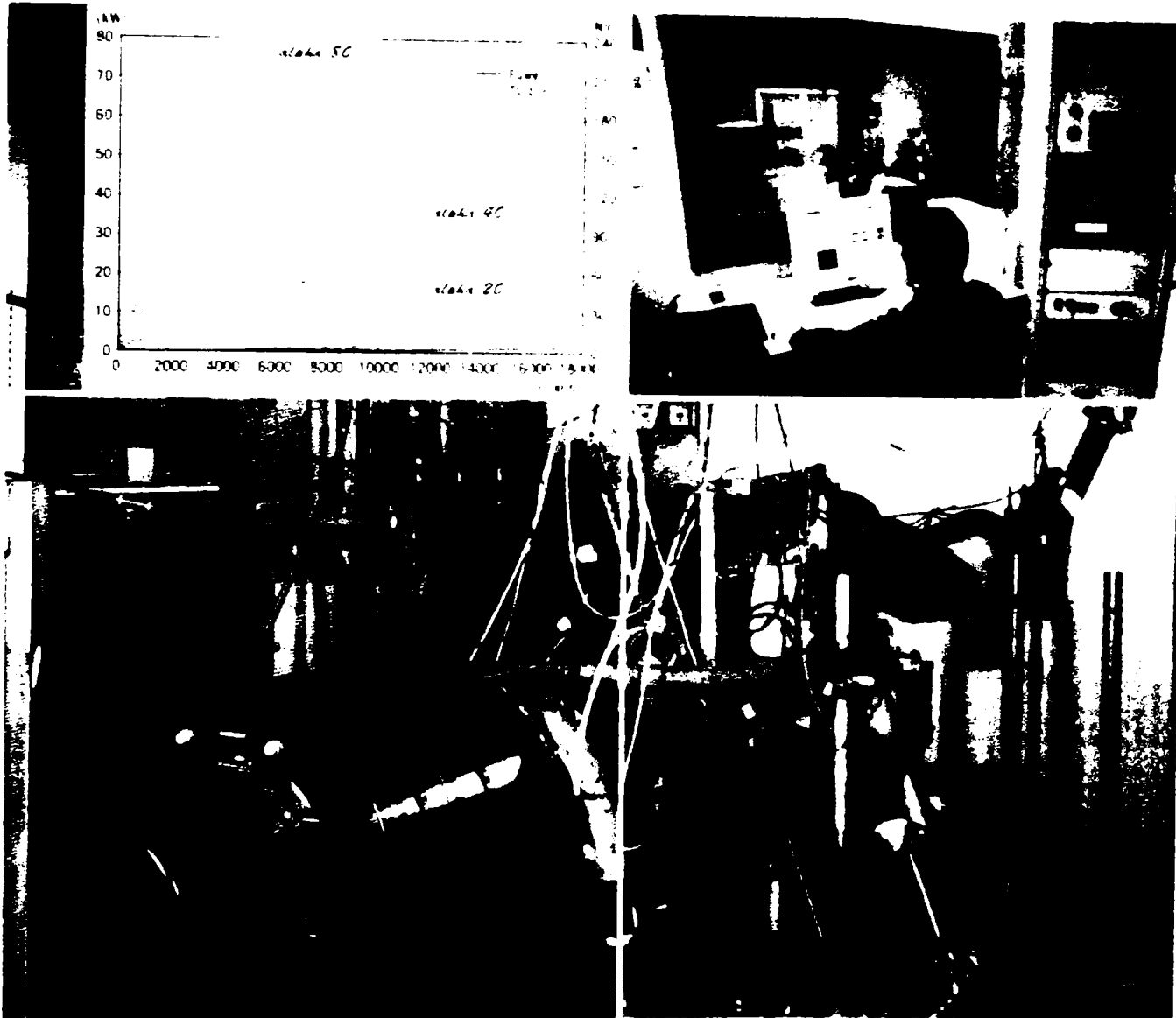
Kistler - traductoare piezo pentru diagrama indicata  
AVL - standuri complete , traductoare , soft de cecetare  
Schenck - frane dinamometrice , echipament achizitie date  
Horiba , Pierburg ,AVL - analizoare de gaze

Standurile de proba devin astfel complexe de instrumente si aparate de inalta rezolutie , al caror costuri devin din ce in ce mai prohibitive .

Pentru aprecierea simultana si in timp real a variatiei parametrilor prelevati cu ajutorul placilor de achizitie ,datele sunt prelucrate in calculator pe baza unor softuri specializate , operatorul avand un rol de supraveghere si control .

In fig. 6.10 este prezentat un stand modern de testare a MAI

Fig. 6.10



Inaintea executiei probelor functionale de omologare certificare au fost verificate subansamblele principale ale motorului .

Caracteristicile chiulaselor au fost determinate pe instalatia proprie a carei componenta a fost prezentata in fig. 4.5

Echipamentul de injectie ( pompa , conducte , injector , variator de avans ) a fost testat la MEFIN Sinaia , pe standuri de centicubare Bosch EFEP60F, echipat pentru determinarea presiunilor cu sistem de achizitie date Hottinger Baldwin DV55 ,traductori piezo P3MB de 1000 - 2000 bari , sensibilitate 0,3 % , soft DMCLab plus 12a

Pentru caracteristicile pulverizatoarelor a fost construita o instalatie proprie dotata cu panou hidraulic , conditioner pentru temperatura constanta , drosel , manometru de control si debitmetru .

Pulverizatoarele au fost alese dintr-un lot initial de 375 buc. ,sortate si clasate pe intervale de debite la 100 bari . [ anexa 6]

Subliniem ca rezultatele studiului asupra caracteristicilor pulverizatoarelor a fost ulterior discutate cu fabricantul HIDROJET Breaza , care a demarat imediat constructia si dotarea unui laborator de control , incercare si cercetare a caracteristicilor pulverizatoarelor , plecand de la faptul ca observatiile noastre au explicat o serie de probleme de calitate cu respingeri la export . O problema ramasa in studiu , in care s-a implicat si MASTER si Facultatea de Mecanica Timisoara a fost elaborarea unui procedeu tehnologic pentru eroziunea muchiilor de racordare a orificiilor de culverizare spre sac ,respectiv masurarea si reducerea imprastierii debitelor pulverizatoarelor .

O problema nerezolvata a ramas refacerea standului pentru turbosufiante la HIDROMECHANICA Brasov .

Probele functionale cu motorul 1035 L6 DTI au fost efectuate in mai multe etape ,dupa cum urmeaza :

**-probele de casa** , executate pe un stand de receptie (nr.13) verificat metrologic si cu dotari suplimentare .

Componenta standului :

- frana hidraulica tip Schenck 330 kw/4000 rpm , autodotare
- traductor tensometric tip TT 1000 Nicolina Iasi cu afisaj digital
- aparat de consum combustibil volumetric tip Zeppeler –autodotare
- transmisie elastica tip UTB adaptata
- traductor turatie AMTRD tip FEA Bucuresti , clasa 1
- traductori temperatura Pt 100 , termocuplu TM-1300 -Pascani ,cl.1
- Debitmetru Meriam , diafragma pentru consumul de aer
- Analizor AVL Digas 465 cu modul Nox
- Fummetru Bosch , opacimetru AVL
- traductor piezo pentru momentul de injectie AVL

- tuburi U si manometre .

Aparatele pentru forte , temperaturi , presiuni turatie etc. au fost reverificate metrologic , pentru preciziile din documentatie .

Probele si masuratorile au fost executate in conformitate cu STAS 6635 -89 si 10206-90

Desi analizorul AVL nu are precizia necesara pentru omologare certificare , am luat in considerare datele obtinute in vederea compararii cu probele din fazele urmatoare .

- **probe executate pe standul INAR Brasov** - departamentul motor transmisie . Probele au fost executate pe un stand de incercari echipat cu frana Schenck 330 cu curenti turbionari ,disc vertical , aparat de consum gravimetric CCSITA 1983 , debitmetru Meriam , turometru Schenck, analizor Beckmann 1956, analizor AVL Digas 4000 , traductori Pt 100 , termocuple , manometre .

Rezultatele obtinute au fost asemanatoare cu cele de la uzina , cu exceptia emisiilor usor mai coborate (Nox)

- **probele de certificare** au fost efectuate la UVMV –Motor Vehicle Research Institute Ltd . TUV Sudddeutschland Holding AG , standul 2 , echipat cu frana Schenck cu curenti turbionari , analizor Horiba –MEXA 11, conditioner si aparat de consum gravimetric AVL , opacimetru AVL, sistem achizitie date Schenck , aparat particule UVMV. Buletinele metrologice pentru aparatura si compozitie combustibil au fost predate delegatului RAR RA din delegatia romana .

Probele au fost executate in conformitate cu R 85 pentru performante , R 24.03 pentru emisii poluante vizibile, R 49.02 B pentru emisiile nocive



## CAPITOLUL 7

### DATE EXPERIMENTALE PRIVIND INCERCAREA LA PROBELE DE OMOLOGARE-CERTIFICARE A MOTORULUI 1035 L6 DTI

=====

Motorul 1035 L6 DTI a fost dezvoltat in baza unui program bazat pe o tema de proiectare ce cuprindea conditiile principale :

#### Motor cu injectie directa multijet – s-a renuntat la arderea Meurer

##### 1. Performante

- **Putere** 260 CP / 190 kw ( DIN 1585 cu ventilator rigid de  $\Phi$  620mm ), la **turatia nominala** de 2100 rpm .

Obs. S-a pastrat turatia nominala a motorului D2156 MTN8R

- **Cuplu maxim** . cca 100 daNm ( in corelatie cu performantele cutiei de viteze tip ISAMA 5S 110 / 10S 110B ( cuplu max .110 + 10 %)

- **Consum specific minim** cca. 205 g/ kwh

- **Performante de poluare EURO 2**

##### 2. Solutii constructive

In vederea realizarii performantelor stabilite prin tema de proiectare au fost alese solutii :

- **Supraalimentare cu racire intermediara** , cu racitor aer / aer

- Grup de supraalimentare - HIDROMECHANICA H3 0225A / A17 A 2 cu caracteristici date in anexa . Prin comparatie cu alte constructii , enumerate mai sus s-a urmarit atingerea unei presiuni relative a aerului la regimul nominal de cca. 1,3- 1,5 bari si cel putin 1 bar la regimul de cuplu maxim .

Obs. - la motorul D2156 MTN8R , presiunile de 1,1-1,2 bari se ating numai la regimul nominal .

- Echipament de injectie de mare presiune . Prin similitudine cu alte modele s-a cautat obtinerea unei presiuni maxime de injectie de peste 1100 bari . Ca urmare , prin cooperare cu MEFIN Sinaia SA a fost asimilata **pompa de injectie linie tip P8000** . Ca varianta import s-a ales pompa Bosch tip P7100 , ce echipeaza motoarele RABA D 10 .

**Injector** Hidrojet -corp KDAL 108 P / diuza DLLA138 P .. .

Pentru motor s-a proiectat o chiulasa complet noua , renuntand la solutiile de racire de origine MAN - cu racord tubular de localizare a

prelevării fluidului de racire - în special din motivul deteriorării prin coroziune a racordului ce determină fisurarea chiulaselor între scaune. Pentru construcția motorului au fost parcurse fazele :

### 7.1 Experimentarea gazodinamicii galeriilor de admisie și evacuare

Proiectarea noii chiulase a debutat cu studiul galeriilor de admisie și evacuare și a fost efectuat pe o instalație experimentală construită în regie proprie [fig 4.5] . Exactitatea rezultatelor s-a confirmat în cadrul contractului cu AVL Graz , când datele obținute pe chiulasele motorului 392 L4DTI au fost identice cu cele din laboratoarele AVL.

În corelație cu presiunea de injecție [ fig. 7.1 ] s-a urmărit un coeficient de turbionare de cca. 2,1 ( la motorul D2156 MTN8R -3,9 )

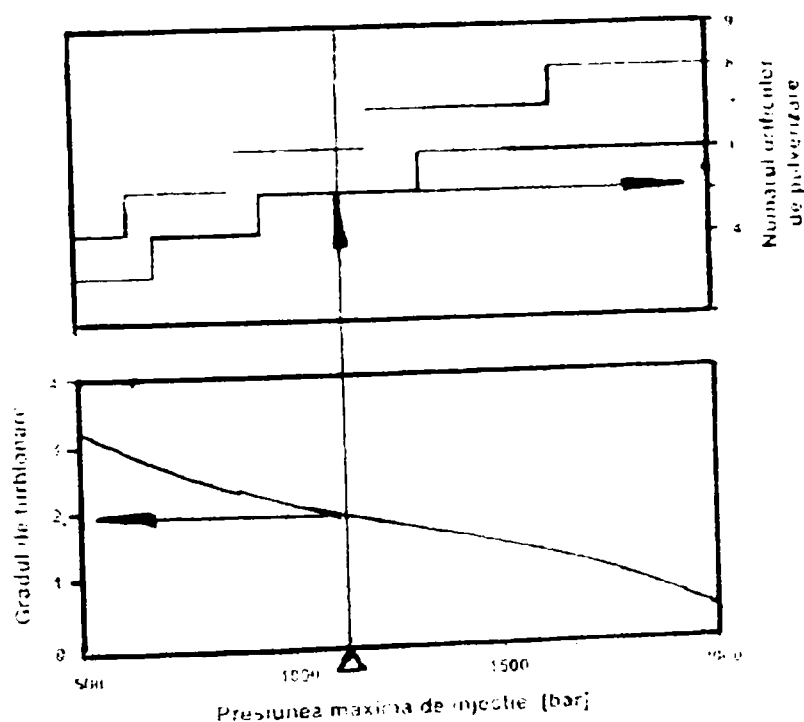


Fig. 7.1 Corespondența

dintre valoarea presiunii de injecție , număr de jeturi și gradul de turbionare a aerului { AVL [ 88] )

Modelele și cutiile de miez pentru turnarea chiulaselor au fost executate în CAD CAM , prin modelare 3D pe stațiile grafice și cu execuție pe centre cu comandă numerică . Modele ale galeriilor au fost turnate inițial în blocuri de aluminiu și încercate pe instalație . Obținerea valorii de 2,1 s-a făcut prin corecția unor zone anume din pipa de admisie . Coeficientul de debit obținut , 0,375 s-a considerat satisfăcător prin comparație cu date cunoscute de la alte motoare cu două supape – Renault , Deutz , RABA .

Pentru stabilitatea rezultatelor s-a utilizat diagrama AVL - [fig. 7.2 ] de corelatie intre coeficientul de debit si cel de turbionare .

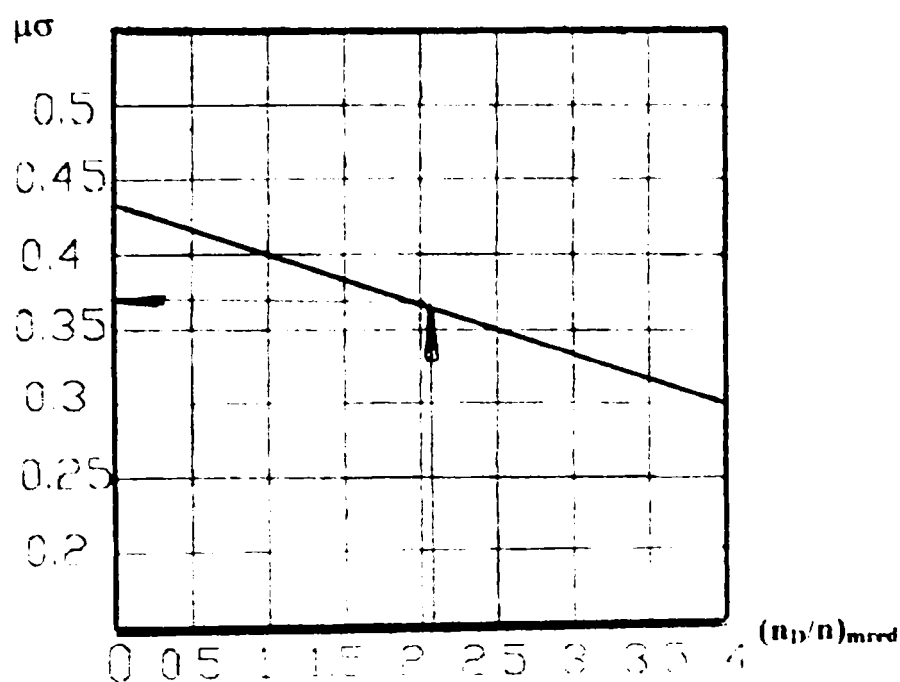


Fig. 7.2 Corespondenta coef de debit si de turbionare [ AVL ]

Pentru galeria de evacuare s-a cautat trecerea treptata de la un punct la altul a axei sectiunii , o evolutie calma a sectiunii de la scaunul supapei la flansa colectorului de evacuare , executia ingrijita a zonei de racordare cu ghidul supapei de evacuare .Modelarea 3 D pe statia grafica a permis determinarea marimii deverselor sectiuni si identificarea zonelor strangulate si a diferentelor bruste de sectiune .

Pe instalatia de verificare au fost obtinute urmatoarele rezultate  
coeficient de debit mediu conventional admisie ~ 0,375

Coeficient de turbionare  $nD/n_{med}$  - 2,1

Coeficient mediu de debit al galeriei de evacuare ~ 0,46

Rezultate care au fost considerate satisfacatoare in raport cu datele cunoscute de la alte motoare, cu conditia de a fi reproduse la fabricatia de serie (turnare ), unde se astepta o variatie in minus de cca. 5 %.

In acelas mod, dupa executia primelor chiulase de serie au fost verificate datele de mai sus atat ca valoare cat si ca interval de variatie .

Pregatirea executata CAD/CAM, cu o precizie de cca, 0.05 mm a demanstrat posibilitatea obtinerii unei distributii foarte stranse –sub 2 %

Desfasurarea cercetarii s-a efectuat conform procedurii AVL , exersata la constructia primului motor romanesc EURO 2 , in anul 2000 .

## 7.2 Experimente asupra echipamentului de injectie

Pentru echipamentul de injectie s-a beneficiat de colaborarea Departamentului Tehnic al SC Mefin Sinaia SA , care cu ocazia programului asimilarii noilor pompe tip P 8000 s-a dotat cu aparatura de achizitie date (Hottinger ).

Profilul camei tangentiala [ cap 5 experimente numerice INPOSER ] s-a ales avand in vedere obtinerea unei viteze a elementului corespunzatoare presiuni de injectie de peste 1100 bari . Pentru doza ciclica unitara corespunzatoare puterii programate s-a ales diametrul pistonului de 13 mm . Pompa Bosch ( element de diam. 13 mm / cursa de 12mm )

Pentru optimizarea constructiva si functionala a echipamentului de injectie au fost desfasurate la MEFIN si la ROMAN o serie de probe cu diverse variante de supape , conducte , pulverizatoare [ anexa 7 ]

Variatia presiunii la piulita injector , valoarea presiunii de varf in special a dus la eliminarea supapei de volum si adaptarea unei supape de amortizare cu orificiu de 0.8 mm

Rezultatele optime pe motor au fost obtinute cu conducte de presiune de 840mm lungime si orificiu de diametru 2 mm . Valoarea fumului a stat la baza selectiei rezultatelor experimentale .

Pulverizatoarele au fost executate in variante cu 5 orificii , dar de diverse diametre - 0,26 mm , 0,275 si 0.3 mm . Selectia pulverizatoarelor in set , ca si clasificarea dupa debite hidraulice s-a facut cu ajutorul instalatiei proprii , prin masurarea debitului de combustibil prin pulverizatorul , fara ac , la 100 bari .

Cursa acului s-a ales la 0,3 +/- 0,05 mm . Pulverizatorul s-a executat cu sac redus conic , in premiera la HIDROJET Breaza . O varianta a fost comandata la DUAP Elvetia .

Performantele optime ale motorului - in special de poluare -au fost obtinute cu pulverizatoare cu orificii 0,28 mm , cu debit de 106 cmc la 30 sec / 100 bari (nota - diuzele motorului 392 L4 DTI prezentau debite de cca, 675 cmc/ 30sec./100bari -5 gauri 0,235 mm - AVL )

In componenta finala probele de verificare la rece pe sistemul de injectie au prezentat presiuni de 1350-1400 bari la regim nominal

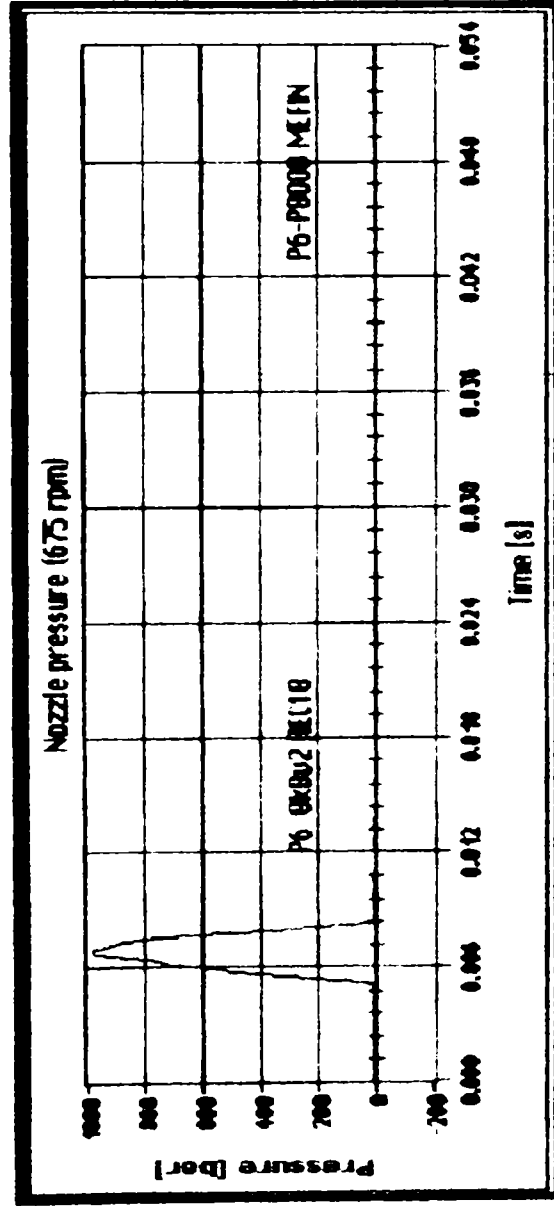
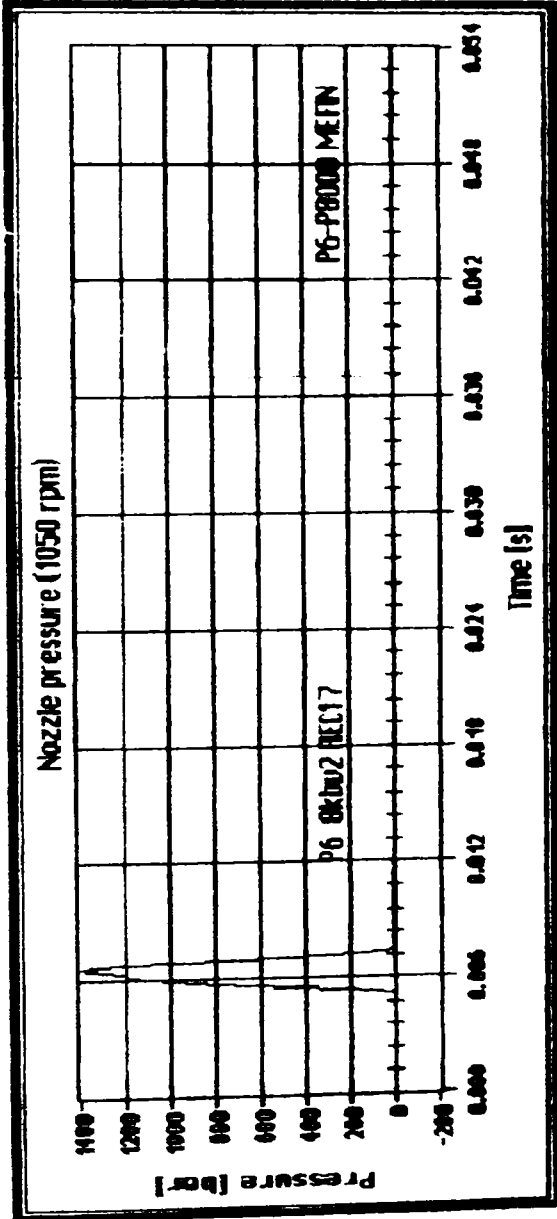
si cca. 1150 la cuplu - la piulita injector [fig7.4 ]. Probele de anduranta ale pompei P8000 s-au desfasurat cu diuze de 0.26 mm la presiuni de cca 1500-1600 bari , peste 600 ore .

De notat ca pe parcursul a cca. 10 ore de functionare , debitul la 100 bari al pulverizatorului a crescut cu cca. 5 % , evolutie pusa pe seama netezirii asperitatilor si muchiilor rezultate din prelucrare .

DATE: 12-04-02

S.C. MEFIN S. A. SINAIA  
LABORATOR INCERCĂRI

PRESSURE DIAGRAMS



INJECTION PUMP	P6-P8000 MEFIN	
NOZZLE (Po=240 bar)	P size (5 holes x 0.28 mm)	
PIPE	Ø8xØ2-880	
PUMP ELEMENT	Ø="3	mm
DELIVERY VALVE	without	mmc
THROTTLE DIAMETER	0.9	mm
PRELIFT	6.75	mm
DELIVERY VALVE STOP	without	mm
CONTROL RACK	10	mm

SPEED	1050 rpm
DELIVERY /1000 strokes	1.70 cmc

# P8000

SPEED	875 rpm
DELIVERY /1000 strokes	2.05 cmc

fig. 7.4 variatia presiunii de injectie

Pentru imbunatatirea pulverizarii – presiuni mai mari la inceput si respectiv inchidere ferma la sfarsit s-a schimbat arcul injectorului , modificand caracteristica elastica de la 130 kg/mm la 197 kg/ mm

O atentie deosebita s-a acordat cotei de pozitie a pulverizatorului fata de planul chiulasei .

### **7.3 Reglajul de avans fix la injectie si caracteristica de avans**

In echiparea amintita au fost efectuate teste cu diverse valori ale avansului fix la injectie intre 8 si 0 grd. RAC

Testele au fost facute pe standul de proba , la turatie constanta , modificand avansul in plaja de valori .S-a urmarit evolutia parametrilor de putere , consum specific efectiv , temperatura gazelor arse si in special noxele - fum si Nox .

Din punct de vedere al poluarii avansul fix de 1.5 grd. RAC s-a considerat optim , la acest regim si la turatia de cuplu maxim rezultand o valoare de 770 ppm Nox . Desi cu avans mai mare - cca. 5 grade RAC performantele au fost sensibil mai bune- putere , cuplu consum specific si fum , avansul de 1,5 grade s-a ales ca optim din considerente de poluare - valoarea Nox .

Pentru variatia avansului cu turatia s-a proiectat un dispozitiv centrifugal, cu amplificarea miscarii contragreutatilor prin manivele [cap.5 ] Plaja de variatie aleasa a fost de 3 grd. RAP , corespunzatoare caracteristicii determinate pe motor .

Tararea arcurilor variatorului s-a conceput in ideea ca deplasarea contragreutatilor sa inceapa dela 1600 rpm , in asa fel incat la turatia de cuplu maxim 1350-1400 rpm variatorul sa nu intervina , avansul fix fiind cu certitudine reglat pe valoarea optima .

Sub 1350 rpm motorul solicita un avans de cca. 2 grd dupa o alta caracteristica .Aceasta a fost realizata prin profilarea capului elementului de pompare , pentru cca. 30 % din arcul de rotatie . Probele pre-omologare efectuate la Institutul UVMV - Praga , o filiala a TUV Essen , au permis o determinare a influentei avansului asupra parametrilor motorului in cele 13 puncte . Datele la sarcini partiale pot servi in studiul de simulare sau intr-un program ulterior de reducere a noxelor .

Incercarile in vederea omologarii / certificarii internationale R 49.02 B s-au facut cu cele doua variante de pompe de injectie -MEFIN P 8000 si P7100 Bosch , motorul fiind incadrat EURO2 in ambele situatii .

## 7.4 Probele de omologare -certificare

Probele de omologare certificare au fost efectuate la UVMV Praga in prezenta delegatului RAR RA , pe un stand de testare compus din :

Frana cu curenti turbionari Schenck 330 kw/4000rpm

Sistem de achizitie date Schenck

Fummetru AVL

Analizor Horiba

Aparat de prelevare particule UVMV

Aparat consum combustibil AVL cu preconditioner

Rezultatele testului de certificare sunt date in [ anexa 8 ].

Buletinul atesta performante ale motorului cu pompa Mefin tip P 8000 , apropiate sau superioare temei de dezvoltare :

Putere 191 kw ISO 1585 cu ventilator rigid de 620 mm

Cuplu maxim 120,32 daNm / 1350 rpm

Consum specific minim 215 g/kwh

( in echipare cu cuplaj ventilator visco ar putea fi cca 206 g/kwh )

presiunea de supraalimentare la putere max = 1,38 bari

masa aerului consumat la putere = 1325 kg/h

consumul de combustibil la putere = 49,165 kg/h

consum combustibil la cuplu = 37,9 kg/h

Noxele rezultate conform R 49.02 B

CO = 0,585 g/kwh fata de limita de 4 g/ kwh

HC = 0,232 g/kwh 1,1

NOX= 6,84 g/kwh 7,0

Particule P = 0,121 g/kwh 0,15

Pentru emisia de fum , au fost obtinute valori pana la 3,2 HSU cu exceptia punctului de cea mai joasa turatie - 7 HSU /1100 rpm

In echipare cu pompa de injectie Bosch tip 7100 s-au obtinut rezultate asemanatoare

In concordanta cu rezultatele obtinute si cu regulamentele europene MINISTERUL LUCRARILOR PUBLICE TRANSPORTURILOR SI LOCUINTEI a emis comunicari de omologare internationala

**B 49R-0201022 B 49R-0201021**

pentru cele doua variante de echipare ale motorului .

Pe parcursul a doi ani au fost executate cateva sute de motoare care in exploatare nu au semnalat deficiente specifice , legate de mecanica , performante sau poluare , ceea ce demonstreaza robustetea solutiilor alese .



## Capitolul 8

### INTERPRETAREA CRITICA PRIN JUXTAPUNERE A DATELOR EXPERIMENTALE SI A DATELOR DE CALCUL

=====

Intr-o prima abordare a simulării funcționării motorului 1035 L6DTI , înainte de determinarea efectivă pe standul de probă a performanțelor pentru omologare –certificare, s-au estimat o serie de mărimi referitoare la turbina ,racitor intermediar și echipament de injecție pornind de la datele cunoscute ale motorului D2156 MTN8R .

Motorul D2156 MTN8R, primul motor ROMAN cu racire intermediară 1985,cu funcționare în baza principiului de ardere Meurer are performanțe apropiate - 280 CP DIN 70 020 /2100 rpm , cuplu 92 daNm /1400 rpm .

În setarea inițială a programului DYN au fost considerate valori de pe caracteristica apropiată motorului D2156 MTN8R- 6 puncte de pe caracteristica externă :

194 kw /2100rpm , 193,6 kw / 200 rpm , 190,8 kw / 180 rpm ,  
182,7 kw / 1600 rpm , 175 ,5 kw / 1350 rpm , 99,6 kw / 1200 rpm .

Facem observația că performanțele motorului D2156 MTN8R sunt interpretate conform DIN 70 020 ,cu o corecție de până la 5 % și fără ventilator , care poate diminua performanțele cu până la 4 % .

Datele de referință pentru calculul de simulare au considerat valorile maxime de performanță ,la limita celor 5 %de toleranță pentru producția de serie , în vederea acoperirii corecției DIN și a puterii pierdute prin ventilator . Pentru motorul 1035 L6 DTI performanțele sunt date conform ISO 1585 .

Cu datele din caracteristica D2156MTN8R a fost efectuată o primă rulare a programului. Datele de calcul au fost comparate cu datele experimentale ale motorului 1035 L6 DTI.

În fig. 8.1 și 8.2 sunt prezentate diferențele între valorile de calcul după caracteristicile motorului D2156 MTN8R și cele experimentale ale motorului 1035 L6 DTI . Deși cu performanțe de putere apropiate , apar diferențe sensibile privind parametrii de consum specific ,raport de comprimare pe compresor , temperatura aerului după racitor , temperatura gazelor arse .

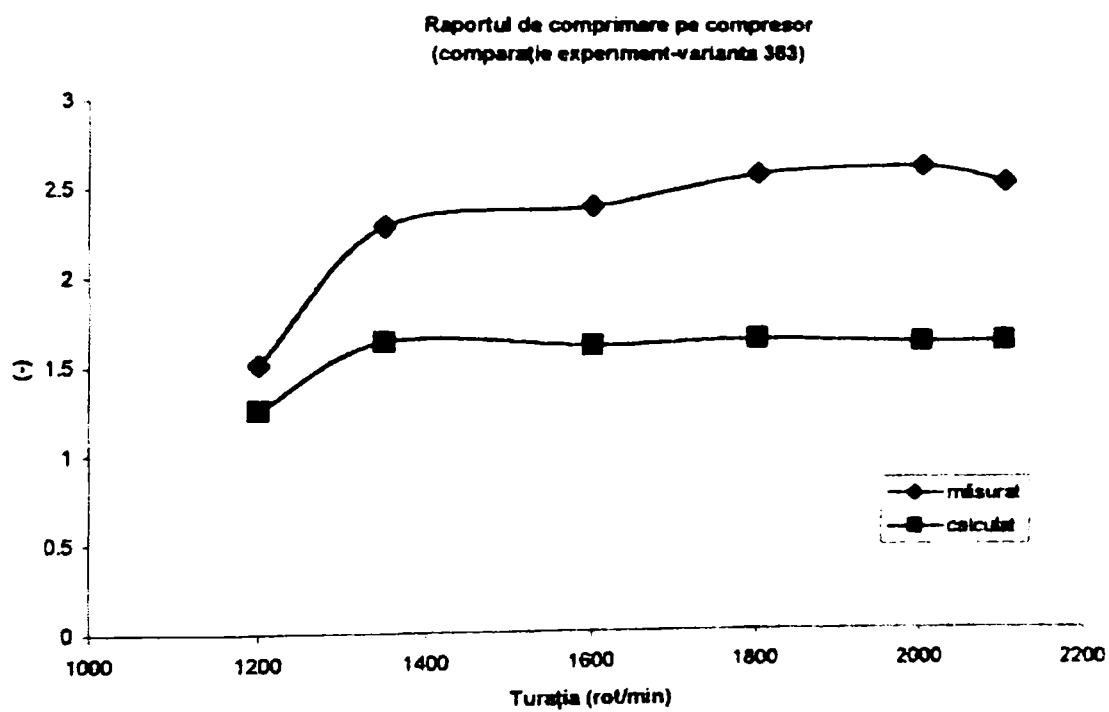
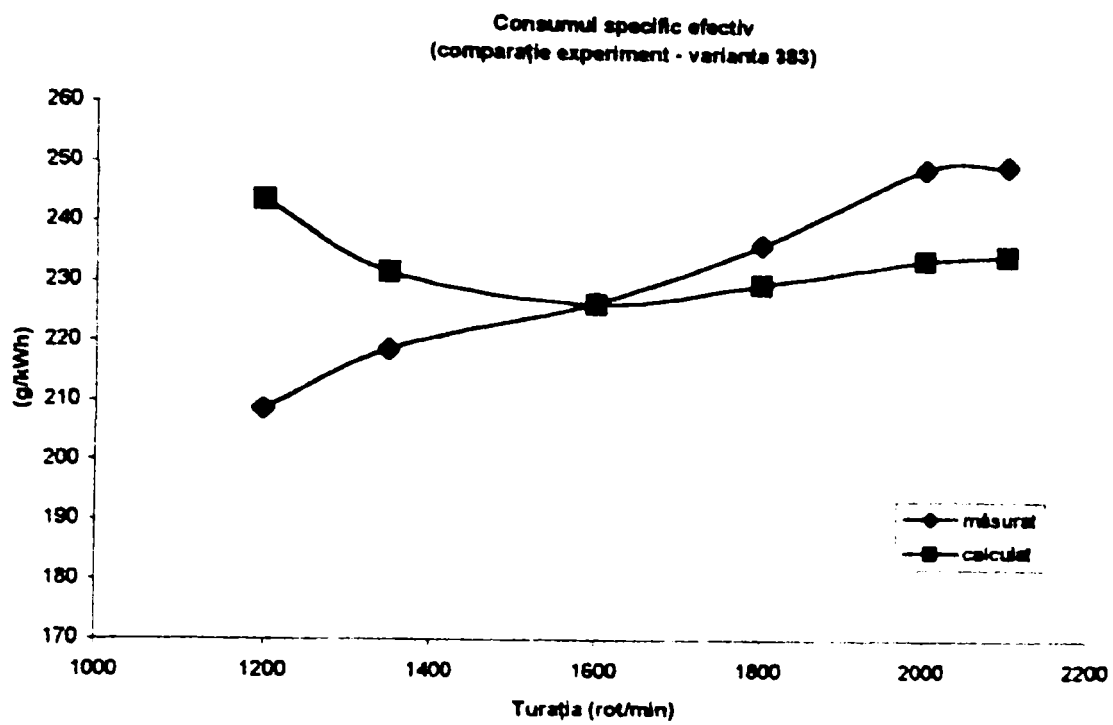


Fig 8.1

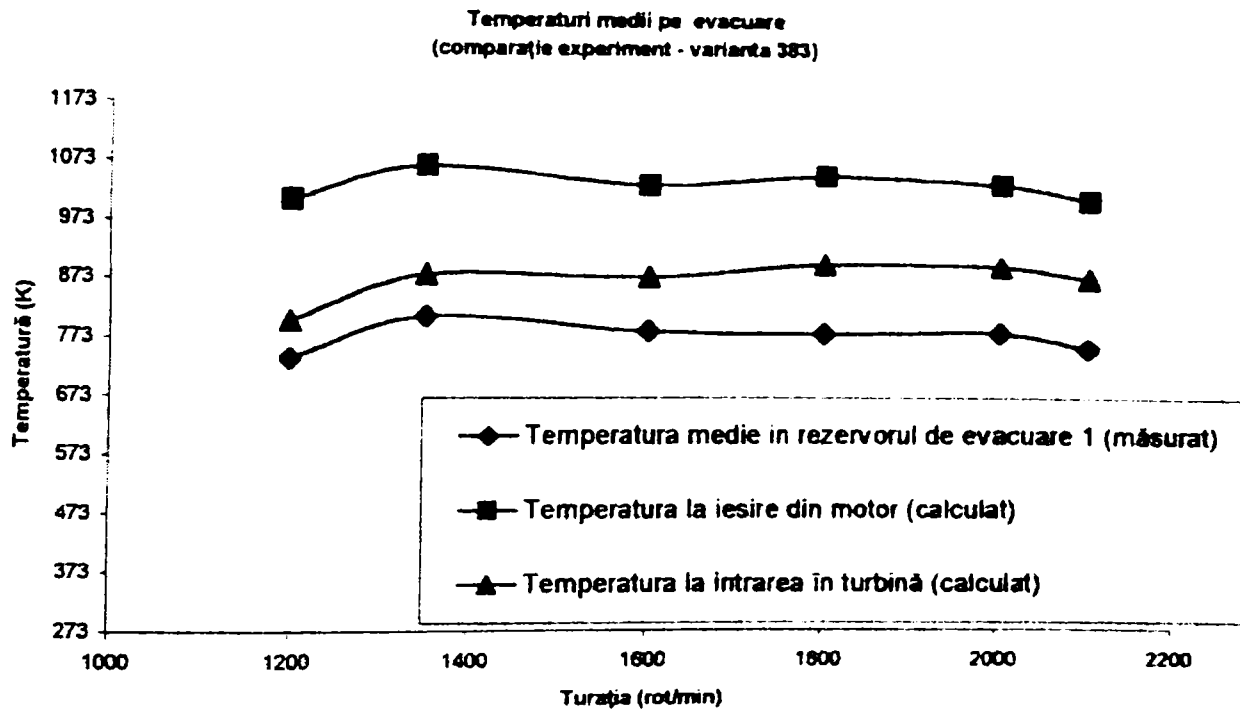
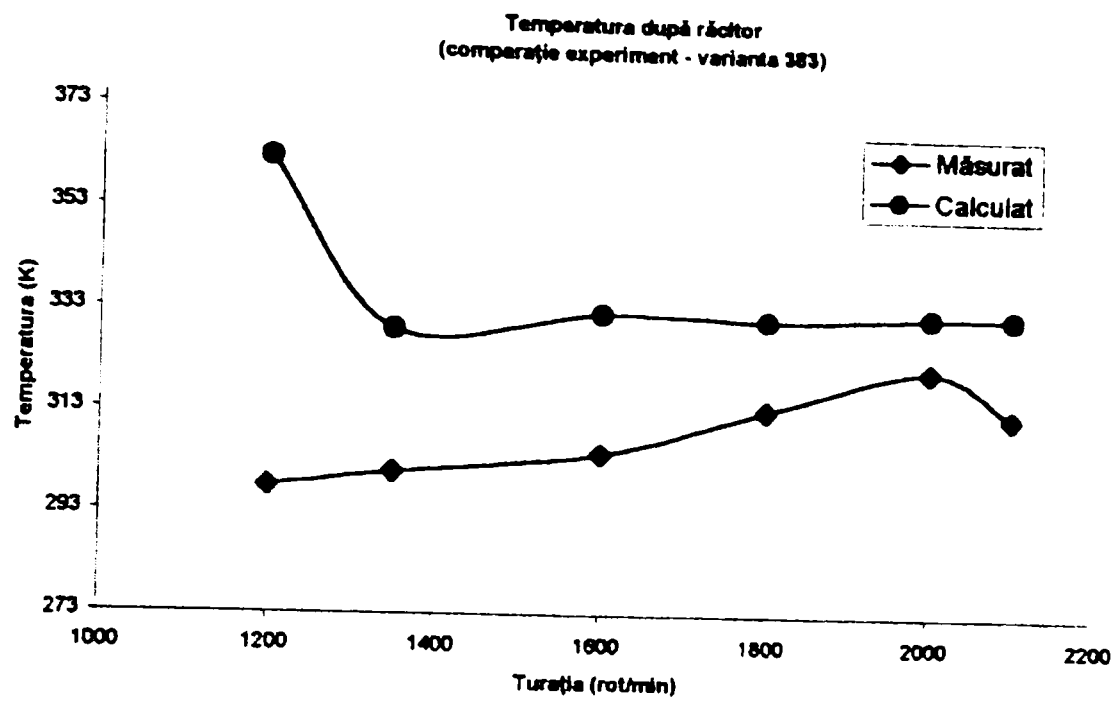


Fig.8.2

**Consumul specific efectiv** calculat se apropie de cel experimental doar la turatia de 1600 rpm si are trend diferit . Din aceasta se poate deduce ca evaluarea initiala a pierderilor mecanice nu a fost suficient de reala . Caracteristica pierderilor mecanice s-a determinat experimental ulterior prin antrenare pe stand la INAR Brasov rezultand un randament mecanic in jurul a 85 % la turatia nominala . **Raportul de comprimare pe compresor** corespunde ca trend , dar valorile din calcul sunt inferioare . De aici se deduce o evaluare initiala incorecta a caracteristicii turbinei , presiunea scazuta aratand ca turbina nu a avut puterea suficienta antrenarii compresorului in zona rapoartelor de comprimare ridicate .

De fapt la proiectarea motorului 1035 L6 DTI s-a avut in vedere acordarea cu un alt grup turbocompresor, intuind necesitatea cresterii presiunii de supraalimentare peste valorile inregistrate la motorul D2156 MTN8R Cresterea raportului de comprimare pe compresor solicita modificarea sectiunii turbinei. Probele preliminare cu variante ale motorului 1035 L6 DTI au dus la concluzia ca presiunea de supraalimentare de peste 1,3 bari la regim nominal ar putea fi realizata cu turbine de sectiune de 17 cmp ( au fost incercate si sectiuni de 21 si 19 cmp ) Prin programul de simulare , functionarea cu 3 variante diferite de turbosufiante - tipurile KKK 406 MNA , H3 9415 si H3 225 , au aratat alegerea justa a variantei H3 225 cu turbina de 17 cmp. Din calculul antrenarii compresorului H3 225 pentru realizarea rapoartelor de comprimare pe compresor , a rezultat necesitatea adoptarii unei turbine de cca.16,5 cmp

**Temperaturile dupa racitor** sunt diferite ,ceea ce indica o estimare incorecta a caracteristicii racitorului intermediar .

Intuind problema racirii aerului , la motorul 1035 L6DTI s-a adaptat un racitor diferit . Aceasta masura a fost dictata de faptul ca masuratorile de temperatura dupa racitor la motorul D2156 MTN8R au aratat valori de pana la 90 grade C a aerului . In noua conceptie s-a considerat ca 65 grade in aceleasi conditii este o conditie necesara .

**Temperatura medie in fata turbinei** ,valori calculate , este inferioara celor experimentale , ca urmare a simularii turbinei cu date estimate incorect ca si pierderile mecanice .

**Reacordarea programului** s-a facut pe baza datelor experimentale ale motorului 1035 L6 DTI , obtinute la omologare .

Aceste date sunt considerate de referinta deoarece contin certitudinea realizarii conditiilor de poluare EURO 2 .

Au fost reevaluate :

- caracteristica turbinei
- caracteristica racitorului intermediar
- caracteristica de pierderi

Determinarea in fiecare punct a parametrilor de functionare si evaluarea randamentelor turbinei , compresorului si pierderile mecanice presupune un procedeu iterativ prin care turatia grupului de supraalimentare se modifica prin schimbarea valorii randamentului mecanic , debitul de fluid se modifica prin schimbarea coeficientilor de debit ai turbinei , temperatura aerului dupa racitor se modifica functie de temperatura aerului de racire , consumul specific prin modificarea constantei caracteristicii pierderilor mecanice .

Modificarea volumului colectoarelor de evacuare influenteaza temperatura din fata turbinei aceasta observatie putand fi utilizata in continuare la dezvoltarea motorului pentru puteri mai mari .

Pentru resetarea programului au fost luate doua regimuri de pe caracteristica externa experimentală a motorului 1035 L6DTI, la 1200 rpm si turatia nominala , pentru celelalte 4 puncte facand corectiile pentru parametrii agregatului de supraalimentare .

Pentru turbina s-a considerat aria echivalenta de 8,5 cmp (o ramura) si randamentul mecanic de 98 %

Pentru racitorul intermediar s-a considerat un coeficient al puterii de racire functie de aerul vehiculat de 0.0986

Constanta pierderilor mecanice s-a considerat 0,12 iar turatia caracteristica 1200 rpm .

Reacordarea programului si verificarea lui prin comparatie cu datele din caracteristicile motorului 1035 L6 DTI va permite in continuare simularea functionarii in orice conditii de reglaj sau de mediu , ca si in cazul unor modificari constructive , oferind un instrument extrem de valoros pentru identificarea unor conditii critice sau pentru dezvoltarile viitoare .

Reconsiderand simularea functionarii in conditiile de mai sus rezulta variatiile parametrilor de control in comparatie cu cei experimentali [fig. 8.3] [ fig. 8.4]

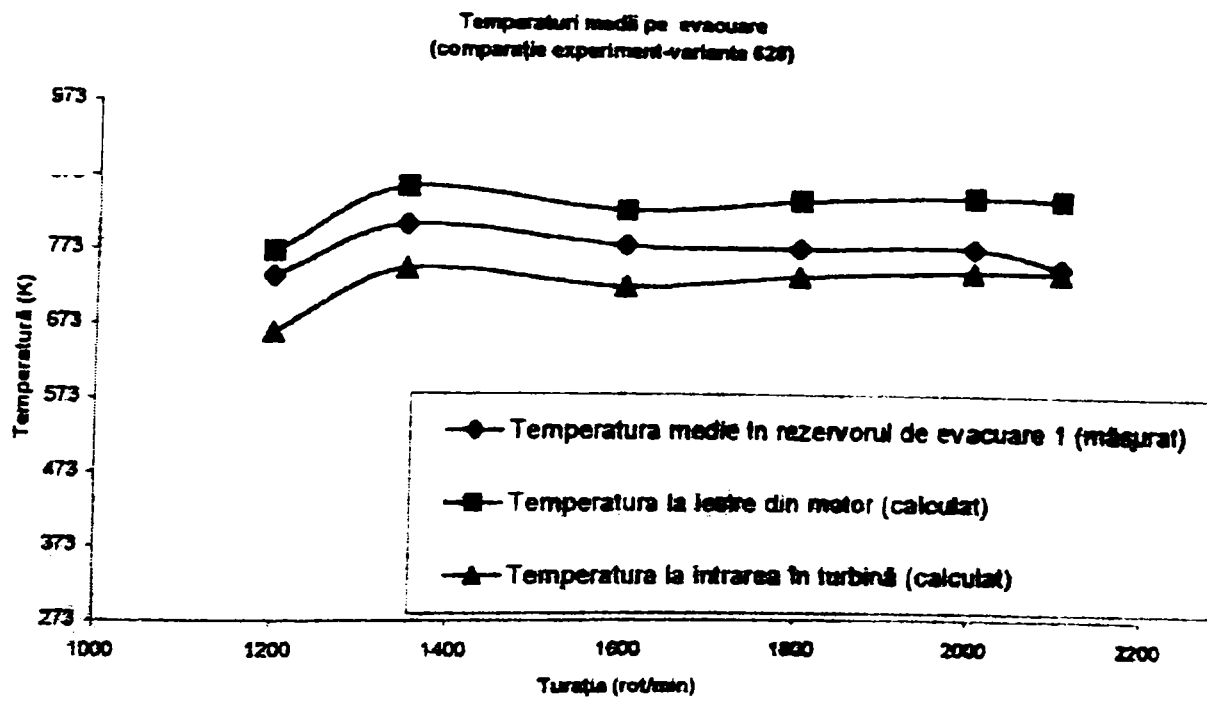
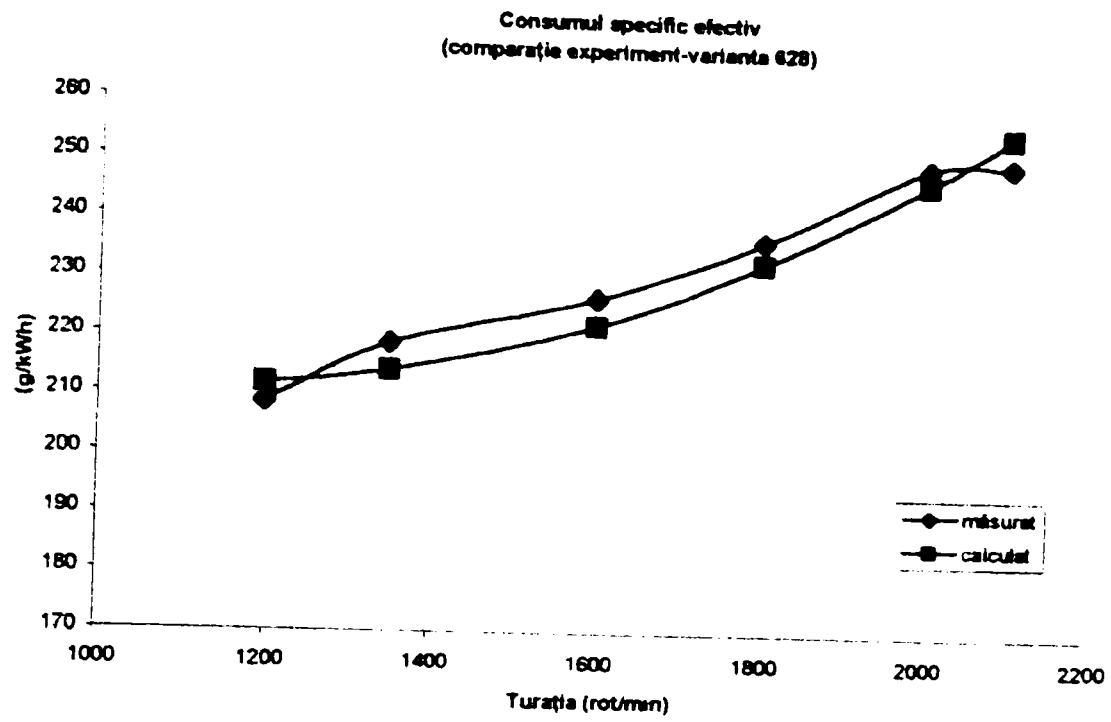


Fig. 8.3 Motor 1035 L6 DTI comparație calcul / experimental

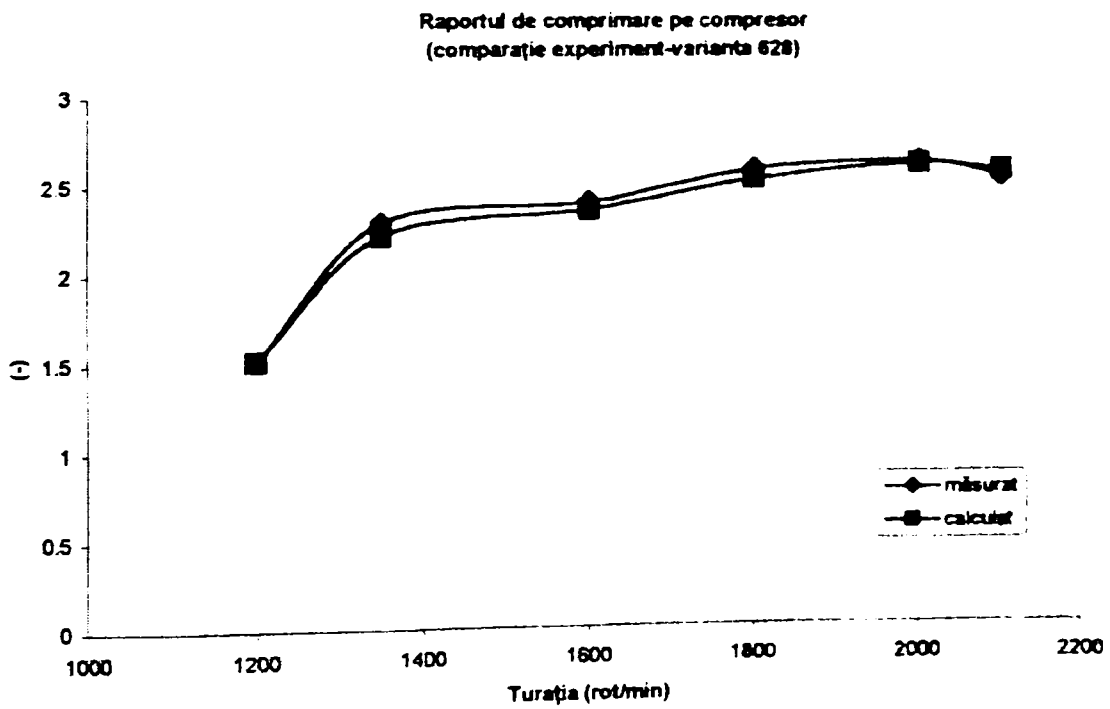
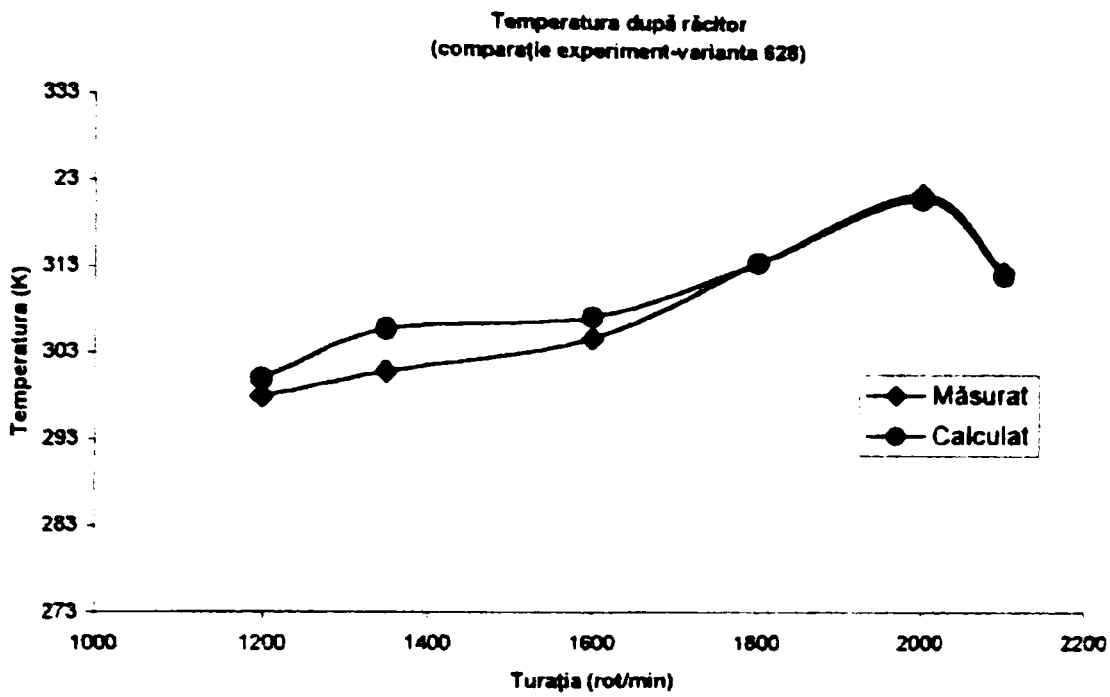


Fig. 8.4 Motor 1035 L6 DTI comparație calcul / experimental

Se constata o apropiere a rezultatelor calculate de cele experimentale intr-o plaja de 2% , **ceea ce valideaza corectitudinea programului de simulare** .

In continuare este posibila simularea modificarii oricaror parametri ce intervin in calculul functionarii motorului - putere , conditiile de mediu , reglaje etc.

Intr-o prima abordare poluarea motorului a constituit principalul obiectiv al programului de modernizare si optimizare constructiv-functionala .

Dupa cum s-a mentionat , incadrarea in limitele Nox solicita o stapanire fara echivoc a avansului la injectie , care ramane un parametru de reglaj accesibil in raport cu celelalte marimi alese pentru specificatia motorului . Relatia Nox/ fum , particule impune compromisul intre cele doua valori , in care avansul la injectie are rol esential .

Studiul prin simulare al influentei avansului la injectie , volumului colectorului de evacuare , raportului de comprimare , prezinta variatia parametrilor

- excesul de aer  $\lambda$  [fig. 8.5]
- temperatura dupa racitor [ fig. 8.6 ]
- consumul specific efectiv [ fig. 8.7 ]
- raportul de comprimare pe compresor [ fig. 8.8 ]
- presiunea maxima pe ciclu [ fig.8.9 ]

Pe parcursul testelor de certificare avansul fix de 1,5 grd. RAC a fost identificat ca optim , fixat la turatia de cuplu maxim . Pentru turatia nominala -2100 rpm , intervine variatorul de avans mecanic cu variatia de 3 grd. RAP / 6 grd. RAC

Pentru verificarea programului de simulare au fost considerate regimurile de cuplu maxim si putere maxima , a caror valori pot fi identificate in cele 13 puncte ale ciclului stationar european .

Variatia parametrilor functie de variatia avansului este data in continuare .



Coeficientul excesului de aer  
 Influența volumului rezervorului de evacuare  
 (presiune la intrare în compresor 0.93 bar)  
 Valori calculate

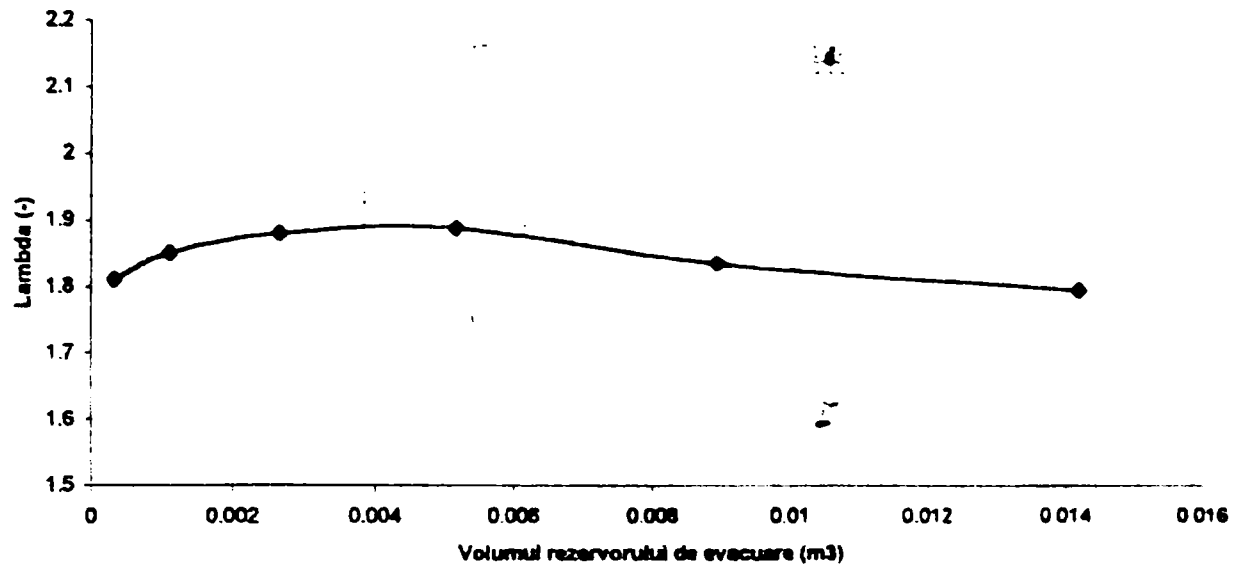


Fig.8.5

Temperatura medie după răcitor  
 Influența raportului de comprimare  
 Valori calculate

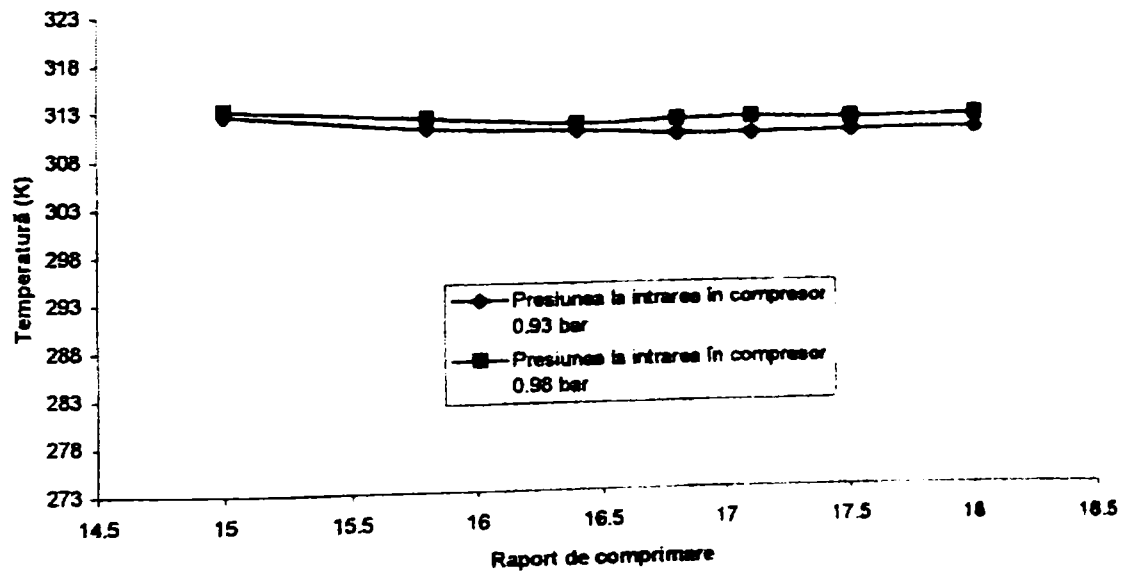


Fig.8.6

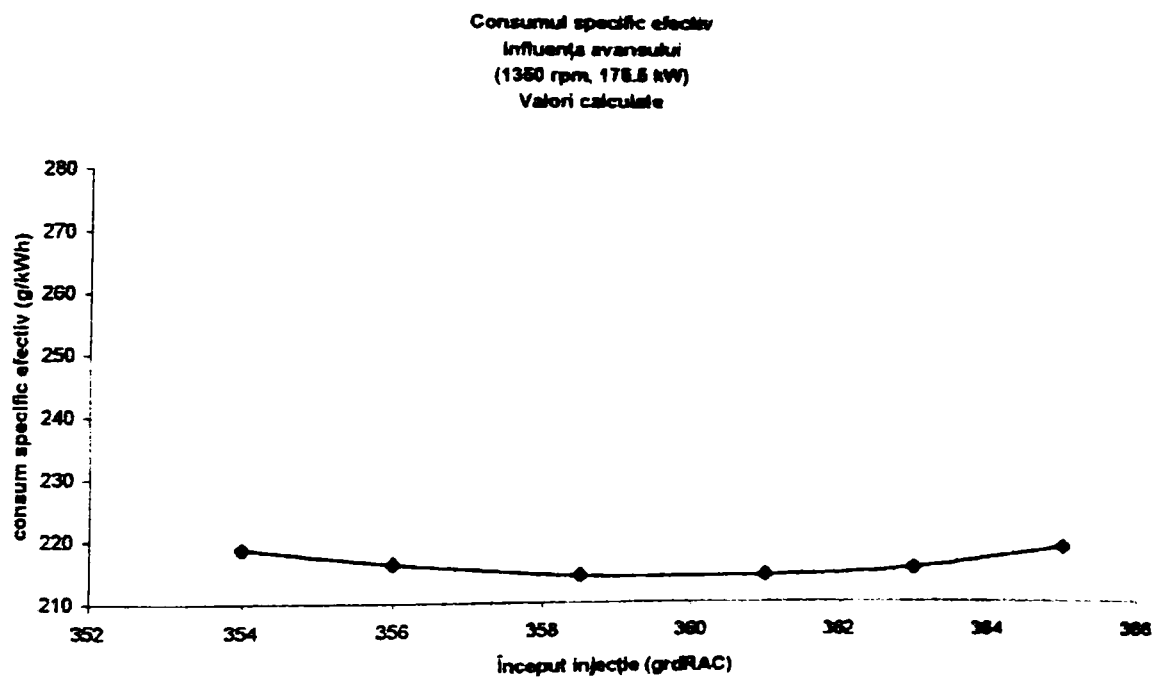
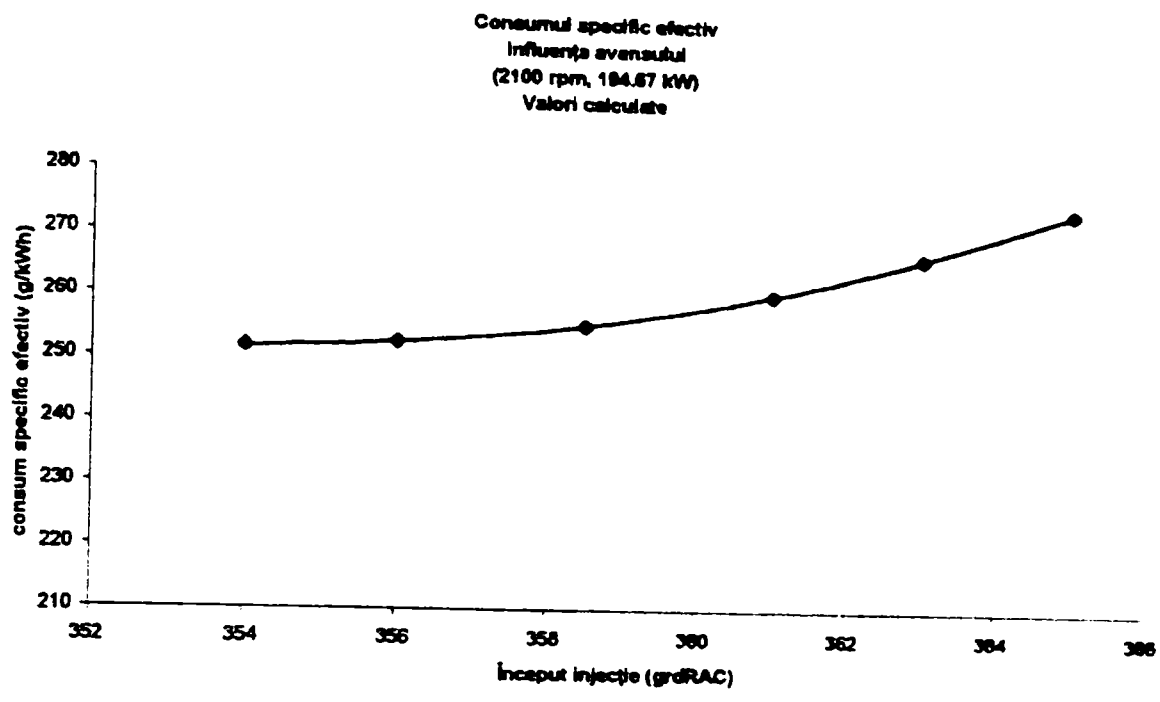


Fig. 8.7

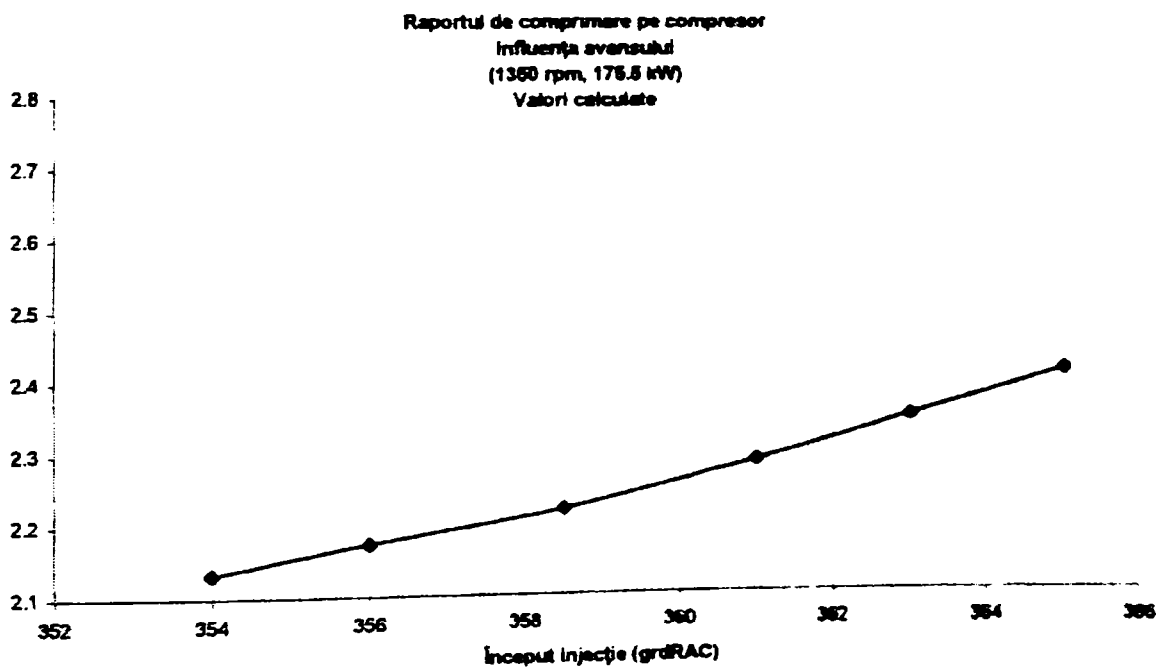
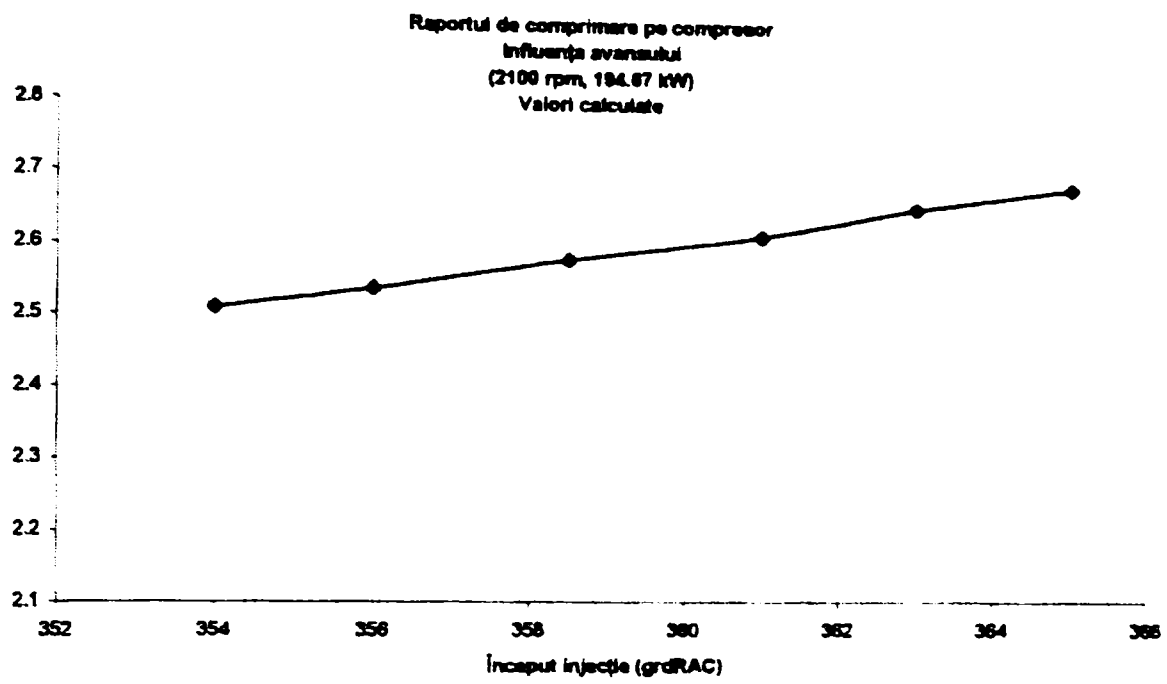
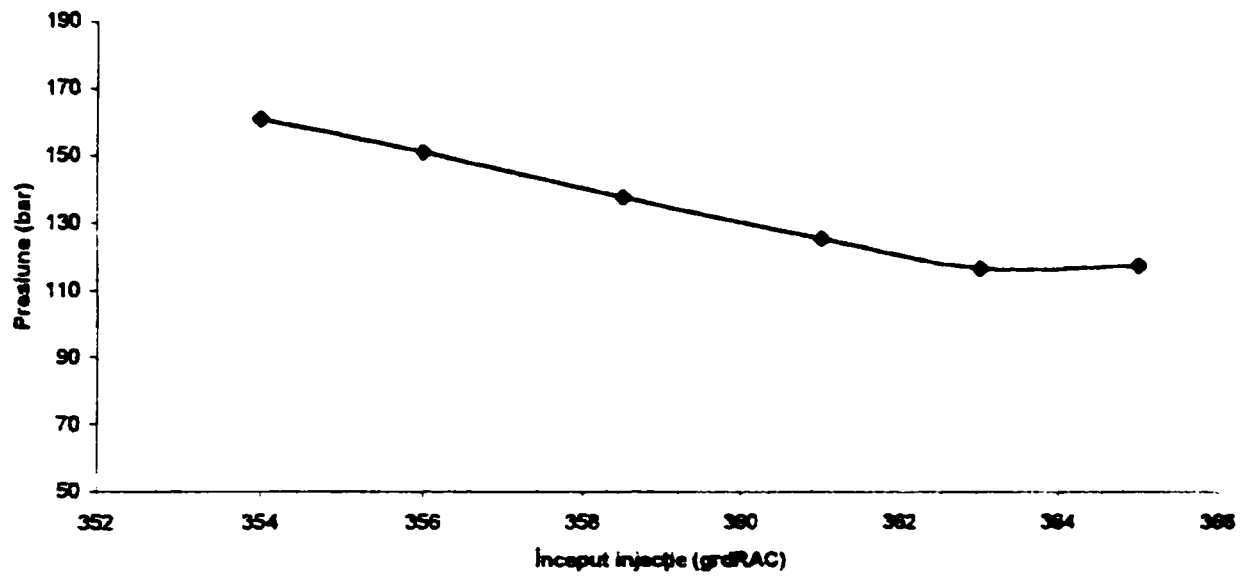


Fig. 8.8

Presiunea maximă în cilindru  
Influența avansului  
(2100 rpm, 194.67 kW)  
Valori calculate



Presiunea maximă în cilindru  
Influența avansului  
(1350 rpm, 176.6 kW)  
Valori calculate

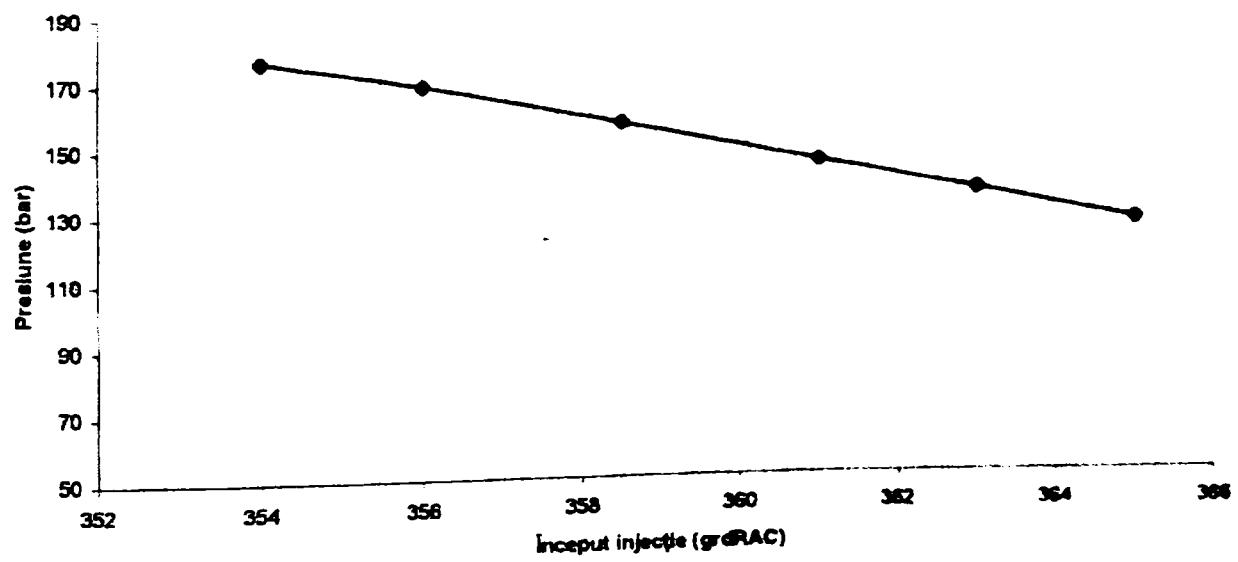


Fig 8.9

Pentru probele de omologare motorul a fost reglat pe un avans fix de 1,5 RAC , care corespunde cu avansul total la cuplul maxim

Pentru turatia de 1350 cu avans de 1,5 grade RAC se obtin valorile :

	Calcul	Experimental
Λ - excesul de aer	1,60- 1,62	1,59
Ce - consumul specific efectiv g/kwh	212	215
Π - raportul pe compresor	2,58- 2,6	2,53
Va - debitul volumic de aer mc/sec	0.190	0.187
T 3, 31- temperaturi inaintea turbinei grd C	840 / 720	817 / 700
Pmax - presiunea max in cil	150 bari	-

Pentru turatia nominala cu avans de cca 7,5 grd RAC ( 1,5 + 6 )

Excesul de aer	2,05	2,1
Consum specific ef . g/kwh	254	261
Raport compresor	2, 44	2,42
Debitul volumic mc/sec	0,340	0,33
Temperaturi turbina grd. C	820 / 700	840/ 720
Presiunea maxima in cil	140 bari	-

**Se poate constata apropierea sensibila a datelor de calcul si a celor experimentale .**

Valorile excesului de aer explica fumul scazut la regimul de cuplu maxim . Presiunile maxime de ardere ( mai mari decat cele prevazute initial ) explica partial valorile calculate pentru pierderile mecanice evidentiata de consumul specific mai mare decat cel asteptat la regimul nominal .

Cresterea avansului fix peste 1,5 grd RAC ar avea influentele  
 Pentru regimul de cuplu maxim : scade excesul de aer , se pastreaza consumul specific sau creste usor , scade raportul pe compresor , scade debitul volumic de aer , creste presiunea maxima .  
 Evolutia prezentata de caracteristicile calculate explica performantele mai bune constatate pe stand .  
 Pentru turatia nominala se pastreaza in mare acela trend al parametrilor de control .

## Capitolul 9

### INTERPRETAREA DATELOR EXPERIMENTALE OBTINUTE PE MOTORUL 1035 L6 DTI SI COMPARAREA CU DATELE CUNOSCUTE ALE ALTOR MODELE

#### EVALUAREA POSIBILITATILOR DE DEZVOLTARE ULTERIOARE

=====

Motorul 1035 L6 DTI este in esenta o dezvoltare a modelului D2156 MTN8R al anilor 80 , provenit la randul lui din modelul de licenta MAN . Abandonarea principiului de ardere Meurer , reglarea la un real nivel al puterii de 260 CP cu ventilator si in conditii ISO 1585 precum si incadrarea in limitele de poluare EURO 2 au fost jaloanele de baza ale programului de dezvoltare .

Modelul 1035 L6 DTI este un pas important in evolutia constructiva si functionala a motorului de 10 litri cilindree , prin alinierea la solutiile pentru EURO 2 practicate de marii constructori si crearea premiselor pentru etapele de dezvoltare viitoare .

#### 9.1 COMPARATIA CU MOTORUL D2156 MTN8R

Pastrarea formulei alezaj/cursa de 121/150 mm are la baza o serie de ratiuni de ordin tehnic , tehnologic si economic .

In gama de motoare ROMAN , in anii '80 a fost introdus motorul 1240V8DT , de 12,4 litri , alezaj/cursa 123/130 , cu scopul acoperirii intervalului de puteri de la 330 la 400 CP . Au fost intocmite si proiecte si prototipuri si cu alezaje de 128 si 130 mm .

Ca urmare , modificarea alezajului de 121mm cu diferente substantiale nu a parut justificata . In același timp din punct de vedere tehnologic , aparitia unor repere noi in numar foarte mare ar fi echivalat cu un efort economic major , imposibil de sustinut .

Studiind evolutiile motorului de licenta D2156 MAN la firmele RABA Ungaria si DAEWOO Coreea de Sud , constatam ca acestea au pastrat o perioada de timp formula motorului .

RABA a dezvoltat mai tarziu motorul D11 cu alezaj 123 in ideea largirii gamei de puteri prin marirea cilindreei in lipsa altui motor . Cresterea semnificativa de alezaj sau de cursa este insa limitata de constructia blocului motor .

DAEWOO a urmat aceeasi cale dupa care a trecut la asimilarea licentei motorului MAN D28 .

ROMAN SA a considerat suficienta dezvoltarea motorului 1035 L6 DTI pentru gama de puteri 220- 360 CP , variante auto cu poluare EURO 2 si in continuare EURO 3,4 , iar peste 360 CP sa promoveze dezvoltarea motorului 1240V8DTI .

Sub 220 CP au fost prevazute programe de dezvoltare pentru motorul 798.5 ( 102 x 112mm ) din licenta Saviem 1962 , programe care s-au finalizat cu modelele 550 L6 DTI 160 si 550L6 DTI 190 , omologabile EURO 2 .

Modelele de 160 si respectiv 196 CP au pompe de injectie tip P3000 MEFIN Sinaia , injectoare cu pulverizatoare cu 5 orificii , supraalimentare inalta , cu racire intermediara aer / aer , grupuri de supraalimentare cu waste gate HIDROMECANICA sau import Holset H2

Aceste modele ce au pastrat formula constructiva initiala ,dar au schimbat de asemenea procedeul Meurer cu injectia multijet de mare presiune , au fost concepute pe baza principiilor constructive si functionale ale motorului de 3,9 litri model 392L4 DTI ( 102x120 ) , proiectat impreuna cu AVL Austria si omologat EURO 2 in anul 2000 .

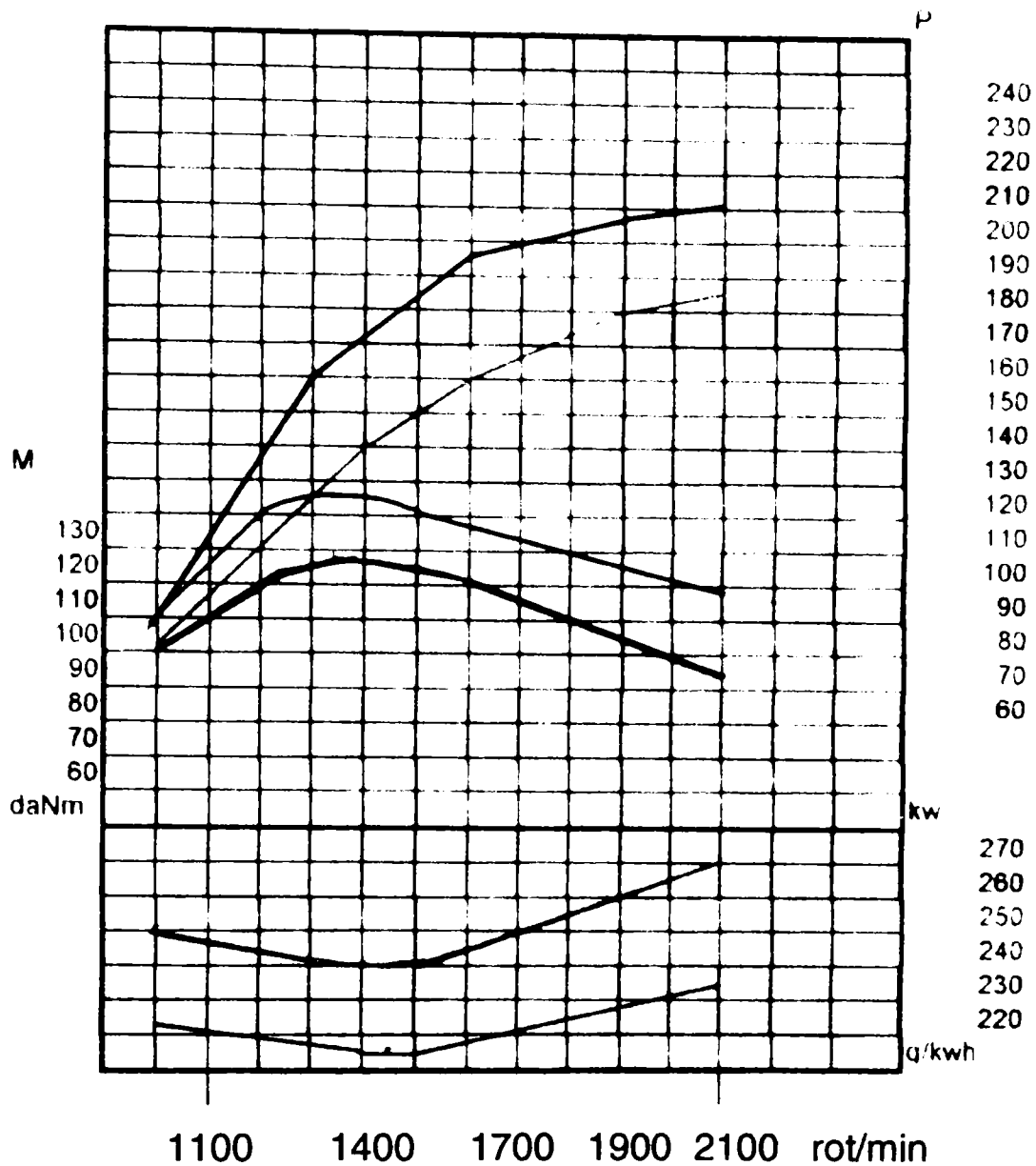
Tendinta de crestere a puterii specifice a camioanelor (CP/to) impusa de realitatile traficului actual , ca si solicitarile de motorizare indigena a specificatiilor omologate cu motoare Navistar si Renault de 250 CP , au avut ca rezultat tema de asimilare a unui motor de 260 - 320 CP, cu poluare EURO 2 , conditie de legislatie pentru inscrierea in circulatie in ROMANIA( 2000) . Imbunatatirea mecanicii (constructiv si tehnologic ) efectuata cu aceasta ocazie ca si comparatia cu evolutia modelului RABA D10 au dus la supozitia ca motorul 1035 L6 DTI poate acoperi plaja de putere pana la 360 CP

Date de poluare asupra motorului D2156 MTN 8 R au fost determinate in anii 80 la CCSITA Brasov cu aparatura tip analizor Beckmann 1956 .

In fig. 9.1 sunt prezentate comparativ caracteristicile motoarelor D2156 MTN8R si 1035 L6 DTI ( putere ,cuplu , consum specific ) ,fara ventilatoare .

In fig. 9.2 comparatia emisiilor poluante CO , HC, Nox , P.

Se constata diferente semnificative intre toti parametrii considerati ceea ce justifica efortul solicitat de programul de dezvoltare .



—— motor 1035 L6 DTI  
 - - - - motor D2156 MTN8R

Fig. 9.1 Comparatia performantelor D2156MTN8R/1035 L6DTI

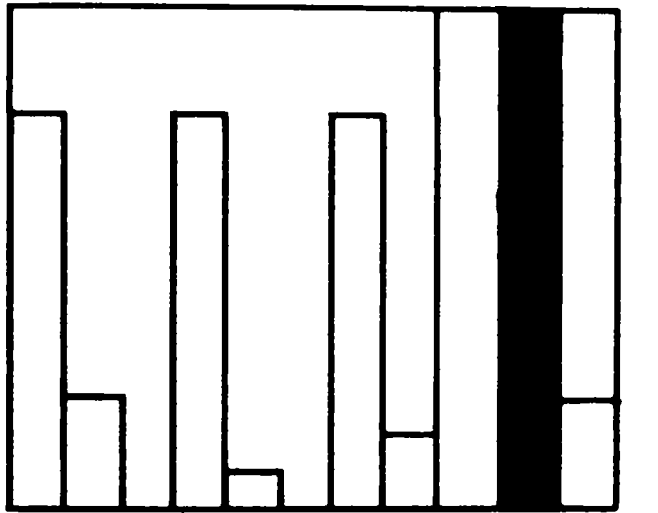
Pentru comparatie se retine in primul rand realizarea incadrarii in limitele de poluare EURO 2 ( 2001 ), ceea ce a permis continuarea fabricatiei potrivit legislatiei .

In al doilea rand se constata o reducere a consumurilor specifice de combustibil , atat in valorile determinate pe stand cat si in exploatare ( se vehiculeaza o reducere de la 33 la 28 l / 100 km . )

Motorul 1035 L6DTI se remarca prin cresterea sensibila de cuplu -de la 96 la 123 daNm ( cca. 30 % ), cu efecte apreciate in dinamica masinii .



In același timp , disponibilul de cuplu a dus la o alta maniera de conducere, ceea ce explica reducerea consumului mediu de carburant .



CO HC Nox PARTICULE Fig. 9.2 Comparatia emisiilor

in fig. 9.3 este prezentata reducerea emisiei de fum la motorul 1035L6 DTI fata de motorul D2156 MTN8R

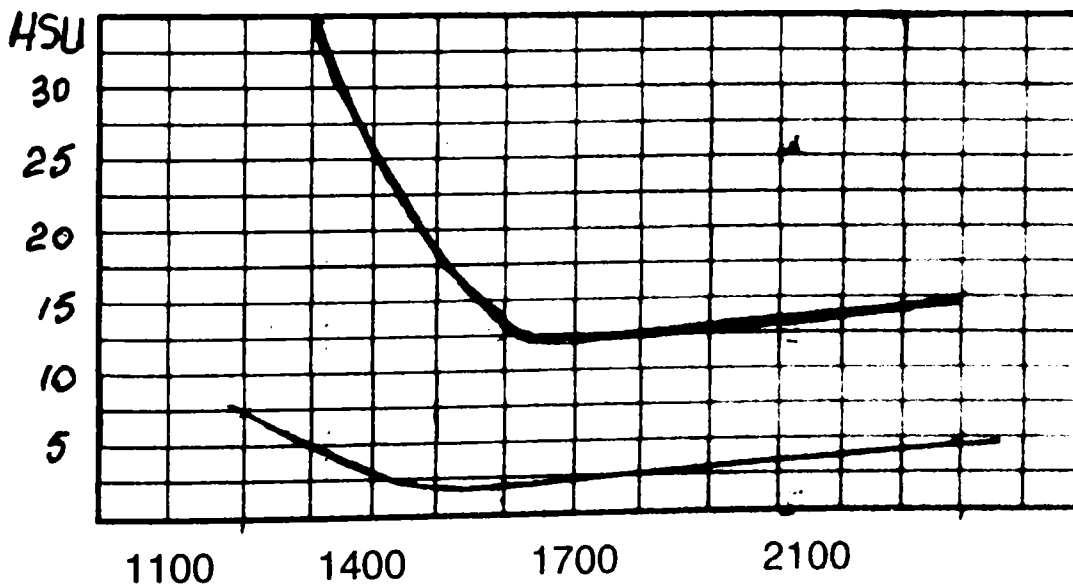


Fig. 9.3

Un succes foarte apreciat al noului model a fost realizarea pornirii mult mai usoare pe timp rece . Exploatarea fara probleme de

pornire a impus masuri drastice de supraveghere a etanseitatii sistemului de alimentare cu combustibil . Aerul intrat accidental in sistem dezamorseaza pompa de injectie si face pornirea imposibila , fapt constatat la mai toate motoarele cu injectie directa , fie cu pompa linie fie rotativa .

Un rezultat scontat il constituie cresterea emisiei de zgomot , desi probele comparative cu motoarele Renault , Navistar , Caterpillar , MAN arata un nivel mai redus cu cca. 2-3 dBA la motorul 1035L6 DTI si mai mic decat la motorul RABA D10 ( cu pompa tip P7100 adaptata de Bosch. )

In ideea reducerii zgomotului , impreuna cu HIDROJET Breaza s-a asimilat injectorul cu doua arcuri . Primele rezultate au aratat o reducere de 2-6 dBA pe externa , la turatiile mai joase si pe partiale .

## 9.2 Directii de actiune in perfectionarea solutiilor motorului EURO 2

Rezultatele obtinute cu injectorul in trepte sugereaza o problema legata de **legea de injectie** . Rata mare a debitarii in prima parte a injectiei ,efect al valorii presiunii maxime de injectie in jurul a 1400 bari , conduce la acumulari de combustibil si la dezvoltarea excesiva de caldura in faza arderii rapide . Din datele simularii , la turatiile din jurul regimului de cuplu maxim rezulta o presiune maxima de ardere de calcul de cca. 150 bari . Fara a comenta realitatea acestei valori , este totusi evidenta solicitarea majora a motorului . Practic , unele probe preliminare de durata , pe stand , cu puteri superioare , dar cu bolt piston de diametru 45 mm (de la motorul D2156 ) au evidentiat cresterea jocului intre piston si bolt ca urmare a solicitarilor de strivire

Ca masura constructiva imediata , boltul s-a majorat de la diametrul de 45 la 50 mm .

In masura in care modificarea duratei de injectie va permite , in speta nivelul fumului la turatia nominala , este indicata verificarea unui **alt profil al camei pompei de injectie** , prin reducerea intr-o masura prudenta a vitezei elementului . Este de presupus ca , reducerea ratei injectiei in prima parte va avea ca efect reducerea cresterii excesive a presiunii , a presiunii maxime si a nivelului Nox .

Probele privind presiunea de injectie cu pompa Bosch P7100 au evidentiat presiuni maxime de cca, 1150 bari la injector .

Rezerva de ppm Nox fata de limita R49.02 va permite cresterea usoara a avansului fara afectarea poluarii . In fapt , probele de stand au aratat o crestere a performantelor cu cresterea avansului la injectie ( putere , consum specific ) , desi stabilirea reglajului final a fost dictata de compromisul performante / poluare .

Probele functionale au evidentiat valori relativ ridicate ale temperaturii gazelor in fata turbinei . Constructorul turbosuflantei , HIDROMECHANICA Brasov limiteaza valoarea maxima a temperaturii gazelor la 650 grd C. Nivelul mai ridicat al temperaturii ( cca .700 grd.C ) afecteaza si durabilitatea agregatului in exploatare .

O masura sugerata de exercitiul de simulare functionala ar fi cresterea usoara a volumului colectorului de evacuare , cu prudenta , urmarind performantele grupului de supraalimentare .

Pentru siguranta exploatarei ca si pentru variantele urmatoare , de 300 , 320 si 360 CP au fost demarate programe de colaborare cu firma Holset Anglia . O prima propunere a fost utilizarea unei **turbosuflante din gama H2** . De remarcat ca si motorul RABA D10 a trecut la o astfel de solutie , exersand modele Holset sau Garrett .

Consumul specific relativ mare de combustibil la turatiile ridicate sugereaza , ca si studiul de simulare , o **valoare mare a pierderilor mecanice** . Aceste pierderi sunt puse pe seama presiunilor mari din cilindru , a energiei pentru antrenarea pompei de injectie , a frecarilor din mecanismul motor .

Ca masura tehnologica in reducerea frecarii s-a introdus o norma avansata privind honuirea camasilor de cilindru . O rezerva banuita cel putin ,rezulta din 'adaptarea ' treptata a fabricatiei fata de noutatile tehnologice si rigoarea crescuta a executiilor atat la fabricant cat si la furnizori . Supozitia se confirma prin scaderea treptata a scaparilor de gaze in carter pe masura cresterii numarului de motoare executate -o masura a adaptarii profilului pistonului , din scaderea gradului de fum - statistic , din cresterea treptata a performantelor medii statistice .

Intr-o masura pierderile mecanice ar putea fi explicate si de durata redusa de functionare a motorului inainte de testele de certificare -cca.20 de ore . Din afirmatiile specialistilor AVL , motorul supus certificarii ar trebui sa aiba un numar cat mai mare de ore de functionare -motorul 392L4 DTI s-a prezentat dupa cca.500 ore .

S-a constatat in timpul fabricatiei de serie o reducere statistica medie a fumului de la 3-4 HSU la 1,5-2 HSU la acelaasi regim de functionare . O evolutie pozitiva a fost constatata si la diuze si injectoare dupa ce fabricantul a introdus norme mai severe de calitate

si si-a constituit propriul laborator de incercari . In acelas timp s-a redus numarul caderilor turbosuflantelor in garantie .

Pentru fazele urmatoare s-a prevazut :

### 9.3 Tararea motorului la 300 CP

Puterea de 300 CP este ceruta in unele specificatii de camioane , la care utilizarea motorului 1240 V8 DT ar duce la cresterea pretului de oferta .

Studiul de simulare efectuat impreuna cu Universitatea Timisoara in baza contractului de cercetare 628/2001 , cu scopul evaluarii posibilitatilor de crestere a puterii motorului de la 260 la 300 CP semnaleaza **probleme asupra distributiei , supraalimentarii si injectiei de combustibil .**

De asemenea studiul semnaleaza si necesitatea maririi volumului colectoarelor de admisie si evacuare .

Distributia , conform rezultatelor din cap. 5 , presupune constructia altor profile de cama de admisie si evacuare ( vezi cap. 5. ) .

Supraalimentarea motorului , intr-o varianta ulterioara , a fost prevazuta de constructor cu o turbina de randament mecanic mai bun (Holset ) cu temperaturi permise mai mari la intrare in rotor si cu un compresor adaptat noii linii de functionare pentru 300 CP .

In faza urmatoare se prevede si asimilarea unei turbine cu by-pass , in cooperare cu Hidromecanica Brasov , in vederea imbunatatirii cuplului la turatiile mai joase. Motorul prezinta disponibilitati semnificative de reducere a turatiei de cuplu sub 1350 rot/min cu posibilitati de reducere a turatiei nominale la 1900-2000 rot/min .

Primele probe de stand cu motorul 1035L6DTI in specificatia omologata EURO 2 , retarat pentru 300 CP au evidentiat cresterea emisiei de fum la puterea nominala cu 3-5 HSU , cresterea emisiilor de Nox cu cca , 200 ppm , zgomotul accentuat de functionare . Aceste manifestari vin sa confirme datele simularii ( problema atingerii unui exces de aer de 2,1 la regimul nominal , presiunea mare de ardere , posibilitate de postinjectie la injectorul cu doua trepte -datorita deschiderii primei trepte de joasa presiune -175 bari sub influenta varfului secundar )

Modificarea coeficientului de turbionare redus ,de la 1,95 la 1,8 a provocat o crestere a gradului de fum de la 3 HSU la 7 HSU .

Cresterea coeficientului de turbionare de la 1,95 la 2,1 ar duce la cresterea Nox ceea ce nu este de acceptat  
Este de luat in calcul o reducere a raportului de comprimare catre 16,5 , fapt ce va avea efecte atat asupra presiunii maxime cat si a emisiilor de Nox.

#### **9.4 Motorul 1035 L6 DTI EURO 3 [perspective ]**

Valorile poluantilor CO, HC, Nox si particule evidentiaza ecartul motorului fata de limitele EURO 3 ,  
( HC = 0,23 g/kwh , CO = 0,59g/kwh , NOX = 6,84g/kwh , P = 0,121g/kwh )  
incadrarea lejera in limitele pentru HC si CO si dimensiunea problemelor in ce priveste Nox si particule .

Pentru reducerea cu 30 % a Nox si cu 25 % a particulelor sunt posibile mai multe solutii

1. Adaptarea EGR si utilizarea probabila a filtrului de particule
2. Utilizarea unui sistem asemanator DNOx EMTEC
3. Reproiectarea substantiala a motorului , intr-o maniera care sa faciliteze fazele urmatoare de dezvoltare , adica :
  - asimilarea sistemului de distributie cu 4 supape / cilindru
  - injector asezat in axa cilindrului , camera de ardere centrata in piston
  - sistem de injectie common rail , cu pompa de presiune cu pistonase radiale , injector cu comanda electromagnetica ,
  - ECU si traductori pentru gestionarea functionarii
  - turbosuflanta cu by pass

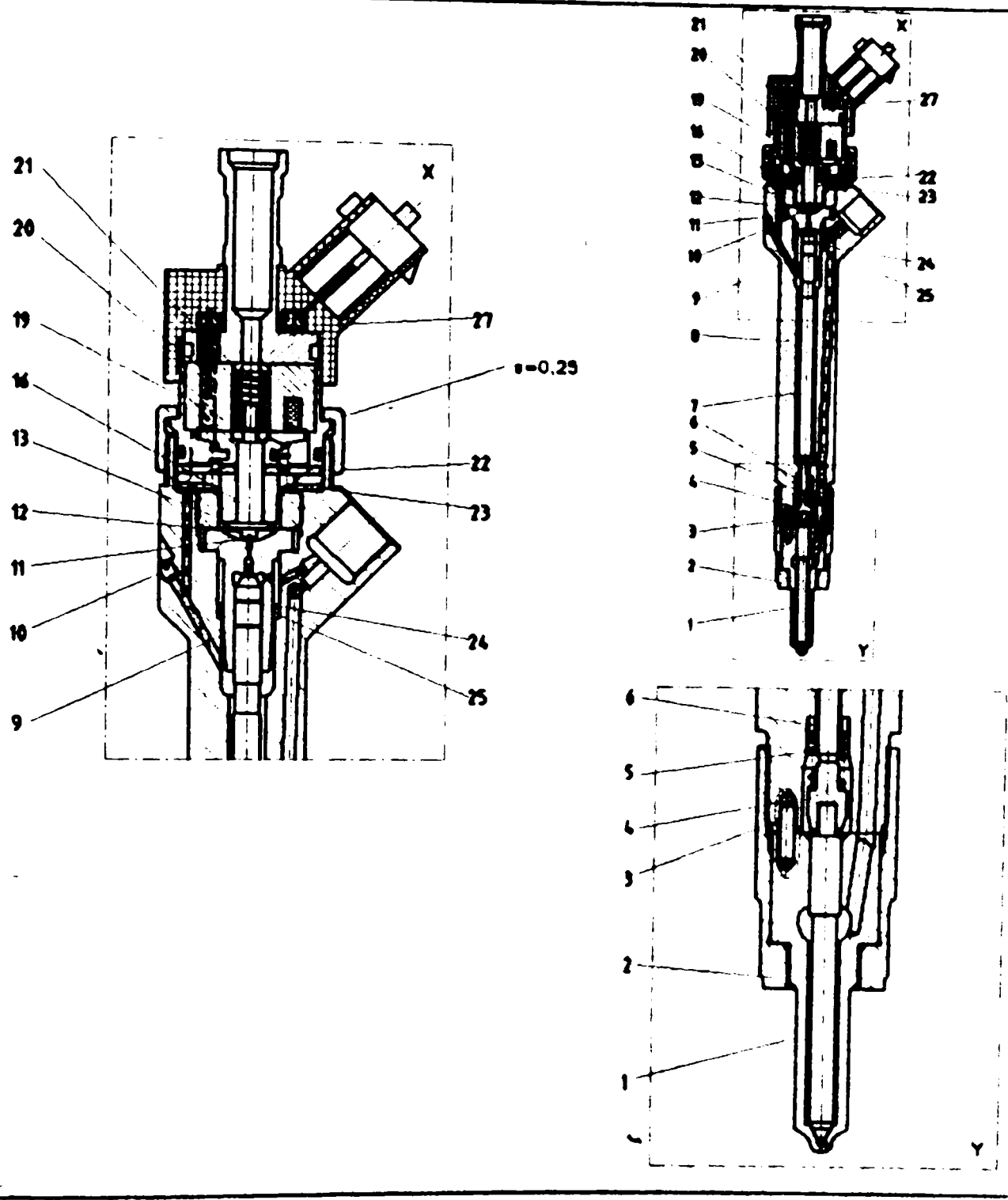
Au fost demarate programe pe toate cele trei directii :

INAR Brasov a efectuat studiul privind caracteristica de reglaj a EGR  
MASTER Bucuresti a executat proiectul injectorului electromagnetic , in executia caruia sunt implicate uzinele HIDROJET -pentru corp si pulverizator si FERITE URZICENI pentru bobina de comanda .

O contributie la program s-a profilat si pentru ICPE-CERCETARI AVANSATE Bucuresti .

Injectorul cu comanda electromagnetica este prezentat in fig. 9.4

Fig. 9.4 Desen injector cu comanda electromagnetica



In detaliu se prezinta elementul principal al injectorului , comanda supapei de scapare 12 , prin solenoidul 19 . Aceste detalii constituie principalul obstacol tehnologic in realizarea injectorului .

ROMAN / SC MOTOARE a proiectat chiulasa si distributia cu 4 supape , rampa comuna , pompa de presiune , organele de limitare a debitului si presiunii . In fig.9.5 este prezentat modelul pompei de presiune

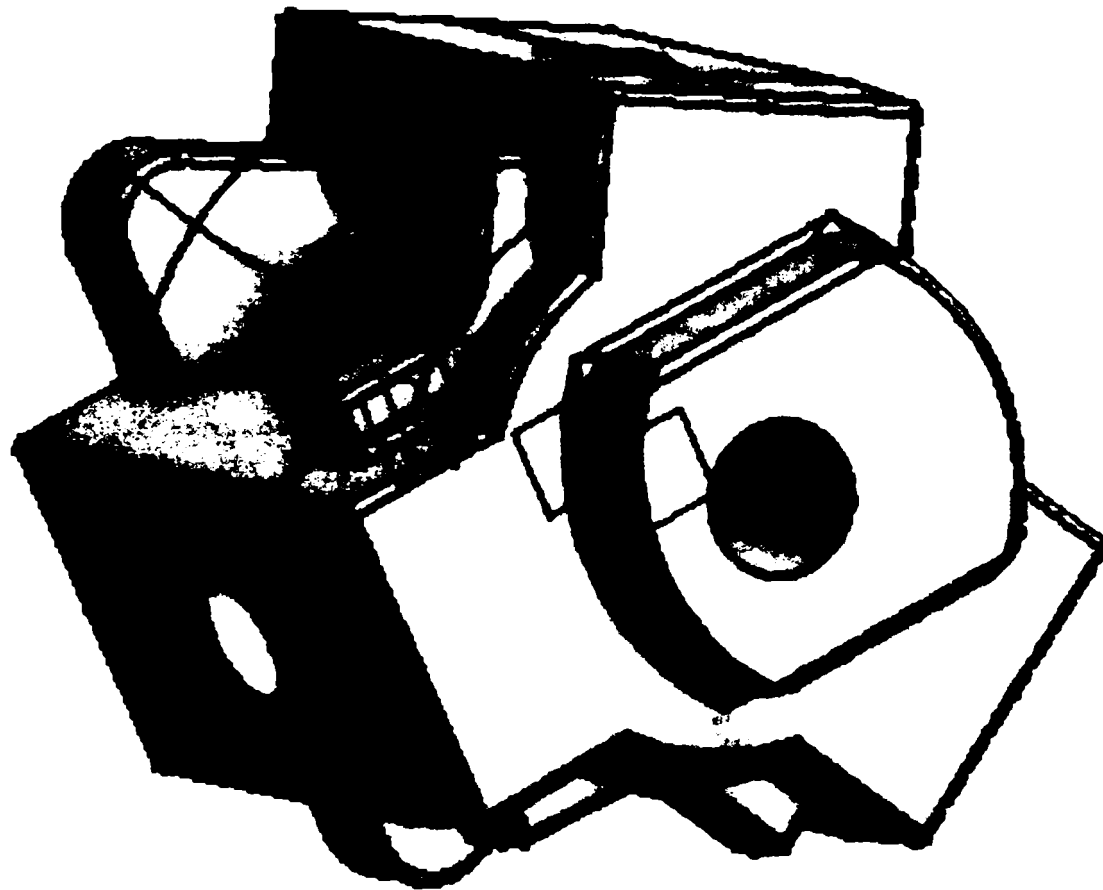


Fig. 9.5 Model 3D pentru corp pompa CR  
Pentru traductori s-a demarat o colaborare cu AMA Botosani si ISEH Focsani .

Pentru ECU si eventual restul componentelor electronice s-a initiat o colaborare cu firma Heinzmann -Germania ( electromagnet , traductori ) fig. 9.6 , 9.7

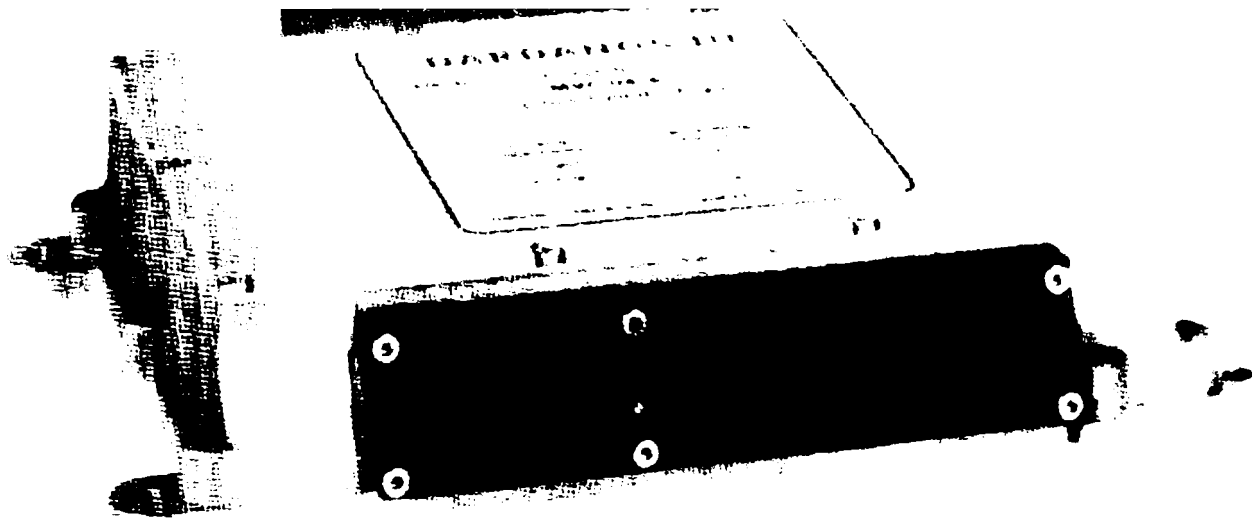
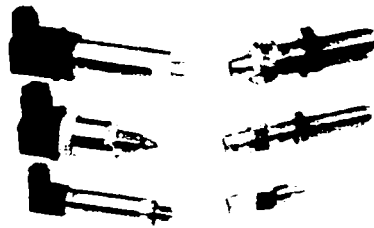


fig. 9.6 Unitate electronica de control

Different sized  
Solenoids up  
to 110 V  
(Selection)



Different sized  
Sensors  
(Selection)



**MVC 04-6** is a solid state controller with 4 relays and 6 relays up to 110 V.

**Accessories:**

Different sized solenoids and sensors, special adapted wiring harness, mounting brackets, etc.

**THE HEINZMANN EFI**

is the only EFI controller for **MVC 04-6** engine.

Optimized for 4th generation of engines, it provides the engine with the required amount of fuel, and it is able to control the engine speed. It is a very reliable and easy to install device.

Fig. 9.7 Senzori si electromagneti



## 9.5 Comparatia motorului cu modele similare

Motorul RABA D 10 TSSL 190 este modelul cel mai apropiat de motorul ROMAN 1035 L6 DTI 260 .[ Fig. 9.8 ]

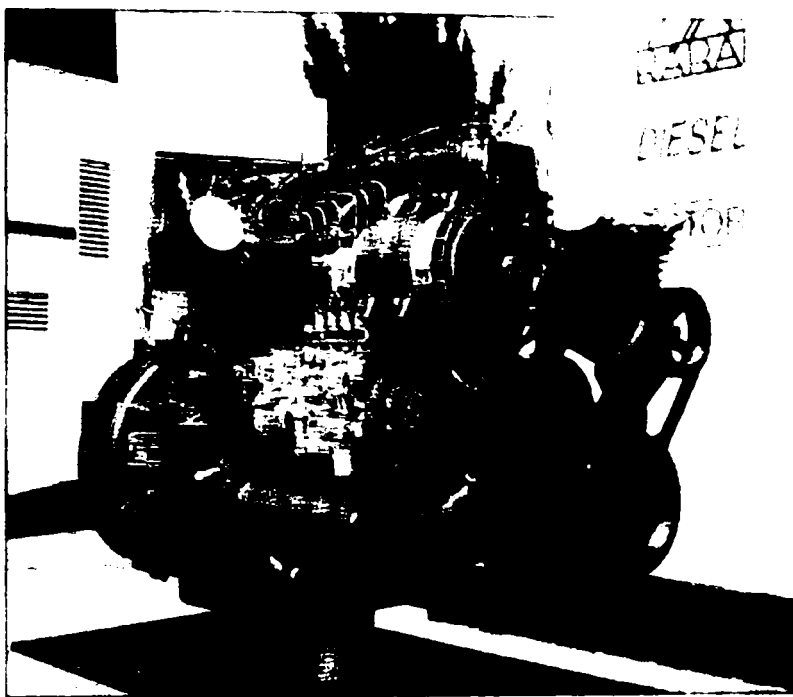


Fig. 9.8 Motor RABA D10

Cele doua modele au aceeasi formula alezaj / cursa , același taraj de putere , ambele sunt turbosupraalimentate și cu racire intermediară . ambele motoare sunt certificate EURO 2 .

Utilizând datele comerciale ale firmei RABA se constată o valoare mai mică a cuplului ( 113 daNm RABA // 120 daNm ROMAN ) și un consum specific efectiv mai bun atât la cuplul maxim ( 194 g/kwh ) cât și la putere ( 220 g/kwh ) al motorului RABA .

Nu se specifică dacă în calculul consumului specific efectiv s-a considerat echiparea cu ventilator și toleranța de 5 %.

Motorul RABA este echipat cu pompa Bosch tip P 7100 , injector cu duza cu 5 orificii de 0,30 mm , turbosuflantă Holset .

Diametrul elementului pompei de injecție este de 13mm , ca și la pompa P 8000 , între cele două pompe existând diferența de camă - cursă și profil .

Probele cu pompa Bosch P 7100 , pe stand pentru echipament de injectie au indicat presiuni cu 100- 300 bari mai mici decat cele cu pompa P 8000 , ceea ce explica , in parte , diferentele dintre motoare .

In privinta poluarii , datele sunt incerte si incomplete , dar se sesizeaza valori mai mici pentru Nox si ceva mai mari pentru particule Motorul RABA D10 are insa un coeficient de comprimare de 16,5 .

**Motorul Renault DCI 11** , alezaj /cursa 123/150 , cilindree 11,12 litri, 6 cilindrii in linie, raport compresie 16,4 /1 , supraalimentat cu racire intermediara , injectie common rail .

Tarat la 195 kw / 2000 rpm , prezinta un cuplu maxim de 101daNm / 1200rpm . Consumurile specifice de combustibil sunt in jurul valorilor de 200g/kwh la cuplu si 230 g/kwh la putere .

Motorul este certificat EURO 3 cu valori ale poluantilor

HC= 0,043g/kwh , CO= 0,33g/kwh , Nox = 4,82 g/kwh , P= 0,066g/kwh ceea ce demonstreaza si potentialul motorului 1035 , in echipare cu sistem **common rail** .

**Motorul DAEWOO tip D2366 TI** deriva din același D2156 MAN , prin cilindree marita la 11 litri (alezaj/ cursa 123/155 mm )

Motorul este tarat la 325 CP/ 2200 rpm , ofera un cuplu de 117 daNm la 1400 rpm si consum specific minim de 202 g/ kwh si este un exemplu asupra posibilitatilor directiei extensive de dezvoltare a motorului de licenta .Injectia mecanica clasica , cu pompa P 7100 il limiteaza la emisii echivalente EURO 2

**Motorul MAN D2866 LF 23** , alezaj cursa 128/155mm , cilindree 11,96 putere nominala 310CP ,EURO 3 , este un exemplu de utilizare a avantajelor tehnicii cu 4 supape / cilindru . Motorul este echipat cu pompa de injectie mecanica linie tip RP 39 , injector cu comanda hidraulica clasica , in schimb utilizeaza sistemul de gestiune electronica EDC MS6.1 care colecteaza informatiile despre regimul de functionare de la 10 traductori diferiti .

Puterea nominala este de 310CP ( in alte variante ajunge pana la 410 CP ) la turatia de 1900 rpm , cuplul maxim 170 daNm / 1000-1300 rpm , consum specific minim 195 g/kwh, consum la putere 215 g/kwh .

**Motorul Cummins ISM e** , 6 cilindrii linie , alezaj /cursa 125/147 , cilindree 11 litri este considerat ca etalon privind dezvoltarea motorului diesel viitor . Fig. 9.9

## INTERACT System 11 litre

Model	Power max	Peak torque	
ISM 4.9 ESP			
ISM 4.9			
ISM 3.9			
ISM 3.9			
ISM 3.9			
Length	Width	Height	Weight (dry)
Bore x stroke:			
Lubrication system capacity:			
Cooling system capacity:			

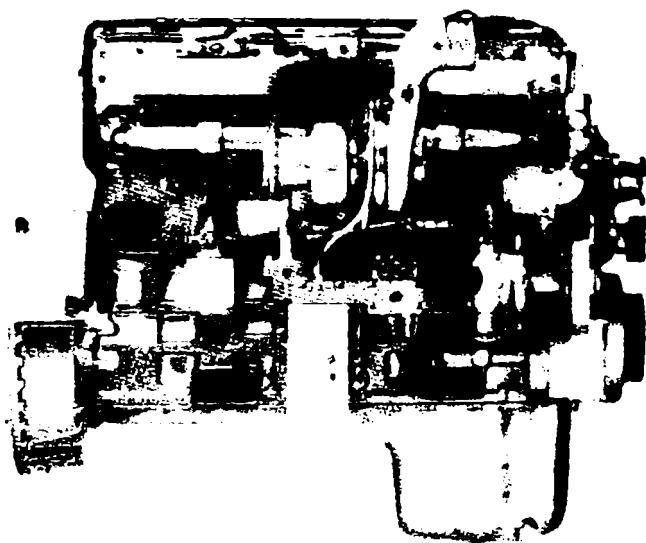


Fig.9.9 Motor Cummins

Motorul imbina avantajul tehnicii cu 4 supape / cilindru cu un performant sistem electronic de gestiune –Electronic Smart Power ESP , care ii confera posibilitatea adaptarii puterii dupa doua caracteristici . Prima , economica ,ofera 345 CP la 1900rpm ,cu un cuplu de 170 daNm la 1200rpm , cea de-a doua ridica puterea la 420 CP si cuplul

la 210 daNm . Supraalimentat , cu racire intermediara , motorul este echipat cu turbina Holset HX 55 cu waste gate a carei deschidere in 4 trepte este controlata de sistemul de gestiune .Sistemul de injectie Unit Injector System este controlat de modulul electronic CM570 in baza informatiilor oferite de retea de senzori .

**Motorul Mercedes BlueTech 3,4,5** , cilindree 12litri , 6 cilindri in linie 430 CP / 1900 rpm pare sa fie varful de incarcare termica realizat pana in prezent si leader in poluare cu nivel deja declarat E 5

## 9.6 Comparatia performantelor motorului 1035 cu diferite motoare

Pentru evidentierea clara a diferentelor intre generatii de motoare vom utiliza un criteriu neconventional pe care il vom numi

### **Criteriul de incarcare termo-mecanica a pistonului .**

Acest criteriu ia in considerare fluxul specific de caldura din combustibil asupra pistonului . (9.1)

$$1,114 \cdot q \cdot V_s \cdot n$$

$$Q_{fk} = \frac{1,114 \cdot q \cdot V_s \cdot n}{10000 \cdot D^2 \cdot (S/D)^{1/2}} \quad \text{unde } q \text{ este densitatea combustibilului}$$

in cilindrul motorului ,  $V_s$  cilindreea unitara ,  $n$  turatia ,  $D/S$  raportul alezaj/ cursa

Se calculeaza cantitatea de caldura a unui ciclu raportata la suprafata pistonului .

Plecand de la datele cunoscute ale mai multor motoare , considerate la puterea nominala si cu consumurile specifice declarate vom obtine o departajare conform tabelului 9.1

Tabel 9.1

motor	$Q_{fk}$ [ kcal/cmp.sec	nivel poluare	sist. Inj .
RABA D10	0,26	E2	injectie mecanica
<b>Renault DCI 11</b>	<b>0,33</b>	<b>E3</b>	<b>injectie CR</b>
Daewoo D2366	0,26	E2	injectie mecanica
<b>MAN, D2866</b>	<b>0,30</b>	<b>E3</b>	<b>inj. Mec/ contr.electr.</b>
<b>Cummins ISMe 11</b>	<b>0.335</b>	<b>E3</b>	<b>inj. UIS</b>
<b>Cursor 10</b>	<b>0,35</b>	<b>E3</b>	<b>inj.UIS</b>
Scania DC16	0,265	E2	inj. UIS
ROMAN 1035	0,26	E2	injectie mecanica

Se poate constata o apropiere între motoarele moderne EURO 3 Renault , MAN, Cummins , Cursor și motoarele cu injecție clasică , rămase la stadiul EURO 2

Rezultă evident că îmbunătățirea performanțelor este corelată cu capacitatea soluției tehnice a unui motor de a arde o cantitate cât mai mare de carburant , în condițiile emisiei din ce în ce mai reduse de poluanți .

Criteriul de încărcare termomecanică utilizat are capacitatea de a stabili limite între stadiile de poluare , fiind în același timp o măsură a gradului de evoluție a motorului din punct de vedere al gestiunii arderii și implicit al evoluției tehnologice .

Motoarele cu 4 supape au puteri specifice superioare , respectiv încărcări termomecanice superioare evidențiate de criteriul  $Q_{fk}$  .

Odată cu perfecționările tehnologice majore , presiunea pierderilor mecanice nu crește în aceeași proporție . Totodată , sistemele common rail sau UIS nu au același consum energetic pentru crearea presiunii combustibilului ca pompele linie . Este evident că motoarele moderne prezintă consumuri specifice de combustibil mai mici . Nu este de neglijat aspectul controlului optim de avans la injecție , prin utilizarea sistemelor electronice de gestiune , pentru fiecare regim în parte , ceea ce se evidențiază atât în performanțe cât și în poluare .

Plecând de la dezideratul atingerii valorii actuale a  $Q_{fk}$  , pentru motorul 1035 L6 DTI rezultă posibilitatea realizării valorii maxime a puterii de 360 CP , ca limită actuală a intervalului de putere .

## CAPITOLUL 10 CONCLUZII SI CONTRIBUTII PERSONALE

=====

Programul de dezvoltare-reabilitare a motorului 1035L6DTI s-a desfasurat sub imperativul necesitatii continuarii fabricatiei la ROMAN Brasov a camioanelor cu motoare indigene .

Aderarea Romaniei la Conventia de la Geneva privind prevenirea poluarii mediului a generat in tara adoptarea actelor normative in concordanta cu legislatia ECE ONU , impunand aceleasi conditii si fabricatiei interne de mijloace de transport rutier .

Din nefericire , in perioada de dupa 90 , industria romana de motoare , autocamioane si autobuze a intrat intr-o perioada critica , generata de inadaptarea sistemelor de stat la economia de piata si de procesele de privatizare . Conditile economice in acest timp nu au favorizat finantarea programelor de cercetare dezvoltare de produs

Motoarele ROMAN , asimilate prin licentele anilor 60-70 la nivele de poluare anterioare EURO 0 , au evoluat nesemnificativ pana in anii 90 cand s-a declansat cursa antipoluare ce a generat mobilizarea unor resurse considerabile de catre marii constructori mondiali de mijloace de transport rutier .

In anul 1993 , in baza unui contract finantat de Ministerul Industriilor , ROMAN SA , Departamentul Tehnic al Diviziei Motoare , ( ulterior SC Motoare AB SA ) in cooperare cu AVL Graz Austria a proiectat , certificat in anul 2000 si asimilat in productia de serie primul motor Diesel romanesc cu poluare EURO 2 , motorul 392 L4 DTI , destinat motorizarii camioanelor usoare de 7-8 to.

Cooperarea cu AVL Graz Austria in acest proiect a ocazionat acumularea experientei necesare grupului de proiectare in a-si insusi misiunea reabilitarii motorului de 10 litri ca si a gamei de modele din fabricatia ROMAN .

Baza teoretica a proiectului a fost constituita impreuna cu Universitatea Tehnica Timisoara , Facultatea de Mecanica , Departamentul de Masini si Echipamente Termice ,Transporturi si Combaterea Poluarii . In baza contractului 383/ 98 au fost efectuate evaluari ale posibilitatilor si modului in care motorul de 10,35 litri poate fi adus in performante actuale ,dinamice si de poluare .

Al doilea contract de cercetare nr. 628/ 2001 , a studiat posibilitatea de crestere a performantelor motorului 1035 de la 260 la 300 CP , cu ajutorul programelor de simulare .

Lucrarea a cautat printre altele sa demonstreze ,daca era nevoie , ca metoda simularii functionale a motorului Diesel in faza de conceptie, dar mai ales in cea de consolidare a solutiilor prin optimizare poate evita eforturi majore din partea producatorului .

Totodata , pentru fundamentarea rezultatelor in vederea lansarii in fabricatie a solutiilor propuse , cu toate riscurile ce deriva din studiul virtual , presupune existenta unor date experimentale certe , riguroase , in masura a valida sistemul relatiilor ce alcatuiesc ansamblul matematic de simulare . De asemenea este fundamental a dispune de informatii exacte si complete despre caracteristicile agregatelor ce intervin in functionarea ansamblului motor .

Datele oferite de lucrarile de cercetare desfasurate cu sprijinul Universitatii Politehnice Timisoara , au fost deosebit de utile in faza de conceptie a motorului , avand in vedere dificultatile generate de lipsa documentatiei stiintifice si mai ales de imposibilitatea verificarii solutiilor pe standul de testare , cauzate de dotarea modesta a laboratoarelor uzinale si de lipsa cronica de resurse materiale . De asemenea pentru dezvoltarile ulterioare lucrarile referitoare la simulare functionala a motorului tarat la puteri mai mari vor fi de importanta majora in alegerea solutiilor si in desfasurarea testelor pe standurile de proba .

## **10.1 CONCLUZII**

- Rezultatul major al desfasurarii programului de dezvoltare este faptul ca s-a reusit actualizarea constructiv – functionala a motorului de baza in fabricatia de camioane si autobuze romanesti , in performante similare unor productii consacrate , dupa cca. 30 de ani de evolutie modesta .Programul s-a desfasurat exclusiv cu resurse interne , intr-un timp foarte scurt –cca. 2 ani de la declansarea proiectarii pana la asimilare in productia de serie - si cu costuri minime –echivalentul a 150.000 Euro , incluzand si cheltuielile cu pregatirea de fabricatie si cu adaptarea unor utilaje si SDV uri

- Nivelul de poluare atins, EURO 2, a permis continuarea fabricatiei de motoare si a pus bazele dezvoltarii ulterioare a motorului 1035L6DTI , prin proiecte pentru variante avansate,necesare specificatiilor EURO3 si 4 .

- Motorul s-a omologat si certificat international conform regulamentelor europene R85, R 24 si R49 in vigoare in anii 2000-2001.

- Specificatia de baza a acestui motor contine exclusiv componente romanesti ceea ce constituie o reusita atat pentru colectivul de proiectare cat si pentru industria romaneasca .

Evaluarea constructiv functionala a motorului , din care o mare parte se regaseste in prezenta lucrare are si avantajul de a semnala unele scaderi ale solutiei actuale .

- Este necesara reconsiderarea legii de injectie in vederea corectarii ratei de injectie initiale , datorate echipamentului de injectie construit in premiera in Romania , ale carei caracteristici sunt oarecum insuficient investigate .

- Pe de alta parte este evidenta influenta echipamentului de supraalimentare , a carei conceptie nu e departe de nivelul licentei Holset din 1973 . Problemele generate de procesul de privatizare al SC Hidromecanica au influentat negativ evolutia tehnica si tehnologica a uzinei si implicit adaptarea la noutatile din domeniul foarte important al constructiei de turbosuflante .

- Privitor la executia injectoarelor , am apreciat interesul deosebit al SC Hidrojet Breaza in satisfacerea tuturor cerintelor derivate din conditiile tehnice necesare . Ultima problema insa , aceea a stapanirii coeficientului de debit a pus probleme tehnologice deosebite . Nu este lipsit de importanta faptul ca o cooperare demarata cu DUAP Elvetia a ridicat aceleasi probleme .

- Dotarea modesta cu aparatura de cercetare a facut ca in program sa fie desfasurate doar doua variante pentru camera de ardere unde presupunem ca ar exista inca rezerve disponibile .

- Reducerea emisiei de Nox si a presiunilor maxime de ardere ar putea fi realizata si prin reducerea coeficientului de comprimare , solutie luata in calcul pentru variantele de puteri mai mari .

- Consumul specific de combustibil la turatii mari indica o caracteristica mai slaba a pierderilor mecanice ale motorului si ale turbosuflantei . Pentru motor au fost prevazute masuri tehnologice noi , cum ar fi honuire platou , utilizarea segmentilor de otel , rularea razelor arborelui cu indreptare computerizata , aditivarea uleiului . Au fost luate si o serie de masuri din domeniul asigurarii calitatii executiei .

- O solutie pentru adoptarea ventilatorului cu cuplaj visco s-a conturat prin achizitia cuplajelor Borg Warner si a ventilatoarelor din poliamida Vector .



- Pentru prima data in tara partea superioara a pistoanelor , ce vine in contact cu gazele a fost supusa unui tratament de eloxare dura , pentru constituirea unei cruste de 5-7 sutimi de mm - cca. 4 ori mai dura decat materialul de baza . Solutia , aplicata si de Volvo , Mercedes si altii este de asteptat sa influenteze atat durabilitatea pistonului cat si procesul de ardere in zona peretelui .

- Evolutia viitoare a motorului prevede cresterea puterii pana la 360 CP si trecerea limitelor EURO 3

Lucrarea de cercetare -contract 628 /2001 semnaleaza posibilele directii de actiune : distributia motorului , supraalimentarea , injectia Primele teste par sa confirme aceste semnale . In viziunea constructorului au fost luate in considerare mai multe optiuni , prezentate si in capitolul anterior ( EGR , turbosuflanta cu by-pass , proiectul pentru tehnica multisupapa )

Pentru prima faza , in ideea unei solutii rapide , s-a demarat programul de incercari cu sisteme de tratament post ardere - catalizator POC Kemira , cu speranta unei incadrari la limita in valorile Nox si particule , simultan cu aplicarea masurilor de consolidare a performantelor EURO 2 .

In etapa urmatoare se prevede adaptarea EGR , pornind de la lucrarea de cercetare a INAR Brasov , in tot acest timp urmand a se asimila componentele sistemului common rail .

- Chiar si in conditiile vitrege ale desfasurarii programelor de dezvoltare au fost realizate o serie de premiere tehnice si tehnologice apropiate domeniului de cercetare .

Instalatia pentru determinarea caracteristicilor galeriilor de admisie si evacuare dupa metoda Thin a fost construita in regie proprie , sustinuta de tineri stagiari ( acum doctori ai Universitatii Brasov ) . Pe durata cooperarii cu AVL instalatia a constituit instrumentul de baza in adaptarea coeficientilor de turbionare si debit cu echipamentul de injectie Bosch .

Specialistii AVL au fost surprinsi sa constate rezultate excelente la chiulasele destinate incercarilor , similare cu cele determinate cu tehnica moderna , ceea ce a validat si rezultatele pe instalatie si la chiulasele motorului 1035L6 DTI .

Tot in premiera a fost construita instalatia pentru determinarea caracteristicilor diuzelor de injector . Aceasta a servit determinarii caracteristicilor necesare incadrarii motorului in performante si in continuare la supravegherea caracteristicilor productiei de serie .

Pentru determinarea continutului de particule , in lipsa aparaturii specializate s-a lucrat cu o metoda alternativa ,pusa la punct dupa metoda MIRA , functie de continutul in cenusi indicat de fummetre / opacimetre . Cu toata relativitatea metodei , motorul a fost incadrat in performante cu o rezerva de 25 %

## **10.2 CONTRIBUTII PERSONALE**

Consider ca asimilarea in fabricatia de serie a motoarelor EURO 2 , modelele 392L4DTI si 1035L6DTI , omologate si certificate international , ca si reabilitarea la acela nivel a motoarelor 550 L6DTI si 1240V8DTI , constituie realizari remarcabile ale colectivului pe care l-am condus din 1995 pana in 2004 , in conditiile modeste de dotare cu aparatura stiintifica , experienta de cercetare si resurse materiale .

In perioada mentionata au fost readuse la zi si asimilate in fabricatia de serie si motoarele de 5,5 litri - modelele 550 L6 DTI la 160 si 190 CP , precum si motorul 1240 V8 DTI de 380 CP . Modelele nu au ajuns sa fie certificate R49.02 din cauza situatiei economice a uzinei ROMAN si a procesului de privatizare .

Plecand de la modelele cu 6 cilindri - 550 si cu 4 cilindri -392 au fost realizate in faza initiala inca doua modele de motor industrial agricol cu 3 cilindri , cu capacitate totala de 2,75 si 2,94 litri si puteri de la 40 la 110 CP, printr-o claborare cu MASTER Bucuresti si MCT

Coordonarea proiectelor a implicat si cooperarea cu alte colective tehnice din tara si strainatate .

Echipamentul de injectie tip P 8000 s-a nascut la cererea si cu sustinerea SC Motoare / Serviciul Tehnic . Cooperarea a mers atat de departe incat la SC Motoare s-au facut pregatirile de fabricatie pentru reperatele componente ale pompei - corp turnat in aluminiu , axa cu came forjata , matrita TSP pentru capac regulator, flansa element , cuplaj regulator etc. In baza unei cooperari excelente cu Serviciul Constructor al Mefin Sinaia SA a fost posibila asimilarea acestei noi game de pompe de injectie ,care spre surprinderea tuturor a devenit imediat ceruta la export .

De altfel in aceeasi maniera au fost asimilate si pompele de injectie P 3000 pentru motoarele de 4 si 5,5 litri variante EURO 2 precum si pompa P 8000 pentru motorul 1240V8 DTI de 380 CP

O cooperare deosebita cu uzina producatoare de injectoare si diuze Hidrojet Breaza a avut ca efect asimilarea diuzelor DSLA P , a injectoarelor  $\Phi$  17 mm si importante dezvoltari tehnologice .

Cu un efort deosebit au fost asimilate pistoanele  $\Phi 102$  pentru motorul 392L4DTI (importate de la Federal Mogul ) si a pistoanelor  $\Phi 121$  , dupa documentatie elaborata de SC Motoare .

In ciuda tuturor greutatilor datorate procesului de privatizare al SC Hidromecanica Brasov , au fost realizate in cooperare mai multe grupuri de supraalimentare cu turbine cu waste gate , destinate proiectelor noastre .

Consider ca problemele expuse mai sus constituie un model de actiune , coordonare si participare la un program de dezvoltare de produs , prin implicarea tuturor factorilor si explorarea tuturor posibilitatilor . Din pacate ,evolutiile sau involutiile industriei autohtone nu par sa profite pe deplin de posibilitatile si experienta interna in domeniu preferand rezolvarea rapida prin importuri . Aceasta ar putea avea grave si ireparabile efecte pe termen lung asupra scolii romanesti de motoare , camioane si autobuze , ca si pierderi economice imense .

In lista contributiilor personale pot adauga :

- elaborarea studiului critic comparativ privind evolutia motoarelor de tractiune rutiera de putere mijlocie-mare .
- prezentarea unei strategii de actualizare a solutiilor constructiv functionale privind gama motoarelor pentru autocamioane ROMAN
- evaluarea posibilitatilor si studiul de fezabilitate privind realizarea unui motor de 10 litri EURO 2 pentru gama de camioane de 16-26 to
- conceperea si initierea programelor de dezvoltare
- elaborarea conceptiei generale , coordonarea activitatii de proiectare
- elaborarea programului de pregatire tehnologica pentru semifabricate
- coordonarea programului de executie CAD CAM a pregatirii de turnare pentru semifabricate –chiulase , colectoare , capace , alte componente .
- coordonarea programului de asimilare tehnologica de prelucrare
- colaborarea si coordonarea programelor de asimilare cu furnizorii
- coordonarea programelor si contractelor de colaborare cu MASTER Bucuresti , Universitatea Bucuresti ( motorul D2156 HMU / GPL )
- contributii la elaborarea modelului de simulare functionala a injectiei prin programul INPOSER
- contributii la simularea prin programul DYN a functionarii motorului 1035 L6 DTI in vederea determinarii regimurilor critice si al optimizarii constructiv functionale
- alcatuirea bazei teoretice a dezvoltarii motorului si strategia dezvoltarii urmatoare . Discutiile cu firmele Bosch, Heinzmann, Holset .

- contractarea testelor la INAR si UVMV Praga
- coordonarea activitatilor de certificare , conducerea delegatiei la Praga
- coordonarea formalitatilor de certificare internationala la RAR si MTL
- coordonarea programelor de asimilare a motorului si supraveghere a calitatii .

Personal consider esentiala formarea in anul 1995 a Serviciului de conceptie constructiva si tehnologica pentru motoare Diesel din fabricatia ROMAN SA , prin cooptarea unor tineri absolventi si a unor specialisti de la MASTER .

- Prima actiune majora a fost cooperarea internationala cu AVL si apoi in consecinta cu marile firme Holset , Bosch , Federal Mogul , TRW , relatii gestionate personal de la nivelul serviciului .

- Programul 1035L6 DTI a fost asumat direct , condus efectiv si finalizat prin omologare internationala , fiind primul program desfasurat exclusiv cu mijloace interne .

- Realizarea motorului a necesitat cooperarea larga cu colectivele tehnice ale subfurnizorilor , cooperare pe care am desfasurat-o personal si ale carei rezultate se concretizeaza in componentele noi importante ale motoarelor – pistoane , pompe de injectie , injectoare , turbosuflante , precum si lista de repere specifice ale ROMAN – chiulase , galerii , biele , variatoare de avans , etc.

- Programele de cercetare , proiectare si pregatire tehnologica au fost de asemenea conduse personal pana la omologarea de serie

- In domeniile de cercetare a gazodinamicii galeriilor si a caracteristicilor echipamentului de injectie am coordonat proiectarea si executia instalatiilor , precum si etalonarea lor .

- Ca responsabil de programe am condus delegatiile ROMAN la Graz si Praga , pentru convorbirile periodice privind desfasurarea etapelor de dezvoltare a motorului 392L4 DTI si desfasurarea testelor de certificare internationala .

Pentru perfectionarea si adaptarea motoarelor in vederea echiparii unor tipuri de vehicule straine , in repetate randuri am desfasurat actiuni comune si convorbiri cu parteneri din Ucraina , Bulgaria , Federatia Rusa , concretizate chiar printr-un model nou de autobuz de 12m .

- in vederea promovarii motorului EURO 3 am elaborat programele de cercetare , proiectare si cooperare pentru componente din fabricatia ROMAN , asimilari in tara si cooperari internationale .

## Bibliografie

---

1. Abaitancei ,D s.a – "Motoare pentru automobile si tractoare "  
Editura Tehnica Bucuresti 1978
2. Abaitancei D, Bobescu Ghe . , " Motoare pentru automobile "  
Editura Didactica si Pedagogica Bucuresti 1975
3. Anton ,R "Modeling techniques for high pressure Diesel injection systems  
FISITA Congress , Paris 1998
4. Alkidas , A, C – " Relationship between Smoke measurements and Particulate  
measurement . SAE Paper 840412
5. Anisits F , Zapf H – " Auswertfahren der Druckwerlaufe und elektronische  
Berechnung des Verbrenungsverlaufs in Dieselmotoren mit  
Unterteiltem Brennraume " MTZ , 32/12 1971
6. Apostolescu , N, Chiriac ,R "Procesul arderii in motorul cu ardere interna "  
Editura Tehnica Bucuresti 1998
7. Apostolescu N , s.a " Bazele cercetarii experimentale a masinilor termice "  
Editura Didactica si Pedagogica Bucuresti , 1979
8. Arama , C , Grunwald B , " Motoare cu ardere interna . Procese si  
caracteristici " Editura Tehnica Bucuresti 1966
9. Arai ,M " Hiroyasu H, Kishi T " Measurement of drop size distribution of the  
spray by using a laser diffraction method" trans.of JSME Int. J 1987
10. Atzler , F " Bilderfassung der Hochdruckeinspritzung in turbulente  
Atmosferaere MTZ 9/2000
11. Baranescu R , "Are Advanced Fuels able to meet Mobile Emission Challenges"  
Diesel Technology Option CONAT IX Int. Conf. Brasov 1999.
12. Benson R S , Whietehouse N.D " Internal Combustion Engines  
Pergamon Press 1979
13. Berindean V "Procese , caracteristici si supraalimentarea motoarelor cu  
ardere interna " Lito I.P Traian Vuia Timisoara 1985
14. Bobescu Ghe. s a ." Motoare pentru automobile si tractoare " Editura Tehnica  
Chisinau 1996
15. Bobescu Ghe. s.a. " Tehnici speciale pentru reducerea consumului de  
combustibil si limitarea noxelor la autovehicule " Univ.Trans. Brasov
16. Boulouchos K , s.a. "Optimierung von Arbeits und Brennverfahren fur grosser  
Dieselmotoren mit Common rail Einspritzung " MTZ 4,5/ 2000
17. Bosch " Diesel Engine Management " 2nd Edition SAE Int. 1999
18. Bosch " Automotive Terminology " 1st Edition 1999
19. Bosch " Diesel fuel Injection 1st Edition 1994
20. Bosch " Kraftfahr Technisches Taschenbuch " 22Ed. 1995

21. Bunget I, s.a. " Compendiu de fizica " Editura Stiintifica si Enciclopedica Bucuresti 1988
22. Chmela F.G. u.a. Emissionsverbesserung an Dieselmotoren mit Direkteinspritzung mittels Einspritzverlaufsformung " MTZ 9/1999
23. Clifford N. s.a. " Method of selectively reducing Nox " US Patent nr.514951/ 1992 .
24. Cofaru C, " Possibilities for Improvement of Combustion Process in DI Diesel Engines " CONAT IX Int. Conference Brasov 1999
25. Comsa C , Pasculete E " Selective catalytical reduction of Nox in flue gases to the power station for environmental protection " Int. Symposium on Environmental Protection , ECO Bucuresti 1996
26. Cruceanu M, " Site moleculare zeolitice " Editura Stiintifica si Enciclopedica Bucuresti 1986
27. Decker R, "Influence of the high pressure injection on the combustion in a Diesel engine " MTZ 9/90
28. Dietz M, u.a. " Der neue Common Rail Diesel Motor mit Direkteinspritzung fur den Smart " MTZ 12/99
29. Dinca , F , "Cercetari privind modelarea ciclului real de functionare in vederea optimizarii constructiv functionale a motoarelor cu ardere interna " Teza de doctorat , Universitatea Tehnica Timisoara 1995.
30. Doinaru L . " Aparatura de injectie pentru motoare Diesel " Editura Tehnica Bucuresti 1975
31. Dumitru P , " Pompe de injectie si injectoare pentru automobile si tractoare " Editura Ceres
- 32 . Dunn M . " Meeting 21st Century Environmental Challenges by the Miniaturization of HSDI Diesel Engine Technology " FISITA Congress Paris1998
33. Egger K. "The next generation of Diesel fuel injection systems using piezo technology " FISITA Congress Paris 1998
34. Eidelmann J.I, " Cauzele care provoaca depunerea cocsului pe suprafata orificiilor de refulare ale injectoarelor ce echipeaza motoarele " trad . Biblioteca Mefin Sinaia , dosar 01618
35. Eiglmeir C, u.a. " Neue Ansätze zur phänomenologischen Modellierung des gaseitigen Wandwärmübergangs im Dieselmotor " MTZ 5/2000
- 36 Florea J, s.a. " Mecanica fluidelor si masini hidropneumatice " Bucuresti Editura Didactica si Pedagogica 1992
37. Fratu T . " Metodica cercetarii experimentale a emisiilor poluante la MAC" Univ. Transilvania Brasov, Teza Doctorat 2002
38. Gheorghiu V. , " Simularea si optimizarea ciclului termic al m.a.i. prin

- intermediul calculatoarelor electronice numerice "Teza de doctorat  
U.P.Bucuresti 1988
39. Grunwald B. "Teoria , calculul si constructia motoarelor pentru autovehiculele rutiere " Ed. Didactica si Pedagogica Bucuresti 1980
  40. Hakki J, " Proiectarea si dimensionarea sistemelor de injectie tinand seama de postinjectie si de formarea de cavitatii Trad. Biblioteca Tehnica Mefin Sinaia ,dosar 06229
  41. Hannifin P. "Cleaner fuel needed for cleaner exhaust emissions " High speed Diesel and Drives 9/1996
  42. Heider G. " Rechnemodell fur Vorausrechnung der NO-Emission von Dieselmotoren " Technischen Universitat Munchen 1996 Teza de doctorat
  43. Hermann R. u.a. " Einfluss von Abgasruckfuhrung und Kraftstoff-Wasser Emulsion auf Verbrennungsablauf und Schadstoffbildung in Dieselmotor " MTZ 12/1999
  44. Hiroyasu H, "Measurements of spray Characteristics and Fuel Vapor Concentration in a Diesel Spray " – Mechanical Engineering Department . University of Hiroshima 1989
  45. Hlousek J. " Common rail fuel injection systems for heigh speed large Diesel engines " FISITA Congress Paris 1998
  46. Holotescu S. " Cercetari privind simularea numerica a functionarii motoarelor cu ardere interna " Teza de doctorat , Univ. Pol.Timisoara 1999.
  47. Huber E. "Lucrari experimentale si teoretice pentru calculul echipamentului de injectie al motoarelor Diesel " trad. Bibl.Tehnica Mefin Sinaia
  48. Iliescu I. " Numerical and Experimental Investigation of fuel Injection " CONAT IX Int. Conf. Brasov 1999
  49. Iwamoto M , Mizuno N, " Nox emission control in oxigen rich exhaust trough selective catalytic reduction by hydrocarbon . " Proc. Instn. Mech. Engrs. Vol. 27/93
  50. Kammerdiener T, u.a. " Ein Common Rail Konzept mit druckmodulierter Einspritzung" MTZ 4/2000
  51. Kimura S. , " New combustion concept for simultaneous reduction of Nox and particulate emissions from small DIDiesel Engines "FISITA Congress ,Paris 1998
  52. Klein H, "Einfluss der Kraftstoffvoreinspritzung auf das betriebsverhalten eines mittelschnellafenden grossdieselmotors " Doktor Dissetation 1992
  53. Krieger K, "Diesel –Einspritzungstechnik fur Pkw –Motoren . Uberlicht uber Verfahren und Ergebnisse " MTZ 5/1999

54. Lausch , V , u.a. " Möglichkeiten und grenzen von Nox  
Minderungsmaßnahmen bei MAN –B&W Viertakt –  
Grossdieselmotoren MTZ 2/1998
55. Leipertz A ,u.a. "Wandeinflüsse auf Gemischbildung und Verbrennung bei  
kleinvolumiger DI Dieselmotor MTZ 5-6/1999
56. Lilly L, a.a. "Diesel Engine . Refference book " . London , Butterwoths 1990
57. Levich , V.G. " Physicochemical Hydrodynamics " Prentice Hall inc. 1962
58. Marez P. " Experimental study of the injection – combustion process on a DI  
Diesel engine " FISITA Congress Paris 1998
59. Metz N. u.a. " Grussenverteilung und Charakterisierung der Russpartikel  
moderner Dieselmotoren MTZ 1/ 2000
60. McDonell V.D. Samuelsen G.S. " Assesing the Physics of Spray Behaviour in  
Complex Combustion Systems " UCI Combustion Laboratory ,  
University of California , Irvine 1996
61. Naber D. " Die neue Common Rail Dieselmotoren mit Direkteinspritzung in  
der modellgepflegten E Klasse " MTZ 8-9/2000
62. Negrea V.D. " Procese in motoare cu ardere interna . Economicitate ,  
combaterea poluarii " voll.II , Editura Politehnica 2003
63. Negrea V.D. " Sandu V. " Combaterea poluarii mediului in transporturile  
rutiere " Editura Tehnica Bucuresti 2000
64. Negrea V.D." Motoare cu ardere interna –Procese . Economicitate. Poluare"  
Editura Sedona Timisoara 1997
65. Notz H. W. " Beitrag zur experimentellen Ermittlung des Einspritzverlaufs  
am schnellaufenden Dieselmotor " Doktor Dissertation 1996 .
66. Ohyama Y. "Generalized Control Algorithms for a high Supercharged Direct  
Injection Stratified charge engine ." FISITA Congress , Paris 1998
67. Plint , M.Martyr A.J " Engine testing .Theory and practice " London ,  
Butterworth Heinemann 1996
68. Prechtl P. u.a. "Wasserstoff –Dieselmotoren mit Direkteinspritzung ,hoher  
Leistungsdichte und geringer Absatzemision MTZ 11/12/2000
69. Radu B. s.a. " Modelarea unui sistem de injectie de foarte inalta presiune "  
ESFA Conf. 6 Bucuresti 1998
70. Radu Ghe. s.a. " Calculul si constructia instalatiilor auxiliare ale  
autovehiculelor " Univ. Transilvania Brasov , 1988 .
71. Regner G. u.a. " Blassendynamisches Kavitationsmodell zur Simulation von  
Diseleinspritzsystemen "MTZ 7-8/2000
72. Regner G. u.a. " Integration von Simulationswerkzeugen zur Optimierung  
von Motorkonzepten " MTZ 9/2000
73. Reitz,R D , Kong. S C " Spray Combustion Process in Internal Combustion  
Engines " Univ. Wisconsin Madison 1996



74. Schaffitz W. s.a. "Lucrari experimentale si teoretice pentru calculul echipamentelor de injectie ale motoarelor Diesel " trad. Bibl.Tehnica Mefin Sinaia
75. Schmidt G. "Comparison of Direct Injection Petrol and Diesel Engines with Regard to Fuel Efficiency FISITA Congress Paris 1998
76. Sorea O , " Experimental Research of Swirl Motion and Intake Flow in Direct Injection Diesel Engine with Multivalve Technique under Steady State Flow Conditions " CONAT IX Int. Conf. Brasov 1999
77. Takasaki K " Verbrennungseigenschaften von Dumbel –Schwerol MTZ 3/2000
78. Takasaki K " Visuelle Untersuchung der Verbrennungseigenschaften von Schwerol in Dieselmotoren , MTZ 1/1999
79. Turcoi T s.a." Echipamente de injectie pentru motoare cu ardere interna " Editura Tehnica Bucuresti 1987
80. Vibe , N, " Brennverlauf und Kreisprozess von Verbrennungsmotoren " VEB Verlag Technik Berlin 1970
81. Vidican R. " Cercetari teoretice si experimentale privind acordarea echipamentului de injectie la motoarele cu aprindere prin comprimare de putere medie si mare " Univ. Transilvania Brasov Teza de doctorat 2001
82. Woschni , " Wasserstoff -Dieselmotor mit Direkteinspritzung hoher Leitungsdichte und geringer Abgasemissionen MTZ2/2000
83. Yeh , C, N , Kosaka , H, Kamimoto " Measurement drop size in Unsteady Dense Spray " Tokyo Institute of Technology Japan
84. \*\*\* Colectia Engine Technology 2001-2004
85. \*\*\* Colectia Diesel Progress 1998-2004
86. \*\*\* Colectia MTZ 1998-2002
87. \*\*\* Contract ROMAN AVL -motor 1240 V8DT Raportul 578/1985
88. \*\*\* Contract ROMAN AVL motor 392L4 DTI -1993
- 88 1. \*\*\* Contract ROMAN –AVL 1995 Rap. BV. 0644, 0680.
89. Druga F. " Euro 2 , Euro 3 " - Revista ROMAN Actual 2001
- 90 Druga F. " Doar o chestiune de timp " Revista ROMAN Actual 2002
91. Druga F " La 80 de ani " Revista ROMAN Actual 2002
- 92 . Druga F , "Combaterea poluarii mijloacelor de transport in mediul urban " Conferinta publica , Primaria Brasov 2001
93. Druga F, " Stadiul actual al cercetarilor in domeniul formarii amestecului si arderii in mac de tractiune rutiera " Referat Teza de doctorat Univ. ' Politehnica ' Timisoara 2004
94. Druga F , " Controlul emisiilor poluante ale motoarelor Diesel de tractiune rutiera de putere mijlocie mare " Referat Teza de doctorat , Univ. 'Politehnica' Timisoara 2004

95. Druga F , "Instalatii experimentale si metodici de incercare pentru optimizarea constructiv functionala a MAC de tractiune rutiera de putere mijlocie- mare " Referat Teza de doctorat , Univ. 'Politehnica 'Timisoara 2004
96. Druga F, " Dosar de lucru - Corespondente AVL 1995-1999 "
97. Druga F , " Dosar de lucru –Corespondente –relatia Bosch " 1995-1999
98. Druga F. " Dosar de lucru –Corespondente Relatia Heinzmann" 2002-2004
99. Druga F , " Dosar de lucru -Corespondente Relatia Kemira " 2002-2004
100. Druga F. , " Dosar de lucru – Corespondente Relatia Holset 2002-2003
101. Druga F . " Studiu de fezabilitate – Dezvoltarea gamei de motoare Roman - posibilitati de depasire a barierelor de poluare . " 1998
- 102 . Druga F . Contract 383/oct.1998 -ROMAN -Univ. Politehnica Timisoara " Evaluarea termogazodinamica a motorului 1035L6 DTI in vederea optimizarii constructiv functionale " faza I-IV
103. Druga F , Contract 628/ 2001 ROMAN – SC MOTOARE AB – Univ. ' Politehnica ' Timisoara " Simularea proceselor termogazodinamice la motorul 1035L6 DTI 260.01/02 EURO 2 , in vederea cresterii puterii de la 260 CP ISO 1585 la 300 CP ,cu incadrare in limitele de poluare EURO 2 " ,fazele I , II .
- 104 . Pagini web. - [www./renault](http://www.renault.ro) , [mercedes benz ag.](http://www.mercedes-benz.ro) , [caterpillar](http://www.caterpillar.com) . [iveco](http://www.iveco.com) , [fiat](http://www.fiat.com) , [cummins](http://www.cummins.com) , [daf](http://www.daf.com) , [man](http://www.man.com) , [mtz](http://www.mtz.com) , [atz](http://www.atz.com) , [sae .org](http://www.sae.org) . [tuneline.at](http://www.tuneline.at) news
- 105 . Documente ECE ONU R 85 , R24 , R 49 .
- 106 RAR RA - Norme privind inscrierea in circulatia rutiera a autovehiculelor RNTR 2-4
- 107 . Documente ADEME –France – Raport d'etude Predit " Les bus propres en France –filieres actuelles –nov.1999 "
108. Doc. 96A4046 " DI Diesel engine with variable geometry turbocharger VGT -a model based boost pressure control strategy " 1st. Int. Conf. Control and Diagnostic in Automotice Applications Genova Italia 1996 . SGE Editoriali Padova
109. Documentatie NAVISTAR INTERNATIONAL -TECHNICAL

## LISTA ANEXELOR

1. MOTOARE ROMAN
2. MOTOR 392 L4 DTI EURO 2
3. MOTOR 550L6 DTI 160-186
4. GAMA DE PUTERI A MOTOARELOR ROMAN
4. a MOTORUL 1035 L6 DTI EURO 2
5. CARACTERISTICI COMPRESOR / TURBINE
6. DISPERSIA DEBITELOR PULVERIZATOARELOR
7. DIAGrame DE PRESIUNE POMPA MEFIN P 8000
8. BULETIN INCERCARE / CERTIFICARE UVMV PRAGA
9. FISA DE CONFIGURATII EXPERIMENTALE / INJECTIE
10. COMUNICARE DE OMOLOGARE INTERNATIONALA R 49.02B



## ENGINE UNIT

Telex 4458 302 158-1104-1108-1111  
6 Petre Poni Street, 2000 Brasov, Romania

# ENGINES

## PRODUCTS

Diesel engines to the power range 123 - 560 HP (with natural intake turbo and 2) for working with 4-8 cylinders or with 6 and 12 cylinders in V.

Engine unit includes the manufacturing of Diesel engine components as well as the assembly, running in, painting and delivery of the engines.

## NEW DIESEL ENGINE FAMILIES

Engines of 90-114-123 HP, 192 L4 DT, AB  
in line (123 HP) 90-114  
displacement

6 stroke cooled 4 stroke turbo charged Diesel engine  
with 1200 RPM with direct injection  
with 1200 RPM

2 stroke 114-123 HP, 192 L4 DT, AB  
in line (123 HP) 90-114  
displacement

6 stroke cooled 4 stroke turbo charged Diesel engine  
with 1200 RPM with direct injection  
with 1200 RPM

4 stroke cooled 4 stroke turbo charged Diesel engine  
with 1200 RPM with direct injection  
with 1200 RPM

Turbocharger  
Piston and connecting rod  
Crankshaft

## NON AUTOMOTIVE ENGINES

Applicable for use in agriculture, industry and motor drive units.

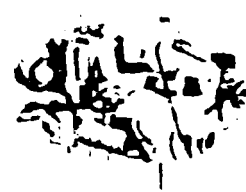
## DIESEL ENGINE COMPONENTS

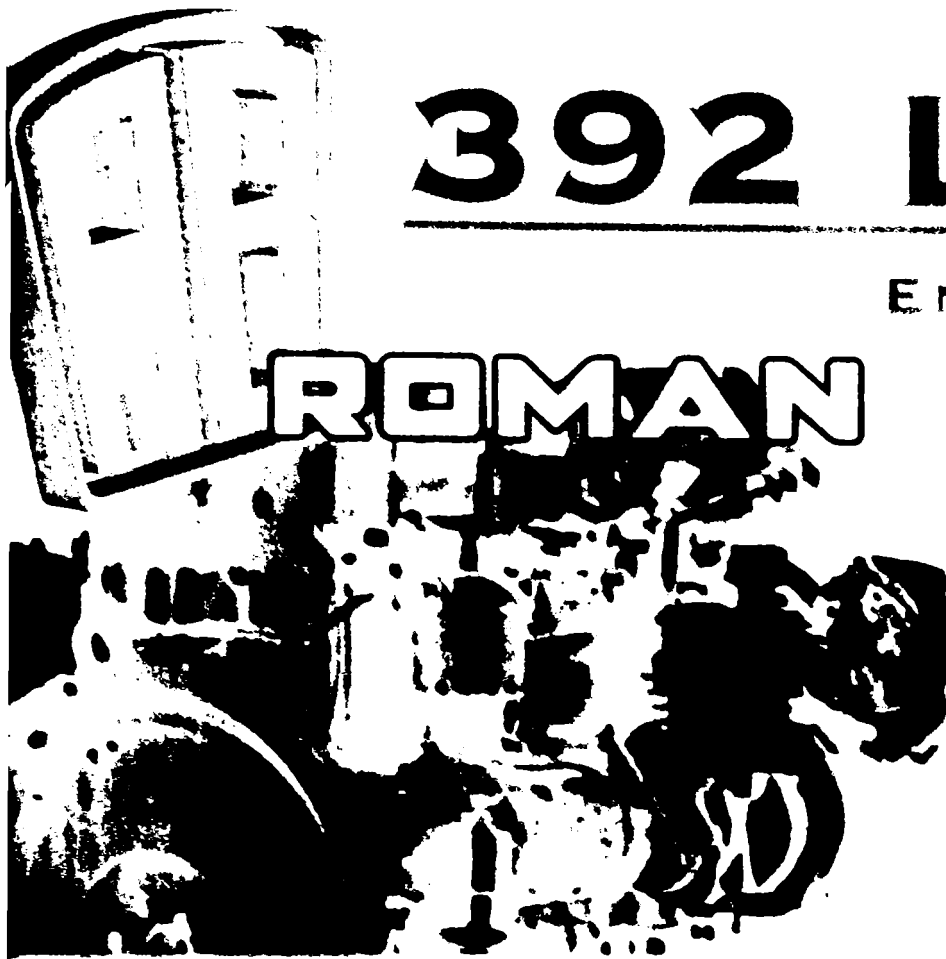
- Cylinder block
- Crankshaft
- Connecting rods
- Timing gears
- Injection pump
- Intake manifold
- Exhaust manifold
- Valves, rocker arms, pistons
- Trucks

## CAPACITY

- 192 L4 DT Engine - 1000 per year
- 550 L6 DT - DTI Engine - 10 000 per year
- 1060 L12 DT - DTI Engine - 10 000 per year
- 1200 V8 - DTI Engine - 10 000 per year

EXPORT IN ALL COUNTRIES - Tel. 400 - 222 111 - 222 112





# 392 L4 DTI

ENGINE

## ROMAN

**90 KW  
(122 CP)**

### BASIC DATA

ROMAN 392 L4 DTI IS AN LIQUID COOLED 4 STROKE TURBOCHARGED DIESEL ENGINE. CHARGE COOLED (AIR-AIR). WITH DIRECT INJECTION.

<u>NO OF CYLINDERS</u>	4 IN LINE
<u>FIRING ORDER</u>	1-3-4-2
<u>DISPLACEMENT</u>	3 92 DM <sup>3</sup>
<u>BORE</u>	102 MM
<u>STROKE</u>	120 MM
<u>WEIGHT ( EXC. OIL AND LIQUID )</u>	335 KG
<u>OIL TYPE</u>	SAE 15 W 40, API CE+, US MIL-L2104 E+
<u>OIL CAPACITY</u>	12L.
<u>ENGINE COOLANT CAPACITY</u>	20L.

### GENERAL DESIGN

- CYLINDER BLOCK - MADE OF CAST IRON.
- CYLINDER HEAD - MONOBLOC.
- VALVES - MADE OF HEAT RESISTANT STEEL. DOUBLE SPRINGS ASSEMBLED.
- CRANKSHAFT - MADE OF PRESS-FORGED ALLOY STEEL. HARDENED BEARINGS SURFACES. ROLLED AT BEARINGS FILLET WITH A SPECIAL METHOD.
- CYLINDER LINERS - EXCHANGEABLE WET TYPE.
- PISTONS - MADE OF LIGHT ALLOY WITH 3 RINGS. COMPRESSION RING GROOVE HAS CAST IRON REINFORCEMENT.
- CONNECTING RODS - 1 SECTION PRESSFORGING OF ALLOY STEEL.
- FLYWHEEL - MADE OF CAST IRON. FLYWHEEL END ROTATION DIRECTION COUNTER CLOCKWISE

### EMISSIONS

ROMAN 392 L4 DTI	ACC. R24-03 CEE-ONU
	ACC. R49-02 B CEE-ONU ( EURO 2 )

### STANDARD EQUIPMENT

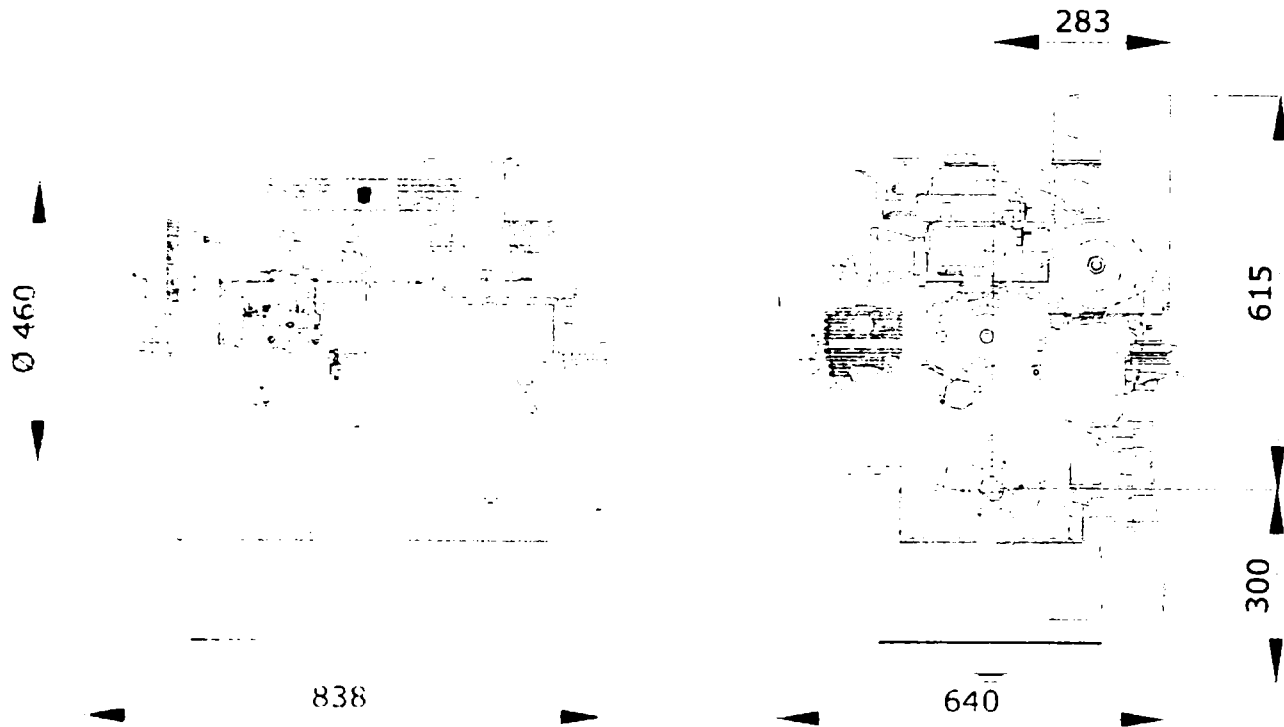
- INJECTION PUMP - VE BOSCH
- TURBOCHARGER - KKK WASTEGATE CONTROLLED. SEPARATE LUBE OIL FILTER
- COOLING SYSTEM - UNDER PRESSURE LIQUID WITH LAMELLAR OIL COOLER. TWO THERMOSTATS CONTROLLED.
- ALTERNATOR - 40 A 24 V.
- STARTING MOTOR - 3KW 24 V.
- FLYWHEEL - FOR 330MM. DIAMETER FRICTION CLUTCH.

### OPTIONAL EQUIPMENT

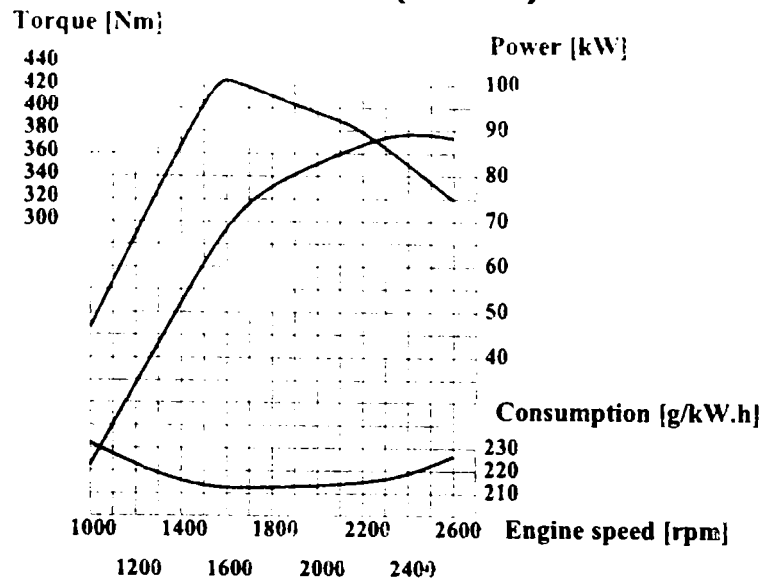
- COLD STARTING SYSTEM - GLOW PLUG IN BURNING CHAMBER. TIMING RELAY LEADING BY ENVIRONMENT TEMPERATURE.
- INJECTION PUMP - PES 4 MEFIN WITH RQV GOVERNOR.
- TURBOCHARGER - HBO3B.6 HIDROMECHANICA WASTEGATE CONTROLLED.
- ENGINE BREAK DOWN - STOPPING SOLENOID.
- FLYWHEEL HOUSING - SAE 3 TYPE.



5. POIENELOR ST. 2200 BRASOV ROMANIA  
 PHONE: +40.68.318122  
 FAX: +40.68.318122  
 HTTP://WWW.ROMAN.RO



### 392 L4 DTI A 90KW (122HP)



THESE TECHNICAL CHARACTERISTICS ARE GIVEN ONLY FOR GUIDANCE PURPOSES. ROMAN S.A. RESERVES RIGHT TO ALTER THEM WITHOUT PRIOR NOTIFICATION.

# ROMAN



**103-137 KW**  
**(140-186 HP)**

## BASIC

ROMAN 550 L6 DT/DTI ARE LIQUID COOLED 4 STROKE DIESEL ENGINES WITH DIRECT INJECTION

ROMAN 550 L6 DT TURBOCHARGED  
ROMAN 550 L6 DTI CHARGE COOLED

NO. OF CYLINDERS 6 IN LINE  
FIRING ORDER 1-5-3-6-2-4

DISPLACEMENT 5.5 DM<sup>3</sup>  
BORE 102 MM  
STROKE 112 MM

WEIGHT (EXC. OIL AND LIQUID) 515 KG  
OIL TYPE SAE 15 W 40, API CE+, US MIL-L2104 E+

OIL CAPACITY 15L.  
ENGINE COOLANT CAPACITY 25L.

## GENERAL

ROMAN 550 L6 DT/DTI EURO1 - ONE PIECE CYLINDER HEAD, 2 VALVES PER CYLINDER.

ROMAN 550 L6 DTI AB EURO 2 - 6 INDIVIDUAL CYLINDER HEADS, 2 VALVES PER CYLINDER.

CYLINDER BLOCK - MADE OF CAST IRON.  
VALVES - MADE OF HEAT RESISTANT STEEL. DOUBLE SPRINGS ASSEMBLED.

CRANKSHAFT - MADE OF PRESS-FORGED ALLOY STEEL. HARDENED BEARINGS SURFACES.

ROLLED AT BEARINGS FILLET WITH A SPECIAL METHOD.

CYLINDER LINERS - EXCHANGEABLE WET TYPE.  
PISTONS - MADE OF LIGHT ALLOY WITH 3 RINGS. COMPRESSION RING GROOVE HAS CAST IRON REINFORCEMENT.

CONNECTING RODS - I SECTION PRESSFORGING OF ALLOY STEEL.

FLYWHEEL - MADE OF CAST IRON. FLYWHEEL END

## EMISII

ROMAN 550 L6 DT/DTI ACC. R24-03 CEE-ONU  
ACC. R49-02 A CEE-ONU  
(EURO 1)  
ROMAN 550 L6 DTI AB ACC. R24-03 CEE-ONU  
ACC. R49-02 B CEE-ONU  
(EURO 2)

## STANDARD

INJECTION PUMP P3000 MEFIN WITH RGV GOVERNOR

TURBOCHARGER - HIDROMECHANICA H1 OR H&I WASTEGATE CONTROLLED. SEPARATE LUBE OIL FILTER

COOLING SYSTEM - UNDER PRESSURE LIQUID WITH LAMELLAR OIL COOLER. TWO THERMOSTATS CONTROLLED.

ALTERNATOR - 40 A, 24 V.

STARTING MOTOR - 3KW, 24 V.

FLYWHEEL - FOR 350 MM. FRICTION CLUTCH

## OPINII

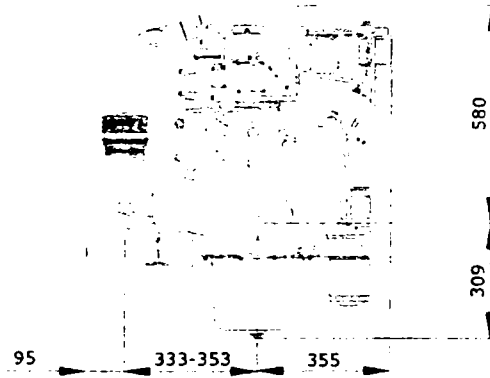
COLD STARTING SYSTEM - GLOW PLUG IN BURNING CHAMBER. TIMING RELAY LEADING BY ENVIRONMENT TEMPERATURE

ENGINE BREAK DOWN - STOPPING SOLENOID.

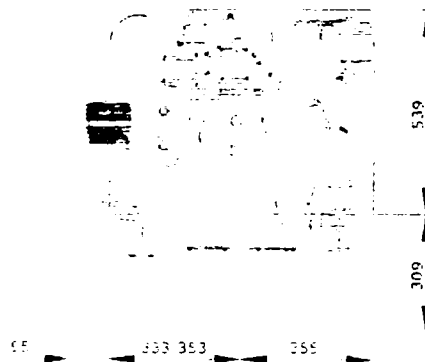
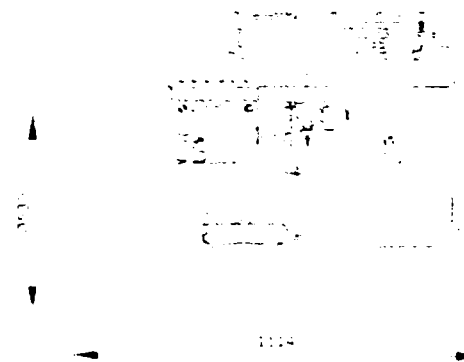
FLYWHEEL HOUSING - SAE 3 TYPE.



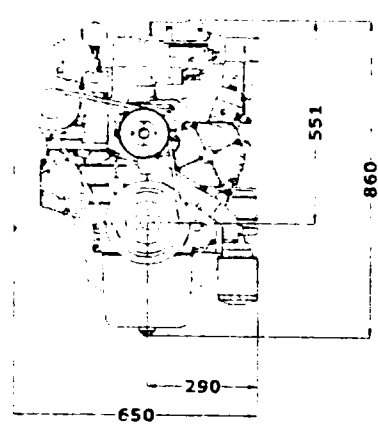
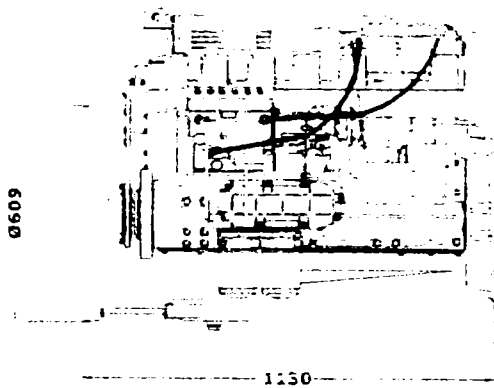
5 POIETELOR ST. 7200 BRASOV, ROMANIA  
PHONE: +40 68 310123  
FAX: +40 68 310124  
HTTP://WWW.ROMAN.RO



**550 L6 DT**

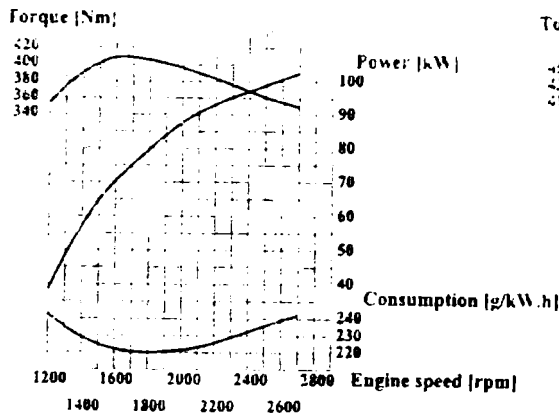


**550 L6 DTI**

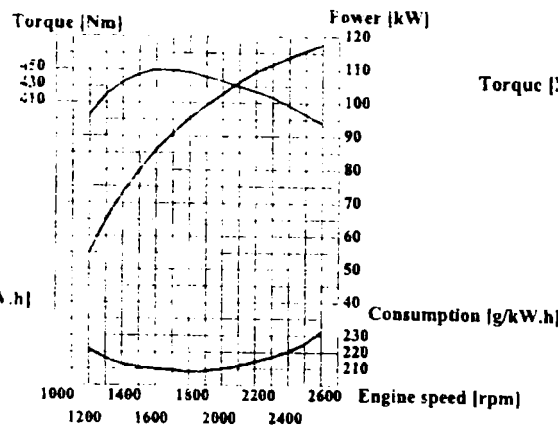


**550 L6 DTI**

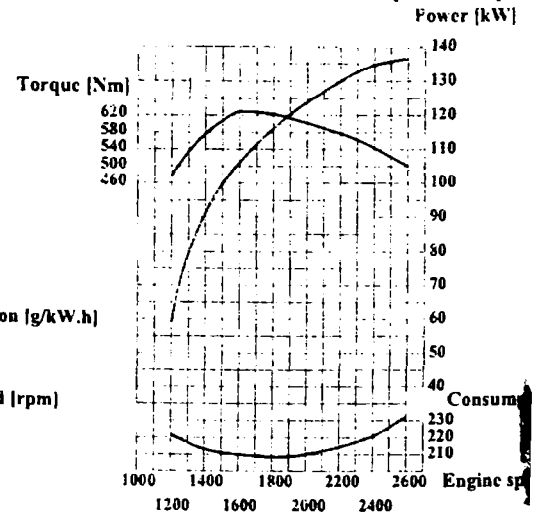
**550 L6 DT 103 KW (140 HP)**



**550 L6 DTI 118 KW (160 HP)**

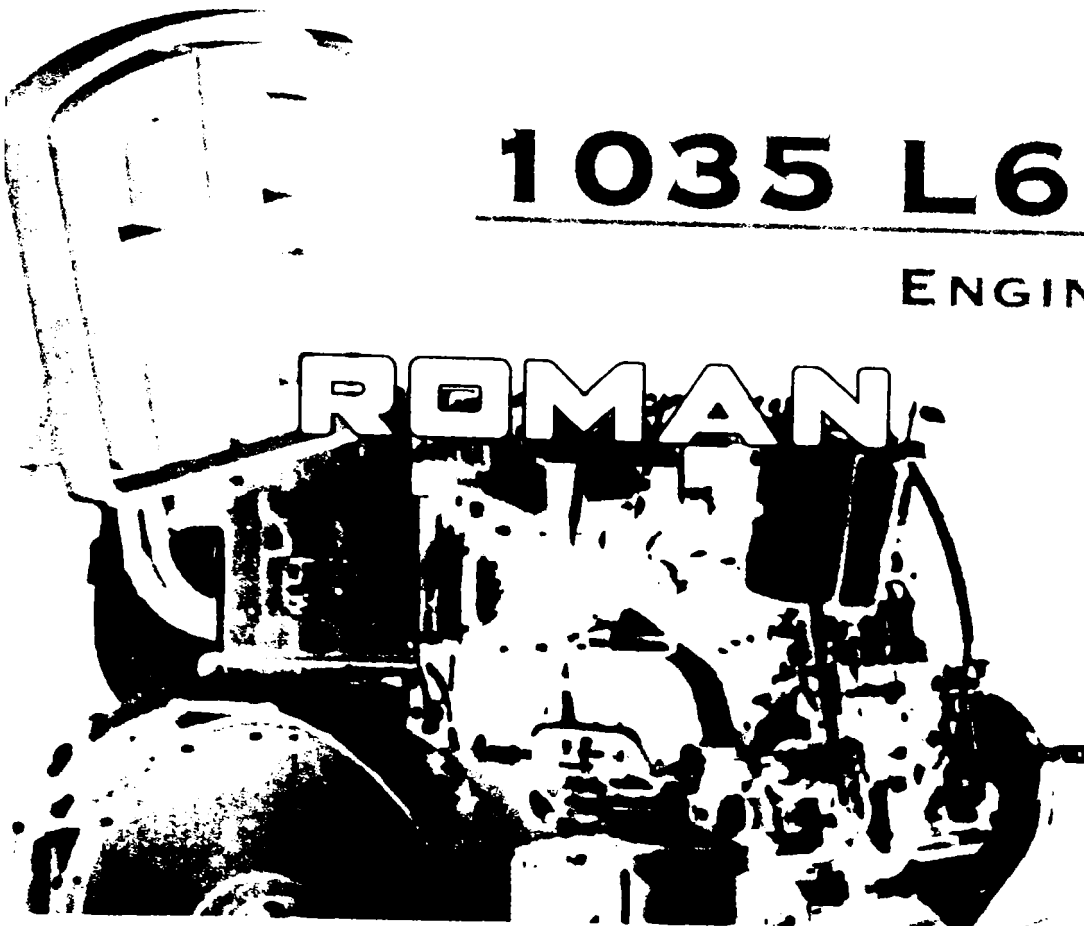


**550 L6 DTI AB 137 KW (186 HP)**



THESE TECHNICAL CHARACTERISTICS ARE GIVEN ONLY FOR GUIDANCE PURPOSES. ROMAN S.A. RESERVES THE RIGHT TO ALTER THEM WITHOUT PRIOR NOTIFICATION.





# 1035 L6 DT/DTI

ENGINES

## ROMAN

**176 - 205 KW**  
**(240-279 HP)**

### BASIC DATA

**ROMAN 1035 L6 DT/DTI** ARE LIQUID COOLED 4 STROKE DIESEL ENGINES WITH DIRECT INJECTION.

**ROMAN 1035 L6 DT** TURBOCHARGED.

**ROMAN 1035 L6 DTI** CHARGE COOLED (AIR AIR).

**NUMBER OF CYLINDERS** 6 IN LINE

**FIRING ORDER** 1-5-3-6-2-4

**DISPLACEMENT** 10.35 DM<sup>3</sup>

**BORE** 121 MM

**STROKE** 150 MM

**WEIGHT ( EXC. OIL AND LIQUID )** 950 KG

**OIL TYPE** SAE 15 W 40, API CE+, US MIL-L2104 E+

**OIL CAPACITY** 24L.

**ENGINE COOLANT CAPACITY** 40L.

### GENERAL DESIGN

**CYLINDER BLOCK** - MADE OF CAST IRON.

**CYLINDER HEAD** - TWO BLOCKS.

**VALVES** - MADE OF HEAT RESISTANT STEEL. DOUBLE SPRINGS ASSEMBLED.

**CRANKSHAFT** - MADE OF PRESS-FORGED ALLOY STEEL. HARDENED BEARINGS SURFACES. ROLLED AT BEARINGS FILLET WITH A SPECIAL METHOD.

**CYLINDER LINERS** - EXCHANGEABLE DRY TYPE.

**PISTONS** - MADE OF LIGHT ALLOY WITH 3 RINGS. COMPRESSION RING GROOVE HAS CAST IRON REINFORCEMENT.

**CONNECTING RODS** - 1 SECTION PRESSFORGING OF ALLOY STEEL.

**FLYWHEEL** - MADE OF CAST IRON. FLYWHEEL END ROTATION DIRECTION COUNTER CLOCKWISE

### EMISSIONS LEVEL

**ROMAN 1035 L6 DT** ACC. R24-03 CEE-ONU  
ACC. R49-00 CEE-ONU  
(EURO 0)

**ROMAN 1035 L6 DTI** ACC. R24-03 CEE-ONU  
ACC. R49-02 B CEE-ONU  
(EURO 2)

### STANDARD EQUIPMENT

**INJECTION PUMP**

**ROMAN 1035 L6 DT** - P3000 MEFIN WITH RQV GOVERNOR.

**ROMAN 1035 L6 DTI** - P7100 BOSCH WITH RQ GOVERNOR.

**TURBOCHARGER** - H3 HIDROMECHANICA.

**COOLING SYSTEM** - UNDER PRESSURE LIQUID WITH TUBULAR OIL COOLER. THERMOSTAT CONTROLLED.

**ALTERNATOR** - 1 POLE, 40 A OR 80 A, 24 V.

**STARTING MOTOR** - 1 POLE, 4.4 KW, 24 V.

**FLYWHEEL** - FOR 420 MM. FRICTION CLUTCH.

### OPTIONAL EQUIPMENT

**COLD STARTING SYSTEM** - GLOW PLUG IN INLET MANIFOLD. TIMING RELAY LEADING BY ENVIRONMENT TEMPERATURE.

**ENGINE BREAK DOWN** - STOPPING SOLENOID.

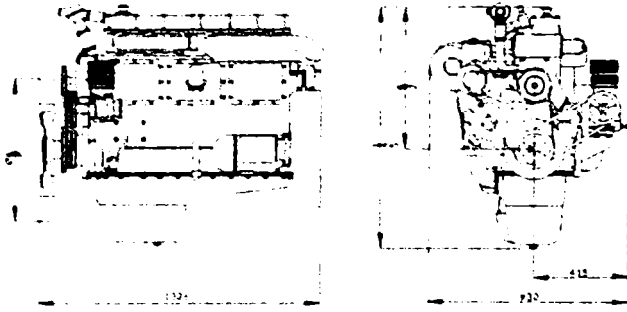
**FLYWHEEL HOUSING** - SAE 1 TYPE.

**DTI INJECTION PUMP** - P8100 MEFIN WITH RQ GOVERNOR.

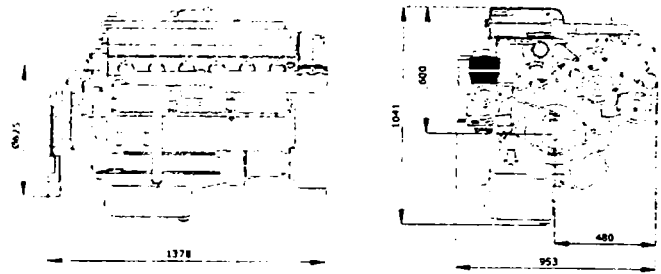


5, POINELER ST. 500 BRASOV, ROMANIA  
PHONE: +40.68.318122  
FAX: +40.68.318122  
HTTP://WWW.ROMAN.RO

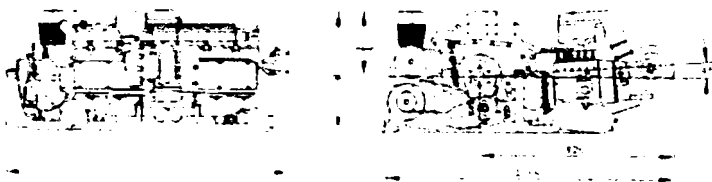
### 1035 L6 DTV



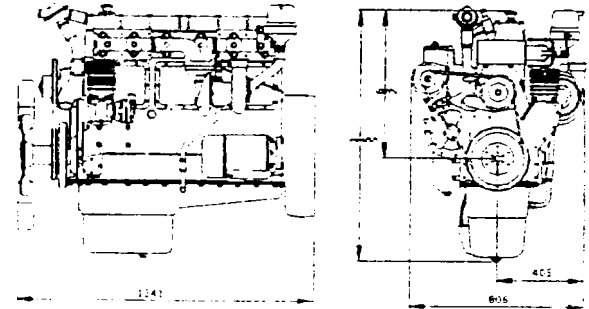
### 1035 L6 DTN



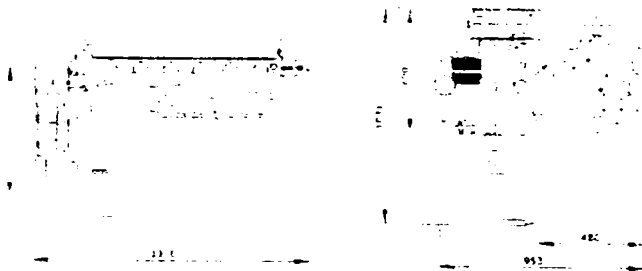
### 1035 L6 DTO



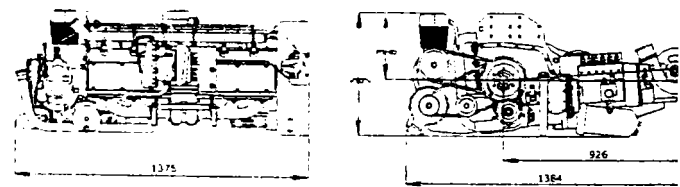
### 1035 L6 DTIV



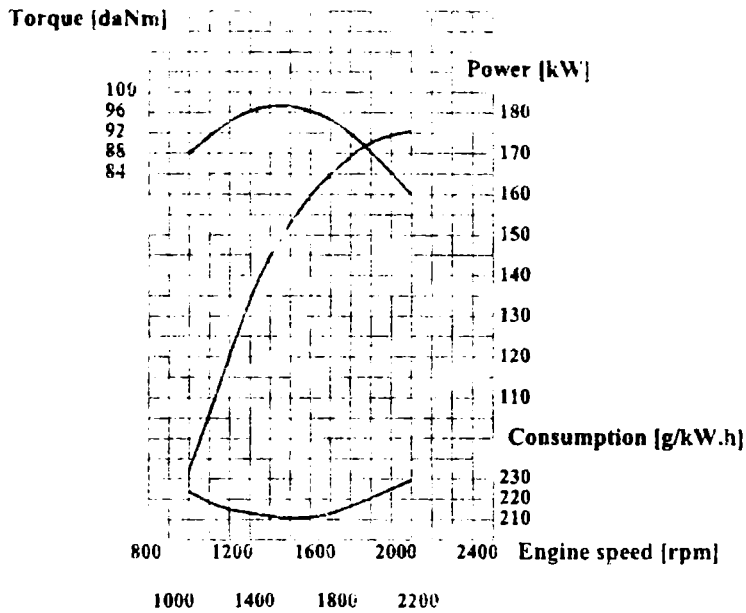
### 1035 L6 DTIN



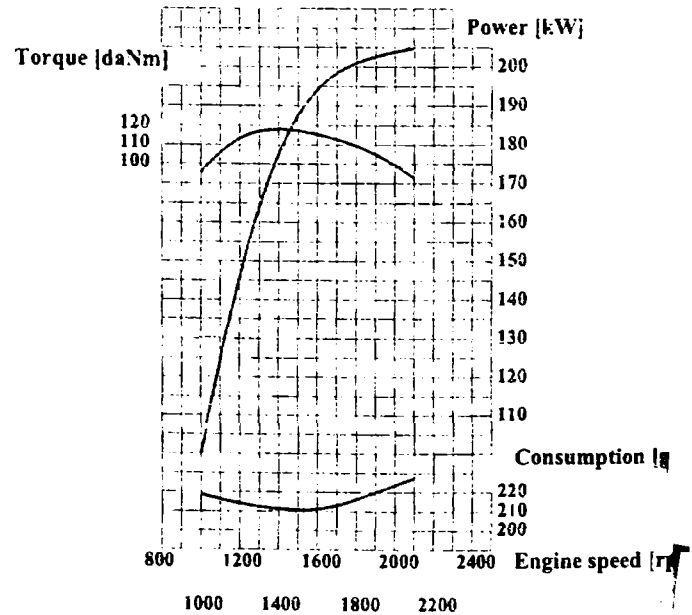
### 1035 L6 DTIO



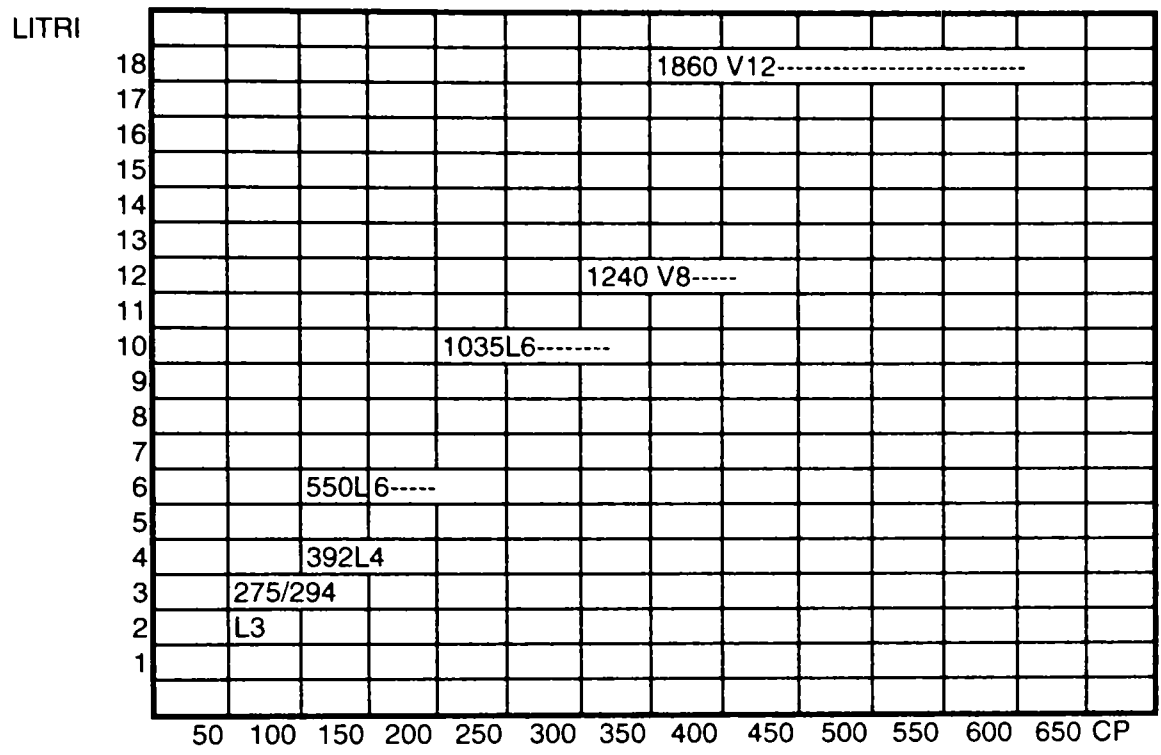
1035 L6 DT 176kW (240HP)



1035 L6 DTIV 205kW (279HP)



THESE TECHNICAL CHARACTERISTICS ARE GIVEN ONLY FOR GUIDANCE PURPOSES. ROMAN S.A. RESERVES RIGHT TO ALTER THEM WITHOUT PRIOR NOTIFICATION.



## GAMA DE PUTERI A MOTOARELOR ROMAN

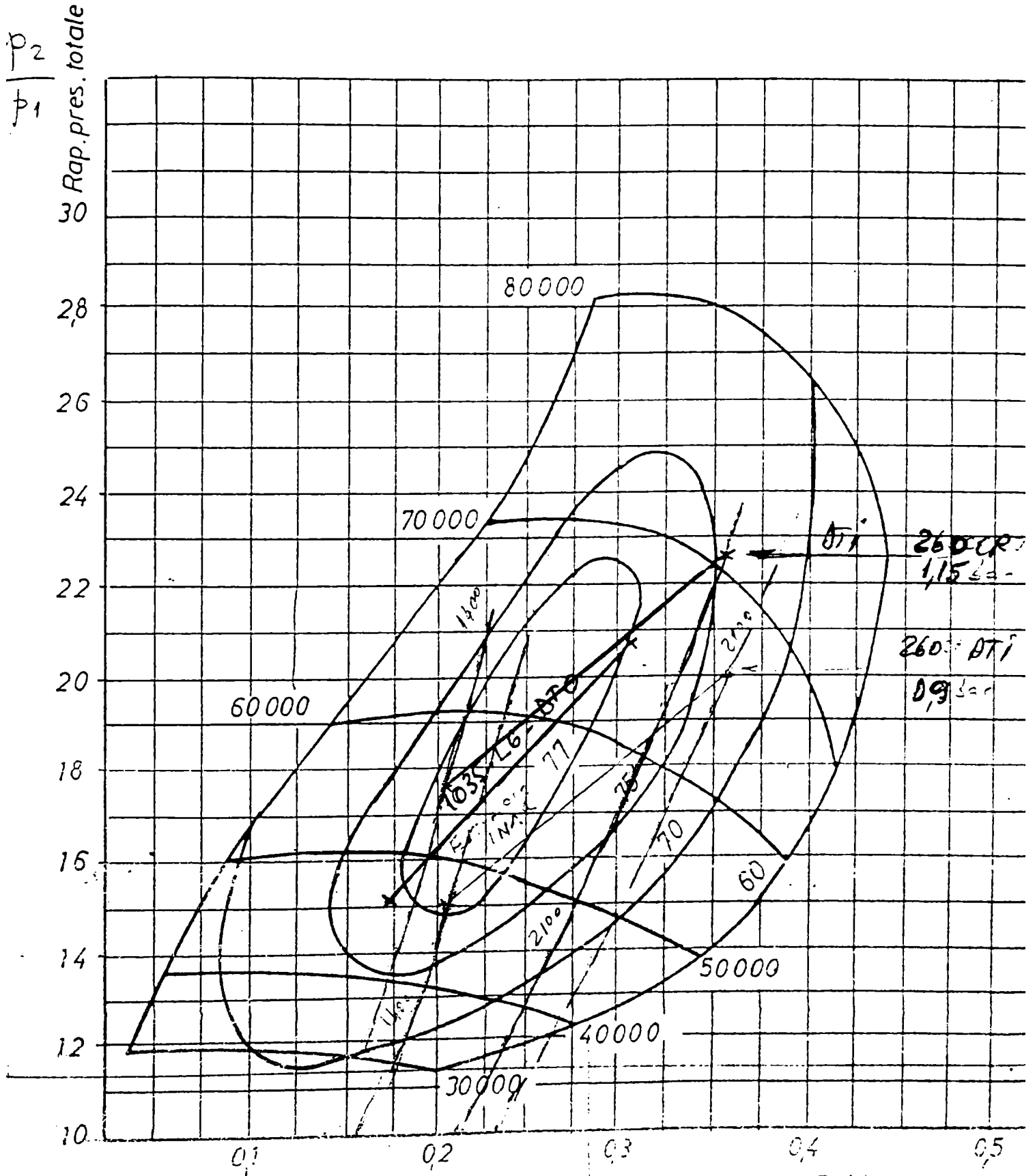
275L3 D DT DTI 102 X 112 50-110 CP  
 294 L3D DT IND. 102 X 120 50- 90 CP  
 392L4DT DTI 102 X 120 80-150 CP  
 550L6 DT DTI 102X 112 100-200 CP  
 1035 L6 DT DTI 121 X 150 200- 360 CP  
 1070 L6 DT DTI 123 X 150 200-320 CP  
 1240 V8 DT DTI 123 X 130 260-410 CP  
 1380 V8 DT DTI 130 X 130 230- 380 CP  
 1860 V 12 DT DTI 123 X 130 360- 580 CP  
 2070 V 12 DT DTI 130 X 130 320- 600 CP



CARACTERISTICA COMPRESORULUI  
H<sub>3</sub>-0225 A

Condiții standard  
p = 760 mmHg  
T = 15°

Factori de corectie  
 $\phi = T_1 / 288 = 15^\circ C$   
 $d = P_1 / 760 = 1$



Imbinație 10%,  $P_m = 1500 \text{ W}$   
 $T = 1000 \text{ N m}$   
1400

Debit corectat  
 $\frac{V_1}{\sqrt{d}}$

$\approx 2700 \text{ CF} / 2100 \text{ CF} \approx 1.28$

U. 0270A/A39A3

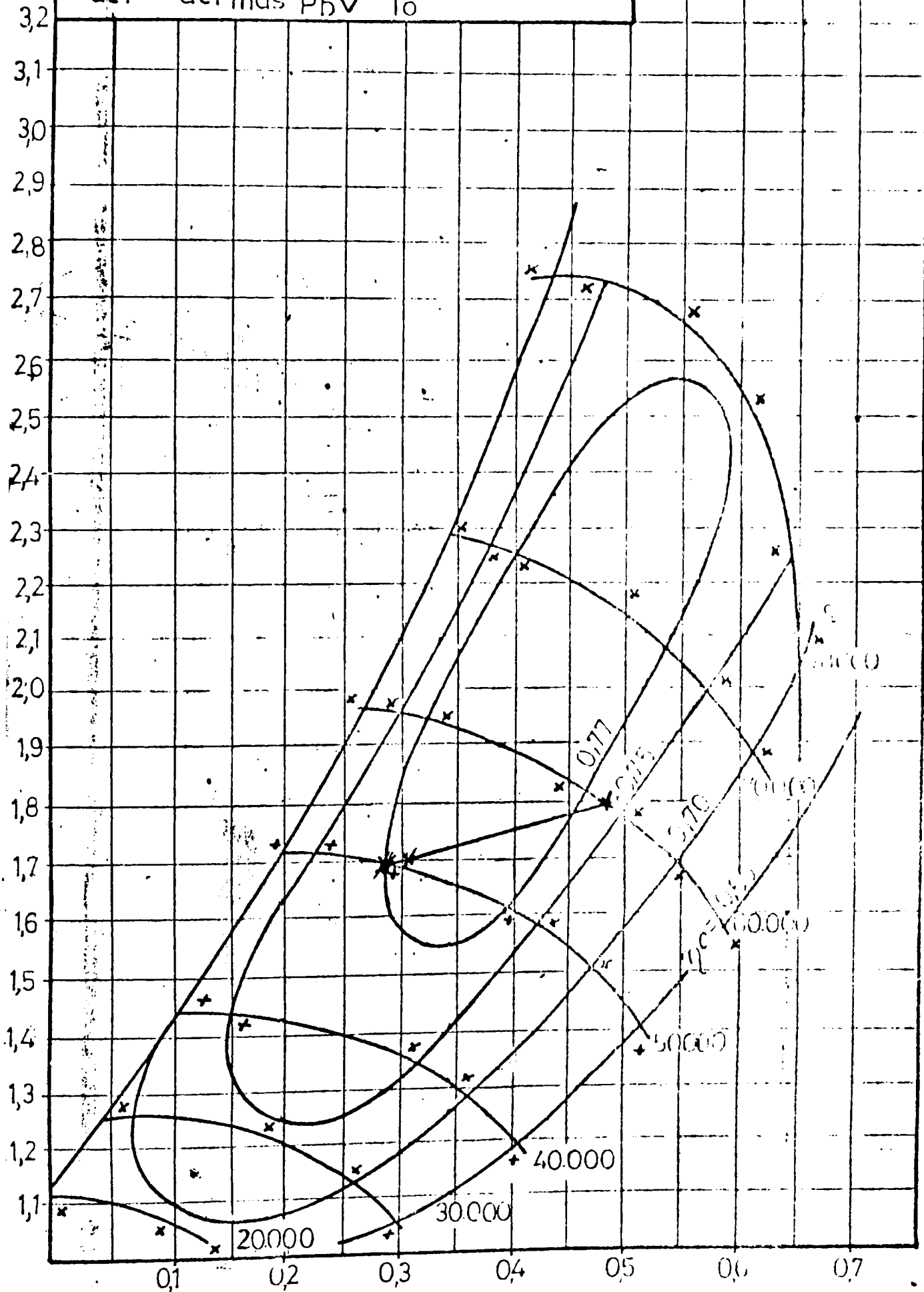
Anexa 36

Seria nr. 01 Hidromecanica

Diagrama redusă la condițiile standard

$\frac{2}{1}$

$$Q_{aer} \times Q_{aer \text{ m\ddot{a}s}} \frac{P_0}{P_h} \sqrt{\frac{273+t_1}{T_0}}$$



—  $Q_{aer}$  kg/s

COMPRESSOR  
PERFORMANCE

MODEL H3-9415 A

HOLSET ENGINEERING CO. LTD  
HUDDERSFIELD

50

DATE: 24.11.79

REF. NO. T1139

STANDARD CONDITIONS

$P = 760 \text{ mm Hg (29.92" Hg)}$

$T = 15^\circ\text{C}$

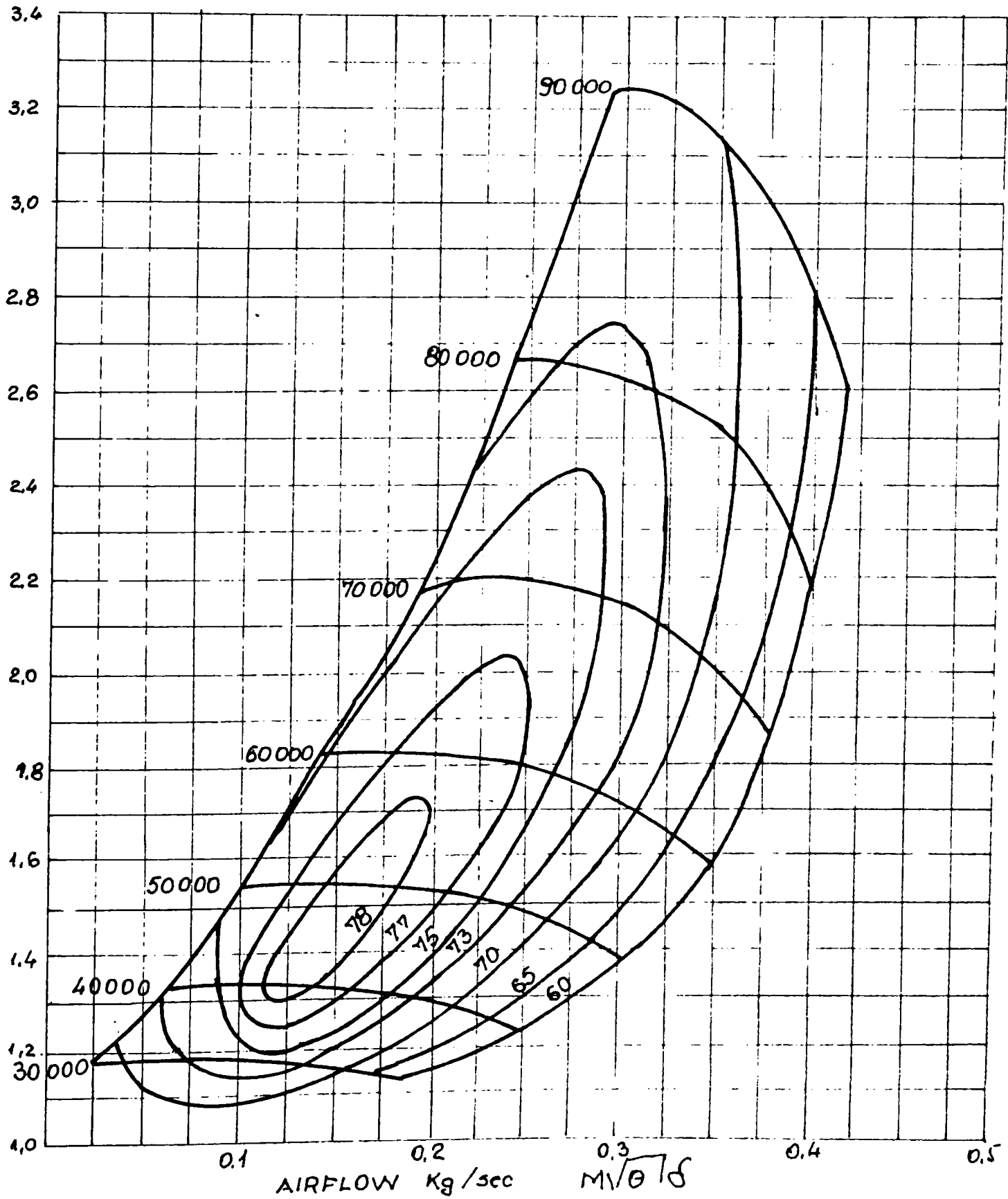
CORRECTION FACTORS

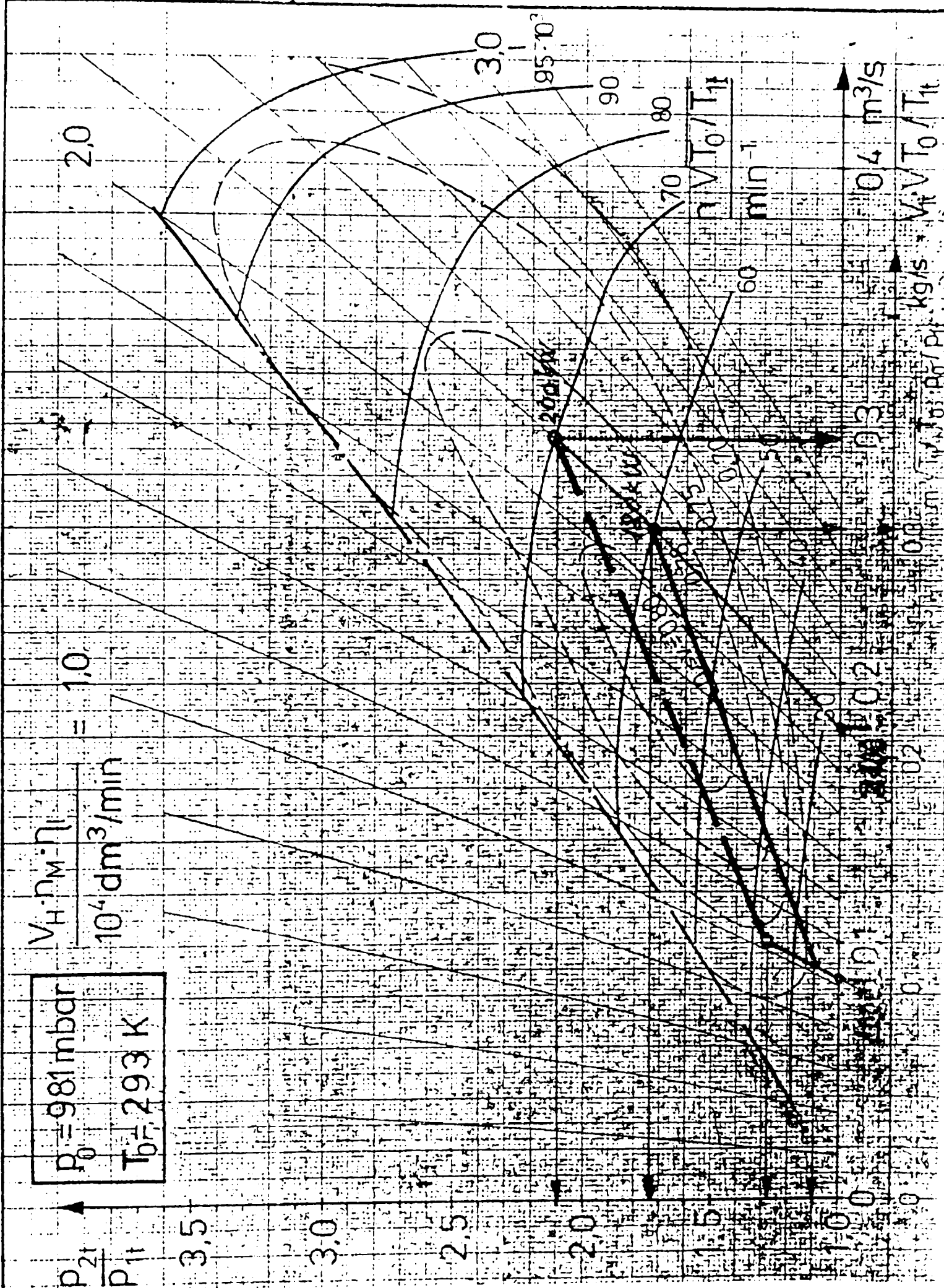
$\theta = T_1 / 288$

$\delta = P_1 / 760$

COVER NO. 3503479

WHEEL NO 3502669





CARTOGRAMA COMPRESORULUI NECESAR  
MODERNIZĂRII MOTORULUI  
D 2156 (Euro II și III)

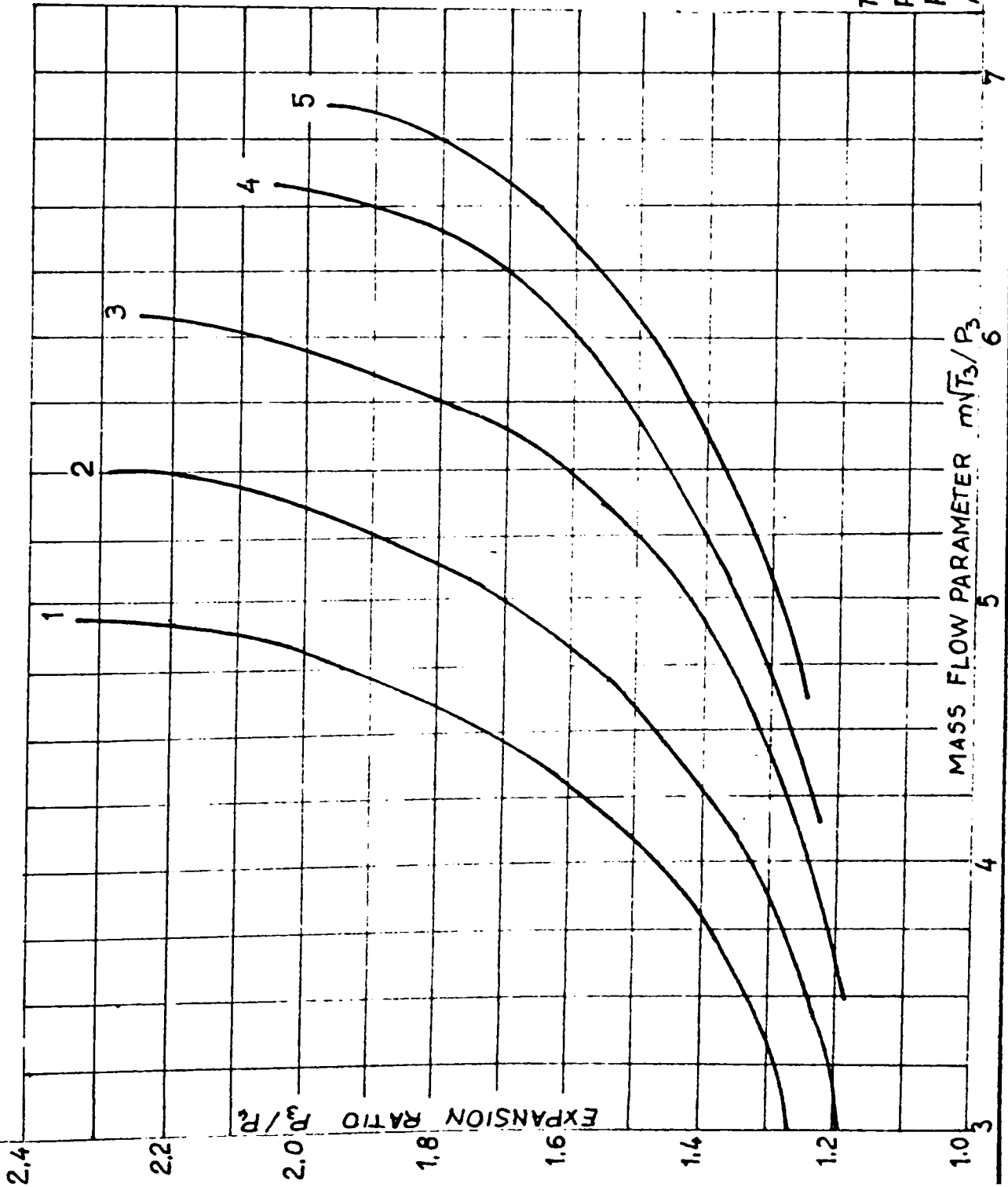
+  
reke



MODEL H3/4LG T2  
INLET TYPE TWIN

T/WHL No. 61675  
S/W. ASSY No. 61684

ITEM No	TURB HSG AREA	TURB HSG CSTG No
1	17 cm <sup>2</sup>	60777
2	21	62344
3	26	52168
4	30	60308
5	32	60320

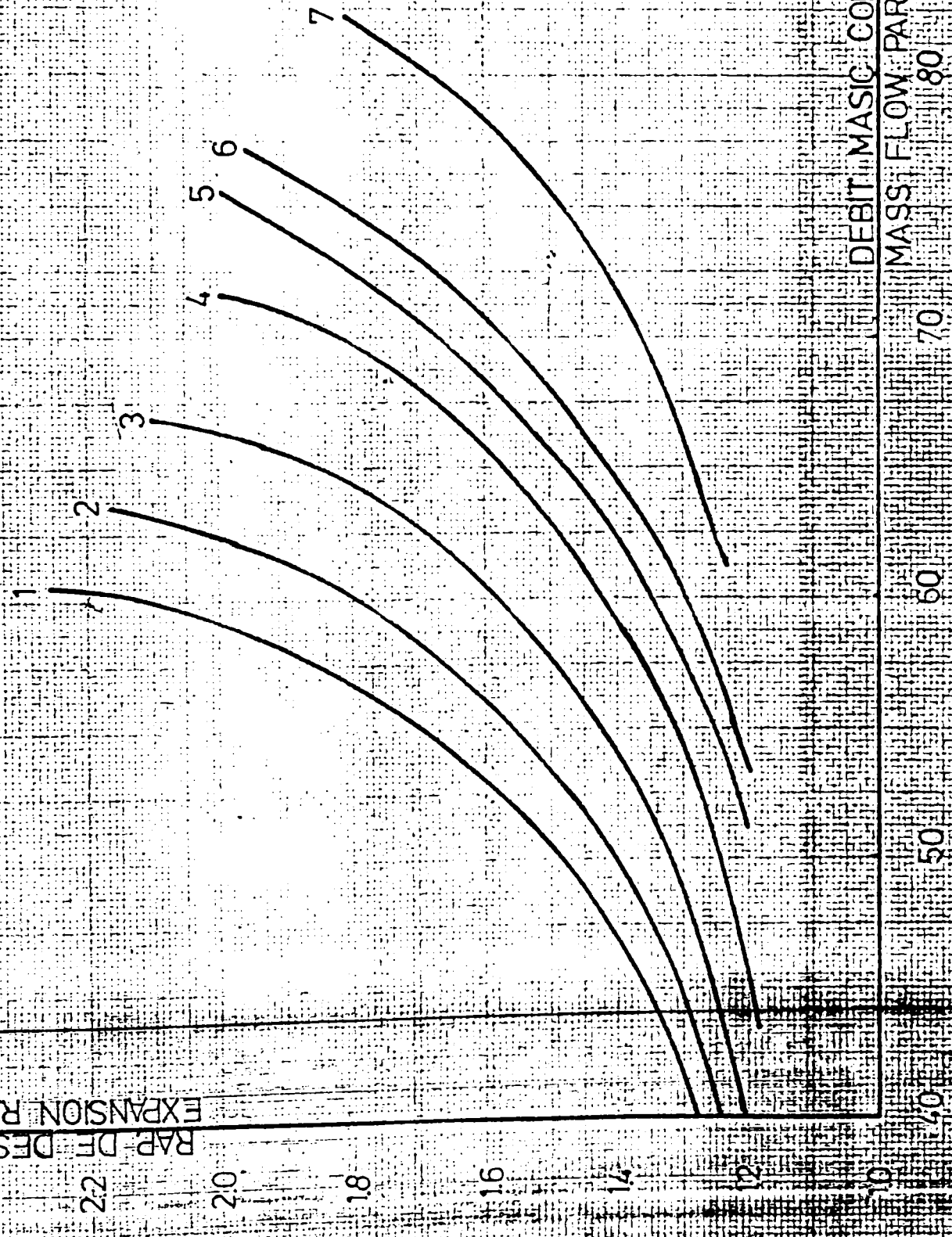


$T_3$  - TURBINE INLET TEMP ( $^{\circ}K$ )  
 $P_3$  - TURBINE INLET PRSSURE (bars)  
 $P_4$  - TURBINE OUTLET PRESSURE (bars)  
 $m$  - MASS FLOW ( $kg/sec$ )

TURBINE SWALLOWING CAPACITY PERFORMANCE

H3/4LG T3

Anexa 5



Nr. crt. /  
ITEM No.      Mărimea turbinei  
TURBINE AREA

- 1      21 cm<sup>2</sup>(sq cm)
- 2      23 cm<sup>2</sup>(sq cm)
- 3      26 cm<sup>2</sup>(sq cm)
- 4      30 cm<sup>2</sup>(sq cm)
- 5      32 cm<sup>2</sup>(sq cm)
- 6      39 cm<sup>2</sup>(sq cm)
- 7      45 cm<sup>2</sup>(sq cm)

DEBIT MASIC CORECTAT      kg/sVK/MPa  
MASS FLOW PARAMETER      m<sup>3</sup>/P<sub>3</sub>

R.P. DE DESTINDERE (EXPANSION RATIO P<sub>3</sub>)

Area 6

Area 6

1000

174



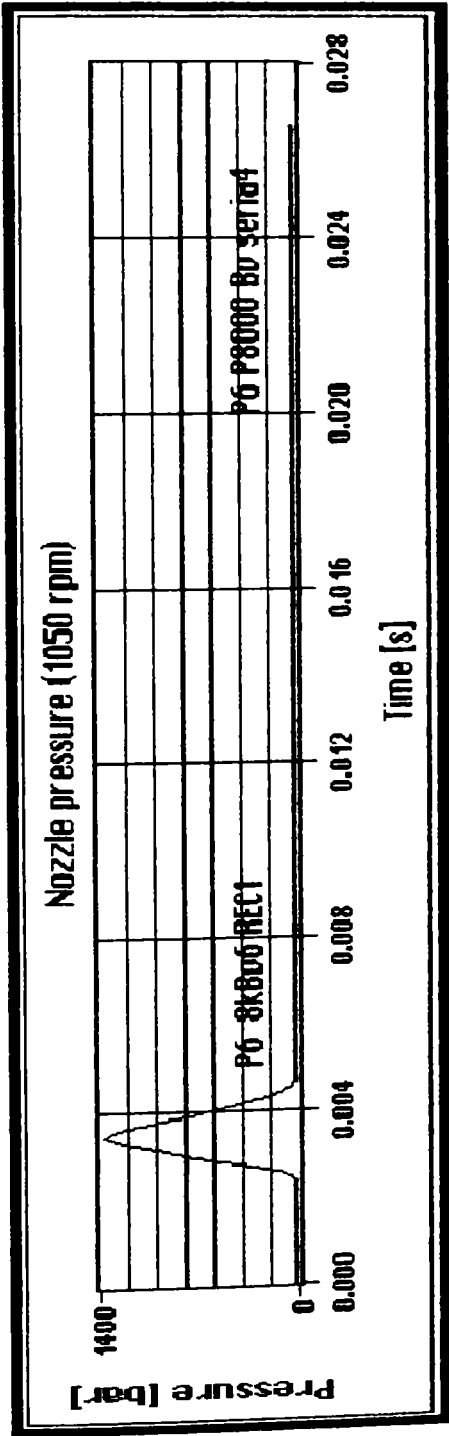
→ 9/6

1000

TOTAL 2447 (100)

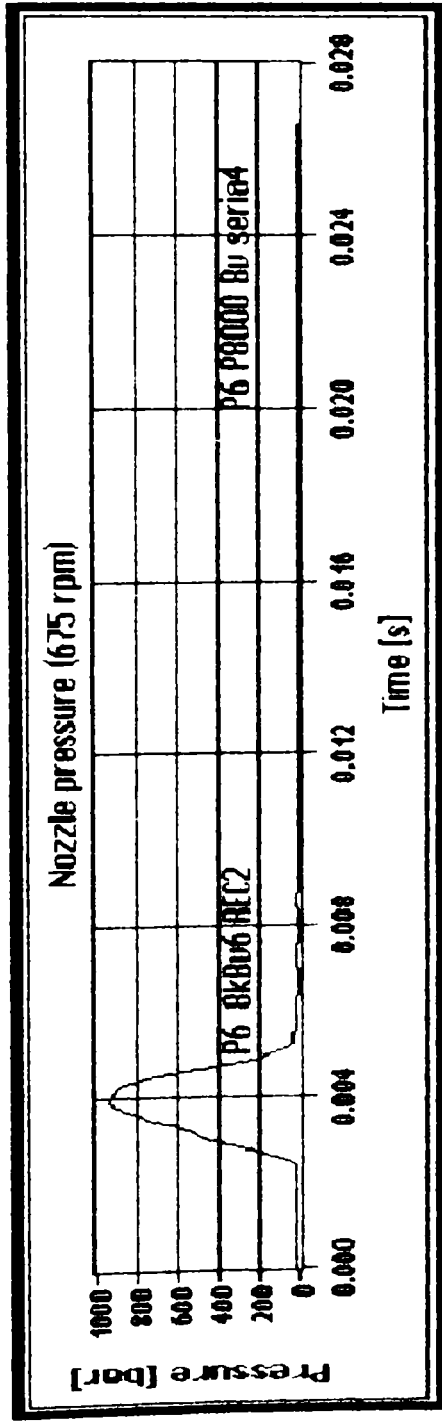
1000

INJECTOR	MOTOR 1035 L6DTI
CONDUCTA	MOTOR 1035 L6DTI
ELEMENT	(E) Ø=13mm
SUPAPA	(sup) mmc
SUPAPA AMORTIZ. (A)	0.9 mm
MOMENT REFUL. (M)	5.9 mm
LIMITATOR (L)	mm
CURSA	mm



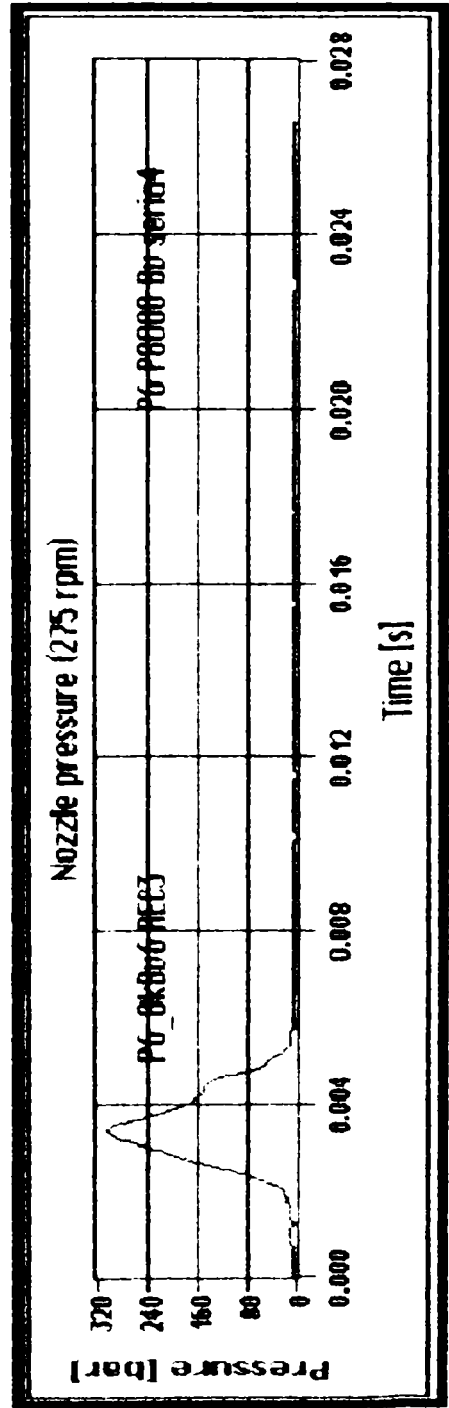
1

TURATIE	1050 rpm
DEBIT	(Q) 33 cmc/200puls



2

TURATIE	675 rpm
DEBIT	(Q) 38 cmc/200puls

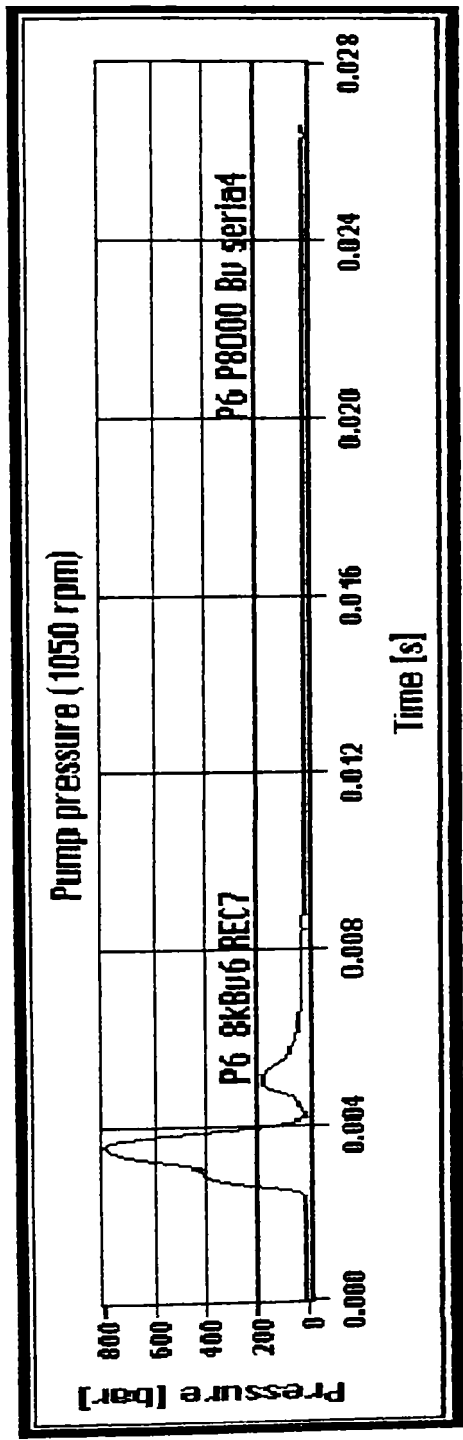


3

TURATIE	275 rpm
DEBIT	(Q) 5.2 cmc/100puls

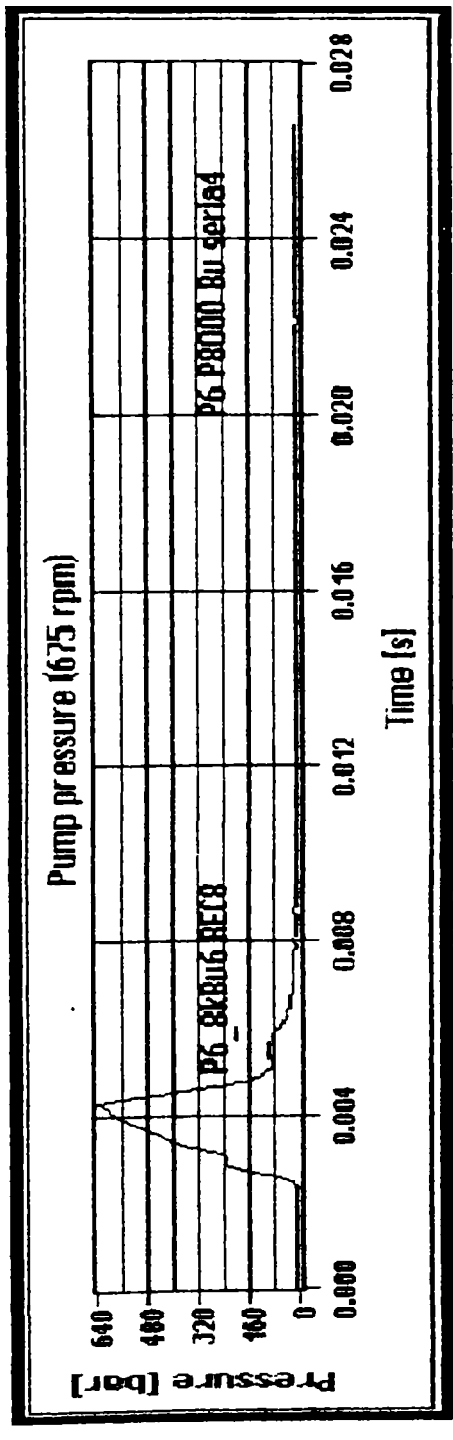
Autoc 2

Întocmit ing. Ion Buzner



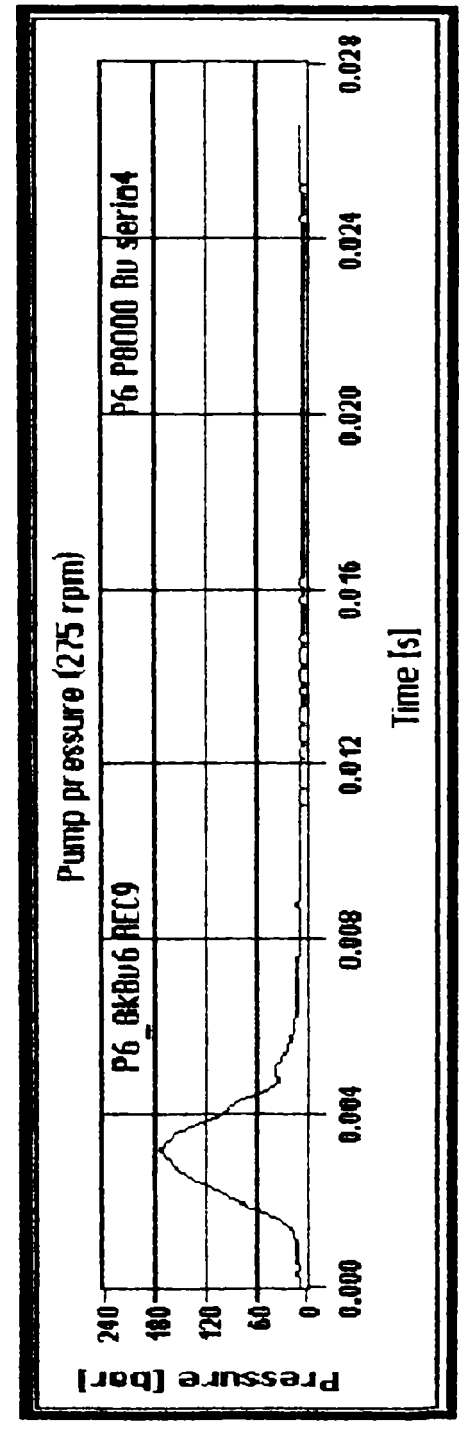
✕

TURATIE	1050 rpm
P <sub>max</sub>	799 bar
P <sub>ref</sub>	15 bar
P virf dupa injectie	177 bar
DEBIT	33 cmc/200puls



✕

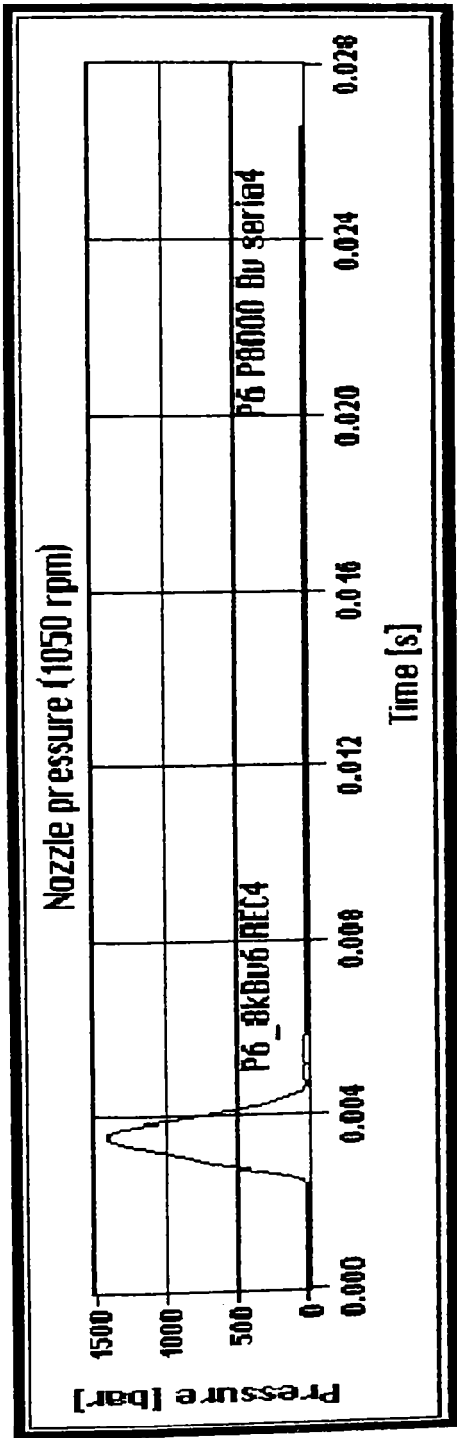
TURATIE	675 rpm
P <sub>max</sub>	629 bar
P <sub>ref</sub>	5 bar
P virf dupa injectie	105 bar
DEBIT	38 cmc/200puls



3

TURATIE	275 rpm
P <sub>max</sub>	169 bar
P <sub>ref</sub>	3 bar
P virf dupa injectie	38 bar
DEBIT	5.2 cmc/100puls

metr 96

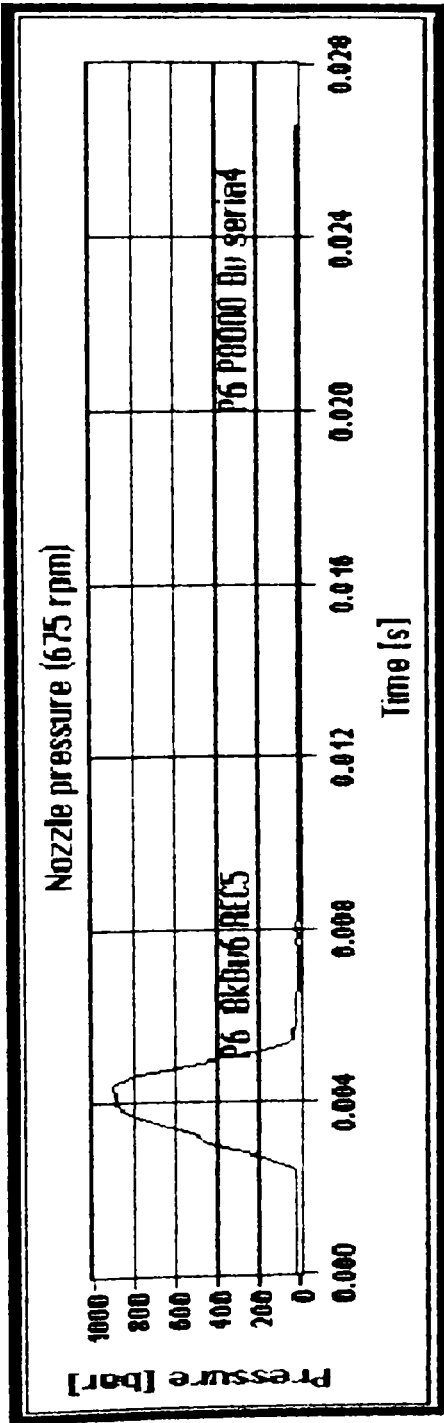


SUPAPA	(sup)	mm
SUPAPA AMORTIZ. (A)	0.9	mm
MOMENT REFUL. (M)	5.9	mm
LIMITATOR (L)		mm
CURSA		mm

1

TURATIE	1050 rpm
P <sub>max</sub>	1401 bar
P <sub>refm</sub>	7 bar
P virf dupa injectie	bar
DEBIT	(Q)
	33 cmc/200puls

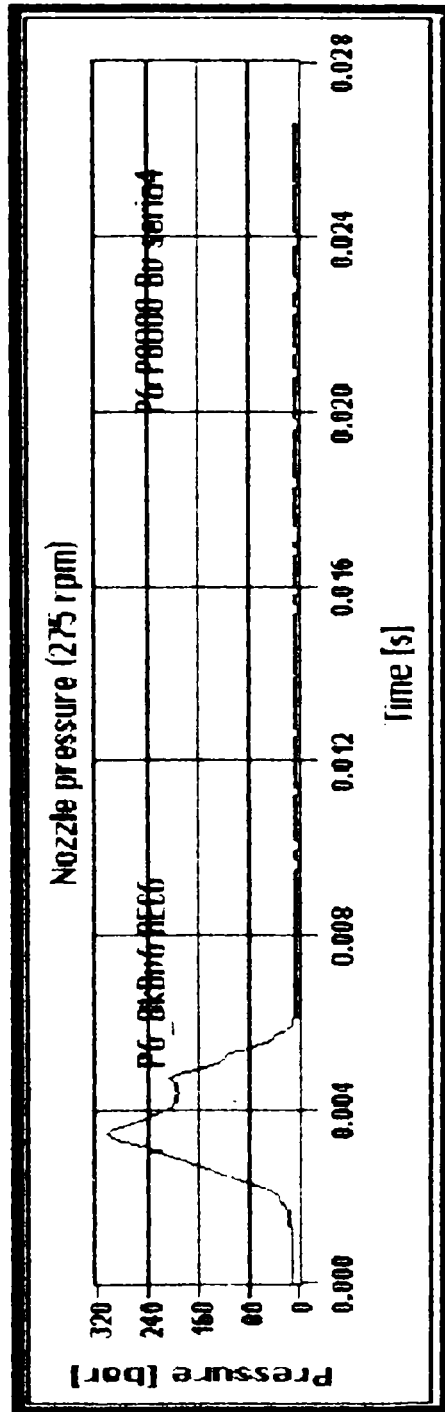
X



2

TURATIE	675 rpm
P <sub>max</sub>	503 bar
P <sub>refm</sub>	3 bar
P virf dupa injectie	bar
DEBIT	(Q)
	39 cmc/200puls

X



3

TURATIE	275 rpm
P <sub>max</sub>	304 bar
P <sub>refm</sub>	3 bar
P virf dupa injectie	bar
DEBIT	(Q)
	6 cmc/100puls

finx0 9a

Intocmit ing. Ion Buzneri

## Appendix 2: SMOKE and Power Measurement

ECE regulation No.24 - Revision 3, ECE regulation No. 85										
Notes	Free accel. results: 0.431, 0.435, 0.422, 0.434 1/m									
Instrument operator	Vacek									
date	26.09.01									
Protocol No.	45									
Engine	ROMAN 1035 L6-DTI 260.02, Spec. 117 0001, Ser. No. 761									
Turbocharger	HIDROMECHANICA H3-0225A/17A2 Ser.No. 080 99									
Inject. advance	1.5									
Injection pump	MEFIN PES 6P 130A 720 RS 8000, Ser. code 0802 746 000									
<b>Basic seting</b>										
Measured point No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
rpm	2100	2000	1800	1600	1350	1200	1000	0	0	0
Dynamometer setting	[N]	927	968	1060	1142	830	775	0	0	0
Fuel consumption	[kg/h]	48.8	48.42	45.24	41.47	38.41	20.78	16.6	0	0
Intake air vapor pressure	[kPa]	1.44	1.44	1.58	1.61	1.55	1.58	0.00	0.00	0.00
Intake air humidity RH	[%]	55	48	47	48	49	50	0	0	0
t intake air	[°C]	26	24	26	26	25	25	0	0	0
t before intercooler	[°C]	40	49	41	34	32	25	0	0	0
t after intercooler	[°C]	483	509	507	511	537	457	0	0	0
t exhaust	[°C]	33	37	35	34	33	33	0	0	0
t fuel	[°C]	85	88	85	82	81	77	0	0	0
t oil	[°C]	78	80	80	78	78	76	0	0	0
t cooling water output	[°C]	78	80	80	78	78	76	0	0	0
<b>Pressures</b>										
Intake air depression	[kPa]	6.1328	6.1328	5.0662	3.0664	2.6664	1.0666	0.5333	0	0
Air pressure after turbocharger	[kPa]	138.52	146.52	144.65	132.52	122.66	49.596	32.397	0	0
Air pressure after intercooler	[kPa]	137.5	143	137.7	130.3	120.2	47.4	31.3	0	0
Exhaust press. before turbocharger	[kPa]	11.732	11.732	10.799	8.266	5.5995	1.7332	0.5333	0	0
Exhaust pressure	[kPa]	405	466	453	403	334	317	262	0	0
p oil	[kPa]	99.712	99.712	99.712	99.712	99.712	99.712	99.712	0	0
Barometr. pressure	[kPa]	99.712	99.712	99.712	99.712	99.712	99.712	99.712	0	0
<b>Smoke measurement</b>										
Smoke	[HSU]	1.7	2.2	1.9	1.9	3.2	2.6	7	0	0

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Calculated results	26.09.01									
Measured point No.	[1]	1.011	1.001	1.012	1.012	1.007	1.007	0.000	0.000	0.000
Barometric factor Fa	[1]	1.003	1.000	1.004	1.004	1.002	1.002	0.000	0.000	0.000
Power correction factor ALPHAd	[kW]	194.67	193.6	190.8	182.72	175.5	99.6	77.5	0	0
Power measured	[kW]	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Accessories power during the test	[kW]	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Max accessories power	[kW]	7.9	6.7	4.8	3.6	2.2	1.7	1.0	0.0	0.0
Declared cooling fan power	[kW]	186.8	186.9	186.0	179.1	173.3	97.9	76.5	0.0	0.0
Power netto uncorrected	[kW]	187.4	187.0	186.7	179.8	173.6	98.3	76.6	0.0	0.0
Power netto corrected	[kW]	849.4	892.4	986.9	1069.0	1225.8	779.1	730.2	0.0	0.0
Torque netto uncorrected	[Nm]	852.2	892.7	990.4	1072.9	1228.3	781.9	731.8	0.0	0.0
Torque netto corrected	[g/kWh]	260.38	258.99	242.33	230.68	221.2	211.48	216.61	0	0
Specific fuel consumption me	[1]	2.5458	2.6313	2.5819	2.403	2.2914	1.5136	1.332	0	0
R - if not turbocharger = 1	[mg/lz]	74.884	78.016	80.992	83.523	91.686	55.803	53.493	0	0
beta	[mg/lz]	29.415	29.649	31.369	34.758	40.013	36.868	40.159	0	0
Qc	[1]	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3005	0.3	0.3057	0	0
Fm	[kPa]	98.272	98.272	98.132	98.102	98.162	98.132	98.122	0	0
Dry air pressure	[l/s]	181.02	172.4	155.16	137.92	116.37	103.44	86.2	0	0
Specific air flow	[1/m]	0.0399	0.0517	0.0446	0.0446	0.0756	0.0613	0.1688	0	0
Smoke	[1/m]	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Smoke limit										



## Appendix 3: Emissions and PT Measurement

### ECE regulation No. 49 - Revision 02

Notes													
Instrument operator	Vacek												
date	26.09.01												
Protocol No.	44												
Engine	ROMAN 1035 L6-DTI 260.02, Spec. 117 0001, Ser. No. 761												
Turbocharger	HIDROMECHANICA H3-0225A/A17A2 Ser.No. 080 99												
Inject. advance	1.5												
Injection pump	MEFIN PES 6P 130A 720 RS 8000, Set. code 0802 746 000												
<b>Basic setting</b>													
Measured point No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Weighting factor WF	[1]	0.0833	0.08	0.08	0.08	0.25	0.0833	0.1	0.02	0.02	0.02	0.02	0.0833
rpm	[1/min]	600	1350	1350	1350	1350	605	2100	2100	2100	2100	2100	606
Dynamometer setting	[N]	0	146	350	660	1270	0	930	705	490	257	120	0
Fuel consumption	[kg/h]	1.165	6.165	10.835	19.025	28.07	37.9	49.165	37.055	26.76	16.615	11.16	1.24
Intake air vapor pressure	[kPa]	1.41	1.41	1.53	1.56	1.56	1.57	1.49	1.5	1.52	1.44	1.44	1.53
Intake air humidity RH	[%]	53	53	54	52	52	45	47	50	48	53	55	51
t intake air	[°C]	24	24	23	24	24	27	26	24	25	23	22	24
t after intercooler	[°C]	27	25	24	24	27	34	35	45	43	37	32	28
t exhaust before supercharger	[°C]	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
t exhaust	[°C]	143	201	269	385	473	544	490	437	370	293	229	149
t fuel	[°C]	33	33	33	33	33	34	36	40	41	40	38	38
t oil	[°C]	75	76	78	79	80	82	82	89	89	88	87	80
t cooling water output	[°C]	70	72	75	76	75	76	77	80	79	87	78	72
t PT filters	[°C]	31	30	30	29	30	33	35	35	36	35	32	31
t dilution air	[°C]	27	27	27	27	29	30	30	30	30	30	29	28
<b>Pressures</b>													
Intake air depression	[kPa]	0.40	0.80	0.93	1.33	1.87	2.67	6.13	5.33	3.73	2.67	2.27	0.53
Air pressure after turbocharger	[kPa]	1.2	10.1	17.9	41.7	78.4	121.2	139.9	111.9	78.4	45.9	29.6	1.5
Air pressure after intercooler	[kPa]	0	8	16.4	40.9	79.5	119.8	137.9	109	74.5	42.9	26.7	0
Exhaust back pressure	[kPa]	0.0	0.9	1.1	1.7	3.3	5.9	12.7	10.4	7.2	4.5	3.3	0.0
p oil	[kPa]	154	422	407	381	358	328	448	447	448	449	443	129
Barometr. pressure	[kPa]	99.712	99.712	99.712	99.712	99.712	99.712	99.712	99.712	99.712	99.712	99.712	99.712

Exhaust emission and PT	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Measured point No.	26.09.01												
CO	[ppm]	145	310	243	48	58	137	56	38	51	80	131	147
HC	[ppm]	119	138	102	71	45	98	44	64	69	93	90	136
NOx	[ppm]	142	270	473	695	791	141	503	470	395	341	324	138
O2	[%]	19.06	16.91	14.51	11.7	8.52	19.01	10.7	12.25	13.67	15.41	16.8	19.12
CO2	[%]	1.25	2.94	4.76	6.89	9.1	1.31	7.58	6.47	5.42	4.11	3.04	1.22
PT mass	[mg]	1.047											
Calculated results													
Power measured	[kW]	0	19.71	47.25	89.1	132.57	171.45	195.3	148.05	102.9	53.97	25.2	0
Barometric factor Fa	[1]	1.0007	1.0007	0.9965	1.0017	1.0017	1.017	1.0063	1.0013	1.0065	0.9958	0.9908	1.0015
power correction factor ALPHA	[1]	1.0002	1.0002	0.9989	1.0005	1.0005	1.0051	1.0019	1.0004	1.002	0.9987	0.9972	1.0005
Accessories power during the test- ECE49, Ad.1	[kW]	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Max. Accessories power - ECE49, Ad.1, p. 6	[kW]	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Power netto uncorrected	[kW]	0	17.5	45.04	86.89	130.36	169.24	187.43	140.18	95.03	46.1	17.33	0
Power netto corrected	[kW]	0	17.504	44.992	86.935	130.43	170.1	187.78	140.24	95.215	46.042	17.282	0
Torque netto uncorrected	[Nm]	0	123.79	318.59	614.62	922.11	1197.1	852.3	637.44	432.13	209.63	78.804	0
Torque netto corrected	[Nm]	0	123.81	318.26	614.94	922.59	1203.2	853.91	637.69	432.97	209.37	78.586	0
Specific fuel consumption me	[g/kWh]	ERR	352.21	240.82	218.84	215.21	222.81	261.82	264.23	281.05	360.86	645.76	ERR
Intake air mass flow	[kg/h]	190.25	425.42	463.2	570.11	702.25	859.61	182.22	1338.1	1011.6	822.21	744.02	205.05
Exhaust mass flow	[kg/h]	191.41	431.58	474.03	589.14	730.32	897.51	183.39	1387.3	1038.3	838.82	755.18	206.29
Dry air pressure	[kPa]	98.302	98.302	98.182	98.152	98.152	98.142	98.132	98.222	98.212	98.192	98.272	98.182
Dry air mass flow	[kg/h]	188.57	421.66	458.76	564.54	695.39	851.15	180.41	1325.6	1001.9	814.79	737.31	203.09
H humid gH2O/kg dry air	[g/kg]	8.909	8.909	9.679	9.8718	9.8718	9.9361	9.4221	9.4863	9.6148	9.1013	9.1013	9.679
Corr. on water in fuel	[1]	0.9886	0.973	0.9563	0.9377	0.9253	0.9176	0.9314	0.9412	0.9506	0.9623	0.972	0.9887
CO corr	[ppm]	143.34	301.61	232.38	45.007	28.685	53.222	52.158	35.765	48.48	76.982	127.33	145.34
A - corr for air vapor ECE49		-0.0035	-0.0032	-0.0028	-0.0023	-0.002	-0.0018	-0.0022	-0.0024	-0.0026	-0.0029	-0.0031	-0.0035
B - corr for air vapor ECE49		0.0046	0.0036	0.0026	0.0014	0.0008	0.0001	0.0045	0.0016	0.0022	0.0029	0.0035	0.0046
NOx corr factor ECE49		0.9954	0.9916	1.007	0.9985	0.9935	0.9905	0.9875	0.9935	0.9951	0.9981	1.0084	1.0147
CO	[g/h]	26.505	125.75	106.41	25.614	20.237	46.143	69.898	41.931	48.627	62.379	92.889	28.963
HC	[g/h]	10.888	28.469	23.112	19.994	22.342	19.305	23.979	29.178	34.246	33.279	32.488	13.411
NOx ECE49	[g/h]	42.939	183.38	358.32	648.81	869.37	1116	1093.5	899.36	647.69	453.09	391.56	45.844
CO * WF	[g/h]	2.2087	10.06	8.5129	2.0491	1.619	1.536	1.9882	1.8988	1.2476	1.2476	1.8578	2.4136
HC * WF	[g/h]	0.9073	2.2775	1.849	1.5995	1.7874	4.8264	2.9178	0.7426	0.6849	0.6656	0.6498	1.1176
NOx * WF	[g/h]	3.5783	14.671	28.666	51.905	69.549	278.99	3.4395	17.987	12.954	9.0619	7.8312	3.8203
Sampled mass Msam	[kg]	0.0843	0.0912	0.0911	0.0914	0.0911	0.282	0.0927	0.1121	0.0224	0.0224	0.0226	0.0942
GEDF	[kg/h]	11392	11632	11594	11523	11638	11778	11490	11855	11866	11720	11716	11859
GEDF difference	[%]	2.4082	0.3507	0.6707	1.2801	0.2985	0.9059	1.5653	1.5633	1.6565	1.4032	0.3703	1.5938
WFefekt.	[1]	0.0855	0.081	0.0812	0.082	0.0809	0.2473	0.0833	0.0982	0.0195	0.198	0.02	0.0821
abs(WFefekt. - WF)	[1]	0.0022	0.001	0.0012	0.002	0.0009	0.0027	9E-06	0.0018	0.0005	0.0002	4E-05	0.0012
P*WF	[kWh]	0	1.4	3.6032	6.9512	10.429	42.31	0	18.743	1.9006	0.922	0.3466	0
Brake spec. emissions CO	[g/kWh]	0.585		Limits									
Brake spec. emissions HC	[g/kWh]	0.232			1.1								
Brake spec. emissions NOx	[g/kWh]	6.8428			7								
Brake spec. emissions PT	[g/kWh]	0.121			0.15								

## Appendix 4: Preliminary measurements

### 1. Exhaust emission and PT measurement for inj. advance 1 deg

ΓCE regulation No. 49 - Revision 02		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Notes														
Instrument operator	inj. advance changed to 1 deg													
date	ing. Vacek													
Protocol No.	24.09.01													
Engine	ROMAN 1035 L6-DTI 260.02, Spec. 117 0001, Ser. No. 761													
Turbocharger	HIDROMECHANICA H3-0225A/A17A2 Ser.No. 080 99													
Inject. advance	?													
Injection pump	MEFIN PES 6P 130A 720 RS 8000, Set. code 0802 746 000													
<b>Basic setting</b>														
Measured point No.														
Weighting factor WF														
rpm	[l]	0.0833	0.08	0.08	0.08	0.08	0.25	0.0833	0.1	0.02	0.02	0.02	0.02	0.0833
Dynamometer setting	[l/rmin]	610	1350	1350	1350	1350	1350	550	2087	2100	2100	2100	2100	600
Fuel consumption	[N]	0	151	350	683	895	1354	0	930	712	490	270	123	0
Intake air vapor pressure	[kg/h]	1.15	6.395	10.89	19.8	28.9	40.645	1.11	51.285	37.725	26.52	18.6	11.18	1.3
Intake air humidity RH	[kPa]	1.8	1.8	1.8	1.88	1.78	1.82	1.56	1.82	1.65	1.59	1.59	1.62	1.65
Intake air after turbocharger	[%]	58	58	58	58	58	54	52	54	52	50	50	54	57
t intake air	[°C]	23	23	23	24	25	24	24	24	25	25	25	24	23
t before intercooler	[°C]	23	23	23	25	30	38	37	43	50	43	36	31	27
t after intercooler	[°C]	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
t exhaust before supercharger	[°C]	123	196	282	401	477	551	262	500	444	370	289	226	151
t exhaust	[°C]	33	33	33	33	33	33	33	33	39	40	38	37	33
t fuel	[°C]	71	74	78	78	80	83	81	83	89	88	87	86	80
t oil	[°C]	89	73	77	76	78	80	73	78	78	77	77	77	73
t cooling water output	[°C]	29	28	28	29	30	28	33	31	33	35	34	33	31
t PT filters	[°C]	27	29	27	28	29	28	30	29	30	30	30	29	27
t dilution air	[°C]													
<b>Pressures</b>														
p difference on Venturi tube	[kPa]	0.1079	0.808	0.7355	1.1082	1.7848	2.8145	0.0981	6.9235	5.021	3.4814	2.3242	1.8731	0.1177
Intake air depression	[kPa]	0.40	0.80	0.93	1.20	1.73	2.93	0.40	6.00	5.33	3.87	2.67	2.27	0.40
Air pressure after turbocharger	[kPa]	1.3	10.5	21.2	47.2	84.5	135.3	1.6	150.7	114.9	78.4	44.8	29.3	1.3
Air pressure after intercooler	[kPa]	0	8.5	18.1	45.7	82.9	132.5	0	148.3	111.1	72.9	42	26.8	0
Exhaust press. before turbocharger	[kPa]													
Exhaust back pressure	[kPa]	0.0	0.5	0.9	1.7	3.5	6.0	0.0	11.3	10.4	7.2	4.4	3.2	0.0
p oil	[kPa]	217	468	471	471	455	412	141	472	493	484	459	465	166
Barometr. pressure	[kPa]	98.605	98.605	98.605	98.605	98.605	98.605	98.605	98.605	98.605	98.605	98.605	98.605	98.605

24.09.01 Exhaust emission and PT													
Measured point No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
CO	168	313	234	50	34	93	127	70	38	48	87	137	151
HC	99	129	97	74	56	38	97	37	60	85	82	85	122
NOx	142	274	468	683	740	797	138	461	466	398	342	335	141
O2	19.15	16.88	14.55	11.59	9.86	8.07	19.07	10.48	12.15	13.67	15.46	16.78	19.1
PT mass	1.25	3.02	4.7	6.98	8.2	9.4	1.35	7.75	6.59	5.45	4	3.08	1.24
	1.003												
Calculated results													
Power measured	0	20.385	47.25	82.205	134.33	182.79	0	195.02	149.52	102.9	56.7	25.83	0
Barometric factor Fa	(1)	1.0064	1.0064	1.0108	1.0164	1.0102	1.0087	1.0102	1.0155	1.015	1.015	1.0102	1.0053
Power correction factor ALPHA	(1)	1.0019	1.0019	1.0032	1.0049	1.003	1.0029	1.003	1.0046	1.0045	1.0045	1.003	1.0016
Accessories power during the test - ECE49, Ad.1, p.7.2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Max. Accessories power - ECE49, Ad.1, p.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Power netto uncorrected	0	18.175	45.04	88.985	132.12	180.58	0	187.15	141.65	95.03	48.83	17.96	0
Power netto corrected	0	18.21	45.126	90.28	132.76	181.13	0	187.72	142.3	95.457	49.049	18.015	0
Torque netto uncorrected	0	128.58	318.59	638.58	934.52	1277.3	0	852.25	644.12	432.13	222.04	81.669	0
Torque netto corrected	0	128.81	319.2	638.6	939.11	1281.2	0	854.84	647.1	434.07	223.04	81.917	0
Specific fuel consumption me	ERR	351.19	241.32	219.32	217.68	224.4	ERR	273.2	285.1	277.82	338.44	620.61	ERR
Intake air mass flow	189.37	442.25	483.03	600.46	749.47	915.82	178.54	1402.7	1218.9	1029.7	849.22	755.73	217.2
Exhaust mass flow	190.52	448.84	493.92	620.28	778.37	956.47	179.65	1453.9	1256.6	1056.3	865.82	768.91	218.5
Di air pressure	96.805	96.805	96.805	96.925	96.825	96.895	97.045	96.985	96.955	97.015	97.015	96.985	96.955
Dry air mass flow	187.21	437.2	477.52	594.07	741.01	906.42	176.77	1388.3	1206.2	1019.4	840.66	747.97	214.93
H humid gH2O/kg dry air	11.549	11.549	11.549	10.766	11.418	10.375	9.9844	10.375	10.57	10.18	10.18	10.375	10.57
Corr. on water in fuel	0.9886	0.9729	0.9578	0.8383	0.9278	0.917	0.9884	0.9317	0.9421	0.9519	0.9635	0.9723	0.9888
CO corr	166.09	304.53	224.13	46.917	31.547	85.285	125.52	65.216	35.801	46.642	83.822	133.21	149.31
A - corr for air vapor ECE49	-0.0035	-0.0032	-0.0028	-0.0023	-0.0021	-0.0018	-0.0035	-0.0022	-0.0024	-0.0027	-0.0029	-0.0031	-0.0035
B - corr for air vapor ECE49	0.0046	0.0036	0.0027	0.0014	0.0008	1E-04	0.0046	0.001	0.0017	0.0023	0.003	0.0036	0.0046
NOx corr factor ECE49	1.074	1.0598	1.0463	1.0135	1.0159	0.9865	1.0224	1.0037	1.0092	1.0059	1.01	1.0242	1.047
Cl	30.568	131.98	106.94	28.111	23.72	78.799	21.783	91.597	43.459	47.591	70.107	98.688	31.515
HC	9.0158	27.664	22.901	21.94	20.835	17.373	8.3285	25.715	38.04	32.818	33.937	31.16	12.742
Cl * WF	46.113	208.74	383.85	681.42	928.63	1205.6	40.225	1067.7	937.9	671.11	474.62	417.61	51.19
HC * WF	2.5473	10.558	8.5551	2.2489	1.8976	19.7	1.8153	9.1597	0.8692	0.9518	1.4021	1.9738	2.6283
NOx * WF	0.7513	2.2131	1.8321	1.7552	1.6668	4.3433	0.6941	2.5715	0.7208	0.6564	0.6787	0.6232	1.0618
Sampled mass Msam	3.8427	16.54	30.708	54.513	74.291	301.38	3.3521	106.77	18.758	13.422	8.4924	4.2658	4.2658
GEDF	0.0937	0.0803	0.0806	0.0804	0.09	0.2802	0.0828	0.1122	0.0223	0.0222	0.0222	0.0223	0.0932
GEDF difference	11550	11516	11481	11501	11580	11651	11486	11829	11845	11751	11720	11674	11924
WFfelekt.	0.7291	1.0258	1.3226	1.1514	0.4784	0.1378	1.2789	1.6695	1.8028	0.9954	0.7305	0.3377	2.4838
abs(WFfelekt. - WF)	0.0841	0.0813	0.0818	0.0815	0.0806	0.2483	0.0836	0.0984	0.0195	0.0196	0.0197	0.0198	0.081
P*WF	0.0098	0.0013	0.0018	0.0015	0.0006	0.0007	0.0002	0.0016	0.0005	0.0004	0.0003	0.0002	0.0023
Particles	0	1.454	3.6032	7.1996	10.569	45.145	0	18.715	2.833	1.9006	0.9766	0.3592	0
Brake spec. emissions CO	10.398												
Brake spec. emissions HC	0.6933												
Brake spec. emissions NOx	0.211												
Brake spec. emissions PT	6.9613												
	0.1121												

2. Exhaust emission and PT measurement after inj. advance and fuel amount changed  
 ECE regulation No. 49 - Revision 02

Notes	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Inj. advance and fuel amount changed													
Instrument operator													
date													
Protocol No.													
Engine													
Turbocharger													
Inj. advance													
Injection pump													
?													
MEFIN PES 6P 130A 720 RS 8000, Ser. code 0802 746 000													
<b>Basic setting</b>													
Measured point No.													
Weighting factor WF													
rpm	[1] 0.0833	0.08	0.08	0.08	0.08	0.25	0.0833	0.1	0.02	0.02	0.02	0.02	0.0833
Dynamometer setting	610	1350	1350	1350	1350	1350	610	2100	2100	2100	2100	2100	2100
Fuel consumption	[N]	0	139	618	918	1245	0	820	709	490	265	124	0
Intake air vapor pressure	[kg/h]	1.115	5.865	9.835	17.715	25.85	1.275	48.735	36.96	28.57	16.62	11.28	1.3
Intake air humidity RH	[kPa]	1.5	1.5	1.53	1.5	1.41	1.44	1.46	1.4	1.41	1.41	1.4	1.41
t air after turbocharger	[%]	52	52	53	52	49	48	46	44	47	51	52	55
t intake air	[°C]												
t before intercooler	[°C]	23	23	23	23	23	24	25	25	24	23	22	22
t after intercooler	[°C]	26	24	23	24	31	37	45	47	41	35	30	27
t exhaust before supercharger	[°C]	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
t exhaust	[°C]	161	194	252	363	479	310	479	429	359	284	223	151
t fuel	[°C]	33	33	34	35	36	37	36	37	35	33	33	33
t oil	[°C]	75	74	80	80	81	82	82	89	87	86	86	81
t cooling water output	[°C]	70	72	77	77	75	77	78	78	77	77	78	74
t PT filters	[°C]	29	29	28	29	30	33	31	33	35	34	33	31
t dilution air	[°C]	27	29	27	28	29	30	29	30	30	30	29	27
<b>Pressures</b>													
p difference on Venturi tube	[kPa]	0.1079	0.5884	0.6767	0.9414	1.5004	0.1177	6.492	4.8347	3.4029	2.334	1.8731	0.1079
Intake air depression	[kPa]	0.40	0.80	0.80	0.93	1.73	0.40	6.13	5.07	4.67	2.67	2.13	0.40
Air pressure after turbocharger	[kPa]	1.3	8.3	16.0	37.3	71.1	2.0	143.2	109.6	74.7	43.6	29.1	1.5
Air pressure after intercooler	[kPa]	0	7.4	14.2	36.1	68.6	0	139.8	107.1	72	41	26.5	0
Exhaust press. before turbocharger	[kPa]												
Exhaust back pressure	[kPa]	0.0	0.5	1.1	1.6	3.6	0.0	10.3	10.0	6.7	4.0	3.1	0.0
p oil	[kPa]	197	472	472	454	430	169	450	446	446	441	327	218
Barometr. pressure	[kPa]	98.605	98.605	98.605	98.605	98.605	98.605	98.605	98.605	98.605	98.605	98.605	98.605

Exhaust emission and PT	25.09.01	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Measured point No.														
CO	[ppm]	140	260	186	47	26	69	112	53	34	46	77	122	129
HC	[ppm]	115	108	88	67	63	46	80	44	63	63	75	81	103
NOx	[ppm]	149	285	455	708	818	850	156	535	508	432	374	363	145
2	[%]	19.13	17.1	15.01	12.06	10.02	8.66	19.1	10.79	12.28	13.75	15.43	16.75	19.21
O2	[%]	1.24	2.86	4.37	6.65	8.12	9.03	1.31	7.61	6.5	5.39	4.12	3.1	1.19
PT mass	[mg]	0.996												
calculated results														
Power measured	[kW]	0	18.765	42.525	83.43	123.93	168.08	0	193.2	148.89	102.9	55.65	26.04	0
Barometric factor Fa	[1]	1.0042	1.0042	1.0044	1.0042	1.0201	1.0035	1.0089	1.0141	1.0137	1.0086	1.0035	0.9984	0.9985
power correction factor ALPHAD	[1]	1.0013	1.0013	1.0013	1.0013	1.006	1.0011	1.0026	1.0042	1.0041	1.0026	1.0011	0.9995	0.9995
Accessories power during the test-ECE49	[kW]	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Max. Accessories power - ECE49, Ad. 1, p.	[kW]	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Power netto uncorrected	[kW]	0	16.555	40.315	81.22	121.72	165.87	0	185.33	141.02	95.03	47.78	18.17	0
Power netto corrected	[kW]	0	16.576	40.368	81.322	122.45	166.04	0	186.11	141.59	95.275	47.831	18.161	0
Torque netto uncorrected	[Nm]	0	117.1	285.17	574.51	860.99	1173.3	0	842.75	641.26	432.13	217.27	82.624	0
Torque netto corrected	[Nm]	0	117.25	285.55	575.24	866.14	1174.5	0	846.29	643.87	433.24	217.5	82.584	0
Specific fuel consumption me	[g/kWh]	ERR	353.83	243.63	217.84	211.11	220.43	ERR	261.86	261.03	278.88	347.48	621.1	ERR
Intake air mass flow	[kg/h]	186.61	429.7	459.93	564.85	677.7	860.98	206.34	1360.5	1209.9	1039.2	845.54	756.1	226.04
Exhaust mass flow	[kg/h]	187.72	435.56	469.77	582.56	703.55	897.58	207.61	1409.3	1246.9	1065.8	862.16	767.38	227.34
Dry air pressure	[kPa]	97.105	97.105	97.075	97.105	97.025	97.195	97.165	97.145	97.205	97.195	97.195	97.205	97.195
Dry air mass flow	[kg/h]	184.83	425.62	455.47	559.48	670.92	853.3	204.46	1348	1199.2	1029.9	837.98	749.39	224.03
H humid gH2O/kg dry air	[20/kg]	9.5944	9.5944	9.7893	9.5944	10.114	9.0104	9.2049	9.3347	8.9456	9.0104	8.9104	8.9456	9.0104
Corr. on water in fuel	[1]	0.9888	0.9745	0.9601	0.9414	0.9287	0.9206	0.9885	0.9331	0.943	0.9523	0.9633	0.9722	0.9893
CO corr	[ppm]	138.44	253.37	178.57	44.247	24.147	63.525	110.71	49.455	32.061	43.805	74.175	118.6	127.62
A - corr for air vapor ECE49		-0.0035	-0.0032	-0.0028	-0.0024	-0.0021	-0.0019	-0.0035	-0.0022	-0.0024	-0.0027	-0.0029	-0.0031	-0.0035
B - corr for air vapor ECE49		0.0046	0.0037	0.0028	0.0016	0.0008	0.0003	0.0046	0.0011	0.0017	0.0023	0.003	0.0036	0.0046
NOx corr factor ECE49		1.0212	1.0141	1.0111	0.9983	0.9954	0.981	1.0027	0.9865	0.982	0.9885	0.9967	1.005	1.015
CO	[g/h]	25.104	106.61	81.034	24.9	16.411	55.08	22.203	67.326	38.617	45.099	61.776	87.918	28.026
HC	[g/h]	10.319	22.486	19.76	18.657	21.187	19.736	7.9392	29.64	37.548	32.095	30.908	29.711	11.193
NOx ECE49	[g/h]	45.329	199.79	342.98	653.43	909.17	1187.8	51.539	1180.4	987.15	722.28	510.02	444.28	53.1
CO * WF	[g/h]	2.092	8.5286	6.4827	1.992	1.3129	13.77	1.8503	6.7326	0.7723	0.902	1.2355	1.7584	2.3355
HC * WF	[g/h]	0.8599	1.7988	1.5808	1.4926	1.6949	4.934	0.6616	2.964	0.751	0.6419	0.6182	0.5942	0.9328
NOx * WF	[g/h]	3.7775	15.983	27.438	52.274	72.733	296.94	4.2949	118.04	19.743	14.446	10.2	8.8856	4.425
Sampled mass Msam	[kg]	0.0938	0.0904	0.0907	0.0904	0.0901	0.2804	0.0926	0.1123	0.0223	0.0222	0.0222	0.0223	0.0932
GEDF	[kg/h]	11548	11503	11457	11464	11505	11592	11514	11785	11835	11761	11717	11675	11933
GEDF difference	[%]	0.5103	0.8963	1.2892	1.2343	0.8795	0.1246	0.7973	1.5335	1.9678	1.3246	0.9454	0.5872	2.8108
WFefekt.	[1]	0.084	0.0812	0.0818	0.0815	0.0809	0.25	0.0831	0.0985	0.0195	0.0195	0.0196	0.0198	0.0807
abs(WFefekt. - WF)	[1]	0.0006	0.0012	0.0018	0.0015	0.0009	9E-06	0.0002	0.0015	0.0005	0.0005	0.0004	0.0002	0.0026
P*WF	[kWh]	0	1.3244	3.2252	6.4976	9.7376	41.466	0	18.533	2.8204	1.9006	0.9556	0.3634	0
Particles	[g/h]	10.293												
Brake spec. emissions CO	[g/kWh]	0.5732			4									
Brake spec. emissions HC	[g/kWh]	0.2249			1.1									
Brake spec. emissions NOx	[g/kWh]	7.477			7									
Brake spec. emissions PT	[g/kWh]	0.1185			0.15									

+  
note

**ANEXA 9. Motoare 1035 L6 DTI EURO 2 – Fișe cu configurații experimentale.**

Nr. fișă.	Data	P. inj.	Injectori + pulverizator	Cond. de înaltă presiune.	Suprafață de descărcare.	Avans.	Șaibă.	Raport de comprimare (e)	(nD/n) med - red
1.	13.04.00	P3000 yug Ø12 vorhub 4.5	KBAL + DLLA 6x0.275x1	Ø6xØ2x8-40	120 mm <sup>2</sup>	23°RAC	1mm	17.3	2.25
2.	13.04.00	P3000 yug Ø12 vorhub 4.5	KBAL + DLLA 6x0.275x1	Ø6xØ2x8-40	120 mm <sup>2</sup>	22°RAC	1mm	17.3	2.25
3.	13.04.00	P3000 yug Ø12 vorhub 4.5	KBAL + DLLA 6x0.275x1	Ø6xØ2x8-40	120 mm <sup>2</sup>	23°RAC	1mm	17.3	2.25
4.	14.04.00	P3000 yug Ø12 vorhub 4.5	KBAL + DLLA 6x0.27x1	Ø6xØ2x8-40	120 mm <sup>2</sup>	20°RAC	1mm	17.3	2.25
5.	14.04.00	P3100 yug Ø12 vorhub 4.5	KBAL + DLLA 6x0.26x1 ridicare 0.3	Ø6xØ2x8-40	120 mm <sup>2</sup>	20°RAC	1mm	17.3	2.25
6.	14.04.00	P3100 yug Ø12 vorhub 4.5	KBAL + DLLA 6x0.28x1 ridicare 0.3	Ø6xØ2x8-40	120 mm <sup>2</sup>	20-21°RAC	1mm	17.3	2.25
7.	14.04.00	P3100 yug Ø12 vorhub 4.5	KBAL + DLLA 6x0.275x1 ridicare 0.3	Ø6xØ2x8-40	120 mm <sup>2</sup>	20-21°RAC	1mm	17.3	2.25
8.	17.04.00	P3100 MEFTN Ø12 vorhub 3.2	KBAL + DLLA 6x0.275x1 ridicare 0.3	Ø6xØ2x8-40	120 mm <sup>2</sup>	20-21°RAC	1mm	17.3	2.25
9.	17.04.00	P3100 MEFTN Ø12 vorhub 3.2	KBAL + DLLA 6x0.275x1	Ø6xØ2x8-40	120 mm <sup>2</sup>	20-21°RAC	1mm	17.3	2.25
10.	26.04.00	P3100 yug Ø12 vorhub 4.5	KBAL + DLLA 6x0.28	Ø6xØ2x8-40	120 mm <sup>2</sup>	23°RAC	1mm	17.3	2.25
11.	26.04.00	P3100 yug Ø12 vorhub 4.5	KBAL + DLLA 6x0.275	Ø6xØ2x8-40	120 mm <sup>2</sup>	17.4° RAC	1.5 mm	17.3	2.25
12.	12.05.00	BOSCH Ø12	KBAL + DLLA 6x0.26	Ø6xØ2x8-40		15° și 21° RAC		17.3	2.25

L'ANEXA 9. Motoare 1035 L6 DTI EURO 2. Fișe cu configurații experimentale.

**ANEXA 9 (continuare), Motoare 1035 L6 DTI EURO 2 – Fișe cu configurații experimentale.**

13.	12.05.00	BOSCH Ø12	KBAL + DLLA 6x0.26	Ø6xØ2x840	19° RAC memisc	17.3	2.25
14.	12.05.00	BOSCH Ø12	KBAL + DLLA 6x0.28	Ø6xØ2x840	12°, 14° și 19° la nominal RAC memisc	17.3	2.25
15.	16.05.00	BOSCH Ø12	KBAL + DLLA 6x0.28	Ø6xØ2x840	12° RAC.	17.3	2.25
16.	16.05.00	BOSCH Ø12	KBAL + DLLA 6x0.28	Ø6xØ2x840	12° RAC.	17.3	2.25
17.	17.05.00	BOSCH Ø12	KBAL + DLLA 6x0.28	Ø6xØ2x840	12° RAC.	17.3	2.25
18.	17.05.00	BOSCH Ø12	KBAL + DLLA 6x0.28	Ø6xØ2x840	12° RAC.	17.3	2.25
19.	17.05.00	BOSCH Ø12	KBAL + DLLA 6x0.28	Ø6xØ2x840	14° RAC.	17.3	2.25
20.	18.05.00	BOSCH Ø12	KBAL + DLLA 6x0.28	Ø6xØ2x840	14° RAC.	17.3	2.25
21.	18.05.00	BOSCH Ø12	KBAL + DLLA 6x0.28	Ø6xØ2x840	12° RAC.	17.3	2.25
22.	18.05.00	BOSCH Ø12	KBAL + DLLA 6x0.28	Ø6xØ2x840	12° RAC.	17.3	2.25
23.	19.05.00	BOSCH Ø12, s-a mărit debitul	KBAL + DLLA 6x0.275, raport diferențial 4/2.2	Ø6xØ2x840	12°, 15°, 18.5° RAC	17.3	2.25
24.	22.05.00	BOSCH Ø12, s-a mărit debitul	KBAL + DLLA 6x0.28 îmbunătățit,(5+1)	Ø6xØ2x840	29°, 28.5°, 22° RAC la aparat, 19.5°, 18.5°, 13° RAC. la picătură	17.3	2.25
25.	25.05.00	BOSCH Ø12, s-a mărit debitul	KBAL + DLLA 5x0.275x0.8, raport diferențial 4/2	Ø6xØ2x840	19° RAC	17.3	2.25
26.	26.05.00	BOSCH Ø13	KBAL + DLLA 6x0.28raport diferențial 4/2	Ø6xØ2x840	28-29° RAC aparat	17.3	2.25



**ANEXA 3 (continuare), Motoare 1035 L6 DTI EURO 2 – Fișe cu configurații experimentale.**

27.	27.05.00	BOSCH Ø13	KBAL + DLLA 6x0.28 raport diferențial 4/2	Ø6xØ2x840	100 mm <sup>2</sup>	11.5°, 12.5° și 14° RAC, aparat.	1 mm.	17.3	2.25
28.	29.05.00	BOSCH Ø13	KBAL + DLLA 6x0.28 și 5x0.3	Ø6xØ2x840	100 mm <sup>2</sup>	13° RAC.	1 mm. și 0.5 mm.	17.3	2.25
29.	29.05.00	BOSCH Ø13	KBAL + DLLA 6x0.26 și 5x0.3 raport diferențial 4/2	Ø6xØ2x840	100 mm <sup>2</sup>	12° RAC. (aparat), 6° RAC. real	1 mm.	17.3	2.25
30.	29.05.00	BOSCH Ø13	KBAL + DLLA 6x0.26 și 5x0.3 raport diferențial 4/2	Ø6xØ2x840	100 mm <sup>2</sup>	14.5° RAC. (aparat), 8.5° RAC. real	1 mm.	17.3	2.25
31.	30.05.00	BOSCH Ø13	BOSCH 4 găuri	Ø6xØ2x840	100 mm <sup>2</sup>	14.5° RAC. (aparat), > 5°	1 mm.	17.3	2.25
32.	29.05.00	BOSCH Ø13	KBAL + DLLA 6x0.26 (5+1) arcuri	Ø6xØ2x840	100 mm <sup>2</sup>	11.5°, 13.5° RAC.	1 mm.	17.3	2.25
33.	01.06.00	BOSCH Ø13	KBAL + DLLA 6x0.26 arcuri scurte	Ø6xØ2x840	100 mm <sup>2</sup>	12.5° 14.5° RAC. (aparat),	1 mm.	17.3	2.25
34.	01.06.00	BOSCH Ø12	KBAL + DLLA 6x0.26 arcuri scurte	Ø6xØ2x840	100 mm <sup>2</sup>	22.5°, 24.5° RAC.	1 mm.	17.3	2.25
35.	02.06.00	BOSCH Ø12	KBAL + DLLA 6x0.26 arcuri scurte	Ø6xØ2x840	100 mm <sup>2</sup>	15° (25°) (aparat),	1 mm.	17.3	2.25
36.	02.06.00	BOSCH Ø12	KBAL + DLLA 6x0.28 arcuri scurte	Ø6xØ2x840	100 mm <sup>2</sup>	18.5° RAC.	1 mm.	17.3	2.25
37.	05.06.00	BOSCH Ø12	KBAL + DLLA 6x0.28x1 arcuri scurte, 1-a cil. 6, 0.275x1, la cil. 2, 0.275x0.8, raport 4/2 2	Ø6xØ2x840	100 mm <sup>2</sup>	15° (25°), 18.5° RAC	1 mm.	17.3	2.25
38.	07.06.00	BOSCH Ø12	KBAL + DLLA 6x0.28x1 arcuri scurte, 1-a cil. 6, 0.275x1, la cil. 2, 0.275x0.8, raport 4/2	Ø6xØ2x840	100 mm <sup>2</sup>	17.5° (27.5°), 19.5° (29.5°)	1 mm.	17.3	2.25
39.	12.06.00	BOSCH Ø12	KBAL + DLLA 5x0.3x1, 4/2 arcuri scurte.	Ø6xØ2x840	100 mm <sup>2</sup>	16° 11° (19.5°)	1 mm.	17.3	2.25
						1° 10° 1°	1 mm.	17.3	2.25

**ANEXA 9 (continuare), Motoare 1035 L6 DTI EURO 2 – Fise cu configuratii experimentale.**

40	BOSCH Ø12	HJ 5x0.3		Ø6xØ2x840		18,5°	1 mm.	17.3	2.25
42	BOSCH Ø12	HJ 5x0.3		Ø6xØ2x840		6°, 8°, 10°, 11°	1 mm.	17.3	2.25
43	BOSCH Ø12	HJ 5x0.3		Ø6xØ2x840		12°	1 mm.	17.3	2.25
44	MEFIN PES6P130A720 RS8000	HJ 5x0.3x1.5, arc scurt		Ø6xØ2x840	fără	8°, 10,5°, 12°, 14°	1 mm.	17.3	2.25
45	MEFIN PES6P130A720 RS8000	KBAL + DILA 6x0.26x... + 1 buc. 6x0.275x0.4		Ø6xØ2x840	fără	10°, 11°, 14,5°	1 mm.	17.3	2.25
46	MEFIN PES6P130A720 RS8000	5x0.3x1.5, 4/2, arc tare?		Ø6xØ2x840	fără	8°	1 mm.	17.3	2.25
47	MEFIN PES6P130A720 RS8000	6x0.26, arc tare, 4/2, cursa 0.4.		Ø6xØ2x1000	fără	19° aparat		16.3	2.25
48	BOSCH Ø12	6x0.28, Sa = 0.369		Ø6xØ2x840		12°, 14° la picatura	1 mm.	16.3	2.25
49	BOSCH Ø12	6x0.26, Sa = 0.318		Ø6xØ2x840		6°, 14°, 16° la picatura	1 mm.	16.3	2.25
50	BOSCH Ø12	5x0.3, 4/2, arc scurt, Sa = 0.353		Ø6xØ2x840		8°, 11°, 14°, 16° la picatura	1 mm.	16.3	2.25
51	BOSCH Ø12	BOSCH 5x0.3 152 P660, montate la 180° fata de inj standard		Ø6xØ2x840		6°, 7.5°, 11°, 13° la picatura	0 mm	16.3	2.25
52	BOSCH Ø12	BOSCH 5x0.3 152 P660, montate la 180° fata de inj standard		Ø6xØ2x840		6°, 13°	0 mm.	16.3	2.25
53	P8100 Ø13	BOSCH 5x0.3 152 P660, montate la 180° fata de inj standard		Ø6xØ2x840	100 mm <sup>2</sup>	7.5° aparat. 10° aparat (7.5° picatura), 12°, (10°) 14.5°	0 mm.	16.3	2.25
54	P7100 Ø13 - remediata Simara	BOSCH 5x0.3 152 P660, montate la 180° fata de inj standard		Ø6xØ2x840/ Ø6xØ2x1000	100 mm <sup>2</sup>	11°, (9°)	0 mm.	16.3	2.25

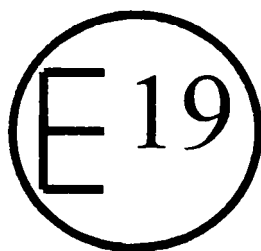
**ANEXA 9 (continuare). Motoare 1035 L6 DTI EURO 2 – Fișe cu configurații experimentale.**

55	04.08.00	BOSCH P7100 Ø13	BREAZA 5x0.28	Ø6xØ2x1000	100 mm <sup>2</sup>	16.5° (15°) (9°)	1 mm.	16.3	2.25
56	07.08.00	MEFIN PES6P130A720 RS8000	BREAZA 5x0.28	Ø6xØ2x1000	fără	8°, 14.5°?	1 mm.	16.3	2.25
57	08.08.00	MEFIN PES6P130A720 RS8000	BREAZA 5x0.28 5x0.26	Ø6xØ2x1000	fără	8°, 16.5°	0 mm.	16.3	1.95
58	11.08.00	MEFIN PES6P130A720 RS8000	5x0.275	Ø6xØ2x1000	fără	8.5°, 14°	0 mm.	16.3	1.95
59	15.08.00	MEFIN PES6P130A720 RS8000	5x0.275, h = 3 mm.?	Ø6xØ2x1000	fără	8°, 14°	0 mm.	16.3	1.95
60	16.08.00	MEFIN PES6P130A720 RS8000	5x0.28	Ø6xØ2x1000	fără	16.5° (14.5°) 15°	0 mm.	16.3	1.95
61	21.08.00	MEFIN PES6P130A720 RS8000	5x0.28 (0.3, 4/2)	Ø6xØ2x1000	fără	13° picatura	0 mm.	16.3	1.95
62	24.08.00	MEFIN PES6P130A720 RS8000	5x0.28x1	Ø6xØ2x1000	fără	13° picatura	0 mm.	16.3	1.95
63		MEFIN PES6P130A720 RS8000	5x0.28x1	Ø6xØ2x1000	fără	13° picatura	0 mm.	16.3	1.95
64	31.08.00	BOSCH P7100 Ø13	5x0.28x1	Ø6xØ2x1000	100 mm <sup>2</sup>	13° picatura	0 mm.	16.3	1.95
65	01.09.00	MEFIN PES6P130A720 RS8000	5x0.28x1	Ø6xØ2x1000	fără	13° , 6° picatura	0 mm	16.3	1.95
66	07.09.00	BOSCH P7100 Ø13	5x0.28x1		100 mm <sup>2</sup>	10° , 16.5° la aparat	0 mm	16.3	1.95
67	08.09.00	BOSCH P7100 Ø13	5x0.28x1, corp inj. BOSCH	Ø6xØ2x1000	100 mm <sup>2</sup>	12° , 17° 18° la aparat	0 mm.	16.3	1.95
68	15.09.00	BOSCH P7100 Ø13	5x0.28x1, HIDROJET	Ø6xØ2x1000	100 mm <sup>2</sup>	10.5° 11° cu variator 7° RAC	0 mm.	16.3	1.95

69	18.09.00	BOSCH P7100 Ø13	5x0.28		Ø6xØ2x1000	100 mm <sup>2</sup>	Fix 12", variator arbure pompa	0 mm.	16.3	1.95
----	----------	--------------------	--------	--	------------	---------------------	---	-------	------	------

ANEXA 2. Măsurare J045 Le. DIT FURU.2. Fige cu configuraia experimentală

**ROMÂNIA**  
**MINISTERUL LUCRĂRILOR PUBLICE,**  
**TRANSPORTURILOR ȘI LOCUINȚEI \*)**



Comunicare privind: - acordarea omologării  
*Communication concerning:* *approval granted*  
- refuzul omologării  
*approval refused*  
- extensia omologării  
*approval extended*  
- retragerea omologării  
*approval withdrawn*  
- oprirea definitivă a producției  
*production definitely discontinued*

pentru un tip de motor cu aprindere prin comprimare ca unitate tehnică de sine stătătoare în ceea ce privește emisiile de poluanți conform **Regulamentului Nr. 49**

*of a diesel engine type as a separate technical unit with regard to emissions of pollutants pursuant to Regulation No. 49*

Omologare nr.

**B 49R - 0201022**

Extensia nr.

-----

*Approval No.**Extension No.*

- |   |                                   |
|---|-----------------------------------|
| 1. Marca fabricii sau comercială a motorului .....                                  | ROMAN                             |
| <i>Trade name or mark of the engine</i> .....                                       |                                   |
| 2. Tipul motorului .....  | 1035-L6-DTI 260.02                |
| <i>Engine type</i> .....  |                                   |
| 3. Tip aprindere: prin comprimare / prin scântee                                    |                                   |
| <i>Combustion type: compression ignition / positive ignition</i>                    |                                   |
| 3.1 Tip combustibil.....  | Motorină                          |
| <i>Type of fuel</i> .....   | <i>Diesel fuel</i>                |
| 4. Numele și adresa constructorului .....   | SC ROMAN SA                       |
| <i>Manufacturer's name and address</i> .....  | Str. Poienelor nr. 5, Brașov 2200 |
|   | ROMÂNIA                           |
| 5. Numele și adresa reprezentantului producătorului, dacă este cazul .....          | fără obiect                       |
| <i>If applicable, name and address of the manufacturer's representative</i> .....   | N/A                               |
| 6. Depresiunea maxim admisă la admisie .....  | 6,0 kPa                           |
| <i>Maximum allowable intake depression</i> .....                                    |                                   |
| 7. Contrapresiunea maximă autorizată la evacuare .....                              | 10+2,5 kPa                        |
| <i>Maximum allowable back pressure</i> .....  |                                   |
| 8. Valoarea maximă admisibilă a puterii absorbite de echipamentul antrenat de motor |                                   |
| <i>Maximum permissible power absorbed by the engine - driven equipment</i>          |                                   |
| la turația intermediară .....   | 0,15 kW                           |
| <i>intermediate</i> .....   |                                   |
| la turația nominală .....   | 0,25 Kw                           |
| <i>rated</i> .....  |                                   |

\* former "MINISTERUL TRANSPORTURILOR"

9. Restricții de utilizare, dacă este cazul ..... fără obiect  
*Restriction of use, if any* ..... N/A
10. Valorile emisiilor măsurate în urma încercărilor după ciclul cu 13 faze  
*Emission levels – 13 mode emission test values*  
CO: 0,59 g/ kWh; HC: 0,23 g/kWh;  
NOx: 6,84 g/kWh; PT: 0,121 g/kWh  
Determinate după metoda diluării în circuitul principal sau în derivație  
*Determined by a full / partial flow system*
11. Motorul prezentat pentru încercări de omologare la data de ..... 24.07.2001  
*Engine submitted for tests on*
12. Serviciul tehnic însărcinat cu încercările de omologare ..... UVMV  
*Technical service responsible for conducting approval tests* Motor Vehicle Research Institute Ltd.  
Lihovarska 12, CZ 180 68 Prague 9,  
Czech Republic
13. Data raportului de încercare eliberat de acest serviciu ..... 27.09.2001  
*Date of report issued by that service*
14. Numărul raportului de încercare eliberat de acest serviciu ... 50211-01  
*Number of report issued by that service*
15. Amplasarea mărcii de omologare pe motor ..... pe partea din spate a blocului motor  
*Site of approval mark on the engine* ..... *on the back side of cylinders block*
16. Localitatea ..... București  
*Place*
17. Data 21.12.2001  
*Date*

18. Semnătura  
*Signature*



SECRETAR DE STAT  
ION ŢELARU

19. Prezentei comunicări îi sunt anexate următoarele documente, care poartă numărul de omologare indicat mai sus:  
*The following documents, bearing the approval number shown above, are annexed to this communication:*

Anexă  
*Annex*

Lista documentelor conținute dosarul de omologare  
*The list of the documents contained in the approval file*

- Anexa 1 – Caracteristici principale ale motorului și indicații privind efectuarea încercărilor  
*Anex 1 - Essential characteristics of the engine and information concerning the conduct of tests*
- raport de încercare:

UVMV (Czech Republic), nr.50211-01/ 27.09.2001

*test report:*